



T.C.
EGE ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü



ULTRA DÜŞÜK SICAKLIKLARDA ÇALIŞAN OTO-KASKAD SİSTEMLİ AŞI DEPOLAMA KABİNLERİ ÜZERİNE BİR İNCELEME

Yüksek Lisans Tezi

Rüyam Damla ÖĞMEN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İzmir
2023

T.C.
EGE ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü

**ULTRA DÜŞÜK SICAKLIKLARDA ÇALIŞAN
OTO-KASKAD SİSTEMLİ AŞI DEPOLAMA
KABİNLERİ ÜZERİNE BİR İNCELEME**

Rüyam Damla ÖĞMEN

Danışmanlar: Prof. Dr. Hüseyin GÜNERHAN
Doç.Dr. Nurdan YILDIRIM

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Makina Mühendisliği Yüksek Lisans Programı

İzmir
2023

Rüyam Damla ÖĞMEN tarafından Yüksek Lisans tezi olarak sunulan “**Ultra Düşük Sıcaklıklarda Çalışan Oto-Kaskad Sistemli Aşı Depolama Kabinleri Üzerine Bir İnceleme** ” başlıklı bu çalışma EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile EÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi’nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 02.02.2023 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

İmza

Jüri Başkanı : Prof. Dr. Hüseyin GÜNERHAN
Raportör Üye : Dr. Öğretim Üyesi Levent BİLİR
Üye : Doç. Dr. Lutfiye ALTAY

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “**Ultra Düşük Sıcaklıklarda Çalışan Oto-Kaskad Sistemli Aşı Depolama Kabinleri Üzerine Bir İnceleme**” başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün safhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

02/2023

Rüyam Damla ÖĞMEN

ÖZET**ULTRA DÜŞÜK SICAKLIKLARDA ÇALIŞAN OTO-KASKAD
SİSTEMLİ AŞI DEPOLAMA KABİNLERİ ÜZERİNE BİR
İNCELEME**

ÖĞMEN, Rüyam Damla

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hüseyin GÜNERHAN

İkinci Tez Danışmanı: Doç. Dr. Nurdan YILDIRIM

Şubat 2023, 99 sayfa

Her dönem insanlar birçok pandemi ve hastalıklar ile karşı karşıya gelmiştir. Bu yüzden tek kurtarıcı aşıdır. Aşı sayesinde tüm insanlık refaha ermiştir. Aşının muhafaza edilmesi, dünyaya yayılması ve iletilmesi için depolama sistemlerine ihtiyaç vardır. Bunun en iyi yollarından biri de mühendislik harikası diyebileceğimiz otomatik kaskad soğutma sistemli aşı depolama kabinleridir.

Bu tezde öncelikle önemli termodinamik bilgiler verilmiş ardından kaskad sistemleri ve otomatik kaskad soğutma sistemleri detaylı olarak incelenmiştir. Bununla birlikte; aşı depolama kabinleri için tasarımda göz önüne alınması gereken unsurlara değinerek kademeli sistemlerin karşılaştırmalı enerji analizi yapılarak yeni nesil soğutucu akışkanın sisteme etkisi ve her iki sistemin performans katsayıları, işleyişi vs. incelenmiştir.

Araştırmalar çerçevesinde; sonuç olarak, ozon tükenme potansiyeli ve küresel ısınma potansiyeli standartlara uygun, yüksek verimlilikli soğutucu akışkanın kullanılması, işletme maliyetlerinin az olması nedeni ile düşük sıcaklıklı uygulamalar için otokaskad sisteminin tercih edilmesi, malzeme seçiminde soğuya dayanıklı özelliklere sahip ayrıca yalıtım sağlayacak malzemelerin kullanılması ve enerji verimliliğinin artıracak çalışmaların yapılması otomatik kaskad soğutma sistemli aşı depolama kabinlerinin popülerliğinin artmasına yardımcı olmaktadır.

Anahtar sözcükler: Otomatik kaskad soğutma, Aşı depolama kabinleri, Ultra düşük sıcaklık, Enerji verimliliği.



ABSTRACT**INVESTIGATION OF a VACCINE STORAGE CABINETS WITH
AUTO-CASCADE SYSTEM with OPERATING at ULTRA-LOW
TEMPERATURES**

ÖĞMEN, Rüyam Damla

MSc in Mechanical Eng.

Supervisor: Prof. Dr. Hüseyin GÜNERHAN

Co-Supervisor: Doc. Dr. Nurdan YILDIRIM

February 2023, 99 pages

Every era, people have faced many pandemic and diseases. The only savior is the vaccine. All mankind is prosperous because of the vaccine. Storage systems are needed to preserve, spread and transmit vaccine to the world. One of the best ways to do that is to call it an engineering wonder, vaccine storage cabins with an automated cascade cooling system.

In this thesis, firstly important thermodynamic information is given and then cascade systems and automatic cascade cooling systems are examined in detail. In addition to this; the elements that should be taken into account in the design for vaccine storage cabinets by referring to cascade refrigeration systems and the comparative energy analysis of the cascade refrigeration systems, the effect of the new generation refrigerant on the system and the performance coefficients of both systems, their functioning, etc. examined.

As a result of research, the potential for ozone depletion and global warming potential are standards-compliant, high efficiency refrigerant used, low operating costs, and the choice of the auto cascade refrigeration system for low temperature applications, the use of materials that are soonproof in material selection, and the use of materials that provide insulation and work to improve energy efficiency, helps increase the popularity of vaccine storage cabins with an automated cascade refrigeration system.

Keywords: Automatic cascade cooling, Vaccine storage cabinets, Ultra low temperature, Energy efficiency.

ÖNSÖZ

Koronavirüs pandemisi ve gelişen teknoloji dünyası ile insanların aşı depolama kabinlerine ihtiyacı artmıştır. Bu tezin ana çıkış noktası koronavirüs pandemisi ve aşı depolama kabinlerinin yetersiz oluşudur. Dünyada ve ülkemizde yeterli miktarda aşı depolama kabinlerinin üretimi yoktur ve ihtiyaç bir hayli fazladır. Özellikle bazı aşılar ve ilaçlar düşük sıcaklıklarda özel saklama koşulları gereksinimine sahiptir. Aşı depolama kabinlerinin ultra düşük sıcaklıklarda çalışan aşılarda depolanması için çeşitli faktörleri içerdiği bilinmektedir. Birincil en önemli faktörde geleneksel kaskad soğutma sistemlerine kıyasla otomatik kaskad soğutma sisteminin kullanılmasının daha iyi bir performans sergilediğidir çünkü daha yüksek kompresör hacimsel verimlilik, daha küçük sıkıştırma oranı ve daha düşük buharlaşma sıcaklığı otomatik kaskad sistemleri ile elde edilebilmektedir.

Dünyadaki ihtiyaç ile tasarımdaki revizyonların da detaylı olarak ele alınması en önemli bulgudur. Ne kadar yüksek enerji verimliliğine sahip bir ürün elde edilirse o kadar çevreye ve insanlığa faydalı etkiler bırakacağı konusunda tasarımcılar ve mühendisler hem fikirdir. Kısaca, aşılar hayati önem taşıyan buluşlardır ve bu buluşun depolanması gerekmektedir. Bunun içinde mühendisler ve tasarımcıların üzerine düşen belli başlı görevler vardır. Bu görevler yeni inovatif yaklaşımlar ile gerçekleştirilirse ülkemiz ve dünyamız daha üst seviyeyelere taşınacaktır.

İZMİR

02/2023

Rüyam Damla ÖĞMEN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

İÇ KAPAK	ii
KABUL ONAY SAYFASI	iii
ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI	v
ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
ÖNSÖZ	x
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiv
TABLolar DİZİNİ	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xx
1.GİRİŞ	1
2.GENEL BİLGİLER	4
2.1 Kaskad Soğutma Sistemleri	4
2.1.1 İki aşamalı kaskad soğutma sistemleri	6
2.1.2 Üç aşamalı kaskad soğutma sistemleri	8
2.1.3 Otomatik kaskad soğutma sistemleri	9

İÇİNDEKİLER (DEVAM)

Sayfa

2.1.4 Otomatik kaskad soğutma sistemlerindeki akışkanın çalışma prensibi	13
2.1.5 Otomatik kaskad soğutma döngüsü analizi	14
2.1.6 Otomatik kaskad soğutma döngüsünün termo-ekonomik analizi	15
2.1.7 Otomatik kaskad soğutma döngüsünün kullanım alanları	16
3. ULT ÇALIŞAN OTOKASKAD SOĞUTMA SİSTEMLİ	
AŞI DEPOLAMA KABİNLERİ	18
3.1 Aşılar,Aşıların Depolanması ve Kabinleri Hakkında Genel Bilgiler	18
3.1.1 Güvenli aşı depolanması için öneriler	20
3.1.2 Soğuk muhafaza edilen aşıların dağıtım süreci	21
3.2 Aşı Depolama Tasarım Kriterleri	22
3.3 Malzeme Seçimi	23
3.3.1 Düşük sıcaklıklarda kullanılan malzemeler ve özellikleri	23
3.4 Soğutucu Akışkanların Seçimi	26
3.4.1 Soğutucu akışkanların sahip olması gereken genel özellikleri	26
3.4.2 Soğutucu akışkan çeşitleri ve çalışmalar	27
3.4.3 Soğutucu akışkanlarla ilgili anlaşmalar	42

İÇİNDEKİLER (DEVAM)

Sayfa

3.4.4 F-gaz yönetmeliği	46
3.4.5 Bir karışımın toplam küresel ısınma potansiyelinin hesaplanması	49
3.5 Farklı Soğutucu Akışkan Çiftinin İki Aşamalı ve Otokaskad Soğutma Sisteminde Enerji Analizinin Yapılması	50
3.5.1 Sistemin Açıklanması	51
3.5.2 Termodinamik Modelleme Kabulleri	55
3.5.3 Kütle ve Enerji Denklemleri	57
3.5.4 Bulgular	59
3.5.5 Sonuç ve Tartışma	80
3.6 Çevreye Etki ve Enerji Verimliliği	82
3.6.1 Tasarımda önemli revizyonların ve aşı kabinlerinin kullanım şeklinin etkisi	83
4. GENEL SONUÇ VE ÖNERİLER	86
KAYNAKLAR DİZİNİ	88
TEŞEKKÜR	98
ÖZGEÇMİŞ	99

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. İki Kademeli Soğutma Sistemi Şeması	7
2.2 İki Kademeli Kaskad Sistemi İçin T-s Diyagramı	7
2.3 Basit Otomatik Kaskad Soğutma Sistemi	9
2.4 Bir Otomatik Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi	12
3.1 Üretim Yerinden Uygulama Noktasına Kadar Soğuk Zincir	22
3.2 Bir Kaç Metalin Sıcaklığa Karşı Uzaması	24
3.3 Piyasaya Sürülen F-gazların Azaltılmasını ve F-gazları Kullanan Yeni Ekipman ve Hizmet Ürünleirndeki Kısıtlamaları Gösteren Şematik Diyagram	48
3.4 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemin Şematik Diyagramı	52
3.5 Otomatik Kaskad Soğutma Sistemin Şematik Diyagramı	54
3.6 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi-Evaporatör Sıcaklığı (T_e) Değişiminin COP Üzerindeki Etkisi	63
3.7 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi-Kondenser Sıcaklığı (T_c) Değişiminin COP Üzerindeki Etkisi	65
3.8 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi- P_2 Basınç Değişiminin COP Üzerindeki Etkisi	67

ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAM)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
3.9 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi- P_5 Basınç Değişiminin COP Üzerindeki Etkisi	69
3.10 Oto-Kaskad Soğutma Sistemi-Evaporatör Sıcaklığı (T_e) Değişimin COP Üzerindeki Etkisi	74
3.11 Oto-Kaskad Soğutma Sistemi-Kondenser Sıcaklığı (T_c) Değişimin COP Üzerindeki Etkisi	76
3.12 Oto-Kaskad Soğutma Sistemi- P_2 Basınç Değişimin COP Üzerindeki Etkisi	78
3.13 Oto-Kaskad Soğutma Sistemi- P_5 Basınç Değişimin COP Üzerindeki Etkisi	80

TABLOLAR DİZİNİ

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
3.1 ULT Soğutma Üzerine Yapılan Çalışmaların Özeti	41
3.2 Alternatif Soğutucu Akışkanların Fiziksel Özellikleri	42
3.3 Her İki Sistem İçin Parametrik Kabuller Listesi	57
3.4 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistem Bileşenleri İçin Denge Denklemleri	58
3.5 Otomatik Kaskad Soğutma Sistem Bileşenleri İçin Denge Denklemleri	59
3.6 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi- R134a/R1150 Soğutucu Akışkanına Ait Sistem Bileşenleri İçin Sonuçlar	60
3.7 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi-R134a/R1150 Soğutucu Akışkanın Kullanıldığı Sisteme Ait Sonuçlar	60
3.8 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi- R600a/R1150 Soğutucu Akışkanına Ait Sistem Bileşenleri İçin Sonuçlar	61
3.9 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi-R600a/R1150 Soğutucu Akışkanın Kullanıldığı Sisteme Ait Sonuçlar	61
3.10 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo: R134a/R1150 &T _e	62

TABLOLAR DİZİNİ (DEVAM)

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
3.11 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo:	
R600a/R1150 &T _e	62
3.12 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo:	
R134a/R1150 &T _c	64
3.13 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo:	
R600a/R1150 &T _c	64
3.14 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo:	
R134a/R1150 &P ₂	66
3.15 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo:	
R600a/R1150 &P ₂	66
3.16 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo:	
R134a/R1150 &P ₅	68
3.17 İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo:	
R600a/R1150 &P ₅	68
3.18 Oto-kaskad Soğutma Sistemi- R134a/R1150 Soğutucu	
Akışkanına Ait Sistem Bileşenleri İçin Sonuçlar	70
3.19 Oto-Kaskad Soğutma Sistemi-R134a/R1150 Soğutucu	
Akışkanın Kullanıldığı Sisteme Ait Sonuçlar.....	71

TABLOLAR DİZİNİ (DEVAM)

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
3.20 Oto-Kaskad Soğutma Sistemi- R600a/R1150 Soğutucu	
Akışkanına Ait Sistem Bileşenleri İçin Sonuçlar	71
3.21 Oto-Kaskad Soğutma Sistemi-R600a/R1150 Soğutucu	
Akışkanın Kullanıldığı Sisteme Ait Sonuçlar	72
3.22 Oto-Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo:	
R134a/R1150 &T _e	72
3.23 Oto-Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo:	
R600a/R1150 &T _e	73
3.24 Oto-Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo:	
R134a/R1150 &T _c	75
3.25 Oto-Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo:	
R600a/R1150 &T _c	75
3.26 Oto-Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo:	
R134a/R1150 &P ₂	76
3.27 Oto-Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo:	
R600a/R1150 &P ₂	77
3.28 Oto-Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo:	
R134a/R1150 &P ₅	78

TABLÖLAR DİZİNİ (DEVAM)TabloSayfa

3.29 Oto-Kaskad Soğutma Sistemi&Parametrik Tablo:

R600a/R1150 &P₅79

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
COP_{carnot}	Carnot Performans Katsayısı
h	Entalpi (kJ/kg)
K	Kelvin
$\dot{m}$	Debi (Kütlesel) (kg/s)
s	Entropi (kJ/K)
T	Sıcaklık (K veya $^{\circ}C$)
T_H	Kaynak Sıcaklığı (Yüksek sıcaklıktaki ısı enerjisi)
T_L	Çevre Sıcaklığı (Düşük sıcaklıktaki ısı enerjisi)
Q_{evap}	Evaporatör Tarafından Emilen ısı (kJ)
Q_L	Evaporatör tarafından emilen ısı (kJ)
$\dot{W}_{kompresör}$	Kompresörün Gücü (W)
η	Verimlilik
<u>Kısaltmalar</u>	
BCC	Gövde Merkezli Kübik
FCC	Yüzey Merkezli Kübik
HFO	Hidroflorokarbon
HFO	Heavy Fuel Oil

1. GİRİŞ

Otomatik kademeli soğutma döngüsü (Automatic Cascade Refrigeration Cycle / ACRC), düşük sıcaklıklarda bio-koruma etkinliği, yarı iletken endüstrisi, sağlık alanında özellikle tıpta ilaç koruma, dondurulmuş ürünlerin depolanması ve benzeri birçok alanda yer alıp sistemlere uygulanmaktadır lakin insanoğlu son iki yıldır yoğun bir pandemi süreci ile karşı karşıyadır. Bunun sayesinde önemi daha iyi anlaşılmaktadır. Yaşanılan pandemi döneminden önce de çeşitli salgın hastalıklarla da mücadele edilmiştir ve belirli yüzyıllarda çeşitli pandemiler yaşanmıştır. Bu hastalıkları bitirmenin tek çaresi aşının bulunması, depolanması ve insanlara aşının ulaşımının sağlanmasıdır. Aşının depolanması için aşı depolama kabinlerine ihtiyaç vardır ve aşı depolama kabinlerindeki soğutma sistemleri genellikle kaskad ya da otomatik kaskad soğutma sistemi olarak kullanılmaktadır. Otomatik kaskad soğutma sistemleri geleneksel sistemlere göre daha üst bir konumda bulunmaktadır. Koronavirüs pandemisi ile otomatik kaskad soğutma sistemlerinin ultra düşük sıcaklık aralığında çalışan aşılardan ve bunun birlikte bu aşılarda depolanması gerektiğinden dolayı önemi daha iyi anlaşılmış ve büyük gelişmeler kaydedilmiştir.

Bazı özel uygulamalar ve prosesler çok düşük sıcaklıklara ihtiyaç duyulmaktadır (İsa vd., 2017). Düşük sıcaklıklı soğutma depolama ekipmanı tipik olarak -80 °C ya da daha düşük buharlaşma sıcaklıklarına ulaşmak için kaskad soğutma kullanılmaktadır. Maliyet açısından şirketler, düşük sıcaklıkta soğutma için daha verimli alternatiflerin geliştirilmesini arzu etmektedirler (Hugh et al., 2013). Ultra düşük sıcaklıkta soğutma (ULT), Amerikan Isıtma, Soğutma ve Klima Mühendisleri Topluluğu (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers-ASHRAE) 'na göre -50°C ile -100°C arasında soğutma sıcaklıkları gerektiren uygulamalar olarak tanımlanmaktadır (ASHRAE,2010).

Otomatik kademeli soğutma sistemi, gaz-sıvı ayrımı ve farklı soğutucu akışkanların adyabatik genleşmesi yoluyla birden fazla kademeli soğutma aşamasının aynı anda gerçekleştiği, kendi kendine yeten eksiksiz bir soğutma sistemidir. Otomatik kademeli soğutma sisteminin düşük sıkıştırma oranı ve nispeten yüksek hacimsel verimlilik gibi birçok avantajı vardır.

Otomatik bir kademeli soğutma sisteminin performansı, gaz-sıvı ayrımının etkileri, ısı eşanjörlerinden ısı transferi ve karışık çalışma sıvıları dahil olmak üzere çeşitli faktörlere bağlıdır. Günümüzde gelişmiş soğutucular kullanılmakla birlikte

saf soğutucuların düşük performansa yol açan birçok sınırlaması vardır. Bu, soğutma sisteminin verimliliğini artırır ve saf soğutucu akışkan sınırlamalarını azaltır.

Azeotropik soğutucuların, saf soğutma gruplarına kıyasla kademeli soğutma sistemlerinde daha iyi performans gösterdiği iyi bilinmektedir. Düşük sıcaklıklarda yüksek hacimsel soğutma kapasitesine sahiptir fakat CFC içeriğine sahip olduğundan dolayı üretimi durmuştur.

Son yıllarda otomatik kaskad sistemlerinin, özellikle kriyojenik uygulamalar için soğutucu geliştirilmesine yönelik önemli ilerlemeler kaydedilmiştir. Farklı karışımlar oluşturmak için yaygın olarak üç kategoride soğutucu kullanılmaktadır. Bununla birlikte, düşük sıcaklıklarda kullanılacak malzeme seçimi önemlidir ve seçim yapılırken çeşitli faktörler göz önünde bulundurulmalıdır. Otomatik kaskad soğutma sistemlerindeki soğutucularla ilgili en önemli noktalardan biri, AB pazarında satılan üniteler için geçerli olan ve AB No. 517/2014 olarak bilinen F-gaz yönetmeliğidir. Yönetmelik, farklı uygulamalar için farklı küresel ısınma potansiyeli (GWP) sınırları belirlemekle birlikte HFC soğutucularının yasaklanacağı tarihi belirtmektedir.

Yıldız vd. (2020), küresel ısınmanın dünya gündeminin en önemli konularından biri olduğunu belirtmekle birlikte aynı zamanda soğutucu akışkanların çevresel etkilerini azaltmak için pek çok araştırma ve düzenleme yapıldığını da belirtmiştir. Bununla birlikte, çevre dostu soğutucu akışkanın kullanılmasının gerekli olduğunu ve düşük küresel ısınma potansiyeli sahip (GWP) HFC/HFO soğutucu karışımının, yakın zamanda hidro flora karbon soğutucularına alternatif olarak ticari olarak üretildiğini vurgulamaktadır.

Ayrıca otomatik kademeli soğutma sistemli ürünler PQS (Performance, Quality and Safety- Performans, Kalite ve Güvenlik Standardı), ve benzeri standartlara göre tasarlanmalıdır. Dünya Sağlık Örgütü (WHO) performans, kalite ve güvenlik (PQS) süreçleri, üye devletlerin ve Birleşmiş Milletler (BM) satın alma kuruluşlarının bağışıklama programlarında kullanım için uygun olmalarını sağlamak için ürün ve cihazları önceden nitelendirir. PQS süreci aynı zamanda geniş bir üretici yelpazesini rekabetçi bir pazar açmak için ön yeterlilik başvurusunda bulunmayı önermektedir. Çevre ve doğa üzerinde minimum etki ile eşit derecede verimli ürünler kullanılmalıdır (WHO,2021).

Ülkemizde ve dünyada en çok ihtiyaç duyulan sistemlerden biri olmasının bilincinin yanı sıra proseslerin özellikle koronavirüs pandemisi ile aşı depolama kabinlerinin otomatik kademeli soğutma sistemi ile elde edilmesi planlanmalıdır. Ülkemizin yerli ihtiyaçlarını göz önünde bulundurularak, otomatik kademeli soğutma sistemleri konusunda araştırma ve geliştirmeleri destekleyecek çalışmalar yapılmalıdır.



2. GENEL BİLGİLER

Kriyojenik soğutma, -50 ila -100 °C sıcaklık aralığında soğutma olarak tanımlanır. Bir uygulama için düşük sıcaklık olarak kabul edilen değer, o uygulamanın sıcaklık aralığına bağlıdır (ASHRAE, 2002). Tipik olarak, gıda, ilaç, kimya ve diğer endüstrilerdeki uygulamalar için 30°C ila 100°C sıcaklık aralığında hızlı dondurma sistemleri gereklidir (Bansal et al., 2007).

Bu kadar düşük sıcaklıklarda, pistonlu kompresörlü tek kademeli sıkıştırma sistemleri, yüksek basınç oranları nedeniyle genellikle uygulanabilir değildir. Yüksek basınç oranı, yüksek tahliye ve yağ sıcaklıkları ve düşük hacimsel verimlilik gibi faktörler dolayısıyla düşük COP değerleri anlamına gelir. Vidalı ve pistonlu kompresörler nispeten düz hacimsel verimlilik eğrilerine sahiptir ve tek kademeli sistemlerde -40°C ila -50°C kadar düşük sıcaklıklara ulaştığı rapor edilmiştir (Stegmann, 2000). Ayrıca, geniş bir sıcaklık aralığında tek bir soğutucunun kullanılması, evaporatörde çok düşük basınç, büyük emiş hacmi ve kondenserde çok yüksek basınç ile sonuçlanmaktadır. Soğutmalı çok kademeli sistemler genellikle hacimsel verimliliği ve soğutma etkinliğini artırmak ve güç tüketimini azaltmak için tercih edilmektedirler.

2.1 Kaskad Soğutma Sistemleri

Genel olarak, hemen hemen ticari olarak yurt dışı ve yurt içi soğutma sistemleri benzer çalışma prensiplerine sahiptir. Soğutma, bir buhar sıkıştırma çevrimi kullanılarak yapılır. Ancak bazı durumlarda gelişmiş konfigürasyonları kullanmak daha etkilidir. Bu soğutma şemalarından birine kaskad soğutma sistemi denir.

Kaskad soğutma sistemi, ısı eşanjörleri ile birbirine bağlanan birden fazla soğutma devresi kullanır. Her soğutma devresine aşama denir ve kendi soğutucu akışkanından oluşur. Ek soğutma devresi sayesinde kademeli sistem, geleneksel soğutma sistemlerine nazaran daha düşük sıcaklıklar ve daha yüksek verimlilik sunar. Her çevrimde kullanılan soğutucu akışkanların farklı kaynama noktaları, donma noktaları ve kritik basınçları vardır. Bu esas olarak ulaşılan en düşük sıcaklığa ve evaporatör serpantinlerinde gerekli olan soğutma etkisine bağlıdır (Çengel vd., 2010).

Kaskad soğutma sistemleri genellikle iki aşamalı, üç aşamalı ya da otomatik kaskad soğutma şeklinde kullanılmaktadırlar. Genellikle geleneksel olarak iki

devreli, nadiren üç devreli kademeli sistem kullanılır. Genel olarak, istenen sıcaklığa tek kademeli bir makine ile kolayca ulaşılabiliriyorsa, çok sayıda bileşenle ilişkili kayıplar ve tersinmezlik nedeniyle kademeli bir sistemden daha verimli olacaktır. Bununla beraber; son yıllarda otomatik kaskad sisteminin öneminin anlaşılması nedeni ile tercih geleneksel sistemleri kullanmamaya yönelmiştir.

Çengel vd. (2022), tarafından buhar sıkıştırma döngüsünde çalışan basit bir soğutma sisteminin yeniden oluşturulması tasarım açısından iyi bir fikir halini alacağı önerilmektedir.

Böylece kademeleme, soğutma sisteminin her aşamasında kullanılan temel devreleri yeniden gözden geçirtmektedir. Aynı zamanda çok kademeli sistemlerin geleneksel soğutma sistemleriyle karşılaştırmasını da kolaylaştırmaktadır. Kaskad soğutma sistemlerinin anlaşılabilir kılınması adına genel bazı termodinamik bilgiler önemlidir. Açıklama yapılırken en çok kullanılan bazı önemli bilgiler kısaca şunlardır (Çengel vd., 2010);

Adyabatik sıkıştırma: Soğutucu akışkanın adyabatik sıkıştırılması olağan bir durumdur ve bu ısının ne emildiği ne de serbest bırakıldığı anlamına gelmektedir. Düşük sıcaklık ve düşük basınçlı bir soğutucu akışkan, yüksek sıcaklık ve yüksek basınç durumuna geçer (Çengel vd., 2010).

İzobarik Yoğuşma: Yüksek sıcaklık, yüksek basınçlı soğutucu akışkan, kondenserden geçerken ısı yayar ve süreç izotermal ve izobariktir (Çengel vd., 2010).

İsentalpik Genleşme: Düşük sıcaklık ve yüksek basınçlı soğutucu akışkan genleşme valfinden geçer. Burada, basınçlı soğutucu akışkan düşük basınç durumuna genişler ve sıcaklık önemli ölçüde düşer. Bu süreç izentalpiktir (Çengel vd., 2010).

İzobarik Yoğunlaşma: Yüksek sıcaklık ve yüksek basınçlı soğutucu, ısıyı reddeder (Çengel vd., 2010).

İzobarik Buharlaşıma: Soğuk soğutucu akışkanın neredeyse yüzde 75'i sıvı ve yüzde 25'i gaz evaporatörden geçer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan geçerken çevredeki ısıyı emer (Çengel vd., 2010).

Yüksek Sıcaklık Çevrimi (HTC): Yüksek Sıcaklık Döngüsü, daha yüksek bir evaporatör sıcaklık döngüsüdür (Çengel vd., 2010).

Düşük Sıcaklık Döngüsü (LTC): Düşük Sıcaklık Döngüsü, düşük evaporatör sıcaklığına sahip bir döngüdür. Aslında bu, evaporatörde istenilen düşük sıcaklığı sağlayan döngüdür. Bu devredeki en düşük sıcaklık, kademeli sistemin soğutma etkinliğini belirler (Çengel vd., 2010).

Soğutucu: Yüksek sıcaklık döngüsünde kullanılan soğutucu, düşük sıcaklık döngüsünde kullanılan soğutucuya bağlıdır. Sonuç olarak, gerekli evaporatör sıcaklığına bağlıdır (Çengel vd., 2010).

2.1.1 İki aşamalı kaskad soğutma sistemleri

Kademeli soğutma sistemleri, iki kademeli soğutma sistemi için Şekil 2.1'de gösterildiği gibi, bir evaporatör/kondenser aracılığıyla termal olarak bağlanmış bir dizi tek kademeli ünite kullanarak düşük sıcaklıklar elde etmek için kullanılır. Her devrenin sıcaklığına uygun farklı bir soğutucu akışkanı vardır ve daha soğuk ünitelerde kademeli olarak daha düşük kaynama noktasına sahip soğutucular kullanılır. Daha düşük kaynama noktasına sahip soğutucu akışkanlar, daha düşük sıcaklıklarda hava girişini kontrol eden daha yüksek bir doyma basıncına sahiptir. Ayrıca, yüksek giriş buhar yoğunluğu, aynı soğutma etkisini elde etmek için daha küçük bir kompresör gerektirmektedir (Bansal et al., 2008).

Bu çevrimler, yüksek kademe için buharlaştırıcı görevi gören ara kademe ısı eşanjörü ve düşük kademe için kondenser ile bağlanan iki veya daha fazla bağımsız soğutma çevriminden oluşur (Çengel vd., 2010).

İki aşamalı kaskad sistemde, iki bağımsız soğutma ünitesi, kademeli kondansatör adı verilen bir ısı eşanjörü ile birleştirilir. Kademeli kondenserde, soğuk devreden gelen soğutucu buharı yoğunlaştırılır ve sıcak devrede soğutucuya ısı geri döndürülür. Kademeli kondenserler bu nedenle ara basınçlarda/sıcaklıklarda sıcak devrede evaporatör olarak ve soğuk devrede kondansatör olarak çalışır. Soğutma, soğuk aşamalı bir evaporatörde düşük sıcaklıklarda gerçekleşir. İki devreyi dengelemek için alt kademe tarafından yayılan ısı üst kademe tarafından emilmelidir. Bununla birlikte, soğutma sırasında, yüksek sıcaklık aşaması genellikle yetersizdir ve biraz fazla tasarlanması gerekebilir (Arora, 2000).

İki aşamalı döngünün arasında yer alan orta nokta sıcaklığı, performans katsayısının belirlenmesinde önemli bir unsurdur. Tersinir bir çevrim için, kademeli kondenserdeki iki akışkan arasında sıcaklık farkı olmadığı varsayılarak, optimal kademeli sıcaklık, kademeli sistemdeki yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıklarının geometrik ortalamasıdır. Fakat optimum sıcaklığın iki devrede kullanılan soğutucu akışkanın tipine bağlı olduğu gösterilmiş olsa da gerçek değerler ideal değerlerin ötesinde farklılık göstermemektedir (Nicola et al., 2005).

Şekil 2.2. İki Kademeli Kaskad Sistemi İçin T-s Diyagramı (Çengel vd., 2010).

T_H ve T_L arasındaki sıcaklık aralığının geniş olduğu gerekli durumlarda kademeli çevrim kullanılır. Şekilde düşük sıcaklıklı soğutucunun yoğunlaştırıcısı, yüksek sıcaklık soğutucunun evaporatörü olarak ifade edilmiştir. Şekil 2.2' de gösterildiği gibi iki çevrim, buharlaştırıcı (döngü A) ve kondansatör (döngü B) olarak görev yapan ortadaki ısı eşanjörü aracılığıyla birbirine bağlanır (Çengel vd., 2010).

Biri için formülize edilirse;

$$\dot{m}_a(h_5-h_8) = \dot{m}_b(h_2-h_3) \quad (2.1)$$

$$COP_{R,kaskad} = \dot{m}_b(h_1-h_4) / \dot{m}_a(h_6-h_5) + \dot{m}_b(h_2-h_1) \quad (2.2)$$

Şekil, soğutma kapasitesindeki artışı (4-7' altındaki alan) ve kompresör çalışmasındaki düşüşü (2-2'-6-5) göstermektedir. Bu nedenle, iki aşamalı kademeli sistem, soğutma çevriminin COP'sini iyileştirmektedir. Ek olarak, soğutucular, iki veya daha fazla sıcaklık aralığında uygun evaporatör ve kondenser basınçlarına sahip olacak şekilde seçilebilir (Çengel vd., 2010).

Ayrıca soğutucu akışkanın fiziksel ve termodinamik özelliklerine bağlı olarak iki aşamalı bir soğutma sisteminin kullanılması zaruri hale gelmektedir. Özellikle, çevresel nedenlerle geri dönüştürülmüş karbon dioksit sistemlerinin son zamanlarda yaygınlaşması nedeniyle kademeli soğutma sistemleri dikkat çekmektedir.

2.1.2 Üç aşamalı kaskad soğutma sistemleri

Genel olarak, iki aşamalı kaskad soğutma sisteminin minimum buharlaşma sıcaklığı sadece -80°C 'ye ulaşır. Örneğin, gerekli buharlaşma sıcaklığı -80 ila -100°C sıcaklık aralığında daha da düşürülürse, üç veya daha fazla tek kademeli soğutma devresinden oluşan çok kademeli bir kaskad soğutma sistemide seçilebilir (Pan et al., 2020)

Sun et al. (2020), bir düşük sıcaklık çevrimi (LTC), bir yüksek sıcaklık çevrimi (HTC) ve bir orta sıcaklık döngüsü (MTC) içeren yeni bir üç aşamalı kademeli soğutma sistemini inceleyerek kullanılmasını önermişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda; LTC evaporatöründe, çalışma sıvıları soğuk alandan Q_e soğutma yükünü emmiştir ve MTC soğutucusu, ısıyı LTC'nin kaskad ısı eşanjöründe LTC soğutucusuna aktarmıştır.

Sırasıyla şekil 2.3 e göre basit otomatik kaskad soğutma sisteminin bileşenleri şunlardır (ASHRAE,2002);

1. Kompresör
2. Yağ Separatörü
3. Kondansatör
4. Filtre kurutucu
5. Faz ayırıcı
6. Buhar tüpünden ikinci kondensere
7. Isı eşanjörü (birinci soğutucu akışkanın evaporatörü, ikinci soğutucu akışkanın soğutulması)
8. Ölçüm düzeneğine ilk soğutucu sıvı hattı
9. Birinci soğutucu ölçüm düzeneği besleme eşanjörü, soğutma-ikinci soğutucu
10. İkinci soğutucu ölçüm düzeneği
11. Buharlaştırıcı
12. Kompresör emme hatları

Bu sistemde, önemli ölçüde farklı kaynama noktalarına sahip iki soğutma suyu, bir buhar kompresörü tarafından sıkıştırılır ve sirküle edilir.

Weng (1995), bir soğutucunun R-23 (normal kaynama noktası, $- 82^{\circ}\text{C}$) ve ikinci soğutucunun R-404a (normal kaynama noktası, $- 46.7^{\circ}\text{C}$) olduğunu varsayarak deney çalışmasında bulunmuşlardır. Ayrıca ortam sıcaklığının 25°C ve kondenserin %100 verimli olduğu taraflarınca varsayılmıştır.

Uygun boyuttaki bileşenlerle bu sistem emicide -60°C 'ye ulaşır, bu nedenle sıkıştırma oranı 5.1 ile 1 arasında tutulmalıdır. Kompresör tahliye basıncı 1524 kPa (gösterge)'da tutulur ve soğutucu akışkan karışımı ana kondensere pompalanır ve çıkışta 25°C 'ye soğutulur. Bu durumda hemen hemen tüm R-404a değerleri 35°C 'de yoğunlaştırılır ve soğutulmuş bir sıvıya soğutulur. R-23 molekülü hem sıvı hem de gaz fazlarında bulunsa da, iki soğutucunun kaynama noktaları çok farklı olduğu için R-23 esasen bir buhardır. Kondenserin çıkışına yerleştirilmiş bir faz ayırıcı bu nedenle yerçekimi etkisi altında sıvıyı toplar ve R-23 açısından zengin buhar, faz ayırıcının çıkışından ısı eşanjörüne doğru çıkarılır. Faz ayırıcının alt kısmında, bir genleşme cihazı toplanan R-404a açısından zengin sıvıyı adyabatik olarak genişletir, öyle ki cihazın çıkışı 220 kPa (gage)'de -19°C 'lik düşük bir sıcaklık üretir (Weng, 1995).

Bu soğuk akım, R-23 açısından zengin buharın -18.5°C ve 1524 kPa'da bir sıvıya yoğunlaşacağı şekilde bir karşı akım düzenlemesinde hemen ısı eşanjörüne geri döndürülür. R-23 açısından zengin sıvı daha sonra ikinci bir genleşme cihazı ile adyabatik olarak -60°C 'ye genişletilir. R-23, genişletilmiş R-404a ile karıştırılır. Bunun nedeni, susturucunun çok fazla ısı emmesi ve R-23 için soğuk bir kaynak sağlamasıdır. R-23, ısı eşanjöründe buharlaşır ve yüksek basınç tarafındaki ısı ile yoğunlaşır. Bir sonraki çevrim için emişe geri dönen aşırı ısıtılmış buhar karışımı, ısı eşanjöründe kalır (Weng,1995).

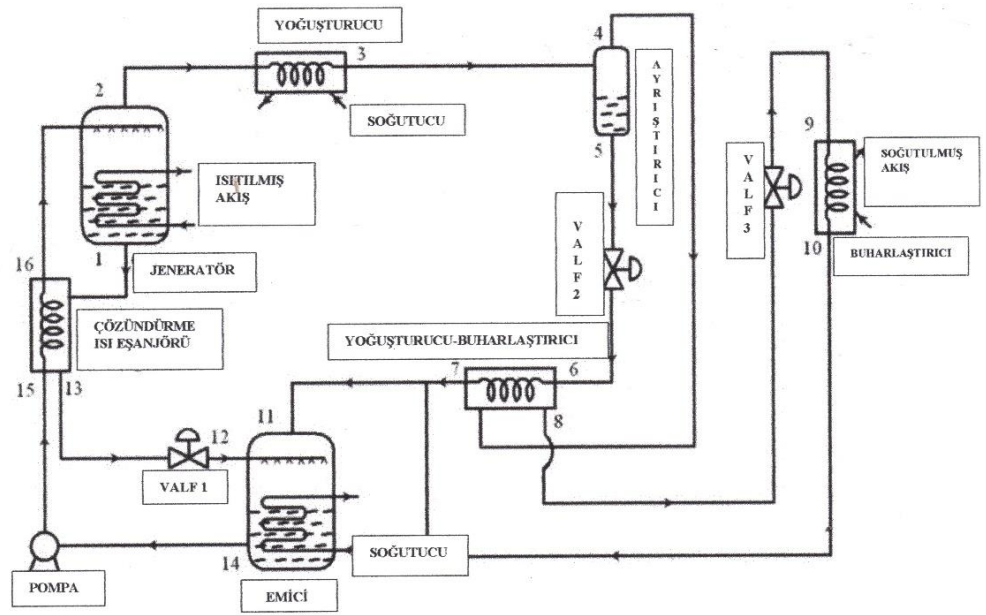
Bu basit örnekte görülebileceği gibi, otomatik kademeli etki, sistem içindeki soğutucu akışkan döngüsündeki kısa döngülerden kaynaklanır ve yalnızca soğutucuyu düşük kaynama noktalı noktası çerçevesinde soğutma gazını yoğunlaştırmak için yalnızca dahili çalışma gerçekleştirir.

Otomatik kaskad soğutma sistemlerinin ana ilkesi, farklı buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının yanı sıra farklı basınç prosesleri altında farklı karışım çalışma sıvıları bileşimleri uygulamaktır (Shi et al.,2011).

Yan (2015), ayrıca dahili bir otomatik kademeli soğutma çevrimi (IARC) önermiştir ve IARC ile geleneksel soğutma çevrimi arasındaki performansı karşılaştırmıştır. Simülasyon sonuçlarına göre, dahili bir otomatik kademeli soğutma çevriminin performans kat sayısı (COP) ve hacimsel soğutma kapasitesi sırasıyla %7,8–13,3 ve %10,2–17,1 oranında artırıldığını belirtmişlerdir.

Aprea et al. (2009), düşük performans kat sayısı değerlerine sahip olmasına rağmen, ultra düşük sıcaklık elde etmek için de bir otomatik kaskad soğutma sistemi geliştirmiştir.

Otomatik bir kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi (ACARS), başka bir ACRS türüdür. Otomatik kaskad işlemi separatörde, valf 2'de ve kondenser evaporatöründe gerçekleşir. ACARS'ın şematik bir diyagramı Şekil 2.4 'te gösterilmektedir (Xu et al., 2015).



Şekil 2.4. Bir Otomatik Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi (Xu et al., 2015).

Otomatik kademeli soğutma çevrimi üzerine yapılan araştırma, temel olarak çevrim proses konfigürasyonunun iyileştirilmesine, soğutucu karışımının bileşenlerinin optimal seçimine ve çevrim özelliklerinin araştırılmasına odaklanmaktadır. Otomatik kaskad soğutma sistemi, yalnızca tek bir sıkıştırmaya ihtiyaç duyduğu için daha düşük inşaat maliyetine sahiptir. Soğutucu akışkanların kütle akış hızını değiştirerek daha iyi bir soğutma etkisi elde etmek için performans parametrelerini iyileştirebilir. Ayrıca çok bileşenli soğutucu karışımına sahip otomatik kaskad soğutma sistemi kısma basıncını büyük ölçüde azaltabilir. Bununla beraber, kaynama noktası yüksek olan soğutucu akışkan, kondenserden aktıktan sonra sıvıdır ve kısma valfinden sonra kriyojenik boru hattına döner, bu da kriyojenik ortamda katılaşma olgusunu önleyerek kısma valfinin tıkanmasını önler (Pan et al., 2020).

Bununla birlikte; otomatik kaskad soğutma döngüsü performansı çeşitli parametrelerden etkilenir, bu nedenle karışım bileşimi ve orantılı karışım bileşimi arasındaki fark nedeniyle döngü performansı farklıdır. Bu nedenle, orantılı karışım bileşimi, maksimum döngü verimliliği elde etmek için optimize edilebilir.

Tek separatörlü otomatik kademeli soğutma sisteminde, evaporatöre bağlı vananın açıklığı arttıkça veya faz ayırıcının altındaki vananın açıklığı azaldıkça kompresörden akan akım daha hafif bir hal almaktadır. İçeriğin konsantresi artar ve ağır bileşenlerin konsantresi de azalır. Gaz keleşi açıldığında yoğuşma basıncı düşer ve buharlaşma basıncı artar, ancak evaporatörden geçen akımdaki uçucu maddelerin konsantresi azalır (Du et al., 2002).

Du et al. (2009), tarafından 2002 yılından sonra yapılan bir çalışma daha sonucunda otomatik kaskad soğutma döngüsündeki soğutma suyunun sıcaklığı düştüğünde basma basıncının ve emişin azaldığı ve basınç oranı da düşerek kompresör güç tüketiminin azalmasına neden olduğu saptanmıştır. Ayrıca çevre koşullarındaki değişikliklerin de araştırma kararlılığı üzerinde önemli bir etkisi vardır. Verimlilik, ısı eşanjörü ve çalışma sıvısı karışımı gibi birçok faktöre bağlıdır. Performans, ısı değişim verimliliğinin iyileştirilmesi, doğrultucunun iyileştirilmesi, ısı değişim performansının ve gaz-sıvı ayırma etkisinin iyileştirilmesiyle geliştirilebileceği tartışılmıştır.

2.1.4 Otomatik kaskad soğutma sistemlerindeki akışkanın çalışma prensibi

Pan et al. (2020), tarafından saf soğutucu akışkanların düşük performansa neden olan birçok sınırlaması olduğundan, soğutma sistemlerinin performansını iyileştirebilecek ve saf soğutucu akışkanların sınırlamalarını hafifletebilecek karışık soğutucu akışkanlar önerilmektedir. Ayrıca yapılan araştırmalar çerçevesinde karışık soğutucuların, belirli bir oranda iki veya daha fazla saf soğutucudan oluştuğu belirtmiştir. Karışımın bileşimini ayarlanarak sıvının istenen termodinamik özellikleri de elde edilebileceği vurgulanmaktadır.

Missimer (1997), otomatik kaskad soğutma sistemindeki farklı soğutucu karışımlarının artılarını ve eksilerini karşılaştırmıştır ve kloroflorokaron soğutucu karışımını bir hidroflorokaron karışımı ile değişiklik yapmak için bir metot önermiştir. Karışık çözeltinin azeotropik özelliğine göre azeotropik soğutucu ve zeotropik soğutucu olarak ayrılabilirliğini belirtmiştir.

Azeotropik soğutma gruplarının saf soğutma gruplarına kıyasla kademeli soğutma sistemlerinde harika performansa sahip olduğu bilinmektedir. Azeotropik soğutucu akışkanlar belli başlı avantajlara sahiptir. Bunlardan ilki; azeotropik soğutkanlar belirli bir buharlaşma basıncı altında buharlaştığında hemen hemen sabit bir buharlaşma sıcaklığına sahiptirler ve buharlaşma sıcaklığı çoğu zaman tek bir bileşeninkinden daha düşüktür. İkincisi; belirli bir evaporatör sıcaklığının altında azeotropik soğutucu akışkanın birim hacmi başına soğutma kapasitesi tek soğutucu veriminden daha büyüktür. Üçüncüsü; azeotropik soğutucu akışkanlar daha iyi kimyasal stabiliteye sahiptir. Dördüncüsü ve son olarak; azeotropik bir karışımın kullanılması daha iyi bir verimlilik faktörünün elde edilmesine destek olabilir bu da evaporatör ve kondenserdeki soğutucu ve ısı aktarma sıvısı arasındaki sıcaklık farkının daha iyi uyarlanmasıyla sonuçlanır. Bu nedenle tersinmez ısı alışverişi azalır (Pan et al., 2020).

Azeotropik soğutucularla karşılaştırıldığında, zeotropik soğutucularında kendi avantajları vardır. Birincisi, soğutma kapasitesini artırabilir ve geniş bir sıcaklık aralığında enerji tasarrufu sağlayabilirler. İkincisi, tek kademeli sıkıştırılmalı soğutma sisteminde orta basınç altında daha düşük buharlaşma sıcaklığı elde edebilirler. Ayrıca, sistemin maksimum performans kat sayısını elde etmek için optimum karışım bileşimi elde edilebilir. Mevcut literatüre ve araştırma başarılarına dayanarak, otomatik kaskad soğutma sisteminde çalıştırılan çeşitli zeotropik soğutucu akışkanları da kullanılmaktadır (Zhang et al., 2015).

Tan et al. (2015), tarafından yapılan deneyler sonuçlarında da zeotropik soğutucu akışkanların kullanılmasının otomatik kaskad soğutma sisteminde daha düşük bir buharlaştırıcı sıcaklığına ulaşabileceği de saptamıştır.

2.1.5 Otomatik kaskad soğutma döngüsü analizi

Otomatik bir kademeli soğutma sisteminin performansı, çeşitli faktörlere bağlıdır. Bunlar; gaz-sıvı ayrımı, ısı eşanjörlerinden ısı transferi, karışık çalışma sıvılarının etkileri ve benzeridir. Otomatik kademeli soğutma sistemlerinin performans parametreleri, termodinamiğin birinci yasasına dayalı olarak enerji açısından değerlendirilir. Bir otomatik kaskad soğutma sisteminin varsayımlara göre analizi yapılmıştır. Bunlardan biride tüm bileşenlerin sabit bir sürekli akış sürecine sahip olduğu, kompresörün sıkıştırma işleminin tersinmez olduğu, tahliye evaporatörü ve kondenser çıkışı sıvı tahliye döngüsü ile doyma ve soğutucu akışkan basınç düşüşü ve ısı kaybı olduğu varsayımdır (Khalifa et al., 2016).

Kompresörün çalışma gücü şu şekilde belirlenebilir (İsa vd., 2017):

$$\dot{W}_{\text{kompresör}} = \dot{m}_{\text{mix}} * (h_{\text{çıkan}} - h_{\text{giren}}) \quad (2.3)$$

Hava soğutmalı kondenserden reddedilen ısı aşağıdaki şekilde hesaplanır (İsa vd., 2017):

$$Q_{\text{ACC}} = \dot{m} * (h_{\text{giren}} - h_{\text{çıkan}}) \quad (2.4)$$

Evaporatör tarafından emilen ısı aşağıdaki şekilde hesaplanır (İsa vd., 2017):

$$Q_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{evap}} * (h_{\text{çıkan}} - h_{\text{giren}}) \quad (2.5)$$

Soğutma döngüsünün performans katsayısı (COP), soğutma kapasitesinin kompresör gücüne bölünmesiyle (2.6) nolu denklemde tanımlanır (İsa vd., 2017):

$$\text{COP} = Q_{\text{evap}} / \dot{W}_{\text{kompresör}} \quad (2.6)$$

Soğutma döngüsü için mümkün olan en yüksek performans katsayısı değeri, (2.7) nolu denklemde gösterildiği gibi ısı kaynağı ve soğutma sıcaklığı açısından tanımlanan Carnot COP dir (İsa vd., 2017).

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = T_{\text{Kaynak}} / (T_{\text{Soğutucu}} - T_{\text{Kaynak}}) \quad (2.7)$$

Soğutucu akışkan döngüsünün ikinci yasa verimliliği, sistemin hesaplanan $\text{COP}_{\text{Carnot}}$ 'a bölünmesiyle bulunur (İsa vd., 2017).

$$\eta = \text{COP} / \text{COP}_{\text{Carnot}} \quad (2.8)$$

Enerji Verimlilik Oranı (EER), yalnızca soğutma amaçlı kullanılmaktadır. O zaman eşitlik şu şekilde yazılabilir (İsa vd., 2017).

$$\text{EER} = \text{Evaporatör soğutma kapasitesi (kw)} / \text{Harcanan toplam enerji (kw)} \quad (2.9)$$

2.1.6 Otomatik kaskad soğutma döngüsünün termo-ekonomik analizi

Termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına dayanan ekserji analizi, soğutma sistemlerinde termodinamik verimsizlikleri ortaya çıkarır. Sistemin ekonomisi de

dikkate alınmalıdır. Termo-ekonomik yöntemler, sistemleri termodinamik ve ekonomik olarak analiz etmek için uygun yöntemlerdendir. Bu yöntem, genel sistemin maliyetini en aza indirmek için ekonomik ve ekserji analizi yönlerini bir araya getirmektedir. Literatürde, otomatik kaskad soğutma sisteminin ileri ekserji ve termo- ekonomik analizi hakkında az sayıda makale yer almaktadır (Shirazi et al., 2012).

Asgari et al. (2017), tarafından yapılan çalışmalar sonucunda R600 ile çalışan dahili bir otomatik kademeli soğutma çevrimi için gelişmiş bir ekserji ve termo-ekonomik analiz verileri bilim dünyası ile paylaşılmıştır. Toplam kaçınılabilir ekserji yıkımını ve maliyet oranları üç amaç fonksiyonu olarak kabul etmişlerdir ve çok kriterli optimizasyonu sağlamak için NSGA-II algoritması kullanılmıştır.

NSGA-II, iyi bilinen, hızlı sıralama yapan ve elit çok amaçlı bir algoritmadır ve saptanan veriler doğrultusunda çok amaçlı optimizasyon sonucu, toplam kaçınılabilir yatırımın, önlenebilir ekserji yıkım oranının ve toplam kaçınılabilir ekserji yıkım maliyet oranlarının taban noktasına göre sırasıyla %38.66, %76.78 ve %103.38 arttığını göstermişlerdir.

2.1.7 Otomatik kaskad soğutma döngüsünün kullanım alanları

Otomatik kademeli soğutma sistemleri, soğuk hava deposu uygulamalarında, gıdaların dağıtılması ve depolanması durumlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Özellikle son yıllarda derin deniz balıkçılığının, özellikle Çin'in ton balığı konservesi ve balıkçılığının hızla gelişmesiyle birlikte, ultra düşük sıcaklıkta depolama tesislerinin yapımı artmaktadır. Ton balığının kalitesini ve rengini korumak için yakalandıktan hemen sonra -55 ila -60°C dondurulmalıdır. Bu nedenle otomatik kademeli soğutma, gıda depolama ve dağıtımında yaygın olarak kullanılmaktadır.

Shandong Ocean Food Co. Ltd., Çin'de ultra düşük sıcaklıklı su ürünleri depolama sürecinde yeni bir adımı işaret eden ilk ultra düşük sıcaklıklı soğuk depolama sistemini kurmuşlardır (Pan et al., 2020).

Otomatik kademeli soğutma sistemleri ayrıca kimya, eczacılık, ilaç ve sağlık alanlarında da yaygın olarak kullanılmaktadır ve aşı depolama kabinleri en güzel örneklerinden biridir. Kimyasal hammaddelerin üretiminde birçok sentetik reaksiyonun düşük sıcaklıkta gerçekleştirilmesi gerekmektedir örneğin, yarı sentetik antibiyotiklerin sentezinde reaksiyon sisteminin sıcaklığının -60 °C kadar

düşük olması gerekmele birlikte koronavirüs pandemisinde de geliştirilen bazı aşılardan ultra düşük sıcaklıklarda da (-70 °C dolaylarında) depolanması önemli bir unsurdur.

Diğer kullanım alanlarından birisi de klima ve soğutucu uygulamasıdır. Klimalar yaygın olarak tek kademeli sıkıştırırmalı soğutma sistemi kullanır. Ancak, soğutma sıcaklığı düşmeye devam ettikçe sistemin performans katsayısı düşecektir. Bu nedenle, kademeli olarak klimalı odalara kaskad soğutma sistemi uygulanmaktadır. Yeni bir fotovoltaiik destekli kaskad soğutma sistemi şu anda araştırmacıların dikkatini çekmektedir. Bununla beraber, doğal gaz sıvılaştırmasında da yaygın olarak otomatik kaskad sistemleri dikkat çekmektedir. Giderek artan ciddi çevre kirliliği göz önüne alındığında, doğal gaz temiz ve verimli bir yakıt olarak en çok kullanılan enerji kaynaklarından. Günümüzde her anlamda doğal gaza artan bir bağımlılık vardır. Doğal gazın boru hattıyla taşınması ekonomik nedenlerden dolayı uygun olmadığından, otomatik kaskad sistemleri önce doğal gazı sıvılaştırmak ve ardından okyanusta seyreden gemiler tarafından özel yalıtılmış tanklarda taşımak için kullanılmaktadırlar. Kademeli sıvılaştırma sisteminin avantajları, düşük enerji tüketimi, soğutma çevriminden ve doğal gaz sıvılaştırma sisteminden bağımsız olması ve birkaç karşılıklı kısıtlama ile kararlı çalışmasıdır (Pan et al., 2020).

3. ULTRA DÜŞÜK SICAKLIKLARDA ÇALIŞAN OTOMATİK KASKAD SOĞUTMA SİSTEMLİ AŞI DEPOLAMA KABİNLERİ

3.1 Aşılar, Aşıların Depolanması ve Kabinleri Hakkında Genel Bilgiler

Gelişmekte olan ülkelerde yaygın olarak kullanılan hemen hemen tüm aşılar ilk olarak gelişmiş ülkelerde geliştirilmiştir. En temel pediatrik aşılar için, çoğu araştırma, geliştirme ve üretim ölçeği, gelişmiş ülkelerde kamu tarafından finanse edilen aşı laboratuvarlarında gerçekleştirilmektedir. Dünya Sağlık Örgütü Küresel Aşılar ve Bağışıklama Programının himayesi altında iki tür program vardır. Bunlar; Aşı Araştırma ve Geliştirme ve Aşı Tedarik ve Kalite programlarıdır. Bu nedenle, biyoteknoloji şirketleri ve gelişmiş ülkelerdeki aşı üreticileri tarafından yapılan geniş çaplı çalışmalardan yakın gelecekte yeni aşılar ortaya çıkacaktır. Bu yeni aşıları geliştirmenin maliyetleri yüksektir ve şirketler yatırımlarından iyi bir getiri elde etmek zorundadır (Mahoney et al.,1999).

Özellikle de son iki yıldır COVID-19 pandemisinin ortaya çıkışı ile insanların sağlığı için aşı geliştirilme çalışmalarının önemi artmaktadır ve geliştirilen çeşitli aşıların da saklama koşulları bulunmaktadır. Aşıların belli sürelerde belli sıcaklıklarda saklanmaları gerektiği kapsamında bazı aşılar için -70°C ile -80°C dolaylarında sıcaklık koşulu gerekmektedir. Bununla beraber, dünyada ve Türkiye'de ultra düşük sıcaklık kavramını sağlayan aşı dolaplarının yetersiz olduğu görülerek enerji verimi yüksek, soğutma performansı güçlü inovatif bir aşı depolama kabini tasarlamak öncelikli bir hal almış bulunmaktadır. Ultra düşük sıcaklıkta soğutma gerektiren aşı ve ilaçlar için otomatik kademeli soğutma sistemi kullanılması aşı depolama kabinleri için önemli bir unsurdur. Uluslararası ve bölgesel lojistik problemleri, aşı dozları arasında belirli bir süre ara verilmesi gerekliliği, Türkiye gibi yoğun nüfuslu bir ülkeler için kitlesel aşılamanın uzun sürelere ihtiyacı olması vb. gibi unsurlar nedeniyle 6 aya kadar saklama imkânı sunan ultra düşük sıcaklıklı donduruculara ihtiyaç vardır. Bu yüzden otomatik kademeli soğutma sistemi içeren aşı depolama kabinlerinin incelenmesi bilgi sahibi olmak amacıyla tasarımcılar ve mühendisler için önemli bir kaynak niteliğinde olacaktır. Ayrıca elde edilecek enerji verimliliği değerleri ile de rakiplerinin önüne geçmesi belli başlı parametrelerin kullanılması bu aşı depolama kabinlerinin ön plana çıkmasına neden olacaktır.

Hastalıkların teşhisi, tedavisi veya önlenmesi için kullanılan aşılar ve ilaçlar raf ömrü boyunca korumak için etikette belirtilen saklama koşullarına uygun şekilde saklanmalıdır. Bazı ilaçlar özel saklama koşulları veya soğuk zincir

uygulamaları gerektirir. Soğuk zincir; sıcaklığa duyarlı tıbbi ürünlerin depolanması, nakliyesi ve dağıtımı için geçerli olan özel saklama koşulları ve hammadde aşamasından nihai ambalajlı ürüne kadar geçen süre boyunca ruhsat sahibi tarafından belirlenen toleranslar dahilindedir. Toplu aşılama en önemli unsurlardan biri aşılarda soğuk zincirle taşınması ve saklanmasıdır. Aşı geliştiricileri -20°C'lik bir saklama ayar noktası hedefleri bulunsun da hem gelişmiş hem de gelişmekte olan ülkelerdeki hastaneler, klinikler ve eczaneler gibi birçok hizmet noktasında, saklama için gerekli sıcaklık özelliklerine sahip dondurucular yetersizdir (Cattin et al., 2020).

Dünya Sağlık Örgütü'nün (DSÖ) etkili aşı yönetimi (EVM) değerlendirmesinde de koronavirüs aşısı gibi aşılarda için gereken hacim bir yana, bölge düzeyinde ve değerlendirilen 81 ülkenin tümünde hizmet noktalarında ultra düşük sıcaklıklı aşılarda depolanması için ekipmanın bulunmadığı belirtilmiştir (WHO,2020).

Taşınacak aşı miktarına bağlı olarak soğuk zincirin her aşaması (ulusal, bölgesel, köyler) özel taşıma ve depolama ekipmanları gerektirir. Nakliye seçimi esas olarak yol koşullarından etkilenirken, depolama cihazlarının seçimi enerji kaynaklarının (esas olarak elektrik), nakliye veya depolama süresinden ve aşılardan etkilenir. Bu soğuk zincir, özellikle ekipmanın bozulabileceği, elektriğin güvenilir olabileceği, yolların geçilmez olduğu ve sağlık çalışanlarının yeterince eğitilmiş olmadığı düşük gelirli ortamlarda lojistik zorlukları içermektedir (Cattin et al., 2020).

Ultra düşük sıcaklıkta çalışacak otomatik kademeli soğutma sistemli bir aşı depolama kabinin tasarımı için; soğutma sistemi, soğutucu akışkan, soğutma sistemi elemanları, kabin komponentleri gibi önemli aşamaların belirlenmesi ve seçimi tasarım için en önemli unsurlardır. Ultra düşük sıcaklıkta depolama gereksinimi ile ilgili olarak, bu sıcaklıkları kaldırabilen tıbbi dondurucuların sayısı, en gelişmiş ülkelerde bile son derece sınırlıdır. Otomatik dondurucular çok verimli kullanılır, bu da numune toplama ve saklama için gereken süreyi önemli ölçüde azaltır ve yüksek kaliteli numuneleri korur. Bu donduruculardaki kapasitif dokunmatik özellikli gelişmiş dokunmatik ekran arayüzleri, ayar noktalarına, bilgilere ve güvenlik bilgilerine kolay erişim sağlamaktadır. Otomatik dondurucular daha az enerji kullanmaktadırlar ve daha az sera gazı bu şekilde yayılmaktadır. Eritme işlemi basit ve hızlıdır. Vakumu otomatik olarak serbest bırakır ve uzun bekleme süreleri olmadan tekrar tekrar açılıp kapanmaya izin

vermektedir. Otomatik ultra düşük sıcaklıklı dondurucular, donma-çözülme döngülerini ortadan kaldırır ve sisteme giren nemi sınırlar.

Diğer bir yandan; dondurucularda saklanan aşılarda belirli bir sıcaklık aralığında tutulup tutulmadığını da birçok faktör etkilemektedir. Aşı saklama tepsileri ve kutuları, buzdolabındaki hava akışını engelleyebilir ve soğuk veya sıcak hava cepleri oluşturabilir. Buzdolabının soğutma ünitesi gibi belirli alanlarda saklanan aşılarda, buzdolabının gövdesinde saklandıklarından çok daha soğuk kalabilir. Bazı faktörler, buzdolabının tipine bağlı olarak büyük ölçüde değişebilir. Sıcaklık kontrol kararlılığı, hava akışı düzenleri, çözülme döngüleri ve zamanla sıcaklık ayar noktası kayması gibi parametreler, bir buzdolabının yeterli aşı saklama koşulları sağlayıp sağlamadığını belirlemede önemli bir rol oynayabilir. Aşı sıcaklıklarının doğru şekilde izlenmesi, kullanılan izleme sisteminin tipine ve soğutma ayarlarına dikkat edilmesini gerektirir. Farklı sıcaklık izleme sistemleri türleri, sıcaklık ölçümlerinin hem doğruluğunu hem de kullanılabilirliğini etkileyebilir. Sıcaklık monitörünün yerleşimine ve okumaların kaydedildiği zamana veya frekansa bağlı olarak, elde edilen sıcaklık okumaları gerçek aşı sıcaklığına karşılık kimi zaman gelmekle birlikte kimi zaman gelmemektedir. (Chojnacky et al., 2009).

Bu nedenle ultra düşük sıcaklıklarda çalışan aşı kabinlerinin üretiminde detaylar dikkatlice incelenmeli ve araştırmalar yapılmalıdır. İleride yer alan bölümlerde en uygun bir şekilde nasıl bir aşı depolama kabinin tasarlanması gerektiği detaylıca verilmiştir.

3.1.1 Güvenli aşı depolanması için öneriler

Aşıların uygun şekilde saklanması ve taşınması, aşı ile önlenabilir birçok yaygın hastalığın önlenmesi ve ortadan kaldırılmasında önemli bir faktördür. Bununla birlikte, her yıl, birçok müşteri, depolama ve taşıma hataları nedeniyle yeniden aşılanmakta ve boşa harcanan aşılarda nedeniyle önemli ekonomik kayıplara neden olmaktadır. Yanlış aşı saklama ve işleme, aşı etkinliğini azaltabilir, bu da zayıf bağışıklık tepkilerine ve hastaların hastalığa karşı zayıf korunmasına neden olabilir. Müşteriler, potansiyel olarak risk altındaki aşılardan aldıkları sonradan yeniden aşılanmaları gerekiyorsa, aşılara ve aşı sağlayıcılarına olan güvenlerini kaybedebilmektedirler. Aşılar, değişen derecelerde termostabilite ve donma duyarlılığına sahiptir. +2°C ila +8°C aralığının dışındaki sıcaklıklara tekrar tekrar maruz kalmak aşının etkinliğini azaltır. Bu etki kümülatiftir ve geri alınamaz. Bu yüzden aşı depolanmasının düzgün şekilde sağlanabilmesi için güvenli aşı

depolama yönetimi sağlanmalıdır. Aşı buzdolabındaki aşılardan toplam ekonomik değeri önemlidir. İyi tasarlanmış ve bakımlı sistemlerde bile teknik arızalar sonucu soğuk zincir ihlalleri meydana gelebilir. Etkili aşı envanter yönetimi, aşı sağlayıcılar için mükemmel bir kalite güvence aracıdır. Isıya ve donma sıcaklıklarına maruz kalmanın aşı canlılığı üzerinde kümülatif etkisi olabilmektedir (Australian Government Department of Health, 2019).

3.1.2 Soğuk muhafaza edilen aşılardan dağıtım süreci

Aşı dağıtımının güçlü aşı lojistik yönetimi, güvenlik ve etkinlikten ödün vermeden aşılardan paketlemek, taşımak ve teslim etmek için gereklidir. Bu, aşı üreticileri, federal ve yerel yönetimler ve dondurucu üreticileri arasında kapsamlı koordinasyon ve iletişim gerektirir. Bu bağlamda önemli bir gereklilik, üretim, depolama, nakliye ve dağıtım süreçlerinde ısıya duyarlı aşılardan için gerekli soğutma seviyesini korumaktır (ASHRAE Journal,2022).

Soğuk zincir, bir aşının etkinliğini üretimden uygulamaya kadar koruyan bir depolama ve taşıma sistemidir. Üç ana öge içermektedir.

Bunlar;

- i. Personel: Ekipmanları kullanır ve bakımını yaptırır.
- ii. Ekipman: Aşılardan güvenli korunması ve taşınmasını sağlar.
- iii. Prosedürler: Bağışıklama ve dağıtım için gerekli olan işleyiş prosedürleridir (Konya Halk Sağlığı Müdürlüğü,2020).

Aşı dağıtımının ana faaliyetleri şunlardır:

Aşılardan ve yardımcı ürünlerin alınması: Verimli bir şekilde dağıtmak ve kesintisiz bir tedarik zincirini sürdürmek için Dünya Sağlık Örgütü, soğuk zincir tarafından yerine getirilmesi gereken görevleri tanımlamaktadır. Ana görevler varış öncesi, gümrükleme ve yurtiçi depolara sevkiyat, sevkiyatların kontrolü, sevkiyatların envanteri, problem raporlama ve takip faaliyetleridir.

Aşı ve yardımcı ürün saklanması: Aşı saklama ve sıcaklık izleme, ulusal tedarik zinciri altyapısına, devlet soğuk zincir depolama ve ekipman kapasitesine, özel pazarda soğuk zincir depolama mevcudiyetine ve aşı özelliklerine ve sıcaklık izlemeye bağlıdır.

Aşıların sevkiyat için hazırlanması: Aşıların ve yardımcı ürünlerin yeniden paketlenmesi, buz paketlerinin üretilmesi veya satın alınması bu aşamada kilit unsurlardır. Çoğu aşı $+2^{\circ}\text{C}$ ile $+8^{\circ}\text{C}$ arasında soğuk zincir taşıma gerektirir iken bazıları kriyojenik taşıma gerektirir. Örneğin; Pfizer firmasına ait belli başlı aşılar için -80°C ila -60°C arasında soğutmalı ekipmanlar gereklidir. Ultra soğuk sıcaklıkta taşıma gerektiren aşılar için, yeniden paketlenme gerektirmeden sabit aşı uygulama bölgeleri önerilir.

Aşıların taşınması: Aşılar ve ek ürünler kara, hava veya deniz yoluyla herhangi bir bölgeye taşınabilir. Veri kaydedici, nakliye sırasında sıcaklık izleme için iyi bir seçenektir. Konteyner veri kaydedicileri için, aşılarının çok sık açılmasını önlemek için seyahatin başında ve sonunda sıcaklıklar kontrol edilir. Harici okuyuculu veri kaydedicilerde, hareket sırasında sıcaklık en az iki kez kontrol edilerek aşılarının kontrolü sağlanır. Bununla birlikte; etkili aşı soğuk zincir yönetimi, Şekil 3.1'de gösterildiği gibi, farklı paydaşlar arasında değişen derecelerde koordinasyon ve iş birliği gerektirir (ASHRAE Journal,2022).



Şekil 3.1. Üretim yerinden uygulama noktasına kadar soğuk zincir (BBC,2020).

Soğuk zincirin kırılması durumunda bu ürünlerin kullanımı hasta sağlığı için risk oluştururken aynı zamanda bu ürünlerin elden çıkarılması, ham maddelerinin ve yöntemlerinin maliyetli olması nedeni ile ülke ekonomisine zarar vermektedir.

3.2 Aşı Depolama Kabinleri Tasarım Kriterleri

Ultra düşük sıcaklıklarda çalışan aşı kabinlerinin tasarımında önemli parametreler mevcuttur. Öncelikle kullanılması gereken sistem tipi seçilmeli daha sonra soğutucu akışkan özellikleri incelenerek, yeni standartlara uygun şekilde doğru kriterlere uygun malzeme seçimi tercihi de yapılarak tasarıma başlanmalıdır.

Bu yüzden ultra düşük sıcaklık kavramına ulaşabilmek adına otomatik kaskad soğutma sistemi tercih edilmelidir ve detaylı olarak kaskad sistemleri ile otomatik kaskad soğutma sistemleri kısım 2’de tartışılmıştır. Diğer tasarım kriterleri de sırası ile aşağıda açıklanmıştır.

Bunlar;

(1) Malzeme seçimi

(2) Soğutucu akışkanın belirlenmesi ve soğutucu akışkanın çevre ve yönetmeliklere uygunluğu

(3) Enerji verimliliği ve çevre regülasyonlarına uyum için tasarımda revizyonlar şeklinde sıralanabilir.

3.3 Malzeme Seçimi

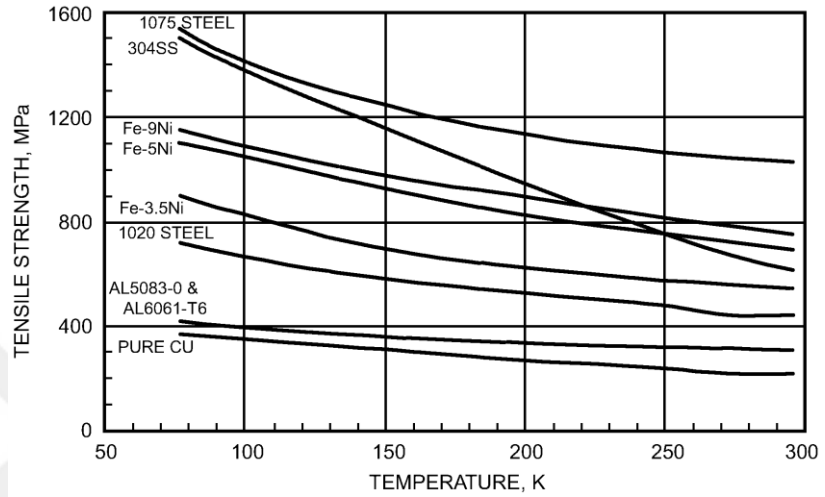
3.3.1 Düşük sıcaklıkta kullanılan malzemeler ve özellikleri

Birçok firma -70°C ($\pm$) 10 derece tolerans farkı aralığı ile aşı depolama kabinlerini üretmek istemektedir ve aşı depolama kabinlerinin ultra düşük sıcaklıklarda çalışabilmesi için diğer en önemli unsurlarından biri de malzeme seçimidir.

Belirli bir düşük sıcaklık kullanımı için malzeme seçimi genellikle çeşitli faktörleri içerir. Bunlar; maliyet, ürünün çalışacağı stres seviyesi, üretim alternatifleri, çalışma sıcaklığı, kaynaklı derzleri kaynaklama ve stres giderme yeteneği, aşırı nem ve korozyon olasılığı, farklı malzemelerin cıvatalanması ve bağlanması için termal genleşme ve elastisite modülü özellikleri, termal iletkenlik ve termal şoka karşı direnç şeklinde sıralanabilir. Genel olarak, borular ve tanklar düşük sıcaklıklı soğutucu akışkanlar içerdiğinde, düşük sıcaklıkların malzeme özelliklerine etkisi nedeniyle özel malzemeler seçilmelidir. Soğutucu ve muhafaza malzemesi arasındaki kimyasal etkileşimler de dikkate alınmalıdır. Sıcaklık düştükçe bazı metaller daha sünek hale gelir. Diğerleri, düşük sıcaklıkta bir miktar sınırlayıcı artış ve ardından daha düşük sıcaklığa iniş göstermektedir (ASHRAE,2002).

Metaller genellikle düşük sıcaklıktaki yapısal uygulamalar için kullanılır. Aşağıda yer alan şekil 3.2’de metallerin çekme mukavemeti ile sıcaklık arasındaki ilişki yer almaktadır. Eğrilerin eğimleri, farklı metaller için sıcaklıktaki azalmanın

ve mukavemetteki artışın farklı olduğunu göstermektedir. Daha düşük sıcaklıklar, metallerin sünekliğini önemli ölçüde etkileyebilir. Etkisi büyük ölçüde kristal yapıya bağlıdır. FCC metaller ve alaşımlar, ortam sıcaklığında sünektir ve düşük sıcaklıklarda sünek kalır. Bu kategorideki metaller arasında alüminyum, bakır, bakır-nikel alaşımları, nikel ve östenitik paslanmaz çelikler bulunmaktadır (Askeland,1994).



Şekil 3.2. Bir Kaç Metalin Sıcaklığa Karşı Uzaması (ASHRAE,2002).

Saf demir, karbon çeliği ve birçok alaşımlı çelik gibi BCC metaller ve alaşımlar, düşük sıcaklıklarda kırılgan hale gelmektedirler. Bununla beraber, birçok BCC metali ve alaşımı da düşük sıcaklıklarda sünek-kırılgan bir geçiş gösterebilmektedirler (ASHRAE,2002).

Statik çekme testlerinden elde edilen süneklik değerleri, süneklik kaybını gösterebilir, ancak darbe testleri, bir malzemenin dinamik yükleme altında nasıl davrandığına ve karmaşık çok yönlü yüklemeye nasıl tepki verdiğine dair daha iyi bir fikir vermektedir (Hibbeler,2008).

Alüminyum alaşımları da ayrıca maliyetleri, kaynaklanabilirlikleri ve toklukları nedeniyle düşük sıcaklıktaki yapısal uygulamalar için yaygın olarak kullanılmaktadır. Mukavemetleri orta olarak kabul edilir, ancak düşük sıcaklıklarda bile sünek kalmaktadırlar. Alüminyum alaşımları imalat yöntemine göre dövme ve döküm olarak ikiye ayrılır. Dövme kategorisi haddeleme, ekstrüzyon, çekme, dövme ve daha birçok özel işlemi içerir. Bir döküm alaşımı eritilir ve kumdan (kum döküm) veya yüksek mukavemetli çelikten (yerçekimi dökümü veya pres döküm) yapılmış bir kalıba dökülür ve istenen şekli oluşturmak için katılaşmasına izin

verilir. Alüminyum alaşımlı yüzeyler, anotlama ve/veya uygun bir boyama prosedürü ile korunmadıkça koruyucu beyaz bir alüminyum oksit tabakası oluşturur. Nemli ortamlarda, alüminyum alaşımları alüminyumdan daha pozitif bir korozyon potansiyeline sahip olduğunda ve iyon değişimine izin veren elektrolitlerin varlığında diğer metallerle elektriksel temas halinde olduğunda galvanik korozyon meydana gelebilir. Farklı metal korozyonu olarak adlandırılan bu süreç, pullanma veya taneler arası korozyon olarak kendini gösterebilir. Alüminyum alaşımları uygun olmayan şekilde ısıtılabilir. Bu, iç elemanları gevşetir ve metali içeriden aşındırır fakat korozyon direnci ve UV (ultraviyole) ışığına karşı koruma, nem ve koku tutma ile birleştiğinde, ayrıca alüminyumun toksik olmaması ve ürünleri sızdırmaması veya kirletmemesi gerçeği göz önüne alındığında yiyecek, ilaç vb. ürünlerin korunmasında yaygın olarak kullanılmasına neden olmaktadır (Gould Alloys,2019).

Bakır alaşımları ise birleştirilmeleri zor olduğu için yapısal uygulamalarda nadiren kullanılır. Bakır ve alaşımları, sıcaklık düşürüldüğünde alüminyum alaşımlarına benzer şekilde davranır. Mukavemet genellikle darbe mukavemeti ile ters orantılıdır. Yüksek mukavemetli alaşımlar düşük darbe mukavemetine sahiptir. Nikel ve nikel alaşımları da düşük sıcaklıklarda dahi sünek-kırılgan geçişi göstermedikleri ve başarılı bir şekilde kaynaklandıkları için tercih edilebilirler ancak yüksek maliyetleri kullanımlarını sınırlandırmaktadır. Bununla beraber yüksek mukavemetleri, düşük yoğunlukları ve düşük ısı iletkenlikleri nedeniyle, metalik olmayan fiber takviyeli kompozitler, kriyojenik yapısal uygulamalarda geniş kabul görmüştür. En yaygın olarak kullanılan fiber malzemeler arasında cam, aramid ve karbon bulunur. Güçlendirici lifler, aksi takdirde kırılgan matris malzemelerine önemli ölçüde mekanik mukavemet kazandırır ve termal genleşme katsayısını metallerinkiyle karşılaştırılabilir değerlere indirebilir. Tankların, boruların, şeritlerin ve kriyojenik soğutma sistemlerinin yüzeyleri için metalik olmayan bileşikler kullanılabilir. Bu malzemeler, yüksek stresli ortamlarda ve döngüsel yükleme altında iyi performans gösterir. Düşük sıcaklıklarda kimyasal olarak bozulmazlar. Bu yüzden düşük sıcaklıklı uygulamalar için iyi bir tercih olabilmektedir (ASHRAE, 2002).

Mevcut araştırmalar, çok düşük sıcaklıklardaki ($T \approx 1$ mK) malzemelerin özellikleri, sıcaklık, basınç ve manyetik alan gibi dış değişkenlere bağlı alaşımlar ve kompozitler gibi yeni malzemeler ve yeni geleneksel malzeme türleri üzerine yapılan çalışmaları ve üretimleri içermektedir.

Öte yandan, birçok malzeme özelliği kriyojenik sistemlerin tasarımında ve yapımında önemli bir rol oynadığından, davranışları hakkında kapsamlı bilgi önemlidir. Kriyojenik uygulamalar için büyük önem taşıyan özelliklerin incelenmesi gerekmektedir. İç enerji ve ısı kapasitesi, termal genleşme ve büzülme gibi durum özelliklerinin davranışı, elektriksel ve termal iletkenlik dahil taşıma özellikleri ve son olarak mekanik özellikler dikkate alınması gereken faktörlerdir (Sciver et al., 2012).

3.4 Soğutucu Akışkanların Seçimi

Soğutma terimine bakıldığında, bir maddenin veya ortamın sıcaklığını ortam sıcaklığının altında tutmak için ısıyı emme işlemi soğutma olarak bilinir. Mekanik soğutucular, soğutma için aralıklı olarak ısıyı emerek buharlaşmak için sıvı soğutucu akışkan özelliğini kullanır. Soğutma sistemi performansı büyük ölçüde soğutucu akışkanın termodinamik ve kimyasal özelliklerine bağlıdır (Güney, 2014).

Soğutucu akışkanlar öncelikle muhafaza edilecek sistem sıcaklığına göre seçilmelidir. Sistemin soğutucu akışkan kullanımını tanımlayan çeşitli özellikler vardır. Bunlar soğutucu akışkanın normal kaynama ve kritik sıcaklıklarıdır. Sistemin sıcaklık aralığı, soğutucu akışkanın kritik sıcaklığı ve normal kaynama noktası içinde olmalıdır. Burada buharlaşma sıcaklığı soğutucu akışkanın normal kaynama noktasından yüksek olmalıdır (Sarkar et al., 2013).

Luyben (2019), tarafından yapılan çalışmalar sonucunda soğutucu akışkan seçimi sırasında, sistem verimliliğini artırmak için kondenser basıncı seçilen soğutucu akışkanın %50 sinin altında tutulması gerektiği ortaya çıkmıştır. Tasarım nedenleriyle, sistemin sürdürülebilir ve toksik olmaması için viskozite, sızıntı ve reaktivite mümkün olduğunca düşük tutulmalıdır. Çevresel nedenlerle, küresel ısınma potansiyeli ve ozon tabakasını inceltme potansiyeli de mümkün olduğunca en az seviyede olmalıdır.

GWP değerleri göz önüne alınarak tasarımda soğutucu akışkanın seçimi korona virüs pandemi ile çok önemli hale gelmiştir ve küresel anlaşmalarda yasal sınırını belirleyen en büyük kavram küresel ısınma ve ona bağlı olan sera etkisi olduğu çalışmalar sonucunda da ortaya konmuştur.

3.4.1 Soğutucu akışkanların sahip olması gereken genel özellikleri

Soğutma, havalandırma vb. sistemlerde görev alan soğutucular, ihtiyaç duyulan bölgelerden ısıyı emer ve taşıma ve iletim yoluyla dışarıya veya başka bir

ortama vermektedir. Soğutucu akışkanların genellikle bazı özelliklere sahip olması gerekir. Kısaca açıklanırsa soğutucu akışkanların pozitif buharlaşma basıncı olmalıdır ve buharlaşma basıncının çevre basıncından bir miktar üzerinde olması gerekmektedir. Buharlaşma gizli ısısının yüksek bir oranda olması kullanılacak soğutucu akışkanın miktarının az olmasına ve verimliliğin artmasına neden olmaktadır bu yüzden dikkat çekici özellikler arasında bu durum yer almaktadır.

Soğutucu akışkanlar, en önemli unsurlardan biri olan çevreyi kirletmemeli, ozon tabakasına zarar vermemeli, yanıcı, toksik olmamalıdır. Bununla beraber ucuz, ısı geçirgenliği yüksek, düşük donma sıcaklığına sahip, özgül hacmi ve vizkozitesi küçük gibi özelliklere de sahip olması beklenmektedir. Soğutucu akışkan suda ne kadar çözünürse, suda çözüldükten sonra karışımın donma noktası o kadar düşük olur, bu da makine içinde donma riskini azalmaktadır. Diğer bir detayda yağlama yağının halka şeklindeki boşluktan sızıp soğutucuya karışmasıdır. Sıvı buhar yağda çözünmezse, sıvıya karışan yağ, kondenser veya buharlaştırıcının yüzeyinde toplanarak bir yağ filmi oluşturur. Bu, zayıf ısı transferi ile sonuçlanır ve ayrıca kompresörde yağ kaybına neden olmaktadır. Bu tür sıvılar için kompresör çıkışında mutlaka yağ ayırıcı kullanılmaktadır (Koyun vd., 2005).

Ozon tabakasının oluşumu ve yıkımı ile dünyanın ve canlıların fiziksel durumunda meydana gelebilecek olası değişikliklerin netleştirilmesine ihtiyaç olmakla birlikte soğutucu akışkanlar dikkatle seçilmelidir (Onat vd., 2004).

3.4.2 Soğutucu akışkan çeşitleri ve çalışmaları

Birçoğu farklı çalışma koşulları ve ihtiyaçları için özel olarak tasarlanmış birçok soğutucu akışkan türü vardır. Soğutucu akışkanlar, ticari binalarda, endüstrilerde ve otomotivde soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Önceki yıllar boyunca, kloroflorokarbonlar (CFC), soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında kapsamlı bir şekilde kullanılmıştır. Ancak CFC zararlı olduğu ve stratosferdeki ozon tabakasını yok ettiği için Montreal protokolü tarafından yasaklanmıştır. Bununla birlikte, son yirmi yılda, küresel ısınma sorunları gündeme gelmiştir ve HFC dahil olmak üzere sera gazlarını kontrol etmek için Kyoto protokolü önerilmiştir (Redhwan et al., 2016).

İlk soğutucu eter, Perkins tarafından elle çalıştırılan buhar sıkıştırma sisteminde kullanılmıştır. Ayrıca 1880'lerde kükürt dioksit, metil klorür ve karbondioksit de popüler bir tercihtir. 1930'lu yıllara gelindiğinde ise, hidrojen atomlarını değiştiren flor veya klor içeren hidrokarbondan oluşacak şekilde bir

çalışma gerçekleştirilmiştir. Farklı karbon, hidrojen, klor, flor kombinasyonları kullanılarak daha sonra kloro-floro-karbon olarak bilinen farklı soğutucu akışkanlar geliştirilmiştir (Faruque et al.,2021).

Calm (2008), soğutucu akışkanın gelişim sürecini dört kategoriye ayırmıştır.

(i) Birinci nesil & Yaygın olan: Yaygın birinci nesil soğutucu akışkanlar çoğunlukla çeşitli çözücüler ve uçucu sıvılardır. Erken soğutma sistemlerindeki soğutucu akışkanlar, yalnızca soğutma etkileri için seçildi ve çoğu zehirli ve yanıcıydı. Birinci nesil soğutucu akışkanlar arasında CO_2 , HCOOCH_3 , SO_2 , NH_3 ve CCl_4 bulunur. Bu soğutucu akışkanlarla ilgili sorunlardan sonra (çevresel ve performans nedenleriyle), alternatif soğutucu akışkan arayışları başlamıştır (Faruque et al.,2021).

(ii) İkinci Nesil & Güvenlik ve Dayanıklılık: 20. yüzyılın başlarında soğutucu akışkanlar, kararlı kimyasal özelliklere sahip toksisite ve yanıcılık temelinde incelenmiştir. Bununla beraber 1930'da hidrokarbon bazlı soğutucu akışkanlarda değişen derecelerde klorlama ve florlamanın etkileri incelenmiştir. İkinci nesil soğutucu akışkanlar arasında CFC'ler, HCFC'ler, HFC'ler ve H_2O bulunur (Faruque et al.,2021).

(iii) Üçüncü nesil & Ozon Koruması: Soğutma sistemlerinden CFC soğutucu akışkanlarının sızması, Dünya atmosferindeki ozon tabakasının incelmeye başlamasına doğrudan veya dolaylı olarak katkıda bulunmuştur. 1998'in en kötü yıllarından sonra, ozon tabakasını incelten soğutucu akışkanların kademeli olarak kullanımdan kaldırılması, nihayet kesinlikle olumlu bir sonuç vermiştir (Faruque et al.,2021).

(iv) Dördüncü nesil & Küresel Isınma: Kutuplardaki buzullar erimeye ve deniz seviyeleri yükselmeye başlayınca, küresel ısınma dünyanın dört bir yanındaki çevreciler için önemli bir endişe haline gelmiştir. Bu fenomenin çeşitli nedenleri vardır. Ancak en önemli sebeplerden biri soğutucu akışkanlarla ilgilidir. Hükümetler ve mühendislik üreticileri, çevresel endişeler nedeniyle yüksek GWP'li soğutucu akışkanların seçimini kısıtlamıştır. Düşük GWP soğutucu akışkanlar R32, R152a, R161, R31I1, R600 ve R290 vb. içermektedir (Faruque et al.,2021).

Kısacası, ilk olarak geçen yüzyılda ortaya çıkan insan yapımı soğutucular, isimleri iyi bilinen CFC'ler (kloroflorokarbon bileşikleri) ve R11, R12, R13, R113, R11, R115 soğutuculardır. Daha sonra, daha yüksek ODP (Ozon Tüketim

Potansiyeli) değerleri nedeniyle HCFC (Flor, Klor ve Karbon Bileşikleri) ve R22 (Kimyasal Formülasyon CHClF_2) soğutucuları ile değiştirilmiştir. Bu, ozon tabakasına verilen hasarı azaltmıştır lakin bunun nedeninin klor olduğu saptanması ile kullanımı 1996'da tamamen yasaklanmıştır. Bu koşullar altında, ozon tüketim potansiyel değeri sıfır olan HFC'ler (hidroflorokarbon bileşikleri) ve R134a (CHF_2CHF_2 kimyasal formülüne sahip soğutucu akışkan) yapay soğutucu olarak kullanılmaya başlanmıştır. Ancak Montreal Protokolü ve ardından Kyoto Protokolü çevre sorununun boyutlarını genişletmiş ve ozon tüketim potansiyeli değerinin sıfır olmasının tek başına yetersiz olduğu GWP (Küresel Isınma Potansiyeli) değerlerinin de dikkate alınması gerektiğini vurgulamıştır. Bu yeni durum göz önüne alındığında, 100 yıllık ayrışma süresi boyunca yüksek küresel ısınma potansiyeli nedeniyle soğutucu R134a atmosferde aşamalı olarak kullanımdan kaldırılması planlanmaktadır. Bu noktada yaklaşık 100 yıldır düşünülmeyen doğal soğutucular ve üzerinde çalışılan daha yeni yapay soğutucular GWP değerlerinin sıfıra yakın olmasıyla öne çıkmaktadır (Güney,2014).

Bazı soğutucu akışkanlar kimyasal olarak komplike yapılara sahiptir ve genellikle R ile başlayan bir soğutucu sınıflandırma numarası ile gösterilir. Yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkanlar sırasıyla aşağıda detaylı olarak açıklanmaktadır (Koyun vd.,2005).

R11: R11, düşük basınçlı soğutucu akışkandır. Ozon tabakasının incelmesi nedeniyle durdurulmuştur (Koyun vd.,2005).

Missimer (1973), tarafından 233 K ila 88.6 K mertebesinde çok düşük sıcaklıklar elde etmek için üç fazlı ayırıcı ve dört kademeli ısı eşanjörü ile farklı R11, R12, R13, R14 ve argon soğutucu karışımlarıyla çalışan bir otomatik kademeli soğutma sisteminin patent çalışmasında bulunmuştur. Bu sistemde, soğutucu akışkan karışımı optimize edilmemiştir ancak başlatma veya yedek ekipman yardımı olmaksızın geleneksel yağlamalı kompresörler kullanılmaktadır. Bu bir tasarım yeniliğidir. Bu nedenle, üç ısı eşanjörlü bir otomatik kademeli soğutma sistemi için, artan soğutma sıcaklığı ile optimum faz ayırma sıcaklığı artacağı tespit edilmiştir.

Murthy et al. (1985), tarafından buhar sıkıştırımlı kademeli soğutma sistemlerinin ekserji analizi üzerine de bazı çalışmalar yapılmıştır. Srinivasa Murthy ve Krishna Murthy, bir R12 buhar sıkıştırımlı ısı pompası ve bir R11 buhar sıkıştırımlı soğutma grubundan oluşan kademeli bir sistemin enerji ve ekserji

analizini gerçekleştirmişlerdir. COP ve motor veriminin sırasıyla 1.2 – 1.7 ve 0.1 – 0.15 arasında değiştiği sonucuna varmışlardır.

Naphon et al. (2009), nano soğutucu akışkanlarla ısı borusu etkinliğinin artırılmasını incelemek için R11 soğutucu akışkan kullanmışlardır. 600 mm uzunluğunda ve 15 mm dış çapında düz bir bakır boru kullanılmıştır. Ortalama çapı 21 nm olan titanyum nanopartiküller ve bir ultrasonik homojenleştirici de soğutucu akışkan ve nanopartikül karışımı hazırlamak için çalışmada kullanılmıştır. Isı borusu eğim açısının ve çalışma ortamı yükünün ısı borusu verimliliği üzerindeki etkisini ölçmüşlerdir. Çalışma sıvısı olarak bir soğutucu baz kullanıldığından, ısı borusu en yüksek verimi 60°'lik bir eğim açısında ve %50 çalışma akışkanı dolm miktarında en yüksek verimi vermiştir. %0.1 konsantrasyonda nanopartikül içeren ısı boruları, aynı optimal koşullar altında saf soğutucu akışkana kıyasla 1.4 kata kadar daha yüksek verimlilik göstermiştir.

Sonuç olarak; Hiçbir soğutucu mükemmel değildir. R11 gibi yüksek performanslı klorlu hidrokarbon soğutucular, olumsuz çevresel etkileri (ODP>0 ve yüksek GWP) nedeniyle yasaklanmıştır (Chen et al., 1997).

R12: Geçmiş yıllarda en çok kullanılan soğutucu akışkandır. Zehirsiz, patlayıcı ve yanıcı olmadığı için tamamen güvenli bir maddedir. En zorlu çalışma koşullarında dahi kararlı bir yapı sergilemektedir. Solvent özelliği, yağın kondenser ve evaporatör ısı transfer yüzeylerinde birikmesini engeller ve ısı transferini azaltır. Bununla birlikte, ODP değeri nedeni ile yasaklanmıştır (Koyun vd.,2005).

Hammad et al. (1998), tarafından geleneksel soğutucu akışkan R-12'ye olası alternatifler olarak dört oranlı propan, bütan ve izobütan kullanan ev tipi bir buzdolabının performans parametrelerini değerlendirmek için deneysel bir çalışma açıklanmaktadır.

Önerilen alternatif soğutucu akışkanlar, yerel olarak temin edilebilir, ucuz ve doğası gereği çevre dostu olma avantajına sahiptir. Değiştirilmemiş bir R-12 ev tipi buzdolabı, dört hidrokarbon karışımının her biri ile doldurulup test edilmiştir.

Çalışmadan aşağıdaki sonuçlar çıkarılmıştır:

- Araştırılan tüm propan, bütan ve izobütan hidrokarbon karışımları, R12 ile rekabet eden COP değerleri ile R12'ye potansiyel alternatif soğutucu akışkanlar olarak kullanılabilir.
- Hem COP hem de doymuş eğri uyumluluk göstergelerine dayalı olarak, %50 propan karışımı, R12'ye en uygun soğutucu alternatifi olarak seçilebilir.
- R12 soğutucu akışkan kullanılan buzdolaplarında herhangi bir tadilat ve ayar yapılmamış olup herhangi bir kompresör sorunu yaşanmamıştır.

Havelsky (2000), tarafından yapılan çalışma sonucunda R12 çalışma sıvısı değişimlerinin, COP ve Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi (TEWI) değerleriyle ifade edilen enerji verimliliği ve küresel ısınma üzerindeki etkisini ele alınmıştır. R134a, R401A, R409A, R22 soğutucu akışkanlarının kullanımı ve R134a ile R12 karışımının, R12 uygulamasıyla karşılaştırmalı olarak soğutma sisteminin COP ve TEWI değerleri ile ilişkisini gösteren deneysel araştırmalar sunulmuştur. R134a, R401A ve R409A soğutucu akışkanlarının kullanımının R12 uygulamasına göre COP katsayısının yükselmesini sağladığı ve TEWI değerini önemli ölçüde azalttığı gösterilmiştir.

Tashtoush et al. (2002), tarafından ev tipi buzdolaplarındaki R12'yi yeni hidrokarbon/florokarbon soğutucu karışımlarıyla değiştirmek için deneysel bir çalışma yapılmıştır. Bu soğutucu akışkanların performansını etkileyen parametreler ve faktörler, test verilerine dayalı olarak R12 ile karşılaştırılarak sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlar, 210 gr R12 soğutucu akışkanın, Bütan/Propan/R134a karışımlarına kıyasla soğutma katsayısı, sıkıştırma verimliliği, hacimsel verim, kondenser kapasitesi, kompresör tahliye basıncı ve sıcaklığı gibi düşük performans parametreleri verdiğini göstermektedir.

Agnew et al. (2004), geleneksel bir R12-R23 soğutucu çiftini çevre dostu bir R717-R508b soğutucu çiftiyle üç aşamalı kademeli soğutma sisteminde sonlu zamanlı sıcaklık yaklaşımı kullanarak karşılaştırmışlardır ve R12-R23 soğutucu çiftinin kötü performans gösterdiğini bulmuşlardır.

Sabareesh et al. (2012), çalışma sıvısı olarak R12 soğutucu kullanarak, mineral yağ bazlı yağlayıcılarda düşük konsantrelerde dağılmış TiO_2

nanoparçacıklarının viskozitesini ve yağlama özelliklerini ve bunların buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinin genel performansı üzerindeki etkisini araştırmıştır. Sonuç olarak, soğutma sisteminin COP'sinde, mineral yağda asılı duran düşük nanopartikül konsantrasyonları için bir artış ve ortalama ısı transfer oranı sırasıyla %17 ve %3.6 olarak gözlemlenmiştir.

R13: -70 °C ile -45 °C arasında kullanılan düşük sıcaklık soğutucusudur. Birkaç endüstriyel soğutma ünitesinde kullanılır. R12'den daha yüksek, ancak soğutma kapasitesi birimi başına gerekli çalışma gücü yaklaşık olarak aynıdır. Çıkış sıcaklıkları oldukça yüksek olduğundan, giriş ısıtma aşamasının çok yüksek olmaması için mümkün olduğu kadar düşük tutulması gerekir. Derin soğutma uygulamalarında, çıkış sıcaklığı çok yükselebileceğinden (yüksek sıkıştırma oranı nedeniyle) silindirlerin sulanması önerilir. Yağ geri kazanımını sağlamak için dönüş boruları ve yağ ayırıcılar R12'ye göre daha dikkatli yerleştirilmeli ve kriyojenik uygulamalarda daha iyi işlem görmelidir. Ayrıca R12 yağ ile hızlı ve iyi karışmaktadır. R12 gibi küresel ısınma potansiyeli çerçevesinde yasaklanmıştır (Koyun vd.,2005).

Genel olarak kaskad sistemler için yapılan sınıflandırmaya göre, ozon tabakasını incelten R13 (1945 yılından beri ticarileştirilmiştir.), ultra düşük sıcaklıklı soğutma için ikinci nesil soğutucu akışkanlar olarak kabul edilmiştir (Calm,2008).

R13B1: -70°C /-45°C aralığında endüstriyel soğutucularda kullanılmaktadır. Yüksek ozon tabakasını inceltme potansiyeli nedeniyle, üretimi ve tüketimi Montreal Protokolü kapsamında aşamalı olarak durdurulmuştur (Koyun vd.,2005).

R23: Düşük sıcaklıkta kullanılan bir soğutucudur. R13'e alternatif olarak onaylanmıştır. R23, R12'den 3 kat daha yüksek olan çok yüksek bir sera etkisine sahiptir. R508B ile yakın özelliklere sahiptirler (Beşer,1997).

Birçok soğutma ve ısı pompası sisteminde yüksek küresel ısınma potansiyeli (GWP) çalışma sıvılarının kullanımını sınırlamak için çeşitli çevre koruma önlemleri uygulanmıştır. Ancak, tipik olarak çok yüksek GWP'li soğutucu akışkanların (örn. R23 ve R508B) kullanıldığı ultra düşük sıcaklıklı (ULT) soğutma ekipmanını kapsamamaktadır. R23 ve R508B, R404A'nın yaklaşık dört katı küresel ısınma potansiyeline sahiptirler ve yüksek maliyet içermektedirler. Bununla beraber R23 veya R508B, ortaya çıkan uygun tahliye sıcaklıkları dikkate alınarak

R13 sistemlerine uyarlanabilirler. R23 ve R508B'nin ticari uygulamalarda hala mevcut olduğunu ve ABD Çevre Koruma Ajansı'nın bile bu soğutucu akışkanları ultra düşük sıcaklıklı soğutma için olası adaylar olarak dahil ettiği unutulmamalıdır (Babiloni et al.,2020).

R123: R123, santrifüj soğutma gruplarında kullanılan alternatif bir soğutucu akışkandır ve R11'e mükemmel bir alternatiftir. R11 buharlaştırıcı ile karşılaştırıldığında, metalik olmayan malzemelere etkileşim gücü artar. Bu nedenle, bir R123 buharlaştırıcıya dönüştürülürken, tüm kauçuk esaslı malzemeler değiştirilmelidir. R123, toksisitesi nedeniyle kullanım ortamı özel dikkat gerektirmektedir (Koyun vd.,2005).

Yapıcı (2007), tarafından yapılan çalışma sonucunda sabit alan ejektör modeline dayalı yeni bir ejektör tasarlayıp üretilmiştir ve ejektör soğutma sisteminin performansını daha geniş bir çalışma aralığında incelenmiştir. Önceden düşük basınçlı soğutucu akışkanlar için tasarlanmış sistemlere hareketli ana nozullara sahip ejektörler monte edilmiştir. Değiştirilmiş soğutma sistemi, çalıştırma sıvısı olarak sıcak su ve çalışma sıvısı olarak R123 kullanılarak test edilmiştir.

Çalışma sıcaklıklarının sistemin soğutma kapasitesi ve performans katsayısı üzerindeki etkileri, 9.97 ejektör alan oranında birincil nozul konumu optimum olduğunda deneysel olarak incelenmiştir. Sonuç olarak, 98°C evaporatör sıcaklığında, 10°C buharlaştırıcı sıcaklığında ve 129 kPa kondansatör kritik basıncında 0.39'luk bir COP elde edilmiştir.

Bununla birlikte, titiz bilimsel değerlendirmeler, çok önemli soğutucu akışkan R-123'ün (başlangıçta soğutucular için bir geçiş ikamesi olarak algılanan bir HCFC), faydadan çok çevresel zararlar sonuclanacağını ortaya koymuşlardır (Calm,2006).

R134a: R134a, termodinamik ve fiziksel özelliklerinden dolayı R12'ye en yakın soğutucu akışkandır. Sıfır ozon tabakasını inceltme potansiyeli değeri gibi özelliklerle, yine de en uygun soğutucu akışkandır. Araç soğutucuları ve ev soğutucuları için harika bir yedektir. Aynı zamanda ticari olarak da mevcuttur. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında ve/veya düşük basınç farklarında, sistemin kompresör verimi ve COP değerleri yaklaşık olarak R12 ile aynıdır.

Düşük sıcaklıklarda iki aşamalı sıkıştırma gereklidir. R134a, mineral yağlarla uyumsuzdur ve poliol ester veya alkali glikol bazlı poliol yağlarla kullanılmalıdır (Koyun vd.,2005).

Hugh et al. (2013), -80°C şartlandırılmış alanlardan 0.256 kW (873.5 Btu/h) çıkarmak için tasarlanmış tek bir kompresör R23/R134a soğutma devresini kullanmıştır. Tasarlanan sistem, gaz halindeki soğutucu akışkanların bir karışımını yüksek bir basınca sıkıştırır ve ardından R23 buhar fazında kalırken R-134a'yı su soğutmalı bir ayırıcıda yoğunlaştırır. Sıvı R134a akışı, emme basıncına genişletilir ve buhar fazında kalan R23'ü yoğunlaştırmak için kullanılır ve kademeli bir döngüde bir aşamalar arası ısı eşanjörü gibi çalışmaktadır. Yoğunlaştırılmış R23 akışı daha sonra emme basıncına genişler ve yükten enerjiyi emdiği düşük sıcaklıktaki bir buharlaştırıcıya girmektedir. Termodinamiğin birinci ve ikinci yasa ilkelerine dayalı olarak bir döngü modeli geliştirilmiştir ve bir karışık soğutucu test cihazının tasarımını geliştirmek için kullanılmıştır. Prototip sistemin teorik analizi, kütlece %33.4 R23 ve %66.6 R134a karışımı ile çalıştığında $-78,6^{\circ}\text{C}$ buharlaşma sıcaklığına ulaşacağını öngörmektedir. Aynı yoğuşma sıcaklığı ve karışım bileşimi kullanılarak yapılan deneylerde, karışık soğutucu aparat -78.6°C ' lik tahmin edilen sıcaklığa çok yakın bir şekilde karşılık gelen -75°C ' lik bir buharlaşma sıcaklığına ulaşılmıştır. Sonuçlara göre istenen -80°C buharlaşma sıcaklığına ulaşmak için soğutucu karışımı R23 miktarını artıracak şekilde değiştirilmesi gerekmektedir.

Park et al. (2013), tarafından R134a ve R10A kullanılarak sıcak su temini için tasarlanmış kademeli bir soğutma sisteminin optimum ara sıcaklığını termodinamik olarak araştırılmıştır. Teorik analiz, sistemin maksimum verimlilikte çalışmasını sağlayan optimum ara sıcaklığın tahmin edilmesini sağlayan matematiksel bir model oluşturmayı amaçlamaktadır. Önerilen model yalnızca soğutucu akışkanların termodinamik yasalarına ve termodinamik özelliklerine dayanmaktadır. R134a'nın yoğuşma sıcaklığı, R410A'nın buharlaşma sıcaklığı ve kademeli ısı eşanjörlerinin sıcaklık farkı, analiz için anahtar tasarım parametreleri olarak kullanılmaktadır. Termodinamik analizin sonuçlarını doğrulamak için kademeli ısıtma sisteminin bir prototipi üzerinde testler de yapılmıştır. Termodinamik analizin sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında iyi bir uyum olduğu ortaya çıkmıştır.

Khalifa et al. (2016), çalışmada azeotropik olmayan karışımlar kullanan üç aşamalı bir otomatik kademeli soğutma çevriminin performansını değerlendirmek için deneysel bir araştırmada bulunmuşlardır. Bu çalışmada deneysel araştırma yapmak için test cihazı olarak 1 ton kapasiteli üç kademeli otomatik kaskad

soğutma sistemi yapılmıştır. Bu üç aşamalı otomatik aşamalı soğutma sisteminin performansı, iki çalışma modunda karşılaştırılmıştır. İlk olarak, sistem 2100 g R410A ve R134a kütle oranı (70/30) azeotrop ile yüklendiğinde, ardından sistem tek başına R134a ile yüklendiğinde karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, harmanlanmış soğutucu akışkanın R134a'dan üstün olduğunu göstermiştir. Artan performans katsayısı (COP) ve soğutma etkisi sırasıyla %24 ve %41 aralığında elde edilmiştir. R134a ile karşılaştırıldığında, sıkıştırma oranı ve basma sıcaklığı düşüşlerinin sırasıyla %12 ve %39 aralığında olduğu bulunmuştur. Aynı çalışma koşulları altında, R134a soğutucu akışkan için (-31.5°C) ile karşılaştırıldığında, karışık soğutucu için daha düşük bir evaporatör giriş sıcaklığı (- 43.3°C) elde edilmiştir.

Cabello et al. (2017), tarafından R134a/R744 ve R152a/R744 soğutucu akışkan çiftleri ile çalışan kademeli soğutma sistemlerinin deneysel bir karşılaştırması yapılmıştır. Bu tip ünite, endüstriyel ve ticari soğutma uygulamaları için uygundur. Yüksek GWP soğutucu akışkan R134a, sera etkisini azaltmak için yeni çevre düzenlemelerine uygun olarak düşük GWP soğutucu akışkan R152a ile değiştirilmiştir. Her iki soğutucu akışkan da HFC sıvı ailesine aittir, bu nedenle değiştirme zorunlu bir hal almıştır. Güvenlik hususları bir yana, R152a gerçekleştirilen çok sayıda testin sonuçları, enerjide belirli bir iyileştirme veya azalmanın sağlanmadığını ve R134a'nın R152a ile değiştirilmesinin teknik olarak ve enerji açısından mümkün olduğunu göstermektedir.

R152a: Ozon tabakasının incelmesine neden olmayan ve küresel ısınma etkisi çok düşük olan (R12'nin yaklaşık %2'si) R152a, ısı pompalarında R12 ve R500'e alternatif olarak kabul edilmektedir. R12 ve R134a'dan daha iyi performans katsayısına sahip olan R152a, mineral yağ ile de uyumludur. R152a yanıcıdır, kokusuzdur ve hacimsel soğutma kapasitesi R12'den düşüktür. Termodinamik ve fiziksel özellikleri R12 ve R134a'ya çok benzemektedir (Koyun vd.,2005).

Dalkılıç (2010), kademeli soğutma sistemleri üzerine teorik bir performans çalışması yapmıştır. Bu çalışma, yüksek basınç devresinde bir evaporatör ve alçak basınç devresinde bir kondenser görevi gören merkezi bir ısı eşanjörü aracılığıyla bağlanan iki soğutma devresi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yoğuşma sıcaklığı 40 ila 60 °C, buharlaşma sıcaklığı -50 ila -10 °C arasında değişmiş ve ısı değiştirici sıcaklığı 1 °C' de sabit tutulmuştur. Başlangıçta, her iki devredeki soğutucu akışkanın aynı olduğu varsayılmaktadır. Teorik analizin sonuçları, örnek olay incelemesinde alternatif soğutucu akışkanlar R152a ve R717'nin diğer soğutucu akışkanlardan daha yüksek performans katsayıları (COP) sergilediğini ve tüm

çalışma koşullarında daha düşük soğutucu akışkan yükü sergilediğini göstermektedir. Kademeli sistemin yüksek ve alçak basınç bölümleri için sırasıyla R717 ve R152a soğutucu akışkanlarının ayrı kullanımının, performans katsayısını (COP) belirlemeye yönelik analiz için en uygun kombinasyon olduğu kanıtlanmıştır.

Örneğin, R152a, GWP = 124 olan ve 150 sınırının altında olan doğa dostu bir soğutucu akışkandır; ancak bu sıvı yanıcıdır (EU F-gas Regulation, 2014).

Bellos et al. (2019), tarafından yapılan çalışmanın amacı farklı kademeli soğutma sistemlerinin düşük sıcaklık devresinde CO₂ ile karşılaştırılmasıdır. Toplam 18 farklı kademeli soğutma sistemi incelenmiştir. Analiz, kondenser sıcaklığı aralıklı olarak dört farklı evaporatör sıcaklığı (-35, -25, -15 ve -5 °C) için yapılmıştır. Nihai sonuçlar, incelenen tüm kademeli sistemlerin CO₂/ CO₂ kademeli sisteminden daha verimli olduğunu göstermektedir. Enerji ve TEWI standartlarına göre, doğal soğutucu akışkanlar (NH₃, R290, R600, R600a ve R1270) en uygun seçim gibi görünmektedir. Ayrıca, R152a soğutucu akışkan nispeten düşük TEWI ile yüksek performans elde etmek için umut verici bir seçenektir.

R401a: R22, R124 ve R152a'nın (ağırlıkça sırasıyla %52 / %33 / %15 oranında) bir azeotropudur ve R12'ye bir alternatif olarak kabul edilir. HCFC içerdiğinden nihai bir alternatifi olmayıp 2030 yılına kadar kullanılması planlanmaktadır (Koyun vd.,2005).

R404a: R125, R134a ve R143a'dan oluşan azeotropik bir karışımdır. R502'ye bir alternatif olarak kabul edilir. HCFC içerir, bu nedenle kesin bir alternatifi olmayıp 2030 yılına kadar kullanılabilir (Koyun vd.,2005).

Winkler et al. (2008), buhar sıkıştırmalı sistemler için bileşen tabanlı bir modelleme aracı yardımıyla kademeli bir sistem simülasyon algoritmasını tartışmış ve uygulamıştır. Model, bir R404A/CO₂ kademeli sistem için deneysel veriler kullanılarak incelenmiştir. Düşük sıcaklık ve yüksek sıcaklık buhar sıkıştırma sistemleri birden fazla kompresörden oluşmaktadır ve yüksek sıcaklık sistemi iki kondansatör içermektedir. Sonuç olarak simülasyon aracı, basit bir ısı eşanjörü modeli kullanmasına rağmen performans katsayısını ortalama %4.4'lük bir hata ve maksimum 11.3'lük bir hatayla tahmin etmiştir.

Sun et al. (2016), R41'in R23'ün yerine uygun olup olmadığını anlamak amacıyla soğutucu çiftler R41/R404A ve R23/R404A için kademeli soğutma sistemlerinin termodinamik performansının karşılaştırmalı analizini araştırmıştır. Boşaltma sıcaklığı, kompresörün giriş gücü, performans katsayısı (COP), ekserji kaybı (X) ve ekserji verimliliği (η) hedef işlevler olarak seçilmiştir. Bu çalışmada göz önünde bulundurulması düşünülen çalışma parametreleri arasında hem yüksek sıcaklık çevriminde (HTC) hem de düşük sıcaklık çevriminde (LTC) yoğuşma sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı, süper ısıtma sıcaklığı ve düşük soğutma sıcaklığı bulunmaktadır. Sonuçlar, COP'un maksimum değeri aldığı LTC için optimum kondenser sıcaklığının mevcut olduğunu göstermektedir. Aynı çalışma durumunda, R41/R404A kademeli soğutma sisteminin giriş gücü, R23/R404A kademeli soğutma sisteminin giriş gücünden daha düşüktür ve COP optimum, R23/R404A kademeli soğutma sisteminin giriş gücünden daha yüksektir. R41/R404A ve R23/R404A kademeli soğutma sistemlerinin maksimum egzersiz verimliliği sırasıyla %44.38 ve %42.98'dir. Teorik analiz, R41/R404A'nın kademeli soğutma sistemindeki R23/R404A'dan daha potansiyel bir soğutucu çifti olduğunu göstermektedir.

Roy et al. (2019), tarafından aynı çalışma koşullarında çalışan R41–R404A ve R170–R161 olmak üzere iki farklı soğutucu akışkan çifti kullanan kademeli soğutma sisteminin sayısal bir çalışması sunulmuştur. Kademeli soğutma sisteminin temel enerji ve ekserji denklemleri kullanılarak Engineering Equation Solver yazılımında bir bilgisayar kodu geliştirilmiştir. Analiz için önemli girdi parametrelerinin bazılarının değerleri, bu simülasyon çalışmasını gerçekleştirmek için literatürden alınmıştır. Evaporatör sıcaklığının COP, kompresör gücü, toplam ekserji yıkımı, ekserji verimi gibi temel performans parametreleri üzerindeki etkisi hesaplanmıştır. Öngörülen sonuçların analizi, her evaporatör sıcaklığı için, sistemin maksimum performans gösterdiği bir optimal noktanın var olduğunu göstermektedir.

R170–R161 sisteminde, R41–R404A sistemine göre kompresör işinde ve toplam ekserji kaybında etkili bir azalma gözlenmektedir. R41–R404A sistemine kıyasla R170–R161 sistemi için daha yüksek optimum COP ve ekserjetik verimlilikle çalışma sonlanmıştır.

R410a: R32 ve R125'in neredeyse azeotropudur (ağırlıkça %50) ve R22'ye bir alternatif olarak kabul edilir. R410A, ozon tabakasına zarar vermeyen ve R22'den daha yüksek çalışma basıncına ve soğutma kapasitesine sahip iki HFC'nin

bir karışımdır. Teorik termodinamik özellikleri R22 kadar iyi değildir. Ancak ısı transfer özellikleri çok iyidir. R12'den daha yüksek COP ve %10-15 daha fazla hacimsel soğutma özelliklerine sahiptir (Koyun vd.,2005).

Parekh et al. (2011), R404A-R508B ve R410A-R23 kademeli soğutma sisteminin kondenser, kademeli kondenser ve evaporatör olmak üzere üç ana ısı eşanjörünün termal tasarımını açıklamıştır. Her iki sistem için kondenser, kademeli kondenser ve evaporatör ısı transfer alanı karşılaştırılmış ve aynı çalışma koşulunda her iki sistem için yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklığının ısı transfer alanına etkisi incelenmiştir. Sonuçlar, R410A-R23 kaskad sistemi için kondenser ve kaskad kondenserin gerekli ısı transfer alanının R404A-R508B kaskad sisteminden daha düşük olduğunu ancak evaporatörün ısı transfer alanının her iki sistem için de benzer olduğunu göstermektedir.

R600a: R600a (İzobütan), çeşitli soğutucu kullanılan uygulamalarında R12 ve R134a'nın gelişen dünya ile yerini alan soğutucu akışkandır. R600a, düşük küresel ısınma potansiyeli (GWP) nedeniyle giderek popülerlik kazanan hidrokarbondur. Bu soğutucu akışkan, buzdolapları, dondurucular, içecek dağıtıcıları ve bağımsız teşhir üniteleri gibi ev tipi ve hafif ticari soğutma üniteleri için idealdir. Hidrokarbon soğutucu akışkanlardan biri olan R600a yanıcıdır ve uygun niteliklere sahip, eğitilmiş ve deneyimli teknisyenler tarafından güvenlik çerçevesinde kullanılmalıdır (A-Gas,2022).

Madyira et al. (2022), tarafından R600a soğutucu akışkanın verimliliği araştırılmıştır. En güçlü rakiplerden biri olan R134a ile yapılan karşılaştırmalı deney yapılarak bir sonuç elde edilmiştir. Öncelikle sistemin sıcaklığının izlenmesi için buzdolabına K tipi termokulplar, emme ve tahliye basıncını saptamak amaçlı iki adet basınç göstergesi ve kompresörün gücünü belirlemek içinde dijital bir wattmetre takılmıştır. Sonuçlar, R600a'nın daha yüksek bir COP'ye, soğutma kapasitesinde %5.2 ila %14.2'lik bir artışa ve güç tüketiminde %8.8 ila %26.4'e kadar bir azalmaya sahip olduğunu göstermektedir.

R290: R290 (propan) yedek soğutucu olarak da kullanılabilmesinin yanı sıra organik bir bileşim içerdiğinden çevreye, ozon tabakasına zararı yoktur ve küresel ısınma potansiyeli ihmal edilebilir bir düzeyde yer almaktadır. Basınç seviyeleri ve soğutma kapasitesi R22'ye benzemekle birlikte sıcaklık davranışı bakımından da R134a gibi davranmaktadır. Malzemelerle birlikte davranış biçimi ile ilgili belirli bir sorun yoktur. R290 soğutma sıvısı içeren sistemler günümüzde popüleritesi

artmış sistemlerdir. R290 artık ev tipi klima sistemleri ve ısı pompaları gibi düşük soğutucu akışkan hacimlerine sahip kompakt sistemlerde de kullanılmaktadır. Ayrıca, ticari soğutma sistemlerinin ve soğutma gruplarının kullanımı da artırmaktadır (Bitzer Deutschland, 2020).

Zhang et al. (2015), sistem performansını bir otomatik kademeli soğutma çevriminde çalışma sıvısı olarak R744-R290 kullanılarak test etmişlerdir. Araştırmacılar, R744 'ün kütle fraksiyonunu artırarak veya soğutma sıvısı sıcaklığını düşürerek döngü performansının iyileştirilebileceği sonucuna varmışlardır.

Zheng et al. (2022), R134a'nın yerini alan R290 soğutucu akışkanın uygulanabilirliğini test etmiştir. R290 ve R134a soğutucu akışkanlı soğutma sistemlerinin performansı bir sarmal buz depolama deney düzeneğinde açıklanmıştır. Deneysel analiz, R290 sisteminin daha yüksek hacimsel soğutma kapasitesine sahip olduğunu ve sistemin COP'sinin R134a sistemi ile karşılaştırılabilir olduğunu doğrulamaktadır. Optimum koşullar altında, R290 sistemi, R134a'ya kıyasla daha hızlı bir donma hızına, daha kısa bir kriyoprezervasyon süresine ve yaklaşık olarak %52 ortalama spesifik dondurma verimliliği artışına sahiptir.

Kasera et al. (2022), tarafından yapılan çalışmanın ana fikri R290 (propan) kullanan değişken hızlı doğru akımlı süt buzdolabının enerji performans analizinin yapılmasıdır. DC kompresörler, değişken hızlı çalışmaya ek olarak dört farklı sabit hızlı tip içermektedir. 30°C'de farklı kompresör hızlarında ve 14 kg olduğu varsayılan süt hacminde bir performans değerlendirme testi gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, değişken hızda güç tüketiminin en yüksek hıza göre daha az olduğu sonucuna varılmıştır. Değişken hız modu biraz daha düşük soğutma kapasitesinden oluşur. R290 soğutucu akışkanlı değişken hızlı DC kompresörün, yüksek ortam sıcaklıklarında soğutma amacıyla verimli bir şekilde kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

R1150: Etilen (R1150), silindirlerde ve ISO tüp kızaklarında sıkıştırılmış bir sıvı olarak kullanılmaktadır. Ayrıca bazı uygulama alanlarında kriyojenik bir sıvı olarak yer almaktadır. Yaygın olarak çok düşük sıcaklıktaki endüstriyel soğutma uygulamalarında kullanılmaktadır (AGT International, 2018).

Wu et al. (2013), R1150'nin alt ve üst yanıcılık limitleri deneysel olarak incelenmiştir. Sonuçlar, sıcaklık düştükçe alt alevlenirlik sınırının arttığını, üst alevlenirlik sınırının ise azaldığını göstermiştir. Aynı zamanda, R1150 için hesaplanan değer ile deneysel veriler arasında yalnızca %0.88'lik bir bağıl sapma ile ortak hidrokarbonların alt alevlenebilirlik sınırını tahmin etmek için yeni bir yöntem sunulmuştur.

Jara et al. (2022), COP'u iyileştirmek için bir ejektör cihazı dahil ederek otomatik kademeli sistemin iki modifikasyonunu öneren bir çalışmada bulunmuşlardır. Birinci varyant, faz ayırıcının çıkışında bir genleşme cihazı olarak bir ejektörü içerirken, ikinci bir varyant, bir ön sıkıştırma aşaması olarak bir ejektörü içerir. Küresel ısınma potansiyeli yüksek olan soğutucu akışkanlara nazaran R600a ve R1150 hidrokarbonlarının bir karışımı kullanılarak yapılan çalışmada ilk olarak serbest değişkenlerin her çevrimin çalışma koşulları üzerindeki duyarlılık analizleri değerlendirilmiştir. Sonuçlarla ilgili olarak, bir etilen ve izobütan karışımının otomatik kademeli döngü için uygun bir kombinasyon olduğu ve aşırı karmaşıklık ve maliyet olmaksızın COP'yi iyileştirmek için bir ejektörün kullanılabilineceği üzerine açıklamada bulunulmuştur.

R744: R744 (CO₂), ultra düşük, düşük ve orta sıcaklıktaki soğutma uygulamalarında R134a ve R404A'nın yerine kullanılan soğutucu akışkandır. R744, mükemmel özellikleri nedeniyle gittikçe kullanımı artmaktadır ve sıfır değer Ozon Tüketim Potansiyeli (ODP) ve 1.0 değer Küresel Isınma Potansiyeli (GWP) ile R744 doğa dostu bir soğutucudur (A-Gas,2022).

Kim et al. (2002), tarafından yapılan çalışmanın ana amacı, R744/134a ve R744/290'ın azeotropik olmayan soğutucu akışkan karışımlarını kullanan bir otomatik kademeli soğutma sisteminin performansının araştırılmasıdır. R744/134a ve R744/290 karışımlarının değişen çalışma koşulları, R744'ün kütle oranının bir fonksiyonu olarak soğutucu kütle akış hızı, kompresör gücü, soğutma kapasitesi ve performans katsayısındaki (COP) değişimi göstermektedir. Deneysel sonuçlar çerçevesinde, simülasyonlardan elde edilenlere benzer eğilimler gösterildiği açıklanmıştır. Kısaca, soğutucu karışımındaki R744 bileşiminin artırılması soğutma kapasitesini artırmaktadır ancak sistem basıncı arttıkça COP'yi düşürme eğilimi göstermektedir.

İki kademeli ve otokaskad soğutma sistemli ultra düşük sıcaklıklı soğutma üzerine (bazı soğutucu akışkanlarında kullanılarak yapıldığı) belirli çalışmalar aşağıdaki tabloda (Çizelge 3.1) kronolojik olarak toplam bir şekilde verilmiştir.

Çizelge 3.1 ULT Soğutma Üzerine Yapılan Çalışmaların Özeti (Babiloni et al.,2020).

YIL	SİSTEM	SOĞUTUCU AKIŞKAN	REFERANS
1996	İki Aşamalı Kaskad Sistem, (N.A., -73 °C)	R503,R508B,R23/R116/R744	(Cook,1996)
2000	İki Aşamalı Kaskad Sistem, (708 kW, -65 °C)	R22,R23,R134A,R507,R508B,R717	(Stegmann,2000)
2005	İki Aşamalı Kaskad Sistem, (N.A., -85 °C)	R22,R23	(Chung et al.,2005)
2007	İki Aşamalı Kaskad Sistem, (0.7 kW, -73 °C)	R13,R290,R290/R744	(Zhang et al.,2007)
2008	İlki Aşamalı Kaskad Sistem, (N.A., -50 °C)	R717,R744	(Bansal et al.,2008)
2008	İki Aşamalı Kaskad Sistem, (N.A., -80 °C)	R22,R23,R290,R170	(Xie et al.,2008)
2009	Otokaskad Sistem (N.A., -150 °C)	R507/R290/R740/R23/R170	(Aprea et al.,2009)
2012	İki Aşamalı Kaskad Sistem, (0.4 kW., -65 °C)	R22,R23	(Liu et al.,2012)
2013	İki Aşamalı Kaskad Sistem, (1.4 kW., -75 °C)	R134a,R23	(Hugh et al.,2013)
2013	İki Aşamalı Kaskad Sistem, (337 kW., -70°C)	R170,R1150,R717,R744A	(Sarkar et al.,2013)
2016	İki Aşamalı Kaskad Sistem, (10kW., -60°C)	R23,R41,R410A	(Sun et al.,2016)
2018	Otokaskad Sistem, (N.A., -71°C)	R170/R290	(Yan et al.,2018)
2018	Otokaskad Sistem (Eşanjör İle), (N.A., -50°C)	R134a/R23	(Bai et al.,2018)
2018	Otokaskad Sistem (Eşanjör İle), (N.A., -69°C)	R290/R170	(Liu et al.,2018)
2018	Otokaskad Sistem (Eşanjör İle), (N.A., -73°C)	R290/R170	(Liu et al.,2018)

Bu bilgiler ışığında aşağıdaki kategorilerden biri olan soğutucu akışkanlar seçilebilir (Rui et al., 2016).

Bunlar;

(1) R600a (izobüten), R134a ($\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$), R22 (CHClF_2) ve R290 (propan) gibi yüksek kaynama noktalı bileşenler

(2) R23 (CHF_3), R170 (etan), R744 (karbondioksit) ve R1150 (etilen) dahil olmak üzere orta kaynama noktalı bileşenler ve

(3) Düşük kaynama noktalı bileşenlerdir (Rui et al., 2016).

Ayrıca en popüler soğutucu akışkanlar arasında uzun vadeli avrupa standartlarında olan bir kaç soğutucu akışkan seçeneği vermek gerekirse (Rui et al., 2016).

(1) CO_2 propan, İzobütan, Propilen ve R-441A

(2) R-1234yf ve R-1234ze(E)

(3) R-455A şeklinde sıralanabilir.

Aşağıdaki tabloda da alternatif soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.2. Alternatif Soğutucu Akışkanların Fiziksel Özellikleri (Yılmaz vd.,2017).

Soğutucu Akışkanlar	Kritik Basıncı(kPa)	Kritik Sıcaklık (°C)	ODP	GWP
R1270	4664.6	92.42	0	2
R290	4274.1	96.675	0	20
R600	3796	151.975	0	20
R600a	3640	134.667	0	4
R717	11333	132.25	0	0
R12	4114.1	112.017	0.82	10720
R22	4988.5	96.13	0.05	1780
R134a	4059	101.03	1.5E-05	1430
R23	4800	25.6	0	12000
R410a	4925	72.4	0	1725
R407C	4634	87.05	0	1520
R404A	3734.9	73.12	0	3943
R477	7370	31.1	0	1
R152A	4520	113.3	0	150
R507	3790	70.9	0	3300
R-1234yf	3382.2	95	0	4

Daha doğru bir seçim yapmak adına da tasarımda soğutucu akışkanlar ile ilgili mevzuatlarda incelenmelidir. Detaylı olarak anlaşmalar aşağıdaki kısımda (3.4.3) açıklanmıştır.

3.4.3 Soğutucu akışkanlarla ilgili anlaşmalar

Soğutucu akışkanların kullanımına ilişkin önemli yasa ve protokoller bulunmaktadır. Bunlardan biri Viyana Sözleşmesi ve ardından Montreal Protokolüdür. “Ozon Tabakasının Korunmasına İlişkin Viyana Sözleşmesi”, ozon tabakasının zarar görmesine neden olan maddelerin azaltılması için 1985 yılında kabul edilmiştir. 1987 yılında da “Ozon Tabakasını İncelten Maddelere İlişkin Montreal Protokolü” kabul edilmiştir.

196 ülke tarafından imzalanan Montreal Protokolü, en başarılı çok yönlü çevre anlaşması olarak kabul edilmektedir. 1990 yılında, Londra’da Montreal Protokolü’nün finansmanının sağlanması için gelişmiş ülkelerinde yardımları ile fon kurulmuştur (T.C. Dışişleri Bakanlığı, 2022).

Bu protokole taraf olan devletler;

1. Viyana Sözleşmesi uyarınca, insan sağlığını ve çevreyi, değişen insan faaliyetlerinden kaynaklanan veya kaynaklanabilecek değişikliklere karşı korumayı taahhüt ederek,

2. Belirli maddelerin küresel yayılımının, insan sağlığını ve çevreyi olumsuz yönde etkileyerek ozon tabakasını önemli ölçüde tüketebileceğini veya değiştirebileceğini kabul ederek,

3. Bu maddelerin salınımından kaynaklanan olası iklim etkilerinin farkında olarak,

4. Ozon tabakasını incelmesine karşın alınacak tedbirlerin ekonomik ve teknolojik bakımdan bilimsel bilgiye dayanması gerektiği bilincine vararak,

5. Gelişmekte olan ülkelerin kalkınma ihtiyaçları dikkate alınarak ozon tabakasını korumaya yönelik faaliyetlerde kararlı olarak,

6. Gelişmekte olan ülkelerin ihtiyaçlarını karşılamak için gereken fon miktarı üzerinde önemli değişiklikler yapılacağını hatırlatarak,

7. Ozon tabakasına zarar veren maddelerin emisyonlarını azaltmak ve kontrol etmek için alternatif teknolojilerin araştırılması, geliştirilmesi ve transferinde gelişmekte olan ülkelerin ihtiyaçlarını dikkate alarak protokolün gerekliliklerini karşılamamanın önemini kabul ederek anlaşmaya varmışlardır (Montreal Protokolü,1990).

İlgili maddeler incelendiğinde, klor içeren soğutucuların kullanılmaması gerektiğinin kanıtı olarak yukarıdaki bazı noktalar vurgulanmıştır. Klor içeriği nedeniyle ozon tüketen soğutucuların (R12, R13, R113, R11, R115) kullanımı ortadan kaldırılmıştır.

Bununla birlikte, tarihte ilk kez, Montreal Protokolü, kesin olmayan bilimsel sonuçların zeminine karşı çok taraflı anlaşmalara dayanan ozon tabakasına zarar veren maddelere sınırlar çizebilmeyi başaramıştır. Ozon tabakasına uygulanan bu model, iklim değişikliği rejimi için emsal teşkil etmiştir. Bu bağlamda Montreal Protokolü, Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi'nin

(BMİDÇS) hazırlanmasına ön ayak olmuştur. Kigali’de gerçekleştirilen taraflar toplantısında hidroflorokarbonları %85 oranında azaltmaya yönelik çalışmalarda bulunulmasına karar verilmiştir (T.C. Dışişleri Bakanlığı, 2022).

15 Kasım 2016’da kabul edilen Kigali Değişikliği, hidroflorokarbonların kademeli olarak azaltılmasını sağlamanın yanı sıra 2100 yılına kadar küresel sıcaklık artışını 0.5°C azaltması beklenmektedir (T.C. Dışişleri Bakanlığı, 2022).

Diğer bir soğutucu akışkanların kullanımı ile ilgili protokol ise Kyoto Protokolü’ dür. Küresel sera gazı emisyonları artmaya devam ettikçe ve iklim değişikliğinin olumsuz etkileri daha belirgin hale geldikçe anlaşmaların kalitesini güçlendirmek amacıyla Kyoto Protokolü görüşmelerinin yapılması üzerine çalışmalar ve iletişimler kurulmuştur. Kyoto Protokolü (KP), 1997 yılında kabul edilmiş olup 2005’te yürürlüğe girmiştir. Halihazırda 191 ülke ve Avrupa Birliği (AB), protokole taraftır. KP Ek-B listesinde yer alan ülkelerin toplam sera gazı emisyonlarını 1990 seviyelerinin altına düşürmeyi hedeflemektedir. Bu genel amaca ulaşmak için, ülkeler müzakereler sonucunda farklı yüzdelerde sera gazı emisyonu azaltımı/sınırları taahhüt etmişlerdir.

Ardından, 2009 yılında Kopenhag’da yapılan 15. Taraflar Konferansı ve 2012 yılında Doha’da yapılan 18. Taraflar Konferansı’nda, ikinci bir taahhüt dönemi üzerinde anlaşamayan taraflar, 2020 yılına kadar anlaşmaya varmışlardır. Protokol’ün ikinci taahhüt dönemi olan “Doha Değişikliği”, Ek B listesinde yer alan tarafların emisyonlarını 1990 yılına kıyasla ilk taahhüt dönemine göre en az 2020 yılında sera gazı azaltım çalışmalarını yapılması gerektiğine karar verilmiştir. Protokole taraf olan ve Ek B listesinde yer almayan diğer ülkeler ise Ek dışı ülkeler olarak adlandırılmakta ve herhangi bir sayısal sera gazı emisyon azaltım taahhüdü vermemektedir.

Protokolün kabul edildiği tarihte BMİDÇS’ye taraf olmayan Türkiye, Protokol’ün Ek B listesinde yer almamaktadır. Dolayısıyla, ülkemizin sayısallaştırılmış emisyon sınırlandırma / azaltım taahhüdü bulunmamaktadır (T.C. Dışişleri Bakanlığı, 2022).

İlgili Kyoto protokolü, soğutucu akışkanlar için kullanım alanlarını ve emisyon sınır değerlerini 28 maddede tanımlamaktadır. Örnek olarak ikinci maddenin içeriği kısaca şu şekildedir:

1. Her Ek-2 tarafı, Madde 3'teki nicelleştirilmiş emisyon limitlerini ve azaltma taahhütlerini aynı anda karşılaması amacıyla,

a. Ulusal koşullara bağlı olarak, aşağıda yer alan politikaları ve önlemleri uygulayıp geliştirecektir.

i. Enerji verimliliğinin artırılması için çalışmaların yapılması;

ii. İklim değişikliği dikkate alınarak sürdürülebilir tarımın teşvik edilmesi;

iii. Yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarının, karbon ayak izi azaltma teknolojilerinin, gelişmiş ve yenilikçi çevre dostu teknolojilerin artırılması ;

iv. Montreal Protokolü kapsamında olmayan sera gazı emisyonlarını sınırlamaya veya azaltmaya yönelik yeni reformların teşvik edilmesi;

v. Atık yönetimi, enerji üretimi, nakliye ve dağıtımda geri dönüşüm ve kullanımdan kaynaklanan metan emisyonlarının sınırlandırılması ve/veya azaltılması.

b. Sözleşmenin 4. Maddesi uyarınca benimsenen politika ve tedbirlerin iş birliği içinde taraf ülkeler tarafından ilgili deneyimlerini ve bilgilerini paylaşmak için taraf olmayan ülkelere adımlar atması gerekmektedir.

Bu protokolün taraflarının buluşması olarak görev yapan taraflar konferansı, ilgili bilgileri dikkate alarak bir iş birliğini geliştirme yollarını değerlendirmesi gerekmektedir.

2. Ek 2'de listelenen taraflar, sera gazı emisyonlarını sınırlamak veya azaltmak için Uluslararası Sivil Havacılık Örgütü ve Uluslararası Denizcilik Örgütü ile çalışmalarını sürdüreceklerdir.

3. Ek-2'de yer alan taraflar; Sözleşme'nin 4. maddesinin 8. ve 9. paragraflarında tanımlandığı şekilde Taraf Devletler üzerindeki sosyal, çevresel ve ekonomik etkileri en aza indirecek şekilde yürürlüğe sokacaktır.

4. Taraflar Konferansı, politika ve tedbirlerin koordinasyonunu sağlamanın yollarını ve araçlarını araştırmak öncelikli görevidir.

Yukarıdaki madde ve içeriği dikkate alındığında, Protokol'ün Montreal Protokolü'nün bir uzantısı olduğu anlaşılmaktadır. Ancak, ozon tabakasını inceltme potansiyeli kavramının ve bununla ilişkili ODP değerinin yerini almak üzere yeni bir kavram olan GWP ortaya çıkmıştır. Bu noktada kloruz bir soğutucu akışkan kullanıldığından emin olmak önemlidir. Çözüm HFC soğutucu akışkanlarıdır. R134a olarak bilinir (Kyoto Protokolü,1998).

Son yıllarda yapılan düzenlemeler doğrultusunda en bilinen ve kullanılan yönetmelik ise F-gaz yönetmeliğidir. Mevzuatlar ve üretimler özellikle koronavirüs pandemisinin yaşanmasıyla aşı depolarına talep yoğun olarak artmış ve F-gaz yönetmeliği dikkate alınan en önemli yönetmelik olmuştur. F-gaz yönetmeliği 3.4.4 numaralı kısımda detaylı olarak açıklanmıştır.

3.4.4 F-gaz yönetmeliği

Otomatik kaskad soğutma sistemlerindeki soğutucu akışkan seçiminde dikkate alınan noktalardan biri de AB No 517/2014 bilinen adıyla F-Gaz Yönetmeliği adlı bir yönetmeliktir ve bu Avrupa Birliği pazarında satılan ekipmanları kapsayan düzenlemedir. Bu yönetmeliğin amacı, florlu sera gazı emisyonlarını azaltarak çevreyi korumaktır.

Buna göre, bu yönetmelik:

- (a) florlu sera gazlarının depolanması, kullanımı, geri dönüştürülmesi için ayrıca alınan önlemleri düzenlemekte;
- (b) florlu sera gazları içeren veya bunlara bağlı olan belirli ürün ve ekipmanların pazarlanmasına ilişkin koşulları belirlemekte;
- (c) florlu sera gazlarının belirli kullanımlarına ilişkin koşullar sunmaktadır.

Florlu sera gazı emisyonlarının önlenmesi için belli başlı detaylar mevcuttur ve amaçlanan kullanım için teknik olarak gerekli değilse, florlu sera gazlarının kasıtlı olarak atmosfere salınması yasaktır. Florlu sera gazlarının sızıntısını en aza indirmek için teknik ve ekonomik olarak mümkün olan tüm önlemlerin alınması gerekmektedir. Florlu bir sera gazı sızıntısı tespit edilirse, operatör ekipmanın derhal onarılmasını sağlamalıdır. Bununla beraber üreticiler, üretim, ulaşım ve depolama sırası ile florlu sera gazı emisyonlarını mümkün olduğunca sınırlamak için gerekli tüm önlemleri almak zorundadırlar. Üretimleri için hammaddelerin

üretimi de dahil olmak üzere üretim süreci sırasında bir yan ürün, mevcut en iyi tekniklere uygun olarak daha sonra kullanılmak üzere geri kazanılması planlanmaktadır. Florlu sera gazları içeren veya bunlara bağlı olan ürün ve ekipmanlar etiketsiz olarak piyasaya arz edilmemelidir (EU F-gas Regulation, 2014).

1 Ocak 2020'den itibaren, AB Florlu Sera Gazları Yönetmeliği (Diğer adı ile AB F-Gaz Yönetmeliği), belirli soğutma ekipmanlarında Küresel Isınma Potansiyeli 2500 veya daha yüksek olan soğutucu akışkanların kullanımını yasaklanmıştır ve küresel ısınma potansiyeli 150'den yüksek olan soğutuculara ise Ocak 2022'den itibaren izin verilmemektedir (ACS,2019).

Marketler dahil tüm perakendeciler AB F-gaz yönetmeliğine uymalıdır. Bu, bazı soğutucuların elde edilmesinin giderek daha zor ve pahalı hale geldiğinin resmen kanıtı olmaktadır (ACS,2019).

Konu olan yasak, 1 Ocak 2030'a kadar aşağıdaki florlu sera gazı kategorileri için geçerli olmayacaktır.

Bunlar:

(a) mevcut soğutma ekipmanının bakımı veya servisi için kullanılan 2.500 veya daha fazla küresel ısınma potansiyeline sahip geri kazanılmış florlu sera gazları,

(b) mevcut soğutma ekipmanının bakımı veya servisi için kullanılan 2.500 veya daha fazla küresel ısınma potansiyeline sahip geri dönüştürülmüş florlu sera gazları şeklindedir.

Bu tür geri dönüştürülmüş gazlar, yalnızca hizmet noktası olarak görev alan kuruluş tarafından kullanılabilir (EU F-gas Regulation,2014).

Bazı soğutma ekipmanı kategorilerine sahip perakendeciler, düzenlemelere uymaları gerekip gerekmediğini kontrol etmelidir.

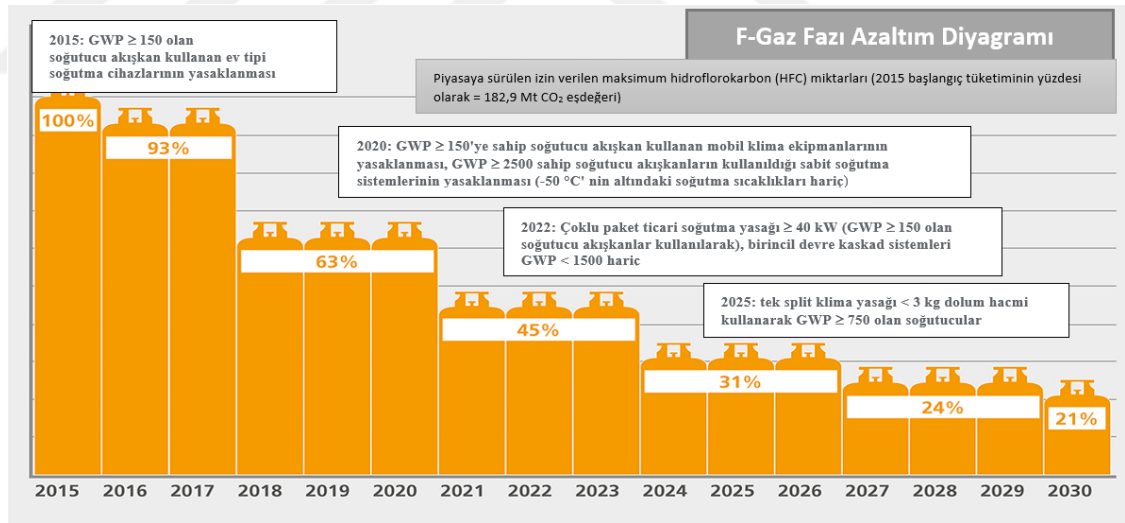
Bunlar şu şekilde listelenebilir (ACS,2019):

- Dondurma dondurucuları, şişe soğutucuları yaklaşık olarak 0.1 ila 0.5 kg soğutucu içermektedir ancak bunlar hizmet yasaklarına tabi değildir.
- Süpermarketler ve diğer büyük mağazalar için merkezi paketleme sistemleri yaklaşık olarak 100 kg'dan fazla soğutucu içermektedirler.

Eğer bunlar 40 tondan fazla CO₂ eşdeğeri içeren HFC içeren soğutma ünitelerini barındırıyorsa ve bunlarla hizmet sağlıyorlar ise yasağa tabidirler.

- Geri dönüşümü sağlanmış HFC'li mevcut soğutucuların değiştirilmesi 2030 yılına kadar yasaktan muaftır (ACS,2019).

F-Gaz azaltım diyagramı ve yönetmelik kapsamında anlatılmak istenenler kısaca Şekil 3.3 de yer almaktadır. Bu yönetmelik kapsamında soğutucu akışkan seçimi yapılmalıdır.



Şekil 3.3. Piyasaya Sürülen F-gazlarının Azaltılmasını ve F-gazları Kullanan Yeni Ekipman ve Hizmet Ürünlerindeki Kısıtlamaları Gösteren Şematik Diyagram (GEA,2019).

Sonuç olarak; F-Gaz Yönetmeliği, florlu gazların çevresel etkisini azaltmak için Avrupa Birliği tarafından uygulanmıştır ve 2006 yılından bu yana (EC) 842/2006 sayılı F-Gaz Yönetmeliği, klima, soğutma veya yangın söndürme sistemleri gibi teknik soğutma sistemlerinde florlu gazların kullanımını yönetmektedir.

Atmosferik emisyonların sınırlar içinde tutulmasının nedeni, florlu hidrokarbonların ısı emici özelliklerinin sera etkisine ve küresel iklim ısınmasına katkıda bulunmasıdır.

Bunun yanı sıra; değiştirilen F-Gaz Yönetmeliği (AB) No 517/2014 1 Ocak 2015'te yürürlüğe girmiştir. Hedef, 2030 yılına kadar florlu gaz miktarının yalnızca yüzde 21'inin kullanımda olmasıdır. Güncellenen düzenleme, F-gazları kullanan yeni ekipman ve hizmet ürünlerinde de kısıtlamayı içermektedir.

2015 yılında 182.5 M ton CO₂ eşdeğeri olan F-gaz emisyonunun 2030 yılında 38,3 M ton CO₂ eşdeğerine kadar düşürüleceğinin planlanmasının bir yansımasıdır. Florlu gazların sera etkisine, yani küresel ısınmaya büyük ölçüde olumsuz olarak etkileri nedeni ile yerinde bir karar alınmıştır. Ayrıca bu sentetik soğutucuların çoğu uzun süredir yasaklanmış, bazıları ise aşamalı olarak kullanımdan kaldırılmıştır.

F-Gaz Yönetmeliği gibi CO₂ azaltma (Kyoto Protokolü vb.) ve ozon tabakasını (Kyoto Protokolü vb.) koruma şartnamelerinde de detaylı olarak çevreye etkileri ve yasaklamalar aşamalı olarak bahsedilmektedir.

İklimе zarar veren etki ve yasakların dışında da kasıtlı kıtlığı nedeni ile fiyatlardaki aşırı artış da F-gazlarının sürekli kullanımı ortadan kaldırmaya yetecek sebepler arasında sayılabilir.

3.4.5 Bir karışımın toplam küresel ısınma potansiyelinin hesaplanması

Bir karışımın küresel ısınma potansiyeli, florlu sera gazları olmayan maddeler de dahil olmak üzere, tek tek maddelerin ağırlık fraksiyonlarının küresel ısınma potansiyelleriyle çarpımından elde edilen ağırlıklı bir ortalama olarak hesaplanır.

$$\Sigma (\text{Madde A \%} * \text{GWP}) + (\text{Madde B \%} * \text{GWP}) + \dots (\text{Madde N \%} * \text{GWP}) \quad (3.1)$$

Burada %, +/- %1 ağırlık toleransı ile ağırlıkça katkıdır.

Örneğin; formülün %50 dimetil eter, %10 HFC-152a ve %20 izobütandan oluşan bir gaz karışımına uygulanması:

$$\Sigma (50 \% * 1) + (10 \% * 124) + (20 \% * 3) \quad (3.2)$$

→\; Toplam GWP = 13.5

Hesaplamalarda dikkat edilecek diğer bir detayda florlu olmayan maddelerin GWP'lerinin, karışımın GWP'sini hesaplamak için kullanıldığıdır (EU F-gas Regulation,2014).

3.5 Farklı İki Soğutucu Akışkan Çiftinin İki Aşamalı Kaskad ve Otomatik Kaskad Soğutma Sisteminde Enerji Analizinin Yapılması

Bu çalışmada farklı soğutucu akışkanların ve soğutucu akışkan çiftlerinin kullanıldığı geleneksel iki aşamalı kaskad soğutma ve otomatik kaskad sisteminin modellenmesi kullanılarak enerji analizi EES (Engineering Equation Solver) programı ile yapılmıştır.

Engineering Equation Solver (EES), binlerce lineer olmayan cebirsel ve diferansiyel denklem kombinasyonunu sayısal olarak çözebilen ve grafiğini çizebilen küresel bir genel denklem çözme yazılımıdır. Bu yazılım diferansiyel ve integral denklemleri çözer, optimizasyon gibi konularda modelleme sağlar, belirsizlik ve regresyon analizi yapar, birimleri dönüştürür, birimleri atar ve birim tutarlılığını kontrol eder (F-Chart,2022)

EES'nin en önemli özelliği, denklem çözme yetenekleriyle birlikte kullanılabilen, binlerce malzeme için son derece doğru bir termodinamik veri tabanı olmasıdır bu nedenle bu çalışmada hızlı ve doğru hesaplama hızı nedeni ile EES programı kullanılmıştır.

Çalışmanın hedeflenen amaçları aşağıdaki maddelerde verilmiştir.

Bunlar;

- Farklı soğutucu akışkan çifti için düşük sıcaklık döngüsündeki soğutucu akışkanın sabit tutulması şartı ile sistemin enerji analizi sonucunda *geleneksel iki aşamalı kaskad soğutma sistemi* için elde edilen COP değerinin T_e (Evaporator Sıcaklığı), T_c (Kondenser Sıcaklığı), P_5 (Düşük sıcaklık çevriminden yüksek sıcaklık çevrimine ısı çıkışı sırasındaki düşük sıcaklık çevrimine ait basınç değeri) ve P_2 (Düşük sıcaklık çevriminden yüksek sıcaklık çevrimine ısı çıkışı sırasındaki yüksek sıcaklık çevrimine ait basınç değeri) ye göre karşılaştırılmasının yapılması;

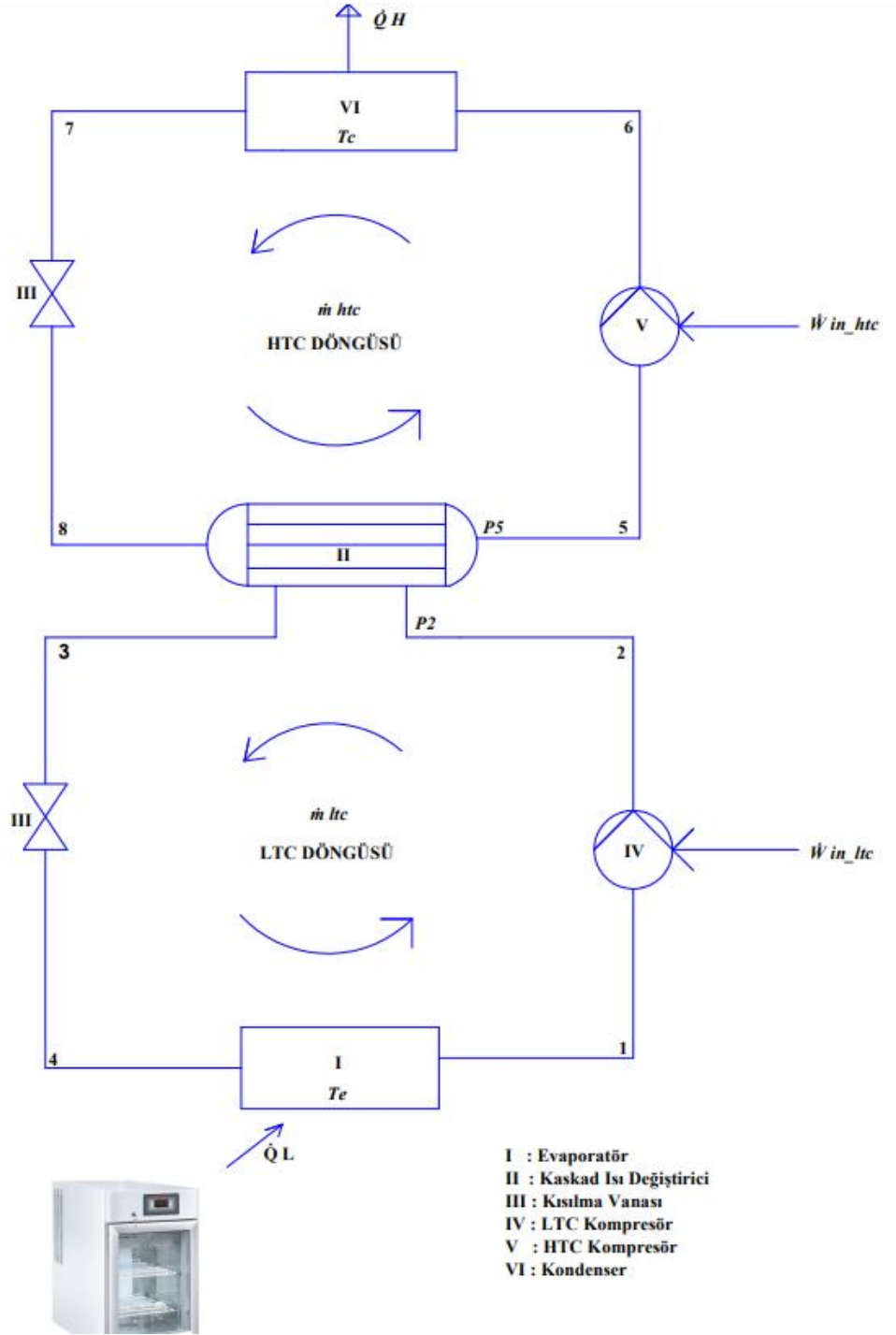
- Farklı soğutucu akışkan çifti için düşük sıcaklık soğutucu akışkanın sabit tutulması şartı ile sistemin enerji analizi sonucunda *otomatik kaskad soğutma sistemi* için elde edilen COP değerinin T_e (Evaporator Sıcaklığı), T_c (Kondenser Sıcaklığı), P_5 (Düşük sıcaklık çevrimindeki soğutucu akışkan ile yüksek sıcaklık çevrimindeki soğutucu akışkanın karışımı olan karışık soğutucuya ait kompresöre giren basınç değeri) ve P_2 (Düşük sıcaklık soğutucusunun yer aldığı kısılma vanasına giren basınç değeri) ye göre karşılaştırılmasının yapılması;
- Otomatik kaskad sistemi ile geleneksel iki aşamalı kaskad sisteminin karşılaştırılması ve düşük COP değerleri ile otomatik kaskad sisteminin çalıştığının gösterilmesi;
- Doğa dostu olan soğutucu akışkan R600a'nın R134a'ya göre her iki sistemde nasıl davranış gösterdiğinin incelenmesi şeklinde sıralanabilir.

3.5.1 Sistemin Açıklaması

İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi:

Şekil 3.4 aşısı depolama kabinin soğutucu alan olarak kullanıldığı *iki aşamalı kaskad soğutma sisteminin* şematik diyagramıdır. Her soğutma sistemi yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kompresör ve kısılma vanalarından oluşmaktadır. Geleneksel iki aşamalı kaskad soğutma sisteminde iki adet soğutma döngüsü bulunmaktadır ve modellemede de görüldüğü gibi bu döngüler birbirine ısı eşanjörü ile bağlanmaktadır. Bu ısı eşanjörü yani diğer adıyla kaskad ısı değiştiricisi HTC çevrimi için yoğuşturucu görevi görürken LTC çevrimi için buharlaştırıcı olarak çalışma sergilemektedir. Sistemde LTC buharlaştırıcısı $\dot{Q}_L$ soğutma yükünü emmektedir. Buharlaştırıcı T_e ve yoğuşturucu T_c sıcaklığındadır.

İşlem 1-2 sırasında düşük sıcaklık döngüsü soğutucusu izentropik olarak sıkıştırılır. Daha sonra yüksek sıcaklık döngüsündeki soğutucuya ısı verdiği kademeli yoğunlaştırıcıdan geçmektedir (işlem 2-3). Kısmi cihazında (işlem 3-4) genişler ve gerekli soğutma etkisini üretmek için buharlaştırıcıya (işlem 4-1) soğutucu akışkan yol alır. Daha yüksek sıcaklık döngüsü aşamasında soğutucu akışkan, yüksek sıcaklık döngüsü kompresöründe (işlem 5-6) sıkıştırılır, daha sonra ısıyı reddettiği kondenserden geçirilir (işlem 6-7). Kısmi cihazında izentropik olarak genişler (işlem 7-8) ayrıca iki soğutucu akışkan arasındaki ısı transferinin gerçekleştiği kademeli kondensere geçmektedir.



Şekil 3.4. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemin Şematik Diyagramı.

Otomatik Kaskad Soğutma Sistemi:

Şekil 3.5 aşı depolama kabinin soğutucu alan olarak kullanıldığı *otomatik kaskad soğutma sisteminin* şematik diyagramıdır. Otomatik kaskad soğutma sistemi yoğuşturucu, buharlaştırıcı, bir adet kompresör, faz ayırıcı ve kısılma vanalarından oluşmaktadır. Otomatik kaskad soğutma sistemi yüksek sıcaklık soğutucusu (high temperature refrigerant-R134a, R600a), düşük sıcaklık soğutucusu (low temperature refrigerant-R1150) ve karışım soğutucu (high temperature refrigerant + low temperature refrigerant) ile çalışmaktadır. Sistemde buharlaştırıcı $\dot{Q}_L$ soğutma yükünü emmektedir. Buharlaştırıcı T_e ve yoğuşturucu T_c sıcaklığındadır. Her iki soğutucu akışkanda bir adet kompresör kullanılmaktadırlar.

İşlem 5-6 sırasında karışım soğutucu izentropik olarak sıkıştırılır. Daha sonra, sıkıştırılan bu karışım soğutucu yoğuşturucudan geçmektedir (işlem 6-7). Karışım soğutucu 7 düğümünde faz ayırıcı ile karşılaşır ve karışım soğutucu yüksek sıcaklık ve düşük sıcaklık soğutucu olarak faz ayırıcıda ayrıştırılarak iki kola dağılır (işlem 7-8 ve işlem 7-1). Yüksek sıcaklık soğutucusu kısma vanasında (işlem 8-9) genişler ve ısı eşanjörüne (düğüm 9) aktarılır. Faz ayırıcıda ayrılan düşük sıcaklık soğutucusu ısı eşanjörü üzerinden geçerek düşük sıcaklık soğutucusuna ait kısılma vanasına ulaşır (işlem 1-2). Kısılma vanasına ulaşan soğutucu genişler (işlem 2-3) ve gerekli soğutma etkisini üretmek için buharlaştırıcıya (işlem 3-4) geçer. Daha sonra sıkıştırılmak üzere kompresöre ulaşmak için ısı eşanjöründen geçer (düğüm 4) burada yüksek sıcaklık soğutucusu ve düşük sıcaklık soğutusu karşılaşarak kompresörde sıkıştırılır.



Şekil 3.5. Otomatik Kaskad Soğutma Sistemin Şematik Diyagramı.

3.5.2 Termodinamik Modelleme Kabulleri

İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi:

İki aşamalı kaskad soğutma sisteminin termodinamik enerji analizi aşağıdaki genel kabullere göre gerçekleştirilmiştir:

- Boru şebekelerinde veya sistem bileşenlerinde ihmal edilebilir basınç ve ısı kayıpları veya kazançları kabul edilmiştir.
- Kinetik ve potansiyel enerjide ihmal edilebilir değişiklikler vardır.
- Soğutucu akışkanların kısılma vanalarında izantropik genleşmesi mevcuttur.
- İki aşamalı kaskad soğutma sistemi farklı akışkan çiftleri kullanılarak iki ayrı durumda incelenmiştir. Birinci durumda analizi yapılan kaskad soğutma sisteminin soğutucu akışkan çifti R134a/R1150 ve ikinci durumda analizi yapılan kaskad soğutma sisteminin ise R600a/R1150 soğutucu akışkan çiftidir. HTC döngüsünde R134a ve R600a, LTC döngüsünde R1150 soğutucu akışkan kullanılmıştır.
- İki aşamalı kaskad soğutma sistemi $T_e = -80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_c = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ değerlerinde çalışmaktadır. Özellikle evaporator sıcaklığının $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak belirlenmesinin nedeni kaskad soğutma sisteminde standart koşullar olarak kabul edilen bir değer olmasıdır.
- Alt çevrimden üst çevrime ısı çıkışı, üst ve alt çevrimlerdeki basıncın $P_5 = 400\text{ kPa}$ ve $P_2 = 800\text{ kPa}$ olduğu adyabatik karşı akışlı bir ısı eşanjöründe gerçekleşmektedir.
- Her iki çevrimde de soğutucu akışkan, kondenser çıkışında doymuş bir sıvı ve kompresör girişinde doymuş bir buhardır ve her iki kompresörün izantropik verimi yüzde 80'dir.
- Soğutucu akışkanın düşük ısı çevrimi boyunca kütle akış hızı ($\dot{m}_{LTC}$) 0.15 kg/s dir.

Otomatik Kaskad Soğutma Sistemi:

Otomatik kaskad soğutma sisteminin termodinamik enerji analizi aşağıdaki genel kabullere göre gerçekleştirilmiştir:

- Boru şebekelerinde veya sistem bileşenlerinde ihmal edilebilir basınç ve ısı kayıpları veya kazançları kabul edilmiştir.

- Kinetik ve potansiyel enerjide ihmal edilebilir değişiklikler vardır.

- Soğutucu akışkanların kısılma vanalarında izantropik genişmesi mevcuttur.

- Otomatik kaskad soğutma sistemi farklı akışkan çiftleri kullanılarak iki ayrı durumda incelenmiştir. Birinci durumda analizi yapılan kaskad soğutma sisteminin soğutucu akışkan çifti R134a/R1150 ve ikinci durumda analizi yapılan kaskad soğutma sisteminin ise R600a/R1150 soğutucu akışkan çiftidir. Yüksek sıcaklık için R134a ve R600a soğutucu akışkanları, düşük sıcaklık için R1150 soğutucu akışkan ve karışım için ise R134a/R1150 ve R600a/R1150 soğutucu akışkanın karışımı olan karışım soğutucu akışkanın (*mix refrigerant*) kullanılması tercih edilmiştir.

- Otomatik kaskad soğutma sistemi $T_e = -80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_c = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ değerlerinde çalışmaktadır. İki kademeli kaskad sistemi ile karşılaştırmanın kolay yapılabilmesi adına aynı sıcaklık değerleri kullanılmıştır.

- Kompresöre giren karışım soğutucusun 5 nolu düğümdeki basınç değeri $P_5 = 400\text{ kPa}$ 'dır. Bununla beraber 2 nolu düğümün basınç değeri $P_2 = 800\text{ kPa}$ 'dır.

- Yüksek sıcaklık soğutucu akışkanı (R134a,R600a), düşük sıcaklık soğutucu akışkanı (R1150) ve karışım soğutucu akışkanı kondenser çıkışında doymuş bir sıvı ve kompresör girişinde doymuş bir buhardır ve kompresörün izantropik verimi yüzde 80'dir.

- Düşük sıcaklık soğutucusunun kütle akış hızı ($\dot{m}_L$) 0.15 kg/s dir.

- Karışım soğutucu akışkanın işlem 5-6 ve işlem 6-7 boyunca kütle akış hızı ($\dot{m}_{mix}$) 0.70 kg/s dir.

Çizelge 3.3 'te her iki sistem için belirlenen parametrik kabuller listesi yer almaktadır. Bu kabullere göre ve bir önceki sayfada yer alan değerlere göre sistemin enerji analizi gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 3.3. Her İki Sistem İçin Parametrik Tablo Kabuller Listesi.

	$T_e (^{\circ}\text{C})$	$T_c (^{\circ}\text{C})$	$P_2 (\text{kPa})$	$P_5 (\text{kPa})$	η_c
Durum 1	Değişken	-60	800	400	0.80
Durum 2	-80	Değişken	800	400	0.80
Durum 3	-80	-60	Değişken	400	0.80
Durum 4	-80	-60	800	Değişken	0.80

3.5.3 Kütle ve Enerji Denklemleri

İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi:

İki aşamalı kaskad soğutma sistemi modelleme yapılırken sabit akışlı enerji ve kütle denge denklemleri kullanılmıştır ve aşağıda eşitlik denklemleri verilmiştir.

$$\Sigma \dot{m}_{giren} = \Sigma \dot{m}_{çıkan} \quad (3.3)$$

$$COP_{sistem} = \dot{Q}_L / \dot{W}_{in} \quad (3.4)$$

$$\dot{W}_{in} = \dot{W}_{HTC} + \dot{W}_{LTC} \quad (3.5)$$

Her bir sistem bileşeni için özel termodinamik denklemler aşağıdaki tabloda yer almaktadır. Bu denklemler tüm akışkanlar için kullanılabilir.

Çizelge 3.4. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistem Bileşenleri İçin Denge Denklemleri.

Sistem Bileşenleri	Kütle Denklemleri	Enerji Denklemleri
HTC KOMPRESÖR	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{W}_{HTC} = \dot{m}_{HTC} (h_6 - h_5)$
LTC KOMPRESÖR	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{W}_{LTC} = \dot{m}_{LTC} (h_2 - h_1)$
KONDENSER	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$	$\dot{Q}_H = \dot{m}_{HTC} (h_7 - h_6)$
EVAPORATÖR	$\dot{m}_1 = \dot{m}_4$	$\dot{Q}_L = \dot{m}_{LTC} (h_1 - h_4)$
KISILMA VANALARI (HTC ve LTC)	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$ $\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$h_3 = h_4$ $h_7 = h_8$
KASKAD KONDENSERİ (ISI DEĞİŞTİRİCİ)	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ $\dot{m}_5 = \dot{m}_8$	$\dot{Q}_{cas} = \dot{m}_{LTC} (h_3 - h_2)$ $= \dot{m}_{HTC} (h_5 - h_8)$

Otomatik Kaskad Soğutma Sistemi:

Otomatik kaskad soğutma sistemi modelleme yapılırken sabit akışlı enerji ve kütle denge denklemleri kullanılmıştır ve aşağıda eşitlik denklemleri verilmiştir.

$$\Sigma \dot{m}_{giren} = \Sigma \dot{m}_{çıkan} \quad (3.6)$$

$$\dot{m}_{mix} = \dot{m}_H + \dot{m}_L \quad (3.7)$$

$$COP_{sistem} = \dot{Q}_L / \dot{W}_{in} \quad (3.8)$$

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}_{mix}(h_6 - h_5) \quad (3.9)$$

Her bir sistem bileşeni için özel termodinamik denklemler aşağıdaki tabloda yer almaktadır. Bu denklemler tüm akışkanlar için kullanılabilmektedir.

Çizelge 3.5. Otomatik Kaskad Soğutma Sistem Bileşenleri İçin Denge Denklemleri.

Sistem Bileşenleri	Kütle Denklemleri	Enerji Denklemleri
KOMPRESÖR	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{mix}$	$\dot{W}_{in} = \dot{m}_{mix} (h_6 - h_5)$
KONDENSER	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{mix}$	$\dot{Q}_H = \dot{m}_{mix} (h_7 - h_6)$
EVAPORATÖR	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{Q}_L = \dot{m}_L (h_4 - h_3)$
ISI DEĞİŞTİRİCİ	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_4 = \dot{m}_L$ $\dot{m}_9 = \dot{m}_H$ $\dot{m}_1 + \dot{m}_4 + \dot{m}_9 = \dot{m}_5 + \dot{m}_2$ $\dot{m}_5 = \dot{m}_H + \dot{m}_L = \dot{m}_{mix}$	$\dot{Q}_{ısı\ değıştirici} = (\dot{m}_{mix} h_5 + \dot{m}_L h_2) - (\dot{m}_H h_9 + \dot{m}_L h_1 + \dot{m}_L h_4)$
KISILMA VANALARI	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_L$ $\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_H$	$h_2 = h_3$ $h_8 = h_9$
FAZ AYIRICI	$\dot{m}_7 = \dot{m}_{mix}$ $\dot{m}_8 = \dot{m}_H$ $\dot{m}_1 = \dot{m}_L$ $\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_1$	$\dot{Q}_f = (\dot{m}_L h_1 + \dot{m}_H h_8) - (\dot{m}_{mix} h_7)$

3.5.4 Bulgular

İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi:

Birinci kısımda farklı soğutucu akışkan çiftleri için *iki aşamalı kaskad soğutma sistemin* enerji analizi sonucunda elde edilen her bir sistem bileşeni için ve sistem için değerler aşağıdaki tablolarda (Çizelge 3.6, 3.7, 3.8, 3.9) yer almaktadır.

Çizelge 3.6. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi- R134a/R1150 Soğutucu Akışkanına Ait Sistem Bileşenleri İçin Sonuçlar.

	T (°C)	P (kPa)	Entalpi (kJ/kg)
8	8.91	400	139.4
7	60	1683	139.4
6	60	1507	289.9
5	8.91	400	255.6
4	-80	340.7	-546.8
3	-58.36	800	-546.8
2	-35.96	800	-108.2
1	-80	340.7	-157.7

Çizelge 3.7. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi-R134a/R1150 Soğutucu Akışkanın Kullanıldığı Sisteme Ait Sonuçlar.

COP	2.174
$\dot{Q}_L$ (kJ/kg)	58.36
$\dot{W}_{in}$ (kw)	26.85
$\dot{m}_{HTC}$ (kg/s)	0.566
$\dot{m}_{LTC}$ (kg/s)	0.15

Çizelge 3.8. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi- R600a/R1150 Soğutucu Akışkanına Ait Sistem Bileşenleri İçin Sonuçlar.

	T (°C)	P (kpa)	Entalpi (kJ/kg)
8	29.63	400	479.4
7	60	858.4	479.4
6	60	858.4	752.7
5	29.63	400	716.7
4	-80	340.7	-546.8
3	-58.36	800	-546.8
2	-35.96	800	-108.2
1	-80	340.7	-157.7

Çizelge 3.9. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi-R600a/R1150 Soğutucu Akışkanın Kullanıldığı Sisteme Ait Sonuçlar.

COP	3.352
$\dot{Q}_L$ (kJ/kg)	58.36
$\dot{W}_{in}$ (kw)	17.41
$\dot{m}_{HTC}$ (kg/s)	0.277
$\dot{m}_{LTC}$ (kg/s)	0.15

Durum 1: Düşük sıcaklık devresinde kullanılan soğutucu akışkan sabit tutulması şartı ile *iki aşamalı kaskad soğutma sisteminde* T_e sıcaklığının değişimi ile her iki farklı soğutucu akışkan çiftine ait sistemdeki COP değerleri bulunarak T_e sıcaklığının COP üzerindeki etkisi incelenmiştir.

T_e , 10 (°C) sıcaklık aralık farkı ile beş adımda her iki soğutucu akışkan için çözdürülmüştür ve aşağıda (Çizelge 3.10 ve 3.11) bulgular ve değişim grafiği (Şekil 3.6) yer almaktadır.

Çizelge 3.10. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi-Parametrik Tablo: R134a/R1150 & T_e
(T_e = değişken , $T_c=60^\circ\text{C}$, $P_2=800$ kPa, $P_5=400$ kPa $\eta_c=0.8$).

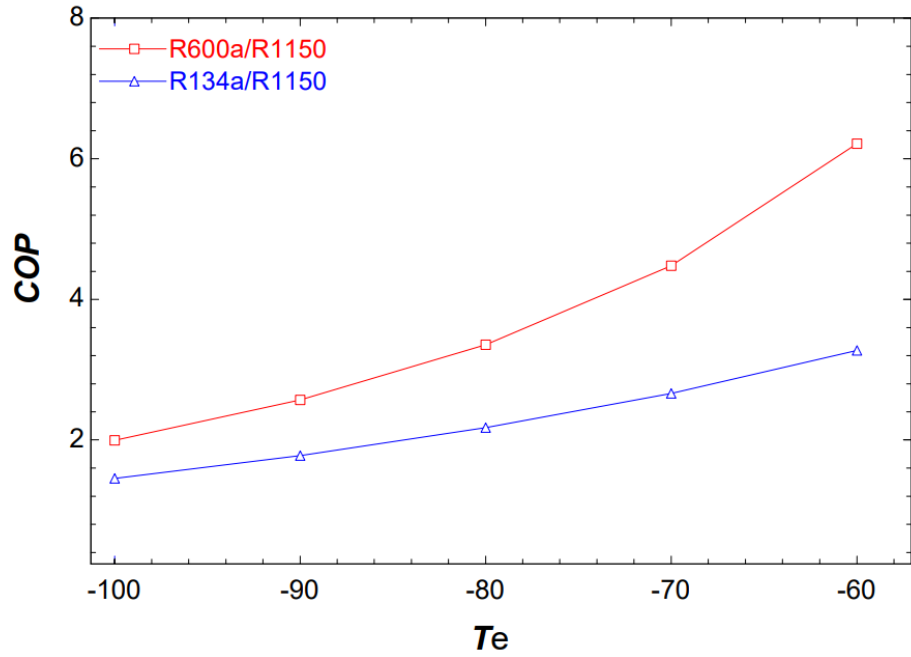
R134a/R1150	T_e (°C)	COP
Adım 1	-60	3.273
Adım 2	-70	2.662
Adım 3	-80	2.174
Adım 4	-90	1.777
Adım 5	-100	1.451

Çizelge 3.11. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi-Parametrik Tablo: R600a/R1150 & T_e
(T_e = değişken , $T_c=60^\circ\text{C}$, $P_2=800$ kPa, $P_5=400$ kPa $\eta_c=0.8$).

R600a/R1150	T_e (°C)	COP
Adım 1	-60	6.213
Adım 2	-70	4.478
Adım 3	-80	3.352
Adım 4	-90	2.567

Adım 5	-100	1.992
---------------	-------------	--------------

R134a/R1150 ve R600a/R1150 soğutucu akışkanının kullanıldığı iki aşamalı kaskad soğutma sistemine ait evaporatör sıcaklığının düşüşü sistemde performans kaybına neden olmaktadır. Daha düşük COP ile çalışan uygulamalarda sıcaklığın azaltılması gerekmektedir.



Şekil 3.6. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi-Evaporatör Sıcaklığı (T_e) Değişiminin COP Üzerindeki Etkisi
(T_e = değişken , $T_c=60^\circ\text{C}$, $P_2=800$ kPa, $P_5=400$ kPa $\eta_c=0.8$).

Sistemin evaporatör sıcaklığının -80'den -100'e düşürülmesi sonucunda R134/R1150 için COP değeri %33.25, R600a/R1150 için ise %40.57 oranında bir düşüş sergilemektedir. Şekil 3.6'da görüldüğü üzere T_e sıcaklığına bağlı olarak R600a/R1150, R134a/R1150 soğutucu akışkanına göre daha iyi performans sergilemektedir.

Durum 2: Düşük sıcaklık devresinde kullanılan soğutucu akışkan sabit tutulması şartı ile *iki aşamalı kaskad soğutma sisteminde* T_c sıcaklığının değişimi ile her iki farklı soğutucu akışkan çiftine ait sistemdeki COP değerleri bulunarak T_c sıcaklığının COP üzerindeki etkisi incelenmiştir.

T_c , 10 (°C) sıcaklık aralık farkı ile beş adımda her iki soğutucu akışkan için çözdürülmüştür ve aşağıda (Çizelge 3.12 ve 3.13) bulgular ve değişim grafiği (Şekil 3.7) yer almaktadır.

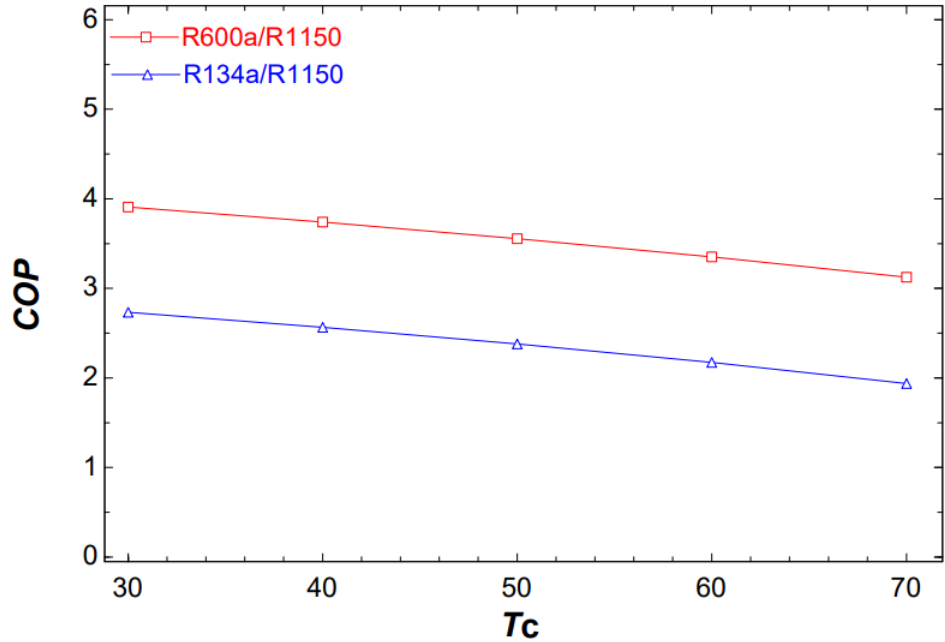
Çizelge 3.12. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi- Parametrik Tablo:R134a/R1150 & T_c
($T_e = -80$ °C, T_c =Değişken, $P_2=800$ kPa, $P_5=400$ kPa $\eta_c=0.8$).

R134a/R1150	T_c (°C)	COP
Adım 1	70	1.937
Adım 2	60	2.174
Adım 3	50	2.381
Adım 4	40	2.566
Adım 5	30	2.732

Çizelge 3.13. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi:Parametrik Tablo:R600a/R1150 & T_c
($T_e = -80$ °C, T_c =Değişken, $P_2=800$ kPa, $P_5=400$ kPa $\eta_c=0.8$)

R600a/R1150	T_c (°C)	COP
Adım 1	70	3.124
Adım 2	60	3.352
Adım 3	50	3.556
Adım 4	40	3.741
Adım 5	30	3.908

R134a/R1150 ve R600a/R1150 soğutucu akışkanının kullanıldığı iki aşamalı kaskad soğutma sistemine ait kondenser sıcaklığının düşüşü sistemde performans artışına neden olmaktadır. Daha düşük COP ile çalışan uygulamalarda kondenser sıcaklığının artırılması gerekmektedir.



Şekil 3.7. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi-Kondenser Sıcaklığı (T_c) Değişiminin COP Üzerindeki Etkisi ($T_e = -80$ °C, $T_c = \text{Değişken}$, $P_2 = 800$ kPa, $P_5 = 400$ kPa $\eta_c = 0.8$).

Sistemin kondenser sıcaklığının 60'dan 70'e artırılması sonucunda R134/R1150 için COP değeri %10.90, R600a/R1150 için ise %6.8 oranında bir düşüş sergilemektedir. Şekil 3.7'de görüldüğü üzere T_c sıcaklığına bağlı olarak R600a/R1150, R134a/R1150 soğutucu akışkanına göre daha iyi performans sergilemektedir.

Durum 3: Düşük sıcaklık devresinde kullanılan soğutucu akışkan sabit tutulması şartı ile *iki aşamalı kaskad soğutma sisteminde* P_2 sıcaklığının değişimi ile her iki farklı soğutucu akışkan çiftine ait sistemdeki COP değerleri bulunarak P_2 sıcaklığının COP üzerindeki etkisi incelenmiştir.

P_2 , 100 (kPa) basınç aralık farkı ile yedi adımda her iki soğutucu akışkan için çözdürülmüştür ve aşağıda (Çizelge 3.14 ve 3.15) bulgular ve değişim grafiği (Şekil 3.8) yer almaktadır.

Çizelge 3.14. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi- Parametrik Tablo:R134a/R1150 & P₂
(T_e= -80 °C, T_c=60°C, P₂=Değişken, P₅=400 kPa $\eta_c=0.8$).

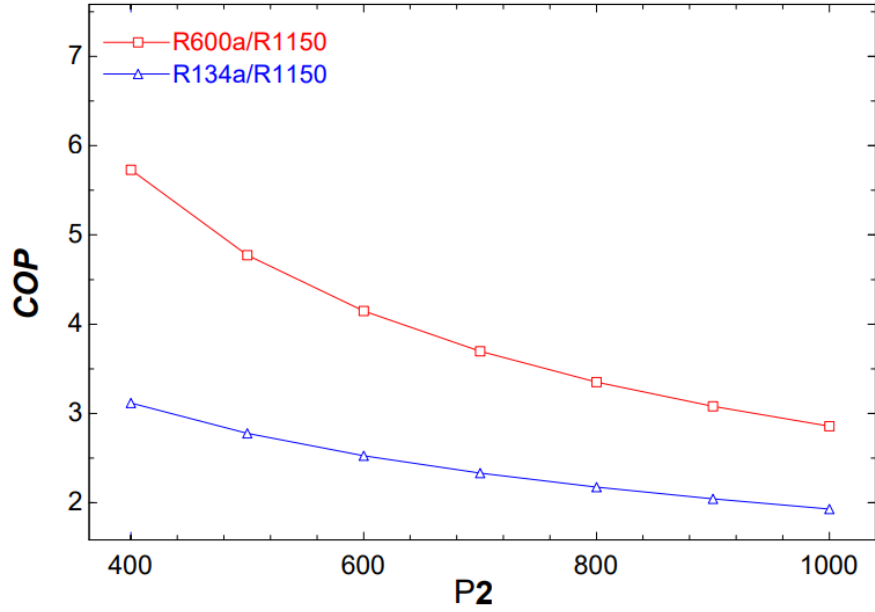
R134a/R1150	P₂ (kPa)	COP
Adım 1	1000	1.930
Adım 2	900	2.042
Adım 3	800	2.174
Adım 4	700	2.332
Adım 5	600	2.527
Adım 6	500	2.777
Adım 7	400	3.117

Çizelge 3.15. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi-Parametrik Tablo:R600a/R1150 &P₂
(T_e= -80 °C, T_c=60°C, P₂=Değişken, P₅=400 kPa $\eta_c=0.8$).

R600a/R1150	P₂ (kPa)	COP
Adım 1	1000	2.856
Adım 2	900	3.079
Adım 3	800	3.352
Adım 4	700	3.695
Adım 5	600	4.146
Adım 6	500	4.774

Adım 7	400	5.729
--------	-----	-------

R134a/R1150 ve R600a/R1150 soğutucu akışkanının kullanıldığı iki aşamalı kaskad soğutma sistemine ait P_2 basıncının artışı sistemde performans kaybına neden olmaktadır.



Şekil 3.8. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi- P_2 Değişiminin COP Üzerindeki Etkisi ($T_e = -80^\circ\text{C}$, $T_c = 60^\circ\text{C}$, $P_2 = \text{Değişken}$, $P_5 = 400 \text{ kPa}$ $I_c = 0.8$).

Şekil 3.8’de görüldüğü üzere P_2 basıncına bağlı olarak R600a/R1150, R134a/R1150 soğutucu akışkanına göre daha iyi performans sağlayabilmektedir.

Durum 4: Düşük sıcaklık devresinde kullanılan soğutucu akışkan sabit tutulması şartı ile *iki aşamalı kaskad soğutma sisteminde* P_5 sıcaklığının değişimi ile her iki farklı soğutucu akışkan çiftine ait sistemdeki COP değerleri bulunarak P_5 sıcaklığının COP üzerindeki etkisi incelenmiştir.

P_5 , 100 (kPa) basınç aralık farkı ile on adımda her iki soğutucu akışkan için çözdürülmüştür ve aşağıda (Çizelge 3.16 ve 3.17) bulgular ve değişim grafiği (Şekil 3.9) yer almaktadır.

Çizelge 3.16. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi Parametrik Tablo: R134a/R1150 & P₅
(T_e= -80 °C, T_c=60°C, P₂=800 kPa, P₅=Değişken, $\eta_c=0.8$).

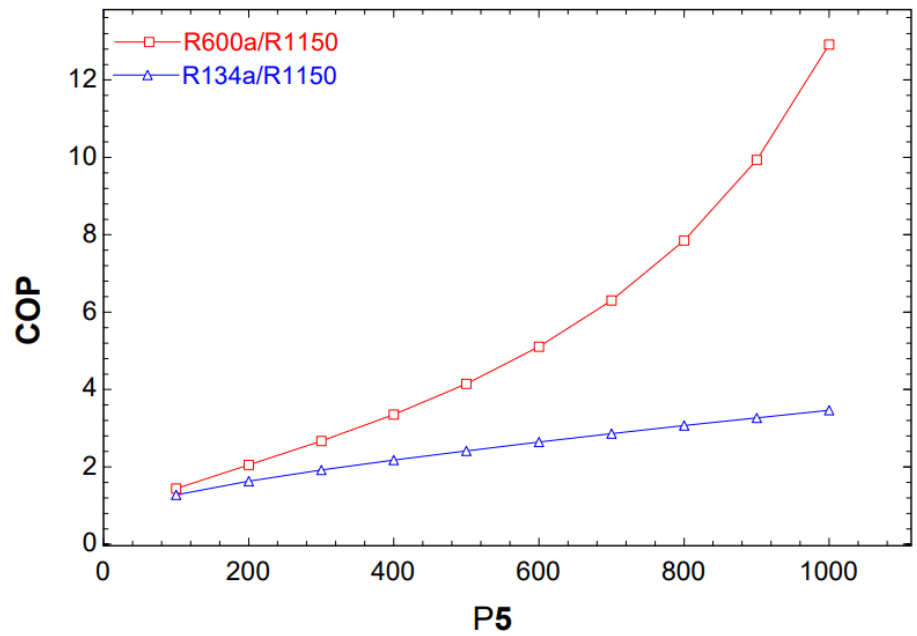
R134a/R1150	P₅ (kPa)	COP
Adım 1	1000	3.463
Adım 2	900	3.268
Adım 3	800	3.067
Adım 4	700	2.858
Adım 5	600	2.640
Adım 6	500	2.413
Adım 7	400	2.174
Adım 8	300	1.916
Adım 9	200	1.628
Adım 10	100	1.275

Çizelge 3.17. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi-Parametrik Tablo: R600a/R1150 & P₅
(T_e= -80 °C, T_c=60°C, P₂=800 kPa, P₅=Değişken, $\eta_c=0.8$).

R600a/R1150	P₅ (kPa)	COP
Adım 1	1000	12.920
Adım 2	900	9.935
Adım 3	800	7.848

Adım 4	700	6.302
Adım 5	600	5.107
Adım 6	500	4.148
Adım 7	400	3.352
Adım 8	300	2.668
Adım 9	200	2.050
Adım 10	100	1.441

R134a/R1150 ve R600a/R1150 soğutucu akışkanının kullanıldığı iki aşamalı kaskad soğutma sistemine ait P_5 basıncının düşüşü sistemde performans kaybına neden olmaktadır.



Şekil 3.9. İki Aşamalı Kaskad Soğutma Sistemi- P_5 Değişiminin COP Üzerindeki Etkisi ($T_e = -80^\circ\text{C}$, $T_c = 60^\circ\text{C}$, $P_2 = 800\text{ kPa}$, $P_5 = \text{Değişken}$, $I_{fc} = 0.8$).

Şekil 3.9'de görüldüğü üzere P_5 basıncına bağlı olarak R600a/R1150, R134a/R1150 soğutucu akışkanına göre daha iyi performans seğılemektedir.

Otomatik Kaskad Soğutma Sistemi:

İkinci kısımda ise farklı soğutucu akışkan çiftleri için *otokaskad soğutma sisteminin* enerji analizi sonucunda elde edilen her bir sistem bileşeni için ve sistem için değerler aşağıdaki tablolarda (Çizelge 3.18, 3.19, 3.20, 3.21) yer almaktadır.

Çizelge 3.18. Otokaskad Soğutma Sistemi-R134a/R1150 Soğutucu Akışkanına Ait Sistem Bileşenleri İçin Sonuçlar.

	T (°C)	P (kPa)	Entalpi (kJ/kg)
9	8.91	400	200.1
8	92.28	3401	200.1
7	60	1683	139.4
6	60	1507	327.35
5	8.91	400	255.6
	-76.29	400	-155
4	-80	340.7	-157.7
3	-80	340.7	-546.8
2	-58.36	800	-546.8
1	-58.36	800	-144.1

Çizelge 3.19. Otokaskad Soğutma Sistemi-R134a/R1150 Soğutucu Akışkanın Kullanıldığı Sisteme Ait Sonuçlar.

COP	0.367
$\dot{Q}_L$ (kj/kg)	58.36
$\dot{W}_{in}$ (kw)	158.7
$\dot{m}_{HTC}$ (kg/s)	0.55
$\dot{m}_{LTC}$ (kg/s)	0.15
$\dot{m}_{mix}$ (kg/s)	0.70

Çizelge 3.20. Otokaskad Soğutma Sistemi-R600a/R1150 Soğutucu Akışkanına Ait Sistem Bileşenleri İçin Sonuçlar.

	T (°C)	P (kpa)	Entalpi (kj/kg)
9	29.63	400	568.1
8	92.28	1688	568.1
7	60	858.4	479.4
6	60	1782	790.2
5	29.63	400	716.7
	-76.29	400	-155
4	-80	340.7	-157.7
3	-80	340.7	-546.8

2	-58.36	800	-546.8
1	-58.36	800	-144.1

Çizelge 3.21. Otokaskad Soğutma Sistemi-R600a/R1150 Soğutucu Akışkanın Kullanıldığı Sisteme Ait Sonuçlar.

COP	0.365
$\dot{Q}_L$ (kj/kg)	58.36
$\dot{W}_{in}$ (kw)	159.9
$\dot{m}_{HTC}$ (kg/s)	0.55
$\dot{m}_{LTC}$ (kg/s)	0.15
$\dot{m}_{mix}$ (kg/s)	0.70

Durum 1: Düşük sıcaklıklı soğutucu akışkanın sabit tutulması şartı ile otokaskad soğutma sisteminde T_e sıcaklığının değişimi ile her iki farklı soğutucu akışkan çiftine ait sistemdeki COP değerleri bulunarak T_e sıcaklığının COP üzerindeki etkisi incelenmiştir.

T_e , 10 (°C) sıcaklık aralık farkı ile beş adımda her iki soğutucu akışkan için çözdürülmüştür ve aşağıda (Çizelge 3.22 ve 3.23) bulgular ve değişim grafiği (Şekil 3.10) yer almaktadır.

Çizelge 3.22. Otokaskad Soğutma Sistemi- Parametrik Tablo:R134a/R1150 & T_e
(T_e =Değişken, T_c =60°C, P_2 =800 kPa, P_5 =400 kPa η_c =0.80.)

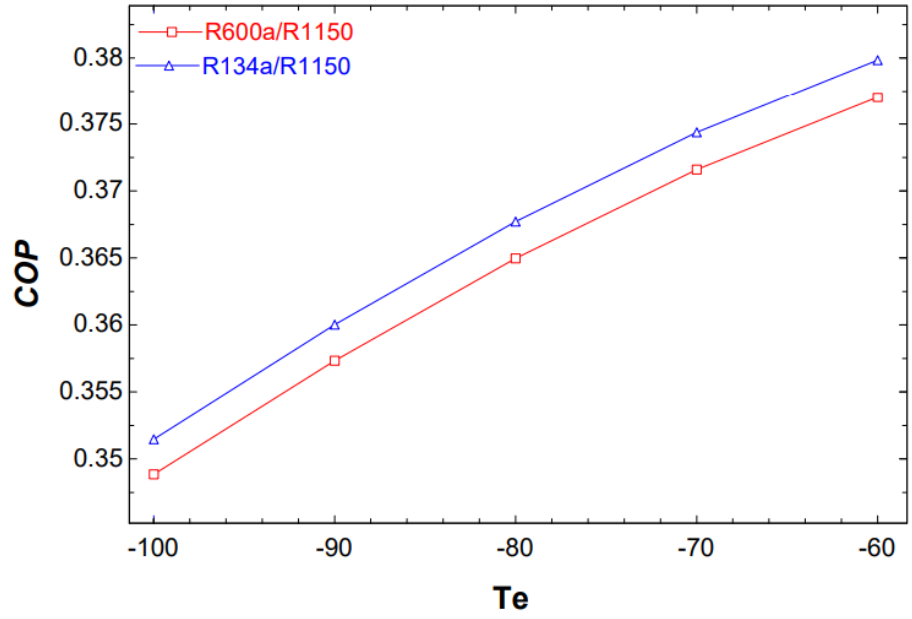
R134a/R1150	T_e (°C)	COP
Adım 1	-100	0.351

Adım 2	-90	0.360
Adım 3	-80	0.367
Adım 4	-70	0.374
Adım 5	-60	0.379

Çizelge 3.23. Otokaskad Soğutma Sistemi-Parametrik Tablo:R600a/R1150 & T_e
(T_e =Değişken, T_c =60°C, P_2 =800 kPa, P_5 =400 kPa η_c =0.80).

R600a/R1150	T_e (°C)	COP
Adım 1	-100	0.348
Adım 2	-90	0.357
Adım 3	-80	0.365
Adım 4	-70	0.371
Adım 5	-60	0.377

R134a/R1150 ve R600a/R1150 soğutucu akışkanının kullanıldığı otokaskad soğutma sistemine ait evaporatör sıcaklığının düşüşü sistemde performans düşüşüne neden olmaktadır. Otomatik kaskad soğutma sistemli daha düşük sıcaklıklarda çalışan uygulamalar daha düşük performans katsayısına sahiptir.



Şekil 3.10. Otokaskad Soğutma Sistemi-Evaporatör Sıcaklığı (T_e) Değişiminin COP Üzerindeki Etkisi (T_e =Değişken, $T_c=60^\circ\text{C}$, $P_2=800\text{ kPa}$, $P_5=400\text{ kPa}$ $\eta_c=0.80$).

Şekil 3.10 'da görüldüğü üzere T_e sıcaklığına bağlı olarak R600a/R1150, R134a/R1150 soğutucu akışkanına göre daha düşük performans segilemektedir lakin ihmal edilebilir düzeyde olan bu farklar bakımından ve düşük sıcaklıklı otomatik kaskad sistemli uygulamaların düşük COP ile çalışması göz önüne alındığında çevre dostu GWP ve ODP limitleri düşük olan R600a/R1150 iyi bir seçenek olacaktır.

Durum 2: : Düşük sıcaklıklı soğutucu akışkanın sabit tutulması şartı ile *otokaskad soğutma sisteminde* T_c sıcaklığının değişimi ile her iki farklı soğutucu akışkan çiftine ait sistemdeki COP değerleri bulunarak T_c sıcaklığının COP üzerindeki etkisi incelenmiştir.

T_c , $10\text{ (}^\circ\text{C)}$ sıcaklık aralık farkı ile beş adımda her iki soğutucu akışkan için çözdürülmüştür ve aşağıda (Çizelge 3.24 ve 3.25) bulgular ve değişim grafiği (Şekil 3.11) yer almaktadır.

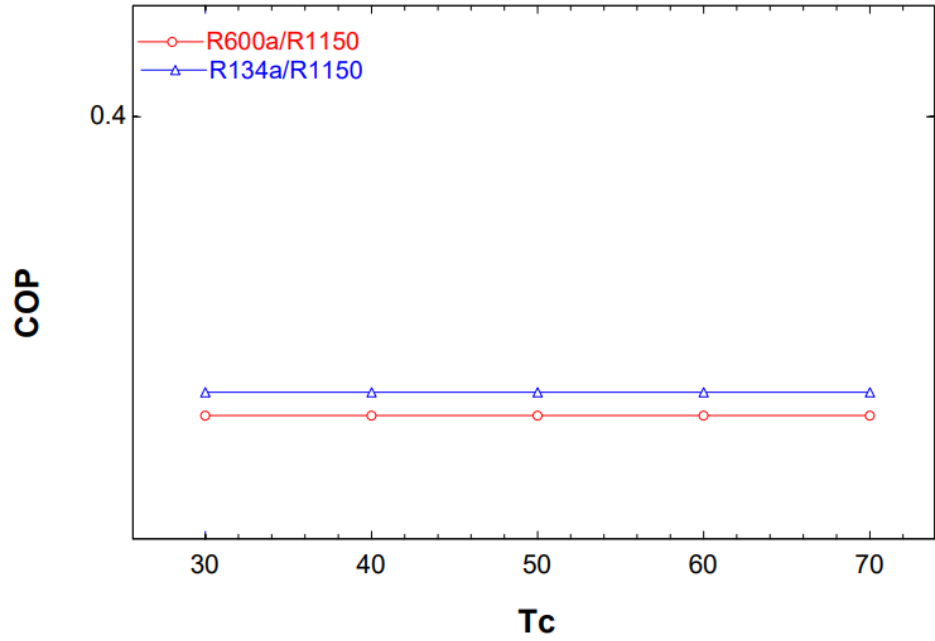
Çizelge 3.24. Otokaskad Soğutma Sistemi-Parametrik Tablo-R134a/R1150 & T_c
($T_e = -80$ °C, T_c =Değişken, $P_2=800$ kPa, $P_5=400$ kPa $\eta_c=0.80$).

R134a/R1150	T_c (°C)	COP
Adım 1	70	0.367
Adım 2	60	0.367
Adım 3	50	0.367
Adım 4	40	0.367
Adım 5	30	0.367

Çizelge 3.25. Otokaskad Soğutma Sistemi-Parametrik Tablo-R600a/R1150 & T_c
($T_e = -80$ °C, T_c =Değişken, $P_2=800$ kPa, $P_5=400$ kPa $\eta_c=0.80$).

R600a/R1150	T_c (°C)	COP
Adım 1	70	0.365
Adım 2	60	0.365
Adım 3	50	0.365
Adım 4	40	0.365
Adım 5	30	0.365

R134a/R1150 ve R600a/R1150 soğutucu akışkanının kullanıldığı otokaskad soğutma sistemine ait kondenser sıcaklığının artışı bu çalışma için sistemin performans katsayısını etkilememiştir.



Şekil 3.11. Otokaskad Soğutma Sistemi-Kondenser Sıcaklığı (T_c) Değişiminin COP Üzerindeki Etkisi ($T_e = -80$ °C, $T_c = \text{Değişken}$, $P_2 = 800$ kPa, $P_5 = 400$ kPa $\eta_c = 0.80$).

Şekil 3.11’de görüldüğü üzere T_c sıcaklığına bağlı olarak R600a/R1150, R134a/R1150 soğutucu akışkanına göre ihmal edilebilir düzeyde daha düşük performans katsayısına sahiptir fakat bu ihmal edilebilir düzeydedir ve çevre dostu olup olmaması göz önüne alınmalıdır.

Durum 3: : Düşük sıcaklıklı soğutucu akışkanın sabit tutulması şartı ile *otokaskad soğutma sisteminde* P_2 sıcaklığının değişimi ile her iki farklı soğutucu akışkan çiftine ait sistemdeki COP değerleri bulunarak P_2 sıcaklığının COP üzerindeki etkisi incelenmiştir.

P_2 , 100 (kPa) basınç aralık farkı ile yedi adımda her iki soğutucu akışkan için çözdürülmüştür ve aşağıda (Çizelge 3.26 ve 3.27) bulgular ve değişim grafiği (Şekil 3.12) yer almaktadır.

Çizelge 3.26. Otokaskad Soğutma Sistemi-Parametrik Tablo - R134a/R1150 & P_2 ($T_e = -80$ °C, $T_c = 60$ °C, $P_2 = \text{Değişken}$, $P_5 = 400$ kPa $\eta_c = 0.80$).

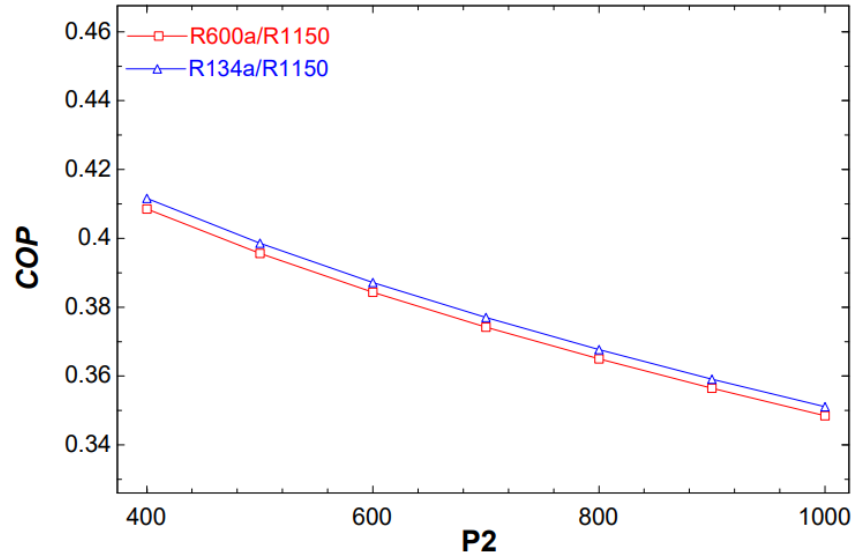
R134a/R1150	P_2 (kPa)	COP
Adım 1	1000	0.351

Adım 2	900	0.359
Adım 3	800	0.367
Adım 4	700	0.377
Adım 5	600	0.387
Adım 6	500	0.398
Adım 7	400	0.411

Çizelge 3.27. Otokaskad Soğutma Sistemi-Parametrik Tablo – R600a/R1150 & P₂
(T_e= -80 °C, T_c=60°C, P₂=Değişken, P₅=400 kPa $\eta_c=0.80$).

R600a/R1150	P₂ (kPa)	COP
Adım 1	1000	0.348
Adım 2	900	0.356
Adım 3	800	0.365
Adım 4	700	0.374
Adım 5	600	0.384
Adım 6	500	0.395
Adım 7	400	0.408

R134a/R1150 ve R600a/R1150 soğutucu akışkanının kullanıldığı otokaskad soğutma sistemine ait P₂ basıncının artışı sistemde performans kaybına neden olmaktadır.



Şekil 3.12. Otokaskad Soğutma Sistemi- P_2 Değişiminin COP Üzerindeki Etkisi ($T_e = -80$ °C, $T_c = 60$ °C, $P_2 = \text{Değişken}$, $P_5 = 400$ kPa $\eta_c = 0.80$).

Şekil 3.12’de görüldüğü üzere P_2 basıncına bağlı olarak R600a/R1150, R134a/R1150 soğutucu akışkanına göre daha düşük performans katsayısına sahiptir fakat aradaki bu fark ihmal edilebilir düzeyde olduğundan ve çevre dostu olması nedeni ile R600a/R1150 daha iyi bir seçenektir.

Durum 4: : Düşük sıcaklıklı soğutucu akışkanın sabit tutulması şartı ile *otokaskad soğutma sisteminde* P_5 sıcaklığının değişimi ile her iki farklı soğutucu akışkan çiftine ait sistemdeki COP değerleri bulunarak P_5 sıcaklığının COP üzerindeki etkisi incelenmiştir.

P_5 , 100 (kPa) basınç aralık farkı ile on adımda her iki soğutucu akışkan için çözdürülmüştür ve aşağıda (Çizelge 3.28 ve 3.29) bulgular ve değişim grafiği (Şekil 3.13) yer almaktadır.

Çizelge 3.28. Otokaskad Soğutma Sistemi-Parametrik Tablo - R134a/R1150 & P_5 ($T_e = -80$ °C, $T_c = 60$ °C, $P_2 = 800$ kPa, $P_5 = \text{Değişken}$, $\eta_c = 0.80$).

R134a/R1150	P_5 (kPa)	COP
Adım 1	1000	0.421
Adım 2	900	0.415

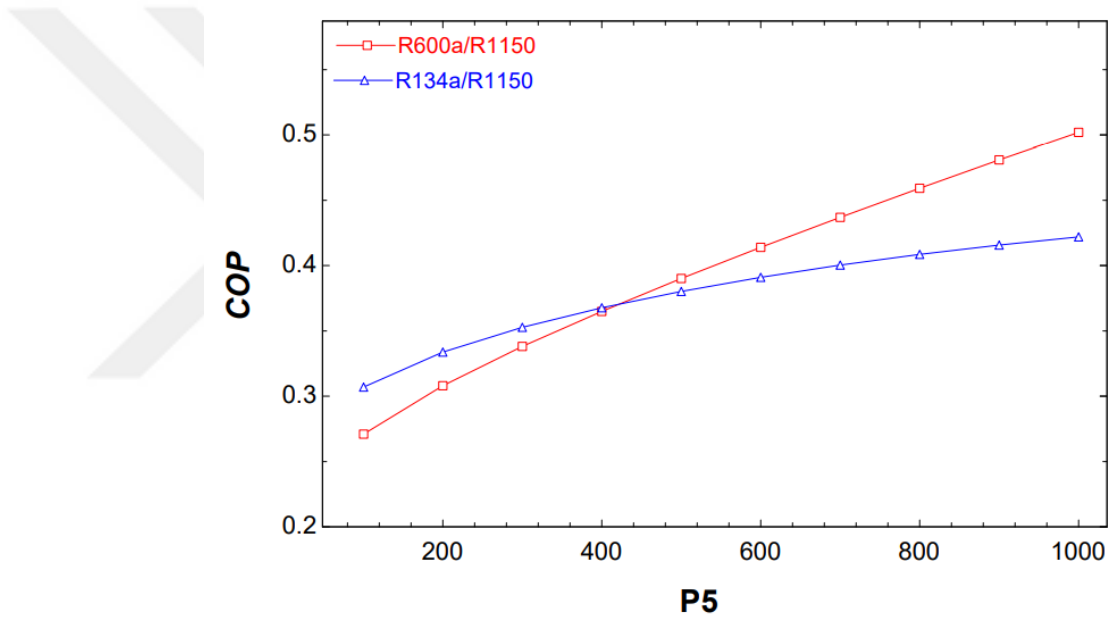
Adım 3	800	0.408
Adım 4	700	0.400
Adım 5	600	0.391
Adım 6	500	0.380
Adım 7	400	0.367
Adım 8	300	0.352
Adım 9	200	0.333
Adım 10	100	0.306

Çizelge 3.29. Otokaskad Soğutma Sistemi-Parametrik Tablo – R600a/R1150 & P₅
(T_e= -80 °C, T_c=60°C, P₂=800 kPa, P₅=Değişken, $\eta_c=0.80$).

R600a/R1150	P₅ (kPa)	COP
Adım 1	1000	0.501
Adım 2	900	0.480
Adım 3	800	0.459
Adım 4	700	0.436
Adım 5	600	0.413
Adım 6	500	0.390
Adım 7	400	0.365

Adım 8	300	0.338
Adım 9	200	0.308
Adım 10	100	0.271

R134a/R1150 ve R600a/R1150 soğutucu akışkanının kullanıldığı otokaskad soğutma sistemine ait P_5 basıncının düşüşü sistemde performans kaybına neden olmaktadır.



Şekil 3.13. Otokaskad Soğutma Sistemi- P_5 Değişiminin COP Üzerindeki Etkisi ($T_e = -80^\circ\text{C}$, $T_c = 60^\circ\text{C}$, $P_2 = 800\text{ kPa}$, $P_5 = \text{Değişken}$, $\eta_c = 0.80$).

Şekil 3.13’de görüldüğü üzere P_5 basıncına bağlı olarak R600a/R1150, R134a/R1150 soğutucu akışkanına göre 100 ile 400 kPa arasında daha düşük performans katsayısına sahip iken 400 kPa ile 1000 kPa arasında daha yüksek performans katsayısına sahiptir.

3.5.5 Sonuç ve Tartışma

Farklı soğutucu çifti kullanılan iki kademeli kaskad ve otokaskad soğutma sistemi için yapılan termodinamik analiz sonucunda elde edilen sonuçlar aşağıda listelenmiştir.

- İki kademeli kaskad soğutma sisteminde elde edilen COP değerleri otomatik kademeli kaskad soğutma sistemine göre daha yüksek değerlere sahiptir.

- İki kademeli kaskad soğutma sistemindeki toplam giren güç otomatik kademeli kaskad soğutma sisteme göre daha düşüktür.

- Her iki sistemde de $\dot{Q}_L$ soğutma yükü aynıdır.

- İki kademeli kaskad soğutma sisteminde T_c ve P_2 COP ile ters orantılı; otokaskad soğutma sisteminde ise T_c COP üzerinde bu çalışma için etkisiz ve P_2 COP_{sistem} ile ters orantılıdır. Bununla birlikte; her iki sistem içinde T_e ve P_5 COP_{sistem} ile doğru orantılıdır.

- Her iki sistemde de evaporatör sıcaklığı azaldıkça sistemin performans katsayısında düşme meydana gelmekte iken iki kademeli kaskad soğutma sisteminde yer alan kondenser sıcaklığı azaldıkça performans katsayısında artış olmaktadır.

- İki kademeli kaskad soğutma sisteminde R600a/R1150, R134a/R1150 ye göre T_e , T_c , P_2 , P_5 değişimlerinde daha yüksek değerlerde performans katsayısına sahiptir.

- Otomatik kaskad soğutma sisteminde R600a/R1150, R134a/R1150 ye göre T_e , T_c , P_2 , P_5 değişimlerinde daha düşük değerlerde performans katsayısına sahip iken P_5 in belirli kısımlarda bu durum zıt bir hal alabilmektedir. Fakat iki farklı soğutucu akışkanın otomatik kaskad soğutma sisteminde COP değerleri arasındaki farkın ihmal edilebilecek düzeyde olduğu tespit edilmiştir.

- Yapılan çalışma sonucunda literatürde yer alan bilgilerle elde edilen sonuçlar birbiri ile uyumaktadır.

Sonuçlara göre; otomatik kaskad soğutma sistemi içeren bazı uygulamaların (bazı aşılarda düşük performans katsayısına sahip kabinlerde saklanması gerekliliği gibi) düşük COP ile çalışması, tek kompresör kullanılması nedeni ile yapım maliyetlerinin azalması ve yukarıda yer alan nedenler doğrultusunda iki kademeliye göre daha uygun olabileceği düşünülmektedir.

Bununlar birlikte Çizelge 3.2’de verilen GWP ve ODP limitlerine göre R600a/R1150 ‘nin F-gaz yönetmeliğine uygunluğu ve çevre dostu olması, iki kademeli kaskad soğutma sisteminde yüksek performans katsayısına sahip olması, otokaskad soğutma sisteminde de ihmal edilebilir düzeyde R134a/R1150’den düşük olması bakımından her iki sistemde de R600a/R1150’nin kullanılmasının daha doğru olacağı belirtilmekte ve saptanmaktadır.

3.6 Çevreye Etki Ve Enerji Verimliliği

Çevreye etki ve regülasyonlar ile ilgili bilgiler detaylı olarak önceki kısımlarda verilmiştir. Bu kısımdaki en önemli noktalar aşı depolama kabinlerinin tasarımı için PQS standartı, F-gaz yönetmeliği şeklinde belirtilebilir. Dünya Sağlık Örgütü’nün PQS standartına göre ambalaj malzemelerinin boyutunun en aza indirilmesi ve keskin olmayan atık ve ambalaj malzemelerinin yeniden kullanılması ve geri dönüşümü ile de aşı depolama sistemlerinin verimliliği önemli oranda artırılabilir. Soğutucu akışkanlar ve kompresörlerden kontrollere, kabin yalıtımına ve veri kaydına kadar üreticiler, ultra düşük sıcaklıkla çalışan dondurucuları piyasanın en iyisi olarak konumlandırmak için bir dizi dahili performans ölçütü geliştirmişlerdir.

Ancak, son yıllarda, endüstri çapında EPA ENERGY STAR® standardı, donma performansının evrensel ve bağımsız bir değerlendirmesini sağlamak için uygulamaya konmuştur.

EPA Energy Star sertifikası, ABD pazarındaki ürünler için uluslararası enerji verimliliği standardıdır. 1992 yılında ABD Çevre Koruma Ajansı ve Enerji Bakanlığı ile işbirliği içinde düzenlenmiştir. O yıldan beri, standart dünya çapında Kanada, Avustralya, Japonya, Yeni Zelanda ve Avrupa Birliği tarafından kabul edilmiştir. Energy Star etiketine sahip ürünler genellikle standardın gerektirdiğinden %20 ila %30 daha az enerji tüketir (Eurocert,2022).

Sonuç olarak, piyasadaki önde gelen ultra düşük sıcaklıklı aşı depolama kabinlerinin bağımsız olarak test edilmesi ve kıyaslanması talebi arttıkça, tesisler ve biyolojik depolama yöneticileri gibi kullanıcılar herhangi bir ultra düşük sıcaklıklı aşı depolama kabininin uygunluğunu nihai olarak belirlemede başı çekecektir.

3.6.1 Tasarımda önemli revizyonların ve aşı kabinlerinin kullanım şeklinin etkisi

Kriyojenik aşı saklama dolaplarının tasarımında ve yeniden değerlendirilmesinde üç temel faktör önemlidir. Bunlar güvenilirlik, geri kazanım ve enerji verimliliği olarak belirtilebilir. Bu üç ana unsura uygun yenilikler belli başlı inovasyonlar ile elde edilebilir.

Ultra düşük sıcaklıklı aşı depolama kabinleri yaklaşık olarak -80°C veya -70°C sıcaklık ayar noktalarında yıllarca veya on yıllarca süren klinik deneyleri korumak için satın alınır, bu nedenle başarısızlık kesinlikle kabul edilemez bir durumdur. Aşı ve ilaç gibi üretilmiş maddelerin geri kazanılması mümkün olsa da, bilimsel araştırmalarda kullanılan numunelerin çoğu zaman yeri doldurulamaz. Bu nedenle çalışma süresi, ultra düşük sıcaklıklarda çalışan aşı depolama kabinlerinin en önemli özelliğidir. Bu aynı zamanda bilimsel araştırmadaki en zor işlemdir çünkü belirsizlik getirir ve tekrarlanabilirliği etkiler. Biyolojik malzemelerin güvenilirliği, çalışma süresi ve güvenli bir şekilde saklanması bu nedenle aşı depolama kabinleri için temel performans kriterleridir. Bu nedenle olumsuz sorunların önüne geçebilmek adına belli başlı tasarımda ve sistemde revizyonlara gidilmelidir. Örneğin, çalışma sıcaklığı, kapı açıklıkları ve raflar gibi birçok faktör verimliliği ve çevreyi etkileyebilmektedir.

Farley et al. (2015), tarafından yapılan çalışmada faktörleri ve bunların dahili sıcaklık ve enerji tüketimi üzerindeki etkilerini incelemenin yanı sıra elektrik kesintisi durumunda ultra düşük sıcaklıkta çalışan dondurucuların nasıl ısındığını da incelemektedir. Sonuçlar; -70°C 'de çalışma ile %28 enerji tasarrufunun -70°C ile -80°C çalışma sıcaklıkları arasında minimum ısınma süresi farkı ile ilgili olduğunu göstermiştir. Yani ULT dondurucunun -70°C 'de kullanılması ısınma süresini, -80°C yerine -70°C 'de çalıştırılması ise elektrik kesintisi durumunda ısınma süresini kısaltmaktadır.

Sıcaklıktaki 10°C 'lik bir artış, laboratuvar çalışmalarının sonucunda enerji tüketimini %30 azalttığını göstermiştir. Dondurucu kapısının düzgün kapatıldığından kullanıcı tarafından emin olunması gerekmektedir. Bu, aşırı buz oluşumunu önlemeye yardımcı olmasının yanı sıra sıcak havanın dondurucuya girmesini de engellemektedir.

Dondurucu alanının kullanımını optimize edilmeli ve sıcaklık kontrolünü etkileyen hiçbir maddenin ızgarayı veya havalandırmaları engellemediğinden veya

hava akışını engellemediğinden emin olunmalıdır. Ek olarak, laboratuvar kullanıcıları dondurucuda büyük boşluklar bırakmaktan kaçınmalıdır. Bu da enerji tüketiminde hızlı bir artışa neden olmaktadır. Ayrıca dondurucu hasarına ve dondurucu arızasına da neden olabilmektedir (University of Exeter,2022).

Ultra düşük sıcaklıklı aş depolama kabinleri içinde konumlandırma önemlidir. Üst raf, bir kapının açılması sırasında sıcaklıktaki en büyük artışı yaşayacak, alt raf ise en kararlı olacaktır.

Üretici tarafından önerilen numunelerin aralık gereksinimlerini karşılamayan dondurucularda, aralık önerilerini karşılayan donduruculara kıyasla ultra düşük sıcaklıklı dondurucunun görev döngüsünde bir artış gözlemlenmiştir. Bu, yanlış yerleştirilmiş bir kabinin , doğru yerleştirilmiş bir kabine kıyasla ayda fazladan 85 kWh tükettiği anlamına gelmektedir. Bu nedenle yerleşime dikkat edilmeli ve enerji verimliliği artırılmalıdır (Gumapas et al., 2013).

Bu elde edilen bilgiler doğrultusunda dolapta güç kesintisi, yüksek sıcaklık, sıcaklık sensörü arızası, soğutma arızası, tıkanmış hava filtresi, kapı açık ve oluşabilecek diğer alarm durumları için kullanıcıyı sesli ve görsel olarak uyanan sistem olması tasarımdaki enerji verimliliğini artıracak revizyonlardandır.

Isı, ultra düşük sıcaklıklı aş depolama kabinleri için olumsuz bir unsurdur. Bu nedenle, ısı ve nem girişini en aza indirmek, kabin içindeki havayı serin tutmak ve donmayı azaltmak için bir 'termal bariyer sistemi' geliştirmek gerekir. Vakum yalıtım panellerinin poliüretan köpük ile birlikte kullanılması, kalın bir yalıtım tabakası oluşturarak, kabin duvarlarından ısı transferini daha da azaltır. Aş depolama kabininin tasarımı contalar silikon dudak ve köpükten imal edilecek şekilde bir revizyon sağlanırsa don oluşumunu azaltır ve enerji verimliliğini daha da artırır. Yapılan belli testlerin sonucu çerçevesinde de, soğutma sistemi ve güçlü contaların yalnızca sıfır enerji tüketimi sağlamakla kalmayıp işletme maliyetlerini önemli ölçüde azalttığını, aynı zamanda 5.6 ton CO₂ eşdeğerinin atmosfere salınmasını da engellediğini göstermiştir (B-Medical Systems,2022).

Elektrik kesintileri beklenmedik şekilde meydana gelebilir, bu nedenle bir sistem arızası durumunda numunelerin nasıl korunacağını anlamak önemlidir. Değerli numunelerin kaybını önlemek için anında yedek koruma ve iyi izleme ve alarm sistemleri gereklidir. Elektrik kesintisi durumunda bir CO₂ veya LN₂ pil yedekleme sistemi geliştirilerek ve bağımsız sıcaklık kaydı sağlamak için

dondurucuya bir grafik kaydedici takılarak enerji verimliliği iyileştirilebilir. Mikroişlemci denetleyicisini elektrik çarpması hasarından korumak için dondurucuya her 15 saniyede bir rasgele yeniden başlayan bir otomatik sıfırlama sistemi kurarak enerji kaybını azaltılmaktadır ve enerji verimliliğini en üst düzeye çıkabilmektedir (Eppendorf,2015).

Soğutucu boru izolasyonu, soğutma sisteminin özel olarak tasarlanmış bir unsuru haline gelmiştir. Bazı aralıklı olarak fabrikada kurulan sıkı bağlantılı sistemler, nispeten basit bir esnek sünger/köpük kauçuk boru yalıtımı kurulumuyla çalıştırılabilir. Sürekli çalışan daha büyük sistemler, tasarım ve kurulum aşamalarında daha fazla yatırım gerektirir. Boru izolasyon sistemi soğuk oda konstrüksiyonundan çok farklıdır.

Soğuk oda yapısının buhar kaçağı, soğuk hava deposunun nem alma etkisine ulaşıldığında nötr hale gelir. Boru yalıtımına nüfuz eden nem yalnızca birikecek ve buz oluşturarak yalıtım sistemini bozacaktır. Yalıtım, iç katmanın kayması ve dış katmanların birleşim yerlerinin sızdırmaz olması için genleşme ve büzülme izin verecek şekilde çok katmanlı olmalıdır. Sızdırmazlık maddesi, soğuk iç mekan zeminlerinde düzgün çalışmayabileceğinden sıcak bir konuma yerleştirilmiştir. Yalıtım, dış yoğuşmayı önleyecek kadar kalın olmalıdır bu da enerji verimliliğini artıracaktır (ASHRAE,2002).

Tek başına enerji tüketimi birincil performans özelliği olmamalıdır. Aşı saklama dolapları, güvenilirlik, geri kazanım ve enerji maliyetlerini dengeleyen dengeli bir performans denklemi ile tasarlanmalıdır.

4. GENEL SONUÇ VE ÖNERİLER

Pandemi, dünyayı acilen toplu bir aşılama sürecine zorlamıştır. Toplu aşılama en önemli unsurlardan biri aşılarda soğuk zincirle taşınması ve saklanmasıdır. Aşı geliştiricileri -20°C 'lik bir saklama ayar noktası hedeflemektedir ancak hem gelişmiş hem de gelişmekte olan ülkelerdeki hastaneler, klinikler ve eczaneler gibi birçok hizmet noktasında, saklama için gerekli sıcaklık özelliklerine sahip dondurucular bulunmamaktadır. Kriyojenik sıcaklıklarda, bu sıcaklıkları kaldırabilen tıbbi dondurucuların sayısı en gelişmiş ülkelerde bile çok sınırlıdır.

Koronavirüs pandemisi, aşılarda dağıtmak için bu tür aşırı düşük sıcaklıklara dayanabilen soğuk zincirlere önemli yatırımlar gerektiğinin anlaşılmasına neden olmuştur. Ek olarak, bu tür dondurucular birçok gelişmekte olan ülkede yerel olarak üretilmemekte/tedarik edilmemektedir. Ayrıca, pandemi sonrası soğuk zincirin yeniden kullanımı (diğer aşılarda ve ilaçlar veya tarım ve gıda tedariki gibi) için gelecekteki fırsatları sınırlandırarak gelişmekte olan ülkeler için önemli mali maliyetlere neden olmaktadır.

Aşılar, bağışıklık sistemini uyarak hastalığa karşı koruma sağlayan ve belirli saklama koşulları gerektiren biyolojik ürünlerdir. Tebliğ'e göre bu aşılarda için gerekli soğuk $+2^{\circ}\text{C}$ ila $+8^{\circ}\text{C}$ arasındadır. Ancak 2019 yılında başlayan ve tüm dünyayı etkisi altına alan koronavirüs salgını, geliştirilen aşılarda bu sıcaklığın çok altında saklanması gerektiğinin farkına varılmasının ve depolamalar içinde soğutucuların yeterli olmadığının en büyük kanıtı olmuştur.

Örneğin, Pfizer-BioNTech COVID-19 aşısı -80°C ile -60°C arasındaki sıcaklıklarda ultra soğuk bir dondurucuda saklanması gerekmektedir.

Ürünlerin kullanımı, soğuk zincirin kırılması durumunda hasta sağlığı açısından risk oluşturmaktadır ancak bu ürünlerin atılması, hammadde maliyeti ve bunların üretiminde kullanılan prosesler nedeniyle ülke ekonomisine ekonomik zarar vermektedir. Hem kriyojenik depolama gerektiren aşılarda saklanması için ideal kabin tasarımı hem de enerji tüketimini azaltarak çevre dostu ekipman tasarımı ülkeye ve dünyaya fayda sağlayacaktır.

Bir aşı depolama kabininin tasarımı ve incelemesi yapılırken kısaca şunlara dikkat edilmelidir:

- Türk ve Avrupa standartlarına, çevre regülasyonlarına uygun soğutucu akışkanların kullanılması
- Ultra düşük sıcaklıklı soğutma sistemi için özel malzemelerin seçilmesi
- Geleneksel kaskad soğutma sistemleri yerine otomatik kaskad soğutma sistemlerinin kullanılması
- Enerji verimliliğini ön plana koyan (donma-çözülme döngülerini ortadan kaldıran, sisteme nem girişini sınırlayan, çevreyi sürekli olarak izleyen) iyi bir otomasyon sistemine sahip olması
- Contalar arasında yalıtımlı malzemelerin kullanılması gibi unsurlar başlıca yer almaktadır.

-70°C gibi (-80°C'ye göre daha yüksek verim elde edilir) sıcaklık değerine uyumlu olacak çalışacak malzeme seçimleri, kompakt ve ergonomik tasarım, dijital kontrol ve uyarı sistemi, yüksek yoğunlukta enjekte edilmiş poliüretan ile maksimum yalıtımın sağlanabilmesi, enerji sarfiyatının azaltılması ve yüksek performans başarı ölçütlerini oluşturmaktadır.

Bundan sonra yapılacak olan çalışmalarda da daha yüksek enerji verimliliği elde edebilmek adına kaskad soğutma sistemlerinde (özellikle otomatik kaskad soğutma sistemleri) yer alan soğutucu akışkanlar karşılaştırmalı olarak verilirse ve tasarımdaki detaylar deneysel olarak incelenirse doğru sonuçlar tespit edilebilecektir.

Kısaca, aşılar hayati önem taşıyan buluşlardır ve bu buluşun depolanması gerekmektedir. Bunun içinde mühendisler ve tasarımcıların üzerine düşen belli başlı görevler vardır. Bu görevler yeni inovatif yaklaşımlar ile gerçekleştirilirse ülkemiz ve dünyamız daha üst seviyeye taşınacaktır.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- ACS.** 2019. “ F-Gas Regulations-Best Practice for Convenience Retailers”,
https://www.acs.org.uk/sites/default/files/f_gas.pdf (Erişim Tarihi: 26.11.22)
- A-Gas.** 2022. “Properties of Refrigerants” <https://www.agas.com/au/products-services/refrigerants/> (Erişim Tarihi: 24.10.22)
- Agnew, B., & Ameli, S.M.,** 2004, A finite time analysis of a cascade refrigeration system using alternative refrigerants, *Applied Thermal Engineering*, 24(17-18), 2557-2565.
- AGT International.** 2018. “Refrigerant Gases and Standard Specifications”
<https://www.agti.com/products/refrigerant> (Erişim Tarihi: 23.11.22)
- Apra, C., & Maiorino, A.,** 2009, Autocascade refrigeration system: Experimental results in achieving ultra low temperature, *International journal of energy research*, 33(6), 565-575.
- Arora, C. P.,** 2000, Refrigeration and air conditioning, Tata McGraw-Hill Education.
- Asgari, S., Noorpoor, A. R., Boyaghchi, F. A. ,** 2017, Parametric assessment and multi-objective optimization of an internal auto-cascade refrigeration cycle based on advanced exergy and exergoeconomic concepts, *Energy*, 125, 576-590.
- ASHRAE,** 2002, ASHRAE Handbook-Refrigeration, Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigeration and AirConditioning, Inc.
- ASHRAE,** 2010, ASHRAE Handbook-Refrigeration, Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigeration and AirConditioning, Inc.
- Askeland, D.R.,** 1994, The Science and Engineering of Materials, *PWS Publishing Company*, 3rd ed. , Boston.
- Australian Government Department of Health,** 2019, National vaccine storage guidelines, Strive for 5, 3rd edition, Australia.

KAYNAKLAR DİZİNİ (DEVAM)

- Bansal, P. K., Getu, H. M.**, 2008, Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade refrigeration system, *International journal of refrigeration*, 31(1), 45-54.
- BBC**.2020. “BioNTech, Sinovac ve Sputnik Aşılarının Farkları Neler, Hangi Yöntemlerle Üretiliyor?”, <https://www.bbc.com/turkce/haberler-dunya-55092070> (Erişim Tarihi: 12.08.22)
- Bellos, E., Tzivanidis, C.**, 2019, A theoretical comparative study of CO2 cascade refrigeration systems, *Applied Sciences*, 9(4), 790.
- Beser, E.**, 1997, Sogutucu maddelerle ilgili dünyada ve Türkiye'deki gelişmeler, IV. *Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, Bildiriler Kitabı*, 2, 679-697.
- Bitzer Deutschland**. 2020. “R290 (Propane) as Alternative Refrigerant” https://www.bitzer.de/shared_media/html/a-500-501/en_GB/160586891681540875.html (Erişim Tarihi: 30.10.22)
- B-Medical Systems**. 2022. “Energy Efficient Ultra Low Freezers from B Medical Systems”, <https://www.pharmaceutical-networking.com/wp-content/uploads/2020/10/B-Medical-Systems-technical-briefing-on-the-energy-efficiency-of-ultra-low-temperature-freezers.pdf> (Erişim Tarihi: 18.02.22)
- Cabello, R., Sánchez, D., Llopis, R., Catalán, J., Nebot-Andrés, L., Torrella, E.**, 2017, Energy evaluation of R152a as drop in replacement for R134a in cascade refrigeration plants, *Applied Thermal Engineering*, 110, 972-984.
- Calm, J. M.**, 2006, Environmental and performance studies of R-123 as a chiller refrigerant-resulting recommendations for environmental protection.
- Calm, J. M.**, 2008, The next generation of refrigerants–Historical review, considerations, and outlook , *International Journal of Refrigeration*, 31(7), 1123-1133.

KAYNAKLAR DİZİNİ (DEVAM)

- Cattin, M., Jonnalagedda, S., Makoliso, S., Schönenberger, K.,** 2020, The status of refrigeration techniques for vaccine storage and transportation in low-income settings.
- Cengel, Y., Boles, M. A.,** 2010, Thermodynamics: An Engineering Approach, McGraw Hill Book, New York, ISBN-13: 978-0077366742.
- Chen, Y. M., Sun, C. Y.,** 1997, Experimental study of the performance characteristics of a steam-ejector refrigeration system, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 15(4), 384-394.
- Chojnacky, M., Chojnacky, M., Miller, W., Ripple, D., Strouse, G.,** 2009, Thermal analysis of refrigeration systems used for vaccine storage, *US Department of Commerce, National Institute of Standards and Technology*.
- Dalkilic, A. S.,** 2012, Theoretical analysis on the prediction of performance coefficient of two-stage cascade refrigeration system using various alternative refrigerants, *1st Bilimi ve Tekniği Dergisi, J. of thermal science and technology*, 32(1).
- Di Nicola, G., Giuliani, G., Polonara, F., Stryjek, R. ,** 2005, Blends of carbon dioxide and HFCs as working fluids for the low-temperature circuit in cascade refrigerating systems, *International journal of refrigeration*, 28(2), 130-140.
- Du, K., Liao, K.,** 2002, A research on auto-cascade refrigeration system, *Cryogenics*, 3, 29-33.
- Du, K., Zhang, S., Xu, W., Niu, X. ,** 2009, A study on the cycle characteristics of an auto-cascade refrigeration system, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(2), 240-245.
- Eppendorf.** 2015. “New Brunswick™ Innova® -86°C Operating Manuel”, https://www.eppendorf.com/product-media/doc/en/142758_Operating-Manual/New-Brunswick_Freezers_Operating-manual-86-C-Innova-FreezersU101_U360_U535_U725_C585_C760.pdf?_ga=2.255360072.1573313969.1620775884-1399154677.1611682699

KAYNAKLAR DİZİNİ (DEVAM)

- Eurocert.** 2022. “Enerji Star Belgesi”, <http://www.eurocert.com.tr/energy-star-isareti.aspx#:~:text=Amerika%20Birle%C5%9Fik%20Devletleri%20pazar%C4%B1nda%20%C3%BCr%C3%BCnler,Birli%C4%9Fi%20taraf%C4%B1ndan%20standart%20Kabul%20edilmi%C5%9Ftir>. (Erişim Tarihi: 01.12.22)
- Farley, M., McTeir, B., Arnott, A.** , 2015, An Investigation of ULT freezer energy and temperature dynamics, *THE UNIVERSITY of EDINBURGH Social Responsibility & Sustainability*.
- Faruque, M. W., Nabil, M. H.**, 2021, Thermodynamic Analysis of Cascade Refrigeration System for Low Temperature Applications, Doctoral dissertation, Department of Mechanical and Production Engineering (MPE), Islamic University of Technology (IUT), Board Bazar, Gazipur, Bangladesh.
- GEA.** 2019. “F-Gas Regulation”, <https://www.gea.com/tr/articles/natural-refrigerants/natural-refrigerants-training-regulation.jsp> (Erişim Tarihi: 26.11.22)
- Gould Alloys**, 2019, Aluminium Alloy: Introduction to aluminium and its alloys, *Gould Alloys Limited / Parkway House*.
- Gumapas, L. A. M., Simons, G.**, 2013, Factors affecting the performance, energy consumption, and carbon footprint for ultra low temperature freezers: case study at the National Institutes of Health, *World Review of Science, Technology and Sustainable Development*, 10(1-2-3), 129-141.
- Güney, A.**, 2014, R744/R134A Kaskad Soğutma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi , Doctoral dissertation, Yüksek Lisans Tezi, Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Manisa.
- Hammad, M. A., Alsaad, M. A.** , 1999, The use of hydrocarbon mixtures as refrigerants in domestic refrigerators, *Applied Thermal Engineering*, 19(11), 1181-1189.
- Havelský, V.**, 2000, Investigation of refrigerating system with R12 refrigerant replacements, *Applied Thermal Engineering*, 20(2), 133-140.

KAYNAKLAR DİZİNİ (DEVAM)

- Hibbeler, R. C.**, 2008, Mechanics of Materials, Pearson Educación.
- Hugh, N., Mathison, M., and Bowman, A.** ,2013, Modeling and testing of an R-23/R-134a mixed refrigerant system for low temperature refrigeration.
- İsa, K., Onat, A.**, 2017, İklimlendirme ve soğutma sistemlerinde enerji verimliliği, *Doğan Yayıncılık*, 40-76.
- Kasera, S., Nayak, R., Bhaduri, S. C.**, 2022, Energy performance evaluation of variable speed milk refrigerator using propane (R290), *Journal of King Saud University-Engineering Sciences*.
- Khalifa, A. H. N., Hamad, A. J., Abdulhussein, H. S.**, 2016, Experimental Study on Auto Cascade Refrigeration Cycle Using Mixed Refrigerants R410A/R134a, *Journal of Multidisciplinary Engineering Science and Technology*, 3, 5637-5641.
- Kim, S. G., Kim, M. S.**, 2002, Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant, *International journal of refrigeration*, 25(8), 1093-1101.
- Konya Halk Sağlığı Müdürlüğü** , 2020,“ Soğuk Zincir ve Soğuk Zincir Yönetimi”, <https://slideplayer.biz.tr/slide/2624590/> (Erişim Tarihi: 10.08.22)
- Koyun, T., Koyun, A., Acar, M.**, 2005, Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar ve bu akışkanların ozon tabakası üzerine etkileri, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88, 46-53.
- Luyben, W. L.** ,2019, Refrigerant selection for different cryogenic temperatures,*Computers & Chemical Engineering*, 126, 241-248.
- Madyira, D. M., Babarinde, T. O., Mashinini, P. M.**, 2022, Performance improvement of R600a with graphene nanolubricant in a domestic refrigerator as a potential substitute for R134a, *Fuel Communications*, 10, 100034.
- Mahoney, R. T., Maynard, J. E.** ,1999, The introduction of new vaccines into developing countries, *Vaccine*, 17(7-8), 646-652.

KAYNAKLAR DİZİNİ (DEVAM)

- Missimer, D. J.**, 1997, Refrigerant conversion of auto-refrigerating cascade (ARC) systems, *International Journal of Refrigeration*, 20(3), 201-207.
- Mota-Babiloni, A., Joybari, M. M., Navarro-Esbrí, J., Mateu-Royo, C., Barragán-Cervera, A., Amat-Albuixech, M., Molés, F.**, 2020, Ultralow-temperature refrigeration systems: Configurations and refrigerants to reduce the environmental impact, *International Journal of Refrigeration*, 111, 147-158.
- Murthy, S. S., Murthy, M. K.** 1985). Experiments on a cascaded R11–R12 vapour compression system for cogeneration of heat and cold. *Journal of heat recovery systems*, 5(6), 519-526.
- Naphon, P., Thongkum, D., Assadamongkol, P.** (2009). Heat pipe efficiency enhancement with refrigerant–nanoparticles mixtures. *Energy Conversion and Management*, 50(3), 772-776.
- Onat, A., İmal, M., İnan, A. T.**, 2004, Soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerine etkilerinin araştırılması ve alternatif soğutucu akışkanlar, *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi*, 7(1), 32-38.
- Pan, M., Zhao, H., Liang, D., Zhu, Y., Liang, Y., Bao, G.**, 2020, A review of the cascade refrigeration system, *Energies*, 13(9), 2254.
- Parekh, A. D., Tailor, P. R.**, 2011, Numerical simulation of heat exchanger area of R410A-R23 and R404A-R508B cascade refrigeration system at various evaporating and condensing temperature, *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, 5(10), 2056-2060.
- Park H, Kim DH, Kim MS.**, 2013, Thermodynamic analysis of optimal intermediate temperatures in R134a-R410A cascade refrigeration systems and its experimental verification, *Appl Therm Eng*, 54:319–327.
- Protocol, K.** 1997. “What is the Kyoto Protocol and Regulations”, UNFCCC, https://unfccc.int/kyoto_protocol?gclid=CjwKCAiAhqCdBhB0EiwAH8MGsw014b6vc8ffdIEXvECmuCUyTy4DcUn0A0lhP9939blWhRtOLGQfhoCIvYQAvD_BwE (Erişim Tarihi: 25.11.22)

KAYNAKLAR DİZİNİ (DEVAM)

- Protocol, M.**, 1990, Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer, *Washington, DC: US Government Printing Office*, 26, 128-136.
- Redhwan, A. A. M., Azmi, W. H., Sharif, M. Z., Mamat, R.**, 2016, Development of nanorefrigerants for various types of refrigerant based: A comprehensive review on performance, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 76, 285-293.
- Regulation, E. U. (2014). No 517/2014** of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006, *Official J European Union*.
- Rodríguez-Jara, E. Á., Sánchez-de-la-Flor, F. J., Expósito-Carrillo, J. A., Salmerón-Lissén, J. M.**, 2022, Thermodynamic analysis of auto-cascade refrigeration cycles, with and without ejector, for ultra low temperature freezing using a mixture of refrigerants R600a and R1150, *Applied Thermal Engineering*, 200, 117598.
- Roy, R., Mandal, B. K.**, 2019, Energetic and exergetic performance comparison of cascade refrigeration system using R170-R161 and R41-R404A as refrigerant pairs, *Heat and Mass Transfer*, 55(3), 723-731.
- Rui, S., Zhang, H., Zhang, B., Wen, D.**, 2016, Experimental investigation of the performance of a single-stage auto-cascade refrigerator, *Heat and Mass Transfer*, 52(1), 11-20.
- Sabareesh, R. K., Gobinath, N., Sajith, V., Das, S., Sobhan, C. B.**, 2012, Application of TiO₂ nanoparticles as a lubricant-additive for vapor compression refrigeration systems—An experimental investigation, *International journal of refrigeration*, 35(7), 1989-1996.
- Sarkar, J., Bhattacharyya, S., Lal, A.**, 2013, Performance comparison of natural refrigerants based cascade systems for ultra-low-temperature applications, *International Journal of Sustainable Energy*, 32(5), 406-420.
- Schoen, L. J.**, 2020, Guidance for building operations during the COVID-19 pandemic, *ASHRAE Journal*, 5, 3.

KAYNAKLAR DİZİNİ (DEVAM)

- Shi, Y., Nie, X., Zhang, B., Zhou, D., Wang, J., Wang, Z.**, 2011, May, Design and experimental investigation on a 150K auto-cascade refrigeration system, In *2011 International Conference on Materials for Renewable Energy & Environment*, Vol. 2, pp. 1240-1244, IEEE.
- Shirazi, A., Aminyavari, M., Najafi, B., Rinaldi, F., Razaghi, M.**, 2012, Thermal-economic-environmental analysis and multi-objective optimization of an internal-reforming solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid system, *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(24), 19111-19124.
- Stegmann, R.**, 2000, Low temperature refrigeration, *ASHRAE journal*, 42(1), 42.
- Sun, Z., Liang, Y., Liu, S., Ji, W., Zang, R., Liang, R., Guo, Z.**, 2016, Comparative analysis of thermodynamic performance of a cascade refrigeration system for refrigerant couples R41/R404A and R23/R404A, *Applied Energy*, 184, 19-25.
- Sun, Z., Wang, Q., Dai, B., Wang, M., Xie, Z.**, 2019, Options of low global warming potential refrigerant group for a three-stage cascade refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, 100, 471-483.
- Tan, Y., Wang, L., Liang, K.**, 2015, Thermodynamic performance of an auto-cascade ejector refrigeration cycle with mixed refrigerant R32+ R236fa, *Applied Thermal Engineering*, 84, 268-275.
- Tashtoush, B., Tahat, M., Shudeifat, M. A.**, 2002, Experimental study of new refrigerant mixtures to replace R12 in domestic refrigerators, *Applied Thermal Engineering*, 22(5), 495-506.
- TC Dışişleri Bakanlığı.** 2022. “Viyana Sözleşmesi ve Montreal Protokolü” <https://www.mfa.gov.tr/viyana-sozlesmesi-ve-montreal-protokolu.tr.mfa> (Erişim Tarihi: 25.11.22)
- University of Exeter.** 2022. “ Increase ULT Freezer temperature to -70°C and Save Energy”, <https://www.exeter.ac.uk/about/sustainability/sustainablelabs/energy/ultfreezers/> (Erişim Tarihi: 20.12.22)

KAYNAKLAR DİZİNİ (DEVAM)

- Van Sciver, S. W., Timmerhaus, K. D., Clark, A. F. , 2012,** Helium Cryogenics, Vol. 470, *New York: Springer*.
- Weng, C., 1995,** Non-CFC autocascade refrigeration system, U.S. Patent 5,408,848 (April).
- WHO.2020.**“ Coronavirus disease (COVID-19) Weekly Epidemiological Updates and Monthly Operational Updates”, <https://www.who.int/emergencies/diseases/novel-coronavirus-2019/situation-reports> (Erişim Tarihi: 08.06.22)
- WHO.2021.**“PQSCatalogue”,https://apps.who.int/immunization_standards/vaccine_quality/pqs_catalogue/#:~:text=The%20WHO%20Performance%2C%20Quality%20and,for%20use%20in%20immunization%20programs (Erişim tarihi: 15.04.2022)
- Winkler, J. M., Aute, V., Radermacher, R., Shapiro, D., 2008,** Simulation and Validation of a R404A/CO₂ cascade refrigeration system.
- Wu, X., Yang, Z., Wang, X., Lin, Y., 2013,** Experimental and theoretical study on the influence of temperature and humidity on the flammability limits of ethylene (R1150), *Energy*, 52, 185-191.
- Xu, X., Liu, J., Cao, L., 2015,** Mixed refrigerant composition shift due to throttle valves opening in auto cascade refrigeration system,*Chinese Journal of Chemical Engineering*, 23(1), 199-204.
- Yan, G., Hu, H., & Yu, J., 2015,** Performance evaluation on an internal autocascade refrigeration cycle with mixture refrigerant R290/R600a, *Applied Thermal Engineering*, 75, 994-1000.
- Yapıcı, R., 2008,** Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123, *Energy Conversion and Management*, 49(5), 953-961.
- Yıldız, A.,Yıldırım, R.,2020,** R134a'ya alternatif bir soğutucu akışkan (R513A) kullanan buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin enerji ve çevresel analizi, *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 8(3), 1817-1828.

KAYNAKLAR DİZİNİ (DEVAM)

Yılmaz, İ., Çekin, S., Bayrakçı, H. C., Özgür, A. E., 2017, Alternatif soğutkanlı kaskad soğutma çevrimleri ve güncel gelişmeler

Zhang, L., Xu, S., Du, P., Liu, H., 2015 , Experimental and theoretical investigation on the performance of CO₂/propane auto-cascade refrigerator with a fractionation heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 87, 669-677.

Zheng, H., Tian, G., Zhao, Y., Jin, C., Ju, F., Wang, C., 2022, Experimental study of R290 replacement R134a in cold storage air conditioning system, *Case Studies in Thermal Engineering*, 36, 102203.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma süresince her daim yanımda olan ve desteklerini asla esirgemeyen aileme ve tüm yüksek lisans öğretimim boyunca değerli katkılarını aldığım değerli birinci danışmanım sayın Prof. Dr. Hüseyin Günerhan'a ve bana yol gösterip, inanan değerli ikinci danışmanım sayın Doç. Dr. Nurdan Yıldırım'a teşekkürü bir borç bilirim.

02/ 2023

Rüyam Damla ÖĞMEN

ÖZGEÇMİŞ

Rüyam Damla Öğmen, lise öğrenimini İzmir Kız Lisesi'nde 2016 yılında almanca bölümünde tamamlamıştır. 2020 yılında Aydın Adnan Menderes Üniversitesi Makine Mühendisliği (%100 İngilizce) bölümünde onur öğrencisi derecesinde 3.29 genel akademik not ortalaması ile 3,5 yılda mezun olmuştur. Ayrıca 2021 yılında Aydın Adnan Menderes Üniversitesi İnşaat Mühendisliği (%100 İngilizce) bölümünden de çift anadal programı ile onur öğrencisi derecesi ile 3.22 ortalamayla mezun olmuştur. Lisans döneminde ve bitirme tezlerinde ANSYS Fluent kullanarak akışkanlar mekaniği üzerinde çalışmalarda ve robotik alanındaki projelerde yer almıştır. 2022 yılında Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim dalında Yüksek Lisans eğitimini 3.60 not ortalaması ile sürdürmüştür. Yüksek Lisans öğrenimi boyunca, yenilenebilir enerji kaynakları, soğutma, fanlar vb. çalışmalarını ve projelerini sürdürmüştür. Lisans dönemi gibi Yüksek Lisans döneminde de proje görevlisi olarak çalışmalarını sürdürmektedir. Bunlardan TÜBİTAK 1505 Üniversite-Sanayi İş Birliği destekli iki adet projede bursiyer olarak yer alması örnek olarak verilebilir. Bu projeler sırası ile 'Aşırı Soğutma İçeren Otokaskad Sistemli Bir Soğutma Kabininin Tasarımı, Testi ve Prototip Üretimi 've 'Yol Süpürme Makinası İçin Emiş Gücü Yüksek, Gürültü Seviyesi Düşük, Enerji Verimi Yüksek Yeni Bir Fan Tasarımı, Testi ve Üretimidir'.