



**R407C/R32-R290-R600a KASKAD SOĞUTMA
SİSTEMİNDE PWM ELEKTRONİK GENLEŞME
VALF AÇIKLIĞININ SİSTEM PERFORMANSINA
OLAN ETKİLERİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

Mehmet Bora AYDIN

**2022
YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ**

**Tez Danışmanı
Dr. Öğr. Üyesi Şafak ATAŞ**

**R407C/R32-R290-R600a KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNDE PWM
ELEKTRONİK GENLEŞME VALF AÇIKLIĞININ SİSTEM
PERFORMANSINA OLAN ETKİLERİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

Mehmet Bora AYDIN

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

**Tez Danışmanı
Dr. Öğretim Üyesi Şafak ATAŞ**

**KARABÜK
OCAK 2022**

Mehmet Bora AYDIN tarafından hazırlanan “R407C/R32-R290-R600a KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNDE PWM ELEKTRONİK GENLEŞME VALF AÇIKLIĞININ SİSTEM PERFORMANSINA OLAN ETKİLERİN DENEYSEL İNCELENMESİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Dr. Öğr. Üyesi Şafak ATAŞ

.....

Tez Danışmanı, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından Oy Birliği ile Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 26/01/2022

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Doç. Dr. Volkan KIRMACI (BÜ)

.....

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Şafak ATAŞ (KBÜ)

.....

Üye : Doç. Dr. Alper ERGÜN (KBÜ)

.....

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

Prof. Dr. Hasan SOLMAZ

.....

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

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

Mehmet Bora AYDIN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

R407C/R32-R290-R600a KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNDE PWM ELEKTRONİK GENLEŞME VALF AÇIKLIĞININ SİSTEM PERFORMANSINA OLAN ETKİLERİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Mehmet Bora AYDIN

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Dr. Öğr. Üyesi Şafak ATAŞ

Ocak 2022, 64 sayfa

Bu çalışmada kaskad soğutma sistemi üzerinde deneysel çalışmalar yapılmıştır. Kaskad soğutma sistemlerinde birden fazla kademe vardır. Kullanılan iki kademeli kaskad soğutma sisteminde yüksek sıcaklık çevrimi tarafı kondenser, düşük sıcaklık çevrimi tarafı evaporatör olarak çalışmaktadır. İki sistem plakalı paralel akışlı bir ısı eşanjörü ile birbirlerine bağlanmıştır. Isı değiştiricisi ilk çevrim olan yüksek sıcaklık çevrimi tarafı evaporatörü, düşük sıcaklık çevrimi tarafı ise kondenseri olarak çalışmaktadır. Yüksek sıcaklık çevrimi (YSC) tarafında R407C soğutucu akışkanı kullanılırken, düşük sıcaklık çevrimi (DSC) tarafında ise R32-R290-R600a soğutucu akışkanlardan oluşan karışımları kullanılmıştır. ODP değerleri sıfır ve GWP değerleri farklı, alternatif soğutucu akışkan karışımlarından oluşan çevreye duyarlı ve ozon tabakasına tahribatı en az soğutucu akışkanlar tercih edilmiştir.

Kaskad soğutma sisteminde PWM elektronik genleşme valf (EGV) açıklığının sistem performansına olan etkilerin deneysel incelenmiştir. Kullanılan soğutucu akışkan ve karışımlarının potansiyelini değerlendirmek ve hangi soğutucu akışkan çiftinin kaskad soğutma sisteminde daha iyi performans gösterdiğini bulmak için analiz yapılmıştır.

Deneylede, her bir soğutucu akışkan ve karışımları için sistemin aynı çalışma şartlarında soğutma performansı kompresör giriş-çıkış, kondenser giriş-çıkış, ısı değiştiricisi giriş-çıkış sıcaklıkları, alçak basınç, aşırı kızgınlık değerleri, Elektronik genleşme valfi açıklığı, DSC kompresörü çektiği akım ve toplam tüketilen elektrik enerjisi termodinamik yönden karşılaştırarak incelenmektedir.

Toplam elektrik enerjisi tüketimi düşük sıcaklık bölgesinde R32 soğutucu akışkanı kullanılan deneyde 4,460 kWh, R32-R290-R600a soğutucu akışkanlardan oluşan karışımının kullanıldığı deneyde 4.508 kWh ve R32-R290 soğutucu akışkanlardan oluşan karışımının kullanıldığı deneyde ise 4,658 kWh olarak ölçülmüştür. Uygulanan üç deneyin analizleri sonucunda en düşük mahal sıcaklığı düşük sıcaklık çevriminde R32-R290-R600a soğutucu akışkanlardan oluşan karışımının kullanıldığı deneyde elde edilmiştir. En düşük mahal sıcaklığına ulaşılan deneyde ortalama valf açılığı en yüksek olduğu hesaplanmıştır.

Anahtar Sözcükler :Kaskad soğutma sistemi, soğutucu akışkan karışımları, elektronik genleşme valfi

Bilim Kodu : 92808

ABSTRACT

Master Thesis

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF PWM ELECTRONIC EXPANSION VALVE OPENING ON SYSTEM PERFORMANCE IN R407C/R32-R290-R600a CASCADE REFRIGERATION SYSTEM

Mehmet Bora AYDIN

Karabuk University

Institute of Graduate Programs

Department of Energy Systems Engineering

Thesis Advisor:

Assist. Prof. Dr. Şafak ATAŞ

January 2022, 64 pages

In this study, experimental studies were carried out on the cascade refrigeration system. Cascade refrigeration systems have more than one stage. In the two-stage cascade refrigeration system used, the high temperature loop side works as a condenser and the low temperature loop side works as evaporator. The two systems are connected to each other by a plate parallel flow heat exchanger. The heat exchanger works as the evaporator on the high-temperature cycle side and the condenser on the low-temperature cycle side, which is the first cycle. While R407C refrigerant was used on the high temperature cycle (HTC) side, mixtures of R32-R290-R600a refrigerants were used on the low temperature cycle (LTC) side. Refrigerants with zero ODP values and different GWP values environmentally friendly refrigerants consisting of alternative refrigerant mixtures and the least destruction to the ozone layer were

preferred. The effects of the PWM electronic expansion valve (EEV) opening on the system performance in the cascade refrigeration system were investigated experimentally. Analysis was conducted to evaluate the potential of the refrigerants and mixtures used and to find out which refrigerant pair performed better in a cascade refrigeration system.

In the experiments, the cooling performance of the system for each refrigerant and its mixtures under the same operating conditions, compressor inlet-outlet, condenser inlet-outlet, heat exchanger inlet-outlet temperatures, low pressure, superheat values, electronic expansion valve opening, LTC compressor current drawn and total The consumed electrical energy is examined by comparing thermodynamics.

Total electrical energy consumption was measured as 4,460 kWh in the experiment using R32 refrigerant in the low temperature region, as 4.508 kWh in the experiment where the mixture of R32-R290-R600a refrigerants was used, and as 4,658 kWh in the experiment where the mixture of R32-R290 refrigerants was used. As a result of the analyzes of the three experiments, the lowest room temperature was obtained in the experiment where a mixture of R32-R290-R600a refrigerants was used in the low temperature cycle. In the experiment where the lowest room temperature was reached, it was calculated that the average valve opening was the highest.

Key Word : Cascade refrigeration system, mixed refrigerants, electronic expansion valve

Science Code : 92808

TEŞEKKÜR

Tüm üniversite eğitimim boyunca çalışmalarımın planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın hocam Dr. Öğr. Üyesi Şafak ATAŞ'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Benim için her türlü zorluğa katlanan, her zaman desteklerini hissettiğim, maddi ve manevi yardımlarını esirgemeyen değerli AYDIN ve İŐLEK ailelerine tüm kalbimle sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİSİ	xi
ÇİZELGELER DİZİSİ.....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİSİ	xiv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
BÖLÜM 3	14
SOĞUTMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....	14
3.1. SOĞUTMANIN TANIMI.....	14
3.2. SOĞUTMA YÖNTEMLERİ	14
3.2.1. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi.....	14
3.2.1.1. Çalışma Prensibi ve Termodinamik İncelenmesi	15
3.2.2. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi	17
3.2.3. İki Kademeli Soğutma Sistemleri.....	18
3.2.4. Kaskad Soğutma Çevrimi	19
3.3. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR VE KARIŞIMLARI.....	19
3.3.1. Soğutucu Akışkan Çevresel Etkileri	21
3.3.1.1. (ODP) Ozon Yıkım Potansiyeli	22
3.3.1.2. (GWP) Küresel Isınma Potansiyeli.....	22

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 4	23
KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMİ	23
4.1. KASKAD ÇALIŞMA PRENSİBİ.....	25
4.2. KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİN P-h VE T-s DİYAGRAMLARINDA GÖSTERİLMESİ	26
4.3. TERMODİNAMİK HESAPLAMALAR.....	27
BÖLÜM 5	30
MATARYEL VE METOT	30
5.1. MATARYEL.....	30
5.1.1. Elektronik Genleşme Valfi	33
5.1.2 Isı Değiştiricisi.....	37
5.2. METOT	39
5.2.1. Deneylerin Verilerinin Elde Edilmesi	43
5.2.2. Deneylerin Uygulanması	46
BÖLÜM 6	49
DENEYSEL BULGULAR	49
6.1. KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKAN ÇİFTLERİNE GÖRE YAPILAN DENEYLERİN ANALİZİ	49
BÖLÜM 7	57
SONUÇ VE ÖNERİLER.....	57
KAYNAKLAR	59
ÖZGEÇMİŞ	64

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3. 1 Basit buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi genel gösterimi.....	15
Şekil 3.2. Basit ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi P-h diyagramı.....	16
Şekil 3.3. Deney sisteminde kullanılan R32 soğutucu akışkan.....	20
Şekil 3.4. Deney sisteminde kullanılan R407C soğutucu akışkan.	21
Şekil 4. 1. Kaskad soğutma sisteminin genel gösterimi.....	24
Şekil 4.2. P-h ve T-s diyagramı.....	26
Şekil 4.3. Kaskad soğutma sistemi çevriminin şeması.	27
Şekil 5.1. Kaskad soğutma sistemi deney düzeneği ve sistem elemanları.....	30
Şekil 5.2. Kaskad soğutma sistemi deney düzeneği.....	31
Şekil 5.3. Kaskad soğutma sisteminin genel şekli ve ölçüm noktaları.	33
Şekil 5.4. Kaskad soğutma sisteminde kullanılan elektronik genişleme Valfi (EGV).	35
Şekil 5.5. Emerson'un EC2 kontrol ünitesi.....	36
Şekil 5. 6 Ekin Endüstriyel / Mit MB-01 marka model plakalı ısı değıştiricisi	37
Şekil 5. 7 Plakalı ısı değıştiricisinin plaklar arası soğutucu akışkan akışı	38
Şekil 5.8. Deney sistemine vakum uygulaması.....	39
Şekil 5.9. Elitech marka LMC 300 hassas dijital terazisi.	40
Şekil 5.10. R290 soğutucu akışkan şarjı uygulaması.	41
Şekil 5.11. R32 soğutucu akışkan şarjı uygulaması.	42
Şekil 5.12. R600a soğutucu akışkan şarjı uygulaması.	43
Şekil 5.13. Ordell marka UDL200-05/20 data logger	43
Şekil 5.14. Emerson EC2 kontrol cihazının bağlantı noktaları	44
Şekil 5.15. Pens metre ile akım ölçüm uygulaması.	46
Şekil 5. 16 Deneysel ölçümlerin alınması.....	47
Şekil 5. 17 Soğutulacak mahal için ısı yükü çalışması	48

Sayfa

Şekil 6. 1 Soğutucu akışkan çiftlerine göre mahal sıcaklığın zamanla değişimi	49
Şekil 6. 2 Soğutucu akışkan çiftlerine göre DSC kompresörü giriş çıkış sıcaklığın zamanla değişimi.....	50
Şekil 6. 3 Soğutucu akışkan çiftlerine göre YSC kondenserinin giriş çıkış sıcaklığın zamanla değişimi.....	51
Şekil 6. 4 Soğutucu akışkan çiftlerine göre ısı değiştiricisi DSC giriş çıkış sıcaklığın zamanla değişimi.....	51
Şekil 6. 5 Soğutucu akışkan çiftlerine göre ısı değiştiricisi YSC giriş sıcaklığın zamanla değişimi.....	52
Şekil 6. 6 Soğutucu akışkan çiftlerine göre emiş hattı basınçlarının zamanla değişimi	53
Şekil 6. 7 Soğutucu akışkan çiftlerine göre sistem superheat değerlerinin zamanla değişimi.....	53
Şekil 6. 8 Soğutucu akışkan çiftlerine göre DSC EGV açıklığının zamanla değişimi	54
Şekil 6. 9 Soğutucu akışkan çiftlerine göre DSC kompresörünün çektiği akımın zamanla değişimi.....	54
Şekil 6. 10 Soğutucu akışkan çiftlerine göre sistem tarafından toplam elektrik enerjisi tüketimi	56
Şekil 6. 11 Soğutucu akışkan çiftlerine göre elektrik enerjisi tüketiminin zamanla değişimi.....	56

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Soğutucu olarak kullanılan maddelerin fiziksel ve termodinamik özellikleri.....	21
Çizelge 5.1 Deney düzeneği çevrim elemanları.....	31
Çizelge 5. 2 Isı değiştiricisinin etiket teknik özellikleri	38
Çizelge 5. 3 Emerson EC2 Kontrol Cihazı Bağlantı Noktaları	44

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİSİ

SİMGELER

\dot{Q}_k	: yoğuşturucu (kondenser) gücü (W)
\dot{Q}_e	: buharlaştırıcı (evaporatör) gücü (W)
W_k	: kompresör harcadığı iş (W)
Sh	: superheat
A	: akım
\dot{m}	: kütleli debi (kg/s)
h	: özgül entalpi (kJ/kg)
$\dot{S}_{\text{üretim}}$: entropi (kJ/kg)
$\dot{X}_{\text{kayıbı}}$: ekserji (kJ/kg. °K)
$\dot{W}_{\text{izentropik}}$: izentropik kompresör gücü
$\dot{W}_{\text{gerçek}}$: gerçek kompresör gücü
η_{II}	: ikinci kanun verimliliği
°C	: santigrat derece
°K	: kelvin derece
T	: sıcaklık
kW	: kilowatt
kWh	: kilowatt saat
bar	: basınç
CO ₂	: karbondioksit
NH ₃	: amonyak
Cl	: Klor
Br	: Brom

KISALTMALAR

COP	: Soğutma Performans Katsayısı
KSS	: Kaskad Soğutma Sistemi
EGV	: Elektronik Genleşme Valfi
YSÇ	: Yüksek Sıcaklık Çevrimi
DSC	: Düşük Sıcaklık Çevrimi
ITK	: Isıtma Tesir Katsayısı
STK	: Soğutma Tesir Katsayısı
ODP	: Ozone Depletion Potential (Ozon Yıkım Potansiyeli)
GWP	: Global Warming Potential (Küresel Isınma Potansiyeli)
CFC	: Kloroflorokarbon
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
HFC	: Hidroflorokarbon
PWM	: Pulse-Width Modulation (Sinyal Genişlik Modülasyonu)
ASHRAE	: Amerikan Isıtma Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Yaşam alanları kurulurken, yüksek yaşam kalitesinde ve gıdaların muhafazasına sıkça ihtiyaç duyulan soğutma teknolojileri 19.yy ortalarında ortaya çıkmıştır. Soğutma ve soğutma sistemleri o tarihten itibaren hayatımızda önemli rol sahibi olmuşlardır.

Bir bölgenin veya ülkenin sıcak iklime sahip olması nedeniyle soğutmaya ya da sıcaklığının düşürülmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Soğutma sistemleri; gıdanın saklanması, çeşitli boyutlarda üretimi ve depolanması, ticari işyerleri, kimya ve ilaç endüstrilerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu yüzden soğutma sistemlerinin verimi artırılmalı, insan sağlığına ve çevreye uygun duruma getirilmeli ve kullanılan soğutucu akışkanların GWP ve ODP değerleri düşük olmalıdır. Soğutma cihazlarına, soğutma makineleri ve çalıştıkları döngülere soğutma çevrimi denir. Ana soğutma sistemleri, buhar sıkıştırmalı, absorpsiyonlu ve çok kademeli soğutma sistemleri olarak bilinmektedir.

Günümüzde soğutma uygulamalarında en yaygın şekilde kullanılan soğutma sistemi buhar sıkıştırmalı soğutma sistemleridir. Bu sistemler sırasıyla kompresör, buharlaştırıcı (kondenser), genişleme elemanı (genleşme valfi veya kılcal boru) ve yoğunlaştırıcıdan (evaporatör) oluşmaktadır. Soğutma sisteminde; düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilen ısı daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama atılır. Bu işlemin gerçekleşebilmesi için sistemde soğutucu akışkan dolaştırılırken dışarıdan iş verilir. Bu işlem sırasında soğutucu akışkan bir takım işlemlere tabi tutularak faz değiştirir. Soğutma uygulamalarında çok düşük sıcaklıklara ihtiyaç duyulmaktadır. İstenilen düşük sıcaklıklarda soğutma işlemi yapılabilmesi için kaskad soğutma sistemleri ön plana çıkmaktadır.

Bu çalışmada dışuk sıcaklık çevriminde (DSC) R32-R290-R600a'dan oluşan soğutucu akışkan ve karışımları ve yüksek sıcaklık çevriminde (YSC) ise R407C soğutucu akışkanı kullanıldığı kaskad soğutma çevrimi deneysel olarak incelenecektir. Yapılan çeşitli deneyler sonucunda oluşan veriler grafik ve tablolar şeklinde verilecektir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

G.Di Nicola ve ark. bu yazıda karbondioksit (R744), hidrokarbon (etan R170, propan R290, etilen R1150, propilen R1270) ve dimetil eter (RE170) karışımları ile çalıştırılan kaskad soğutma sisteminin performansı üzerine bir analiz gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmanın amacı, $-56,56\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($216,59\text{ K}$) altındaki sıcaklıkların gerekli olduğu uygulamalarda, karbondioksit karışımlarının kullanılma olasılığını incelemektir. Sonuçlar; COP için her zaman kabul edilebilir değerler elde edilse bile, HC'lara ve dimetil etere R744 eklenmesinin döngü performansını düşürdüğünü göstermektedir. R744 + doğal soğutucu akışkan karışımlarının ana cazibesi, saf akışkanlardan daha düşük GWP, ODP ve yanıcılık özelliklerine sahip olmasıdır [1].

Y.Zhang ve ark. bu çalışmada R1270 ve karbondioksit soğutucu akışkanları içeren kaskad soğutma sistemi ile çalışmışlardır. Doğal soğutucu R1270, NH_3 ve R290'ın yerini almak için yüksek sıcaklık çevriminde kullanmışlardır. İki adet yarı hermetik pistonlu kompresör ile çalışan kaskad soğutma sistemi üretilmiş ve performansı deneysel olarak incelemiştirlerdir. Sonuçlar, R1270'i kaskad soğutma sisteminin yüksek sıcaklık çevriminde iyi bir alternatif olarak göstermektedir. Dahası, kaskad sistemin sabit yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklığı ile R1270 buharlaşma sıcaklığı düştükçe ($-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den $-19\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye), kademeli sistemin performans katsayısı (COP) artmıştır. R1270 kompresörün izantropik verimliliği, R1270 buharlaşma sıcaklığı $-19\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye çıktığında % 78,5'ten % 74,7'ye düştüğü belirtilmiştir [2].

Z.Sun ve ark. bu makalede kaskad soğutma sistemindeki düşük GWP'ye sahip soğutucu akışkanların enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Bu çalışmada R23, R41 ve R170 düşük sıcaklık çevriminde (DSC), R32, R1234yf, R1234ze, R161, R1270, R290 ve R717 soğutucu akışkanları ise kaskad soğutma sisteminde yüksek sıcaklık çevrimli (YSC) kullanılmıştır. Soğutucu akışkan potansiyelini değerlendirmek ve

kaskad soğutma sisteminde hangi soğutucu akışkan çiftinin daha iyi performans gösterdiğini ortaya çıkarmak, çalışma parametrelerinin etkisini araştırmak için enerji ve ekserji analizleri yapmışlardır. Sonuçlar, R161'in YSC'de kullanılmasının önerildiğini ve R41, R170'in DSC'de kullanılmasının önerildiğini göstermektedir. İncelenen 28 soğutucu akışkan grubunda R41 / R161 ve R170 / R161'in kaskad soğutma sisteminde kullanılması tavsiye edilmiş, R41 / R161 kullanımı buharlaşma sıcaklığı 60 °C 'ın üzerinde olduğunda sistemin COP ve termodinamik performansı iyileştirmede diğer soğutucu akışkanlardan üstün olduğu sonucuna varmışlardır [3].

K. G. Mofrad ve ark. bu yazıda kaskad soğutma ve ısı geri kazanımlı kaskad soğutma sistemlerinin termodinamik simülasyonu ve analizlerini incelemiştir. Yüksek sıcaklık çevrimi için R744 soğutucu akışkan ve düşük sıcaklık çevrimi için R744A soğutucu akışkan kullanmışlardır. Bu çevrimler için enerji, ekserji analizleri yapılmıştır. Dış çevre analizine (exergoenvironmental) dayalı olarak, yüksek sıcaklık çevrimi kompresörü en yüksek çevresel etkiye sahiptir. Optimizasyon sonuçları, ısı geri kazanım kaskad soğutma sisteminin kullanılmasının % 7,6 performans katsayısında ve % 12,5 ekserji veriminde artışa yol açtığı sonucuna varmışlardır [4].

A. Bhamidipati ve ark. bu çalışmada soğutma sisteminde R134a ve R152a için potansiyel bir ikame olarak R32'nin kullanımını araştırmayı amaçlamışlardır. R32'nin performansını farklı kondenser ve evaporatör sıcaklıklarında R134a ve R152a ile karşılaştırmışlardır. Bu çalışma için performans katsayısı (COP), yapılan iş, soğutma etkisi ve kompresör çıkış sıcaklığı gibi performans parametreleri dikkate almışlardır. Sonuç olarak R32'nin COP değerinin R152a ile neredeyse eşleştiğini ve R134a'dan % 5-7 daha yüksek olduğu hesaplanmıştır. Seçilen soğutucu akışkanların kompresör çıkış sıcaklığı kritik sıcaklıklarından daha düşüktür, bu nedenle ısı atma sırasında yoğuşma sorunu yaşanmaz. R32 ve R152a, R134a'dan daha düşük bir küresel ısınma potansiyeline sahiptir. Bu da R32'nin soğutma sistemlerinde R134a'nın ikamesi olarak kullanılabileceği sonucuna varılmıştır. [5].

W. Bingming ve ark. bu makaledeki çalışmayı, NH₃ / CO₂ soğutucu akışkanlarının kullanıldığı kaskad soğutma sisteminin performansını analiz etmek için gerçekleştirmişlerdir. Düşük sıcaklık çevriminin buharlaşma sıcaklığı, yoğuşma

sıcaklığı, kademeli ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkı ve kızdırma derecesi gibi çalışma parametrelerinin sistem performansı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Kaskad soğutma sistemin COP değerinin, buharlaşma sıcaklığı 40 °C' nin altında olduğunda tüm sistemler arasında en iyisi olduğunu bulmuşlardır. Ayrıca, kaskad soğutma sistem performansı, buharlaşma sıcaklığı, düşük sıcaklık çevriminin yoğunlaşma sıcaklığı, kademeli ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkından büyük ölçüde etkilendiği tespit edilmiştir. Tüm deneysel sonuçlar, NH₃ / CO₂ kaskad sisteminin düşük sıcaklık uygulamalarında çok rekabetçi olduğunu göstermektedir [6].

K. K. Singh ve ark. tarafından bu çalışmada, daha yüksek sıcaklık döngüsünde bir flaş tankı ve daha düşük sıcaklık döngüsünde dolaylı alt soğutuculu bir flaş ara soğutucu ile birleştirilen, kademeli soğutma sisteminde çalışan, doğal soğutucu akışkan çiftlerinin karşılaştırmalı enerji, ekserji ve ekonomik analizi yapılmıştır. Sekiz doğal soğutucudan, R717, R290, R600a, R744, R744a, R170, R1150 ve R1270'ten on yedi soğutucu çift kullanılarak bir analiz gerçekleştirilmiştir. En iyi alternatif soğutucu akışkan çiftini belirlemek için COP, ekserji verimliliği, sistem maliyet oranlarına dayalı karşılaştırma yapılmıştır. Analiz sonuçları, termodinamik ve ekonomik açıdan R717-R290'ın bu sistem için en iyi soğutucu akışkan çifti olduğunu göstermektedir. Elde edilen maksimum COP ve ekserji verimliliğinde, sırasıyla % 1,917 ve % 39,14 sonucuna varılmıştır [7].

L. H.P. Massuchetto ve ark. bu araştırmada, iki buhar sıkıştırmalı sistem ile oluşan kaskad soğutma sistemi içinde R744/R1270, R744/R717 ve R744/RE170 soğutucu akışkan çiftlerini kullanarak termodinamik performansını değerlendirmiştir. Kaskad sistemindeki ısı değiştiricinin karışım bileşimi ve yoğuşma sıcaklığı parametrik bir analizde girdi olarak kullanılırken, dikkate alınan çıktılar kompresör gücü, her iki çevrimdeki soğutucu akışkan kütle akış hızı, ekserji yok etme hızı, eksejetik verimlilik ve performans katsayısı şeklindedir. Araştırma sonucunda, saf soğutucu akışkanlar için elde edilen değerlere göre COP % 18'den % 32'ye yükseldi. R744 / RE170 karışımı 2,34'lük bir COP ile en iyi sonuçları gösterirken, ekserjetik verimi % 30'a kadar artırdığı ve soğutucu akışkan kütle akış hızının % 6'dan % 34'e çıktığı, kompresör gücünün % 20 ile % 23 arasında olduğu gözlemlenmiştir [8].

A.López-Belchí ve ark. bu çalışmada R32 soğutucu akışkanı, R410A için ikame soğutucu akışkan olarak incelemişlerdir. R32'nin GWP 675 GWP'ye, 2088 GWP'ye sahip olan R410A'nın sadece % 32'sidir. Bir mini kanallı eşanjör içinde yoğunlaşma işleminin performansı üzerine teorik ve deneysel araştırmalar yürütmüşlerdir. Mini kanallı ısı eşanjörleri teknolojisi, soğutucu akışkan yükünün azaltılmasına ve yanıcı soğutucu akışkanların kullanılmasına izin verir. Bu sayısal analizin sonuçları, yüksek soğutucu akışkan kütle hızlarında R410A'nın daha iyi performans göstermesine rağmen, belirli bir ısı gücünün her zaman daha düşük kütle hızları ile dolayısıyla R32 kullanılırken daha düşük bir kompresör güç girişi ile elde edilebileceğini göstermektedir. Bu nedenle, mini kanallı bir kondansatörde R32 kullanımının çevresel etkiyi azalttığı ve sistemin enerji verimliliğini artırdığı sonucuna varmışlardır [9].

Z.Sun ve ark. bu çalışmada R41'in R23 için uygun bir ikame olup olmadığını keşfetmek için soğutucu akışkan çiftleri R41/R404A ve R23/R404A için kaskad soğutma sistemlerinin termodinamik performansının karşılaştırmalı bir analizini sunar. Çıkış sıcaklığı, kompresörün giriş gücü, performans katsayısı (COP), ekserji kaybı (X) ve ekserji verimliliği (g) hedef fonksiyonlar olarak seçilmiştir. Bu belgede ele alınan işletim parametreleri, hem yüksek sıcaklık çevrimi (YSC) hem de düşük sıcaklık çevrimi (DSC) içinde yoğunlaşma sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı, superheat sıcaklığı ve subcooling sıcaklığını içerir. Sonuçlar, COP'nin maksimum değeri elde ettiği YSC için optimum bir kondenser sıcaklığının mevcut olduğunu göstermektedir. Aynı çalışma koşulu altında, R41/R404A KSS'nin giriş gücü R23/R404A KSS'den düşük ve COP_{opt}, R23/R404A KSS'den daha yüksektir. R41/R404A ve R23/R404A KSS'lerin maksimum ekserji verimliliği sırasıyla % 44,38 ve % 42,98'dir. Teorik analiz R41/R404A'nın KSS'de R23 / R404A'dan daha potansiyel bir soğutucu akışkan çifti olduğu gözlemlenmiştir [10].

Y.Tan ve ark. tarafından bu çalışmada; geleneksel ejektörlü soğutma ve otomatik kademeli soğutma prensibine dayalı olarak daha düşük soğutma sıcaklığı elde etmek için bir otomatik kademeli ejektör soğutma çevrimi (ACERC) önerilmektedir. ACERC'nin termodinamik performansı teorik olarak incelenmiştir. Zeotropic (farklı kaynama noktalarına sahip sıvı bileşenler içeren bir karışımdır) soğutucu akışkan karışımı R32 + R236fa, çalışma sıvısı olarak kullanılır. Çalışma, soğutucu akışkan

karışım bileşiminin, kondenser çıkış sıcaklığının ve buharlaşma basıncının ACERC performansını etkilediğini göstermektedir. Teorik sonuçlar aynı zamanda ACERC'nin -30 °C sıcaklık seviyesinde en düşük soğutma sıcaklığını elde edebileceğini de göstermektedir. Ejektör soğutma çevriminde zeotropic soğutucu karışımın otomatik kademeli soğutma uygulaması, düşük dereceli ısı enerji kullanarak daha düşük soğutma sıcaklığı elde etmenin yeni bir yolunu sağlayabilir [11].

Kilicarslan ve ark. bu çalışmada, çeşitli soğutucu akışkan çiftleri (R152a – R23, R290 – R23, R507 – R23, R234a – R23, R717 – R23 ve R404a – R23) kullanan kaskad soğutma sisteminin enerji ve tersinmezlik analizini geliştiren bir bilgisayar kodu kullanarak ele almışlardır. Tüm durumlar için, soğutma yükünün 1 kW, soğutulmuş mahal sıcaklığının -40 °C ve ortam sıcaklığının 26,85°C (300 K) olduğu varsayılırken, kondenser subcooling ve evaporatör superheat derecelerinin sırasıyla 5 ve 7 °C olduğunu varsaymışlardır. Ayrıca, kompresörlerin politropik verimliliklerinin eşit olduğu varsayılır. Çalışılan tüm soğutucu akışkan çiftleri için kaskad soğutma sisteminin COP 'un arttığı ve artan evaporatör sıcaklığı ve politropik verimle tersinmezliğin azaldığını tespit etmişlerdir. Öte yandan kondenser sıcaklığının artması ve ısı değiştiricisindeki düşük ve yüksek sıcaklıklı sistemlerin doyma sıcaklıkları arasındaki farkın artması ile kaskad soğutma sisteminin COP 'u azalır ve tersinmezlik artar. Soğutucu akışkan çifti R152a – R23'ün yukarıda belirtilen politropik verimlilik ve düşük sıcaklık aralıkları için R717 – R23'e alternatif bir çift olduğunu bulmuşlardır. R134a – R23 ve R290 – R23 soğutucu akışkan çiftleri orta aralığa yerleştirilmiştir ve R404a – R23, her durumda R507 – R23 için bir yedek çift olarak kullanılabilir sonucuna varmışlardır [12].

Z.Sun ve ark. bu makalede, CO₂/R32 karışımlarının soğutma ve ısıtma performansının yanı sıra kompresör çalışma koşullarını, sudan suya ısı pompası sisteminde değerlendirmişlerdir. Bu çalışmada CO₂/R32 karışımlarının ısıtma kapasitesini, soğutma kapasitesini ve kompresör çıkış basıncını önemli ölçüde düşürdüğünü gözlemlemişlerdir. Soğutucu akışkan bileşimleri, ısı kaynağı sıcaklıkları ve dahili ısı değiştiricinin (IHX) sistemin performansı üzerindeki etkilerini ortaya çıkarmak için deneyler yapmışlardır. Sonuçlar sistemin ısıtma performans katsayısında (COP_h) ve soğutma performans katsayısında (COP_c) % 23,3 ve % 65,2 maksimum iyileşmenin

CO₂'nin kütle fraksiyonu (Belirli bir maddenin kütlesinin, içinde belirli bir maddenin bulunduğu bir karışım veya çözeltinin kütlesine oranı) 0,6 olduğunda elde edildiğini göstermektedir [13].

T. M. Kochenburger ve ark. bu çalışmada karışım soğutucu akışkan kullanılan kaskad soğutma sistemi 55 K ile 70 K arasındaki yüksek sıcaklıklı süper iletkenlerin soğutulması için potansiyel bir çözüm sunar. Öngörülen süreç, bir ön soğutma ve bir düşük sıcaklık aşamasından oluşur; burada 120 K'e kadar ön soğutma, geleneksel bir karışım soğutucu akışkan döngüsü ile sağlanır. Düşük sıcaklık aşaması, yüksek basınçta neon, nitrojen ve oksijen karışımı ile çalışır. Proses simülasyonu, 55 K' de Carnot'un yaklaşık %8'lik bir genel verimini öngörür. Bu çalışmanın sonucunda, 60 K 'nin altındaki soğutmanın iki aşamalı bir karışım soğutucu akışkan kullanılan kaskad soğutma sisteminin güvenli bir şekilde elde edilebileceğini tespit etmişlerdir [14].

D. F. M.Pico ve ark. yüksek küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahip soğutucu akışkanların kullanımının azaltılmasını desteklemek için bu çalışmayı yapmışlardır. Sentetik elmas nanoparçacıkları içeren poliol ester (POE) bazlı nano yağlayıcıların iki farklı sıcaklıkta kullanımının deneysel bir araştırmasını ele almışlardır. R410A yerine R32 soğutucu ile çalışan bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde testler yapılmıştır. Elmas nanopartiküllerin % 0,1 ve % 0,5 kütle fraksiyonu (% m / m) ile eklenmesi, sırasıyla ~% 4 ve ~% 30'luk maksimum sürtünme ve aşınmada azalma ile sonuçlanmıştır. Son olarak, elmas nanopartiküllerin kullanılmasıyla, performans katsayısı ve soğutma kapasitesi sırasıyla % 0,5 ve % 5,0 arttığı ve kompresörün çıkış sıcaklığının biraz azalmış olduğu gözlemlenmiştir [15].

G.He ve ark. bu çalışmada R290 ve R32'den oluşan yeni bir soğutucu akışkan karışımı önermektedir. Yeni soğutucu akışkan karışımı, m 32 / m 290 = 68/32 kütle oranıyla neredeyse azeotropik (eşkaynar) sıfır ODP, düşük GWP' ye sahiptir. Bu karışım ev tipi klimalarda R22 soğutucu akışkanın rekabetçi bir ikamesi olacaktır. Yeni soğutucu karışımının 5 mm düz ve mikro kanatlı tüpler, 7 mm düz ve mikro kanatlı tüpler ve 9,52 mikro kanatlı tüp dâhil olmak üzere farklı yatay ısı transfer tüpleri içindeki ısı transfer performansları deneysel olarak araştırılmıştır. Farklı buharlaşma sıcaklığı ve farklı tüp iç çapları koşullarında, kütle akışı ile akış kaynama

(flow boiling) ısı transfer katsayısının değişimlerini elde etmişlerdir. Yeni R32/R290 karışımının akış kaynama ısı transfer katsayısının R410A'nınki ile karşılaştırması yapılmıştır. Yeni R32/R290 karışımının akış kaynama ısı transfer katsayısı R410A'nınkinden % 14,3–68,4 daha yüksektir. Bu çalışmanın araştırma sonuçları olarak, R32 / R290 soğutma üniteleri için evaporatör tasarımı ve optimizasyonunda çok yardımcı olacağı sonucuna varılmıştır[16].

Y.Yao ve ark. bu çalışmada R410A'ya benzer performansa ve düşük GWP'ye sahip R32 soğutucu akışkanın endüstri, ticaret ve benzeri amaçlar için soğutma ekipmanına uygulanmasını araştırmıştır. R410A'nın R32 ile değiştirilmesine yönelik bariz bir eğilim vardır. Bina temiz havalandırma ekipmanı olarak, doğrudan buharlaşmalı tüm taze hava işleme üniteleri (DEAFAHU) için R410A'nın R32 ile değiştirilmesi çalışmasına şu anda acilen ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada, orijinal olarak R410A kullanan bir DEAFAHU doğrudan R32 ile yüklenir, R32'li DEAFAHU performansı sürdürülebilir ve 90 °C'da güvenli bir şekilde çalışması sağlanır. Bu teknolojik ünitenin deşarj sıcaklığını 90 °C civarında tutmak için, soğutma kapasitesinin düşürülmesiyle birlikte sıvı enjeksiyonlu soğutma kullanımını değerli bir tavsiyedir. R32 ünitesi ve R410A ünitesi soğutma kapasitesi CC (cooling capacity) ve EER'de küçük farklara sahiptir. Evaporatör ve kondansatör tasarlanırsa ve diğer bileşenler R32 soğutucu akışkan özelliklerine göre seçilirse, R32 DEAFAHU'nun R410A ünitesinden daha verimli çalışacağı sonucuna varılabilir [17].

M.Ma ve ark. bu çalışmada, kademeli ısı eşanjörü olarak kullanılan film evaporatör-kondenserin kullanıldığı bir CO₂/NH₃ kaskad soğutma sistemini araştırmışlardır. Önerilen sistemin termodinamik analiz sonuçları, bu tip kademeli ısı eşanjörünün sağladığı daha küçük sıcaklık farkı nedeniyle performans katsayısında (COP) bir gelişme olduğunu göstermiştir. Sonuç olarak bu çalışma, CO₂/NH₃ kademeli soğutma sistemlerinin daha da geliştirilmesine ve uygun tasarımına katkıda bulunabilir [18].

C.Sanz-Kock ve ark. tarafından bu çalışmada, ticari soğutma uygulamalarında düşük buharlaşma sıcaklığı için tasarlanmış bir R134A/CO₂ kaskad soğutma tesisinin deneysel değerlendirmesi sunulmaktadır. Deneysel değerlendirme (45 sabit durum), -40 ila -30 °C arasındaki buharlaşma sıcaklıklarını ve 30 ila 50 °C arasında

yoğunlaşmayı kapsar. Bu çalışmada kompresörlerin performansına, kademeli ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkına, soğutma kapasitesine, COP 'ye ve kompresörlerin çıkış sıcaklıklarına odaklanılarak tesisin enerji performans analizi gerçekleştirilmiştir. Soğutma COP 'si hakkında ve test aralığı içinde bu parametrenin düşük sıcaklık çevriminin yoğunlaşma sıcaklığına bağlı olduğu, yoğunlaşma sıcaklığı yükselirken COP 'yi artırdığı gözlemlenmiştir. Ölçülen COP, -40 ve 40 °C 'de 1,05 ile -30 ve 30 °C 'de 1,65 arasında değişiyordu. Son olarak deneysel ölçümlerde, CO₂ kompresörünün çıkış sıcaklıklarının ortam sıcaklığından daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir [19].

Nasruddin ve ark. bu çalışmada yüksek sıcaklık çevriminde (YSC) soğutucu C₃H₈ ve düşük sıcaklık çevriminde (DSC) bir C₂H₆/CO₂ karışımını kullanan kademeli soğutma sistemini incelemişlerdir. Evaporatör sıcaklığı, kondenser sıcaklığı, C₂H₆/CO₂ karışım yoğunlaşma sıcaklığı, kademeli sıcaklık farkları ve CO₂ kütle fraksiyonunu araştırma noktaları olarak seçmişlerdir. Soğutma kapasitesi, soğuk alan (mahal) sıcaklığı ve ortam sıcaklığı ise araştırma sonucu olarak alınmıştır. Bu araştırmanın amacı optimum performansı, ekonomik ve termodinamik açıdan uygun bir kaskad soğutma sistemi tasarlamaktır. Sonuçlar sistemin termodinamik ve ekonomik açıdan optimum olacağını göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı $T_e = -49,00$ °C; kondenser sıcaklığı $T_c = 56,00$ °C; ilk çevrim ısı değiştiricisi (evaporatör) $T_{me} = -9,96$ °C; $\Delta T = 3,37$ °C ve CO₂ fraksiyonu = 0,68, toplam ekserji yok oluşu 39876.04 W ve toplam yıllık maliyet 51070,59 \$ olarak hesaplanmıştır [20].

B. ŞAHİN çalışmasında, farklı soğutucu akışkanları kaskad soğutma sistemi EES (Engineering Equation Solver) programını kullanarak analizini yapmıştır. ODP değerleri aynı GWP değerleri farklı R32, R410A, R407C, R245fa, R290, R507A, R717, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkan kullanılmıştır. Analiz sonucunda her bir soğutucu akışkan için farklı parametrelerle çalıştırılması durumunda, ekserji ve soğutma performans katsayısı (COP) verimleri karşılaştırılmıştır. En yüksek ekserji kaybının evaporatörde olduğu tespit edilmiştir [21].

İ.YILMAZ çalışmasında, R-744/R-717 soğutucu akışkan kullanılan kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmıştır. Bu iki akışkanın kullanıldığı verimli bir kademeli döngü oluşturulmuştur. Düşük sıcaklık uygulamalarında NH₃-CO₂ karışımı

kaskad soğutma sisteminde daha yüksek performans katsayısına sahip olduğu gözlemlenmiştir. Düşük sıcaklık uygulamalarında tek aşamalı bir döngüde karşılaşılan zorluklar dikkate alındığında, yeni oluşturulan kademeli soğutma çevrimi, çevre ve enerji verimliliği açılarından üstün bulunmuştur. [22].

ELİTOK çalışmasında, kaskad soğutma sistemini deneysel olarak incelemiştir. Soğutucu akışkan olarak yüksek sıcaklık bölgesinde R134A, düşük sıcaklık bölgesinde R404A kullanılmıştır. Evaporatör sıcaklıkları ve kondenser sıcaklıkları gibi parametrelere göre yapılan deneyler üç kez tekrarlanmıştır. Evaporatör sıcaklıkları $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değiştirilirken, kondenser sıcaklıkları $47\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $57\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değiştiğini gözlemiştir. Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu kaskad soğutma sistemine uygulanarak mühendislik denklem çözücüsüne dayalı olarak geliştirilen bir bilgisayar kodu ile sistemin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır [23].

GÜNEY çalışmasında R744/R134A kaskad soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Kullanılan soğutucu akışkanların çevresel ve termodinamik özellikleri incelenmiş olup, kullanılan sistem üzerinde belirli noktalardan ölçümler alınmıştır. Çalışmalar sonucunda genel kaskad sisteminin COP değeri 1,14 olarak bulunmuş ve çalışma sıvısı olarak R744 'ün kullanıldığı alt kademe kompresörünün daha verimli olduğu gözlenmiştir. En düşük kayıplar genişleme vanalarında, en yüksek kayıplar ise evaporatör ve kondenserde görülmektedir [24].

KAYA çalışmasında, mevcut sistemlerde en çok kullanılan soğutucu akışkanlar, CFC 'lerden üçünü, R12, R22 ve R502 ve HCF 'lerden beşini, R134a, R152a, R125, R143a ve R32 ve HC 'lerden ikisini, R290 ve R600a, soğutucu akışkanları kullanmıştır. Önceden belirlenen karışım oranlarına dayalı olarak, bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde çalışma akışkanları olarak, altı ikili ve dört üçlü soğutucu karışımları kullanılmıştır. Bahsedilen soğutucu akışkan karışımları termodinamik ve ekonomik özelliklerine göre analiz edilmiştir. Araştırmalar sonucunda soğutucu akışkan karışımlarının, ozon tabakasına zarar vermeyen ve çevre dostu olan yeni soğutucu akışkanların belirlenmesinde önemli bir rol sahibi olduğu gözlemlenmiştir [25].

KEDERSİZ çalışmasında, yenilikçi ve çevre dostu R407C-R404A, R407C-R507A, R134A-R410A, R404A-R407C, R134A-R507A soğutucu akışkan çiftleri kullanmıştır. Kaskad soğutma sisteminde soğutma yükü 10 kW ve kondenserdeki sıcaklık 50°C ile 60°C arasında kullanılmış, evaporatördeki sıcaklık -30°C ile -40°C arasında değiştirilmiştir. Bu çalışmada kullanılan soğutma sıvısı çiftlerinden, COP değeri en yüksek ve tersinmezlik değeri en düşük olan soğutma sıvısı R407C-R507A çiftinin olduğu gözlemlenmiştir [26].

AKALAN'ın çalışmasında, karbondioksit ve amonyak soğutucuların kullanıldığı kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizi yapılarak, çift kademeli amonyaklı sistemine karşı avantaj ve dezavantajları karşılaştırılmıştır. Her iki soğutma sisteminin performansı farklı evaporatör ve kondansatör sıcaklıklarında hesaplanmış ve çift kademeli amonyak soğutma sisteminin performansının her koşulda NH₃/CO₂ kaskad sisteminden çok daha fazla kapasiteye sahip olduğu tespit edilmiştir [27].

ISMAEEL'in çalışmasında, kaskad soğutma sisteminin enerji, ekserji ve maliyet analizleri incelenmiştir. Bu çalışma, tasarım parametreleri, kondenser fan hızı, evaporatör fan hızı, YSC kompresörün izantropik verimliliği ve DSC kompresörün izantropik verimini içerir. Termodinamik analizin sonucunda; DSC ve YSC kompresör verimleri, hava soğutmalı kondenser ve evaporatör fan hızları gibi karar parametreleri için minimum yıllık maliyet bulunmuştur. Kademeli soğutma sisteminin toplam yıllık maliyeti, seçilen orta menzile kıyasla % 30,86 oranında azaltılabilir. Sistemin toplam yıllık işletme maliyeti, ilk tasarımın işletme maliyetine göre % 11, toplam yıllık maliyet ise ortam sıcaklık değişimi dikkate alındığında % 2,36 oranında azaltılabilmektedir sonucuna varılmıştır [28].

ÇERKEZOĞLU çalışmasında, R404A/CO₂ kaskad soğutma sistemi analizi yapmıştır. Korozyon, karbondioksit sızıntısı, sistem kapatma, aşırı ısıtma ve aşırı soğutma işlemleri, yağlama, defrost ve kirlenmenin giderilmesi gibi karbondioksit soğutma devresi kurulumlarında pratik konular tartışılmaktadır. Karbondioksit, sıcaklık, basınç, soğutma COP'si, kapasite vb. yönleriyle diğer soğutucu akışkanlarla karşılaştırılır. Sonuçlar üst kademe buharlaşma sıcaklığı -15 ° C ile -45 ° C arasında, soğutma kapasitesi 20,54 kW ile 3,74 kW arasında, kademeli ısı değiştiricisinde geçen ısı 23,22

kW ile 4,23 kW arasında değiştiği sonucuna varılmıştır. Üst kademe kondansatör 32,67 kW ile 8,12 kW arasında, gerekli kompresör gücü 9,45 ile 3,89 arasında değişmektedir. Tüm kaskad soğutma sisteminin soğutma etki katsayısı 1,693 ile 0,853 arasında ve tüm sistemin ikinci kanun verimliliği 0,375 ile 0,189 arasında olduğu sonucuna varılmıştır [29].

A.T.KARAÖZ alışmasında, CO₂ sistemlerinin uygulamalarını araştırmıştır. Hem termodinamik özellikleri hem de evre dostu oranları ile bu araştırmalar için CO₂ meşhur gazlardan biridir. Aynı zamanda; CO₂-R404A kaskad sistemi tasarlanmış, üretilmiş ve test edilmiştir. CO₂ sistemleri konusunda deneyim kazanmak hedeflenmiştir. Çalışma bununla sınırlı kalsa da; CO₂ ve yeni çalışmalar için tasarlanan kaskad soğutma sistemi kullanılacağı sonucuna varılmıştır [30].

E.ARCAKLIOĞLU çalışmasında, iki farklı buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi için farklı soğutucu akışkan ve karışımları kullanarak bir analiz gerçekleştirmiştir. Çalışma akışkanı olarak CFC grubundan R12, R22, R502, HFC grubundan R134A, R152A, R125, R143A, R32, HC grubundan R290 ve R600A; ikili, üçlü ve dörtlü olarak farklı oranlarda karıştırılarak kullanılmıştır. Soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri için REFPROP yazılımı kullanılmıştır. Sonuç olarak R12 yerine % 0,4'lük performans artışıyla R290/R600A (56/44), R22 yerine % 0,8'lik performans artışıyla R32/R134A (35,2/64,8) ve R502 yerine %2'lik performans artışıyla R32/R134 (46/54) karışımlarının kullanılması sonucuna karar verilmiştir [31].

BÖLÜM 3

SOĞUTMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ

3.1. SOĞUTMANIN TANIMI

Soğutma, ısının bir yerden diğerine aktarılması ve o yerdeki sıcaklığı, ortam sıcaklığının altında bir sıcaklıkta tutmasıdır. Soğutma çevrimlerinde, düşük sıcaklıklı bir ortamdan yüksek sıcaklıklı bir ortama ısı transferi gerçekleşir. Soğutma teknolojisi sürekli gelişmekte ve günümüz ortamında yaşamın ayrılmaz bir parçası haline gelmiştir.

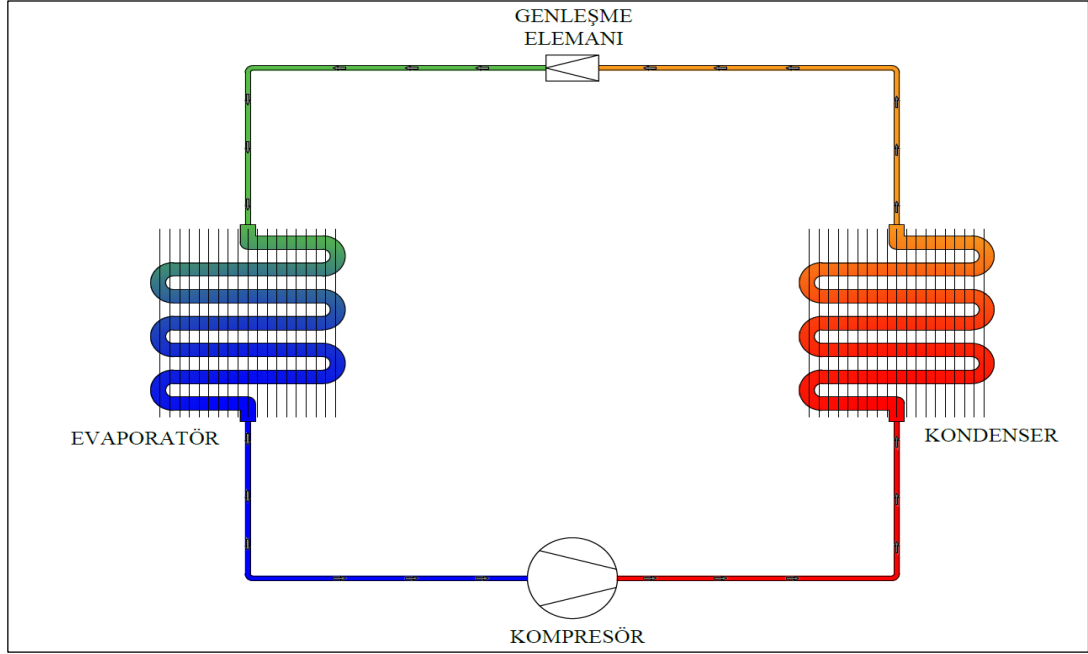
3.2. SOĞUTMA YÖNTEMLERİ

Günümüzde soğutulacak malzeme, miktarı, soğutma yeri, istenilen sıcaklık değeri vb. nedenlere bağlı olarak farklı soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Soğutma sistemlerinin yaygın olarak kullanılanları şu şekilde sıralanabilir: Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi, absorpsiyonlu soğutma sistemi, iki kademeli soğutma sistemi ve kaskad soğutma sistemi şeklindedir. Kullanımı en yaygın soğutma çevrimi, soğutucu akışkanın dönüşümlü olarak buharlaştığı ve yoğunlaştığı ve buhar fazındayken sıkıştırıldığı buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir. Bu bölümde; buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi, absorpsiyonlu soğutma sistemi, iki kademeli soğutma sistemi ve kaskad soğutma sistemi kısaca izah edilecek; kaskad soğutma sistemlerinden dördüncü bölümde ayrıntılı olarak bahsedilecektir.

3.2.1. Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi

Soğutma, düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan yüksek sıcaklıktaki bir kaynağa ısı transferidir. Termodinamiğin ikinci yasasının Classius ifadesine göre, herhangi bir ekipman kullanmadan daha soğuk bir bölgeden daha sıcak bir bölgeye ısı aktarma

imkansızdır [32]. Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin basit bir diyagramı Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



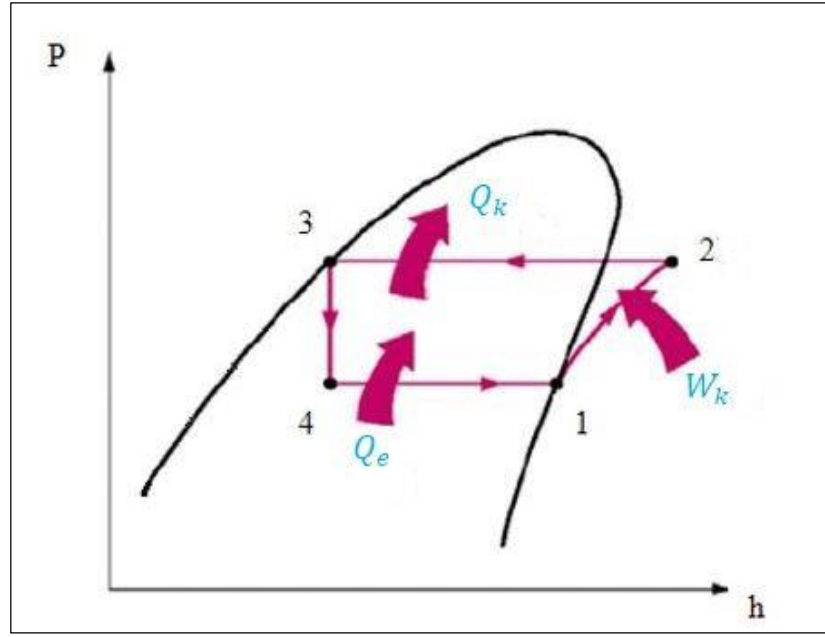
Şekil 3. 1 Basit buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi genel gösterimi.

Standart bir soğutma sistemi kompresör, yoğusturucu (kondenser), genleşme elemanı ve buharlaştırıcı (evaporatör) olmak üzere dört ana elemandan oluşmaktadır [33]. Kapalı bir çevrim olup sistem içerisinde soğutucu akışkan dolaşmaktadır. En yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir.

3.2.1.1. Çalışma Prensibi ve Termodinamik İncelenmesi

Kompresörde yüksek basınçlara kadar sıkıştırılan soğutucu akışkan, kompresörü kızgın buhar halinde terk ederek kondensere girer. Yüksek sıcaklıkta kondenserde bulunan soğutucu akışkan, burada bulunduğu ortama ısı vererek yoğuşur ve daha sonra kısılma vanasında belirli bir basınca kadar kısılarak ıslak buhar halinde evaporatöre girer. Soğutucu akışkan burada bulunduğu ortam sıcaklığının altında bir sıcaklıkta olup, bulunduğu ortamdan ısı çekmek suretiyle ortamı soğutur ve soğutucu akışkan evaporatörü doymuş buhar halinde terk eder. Soğutucu akışkan daha sonra kompresör tarafından emilir ve böylece çevrim tamamlanmış olur [33].

İdeal bir çevrimde buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki ısı transferlerinde basınç kayıplarının oluşmadığı, kompresörün tersinir ve adyabatik olduğu, genişleme valfindeki basınç düşümünün adyabatik olduğu ve çevrim içinde yer alan tüm bileşenler arasındaki boru donanımlarında sürtünmeden dolayı herhangi bir basınç kaybı bulunmadığı kabul edilir. Gerçekte ise böyle bir çevrimin oluşması mümkün değildir [32].



Şekil 3.2. Basit ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi P-h diyagramı [32].

Hesaplamalar

Buharlaştırıcı (evaporatör) tarafından çekilen ısı, giren ısı; h_1

$$\dot{Q}_e = \dot{m} x (h_1 - h_4) = [\text{kW}] \dots \dots \dots (3.1)$$

Tersinir adyabatik sıkıştırma işi, kompresörün harcadığı iş, sistemin harcadığı iş;

$$W_{1-2} = W_k = \dot{m} x (h_2 - h_1) = [\text{kW}] \dots \dots \dots (3.2)$$

Yoğuşturucudan (kondenser) atılan ısı, çıkan ısı;

$$\dot{Q}_k = \dot{m} x (h_3 - h_2) = [\text{kW}] \dots \dots \dots (3.3)$$

Soğutucu akışkan debisi;

$$\dot{m} = Q_e / (h_1 - h_4) = Q_k / (h_3 - h_2) = W_k / (h_1 - h_2) \text{ [kg/s]} \dots\dots\dots(3.4)$$

Isıtma Tesinir Katsayısı;

$$\text{ITK} = \text{COP}_{\text{ip}} = Q_e / W_k = (h_1 - h_4) / (h_1 - h_2) \text{ [Birimsiz]} \dots\dots\dots(3.5)$$

Soğutma Tesinir Katsayısı;

$$\text{STK} = \text{COP}_{\text{sm}} = Q_k / W_k = (h_3 - h_2) / (h_1 - h_2) \text{ [Birimsiz]} \dots\dots\dots(3.6)$$

3.2.2. Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Absorpsiyonlu soğutma sistemi, soğutma amacıyla düşük dereceli enerji kaynaklarından gelen ısıdan yararlanmak için termal olarak çalıştırılan bir soğutma teknolojisi olarak tanımlanır. Absorpsiyon çevrimi, dolaşımdaki bir soğutucu akışkan, bir buharlaştırıcı, bir yoğunlaştırıcı ve bir genleşme cihazı kullanması bakımından buhar sıkıştırma çevriminin oldukça benzeridir. Soğutma yükü, soğutucu akışkanın evaporatörde buharlaşmasıyla karşılanır. Absorpsiyonlu soğutucu, kompresörü olmadığı için diğer soğutuculardan farklıdır. Bunun yerine soğutma üretmek için ısı kullanır. Absorpsiyonlu soğutucular hakkında dikkat edilmesi gereken ilginç bir nokta, geleneksel soğutucu akışkan kullanmamalarıdır. Bunun yerine soğutucu olarak su kullanırlar ve bu, ya amonyak ya da Lityum Bromür ile karıştırılır. Lityum Bromür daha yaygındır. Lityum bromür, su buharını kolayca emen katı bir tuz kristalidir. Su ve lityum bromür birlikte karıştırılabilir, ancak ısı eklerseniz ayrılacaktır. Su yükselecek ve buharlaşacak ve lityum bromür dibe çökecektir [34].

Bir absorpsiyon sistemi; jeneratör, kondansatör, evaporatör ve absorber olmak üzere dört ana bileşenden oluşur. Sistem, bir kompresör kullanmak yerine, ısı jeneratöre sağlandığında zayıf soğutucuyu yükseltmek taşımak için bir pompa kullanır. Evaporatörde, soğutucu akışkan soğutma amacıyla ısıyı emerek buharlaştırılır. Buhar daha sonra emicide aktif olarak soğutulan zayıf çözelti tarafından emilir. Daha sonra,

seyreltilmiş çözelti, soğutucu buharın çözülden termal olarak ayrıldığı ve yoğunlaştığı kondansatöre gönderildiği jeneratöre pompalanır. Daha sonra sıvı soğutucu fazı, bir genişleme valfi vasıtasıyla daha düşük bir basınca genişler ve evaporatör soğutucusunu oluşturmak için evaporatöre geri akar. Aynı zamanda güçlü çözelti, evaporatörden gelen soğutucu buharı emmek için bir ısı eşanjörü aracılığıyla absorbere geri kısılır, bu döngü işlem sırasında tekrarlanır [35].

Absorpsiyonlu soğutma çevrimi, buhar sıkıştırma sistemlerinde bulunan HCFC veya HFC soğutucu akışkanlar gibi küresel ısınma sıvılarını kullanmamalıdır. Bu absorpsiyon ünitelerinin önemli bir avantajıdır ancak soğutucu akışkan sızıntısının ozon tabakasına olan etkisi ve küresel ısınma üzerindeki çevresel etkilerinin sistemi çalıştırmak için gereken enerji üretiminden kaynaklanan CO₂ üretiminin küresel ısınma üzerindeki etkisine kıyasla minimum düzeyde olduğu açıktır. Absorpsiyonlu soğutucular, güç girdileri esas olarak elektrik değil, bir ısı kaynağı olduğu için çevre dostu olduğu söylenebilir [36].

3.2.3. İki Kademeli Soğutma Sistemleri

Basit buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi belli bir dereceye kadar verimli olmaktadır. İstenilen daha düşük sıcaklıklar için kademeli soğutma sistemleri tercih edilir. Kademesiz sıkıştırmada, sıkıştırma süreci sonunda sıcaklık çok yükseldiği için yağlama yağı yanabilir ve kompresörün parçaları da kolay aşınarak kısa sürede kullanılamayacak duruma gelebilir. Sıkıştırma süreci sonunda sıcaklığın yükselmesine engel olmak ve sıcaklık yükselmesinin sakıncalarını ortadan kaldırmak amacıyla kademeli sıkıştırma yöntemine başvurulur. Sıkıştırmada, sıkıştırma süreci sonunda ulaşabilecek sıcaklığın daha başlangıçta saptanması zorunluluğu vardır. Çünkü kademeli sıkıştırma yöntemine başvurulup vurulmayacağı, sıkıştırma süreci sonunda ulaşabileceği maksimum sıcaklık saptandıktan sonra ancak belirlenebilir. Genellikle, sıkıştırma süreci sonunda ulaşılabilir sıcaklığın (100 °C)'den daha büyük olmaması arzu edilir [37]. Kademesiz sıkıştırmada, buharlaştırıcıda sıcaklık sınırı (-15 °C) ve (-25 °C) arasında değişir. Bilindiği gibi, yoğuşma sıcaklığı ne kadar düşük olursa buharlaştırıcıda elde edilebilen sıcaklık da o kadar düşük olur.

3.2.4. Kaskad Soğutma Çevrimi

Bazı özel endüstriyel uygulamalarda, gıda depolama veya özel laboratuvar çalışmaları çok düşük sıcaklıklarda soğutma gerektirir [38]. Bu tür uygulamalar için tek kademeli buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi kullanıldığında, kondenser basıncı çok yüksek ve evaporatör basıncı çok düşüktür. Bu durum, kondenser basıncının soğutucu akışkan kritik nokta basıncının üzerine çıkmasına, evaporatör basıncının çok düşük olması sonucu soğutucu akışkan katılma sıcaklığına yaklaşmasına veya kompresör veriminin çok düşmesine ve benzeri sorunlara neden olabilir. Bunu önlemek için düşük sıcaklıkların gerekli olduğu uygulamalarda, iki veya daha fazla buhar sıkıştırma çevriminin kullanıldığı kaskad soğutma sistemleri yapılmaktadır. Kaskad soğutma sistemleri, soğutma için iki adet buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemini birleştirerek çok düşük buharlaşma sıcaklıkları elde etmek için tasarlanmış sistemlerdir[27].

3.3. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR VE KARIŞIMLARI

Bir soğutma çevriminde, ısının bir ortamdan diğerine aktarılmasında ara ürün olarak kullanılan soğutucular, genellikle sıvıdan buhara (soğutucu akışkan buharlaştırıcı devresinde) ve buhardan sıvıya (Kondenser-Kondenser devresi) dönüşerek ısı alışverişini sağlar. Bu, özellikle buhar sıkıştırma döngüleri için geçerlidir [39].

Soğutucu akışkanların soğutma işlevini yerine getirebilmesi için bazı fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip olması gerekir. Soğutucunun gerektirdiği özellikler, uygulama ve çalışma koşullarına bağlı olarak değişir. Soğutucunun bazı özellikleri çalışma durumuna ve koşullarına bağlı olarak daha önemlidir ve bu durumda diğer özellikler göz ardı edilebilir [39].

Soğutucu akışkan soğutma işleminde tekrar kullanılamaz ve zamanla çevreye atılır; Natural çevrenin kirlenmesine, atmosferdeki sera etkisinin artmasına ve güneşten gelen zararlı ışınları engelleyen ozon tabakasının tahribatına sebep olmuştur. Bu negatif gelişmeler, yeni doğacı alternatif soğutucu akışkanlar üzerinde çalışmalar ve araştırmalar başlatmıştır [40]. Şu ana kadar soğutma sistemlerinde çeşitli gazlar kullanılmıştır. Bu çalışmada soğutucu akışkan düşük sıcaklık çevriminde R32,R290,R600a, yüksek sıcaklık çevriminde R407C kullanılmıştır.

R32: Kimyasal ismi “diflorometan” olarak adlandırılan gazdır. Karışım halinde olan R410A soğutucu akışkanının bir bileşeni olarak uzun yıllar kullanılmıştır (R410A; %50 R32, %50 R125’in bir karışımıdır) [41].



Şekil 3.3. Deney sisteminde kullanılan R32 soğutucu akışkan.

R32 aynı zamanda 0'lık bir ozon tüketme potansiyeline sahipken, soğutucu akışkan, R410A'nın GWP'sinin yalnızca yaklaşık 1 / 3'üne sahiptir. Şu anda R410A, gelişmiş ülkelerde en yaygın olarak kullanılan soğutucudur. Bununla birlikte, R410A'nın tamamı R32'ye dönüştürülürse, 2030'da HFC'lerden küresel ısınmaya olan etki, devam eden R410A kullanımına kıyasla yaklaşık 800 milyon ton CO₂ eşdeğeri (% 19) oranında azalacaktır [42].

R407C: R407C, R32, R125 ve R134a'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %20 / 40 / 40, %10 / 70 / 20 ve % 23 / 25 / 52 oranlarında) ve R502 için alternatif kabul edilen bir karışımlardır. R407C, ağırlıklı olarak ticari ve konut tipi klima sistemlerinde kullanılır ve R22'ye çok benzer özelliklere sahiptir. Yeni soğutucu ekipmanlarda R22'ye alternatif olarak kullanılmaktadır [26].



Şekil 3.4. Deney sisteminde kullanılan R407C soğutucu akışkan.

Çizelge 3.1. Soğutucu olarak kullanılan maddelerin fiziksel ve termodinamik özellikleri.

Gaz (ASHRAE No)	ODP	GWP	Moleküler Ağırlığı (kg/mol)	Kaynama Noktası (1 bar °C)	Kritik Sıcaklık (°C)	Kritik Basıncı (bar)	Alternatif Olduğu Gaz
R32	0	675	52	-52	78	54	R410A
R290	0	3	44,10	-42,10	96,8	42,6	
R600a	0	3	58,13	-11,7	135	3,65	
R407C	0	1774	86	-44	86	46	R22

3.3.1. Soğutucu Akışkan Çevresel Etkileri

1974 yılında M.J.Molina ve F.S.Rowland, CFC'nin yüksek frekanslı mor ötesi ışık altında ozonun katalitik olarak ayrıştırma yeteneğine sahip olduğunu ve 60 yıl içerisinde ozon tabakasını %7 oranında aşındıracağını bildiren bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışma sonucunda 1978 yılında Amerika'da aerosol spreylerde CFC kullanımı yasaklanmıştır [43]. Ozon tabakasının aşınması probleminin temelinde, CFC'nin doğası gereği sahip olduğu ve onu bir soğutucu akışkan olarak avantajlı kılan 'kararlılık' özelliği yatar. CFC'ler parçalanmaları son derece zor olduğundan, stratosfere geçene kadar uzun yıllar boyunca atmosferde kalırlar. Burada yoğun mor ötesi güneş radyasyonunun varlığı ile moleküller parçalanır ve bu parçalanma

sonucunda klor iyonu açığa çıkar. Ozon moleküllerini oksijen moleküllerine dönüştüren bu serbest klor iyonlarıdır [27].

3.3.1.1. (ODP) Ozon Yıkım Potansiyeli

Ozon tabakası tahribatına neden olan Klor (Cl) ve Brom (Br) içeren tüm soğutucular, değişen oranlarda ozon tahribatına neden olmaktadır. Bir maddenin ozon tabakasına zarar verme riskini ifade eden ozon tüketme potansiyeli ODP'si olarak kabul edilen R11 molekülü referans alınarak ifade edilir [44]. Kloroflorokarbon (CFC) yüksek ODP değerlerine sahip maddeler olmakla beraber, Hidrokloroflorokarbon (HCFC) ozon tüketme potansiyeline sahip olmalarına rağmen bu oran çok düşük olduğundan, 2030 yılına kadar denetim altında olmak kaydı ile kullanılmalarına izin verilmiştir [45].

3.3.1.2. (GWP) Küresel Isınma Potansiyeli

Ozon tahribatının yanı sıra bir başka zararlı etki de sera etkisidir. Küresel Isıtma Etkisi olarak tanımlanan bu değer de soğutucu seçiminde önemli bir etkidir. Sera gazı ve gezegen ısınmasının etkisinin bir göstergesidir. Küresel Isınma Potansiyeli 1 GWP olan karbondioksit (CO₂) referans alınarak hesaplanır [44].

BÖLÜM 4

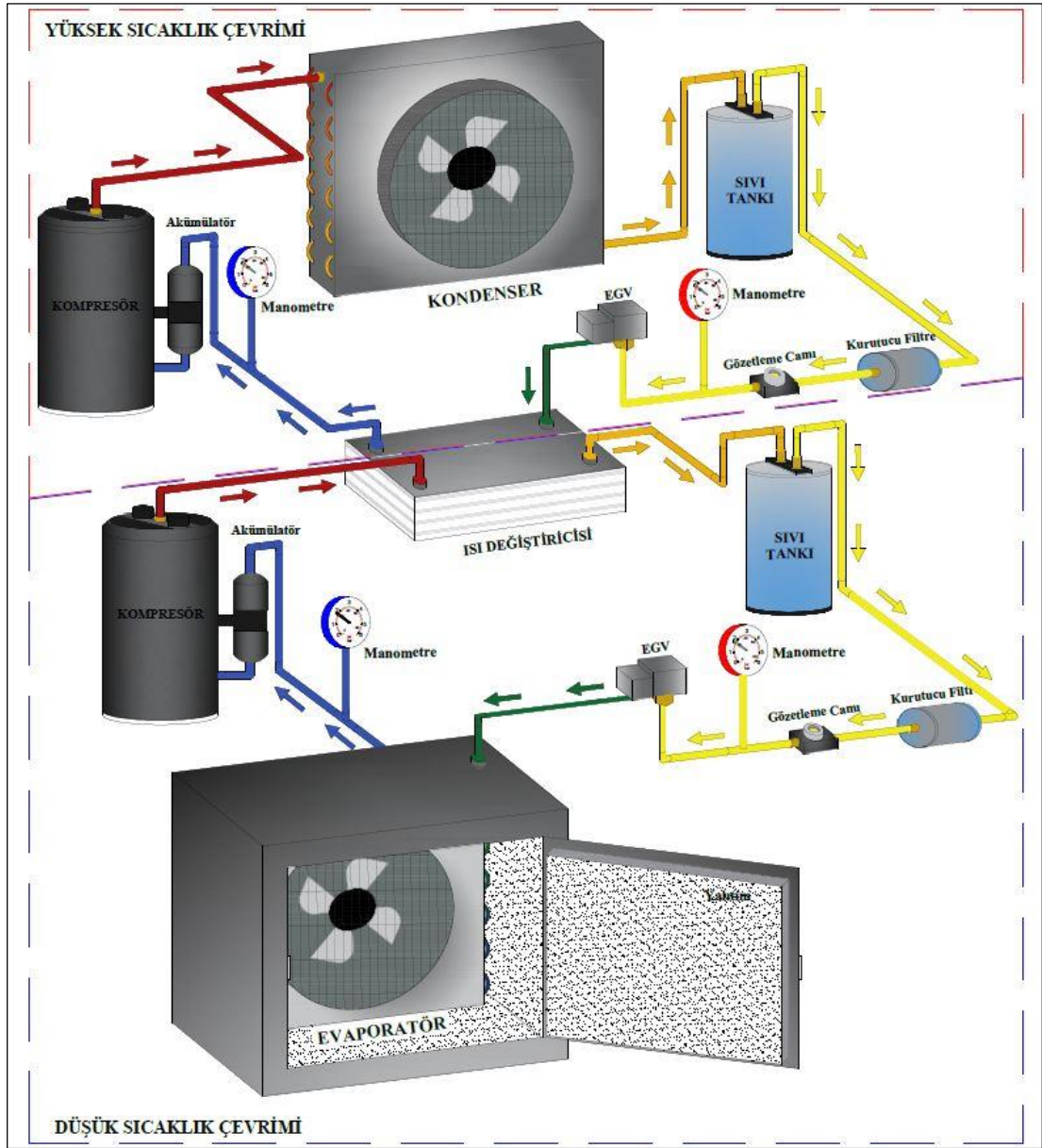
KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

Soğutma teknolojisi, insan yaşamında önemli bir rol oynar; günlük yaşamda, ticaretle ve endüstriyel üretimde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bununla birlikte, bazı uygulamalarda örneğin hızlı dondurma ve donmuş gıdaların depolanması, evaporatör de oldukça düşük sıcaklıklar (-40 ile -50 ° C arasında değişen) yüksek sıkıştırma oranı veya ısı eşanjöründe yüksek sıcaklık farkı gerektirir. Bu nedenle, soğutma sisteminin düşük buharlaşma sıcaklığında uygulanması ciddi şekilde sınırlıdır. Bu nedenle, kaskad soğutma sisteminin daha düşük soğutma sıcaklıklarına ulaşması önerilmiştir. Kaskad soğutma sistemi örneğin, tıp için kriyoprezervasyon ve kriyojenik alanında geniş bir uygulama alanına sahip olup aynı zamanda gıda, süpermarket, küçük soğutma cihazları, klima vb. gibi ürünlerin depolanması ve dağıtımında da yaygın olarak kullanılmaktadır. Sistem, yalnızca daha düşük bir buharlaşma sıcaklığında uygun bir buharlaşma basıncına değil, aynı zamanda ortam sıcaklığında orta bir yoğunlaşma basıncına da uyum sağlayabilir [46].

Kaskad soğutma sistemi, yüksek sıcaklık çevrimi (YSC) ve düşük sıcaklık çevrimi (DSC) olarak adlandırılan iki devreden oluşmaktadır. İki devre, YSC'nin kondenser ve DSC'nin evaporatör olarak eşzamanlı kullanılan bir ısı eşanjörünün vasıtasıyla birbirine bağlanır. Kaskad soğutma sisteminin dezavantajlarından biri ise yüksek elektrik tüketimidir.

Kaskad soğutma sisteminde, soğutucu gaz seçiminin sistem performansı üzerinde büyük etkisi vardır. Soğutucu gaz seçiminde, termodinamik özellikleri ile beraber, yanıcılık, patlayıcılık, düşük kaynama sıcaklığı ve atmosferik çevre dostu olma gibi fiziksel ve kimyasal özellikleri de dikkate alınmalıdır.

Soğutucu akışkan olarak R32, R290, R600a ve R407C kullanılan iki kademeli soğutma çevrimi gösterilmektedir. İki kademeli soğutma sistemi iki ayrı buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemlerinden oluşmaktadır. Isı değiştirici birinci kademedeki (YSÇ) soğutma sisteminin (R407C) evaporatör, ikinci kademe (DSÇ) sisteminin (R32, R290, R600a) kondenser olmaktadır. Dolayısıyla ikinci kademe sistemin kondenser yoğuşma sıcaklığı düşürülmekte, sonuçta ikinci kademe soğutma sisteminin evaporatörü de istenilen sıcaklığına daha kolay ulaşılmaktadır [38].



Şekil 4. 1. Kaskad soğutma sisteminin genel gösterimi.

Yukarıda Şekil 4.1.'de verilen iki kademeli kaskad soğutma sisteminde (R407C/ R32, R290, R600a) harcanan enerji; birinci kademe kompresörü, ikinci kademe kompresörü, birinci kademe kondenser fanı ve ikinci kademe evaporatör fanında tüketilen enerjilerinin toplamına eşittir [38].

$$EER = \frac{Q_{Evap\ 2}}{Q_{Komp\ 1} + Q_{Komp\ 2} + Q_{Evap\ Fanı} + Q_{Kondenser\ Fanı}} \dots\dots\dots(4.1)$$

Soğutma kapasitesinin ikinci kademe evaporatör de elde edilen soğutma enerjisine eşit olduğu bilindiği için EER değeri aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır [38].

4.1. KASKAD ÇALIŞMA PRENSİBİ

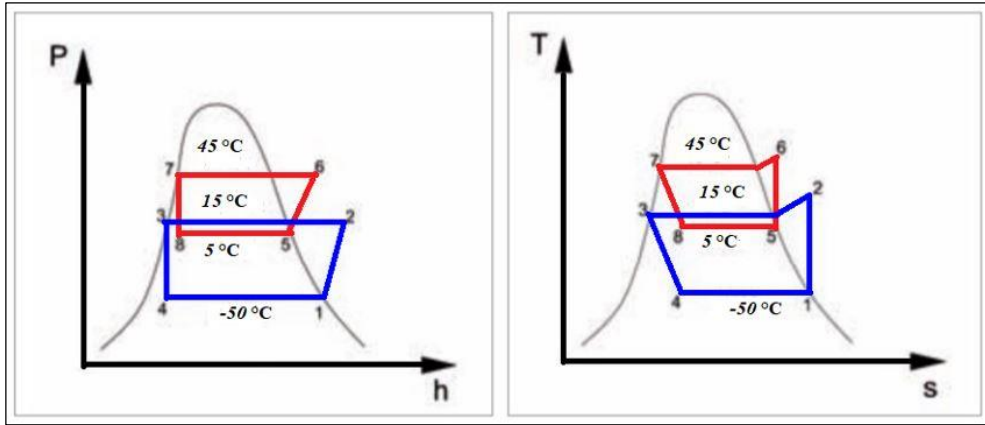
İki kademeli (kaskad) sisteminde, düşük sıcaklık çevriminin (DSÇ) soğutucu akışkan buharının yoğunlaştırıldığı yer olan evaporatör-kondenser olarak adlandırılan ısı değiştirici, ısıyı yüksek sıcaklık çevrimindeki (YSÇ) akışkana atmasına rağmen iki bağımsız soğutma çevrimi birleştirilir. Böylece, evaporatör-kondenser biraz orta seviyeli basınç/sıcaklıkta yüksek sıcaklık devresi için evaporatör ve düşük sıcaklık devresi için kondenser olarak çalışır. Yüksek sıcaklık çevriminin kondenseri, geleneksel buhar sıkıştırma ünitelerine benzer şekilde çevre havası soğutulur. Soğutma, düşük sıcaklık çevriminin evaporatöründe elde edilir. İki devreyi dengelemek için daha düşük kademe tarafından atılan ısı daha yüksek kademe tarafından emilmek zorundadır. Kaskad sistemin her çevriminde, istenilen sıcaklığa en uygun olan farklı bir soğutucu akışkan kullanır. Kaskad çevrimleri arasındaki sıcaklık, tüm sistemin performans katsayısını (COP) belirlemede önemli bir faktördür. Sıcaklık farkı ne kadar büyükse, sistemin COP 'si o kadar düşük olur [33].

Kaskad sistemdeki iki çevrimin bağlantısı, yüksek sıcaklık çevrimi (YSÇ) evaporatörü ve düşük sıcaklık çevrimi (DSÇ) kondansatörü olarak görev yapan bir ısı eşanjörü vasıtasıyla yapılır. Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiş ve eşanjör iyi yalıtılmışsa, eşanjörde düşük sıcaklık çevrim akışkanının verdiği ısı, üst çevrim akışkanının aldığı ısıya eşit olur [32].

Kaskad sistemin performans katsayısı COP, evaporatörde üretilen soğutma etkisinin sistemdeki bütün kompresörlerdeki toplam iş girişine oranı olarak tanımlanır [33].

4.2. KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİN P-h VE T-s DİYAGRAMLARINDA GÖSTERİLMESİ

R407C / R32 soğutucu akışkan çiftinin kullanıldığı kaskad soğutma sistemi verilmektedir. Burada yüksek sıcaklık çevriminde (yardımcı soğutma devresinde) soğutucu akışkan olarak R407C kullanılmıştır. İkinci kademede düşük sıcaklık çevriminde ise (ana soğutma devresi) soğutucu akışkan olarak R32,R290,R600a kullanılmıştır. Kaskad soğutma sistemin P-h ve T-s diyagramında gösterilmesi Şekil 4.2.'de verilmektedir. P-h diyagramında mavi renk ile gösterilen çevrim R32'li sistemi, (yoğuşma sıcaklığı: 15°C, buharlaşma sıcaklığı -50°C) kırmızı renk ise, R-407C'li soğutucu akışkan kullanan çevrimi (yoğuşma sıcaklığı: 45°C-buharlaşma sıcaklığı 5°C) ifade etmektedir.



Şekil 4.2. P-h ve T-s diyagramı

Kaskad soğutma çevrimi iki farklı soğutma çevriminden oluşmaktadır. 1. kademede R407C soğutucu akışkan kullanılırken, 2. kademede ise R32 soğutucu akışkan olarak kullanılmaktadır. Bu sistemde 1. kademe için; (5-6) arası kompresörde sıkıştırma, (6-7) kondenser de yoğunlaşma, (7-8) elektronik genişleme valfi ve (8-5) arası evaporatör de buharlaşma işlemlerini göstermektedir. Aynı şekilde ikinci kademede ise (1-2) arası kompresörde sıkıştırma, (2-3) kondenser de yoğunlaşma, (3-4) elektronik genişleme valfi ve (4-1) arası evaporatör de buharlaşma işlemlerini göstermektedir.

4.3. TERMODİNAMİK HESAPLAMALAR

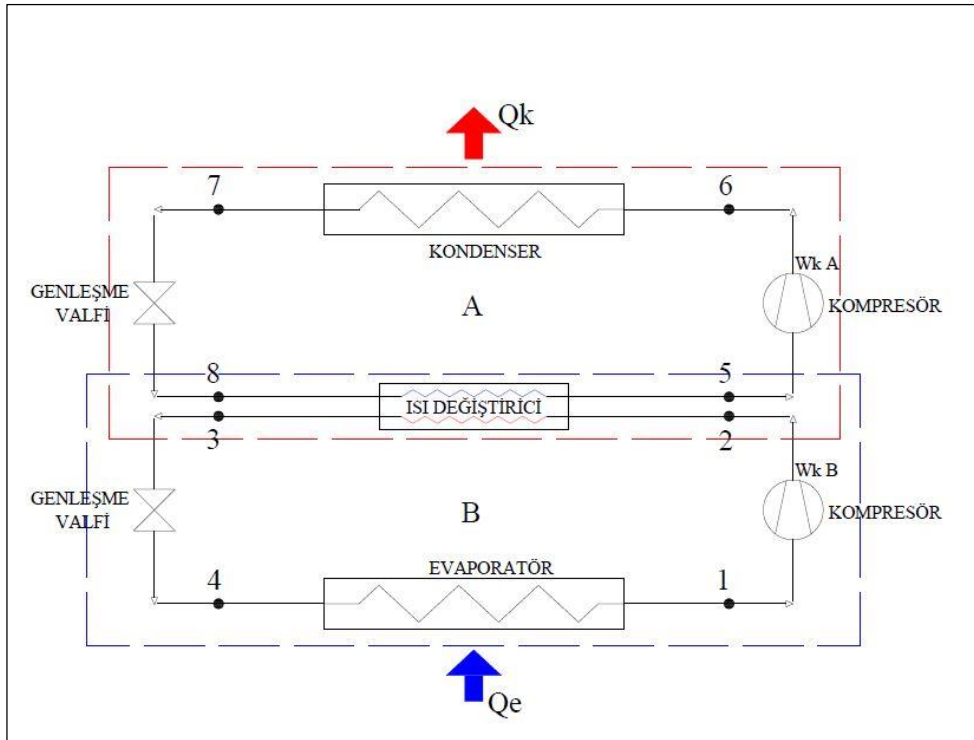
CoolPack programı üzerinde kompresör, kondenser, evaporatör kapasiteleri hesaplanmıştır. Kaskad soğutma çevrimi iki farklı akışkanla çalıştığı için önce soğutucu akışkan R407C'nin termodinamik özellikleri hesaplanmıştır. R407C/R32 kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizleri yapılırken aşağıdaki kabuller yapılmıştır: Borularda ve sistem elemanlarında ısı kayıpları ve basınç düşümleri ihmal edilmiştir.

Sistemin Evaporatör kapasitesi 1 kW olarak kabul edilmiştir.

Evaporatör sıcaklığı $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak alınmıştır.

Kondenser sıcaklığı $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak alınmıştır

Bu analizler yapılırken, sistem elemanları arasındaki basınç kayıpları, kompresörden, genişleme valfinden ve boru hatlarından çevre ortama olan ısı geçişi, soğutmanın akışı esnasında kinetik ve potansiyel enerjideki değişimler ihmal edilmiş, sistem elemanlarının sürekli rejime göre çalıştığı varsayılmıştır.



Şekil 4.3. Kaskad soğutma sistemi çevriminin şeması.

Ekserji ve entropi hesaplarında ortam (çevre) sıcaklığı (T_0) 25°C (298 K), (T_F) soğutulacak mahal, ($T_{Kond.}$) kondenser yüzey ve (T_{Evap}) evaporatör yüzey sıcaklığı olarak kabul edilmiştir. Kaskad soğutma sistemi için kütle ve enerji korunumu denklemleri kullanılarak aşağıdaki eşitlikler yazılabilir:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_B \dots \dots \dots (4.2)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_A \dots \dots \dots (4.3)$$

$$\text{Kondenser gücü: } \dot{Q}_k = \dot{m}_A X (h_7 - h_6) \dots \dots \dots (4.4)$$

$$\text{Entropi: } \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_A X (S_7 - S_6) - \dot{Q}_k / T_{Kond.} \dots \dots \dots (4.5)$$

$$\text{Ekserji: } \dot{X}_{\text{kayıbı}} = \dot{m}_A X (h_6 - h_7 - T_0 X (S_6 - S_7)) \dots \dots \dots (4.6)$$

$$\text{Evaporatör gücü: } \dot{Q}_e = \dot{m}_B X (h_1 - h_4) \dots \dots \dots (4.7)$$

$$\text{Entropi: } \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_B X (S_1 - S_4) - \dot{Q}_e / T_{Evap} \dots \dots \dots (4.8)$$

$$\text{Ekserji: } \dot{X}_{\text{kayıbı}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right) X \dot{Q}_e + \dot{m}_B X (h_1 - h_4 - T_0 X (S_4 - S_1)) \dots \dots \dots (4.9)$$

$$\text{Kompresör A gücü: } W_{kA} = \dot{m}_A X (h_6 - h_5) \dots \dots \dots (4.10)$$

$$\text{Entropi: } \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_A X (S_6 - S_5) \dots \dots \dots (4.11)$$

$$\text{Ekserji: } \dot{X}_{\text{kayıbı}} = \dot{W}_{kA} + \dot{m}_A X (h_6 - h_5 - T_0 * (S_6 - S_5)) \dots \dots \dots (4.12)$$

$$\text{Kompresör B gücü: } W_{kB} = \dot{m}_B X (h_2 - h_1) \dots \dots \dots (4.13)$$

$$\text{Entropi: } \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_B X (S_2 - S_1) \dots \dots \dots (4.14)$$

$$\text{Ekserji: } \dot{X}_{\text{kayıbı}} = \dot{W}_{kB} + \dot{m}_B X (h_2 - h_1 - T_0 X (S_2 - S_1)) \dots \dots \dots (4.15)$$

$$\text{Isı Eşanjörünün Enerji Dengesi: } \dot{m}_B X (h_2 - h_3) = \dot{m}_A X (h_5 - h_8) \dots \dots \dots (4.16)$$

$$\text{Entropi: } \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_B X (S_2 - S_3) - \dot{m}_A X (S_5 - S_8) \dots \dots \dots (4.17)$$

$$\text{Ekserji: } \dot{X}_{\text{kayıbı}} = \dot{m}_B X (h_8 - h_5 - T_0 X (S_8 - S_5)) - \dot{m}_B X (h_3 - h_2 - T_0 X (S_3 - S_2)) \dots \dots \dots (4.18)$$

COP kaskad soğutma sistemin etkinlik katsayısı olup, \dot{Q}_E düşük sıcaklık çevrimde evaporatör tarafından çekilen ısıyı \dot{W}_{kA} ve \dot{W}_{kB} sırayla yüksek ve düşük sıcaklık çevrimindeki kompresörlerin çektiği güçleri ifade etmektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{kA} + \dot{W}_{kB}} \dots \dots \dots (4.19)$$

Sistem İkinci Kanun Verimliliği:

$$\dot{W}_{izentropik} = \dot{Q}_e \left(\frac{T_0}{T_B} - 1 \right) \dots \dots \dots (4.20)$$

$$\dot{W}_{gerçek} = \dot{W}_{kA} + \dot{W}_{kB} \dots \dots \dots (4.21)$$

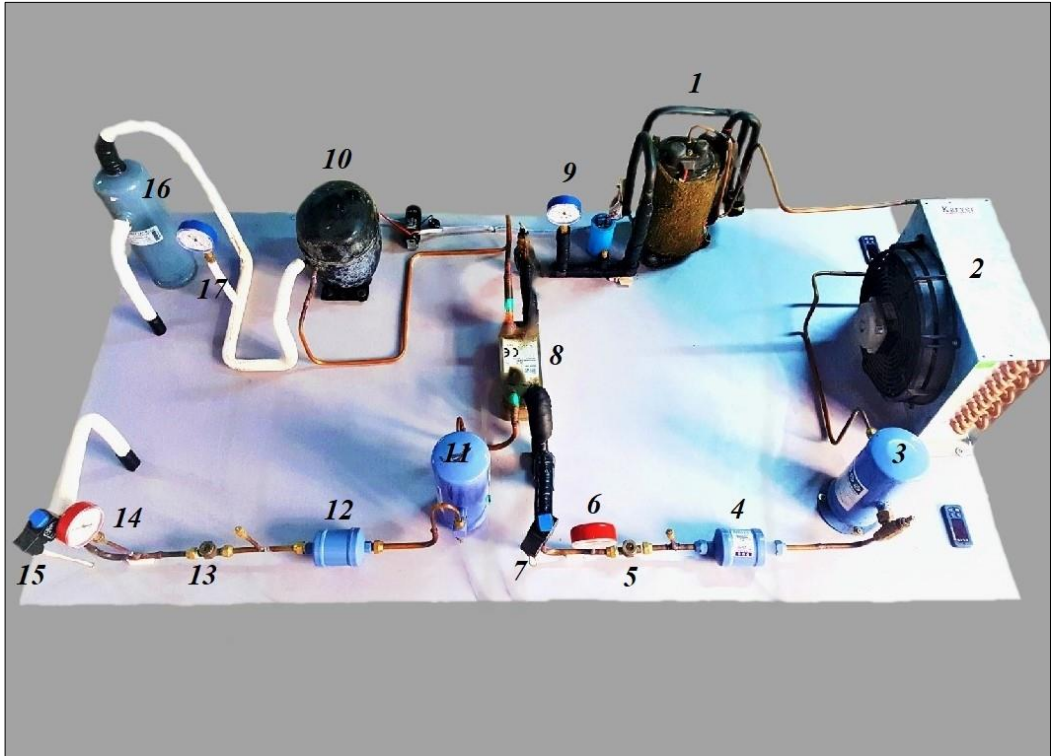
$$\eta_{II} = \dot{W}_{izentropik} / \dot{W}_{gerçek} \dots \dots \dots (4.22)$$

BÖLÜM 5

MATARYEL VE METOT

5.1. MATARYEL

Bu çalışmada, R-32/R-407C, R-32-R290/R-407C, R-32-R290-600a/R-407C soğutucu akışkan çiftlerini kullanan bir kaskad soğutma sistemi üzerinde çalışıldı. Deney sisteminin kaçak testi, düşük basınçlı hatlar ve soğutma gerçekleşecek odanın yalıtımı yapılarak sisteme soğutucu akışkan transfer edildi. Şekil 5.1.'de kaskad soğutma sistemi ve sistem elemanları, Şekil 5.2.'de deney düzeneği ve soğutulacak mahal görülmektedir.



Şekil 5.1. Kaskad soğutma sistemi deney düzeneği ve sistem elemanları.



Şekil 5.2. Kaskad soğutma sistemi deney düzeneği.

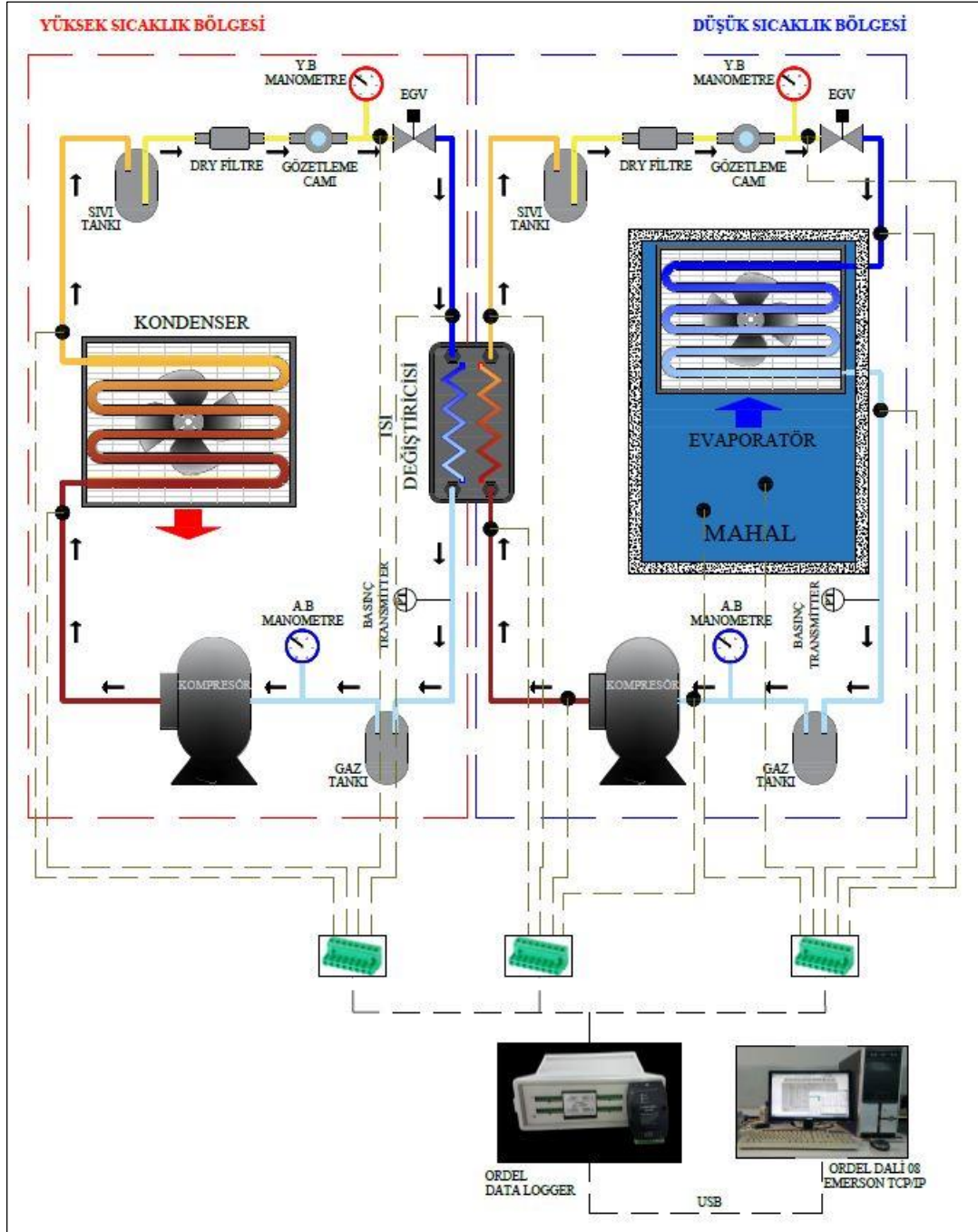
Şekil 5.1 ve Şekil 5.2’de gösterilen numaralandırılmış deney düzeneği ve çevrim elemanları Çizelge 5.1’de verilmiştir.

Çizelge 5.1 Deney düzeneği çevrim elemanları.

DENEY DÜZENEGİ ÇEVİRİM ELEMANLARI		
Yüksek Sıcaklık Çevrimi		Marka Model
1-	R407C Kompresör (Rotary)	Panasonic Matsushita - 4PS164
2-	Kondenser	Karyer - KT 1/2 HP DAV
3-	Sıvı tankı	Erdem Soğutma – ESSLR 01 Vertical
4-	Dryer (Kurutucu Filtre)	Erdem Soğutma – ESSD
5-	Gözetleme camı	SANHUA / SYJ-A00060
6-	Yüksek basınç manometresi	Refco
7-	Elektronik genişleme valfi (EGV)	Alco Controls / EX2-I00
8-	Plakalı ısı değiştirici (Yüksek Sıcaklık Çevrimi Evaporatörü)	Ekin Endüstriyel / Mit MB-01 28 Plaka
9-	Alçak basınç manometresi	Refco
Düşük Sıcaklık Çevrimi		
8	Plakalı ısı değiştirici (Düşük Sıcaklık Çevrimi Kondenseri)	Ekin Endüstriyel / Mit MB-01 28 Plaka

10-	R404A kompresörü (Hermetik)	Embreco Aspera -NEK 2134 GK
11-	Sıvı tankı	Erdem Soğutma – ESSLR 01 Vertical
12-	Dryer (Kurutucu Filtre)	Erdem Soğutma – ESSD
13-	Gözetleme camı	SANHUA / SYJ-A00060
14-	Yüksek basınç manometresi	Refco
15-	Elektronik genişleme valfi (EGV)	Alco Controls / EX2-I00
16-	Akümülatör	Gökçeler Soğutma / LTAG 6-28
17-	Alçak basınç manometresi	Refco
18-	Evaporatör	
19-	Soğutulacak mahal	

Şekil 5.3'te çevrim şeması sistem elemanları ve ölçüm noktaları gösterilmiştir. Belirtilen ölçüm noktalarından sıcaklık, basınç ölçümler bilgisayar ortamında Emerson ve Data logger (DALİ 08) programları ile ele alınmıştır.



Şekil 5.3. Kaskad soğutma sisteminin genel şekli ve ölçüm noktaları.

5.1.1. Elektronik Genleşme Valfi

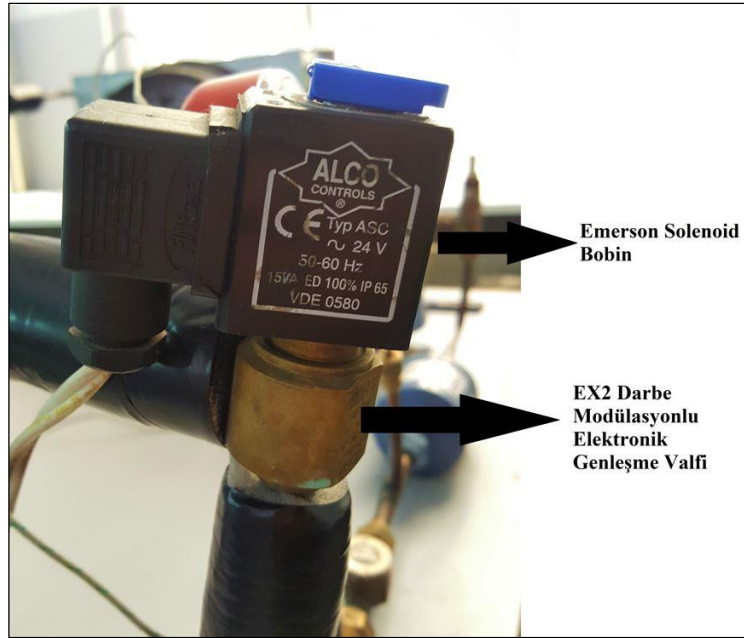
Genleşme valfleri, soğutma sisteminin temel elemanlarıdır. Soğutucu akışkanın basıncını arzu edilen buharlaştırıcı basıncına düşürmeye yarayan elemanlardır. Genleşme valfine yüksek sıcaklık ve basınçta giren soğutucu akışkan, düşük sıcaklık ve basınç değerlerine ulaşır. Soğutma sistemlerinde temel genleşme elemanı olarak

kılcal boru kullanılırken, günümüzde gelişen teknoloji ile birlikte, termostatik genişleme valfleri, sonrasında da elektronik genişleme valfleri kullanılmaya başlanmıştır.

Bir soğutma sistemine bakarsak; ana elemanlarının evaporatör, kompresör, kondenser ve genişleme vanası olduğunu görebiliriz. Evaporatör; ortamdaki gelen tüm istenmeyen ısıyı toplar ve bunu soğutucuya aktararak soğutucunun kaynamasına ve buharlaşmasına neden olur. Kompresör; düşük basınç, düşük sıcaklıkta hafifçe aşırı ısıtılmış buharı olan bu buharlaştırılmış soğutucuyu emer ve daha sonra bunu daha küçük bir hacme sıkıştırarak yüksek basınçlı, yüksek sıcaklıkta kızgın buhar olmasına neden olur. Soğutucu akışkan daha sonra istenmeyen ısının soğutucudan çekildiği ve atmosfere atıldığı kondenser hareket eder. Bu, soğutucunun bir sıvıya yoğunlaşmasına neden olur, böylece kondenser çıktığında yüksek basınçlı, orta sıcaklıkta doymuş bir sıvı olur. Daha sonra genişleme valfine geçer. Genişleme valfi, kondenser ile evaporatör arasında bir basınç farkına neden olur, yüksek basınçlı sıvı soğutucuyu geri tutar ve evaporatöre ne kadar sızacağına karar verir. Termostatik genişleme valfleri, buharlaştırıcı çıkışındaki akışkanın sıcaklığına göre buharlaştırıcıya giden akışkan oranını ayarlamaktadır. Termostatik genişleme valflerinde bakır borudan oluşan bir ucu buharlaştırıcı çıkışındaki hatta monte edilerek sıcaklığın algılanması istenir ve böylece buharlaştırıcıya girecek olan soğutucu akışkan miktarı genişleme valfinin içerisindeki mekanik sistem sayesinde ayarlanmaktadır. Bunlar soğutma sistemlerinde çok yaygındır, ancak hiçbir yerde elektronik genişleme vanası kadar verimli veya hassas değildirler [47].

Elektronik genişleme vanalarının kullanımı giderek artmaktadır ve günümüzde teknolojisi giderek gelişmekte olup, istenilen ürünlerin taleplerini karşılayacak şekilde gelişmiştir. Bununla birlikte elektronik valflerin maliyeti, basit ve mekanik termal genişleme valfinden çok daha yüksektir. Elektronik genişleme valfleri bu nedenle, çoğunlukla büyük sistemlerde ve hassas kontrol gerektiren sistemlerde bulunur. Ayrıca, yeniden programlamadan sonra farklı soğutucu akışkanlar için de aynı valf kullanılabilir. Elektronik genişleme valfleri, sıcaklık veya basınç sensörleri tarafından kontrol edilir. Elektronik düzenleme ünitesi, sistemin herhangi bir noktasında sıcaklık ve basınçtaki farklılıkları düzeltecek şekilde programlanabilir [48]. Superheat (Sh)

değerinin istenen değerine ulaştırılmasıyla elektronik genişleme valf kontrolü yapılır. Uygulamanın veya soğutma sisteminin verimini artırmak, gereksiz soğutucu şarjlarından kaçınmak, kompresörün ömrünü korumak ve evaporatörden optimum düzeyde yararlanmak için sistemin özelliklerine göre istenilen SH değeri seçilir. Superheat, evaporatör çıkışına takılan 2 sensör kullanılarak hesaplanan bir değerdir. Soğutucu akışkanın sıcaklığını ölçmek için evaporatör çıkış borusuna bir sıcaklık sensörü bağlanmıştır. Bu sensörden sonra aynı hatta soğutucu akışkanın basıncını ölçen sensör bağlanır. Superheat, soğutucuya göre ölçülen basıncın eşdeğer sıcaklığı ile soğutucunun ölçülen sıcaklığı arasındaki farktır.

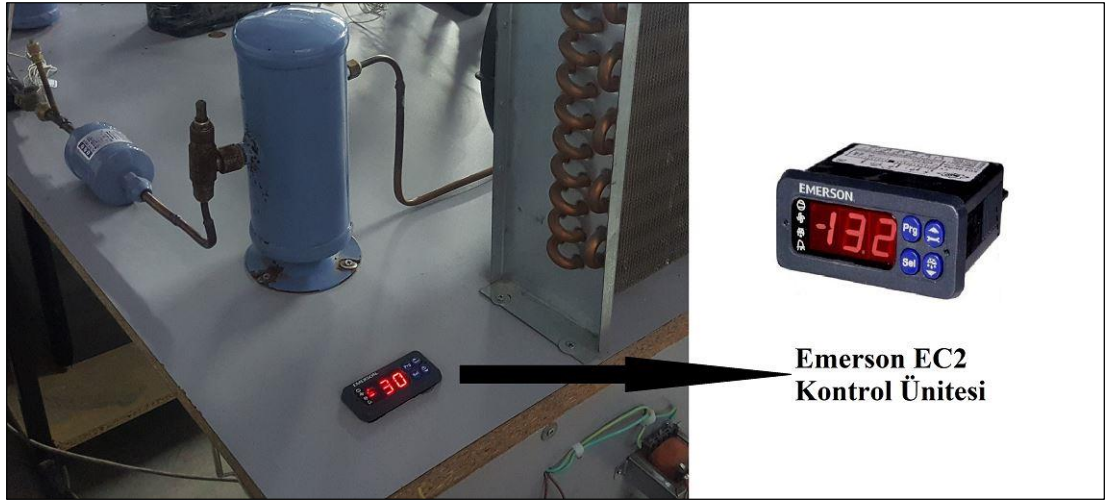


Şekil 5.4. Kaskad soğutma sisteminde kullanılan elektronik genişleme Valfi (EGV).

Şekil 5.4. gösterilen Elektronik genişleme valfi, elektronik olarak kontrol edilen bir solenoid valftir. Bir genişleme valfi olarak çalışırken ON / OFF kontrolü kullanılır. Tipik olarak 6 saniye olan bir döngü süresi boyunca, valf bir kez açılır ve kapatılır. Genleşme vanasının kapasitesi, yani içinden geçen soğutucu akışkan miktarı, açma ve kapama süreleri arasındaki ilişki ile belirlenir. Bir sürücü devresi, doğru superheat seviyesine ulaşmak için vananın açılıp kapanmasını kontrol eder. Sürücü devresine girişler, evaporatör çıkışındaki sıcaklık ve basınçtır. Ölçülen sıcaklık ve basınç değerleri sayesinde kontrol devresi elektronik valfi ON / OFF kontrolüne yön verir. Soğutucu akışkan talebi yüksek olduğunda (yüksek soğutma kapasiteleri), vana

neredeşye 6 saniye boyunca açık kalır. Talep çok düşük olduğunda (düşük soğutma kapasiteleri), vana sadece 6 saniyenin bir kısmında açılır. Kompresör kapatıldığında, valf kapanır ve bir solenoid valf olarak işlev görür. Sistemde, soğutucu akışkan miktarının yetersiz oluşu, valf kapasitesinde bir azalmaya neden olacaktır yani soğutucu akışkan akışı azalacak ve yetersiz soğutucu geçecektir [48].

Elektronik genişleme valfi, basınç farkı veya soğutma kapasitesindeki değişiklikler gibi çalışma koşullarındaki büyük değişikliklerde bile tatmin edici bir şekilde çalışabilir. Valf kapasitesi, basitçe açma ve kapama süresi arasındaki ilişki değiştirilerek ayarlanır [48].



Şekil 5.5. Emerson'un EC2 kontrol ünitesi.

Deney sisteminde; iki adet EX2 soğuk odalar için değiştirilebilir deliklere sahip, darbe genişliği modüle edilmiş elektronik genişleme valfleri kullanılmıştır. EX2 Serisi elektronik olarak kontrol edilen bir genişleme cihazıdır. Bu valfler ile çok hassas bir sıcaklık kontrolü sağlayabilir. Kapasite, darbe genişlik modülasyonu ile tanımlanır. EX2, gerekli elektrik gücünü sağlayan herhangi bir elektronik sistem tarafından çalıştırılabilir. Elektronik genişleme valfleri, Emerson'un EC2 ünitesi ile kontrol edilmektedir. Emerson'un EC2 kontrol ünitesi, 24V AC besleme ile çalışan EX2 valfi ile birlikte kullanılmaktadır. Bir EC2 kontrolörü ile vana 6 saniyelik bir darbe genişliği döngüsü ile çalışır ve kısmi kapasite, gerçek darbe süresini 6 saniyeye göre oranlayarak hesaplanabilir yani 3 sn. darbe genişliği döngü süresi % 50 valf

kapasitesidir. EX2 valfını çalıştıran standart Alco Solenoid Bobin (ASC) bobini, geniş bir AC veya DC voltaj aralığında mevcuttur [49]. Emerson'un EC2 kontrol ünitesinin kurulumu yapıp çalışır hale getirildikten sonra, yalnızca Ethernet kablosunu takmak ve varsayılan IP adresini web tarayıcısına yazmak gerekir. İzleme sayfasını otomatik olarak görüntüleyecektir. Verileri daha sonra grafiksel görselleştirmek için PC'ye depolama işlevi de mevcuttur.

5.1.2 Isı Değiştiricisi

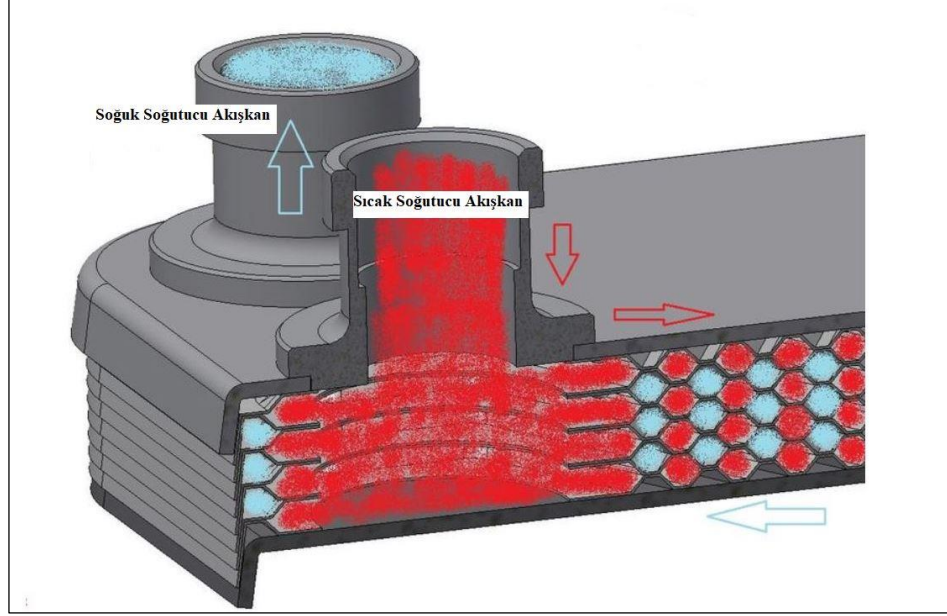
Mühendislik uygulamalarında en önemli ve en çok karşılaşılan konulardan birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı transferidir. Deney sisteminde kullanılan iki farklı soğutucu akışkan arasında ısı transferi istenildiği için, Şekil 5. 6' da gösterilen Ekin Endüstriyel / Mit MB-01 marka model plakalı ısı değiştiricisi kullanılmıştır.



Şekil 5. 7 Ekin Endüstriyel / Mit MB-01 marka model plakalı ısı değiştiricisi [50].

Bir plakalı eşanjör, akışkanların aralarında akması için bir dizi kanalın oluşmasına izin verecek şekilde üst üste yerleştirilmiş bir dizi paralel plakadan oluşur. Plakaların köşelerinde bulunan giriş ve çıkış delikleri, eşanjördeki alternatif kanallardan sıcak ve

soğuk sıvıların geçişine izin verir. Böylece bir plaka her zaman bir tarafta sıcak akışkanla diğer tarafta soğukla temas halinde olur [51].



Şekil 5. 8 Plakalı ısı değıştircisinin plaklar arası soğutucu akışkan akışı [51].

Deney sisteminde kullanılan paralel akışlı ısı değıştircisinin etiket teknik özellikleri Çizelge 5.2’de verilmiştir.

Çizelge 5. 2 Isı değıştircisinin etiket teknik özellikleri [50].

Ekin Endüstriyel / Mit MB-01 Isı Değıştircisi	
Boyutlar (mm) (Genişlik / Yükseklik / Derinlik)	73 x 192 x (9+2,3 x n) 73 / 192 / 73,4
Plaka Sayısı (n)	28
Akış Türü	Paralel
Dizayn Sıcaklığı (°C)	-196 / 200
Test Basıncı (bar)	45
Standart Plaka Malzemesi	AISI316L
Isı Transfer Alanı (m ²)	(n-2) x 0,012 = 0,312
Boş Ağırlık (kg)	0,6 +(0,044 x n) = 1,83

5.2. METOT

Kaskad soğutma sisteminde; ODP değerleri aynı, GWP değerleri farklı R32, R290, R600a ve R407C soğutucu akışkanlar kullanılarak, aynı çalışma şartlarında akışkan ve akışkan çiftleri kullanılarak sistem deneysel olarak incelenmiştir.

Bu çalışmanın amacı; iki kademeli soğutma sistemlerinde kullanılan ODP değerleri aynı ve GWP'leri farklı, alternatif akışkan karışımlarından oluşan, aynı çalışma şartlarında soğutma performans değerlerini karşılaştırarak incelemektir.

Deney sistemine soğutucu akışkan şarj edilmeden önce sırasıyla düşük basınçlı hatlar, soğutma gerçekleşecek odanın yalıtımı gerçekleştirilmiştir. Deney sistemi çalışır duruma geldiğinde sıcaklık ölçümlerinin alınabilmesi için, Data logger cihazın ve belirlenen noktalar arası termokulp bağlantıları yapılmıştır. Deney sistemi, Şekil 5.9.' de gösterildiği gibi vakuma alınarak yapılan çalışmalar sonucunda soğutucu akışkan şarj edilecek duruma getirilmiştir.



Şekil 5.10. Deney sistemine vakum uygulaması

Kaskad soğutma sisteminde, yüksek sıcaklık çevrimindeki (YŞÇ) soğutucu akışkan R407C sabit kalmak koşuluyla, düşük sıcaklık çevrimi (DŞÇ) tarafında R32 soğutucu akışkan ve (R32, R290), (R32, R290,R600a) soğutucu akışkan karışımı kullanılarak on saat çalıştırmak koşuluyla üç farklı deney elde edilmiştir. Kaskad deney sistemine

soğutucu akışkan karışımı Şekil 5.11.' da gösterilen Elitech marka LMC 300 hassas Dijital terazisi kullanılarak gaz şarjı uygulaması yapılmıştır.



Şekil 5.12. Elitech marka LMC 300 hassas dijital terazisi.

Kaskad deney sistemine R32-R290 soğutucu akışkan karışımı Elitech marka LMC 300 hassas Dijital terazisi kullanılarak gaz şarjı uygulaması yapılmıştır. Soğutucu akışkan karışımı toplam 1000 gr %10 R290 100 gr, % 90 R32 900 gr olmak üzere gaz şarjı yapılmıştır.

Deney sisteminde, düşük sıcaklık çevrimine (DSC) soğutucu akışkan toplam 1000 gr. olmak üzere %10 R290 100 gr. tüp yatık pozisyona getirilerek sıvı halde yüklenmiştir. Daha sonra, deney sistemi çalışır hale getirilerek ve tüp dik pozisyonda tutularak, % 90 R32 900 gr. olmak üzere gaz şarjı yapılmıştır.



Şekil 5.13. R290 soğutucu akışkan şarjı uygulaması.

Kaskad soğutma sistemi hazır hale getirişmiş olup, deney sonuçları ertesi gün alınmıştır. Deney sonuçları elde edildikten sonra, düşük sıcaklık çevrimi tarafında bulunan R32 - R290 gaz karışımı gerekli koşullar sağlanarak boşaltılmış, deney sistemi tekrardan vakuma alınmış ve istenmeyen gazlardan temizlenerek bir sonraki deney olan sadece R32 soğutucu akışkanın kullanılacağı araştırmaya hazır hale getirilmiştir.

Kaskad deney sisteminde; bir sonraki deney olan R32 soğutucu akışkan dijital terazisi kullanılarak gaz şarjı uygulaması yapılmıştır. Soğutucu akışkan R32 toplam 1000 gr olmak üzere deney sistemi çalışır hale getirilip, tüp dik pozisyonda tutularak gaz şarjı yapılmıştır. Deney sonuçları ertesi gün olmak kaydıyla elde edildikten sonra, düşük sıcaklık çevrimi tarafında bulunan soğutucu akışkan R32 gerekli koşullar sağlanarak boşaltılmış, deney sistemi tekrardan vakuma alınmış ve istenmeyen gazlardan temizlenerek bir sonraki deney olan R32 - R290 – R600a soğutucu akışkan karışımının kullanılacağı araştırmaya hazır hale getirilmiştir.



Şekil 5.14. R32 soğutucu akışkan şarjı uygulaması.

Yine aynı şekilde kaskad deney sistemine; R32 - R290 – R600a soğutucu akışkan karışımı dijital terazisi kullanılarak gaz şarjı uygulaması yapılmıştır. Soğutucu akışkan toplam 1000 gr. %5 R600a 50 gr. %10 R290 100 gr. % 85 R32 850 gr. olmak üzere gaz şarjı yapılmıştır.

Düşük sıcaklık çevrimi (DSC) soğutucu akışkan toplam 1000 gr. olmak üzere deney sistemi çalışır hale getirilerek, %5 R600a 50 gr. %10 R290 100 gr. tüp yatık pozisyona getirilerek sıvı halde yüklenmiştir. Daha sonra, tüp dik pozisyonda tutularak % 85 R32 850 gr. olmak üzere gaz şarjı yapılmıştır. Kaskad soğutma sistemi hazır hale getirilmiş olup, deneyler ertesi gün olmak koşuluyla alınmıştır.



Şekil 5.15. R600a soğutucu akışkan şarjı uygulaması.

5.2.1. Deneylerin Verilerinin Elde Edilmesi

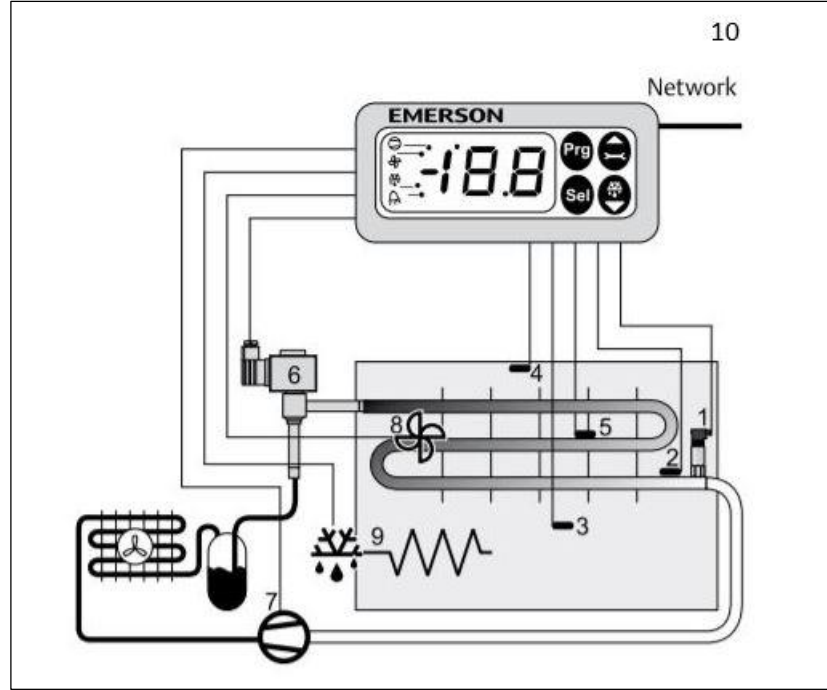
Yapılan bu çalışmada; deney verileri elde edilirken, çeşitli ölçüm cihazları ve bilgisayar yazılımları kullanılmıştır. Deney sisteminin belirli noktalarından sıcaklık ölçümleri K,J tipi termokupl ve Ordel marka UDL200-05/20 Data Logger kullanılmıştır.



Şekil 5.16. Ordel marka UDL200-05/20 data logger

Ölçülen sıcaklık değerleri Ordel marka SBA 200 USB dönüştürücü sinyallerin USB ara yüzüne dönüştürülmesi bilgisayar ortamına taşınmasını sağlayan cihazlardır. Bilgisayar üzerinden konfigürasyon yapılmasını ve cihazdan alınan değerlerin bilgisayarda kaydedilesini sağlayan DALI08 yazılımı kullanılmıştır.

Kaskad deney sisteminde iki adet de darbe genişlik modülasyonlu (PWM) elektronik genişleme valfleri bulunmaktadır. Valfi standart ALCO marka ASC bobinleri ile birlikte kullanılmaktadır. Çalıştırmak için sensörlere, valf kontrol ünitesine ihtiyaç duyulur. Bu elektronik genişleme valfi, uygun bir elektronik bağlantı ile birlikte çalışır.



Şekil 5.17. Emerson EC2 kontrol cihazının bağlantı noktaları [52].

Şekil 5.14'de numaralandırılmış olarak gösterilen bağlantı noktaları Çizelge 5.3'te verilmiştir.

Çizelge 5. 3 Emerson EC2 Kontrol Cihazı Bağlantı Noktaları [36].

1- Emiş Hattı Basınç Sensörü	6- EX2 Elektronik Genleşme Valfi
2- Evaporatör Çıkış Sıcaklığı Sensörü	7- Kompresör Konağı
3- Mahal Sıcaklığı Sensörü	8- Evaporatör Fan Konağı

4- Üfleme Sıcaklığı Sensörü	9- Defrost Isıtıcı Konağı
5- Defrost Sıcaklığı Sensörü	10- Bilgisayar Bağlantısı (RJ45)

Şekil 5.14'te gösterilen Emerson EC2-352 marka kodlu cihaz, tüm EC2 cihazlarının TCP/IP Ethernet özellikli kimlik doğrulaması yapması ve veriyi karşı tarafa gönderirken veya alırken verinin bütünlüğünü sağlamak üzere, iletişim protokolünde mevcuttur. EC2 cihazları, bağlantı noktası (RJ45 konektörü) aracılığıyla herhangi bir bilgisayara doğrudan bağlanabilmelerini sağlayan Ethernet tabanlıdır. Cihaz, herhangi bir ek donanım veya yazılıma ihtiyaç duymadan, doğrudan web sunucusu Microsoft Internet Explorer gibi bir İnternet tarayıcısının adres satırına TCP/IP numarasını girerek izleme ve parametre yapılandırma sayfalarına erişebilir.

Elektrik enerjisi tüketimi ölçümü için Makel M310.2218, tek fazlı, elektronik elektrik sayaç kullanılmıştır. Sayaç bağlantı gücü kilowatt (kW), deney sistemi tarafından tüketilen elektrik enerjisi ise kilowatt saat (kWh) cinsinden ölçümler alınmıştır. Deney sistemi çalışır hale geldikten itibaren, her 30 dakikada bir elektrik enerji tüketimi kayıt altına alınmıştır.

Kaskad soğutma sisteminin çektiğı akımı ölçmek için M266C pens metre kullanılmıştır. Pens metre devrenin bağlantısını kesmeden akımın ölçmesine olanak tanır. Aşağıda Şekil 5.15'te gösterildiğı gibi, deney sisteminin her 30 dakikada bir çektiğı akım ölçülüp, Excel dosyasında kayıt altına alınmıştır.



Şekil 5.18. Pens metre ile akım ölçüm uygulaması.

5.2.2. DeneYlerin Uygulanması

Yapılan bu çalışmada; kaskad soğutma sisteminde yüksek sıcaklık çevriminde (YSC) R407C soğutucu akışkanı, düşük sıcaklık çevriminde ise R32/R290/R600a soğutucu akışkanları kullanılmıştır. DeneYlerde sırasıyla R407C-R32/R290, R407C-R32, R407C-R32/R290/R600a soğutucu akışkan veya karışımlarından oluşan çiftler kullanılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda karışım olacak gaz miktarları belirlenerek sırasıyla deneysel çalışmalar başlamıştır.

Deneysel ölçümlerin alınması için sistem üzerine Şekil 5.13’de Ordel marka UDL200-05/20 Data logger cihazının kurulumu yapılarak, sistem üzerinde belirlenen noktalara termokulp bağlantıları gerçekleştirilmiştir. Tüketilen elektrik enerjisi ve sistem tarafından çekilen akımları ölçebilmek için, Makel M310.2218, tek fazlı elektronik elektrik sayacı ve Şekil 5.15’de gösterildiği gibi Pens metre kurulumu gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5. 19 Deneysel ölçümlerin alınması

Yapılan çalışmada R407C-R32/R290, R407C-R32, R407C-R32/R290/R600a soğutucu akışkan ve karışımlarının kullanıldığı çiftlerde, deneylerin ardından bir sonraki deney için her seferinde deney sisteminin düşük sıcaklık çevrimi vakum altına alınmış, kaçak testi uygulamasının ardından soğutucu akışkan veya karışımı şarjı uygulamaları yapılmış ve ardından deney verilerini toplamak için hazır duruma getirilmiştir. Yapılan bütün deneysel çalışmalar için, Şekil 5.17’de gösterildiği gibi sistem tarafından ısı yükü oluşturmak amacıyla 7,5 litre su, 0,5 litrelik plastik şişeler halinde soğutulacak mahal içine konulmuştur. Yapılan üç deney için her seferinde su yenilenmiştir.



Şekil 5. 20 Soğutulacak mahal için ısı yükü çalışması

Bütün deneylerin yapılışında sistemin çalışma şekli, saati ve deney metodu aynı tutulmuştur. Çalışmalarda; aynı sırasıyla ilk gün soğutucu akışkan şarjı, ertesi gün ise kararlı hale gelmiş sistem çalıştırılarak deneyler yapılmış ve her deney için bu şekilde bir metot izlenmiştir. Deneylerde her seferinde, sabit sekiz saatlik çalışmanın ardından iki saatlik elektronik genişleme valfinin açıklığının manuel olarak değiştirildiği bir çalışma daha yapılmış, her bir deney için toplam on saatlik bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Deneylerin bitiminin ardından, bir sonraki deney için düşük sıcaklık çevrimi soğutucu akışkan ve karışımları gerekli koşullar sağlanarak boşaltılmış ve bir sonraki deneye hazırlık yapılmıştır. Soğutucu akışkan şarjı ardından bütün çalışmalar için, veriler bir sonraki gün olmak üzere aynı saatler aralığında alınmıştır.

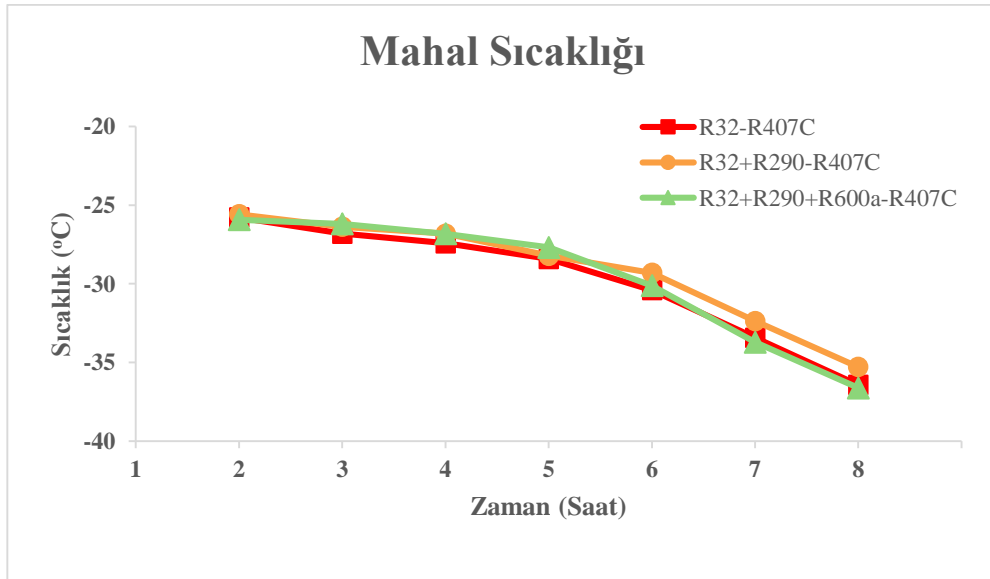
Bilgisayar programı Dali 08 ve Emerson TCP/IP Ethernet kullanılarak alınan verilen on saat boyunca saniyelik olarak kayıt altına alınmıştır. Deney sonunda kayıt altına alınan veriler excel formatına dönüştürülmüştür. Elektrik enerjisi ve akım ise her 30 dk. bir ölçüm alınarak excel dosyasına kaydı yapılmıştır. Excel dosyaları her deney için incelenerek sırasıyla 1- 5- 10 dakikalık ve 1 saatlik olarak dönüşümleri yapılmıştır.

BÖLÜM 6

DENEYSEL BULGULAR

6.1. KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKAN ÇİFTLERİNE GÖRE YAPILAN DENEYLERİN ANALİZİ

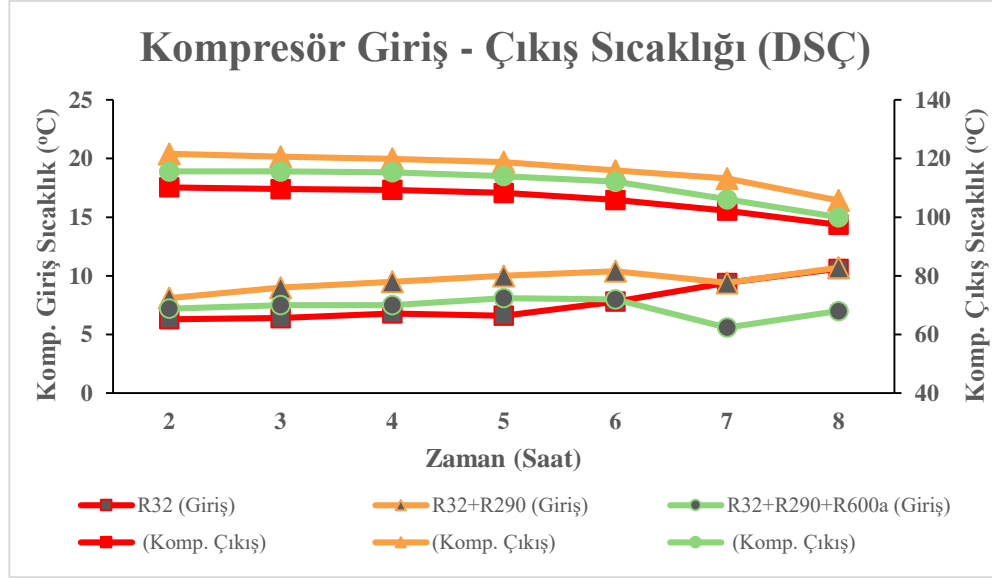
Soğutucu akışkan R32/407C, R32-R290/R407C, R32-R290-R600A/R407C çifti kullanılan kaskad deney sistemi superheat değeri 4 olarak her iki çevrim içinde ayarlanmıştır. Deney sistem 8 saat boyunca çalıştırılıp, uygulanan her deney için kararlı hale geldikleri 2. saat sonraki ölçümleri ele alınmıştır. Bu çalışmamızda kaskad soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan çiftlerinin kullanılarak elde edilen veriler Excel programı kullanılarak grafik halinde verilmiştir.



Şekil 6. 1 Soğutucu akışkan çiftlerine göre mahal sıcaklığının zamanla değişimi

Deney sisteminde yalıtımı yapılmış mahal içerisinde 8 saatlik yapılan ölçümler sonucunda en düşük mahal sıcaklığı DSC' de R32-R290-R600A soğutucu akışkan karışımının kullanıldığı deneyde elde edilmiştir. Bunu sırasıyla DSC' de R32 soğutucu akışkanı ve R32-R290 soğutucu akışkan karışımını kullanılan deneyler takip etmektedir.

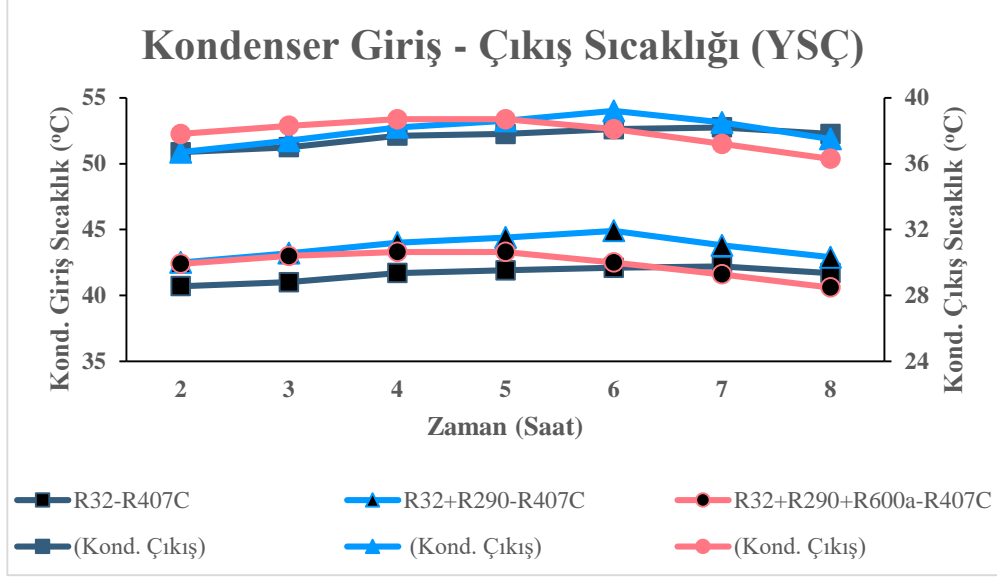
Soğutucu akışkan ve karışımlarının kullanıldığı üç deney sonucunda Şekil 6.1’de gösterildiği gibi emsal eğriler görülmüştür. Mahal sıcaklığı bakımından yapılan üç deneyde çok sıcaklık farkı bulunmadığı ölçülmüş ve istenilen düşük sıcaklık değerlerine ulaşmıştır.



Şekil 6. 2 Soğutucu akışkan çiftlerine göre DSC kompresörü giriş çıkış sıcaklığının zamanla değişimi

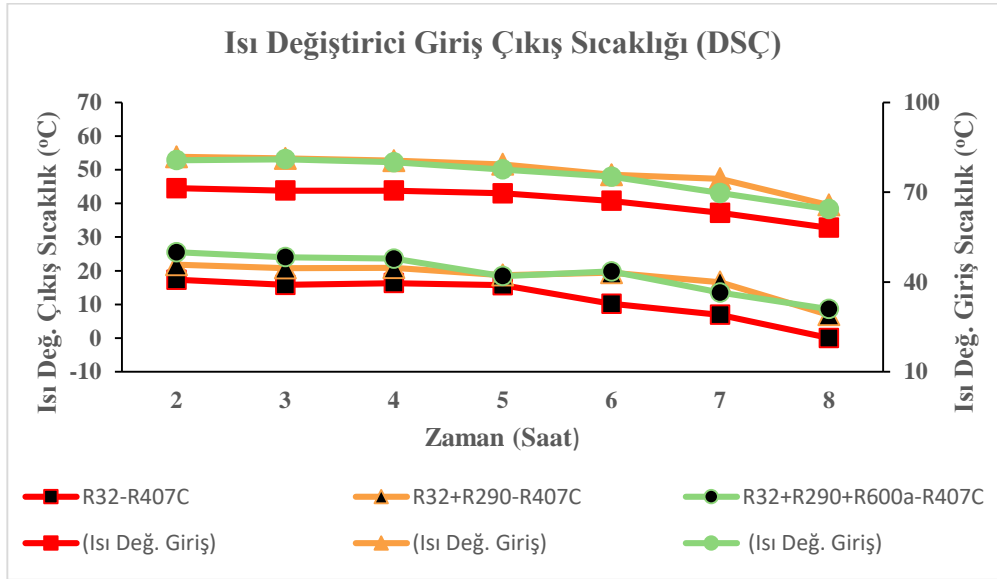
Kompresör çıkış sıcaklığı en yüksek değerlerine sırasıyla R32-R290, R32-R290-R600a, R32 soğutucu akışkan ve karışımlarından oluşan deneyde çıktığı ölçülmüştür. Şekil 6. 2’ de görüldüğü gibi yapılan üç deneyde kompresör çıkış sıcaklığının zamanla düştü görülmektedir. Soğutucu akışkan R32-R290-R600a karışımının kullanıldığı deneyde kompresör giriş sıcaklığında 7. saatteki ani bir düşüşün etkisinde kompresörün çıkış sıcaklığında grafikte görüldüğü gibi bir düşüş gözlemlenmiştir. Bu ani düşüş Şekil 6. 4’de DSC ısı eşanjörünün 7. saatteki giriş sıcaklığındaki düşüşe etkisi görülmüştür.

Soğutucu akışkanın kompresörden yüksek sıcaklıkta çıkıp kondensere girmesi istenmez. Böyle bir durumun sonucunda kondenserin (ısı değiştiricisi) ısı atma kapasitesi değişmeyeceğinden atması gereken ısıyı tam olarak atamayacak olması sistemin istenilen soğutma kapasitesine ulaşamamasına neden olacaktır.



Şekil 6. 3 Soğutucu akışkan çiftlerine göre YSC kondenserinin giriş çıkış sıcaklığın zamanla değişimi

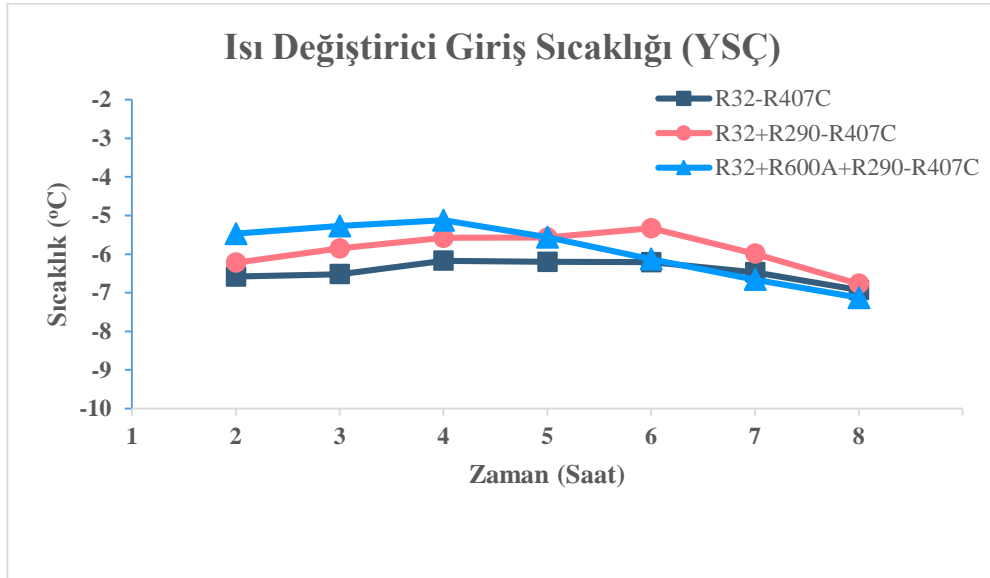
Soğutma sisteminin temel elemanlarından olan kondenserde soğutucu akışkanın ortama ısı atmasıyla kızgın buhar fazından sıvı faza geçmesini sağlar. Şekil 6. 3'de gösterildiği gibi YSC kondenserinin sırasıyla R32/R407C, R32-R290, R32-R290-R600a deneylerinde 2. ve 7. saat arasındaki giriş - çıkış sıcaklıkları arasındaki ortalama fark 4 °C, 5,65 °C, 4,51 °C olarak hesaplanmıştır.



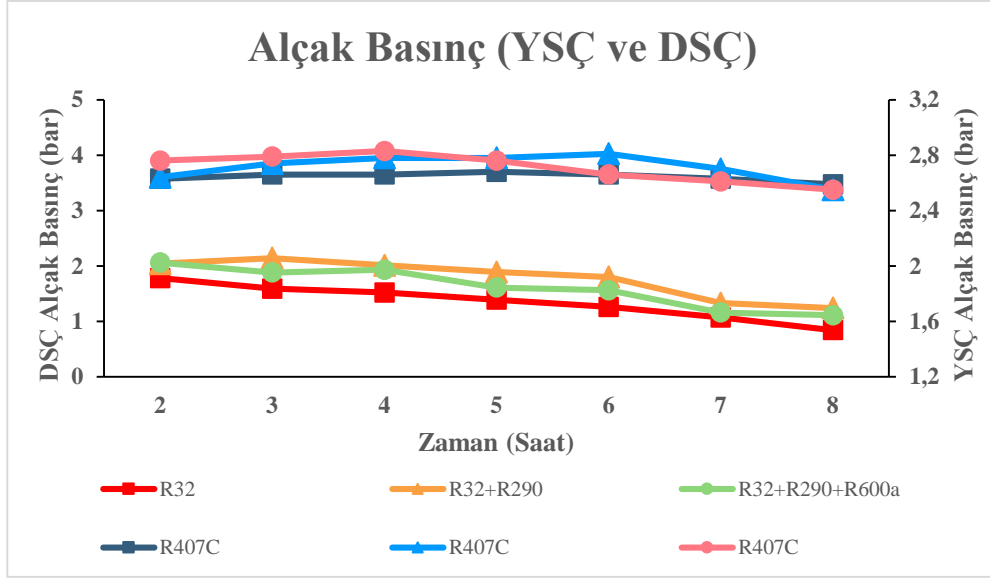
Şekil 6. 4 Soğutucu akışkan çiftlerine göre ısı değiştiricisi DSC tarafı giriş çıkış sıcaklığın zamanla değişimi

Isı değiştiricisi DSC’de kondenser olarak görev yapmaktadır. Şekil 6. 4’de gösterildiği gibi DSC ısı değiştiricisinin sırasıyla R32/R407C, R32-R290, R32-R290-R600a deneylerinde 2. ve 7. saat arasındaki giriş - çıkış sıcaklıkları arasındaki ortalama fark 55,42  C, 59,11  C, 56,44  C olarak hesaplanmıştır.

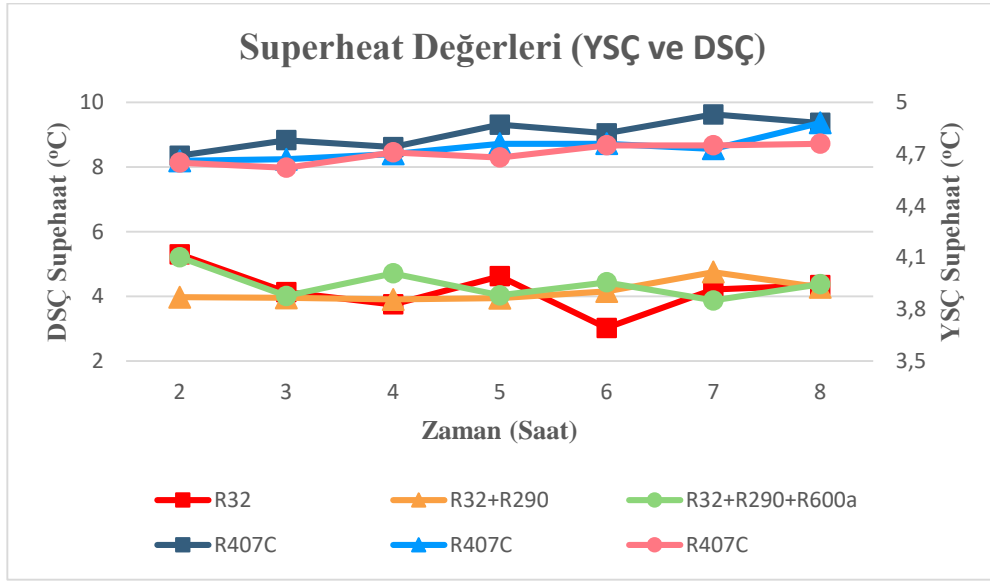
Ortalama kondenser giriş sıcaklığı yüksek olan deneylerde Şekil 6. 3 ve Şekil 6. 4’de görüldüğü gibi kondenser de meydana gelen ısı transferi miktarı artmıştır. Şekil 6. 4’de gösterilen ısı değiştiricisi (DSC kondenseri) ıkış sıcaklığının yüksek olması, yüksek basınç hattında çalışan kompresörün Şekil 6. 2’de gösterildiği gibi çıkış sıcaklığını arttıracak ve sonucu olarak da kompresörün tükettiği elektrik enerji ve çektiği akım miktarı yüksek olacaktır.



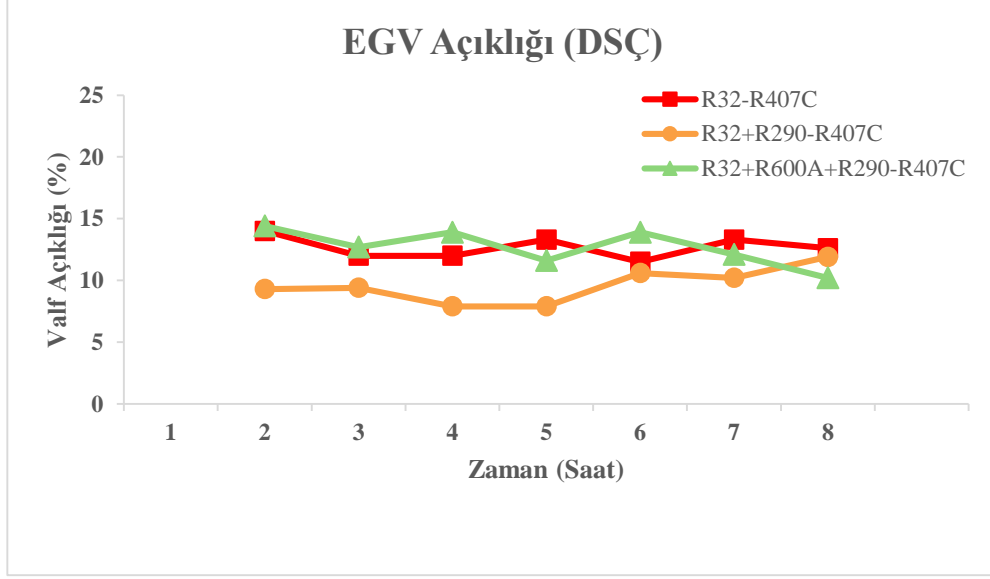
Şekil 6. 5 Soğutucu akışkan çiftlerine göre ısı değiştiricisi YSC tarafı giriş sıcaklığın zamanla değişimi



Şekil 6. 6 Soğutucu akışkan çiftlerine göre emiş hattı basınçlarının zamanla değişimi

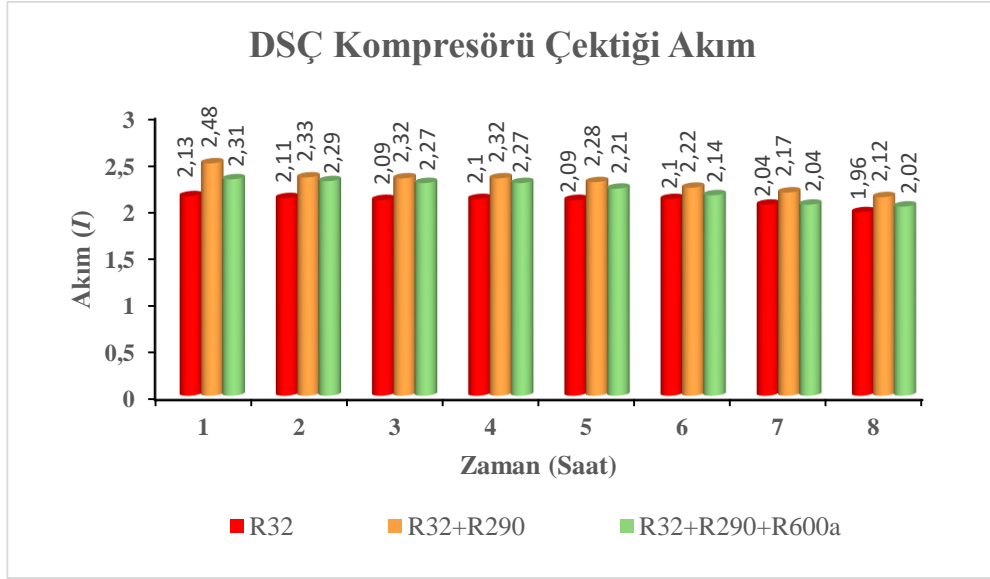


Şekil 6. 7 Soğutucu akışkan çiftlerine göre sistem superheat değerlerinin zamanla değişimi



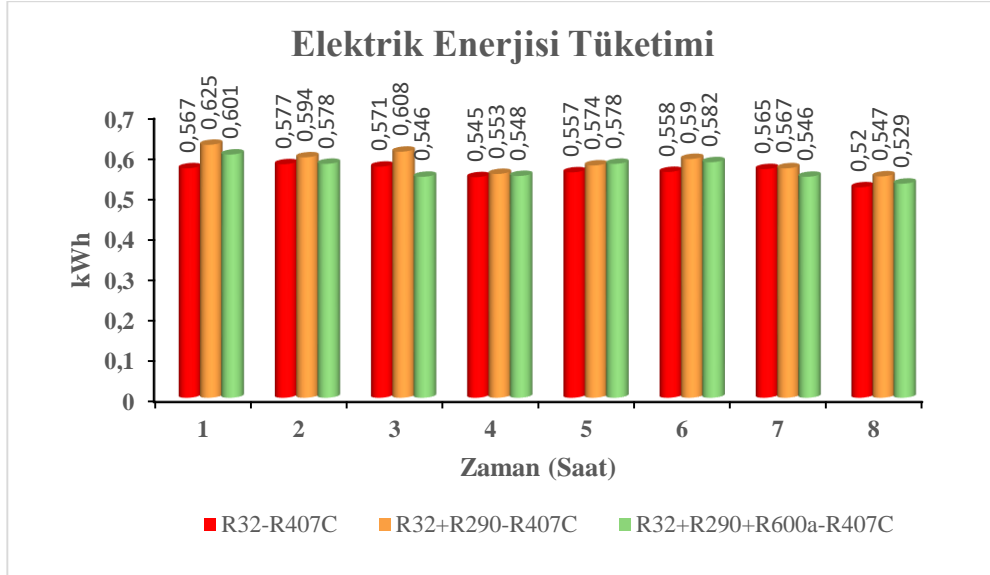
Şekil 6. 8 Soğutucu akışkan çiftlerine göre DSC EGV açıklığının zamanla değişimi

Şekil 6. 8’de gösterildiği gibi R32-R290-R600a / R407C soğutucu akışkan çiftinin kullanıldığı deneyde 6. saat sonrası Elektronik genleşme valfi açıklığı zamanla düştüğü gözlemlenmiştir. Valf açıklığının düşmesi sonucunda kompresöre giden akışkan miktarında azalma olacağından Şekil 6. 6’da görüldüğü gibi 6. saatten sonra basınçta azalma ölçülmüş olup Şekil 6. 1’de 6.saat sonrası basınç düştüğü için mahal sıcaklığında keskin bir düşüş ölçülmüştür.

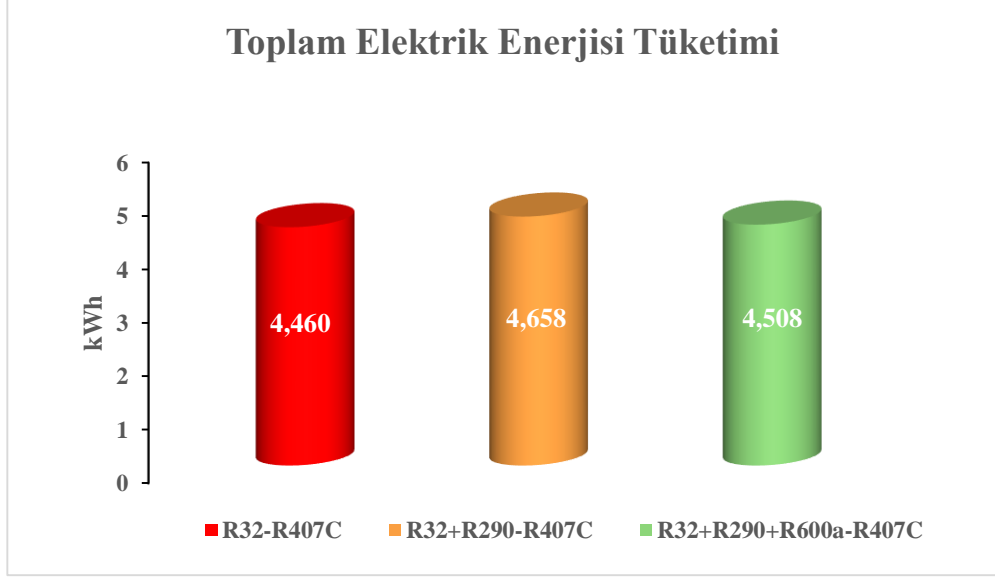


Şekil 6. 9 Soğutucu akışkan çiftlerine göre DSC kompresörünün çektiği akımın zamanla değişimi

Düşük sıcaklık çevrimini (DSC) kompresörünün çektiği akım grafiği Şekil 6. 9'da gösterilmiştir. Uygulanan üç deneyde kompresörün çektiği akım zamanla giderek düştüğü ölçülmüştür. Ortalama kompresörün çektiği akıma bakıldığında R32/R407C soğutucu akışkan çiftinin kullanıldığı deneyde 2,07 A ile hesaplanmıştır. Bunu 2,19 A ile R32-R290-R600a ve 2,28 A ile R32-R290 soğutucu akışkan karışımlarının kullanıldığı deneyler izlemektedir. Kompresör çıkış sıcaklığı Şekil 6. 2'de görüldüğü gibi zamanla düşerken, kompresörün çektiği akım değeri de aynı şekilde zamanla düştüğü ölçülmüştür. Yine aynı şekilde kompresör çıkış sıcaklık yüksek olan deneyde çekilen akımda yüksektir.



Şekil 6. 10 Soğutucu akışkan çiftlerine göre elektrik enerjisi tüketiminin zamanla değişimi



Şekil 6. 11 Soğutucu akışkan çiftlerine göre sistem tarafından toplam elektrik enerjisi tüketimi

Toplam en düşük elektrik enerjisi tüketimi R32/R407C soğutucu akışkan çiftinin kullanıldığı deneyde ölçülmüştür. Bunu sırasıyla R32-R290-R600a/R407C ve R32-R290/R407C soğutucu akışkan çiftleri takip etmiştir.

BÖLÜM 7

SONUÇ VE ÖNERİLER

Kaskad Soğutma sistemi gıda sektöründe, hastanelerde düşük sıcaklık istenilen yerlerde tercih edilmektedir. Bu tez çalışmasında kaskad soğutma sisteminin deneysel olarak analizi yapılmıştır. Deney sistemde yüksek sıcaklık çevrimi (YSÇ) tarafında R-407C soğutucu akışkanı, düşük sıcaklık çevrimi tarafında ise R32- R290-R600a soğutucu akışkanları ve karışımları kullanılmıştır. Soğutucu akışkan karışım oranları REFPROP uygulaması kullanılarak termodinamik yönde uyumluluk düzeyine bakılarak hesaplanmıştır. Aynı çalışma şartları altında üç farklı deney uygulanmıştır. Deneylerde düşük sıcaklık çevrimi (DŞÇ) tarafında R32 soğutucu akışkanı ve belirli oranlarda karıştırılarak elde edilen R32- R290, R32- R290-R600a soğutucu akışkan karışımları kullanılmıştır. Deney sisteminde kullanılan soğutucu akışkanların ODP değerleri sıfır, DŞÇ tarafında kullanılan hidrokarbon (R290 ve R600a) soğutucu akışkanların GWP değerleri ise 3'tür. Bu çalışmada kaskad soğutma sistemin optimum çalışma şartları araştırılmış ve PWM elektronik genişleme valf açıklığının sistem performansına olan etkileri incelenmiştir.

Deneyler çok benzer koşullar (sıcaklık, nem vb.) altında günün belirli zamanlarında 8 saat boyunca yapılmıştır. Uygulanan her deney için sistemin kararlı hale geldiği 2. saat sonraki ölçümleri ele alınmıştır.

Deney ölçümleri sonucunda en düşük mahal sıcaklığı $-36,62\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile R32-R290-R600A soğutucu akışkan karışımının kullanıldığı deneyde elde edilmiştir. Bunu sırasıyla $-36,42\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile R32 soğutucu akışkanı ve $-35,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ R32-R290 soğutucu akışkan karışımı kullanılan deneyler takip etmektedir. Ortalama DŞÇ valf açıklığına bakıldığında en yüksek valf açıklığının R32-R290-R600A soğutucu akışkan karışımlarının kullanıldığı deneyde hesaplanmıştır. Sonuçlara bakıldığında R32-R290-R600A soğutucu akışkan karışımlarının kullanıldığı deneyde ortalama valf açıklığında 6. Saat

sonrası 5% lik bir düşüş hesaplanmıştır. Valf açıklığının azalması sonucunda kompresöre giden akışkan miktarında azalma olacağından 6. saatten sonra emiş hattında basınçta azalma ölçülmüş. 6.saat sonrası basınç düştüğü için mahal sıcaklığında keskin bir düşüş ölçülmüştür.

Kompresör ortalama çıkış sıcaklığı en yüksek değerlerine sırasıyla 116,52 °C R32-R290, 111,24 °C R32-R290-R600a ve 106,12 °C R32 soğutucu akışkan ve karışımlarından oluşan deneyde ölçülmüştür. Yapılan üç deneyde kompresör çıkış sıcaklığının zamanla düştüğü görülmektedir. R32-R290-R600a soğutucu akışkanların kullanıldığı deneyde 6. Saat sonra valf açıklığının azalması sonucunda kompresör giriş sıcaklığı düşmüştür.

Toplam en düşük elektrik enerjisi tüketimi 4,460 kWh ile DSC’nde R32 soğutucu akışkanının kullanıldığı deneyde ölçülmüştür. Bunu sırasıyla 4.508 kWh ile R32-R290-R600a ve 4,658 kWh ile R32-R290 soğutucu akışkan karışımlarından oluşan deneyler takip etmiştir. Uygulanan üç deneyde kompresörün çektiği akım zamanla giderek düştüğü ölçülmüştür. Ortalama kompresörün çektiği akıma bakıldığında DSC’nde R32 soğutucu akışkanı kullanıldığı deneyde 2,07 A ile hesaplanmıştır. Bunu 2,19 A ile R32-R290-R600a ve 2,28 A ile R32-R290 soğutucu akışkan karışımlarının kullanıldığı deneyler izlemektedir. Kompresör çıkış sıcaklığı zamanla düşerken, kompresörün çektiği akım değeri de aynı şekilde zamanla düştüğü ölçülmüştür. Yine aynı şekilde kompresör çıkış sıcaklık yüksek olan deneyde çekilen akımda yüksektir.

Düşük sıcaklık uygulamalarında ODP ve GWP değeri düşük yeni nesil soğutucu akışkan karışımlarının kullanıldığı soğutma sistemlerinin uygun aşırı kızdırma değeri ile elektronik genişleme valf açıklığının termodinamik yönden arasındaki ilişki ve farkları ortaya koyarak bundan sonraki yapılacak olan çalışmalara yol gösterici tavsiye verici nitelikte olabilir.

KAYNAKLAR

1. Nicola, G. D. Polonara, F. Stryjek, R. Arteconi, A. “Performance of Cascade Cycles Working With Blends of CO₂ + Natural Refrigerants ”, *International Journal Of Refrigeration*, 34: 1436-1445 (2011).
2. Zhang, Y. He, Y. Wang, Y. Wu, X. Jia, M. Gong Y. “Experimental Investigation Of The Performance of an R1270/CO₂ Cascade Refrigerant System”, *International Journal Of Refrigeration*, 114: 175-180 (2020).
3. Sun, Z. Wang, Q. Xie, Z. Liu, S. Su, D. Cui, Q. “Energy And Exergy Analysis of Low GWP Refrigerants in Cascade Refrigeration System”, *Energy*, 170: 1170-1180 (2019).
4. Mofrad, K. G. Zandi, S. Salehi, G. Manesh, M. H. K. “4E Analyses And Multi-Objective Optimization of Cascade Refrigeration Cycles With Heat Recovery System”, *Thermal Science and Engineering Progress*, 19: 100613 (2020).
5. Bhamidipati, A. Pendyala, S. Prattipati, R. “Performance Evaluation of Multi Pressure Refrigeration System Using R32”, *Materials Today: Proceedings*, 28: 2405-2410 (2020).
6. Bingming, W. Huagen, W. Jianfeng, L. Ziwen, X. “Experimental Investigation On The Performance of NH₃/CO₂ Cascade Refrigeration System With Twin-Screw Compressor”, *International Journal Of Refrigeration*, 32: 1358-1365 (2009).
7. Singh, K. K. Kumar, R. Gupta, A. “Comparative energy, exergy and economic analysis of a cascade refrigeration system incorporated with flash tank (HTC) and a flash intercooler with indirect subcooler (LTC) using natural refrigerant couples”, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 39: 100716 (2020).
8. Massuchetto, L. H. P. Nascimento, R. B. C. D. Carvalho, S. M. R. D. Araújo, H.V.D. Angelo, J. V. H. D. “Thermodynamic Performance Evaluation Of A Cascade Refrigeration System With Mixed Refrigerants: R744/R1270, R744/R717 And R744/RE170”, *International Journal of Refrigeration*, 106: 201-212 (2019).
9. López-Belchí, A. Illán-Gómez, F. “Evaluation Of A Condenser Based On Mini-Channels Technology Working With R410A And R32. Experimental Data And Performance Estimate”, *Applied Energy*, 202: 112-124 (2017).

10. Sun, Z. Liang, Y. Liu, S. Ji, W. Zang, R. Liang, R. Guo Z. “Comparative Analysis Of Thermodynamic Performance Of A Cascade Refrigeration System For Refrigerant Couples R41/R404A And R23/R404A”, *Applied Energy*, 184: 19-25 (2016).
11. Tan, Y. Wang, L. Liang, K. “Thermodynamic Performance Of An Auto-Cascade Ejector Refrigeration Cycle With Mixed Refrigerant R32 + R236fa”, *Applied Thermal Engineering*, 84: 268-275 (2015).
12. Kilicarslan, A. Hosoz, M. “Energy And Irreversibility Analysis Of A Cascade Refrigeration System For Various Refrigerant Couples”, *Energy Conversion and Management*, 51: 2947-2954 (2010).
13. Sun, Z. Cui, Q. Wang, Q. Ning, J. Guo, J. Dai, B. Liu, Y. Xu Y. “Experimental Study On CO₂/R32 Blends In A Water-To-Water Heat Pump System”, *Applied Thermal Engineering*, 162: 114303 (2019).
14. Kochenburger, T. M. Grohmann, Steffen. Oellrich, L. R. “Evaluation Of A Two-Stage Mixed Refrigerant Cascade For HTS Cooling Below 60K”, *Physics Procedia*, 67: 227-232 (2015).
15. Pico, D. F. M. Silva, L. R. R. D. Mendoza, O. S. H. Filho, E. P. B. “Experimental Study On Thermal And Tribological Performance Of Diamond Nanolubricants Applied To A Refrigeration System Using R32”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 152: 119493 (2020).
16. He, G. Liu, F. Cai, D. Jiang, J. “Experimental Investigation On Flow Boiling Heat Transfer Performance Of A New Near Azeotropic Refrigerant Mixture R290/R32 In Horizontal Tubes”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 102: 561-573 (2016).
17. Yao, Y. Zhang, Z. Hu, X. “Experimental Contrast On The Cooling Performance Of Direct Evaporative All Fresh Air Handling Units With R32 And R410A”, *Procedia Engineering*, 205: 802-809 (2017).
18. Ma, M. Yu, J. Wang, X. “Performance Evaluation And Optimal Configuration Analysis Of A CO₂/NH₃ Cascade Refrigeration System With Falling Film Evaporator–Condenser”, *Energy Conversion and Management*, 79: 224-231 (2014).
19. Sanz-Kock, C. Llopis, R. Sanchez. D. Cabello, R. Torrella, E. “Experimental Evaluation Of A R134a/CO₂ Cascade Refrigeration Plant”, *Applied Thermal Engineering*, 73: 41-50 (2014).
20. Nasruddin, Sholahudin, S. Giannetti, N. Arnas, “Optimization Of A Cascade Refrigeration System Using Refrigerant C₃H₈ In High Temperature Circuits (HTC) And A Mixture Of C₂H₆/CO₂ In Low Temperature Circuits (LTC)”, *Applied Thermal Engineering*, 104: 96-103 (2016).

21. ŞAHİN, B. “Farklı Alternatif Akışkanların Kullanıldığı İki Kademeli Soğutma Sisteminin Enerji Ve Ekserji Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü*, Isparta, 24-35 (2020).
22. YILMAZ, İ. “R-744/R-717 Kaskad Bir Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 60-62 (2018).
23. ELİTOK, Ç. “Farklı Buharlaştırıcı Ve Yoğuşturucu Sıcaklıkları İçin Kaskad Soğutma Sisteminin Deneysel İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Hittit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Çorum, 29-52 (2017).
24. GÜNEY, A. “R744/R134a Kaskad Soğutma Sisteminin Enerji Ve Ekserji Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Manisa, 89-95 (2014).
25. KAYA, H. “Soğutucu Akışkan Karışımlarının Kullanıldığı Soğutma Sistemlerinin Termoekonomik Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, 98-105 (2014).
26. KEDERSİZ, M. F. “Kaskad Soğutma Sistemlerinin Termodinamik İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 25-39 (2013).
27. AKALAN O. B. “NH₃ VE NH₃/CO₂ Kaskad Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, *Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Tekirdağ, 64-85 (2013).
28. ISMAEEL, H. “Thermodynamic Analysis of a Cascade Refrigeration System”, Yüksek Lisans Tezi, *Mechanical Engineering University of Gaziantep*, Gaziantep, 49-74 (2012).
29. ÇERKEZOĞLU, B. “CO₂ Kullanılan Kaskad Soğutma Sisteminin Analizi” Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 39-62 (2010).
30. KARAÖZ, A. T. “CO₂-R404A Kaskad Sistem Tasarımı, İmalatı Ve Testi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik Ve Fen Bilimleri Enstitüsü*, Gebze, 65-88 (2010).
31. ARCAKLIOĞLU, E. “R12, R22, R502 Soğutucu Akışkanları Ve Alternatif Karışımlarının Soğutma Sistemlerindeki Termodinamik Analizi” Doktora Tezi, *Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kırıkkale, 192-197 (2002).
32. Çengel Y. A. and Boles, M. A., " Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla ", Ali Pınarbaşı, *Palme Yayıncılık*, Ankara, 286-660 (2015).

33. İnternet: Bulgurcu, H., “Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimleri”, http://deneysan.com/Content/images/documents/sogutmacevrimleri_97866787.pdf (2015).
34. İnternet: The Engineering Mindset “Absorption Chiller, How it works”, <https://theengineeringmindset.com/absorption-chiller-works/> (2017).
35. Nikbakhti R., Wang X., Hussein A. K., Iranmanesh A. “Absorption cooling systems – Review of various techniques for energy performance enhancement”, *Alexandria Engineering Journal*, 59: 707-738 (2020).
36. İnternet: Cibse Journal “Absorption refrigeration”, <https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2009-11/> (2009).
37. İnternet: Docplayer “İki kademeli soğutma sistemine ait şematik diyagram”, <https://docplayer.biz.tr/19369428-Sekil-2-1-iki-kademeli-sogutma-sistemine-ait-sematik-diyagram.html> (2021).
38. İsa, K. and Onat, A., "İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği", Doğa Yayıncılık, İstanbul, 136-139 (2017)
39. İnternet: Chiller Soğutma Sistemi “Soğutma İle İlgili Genel Tanımlar”, <https://sogutmasistemi.com/> (2021).
40. Çomaklı K. Şimşek F. Özyurt Ö. Bakırcı K. , “Soğutma/Isıtma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Alternatifleri ‘’, *Mühendis ve Makine Dergisi*, 47 (562): 33-44 (2006).
41. İnternet: Tesisat Market “R-32 Hakkında Bilinmesi Gerekenler”, <https://www.tesisatmarket.com/makale/r-32-hakkinda-bilinmesi-gerekenler> (2016).
42. İnternet: DAIKIN Global “R-32, Next-Generation Refrigerant”, https://www.daikin.com/corporate/why_daikin/benefits/r-32 (2021).
43. Çakır, U., Çomaklı, K., “Mevcut soğutucu akışkanlar ve alternatifleri”, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 1079-1087 (2011).
44. Bulgurcu, H., Kon, O., İlten N., “Soğutucu akışkanların çevresel etkileri ile ilgili yeni yasal düzenlemeler ve hedefler”, *VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 915-928 (2007).
45. BEŞER, E., “Soğutucu Maddelerle İlgili Dünyada ve Türkiye'deki Gelişmeler”, *III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Ve Sergisi*, İzmir, 679-697 (1997).
46. Pan M., Zhao H., Liang D., Zhu Y., Liang Y., Bao G., “A Review of the Cascade Refrigeration System”, *Energies*, 13 (9): 2254 (2020).

47. İnternet: The Engineering Mindset “How Electronic Expansion Valves work”, <https://theengineeringmindset.com/how-electronic-expansion-valves-work/> (2018).
48. İnternet: Swep “Electronic Expansion Valves”, <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/4.-expansion-valves/adf2/> (2021).
49. İnternet: Emerson Climate Technologies “ EX2 Pulse Modulated Electronic Expansion Valve”, <https://climate.emerson.com/documents/ex2-pulse-width-modulated-expansion-valve-datasheet-5-pages-en-gb-3842944.pdf> (2013).
50. İnternet: Ekin Endüstriyel, “Lehimli Isı Eşanjörü Ürün Kataloğu”, https://www.ekinendustriyel.com/Kataloglar/LEHİMLİ_ISI_ESANJORU_URUN_KATALOG.pdf, (2021).
51. İnternet: ONDA SPA, “PLATE HEAT EXCHANGERS WORKING PRINCIPLE”, https://www.onda-it.com/media/2393/How-a-Plate-Heat-Exchanger-Works-Onda-SpA_2021.pdf, (2021).
52. İnternet: Emerson, “Display Case and Universal Controllers Series EC2”, https://kines.ru/photo/Alco_EC2U.pdf, (2012).

ÖZGEÇMİŞ

Mehmet Bora AYDIN ilk ve orta öğrenimini Edincik İlköğretim okulunda aynı şehirde tamamladı. Edincik Recep Gencer Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi Elektrik ve Elektronik Bölümü'nden 2013 yılında mezun oldu. 2013 yılında Karabük Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü'nde lisans öğrenimine başlayıp 2018 yılında başarıyla mezun oldu. Lisans eğitimini tamamladıktan sonra Karabük Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda 2018 yılında yüksek lisans eğitimine başladı. Çalışma hayatına teknik servis mühendisi olarak göreve başladı. 2021 yılında İmbat İklimlendirme ve Soğutma Sistemleri firmasında göreve başladı ve halen aynı yerde Ar-Ge mühendisi olarak görev yapmaktadır.