

T.C.
ISPARTA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ALTERNATİF BİR ISI POMPASI SİSTEMİNİN İNCELENMESİ

Murat OĞUZ

Danışman
Prof. Dr. Arif Emre ÖZGÜR

ISPARTA - 2023



© 2023 [Murat OĞUZ]

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER	i
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	viii
1. GİRİŞ	1
1.1.1. Toprak kaynaklı ısı pompaları.....	3
1.1.2. Hava kaynaklı ısı pompaları.....	5
1.1.3. Su kaynaklı ısı pompaları	5
1.1.4. Güneş kaynaklı ısı pompaları	5
1.2. Soğutkanlar.....	6
1.2.1. Soğutucu akışkanlar	7
1.2.2. Doğal soğutucu akışkanlar	9
1.3. Transkritik çevrimler	10
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	13
3. MATERYAL VE YÖNTEM	17
3.1. Materyal	17
3.1.1. Kompresör	19
3.1.2. Mikro kanallı ısı değiştirici	21
3.1.3. Gaz soğutucu	22
3.1.4. Elektronik genleşme vanası.....	23
3.1.5. İç ısı değiştirici	25
3.1.6. Debimetre	27
3.1.7. Su tankları	28
3.1.8. Sirkülasyon pompası	29
3.1.9. Basınç ölçüm sensörleri (Transmitter)	30
3.1.10. Isıl çiftler (Termokupllar).....	30
3.1.11. Su debi ölçer.....	31
3.1.12. Hava kanalı.....	31
3.1.13. Hava yönlendirici	32
3.1.14. Sistem yöneticisi	32
3.1.15. Wattmetre	33
3.1.16. Vana açıklık göstergesi	33
3.1.17. Merkezi sistem kontrolleri	34
3.1.18. Analog basınç göstergesi.....	34
3.1.19. Kontrol panosu	35
3.2. Yöntem	35
3.2.1. Transkritik R744 ısı pompasının termodinamik analizi	35
3.2.2. Deneysel çalışma.....	40
4. BULGULAR	42
4.1. Sistemin farklı debi, vana ve frekans değerleriyle çalıştırılması	42
4.2. Vana ve su debisi değiştirilerek yapılan deney sonuçları	42
4.3. Deneysel sistemin termodinamik analiz sonuçları	52
4.4. Farklı parametrelerde çalışan çevrimin COP değerleri	55
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	57
KAYNAKLAR	59

ÖZGEÇMİŞ	62
----------------	----



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ALTERNATİF BİR ISI POMPASI SİSTEMİNİN İNCELENMESİ

Murat OĞUZ

**Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Prof. Dr. Arif Emre ÖZGÜR

Dünyada, özellikle Avrupa ülkelerinde, fosil yakıtların tükenmesi, ısınma problemi ortaya çıkarmıştır ve zamanla, eş çözümler arayışına girilmiştir. Isı pompaları da eş zamanlı çözümler arasında önemli bir yer almıştır. Bu sistemlerde yaygın olarak, CFC ve HCFC soğutucu akışkanları kullanılmaktadır. Bu gazlar, sera etkileri nedeniyle küresel ısınma probleminin artmasına neden olmaktadır. Bu problemin, gün geçtikçe, artmasından dolayı alternatif akışkan arayışları artmıştır. Bu arayışlar sonucunda R744 uygulamaları yaygınlaşmaya başlamıştır. Gaz fazındaki R744'in çevreye ısı transferi esnasında, yoğunlaşma gerçekleşmeden ısı atımı gerçekleştiren transkritik çevrimler de günümüzde önemli çalışma konularındandır.

Bu çalışmada, R744 soğutkan kullanan transkritik bir ısı pompası sisteminin, Elektronik Genleşme Vanası (EGV) ve gaz soğutucu akışkan debi değişimlerinin, ısı pompası performans katsayısına (COP_{IP}) etkisi, deneysel olarak incelenmiştir. Sistem, havadan suya ısı pompası olarak tasarlanmış ve kurulmuş olup, deneyler esnasında ısı pompasını terk eden suyun sıcaklıkları değerlendirilmiştir. Sistem parametreleri değiştirilerek, belirli periyotlarda deneysel ölçümler yapılmıştır. Elektronik genleşme vanası açıklık yüzdesi ve su debisi değerleri değiştirilerek, toplam ısı transfer miktarı ile harcanan güç değerleri kaydedilmiştir. Alınan bu değerler, Excel ortamına aktarılmış ve analizler yapılarak, 7 farklı deneyin COP sonuçları karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı pompası, Küresel ısınma potansiyeli (GWP), Ozon tüketme potansiyeli (ODP), İç ısı değiştirici (IHX), Karbondioksit (R744)

2023, 62 sayfa

ABSTRACT

Master's Thesis

INVESTIGATION OF AN ALTERNATIVE HEAT PUMP SYSTEM

Murat OĞUZ

**Isparta University of Applied Sciences
The Institute of Graduate Education
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Prof. Dr. Arif Emre ÖZGÜR

The depletion of fossil fuels in the world, especially in European countries, has led to the problem of heating, and over time, simultaneous solutions have been sought. Heat pumps have taken an important place among simultaneous solutions. CFC and HCFC refrigerants are widely used in these systems. These gases cause an increase in the global warming problem due to their greenhouse effects. As this problem is increasing day by day, the search for alternative fluids has increased. As a result of these searches, R744 applications have become widespread. Transcritical cycles, which realize heat transfer without condensation during the heat transfer of R744 in the gas phase to the environment, are also one of the important study topics today.

In this study, the effect of electronic expansion valve (EGV) and gas refrigerant flow rate changes on the COP value of a transcritical heat pump system using R744 refrigerant is experimentally investigated. The system is an air-to-water heat pump and the temperatures of the water leaving the heat pump were evaluated during the experiments. Experimental studies were carried out in certain periods by changing the system parameters. By changing the electronic expansion valve opening percentage and water flow rate values, total heat transfer amount and power consumption values were recorded. These values were transferred to Excel and the COP results of 7 different experiments were compared as a result of the necessary calculations.

Key Words: Heat pump, Global warming potential (GWP), Ozone depletion potential (ODP), Internal heat exchanger (IHX), Carbon dioxide (R744)

2023, 62 pages

TEŞEKKÜR

Tezimin yürütülmesinde desteğini ve emeğini hiçbir zaman esirgemeyen tez danışmanım sayın Prof. Dr. Arif Emre ÖZGÜR'e, sayın Dr. Öğr. Üyesi Özdemir DENİZ'e, arkadaşım Okan DAĞ'a çalışma süresince bana desteklerinden dolayı teşekkürlerimi sunarım.

2021-YL1-0121 No`lu Proje ile tezimi maddi olarak destekleyen Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Yönetim Birimi Başkanlığı'na teşekkür ederim.

Tezimin her aşamasında beni yalnız bırakmayan ve bugünlere gelmemde büyük pay sahibi olan aileme sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

Murat OĞUZ
ISPARTA, 2023



ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Isı pompası temel çevrimi.....	2
Şekil 1.2. İdeal bir ısı pompası T-s ve P-h diyagramları.....	3
Şekil 1.3. Yatay toprak kaynaklı sistemler.....	4
Şekil 1.4. Sondaj ısı değiştirici.....	4
Şekil 1.5. Soğutucu akışkanlar	8
Şekil 1.6. Soğutucu akışkanların tarihsel gelişimi	8
Şekil 1.7. Transkritik çevrim	11
Şekil 1.8. İç ısı değiştiricili R744 transkritik çevrim	11
Şekil 1.9. İç ısı değiştiricili R744 transkritik çevrimin P-h ve T-s diyagramı.	11
Şekil 1.10. İç ısı değiştiricili flaş gaz by-passlı transkritik çevrim	12
Şekil 1.11. İç ısı değiştiricili flaş gaz by-passlı transkritik çevrim diyagramları.....	12
Şekil 3.1. Deneysel ısı pompası şematik çizimi.....	17
Şekil 3.2. Deneysel sistemin kurulum ait görsel	18
Şekil 3.3. Ölçüm ekipmanlarının sürücüleri ve ekranları	19
Şekil 3.4. Sistemde kullanılan hermetik kompresör.....	20
Şekil 3.5. Mikro kanallı ısı değiştiricisinin hava kanalındaki görüntüsü	21
Şekil 3.6. Mikro kanallı ısı değiştiricisinin ölçüleri	22
Şekil 3.7. Gaz soğutucusunun imalat resmi	23
Şekil 3.8. Gaz soğutucu montaj resmi.....	23
Şekil 3.9. EGV montaj resmi	24
Şekil 3.10. EGV'nin teknik özellikleri	25
Şekil 3.11 İç ısı değiştirici 2 boyutlu gösterimi özellikleri	26
Şekil 3.12 İç ısı değiştiricinin 3 boyutlu görseli	26
Şekil 3.13 İç ısı değiştiricisi montaj resmi	27
Şekil 3.14. Sistemde kullanılan debimetrenin ölçüleri.....	27
Şekil 3.15. Debimetrenin montaj resmi.....	28
Şekil 3.16. Su tankları ve sehpadaki konumları	29
Şekil 3.17. Sirkülasyon pompasının görüntüsü.....	29
Şekil 3.18. Basınç sensörü ve bağlantısı	30
Şekil 3.19. Termokupl montajı	31
Şekil 3.20. Su debisi ölçüm ekipmanı	31
Şekil 3.21. Hava kanalı	32
Şekil 3.22. Hava yönlendiricinin montajı	32
Şekil 3.23. Sistem yöneticisi	33
Şekil 3.24. Vana açıklık göstergesi	34
Şekil 3.25. Merkezi sistem kontrolü	34
Şekil 3.26. Analog basınç göstergesi	35
Şekil 3.27. Kontrol panosu.....	35
Şekil 3.28. Deneysel ısı pompasının şematik çizimi.....	36
Şekil 3.29. Hava debisi ölçüm görüntüsü.....	41

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 1.1. Isı kaynaklarının sıcaklık aralıkları.....	3
Çizelge 1.2. Bazı soğutucu akışkanlık özellikleri	9
Çizelge 4.1. Deneysel sistemde ölçülen değerler ve gösterimi.....	42
Çizelge 4.2. Sıcaklıklar ve basınç değerleri	53
Çizelge 4.3. 1. Deney için entropi, entalpi ve ekserji değerleri	53
Çizelge 4.4. 2. Deney için entropi, entalpi ve ekserji değerleri	53
Çizelge 4.5. 3. Deney için entropi, entalpi ve ekserji değerleri	53
Çizelge 4.6. 4. Deney için entropi, entalpi ve ekserji değerleri	54
Çizelge 4.7. 5. Deney için entropi, entalpi ve ekserji değerleri	54
Çizelge 4.8. 6. Deney için entropi, entalpi ve ekserji değerleri	54
Çizelge 4.9. 7. Deney için entropi, entalpi ve ekserji değerleri	54
Çizelge 4.10. Denklem çözümlerinden elde edilen değerler.....	55
Çizelge 4.11. Deneylerin COP_{IP} hesapları	55
Çizelge 4.12. Sadece kompresör güç tüketimi ile COP hesapları.....	56

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

atm	Atmosfer basıncı
CFC	Kloroflorokarbon
R744	Karbondioksit
COP	Soğutma performans katsayısı (Coefficient of performance)
COP _{IP}	Isıtma performans katsayısı
COP _{carnot}	Carnot performans katsayısı
COP _{şç2}	Standart çevrim performans katsayısı
CFC	Klorofloro karbon
e	Özgöl akış ekserjisi
EES	Engineering Equation Solver
EGV	Elektronik genleşme valfi
GWP	Küresel ısınma potansiyeli (Global warming potential)
h	Entalpi
HFC	Hidroflora karbon
HTC	Yüksek sıcaklık çevrimi
HFO	Hidroflora oksijen
I	Tersinmezlik
IHX	İç ısı değiştirici
ITK	Isıtma tesir katsayısı
KIP	Küresel ısınma potansiyeli
NH ₃	Amonyak
ODP	Ozon delme potansiyeli
R744	Karbondioksit
STK	Soğutma tesir katsayısı
T	Sıcaklık
TRNSYS	Geçici Sistem Simülasyon Aracı
W/mK	Isı iletkenlik katsayısı
°C	Derece Celcius
η_{ka}	Kompresör izantropik verimi
η_{ex}	Ekserji verimi
$\dot{m}$	Kütleli debiBirim zamanda ısı geçişi
$\dot{Q}$	Birim zamanda tüketilen iş
$\dot{W}$	Birim zamanda tüketilen iş

1. GİRİŞ

Isıtma ve serinletme amacıyla günümüzde eş zamanlı çözümler, ekonomik ve çevreci olabilmektedir. Bu eş zamanlı çözümler arasında ısı pompaları önemli bir yere sahiptir. Son yıllarda ısı pompalarının konutlarda konfor amaçlı olarak kullanım oranı artmaktadır. ABD ve Avrupa ülkelerinde petrol, doğalgaz gibi fosil yakıtların giderek tükenmesi ısıtma problemine yeni arayışları getirmiştir ve bu sayede ısı pompaları uygulamalarını gün geçtikçe kullanmaya ve geliştirilmeye yol açmıştır.

Isı pompaları soğutma çevriminin çalışma prensibinin ters çevrilmesiyle, alan soğutulması yerine, düşük ısı kaynağından ısı çekilmesi ve atık ısının iç alana aktarılması prensibine dayanmaktadır.

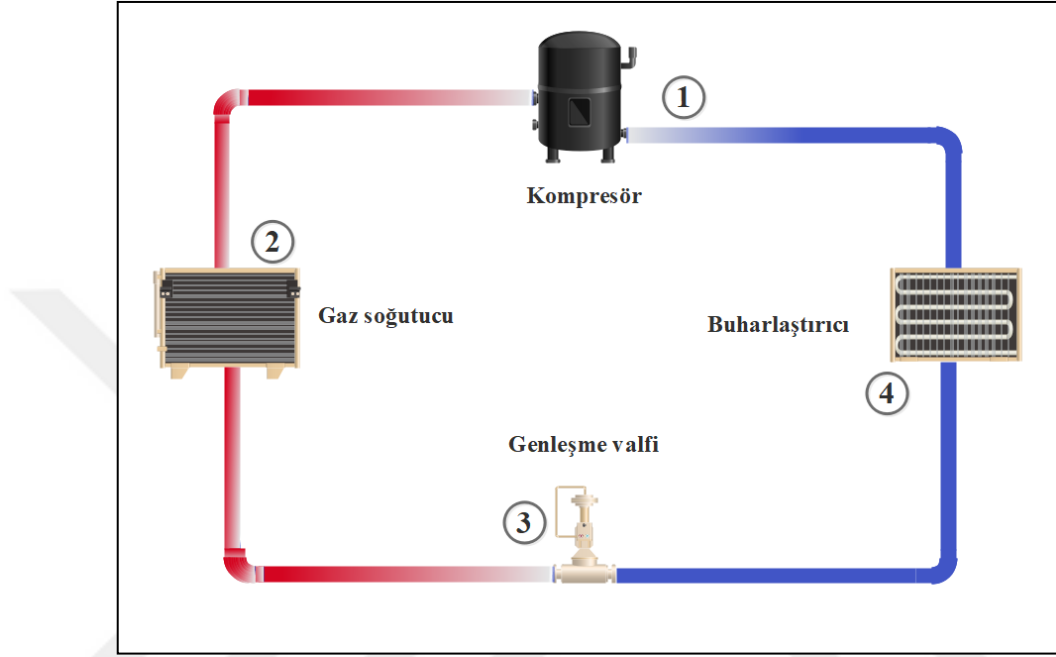
Isı pompalarının adlandırılması, ısıyı çektiği ortamlara göre belirlenir. Bunlar, toprak, su ve hava kaynakları olabilir. Düşük ısı kaynağından alınan ısı enerjisinin aktarıldığı ortam ise iç mekân olabildiği gibi kullanma suyu da olabilir (Bayrakçı vd., 2015)

Isı pompalarında çeşitli soğutucu akışkanlar (soğutkanlar) kullanılmaktadır. Doğada bulunan CO₂ de (R744) bunlardan biridir. R744'in ısı transfer kapasitesi 0 °C için 22.545 kJ/m³'tür. Bu sebeple, R744'in hacimsel ısı transfer kapasitesinin yüksek olduğu ifade edilir. Bu değer, CFC, HCFC, HFC ve HC gibi akışkanların hacimsel ısı transfer kapasitelerinden 3-10 kat daha yüksek olabilmektedir. Bu sebeple R744 kullanılan sistemlerin boyutları, diğer sistemlere kıyasla, daha küçük olmaktadır (Kim vd., 2004).

Geçmişten günümüze kadar ısı pompası sistemleri hayatımızda önemli bir yer almaktadır. Bu sistemlerde yaygın olarak HCFC ve HFC soğutucu akışkanları kullanılmaktadır. Bu gazlar, sera etkileri nedeniyle küresel ısınma probleminin artmasında bir etkindirler. Bu problemin, gün geçtikçe, artmasından dolayı alternatif akışkan arayışları artmıştır. Bu arayışlar sonucunda R744 uygulamaları yaygınlaşmaya başlamıştır. R744 gazı için ozon yıkım potansiyeli (ODP) 0 ve küresel ısınma potansiyeli (GWP) 1'dir. Hem ucuz hem de kolay temin imkânı en büyük avantajlarından. En önemli özelliği, yüksek ısı ve kapasitesi ve görece yüksek yoğunluğudur ki bu da sistemlerde daha küçük boru çaplarının kullanılmasına olanak sağlamaktadır. Bu avantajlarının yanında 31.06 °C düşük kritik nokta sıcaklığı ve 73.8

bar yüksek kritik basınç noktasından dolayı, yaygın bilinen diğer sentetik akışkanlara göre bazı ek teknik gereksinimlere ihtiyaç duymaktadır (Kasap vd., 2011).

Çalışma prensibi ters Carnot sistemine dayanan ısı pompasının temel çalışma prensibi Şekil 1.1’de gösterilmiştir.

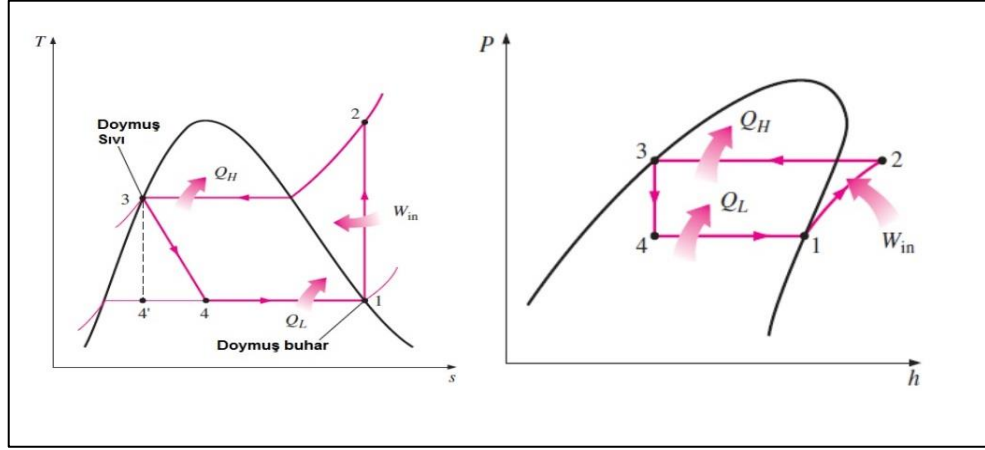


Şekil 1.1. Isı pompası temel çevrimi

Buhar sıkıştırırmalı çevrim, soğutma makinalarında, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en yaygın kullanılan çevrimdir. Bu çevrim dört durum değişimden oluşmaktadır. Bu değişimler, maddeler halinde, verilmiştir;

- 1-2: Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2-3: Kondenserden ısıtılana alana sabit basınçta ısı aktarımı
- 3-4: Kısma vanasında basıncın düşürülmesi
- 4-1: Evaporatörde ısının soğutulan ortamdaki çekilmesi

Şekil 1.2’de çevrime ait T-s diyagramı ve P-h diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 1.2. İdeal bir ısı pompası T-s ve P-h diyagramları (Kasap vd., 2011)

1.1. Isı Pompası Çevrimleri

Isı pompaları, soğutucu akışkanın buharlaşması için alınan ısınn kaynağına göre sınıflandırılmaktadır. Bunlar toprak, su, hava kaynaklı ve güneş destekli sistemlerdir. Isının aktarıldığı ortama göre de kendi içlerinde sınıflandırılmaktadır. Bu ortamların çalışma sıcaklıkları Çizelge 1.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 1.1. Isı kaynaklarının sıcaklık aralıkları (Erdoğan vd., 2006)

Isı Kaynağı	Sıcaklık Aralığı (°C)
Dış Hava	-10 ~ 15
Atık Hava	15 ~ 25
Yeraltı Suyu	4 ~ 10
Deniz Suyu	3 ~ 8
Nehir Suyu	0 ~ 10
Göl suyu	0 ~ 10
Toprak	0 ~ 10

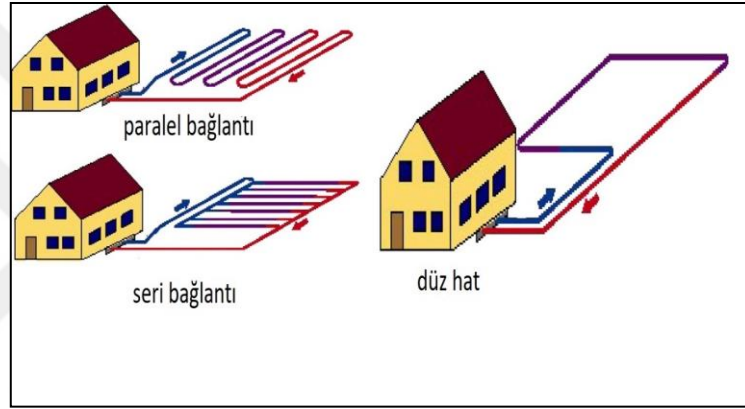
1.1.1. Toprak kaynaklı ısı pompaları

Bu sistemlerin kullanım amacı, topraktan alınan ısıyı, görece yüksek sıcaklıktaki bir alana aktarmasıdır. Toprak altına yerleştirilen ısı değiştirici borularıyla, topraktan ısı çekilmesi gerçekleştirilmektedir (Kabul ve Alkan, 2016).

Bu sistemler, bir tür kapalı sistem olarak da isimlendirilmektedir. Bir kapalı sistem olarak tasarlanan toprak kaynaklı ısı pompalarının, toprak altına döşenen ısı değiştiricilerin, yerleştirme şekillerine göre farklı tipleri olmaktadır. Bu ısı işletme şekillerinden hangisinin seçileceği, birkaç parametreye göre belirlenmektedir. Dikkate alınması gereken parametreler, yeraltının jeolojik durumu ve hidrojeolojisi, yüzeydeki

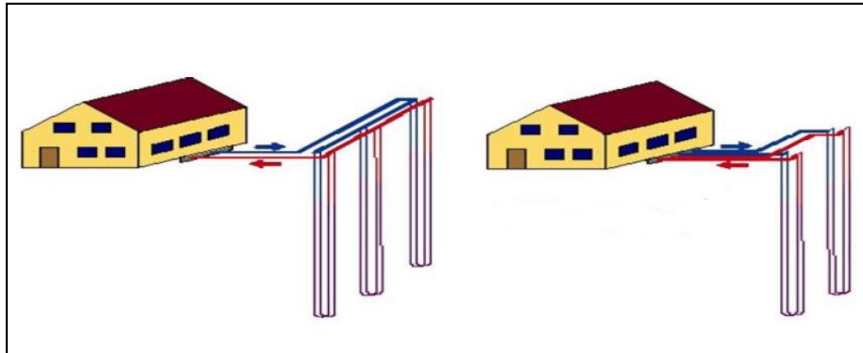
alan ve kullanımı, maden ocakları gibi potansiyel ısı kaynakları, binaların ısıtma ve soğutma özellikleridir.

Toprak kaynaklı sistemler, yatay ve dikey olmak üzere sınıflandırılabilir. Yatay sistemler, zemine paralel olarak döşenmiş, ısı değiştirici yapısına sahip sistemlerdir. Bunların tasarımı, zeminin nem durumuna göre belirlenmektedir ve geniş zemin kullanım imkânı olan yerlerde, tek döngülü boru devresi, uzun bir hat şeklinde bağlanmaktadır. Zemin alanı görece küçük ve nemli arazilerde ise sık ve birbirine paralel ve seri olan hatlar bağlanmaktadır. Bu tasarımların görselleri Şekil 1.3'te gösterilmektedir.



Şekil 1.3. Yatay toprak kaynaklı sistemler (Omer, 2008)

Diğer tasarım ise dikey döngülü sistemdir. Sondaj tip ısı değiştirici olarak bilinen bu sistemler, yaklaşık 15-20 metre sondaj kuyularına indirilen ısı değiştiriciler kullanır. Avantajlı yanları ise daha derinde (100 m derinlere kadar) oldukları için yıl boyunca sıcaklıkları görece sabittir. Şekil 1.4'te bu sistemin tasarımı gösterilmiştir. Dezavantajı ise sondaj maliyeti diğer sistemlerin maliyetinden yüksektir (Omer, 2008).



Şekil 1.4. Sondaj ısı değiştirici (Omer, 2008)

1.1.2. Hava kaynaklı ısı pompaları

Hava, her yerde bulunması, kolay kullanımı ve ekonomik ilk yatırım maliyetleri olmasından dolayı en çok tercih edilen kaynaktır. Ancak kararlı bir sıcaklığa sahip olmamasından dolayı dezavantajlı bir duruma sahiptir. Özellikle kış aylarında, karasal iklimlerde büyük değişimler olmaktadır ve gün içerisinde de sürekli değişimler mümkündür. Buda havayı, ısı kaynağı olarak, seçmekte olumsuz bir etki oluşturmaktadır. Çünkü dış ortam sıcaklığındaki düşüş, ısı pompasının kapasitesini ve performansını düşürmektedir. Ayrıca soğuk havalarda, 0°C ve altındaki sıcaklıklarda, buharlaştırıcı üzerinde buz tabakasının oluşması kaçınılmazdır ve bu da sistemin performansını düşürmektedir (Erdoğan vd., 2006).

1.1.3. Su kaynaklı ısı pompaları

Su kaynaklı ısı pompalarının tercih edilmesinin en önemli sebeplerini, görece düşük başlangıç maliyetleri ve geniş arazi kullanımının gerekmiyor olduğu söylenebilir (Aye vd., 2002). Kuyulardan gelen yeraltı suları, esasen çok yüksek enerji potansiyeline sahiptir. Ancak sınırlı su mevcudiyeti, kamulaşma, su kalitesi gibi etkenler yüzünden, kullanımı sınırlandırılmaktadır. Bu durumlar göz önüne alınırsa, su kaynaklı ısı pompaları nehir, göl, deniz gibi yüksek su kütlesine sahip bölge konutlarında kullanılması iyi bir alternatif olabilir. Su kaynağından pompa ile ısı eşanjörüne suyun pompalanması, giriş noktasından sonra belirli bir mesafeden geri dönmesi ile açık çevrim sistemleri tesis edilir.

Su kaynaklı ısı pompalarında, deniz suyu sıcaklığı, dış havadan veya bazen deniz akıntısı gibi faktörlerden etkilenseler de kıyı şeritlerdeki ülkelerde caziptir. En önemli özellikleri de tuzluluk oranları sebebiyle düşük donma noktasının yanı sıra büyük ısı tutma kapasiteleridir. Yapılan çalışmalar sonrasında çok soğuk iklimlerde dahi hava kaynağından daha avantajlı olduğu vurgulanmıştır. Tüm bu faktörlerden dolayı su kaynaklı ısı pompalarına olan ilgi artmıştır (Schibuola ve Scarpa, 2016).

1.1.4. Güneş kaynaklı ısı pompaları

Güneş ısı pompası sistemleri, güneş enerjisini kullanmanın yanı sıra çevredeki düşük

dereceli enerji kaynaklarını iyileştirme konusunda önemli bir ek kapasite sağlar.

Isı pompalarının evaporatörleri, güneş enerjisini direkt alacak şekilde dış alana yerleştirilebilir. Soğutucu akışkan, evaporatör içinden geçerken, üzerine gelen güneş enerjisinden çektiği ısıyla buharlaşır. Bu tasarımdaki güneş enerjisi destekli ısı pompaları, açık havalı günlerde etkin olarak kullanılabilir. Diğer farklı tasarımlardaki ısı pompalarında, güneş enerjisi, güneş toplayıcılarında ısıtılan sıcak suyun, bir tankta depolanıp, ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Bu sistemler, güneş kollektörleri ünitesi, enerji depolama ünitesi ve ısı pompası ünitesi olmak üzere üç ana bölümden oluşmaktadır. Güneş kolektörlerinde, güneşten gelen enerji, toplayıcılar (kollektörler) tarafından emilerek, kollektörler içerisinden geçen akışkana transfer edilir. Soğutucu akışkan, güneşten almış olduğu ısı enerjisini, çevrimdeki enerji deposuna aktararak, tekrar toplayıcılara döner. Enerji deposu, toplayıcıların ürettiği sıcak suyun toplandığı sistem bileşenidir. Havalı ısıtma sistemlerinde ve seralarda, güneş enerjisinin depolanması, farklı bir yöntem olarak çakıl taşları gibi depolama gereçleri ile sağlanabilmektedir. Çakıl taşları ucuzdur ve kolay temin edilebilir.

1.2. Soğutkanlar

Ülkemizin de içinde bulunduğu Akdeniz havzası, iklim değişikliğinin olumsuz etkilerine karşı en narin bölgelerden biri olarak gösterilmektedir. Ülkemiz geçmişten günümüze kadar, iklim değişikliğinin yol açtığı su kaynaklarının azalması ve çölleşmeden etkilenmeye başlamıştır. İklim değişikliği ile mücadele, sadece bir çevre sorunu olarak algılanmamakta, düşük karbonlu ekonomiye küresel düzeyde geçilmesi, ülkelerin büyüme stratejileri, gıda güvenliği, enerji politikaları, sağlık politikaları, tarım politikaları, ve sürdürülebilir kalkınma hedeflerini de şekillendirerek, insanların hayatlarında ciddi bir değişim öngörmektedir.

İnsanların iklim değişikliği üzerine olumsuz etkisini ve baskısını azaltmak için 1980’li yılların sonlarından başlayarak, Birleşmiş Milletler ve uluslararası kuruluşların öncülüğünde yapılan çalışmalar sonucunda, 1992 yılında Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi (BMİDÇS), 1997 yılında Kyoto Protokolü (KP) ve 2015 yılında ise Paris Anlaşması (PA) imzalanmıştır. Bu sözleşmeler, ülkelerin enerji, kaynak ve soğutkan kullanımı kaynaklı sera gazı emisyonlarını sınırlandırmaya yönelik yasal düzenlemeler getirmiştir.

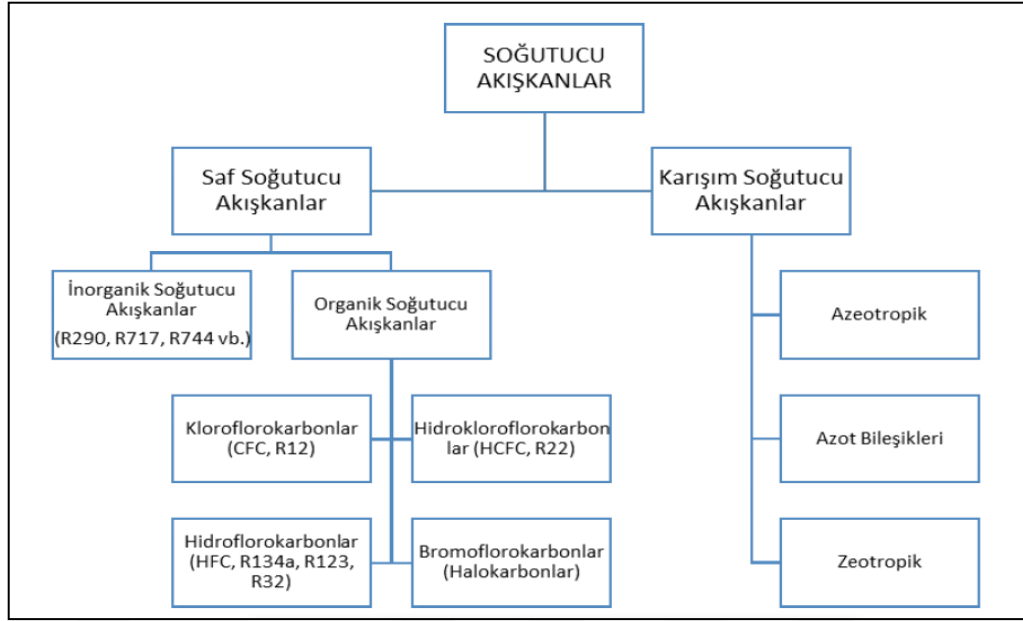
İklim değışikliğı ile mücadele bağlamında oluşturulan Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesinin yürürlüğe girmesiyle beraber, sözleşmeye üye ülkelerin etkin olarak katıldığı Taraflar Konferansı, diğer adıyla COP, düzenlenmeye başlanmıştır. İlk Taraflar Konferansı COP-1 1995 yılında Almanya'nın Berlin kentinde, Kyoto Protokolü'nün kabul edildiğı COP-3 Japonya'nın Kyoto kentinde, Paris Anlaşması'nın kabul edildiğı COP21 ise Fransa'nın Paris kentinde yapılmıştır. Anlaşmanın uygulanabilirliğine dair müzakereler, her yıl, Kasım ayında, farklı ülkelerin ev sahipliğinde gerçekleştirilmektedir. (Anonim, 2022b).

İklim değışikliğinin en ciddi etkilerini azaltmak ve mücadele edebilmek için Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi'ne üye ülkeler, sanayi öncesi dönemlerinden bu yana süren küresel ortalama sıcaklık artışını 2 °C'nin altına indirmeyi kabul etmişlerdir. Güncel durum ve 1990 yılındaki seviyeler karşılaştırıldığında, küresel emisyonlar 2050 yılına dek %50 oranında azaltılmalıdır. Avrupa Birliği, bu hedefi desteklemektedir ve 2050 yılına kadar, 1990 yılındaki değerlere göre sera gazı emisyonlarını %80-95 oranında azaltmayı hedeflemektedir (Anonim, 2020a).

Bu çalışmaların sonucunda, Avrupa Birliği liderleri 23 Ekim 2014 tarihinde, sera gazı emisyon değerlerini 2030 yılına kadar %40 oranında azaltma taahhüdü eden, iklim değışikliğı konusunda, önemli bir anlaşmayı kabul ettiler. Bu anlaşmaya göre ısı pompası sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanın 2025'den sonra KIP (Küresel Isınma Potansiyeli) 750 altında olmasını gerekmektedir. Hem alternatif soğutucu akışkanlara yönelme hem de doğal soğutucu akışkanlara yönelmede artış hedeflenmektedir (Anonim, 2020b).

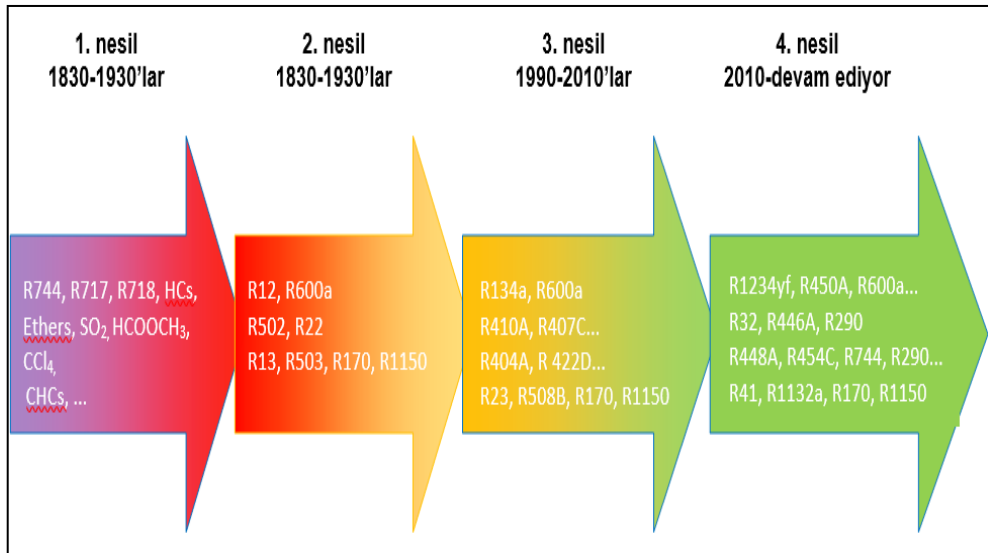
1.2.1. Soğutucu akışkanlar

Soğutma veya ısı pompası çevrimlerinde sistemde kullanılan soğutkan, iki farklı ortamdan ısı transferinin gerçekleşmesini sağlayan yardımcı bir maddedir. Geçmişten günümüze birçok soğutucu akışkanın keşfi yapılmıştır. Şekil 1.5'de soğutucu akışkanların bir diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 1.5. Soğutucu akışkanlar (Demirci vd., 2020)

Ancak günümüzde, bazı sebeplerden dolayı, bu soğutucu akışkanlardan bir kısmının kullanımı durdurulmuştur. Soğutma alanında ilk başlarda amonyak, hava, su ve karbondioksit gibi doğal akışkanlar kullanılmıştır. 1930 yılına kadar ise kloroflorometan (CFC), hidrokloroflorometan (HCFC), hidroflorokarbon (HFC), hidrokarbon (HC) ve inorganik bileşenler, mekanik kompresörlü sistemlerde yaygın bir şekilde kullanılmıştır. Şekil 1.6’da bu akışkanların tarihsel süreci gösterilmiştir.



Şekil 1.6. Soğutucu akışkanların tarihsel gelişimi (Demirci vd., 2020)

1930 yılında R12 (CF₂Cl₂) gazı keşfedilmiştir ve kloroflorokarbon (CFC) soğutucu akışkanların temeli atılmıştır. 1935’te ise R22’nin bulunması ile

hidrofloroklorokarbon (HCFC) grubu akışkanlar geliştirilmiştir. İlerleyen yıllardaki yapılan araştırmalarda bu gazların zararları ortaya çıkmış ve 1996 yılında CFC grubu soğutucu akışkanlar yasaklanmıştır.

1989 yılına gelindiğinde ozon tabakasına zarar vermeyen hidroflorokarbon (HFC) kökenli R134a ($C_2H_2F_4$) ve R123 (C_2HFCI_2) soğutucu akışkanlar geliştirilmiş ve alternatif akışkanların türetilmesi konusunda önemli bir başlangıç olmuştur. Bu alternatif akışkanların seçiminde pek çok önemli kriter vardır. Termodinamik ve fiziksel özellikleri, küresel ısınma potansiyeli (GWP), ozon tüketme potansiyeli (ODP), temin edilebilirlik, zehirlilik, yanıcılık, fiyat ve malzeme uyumu gibi etkenler en önemli kriterler olarak sayabilir (Demirci vd., 2020).

Çizelge 1.2’de doğal ve kimyasal soğutucu akışkanların GWP, ODP, kritik sıcaklık, kritik basınç gibi bazı özelliklerine yer verilmiştir.

Çizelge 1.2. Bazı soğutucu akışkanlık özellikleri (Demirci vd., 2020)

Soğutucu Akışkan	Sınıflandırma	GWP	ODP	Kritik Sıcaklık (°C)	Kritik Basınç (MPa)	Normal Kaynama noktası (°C)
Doğal soğutucu akışkanlar						
Karbondioksit	R744	1	0	30.98	7.38	-78.46
Propan	R290	3	0	96.74	4.25	-42.11
İzobütan	R600a	4	0	134.66	3.83	-11.75
Propilen	R1270	1.8	0	91.06	4.55	-47.62
Amonyak	R717	0	0	132.25	11.33	-33.33
Kimyasal soğutucu akışkanlar						
Tetrafloroetan	R134a	1300	0	101.06	4.06	-26.07
Klorodiflorometan	R22	1760	0.03	96.15	4.99	-40.81
Diklorodiflorometan	R12	10200	0.73	111.97	4.14	-29.75

1.2.2. Doğal soğutucu akışkanlar

Karbondioksit, propan, izobütan, propilen ve amonyak doğal soğutucu akışkan grubundandır. Düşük GWP ve sıfır olan ODP değerleri bu akışkanların iklim değişikliği konusunda önemli bir noktaya getirmektedir.

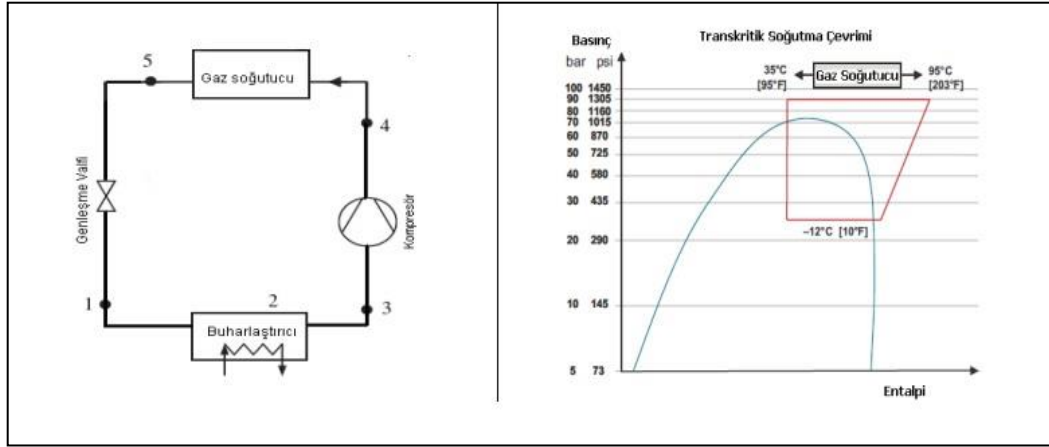
R744 yani karbondioksit, mekanik soğutmada kullanılan ilk soğutucu akışkanlardan bir tanesidir. Toksik olmayan sayılı soğutuculardan biridir. Yanıcı değildir ve geri kazanım problemi olmadan çevreye bırakılabilir. GWP'si 1 ve ODP'si 0'dır bu yüzden çevresel protokoller açısından yükümlülüğü yoktur. Atmosferik havanın %0.04 ünü kapsar ve jeotermal kuyulardan kolaylıkla temin edildiği için maliyeti uygundur. Güvenli bir soğutucu olduğundan sızıntı sonucu oluşacak risklere dair endişe minimumdur (Rony vd., 2019).

R717 kod numaralı bilinen ismiyle amonyak, geçiş dönemi soğutkanlarına kıyasla mükemmel özelliklere sahiptir. Bu soğutkanın GWP ve ODP değerleri 0'dır. Amonyağın avantajları, sistemdeki az miktarda suya karşı düşük hassasiyet, sınırsız kullanılabilirlik ve ucuz maliyettir. Ancak konut, otomotiv ve küçük ticari soğutma ve ısı pompalarında kullanılması uygun değildir çünkü keskin kokulu ve yanıcıdır, Keskin kokusu gaz kaçak tespitinde önemli bir göstergedir ama bu keskin kokusu gıdalar için de risktir (Emani vd., 2018).

Hidrokarbonlar patlayıcı ve yanıcı özelliklere sahip soğutuculardır. Bu nedenden dolayı büyük soğutma ve ısıtma sistemlerinde kullanılmaları için özel tedbirler gerekir (Özgür ve Bayrakçı, 2010).

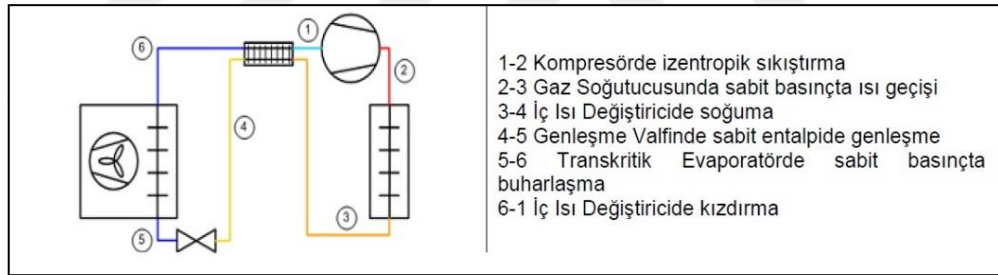
1.3. Transkritik çevrimler

Doğal soğutucu akışkan olan R744'in, düşük kritik nokta sıcaklığı 31.06 °C ve yüksek kritik nokta basıncı 73.8 bardır. Transkritik R744 çevrimi süperkritik bölgedeki gaz fazındaki R744'in çevreye ısı geçişini yoğuşma olmadan, sıcaklığının düşmesiyle gerçekleşen çevrimlere denir. Bu sistemlerde kondenser yoktur onun yerini gaz soğutucu vardır. Transkritik R744 çevriminde kompresörde sıkıştırılmış R744, gaz soğutucusunda ısınıp diğer ortama aktarır. R744, transkritik bölgede, sıcaklığı kritik sıcaklığının altına indirildiğinde sıvılaşır. Şekil 1.7'de çevrim ve P-h diyagramı gösterilmiştir.



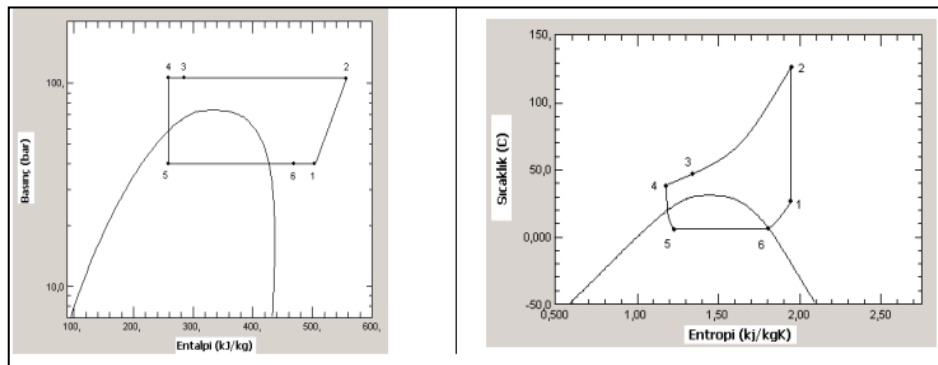
Şekil 1.7. Transkritik çevrim (Kasap vd., 2011)

Transkritik sistemlerde etkinliği arttırmak için sisteme iç ısı değiştiricisi eklenmiştir. Bu eşanjör, gaz soğutucu çıkış sıcaklığını düşürürken, aynı zamanda kompresöre sıvı geçişini engellemek için akümülatör görevi görmektedir. Bu sayede, buharlaştırıcı çıkışında gaz olmasını garanti altına alınır. Şekil 1.8’de iç ısı değiştiricili R744 transkritik çevrim gösterilmiştir.



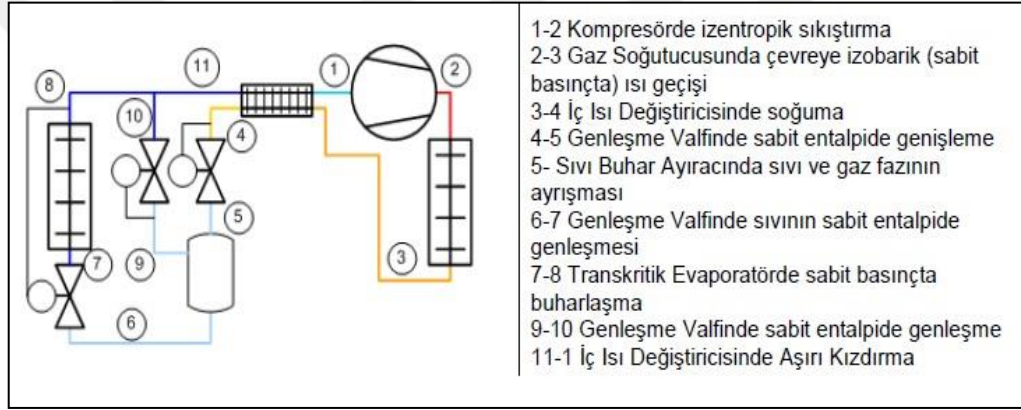
Şekil 1.8. İç ısı değiştiricili R744 transkritik çevrim (Kasap vd., 2011)

Şekil 1.9’da ise bu sisteme ait P-h ve T-s diyagramlarına yer verilmiştir.



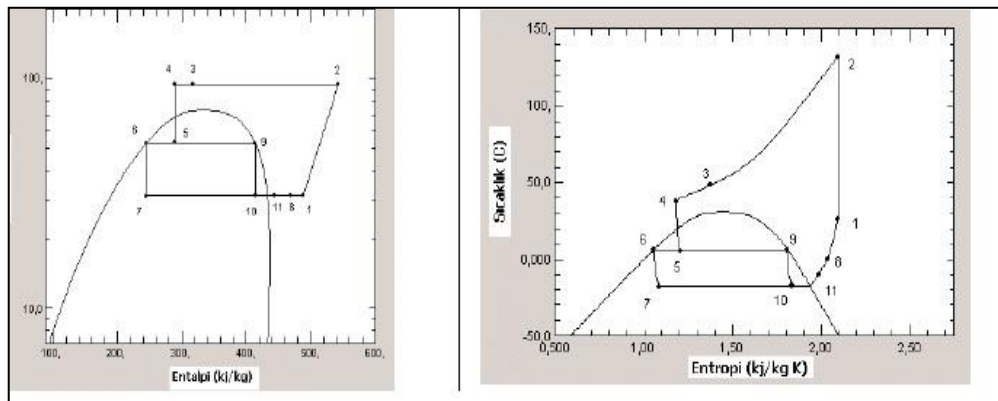
Şekil 1.9. İç ısı değiştiricili R744 transkritik çevrimin P-h ve T-s diyagramı (Kasap vd., 2011).

Transkritik çevrimlerin verimliliğini artırmak için iç ısı değiştiricisine ek olarak, flaş gaz by-pass yapısına sahip çevrim tasarımları da gerçekleştirilmektedir. Olağan çevrimlerden farklı olarak, ikinci bir genişleme vanası sisteme ilave edilir. Birinci genişleme işlemi, gaz soğutucudan likit tankına gerçekleşirken, burada sıvı ve gaz fazları oluşur. Daha sonra sıvı kısım, yeniden kısılarak, istenen buharlaşma sıcaklığına ulaşılmış olur. Bu transkritik çevrimlerde, ara basınç kademesinde likit tankı kullanılabilir. Sistem de ayrıca bir dengeleme valfi bulunur. Bu valf sayesinde, likit tanktaki basınç seviyesi kontrol edildiğinden dolayı, genişleme vanası öncesi sıcaklık dolayısıyla da buharlaştırıcı giriş entalpisi kontrol edilebilir. Şekil 1.10'da iç ısı değiştiricili flaş gaz by-pass yapısına sahip R744 transkritik çevrimi verilmiştir (Kasap vd., 2011).



Şekil 1.10. İç ısı değiştiricili flaş gaz by-passlı transkritik çevrim (Kasap vd., 2011)

Şekil 1.11'de ise bu sisteme ait P-h ve T-s diyagramlarına yer verilmiştir.



Şekil 1.11. İç ısı değiştiricili flaş gaz by-passlı transkritik çevrim diyagramları (Kasap vd., 2011)

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Wang vd. (2018), yaptıkları bu çalışmada, gaz soğutucudan çıkan soğutucu akışkan sıcaklığı ile transkritik R744 ısı pompası çevriminin doğrudan birbirleri ile alakalı olduğunu ifade etmişlerdir. Sistem verimliliğini iyileştirmek amacıyla, soğutucu akışkanın gaz soğutucu çıkışındaki sıcaklığını düşürmek ve soğutkandan ısı almak için içerisinde faz değiştiren madde bulunduran bir ısı depolama yöntemini analiz etmişlerdir. TRNSYS ortamında teorik bir uygulama gerçekleştirmişlerdir. Deneysel çalışma yapılmamıştır. Transkritik ısı pompası için tek kademeli çevrim öngörmüşlerdir. Analizler sonucu önerilen bu ısı depolamalı sistemin, standart bir transkritik ısı pompası çevriminin performansında %4 oranında bir iyileşme olduğunu ifade etmişlerdir.

Özgür ve Bayrakçı (2009), yaptıkları çalışmada R744 soğutkanlı bir ısı pompasında sistemdeki soğutucu akışkan çıkış sıcaklığının ekserji verimi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Teorik bir analiz çalışması yapmışlardır ve oluşturulan modelin çözümü EES (Engineering Equation Solver) ortamında yapılmıştır. Çalışmalarında faz değiştirmeyen R744'ün su soğutmalı gaz soğutucu ile ısı aktarımı gerçekleştirmesinin daha verimli olduğunu ifade etmişlerdir. Analiz sırasında buharlaşma sıcaklığını -10 °C ve +10 °C derece olarak seçmişlerdir. Ekserji veriminin ve STK'nın buharlaşma ile değişimini ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ile değişimini grafiklerle açıklamışlardır. Gaz soğutucu sıcaklığının STK ve ekserji miktarını doğrudan etkilediğini ifade etmişlerdir.

Adamson vd. (2022), çalışmalarında yüksek sıcaklık ve transkritik ısı pompasındaki gelişmeleri incelemişlerdir. Bu araştırmalarında 2019 yılındaki nihai küresel enerji talebinden ve nihai enerji kaynaklarından bahsetmişlerdir. Bu çalışmada yüksek ısı transkritik ısı pompasının (HTTHP) yeniliklerden nasıl etkileneceğini ifade etmişlerdir. Bu amaçla 49 farklı yüksek ısı veya transkritik ısı pompasının analizini yapmışlardır ve 10 farklı performans iyileştirici etkenden bahsetmişlerdir.

Zhang vd. (2022), tarafından yapılan bu çalışmada, ejektör ve gizli ısı depolama cihazı ile entegre transkritik R744 ısı pompasının entegre ısıtma sistemi TRNSYS ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması amaçlanmıştır. Ejektörlü transkritik ısı pompası

ve gizli ısı depolamalı-ejektörlü ısı pompası çevrimlerinin bir ısıtma sezonu boyunca işletme performansı incelenmiştir. Yeni sistemin diğer sisteme kıyasla sudan daha fazla etkilendiği açıklanmıştır. Su debisi 0.103 kg.s^{-1} olduğunda sistem performansının %18.53 oranında iyileştiği sonucuna varılmıştır.

Song ve Cao (2018), tarafından yapılan bu çalışmada, R134a alt soğutma yapısına sahip bir alan ısıtma amaçlı kullanılan transkritik R744 ısı pompası sistemi önerilmiş ve ortam sıcaklığının değişimi, teorik ve deneysel olarak araştırılmıştır. Test sonuçlarında, ortamdaki sıcaklığın düşmesi sebebiyle ısıtma kapasitesinde önce artış daha sonra ise azalma olduğunu gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak ortam sıcaklığına karşılık gelen bir COP_{IP} değeri olması gerektiğini açıklamışlardır. Yüksek/alçak basınç, kütle debisi gibi soğutucu akışkan parametreleri ile su akış, giriş/çıkış sıcaklıkları gibi su tarafının parametreleri karşılaştırılmıştır. Meydana gelen ortam sıcaklığındaki azalma sonucu R744 su akışında azalmaya, R134a su akışında artmaya sebep olduğunu ifade etmişlerdir. Bu artış ve azalmaların sonucu olarak R744 alt birim çıkışındaki su sıcaklığının artmasına ve R134a alt birim çıkışındaki su sıcaklığının azalmaya neden olduğunu açıklamışlardır.

Wu vd. (2021), yılında, gıda ve besi hayvanları alanındaki işletmelerde kullanılan gereksiz enerji kullanımını önlemek için, kademeli soğutma prensibine dayalı çalışan vidalı kompresör ve ara soğutucu ile yeni bir ısıtma ve soğutma sistemini araştırmışlardır. 3 kademeli olan bu entegre sistemde 1. çevrimde R744, 2. çevrimde NH_3 ve 3. çevrimde yine NH_3 kullanmışlardır. 2. ve 3. çevrimin farkı, çevrime bir ara soğutucu eklemiş olmalarıdır. Termodinamik analizler yaparak, COP_{IP} parametresini olumsuz yönde etkileyen bazı detayları açıklamışlardır. 2. ve 3. çevrimler arasında, ısı transferini sağlayan sıcaklık farkının, sistem performansında düşüşe neden olduğunu, performans iyileştirmenin en iyi yönteminin, ara soğutma işleminde, ısı eşanjörünün kullanılması olduğunu ifade etmişlerdir.

Zhang vd. (2022), bu çalışmalarında sıkıştırma/enjeksiyonlu transkritik R744 ısı pompası sistemi ile temel transkritik R744 ısı pompası çevrimini karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında deneysel araştırmalar yapmışlardır ve 4 farklı frekans hızına ayarlanabilen kompresör kullanmışlardır. 4 farklı frekans hızı ile farklı basınçlarda ölçümler almışlardır. Sıkıştırma/enjeksiyon transkritik R744 ısı pompası çevrimi ile

geleneksel transkritik R744 ısı pompası çevriminin ısıtma kapasitesi su çıkış sıcaklığı ve kompresör güç kullanım oranlarının aynı değişim eğilimini gösterdiğini bulmuşlardır. COP_{IP} değerinin, kompresör hızının artmasıyla azaldığını açıklamışlardır. Temel karşılaştırmada, enjeksiyon transkritik R744 ısı pompasının COP ve ekserji veriminin transkritik R744 ısı pompasından yüksek olduğunu ve sıkıştırma/enjeksiyon transkritik R744 ısı pompası çevriminin birim ısıtma başına toplam tersinmezliğin transkritik R744 ısı pompasından düşük olduğunu açıklamışlardır.

Llopis vd. (2015), yılında yaptıkları bir çalışmada, R744 kritik altı soğutma tesisindeki çevrime, bir IHX (iç ısı değiştiricisi) eklenmesinin deneysel performansını incelemişlerdir. Değerlendirme için 77 sabit şart tesis edilmiştir. Kompresör frekansı nominal, buharlaşma sıcaklığı $-25^{\circ}C$ ila $-40^{\circ}C$, yoğunlaşma sıcaklığını $0^{\circ}C$ ila $-15^{\circ}C$ arasında kullanmışlardır. IHX'in %68 ile %98.4 arasında yüksek termal etkinlikte çalıştığını ve bu değerlerin düşük buharlaşma seviyelerinde meydana geldiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca R744 kritik altı çevriminde gaz soğutucu ile IHX'in kullanılmasının, yoğunlaştırucuya aktarılabilecek ısının azalmasına neden olduğunu ve bu aktarılan ısıdaki azalmanın sonucu kademeli sistemin COP_{IP} değerinin %0.15 ten %2.91'e yükseldiğini ifade etmişlerdir.

Purohit vd. (2018), sıcak iklimde ($45^{\circ}C$) çalışan iç ısı değiştiricili bir ısı pompası çevrimi ile geleneksel bir transkritik R744 çevriminin deneysel veriler ile karşılaştırılmasını yapmışlardır. Deneylerde 2 farklı evaporatör sıcaklığı ve 4 farklı ortam sıcaklığındaki sonuçları açıklamışlardır. Ayrıca soğutucu gaz üzerindeki hava çıkışının sistem performansına etkilerini incelemişlerdir. Buharlaşma sıcaklığın gaz soğutucu ve IHX üzerinde ekserji kaybının azaltılmasında etkisinin çok az olduğunu bulmuşlardır. IHX'li çevrimin COP_{IP} ve ekserji veriminin temel çevrime göre daha yüksek olduğunu ve performansı arttırmanın, ortam sıcaklığının yükselmesi veya buharlaştırıcı sıcaklığının düşmesi ile meydana geldiğini ifade etmişlerdir.

Xu vd. (2022), yılında transkritik R744 ısı pompasının sıcak su üretimindeki öneminden bahsetmişlerdir. Gaz soğutucusundan çıkan dönüş suyu sıcaklığı ve tek fazlı ısı transferi sebebiyle bazı şartlarda özellikle soğuk yerlerde alan ısıtması için performansının yetersiz olduğunu ifade etmişlerdir. Alan ısıtması için su ısıtma entegre

sistemine sahip R744 ısı pompası sistemini önermişlerdir. Ayrıca, ortam sıcaklığı, elektrik enerjisi birim fiyatı ve su talebi gibi faktörlerin sistem performansı üzerindeki etkilerini de açıklamışlardır.

Martínez vd. (2022), yılında yaptıkları bu çalışmada, transkritik R744 ısı pompasının, kullanım sıcak su üretimi ve alan ısıtmaları için hem yüksek verimli hem de düşük GWP'li olmasının öneminden bahsetmişlerdir. Yüksek sıcaklıklarda COP'in düştüğünü ve bu düşüşü azaltmak için IHX'li transkritik R744 ısı pompası çevrimini incelemişlerdir. IHX'li ve IHX'siz çevrimler kullanılarak deneysel çalışma yapmışlardır. IHX'in uygun çalışma şartlarını analiz etmek için 4 farklı su giriş sıcaklığını esas almışlardır ve yapılan termodinamik COP hesaplarından sonra %4.5 oranında bir artış olduğunu açıklamışlardır.

Li vd. (2022), yılında transkritik R744 ısı pompasının önemli bir parametresi olan kompresör çıkış basıncı üzerine çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında kompresör çıkış basıncını etkileyen parametreleri incelemişlerdir. Çalışmalarını deneysel olarak yapmışlardır. Tahliye basıncı ile revize edilmiş basınç değerlerinin analizi sonucunda birbirlerine yakın değerlerde olduğunda sistem performansının yüksek olduğunu ifade etmişlerdir.

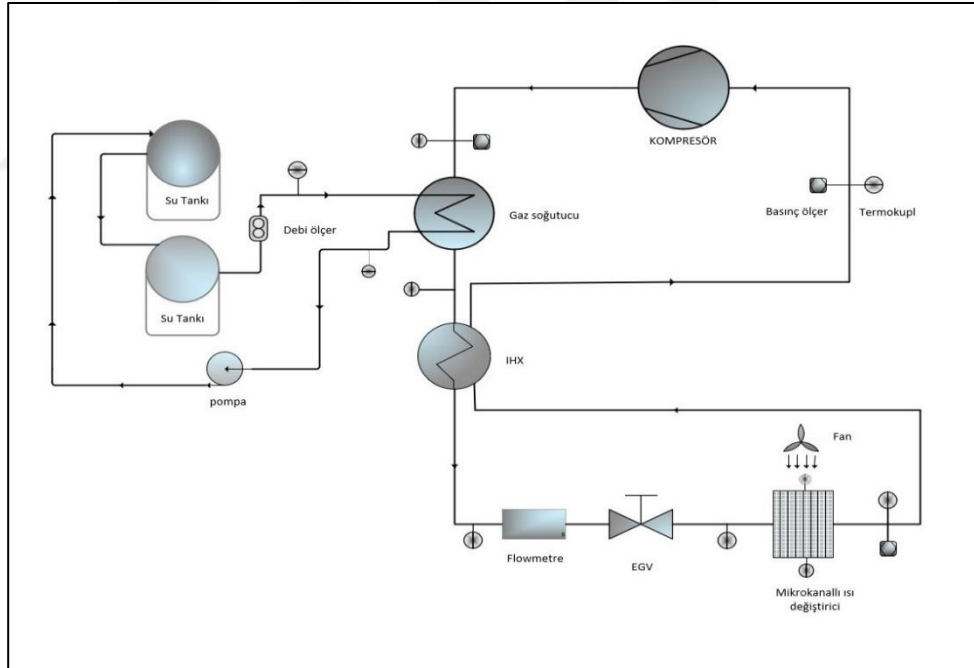
Erbil vd. (2022), bu çalışmalarında sudan suya ısı aktarımı yapan tek kademeli transkritik R744 ısı pompası sisteminin 2 farklı basınç durumunda ve arttırılmış su debisinin, çevrimin termodinamik değişim üzerindeki etkilerini analiz etmişlerdir. Çalışmalarını deneysel yapmışlardır. Ekserji hesapları için EES programını kullanmışlardır. İlk deneylerinde gaz soğutucu basıncını 75 bar, diğer deneyde gaz soğutucu basıncını 100 bar olarak deneylerini yapmışlardır. Yapılan deneyler sonucunda basınç artışının COP_{IP} değerinde %148'lik bir artış olduğunu ifade etmişlerdir.

Bu çalışmada, havadan-suya ısı aktaran, tek kademeli, iç ısı değiştirişine sahip bir transkritik ısı pompası geliştirilmiştir. Bu ölçekteki çalışmaların az olduğu görülmektedir. Böyle bir sistemin, COP_{IP} parametresi, farklı sistem basınçlarında ve su debisi değerlerinde ölçülmüştür. Bu açıdan literatüre katkı yapılması hedeflenmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Isı pompaları, temiz enerji kullanımı alanında önemli bir değere sahip olduğu kabul edilen bir teknolojidir. Sistemdeki yüksek basıncın, sistem performansına doğrudan etkisi söz konusudur. Bu çalışmada, havadan suya prensibiyle çalışan IHX'li tek kademeli bir ısı pompası sistemi kurulmuştur. Sistem soğutucu akışkan tarafı ve ısınının aktarıldığı su tarafı diye iki bölümde açıklanabilir. Soğutucu akışkan tarafının temel bileşenlerini kompresör, gaz soğutucu, IHX, debimetre, EGV ve evaporatörden oluştuğu görülmektedir. Isının aktarıldığı su tarafının temel bileşenleri ise su pompası, debi ölçer, sıcaklık ölçüm araçları ve iki adet su tankıdır. Depoların biri ısınan suyun döküldüğü bölüm, diğeri ise suyun, dinlendirilerek soğutulduğu bölümdür. Bu deneysel sistemin şeması Şekil 3.1'de gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Deneysel ısı pompası şematik çizimi

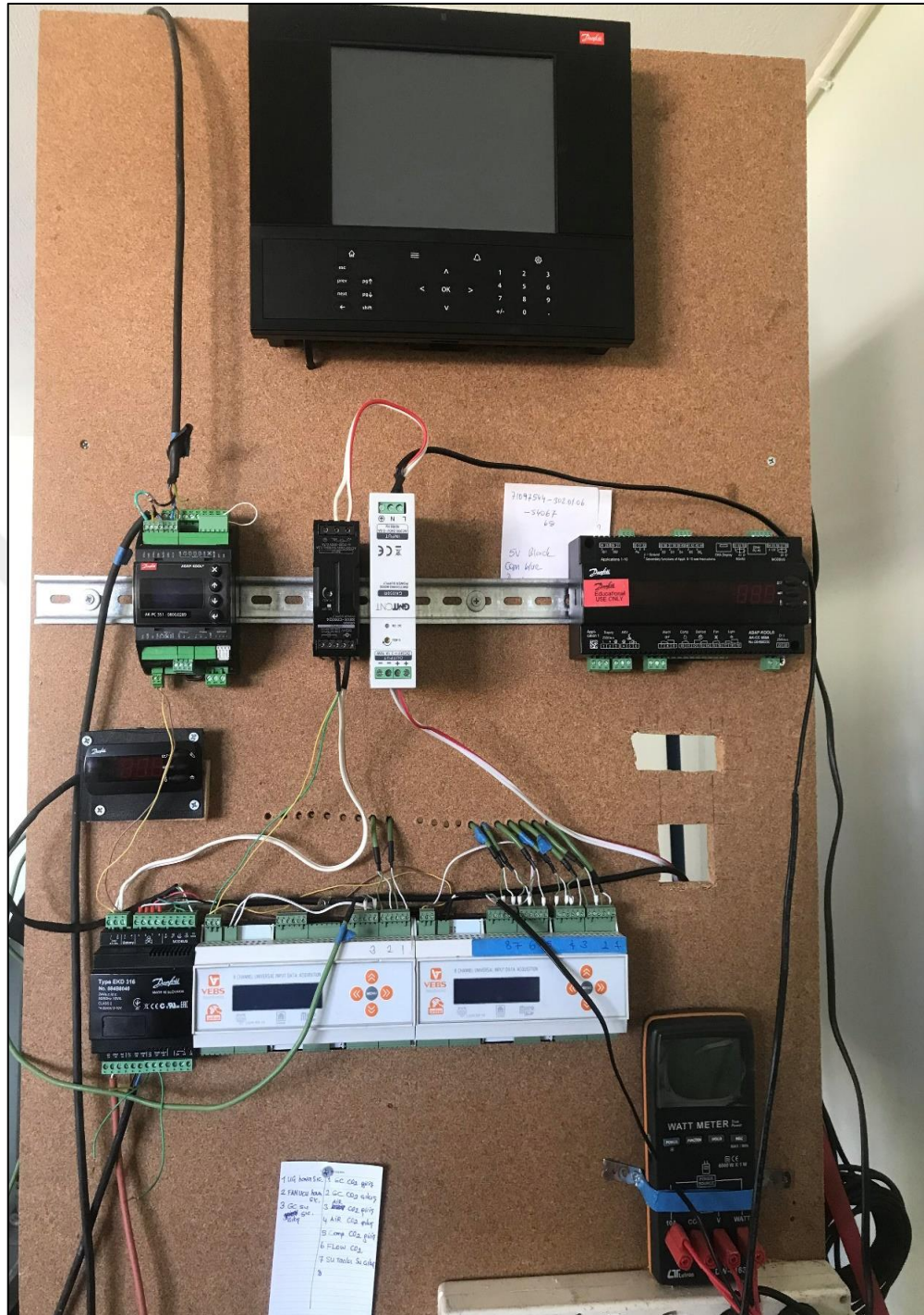
Çalışmadaki ekipmanların özelliklerinin, yüksek basınç altında kullanılabilecek şekilde olmasına dikkat edilmiştir. Çünkü sistemdeki yüksek basınç, geleneksel ısı pompası veya soğutma bileşenlerinin basınç dayanımları düşük olabilmektedir. Gaz soğutucu için bir optimum basınç değeri vardır. Bu basıncın kontrolü için hem piezo basınç sensörleri ile dijital kayıt yapılmakta hem de bir manometre ile manuel olarak

gözlem yapılabilecek şekilde sistem tasarlanmıştır. EGV' nin açıklığı, bu basıncın değişimine etki etmektedir. Akışkan sıcaklıkları ölçümü için daldırmalı, K tipi ısı çiftleri kullanılmıştır. Basınç ve sıcaklık verileri, bilgisayar ortamında, zamana bağlı olarak kayıt altına alınmaktadır. Sistemdeki elektrik enerjisi kullanımları (kompresör, fan ve pompa) bir wattmetre ile ölçülmektedir ve bilgisayarda, zamana bağlı olarak kayıt altına alınmaktadır. Sistemdeki hava hareketi, eksenel bir fan ile su hareketi ise bir sirkülasyon pompası ile gerçekleştirilmektedir Şekil 3.2'de deneysel sistemin kurulum görseli verilmiştir.



Şekil 3.2. Deneysel sistemin kurulum ait görsel

Deneysel sistemde ölçümleri yapan ekipmanların sürücüleri ve ekranları deneysel setin yanına monte edilen bir ahşap plaka üzerine bağlanmıştır ve bu ekipmanlar Şekil 3.3'te gösterilmiştir.



3.1.1. Kompresör

Her geçen yıl R744'e olan ilgi artmaktadır ve bu ilgi artışı ve gereklilikten dolayı farklı tip ve özelliklerde kompresörler geliştirilmektedir. Günümüzde R744 soğutucu akışkanı için farklı modellerde kompresörler bulmak mümkündür. Kritik altı ve transkritik uygulamalar için hermetik, yarı-hermetik, rotorlu, sarmal, santrifüj tip ve

vidalı tip kompresörler bulunmaktadır. R744 soğutucu akışkanına uygun olan kompresörler, aşınmaya karşı dayanıklı ve uzun ömürlü tahrik sınıfında yer alırlar. Kompresör için önemli bir parametre olan yağlama sistemi açısından da bünyesinde bulundurdıkları pompalı yağlama sayesinde uzun ömürlüdürler.

Sistem için kullanılan kompresörün görüntüsü ise Şekil 3.4'te verilmiştir. Sanden marka hermetik bir kompresör kullanılmıştır. Daha önceki proje çalışmalarında temin edilen ve ülkemizde satışı yapılmayan bir cihazdır. Ülkemizde faaliyet gösteren ve soğutucu imalatı yapan bir firmanın aracılığı ile temin edilmiştir. Kompresör gücü 1 kW' dan düşük olarak belirtilmektedir.



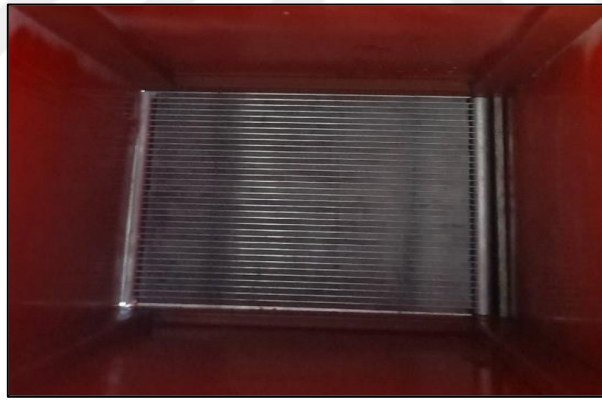
Şekil 3.4. Sistemde kullanılan hermetik kompresör

Şekil 3.4'te görüldüğü üzere kompresörde sol tarafta basma hattı, en sağda emiş hattı ve ortada soğutucu gaz giriş hattı mevcuttur. Kompresörün bağlantı ağzlarında 8 mm çapında borular vardır. Bu borular daha sonra sistem kurulumu sürecinde, kompresörün tekrar sökülüp takılabilmesi için dişli bağlantılı bir yapıya dönüştürülmüştür. Bu borulara, nipel parçalar kaynaklanmıştır. Bu nipelilerin, yüksek basınçlı hortumların bağlanması sırasında hareket ederek deformasyon olmaması için tedbir alınmıştır. Zemin sacına, 1 cm kalınlığında, silme demirden kelepçe sistemi

yapılmıştır. Emme ve basma hattında kullanılan hortumların bağlantıları sırasında sızdırmazlık için dişlilere teflon bant ve yapıştırıcı sürülmüştür.

3.1.2. Mikro kanallı ısı değıştirci

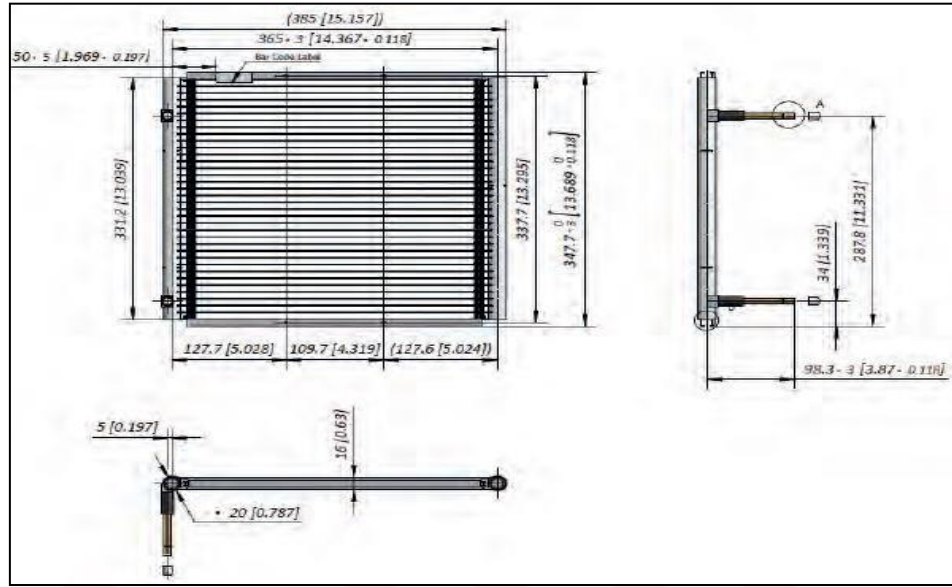
Transkritik ısı pompasında yüksek basınçlar görüldüğü için seçilen ekipmanların da uygunluğu önem arz etmektedir. Sistemin buharlaştırıcısı olarak mikro kanallı ısı değıştirci kullanılması öngörölmüştür. Şekil 3.5'te, imal edilen hava kanalı içine yerleştirilen mikro kanallı buharlaştırıcı görölmektedir. Bu ısı değıştircisinin maksimum işletme basıncı 45 bar, yırtılma basıncı ise 134 bar olarak verilmektedir. Kurulan deneysel sistem için bu basınç seviyelerinin uygun olduğı değeriendirilmiştir. 45 bar çalışma basıncı, R744 için +10 °C doyma sıcaklığına karşılık gelmektedir. Bu değeri, transkritik ısı pompaları için uygundur. Mikro kanallı ısı değıştircinin giriş ve çıkış hatları da kompresörde olduğı gibi dişli bağlantı yapılmıştır. Hava kanalının içine bir kızak sistemi gibi monte edilen değıştirci ısı transferi esnasında kenarlarından hava geçişi olmayacak şekilde konumlandırılmıştır.



Şekil 3.5. Mikro kanallı ısı değıştircisinin hava kanalındaki görüntüsü

Şekil 3.6'da ise mikro kanallı ısı değıştircisinin ölçüleri görölmektedir. Şekilde göröldüğü gibi giriş ve çıkış hatlarında 8 mm çapında borular vardır ve dişli bağlantı elemanları buralara kaynak yapılmıştır.

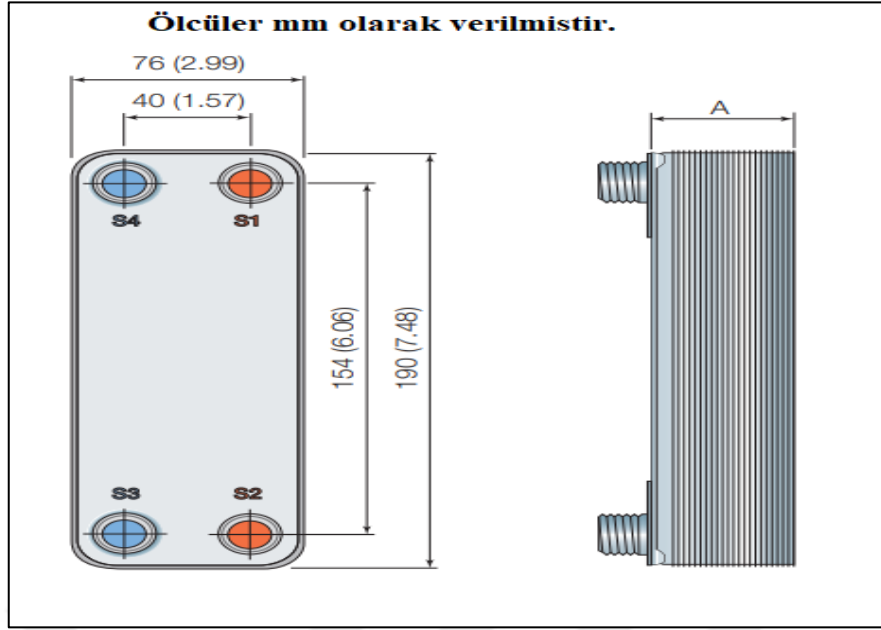
Şekil 3.6. Mikro kanallı ısı değıştiricisinin ölçüleri (Anonim, 2022c)



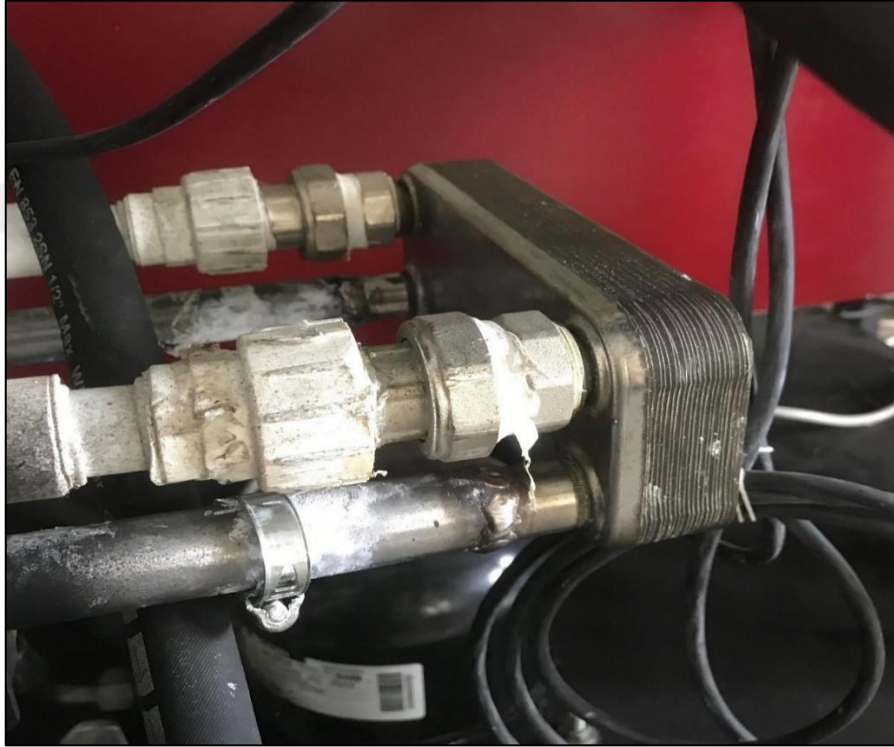
3.1.3. Gaz soğutucu

Plakalı ısı değıştirici olarak tasarımı ve imalatı yapılan bu ekipman R744 gaz soğutuculu transkritik çevrimlerde kullanımı uygun olması için paslanmaz çelikten yapılmıştır. Sistemde mevcut basınçların en yüksek olduğu nokta bu ısı değıştiricinin içerisinde. Çünkü kompresörden sıcak ve basınçlı olarak çıkan soğutucu akışkan kompresörden sonra direk bu ekipmana girmektedir. Bu sistemde Alfa Laval AXP14-20H-F gaz soğutucusu kullanılmıştır.

Şekil 3.7’de görüldüğü üzere gaz soğutucunun su giriş ve çıkış bağlantıları sökülebilir dişli bağlantılardır. R744 giriş ve çıkış bağlantıları ise kaynaklı bağlantıdır. Buralara paslanmaz çelik borular kaynak edilmiştir. Boruların diğer uçları ise ½” dişli bağlantıya sahiptir gaz soğutucusun sisteme montajlanmış hali Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Bu gaz soğutucusuna giren su ve soğutucu akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları ve basınçları yine kayıt altına alınmıştır.



Şekil 3.7. Gaz soğutucusunun imalat resmi (Anonim, 2018)



Şekil 3.8. Gaz soğutucu montaj resmi

3.1.4. Elektronik genişleme vanası

Genleşme valfi ya da kısılma vanası, soğutucu akışkan basıncını buharlaştırıcı öncesi istenilen buharlaştırıcı basıncına düşürmeye yarayan sistem elemanıdır. Kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan daha sonra yoğuşturucuda ısını vererek sıvı faz

durumuna geldikten sonra genleşme vanasına gelir ve burada basıncı buharlaştırıcı basıncına düşürülür.

Projede, genleşme elemanının olarak daha önceden temin edilen bir elektronik genleşme vanasının kullanılması planlanmıştır. Açıklığı manuel ayarlanabilen bu vana ile alçak basınç ve yüksek basınç ayarlarının yapılabilmesi kolaylaşmaktadır. Vananın, kızgınlık kontrol modu da mevcuttur. Bu vananın da görüntüsü Şekil 3.9'da verilmiştir. Vananın bağlantıları kaynaklı birleştirmedir.



Şekil 3.9. EGV montaj resmi

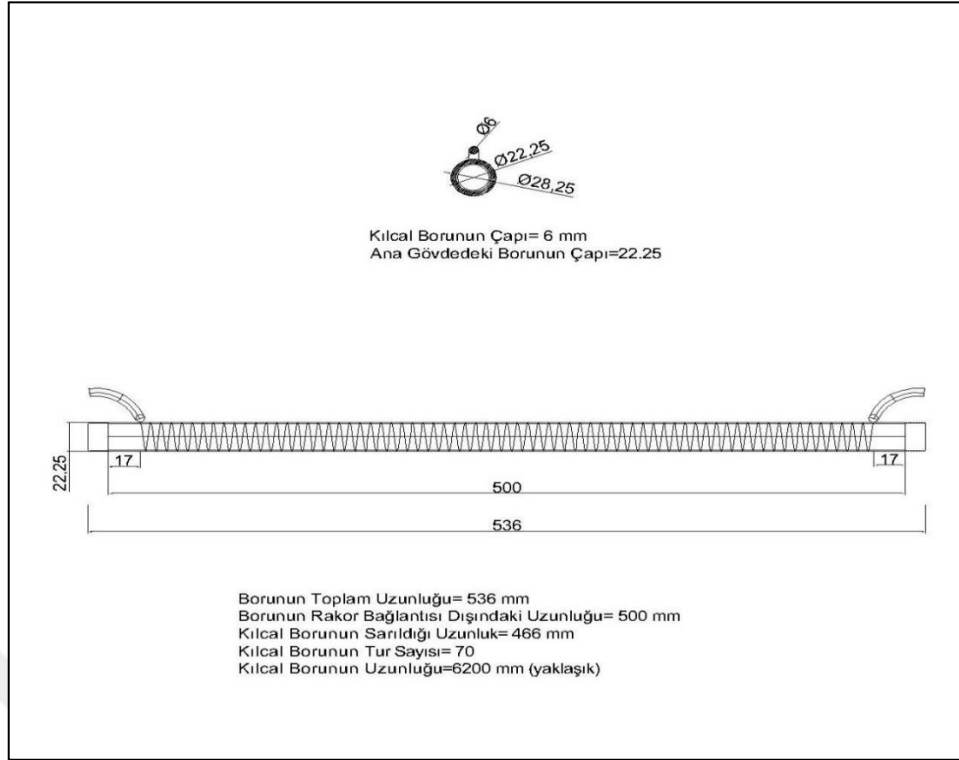
Fakat proje çalışmalarında daha uygun olduğu değerlendirildiği için dişli bağlantı tercih edilmiştir. Vana uçlarına kılavuz ile 5/8 inç diş açılmıştır. Dişli bağlantıların olduğu kısma, sıkı geçme usulü ile yüzük takılmıştır. Böylelikle diş açılması sebebiyle oluşacak kesit incelme riskine tedbir alınmıştır. Sistemde Danfross CCMT-2 model EGV kullanılmıştır bu kullanılan EGV'nin teknik özellikleri Şekil 3.10'da gösterilmiştir.

Brüt ağırlık	1.86 kg	EAN	5702428444972
Net ağırlık	1.5 kg		
Ambalaj başına düşen miktar	1 ad.	Ortam sıcaklığı aralığı [°C] [Min.]	-40 °C
Ambalaj biçimi	Tekli paket	Ortam sıcaklığı aralığı [°F] [Maks]	140 °F
Bakım yapılabilir	Electric valve spare parts	Ortam sıcaklığı aralığı [°F] [Min]	-40 °F
Bağlantı Kaynak boyutu [inç]	1/2 in	REACH Candidate List substances	Lead (CAS no. 7439-92-1) >0.1%
Bağlantı Lehim boyutu [inç]	5/8 in	Sıcaklık aralığı [°C] [Maks.]	60 °C
Bağlantı standardı	EN10220	Sıcaklık aralığı [°C] [Min.]	-40 °C
Cv değeri [gal/dk]	0.2 gal/min	Sıcaklık aralığı [°F] [Maks]	140 °F
Daha fazla bilgi	Lehim, ODF	Sıcaklık aralığı [°F] [Min]	-40 °F
Dife. basınç ayar aralığı [bar]	90 bar	Soğutucu akışkanlar	R134a R744 R410A
Dife. basınç ayar aralığı [psi]	1305 psi	Tip	CCMT 2
Kv değeri [m³/sa]	0.17 m³/h	UL onaylı soğutkanlar	R134a R744
Maks. Çalışma Basıncı [bar]	140 bar	Ürün adı	Elektrikli regülasyon valfi
Maks. Çalışma Basıncı [psig]	2030 psig	Ürün aksesuarları	Electric valve accessories
MaksOPD [bar]	90 bar	Ürün açıklaması	Elektrikli genleşme valfi
MaksOPD [psig]	1305 psig	Ürün grubu	Basınç ve sıcaklık regülasyon vanaları
Onay	UL LLC CDC EURO-TYSK	Ürün grubu adı	CCMT
Ortam sıcaklığı aralığı [°C] [Maks.]	60 °C		

Şekil 3.10. EGV'nin teknik özellikleri (Anonim, 2022)

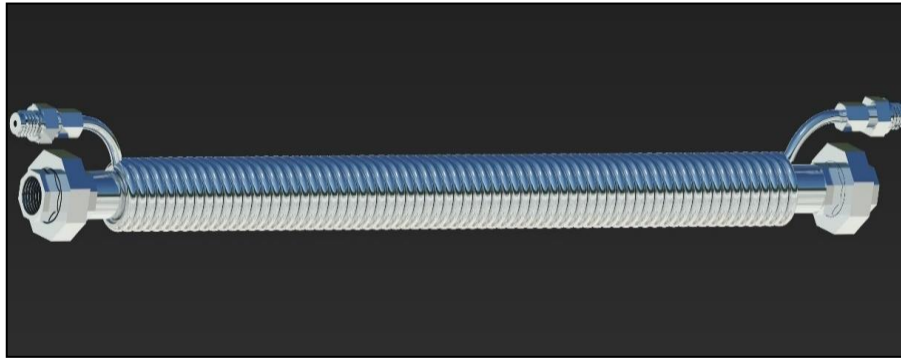
3.1.5. İç ısı değiştirici

İç ısı değiştirici aynı gövdede olup akış yönleri ters olan ve iki akışkanın birbirine karışmadığı ısı aktarım elemanlarıdır ve paslanmaz çelik borudan imal edilmişlerdir. Deneysel sistem için tasarlanan iç ısı değiştiricinin ölçüleri Şekil 3.11'de gösterilmiştir. Ana gövde borusunun çapı 22.25 mm diğer kılcal borunun çapı ise 6 mm olarak seçilmiştir ve ana gövde etrafında kılcal borunun yaklaşık 70 tur sarım yapılarak ana gövdeyi sarması düşünülmüştür. Rakorsuz uzunluk ölçüsü 500 mm rakorlu bağlantı sonucu ölçüsü 536 mm, kılcal boru uzunluğunun ise 6200 mm olacağı hesaplanmıştır.



Şekil 3.11 İç ısı değiştirici 2 boyutlu gösterimi özellikleri

Bu ölçülere göre iç ısı değiştiricinin 3 boyutlu görseli de AutoCAD ortamında modellenmiştir ve Şekil 3.12’de gösterilmiştir.



Şekil 3.12 İç ısı değiştiricinin 3 boyutlu görseli

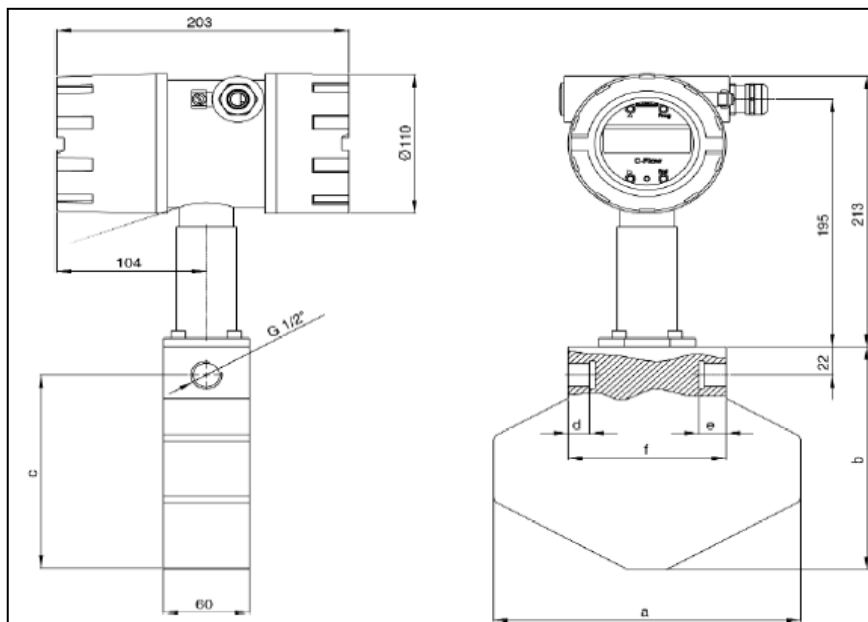
Yapılan bu tasarım, paslanmaz çelik ve işçilik giderlerinde yaşanan artışlar sebebiyle temin edilememiştir. Ancak aynı tasarım ve çaplara sahip, prototip çalışma esnasında hazırlanan bir iç ısı değiştirici sisteme monte edilmiştir. Bu iç ısı değiştiricinin giriş ve çıkış hatlarına dişli bağlantı elemanları kaynakla birleştirilmiştir. Sisteme monte edilen bu iç ısı değiştiricinin görseli Şekil 3.13’de gösterilmiştir.



Şekil 3.13 İç ısı değiştiricisi montaj resmi

3.1.6. Debimetre

Çevrimdeki soğutucu akışkan olarak kullanılan R744 debisinin ölçümü için kütleli akış ölçer kullanılmıştır. Sistemdeki debimetrenin ölçüleri Şekil 3.14’de gösterilmiştir. Debimetre, gaz soğutucudan çıkan ve iç ısı değiştiriciden geçerek sıcaklığı düşürülen R744 hattına bağlanmıştır. Yüksek basınç hattında yerleştirilen bu debimetre, fabrika çıkışı kalibre edilmiştir. Debimetreden çıkan akışkan EGV girişine gelmektedir.



Şekil 3.14. Sistemde kullanılan debimetrenin ölçüleri

Gaz soğutucudan çıkan soğutucu akışkan, 1/2 inç çaplı hidrolik hortumdan geçerek

debimetreye giriş yapar ve debimetreden çıktıktan sonra yine hidrolik hortum yardımıyla EGV'ye giriş yapar. Debimetrenin sistemdeki yeri ve montajı Şekil 3.15'te gösterilmiştir.



Şekil 3.15. Debimetrenin montaj resmi

3.1.7. Su tankları

Sistemde kapasiteleri 200 litre olan 2 adet su tankı vardır. Bu su tankları raf şeklinde bir demir sehpanın üzerine konumlandırılmıştır. Demir sehpa, kesit ölçüleri 40 x 60 mm ve kalınlığı 2 mm demir kutu profil malzemesi kullanılarak, su tanklarının dolu kapasitesinin de üzerinde bir yüke dayanacak şekilde imalat edilmiştir. Sistemde, gaz soğutucudan geçen su akışı üstteki depoya akmaktadır. Alttaki su tankı ise sisteme giden suyun bulunduğu tanktır. 2 adet su tankının olmasının sebebi sistemde deneyler esnasında su kaybını engellemek içindir. Çünkü deneyler sırasında sisteme sürekli ve belirli sıcaklıkta su beslemesi yapmak gerekmektedir. Gaz soğutucudan çıkan sıcak su en üstteki tankta depolanıp bir sonraki ölçüme kadar ısısının deneyler için gerekli olan ortam ısısına gelmesi beklenir. Su tanklarının ve yapılan demir sehpanın görseli Şekil 3.16'da gösterilmiştir.



Şekil 3.16. Su tankları ve sehpadaki konumları

3.1.8. Sirkülasyon pompası

Deneysel sistemde ayarlı bir sirkülasyon pompası kullanılmıştır. 3 farklı devir ayarına sahiptir ve maksimum 50 W güç tüketimi vardır. Pompa giriş ve çıkış hatlarında dişli bağlantı kullanılmıştır. Sirkülasyon pompası Şekil 3.17’de gösterilmiştir.



Şekil 3.17. Sirkülasyon pompasının görüntüsü

3.1.9. Basınç ölçüm sensörleri (Transmitter)

Deneyisel sistemde 3 farklı basınç aralığına sahip AKS 2050 serisi basınç sensörleri kullanılmıştır. Sistemde basınç değerlerine göre farklı yerlere montajları yapılmıştır. Bu sensörlerinin çalışma aralıkları 1-59, 1-99, 1-159 bar aralığındadır. Sağlam yapıları sayesinde titreşim, şok, basınç dalgalanması gibi mekanik faktörlere karşı direnç sağlar. Bu sensörler ısı pompasında kritik noktalara montajlanmıştır ve bağlandıkları konumlardaki basınç değerleri ölçülmüştür. Bağlantı şekilleri dişli bağlantıdır ve bağlandıkları yerlerde yüksek basınç durumunda kaçak olmaması için bağlantı sırasında hem teflon bant hem de kuruduğunda sertleşen sıvı yapıştırıcı kullanılmıştır. Daha sonra veri kayıt sistemine bağlantıları yapılmıştır. Basınç sensörünün görüntüsü ve bağlantısı Şekil 3.18’de gösterilmiştir.



Şekil 3.18. Basınç sensörü ve bağlantısı

3.1.10. Isıl çiftler (Termokupllar)

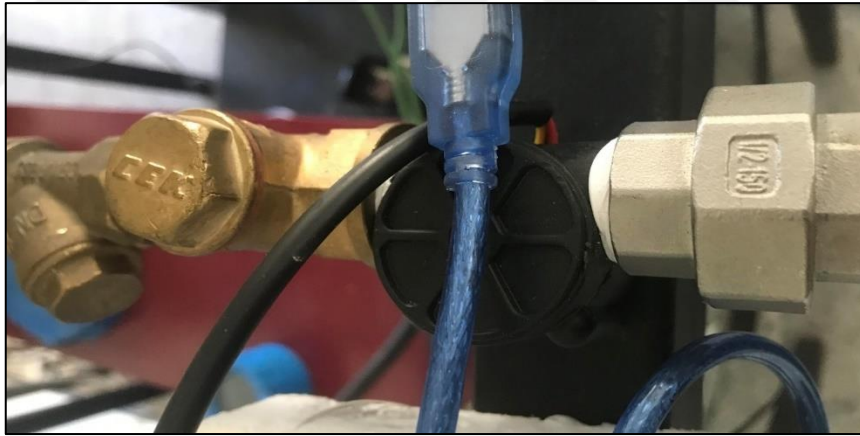
Isıl çiftler, sıcaklık ölçümünde kullanılan sensörlerdir. K, E, J, N, B, R, S, T, C, M tipleri mevcuttur. Kurulan deneyisel sistemde. K tipi termokupllardan yararlanılmıştır. Sistemde toplam 12 tane termokupl mevcuttur. Hava, su ve R744 akışkanlarının akış esnasında temas etmesiyle çalışmaktadırlar. Bağlantıları dişli bağlantıyla yapılmaktadır ve sızdırmazlık için teflon ve sıvı yapıştırıcı uygulaması yapılarak bağlantıları yapılmıştır. Bu termokuplların veri aktarımı için ölçüm panosundaki sürücülerine bağlantıları yapılmıştır. Termokuplun montajlanmış görüntüsü Şekil 3.19’da gösterilmiştir.



Şekil 3.19. Termokupl montajı

3.1.11. Su debi ölçer

Bu sensör su tankının çıkışına bağlanır ve içerisindeki çark sensörü sayesinde sisteme giren su debisinin ölçümü dijital olarak yapılabilir. Su debisinden hemen önce hatta Şekil 3.20’de su debi ölçerin görseline yer vermiştir. Ölçüm aracının kalibrasyonu yapılmış ve ölçümler dijital olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 3.20. Su debisi ölçüm ekipmanı

3.1.12. Hava kanalı

Hava kanalının içerisine buharlaştırıcı monte edilmiştir ve hava kanalının giriş tarafına fan bağlanmıştır. Bu hava kanalı demir bir iskeletten yapılmıştır ve bu iskelet yapı daha sonra 4 mm kompozit plaka ile kaplanmıştır. Hava kanalının kesit ölçüleri 35 cm x 33 cm’dir. Şekil 3.21’de hava kanalının imalat görüntüsü verilmiştir.



Şekil 3.21. Hava kanalı

3.1.13. Hava yönlendirici

Buharlaştırıcıdan çıkan hava akışını düzleştirmek ve doğru hız/debi ölçümü alabilmek için hava kanalının içerisine polikarbon malzemeden bir yönlendirici yapılmıştır. Bu hava yönlendiricisinin mikro kanal ölçüleri 8 x 8 mm'dir. Şekil 3.22'de hava yönlendiricisinin hava kanalındaki montajı gösterilmiştir.



Şekil 3.22. Hava yönlendiricinin montajı

3.1.14. Sistem yöneticisi

Deneyisel sistemde sistem yöneticisi olarak Danfoss AK-Sistem Yöneticisi

kullanılmıştır. Kullanılan bu sistem Şekil 3.23’de gösterilmiştir. Bu ekipmanın sunduğu avantajlardan bir tanesi sistem ekranında ayarlamalar yapılabilmektedir.



Şekil 3.23. Sistem yöneticisi

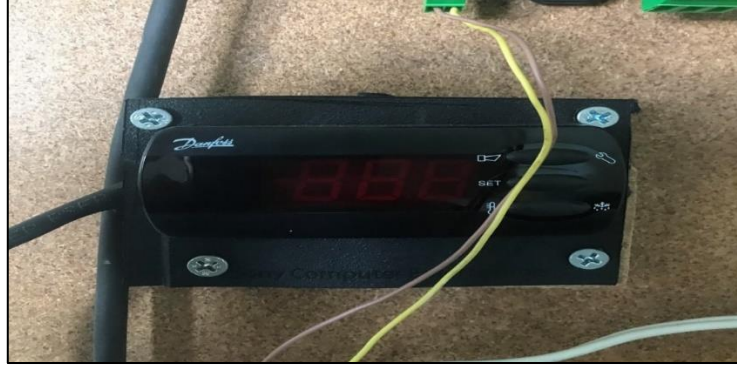
Ayrıca Ethernet protokolü ile bilgisayar ortamına bağlanabilmekte ve Danfoss yazılımı ile anlık değerler Excel ortamına aktarılıp rapor şekline dönüştürülebilmektedir. Basınç ölçerlerden gelen dijital veriler, bu sistem yöneticisi aracılığı ile zamana bağlı olarak kayıt altına alınmıştır.

3.1.15. Wattmetre

Sistem güç kullanımını ölçmek için Luton DW-6163 tipi wattmetre kullanılmıştır. Bu cihaz sayesinde ölçülen değerler bilgisayara RS-485 üzerinden aktarılabilir. Bu değerler ölçüm boyunca kayıt altına alınıp bir dosyaya aktarılır.

3.1.16. Vana açıklık göstergesi

Vana açıklık göstergesi Danfoss EKA-164A tipinde bir göstergedir ve AK-EKC serileri ile aynı anda kullanılan bilen bir ekipmandır. Farklı kademelerde ölçüm yapılabilmesi için üzerinde ayar butonları da vardır. Sistemdeki vana açıklık takibi için kullanılmıştır. Şekil 3.24’de vana açıklık göstergesi sunulmuştur.



Şekil 3.24. Vana açıklık göstergesi

3.1.17. Merkezi sistem kontrolleri

Küçük soğutma çevrimlerinde kompresörlerin ve buharlaştırıcıların regülasyonu için AK-PC-351 tipindeki kontrolör kullanılır. Kompresör giriş ve çıkış basınçları bu cihazla kontrol edilmektedir. Cihazın pano montajı Şekil 3.25’te gösterilmiştir.



Şekil 3.25. Merkezi sistem kontrolü

3.1.18. Analog basınç göstergesi

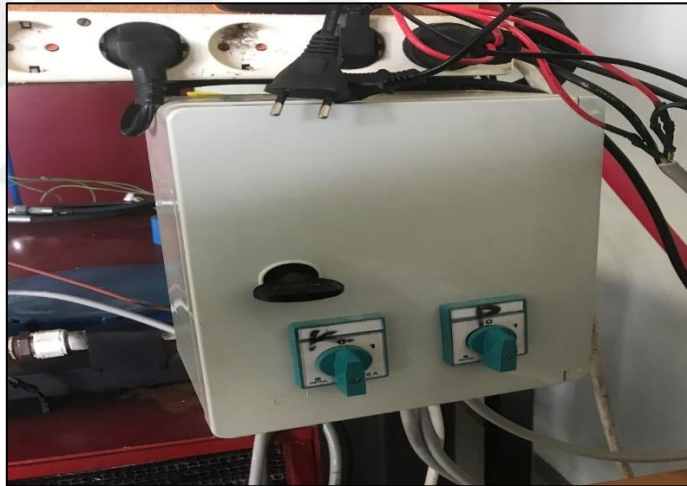
Basınçları manuel olarak okuduğumuz bu ekipman MONEKS marka ve gliserinli tiptir. Yüksek basınç tarafı 0-250 bar skalaya sahiptir. Bu ekipman debimetreden sonra sisteme bağlanmıştır ve Şekil 3.26’da gösterilmiştir.



Şekil 3.26. Analog basınç göstergesi

3.1.19. Kontrol panosu

Deneysel sistemdeki kompresör ve sirkülasyon pompasının elektrik dağıtımının yapıldığı pano Şekil 3.27’de gösterilmiştir. Koruma güvenliği vardır.



Şekil 3.27. Kontrol panosu

3.2. Yöntem

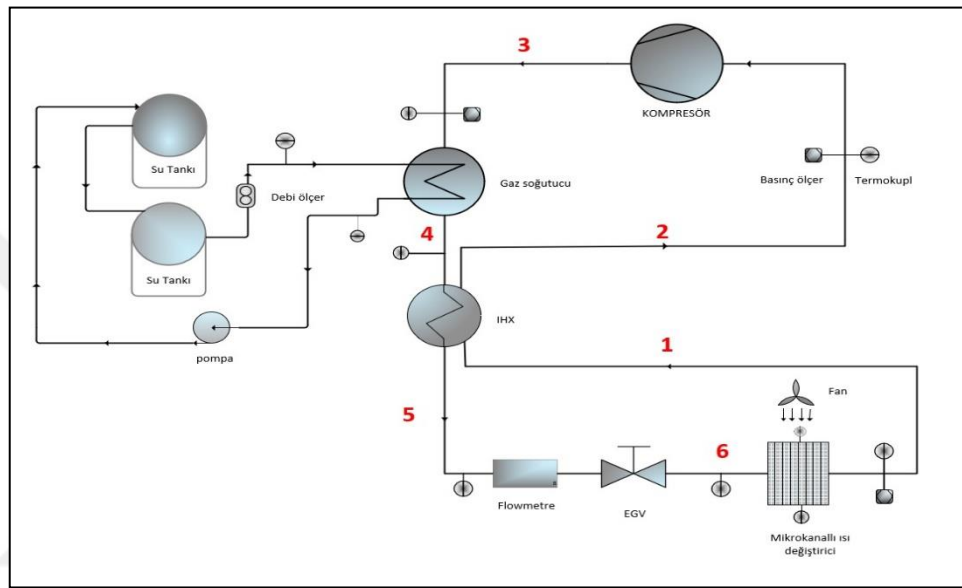
Transkritik R744 ısı pompası çevriminin termodinamik analizi ve deneysel çalışması alt başlıklar halinde detaylı bir şekilde anlatılmıştır.

3.2.1. Transkritik R744 ısı pompasının termodinamik analizi

Transkritik R744 ısı pompaları üzerine çalışmalar yaygın hale gelmektedir. Kimyasal soğutucu akışkanların GWP veya ODP değerlerinin yüksek olması nedeniyle alternatif

soğutucu akışkanların araştırılmasına ve bunlara bağlı sistemlerin geliştirilmesine önem verilmiştir.

Sistemin çalışması sırasında basınç değerleri oldukça yüksek değerlere çıkmaktadır. Çalışma 30 bar ile 100 bar basınç aralığında gerçekleşmektedir. Bu aralıklar alt ve üst sınırlardır. Sistemde daha önce anlatıldığı gibi yüksek basınçtan düşük basınca geçiş sürecinde EGV kullanılmıştır. Şekil 3.28’de sistemin şematik çizimi gösterilmiştir.



Şekil 3.28. Deneysel ısı pompasının şematik çizimi

Gaz soğutucu basıncı transkritik ısı pompası çevrimlerin verimliliğinin yüksek olabilmesindeki en büyük parametredir. Basıncı yükseltmenin sistem verimini arttıracak veya basıncı düşürmenin verimi düşürecek anlamına gelmemektedir. Sistem veriminin en iyi noktada olduğu basınç optimum gaz soğutucu basıncı olarak tanımlanmaktadır (Özgür ve Bayrakçı, 2010). Denklem (3.1)’de optimum gaz soğutucu basıncını ifade eden denklem verilmiştir.

$$P_{opt,gs} = (2.778 - 0.0157 \cdot T_b) \cdot T_4 + (0.381 \cdot T_b - 9.34) \quad (3.1)$$

Bu denklemde $P_{opt,gs}$ optimum gaz soğutucu basıncını, T_b CO₂’nin buharlaştırıcısındaki sıcaklığını, T_4 ise R744’nin gaz soğutucudan çıkış sıcaklığını ifade etmektedir. Bu denklem $-10\text{ }^{\circ}\text{C} < T_b < 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $30\text{ }^{\circ}\text{C} < T_4 < 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ değerleri için geçerlidir.

Bir sistemdeki tersinmezliğin tespiti veya azaltılması için yapılan çalışmalara yol

gösteren bilimsel yöntemlerden birisi ekserji analizidir. Akışkanın potansiyel ve kinetik enerjisinin ihmal edilmesi ile akışkanın özgül akış ekserjisi Denklem (3.2)'de yazıldığı ifade edilir.

$$e = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (3.2)$$

Bu denklemde h entalpiyi, T sıcaklığı ve s ise entropiyi ifade etmektedir 0 indeksi ise sistem çevre halini veya ölü hali ifade etmektedir.

Sistem bileşenlerinin ekserji değerleri göz önüne alınarak analizleri yapılırsa aşağıdaki ifadeler elde edilir;

Buharlaştırıcı;

$$\dot{m}_s \cdot e_6 + Q_b \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) = \dot{m}_s \cdot e_1 + I_b \quad (3.3)$$

İç ısı değiştirici;

$$e_1 + e_4 = e_1 + e_4 + I_{id} \quad (3.4)$$

Kompresör;

$$\dot{m}_s \cdot e_2 + W_k = \dot{m}_s \cdot e_3 + I_k \quad (3.5)$$

Gaz soğutucu;

$$\dot{m}_s \cdot e_3 + = \dot{m}_s \cdot e_4 + Q_{gs} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) + I_{gs} \quad (3.6)$$

Burada T_g ;

$$T_g = \frac{h_3 - h_4}{s_3 - s_4} \quad (3.7)$$

Buradaki denklemlerde $\dot{m}_s$ kütleli debiyi, W_k kompresörün yaptığı işi, I tersinmezliği, Q toplam ısı geçişini ifade etmektedir.

Isı değiştiricisi etkinlikleri 1 olarak alınmıştır ve borulardaki ısı ve basınç kayıpları kayıplara dahil edilmemiştir. Belirli bir soğutma yükü için R744 soğutkanlı sistemlerdeki soğutucu akışkan debisi, konvansiyonel soğutkanlı çevrimlerdeki debi değerinden daha düşüktür. Bu sebepten boru çapları aynı olmasına rağmen daha düşük akış hızı, daha düşük basınç kaybı ve daha düşük ısı kaybı olacaktır. Bu sebeple basınç kayıplarının göz ardı edilmesi mümkündür (Özgür ve Bayrakçı, 2010).

Kısma Vanası;

$$e_5 = e_6 + I_{kv} \quad (3.8)$$

Çevrimin kayıp hesaplarında boru kayıpları göz ardı edilmiştir çünkü R744'in buharlaşma gizli ısısı, konvansiyonel soğutkanlar ile kıyaslandığında çok daha yüksektir. Bu nedenle, aynı ısıtma veya soğutma yükünü sağlamak için çevrimlere yüklenecek R744 miktarı daha az olmaktadır. Dolayısıyla boru içindeki R744'in dolaşım hızı da düşük olmaktadır. Bu akışkan hızlarındaki düşüşler ise sürtünme kayıplarının azalmasını sağlamaktadır.

Yukarıda yazılan tüm formüller yardımıyla toplam tersinmezlik denklemi (3.9)'da ifade edilmiştir.

$$I_T = I_b + I_{id} + I_k + I_{kv} + I_{gs} \quad (3.9)$$

Isı pompası çevriminin ekserji verimi ise;

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_s \cdot (e_1 - e_6)}{W_k} \quad (3.10)$$

$$W_k = h_3 - h_2 \quad (3.11)$$

Formülleri ile hesaplanmaktadır. Bu formüldeki h_3 kompresör çıkışındaki gerçek soğutkan entalpisini ifade etmektedir ve;

$$h_3 = (h_{3s} - h_2)/(\eta_k + h_2) \quad (3.12)$$

Şeklinde hesaplanır ve buradaki h_{3s} ise izentropik sıkıştırma sonucunda elde edilebilecek kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan entalpisidir. Kompresörün adyabatik verimi ise;

$$\eta_k = \left[0.0815 + \left(0.022 \cdot \left(\frac{P_{gs}}{P_b} \right) \right) - \left(0.041 \cdot \left(\frac{P_{gs}}{P_b} \right)^2 \right) + \left(0.0001 \cdot \left(\frac{P_{gs}}{P_b} \right)^3 \right) \right] \quad (3.13)$$

Şeklinde hesaplanmaktadır (Robinson ve Groll, 1998). Isı pompası çevriminin verimi ise;

$$COP = \frac{Q_{gs}}{W_T} \quad (3.14)$$

$$W_T = W_k + W_p + W_f \quad (3.15)$$

Bu denklemlerde COP performans katsayısını, W_k kompresörün, W_p pompanın, W_f fanın ve W_T sistemin toplam harcadığı gücü ifade etmektedir.

$$COP_c = \frac{Q_e}{W_k} \quad (3.16)$$

$$Q_e = \dot{m}_s \cdot (h_1 - h_6) \quad (3.17)$$

COP_c istenilen COP değerini ifade etmektedir, Q_e ise evaporatörde gerçekleşen toplam ısı transferini belirtmektedir. Güvenilir ve anlamlı sonuçlar elde etmek için enerji analizi çalışmalarından, ikinci yasa termodinamik yasası kullanılır.

Sistemin ikinci yasa verimliliği ise;

$$\eta_{II} = \frac{COP_c}{COP_{carnot}} \quad (3.18)$$

$$COP_{carnot} = \frac{T_e}{T_{ert} - T_e} \quad (3.19)$$

Gaz soğutucusundan ısı atma işlemi değişken alıcı sıcaklığında oluşur. Denklem (3.19)'da ki T_{ert} etkili rezervuar sıcaklığını tanımlamaktadır (Özgür ve Bayrakçı, 2008).

$$T_{ert} = \frac{h_3 - h_4}{s_3 - s_4} \quad (3.20)$$

3.2.2. Deneysel çalışma

Deneysel sistem havadan suya ısı aktarımı yapan bir ısı pompası olarak tasarlanmıştır. Sisteme kapalı durumda iken yaklaşık 50 bar seviyesine kadar soğutucu gaz basılmıştır. Daha sonra sistem çalıştırılmış, basınç aralıklarının uygunluğu kontrol edilmiş ve yaklaşık 30'ar dakikalık sürelerle farklı gaz soğutucu akışkan debisi ve vana açıklık yüzdeleri değiştirilerek 7 farklı deney yapılmıştır. Sisteme basılan soğutucu akışkan kompresörde yüksek basınçlara çıkarılmıştır ve buradan çıkan yüksek basınçlı soğutucu akışkan daha sonra gaz soğutucu bölümüne gelmektedir. Burada ısısını suya aktarmaktadır ki buradaki akış zıt yönlüdür, daha sonra gaz soğutucudan çıkan soğutkan, iç ısı değiştiricisine gelerek, zıt akışlı buharlaştırıcıda faz değiştirmektedir. Daha sonra iç ısı değiştiriciden geçen soğutucu akışkan debimetreye gelmektedir ve burada sistemde dolaşan gazın debisi ölçülmüştür. Debimetrenin vana açıklığı 4 farklı açıklık oranlarına getirilmiştir. Debimetreden çıkan soğutucu daha sonra EGV'ye gelir ve burada basıncı düşürülmektedir. EGV'den çıkan soğutucu buharlaştırıcıya girmektedir burada hava kanalından geçen havadan ısı alarak buharlaşmaktadır ve havanın ısısını düşürmektedir. Soğutucu akışkan, buharlaştıktan sonra daha öncede bahsedildiği gibi iç ısı değiştiriciden geçerken gaz soğutucuda bulunan soğutucudan bir miktar ısı alarak kompresöre giriş yapmaktadır. Sistemin çalışma prensibi temel olarak böyledir. Deneyler esnasında debiler, vana açıklığı değiştirilerek farklı kombinasyonlarda ölçümler yapılmıştır. Gaz soğutucudan çıkan ve soğutucu akışkanın ısısını alarak ısınan su pompa yardımıyla üst raftaki su tankına basılmıştır sisteme verilen su ise alt raftaki su tankından sağlanmıştır. Üst raftaki tankın vanası alt raftaki su seviyesini dengeli tutacak şekilde açık tutulmuştur. Kompresör frekansı, hava üfleme fanının frekansı ve su tankına su basma pompasının hızında değişiklikler yapılmamıştır. Çalışma esnasında ölçümler bilgisayar ortamına aktarılmıştır debimetredeki ve wattmetredeki değerler 8-10 dakika aralıklarla manuel olarak not

alınmıştır. Çalışma sırasında ele alınan konu transkritik bir çevrim ile ilgilidir. R744 için verilen kritik nokta basınç değeri yaklaşık 7.1 MPa'dır. Çevrim, kritik nokta üstünde yüksek basınçlarda ısı aktarımı gerçekleştirdiğinden, seçilecek ekipmanların basınca karşı dayanımları son derece önem arz etmektedir. Bu sebeple, daha önceki bölümlerde de ifade edildiği gibi tüm sistem elemanları bu basınç dayanımına uygun seçilmiştir.

Hava akış hızı ise 1.1 m/s hızında ölçülmüştür ve tüm deneysel çalışmalarda sabit tutulmuştur ve Şekil 3.29'da ölçüm esnasında alınan görüntüye yer verilmiştir.



Şekil 3.29. Hava debisi ölçüm görüntüsü

4. BULGULAR

4.1. Sistemin farklı debi, vana ve frekans değerleriyle çalıştırılması

Çalışmaların bu kısmında deney sistemi üzerinde farklı değişkenler üzerinde durularak deneyler yapılmıştır. Bu deneyler esnasında sisteme etkisinin incelendiği parametreler şunlardır;

- Gaz Soğutucu Su Debisi
- Elektronik Vana Açıklık Yüzdesi

Yapılan deneylerde tek bir parametrenin değişiminin sistem çalışmasına etkilerinin anlaşılabilmesi için diğer parametreler sabit değerlerde tutulmuştur. Çizelge 4.1’de ise sistem sıcaklık değerleri ve gösterimleri ifade edilmiştir.

Çizelge 4.1. Deneysel sistemde ölçülen değerler ve gösterimi

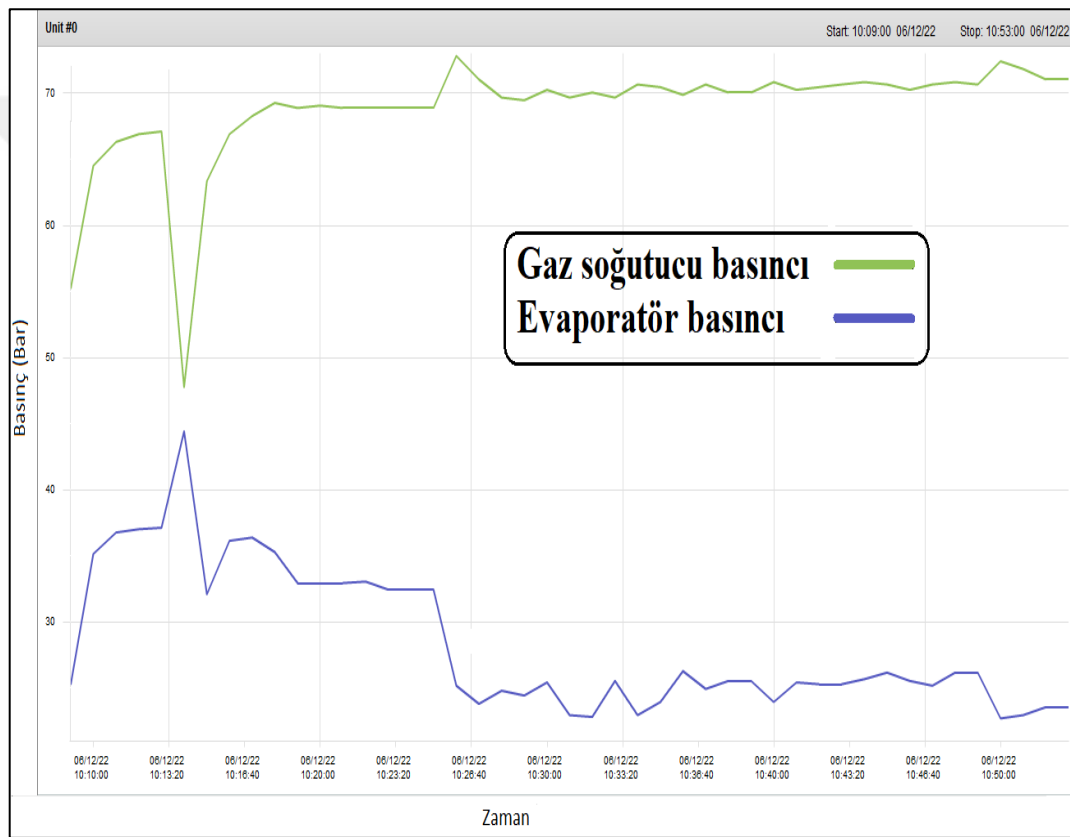
Değerler	Gösterim
Gaz soğutucuya giren R744 sıcaklığı	T[1]
Gaz soğutucudan çıkan R744 sıcaklığı	T[2]
Buharlaştırıcıya giren R744 sıcaklığı	T[3]
Buharlaştırıcıdan çıkan R744 sıcaklığı	T[4]
Kompresöre giren R744 sıcaklığı	T[5]
Debimetreden çıkan R744 sıcaklığı	T[6]
Sisteme giren soğutucu su sıcaklığı	T[7]
Buharlaştırıcı sonrası havanın çıkış sıcaklığı	T[8]
Buharlaştırıcı öncesi havanın giriş sıcaklığı	T[9]
Gaz soğutucudan çıkan su sıcaklığı	T[10]

4.2. Vana ve su debisi değiştirilerek yapılan deney sonuçları

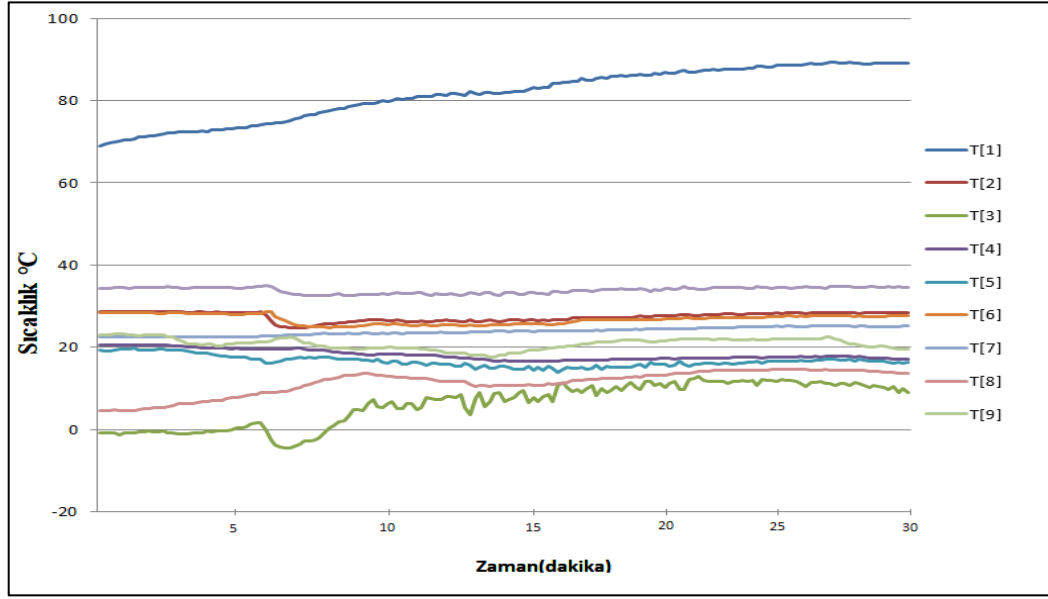
Bu deneyde sisteme ilk başta 40 bar kadar soğutucu basılmıştır ve sistem çalıştırılmıştır daha sonra sistem kritik üstü noktasına ulaşması için sisteme bir miktar daha soğutucu akışkan ilave edilmiştir.

1. Deneyde EGV’nin açıklık oranı %22’de tutulmuş ve soğutucu akışkanı soğutmak

için kullanılan soğutucu su debisi de 0.0355 lt/sn de sabitlenmiştir. Sistem yaklaşık olarak 30 dakika çalışmıştır. Kompresör frekansı sabittir ve değişiklik yapılmamıştır. Bu veriler 10 saniye aralıklarla Excel ortamında kayıt altına alınmıştır. Bu deney esnasında Danfoss StoreView yazılımı ile ölçülen basınç değerleri Şekil 4.1’de görülebilmektedir. R744 ortalama debisi ise 0.44 kg/dakika değerinde gözlenmiştir. Sistemdeki fan, sirkülasyon ve kompresörün harcadığı toplam güç ise ortalama 675 W olarak hesaplanmıştır. Deneyden elde edilen sıcaklık değerleri Şekil 4.2’de grafik halinde sunulmuştur.

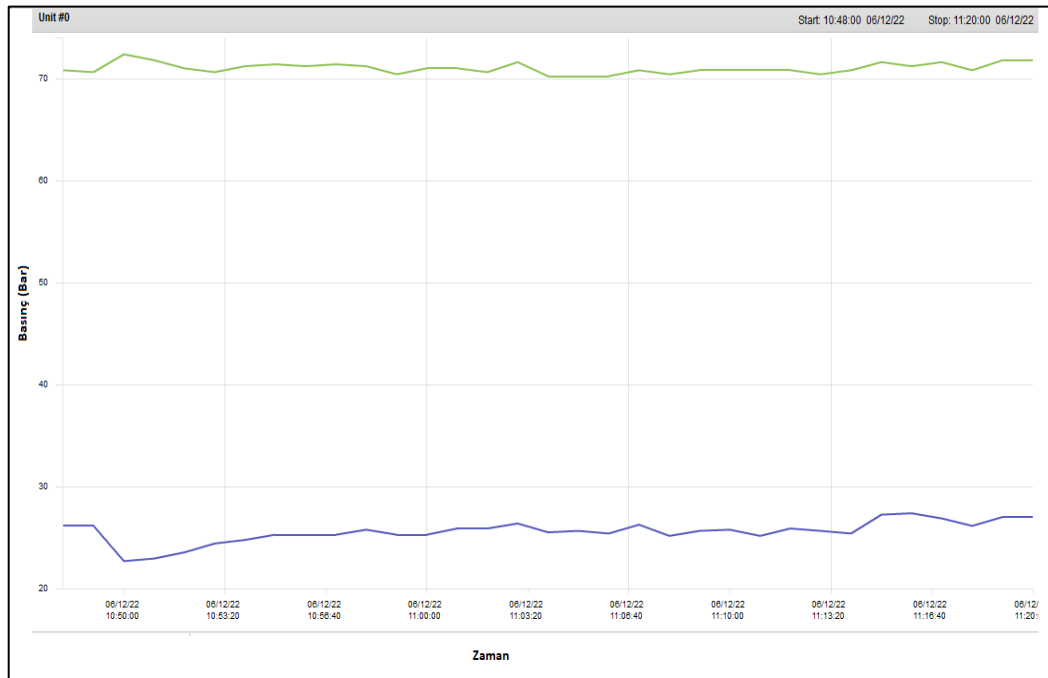


Şekil 4.1. EGV açıklı oranı %22 ve su debisi 0.0355lt/sn için basınç grafiği

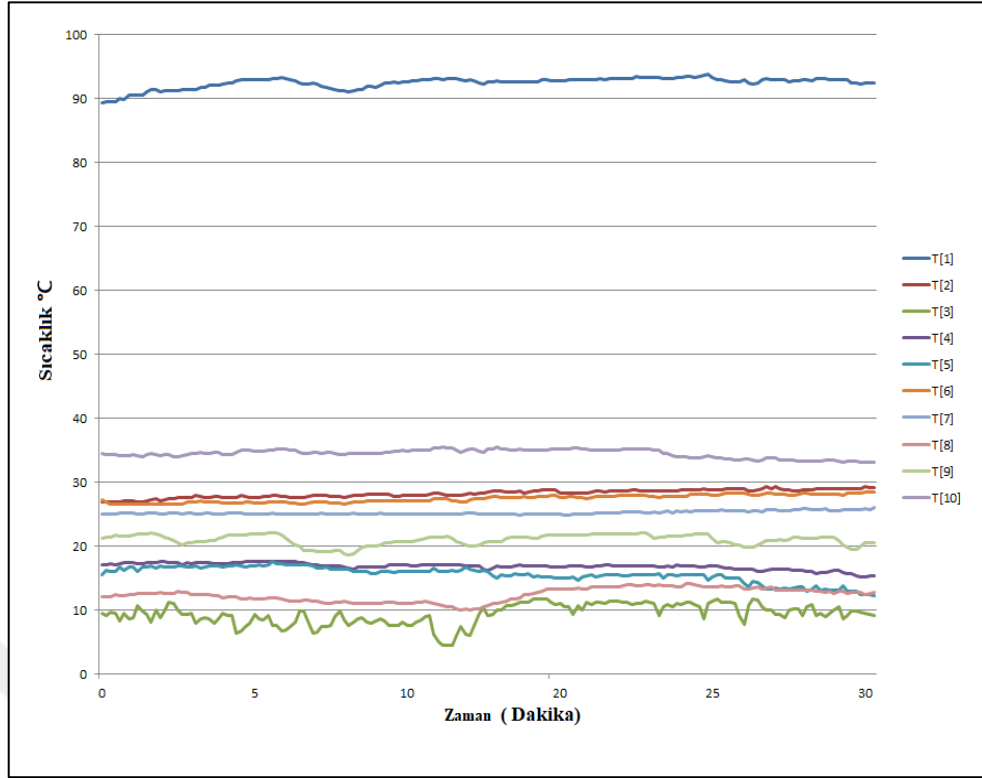


Şekil 4.2. EGV açıklık oranı %22 ve su debisi 0.0355 lt/sn için sıcaklık grafiği

Sistemde daha sonra su debisi 0.04 lt/sn ve vana açıklık oranı ise %18 olarak ayarlanmıştır. Bu deneyde yaklaşık olarak 30 dakika çalıştırılmıştır. Soğutucu akışkan debisi ortalama olarak 0.254 kg/dk olarak hesaplanmıştır. Ölçülen basınç değerleri Şekil 4.3'te görülebilmektedir. Sistemdeki fan, sirkülasyon ve kompresörün harcadığı toplam güç ise ortalama 674.5 W olarak hesaplanmıştır. Deneyden elde edilen sıcaklık değerleri Şekil 4.4'de grafik halinde sunulmuştur.

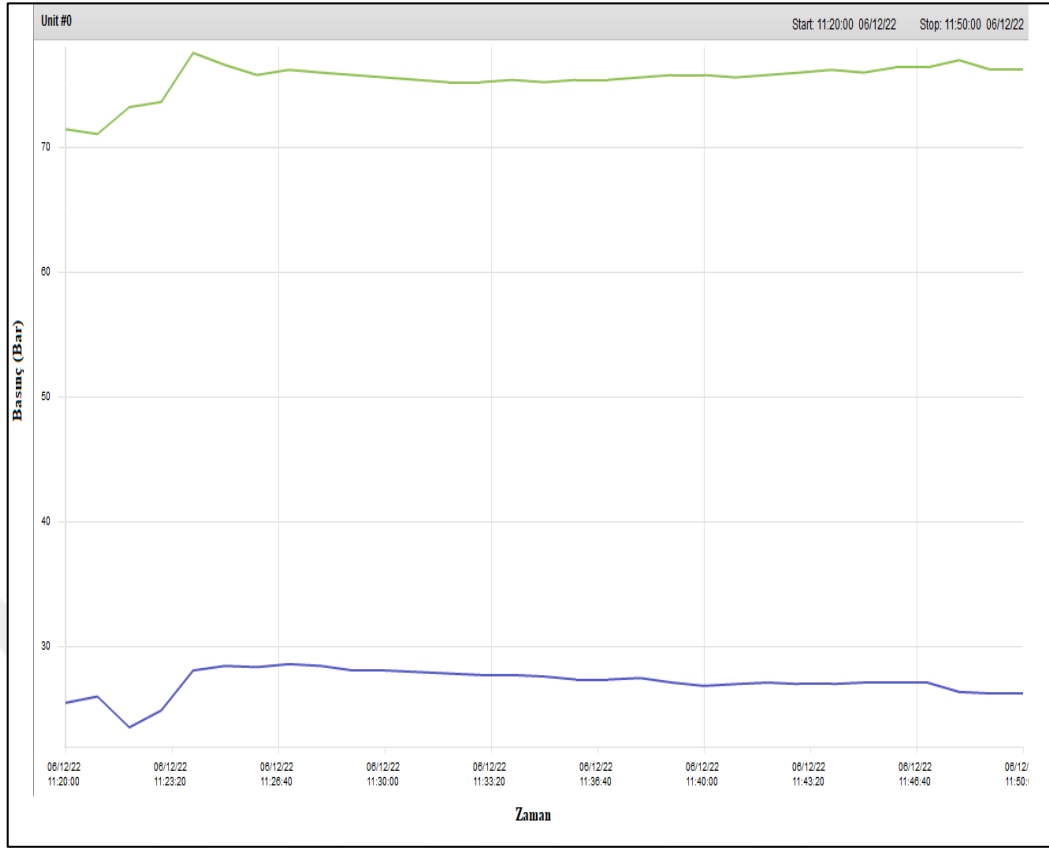


Şekil 4.3. EGV açıklık oranı %18 ve su debisi 0.04 lt/sn için basınç grafiği

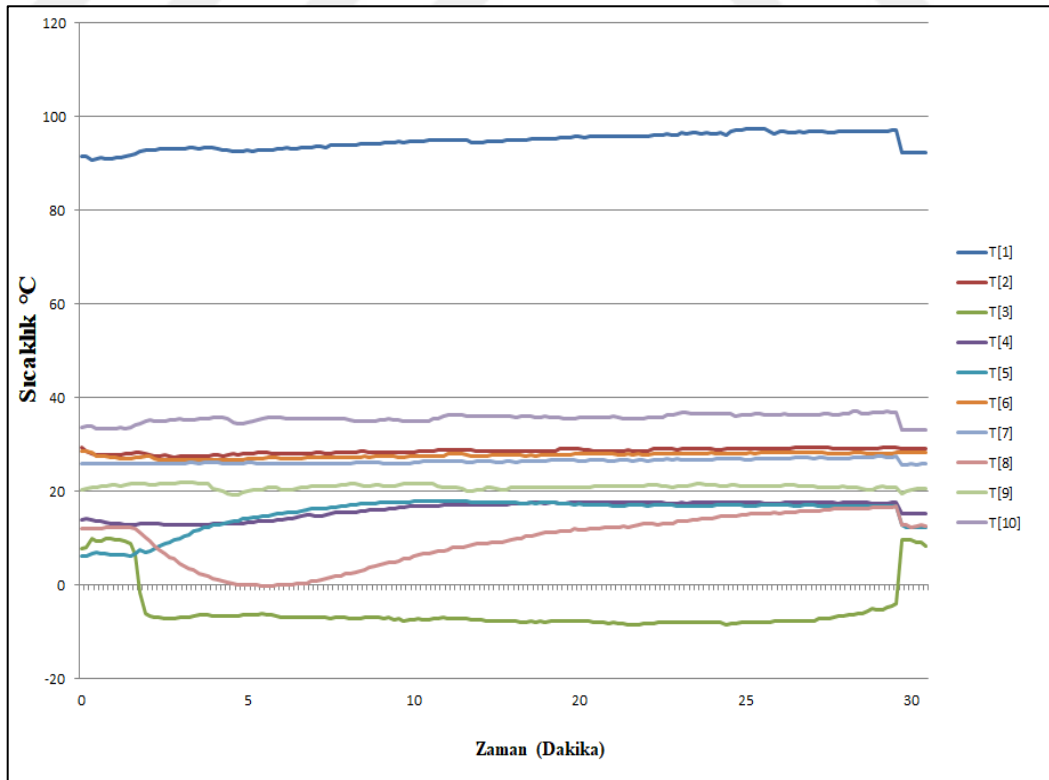


Şekil 4.4. EGV açıklık oranı %18 ve su debisi 0.04 lt/sn için sıcaklık grafiği

3. deneye geçildiğinde ise su debisi sabit tutuldu vana açıklık oranı %14'e düşürülmüştür. Bu çalışmada yine 30 dakika boyunca sürdürülmüştür. Vana açıklık oranının düşmesi ile soğutucu akışkan debisinde de değişiklik meydana gelmiştir bu yeni değer 0.263 kg/dk olarak hesaplanmıştır. Bu deneydeki basınç değerleri Şekil 4.5'de gösterilmiştir. Bu vana açıklık oranının artması basınç artması nedeniyle kompresörün harcadığı güç arttı ve sistemin toplam harcadığı ortalama güç 710 W'a yükselmiştir. Ölçülen sıcaklık değerleri Şekil 4.6'da gösterilmiştir.

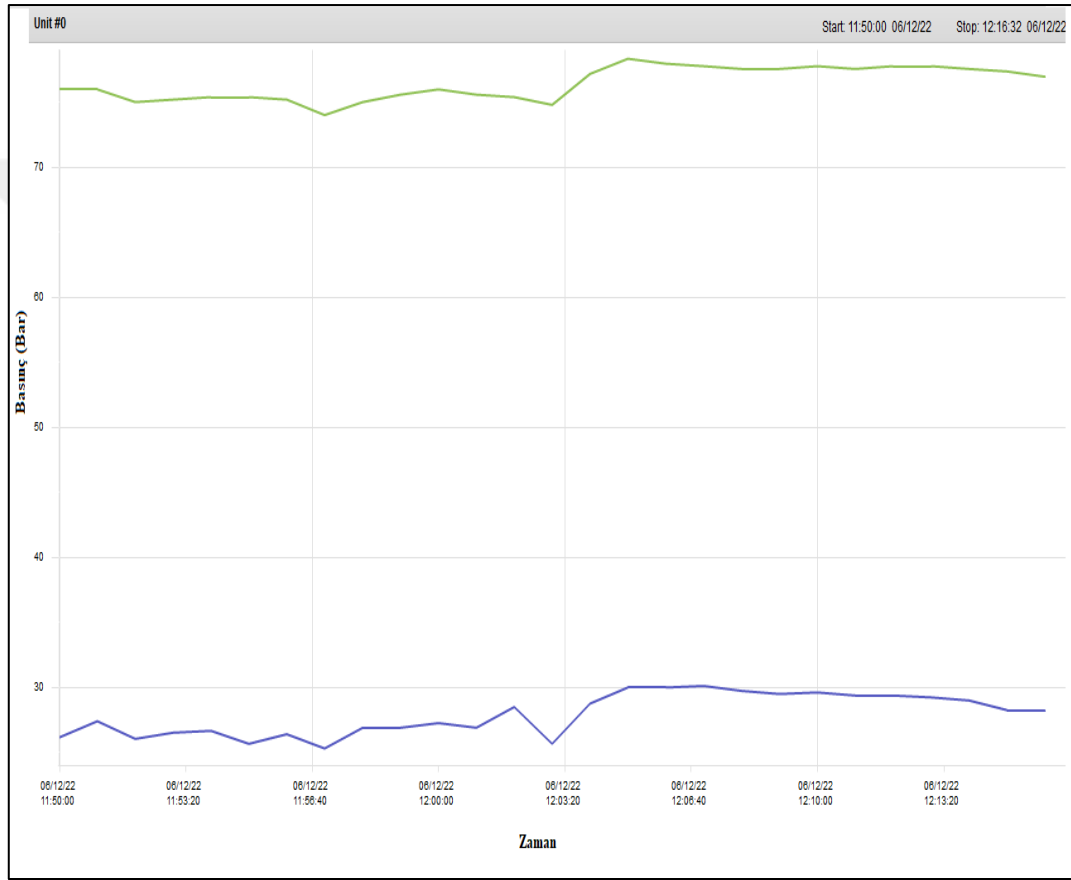


Şekil 4.5. EGV açıklı oranı %14 ve su debisi 0.04 lt/sn için basınç grafiği

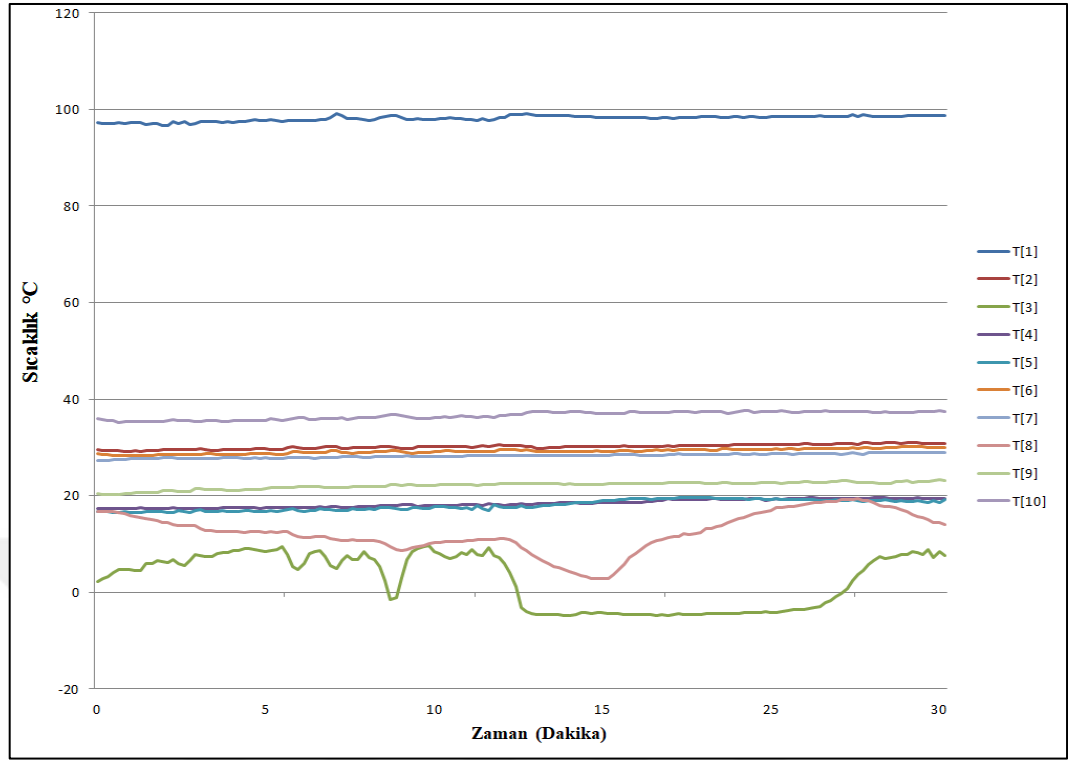


Şekil 4.6. EGV açıklı oranı %14 ve su debisi 0.04 lt/sn için sıcaklık grafiği

4. deneyde ise vana açıklık oranı sabit ve su debisi 0.053 lt/sn'ye yükseltilmiştir. Bu deneyin süreside 30 dakika olarak belirlenmiştir. Vana açıklık oranının değiştirilmemiştir ama soğutucu akışkan debisinde değişiklik gözlenmiştir ve yeni değer 0.236 kg/dk olarak hesaplanmıştır. Bu deneydeki basınç değerleri Şekil 4.7'de gösterilmiştir. Yeni parametreler sonucunda sistemin toplam harcadığı güç ortalama güç 715 W'a yükselmiştir. Bu değişen parametreler sonucunda ölçülen sistemdeki sıcaklık değerleri Şekil 4.8'de gösterilmiştir.

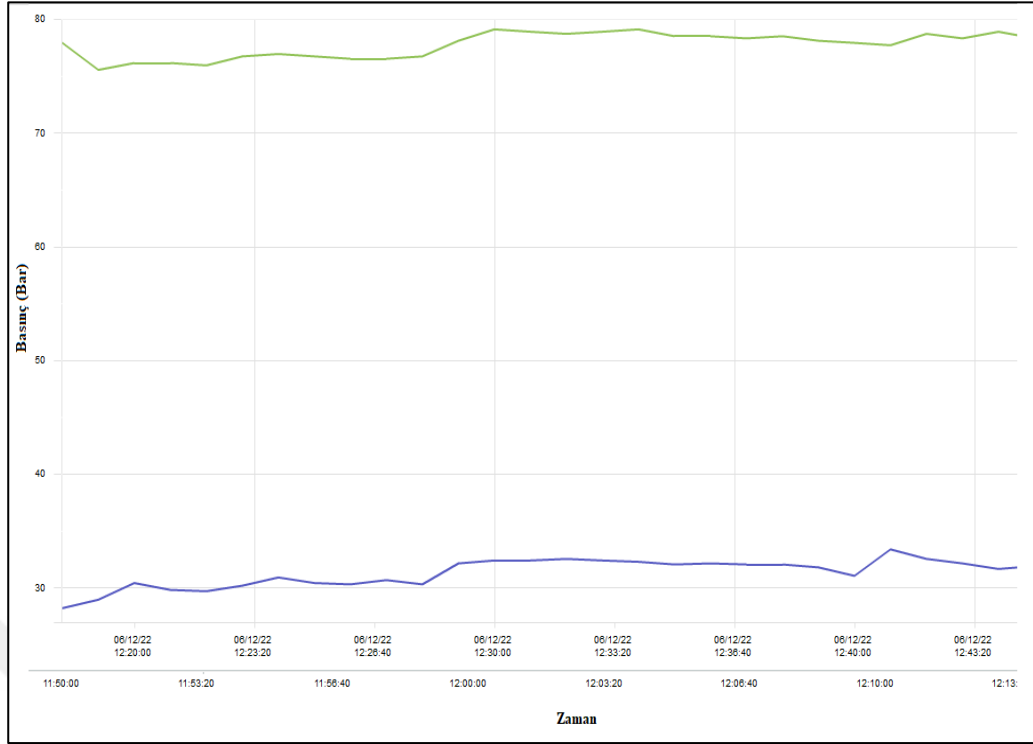


Şekil 4.7. EGV açıklı oranı %14 ve su debisi 0.053 lt/sn için basınç grafiği

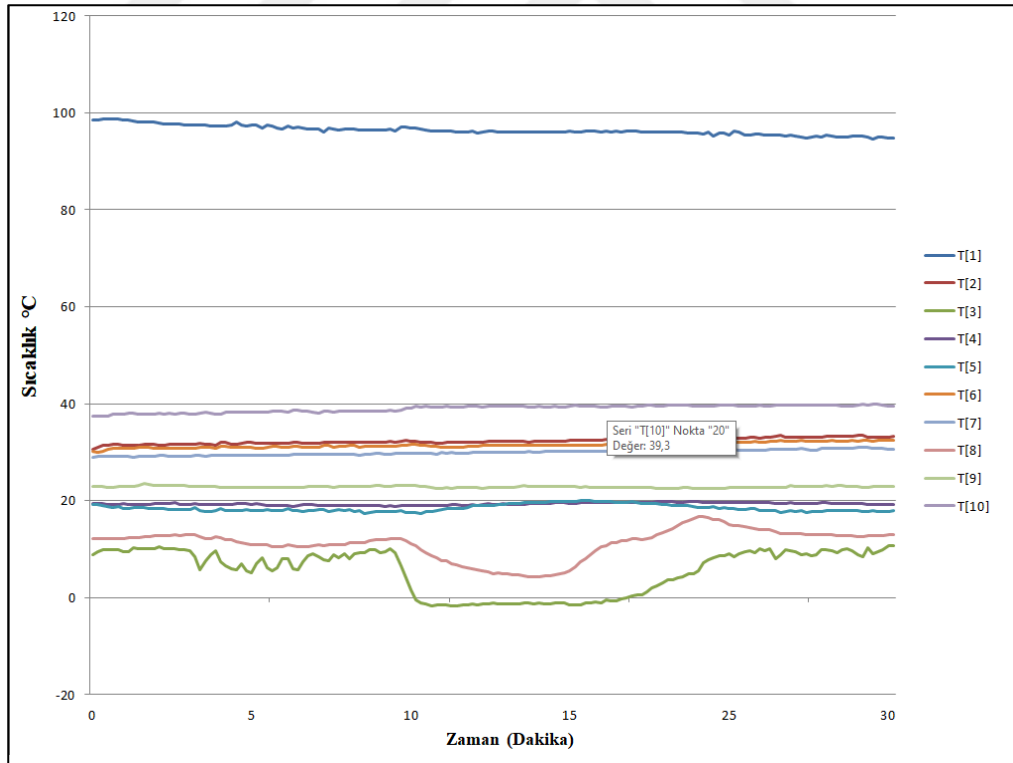


Şekil 4.8. EGV açıklık oranı %14 ve su debisi 0.053 lt/sn için sıcaklık grafiği

5. deneydeki parametreler ise su debisi sabit ve vana açıklık oranı %18 olarak ayarlanmıştır. Bu deneyde 30 dakika takip edilmiştir. Vana açıklık oranının artması ile soğutucu akışkan debisinde de yükselme meydana gelmiştir ve yeni değer 0.331 kg/dk olarak hesaplanmıştır. Bu deneydeki basınç değerleri Şekil 4.9’da gösterilmiştir. Bu vana açıklık oranının değişimi sonrası sistemin toplam harcadığı ortalama güç 728 W’a yükselmiştir. Bu deneyde ölçülen sıcaklık değerleri Şekil 4.10’da gösterilmiştir.



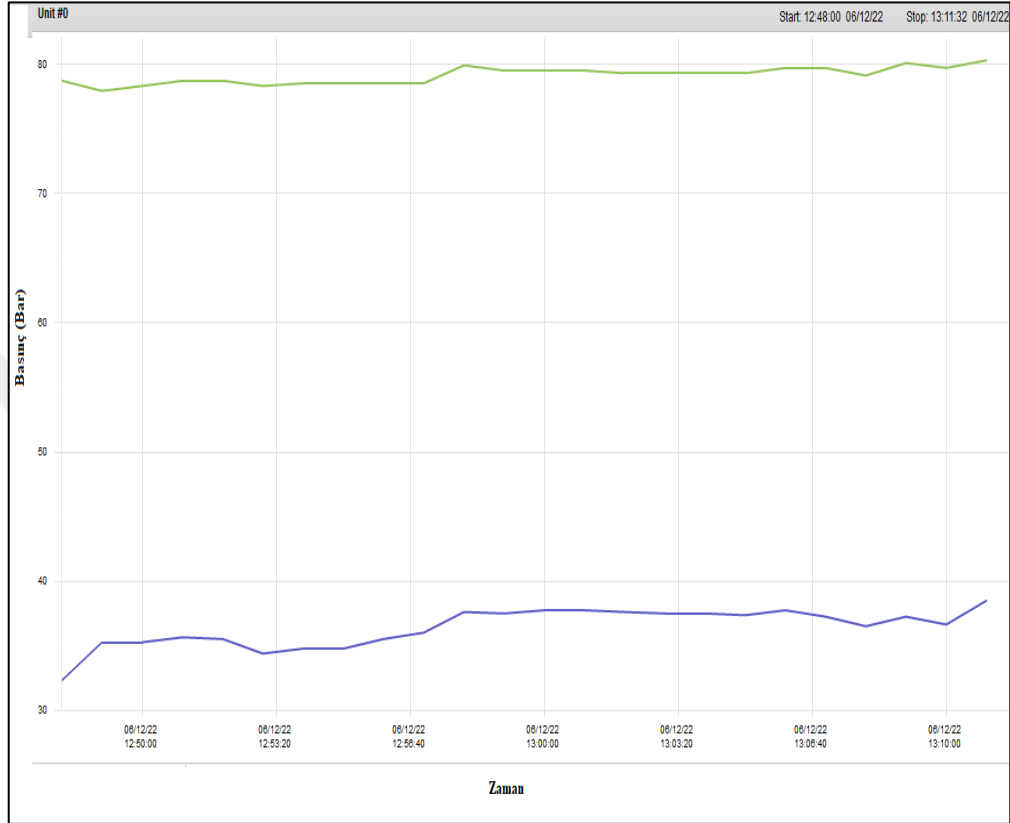
Şekil 4.9. EGV açıklı oranı %18 ve su debisi 0.053 lt/sn için basınç grafiği



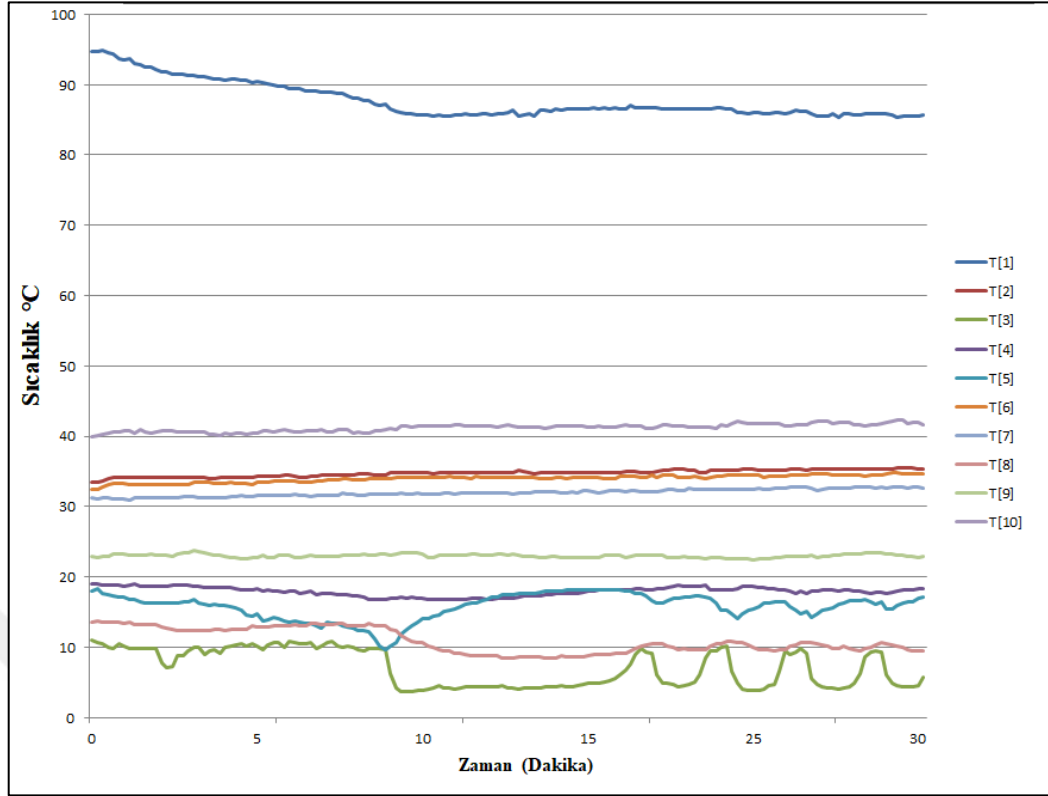
Şekil 4.1. EGV açıklı oranı %18 ve su debisi 0.053 lt/sn için sıcaklık grafiği

6. deneyde de su debisi sabit tutulmuştur ama vana açıklık oranı %22'ye olarak yükseltilmiştir. Bu deney süreside aynıdır. Vana açıklık oranının bu deneyde de artması

sonucu soğutucu akışkan debisinde biraz daha yükselme meydana gelmiştir ve yeni değer 0.450 kg/dk olarak hesaplanmıştır. Bu deneydeki basınç ölçümü Şekil 4.11’de gösterilmiştir. Sistemin toplam harcadığı ortalama güç 755 W’a yükselmiştir. Bu deneyde ölçülen sıcaklık değerleri Şekil 4.12’de gösterilmiştir.

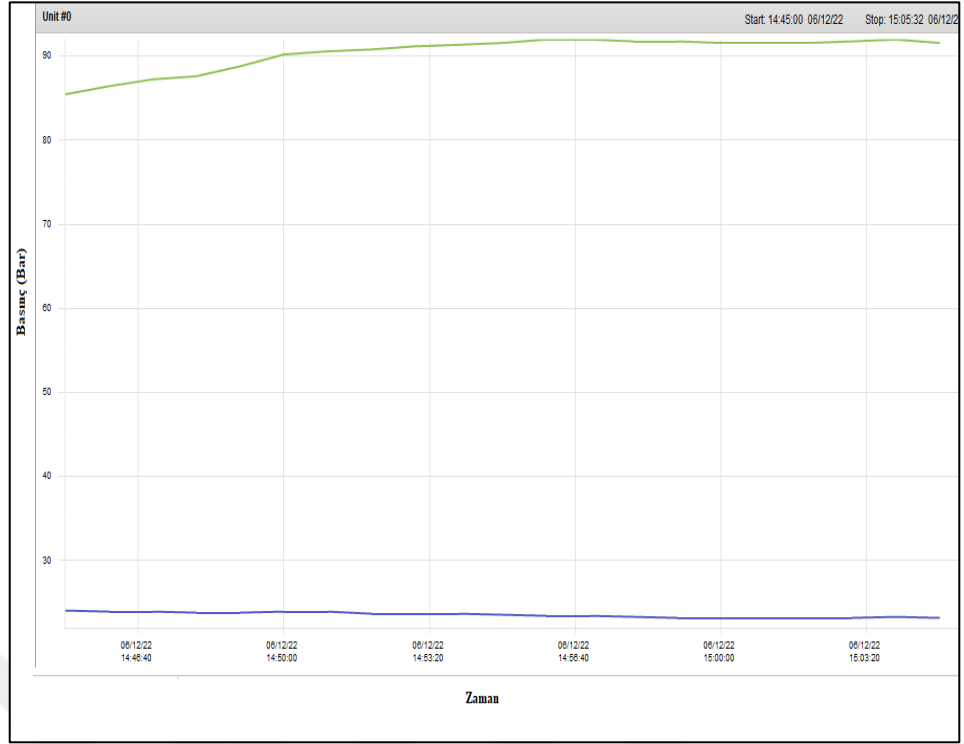


Şekil 4.2. EGV açıklı oranı %22 ve su debisi 0.053 lt/sn için basınç grafiği

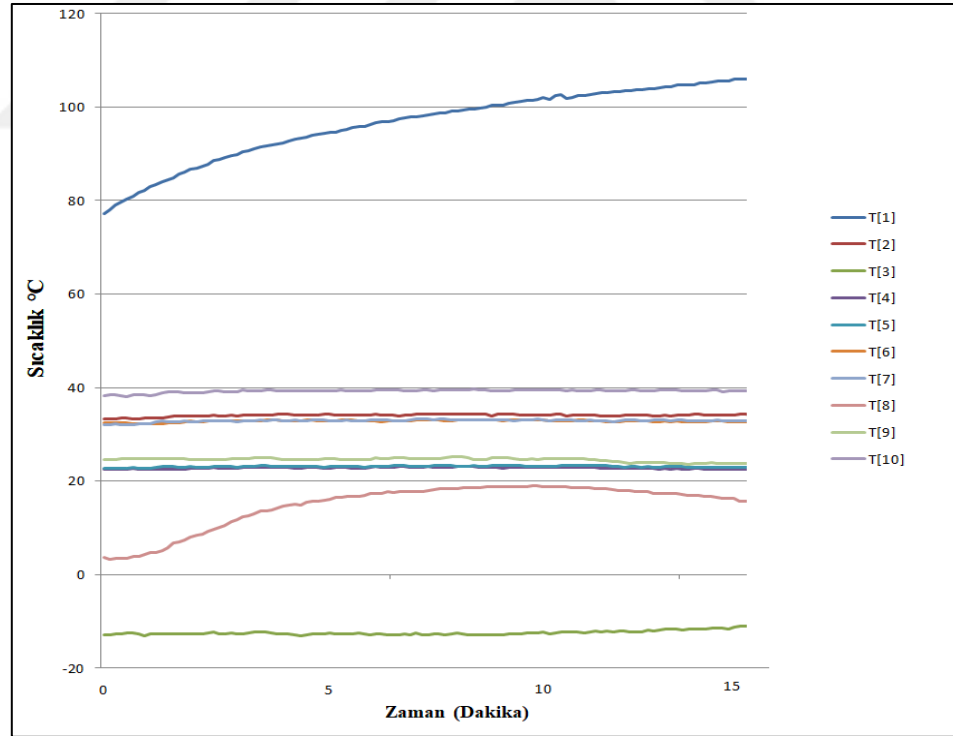


Şekil 4.3. EGV açıklık oranı %22 ve su debisi 0.053 lt/sn için sıcaklık grafiği

Son deneyde ise su debisi sonuna kadar açılmıştır ve vana açıklık oranı %8'e düşürülmüştür. Bu deney 20 dakika sürmüştür. Vana açıklık oranının düşmesi sonucu debi 0.191 kg/dk ve su debisi de 0.061 kg/sn'ye olarak hesaplanmıştır. Bu deneydeki basınç ölçümü Şekil 4.13'de gösterilmiştir. Bu parametreler sonucu sistemin toplam harcadığı ortalama güç 752 W hesaplanmıştır. Bu deneyde ölçülen sıcaklık değerleri Şekil 4.14'de gösterilmiştir.



Şekil 4.13. EGV açıklık oranı %8 ve su debisi 0.061 lt/sn için basınç grafiği



Şekil 4.4. EGV açıklık oranı %8 ve su debisi 0.061 lt/sn için sıcaklık grafiği

4.3. Deneysel sistemin termodinamik analiz sonuçları

Analizde kullanılan değerler Çizelge 4.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.2. Sıcaklıklar ve basınç değerleri

Deneyler	P _y (Bar)	P _a (Bar)	T[1] (°C)	T[2] (°C)	T[3] (°C)	T[4] (°C)	T[5] (°C)	T[6] (°C)
1.Deney	72	25	15.9	17.3	87.4	28	27.1	9.7
2.Deney	73	27	14.9	16.8	92.8	28.5	27.8	10
3.Deney	76	29	16.9	17.5	96.5	29.1	28.1	-8.1
4.Deney	75	30	18.6	18.5	98.5	30.1	29.1	-4.6
5.Deney	78	43	18.1	19	96.3	32	31.1	-1.6
6.Deney	90	38	14.7	18	85.6	35.4	34.6	4.7
7.Deney	90	22	23.2	22.9	90.4	34.1	32.9	-12.7

Denklem çözümleri ve değerler EES ortamında yapılmıştır (Klein, 2020). Çevrimdeki 6 farklı durum için hesaplanan entropi, entalpi ve ekserji değerleri Çizelge 4.3-4.9'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.3. 1. Deney için entropi, entalpi ve ekserji değerleri

Durum	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.k)	e (kJ/kg)
0	23	-2.626	-0.005403	-----
1	15.8	-36.34	-0.7035	173
2	17.3	-34.65	-0.6976	173
3	87.4	2.681	-0.7463	224.7
4	28	-224	-1.468	211.6
5	27.1	-229.3	-1.465	211.5
6	9.7	-229.3	-1.468	206.3

Çizelge 4.4. 2. Deney için entropi, entalpi ve ekserji değerleri

Durum	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.k)	e (kJ/kg)
0	23	-2.626	-0.005403	-----
1	14.9	-40.16	-0.7289	176.7
2	16.8	-37.94	-0.7212	176.7
3	92.8	9.034	-0.7309	226.5
4	28.5	-222.3	-1.462	211.8
5	27.8	-226.6	-1.477	211.7
6	10	-226.6	-1.458	206.3

Çizelge 4.5. 3. Deney için entropi, entalpi ve ekserji değerleri

Durum	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.k)	e (kJ/kg)
0	23	-2.626	-0.005403	-----
1	16.9	-40.64	-0.7416	180
2	17.5	-39.92	-0.7391	180
3	96.5	11.55	-0.7302	228.8
4	29.1	-222.9	-1.466	212.2
5	28.1	-228.3	-1.484	212.1
6	-8.7	-228.3	-1.439	198.9

Çizelge 4.6. 4. Deney için entropi, entalpi ve ekserji değerleri

Durum	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.k)	e (kJ/kg)
0	23	-2.626	-0.005403	-----
1	18.6	-40.01	-0.7447	181.6
2	18.5	-40.13	-0.7451	181.6
3	98.5	11.94	-0.719	228.9
4	30.1	-214.3	-1.437	212.2
5	29.1	-221.5	-1.461	212.1
6	-4.6	-221.5	-1.420	199.9

Çizelge 4.7. 5. Deney için entropi, entalpi ve ekserji değerleri

Durum	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.k)	e (kJ/kg)
0	23	-2.626	-0.005403	-----
1	18.1	-62.41	-0.8736	197.3
2	19	-60.89	-0.8684	197.3
3	96.3	9.713	-0.7391	229.6
4	32	-204.9	-1.408	213
5	31.1	-213	-1.434	212.7
6	-1.6	-213	-1.393	200.6

Çizelge 4.8. 6. Deney için entropi, entalpi ve ekserji değerleri

Durum	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.k)	e (kJ/kg)
0	23	-2.626	-0.005403	-----
1	14.7	-58.24	-0.8424	192.3
2	18	-53.3	-0.8253	192.3
3	85.6	-16.13	-0.8309	231
4	35.4	-205.4	-1.415	214.7
5	34.6	-210	-1.43	214.6
6	4.7	-210	-1.392	203.3

Çizelge 4.9. 7. Deney için entropi, entalpi ve ekserji değerleri

Durum	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.k)	e (kJ/kg)
0	23	-2.626	-0.005403	-----
1	23.2	-24.49	-0.6421	166.7
2	22.9	-24.8	-0.6432	166.7
3	90.4	-8.715	-0.8103	232.3
4	34.1	-212.6	-1.439	214.5
5	32.9	-218.4	-1.458	214.3
6	-12.7	-218.4	-1.393	195.1

COP_c , COP_{carnot} , T_{ert} , ikinci yasa verimliliği gibi değerlerin hesabı da yine EES ortamında hesaplanmıştır. Çizelge 3.9'da bu değerlere yer verilmiştir.

Çizelge 4.10. Denklem çözümlerinden elde edilen değerler

Deney	COP_c	COP_{carnot}	T_{ert} (K)	η_{II}
1.Deney	2.602	9.99	314.3	0.2604
2. Deney	1.454	9.548	316.3	0.1522
3. Deney	1.421	5.938	318.7	0.2393
4. Deney	1.223	6.287	319.3	0.1945
5. Deney	1.391	6.483	321.1	0.2146
6. Deney	1.824	7.034	323.9	0.2592
7. Deney	0.9941	5.065	324.5	0.1963

4.4. Farklı parametrelerde çalışan çevrimin COP değerleri

Sistemin performans kat sayısı Denklem (3.12)'de verilen denklemle hesaplanmıştır. Q_{gs} , sistemdeki gaz soğutucuda gerçekleşen toplam ısı transferini, W_T ise sistemde harcanan toplam gücü ifade etmektedir.

$$\dot{Q}_{gs} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (4.1)$$

$$\Delta T = T[10] - T[7] \quad (4.2)$$

ΔT (°C) sıcaklık farkını, c_p (kJ/kg.°C) özgül ısıyı, $\dot{m}$ (kg/s) ise kütleli debiyi ifade etmektedir. Her bir deneysel çalışmada ele alınan sıcaklıklar sistemin rejime girdiği andaki değerlerdir. Alınan değerler Excel ortamına yazılmış ve COP_{IP} hesabı yapılmıştır. Çizelge 4.3'te bu COP_{IP} değerlerine yer verilmiştir.

Çizelge 4.11. Deneylerin COP_{IP} hesapları

Deneyler	$\dot{m}$ (kg/s)	c (j/kg.s)	T [10](°C)	T [7](°C)	ΔT (°C)	$\dot{Q}$ (j/s)	$\dot{W}$ (j/s)	$\dot{Q}/\dot{W}_T$ (COP)
1.Deney	0.036	4186	34.8	24.6	10.2	1516	675	2.25
2.Deney	0.041	4186	35.5	24.9	10.6	1819	674.5	2.70
3.Deney	0.041	4186	36.8	26.7	10.1	1733	710	2.44
4.Deney	0.053	4186	37.4	28.2	9.2	2041	715	2.85
5.Deney	0.053	4186	39.4	29.7	9.7	2152	728	2.96
6.Deney	0.053	4186	42.2	32.3	9.9	2196	755	2.91
7.Deney	0.061	4186	39.4	32.8	6.6	1685	752	2.24

Bu hesaplar yapılırken sistemin toplam harcadığı güç üzerinden hesaplanmıştır ancak teorik çalışmalarda genelde sadece kompresör güç kullanımı üzerinden hesaplar yapılmaktadır. Fan ve sirkülasyon pompasının harcadığı güç 131 W olarak ölçülmüştür. Sadece kompresör hesaba katılarak yapılan COP_{IP} hesapları Çizelge 4.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.12. Sadece kompresör güç tüketimi ile COP hesapları

Deneyler	m (kg/s)	c (j/kg.s)	T[10] (°C)	T[7] (°C)	ΔT (°C)	Q (j/s)	W (j/s)	Q/W _T (COP)
1.Deney	0.036	4186	34.8	24.6	10.2	1516	544	2.79
2.Deney	0.041	4186	35.5	24.9	10.6	1819	543.5	3.35
3.Deney	0.041	4186	36.8	26.7	10.1	1733	579	2.99
4.Deney	0.053	4186	37.4	28.2	9.2	2041	584	3.50
5.Deney	0.053	4186	39.4	29.7	9.7	2152	597	3.6
6.Deney	0.053	4186	42.2	32.3	9.9	2196	624	3.52
7.Deney	0.061	4186	39.4	32.8	6.6	1685	621	2.71

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Isı pompaları günümüzde özellikle iklim değişikliği kapsamında önemli konulardan biridir ve geleceğinde en önemli konuları arasında yer almaktadır. Bu ısı pompaları düşük ısılardan enerji çekmektedir ve bu ortamlar toprak, su ve hava gibi doğal kaynaklardır. Bu doğal kaynakları kullanmaları sebebiyle yenilenebilir enerji sistemleri olarak gösterilmektedirler.

Isı pompası çevrimlerinde hem kimyasal hem de doğal akışkanlar kullanmak mümkündür ancak sera gazı etkisi veya ozon tabakasına zarar verme etkisi gibi kriterlerden dolayı bazı gazlar yasaklanmış bazıları ise kullanımı azaltılmıştır. Ozon tabakasına zarar vermeyen ama sera gazı etkisi yaratan gazlar bu ısı pompalarında yaygınlaşmıştır. R410A gazı ikili bir karışımdır ve sera gazı etkisine rağmen tercih edilmektedir. Bu tür F-gazlar dediğimiz soğutucu akışkanlar hem AB de hem de ülkemizde ‘F-Gaz Yönetmelikleri’ sayesinde kullanımları sınırlandırılmıştır. Günümüzde ise iklim değişikliği ile mücadele için küresel ısınma potansiyeli ve ozon delme potansiyeli düşük veya sıfır olan gazlar üzerine çalışmalar yaygınlaşmıştır. Bu deneyde küresel ısınma potansiyeli 1 olan ve ozon delme potansiyeli 0 olan R744 soğutucu akışkanın kullanılmıştır.

Sistem elemanları R744 soğutucu akışkanının çalışma aralığı olan yüksek basınçlara göre seçilmiştir ve deneysel sistem kurulurken bağlantı yerleri de yine bu yüksek basınca karşı sızdırmazlık şartlarına göre montajı yapılmıştır. Sistemde debiler ve vanalar farklı değerlerde çalıştırılarak 7 farklı sonuç elde edilmiştir. Çalışmalarda hiçbir aksilik yaşanmamıştır ve istenilen transkritik seviyelere ulaşılmıştır.

Deneysel çalışmalardan alınan sonuçlar Excel ortamına aktarılmış ve gerekli hesaplamalar bu ortamda yapılmıştır. Şekil 4.16’da görüldüğü üzere farklı parametrelerde sonuçlar hesaplanmıştır. Vana açıklığının düşük ve su debisinin yüksek olduğu durumlarda soğutucu su akışının yüksek hızda olmasından dolayı ısı aktarımı düşük çıkmıştır ve ayrıca sisteminde harcadığı güç artmıştır bu yüzden COP değeri de düşük seviyelerde kalmıştır. Yapılan çalışmalarda sistem performans katsayısı en iyi vana açıklığının %18 ve su akışının 0.0355 lt/s olduğu çalışma şartlarında sağlandığı görülmüştür. Vana açıklığındaki %4’lük değişimde sistem COP

değerindeki değişim su debisindeki değişikliklere oranla daha düşük seviyededir.

Ayrıca diğer bir önemli nokta sistemde harcanan toplam güç teorik çalışmalarda ısı pompası çevrimlerinde tersinmezlik sadece kompresör için hesaba katılmaktadır ve buda sistem COP değerlerinin hesaplarında ciddi oranda yüksek değerlerin çıkmasına sebep olmaktadır. Şekil 4.17’de gösterildiği üzere sistemde sadece kompresörün harcadığı güç üzerinden COP değerlerini hesaplamak farklı değerler vermektedir. Aslında buda bizleri yanıltıcı sonuçlara sürükleyebilir. Sistemin kapasitenin yüksek olduğu durum için bu hesapları kıyaslanırsa yani 5. Deney sonuçlarına göre COP_{IP} değerleri karşılaştırılırsa 3.6 ve 2.91 gibi farklı değerleri görülür.

Sistemdeki gaz soğutucu akışkan debisi, özgül ısısı ve soğutucu akışkanın gaz soğutucuya giriş ve çıkış sıcaklıkları gibi parametrelerin yükselmesi ve sistemde harcanan toplam gücün düşürülmesi COP_{IP} değerini yukarılara çıkaracak değerlerdir. Isı pompası çevrimlerinde sistemin en yüksek güç tüketim ekipmanı kompresördür, kompresörün güç tüketimini düşürürsek sistem COP_{IP} değerinde ciddi artışlar meydana gelebilir. Kompresörün verimliliğini arttırmakta ısı pompası çevriminin COP değerini yükseltecek önemli bir husustur.

Tüm bu değerlendirmeler sonucunda ısı pompası sistemleri özellikle doğal soğutucu akışkanlı çevrimler gelecekte üzerine çalışmalar yapılabilen geniş kapsamlı bir sistemdir.

KAYNAKLAR

- Adamson, K. M., Walmsley, T. G., Carson, J. K., Chen, Q., Schlosser, F., Kong, L., & Cleland, D. J. (2022). High-temperature and transcritical heat pump cycles and advancements: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 167, 112798. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112798>
- Anonim (2018). Aşırı yüksek basınç gereksinimleri için lehimli plakalı ısı eşanjörü. <https://assets.alfalaval.com/documents/pff391ed9/alfa-laval-axp14-product-leaflet-en.pdf>. (Son erişim tarihi: 09 Ocak 2023)
- Anonim (2020a). Sera gazı emisyonlarının azaltımı. <https://www.eea.europa.eu/tr/themes/climate/intro>. (Son erişim tarihi: 28 Kasım 2022)
- Anonim (2020b). Yeni F gaz regülasyonu ve alternatif akışkan R32. <http://www.daikinakademi.com/Media/file/Pdf/AB-Yeni-F-Gaz-Regulasyonu-Ve-Alternatif-Akiskan-R32-Andac-YAKUT.pdf>. (Son erişim tarihi: 26 Kasım 2022)
- Anonim (2022a). Elektronik genleşme valfinin teknik özellikleri. <https://store.danfoss.com/>. (Son erişim tarihi: 27 Kasım 2022)
- Anonim (2022b). İklim Değişikliği ve Uluslararası Müzakereler. <https://enerji.gov.tr/bilgi-merkezi-iklim-degisikligi-ve-uluslararasi-muzakereler>. (Son erişim tarihi: 28 Kasım 2022)
- Anonim (2022c). Mikro Kanallı Kondenserler. https://www.cantas.com/urunpdf/MCHE_Brochure_update_2022.pdf. (Son erişim tarihi: 20 Ocak 2023)
- Aye, L., Charters, W. W. S., & Chaichana, C. (2002). Solar heat pump systems for domestic hot water. *Solar Energy*, 73(3), 169-175. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.157>
- Bayrakçı, H., Özgür, A. E., & Akdağ, A. E. (2015). Aynı soğutma Yüğü için R744'li ısı pompalarının enerji sarfiyatlarının karşılaştırılması. *IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*.
- Demirci, E., Özkaymak, M., Koşan, M., Akkoç, A. E., & Aktaş M. (2020). Doğal Soğutucu Akışkan Kullanımında Son Gelişmeler. *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 6(3), 184-199. <https://dx.doi.org/10.30855/gmbd.2020.03.02>
- Elbir, A., Bayrakçı, H., Özgür, A. E., & Deniz, Ö. (2022). R744 soğutucu akışkanı ile çalışan transkritik bir ısı pompası sisteminin farklı basınçlarda termodinamik analizi. *Teknik Bilimler Dergisi*, 12(1), 24-32. <https://doi.org/10.35354/tbed.950404>
- Emani, M. S., & Mandal, B. K. (2018, June). The use of natural refrigerants in refrigeration and air conditioning systems: a review. In *IOP Conference Series*:

- Erdoğan, S., Yılmaz, M., Şahin, B., & Özyurt, Ö. (2006). Isı pompası sistemlerinin seçimi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 92, 40-49.
- Kabul, A., & Alkan, R. (2013). Farklı Soğutucu Akışkanlar için Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik ve Termoeconomik Analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 36(1), 119-131.
- Kasap, F., Acül, H., Canbaz, H., & Erbil, S. (2011). R744 (R744) Soğutucu akışkanlı soğutma sistemleri, kanatlı borulu r744 (R744) evaporatör ve gaz soğutucu tasarım esasları. *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 1, 369-389.
- Klein SA. (2020). Engineering Equation Solver, Version 10.836-3D.F-Chart Software
- Kim, M. H., Pettersen, J., & Bullard, C. W. (2004). Fundamental process and system design issues in R744 vapor compression systems. *Progress in energy and combustion science*, 30(2), 119-174. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2003.09.002>
- Li, C., Jiang, P., & Zhu, Y. (2022). Optimal compressor discharge pressure and performance characteristics of transcritical R744 heat pump for crude oil heating. *International Journal of Refrigeration*, 144, 99-107. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.07.015>
- Llopis, R., Sanz-Kock, C., Cabello, R., Sánchez, D., & Torrella, E. (2015). Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a R744 subcritical refrigeration cycle with gas-cooler. *Applied Thermal Engineering*, 80, 31-41. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.040>
- Omer, A. M. (2008). Ground-source heat pumps systems and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(2), 344-371. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2006.10.003>
- Otón-Martínez, R. A., Illán-Gómez, F., García-Cascales, J. R., Velasco, F. J. S., & Haddouche, M. R. (2022). Impact of an internal heat exchanger on a transcritical R744 heat pump under optimal pressure conditions: Optimal-pressure performance of R744 heat pump with IHX. *Applied Thermal Engineering*, 215, 118991. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118991>
- Özgür, A. E., & Bayrakci, H. C. (2008). Second law analysis of two-stage compression transcritical CO₂ heat pump cycle. *International Journal of Energy research*, 32(13), 1202-1209. <https://doi.org/10.1002/er.1415>
- Özgür, A. E., & Bayrakçı, H. C. (2010). R744 Soğutucu akışkanlı ısı pompalarında soğutucu akışkan çıkış sıcaklığının ekserji verimine etkisi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 30(1), 73-78.

- Purohit, N., Gupta, D. K., & Dasgupta, M. S. (2018). Experimental investigation of a R744 trans-critical cycle with IHX for chiller application and its energetic and exergetic evaluation in warm climate. *Applied Thermal Engineering*, 136, 617-632. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.044>
- Robinson, D. M., & Groll, E. A. (1998). Efficiencies of transcritical R744 cycles with and without an expansion turbine: Rendement de cycles transcritiques au R744 avec et sans turbine d'expansion. *International Journal of Refrigeration*, 21(7), 577-589. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(98\)00024-3](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(98)00024-3)
- Rony, R. U., Yang, H., Krishnan, S., & Song, J. (2019). Recent advances in transcritical R744 (R744) heat pump system: A review. *Energies*, 12(3), 457. <https://doi.org/10.3390/en12030457>
- Schibuola, L., & Scarpa, M. (2016). Experimental analysis of the performances of a surface water source heat pump. *Energy and Buildings*, 113, 182-188. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.12.048>
- Song, Y., & Cao, F. (2018). The evaluation of the optimal medium temperature in a space heating used transcritical air-source R744 heat pump with an r134a subcooling device. *Energy Conversion and Management*, 166, 409-423. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.04.052>
- Wang, Z., Wang, F., Ma, Z., Lin, W., & Ren, H. (2019). Investigation on the feasibility and performance of transcritical R744 heat pump integrated with thermal energy storage for space heating. *Renewable Energy*, 134, 496-508. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.11.035>
- Wu, H., Liang, M., Liu, J., Shen, Y., Zhang, H., & Xing, Z. (2021). Thermodynamic analysis and operation optimization on a novel heating and cooling integrated system with twin screw compressor and intercooler. *International Journal of Refrigeration*, 131, 359-367. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.07.043>
- Xu, Y., Mao, C., Zhang, X., Shen, X., Huang, Y., & Chen, G. (2022). Optimization on integrated inverter-compressor R744 heat pump with new operating model. *Applied Thermal Engineering*, 200, 117632. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117632>
- Zhang, D., Fang, C., Qin, X., Li, H., Liu, H., & Wu, X. (2022). Performance study of transcritical R744 heat pump integrated with ejector and latent thermal energy storage for space heating. *Energy Conversion and Management*, 268, 115979. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115979>
- Zhang, Y., Wei, X., & Qin, X. (2022). Experimental study on energy, exergy, and exergoeconomic analyses of a novel compression/ejector transcritical R744 heat pump system with dual heat sources. *Energy Conversion and Management*, 271, 116343. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116343>

ÖZGEÇMİŞ

