

**TEK KAPILI BİR EV TİPİ SOĞUTUCUDA CEBRİ
DOLAŞIMLI HAVA DAĞITIM SİSTEMİNİN
ENERJİ TÜKETİMİ ÜZERİNE ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

**2014
YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ**

Soner İlhan ULAŞ

**TEK KAPILI BİR EV TİPİ SOĞUTUCUDA CEBRİ DOLAŞIMLI HAVA
DAĞITIM SİSTEMİNİN ENERJİ TÜKETİMİ ÜZERİNE ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

Soner İlhan ULAŞ

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Haziran 2014**

Soner İlhan ULAŞ tarafından hazırlanan “TEK KAPILI BİR EV TİPİ SOĞUTUCUDA CEBRİ DOLAŞIMLI HAVA DAĞITIM SİSTEMİNİN ENERJİ TÜKETİMİ ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN
Tez Danışmanı, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

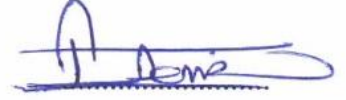


Bu tez jürimiz tarafından oy birliği ile Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak oybirliği ile kabul edilmiştir. 25/06/2014

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Doç. Dr. Emrah DENİZ (KBÜ)



Üye : Yrd. Doç. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN (KBÜ)



Üye : Yrd. Doç. Dr. Bahadır ACAR (KBÜ)



.../.../2014

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Mustafa BOZ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



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

Soner İlhan ULAŞ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

TEK KAPILI BİR EV TİPİ SOĞUTUCUDA CEBRİ DOLAŞIMLI HAVA DAĞITIM SİSTEMİNİN ENERJİ TÜKETİMİ ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Soner İlhan ULAŞ

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Yrd. Doç. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN

Haziran 2014, 82 sayfa

Küresel ısınmanın söz konusu olduğu günümüzde soğutma sistemlerine olan ihtiyaç artacaktır. Enerji kaynaklarının sınırlı olması, yenilenebilir enerji miktarının toplam enerji tüketimindeki payının az olması göz önüne alınırsa soğutma sistemlerinin performanslarının artırılmasının önemi açığa çıkacaktır.

Bu enerji kaynaklarının gittikçe azalması, yenilenebilir enerji miktarının toplam enerji tüketimindeki payının çok az olması insanları mevcut enerji kaynaklarını daha dikkatli kullanmaya zorlamaktadır. Hem artan enerji ve işletme maliyetleri hem de çevrenin korunması ile beraber iç ortam hava kalitesinin arzu edilen şartlarda muhafaza edilmesi gibi hususlar soğutma sistemlerinin tasarımı ve seçimi aşamasında önemli bir yere sahiptir.

Günümüzde, buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri küçük kapasiteli ofis ve ev uygulamalarından, büyük kapasiteli endüstriyel ve ticari uygulamalara kadar çok değişik alanlarda ve kapasitelerde kullanılmaktadırlar. Dünya elektrik enerjisi tüketiminin %25'e yakın kısmının evsel, ticari ve endüstriyel soğutma sistemlerince kullanılması; bu oranın, kimya ve gıda sanayinde ve iklimlendirme sistemlerinde %50-80'lere çıkması, soğutma sistemlerinin enerji verimliliğinde sağlanacak iyileştirmeleri, gerek ekonomiklik ve gerekse de çevresel etkiler açısından çok önemli kılmaktadır.

Düşük sıcaklıklı soğutma uygulamalarında, sistemin verimini artırmanın bir yolu da fan yardımıyla sistemde homojen cebri hava dolaşımı oluşturarak soğutma verimini artırmaktır. Deney seti olarak kullanılan buzdolabında, kabin içinde homojen bir sıcaklık dağıtımı elde etmek, soğutma sisteminden verimli bir şekilde yararlanmak için tek kapılı bir ev tipi soğutucuda deney çalışmaları yapılmıştır. Bu çalışmada ilk olarak buzdolabı yüksüz durumdayken kabin içinde farklı üç bölgede 30 dakikalık aralıklar ile 12 saat boyunca sıcaklık ölçümü alınarak sonuçlar kaydedilmiştir. Sonra 60 W, 75 W ve 100 W'lık yüklerle kabinin farklı üç bölgesinde 30 dakikalık aralıklar ile 12 saat boyunca ölçümler alınarak sonuçlar kaydedilmiştir. Daha sonra iç kabinde buharlaştırıcı önüne bir fan ilave edilerek, fan çalışır durumdayken aynı deneyler tekrarlanmıştır.

Bu çalışma sonucunda, tabii dolaşımli sistemden elde edilen veriler cebri sistemden elde edilen verilerle karşılaştırıldığında cebri dolaşımli sistemin enerji tüketimi tabii dolaşımli sisteme göre biraz daha fazla olmasına karşın, kabin içi sıcaklık farkı yüke bağılı olarak 1-5 °C arasında değişmiştir.

Anahtar Sözcükler : Soğutma sistemleri, performans, enerji tüketimi.

Bilim Kodu : 708.3.015

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

THE EXAMINING EFFECT OF FORCED AIR DISTRIBUTION SYSTEM ON ENERGY CONSUMPTION IN A HOUSEHOLD REFRIGERATOR

Soner İlhan ULAŞ

**Karabuk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Energy Systems Engineering**

Thesis Advisor:

Assist. Prof. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN

January 2014, 82 pages

Need of refrigeration systems will be more important in today and the future, because of the global warmness. Improvement of the refrigeration systems performance is becoming more important. This is because of energy shortage and shortage of renewable energy. This forced people to use of the energy sources more important than usual.

Nowadays decreasing of power sources day by day and low share of renewable energy in total energy use pushes people to use existing energy sources more carefully. Both increasing energy and administration costs and saving the environment together with keeping inner space air quality as wished have an importance in designing and choosing cooling systems process.

In these days, vapor compressed cooling systems are being used in very different areas from low capacity office and home applications to high capacity industrial and commercial applications. Use of almost 25% of world's electrical energy by domestic, commercial and industrial cooling systems, this proportions rising up to 50-80 % in chemistry, air conditioning and food industry. Cooling system's improving in energy consumption, it make important for both economic and environmental effects.

In low temperature cooling applications, another way of increasing productivity of the system is to increase cooling performance by creating a forced ventilation with aid of a fan. The experiment has been conducted with one-door household refrigerator in order to procure a homogeneous temperature distribution in the refrigerating system. When the refrigerator is no load, the temperature has been recorded in 3 different points of the cabin in every 30 minute for 12 hours in this study. After that, the results have been recorded after using with load 60 W, 75 W and 100 W light bulb in 3 different points of the cabin in every 30 minute for 12 hours. Later on, using a fan in front of the evaporator in the inside cabin, when the fan is on, the same experiments were repeated.

As a result of the studies, although, forced ventilation system were consumed more energy than the natural ones, it was set that according the changing of cabin load, cabin temperature of the forced ventilation system was 1-5 °C cooler than natural one.

Key Words : Cooling systems, performance, energy consumption.

Science Code : 708.3.015

TEŞEKKÜR

Bu tez alışmasının planlanmasında, araştırılmasında, yrtlmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrbelerinden yararlandığım, sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN'a sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında Şekillendiren sayın hocalarım Doç. Dr. Emrah DENİZ ve Yrd. Doç. Dr. Bahadır ACAR'a teşekkür ederim.

Sevgili aileme ve Uğur AğLAYAN'a manevi hiçbir yardımı esirgemedен yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
LİTERATÜR TARAMASI.....	3
BÖLÜM 3	12
GENEL BİLGİLER	12
3.1. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ	12
3.1.1. Carnot Soğutma Çevrimi	12
3.1.2. Buhar Sıkıştırılmalı İdeal Soğutma Çevrimi.....	13
3.2. SOĞUTUCULARIN GENEL KARAKTERİSTİKLERİ.....	15
3.2.1. Ev Tipi Soğutucuların Genel Karakteristikleri	15
3.2.1.1. Kompresörler	17
3.2.1.2. Yoğuşturucular.....	18
3.2.1.3. Buharlaştırıcılar.....	20
3.2.1.4. Genleşme Elemanları	21
3.2.2. Ticari Tip Soğutucuların Karakteristikleri	22

	<u>Sayfa</u>
3.2.2.1. Kompresörler	22
3.2.2.2. Yoğuşturucular.....	26
3.2.2.3. Buharlaştırıcılar.....	29
3.2.2.4. Genleşme Elemanları	33
3.3. SOĞUTUCULARDA KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ.....	37
3.4. SOĞUTUCULARDA ENERJİ TÜKETİMİ	37
3.4.1. Kompresör.....	38
3.4.2. Yoğuşturucu Fanı	38
3.4.3. Buharlaştırıcı Fanı	38
3.4.4. Defrost Isıtıcıları.....	39
3.4.5. Derin Dondurucu Bölmesi Kapı Isıtıcısı	39
3.4.6. Aydınlatma Lambası	39
3.4.7. Selenoit Valf.....	39
3.4.8. Defrost Saati	40
BÖLÜM 4	41
DENEYSEL ÇALIŞMALAR	41
4.1. DENEY SETİNİN ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ.....	41
4.1.1. Kompresörün Yapısı ve Özellikleri	41
4.1.2. Yoğuşturucunun Yapısı ve Özellikleri	42
4.1.3. Buharlaştırıcının Yapısı ve Özellikleri	43
4.1.4. Termostatın Yapısı ve Özellikleri.....	43
4.1.5. Elektrik Sayacının Yapısı ve Özellikleri	43
4.2. DENEY SETİNDE KULLANILAN ÖLÇÜ ALETLERİNİN TANITIMI ...	44
4.2.1. Dijital Termometrenin Tanıtımı ve Özellikleri.....	44
4.2.2. Termoelemanların Tanıtımı ve Özellikleri	44
4.2.3. Elektrik Sayacının Tanıtımı	45
4.3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR VE ÖLÇÜMLERİN ALINMASI.....	45
4.4. MODEL SİSTEME AİT VERİLER	47
4.5. DENEYSEL SONUÇLARIN HATA ANALİZİ.....	47
4.5.1. Deneysel Hata Tipleri ve Nedenleri	47
4.5.2. Sıcaklık Ölçümü Hata Analizi	48

	<u>Sayfa</u>
4.5.3. Enerji Tüketimi Ölçümü Hata Analizi.....	49
4.5.4. Zaman Ölçümü Hata Analizi.....	49
BÖLÜM 5	50
SONUÇLAR	50
5.1. SÜREKLİ REJİMDE TABİ DOLAŞIM VE CEBRİ DOLAŞIM DENEY SETLERİNİN PERFORMANSLARININ ANALİZİ	50
5.2. SÜREKLİ REJİMDE TABİ DOLAŞIM VE CEBRİ DOLAŞIMLI DENEY SETLERİNİN ZAMAN SICAKLIK ANALİZİ	66
BÖLÜM 6	68
TARTIŞMA VE DEĞERLENDİRME	68
KAYNAKLAR	69
EK AÇIKLAMALAR A. DENEY SETİNDE ALINAN ÖLÇÜMLERİN SONUÇLARI.....	73
ÖZGEÇMİŞ	82

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.1. Carnot soğutma çevrimi t-s diyagramı.....	12
Şekil 3.2. Buhar sıkıştırırmalı ideal soğutma çevriminin t-s diyagramı	14
Şekil 3.3. Bir soğutucu devresi ve ana elemanları	16
Şekil 3.4. İki paletli dönel tip kompresör ve çalışması	24
Şekil 3.5. Vida tipi helisel kompresörün çalışma şekli	25
Şekil 3.6. Trochoidal kompresörler ve çalışma tipleri	26
Şekil 3.7. Evaporatif yoğuşturucu	29
Şekil 3.8. Çeşitli zorlanmış tip buharlaştırıcılar	30
Şekil 3.9. İç içe çift borulu buharlaştırıcı.....	32
Şekil 3.10. Spiral sargılı boru-dış zarf tipi sıvı soğutucu buharlaştırıcı.....	32
Şekil 3.11. İçten dengeli tev	35
Şekil 3.12. Dıştan dengeli tev ve sıcaklık analizi.....	36
Şekil 3.13. Elektrikli termostatik genişleme valfi	37
Şekil 4.1. Deney seti olarak kullanılan soğutma sisteminin genel görünümü	42
Şekil 4.2. K tipi termokopul.....	44
Şekil 4.3. Bir faz iki telli elektrik sayacı.....	45
Şekil 4.4. Model sistemin çalışma şeması.....	47
Şekil 5.1. Sürekli rejimde yüksüz tabii ve cebri dolaşımli deney setinin 1 noktası sıcaklık analizi	51
Şekil 5.2. Sürekli rejimde yüksüz tabii ve cebri dolaşımli deney setinin 2 noktası sıcaklık analizi	52
Şekil 5.3. Sürekli rejimde yüksüz tabii ve cebri dolaşımli deney setinin 3 noktası sıcaklık analizi	53
Şekil 5.4. Sürekli rejimde yüksüz tabii ve cebri dolaşımli deney setine ait enerji tüketim analizi.....	54
Şekil 5.5. Sürekli rejimde 60 w yüklü tabii ve cebri dolaşımli deney setinin 1 noktası sıcaklık analizi	55
Şekil 5.6. Sürekli rejimde 60 w yüklü tabii ve cebri dolaşımli deney setinin 2 noktası sıcaklık analizi	56
Şekil 5.7. Sürekli rejimde 60 w yüklü tabii ve cebri dolaşımli deney setinin 3 noktası sıcaklık analizi	57

	<u>Sayfa</u>
Şekil 5.8. Sürekli rejimde 60 w yüklü tabii ve cebri dolaşımli deney setine ait enerji tüketim analizi.....	58
Şekil 5.9. Sürekli rejimde 75 w yüklü tabii ve cebri dolaşımli deney setinin 1 noktası sıcaklık analizi	59
Şekil 5.10. Sürekli rejimde 75 w yüklü tabii ve cebri dolaşımli deney setinin 2 noktası sıcaklık analizi	60
Şekil 5.11. Sürekli rejimde 75 w yüklü tabii ve cebri dolaşımli deney setinin 3 noktası sıcaklık analizi	61
Şekil 5.12. Sürekli rejimde 75 w yüklü tabii ve cebri dolaşımli deney setine ait enerji tüketim analizi.....	62
Şekil 5.13. Sürekli rejimde 100 w yüklü tabii ve cebri dolaşımli deney setinin 1 noktası sıcaklık analizi	63
Şekil 5.14. Sürekli rejimde 100 w yüklü tabii ve cebri dolaşımli deney setinin 2 noktası sıcaklık analizi	64
Şekil 5.15. Sürekli rejimde 100 w yüklü tabii ve cebri dolaşımli deney setinin 3 noktası sıcaklık analizi	65
Şekil 5.16. Sürekli rejimde 100 w yüklü tabii ve cebri dolaşımli deney setine ait enerji tüketim analizi.....	66

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge EK A.1. Tabii dolaşımli yüksüz deney seti zaman ve sıcaklık dataları	74
Çizelge EK A.2. Cebri dolaşımli yüksüz deney seti zaman ve sıcaklık dataları	75
Çizelge EK A.3. Tabii dolaşımli 60 W yüklü deney seti zaman sıcaklık dataları	76
Çizelge EK A.4. Cebri dolaşımli 60 W yüklü deney seti zaman sıcaklık dataları....	77
Çizelge EK A.5. Tabii dolaşımli 75 W yüklü deney seti zaman sıcaklık dataları	78
Çizelge EK A.6. Cebri dolaşımli 75 W yüklü deney seti zaman sıcaklık dataları....	79
Çizelge EK A.7. Tabii dolaşımli 100 W yüklü deney seti zaman sıcaklık dataları ..	80
Çizelge EK A.8. Cebri dolaşımli 100 W yüklü deney seti zaman sıcaklık dataları..	81

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

- E : Toplam iç enerji, enerji tüketimi (Wh)
- F : Kuvvet (N)
- K : Toplam ısı geçiş katsayısı (W/ m² K)
- L : Uzunluk (m)
- P : Güç (W)
- T : Sıcaklık (K veya ⁰C)
- V : Hacim (m³)
- g : Yer çekimi ivmesi (m/s²)
- h : Entalpi, ısı taşınım katsayısı (kj/kg veya W/ m²K)
- k : Isı iletim katsayısı (W/m K)
- l : Uzunluk (m)
- m : Kütle (kg)
- t : Zaman (s)
- ρ : Yoğunluk (kg/m³)
- () : Denklem numarası
- [] : Referans numarası

KISALTMALAR

ACRC	: Air Conditioning and Refrigeration Center (İklimlendirme Ve Soğutma Merkezi)
AEV	: Automatic Expansion Valve (Otomatik Genleşme Valfi)
ETEV	: Electric Thermostatic Expansion Valve (Elektrikli Termostatik Genleşme Valfi)
TEV	: Thermostatic Expansion Valve (Termostatik Genleşme Valfi)
EXCEM	: Exergy, Energy Consumption And The Mass Amount of Mass (Ekserji, Enerji, Tüketim ve Kütle Miktarı)
DMAC	: Dimethylamine Aliphatic Carbons (Dimetilamin Alifatik Karbon)
TD	: Tabii Dolaşım
CD	: Cebri Dolaşım

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1. GİRİŞ

Soğutma ile ilgili uygulamalar, özellikle klima alanında kullanım endüstrinin hemen her dalında görülmektedir. Esas olarak bir soğutma sistemi düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktakine ısı geçişi sağlamaktır. Soğutucu akışkan soğutma kapasitesine göre seçilmektedir. Bunların çeşitleri çevrenin korunması bakımından değişmekte ve zamanla olumsuz etkide bulunanların kullanımını azalmakta ve birçok ülkede uyulması zorunlu standartlar çıkarılmaktadır.

Endüstrideki soğutma sistemleri çok çeşitli amaçlar için çok farklı boyutlarda ve işletme şartları göz önüne alınarak dizayn edilirler. Bu dizayn sonunda sistemin verimli çalışmasının yanında minimum enerji tüketmesi de göz önüne alınmalıdır.

Günümüzde enerji kaynaklarının gittikçe azalması, yenilenebilir enerji miktarının toplam enerji tüketimindeki payının çok az olması insanları mevcut enerji kaynaklarını daha dikkatli kullanmaya zorlamaktadır [1].

1.2. AMAÇ

Soğutma sistemleri, özellikle endüstride kullanılanları gittikçe önem kazanmaktadır. Refah seviyesinin yükselmesiyle birlikte tüketim maddelerinde aranan kaliteyi de, beraberinde getirmektedir. Özellikle gıda maddelerinin ilk üretildiğindeki tazeliğini ve özelliklerini koruyabilmesi ancak uygun sıcaklık ve nem ortamı oluşturularak saklanabilmesiyle sağlanabilir.

Ozon tabakasının, özellikle kuzey kutbuna yakın bölgelerde zayıflaması ve yer yer delinmesi ile yer küremizin önümüzdeki yıllarda daha da fazla ısınacağı herkesçe bilinen bir gerçek haline gelmiştir. Daha fazla sıcaklığın yol açacağı sorunları günümüz ilim adamları tahmin etmeye çalışmakta ve gerekli tedbirleri almak üzere kolektif bir çalışmanın çarelerini aramaktadırlar [1].

Küresel ısınmanın tesirlerinden biri de hiç şüphesiz soğutma alanında olacaktır. Soğutmaya olan ihtiyaç gerek endüstride kullanılan soğutuculara gerek ev tipi soğutuculara ve gerekse klimalara olan ihtiyacı bir adım daha öne çıkaracaktır.

Düşük sıcaklıklı soğutma uygulamalarında, sistemin verimini artırmanın bir yolu olan fan yardımıyla cebri hava dolaşımı ile kabin içinde homojen hava dağılımı oluşturarak enerji tasarrufu sağlamaktır. Bu çalışmada tek kapılı tabii dolaşimli bir soğutucuya bir fan ekleyerek enerji tasarrufu sağlamanın araştırması yapılmıştır.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR TARAMASI

Buzelin ve arkadaşları endüstriyel soğutma sistemlerindeki enerji tüketimini azaltmak için farklı yollar aramışlar ve yapmış oldukları deneysel çalışmada, klasik açık-kapalı kontrol ile çeşitli verilerden elde ettikleri katsayılara bağlı olarak oluşturdukları bir kapalı döngü kontrol algoritmasını karşılaştırmışlardır. Deney tesisatı kabini, dış havadan yalıtılmış 18,5 hacminde bir soğuk oda ve içerisinde gerçek ısı yükü benzetmek üzere tasarlanmış 1,46 kapasiteli bir depo sisteminden oluşmaktadır. Kompresör motor frekansının 30 ila 60Hz arasında değiştirerek yaptıkları deneylere göre, tasarlamış oldukları kapalı döngü kontrolün diğer açık-kapalı kontrole göre daha iyi olduğunu ve sistem üzerinde % 35.24'lük bir enerji tasarrufu yapabildiğini göstermişlerdir [2].

Menlik yaptığı çalışmasında, alternatif akışkanlı iki kademeli soğutma sisteminin tasarımı, imalatı ve performans deneylerini yapmıştır. Sistemde piyasadan temini mümkün olan soğutma elemanları kullanılmıştır. Yüksek sıcaklık devresi (YSD) için R-404A, düşük sıcaklık devresi (DSD) için de R-508B soğutucu akışkanları seçilmiştir. R-508B devresinde de R-404A elemanları kullanılmıştır. Sistemde en hassas eleman olarak düşünülen kaskad ısı değiştirici için plakalı ısı değiştirici seçilmiştir. R404A elemanlarından dolayı DSD' de herhangi bir problem ile karşılaşılmamıştır. Yapılan deneyler sonucunda, tasarlanan sıcaklık değerinden 2 °C daha düşük olarak -88 °C buharlaştırıcı yüzey sıcaklığına ve 5 saatte -75 °C ortam sıcaklığına ulaşılmıştır. Bu çalışma sıcaklıklarında sistemin soğutma tesir katsayısı (COP) 1,05 olarak hesaplanmıştır [3].

Moreira ve arkadaşları, soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu olarak su ve basınç dengeleyici olarak da helyumun kullanıldığı yayınımlı soğurmalı soğutma sistemi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Yapılan çalışmada sistemdeki kaynatici,

kabarcık pompası, saflaştırıcı, yoğuşturucu, sıvı ısı değiştirici, soğurucu ve depo, genleşme bölgesi, buharlaştırıcı, amonyak ön soğutma bölgesi ve gaz ısı değiştirici Termodinamiğin I. ve II. kanununa göre incelenmiştir [4].

şencan ve arkadaşları soğutma ve ısıtma uygulamaları için tek etkili lityum bromid-su absorpsiyon sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. Sistemin farklı çalışma koşullarındaki ekserji verimi ve sistemin etkinlik katsayısını hesaplayan simülasyon programı ile elde edilen sonuçlar kondenser ve evaporatördeki kayıpların rejeneratör ve absorberden daha az olduğunu göstermiştir. Bunun sebebinin ise lityum bromid ve su solüsyonunun karışım ısısından kaynaklandığını bulmuşlardır. Sonuçlar göstermektedir ki sistemin soğutma ve ısıtma etkinlik katsayıları, ısı kaynağının sıcaklığı yükseldikçe artmaktadır. Fakat sistemin ekserji etkinliği soğutma ve ısıtma uygulamalarında ısı kaynağının sıcaklığı arttıkça düşmektedir [5].

Erkmen, sıcak iklimlerde soğutma yükü hesaplamasında kullanılan CLTD ve Admittance yöntemlerini Türkiye'nin sıcak kuru ve sıcak nemli iklim bölgelerini temsil eden iki ilde uygulamış ve yöntemlerin hesap sonuçlarında verdiği farkı ortaya koymuştur. Admittance yöntemi nem faktörünü hesaba katmadığından sıcak nemli iklimde bulunan bir yapının soğutma yükleri CLTD yöntemine göre düşük çıkmaktadır. Erkmen'in çalışmasına göre, sıcak nemli iklim bölgelerinde yapılacak soğutma yükü hesaplamalarında sıcaklık farkı yöntemi daha doğru sonuç vermiştir [6].

Alternatif soğutma yöntemleri ile ilgili bazı alışmalar Min ve Rowe, Ataer ve Karabulut ve Huang ve Teng tarafından yapılmıştır. Min ve Rowe birkaç değişik ev tipi termoelektrik buzdolabının prototipleri üzerinde araştırma yapmış ve performanslarını etkinlik katsayısı, ısı pompası kapasitesi ve soğutma oranı açısından incelenmişlerdir. Etkinlik katsayısındaki artışın soğutma plakaları, termal elemanlar ve ısı değiştiricilerin etkinliğinin geliştirilmesi ile mümkün olabileceği gösterilmiştir. Termoelektrik soğutucuların performansı kullanılan malzeme teknolojisine bağlı olduğu çalışmada sonuç olarak elde edilmiştir [7,8].

Ataer ve Karabulut V-tipi Stirling çevrimine göre çalışan bir buzdolabı sisteminin birinci ve ikinci yasa analizini gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak ısı transferi katsayıları ve yüzeylerindeki artışın sistemin etkinlik katsayısının artmasına neden olduğu gösterilmiştir [8].

Nasution ve Hassan, değişken devirli kompresöre sahip olan iklimlendirme ve soğutma sistemlerinin enerji yönünden performanslarını araştırmak amacıyla deneysel çalışmalar yapmışlardır. Kompresör çalışma frekans aralığını 20 Hz'den 50 Hz'e kadar 5 Hz aralıklarla arttırmışlar ve her bir frekans değerinde, kontrol etmiş oldukları odanın kararlı hal sıcaklık değerlerini tespit etmişlerdir. Ayarlanacak sıcaklık belirlendikten sonra sistem üzerinde açık-kapalı ve sistem parametreleri deneyler ile belirlenmiş PID kontrolleri yapılmıştır. Bu deneyler aşamasında sisteme karşı yük olarak 500, 700 ve 1000 W'lık ısıtma işlemleri uygulanmıştır. Yapmış oldukları deneyler sonucunda, sisteme karşı bir yük etki etmeden en iyi kontrol algoritması PID olmuştur ki bu da açık-kapalı sisteme göre yaklaşık %25,3'lük bir enerji verimliliği sağlamıştır [9].

Parmaksızoğlu ve Çeteci yaptıkları çalışmalarda ısı değiştirici tasarımı, üzerinde durulmuştur. Bu çalışmada, gövde - boru tipi ısı değiştiricisi ile hava - su, soğutucu ve ısıtıcı serpantin tipi ısı değiştiricileri için matematiksel modeller geliştirilmiş ve bunların çözümünü elde eden bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Optimum ısı değiştiricisi boyutlarına ulaşmak için standartlara da uyularak ısı ve maliyet hesapları yapılmıştır [10].

Esen ve Hoşöz tarafından yapılan bir diğer çalışmada R134A soğutucu akışkanı kullanılarak otomobil klimalarında enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Bu çalışmada farklı çalışma şartlarında sistem performansları incelenmiştir. Artan kompresör devrinin sistem performansında azalmaya neden olduğu görülmüştür. Aynı zamanda aynı soğutma yükleri için artan kompresör hızlarında soğutma tesir katsayısının da düştüğü görülmüştür. Son olarak artan evaporatör yükü ile kompresör devri artmasının yanında yoğuşma sıcaklığı azaldığı görülmüştür [11].

Kırmacı ve Özdemir tarafından yapılan soğuk depolar için R404A alternatif soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırımlı soğutma sistem eleman kapasitelerinin bilgisayar programıyla belirlenmesi konulu çalışmada ise, R404A alternatif soğutucu akışkanla kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde bulunan kompresör, yoğuşturucu ve buharlaştırıcının kapasite hesaplamalarını yapan bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Bu program ile soğuk depolarda muhafaza edilecek et çeşidine göre soğuk depo sistem elemanlarının kapasitesi kısa sürede ve kolaylıkla belirlenebilmektedir [12].

Sözen ve Özalp, Amonyak-su çifti ile çalışan soğurmalı soğutma sistemlerinde ejektör kullanımı ile sistem performansını arttırmaya yönelik bir çalışma yapmışlardır. Yoğuşturucu girişine bağlanan ejektör ile sisteme üçlü basınç meydana getirilerek sistemin soğutma tesir katsayısı %49 arttırılmıştır [13].

Esberi ve arkadaşları bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin modellenmesi konusu üzerine çalışmışlardır. Yapmış oldukları çalışmanın amacı, tasarlanmış ve tahmin etmiş oldukları model sonuçları ile gerçek deney tesisatı sonuçlarını karşılaştırmak ve model ile gerçek sistemin benzerliklerini ortaya koymaktır. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin matematiksel modellerinin tam çıkarılması zor olduğundan dolayı yapay sinir ağları yöntemini (RBF network- Radial Basis Function network) kullanmışlardır. Sonuç olarak, kullanmış oldukları modelde, tahmin edilen güç tüketimi ile gerçek güç tüketimi arasında % 5'lik gibi ufak bir hata olduğunu ortaya çıkarmışlar ve enerji verimliliği konusu üzerine gelecekte yapılacak çalışmalarda, yapay sinir ağları yönteminin çok yararlı bir araç olacağını söylemişlerdir [14].

Jabra ve arkadaşları yaptıkları çalışmada HCFC407C ile polyester yağların mineral yağların yerine kullanılması gerektiğini belirtmiş. Bu polyester yağlar birkaç döngüde kullanıldığında mineral veya alkali benzen yağlar karışık olarak yeterli miktarda kompresöre dönüş yapmayacaktır, bu nedenle yüksek maliyetlerin yanı sıra yüzeyle olan temaslarda tahrişlere neden olacağını belirtmiştir [15].

Hepbaşı tarafından yapılan ev tipi buzdolabının termoekonomik analizinde ekserji, enerji, tüketim ve kütle miktarına dayanan EXCEM metodu R-314a kullanan ev tipi

buzdolabına uygulanmıştır. Buzdolabının performans değerlendirmesi 0° C ila 20° C arasında değişen çeşitli referans noktalarını temel alan eksergoekonomik hususlar açısından yapılmıştır. Sistemini oluşturan her bir elemanın ekserji yok oluşu deneysel olarak ölçülmüş parametrelerin ortalama değerleri için belirlenmiştir. Sistem bileşenlerinin ekserji etkinliği, sistem elemanlarının performansına değer biçmek ve gelişim potansiyelini açıklamak için belirlenmiştir. Her bir eleman için termodinamik ve maliyet kayıpları araştırılmıştır. Termoekonomik analiz değerlerinin $2,949 \times 10^{-4}$ ile $3,468 \times 10^{-4}$ kW USS - 1 arasında değiştiği saptanmıştır. Ekserjistik verimin %13,68 ile % 28 ve %58 ile %68 arasında değiştiği bulunmuştur [16].

Esen, soğutma sisteminin genel tasarımını büyük ölçüde şekillendiren evaporatör ve kondenser sıcaklıkları ile ısı kaynağının sıcaklıkları olduğunu söylemiştir. Bunun dışında özel ilgi isteyen diğer bileşen ise adsorbent yatağı olup bu birimde ısı ve kütle transfer hızlarının optimum şartlarının sağlanması gerektiğini tespit etmiştir. [17].

Acül tarafından hazırlanan kanatlı borulu tip hava soğutmalı kondenserler ve sistem enerji verimliliğine etkisi konulu çalışmada, hava soğutmalı kondenserlerde enerji verimliliğini artırıcı uygulamalar hakkında detaylı ve karşılaştırmalı bilgiler bu alanda uygulanan en son standartlar ışığında aktarılmış soğutma tesisatında enerji verimliliği üzerinde durulmuştur [18].

Aprea ve arkadaşları bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde, değişken devirli bir kompresörün en uygun çalışma şartlarını belirlemeyi amaçlamışlardır. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin genelde en yüksek yükü karşılayabilmesi üzerine tasarlandıklarını fakat bu sistemlerin çoğu zaman kısmi yüklerde çalıştığını ve bu sebeple en az enerji tüketimi için kompresörlerin en uygun çalışma frekansının belirlenmesinin önemli olduğunu söylemişlerdir. Bu amaçlarla, pistonlu ve sarmal kompresörlerin kullanıldığı iki ayrı deney düzeneği tasarlamışlar ve yapılan deneyler sonucunda, pistonlu ve sarmal kompresöre sahip sistemin sabit 30 Hz' deki enerji tasarrufu % 15 ve % 25 olarak belirlenmiştir. Gelecek çalışmalarının bu deneysel sistemlerin matematiksel modellenmesi üzerine olacağını bildirmişlerdir [19].

Orian ve Levy, Üçlü basınç ile çalışan soğurmalı soğutma sistemi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Üçlü basınç için sistemde buharlaştırıcı ile soğurucu arasına bir ejektör bağlantısı yapılmıştır. Akışkan olarak organik çözeltilerin kullanıldığı sistemde ejektörün püskürtme açısının, oluşan püskürmeli akışın çekirdeği ile ilgili özelliklerin farklı basınçlar altındaki durumları deneysel olarak incelenmiştir [20].

Williamson ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada iki boyutlu iki fazlı ısı ve kütle transferini doğal akışlı ıslak soğutma kuleleri şartlarında incelemişler ve kule merkezi ile kule cidarı arasındaki kuleyi terk eden gazın sıcaklıkları aralarındaki farkı ortaya koymuşlardır [21].

Zohar ve arkadaşları yaptıkları teorik çalışmada yayınlı soğurmalı soğutma sisteminde organik bir soğurucu olarak DMAC ve soğutucu olarak R22, R32, R124, R125 ve R134a akışkanlarının performansını karşılaştırmışlardır. Sistemlerde basınçlandırıcı gaz olarak helyum kullanılmıştır. Elde edilen veriler ayrıca amonyak-su çifti ile karşılaştırılmış ve STK'nın (soğutma tesir katsayısı) en yüksek değeri 0.298 ile amonyak-su çiftinde, en düşük 0.136 ile DMAC-R32 çiftinde elde edilmiştir. Organik soğurucu ile incelenen beş soğutucudan STK'nın en yüksek değeri 0.224 ile DMAC-R22 çiftinde elde edilmiştir. Zohar ve arkadaşları bu çalışmalarında yayınlı soğurtmalı soğutma sisteminde kullanılan amonyak-suve çalışma akışkanlarından hidrojenin yerine helyum kullanılması durumunu termodinamik bir model ile incelemişlerdir. İnceleme sonucunda helyum kullanımının hidrojene göre çok daha iyi olduğu ve soğutma tesir katsayısının %40 kadar artış gösterdiği belirlenmiştir [22].

Ben Jemaa ve arkadaşları Soğutucu olarak amonyağın, soğurucu olarak suyun ve basınç dengeleyici gaz olarak hidrojenin kullanıldığı yayınlı soğurmalı soğutma sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. İnceleme neticesinde diğer soğutma sistemlerine göre soğutma tesir katsayısı düşük çıkmıştır [23].

Cuevas ve Lebrun, değişken hızlı kompresörlerin, sürekli kontrol, düşük gürültü seviyesi, azaltılmış titreşim, düşük başlangıç akımı, ani sıcaklık kontrolü, yüksek hızlara anında ulaşabilmesi ve daha iyi sistem performansı gibi özellikleri açısından

açık-kapalı sistemlere göre daha iyi olduklarını vurgulamışlar ve bunların yanında asıl çalışma konusunun, frekans dönüştürücülerin verimliliği üzerine olduğunu belirtmişlerdir. Yapmış oldukları deneysel çalışmalar sonucunda, frekans dönüştürücü veriminin, sadece çıkış gücüne bağlı olarak 1.5 ila 6.5 kW arasında %95 ila 98 civarında olduğunu ve buna bağlı olarak sistem soğutma etkenliğinin % 2 ila 8 arasında değişebileceğini bulmuşlardır. Aynı zamanda kompresörün izentropik ve hacimsel veriminin 35 ila 75 Hz arasında frekans değişiminden etkilenmediğini gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak, frekans dönüştürücü tarafından motor üzerinde meydana gelen kayıpların ihmal edilebileceğini bildirmişlerdir [24].

Özkaya ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada R-134a veya R-22 kullanılarak imal edilen ev tipi soğutucularda, sistemde hiçbir değişiklik yapılmadan R-134a, R-404a ve R-407c kullanılmış, ayrı ayrı performansları ölçülmüş ve performans katsayıları hesaplanmıştır. Bu çalışmayı gerçekleştirmek için bir test odası hazırlanmış ve performans deneyleri bu test odasında yapılmıştır. Deneylerden elde edilen sonuçlara göre yapılan değerlendirmeler sonunda R-134a soğutucu akışkanının R-404a ve R-407c akışkanlarına göre daha uygun olduğu, R-404a ve R-407c soğutucu akışkanlarının yüksek basınçlı sistemlerde daha verimli olacağı tespit edilmiştir [25].

Yılmaz yaptığı çalışmada bir ofis binası için saatlik bazda enerji simülasyonu yaparak binada tüketilen enerji miktarını ve neden olduğu karbondioksit salınımlarını incelemiş ve binadaki enerji tüketim miktarlarını en aza indirmek için hem mimari hem de mekanik tesisat ile ilgili olarak çeşitli alternatif çözümleri karşılaştırmıştır [26].

Zohar ve arkadaşları yaptıkları çalışmada yayınımlı soğurmalı soğutma sistemlerindeki kaynaticı ile kabarcık pompasının (bubble pump) yapısında değişiklik yaparak çevrimin performansını incelemişlerdir. Normalde dış cidar kaynaticı iç cidar kabarcık pompası şeklinde iç içe bir yapıda iken, bunun yanı sıra kaynaticı ile kabarcık pompası tamamen ayrı ve kısmen ayrı olmak üzere 2 farklı yapı daha tasarlanmıştır. Analizler sonucu bu üç yapı arasından, kaynaticı ile kabarcık pompasının tamamen ayrı olduğu yapıda en düşük verim elde edilmiştir.

Ancak bu yapıda verilen ısı doğrudan zengin çözeltiliye ulaşmış, diğerlerinde ise ısı zayıf çözeltiliye geçtikten sonra zengin çözeltiliye ulaşmıştır [27].

Karaöz yaptığı çalışmasında, hem üstün termodinamik özellikleri hem de daha çevreci bir akışkan olması nedeni ile doğal soğutuculardan olan karbondioksiti incelemiştir. Özellikle Avrupa ülkelerinde yasalarında etkisiyle karbondioksitin soğutucu akışkan olarak kullanılmaya başlanması bunula birlikte Türkiye’de henüz sistematik bir uygulama bulunmaması üzerine bu çalışma kapsamında konu ile ilgili literatür taraması yapılmış ve dünyadaki karbondioksit uygulamaları incelenmiştir. Aynı zamanda özgül bir CO₂-404A kaskad çevrimi tasarlanarak imal ve test edilmiştir. Böylece karbondioksit ile çalışan soğutma çevrimleri ile ilgili deneyim kazanılması hedeflenmiştir. Her ne kadar çalışma kapsamı bu şekilde sınırlı tutulmuşsa da tasarlanan kaskad sistemin yapılacak olan yeni çalışmalar için de kullanılacağı öngörülmüştür [28].

Özbaş, yaptığı çalışmada yayınımlı (difüzyonlu) soğurmalı soğutma (YSS) sistemini deneysel ve teorik olarak incelemiştir. YSS sisteminde soğutucu akışkan olarak amonyak (NH₃), soğurucu akışkan olarak su (H₂O) ve difüzör olarak helyum (He) gazı kullanmıştır. Tasarımı ve imalatı yapılan sistem için elektrik enerjisi, alternatif enerji kaynaklarından LPG ve yenilenebilir enerji kaynaklarından güneş enerjisi ısı kaynağı olarak tercih edilmiştir. Elektrik ısıtıcılı sistemin performansını artırmak amacıyla iki ayrı tasarım geliştirmiştir: (i) Ön soğutmalı sistemde yapısal değişiklikler yaparak ön soğutmasız sistem (YSS2) imal etmiştir. (ii) Ön soğutmalı sistemin absorber girişine yerleştirilen bir enjektörün kullanıldığı sistemin (YSS3) tasarım ve imalatını yapmıştır. Elektrik enerjisi ile yaptığı deneylerde iç ortam sıcaklığı 3°C ile en iyi sonuca ön soğutmalı enjektörlü sistemde (YSS3) ulaşmışken, soğutma tesir katsayısı bakımından dolaşım oranının yüksek olmasından dolayı ön soğutmasız sistemde (YSS2) %27 ile en iyi verimi elde etmiştir. Ayrıca enjektör kullanımı ile ön soğutmalı sistemin performansının %26 arttığını görmüştür. Sistemin yenilenebilir enerji kaynakları ile çalışması sonucu ülkemizin zengin güneş enerjisi kaynağının soğutma sistemlerinde de kullanılabileceğini deneysel olarak göstermiştir [29].

Kılıç yaptığı çalışmada örnek bir bina için enerji tüketimlerini incelemiştir. Isıtma ve soğutma enerji tüketimlerinin azaltılması için bina kabuğunda iyileştirmelerin yapılması gerekliliğini anlatmıştır [30].

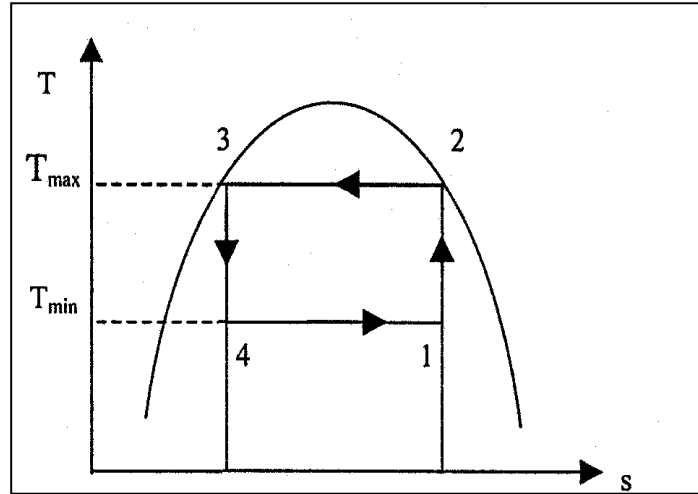
BÖLÜM 3

GENEL BİLGİLER

3.1. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

3.1.1. Carnot Soğutma Çevrimi

Ters Carnot çevrimi, belirli sıcaklıklardaki iki ısıl enerji deposu arasında çalışan en etkin soğutma çevrimidir. Şekil 3.1 doymuş buharla çalışan Carnot soğutma çevriminin T-s diyagramını göstermektedir. Şekil 3.1 de görüldüğü gibi Carnot çevrimi iki izantropik ve iki sabit sıcaklık işleminden meydana gelmektedir. 1 noktasından kompresöre giren ıslak buhar 2 noktasına kadar izantropik olarak sıkıştırıldıktan sonra, yoğuşturucuda soğutma suyu veya havasına sabit sıcaklıkta ısı vererek yoğuşmakta ve 3 noktasında doymuş sıvı elde edilmektedir [31].



Şekil 3.1. Carnot soğutma çevrimi t-s diyagramı.

3 noktasından itibaren izantropik olarak genişleyerek iş yapan akışkan 4 noktasından 1 noktasına kadar buharlaştırıcıda sabit sıcaklıkta buharlaşarak çevreden ısı atmakta ve böylece çevrim tamamlanmaktadır [31].

İzantropik sıkıştırma işi;

$$W_C = h_2 - h_1 \quad (3.1)$$

Verilen ısı:

$$q_{23} = h_2 - h_3 \quad (3.2)$$

olur.

Benzer şekilde genişleme elemanındaki izantropik genişleme işi;

$$W_T = h_3 - h_4 \quad (3.3)$$

ve buharlaştırıcı ile soğutulacak ortamdan alınan ısı da;

$$q_{14} = h_1 - h_4 \quad (3.4)$$

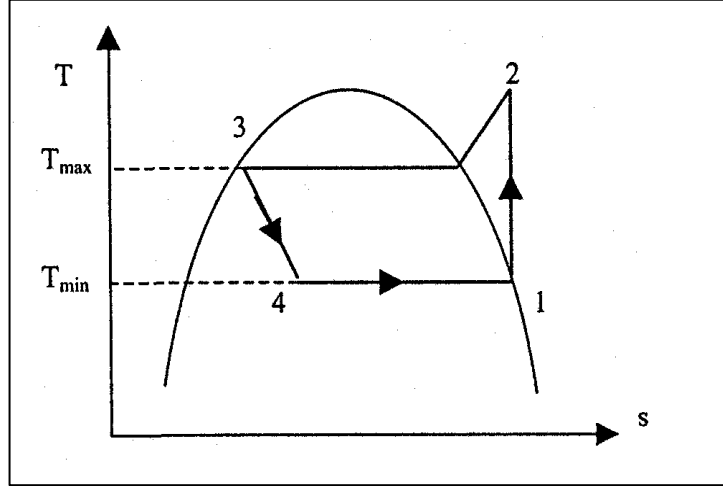
eşitlikleriyle hesaplanabilir. Sıkıştırma ve genişleme işlerindeki akışkanın iki fazlı olması nedeniyle Carnot soğutma veya ısıtma çevrimini uygulamada gerçekleştirmek mümkün değildir [32-33].

3.1.2. Buhar Sıkıştırırmalı İdeal Soğutma Çevrimi

Carnot soğutma çevrimindeki güçlükler 4-1 durum değişiminin buharın sıkıştırılmadan önce tümüyle buharlaştığı bir kısılma işlemiyle değiştirilerek aşılmaktadır. Carnot soğutma çevrimi, genişletme makinesi yerine basınç düşürücü bir genişleme valfi kullanıldığında ideal soğutma çevrimine dönüşür. Genleşme valfi soğutucu akışkanı kontrol etmekte; valfe giren yüksek basınçlı sıvı soğutucu, iğne valften geçerek düşük basınç tarafına akarken bir kısmı da hızla buharlaşmaktadır [31-33].

İdeal soğutma sisteminin T-s diyagramı şekil 3.2 de görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi 1 noktasından 2 noktasına kadar kompresörde izantropik olarak sıkıştırılan akışkan, 2 noktasından 3 noktasına kadar yoğuşturucuda yoğuşurken çevreye ısı verir. Ve 3-4 noktaları arasında sabit entalpide bir genişleme valfinden geçirildikten sonra, 4 noktasından 1 noktasına kadar sabit sıcaklıkta buharlaştırıcıdan geçerken ısı alır ve böylece çevrim tamamlanmış olur.

İdeal soğutma çevriminde ısının çevrime daha yüksek sıcaklıklarda verebilmesi ve genişleme sonucunda buharın içerdiği nem oranlarının azaltılabilmesi için buharın kızdırılması gerekmektedir [31-32].



Şekil 3.2. Buhar sıkıştırımlı ideal soğutma çevriminin t-s diyagramı.

İzantropik sıkıştırma işi:

$$W_C = h_2 - h_1$$

Yoğuşturucuda sistemden atılan ısı;

$$q_h = q_{23} = h_2 - h_3$$

ve buharlaştırıcıda soğutulacak ortamdan alınan ısı da;

$$q_L = q_{14} = h_1 - h_4$$

eşitlikleriyle hesaplanabilir. Genleşme valfindeki kısılma süresince entalpi sabit kaldığından; $h_3 = h_4$ ve bu durumda net iş;

$$W_{net} = W_C = h_2 - h_1$$

olur [31-34].

3.2. SOĞUTUCULARIN GENEL KARAKTERİSTİKLERİ

3.2.1. Ev Tipi Soğutucuların Genel Karakteristikleri

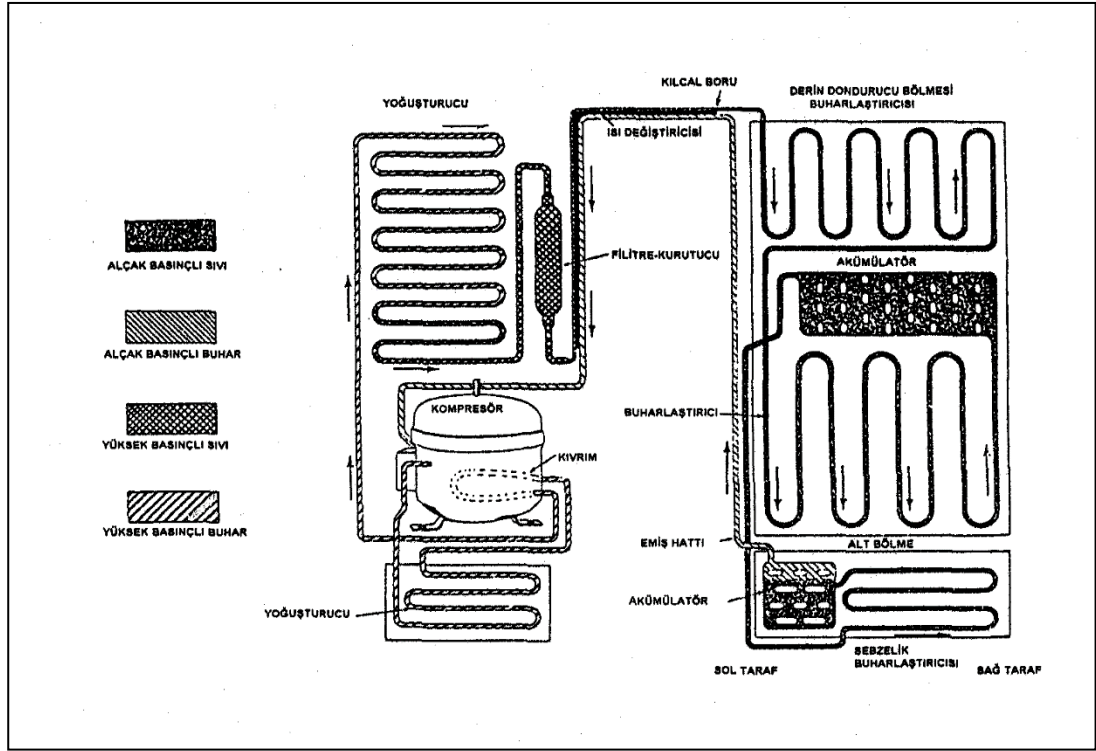
Bir ev tipi soğutucuyu iki ana kısma ayırarak inceleyebiliriz. Bunlardan birincisi mekanik kısım ikincisi ise elektriksel kısımdır. Elektriksel kısım bu çalışmanın amaçları dışında kaldığından detaylı olarak incelenmeyecektir. Mekanik kısım ise beş ana elemandan oluşmuştur. Bunlar; kompresör, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, genişleme elemanı ve kabindir [35].

Günümüzde kullanılan ev tipi soğutucuların çok çeşitleri ve modelleri olmakla birlikte genellikle kabinleri iki kısımdan oluşmuştur. Üstteki bölüm genellikle donmuş gıdaların saklandığı bölüm olup diğer bölüme göre daha küçüktür. Bu bölümün sıcaklığı yaklaşık olarak -18°C civarındadır. Alttaki bölüm ise günlük ve taze yiyeceklerin saklandığı bölüm olup sıcaklığı $2-7^{\circ}\text{C}$ arasında değişmektedir. Bu bölümlerin her birisinin ayrı bir kapısı vardır. Yoğuşturucu bazı dizaynlarda tamamen tabanda yer alırken bazı dizaynlarda bir kısmı tabanda bir kısmı ise kabinin arkasında olabilir. Kapakların iç yüzeyinde ise küçük paketler ve içeceklerin konabileceği raflar mevcuttur [35,36].

Kabin duvarları saçtan yapılmış olup arası izolasyon maddesi ile doldurulmuştur. Kabinin iç kısımlarına motor kontrol mekanizması (termostat), aydınlatma anahtarı ve rafların yerleştirilebilmesi için çıkıntılar yapılmıştır.

Bu soğutucularda kullanılan kompresör genellikle hermetik (kapalı) tip kompresör olup tabana yerleştirilmiştir. Buharlaştırıcı ise bazı dizaynlarda iki bazı dizaynlarda ise üç parçadan oluşur. Birinci parçası dondurucu kısmındadır. İkinci ve üçüncü kısımlar ise taze yiyeceklerin saklandığı bölümdedir. Buharlaştırıcının çıkışına ise kompresöre sıvı halde soğutucu akışkanın gitmesini önlemek amacıyla oldukça büyük bir akümülatör konmuştur. Şekil 3.3 bir soğutucu devresini ve ana elemanlarını göstermektedir [35-37].

Bir soğutma sisteminin çalışmasını kısaca şöyle açıklayabiliriz. Kompresör buharlaştırıcıda buharlaşan düşük basınç ve düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkanı emer ve sıkıştırır. Sıkışan bu akışkanın basıncı ve sıcaklığı yükselmiştir. Yoğuşturucuya giren akışkan burada ısısının büyük bir kısmını ortamdaki havaya doğal taşınım yoluyla atar. Sıcaklığı düşen akışkan sıvılaşmaya başlar [36].



Şekil 3.3. Bir soğutucu devresi ve ana elemanlar.

Bu soğutucularda yoğuşturucunun çok küçük bir kısmı kompresörün içindeki yağın içinden geçirilerek yağın ısınması ve soğutucu akışkanın da daha iyi soğuması sağlanır. Yoğuşturucunun çıkışında akışkan tamamen sıvı haldedir. Sıvı haldeki akışkanın içinde bulunabilecek olan nem, kir, pas, tortu ve benzeri şeyleri temizlemek amacıyla bir kurutucu-filtreden geçirilir. Akışkan bundan sonra kısılma valfine (kılcal boru) gelir. Kılcal borunun diğer ucu ise buharlaştırıcıya bağlıdır. Soğutucu akışkan kompresörün emiş etkisiyle basıncı düşürülen buharlaştırıcıya girer girmez buharlaşmaya başlar ve buzdolabının içinden ısı çeker. Soğutucu akışkan tekrar kompresör tarafında emilerek soğutucu içindeki sıcaklık istenen seviyeye gelinceye kadar bu şekilde çalışmaya devam eder [35-37].

3.2.1.1. Kompresörler

Ev tipi soğutucularda kullanılan kompresörler iki ana kısımdan meydana gelir. Bunlardan biri mekanik kısım diğeri ise elektrik motoru kısmıdır. Elektrik motorunun rotor ön kısmı kompresör krank mili olarak dizayn edilmiş olup yekparedir. Bu yekpare kısım bir metal muhafaza içine alınmıştır. Bu metal muhafaza iki parçalı olup kompresör içine yerleştirildikten sonra kaynatılır. Bu özelliğinden dolayı ayrıca bir krank sızdırmazlığına gerek duyulmaz. Genellikle elektrik motoru üstte kompresör kısmı alttadır. Bazı kompresörlerde ise elektrik motoru altta kompresör kısmı üsttedir. Yekpare kısım metal muhafaza içine yaylar üstüne monte edilmiştir. Bu durum kompresörün çalışması esnasında meydana gelecek titreşimleri söndürür ve metal muhafazaya yansıtmaz. Metal muhafaza içindeki emme ve basma hatları esnek yapılmıştır. Elektrik motorundan çıkan üç kablo ucu metal gövdeye izole edilerek tespit edilir. Bu uçlar ana sargı ucu (run), yardımcı sargı ucu (start) ve ortak uçtur (common) [35-37].

Kompresörün yağlanması metal muhafaza içine konulan özel bir yağın krankın dönmesiyle savrulması esasına (çarpma yağlama) dayanır. Bunun yanı sıra emiş borusu içinden kompresöre dönen soğutucu akışkanın içinde bir miktar yağ vardır. Emiş borusu krank milinin üstünde bulunan bir oyuğa yönlendirilerek içindeki yağ buraya damlatır. Krankın dönmesiyle birlikte bu yağ savrulur ve hem elektrik motorunun sargılarındaki ısının bir kısmını alır hem de mekanik kısmı yağlar. Metal muhafaza içindeki boşlukta sadece buhar fazındaki soğutucu akışkan vardır. Bu akışkan silindir tarafından emilerek kompresör çıkış hattına basılır [35,36].

Bu tip kompresörleri çalıştırırken bir röleye ihtiyaç duyulur. Bazı kompresörler çift hızlıdır. Bu kompresörler ısı yükü değişkenlik arz eden soğutma sistemlerinde kullanılır [36].

Kompresörlerde Hacimsel Verimlilik

Bir kompresörün hacimsel verimliliği pompalandığı gazın gerçek hacminin hesaplanan hacme bölünmesiyle bulunur. Etkili bir çalışma için volümetrik

verimlilik mümkün olduğunca yüksek olmalıdır. Bu verimliliği etkileyen birçok sebep vardır. Bunlardan birisi, eğer kompresör kafasındaki basınç yükselirse pistonun her kurs sonunda pompalayacağı miktar azalır. Bunun sebebi sıkıştırma hacminde bulunan sıkıştırılmış gaz piston alt ölü noktaya doğru giderken genişler ve taze soğutucu akışkan yeterince silindir boşluğuna giremez. Çünkü silindir içindeki basınç emiş hattındaki basınçtan yüksektir. İkinci sebep ise emiş basıncının düşmesidir. Emiş basıncı düşük olursa akışkanın silindire girmesi zorlaşır ve her kurs sonunda pompalanan miktar azalır. Üçüncüsü, eğer sıkıştırma hacmi çok olursa her defasında pompalanan akışkan miktarı da azalacaktır. Kompresörün verimliliği aynı zamanda valflerin açılma miktarına bağlıdır. Eğer emiş valfi az açılırsa silindire az gaz gireceğinden pompalanan miktar da azalacaktır. Aynı zamanda basma valfi az açılır veya basma hattında bir daralma söz konusu olursa bu silindirde ekstra basınç meydana getirecek dolayısı ile kompresörün hacimsel verimliliğini düşürecektir [36].

Kompresörlerde Sıkıştırma Oranı

Bir kompresörün sıkıştırma oranı silindir hacminin sıkıştırma hacmine oranıdır. Bir soğutma sisteminde bu ilişki yüksek basınç tarafının mutlak değerinin alçak basınç tarafının mutlak değerine oranıdır. Bu oran tek kademeli kompresörler için 1 ile 10 arasında değişebilir. Eğer oran bundan fazla ise iki kademeli kompresör kullanılmalıdır [35,36].

3.2.1.2. Yoğuşturucular

Soğutma devresindeki yoğuşturucunun görevi buharlaştırıcıda soğutucu akışkanın toplamış olduğu ısıyı dışarı atmaktır. Ev tipi soğutucularda dört çeşit yoğuşturucu kullanılır. Bunlar:

- 1- Tabii dolaşimli kanatlı yoğuşturucular
- 2- Tabii dolaşimli telli yoğuşturucular
- 3- Tabii dolaşimli levhalı yoğuşturucular
- 4- Zorlanmış dolaşimli kanatlı yoğuşturucular

Buhar ve gazların bir yüzeyde yoğuşması yüzeyin özelliklerine bağlı olarak damla veya film teşekkülü tarzında oluşur. Damla teşekkülü ile yoğuşma durumunda çok daha yüksek ısı geçiş katsayıları sağlanabilmekte ve bu tercih edilmekte ise de uygulamada soğutucu akışkan özellikleri ve yoğuşturucu imalatının faktörlerle sınırlanmaları nedeniyle ancak film tarzında yoğuşma ve az ölçüde de damla teşekkülü ile yoğuşma birlikte olmaktadır [32,35,36].

Yoğuşturucudaki ısı alışverişinin üç safhada olduğu düşünülebilir. Bunlar kızgınlığın alınması, soğutucu akışkanın yoğuşma ile aşırı soğuması yoğuşturucu alanının %0-10' unu kullanacaktır. Kızgınlığın alınması için ise yoğuşturucu alanının %5' ini bu işe tahsis etmek gerekir. Bu üç geçiş şekline bağlı olarak yoğuşturucudaki ısı geçiş katsayıları ile sıcaklık aralıkları da farklı olmaktadır. Yoğuşma sırasında ise her iki değer de alt üst seviyelerin arasında bulunacaktır. Yapılan deneylerde ısı geçiş katsayısının artması karşısında sıcaklık farkının azalması veya bunu tersi yaklaşık olarak aynı çarpım sonucunu vermektedir ve bu değerlerin ortalamasını kullanmak mümkün olmaktadır. Hesaplamalarda sağladığı basitlikte göz önünde bulundurularak yoğuşturucuların hesabında tek bir ısı geçirme katsayısı ile tek bir ortalama sıcaklık mevcuttur. Yoğuşturucuları şu şekilde sınıflandırabiliriz.

- 1- Su soğutmalı yoğuşturucular
- 2- Hava soğutmalı yoğuşturucular
- 3- Evaporatif yoğuşturucular

Ev tipi soğutucularda hava soğutmalı yoğuşturucular kullanılır [32,35-37].

Hava Soğutmalı Yoğuşturucular

Bu tip yoğuşturucular gücü 1 BG' e kadar olan soğutma sistemlerinde istisnasız bir şekilde kullanılırlar. Tercih edilmelerinin başlıca sebepleri; basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü, bakım ve tamirlerinin kolaylığı şeklinde sayılabilir. Ayrıca her türlü soğutma uygulamasına uyabilecek karakterdedirler. Çoğu uygulamada hava sirkülasyon fanı açık tip kompresörün motor kasnağına integral şeklinde bağlanır ve ayrı bir tahrik motoruna ihtiyaç kalmaz [35-37].

Hava soğutmalı yoğuşturucular genellikle bakır boru-alüminyum kanat tertibinde bazen de bakır boru-bakır kanat ve bakır veya çelik boru-çelik kanat şeklinde imal edilirler. Alüminyum alaşımı boru-kanat imalatlara da rastlamak mümkündür. Kullanılan boru çapları $\frac{1}{4}$ ile $\frac{3}{4}$ parmak arasında değişmektedir [35-37].

3.2.1.3. Buharlaştırıcılar

Buharlaştırıcı, kısma valfinden gelen soğutucu akışkanın buharlaştığı yerdir. Kısma valfi olarak ev tipi soğutucularda genellikle kılcal boru (capillary tube) kullanılır. Soğutucu akışkan bu valften buharlaştırıcıya girdiğinde sıvı haldedir ve kompresörün emiş hattına bağlı bulunan buharlaştırıcıda kompresörün emiş etkisinden dolayı alçak basınç oluşmuştur. Sıvı soğutucu akışkan buharlaştırıcıya girer girmez buharlaşır. Buharlaştırıcı boyunca buharlaşma işi devam eder. Bazı nedenlerden dolayı soğutucu akışkanın tamamı buharlaşmazsa kompresöre sıvı halde soğutucu akışkan girebilir ki bu kompresör açısından tehlikelidir. Bunu önlemek amacıyla buharlaştırıcının çıkışına genellikle akümülatör adı verilen bir silindir konur. Buharlaştırıcılar dört değişik şekilde imal edilir.

- 1- Kabuk tip (shell type) buharlaştırıcılar
- 2- Rafli tip (shelf type) buharlaştırıcılar
- 3- Duvar tip (wall type) buharlaştırıcılar
- 4- Kanatlı-borulu tip (fin-tube type) buharlaştırıcılar [35-37].

Kanatlı-boru tip buharlaştırıcılar genellikle cebri dolaşımli sistemlerde kullanılır. Özellikle buzlanmayı önlemek amacıyla bir fan ile birlikte kullanılır. No-frost olarak bilinen buharlaştırıcılar kabin içindeki havayı çekerek buharlaştırıcı üzerinden geçirerek hava kanallarından tekrar kabin içine üflerler [35-37].

Buharlaştırıcının yapısı soğutucu akışkanın iyi ve çabuk buharlaşmasını sağlayarak soğutulan maddenin (hava, su vb.) iyi bir geçiş sağlayarak yüksek bir verimle geçmesini sağlayacak şekilde dizayn edilmelidir. Ayrıca soğutucu akışkan ısı alışverişi yaparken içinde bulunduğu ve hareket ettiği hacmin durumu da buharlaştırıcı dizaynında önemli değişiklikler meydana getirir [35-37].

Hava Soğutucu Buharlaştırıcılar

Bu tip buharlaştırıcılarda havanın ısı geçiş katsayısı düşük olduğundan bunu telafi etmek ve hava geçiş yüzeylerini arttırmak amacıyla genellikle kanatçıklar ilave edilir. Isı geçiş katsayısını daha da arttırmak için vantilatörle zorlamalı bir hava hareketi sağlanabilir. Ancak gerek kanat ilavesi gerekse vantilatörle tahrik konulması her uygulamada pratik olarak uygun olmayabilir [35-37].

3.2.1.4. Genleşme Elemanları

Kılcal boru (capillary tube), ev tipi soğutucularda en çok kullanılan soğutucu akış kontrol elemanıdır. Kılcal borular soğutma sisteminde yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına sıvı soğutucu akışkanın geçişini ölçülü şekilde kontrol etmek üzere küçük kapasiteli sistemlerde pratik ve ekonomik bir çözüm sağlar. Bilhassa paket halinde imal edilen ev tipi soğutucular klima cihazları gibi soğutucu akışkan boruların çapları ile sistem bölümlerinin geometrisi belli olan ve daha ziyade hermetik tip kompresörle çalışan soğutma sistemlerinde sık sık uygulanmaktadır. Kılcal boru çapı küçük ve boyu gerektiği şekilde uzun tutulmuş uzun bir boru olup akışkanın geçişini sınırlayarak basıncını düşürmektedir. Kılcal boru iç çapı ile boyu kullanılacağı soğutucu akışkanın türüne, soğutma kapasitesine ve çalışma sıcaklık şartlarına göre değişecektir [32,35-37].

Soğutucu akışkanın en büyük basınç düşümü kılcal borunun son kısımlarında ve sıvı kısmen buharlaşmaya başladığında meydana gelmektedir ki buharlaştırıcıya girişte buharlaşan akışkan miktarı % 10-20 arasında olmaktadır. İç çapın çok küçük olması, sistemde kalabilecek yabancı maddelerle kolayca tıkanabilmesine neden olabileceğinden ki bu durumla sık sık karşılaşılabilir, kılcal borunun önüne iyi bir pislik tutucu (fitler-drier) konulması çok yararlı olmaktadır. Kılcal boru seçiminde iç çapı biraz büyük seçmek ki, bu boyunun daha uzun tutulmasını gerektirecektir, tıkanma ihtimalini azaltacaktır [35-37].

3.2.2. Ticari Tip Soğutucuların Karakteristikleri

Ev tipi soğutucular için çalışma prensipleri ticari soğutucular içinde geçerli olmakla birlikte ticari sistemler bazı yönlerden ev tipi soğutuculardan ayırır. Bu farkları şöyle sıralayabiliriz.

- 1- Tek bir yoğuşma ünitesine bağlı buharlaştırıcı sayısı
- 2- Kompresör dizaynı ve gücü
- 3- Yoğuşturucu ünitesi dizaynı ve büyüklüğü
- 4- Motor kontrol sistemi (sıcaklık ve basınç)
- 5- Soğutucu akışkan kontrolü (sıvı ve gaz)
- 6- Boru sistemi
- 7- Buharlaştırıcı dizaynı
- 8- Defrost sistemi
- 9- Soğutucu akışkan

Bazı büyük ticari sistemlerde yarı-kapalı (semi-hermetic) kompresör kullanılır. Bunun yanında içecek soğutucular, süt soğutucular, dondurma dolapları gibi bazı ticari üniteler de tamamen kapalı (hermetic) kompresörlerle çalışır. Bazı durumlarda soğutucu akışkanın geçtiğı boru devreleri çok karışıkır. Bunun karışık olması birden fazla buharlaştırıcı kullanılması, defrost sisteminin olması, ekstra motor kontrollerinin olması gibi sebepler sayılabilir [35-37].

3.2.2.1. Kompresörler

Küçük kapasiteli ticari sistemlerde genellikle kapalı (hermetic) tip kompresörler kullanılır. Büyük kapasiteli soğutucularda ve klima uygulamalarında pistonlu kompresörlerin yerini paletli, vidalı, scroll-spiralli, santrifüj kompresörler alırlar. Ayrıca pistonlu kompresörlerin yarı-kapalı (semi-hermetic) ve açık (open type) tipleri kullanılır [35-37].

Paletli Kompresörler

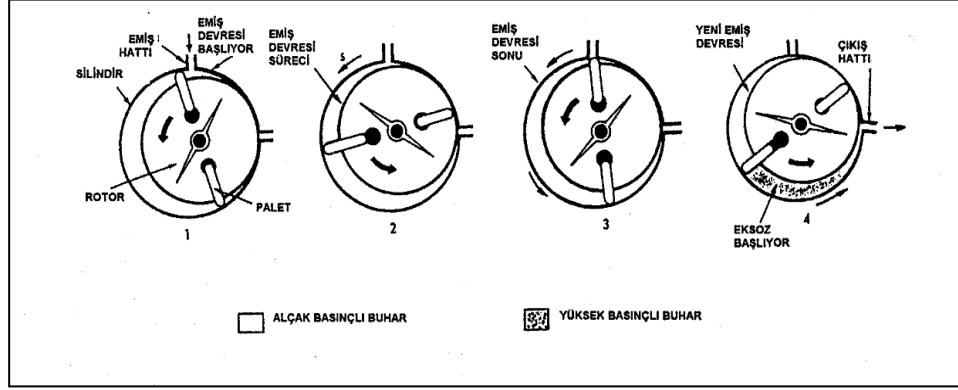
Paletli kompresörler pistonlu kompresörlerin gidip gelme hareketi yerine sıkıştırma işlemini yaparken dönel hareketi kullanırlar. Bu dönel hareketten yararlanma şekli ise değişik türden olabilir [35-37].

Sabit Paletli Kompresörler

Daha çok küçük kapasiteli ve tam hermetik (kapalı) tip motor-kompresör dizaynında uygulanan bu tip paletli dönel kompresörlerde palet dönel rotorun eksantrik hareketini takip ederek doğrusal hareket yapar. Bu ve diğer tip dönel hareketli kompresörlerde en önemli husus birbirine temas ederek hareket eden parçaların yüzey düzgünlükleri ile çalışma boşluklarının mümkün olduğu kadar az olması ve sürtünme aşınmalarının asgari seviyede tutulmasını sağlayacak şekilde iyi bir yağlama yapılmasıdır. Dönel kompresörlerde ölü hacim çok küçük olarak yapılabildiği için volümetrik verim çok yüksektir. Ayrıca iyi bir imalat tekniği ile ses ve titreşim seviyeleri pistonlu kompresörlere nazaran çok daha alçak seviyelerde olmaktadır [35-37].

Çok Paletli Dönel Kompresörler

Daha çok büyük kapasiteli kompresörlere uygulanan bu dizayn şeklinde paletlerde rotorla birlikte dönel harekete katılırlar. R12, R22 ve Amonyak gibi soğutucu akışkanlarla tek kademeli olarak normal operasyon sıcaklık seviyelerinde kullanıldığı gibi kaskat sistemi derin soğutma uygulamalarının yüksek süpürme debisi gerektiren alçak kademesi için ideal bir çözüm gerektirmektedir. Bugünkü imalatların güç olarak sınırları 10 ile 600 BG arasında değişmektedir. Uygulama yerlerinin başında; soğuk depoculuk, gıda maddelerinin dondurulması işlemleri endüstriyel ve kimyasal proseslerin soğutma gerektiren işlemleri gelmektedir. Bu kompresörlerin palet sayısı genellikle dört ile on altı arasında değişmektedir [35-37].



Şekil 3.4. İki paletli dönel tip kompresör ve çalışması.

Helisel Tip Dönel Kompresörler

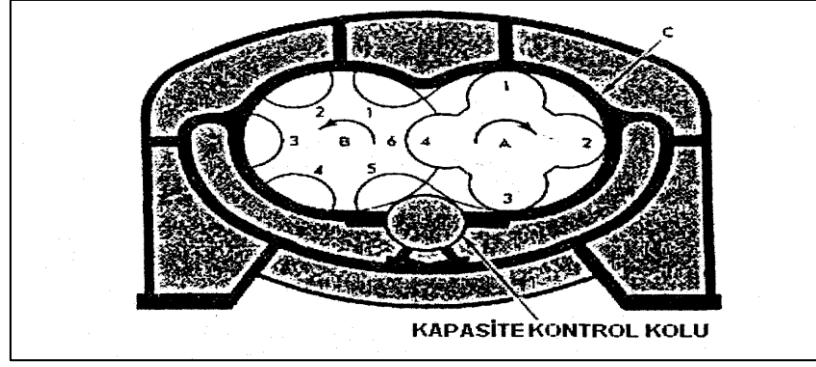
Soğutma uygulamalarında halen en çok rastlanan helisel tip dönel kompresörleri, bariz farklara sahip iki ana grupta toplamak mümkündür.

Tek Vidalı/Helisel Tip Dönel Kompresörler

Prensip olarak silindir şekilli helisel bir rotor ile yıldız şeklindeki bir çift tekerden meydana gelmiş olan bu tür kompresörler gerek helisel rotorun gerekse yıldız tekerlerin şekil ve geometrik durumları bakımından değişik tertiplerde yapılmaktadır [35-37].

Helisel/Vida Tipi Dönel Kompresörler

Çalışma prensibi yönünden dişli yağ pompasına benzeyen bu kompresörler birisi erkek diğeri diş helis vida çiftinden meydana gelmektedir. Bu helisel vida çifti bir dış gövde içerisine yerleştirilmiş ve her iki başlarından yataklanmıştır. Dış gövde soğutucu akışkan giriş-çıkış ağzlarını da içerir. Soğutucu gazın helisel boşluklardaki hareketi hem radyal hem de aksiyal yönde oluşmaktadır. Helisel dişlilerden birisi (genellikle erkek) tahrik gücünü sıkıştırma işlemine iletir ve bu işlem sırasında diğeri dişli serbest durumda tahrik edeni takip ederek döner ancak her iki helis dişlinin de ayrı ayrı tahrik gücü verilerek senkronize edilmiş devir sayılarıyla tahrik edildiği dizayn şekillerine de rastlamak mümkündür [35-37].



Şekil 3.5. Vida tipi helisel kompresörün çalışma şekli.

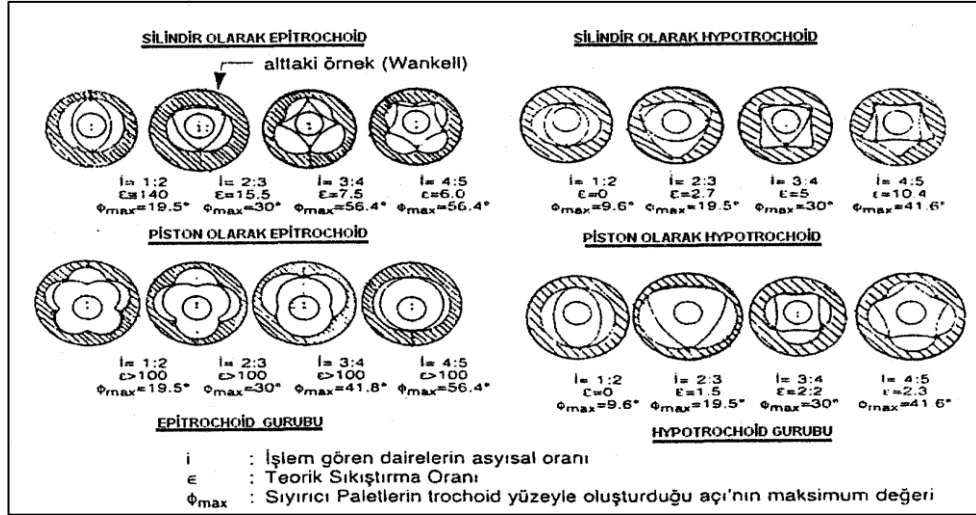
Scroll-Çift Spiralli Kompresörler

Pozitif-cebri sıkıştırıcı kompresörler olup birisi sabit diğeri uydu şeklinde dönen ve dar tolerans aralıklarıyla çalışan iki spiral elemandan oluşmaktadır. Aşırı sıvı oranlarına dayanıklı olmaları daha yüksek verime sahip olmaları ve ses titreşim seviyelerinin düşük olması gibi önemli üstünlüklere sahip bulunmaktadır. Ancak gerek spiral elemanlarının geniş temas yüzeyi sızdırmazlığı gerekse alın kısmındaki sızdırmazlığı mümkün olduğunca yüksek tutulmalıdır ki bu da imalatın yakın toleransla yapılmasını, aşınmaya dayanıklı malzeme kullanılmasını yataklamanın ve yağlama işleminin iyi yapılmasını gerektirmektedir [35-37].

Trochoidal Kompresörler

Trochoidal kompresörler dönel pozitif sıkıştırıcı ve değişik tertip şekillerine sahip makineler olup bunların en iyi örneği, bilinen wankel motorunun tersi olan kompresörlerdir [35-37].

Trochoidal yüzeyler dairesel olup birinin diğeri içinde veya dışında dönme hareketi yapması ile Epitrochoid veya Hypotrochoid sıkıştırma meydana getirmektedir. Her iki halde de piston veya silindir görevi yaptırabilmekte olup bunların örnekleri şekil 3.6 da görülmektedir [35-37].



Şekil 3.6. Trochoidal kompresörler ve çalışma tipleri.

Santrifüj kompresörler

Bu tip kompresörlerin pistonlu ve dönel paletli veya vida tipi kompresörlerden farkı pozitif sıkıştırma işlemi yerine santrifüj kuvvetlerden faydalanarak sıkıştırma işlemini yapmasıdır. Santrifüj kompresörlerle özgül hacmi yüksek olan akışkanların kolayca hareket ettirilmesi mümkün olduğu için sık sık büyük kapasiteli derin soğutma (-100 °C ye kadar) işlemlerinde uygulandığı görülür. Santrifüj kuvvetlerin büyüklüğü hızların karesi ile doğru orantılı olduğundan giriş-çıkış basınç farklarının büyütülmesi devrin artırılması ile veya rotor çapının büyütülmesiyle veya kademe sayısı artırılarak sağlanabilir [35-37].

3.2.2.2. Yoğuşturucular

Ticari sistemlerde başlıca üç tür yoğuşturucu kullanılır. Bunlar hakkında aşağıda kısaca bilgi verilecektir.

Hava Soğutmalı Yoğuşturucular

Ticari soğutmalarda kullanılan yoğuşturucular hafif soğutma yüklerinde genellikle 1 BG'e kadar zorlanmış taşınımı hava soğutmalı yoğuşturuculardır. Bu yoğuşturucularda hava bir fan yardımıyla yoğuşturucu üzerine ya iterek ya da emerek

sirkülasyon sağlanır. Fanların büyük güçte olanlarının ayrı bir elektrik motoru ile tahriki gerekir. Hava soğutmalı yoğuşturucularda yoğuşan soğutucu akışkanı yoğuşturucudan almak ve depolamak üzere genellikle bir depo (reciver) kullanılması usul haline gelmiştir. Bunun amacı yoğuşturucunun faydalı alanını sıvı depolaması için harcamamaktır [35-37].

Bir soğutma sisteminin bekleneni verebilmesi büyük ölçüde yoğuşma basınç ve sıcaklığının belirli sınırlar arasında tutabilmesiyle mümkündür. Bu ise yoğuşturucunun çalışma rejimiyle yakından alakalıdır. Aşırı yoğuşma sıcaklık ve basıncının önlenmesi yoğuşturucunun yeterli soğutma alanına sahip olmasıyla ilgili olduğu kadar hava devresinde yeterli debi ve sıcaklıkta havanın bulunmasıyla da ilgilidir. Yoğuşma sıcaklık ve basıncının çok düşük olması halinde ise yeterli soğutucu akışkan olmamasına bağlı olan sorunlar çıkmaktadır. Örneğin kılcal boru veya genişleme valfinde yeterli basınç düşümü sağlanamamasından dolayı kapasitenin düşmesi sık sık rastlanan bir durumdur. Bu durumu önleyici tedbirleri iki ana grupta toplamak mümkündür. Bu tedbirleri, soğutucu akışkan tarafını kontrol etmek ve hava tarafını kontrol etmek şeklinde sayabiliriz [35-37].

Su Soğutmalı Yoğuşturucular

Bilhassa temiz suyun bol miktarda ucuz ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde gerek kuruluş ve gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik yoğuşturucu tipi olarak kabul edilir. Büyük kapasitedeki soğutma sistemlerinde genellikle tek seçim olarak düşünülür [35-37].

Su soğutmalı yoğuşturucuların dizaynı ve uygulanmasında; boru malzemesinin ısıl geçirgenliği, kullanılan suyun kirlenme katsayısı, kanatlı boru kullanıldığında kanat verimi, su devresinin basınç kaybı, soğutucu akışkanın aşırı soğutulmasının seviyesi gibi hususlar göz önünde bulundurulur [35-37].

Su soğutmalı yoğuşturucular değişik şekillerde ve konstrüksiyonlarda yapılmakta olup genel tipleri şunlardır:

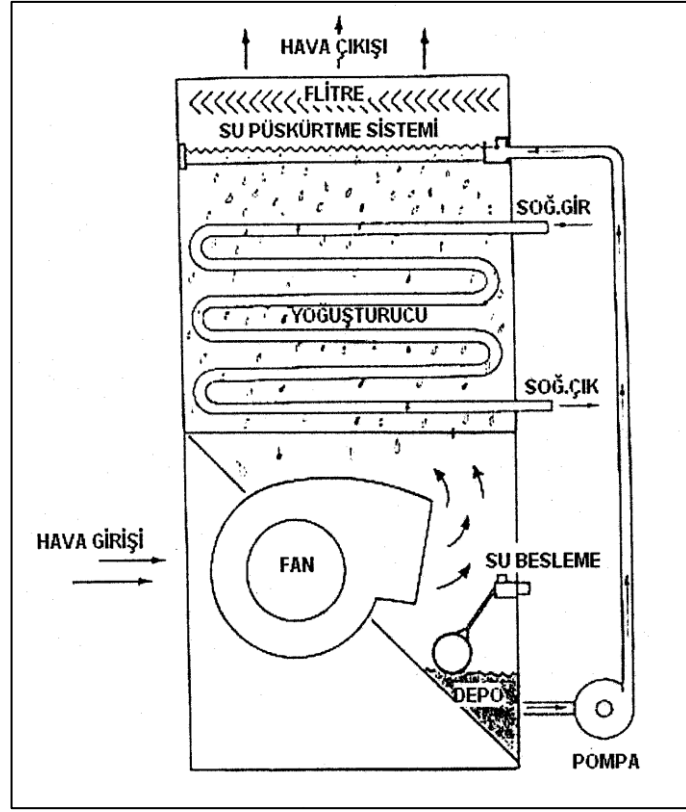
1. Dik tertipli boru-dış zarf tipi (shell and tube) yoğuşturucular
2. Yatık tertipli boru-dış zarf tipi (shell and tube) yoğuşturucular
3. Helisel serpantin-dış zarf tipi (dik ve yatık tipleri) yoğuşturucular
4. İç içe çift boru (double pipe) tipi yoğuşturucular
5. Atmosferik tip yoğuşturucular [35,36,37].

Evaporatif Yoğuşturucular

Hava ve suyun soğutma etkisinden birlikte yararlanılması esasına dayanılarak yapılan evaporatif yoğuşturucular bakım ve servis güçlükleri, çabuk kirlenmeleri, sık sık arızalanmaya müsait oluşları nedeniyle gittikçe daha az kullanılmaktadır. Şekil 2.7 tipik bir evaporatif yoğuşturucuyu göstermektedir. Bir evaporatif yoğuşturucu soğutma serpantini, su sirkülasyon ve püskürtme sistemi ve hava sirkülasyon sistemi olmak üzere üç ana kısımdan meydana gelir [35-37].

Soğutma serpantininin içinden geçen soğutucu akışkan, hava soğutmalı yoğuşturucuda olduğu gibi yoğuşarak depoya (reciver) ulaşır. Serpantinin dış yüzeyinden geçirilen hava, ters yönden gelen atomize haldeki suyun bir kısmını buharlaştırarak soğutma etkisi meydana getirir. Böylece yoğuşturucudaki yoğuşma sıcaklığı ve dolayısıyla basıncı daha aşağı seviyelere düşürülmüş olur. Serpantinin dış yüzeyi, ısı geçiş katsayısının düşük oluşunun etkisini karşılamak üzere alanı arttırmak için kanatlarla donatılmaktadır. Ancak modern evaporatif yoğuşturucularda, boru dış yüzeylerinde iyi bir ıslaklık elde edilmesi neticesi yüksek ısı geçiş katsayılarına ulaşmakta ve kanatsız düz borular kullanılmaktadır [35-37].

Yoğuşturucuların alt seviyesinde bulunan su toplama haznesinde su devamlı şekilde bir pompa ile alınıp soğutma serpantininin üst tarafında bulunan bir püskürtme ünitesine basılarak püskürtülür. Bu suyun takriben %3-5'i buharlaşarak havaya karıştığından, flatörlü valf aracılığı ile devamlı su verilir [35-37].



Şekil 3.7. Evaporatif yoğuşturucu.

3.2.2.3. Buharlaştırıcılar

Küçük tip ticari soğutucularda tabii dolaşimli buharlaştırıcılar kullanılır. Soğutma yükü arttıkça bir fan kullanma zorunlu hale gelir.

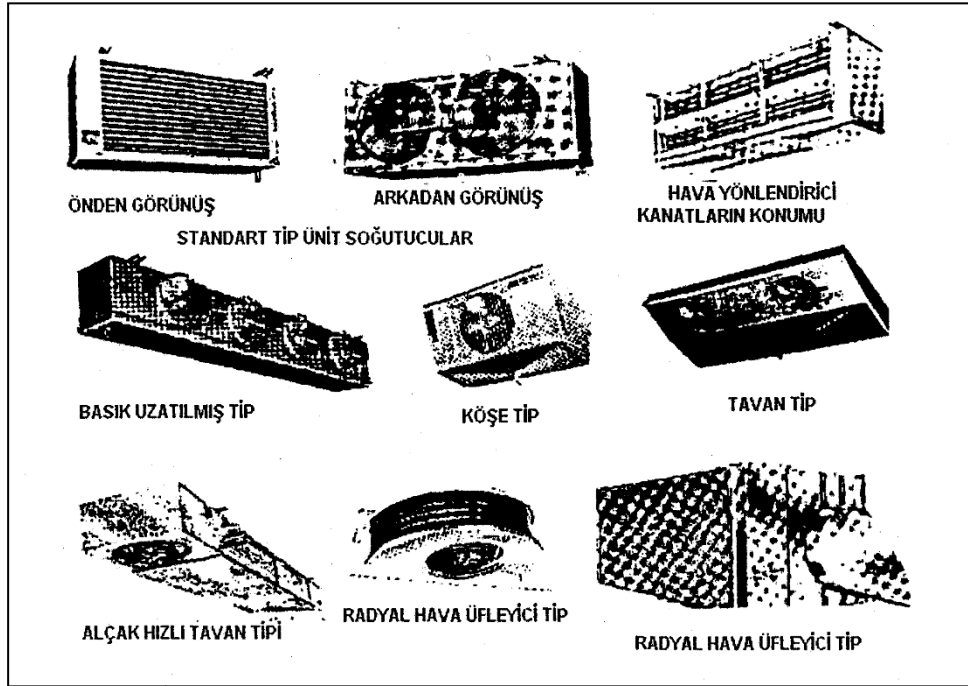
Zorlanmış Hava Sirkülasyonlu Buharlaştırıcılar

Bu tip buharlaştırıcılar daha az ısı geçiş alanı ile daha yüksek kapasiteler sağlayabilmektedir ve uygulamanın durumu müsaade ettiğinde daima tercih edilir. Erfors (air forfe/ forced air) adıyla anılan bu tür soğutucular ünit soğutucu diye de adlandırılmakta ve hava hareketi çoğunlukla aksiyal vantilatörlerle bazen de radyal tip vantilatörlerle sağlanmaktadır [35-37].

Bu buharlaştırıcıları üç ana grupta toplamak mümkündür. Alçak hızlı soğutucular (Hava hızı 1-1,5 m/s), orta hızlı soğutucular (2,5-4 m/s), yüksek hızlı soğutucular (4-10 m/s) dir. Fazla hava hareketi sakıncalı olan uygulamalarda (çiçek muhafazası,

et kesim odası vb.) alçak hızlı soğutucular kullanılmalıdır. Orta hızlı soğutucular genel soğutma uygulamalarında en sık kullanılan cihazlardır [35-37].

Yüksek hızlı soğutucular ise hızlı soğutma istenilen hallerde örneğin; şok tünellerinde ve özel hızlı soğutucularda fan daha çok üfleyici olarak konulur ve hava tüm buharlaştırıcı alanına yayılır böylece hızı düşer. Emici fanlarda hava çıkış hızı daha yüksek olur [36-38].



Şekil 3.8. Çeşitli zorlanmış tip buharlaştırıcılar.

Sıvı Soğutucu Buharlaştırıcılar

Gerek klima ve gerekse endüstriyel soğutma uygulamalarında sık sık kullanılan bu tip buharlaştırıcılar soğutucu akışkanın daha iyi kontrolü ve daha emniyetli çalışması yönünden çok iyi sonuçlar verebilmektedir [35-37].

Sıvı Taşımalı Düz Boru-Dış Zarf Tipi Buharlaştırıcılar

Bu buharlaştırıcılarda soğutucu akışkan bir boru demetinin dışında bulunur. Boru demetinin içinden soğutulacak sıvı geçer. Soğutucu sıvı ile bu sıvı içine daldırılmış

olan boru demeti beraberce bir dış zarf ile çevrilmiştir. Soğutucu sıvı, soğutulacak olan sıvının ısını alarak buharlaşırken eksilen soğutucu akışkan yerine sıvı soğutucu akışkan beslenerek belirli bir seviye muhafaza edilir. Buharlaşan soğutucu akışkan kompresör tarafından emilerek tekrar yoğuşturucuya basılır [35-37].

Püskürtmeli (Fıskiye) Tip Buharlaştırıcılar

Sıvı taşımali tipe benzer fakat soğutulan boru demeti soğutucu akışkana daldırılmıştır. Bir pompa sıvı haldeki soğutucu akışkanı bir meme grubuna basarak borular üzerine püskürtür. Buradan ısıyı alarak soğutucu akışkanın bir kısmı buharlaşarak emiş borusu aracılığı ile taşınarak kompresöre iletilir. Sıvı halde kalan soğutucu akışkan tekrar aşağı seviyede toplanıp pompaya tekrar basılır [35-37].

Direkt Genleşmeli Boru-Dış Zarf Tip Buharlaştırıcılar

Bu tip buharlaştırıcılarda sıvı soğutucu akışkan boru demetinin dışından geçmektedir. Boru demeti ile soğutulan sıvı beraberce bir dış zarf içinde bulunur.

Gerek soğutulan sıvı tarafındaki ve gerekse soğutucu akışkan tarafındaki ısı film katsayılarını arttırmak üzere bazı önlemler alınır. Soğutulan sıvı tarafında, türbülans perdeleri konulması bu maksadı yerine getirmektedir [35-37].

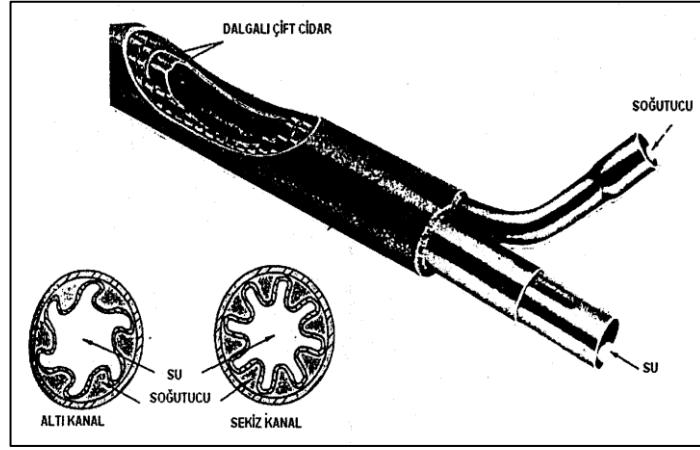
Boudelot Tipi Buharlaştırıcılar

Sıcaklığı donma derecesine kadar yakın seviyeye kadar düşürülmek istenen sıvıların soğutulmasında, endüstriyel maksatlar için uygulama sahası bulmaktadır. Amonyak soğutucu akışkanlı olarak ve sıvı taşımali tertiple graviteyle beslemeli şekilde çalışan tipleri en fazla rastlanan türleridir [35-37].

İç İçe Çift Borulu Buharlaştırıcılar

Bu buharlaştırıcılarda soğutucu akışkan iki boru arasındaki boşluktan geçirilirken soğutulacak sıvı iç borudan geçirilir veya aksine soğutucu akışkan iç borudan

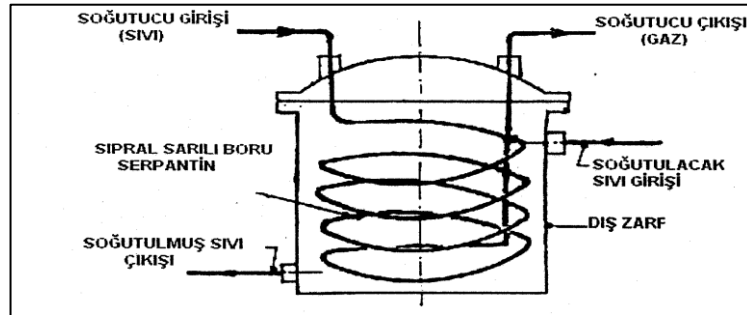
geçirilirken soğutulacak sıvı iki boru arasındaki boşluktan geçirilir. Bunlardan birinci şekil, suyun bıraktığı kalıntıları mekanik şekilde temizleme kolaylığı sağladığından daha çok uygulanır [35-37].



Şekil 3.9. İç içe çift borulu buharlaştırıcı.

Spiral Sargılı-Boru Dış Zarf Tip Buharlaştırıcılar

Bu buharlaştırıcılar küçük kapasiteli uygulamalar için basit ve ekonomik bir çözüm getirmektedir. İçme suyu soğutulması, hamur yapımı, fotoğraf banyo yapımı gibi ani yükleri dış zarfın içindeki soğutulmuş sıvı karşılayarak daha küçük güçte bir soğutma kompresörü kullanılmasına imkan verecektir [35-37].



Şekil 3.10. Spiral sargılı boru-dış zarf tipi sıvı soğutucu buharlaştırıcı.

Sıvı Taşımalı Tank ve Karıştırıcı Tip Buharlaştırıcılar

Bu buharlaştırıcılar büyük kapasitede su ve salamura soğutulmasında çok eskiden beri ve oldukça geniş ölçüde uygulanmaktadır. Örneğin buz imalatında salamuranın bu usul ile soğutulması sık sık rastlanan bir uygulamadır. Soğutulan sıvının hareketlendirilmesi aksiyal bir pervane ile yapılır ve büyük bir debi ile sıvı karıştırılıp soğutmanın buharlaştırıcıdan sıvıya aktarılması ve homojen bir soğutma dağılımının gerçekleşmesi sağlanır. Soğutulan sıvının buharlaştırıcı yüzeylerinden geçiş hızı 0,5-0,8 m/s civarındadır [35-37].

Katı Soğutucu Buharlaştırıcılar

Katı maddelerin soğutucu akışkanla direk temas sonucu soğutulması pek ender rastlanan bir uygulamadır ve daha ziyade metallerin çok düşük sıcaklıktaki kırılma noktalarını ölçmek gibi deneysel uygulamalarla karşılaşılır. Buz paten sahaları, buz imali gibi soğutucu akışkanın kapalı hacimlerden geçerken direk soğutma etkisiyle soğutma sağladığı yani ara bir akışkan bulunmadan yapılan soğutma işlemleri de katı madde soğutulması grubuna dahil edilebilir. Katı maddelerin soğutulmasında ısı geçişi yönünden hatırdaki tutulması gereken bir husus, ısının kondüksiyon tarzında iletilmesi ve bu tarzdaki ısı geçişinde ısı geçirme katsayılarının konveksiyona nazaran çok daha yüksek olacaktır [35-37].

3.2.2.4. Genleşme Elemanları

Ticari soğutucuların 1 BG gücüne kadar olanlarda genleşme elemanı olarak genellikle kılcal boru kullanılır. 1 BG' den büyük olanlarda ise Otomatik Genleşme Valfi (AEV), Termostatik Genleşme Valfi (TEV), Elektrikli Termostatik Genleşme Valfi (ETEVEV)' den uygun olan biri kullanılır.

Otomatik Genleşme Valfleri

Sabit çıkışlı basınç valfi diye de bilinen bu valf daha ziyade küçük kapasiteli soğutma uygulamaları için tatmin edici bir çalışma sağlar. Bir oksijen regülatörünün

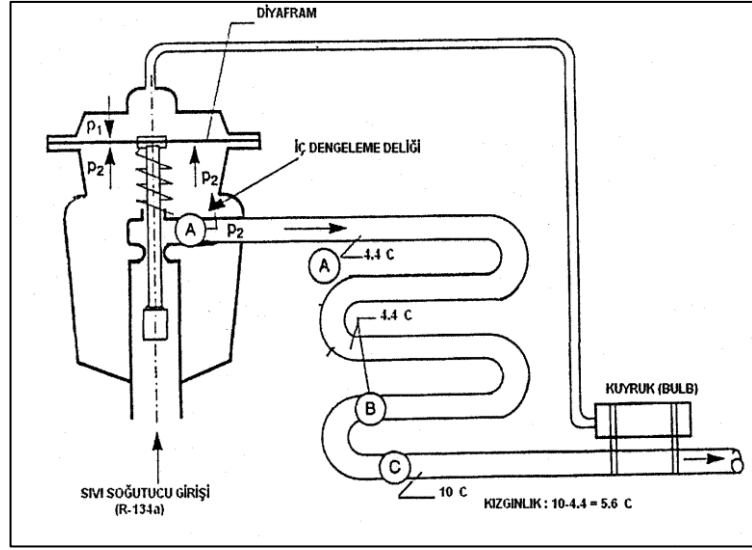
çalışma prensibine göre çalışır ve elle yapılan çıkış basıncı ayarını devamlı olarak aynı tutar. Evaporasyon sıcaklığı böylece basınç kontrolü suretiyle muhafaza edilmeye çalışılır. Buharlaştırıcı yüklerinin değişmesine bağlı olarak değişen kızgınlık değerini belirli bir seviyede tutmak veya soğutucu akışkanın sıvı halde kompresöre yönelmesini önlemek bu tip valflerde mümkün değildir. Bu nedenle bu tür valfler sadece yük değişimleri çok az olan buharlaştırıcı uygulamaları için kullanılmalıdır [35-37].

Termostatik Genleşme Valfleri

Buharlaştırıcıya giren sıvı soğutucu akışkanı kontrol eden ve ayarlayan, buharlaştırıcıda buharlaşan bir miktar sıvı soğutucu akışkanı hassas ölçüde tekrar buharlaştırıcıya sevk eden hassas bir aygıttır. Buharlaştırıcıdan giden soğutucu akışkanın miktarı dolaylı olarak ve TEV yardımıyla soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ve çıkış basıncının ölçülmesi yani yük değişimlerinin izlenmesiyle tespit edilir. Buna uygun şekilde TEV buharlaştırıcıya yeni sıvı soğutucu akışkan gönderir. Bu suretle buharlaştırıcıya sıvı soğutucu akışkanın ölçülü bir şekilde gönderilmesi ve dolayısıyla kompresöre sıvı soğutucu akışkanın girerek hasara yol açması önlenmiş olur. TEV soğutucu akışkanın buharlaştırıcıyı terk ederken belirli ve emniyetli bir kızgınlık değerini muhafaza etmesini sağlar. İşte TEV'in sağlıklı çalışmasını sağlayan bu kızgınlık değeri ile bunun değişiminin yakinen izlenmesidir [35-37].

İçten Dengelemeli TEV

Bu tip valflerin çalışması sırasında üç çalışma rejimi meydana çıkabilir; kuvvetlerin dengede olması, kızgınlık değerinde artma olması ve kızgınlık değerinde azalma olması.



Şekil 3.11. İçten dengeli tev.

Aşağıdaki irdelemede TEV'den akışı kontrol edilen R-12 soğutucu akışkan ile güç mekanizmasındaki şarj edilmiş soğutucu akışkanın aynı cins olduğu varsayılmıştır. Şekil 2.11'da P_1 basıncı buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın doymuş buhar basıncı olup bu basınç valf iğnesini açmaya çalışmaktadır [35-37].

Bu açıcı kuvvete (F_1) karşı koyacak olan ve diyaframın alt tarafında bulunan, yani valf iğnesini kapatmaya çalışan iki ayrı kuvvet mevcuttur. Bunlar buharlaştırıcı basıncı P_2 ile meydana gelen kuvvet (F_2), kızgınlık ayar yayının meydana getirdiği kuvvet (F_3) [35-37].

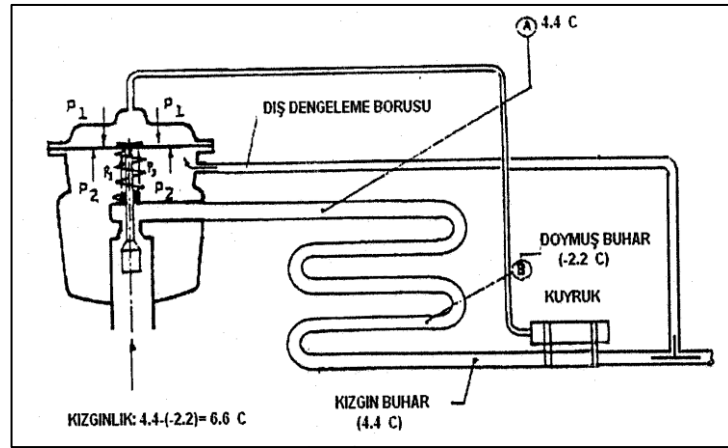
İkinci yani kızgınlık değerinde artma olması halinde buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklığın yükselmesine bağlı olarak kuyruk (bulb) sıcaklığı da yükselir ve bunun sonucu olarak diyaframa gelen basınç artar. Üçüncü konumda ise yukarıdakinin aksine, buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklığın azalmasıyla kuyruk sıcaklığı da düşer ve diyaframın üst kısmına gelen basınç azalır [35-37].

Dıştan Dengelemeli TEV

Buharlaştırıcı girişi ve çıkışı arasındaki basınç kaybı çok fazla ise yani buharlaştırıcı büyük boyutlu ise bu durum TEV'in çok kısık çalışmasına ve buharlaştırıcı

kapasitesinin düşmesine neden olur. Dıştan dengelemeli valf kullanarak bu durum önlenebilir. Buradaki söz konusu basınç kaybı klima uygulamalarında $1,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, soğutma uygulamalarında $1,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve derin soğutma uygulamalarında $0,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ dolayındaki sıcaklık farkına karşıt olan basınç kayıplarının üzerine çıktığında bu aşırı sayılarak dıştan dengelemeli valf önlemine başvurulmalıdır [35-37].

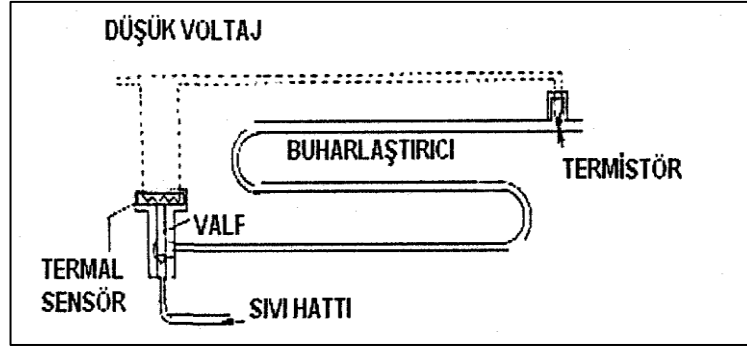
Buharlaştırıcıdaki basınç kaybı kızgınlık değerini artırır ki yük arttıkça artar. Çünkü akış hızı yükle birlikte artacak bu ise sürtünme kayıplarının ve dolayısıyla basınç kayıplarının artmasına sebep olacaktır. Bu durumun önlenmesi ancak dıştan dengeli bir TEV'in kullanılması ile mümkün olur. Dış dengeleme borusu buharlaştırıcının en yüksek basınç düşümünün meydana geldiği bir yere konulmalıdır ve bu yer genellikle buharlaştırıcının çıkış borusu olup kuyruk bağlantı yerinden hemen sonra olmalıdır [35-37].



Şekil 3.12. Dıştan dengeli tev ve sıcaklık analizi.

Elektrikli Termostatik Genleşme Valfleri

Buharlaştırıcı çıkışına konulacak uygun bir termistörden alınan sinyal ister gaz akışkan isterse sıvı akışkanın sıcaklığını sezerek buharlaştırıcı girişindeki bir valfe kumanda eder. Bu valflerin direk ve pilot kontrollü olanları vardır. Bu valflerin dışarıdan bir ayar mekanizması yoktur. Eğer iyi monte edilmezse sonuç alınmaz. Böyle bir valfin çalışma prensibi şekil 2.13'de gösterilmiştir [35-37].



Şekil 3.13. Elektrikli termostatik genişleme valfi.

3.3. SOĞUTUCULARDA KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Isı değiştircileri muhtelif tiplerde olup farklı sıcaklıklardaki iki akışkan arasında ısı alış verilişini temin ederler. Isı değiştirciler üç ana grupta toplanabilir.

- 1- Yüzeyleli ısı değiştircileri: Her iki akışkan değiştircinin birbirinden ayrılmış (sınırlandırılmış) bölgelerinden aynı anda geçerek ısı alışverişi olur.
- 2- Karışımlı ısı değiştircileri: Her iki akışkan değiştirci içinde karışarak ısı alışverişi olur.
- 3- Rejenetatorler: Her iki akışkan sıra ile kanallardan geçerek sıcak olan akışkanın bıraktığı ısıyı soğuk olan akışkan alır [35-37].

3.4. SOĞUTUCULARDA ENERJİ TÜKETİMİ

Günümüzde kullanılan modern ev tipi ve küçük ticari soğutucuların aralarında farklılık olmakla beraber aşağıda belirteceğimiz elektrikle çalışan elemanları bulundururlar. Bu elemanlardan bazılarının yaptığı görevler elektrik enerjisi harcamadan yapılabilir. Örneğin elektrikli defrost yerine manuel defrost kullanılabilir. Bazen de elektrik enerjisi kullanılarak çalışan bölüm soğutucuda yer almaz. Örneğin buz yapma bölmesi gibi. Modern bir soğutucuda enerji tüketen bölümleri ve fonksiyonlarını şu şekilde sıralayabiliriz [36].

3.4.1. Kompresör

Bir soğutucunun kalbi sayılabilen kompresör buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin ana elemanlarından birisidir. Kompresör gücü soğutucunun soğutma kapasitesine bağlı olarak değişir. Kompresör güçleri ev tipi soğutucularda 1/6 BG ile 1/4 BG arasında farklılık gösterirken küçük ticari tip soğutucularda üst sınır 1/2 BG olabilmektedir. Ev tipi ve küçük ticari soğutucularda AC ile çalışan kompresörler hermetik kompresörlerdir. Bazı özel durumlarda DC ile çalışan kompresörlere rastlanabilir [36].

3.4.2. Yoğuşturucu Fanı

Soğutulacak hacmi büyük, buz yapma bölümü bulunan ev tipi soğutucular ile ticari soğutucuların hepsinde yoğuşturucu fanı vardır. Alternatif akımla çalışan fan motorlarının çalışma süreleri kompresörle eş zamanlı olup enerji tüketimi 4 Wh ile 10 Wh arasında değişmektedir. Yoğuşturucu fanı ortam havasını yoğuşturucu üzerine iterek veya çekerek cebri sirkülasyon sağlayarak yoğuşturucunun ısı geçişini hızlandırır [36].

3.4.3. Buharlaştırıcı Fanı

No-frost olarak bilinen soğutucuların hepsinde ve ticari soğutucuların bazılarında buharlaştırıcı fanı bulunur. Buharlaştırıcı fanının iki önemli görevi vardır. Bunlardan biri buharlaştırıcı kanatlarında hava içindeki nemin yoğuşarak buz tutmasını önlemek böylece buharlaştırıcının ısı geçişini iyileştirmektir. İkincisi soğutucu içindeki havayı buharlaştırıcı üzerinden hızlı geçirerek gerekli soğukluğa daha kısa zamanda ulaşmak. Buharlaştırıcı fanlarının 2 Wh ile 10 Wh arasında enerji tüketen tipleri vardır. Buharlaştırıcı fanları da alternatif akımla çalışırlar ve yoğuşturucu fanları gibi kompresörle birlikte durup çalışırlar [35,36].

3.4.4. Defrost Isıtıcıları

Soğutucular çalışma süresi boyunca soğutulacak yerdeki havayı da soğuturlar. Hava içinde bulunan nem buharlaştırıcı kanatlarından yoğuşarak nem tutar. Buz tabakası kalınlaştıkça izolasyon görevi yaparak buharlaştırıcının ısı geçişini azaltır. Buz tabakasının kalınlaşmasından eritilmesi gerekir. Buz eritme yöntemlerinden birisi rezistans telleri ile buharlaştırıcı kanatlarının ısıtılarak buzların eritilmesidir. Ticari soğutucuların büyük bir kısmında ev tipi soğutucuların bazılarında bu yöntem hala kullanılmaktadır. Buharlaştırıcının kapasitesine göre rezistans telleri AC ile çalışıp elektrik tüketimi de değişmektedir. Defrost yapılırken soğutma işlemi yapılmaz [35,36].

3.4.5. Derin Dondurucu Bölmesi Kapı Isıtıcısı

Derin dondurucu bölümü bulunan ve -10°C altında soğutma yapan ticari soğutucuların hepsinde bu ısıtıcılar bulunur. Isıtıcıların görevi kapı contalarının soğuk nedeniyle gövdeye yapışmalarının ve dolayısıyla contalarının deformasyonunu önlemektir. Bu ısıtıcılar kapı contalarının karşılığındaki gövde içerisine gizli olarak yerleştirilmiş olup sürekli çalışırlar. Alternatif akımla çalışan bu ısıtıcıların enerji tüketimi soğutucu model ve büyüklüğüne göre 5 Wh ile 35 Wh arasında değişmektedir [35,36].

3.4.6. Aydınlatma Lambası

Soğutucuların iç aydınlatılmasında kullanılan lambalar genellikle kabinin üst yan kısmına konmuştur. AC akımla çalışan bu lambalar soğutucunun kapısı açılınca yanar. Enerji tüketimi 20 Wh ile 40 Wh arasında değişmektedir [35,36].

3.4.7. Selenoit Valf

Buz yapma bölümü bulunan ev tipi soğutucularla küçük tip bazı ticari soğutucuların defrost devresinde kullanılan selenoit valfler hem alternatif hem de doğru akımla çalışabilirler. Selenoit valfler genellikle sistemde devre kesici olarak kullanılırlar.

Kullanıldığı amaca göre çalışma zamanları değişen selenoit valflerin enerji tüketimi 5 Wh ile 15 Wh arasında değişmektedir [35,36].

3.4.8. Defrost Saati

Defrost timer adıyla da anılan defrost saatleri bir soğutucunun günün hangi saatlerinde çalışacağını hangi saatlerde buharlaştırıcıdaki buzların eriteceğini ayarlamaya yarar. Hem alternatif hem de doğru akımla çalışan tipleri vardır. Sürekli çalışan defrost saatlerinin enerji tüketimi ihmal edilebilecek kadar azdır (1-3 Wh) [35,36].

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1. DENEY SETİNİN ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ

Deney seti olarak Hotpoint marka ev tipi buzdolabı kullanıldı. Aşağıdaki Şekil 4.1 de tabii dolaşimli deney seti olarak kullanılan soğutma ünitesinin genel görünüşü yer almaktadır.

4.1.1. Kompresörün Yapısı ve Özellikleri

Deney seti olarak kullanılan ünitenin kompresörünün özelliklerini şu şekilde sıralayabiliriz.

Üretici firma	: Hotpoint A.Ş.
Çalışma voltajı	: 190/220 V AC
Gücü	: 160 W
Frekansı	: 50 Hz
Piston sayısı	: 1



Şekil 4.1. Deney seti olarak kullanılan soğutma sisteminin genel görünümü.

4.1.2. Yoğuşturucunun Yapısı ve Özellikleri

Deney seti olarak kullanılan soğutma sistemi için kullanılan yoğuşturucu orijinal olup şu özelliklere sahiptir.

Üretici firma : Hotpoint A.Ş.
Ebatları : 0.55 X 0.87 m
Boru dış çapı : 0.0048 m
Boru iç çapı : 0.0038 m
Boru boyu : 10.8 m
Kanat tipi : Fin

4.1.3. Buharlaştırıcının Yapısı ve Özellikleri

Deney seti olarak kullanılan soğutma sistemi için kullanılan buharlaştırıcı orijinal olup şu özelliklere sahiptir.

Üretici firma : Hotpoint A.Ş.
Ebatları : 0.22 X 0.5 m
Tipi : Plaka Tip

4.1.4. Termostatın Yapısı ve Özellikleri

Soğutma ünitesinde Ranco marka termostat kullanılmıştır. Termostatın çalışma sıcaklık aralığı 10 °C ile -4 °C arasında değişmektedir. Çevresinde 60 dış bulunan küçük bir ayar düğmesi yardımıyla gösterge üzerinde belirtilen sıcaklıklara kolayca ayarlanabilmektedir. Termostatın sıcaklık fark ayarı sabit olup 1-2.5 °C arasında değişmektedir.

4.1.5. Elektrik Sayacının Yapısı ve Özellikleri

Marka : Makel
Model : M500.2251
Faz : Bir Faz İki Telli
Çalışma Frekansı : 50 Hz
Çalışma Gerilimi : 220 V

4.2. DENEY SETİNDE KULLANILAN ÖLÇÜ ALETLERİNİN TANITIMI

Deney setinde sıcaklık ölçümleri dijital termometreler ve termoelemanlar kullanılarak ölçülmüştür.

4.2.1. Dijital Termometrenin Tanıtımı ve Özellikleri

Digi-Sense firmasınca üretilen termoelemanlı termometre 9 V DC ile çalışan J, K, T üç ayrı tip termoeleman sensör bağlanabilen özelliğe sahiptir. Ölçme hassasiyeti ± 0.1 °C olan termometre °F ve °C olmak üzere iki ayrı tip sıcaklık ölçmekle beraber ölçülen en yüksek sıcaklığı gösterme, ölçülen sıcaklığı herhangi bir noktada geçici olarak hafızaya kaydetme, sıcaklık farkı okuma gibi özelliklerle donatılmıştır. Termoelemanlı termometre kullanılmaya başlamadan önce kalibrasyonu yapılarak kullanılmaya başlanmıştır. Termometre ile birlikte K tip termokopul kullanılmıştır [38-39].

4.2.2. Termoelemanların Tanıtımı ve Özellikleri

Deney setinin üç değişik noktasında sıcaklık ölçümlerinin alınmasında üç adet K tipi termokopul kullanılmıştır. Hava ve gaz sıcaklığı ölçümünde dijital termometre ile kullanılabilen termokopul uçları sıcaklığı ölçülecek noktalara iyi bir temas sağlayacak şekilde tespit edilip izole bantla sabitlenmiştir. Termokopul tellerin her birine, sıcaklık ölçümüne başlamadan önce kalibrasyon yapılmıştır [38-39].



Şekil 4.2. K tipi termokopul.

4.2.3. Elektrik Sayacının Tanıtımı

Deneyleerde Makel marka 1 fazlı 2 telli elektronik elektrik sayacı kullanılmıştır. Tüketilen elektrik enerjisi miktarını, devrelerdeki üretilen veya tüketilen işi doğrudan ölçen ölçü aleti ya da sayacıdır. Tüketilen enerji kilowattsaat (kwh) saat olarak gösterilmektedir.



Şekil 4.3. Bir faz iki telli elektrik sayacı.

4.3. DENEYSSEL ÇALIŞMALAR VE ÖLÇÜMLERİN ALINMASI

Deney seti olarak kullanılan soğutma sisteminde, bir ev tipi soğutucuda deney çalışmaları yapıldı. Deney seti Karabük Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Öğretmenliği Atölyesinde uygun bir kısma yerleştirildi.

Soğutma sisteminin termostat devre dışı bırakıldıktan sonra sıcaklık değerlerini okumak için termoelemanlar yerleştirildi. Gerekli bağlantılar ve kontroller yapıldıktan sonra sistem 12 saatlik periyotlarla çalıştırıldı. Deney setinin enerji tüketimini ölçmek üzere bir elektrik sayacı deney setine monte edildi.

Deney seti çalışırken, harcanan enerji (kWh), ölçülen sıcaklıklar ($^{\circ}\text{C}$), voltaj (V), elektrik sayacı ile ilk ve son okuma değerleri kaydedilerek harcanan enerjinin bulunması sağlandı [38-39].

Deneme çalışmaları sırasında oda sıcaklığının çok fazla değişmediği gözlemlendi. Deneyler sırasında kapı ve pencereleri zorunlu haller dışında kapalı tutulmasına gayret edildi.

Termoelemanlı termometre ile yapılan bütün ölçümlerde aynı sensörle ve aynı noktada 30 dakikalık periyotlarla toplam 12 saat boyunca ölçüm alındı. Atmosfer sıcaklığı ölçümünde deney setlerinin bulunduğu ortamın civarındaki sıcaklık ölçülerek kaydedildi [38-39].

Deney seti ilk olarak tabii dolaşımli olarak çalıştırılıp datalar kaydedildi. Deneyler fanlı ve fansız olmak üzere, yüksüz ve 60 W, 75 W, 100 W'lık yüklerle toplam 8 adet deney yapılarak gerekli tüm ölçümler alındı [38-39].

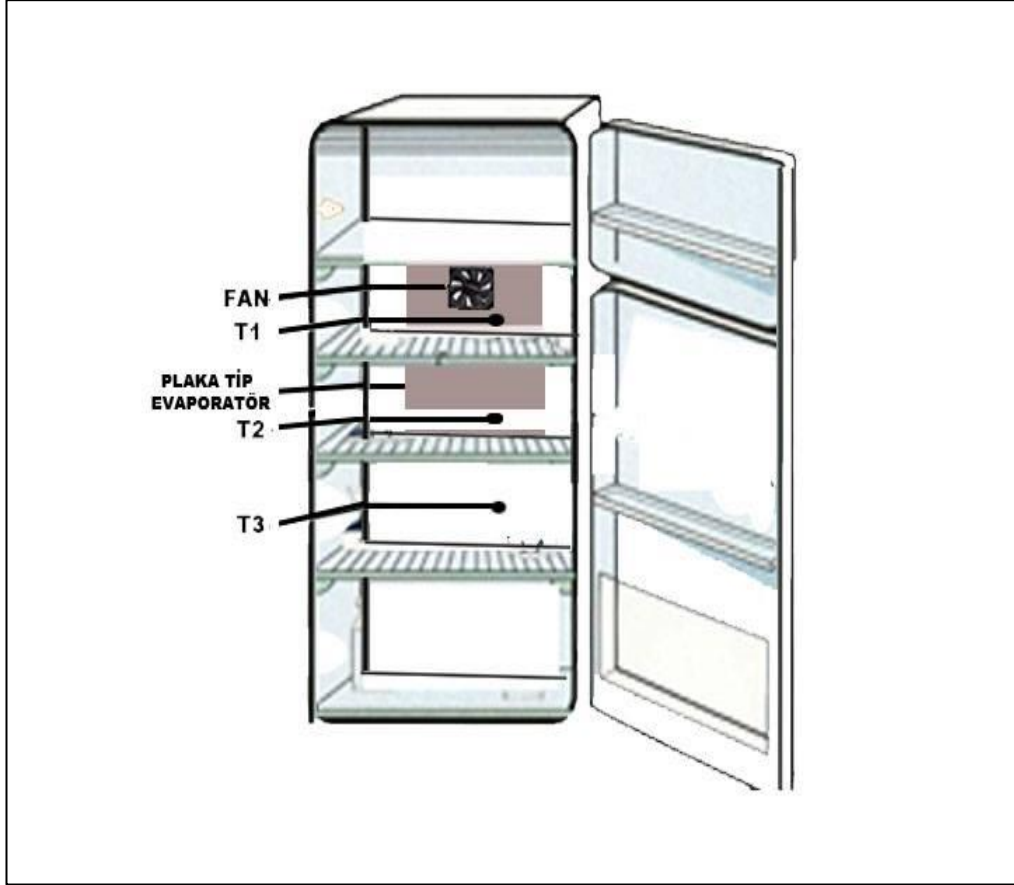
Bu çalışmada ilk olarak buzdolabı yüksüz durumdayken deney setinin kabin içinde farklı üç değişik noktada üç adet K tipi termokopul kullanılarak 30 dakikalık aralıklarla 12 saat boyunca termokopul elemanlı dijital termometre ile sıcaklık ölçümü alınarak sonuçlar kaydedildi. Sonra deney setine 60 W'lık bir yük eklenerek 30 dakikalık aralıklarla 12 saat boyunca sıcaklık ölçümleri alınmaya devam edildi. Aynı deneyler 75 W ve 100 W'lık yüklerle kabinin farklı üç bölgesinde 30 dakikalık aralıklarla 12 saat boyunca ölçümler tekrar alınarak sonuçlar kaydedildi. Kabin içine yerleştirilen yükler enerji tüketimine dahil edilmemiştir. Daha sonra iç kabinde buharlaştırıcı önüne bir fan ilave edilerek, deney seti cebri dolaşımli deney setine dönüştürüldü. Fan çalışır durumdayken aynı deneyler tekrarlanarak datalar alındı.

4.4. MODEL SİSTEME AİT VERİLER

T1: Kabin üst nokta sıcaklığı

T2: Kabin orta nokta sıcaklığı

T3: Kabin alt nokta sıcaklığı



Şekil 4.4. Model sistemin çalışma şeması.

4.5. DENEYSEL SONUÇLARIN HATA ANALİZİ

4.5.1. Deneysel Hata Tipleri ve Nedenleri

Deneysel bir çalışmada elde edilen sonuçların geçerliliğın gösterilmesi, yapılan deneylerden elde edilen sonuçların güvenilirliğini artırır. Bu nedenle, deneylerden elde edilen sonuçların belirli bir şekilde analiz edilmesi gerekir. Bu analizler bazen çok kolay olmasına rağmen, bazen de sonuçların temel fizik kurallarına uymasını

sağlayabilmek için çok karmaşık olabilmektedir. Deneylede yapılan ölçümlerin hassasiyeti incelenerek, ölçümlerde yapılan ve yapılabilecek hatalar analiz edilebilir.

Deneylede, hataların bazıları rastgele karakterde olurken, bazıları da deneyi yapan kişinin dikkatsizliği nedeni ile ortaya çıkan ve çoğunlukla normal dağılımdan aşırı farklılıklar gösteren karakterde olabilir [40].

Genel olarak deneysel hatalar üç grupta toplanabilir. Bunlardan en önemlisi dikkatsizlik ve tecrübesizlikten kaynaklanan hatalardır. İkinci grup hatalar, sabit ve sistematik olarak adlandırılan hatalar olup, genelde tekrar edilen okumalarda görülen ve nedenleri çoğunlukla bilinmeyen hatalardır. Üçüncü grup hatalar ise, rasgele hatalar olup, deneyi yapan kişinin değişmesinden, dikkatlerin zamanla azalmasından, elektrik geriliminin değişmesinden, cihazların ısınmasıyla ortaya çıkan elektronik ölçme aletlerindeki salınımlardan veya ölçme aletlerindeki histerizis olaylardan kaynaklanan hatalardır [40].

Pratikte özellikle sistematik hataların tespiti için bazı teorik modeller geliştirilmiştir. Belirli sayıda deneye ait hata oranları, geliştirilen hata analiz modelleriyle tespit edilebilir. Bunlardan en çok kullanılan bir tanesi akılcı yaklaşım (coosense basis), diğeri ise belirsizlik analizi (uncertainty analysis) yöntemleridir. Akılcı yaklaşım yönteminde, ölçme sisteminde bulunan bütün aletlerin aynı anda maksimum hatayı yaptığı kabul edilir. Belirsizlik analizinde ise, sistemde ölçülmesi gereken büyüklük ve bu büyüklüğe etki eden bağımsız değişkenlerin neden olduğu hatalar ayrı ayrı belirlenmek suretiyle hata analizi yapılmaktadır. Bu analizin en belirgin özelliği, en büyük hataya neden olan değişkenin hemen tespit edilebilmesidir. En büyük hataya neden olan değişken yanında diğeri değişkenler ihmal edilerek, inceleme bu hatayı yapan cihaz üzerine yoğunlaştırılmak suretiyle hata oranı azaltılabilir [40].

4.5.2. Sıcaklık Ölçümü Hata Analizi

Deneylede buharlaştırıcı sıcaklık değerleri $^{\circ}\text{C}$ cinsinden ölçülmüştür. -50 ile 200 $^{\circ}\text{C}$ aralığında ölçüm yapabilen termometrenin hassasiyeti $\pm 1\%$ $^{\circ}\text{C}$ 'dir. Ölçüme

başlamadan önce termometre probu, 0 °C buz banyosunda kalibre edilerek doğru ölçüm yapıp yapmadığı kontrol edilmiştir.

Sıcaklık ölçümlerinde yapılan hataların analizinde, akılcı yaklaşım yöntemi kullanılmıştır. Deneylerde, 1 ile 20 °C arasında değişen sıcaklık değerleri ölçülmüş olup, $2 \pm \% 1$ °C ve $40 \pm \% 1$ °C değerlerindeki maksimum ve minimum hatalar bulunmuştur. Buna göre, 2 °C'de yapılan hata ± 0.02 °C, termometreden hatalı olarak okunabilecek maksimum sıcaklık değeri 20.02 °C, minimum sıcaklık değeri ise 19.98 °C olacaktır. Akılcı yaklaşım yönteminin kullanılmasıyla sıcaklık ölçümlerinde yapılan hata oranı % 1 olarak bulunmuştur [40].

4.5.3. Enerji Tüketimi Ölçümü Hata Analizi

Deney setinin enerji tüketimi Makel marka 1 fazlı 2 telli elektronik elektrik sayacı yardımıyla yapıldı. Elektrik sayacının enerji ölçüm hassasiyeti $\pm \%3$ Wh olarak katalog datalarından belirlenmiştir. Elektrik saatiyle ölçülen en yüksek değer 1518 Wh en küçük değer olarak 1318 Wh'tir. Akılcı yöntemi kullanarak hata analizi yapacak olursak, $1518 \pm \%3 = 1472,46$ ve $1563,54$ değerleri, $1318 \pm \%3 = 1278,46$ ve $1357,54$ değerleri elde edilir [40].

4.5.4. Zaman Ölçümü Hata Analizi

Yapılan deneyler sırasında zaman değerleri dijital bir saat yardımıyla ölçülmüştür. Ölçülen zaman değerleri deney setinin enerji tüketiminde ve çalışma sürelerinin belirlenmesinde kullanıldığı için önem arz etmektedir. Ortaya çıkabilecek hatalar; zaman ölçerin titreşiminden kaynaklanan hatalar = $\pm \%0.0003$ dakika, sıcaklık değerlerinin alınmasında yapılabilecek ortalama hata = $\pm \%0.10$ dakika şeklinde sıralanabilir [40].

BÖLÜM 5

SONUÇLAR

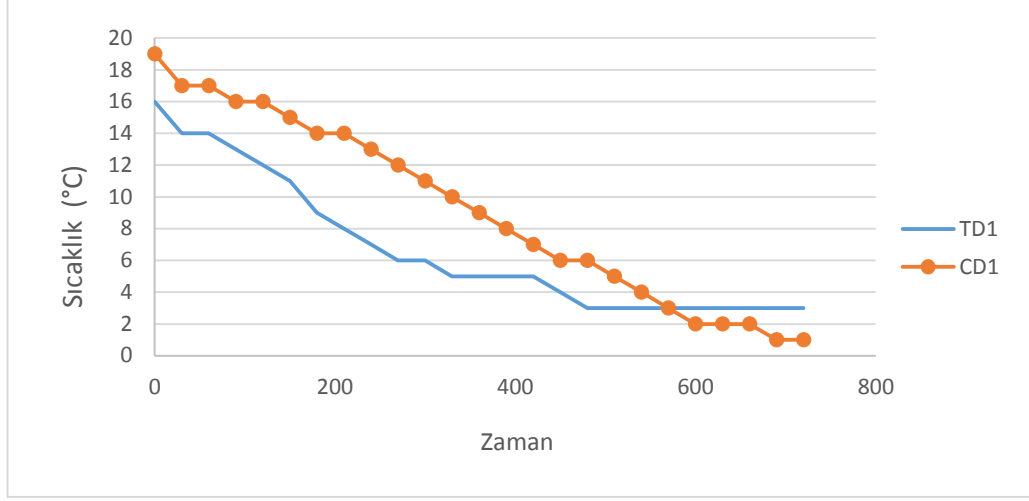
5.1. SÜREKLİ REJİMDE TABİİ DOLAŞIM VE CEBRİ DOLAŞIMLI DENEY SETLERİNİN PERFORMANSLARININ ANALİZİ

Deney seti sırasıyla önce tabii dolaşım sonrada cebri dolaşimli olarak çalıştırılmıştır. Deney seti termostat devre dışı bırakılarak sürekli açık sürekli akış prensibine göre (SASA) çalıştırılmıştır. Deney setinden ölçümler alınırken her bir deney arasında en az bir saat beklenilmiş, kabin sıcaklığı deney yapılan mahal sıcaklığı ile aynı olmadıkça yeni deneye başlanmamıştır. Kabin içi sıcaklık ölçüm noktaları, kabin yüksekliği yaklaşık olarak üçe bölünerek üç farklı nokta belirlendi. Bu üç noktanın paralel ve düşey düzlemde yaklaşık olarak aynı hizada olması sağlandı. Daha sonra termokupplerin ucu bu noktalara sabitlendikten sonra ısı kaynağı olarak seçilen değişik güçlerdeki ampul bir duy yardımıyla kabin içinde sıcaklık ölçüm noktalarını doğrudan etkilemeyecek uygun bir yere bağlanarak sabitlendi.

5.1.1. Sürekli Rejimde Yüksüz Tabii ve Cebri Dolaşimli Deney Setinin 1 Noktası Sıcaklık Analizi

Şekil 5.1 incelendiğinde yüksüz tabii dolaşimli sistemde başlangıçta 16 °C olan kabin içi sıcaklık 12 saatlik deney sonunda 3 °C'ye kadar düşmüştür. Bu deneyin 480. dakikasından itibaren kabin içi 1 noktasındaki sıcaklık 3 °C'de sabitlenmiştir. Cebri dolaşimli deney setinin 1 noktasına ait sıcaklık başlangıçta 19 °C iken bu sıcaklık 12 saatlik deney sonucunda 1 °C'ye kadar düşmüştür. Bu esnada cebri dolaşımında fan kullanıldığı için enerji tüketimi 7,66 Wh artmıştır. Cebri dolaşimli deneyde 7,66 Wh daha fazla enerji harcanmasına karşın soğutma sisteminde 5 °C'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Yüksüz tabii dolaşım ve cebri dolaşım sıcaklıkları 570. Dakikada 3 °C'de eşitlenmiştir. Cebri dolaşimli sistem sıcaklığı 690. dakika sonunda 1 °C'ye

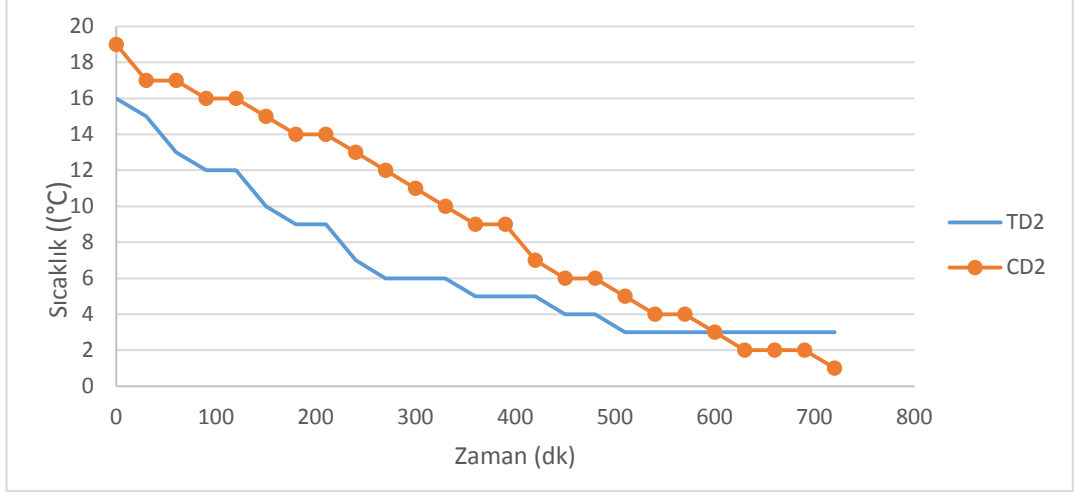
kadar düşerken, tabii dolaşımli sistem 3 °C’de sabit kalmıştır. Bu da cebri dolaşımli sistemin daha etkin olduğunu göstermektedir. Sıcaklık ve zaman dataları değişimi tablosu Çizelge Ek A.1. ve Çizelge Ek A.2. de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Yüksüz tabii ve cebri dolaşımli deney setinin 1 noktasına ait zaman sıcaklık grafiği.

5.1.2. Sürekli Rejimde Yüksüz Tabii ve Cebri Dolaşımli Deney Setinin 2 Noktası Sıcaklık Analizi

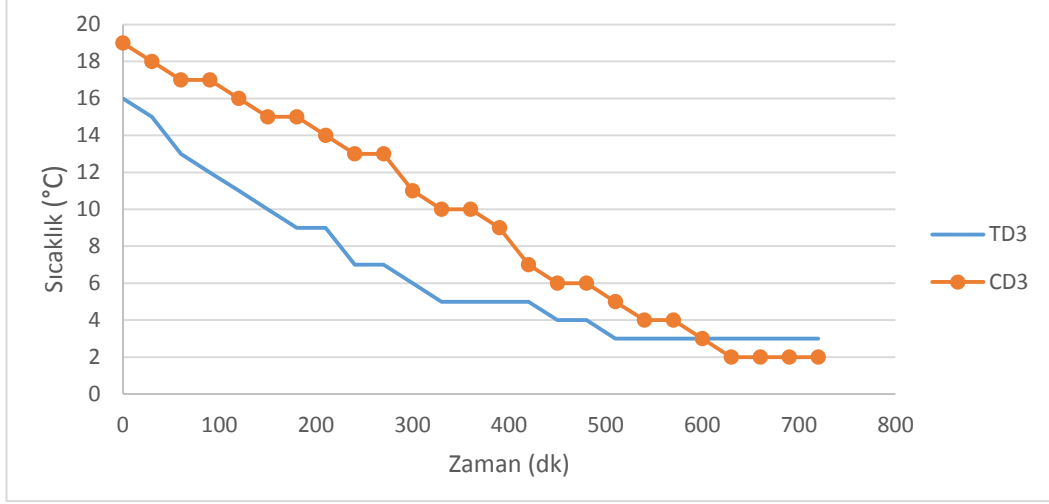
Şekil 5.2 incelendiğinde, 12 saat sonunda yüksüz tabii dolaşımli deneydeki kabin içi sıcaklık 3 °C iken, yüksüz cebri dolaşımli deneydeki sıcaklık 1 °C’ye düşmüştür. Bu esnada cebri dolaşımli sistemde fan kullanıldığı için enerji tüketimi 7,66 Wh artmıştır. Cebri dolaşımli sistemde başlangıç sıcaklığı 19 °C olmasına rağmen deney sonuçları karşılaştırıldığında 5 °C’lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Sıcaklık değerleri 600. dakikada 3 °C’de aynı olmuştur. Bu dakikadan sonra tabii dolaşımli sistemde sıcaklık sabit kalırken, cebri dolaşımli sistemde sıcaklık 1 °C’ye düşerek sıcaklık farkı olarak avantaj sağlamıştır. Sıcaklık ve zaman dataları değişimi tablosu Çizelge Ek A.1. ve Çizelge Ek A.2. de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.2. Yüksüz tabii ve cebri dolaşımli deney setinin 2 noktasına ait zaman sıcaklık grafiği.

5.1.3. Sürekli Rejimde Yüksüz Tabii ve Cebri Dolaşımli Deney Setinin 3 Noktası Sıcaklık Analizi

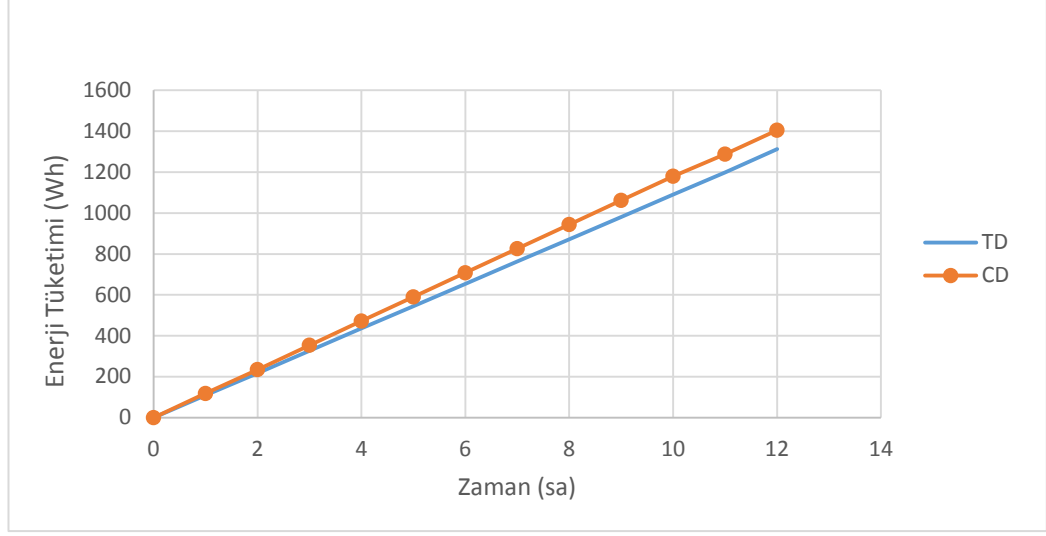
Şekil 5.3 incelendiğinde, cebri dolaşımli deney setinde sıcaklık değişiminin yüksüz tabii dolaşımli deney setinde görülen sıcaklık değişimine göre daha lineer bir şekilde değişim gösterdiği görülmektedir. 12 saatlik deney sonunda yüksüz tabii dolaşımli deney setindeki 3 noktasına ait sıcaklık 3 ° C iken, yüksüz cebri dolaşımli deney setindeki sıcaklık 2 ° C'ye düşmüştür. 4 ° C'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Sıcaklık değerleri 600. dakikada 3 ° C'de aynı olmuştur. Yüksüz tabii dolaşımli sistemde sıcaklık grafiği daha değişken görülürken, cebri dolaşımli sistemde daha doğrusal bir sıcaklık değişimi gözlenmiştir. Sıcaklık ve zaman dataları değişimi tablosu Çizelge Ek A.1. ve Çizelge Ek A.2. de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.3. Yüksüz tabii ve cebri dolaşimli deney setinin 3 noktasına ait zaman sıcaklık grafiği.

5.1.4. Sürekli Rejimde Yüksüz Tabii ve Cebri Dolaşimli Deney Setine Ait Enerji Tüketim Analizi

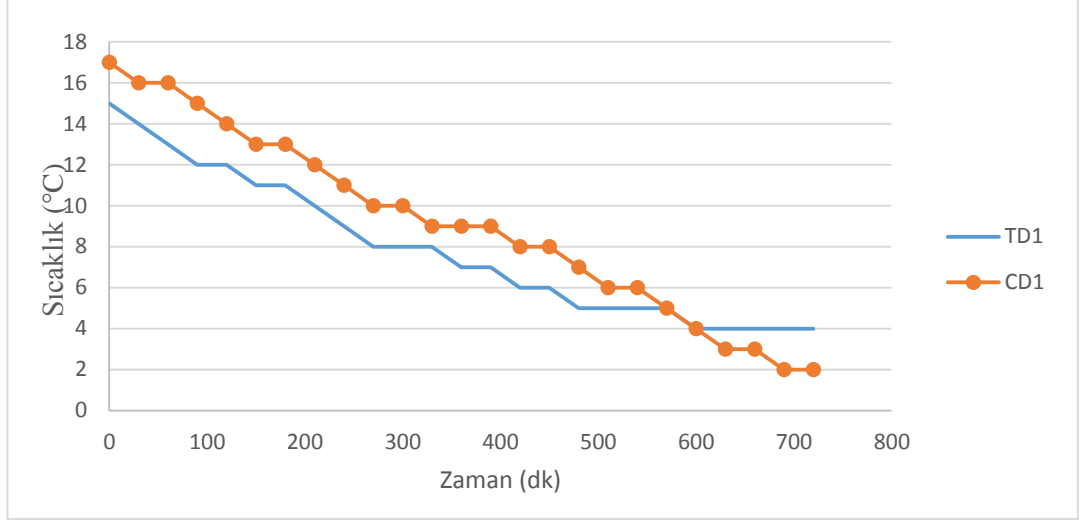
Şekil 5.4 incelendiğinde, 12 saat sonunda yüksüz deneyde harcanan enerji 1,313 kW, cebri dolaşimli deney sonucunda ise harcanan enerji 1,405 kW olarak ölçülmüştür. 92 W'lık bir fark oluşmuştur. Grafikten görüldüğü gibi cebri dolaşım sırasında evaporatör önünde kullanılan fan enerji tüketmektedir. Cebri dolaşimli deneyde 7,66 Wh daha fazla enerji harcanmasına karşın soğutma sisteminde 1, 2 ve 3 noktaları göz önüne alındığında 5 °C'lık bir sıcaklık farkı elde edilmiştir.



Şekil 5.4. Yüksüz tabii dolaşım ve cebri dolaşıma ait enerji tüketimi diyagramı.

5.1.5. Sürekli Rejimde 60 W Yüklü Tabii ve Cebri Dolaşımli Deney Setinin 1 Noktası Sıcaklık Analizi

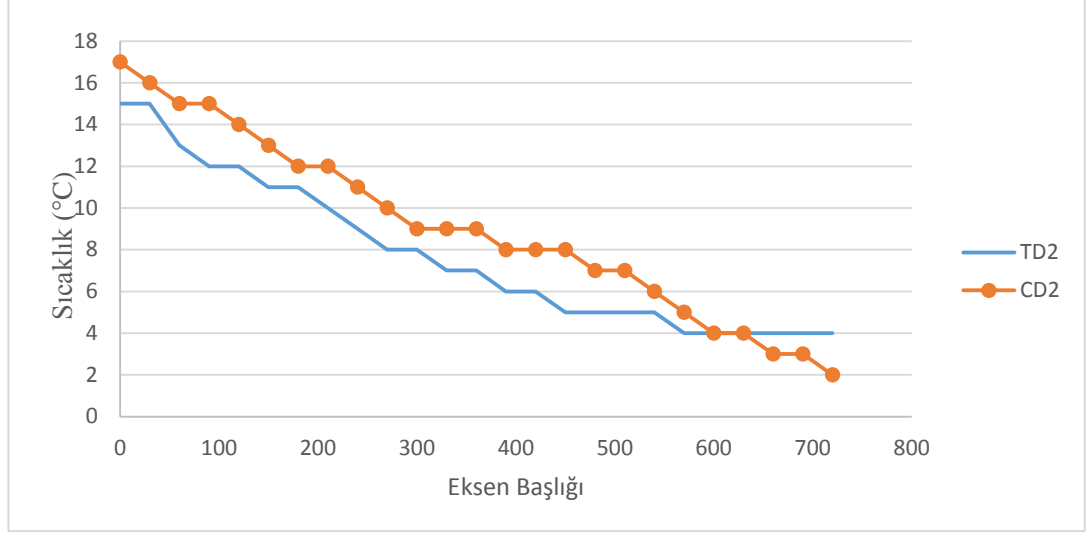
Şekil 5.5 incelendiğinde, ilk dakikalarda tabii dolaşımli 60 W yüklü deneydeki 1 noktasındaki kabin içi sıcaklığı 15°C iken, 12 saat sonunda 1 noktası sıcaklığı 4°C olarak gerçekleşmiştir. 60 W yüklü cebri dolaşımli deneydeki sıcaklık ise başlangıçta kabin içi sıcaklığı 17°C iken 2°C 'ye kadar düşmüştür. Deney sonuçları karşılaştırıldığında 4°C 'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Tabii dolaşımli sistem başlangıç sıcaklığı, cebri dolaşım başlangıç sıcaklığından 2°C daha fazla olmasına karşın 600. Dakikada sıcaklıklar eşitlenmiştir. Tabii dolaşımli sistem sıcaklığı bu dakikadan itibaren sabit kalmış ancak cebri dolaşımli sistemde sıcaklık azalmaya devam etmiştir. Cebri dolaşımli sistemde fan kullanıldığı için enerji tüketimi 8,41 Wh artmıştır. Bu data yüksüz cebri ve tabii dolaşımli sistemde 7,66 Wh olarak gerçekleşmiştir. 0,75 Wh'lik bir fark oluşmuştur. Bunun sebebi kabin içine yerleştirilen 60 wattlık yüküdür. Kabin içindeki yük nedeniyle sistemin enerji tüketimi artmıştır. Sıcaklık ve zaman dataları değişimi tablosu Çizelge Ek A.3. ve Çizelge Ek A.4. de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.5. 60 W yüklü tabii dolaşım ve cebri dolaşım deney setinin 1 noktasına ait zaman sıcaklık diyagramı.

5.1.6. Sürekli Rejimde 60 W Yüklü Tabii ve Cebri Dolaşım Deney Setinin 2 Noktası Sıcaklık Analizi

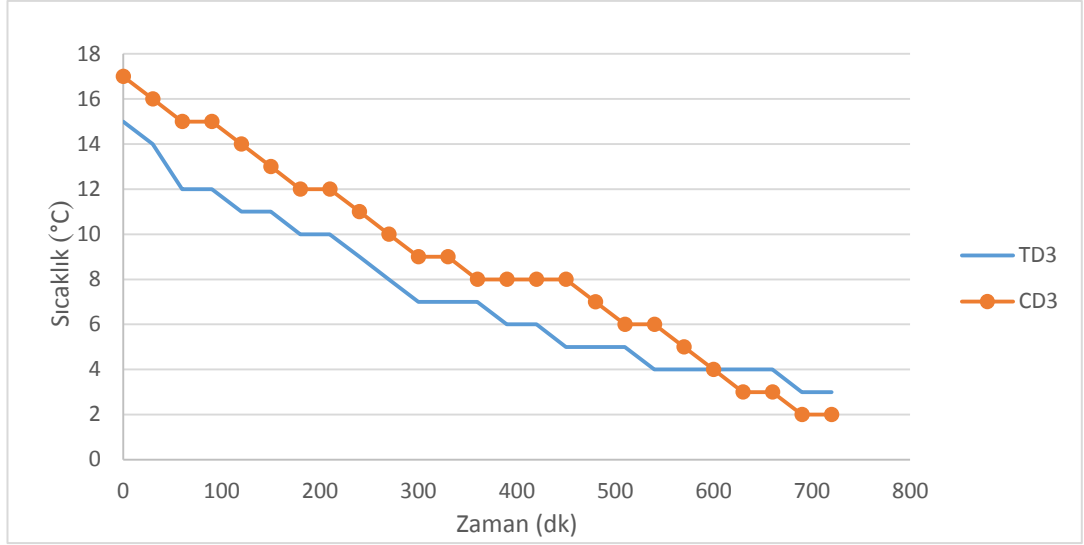
Şekil 5.6 incelendiğinde, cebri dolaşım deney setinde sıcaklık değişiminin yüksüz tabii dolaşım deney setinde görülen sıcaklık değişimine göre daha lineer bir değişim gösterdiği görülmektedir. Başlangıçta 60 W yüklü deneydeki 2 noktası sıcaklığı 15 ° C iken, 12 saat sonunda 2 noktası sıcaklığı 4 ° C'ye gelmiştir. 60 W yüklü cebri dolaşım deneydeki sıcaklık ise başlangıçta 17 ° C iken 2 ° C'ye kadar düşmüştür. Deney sonuçları karşılaştırıldığında 4 ° C'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Tabii dolaşım sistem başlangıç sıcaklığı, cebri dolaşım başlangıç sıcaklığından 2 ° C daha fazla olmasına karşın deneylerin 600 dakikasında sıcaklıklar eşitlenmiştir. Tabii dolaşım sistem sıcaklığı bu dakikadan itibaren sabit kalmış, cebri dolaşım sistemde sıcaklık azalmaya devam etmiştir. Cebri dolaşım fan kullanıldığı için enerji tüketimi 8,41 Wh artmıştır. Buna karşılık 4 ° C'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Sıcaklık ve zaman dataları değişimi tablosu Çizelge Ek A.3. ve Çizelge Ek A.4. de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.6. 60 W yüklü tabii dolaşım ve cebri dolaşım deney setinin 2 noktasına ait zaman sıcaklık diyagramı.

5.1.7. Sürekli Rejimde 60 W Yüklü Tabii ve Cebri Dolaşım Deney Setinin 3 Noktası Sıcaklık Analizi

Şekil 5.7 incelendiğinde, 60 W yüklü tabii dolaşım sistemde başlangıçta 15 °C olan sıcaklık 12 saat sonunda 3 °C'ye düşerken, cebri dolaşım sistemde 17 °C olan sıcaklık 2 °C'ye düşmüştür. 3 °C'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Bu esnada cebri dolaşım fan kullanıldığı için enerji tüketimi 8,41 Wh artmıştır. Fanın harcamış olduğu enerjiye karşın cebri dolaşım sistem, tabii dolaşım sistemin son sıcaklığını 630. Dakikada yakalamıştır. Tabii dolaşım sistem ve cebri dolaşım sistem sıcaklıkları 600. dakikada aynı olmuştur. Tabii dolaşım sistem 720. Dakika sonunda 3 °C gerçekleşirken, cebri dolaşım sistemde sıcaklık 2 °C'ye kadar azalmaya devam etmiştir. Sıcaklık ve zaman dataları değişimi tablosu Ek A.3. ve Çizelge Ek A.4. de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.

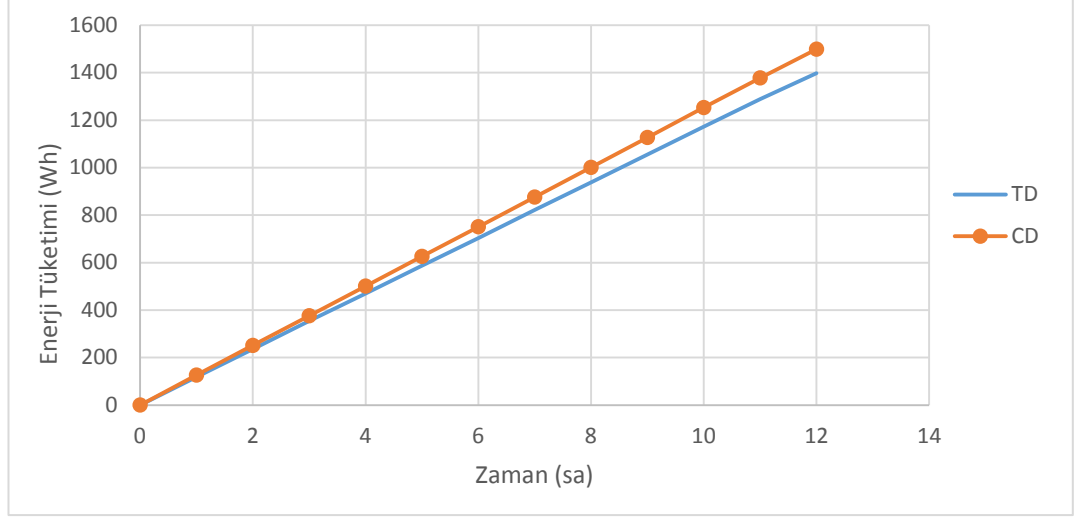


Şekil 5.7. 60 W yüklü tabii dolaşım ve cebri dolaşım deney setinin 3 noktasına ait zaman sıcaklık diyagramı.

5.1.8. Sürekli Rejimde 60 W Yüklü Tabii ve Cebri Dolaşım Deney Setine Ait Enerji Tüketim Analizi

Şekil 5.8 incelendiğinde, 12 saat sonunda tabii dolaşım 60 W yüklü deneyde harcanan enerji 1,398 kW, 60 W yüklü cebri dolaşım deney sonucunda ise harcanan enerji 1,499 kW olarak ölçülmüştür. 101 Wh'lik bir fark oluşmuştur.

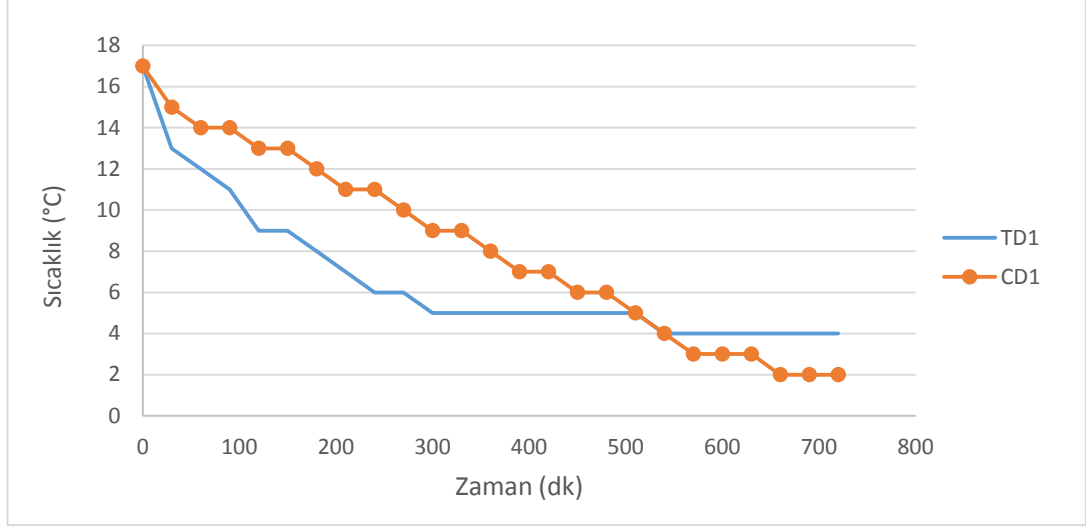
Cebri dolaşım sırasında evaporatör önünde fan kullanılması bir miktar enerji tüketimine neden olmuştur. Bu fan kullanımından dolayı 8,41 Wh daha fazla enerji harcanmasına karşın soğutma sisteminde tabii dolaşım sisteminin ulaştığı sıcaklığa daha erken ulaşılmış ve 2 °C'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir.



Şekil 5.8. 60 W yüklü tabii dolaşım ve cebri dolaşıma ait enerji tüketimi diyagramı.

5.1.9. Sürekli Rejimde 75 W Yüklü Tabii ve Cebri Dolaşımli Deney Setinin 1 Noktası Sıcaklık Analizi

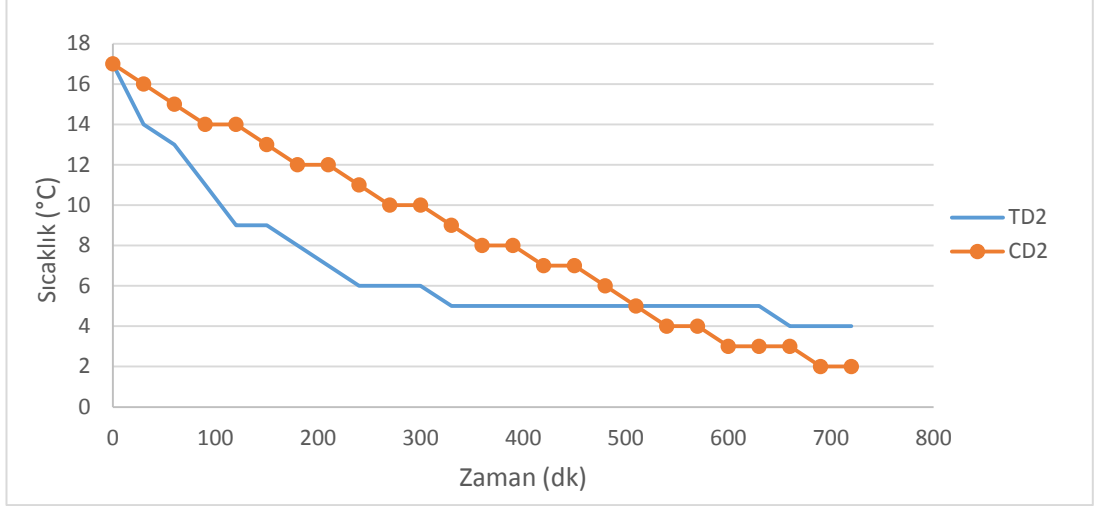
Şekil 5.9 incelendiğinde, cebri dolaşımli deney setinde sıcaklık değişiminin tabii dolaşımli deney setinde görülen sıcaklık değişimine göre lineer bir değişim gösterdiği görülmektedir. Kabin içi başlangıç sıcaklıkları her iki deney setinde de eşit olmasına rağmen 12 saat sonunda tabii dolaşımli sistemde sıcaklık 4°C olarak gerçekleşirken, cebri dolaşımli sistemde sıcaklık 2°C olmuştur ve 2°C 'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Deney sisteminde fanın harcadığı 8,58 Wh'lik bir enerji tüketimi artışına karşın 2°C 'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. 500. dakikada sıcaklıklar eşitlenmiş ve tabii dolaşımli sistemde 570. dakikadan itibaren sıcaklık 3°C 'de sabit kalırken, cebri dolaşımli sistemde sıcaklık azalmaya devam ederek 2°C olarak gerçekleşmiştir. Sıcaklık ve zaman dataları değişimi tablosu Ek A.5. ve Çizelge Ek A.6. de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.9. 75 W yüklü tabii dolaşım ve cebri dolaşım deney setinin 1 noktasına ait zaman sıcaklık diyagramı.

5.1.10. Sürekli Rejimde 75 W Yüklü Tabii ve Cebri Dolaşım Deney Setinin 2 Noktası Sıcaklık Analizi

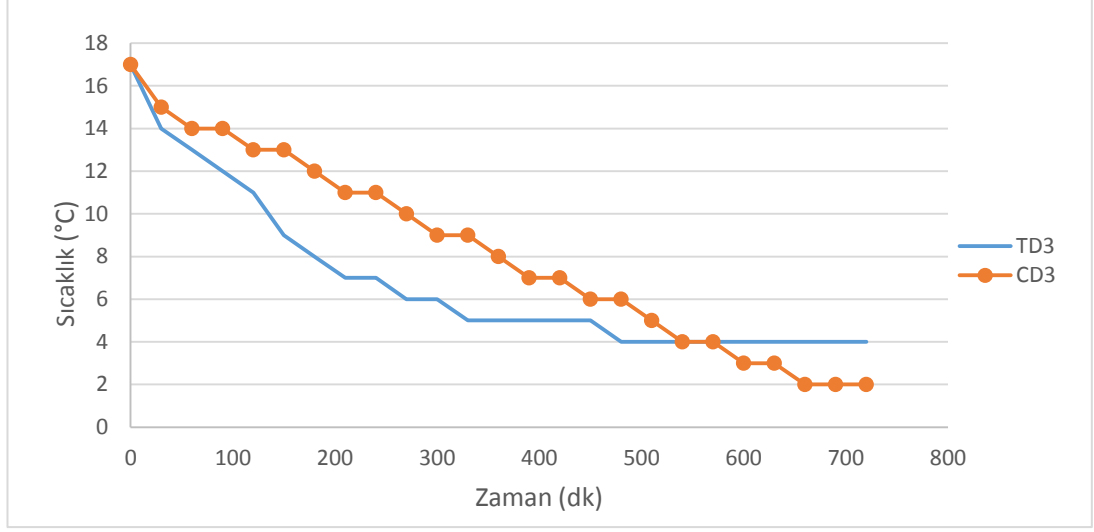
Şekil 5.10 incelendiğinde, deney başlangıç sıcaklıkları eşit olmasına rağmen 12 saat sonunda tabii dolaşım deneyindeki sıcaklık 4 ° C iken, cebri dolaşım deneyindeki sıcaklık 2 ° C'ye düşmüştür. 2 ° C'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Cebri dolaşım deney setinde sıcaklık değişiminin tabii dolaşım deney setinde görülen sıcaklık değişimine göre lineere yakın bir değişim gösterdiği görülmektedir. Deney setlerinde 510. dakikada sıcaklıklar eşitlenmiştir. Sonrasında cebri dolaşım sistemde sıcaklık 5 ° C'den 2 ° C'ye düşerken, tabii dolaşım sistemde 5 ° C'den 3 ° C'ye düşmüştür. Deney sisteminde fanın harcadığı 8,58 Wh'lik bir enerji tüketimi artışına karşın 2 ° C'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Sıcaklık ve zaman dataları değişimi tablosu Ek A.5. ve Çizelge Ek A.6. de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.10. 75 W yüklü tabii dolaşım ve cebri dolaşım deney setinin 2 noktasına ait zaman sıcaklık diyagramı.

5.1.11. Sürekli Rejimde 75 W Yüklü Tabii ve Cebri Dolaşım Deney Setinin 3 Noktası Sıcaklık Analizi

Şekil 5.11 incelendiğinde, cebri dolaşım deney setinde sıcaklık değişiminin tabii dolaşım deney setinde görülen sıcaklık değişimine göre lineere yakın bir değişim gösterdiği görülmektedir. Deney başlangıç sıcaklıkları 17°C olmasına rağmen 12 saat sonunda tabii dolaşım deneyindeki sıcaklık 4°C iken, cebri dolaşım deneyindeki sıcaklık 2°C 'ye düşmüştür. 2°C 'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Deney sisteminde fanın harcadığı 8,58 enerji tüketimine karşın 2°C 'lik bir kabin içi sıcaklığı düşüşü sağlanmıştır. 540. dakikada sıcaklıklar eşitlenmiş ve sonrasında cebri dolaşım sistemde sıcaklık azalmaya devam ederek 2°C 'ye kadar düşerken tabii dolaşım sistemde bu sıcaklık 4°C olarak aynı kalmıştır. Sıcaklık ve zaman dataları değişimi tablosu Ek A.5. ve Çizelge Ek A.6. de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.

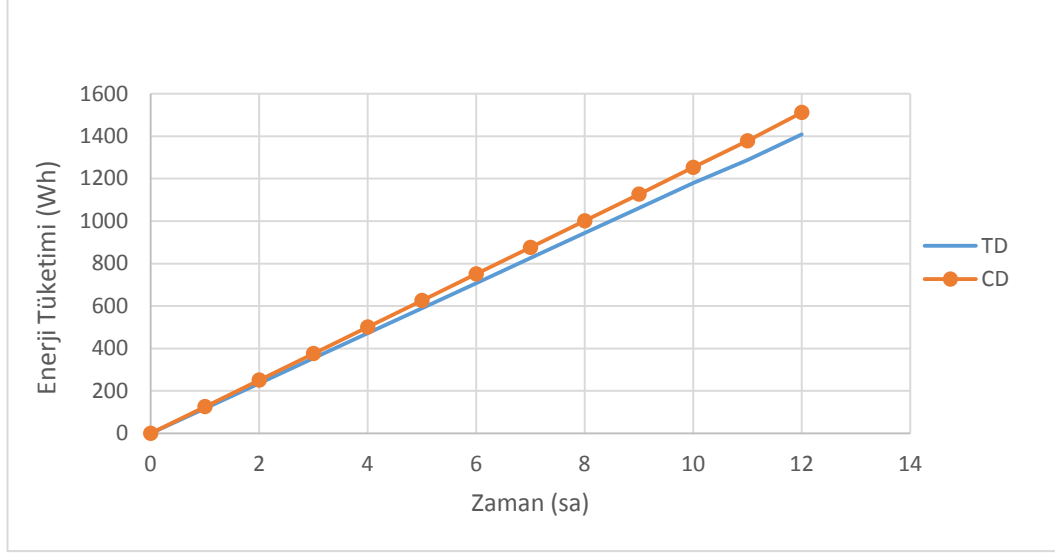


Şekil 5.11. 75 W yüklü tabii dolaşım ve cebri dolaşım deney setinin 3 noktasına ait zaman sıcaklık diyagramı.

5.1.12. Sürekli Rejimde 75 W Yüklü Tabii ve Cebri Dolaşım Deney Setine Ait Enerji Tüketim Analizi

Şekil 5.12 incelendiğinde, 12 saat sonunda tabii dolaşım 75 W yüklü deneyde harcanan enerji 1,409 kW, cebri dolaşım deney sonucunda ise harcanan enerji 1,512 kW olarak ölçülmüştür. 103 W'lık fark oluşmuştur.

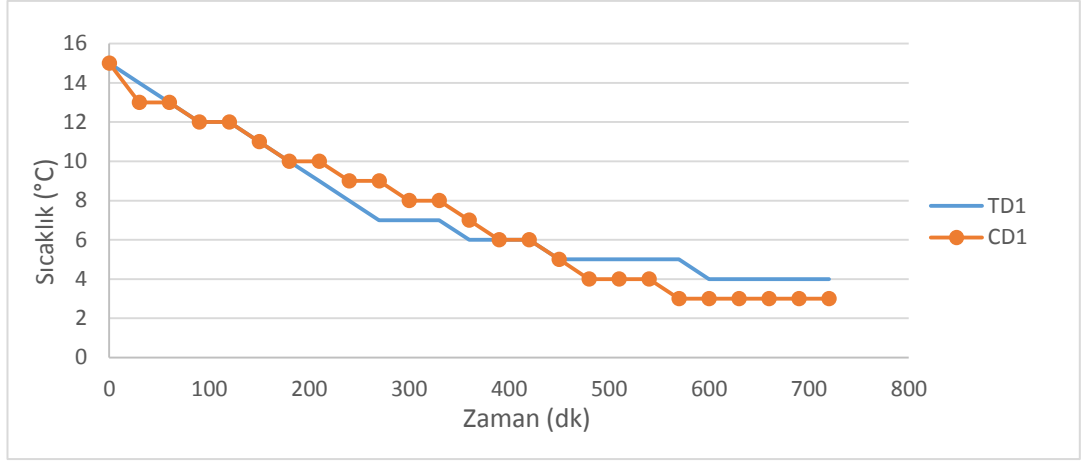
Cebri dolaşım sırasında kullanılan fan enerji tüketmiştir. Cebri dolaşım deneyde fan kullanımından dolayı 8,58 Wh daha fazla enerji harcanmasına karşın soğutma sisteminde ve 2°C'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir.



Şekil 5.12. 75 W yüklü tabii dolaşım ve cebri dolaşıma ait enerji tüketimi diyagramı.

5.1.13. Sürekli Rejimde 100 W Yüklü Tabii ve Cebri Dolaşımli Deney Setinin 1 Noktası Sıcaklık Analizi

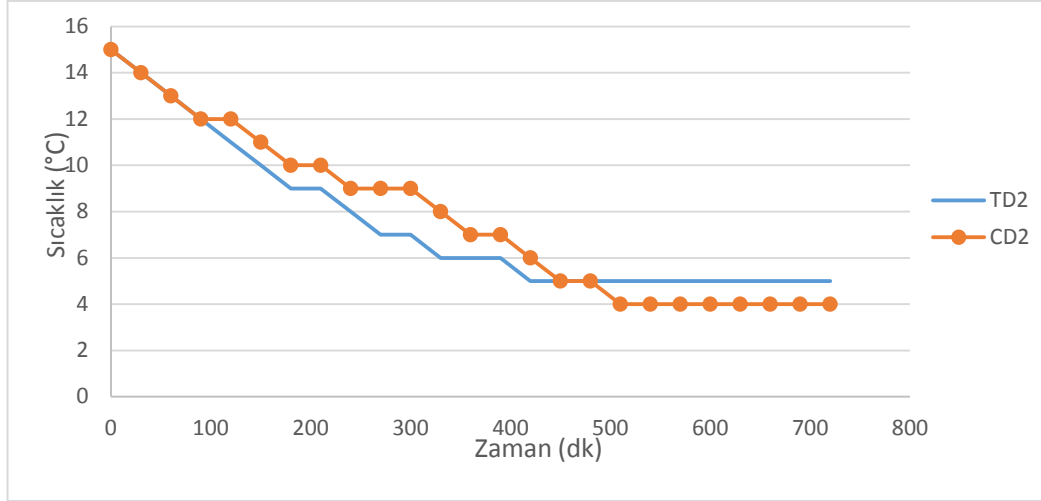
Şekil 5.13 incelendiğinde, 12 saat sonunda tabii dolaşımli deneydeki kabin içi sıcaklık 15°C 'den 4°C 'ye inerken, cebri dolaşımli deneydeki kabin içi sıcaklık 15°C 'den 3°C 'ye düşmüştür. 1°C 'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Bu esnada cebri dolaşımli fan kullanıldığı için enerji tüketimi 8,75 Wh artmıştır. Buna karşılık 1°C 'lik kabin içi sıcaklık farkı oluşmuştur. 90, 150 ve 450. dakikalarda tabii ve cebri dolaşımli sistemlerde sıcaklıklar aynı olmuştur. Sonrasında cebri dolaşımli sistemde sıcaklık azalmaya devam ederek 3°C 'ye kadar düşerken tabii dolaşımli sistemde bu sıcaklık 4°C olmuştur. Sıcaklık ve zaman dataları değişim tablosu Çizelge Ek A.7. ve Çizelge Ek A.8. de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.13. 100 W yüklü tabii dolaşım ve cebri dolaşım deney setinin 1 noktasına ait zaman sıcaklık diyagramı.

5.1.14. Sürekli Rejimde 100 W Yüklü Tabii ve Cebri Dolaşım Deney Setinin 2 Noktası Sıcaklık Analizi

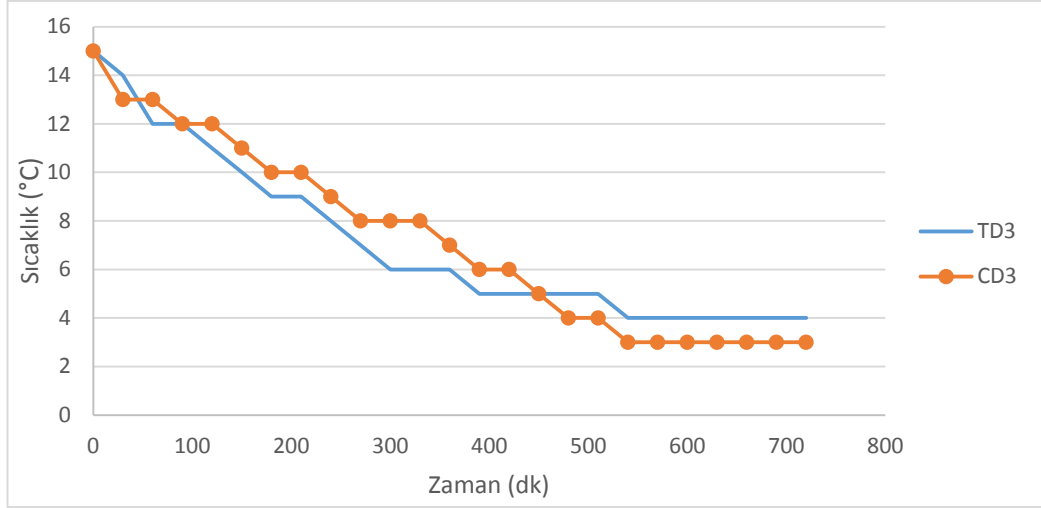
Şekil 5.14 incelendiğinde, 12 saat sonunda tabii dolaşım deneyindeki kabin içi sıcaklık 15°C 'den 5°C 'ye düşerken, cebri dolaşım deneyindeki kabin içi sıcaklık 15°C 'den 4°C 'ye düşmüştür. 1°C 'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Bu esnada cebri dolaşım da fan kullanıldığı için enerji tüketimi $8,75\text{ Wh}$ artmıştır. Buna karşılık 1°C 'lik kabin içi sıcaklık farkı oluşmuştur. Tabii ve cebri dolaşım sistemlerinde ilk 90 dakikada ve 450, 480. dakikalarda kabin içi sıcaklıklar aynı olmuştur. Diğer deneylerin aksine bu deneyde 3 farklı zaman diliminde sıcaklıkların aynı olduğunu görmekteyiz. Bunun sebebi yük miktarının artması olabileceği gibi fan hızından da kaynaklanabilir. 480. dakikadan sonra cebri dolaşım sistemde sıcaklık azalmaya devam ederek 4°C 'ye kadar düşerken tabii dolaşım sistemde bu sıcaklık 5°C 'de sabit kalmıştır. Sıcaklık ve zaman dataları değişim tablosu Çizelge Ek A.7. ve Çizelge Ek A.8. de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.14. 100 W yüklü tabii dolaşım ve cebri dolaşım deney setinin 2 noktasına ait zaman sıcaklık diyagramı.

5.1.15. Sürekli Rejimde 100 W Yüklü Tabii ve Cebri Dolaşım Deney Setinin 3 Noktası Sıcaklık Analizi

Şekil 5.15 incelendiğinde, 12 saat sonunda tabii dolaşım deneyindeki kabin içi sıcaklık 15 °C'den 4 °C'ye inerken, cebri dolaşım deneyindeki kabin içi sıcaklık 15 °C'den 3 °C'ye düşmüştür. 1 °C'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Bu esnada cebri dolaşım fan kullanıldığı için enerji tüketimi 8,75 Wh artmıştır. Buna karşılık 1 °C'lik kabin içi sıcaklık farkı oluşmuştur. Tabii ve cebri dolaşım sistemlerinde 90 dakikada ve 450. dakikada kabin içi sıcaklıkları aynı olmuştur. Diğer deneylerin aksine bu deneyde 2 farklı zaman diliminde sıcaklıkların aynı olduğunu görmekteyiz. Bunun sebebi yük miktarının artması olabileceği gibi fan hızından da kaynaklanabilir. 450. dakikadan itibaren cebri dolaşım sistemde sıcaklık azalmaya devam ederek 3 °C'ye kadar düşerken tabii dolaşım sistemde bu sıcaklık ilk önce 5 °C sonra 4 °C'ye inmiştir. Sıcaklık ve zaman dataları değişim tablosu Çizelge Ek A.7. ve Çizelge Ek A.8. de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.

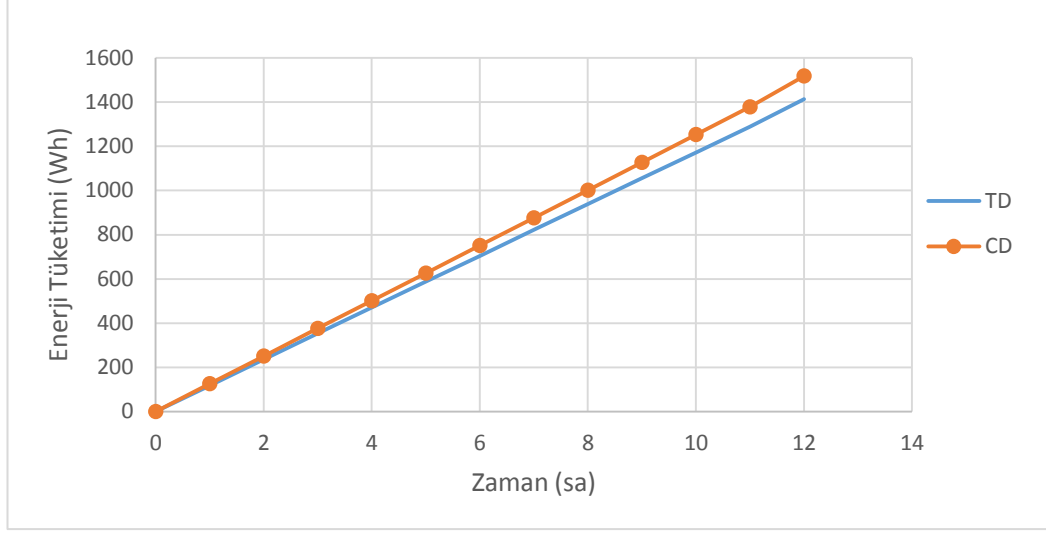


Şekil 5.15. 100 W yüklü tabii dolaşım ve cebri dolaşım deney setinin 3 noktasına ait zaman sıcaklık diyagramı.

5.1.16. Sürekli Rejimde 100 W Yüklü Tabii ve Cebri Dolaşım Deney Setine Ait Enerji Tüketim Analizi

Şekil 5.16 incelendiğinde, 12 saat sonunda tabii dolaşım 100 W yüklü deneyde harcanan enerji 1,413 kW, cebri dolaşım deneyde ise harcanan enerji 1,518 kW olarak ölçülmüştür. 105 W'lık fark oluşmuştur.

Cebri dolaşım sırasında kullanılan fan enerji tüketmiştir. Cebri dolaşım deneyde fan kullanımından dolayı 8,75 Wh daha fazla enerji harcanmasına karşın soğutma sisteminde 1 °C'lık bir sıcaklık farkı elde edilmiştir.



Şekil 5.16. 100 W yüklü tabii dolaşım ve cebri dolaşıma ait enerji tüketimi diyagramı.

5.2. SÜREKLİ REJİMDE TABİİ DOLAŞIM VE CEBRİ DOLAŞIMLI DENEY SETLERİNİN ZAMAN SICAKLIK ANALİZİ

Yukarıdaki şekiller incelendiğinde tabii tabii dolaşımly yüksüz 60 W ve 75 W yüklü deneylerde açıkça görülmektedir ki zamana bağılı kabin içi sıcaklık dağılımı gelişigüzel olmuştur. Cebri dolaşımly yüksüz 60 W ve 75 W yüklü deneylerde ise zamana bağılı kabin içi sıcaklık dağılımı lineere yakın bir azalma göstermektedir. 100 W yüklü tabii dolaşımly ve cebri dolaşımly deneylerde ise bu durum görülmemektedir. Bunun muhtemel sebebi ısı yükünün artmış olması olabileceğı gibi fan hızının yetersiz kalması da olabilir.

Yukarıdaki deneyler birlikte incelendiğinde kabin içi sıcaklık farkları yüksüz tabii ve cebri dolaşımly sistemde 5 °C enerji tüketimi ise 7,66 Wh olarak gerçekleşmiştir. 60 W yüklü tabii ve cebri dolaşımly sistemde kabin içi sıcaklık farkı 4 °C, enerji tüketimi ise 8,41 Wh olarak gerçekleşmiştir. 75 W yüklü tabii ve cebri dolaşımly sistemde sıcaklık farkı 2 °C, enerji tüketimi ise 8,58 Wh olarak gerçekleşmiştir. 100 W yüklü tabii ve cebri dolaşımly sistemde kabin içi sıcaklık farkı 1 °C, enerji tüketimi ise 8,75 Wh olarak gerçekleşmiştir.

Deney seti termostat devreye alınarak çalıştırılmış olsaydı evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkan çevreden kullanılan fanın etkisiyle daha hızlı ısı çekerek kabin içindeki havayı hızlı bir şekilde soğutacak ve termostat daha erken devreye girerek enerji tüketimeinin azalmasını sağlayacaktı.

şekillerden de görüleceği gibi yük arttıkça enerji tüketimi de artmıştır. Aynı zamanda kabin içi sıcaklığı zamana bağlı olarak yük arttıkça azalmıştır. Sonuç olarak kabin içi sıcaklık farkları yüke bağlı olarak 1- 5 ° C arasında değişmiştir.

BÖLÜM 6

TARTIŞMA VE DEĞERLENDİRME

Bir soğutma sisteminde, fanlı cebri dolaşımli sisteminin uygulanabilirliği ve maliyeti, tabii dolaşımli sistemlerden daha uygun olup olmadığı, cebri dolaşımli uygulamaların yeni imalatlarda nasıl kullanılacağı ve projelendirme esasları, halen kullanılmakta olan milyonlarca ev tipi ve küçük ticari soğutucularda cebri dolaşımli sistemlerin uygulanabilirliği araştırılmalıdır. Cebri dolaşımli hava dağıtım sisteminin önündeki en büyük problemlerden birisi, yeni üretimlerde fanın kuruluşu ve montajı, bakımı ve olası arıza gibi durumlarda ek maliyet getirebilir olmasıdır. Diğer bir problem ise fanın meydana getirebileceği titreşim, soğutma sistemi üzerinde bulunan diğer sistem elemanlarının yerinden çözülebilmesi gibi sorunlara yol açmaya müsait olmasıdır. Fanın sisteme nasıl yerleştirileceği, projelendirme esnasında nelere dikkat edilmesi gerektiği gibi hususlar ayrıntılı olarak araştırılmalıdır.

Deneyle birlikte incelendiğinde. Deneyle sisteminde yük arttıkça enerji tüketimi bir miktar artarken, sıcaklık farkları azalmaya başlamıştır. Sürekli rejimde yüksüz tabii ve cebri dolaşımli deneyle setinden elde edilen verilere baktığımızda 5° C sürekli rejimde 60 W yüklü tabii ve 60 W yüklü cebri dolaşımli deneyle setinde alınan sonuçlara bakıldığında 4° C, sürekli rejimde 75 W yüklü tabii ve 75 W yüklü cebri dolaşımli deneyle setinden elde edilen sonuçlarda ise 2° C sıcaklık farkı görülmüştür.

Bu tip çalışmalar değişik türden ev tipi soğutucular ile küçük ticari soğutucularda deneyerek buradaki sonuçlarla karşılaştırılabilir. Fan sayısını artırma fanların elektronik kontrolü gibi durumlarda sistem verimi daha fazla artabilir. Ayrıca ticari soğutucularda soğutma veriminin ve soğutma süresinin kısılması avantajı fan kullanımındaki elektrik tüketimini daha fazla minimize edebilir. Günümüzde soğutma sistemlerinin verimliliğinin artırılması çalışmalarına verilen önemde fan kullanılarak evaporatör veriminin artırılması önemli bir çalışmadır.

KAYNAKLAR

1. Kılıçaslan, E., “Soğutma sistemlerinin performans analizi”, Doktora Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2002).
2. Buzelin, L. O. S., Amico, S. C., Vargas, J. V. C. and Parise, J. A. R., “Experimental development of an intelligent refrigeration system”, *International Journal of Refrigeration*, 28 (2): 165-175 (2005).
3. Menlik, T., “Alternatif akışkanlı iki kademeli soğutma sisteminin tasarımı, imali ve performans deneyleri.” Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara (2005).
4. Moreira, E. C. C., Santos, C. A. C., Ribeiro, C. M. C., Souza, W. L. and Leal, R. A., “Study of a diffusion-absorption refrigeration cycle using ammonia-water-helium as working fluids”, *18th International Congress of Mechanical Engineering*, Brazil, 1-8 (2005).
5. Şencan, A., Yakut K. A., and Kalogirou S.A, “Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems”, *Renewable Energy*, 30: 645-657 (2005).
6. Erkmen, F. I., “Sıcak iklim bölgelerinde yapıların soğutma yüklerinin karşılaştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, *YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2005).
7. Min, G. and Rowe, D. M., “Experimental evaluation of prototype thermoelectric domestic-refrigerators”, *Applied Energy*, 83 (2): 133-152 (2005).
8. Ataer, Ö. E., and Karabulut H., “Thermodynamic analysis of the v-type stirling-cycle refrigerator”, *International Journal of Refrigeration*, 28: 183-189 (2005).
9. Nasution, H. and Hassan, M. N. W., “Potential electricity savings by variable speed control of compressor for air conditioning systems”, *Clean Technology Environment Policy*, 8: 105-111 (2006).
10. Parmaksızoğlu, C. ve Çeteci, Ö., “Isı değiştirici tasarımı”, *VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 135-147 (2006).
11. Esen, D. Ö. ve Hoşöz, M., “R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin deneysel performans analizi”, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Ankara, 21 (4): 703-709 (2006)

12. Kırmacı, V. ve Özdemir, M. B., “Soğuk depoların soğutma sisteminde kullanılan R407c alternatif soğutucu akışkanına göre sistem kapasitelerinin bilgisayar programı ile modellenmesi”, *Fen Bilimleri Dergisi*, Çukurova Üniversitesi Adana, 2: 27 (2006).
13. Sözen, A. and Özalp, M., “Solar-driven ejektor-absorption cooling system”, *Applied Energy*, 80 (1): 97-113 (2006).
14. Esbri, J. N., Berbegall, V., Verdu, G., Cabello, R. and Llopis, R., “A low data requirement model of a variable-speed compression refrigeration system based on neural networks”, *International Journal of Refrigeration*, 30 (8): 1452-1459 (2007).
15. Jabraj, D. B., Narendran A., Lal D. M. and Renganarayanan S., “Evolving an optimal composition of HFC407C/HC290/HC600a mixture as an alternative to HCFC22 in window air conditioners”, *International Journal of Thermal Science*, 46 (3): 276-283 (2007).
16. Hepbaşlı, A., “Thermoeconomic analysis of household refrigerators”, *International Journal of Energy Research Int. J. Energy Res.* 31: 947-959 (2007).
17. Esen, D. Ö., “Adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinin motorlu taşıtlarda kullanılabilirliği”. *Mühendis ve Makine Dergisi*, 49: 22-25 (2007).
18. Acül, H., “Kanatlı borulu tip hava soğutmalı kondenserler ve sistem enerji verimliliğine etkileri”, *Friterm A.Ş. Teknik Dökümanları Ve Uygulamaları*, 12: 477-488 (2008).
19. Aprea, C., Mastrullo, R. and Renno, C., “Determination of the compressor optimal working conditions”, *Applied Thermal Engineering*, 29: 1991-1997 (2008).
20. Orian, G., Jelinek, M. and Levy, A., “Spray formation of binary organic solution for an absorption refrigeration system”, *Applied Thermal Engineering*, 26 (8-9): 872-880 (2008).
21. Williamson. N., Armfield, S. and Behnia, M., “Numerical simulation of flow in a natural draft wet cooling tower – The effect of radial thermofluid fields”, *Applied Thermal Engineering*, 28: 178-189 (2008).
22. Zohar, A., Jelinek M., Levy A. and Borde I., “The influence of the generator and bubble pump configuration on the performance of diffusion absorption refrigeration (DAR) system”, *International Journal of Refrigeration*, 31(6): 962-969 (2008).
23. Ben Jemaa, R., Ben Issa, N., Ben Issa, S. and Bellagi, A., “Exergy analysis of a diffusion absorption refrigeration system”, *International Journal of exergy*, 5 (5-6): 626-637 (2008).

24. Cuevas, C. and Lebrun, J., "Testing and modelling of a variable speed scroll compressor", *Applied Thermal Engineering*, 29: 469-478 (2009).
25. Özkaya, M. G., Variyenli, H. İ. ve Gedik, B., "Ev tipi soğutucularda farklı soğutucu akışkanların performanslarının deneysel olarak incelenmesi", *Tubav Bilim Dergisi*, 2 (1): 5-13 (2009).
26. Yılmaz, B., "Binalarda enerji verimliliği ve sürdürülebilirlik", Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2009).
27. Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A. and Borde, I., "Performance of diffusion absorption refrigeration cycle with organic working fluids", *International Journal of Refrigeration*, 32 (6): 1241-1246 (2009).
28. Karaöz, A. T., "CO₂ -R404A kaskad sistem tasarımı, imalatı ve testi". Yüksek Lisans Tezi, *T.C. Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü*, Gebze (2010).
29. Özbaş, E., "Yayınımli soğurmalı soğutma sistemi tasarımı, imali, deneysel ve teorik analizi ile performans iyileştirilmesi", Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara (2010).
30. Kılıç, A., "Binalarda enerji verimliliği: UBE binası örneği", Yüksek Lisans Tezi, *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir (2012)
31. Çetinkaya, S., "Termodinamik", *Nobel Yayın Dağıtım*, Ankara, 64-79 (1999).
32. Dağsöz, A. K., "Soğutma Tekniği, Isı Pompaları, Isı Boruları", *Meta Basın Yayın Dağıtım*, İstanbul, 95-108 (1990).
33. Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moron, M., "Thermal Design and Optimization", *Wiley C.O*, New York, 57-72 (1996).
34. Kakaç, S., "Isı Transferi", *Güven Kitapevi*, Ankara, 70-76 (1972).
35. Althouse, A. D., Turnquist, C. H. and Bracciono, A. F., "Modern Refrigeration and Air Conditioning", *The Goodheart-Willcox Company*, Illinois, USA, 82-89 (1992).
36. Özkol, N., "Soğutma Tekniği", *Makine Mühendisleri Odası*, Ankara, 86-97 (1999).
37. Trott, A. R., "Refrigeration and Air Conditioning", *Buuterworths*, London, 60-72 (1989).
38. TS-7452., "Ticari tip buz dolapların teknik özellikleri", *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara, Türkiye (1989).

39. TS-EN-1861., “Soğutma sistemleri ve ısı pompaları”, **Türk Standartları Enstitüsü**, Ankara, Türkiye (1999).
40. Genceli, O. F., “Ölçme Tekniği”, **Birsen Yayınevi**, İstanbul, Türkiye 48-69 (1995).

EK AÇIKLAMALAR A.

DENEY SETİNDE ALINAN ÖLÇÜMLERİN SONUÇLARI

Çizelge Ek A.1. Tabii dolaşımli yüksüz deney seti zaman ve sıcaklık dataları.

Zaman T (dk.)	T1 °C	T2 °C	T3 °C
0	16	16	16
30	14	15	15
60	14	13	13
90	13	12	12
120	12	12	11
150	11	10	10
180	9	9	9
210	8	9	9
240	7	7	7
270	6	6	7
300	6	6	6
330	5	6	5
360	5	5	5
390	5	5	5
420	5	5	5
450	4	4	4
480	3	4	4
510	3	3	3
540	3	3	3
570	3	3	3
600	3	3	3
630	3	3	3
660	3	3	3
690	3	3	3
720	3	3	3

Çizelge Ek A.2. Cebri dolaşımli yüksüz deney seti zaman ve sıcaklık dataları.

Zaman T (dk.)	T1 °C	T2 °C	T3 °C
0	19	19	19
30	17	17	18
60	17	17	17
90	16	16	17
120	16	16	16
150	15	15	15
180	14	14	15
210	14	14	14
240	13	13	13
270	12	12	13
300	11	11	11
330	10	10	10
360	9	9	10
390	8	9	9
420	7	7	7
450	6	6	6
480	6	6	6
510	5	5	5
540	4	4	4
570	3	4	4
600	2	3	3
630	2	2	2
660	2	2	2
690	1	2	2
720	1	1	2

Çizelge Ek A.3. Tabii dolaşımli 60 W yüklü deney seti zaman ve sıcaklık dataları.

Zaman T (dk.)	T1 °C	T2 °C	T3 °C
0	15	15	15
30	14	15	14
60	13	13	12
90	12	12	12
120	12	12	11
150	11	11	11
180	11	11	10
210	10	10	10
240	9	9	9
270	8	8	8
300	8	8	7
330	8	7	7
360	7	7	7
390	7	6	6
420	6	6	6
450	6	5	5
480	5	5	5
510	5	5	5
540	5	5	4
570	5	4	4
600	4	4	4
630	4	4	4
660	4	4	4
690	4	4	3
720	4	4	3

Çizelge Ek A.4. Cebri dolaşımli 60 W yüklü deney seti zaman ve sıcaklık dataları.

Zaman T (dk.)	T1 °C	T2 °C	T3 °C
0	17	17	17
30	16	16	16
60	16	15	15
90	15	15	15
120	14	14	14
150	13	13	13
180	13	12	12
210	12	12	12
240	11	11	11
270	10	10	10
300	10	9	9
330	9	9	9
360	9	9	8
390	9	8	8
420	8	8	8
450	8	8	8
480	7	7	7
510	6	7	6
540	6	6	6
570	5	5	5
600	4	4	4
630	3	4	3
660	3	3	3
690	2	3	2
720	2	2	2

Çizelge Ek A.5. Tabii dolaşımli 75 W yüklü deney seti zaman ve sıcaklık dataları.

Zaman T (dk.)	T1 °C	T2 °C	T3 °C
0	17	17	17
30	13	14	14
60	12	13	13
90	11	11	12
120	9	9	11
150	9	9	9
180	8	8	8
210	7	7	7
240	6	6	7
270	6	6	6
300	5	6	6
330	5	5	5
360	5	5	5
390	5	5	5
420	5	5	5
450	5	5	5
480	5	5	4
510	5	5	4
540	4	5	4
570	4	5	4
600	4	5	4
630	4	5	4
660	4	4	4
690	4	4	4
720	4	4	4

Çizelge Ek A.6. Cebri dolaşımli 75 W yüklü deney seti zaman ve sıcaklık dataları.

Zaman T (dk.)	T1 °C	T2 °C	T3 °C
0	17	17	17
30	15	16	15
60	14	15	14
90	14	14	14
120	13	14	13
150	13	13	13
180	12	12	12
210	11	12	11
240	11	11	11
270	10	10	10
300	9	10	9
330	9	9	9
360	8	8	8
390	7	8	7
420	7	7	7
450	6	7	6
480	6	6	6
510	5	5	5
540	4	4	4
570	3	4	4
600	3	3	3
630	3	3	3
660	2	3	2
690	2	2	2
720	2	2	2

Çizelge Ek A.7. Tabii dolaşımli 100 W yüklü deney seti zaman ve sıcaklık dataları.

Zaman T (dk.)	T1 °C	T2 °C	T3 °C
0	15	15	15
30	14	14	14
60	13	13	12
90	12	12	12
120	12	11	11
150	11	10	10
180	10	9	9
210	9	9	9
240	8	8	8
270	7	7	7
300	7	7	6
330	7	6	6
360	6	6	6
390	6	6	5
420	6	5	5
450	5	5	5
480	5	5	5
510	5	5	5
540	5	5	4
570	5	5	4
600	4	5	4
630	4	5	4
660	4	5	4
690	4	5	4
720	4	5	4

Çizelge Ek A.8. Cebri dolaşımli 100 W yüklü deney seti zaman ve sıcaklık dataları.

Zaman T (dk.)	T1 °C	T2 °C	T3 °C
0	15	15	15
30	13	14	13
60	13	13	13
90	12	12	12
120	12	12	12
150	11	11	11
180	10	10	10
210	10	10	10
240	9	9	9
270	9	9	8
300	8	9	8
330	8	8	8
360	7	7	7
390	6	7	6
420	6	6	6
450	5	5	5
480	4	5	4
510	4	4	4
540	4	4	3
570	3	4	3
600	3	4	3
630	3	4	3
660	3	4	3
690	3	4	3
720	3	4	3

ÖZGEÇMİŞ

Soner İlhan ULAŞ 1988 yılında Adana’da doğdu; ilk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı. Adana Teknik ve Endüstri Meslek Lisesi Elektronik Bölümü’nden mezun oldu. 2005 yılında Çukurova Üniversitesi Adana Meslek Yüksek Okulu Endüstriyel Elektronik Bölümü’nde öğrenime başlayıp 2007 yılında iyi derece ile mezun oldu. 2008 yılında Karabük Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Tesisat Öğretmenliği Anabilim Dalında öğrenime başlayıp 2012 yılında iyi derece ile mezun oldu. 2012 yılında Karabük Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans eğitimine halen devam etmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Haseki Sultan Mah. Topçu Emin Bey Sokak
No: 4 D: 7
Fatih / İSTANBUL

Tel : (506) 797 45 62

E-posta : soner.ilhan@gmail.com