

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**JEOTERMAL DESTEKLİ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA
SİSTEMİ İLE BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA
SİSTEMİNİN KARŞILAŞTIRILMASI VE ÖRNEK
UYGULAMA**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

NAZMİ YILMAZ

BALIKESİR, HAZİRAN - 2019

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**JEOTERMAL DESTEKLİ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA
SİSTEMİ İLE BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA
SİSTEMİNİN KARŞILAŞTIRILMASI VE ÖRNEK
UYGULAMA**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

NAZMİ YILMAZ

Jüri Üyeleri : Dr. Öğr. Üyesi GÜLŞEN YAMAN (Tez Danışmanı)

Doç. Dr. Nadir İLTEN

Dr. Öğr. Üyesi Asiye ASLAN ÇAM

BALIKESİR, HAZİRAN - 2019

KABUL VE ONAY SAYFASI

Nazmi YILMAZ tarafından hazırlanan “JEOTERMAL DESTEKLİ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ İLE BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİNİN KARŞILAŞTIRILMASI VE ÖRNEK UYGULAMA” adlı tez çalışmasının savunma sınavı 14.06.2019 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği ile Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Danışman
Dr. Öğr. Üyesi GÜLŞEN YAMAN

Üye
Doç. Dr. Nadir İLTEN

Üye
Dr. Öğr. Üyesi Asiye ASLAN ÇAM

.....
.....
.....

Jüri üyeleri tarafından kabul edilmiş olan bu tez Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca onanmıştır.

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Prof. Dr. Necati ÖZDEMİR

.....

KABUL VE ONAY SAYFASI

Nazmi YILMAZ tarafından hazırlanan “**JEOTERMAL DESTEKLİ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ İLE BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİNİN KARŞILAŞTIRILMASI VE ÖRNEK UYGULAMA**” adlı tez çalışmasının savunma sınavı 14.06.2019 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği ile Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi GÜLŞEN YAMAN

.....

Üye

Doç. Dr. Nadir İLTEN

.....

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Asiye ASLAN ÇAM

.....

Jüri üyeleri tarafından kabul edilmiş olan bu tez Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca onanmıştır.

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Prof. Dr. Necati ÖZDEMİR

.....

ÖZET

**JEOTERMAL DESTEKLİ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ İLE
BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİNİN
KARŞILAŞTIRILMASI VE ÖRNEK UYGULAMA
YÜKSEK LİSANS TEZİ
NAZMİ YILMAZ
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
(TEZ DANIŞMANI: DR. ÖĞR. ÜYESİ GÜLŞEN YAMAN)
BALIKESİR, HAZİRAN - 2019**

Fosil bazlı enerji kaynaklarının gün geçtikçe azalması ve artan çevre bilincine paralel olarak; enerji tüketimlerinin ve maliyetlerinin azaltılması, enerjinin verimli kullanılması, yeni ve sürdürülebilir enerji kaynaklarının kullanılması gibi konular günümüzde oldukça önemli bir hal almıştır. Pek çok sistemde olduğu gibi; soğutma ve iklimlendirme proseslerinde de temel enerji kaynağı elektriktir. Çoğunlukla elektrik enerjisini mekanik işe çeviren buhar sıkıştırma soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Yüksek verimlilik performanslarına karşın; bu sistemlerde kullanılan elektrik enerjisi, genellikle fosil bazlı kaynaklardan sağlanırken kullanılan soğutucu akışkanlar da fosil yakıtlar gibi küresel ısınma ve iklim değişikliği sürecinde önemli bir etkiye sahiptir.

Kampüs, hastane kışla vb. büyük yerleşim alanlarında, soğutma sistem tercihleri önemli bir enerji tüketim potansiyeline sahiptir. Son yıllarda absorpsiyon teknolojisindeki gelişmeler, bu tür yapılar için absorpsiyonlu soğutma sistemlerini önemli bir alternatif tercih nedeni olarak göstermektedir. Ayrıca bu tür sistemlerin atık ısı, güneş enerjisi ve jeotermal enerji gibi yenilenebilir sistemler ile birlikte kullanılabilmesi, temiz enerji uygulamaları yönüyle önemli bir avantaj sağlamaktadır.

Bu çalışmada öncelikle jeotermal enerji potansiyeli dikkate alınarak, jeotermal enerji kaynaklı LiBr-H₂O çifti ile çalışan bir absorpsiyonlu soğutma sistemi ele alınmıştır. Örnek bina olarak halihazırda mekanik soğutma çevrimi ile soğutulan Balıkesir Bigadiç Devlet Hastanesi soğutma talebi referans alınmıştır. Bu verilere göre absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve performans analizleri yapılmıştır. Daha sonra referans yapı için absorpsiyonlu sistemin ve mekanik sıkıştırma sistemin ilk yatırım maliyetleri ile her iki sistemin yıllık enerji tüketim ve işletme maliyetleri hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Yapılan analizlerde 85 °C jeotermal su sıcaklığı için COP 0,7626 olarak bulunmuştur. Ayrıca, mevcut sistemin yerine absorpsiyonlu sistemin kurulması durumunda geri ödeme süresinin yaklaşık 15 yıl olduğu, her iki sistemin de ilk defa kurulması durumunda ise; geri ödeme süresinin 6 yıl 9 ay olduğu ve sera gazı emisyonlarında yılda 348,6 ton azaltma sağlanabileceği görülmüştür. Çalışmanın sonunda bu tür sistem tercihlerine ilişkin uygulamaya yönelik değerlendirmeler yapılmıştır.

ANAHTAR KELİMELEER: Absorpsiyonlu soğutma, jeotermal enerji, ekonomik analiz.

ABSTRACT

**COMPARISON OF GEOTHERMAL SUPPORTED ABSORPTION
COOLING SYSTEM AND VAPOR COMPRESSION COOLING SYSTEM
A CASE STUDY
MSC THESIS
NAZMI YILMAZ
BALIKESIR UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE
MECHANICAL ENGINEERING
(SUPERVISOR: ASSIST. PROF. DR. GÜLŞEN YAMAN)
BALIKESIR, JUNE 2019**

Recently, due to the decrease in fossil-based energy resources and increasing environmental consciousness; issues such as reducing energy consumption and costs, efficient use of energy, and the use of new and sustainable energy sources have become important. As in many systems; The main source of energy in cooling and air-conditioning processes is electricity. Cooling systems with vapor compression which mostly convert electrical energy to mechanical energy are used. Despite their high efficiency performances; While the electrical energy used in these systems is generally supplied from fossil-based sources, the refrigerants used have a significant impact on processes of global warming and climate change such as fossil fuels.

Cooling system preferences have significant energy consumption potential in campus, hospital, etc. In large residential areas. In recent years, developments in absorption technology have shown absorption cooling systems for such structures as an important alternative preference. Moreover, the use of renewable systems such as waste heat, solar energy and geothermal energy in combination with these systems provides a significant advantage in terms of clean energy applications.

In this study, considering the geothermal energy potential, working with geothermal energy source and pair of LiBr-H₂O, an absorption cooling system is discussed. As an example building, the cooling demand of Balıkesir Bigadiç State Hospital, which was already cooled by mechanical refrigeration cycle, was taken as reference. According to these data, energy and performance analyzes of the absorption cooling system were performed. Then the initial investment costs of the absorption system and mechanical compression system for the reference structure and the annual energy consumption and operating costs of both systems were calculated and compared. In the analyzes, COP for the geothermal water temperature of 85 ° C was found to be 0,7626. In addition, if the system is replaced with an absorption system instead of the current system, the repayment period is approximately 15 years, if both systems are installed for the first time; It is observed that the repayment period is 6 years and 9 months, and greenhouse gas emissions can reduce by 348,6 tons per year. At the end of the study, evaluations for such system preferences were made.

KEYWORDS: Absorption cooling, geothermal energy, economic analysis.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİL LİSTESİ	v
TABLO LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	vii
ÖNSÖZ	viii
1. GİRİŞ	1
1.1 Jeotermal Enerji.....	3
1.1.1 Jeotermal Enerji ile İlgili Genel Bilgi.....	3
1.1.2 Türkiye’de Jeotermal Enerji	5
1.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri	6
1.2.1 Tek Kademeli Basit Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi	7
1.2.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılan Akışkan Çiftleri	9
1.2.2.1 Su-Amonyak Karışımının Avantaj ve Dezavantajları.....	11
1.2.2.2 Libr – Su Karışımının Avantaj ve Dezavantajları.....	12
1.2.2.3 Akışkan Çiftlerinin Seçiminde Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar.....	12
2. LİTERATÜR TARAMASI	15
3. BİGADIÇ DEVLET HASTANESİNİN MEVCUT DURUMU	35
3.1 Bigadiç Devlet Hastanesi'nin Mevcut Soğutma Sistemi	36
3.2 Soğutma İçin Kullanılan Aylık Elektrik Tüketiminin Belirlenmesi	37
3.3 Mevcut Soğutma Sisteminin Kurulum ve Yıllık İşletme Maliyeti.....	42
3.3.1 Mevcut Soğutma Sisteminin Kurulum Maliyeti.....	43
3.3.2 Mevcut Soğutma Sisteminin Yıllık İşletme Maliyeti	43
3.4 Mevcut Soğutma Sisteminin Sera gazı Emisyon Değerleri	44
4. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ VE MALİYET HESAPLARI	45
4.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi ve Absorbsiyonlu Soğutma Makinesi Seçimi	45
4.2 Tek Kademeli Lityum Bromür-Su Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi.....	46
4.3 Tek Kademeli Lityum Bromür-Su Eriyikli Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Özellikleri.....	47
4.4 Tek Kademeli Su/Lityum Bromür Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Enerji Analizi	52
4.4.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Birinci Kanun Analizi	52
4.4.2 Tek Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Jeneratörüne Beslenmesi Gereken Buhar Debisinin Hesabı	56
4.4.3 Soğutma Tesir Katsayısı	59
4.5 Tasarlanan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemine Enerji Analizinin Uygulanması.....	60
4.6 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Kurulum ve Yıllık İşletme Maliyeti	62
4.6.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Kurulum Maliyeti.....	62

4.6.2	Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Yıllık İşletme Maliyeti.....	63
4.7	Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Sera gazı Emisyon Değerleri.....	65
5.	BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER	66
5.1	Mevcut Sistem Yerine Absorbsiyonlu Sistem Tesisi Halinde Geri Ödeme Süresi	66
5.2	Soğutma Sistemlerinin İlk Defa Kurulması Halinde Geri Ödeme Süresi	67
5.3	Sera Gazı Emisyon Değerlerinin Karşılaştırılması.....	68
5.4	Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleriyle Mekanik Buhar Sıkıştırma Sistemlerinin Karşılaştırılması	69
6.	SONUÇ VE ÖNERİLER	71
7.	KAYNAKLAR.....	74
8.	EKLER.....	85

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Hastanelerde elektrik tüketim dağılımı [8].....	2
Şekil 1.2: Jeotermal sistemin şematik gösterimi [10].....	3
Şekil 1.3: Basit absorpsiyonlu soğutma çevrimi [20], [21] ve [22]'den uyarlanmıştır.....	7
Şekil 3.1: Hastanedeki mevcut chillerlerin özellikleri.....	37
Şekil 3.2: Bigadiç Devlet Hastanesinin aylık ortalama elektrik tüketimi.....	38
Şekil 3.3: Soğutma için kullanılan aylık elektrik enerjisi miktarları.	41
Şekil 4.1: Evaporatör sıcaklığına göre COP'un değişimi (T_g , $T_c=sbt$) [27].	48
Şekil 4.2: Kondenser sıcaklığına göre COP'un değişimi (T_g , $T_c=sbt$) [27].....	48
Şekil 4.3: LiBr-H ₂ O eriyiğinin sıcaklık-basınç konsantrasyon diyagramı.	50
Şekil 4.4: Su/lityum bromür çözeltisi için entalpi-konsantrasyon diyagramı...	51
Şekil 4.5: Tek kademeli ASS ait evaporatör diyagramı.	53
Şekil 4.6: Tek kademeli ASS ait absorber diyagramı.....	54
Şekil 4.7: Tek kademeli ASS sistemine ait jeneratör diyagramı.	55
Şekil 4.8: Tek kademeli ASS ait kondenser diyagramı.	56
Şekil 4.9: Tek kademeli ASS ait eriyik ısı değiştiricisi diyagramı.....	57
Şekil 4.10: Tek kademeli ASS ait genişleme valfi ve pompa diyagramı.	58
Şekil 4.11: Tek kademeli ASS ait soğutkan genişleme valfi diyagramı.....	59
Şekil 4.12: Tasarlanan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminin çalışma değerleri.....	62

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 1.1: Jeotermal akışkanın sıcaklıklarına göre kullanım alanları (Lindal diyagramı) [13].....	4
Tablo 1.2: Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan çiftleri. .	10
Tablo 3.1: Bigadiç Hisarköy kuyuları sondaj çalışmaları ve sonuçları [82]....	35
Tablo 3.2: Hastanenin aylık ortalama elektrik tüketimi.	37
Tablo 3.3: Soğutma için kullanılan aylık elektrik enerjisi miktarları.	41
Tablo 3.4: Konvansiyonel sistemin toplam ilk yatırım maliyeti.	43
Tablo 3.5: Mevcut konvansiyonel sistemin toplam yıllık işletme gideri.	44
Tablo 4.1: Seçilen absorbsiyonlu soğutma cihazının özellikleri.	46
Tablo 4.2: 1570 kW'lık bir ısı kaynağı için LiBr–Su absorbsiyonlu soğutma sisteminin çalışma parametreleri.	61
Tablo 4.3: Modelleme sonucu elde edilen LiBr–Su absorbsiyonlu soğutma sisteminin karakteristik özellikleri	61
Tablo 4.4: Absorbsiyonlu soğutma sisteminin toplam ilk yatırım maliyeti.	63
Tablo 4.5: Absorbsiyonlu soğutma sisteminin toplam yıllık işletme gideri. ...	65
Tablo 5.1: Mevcut soğutma sistemi yerine absorpsiyonlu soğutma sistemi yapılması durumunda kurulum ve işletme maliyeti.	67
Tablo 5.2: Soğutma sistemlerinin ilk defa kurulması durumunda kurulum ve işletme maliyeti.	68
Tablo 5.3: Soğutma sistemlerinin yıllık sera gazı emisyon değerleri.	69

SEMBOL LİSTESİ

ASS	: Absorbsiyonlu soğutma sistemi
COP	: Performans katsayısı
COP_{C_{sog}}	: Soğutma için Carnot performans katsayısı
NH₃	: Amonyak
H₂O	: Su
LiBr	: Lityum bromür
GAX	: Jeneratör-absorber ısı değıştirici
CO₂	: Karbondioksit
YSA	: Yapay sinir ağları
EES	: Engineering Equation Solver
EID	: Eriyik ısı değıştiricisi
ε	: Eşanjör etkinlik katsayısı
f	: Akış oranı
TEP	: Ton eşdeğer petrol
YEGM	: Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü
ORC	: Organik rankine çevrimi
LPG	: Liquified petroleum gas
T	: Sıcaklık
P	: Basınç
H	: Entalpi
X	: LiBr konsantrasyonu
J	: Jeneratör
K	: Kondenser
E	: Evaporatör
A	: Absorber
ξ_z	: Zengin eriyik konsantrasyonu
ξ_F	: Fengin eriyik konsantrasyonu
ss	: Soğutma suyu
js	: Jeotermal su

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim ve tez çalışmalarım sırasında bilgi ve tecrübeleriyle bana her türlü yardım ve desteği sağlayan; danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Gülşen YAMAN ve değerli hocalarım Doç. Dr. Enver YALÇIN ile Doç. Dr. M. Ziya SÖĞÜT'e teşekkürlerimi sunarım.

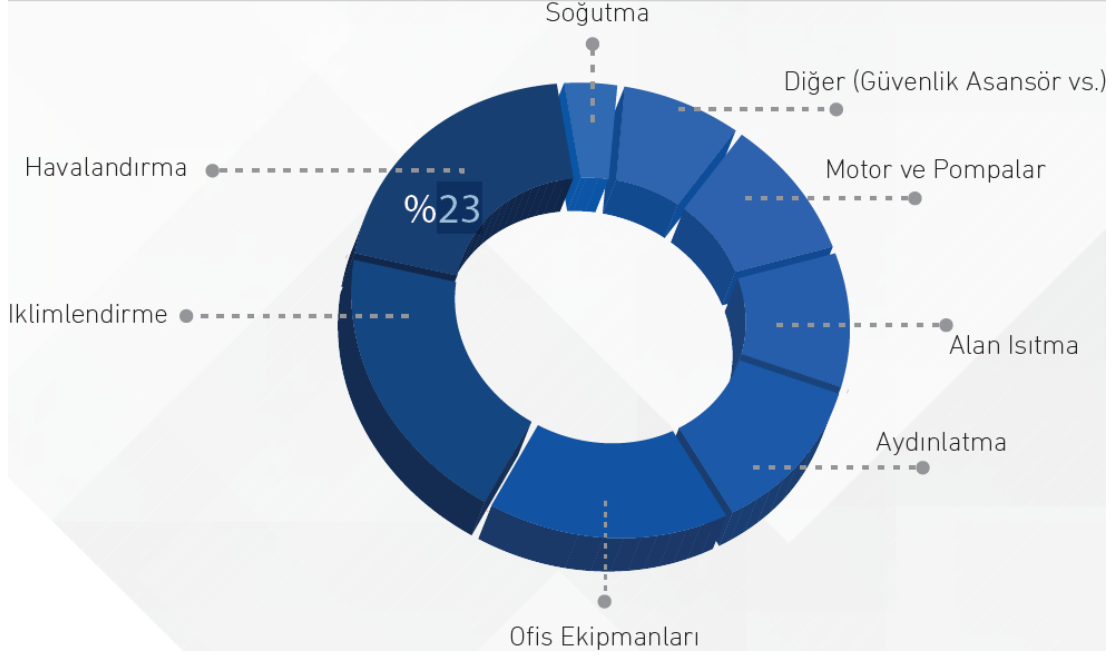
Yardımlarından dolayı Mekanik Proje firması yetkilisi Hamit MUTLU Bey'e ayrıca teşekkür ederim.

Yine desteklerinden dolayı iş arkadaşım Cemil SOBACI'ya ve sürekli yanımda olan aileme, eşime ve kızıma teşekkürü bir borç bilirim.

1. GİRİŞ

Ülkemizin 2017 yılı net elektrik tüketimi 249 GWh'dir [1]. Yerli kaynaklar ile bu tüketimin ancak çok az bir kısmı karşılanabilmektedir. 2015 yılında Türkiye, enerji tüketiminde kömürün %64'ünü, petrolün %95'ini, doğalgazın ise %99'unu ithal etmiştir [2]. Birincil enerji arzında ithal enerji kaynaklarının oranı 2016 yılında %80,59 olarak gerçekleşen ülkemiz, enerjide dışa bağımlılığı yüksek olan ülkeler arasında yer almaktadır [3]. Türkiye'nin 249 GWh'lik 2017 yılı toplam elektrik tüketiminin %4,1'lik kısmını kamu kurumlarının tüketimi oluşturmaktadır [1]. T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığının yayınladığı; Kamu Ticari ve Hizmet Binaları Enerji Tüketim İstatistikleri (2013-2015) incelendiğinde, kamu kurumlarının toplam enerji tüketimleri 657.567 TEP'dir. 353.594 TEP ile toplam enerjinin %54'ünü elektrik enerjisi tüketimi oluşturmaktadır. En yüksek tüketim değerlerine kamu-özel sağlık kurumları sahiptir [4]. Ülkemizin 2016 yılı sera gazı emisyonları 496 milyon ton CO₂ eşdeğeridir [5]. Bunun 361 milyon tonu enerji kullanımından kaynaklanmaktadır [6].

Kamu kurumları gerek elektrik tüketiminde gerekse yakıt tüketiminde ciddi oranda tasarruf potansiyeline sahiptir. "Enerji Kaynaklarının ve Enerjinin Kullanımında Verimliliğin Artırılmasına Dair Yönetmelik" uyarınca Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü (YEGM) tarafından kamu kesimine ait enerji yöneticisi görevlendirmekle yükümlü bulunan binalarda enerji verimliliğinin artırılmasına yönelik tedbirleri ve bunların fayda ve maliyetlerini belirlemek üzere etütler yapılmaktadır [7]. Bu kapsamda; 2018 yılında yayınlanan Kamu Binalarında Enerji Verimliliği Etüdü Uygulama İzleme Raporu – I'de, 25 adet hastane binası incelenmiştir. Yapılan inceleme göre; hastanelerde tüketilen elektrik enerjisinin büyük bir kısmı havalandırma, iklimlendirme ve soğutma için harcanmaktadır. Şekil 1.1'de hastanelerde elektrik tüketiminin dağılımı verilmiştir. Bunun yanında hastaneler %15 tasarruf potansiyeline sahiptir ve bu amaçla yapılması planlanan projelerin geri ödeme süresi yaklaşık 2 yıldır [8].



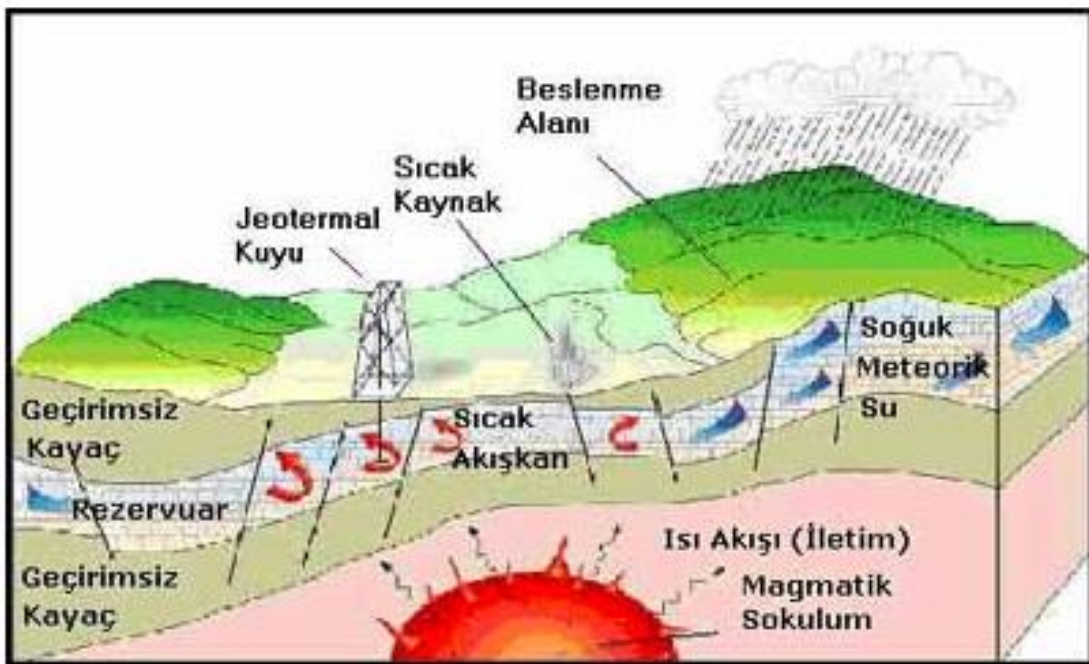
Şekil 1.1: Hastanelerde elektrik tüketim dağılımı [8].

Ülkemizde; enerji tüketiminin ve buna bağlı sera gazı emisyonlarının azaltılması, yerli, yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması konusunda çalışmalar yapılması gerekmektedir. Bu amaçla “Ulusal Enerji Verimliliği Eylem Planı 2017-2023” hazırlanmış ve çeşitli hedefler ortaya konmuştur. Ana hedef 2023 yılında Türkiye’nin birincil enerji tüketiminin % 14 oranında azaltılmasıdır. Buna yönelik olarak kamu kurumlarında; “Kamu Binaları İçin Enerji Tasarrufu Hedefi Tanımlanması, Mevcut Kamu Binalarında Enerji Performansının İyileştirilmesi” hedefleri belirlenmiştir [9]. Bu hedeflere ulaşmak için kamu-özel sektörde çok farklı çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalar arasında; soğutma-iklimlendirme için çok fazla enerjinin harcandığı mekanik buhar sıkıştırırmalı sistemler yerine, daha az elektrik enerjisi gerektiren ve yerel, yenilenebilir, temiz bir kaynak olan jeotermal enerji ile çalışabilen absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kullanımı oldukça önemli bir yere sahiptir.

1.1 Jeotermal Enerji

1.1.1 Jeotermal Enerji ile İlgili Genel Bilgi

Jeotermal enerji yerkürenin iç ısıdır. Jeotermal enerji, yer kabuğu içinde depolanmış olan ısıdır. Bu ısı, merkezdeki sıcak bölgeden yani çekirdekten yeryüzüne doğru sürekli bir ısı enerjisi yayar. Jeotermal sistem Şekil 1.2’de gösterilmiştir [10].



Şekil 1.2: Jeotermal sistemin şematik gösterimi [10].

Jeotermal kaynaklar; yüksek, orta ve düşük entalpili kaynaklar olmak üzere üç kategoride toplanır. 150 °C’den büyük sıcaklıktaki kaynaklar yüksek entalpili kaynaklardır ve geleneksel sistemler ile elektrik üretimine imkan sağlar. 85 °C - 150 °C orta entalpili kaynaklar, 85 °C’nin altındaki sıcaklıktaki kaynaklar ise düşük entalpili kaynaklar olarak sınıflandırılır. Düşük entalpili kaynaklar direkt kullanımına olanak sağlarken orta entalpili kaynaklar ikincil bir akışkanın kullanıldığı Organik Rankine Çevrimi (ORC) ile elektrik üretimine de imkan vermektedir [11].

Güneş enerjisi, rüzgar enerjisi vb. yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılabilirliği ve sürekliliği çevre koşulları gibi etkenler nedeniyle kesintiye

uğrayabilmektedir. Ancak jeotermal enerji çevre koşullarından diğer yenilenebilir enerji kaynakları kadar etkilenmezler. Bu nedenle yenilenebilir enerji kaynakları arasında jeotermal enerji en kararlı olanıdır ve dolayısıyla yüksek bir kullanım imkanı sunar. Jeotermal enerji güvenli bir enerji kaynağıdır, uygun şartlarda ve sistemlerde herhangi bir depolama veya nakil işlemi gerektirmez. Yerel bir enerji kaynağı olması nedeniyle ithal edilen enerji miktarını ve fosil yakıtların sebep olduğu hava kirliliğini azaltır [12].

Yüzme havuzlarının ısıtılması, banyo, termal turizm ve tedavi, bölgesel ısıtmayı da içeren hacim ısıtması ve soğutması, tarımsal uygulamalar (sera ısıtması), su ürünleri uygulamaları, endüstriyel prosesler ve ısı pompaları uygulamaları vb. jeotermal enerjinin elektrik enerjisi gibi başka bir enerji türüne dönüştürülmesine gerek kalmadan faydalanılabildiği uygulamalar direk kullanım olarak karşımıza çıkmaktadır. Tablo 1.1’de verilen Lindal diyagramında sıcaklıklara göre jeotermal enerjinin kullanım alanları görülmektedir. 70 °C ve üstündeki sıcaklıklar absorpsiyonlu soğutma yapmak amacıyla kullanılabilir [13].

Tablo 1.1: Jeotermal akışkanın sıcaklıklarına göre kullanım alanları (Lindal diyagramı) [13].

°C	Jeotermal Akışkanın Kullanım Alanları
180	Yüksek konsantrasyon solüsyonunun buharlaşması, amonyum absorpsiyonu ile soğutma
170	Hidrojen sülfid yolu ile ağır su eldesi, diatomitlerin kurutulması
160	Kereste kurutulması, balık vb. yiyeceklerin kurutulması
150	Bayer’s yöntemiyle alüminyum eldesi
140	Çiftlik ürünlerinin çabuk kurutulması (konservecilikte)
130	Şeker endüstrisi, tuz eldesi
120	Temiz su eldesi, tuzluluk oranının artırılması
110	Çimento kurutulması
100	Organik maddeleri kurutma, (yosun, et, sebze vb.) yün yıkama ve kurutma
90	Balık kurutma
80	Ev ve sera ısıtma
70	Soğutma (alt sıcaklık sınırı)
60	Kümes ve ahır ısıtma
50	Mantar yetiştirme, balneolojik banyolar
40	Toprak ısıtma
30	Yüzme havuzları, fermantasyon, damıtma, sağlık tesisleri
20	Balık çiftlikleri,

Jeotermal sahaların işletilmesinde, üretim ve reenjeksiyonun birlikte düşünülmesi, planlanması, tasarlanması ve uygulanması gerekmektedir. Tekrarbasma (reenjeksiyon) uygulaması, jeotermal sahaların uygun ve sürdürülebilir işletilmesinin olmazsa olmaz koşullarından birisidir. Ülkemizdeki jeotermal saha işletiminde genelde ihmal edilen tekrarbasma uygulamasının bir çok yararı bulunmaktadır. Reenjeksiyon işlemi ile; kullanılmayan sıcak suyun çevreyi kirletmesi önlenir, rezervuarın su dengesi ve basıncının korunması sağlanır, rezervuarın üretim dönemi uzar, rezervuar hacmindeki azalmanın sonucunda oluşan yeryüzü çökmeleri azaltılır. Reenjeksiyon işlemi jeotermal sahaların sürdürülebilir işletilmesi için zorunlu, doğanın korunması için gerekli, rezervuardan daha fazla enerji üretimini sağladığı için ekonomik özellikli bir işlemdir [14].

1.1.2 Türkiye’de Jeotermal Enerji

Ülkemiz jeolojik ve coğrafik konumu itibarı ile aktif bir tektonik kuşak üzerinde yer aldığı için jeotermal açıdan dünya ülkeleri arasında zengin bir konumdadır. Ülkemizin jeotermal potansiyeli oldukça yüksek olup potansiyel oluşturan alanların %78’i Batı Anadolu’da, %9’u İç Anadolu’da, %7’si Marmara Bölgesi’nde, %5’i Doğu Anadolu’da ve %1’i diğer bölgelerde yer almaktadır [15].

Ülkemizin teorik jeotermal ısı potansiyeli 31.500 MW, teorik jeotermal elektrik potansiyeli ise yaklaşık 2000 MW olarak kabul edilmektedir. Bu potansiyeli ile Türkiye Dünya’da 7. Avrupa’da ise 1. sıradadır. 2017 yılı sonu itibarı ile 1962 yılından bu yana yapılan jeotermal etüt ve sondaj çalışmaları sonunda 237 adet jeotermal saha keşfedilmiştir. 2005 yılından itibaren hızlanana arama faaliyetleri sonunda toplam 3100 MW olan jeotermal kaynak ısı kapasitesi 2017 yılı Aralık ayı sonu itibarı ile yaklaşık 5000 MW’e yükselmiştir. Jeotermal enerjiden elektrik üretimi, 2002 yılında 15 MW iken, 2017 yılı Aralık ayı sonu itibarı ile 1085 MW’ı aşmıştır. Ülkemizde jeotermal enerjiden; 19 yerleşim birimde merkezi konut ısıtmasında (114.567 konut eşdeğeri, 1072 MW), 23 sahada seracılıkta (3.931.839 m², 770 MW) ve 350 adet termal tesiste tedavi ve termal turizm amaçlı yararlanılmaktadır [16].

Jeotermal kaynaklarımızın %90'ı düşük ve orta sıcaklıkta olup doğrudan uygulamalarda (ısıtma, termal turizm, çeşitli endüstriyel uygulamalar vb.), %10' u ise yüksek sıcaklıkta olup dolaylı uygulamalarda (elektrik enerjisi üretimi, kojenerasyon vb.) kullanılmaktadır. Jeotermal enerjiden elektrik üretiminde Türkiye dünyada ilk 5 ülke arasında yer almaktadır [15]. Balıkesir, Türkiye'de jeotermal enerji potansiyeli en yüksek il sıralamasında 4. sıradadır. Bölge sınırları içerisinde 21-160 °C arasında değişen 90'a yakın sıcak su kaynağı bilinmekte olup bunların yarısına yakını 75 °C'nin üstünde bir sıcaklıktadır. Balıkesir-Pamukçu, Bigadiç-Hisarköy, Sındırgı-Hisaralan, Edremit-Derman, Güre, Manyas-Serpin, Kepekler, Gönen, Şamlı-Ilıca Boğazı, Susurluk-Yıldız Köy yörelerinde jeotermal enerji açısından çok önemli sıcak su kaynakları bulunmaktadır [17].

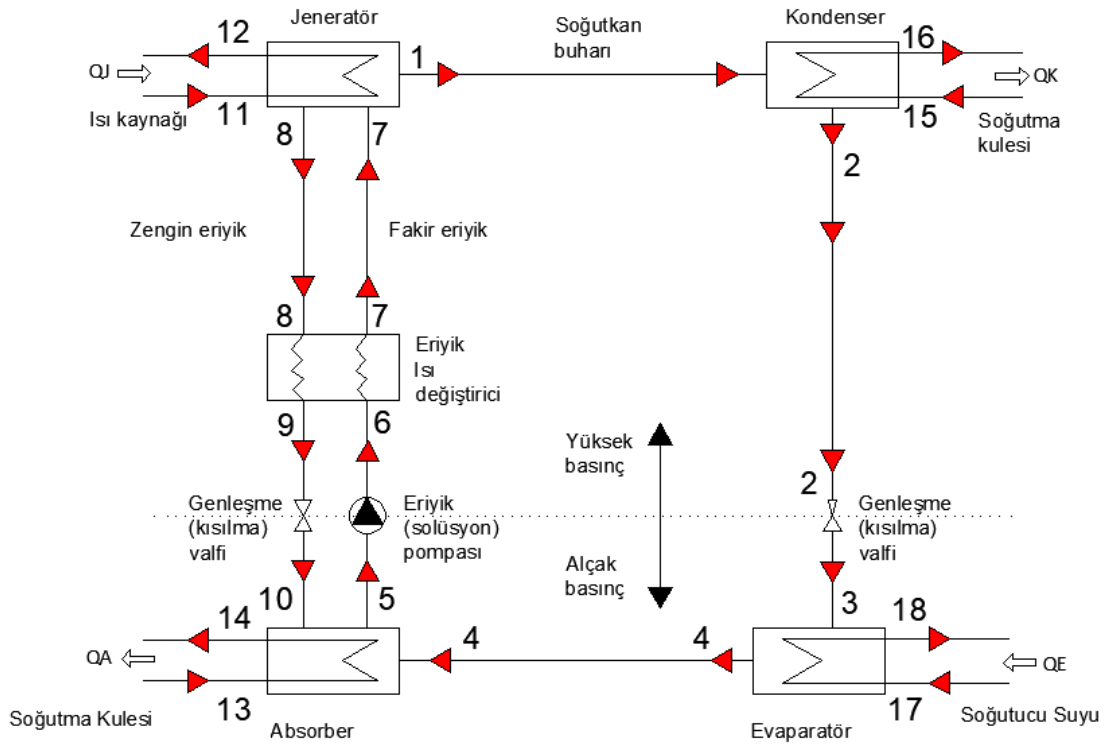
1.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri

Absorbsiyon olayı, bir maddenin başka bir maddenin içerisinde çözünmesi, bir maddenin başka bir maddeyi içine çekmesi ya da emmesi (soğurması) olarak açıklanabilir. Absorbsiyonlu (soğurmalı) soğutma sistemlerinde soğutucu olarak kullanılan akışkanın başka bir taşıyıcı akışkan içinde soğurulması söz konusudur. Amonyakın (NH_3) soğutucu akışkan, suyun (H_2O) taşıyıcı akışkan olarak kullanıldığı amonyak-su sistemi en yaygın kullanılan soğurmalı soğutma sistemidir. Suyun soğutucu akışkan olarak, lityum bromür veya lityum klorürün ise taşıyıcı akışkan olarak kullanıldığı sistemler de yaygın olarak kullanılan soğurmalı soğutma sistemleri arasında sayılabilir [18].

Absorbsiyonlu soğutma çevrimi gerçekleşen termodinamik işlemler bakımından mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine benzer. Soğutma ihtiyacı buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde olduğu gibi soğutucu akışkanın düşük basınçta ve düşük sıcaklıkta buharlaştırıcıda buharlaşmasıyla karşılanır. Buhar sıkıştırımlı çevrimdeki kompresörün, soğutucu akışkanın yoğunlaştırıcı kısmında basıncını arttırmak ve buharlaştırıcı kısmında basıncını düşürmek için yaptığı mekanik işlemi; absorbsiyonlu soğutma çevriminde, absorber, çözelti (solüsyon) pompası, jeneratörden oluşan termik kompresör yerine getirir [19]. Absorber-kaynatıcı arasında biri diğerini absorbe edebilen akışkanların; absorbsiyon ve

ayırma işlemleri sırasındaki, sıcaklık ve basınç değişimleri sonucu gerçekleşen fiziko-kimyasal işlemler soğutucu akışkanın basıncını yoğunlaştırıcıda yükselmesini buharlaştırıcıda ise düşmesini sağlar.

Basit bir absorpsiyonlu soğutma sistemi; buharlaştırıcı (evaporatör), kaynatıcı (jeneratör), yoğuşturucu (kondenser), absorber, ısı değiştirici, eriyik (solüsyon) pompası ve genişleme (kısılma) valflerinden oluşur [20]. Soğutucu akışkan absorpsiyonlu soğutma çevriminin her tarafında dolaşırken soğurucu akışkan ise sadece kaynatıcı, absorber ve ısı değiştirici arasında bir çevrim halinde dolaşır. Basit bir absorpsiyonlu soğutma çevrim şeması Şekil 1.3’ de verilmiştir.



Şekil 1.3: Basit absorpsiyonlu soğutma çevrimi [20], [21] ve [22]’den uyarlanmıştır.

1.2.1 Tek Kademeli Basit Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensipleri

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibi şöyledir: Buharlaştırıcıdan gelen saf haldeki soğutucu akışkan absorberde jeneratörden gelen zengin çözelti halindeki soğurucu akışkan tarafından absorbe edilir. Absorbe işlemi

sonunda soğurucu akışkanın karışımdaki oranı bakımından zayıf çözelti haline gelen solüsyon, eriyik pompası vasıtasıyla jeneratöre (kaynaticıya) gönderilir. Kaynaticıda dışarıdan verilen ısıyla (sıcak su, buhar, doğal gaz, jeotermal enerji vb.); soğurucu akışkana göre daha düşük sıcaklıkta buharlaşan, zayıf LiBr-Su çözeltisi içerisindeki soğutucu akışkan (su) tamamen buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynaticıdan yüksek basınçta kondensere (yoğuşturucuya) giren soğutucu akışkan (su) buharı; burada, dışarıya ısı vererek sıvı hale gelir (yoğuşur). Kondenserden tamamen yoğuşmuş olarak çıkan soğutucu akışkan (su) izafi olarak düşük basınçta çalışan evaporatöre girmeden önce bir kısma vanasından geçirilir. Buharlaştırıcıya kısılarak giren soğutucu akışkan (su) burada buharlaşmak için gerekli olan ısı enerjisini ortamdan çeker ve bu şekilde ihtiyaç duyulan soğutma işlemi gerçekleşir. Yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından yüksektir. Her iki basınç mutlak olarak atmosfer basıncının altındadır [23]. Basınç kayıpları göz ardı edildiğinde, kaynaticı yoğuşturucu basıncında, absorber ise buharlaştırıcı basıncındadır. Buharlaştırıcıdan kızgın veya doymuş halde çıkan soğutucu akışkan (su) buharı absorbere girer. Absorberde, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısma vanasından absorber basıncına düşürülen zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını yutar (absorbe eder). Bu işlem esnasında ısı açığa çıkar. Yutma işleminin gerçekleşmesi için açığa çıkan ısının absorberden atılması gerekir. Absorber içinde tekrar fakir hale gelen eriyik bir pompa vasıtasıyla tekrar kaynaticıya gönderilir. Isı kayıplarını azaltmak için absorberden kaynaticıya gönderilen fakir eriyik kaynaticıdan dönen zengin eriyik tarafından bir ısı değiştiricisinde ısıtılır. Pompaya verilen küçük bir enerji ve jeneratörde verilen ısı enerjisinin haricinde absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışması için başka bir enerjiye ihtiyaç yoktur. Sistem kaynaticıda verilen ısı enerjisiyle çalışır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde soğutucu akışkan bir kere yoğuşturulup buharlaştırılırken absorpsiyonlu soğutma sisteminde bu iki kere gerçekleşmektedir. İkinci buharlaşma-yoğuşma mekanik enerjinin yerini alan fiziko-kimyasal bir işlemdir [24].

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performansları yani sisteme verilen birim enerjiye karşılık alınan soğutma etkisi düşüktür. Fakat güneş, jeotermal veya bir güç santralinden atılan ısı absorpsiyonlu soğutma için iyi ve ekonomik bir enerji kaynağı olabilir [21]. Bunun yanında jeotermal enerji kaynağını kullanmanın en

ekonomik yolu, onu iklimlendirme, ısıtma ve kullanım sıcak suyu için ısı kaynağı olarak değerlendirmektir [25].

Absorbsiyonlu soğutma çevrimleri literatürde ve uygulamada temel olarak tek kademeli ve 2 kademeli olmak üzere 2 farklı tip olarak karşımıza çıkmaktadır. Bununla birlikte absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinin geliştirilmesi ve iyileştirilmesi için yapılan çalışmalar farklı bir çok çevrimin ortaya çıkmasına neden olmuştur.

Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinin COP'unu artırmak, boyutlarını küçültmek, maliyetlerini azaltmak, kullanımı yaygınlaştırmak vb. amaçlar ile yapılan çalışmalar neticesinde bir çok farklı çevrim tasarlanmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda ortaya çıkan absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinden bazıları şunlardır [19];

- Absorbsiyonlu ısı yükselticileri
- Çok kademeli absorbsiyonlu soğutma döngüsü
- GAX'lı absorbsiyonlu soğutma döngüsü
- Absorber-Isı korunumlu absorbsiyonlu soğutma döngüsü
- Yarım kademeli absorbsiyonlu soğutma döngüsü
- Kombine buhar absorbsiyon sıkıştırma döngüsü
- Sorpsiyon-Resorpsiyon döngüsü
- Çift döngülü absorbsiyonlu soğutma
- Kombine ejektör - absorbsiyonlu soğutma döngüsü
- Ozmotik-membran absorbsiyon döngüsü
- LiBr-Su kullanılan kendinden sirkülasyonlu absorbsiyon sistemi

1.2.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılan Akışkan Çiftleri

Soğutma sistemlerinde en önemli hususlardan biri uygun çalışma akışkanının seçimidir. Soğutkan-absorbent çiftinde olması gereken temel özellikler; kolay temin edilebilmesi, ucuz olması, viskozitelerinin düşük olması, soğutucu akışkanın yüksek buharlaşma ısısına sahip olması, zehirli olmaması, korozif olmaması, kararlı olması, emniyetli olması ve absorbent içinde soğutkanının yüksek eriyebilirlikte olmasıdır [21].

Buhar sıkıştırırmalı sistemlerde soğutucu akışkan olarak çevreye zarar verdiği bilenen ve çeşitli uluslararası anlaşmalar ile kullanımları periyodik olarak yasaklanan

freon gazları kullanılır iken absorpsiyonlu sistemlerde ise iki akışkan çiftinden oluşan karışım (solüsyon) kullanılmaktadır. Bu akışkan çiftlerinden bazıları Tablo 1.2’de verilmiştir. Bununla birlikte en çok kullanılan akışkan çiftleri lityum bromür+su ve amonyak+su solüsyonlarıdır. Bu solüsyonların birincisinde LiBr absorbent, su ise soğutucu akışkandır. İkincisinde ise su absorbent amonyak ise soğutucu akışkandır.

Tablo 1.2: Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan çiftleri [22].

SOĞUTKAN	ABSORBENT
Su	LiBr, LiI, LiSCN, CsF, RbF ve diğer tuz çözeltileri
Amonyak	Su, NaSCN, CaCl ₂ , LiNO ₂ ve diğerleri
Halojene olmuş organik bileşenler (freonlar R21 -R22)	Eter, ester, amid, amin ve diğerleri

Amonyanın kaynama noktası 105 Pa’da -33 °C olduğundan, sıfır derecenin altındaki soğutma uygulamalarında kullanılabilme imkanı vardır. Su ise kristalleşme nedeniyle ancak 0 °C nin üstündeki iklimlendirme uygulamalarında soğutucu olarak kullanılabilir [26].

LiBr’lü sistemlerde 103 Pa (5 °C) gibi oldukça düşük basınçlar söz konusudur. Konstrüksiyonları basit, pompalama güçleri düşüktür. LiBr’lü sistemlerin bir diğer avantajı soğutucu ve çözeltili arasındaki kaynama noktaları arasındaki yüksek farktır. Bundan dolayı solüsyondan saf soğutucu elde edilir. Amonyak–su sistemlerinde kaynama noktaları arasındaki fark sadece 133 K civarında olduğundan çözeltili içindeki suyun ayrıca ayrıştırılması gerekir [27].

LiBr’lü sistemlerinde çözeltilinin kristalizasyonu önemli bir sorundur. Çözeltideki soğutucu konsantrasyonu belli bir değerin altına düştüğünde kristalizasyon problemi ortaya çıkar. Kristalizasyon problemi makinenin soğutma çevriminin durmasına neden olabilir [26].

1.2.2.1 Su-Amonyak Karışımının Avantaj ve Dezavantajları

Avantajları [27]:

Kolay elde edilebilir ve ucuzdur.

Raoult Kanunu'ndan negatif sapma gösterir.

Molekül ağırlığı düşüktür, buna bağlı olarak soğutkanın buharlaşma ısısı yüksektir.

Absorbent olan su, amonyak ile iyi bir karışım yapma özelliğindedir.

Dezavantajları [28]:

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ karışımı daha yüksek bir jeneratör giriş sıcaklığı gerektirir. Genel olarak, $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ sistemi, $70\text{-}88^\circ\text{C}$ jeneratör giriş sıcaklığına ihtiyaç duyarken, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sistemi $90\text{-}180^\circ\text{C}$ sıcaklık gerektirir.

Absorbent yani su uçucu olduğu için suyun bir kısmı buharlaşır ve soğutkan buharı ile birlikte gider. Bu nedenle jeneratör çıkışındaki amonyağı ve su buharını ayırmak için daha karmaşık bir sistem gereklidir.

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sisteminde çalışma sıvısının absorber basıncından jeneratör basıncına pompalanması için gereken basınç, $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ sisteminden daha yüksektir ve dolayısıyla daha yüksek pompalama gücü gerektirir.

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sistemlerinin performans katsayısı $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ sistemlerine göre daha düşüktür.

Amonyak toksik ve tutuşur özelliktedir. Bu gibi kullanımıyla ilişkili tehlikeler nedeniyle, amonyaklı sistemlerin bina içi uygulamalarında kısıtlamalar vardır.

Faz değişimi sırasında (buharlaşma ve yoğunlaşma işlemleri) entropi ve hacim değişirken sıcaklık ve basınç sabit kalır [21].

1.2.2.2 LiBr – Su Karışımının Avantaj ve Dezavantajları

Avantajları [27]:

Absorbent olarak kullanılan LiBr uçucu değildir, bu nedenle çalışma akışkanının zenginleştirilmesi gereği yoktur.

Bu karışımda su, yüksek buharlaşma ısısına sahip soğutkan olarak bulunur.

LiBr-Su sistemi kısmen daha basittir ve daha düşük pompalama gücünü gerektiren düşük basınçta ve daha yüksek performans katsayısıyla (COP) çalışır.

Karışım toksik değildir, tutuşmaz.

Dezavantajları [27]:

Sistem sadece iklimlendirme uygulamalarında kullanılabilir.

Çözelti koroziftir ve sistem yüksek vakum koşulları altında çalışır.

Sistem için su soğutmalı bir kondenser gereklidir [21].

1.2.2.3 Akışkan Çiftlerinin Seçiminde Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin ideal durumda çalışabilmesi, sistemden maksimum performans elde edilebilmesi ve kullanım alanlarının arttırılabilmesi için kullanılan akışkan çiftinin seçiminde göz önünde bulundurulması gereken bazı önemli hususların şunlardır [29].

1. Normal şartlarda sistemdeki absorbe edici maddenin katı halde bulunmaması gerekir. Katılaşma olması durumunda, çevrim akışı kesileceğinden cihazın çalışması durur.
2. Soğutucu akışkanın absorbent akışkandan daha uçucu olması ve böylece zengin eriyikten kolayca ayrılması gerekir.
3. Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
4. Absorbent içindeki soğutucu akışkanın çözünübilirliği yüksek olmalıdır.

5. İyi bir absorpsiyon işleminin gerçekleşmesi için soğutkan ve absorbentin birbirine ilgisi yüksek olmalıdır.
6. Eriyiklerin viskoziteleri çalışma şartlarında düşük olmalıdır.
7. Uzun çalışma şartlarında akışkan çifti stabil olmalıdır. Akışkanların; uzun yıllar kullanılabilmesi ve zamanla özelliklerinin değişmemesi için, çevrimde kullanılan akışkanların kararlı olması gerekir.
8. Korozyon tesiri az olmalıdır.
9. Emniyetli olmalıdır. Konutlarda kullanılan soğutma devrelerindeki akışkanlar, zehirsiz ve yanmaz olmalıdır.
10. Sistemdeki işletme basınçları normal seviyelerde olmalıdır. Aşırı yüksek basınçlar daha kalın cidarlı cihazlar gerektirirken, akışkanın pompalanması için çok daha fazla elektrik gücüne ihtiyaç doğurur. Aşırı düşük basınçlar (vakum) ise büyük hacimli cihazları ve basınç düşümü için özel ekipmanları gerektirir.
11. Soğutucu akışkanın ve absorbe edicinin viskozitesi düşük, ısıl yayılım katsayıları yüksek olmalıdır.

Bu çalışmada; Balıkesir İli Bigadiç İlçesi Devlet Hastanesinde jeotermal ısı kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemi uygulamasının yapılabilirliği incelenerek ekonomik analizi yapılmış ve mevcut durumda kullanılan klasik soğutma sistemi ile karşılaştırılmıştır.

Altı bölümden oluşan çalışmanın birinci bölümünde, Türkiye'nin genel enerji ve sera gazı emisyonu durumu, kamu kurumlarının bunlar içerisindeki yeri, enerji tasarrufu, yenilenebilir enerji kaynakları kullanımının gerekliliği ortaya konmuş, jeotermal enerji, ülkemizde jeotermal enerjinin durumu ve absorpsiyon soğutma sistemleri hakkında bilgi verilmiştir. İkinci bölümde, absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile ilgili daha önce yapılan çalışmalar sunulmuştur. Üçüncü bölümde, hastanenin mevcut durumu ve soğutma sistemi incelenmiş, soğutma için harcanan elektrik enerjisi ve yıllık maliyeti bulunmuştur. Dördüncü bölümde, hastane için

uygun bir absorpsiyonlu soğutma makinesi ve çevrim tipi belirlenmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji analizi yapılmış, sistemin maliyet hesapları yapılarak mevcut soğutma sistemi ile karşılaştırılmıştır. Beşinci bölümde, yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen veriler incelenmiş ve tartışılmıştır. Altıncı bölümde, elde edilen sonuçlar değerlendirilmiş ve önerilerde bulunulmuştur.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Alizade ve Bahar, 1979'da, absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerine yaptıkları çalışmada LiBr-H₂O akışkan çiftinin kullanıldığı güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarım ve geliştirme çalışmalarını yapmışlardır. LiBr-H₂O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin daha basit bir yapıya sahip olmaları ve daha ucuza mal edilebilmeleri nedeniyle iklimlendirme uygulamaları için en iyi alternatif olduğunu göstermişlerdir [31].

Karakaş vd., 1990'da, absorpsiyonlu soğutma sistemleri için termodinamiğin birinci ve ikinci yasası analizini yapmışlardır. Jeneratör ısı kaynağı olarak güneş enerjisini kullanmışlar ve analizleri NH₃-H₂O ve LiBr-H₂O akışkan çiftleri için ayrı ayrı yapmışlardır. Sistemin tüm elemanları için enerji ve ekserji analizi yapmışlar ve sonuçları tablolar halinde sunmuşlardır. 0 °C'nin üzerinde LiBr-H₂O akışkan çifti ile çalışan sistemin hem birinci hem de ikinci yasa analizleri dikkate alındığında NH₃-H₂O akışkan çifti ile çalışan sisteme göre daha verimli olduğu sonucuna varmışlardır [32].

Wilbur ve Mitchell, 1996'da, güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu iklimlendirme sistemlerini teorik olarak incelemişler ve karşılaştırmışlardır. Güneş enerjisi sisteminde düz plakalı toplayıcı kullanmışlar ve iklimlendirme uygulamalarında LiBr-H₂O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin kullanılmasının daha uygun olacağını ortaya koymuşlardır [33].

Acar vd. (1997) jeotermal enerji kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerine yaptıkları çalışmada, LiBr-H₂O çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik ve deneysel analizlerini yapmışlardır. 60 °C sıcaklık ve 12,5 kg/sn debideki jeotermal kaynak ile 225 kW'lık bir soğutma yükünün karşılanabileceğini deneysel olarak ortaya koymuşlardır [34].

Kurem ve Horuz (2001), lityum bromür-su ve amonyak-su akışkan çiftlerini absorpsiyonlu ısı pompaları için karşılaştırmışlardır. Lityum bromür-su akışkan

çiftinin, amonyak-su çiftine göre daha iyi performans verdiği sonucuna varmışlardır [35].

S. A. Kalogirou ve G. A. Florides; 2002'de Li-Br'lü absorpsiyonlu soğutma sistemini modellemiş ve küresel ısınmaya etkilerini incelemiştir. TRNSYS simülasyon programı ile Lefkoşa, Kıbrıs meteorolojik verilerine göre bir modelleme yapmışlardır. LiBr ile ilgili denklemleri, TRNSYS programını kullanarak elde ettikleri denklemleri sistem elemanlarının termodinamik özellikleri ile ilişkilendirmişlerdir. 30 ° eğimli, 15 m²'lik bir alanda parabolik tip bir kollektör ve 600 lt'lik bir depolama tankı kullanmışlardır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin küresel ısınma etkisini, R-22 gazı ile çalışan geleneksel bir soğutma sistemiyle karşılaştırmışlardır. Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu sistemin küresel ısınmaya etkisini yaklaşık 107.200 kg CO₂, R-22 gazı ile çalışan geleneksel soğutma sisteminin küresel ısınmaya etkisini ise 132.800 kg CO₂ olarak bulmuşlar ve absorpsiyonlu soğutma sisteminin küresel ısınmaya etkisinin daha düşük olduğunu ortaya koymuşlardır [36].

Florides ve Kalogirou, 2003'te, tek kademeli LiBr-H₂O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarım ve konstrüksiyon parametrelerini belirlemek amacıyla bir çalışma yapmışlardır. Bu maksatla temel ısı ve kütle transferi denklemlerini kullanarak elde ettikleri denklemleri bilgisayar programı ile çözerek, jeneratör sıcaklığına bağlı COP değeri değişimi, absorberde LiBr giriş ve çıkış derişimleri farkı, çözelti ısı değiştiricisi verimliliği ve çözeltinin absorberden çıkış sıcaklığına bağlı olarak kuvvetli çözeltinin verimliliğini incelemiştirler [37].

Şencan 2004'te atık ısı ile çalışan absorpsiyonlu sistemlerin modellemesini, ekserji analizini ve optimizasyonunu yapmıştır. Çalışma akışkanı olarak LiBr-su eriyiği tercih etmiş, LiBr-su eriyiğinin termodinamik özelliklerinin belirlenmesi için Yapay Sinir Ağları (YSA) metodunu kullanmıştır. Farklı çalışma şartları altında, soğutma ve ısıtma uygulamaları için absorpsiyonlu sistemin performans katsayılarını (COP) ve ikinci kanun verimlerini (ekserji verimi) hesaplamıştır. Ayrıca sistem parametrelerinin, sistemin performans katsayısı (COP) ve ikinci kanun verimi (ekserji verimi) üzerine olan etkilerini incelemiştir. Elde edilen sonuçları, grafikler ve tablolar halinde vermiştir. Deneysel çalışmalarda kullanmak için 1 kW'lık

soğutma kapasitesine sahip LiBr-su ile çalışan bir absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlamış ve imal etmiştir. Deneysel olarak bulduğu değerler ile teorik olarak hesaplanan değerleri karşılaştırmıştır. FORTRAN programlama dilinde absorpsiyonlu sistemin her türlü analizinin ve simülasyonunun yapılabildiği bir bilgisayar programı yazmıştır [20].

Kurem ve Horuz, 2004'te, absorpsiyonlu ısı yükselticilerinde, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftlerini karşılaştırmışlardır. Temel absorpsiyonlu ısı pompası ve absorpsiyonlu ısı yükselticisi sistemlerini izah etmişler ve çalışma prensiplerini açıklamışlardır. $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin daha yüksek performansa sahip olmasına karşın bazı dezavantajları olduğunu belirtmişlerdir. Bu dezavantajları; korozyon, yüksek viskozite, lityum bromürün su içinde çözünmesindeki limit ve uygulamada çıkılabilecek maksimum sıcaklık limiti olarak sıralamışlardır [38].

Monlahasan 2005'te, güneş enerjisiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibini, kullanılan akışkan çiftleri, verim ve debi yönünden incelemiştir. Sistemde akışkan çifti olarak $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ kullanmıştır. Uygulama alanı olarak, İstanbul'da 300 m^3 hacimli bir lokanta seçmiştir. Mayıs – Eylül ayları için ısı kazançlarına, güneş ısınım değerlerine, kollektörde saatlik m^2 ye gelen faydalı enerji ve faydalanma oranlarına bağlı olarak optimum kollektör alanını 55 m^2 bulunmuştur. Bulunan optimum kollektör alanına bağlı olarak amortisman süresini 6 yıl olarak hesaplamıştır. Aylık maksimum ısı kazancına göre absorpsiyonlu soğutma sistemi seçmiş, değişik noktalardaki basınçları, debileri, sıcaklıkları ve sistemin genel verimi hesaplamıştır [39].

Gürsürer 2005'te; lityum bromür ve su çözeltisi ile çalışan soğutma çevrimlerinin farklı çevre sıcaklıklarında termodinamik analizini yapmıştır. Soğutma kapasitesi, performans katsayısı ve soğutma suyu ihtiyacının değişimini incelemiştir. Çalışma sonucunda, sabit tutulan COP için çevre sıcaklığının, termodinamiğin ikinci kanun verimini doğru orantılı olarak değiştirdiğini ortaya koymuştur. [40].

Babadağlı 2005'te $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik ve termoekonomik yönden analizini yapmıştır.

Termodinamiğin I. Kanun analizi ile sistemin performans katsayısını, termodinamiğin II. Kanun analizi ile tersinmezlikleri ve ekserji kayıplarını hesaplamıştır. Soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerini MATLAB programında Yapay Sinir Ağları (YSA) metodu ile modellemiş ve her akışkan için termodinamik özellik bağıntılarını elde etmiştir. Evaporatör sıcaklığı, kondenser sıcaklığı, absorber sıcaklığı ve jeneratör sıcaklığını sistemin değişken parametreleri olarak ele almıştır ve optimum evaporatör, kondenser, absorber ve jeneratör sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör alanları tespit etmiştir. Sistemin her bir noktasındaki entalpi, entropi, kütsel debi gibi termodinamik özellikleri hesaplamıştır. Sistemin tümünün termoeconomik optimizasyonunu yapmıştır. Optimum sistem yapısının oluşturulabilmesi için, soğutma performans katsayısının yüksek ve tersinmezlik değerinin ise düşük seçilmesi gerektiği, 75-80 °C jeneratör sıcaklığına karşılık gelen optimum çalışma şartlarında en uygun sistem yapısı olarak tercih edilmesi gerektiği sonucuna varmıştır [41].

Tok 2005'de yaptığı çalışmada; ihtiyaç duyulan enerjinin büyük kısmının parabolik oluk tip güneş kollektörleri tarafından sağlandığı, geri kalan kısmının ise biyogaz yakılarak çalıştırılan buhar kazanlarından elde edileceği bir absorpsiyonlu soğutma sistemini incelemiştir. Yakılacak olan biyogazın, mutfak atıklarından elde edilmesini planlamış ve Akdeniz Bölgesinin sahip olduğu güneş enerjisi ve otel potansiyeli ile bu tür bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için çok uygun bir alan olduğunu belirtmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sistemini çift etkili olarak tasarlamış ve elde edilen ısının; absorpsiyonlu soğutma gruplarında, buhar ve sıcak su ihtiyacı olan çamaşırhane, mutfaktaki gibi yerlerde kullanılmasını planlamıştır. Tasarlanan sistemin ekonomik bir yatırım olduğunu, elektrik ve LPG gibi temel enerji kaynaklarının kullanımının ve CO₂ emisyonlarının azaltılmasına katkı sağlayacağını ortaya koymuştur [42].

Şencan vd., 2005'te yaptığı çalışmasında tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizini yapmıştır. Performans katsayısının ve ekserji veriminin jeneratör sıcaklığına bağlı olarak değişimini incelemiştir. Jeneratör sıcaklığındaki artışın performans katsayısını artırırken ekserji verimini azalttığını belirtmiş, jeneratör ve absorberda kaybedilen ekserjinin diğer elemanlardakinden daha fazla olmasının nedenini çözeltilinin karışma ve ayrılma işlemlerine bağlamıştır [43].

Altın (2006); Dokuz Eylül Üniversitesi Araştırma ve Uygulama Hastanesinin Balçova bölgesinde bulunan jeotermal enerji kaynakları ile soğutulmasına yönelik bir çalışma yapmıştır. Çalışmada düşük su sıcaklıklarında kullanılabilen tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemini ele almıştır. Hastanede kullanılan mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemi ile sisteme absorpsiyonlu soğutma sistemi entegre edilmiş halinin karşılaştırmasını ve ekonomik analizini yapmıştır. Ekonomik analiz için en önemli parametrenin jeotermal akışkan maliyeti olduğunu ortaya koymuştur. Çalışmanın sonunda; orta sıcaklıktaki bir jeotermal rezervuar ile hastanenin yıl boyunca sahip olduğu soğutma ihtiyacının önemli bir bölümünün karşılanabileceğini ancak bunun jeotermal akışkan fiyatının yaklaşık 0,35-0,45 \$/m³ olduğunda ekonomik olabileceğini belirtmiştir. İhtiyaç duyulan soğutma kapasitenin artması durumunda; absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin maliyetinin arttığı, jeotermal akışkan fiyatlarının düşürülmesinin bu durumu tersine çevirebileceği ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin bu şartlarda daha ekonomik hale geleceği sonucuna varmıştır [44].

Yılmazoğlu 2006'da güneş enerjisi destekli çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin bir tekstil fabrikasında teknik ve ekonomik uygulanabilirliğini incelemiştir. Fabrikanın idari binalarının iklimlendirilmesinin Absorpsiyonlu soğutma sistemi ile yapılmasını amaçlamış, buhar ihtiyacının parabolik oluk tip güneş kolektörleri ile karşılanması üzerine çalışmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sistemini tek başına kullanma durumunu, çatı tipi ve kanallı tip split klima sistemleri kullanma durumlarıyla, ilk yatırım ve işletme giderleri yönünden karşılaştırmıştır. Bugünkü değer yöntemine göre yaptığı ekonomik analizler sonucunda, parabolik oluk tip güneş kolektörlerinden güneş enerjisi sağlayan, tüm yıl boyunca hem ısıtma hem soğutmada kullanılan, yüksek yük faktörlü absorpsiyonlu soğutma sisteminin 20 yıl işletme ömrü, %8 faiz esas alındığında, diğer elektrik maliyeti yoğun seçeneklere kıyasla en uygun seçenek olduğunu ortaya koymuştur. Bu uygulamanın geri ödeme süresini 5 yıl olarak bulmuştur [30].

İncili, 2006'da yaptığı çalışmada soğutma ve iklimlendirme ihtiyacını karşılamak amacıyla mekanik soğutma sistemlerine alternatif olarak jeotermal enerji kaynaklı bir absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlamıştır. LiBr-H₂O akışkan çifti ile çalışan soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmıştır. Sistem elemanlarının

termodinamik analizini yapmış ve kütle-enerji dengelerini hesaplayarak COP değerini bulmuştur. Yapılan çalışmada Aydın İli Köşk Kent Yapı Sitesi uygulama alanı olarak seçilmiştir. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin kullanım ve ticari açıdan yaygın olmadığı belirtilmiştir. İlk yatırım maliyeti yüksek olmasına rağmen, jeotermal enerji ile kışın ısıtma yazın soğutma yapılmasının bu sistemleri daha ekonomik hale getirilebileceğini ortaya koymuştur [21].

Şahin, 2006'da yaptığı çalışmada İzmir ili Balçova bölgesinin jeotermal özelliklerini dikkate alarak; bölgenin ihtiyacı olan meyve depolaması için, elektrik ve doğal gazlı soğuk oda sistemlerine alternatif bir jeotermal enerji kaynaklı soğuk oda tasarlamıştır. Bu çalışmada LiBr-H₂O çifti kullanarak tasarlanan jeotermal enerji kaynaklı absorbsiyonlu soğutma çevrimli soğuk odanın işletme maliyeti analizi ile elektrik ve doğal gaz enerji kaynaklı absorbsiyonlu soğuk odaların işletme maliyeti analizleri yapılmış ve karşılaştırılmıştır. Jeotermal enerji kaynaklı absorbsiyonlu soğutma sistemiyle soğutulan soğuk odayla, doğalgaz yakmalı absorbsiyonlu soğutma sistemiyle soğutulan soğuk odanın ve mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemiyle soğutulan soğuk odanın tahmini yatırım maliyetleri ve işletme giderlerini karşılaştırmış; jeotermal enerji kaynaklı absorbsiyonlu soğutma sistemiyle soğutulan soğuk odanın tahmini yatırım maliyeti ve işletme giderlerinin diğer iki sisteme göre daha az maliyete sahip olduğunu ortaya koymuştur [22].

R. Selbaş'ın 2006 yılında yaptığı “Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Absorber Sıcaklığının Etkisinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi” konulu çalışmasında LiBr-H₂O ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde absorber sıcaklığının etkisini incelemiş ve böyle bir soğutma sistemindeki absorber, termodinamik ve termoekonomik yönden incelemiştir. Çalışmada; sistem elemanlarının termodinamiğin I. Kanunu analizi yapılmış, daha sonra ise termodinamiğin II. Kanunu analizi uygulanarak tersinmezlikler ve ekserji kayıpları tespit edilmiştir. Sistem elemanlarının termoekonomik optimizasyonunu yapmış, absorber sıcaklığını sistemin değişken parametresi olarak ele almıştır. Optimum absorber sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör alanlarını tespit etmiştir. Bütün analizlerde MATLAB bilgisayar programını kullanmıştır [45].

Mittal vd. 2006'da; güneş enerjisi destekli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin modellenmesini ve simülasyonunu yapmıştır. Düz panel toplayıcı ve silyum bromür çözeltisi kullanarak güneş enerjili, tek kademeli, absorpsiyonlu soğutma sistemini modellemiştir. Sıcak su giriş sıcaklıklarının, performans katsayısı (COP) ve absorpsiyonlu soğutma sistem elemanlarının yüzey alanları üzerindeki etkilerini incelemiştir. Sıcak su giriş sıcaklığının artmasının, diğer bileşenlerin boyutları değişmeden kalırken, emici ve çözelti ısı eşanjörünün yüzey alanını azalttığı sonucuna varmışlardır [46].

Onan (2007); güneş enerjisi destekli soğutma sistemlerini incelemiş ve Mardin İlinde yapılacak olan villaların, ısıtılması ve soğutulması maksadıyla kurulacak olan sistemi belirlemiştir. Soğutma sistemi olarak tek etkili absorpsiyonlu sistem üzerine çalışmış ve LiBr-H₂O akışkan çiftini kullanmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmış ve jeneratörün güneş enerjisi destek sistemiyle çalışma şartlarını belirlemiştir. Yıl boyunca güneş enerjisinden ne kadar faydalanabileceğini MATLAB programı ile belirlemiş ve buna bağlı olarak optimum kolektör adedi ve depo hacmini hesaplamıştır. Hem vakum borulu hem de düzlemsel kolektörler ile çalıştırılan sistemin yıllık performansını incelemiş, işletme ve yatırım maliyetlerini de göz önüne alarak kurulacak sistemin ekonomik analizini yapmıştır. Düzlemsel kolektörler kullanıldığında güneş enerjisi desteğinin yazın soğutma amaçlı uygulamaya, depo ile birlikte yıllık % 82 oranında katkı sağladığını, kışın ise yıllık ısıtma ihtiyacının % 16'sını karşıladığını tespit etmiştir. Düzlemsel kolektörlerin yerine vakum borulu kolektör kullanıldığında, soğutma sezonu boyunca güneşten yararlanma oranının % 67 olduğunu, ısıtma sezonu boyunca ise ısı kayıplarının % 19'unun karşılanabildiğini ortaya koymuştur. Kara geçiş süresini; net bugünkü değer yöntemiyle hesaplayarak vakum borulu kolektörlü sistem için 12 yıl olarak bulmuştur [47].

Goralı 2007'de "Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi" konulu bir çalışma yapmıştır. Çalışmada, Antalya'da NH₃-H₂O ile akışkan çifti ile çalışan 20 kW kapasitesindeki absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma koşullarını belirlemiş ve sisteme etki eden parametreleri incelemiştir. Yeterli soğutmayı sağlayabilmek için ihtiyaç duyulan ısı miktarlarının Antalya güneş ışınımı değerleri kullanılarak karşılanma oranlarını incelemiştir. Sistem için gerekli kolektör alanını, optimum

güneş enerjisinden faydalanma oranına göre belirlemiştir. Sistemin güneş enerjisinden faydalanma oranı ve soğutma tesir katsayısı ile referans bir sisteme göre birincil enerji tüketimi tasarruf potansiyelini hesaplamıştır. Absorber sıcaklığının 30 °C, üreteç sıcaklığının 75 °C, yoğuşturucu sıcaklığının 30 °C, buharlaştırıcı sıcaklığının 5 °C olduğu absorpsiyonlu soğutma sisteminde; sistemde dolaşan amonyak konsantrasyonunun 0,999 olduğu durumda sistemin soğutma tesir katsayısını 0,622 olarak, amonyak konsantrasyonunun 0,99 olduğu durumda 0,697 olarak ve amonyak konsantrasyonunun %100 olduğu durumda 0,74 olarak hesaplamıştır. Absorber sıcaklığındaki artışın sistemin performans katsayısında azalmaya neden olduğunu, buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışın ise sistemin performans katsayısında artış sağladığını belirlemiştir. Referans soğutma sistemiyle, %79,6 güneşten faydalanma oranı ve COP=0,622 özelliklerine sahip absorpsiyonlu soğutma sisteminin birincil enerji tüketim miktarlarını karşılaştırmış, güneş enerjisi destekli sistemin birincil enerji tüketim miktarlarının referans sisteme göre %62 daha az olduğunu hesaplamıştır [48].

Çelik, 2007'de yaptığı çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerine inceleme yapmıştır. Lityum bromür-su eriyiği ile çalışan absorpsiyonlu çevriminin, amonyak-su eriyiği ile çalışan absorpsiyonlu sistemden daha iyi performans göstermesine rağmen LiBr-H₂O çifti ile çalışan sistemin belli sıcaklıkların altında donma riski olduğunu belirtilmiştir. İlk yatırım maliyetinin yüksek olması ve sistem bileşenlerinin büyüklüğünün dezavantaj oluşturmasının yanı sıra, enerji tasarrufu ve çevreye zarar vermemesi gibi avantajlarının da olduğunu ortaya koymuştur. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin evsel kullanımı ve ticarileşmesi için çalışmalar yapılabileceğini belirtmiştir [19].

Kaynaklı ve Yamankaradeniz (2007), lityum bromür-su akışkan çifti ile çalışan tek etkili bir soğutma sisteminin birinci ve ikinci yasa analizlerini entropi temelinde ele almışlar ve bu yöntemin güç ve enerji sistemlerinin geliştirilmesinde çok faydalı bir yöntem olduğu sonucuna varmışlardır [49].

Kılıç ve Kaynaklı (2007), tek kademeli LiBr-H₂O akışkan çiftli bir çevrimin birinci ve ikinci yasa analizini yapmışlardır. Soğutma tesir katsayısı değerinin jeneratör ve evaporatör sıcaklığının yükselmesi ile düştüğü, genleşme vanası, çözelti

pompası ve ısı değiştiricilerin en dūřuk ekserji kaybına sahip oldukları sonucuna varmışlardır [50].

Özay (2008); Isparta İlinde “NH₃-H₂O Absorbsiyon Soęutma Sisteminin Güneř Enerjisi ile Çalıştırılması ve Verimlilik Analizi” konulu bir çalışma yapmıştır. Birbirine seri bağlı 3 parabolik güneş kollektörünü deneysel olarak incelemiştir. 17 Temmuz günü saat 12 için anlık güneş enerjisi ışınım değerini 809 W/m² bulmuş ve eęik düzleme gelen ışınım oranını ise 795 W/m² olarak bulmuştur. Silindirik parabolik kollektörün anlık verimini saat 12’de % 49, karışık parabolik kollektörün anlık verimini saat 12’de %54,3 olarak bulmuştur. Sıcaklık arttıkça faydalı enerji ve verimin dūřtüğünü gözlemlemiştir. Isparta İlinde karışık parabolik yoğunlaştırıcının kullanılmasının daha iyi olacağı sonucuna ulaşmıştır [51].

Sathyabhama ve Ashok Babu, 2008’de, NH₃-H₂O absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik simülasyonunu yapmışlar ve sistem parametrelerinin rastgele belirlenemeyeceğini ortaya koymuşlardır. Absorber ve yoğuşturucu sıcaklığının 25 °C, jeneratör sıcaklığının 65 °C olduğu durumda maksimum COP değerini 0,75 olarak bulmuşlardır. Yoęuřturucu sıcaklığı 30 °C’ye ve jeneratör sıcaklığı 77 °C’ye yükseltildiğinde COP değerinin 0,67’ye, yoğuşturucu sıcaklığı 40 °C’ye ve jeneratör sıcaklığı 97 °C’ye yükseltildiğinde ise COP değerinin 0,57’ye dūřtüğünü göstermişlerdir. Sistemde dūřuk ısı atımı ve yüksek jeneratör sıcaklıklarının her zaman yüksek COP değerlerini vermeyeceğini vurgulamışlardır [52].

Türkoğlu 2009’da "Çukurova Bölgesinde Doğalgazlı Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Ekonomik Analizi" konulu bir çalışma yapmıştır. Çalışmada; doğalgaz ve absorbsiyonlu soğutma sistemlerini incelemiş, doğal gazla çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin maliyet analizini yapmıştır. Buhar sıkıştırmalı mekanik sistemler ile doğalgazlı absorbsiyonlu soğutma sistemlerini karşılaştırmıştır. Sistemin etkinliğini (COP), buharlaştırıcı, soğurucu, yoğuşturucu ve ayırıcı sıcaklıklarına bağlı olarak Yapay Sınır Ağları (YSA) modeliyle hesaplamıştır. Absorbsiyonlu ve buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinin ekonomik karşılaştırmasını yapmış, doğalgazlı absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin enerji maliyeti olarak daha ekonomik soğutma sistemleri olduğunu ortaya koymuştur [26].

Cimşit (2009); absorpsiyonlu buhar sıkıştırımlı kombine ve absorpsiyonlu buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma sistemlerinin termodinamik analizini yapmıştır. Absorpsiyonlu buhar sıkıştırımlı kaskad sistemin termoeconomik optimizasyonunu yapmıştır. Aynı şartlarda aynı miktarda soğutma elde edebilmek için kaskad sistemlerin buhar sıkıştırımlı mekanik sistemlere göre %48-52 arasında daha az elektrik enerjisi gerektirdiği sonucuna varmıştır. Kaskad soğutma sistemlerinin; absorpsiyonlu kısmında LiBr-H₂O akışkan çiftinin kullanılması durumunda NH₃-H₂O akışkan çiftine göre %33 daha yüksek soğutma tesir katsayısı ve %26,7 daha düşük ekserji kaybı elde edildiğini belirtmiştir. LiBr-H₂O/R134a kullanan kaskad soğutma sisteminin termoeconomik optimizasyonu sonucunda optimum kaynatıcı sıcaklığını 95 °C ve buhar sıkıştırımlı kısmının yoğurturucu sıcaklığını 14 °C olarak bulmuştur [53].

Uçar (2009); absorpsiyonlu soğutma sisteminde Helyum gazının basınç üzerindeki etkilerini incelemiştir. Bu amaçla %25 410 gr 5 bar'lık, %25 410 gr 10 bar'lık, %25 410 gr 15 bar'lık üç farklı basınçta deneyler yapmıştır. Performans açısından ideal sonuçların 15 bar'lık basınçta gerçekleştiğini ortaya koymuştur. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan buharlaştırıcı, yoğurturucu, soğurucu, saflaştırıcı, kaynatıcı, sıvı ısı değıştiricinin termodinamiğın 1. kanuna göre analizini yapmıştır [54].

Oğuz 2009'da güneş enerjisi kaynaklı çift etkili absorpsiyonlu soğutucu ile soğutma işleminin verimliliği hakkında bir çalışma yapmıştır. Güneş kollektörü olarak parabolik tip kollektör kullanmış ve elde edilen ısı enerjisi ile çift etkili bir absorpsiyonlu soğutma sistemini besleyerek 104,8 kW'lık bir soğutma elde edilebileceğini ve bununla 47,6 kW'lık ısı kazancı olan 1000 m²'lik bir idari binanın soğutma ihtiyacının fazlası ile karşılanabileceğini ortaya koymuştur [55].

Sivrioğlu vd. tarafından, 2009'da İzmir'de kurulması planlanan bir jeotermal enerji kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminin buhar sıkıştırımlı sistemlerle ekonomik olarak karşılaştırması yapılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar kurulacak soğutma sisteminin düşük yıllık işletme maliyetleri ile buhar sıkıştırımlı sistemlere göre ekonomik açıdan daha avantajlı olduğunu göstermiştir. Jeotermal kaynakların ısıtma amacıyla kullanımının dışında yaz aylarında soğutma amacıyla da

kullanılabileceğini göstermişlerdir. Jeotermal enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin yaygınlaşması ile buhar sıkıştırımlı sistemlere göre daha yüksek olan ilk yatırım maliyetlerinin de düşmesine yol açacağını belirtilmişlerdir [56].

Onan ve Özkan 2009'da yaptıkları çalışmada; güneş enerjisi destekli soğutma uygulamalarının teknik detaylarını anlatmış, farklı güneş enerjisi destekli soğutma sistemlerinin verimlerini karşılaştırmışlardır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma etkinliğinin ve kapasitesinin değişimini, Türkiye meteorolojik verilerine göre MATLAB bilgisayar programı yardımıyla belirlemişlerdir. Ülkemizin güneş ışımasını ve dış hava sıcaklık değerleri ile diğer ülkelerde mevcut kurulu sistemlerin dizayn parametrelerini karşılaştırmışlardır. Türkiye için 75 °C ve üzeri sıcaklıkta ısı taşıyıcı akışkan ile çalışan sistemlerin tasarlanabileceğini, özellikle güney kıyılarımızda yer alan turistik tesislerin soğutma sistemlerinde işletme maliyetlerini azaltmak için güneş enerjisinden faydalanılması gerektiğini ortaya koymuşlardır [57].

Kent ve Kaptan 2009'da "Güneş Enerjisi Destekli Isıtma ve Absorpsiyonlu Soğutma Uygulaması" konulu bir çalışma yapmıştır. Antalya İlindeki elli yataklı bir otelin yaz ve kış şartlarında iklimlendirilmesi ve sıcak su ihtiyacının karşılanmasını incelemişlerdir. Güneş ışımasını ve meteorolojik veriler ile otelin ısıtma, soğutma ve sıcak su ısı yük değerlerini hesaplamışlardır. Isıtma çevrimi için sıvı dolaşımli aktif güneş enerjili ısıtma sistemi, soğutma için ise lityum bromür-su akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemini incelemişlerdir. Otel binasının yıllık ısı enerji ihtiyacının %30'unu güneş enerjisinden karşılayacak güneş enerjisi tesisatının toplam maliyetini 75300 TL ve geri ödeme süresini yaklaşık 4 yıl olarak bulmuşlardır [58].

Masheiti 2009'da, Libya'daki Waddan kentinde bulunan yüksek potansiyelli, düşük sıcaklıklı bir jeotermal ısı kaynağının (114 kg/sn ve 73 °C) kullanımı ile ilgili termodinamik bir modelleme çalışması yapmıştır. Hem IPSEpro soğutma hem de enerji santrali modelleme kütüphanelerini kullanarak altı model oluşturmuş ve simüle etmiştir. Tüm modellerin yayınlanmış literatüre ve ilgili temel termodinamik tablo ve grafiklere uygun olduğunu doğrulamıştır. Beş modelin sonuçları, Waddan kentinde jeotermal kaynaktan; soğutma, iklimlendirme ve elektrik üretimi amacıyla

yararlanabileceğini göstermiştir. Altıncı model ise, bu sürdürülebilir jeotermal kaynağın, Organik Rankin çevrimi ile birlikte bir doğalgaz yakıtlı türbin ünitesinden oluşan bir elektrik santralini destekleyebileceğini ortaya koymuştur. Bu santralin Waddan şehri ve çevresinin yaklaşık 128 MW'lık elektrik ve termal enerji taleplerini karşılayacağı sonucuna varmıştır [25].

Bozkaya 2010'da 10 kW'lık soğutma yüküne sahip bir büronun güneş enerjisi destekli NH₃-H₂O çalışma akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemi ile soğutulmasını incelemiştir. Farklı özellikteki kollektörleri inceleyerek en uygun kollektör tipini belirlemiş ve buna göre gerekli olan kollektör alanını hesaplamıştır. Soğutma etki katsayısı 0,665, gerekli kollektör yüzey alanını 55 m² olarak bulmuştur. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin verimini artırmak için, zenginleştirme kolonu çıkışında amonyak konsantrasyonunun %100'e yakın bir değere sahip olması gerektiği, soğutma etkinliği açısından soğutucu akışkan ısı değiştiricisinin karışım ısı değiştiricisi kadar etkili olmadığı fakat iki ısı değiştiricisinin kullanılması durumunda en yüksek değerlere ulaşıldığını ortaya koymuştur [59].

Kurtdere 2010'da yaptığı çalışmada; absorpsiyonlu soğutma sisteminde bulunan elemanları tanıtmış ve her bir eleman için termodinamik bağıntılar oluşturmuş, sistemin çalışma prensibini açıklamış ve sistem performans katsayısını hesaplamıştır. Amonyak-su ve su-lityum bromür kullanılan sistemler için tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde performans katsayılarını hesaplamıştır. Farklı jeneratör sıcaklıkları için simülasyonlar yapılarak sistem performans katsayısındaki ve sistem dolaşım oranındaki değişimi incelemiş ve sonuçları grafik halinde verere yorumlamıştır. Tek kademeli LiBr-H₂O akışkan çifti kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistem için COP değerini 0,776 olarak hesaplamış, aynı sistemde NH₃-H₂O akışkan çifti kullanılması durumunda COP değerini 0,554 olarak hesaplamıştır. Ayrıca LiBr-H₂O kullanılan sistemde; pompanın harcadığı enerjiyi, 0,024 kJ/s, NH₃-H₂O kullanılan sistemde ise 4,07 olarak bulmuştur. İki kademeli su/lityum bromür kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemi için termodinamik bağıntılar oluşturmuş ve sistem performansını incelemiştir. İki kademeli sistem için ise COP değerini 1,195 olarak hesaplamıştır. İki kademeli su/lityum bromür kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemi için performans katsayısının birinci jeneratör ve ikinci jeneratör sıcaklıklarına bağlı değişimi

incelemiştir. Farklı jeneratör sıcaklıklarında dolaşım oranının ve performansın değişimini inceleyerek elde edilen sonuçları grafik halinde gösterip yorumlamıştır. Parabolik oluk tipi yoğunlaştırıcı güneş kolektörlerinin çalışma prensiplerini ve bu kolektörlerin absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile birlikte kullanımını açıklamıştır [60].

Dön 2010'da yaptığı çalışmada; Ankara'daki bir işyerinin ısıtma ve soğutma sistemi için doğalgazla çalışan absorpsiyonlu bir ısı pompasının teorik ve deneysel analizlerini yapmıştır. Sistem elemanlarının, ısıl kapasiteleri, ısıtma ve soğutma tesir katsayıları ve eriyik (f) dolaşım oranını hesaplamış, sistemin ekserji analizini yapmıştır. Isıtma ve soğutma tesir katsayılarının yükselmesini sağlamak için eriyik dolaşım oranını düşürerek yeni bir çevrim geliştirmiştir. Geliştirdiği çevrim ile ısıtma tesir katsayısı ve soğutma tesir katsayısı değerlerinde yükselme sağlamış ve sistemin ekserji kayıplarını da azaltmıştır. Doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompaları ile konvansiyonel ısıtma-soğutma sistemlerinin bir değere getirilmiş maliyet yöntemi ile ekonomik analizini yapmış ve karşılaştırmıştır. Yüksek ilk yatırım maliyetlerine rağmen doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompalarının; birim enerji maliyetinde yoğunlaşmalı kombi ve split klima sistemleri ile rekabet edecek düzeyde olduğu, ilk yatırım maliyetindeki iyileştirmelerle birlikte ısıtma ve soğutmanın bir arada kullanıldığı sistemlerde daha çok tercih edilmelerinin kaçınılmaz olduğu sonucuna varmıştır [61].

Yenigün (2010) "Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sistem Tasarımı" konulu çalışmasında; Muğla Üniversitesi Mediko binasının 200000 kcal/h'lik soğutma yükünü ve kış aylarında ısıtma ihtiyacını karşılamak üzere bir araştırma yapmıştır. Yaptığı tasarım sonucunda 1198 m²'lik parabolik oluklu kolektörler ile ihtiyaç duyulan 200000 kcal/h'lik soğutma yükünün karşılanabileceğini hesaplamıştır. Aynı sistemin ile kış aylarında 727461,5 kWh/yıl'lık enerji kazancı elde edilebileceğini, bu değerün üniversite toplam ısıtma yükünün %7,27'sine denk geldiğini, böyle bir sistem ile yıllık 195924 TL tasarruf sağlanabileceğini ve sistemin geri ödeme süresinin 4 yıl olduğunu ortaya koymuştur. Ülkemizin güneşlenme süresi ve şiddeti açısından bu kadar şanslı olmasına karşılık bu alanda yapılan yatırımların çok kısıtlı olduğuna ve güneş enerjisinin kullanıldığı sistemlerin yaygınlaştırılması gerektiğine dikkat çekmiştir [62].

Ravul, 2010'da yaptığı çalışmada, jeotermal enerji kaynağı ile ısıtması yapılan bir otelde absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanılarak soğutma maliyetinin düşürülmesini amaçlamıştır. Uygulama alanı olarak İzmir Balçova jeotermal bölgesinde bulunan Thermal Princess oteli seçilmiştir. Engineering Equation Solver (EES) programı kullanarak sistemin her bir elemanı için kütle-enerji bağıntıları yazılmış ve hesaplamalarda bu program kullanılmıştır. Otelin 2500 kW'lık soğutma yükünü karşılamak için tek kademeli LiBr-H₂O absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanmış ve bu sistemin değişik şartlardaki performans katsayısına (COP) bakılmıştır. Yatırım verimliliğini bulmak amacıyla sistemin ekonomik analizi yapılmıştır. Soğutma performans katsayısının jeneratör sıcaklığı ve evaporatör sıcaklığıyla doğru kondenser sıcaklığıyla ters orantılı olduğu görülmüştür. Tasarlanan sistemin COP değeri 0,787 bulunmuştur. Jeneratör sıcaklığının 110 °C'den daha fazla artmasının COP değerini arttırmadığı ve jeneratör sıcaklığının tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi için LiBr-H₂O eriyiğinin kristalizasyonu nedeniyle 74 °C'den düşük 110 °C'den yüksek olamayacağını ortaya koymuştur. Mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemi yerine tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi kurulması durumunda yıllık 183310 TL tasarruf edildiği, sistemlerin geri ödeme sürelerini farklı iki model için 7 yıl 4 ay ve 4 yıl 5 ay olarak hesaplamıştır [27].

Yılmazoğlu, 2010'da tek etkili, LiBr-H₂O akışkan çifti ile çalışan güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmıştır. Sistemin çalışma şartlarına göre yapılan hesaplamalar sonucunda COP ve ekserjistik COP'u sırasıyla 0,71 ve 0,17, ekserji kaybının en çok olduğu elemanı ise jeneratör olarak bulmuştur. Isı transferi alanlarını; buharlaştırıcı, absorber, jeneratör ve yoğuşturucu için sırasıyla 19,8 m², 10,3 m², 5,9 m² ve 3,7 m² olarak bulmuştur [63].

Hosseini (2011)'de yaptığı "Gizli Isı Depolamalı Güneş Enerjisi Destekli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı ve Analizi" konulu çalışmasında; gizli ısı deposu ile entegre bir güneş enerjisi destekli tek etkili soğutma sisteminin davranışını incelemiştir. Kütle ve enerji dengelerine ve ısı transfer denklemlerine dayanan tek etkili soğutma sistemi ve gizli ısı deposu için matematiksel bir model geliştirmiştir. Çalışmada; modeller MATLAB'da uygulanmış ve sayısal sonuçlar literatürden elde edilen deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Tasarlanan gizli ısı

deposunun, absorpsiyonlu soğutma sistemini çalıştırmak için yeterli olan 10 saatten daha fazla istenen sıcaklıkta su sağlayabildiğini ortaya koymuştur [64].

Balcı 2011'de yaptığı "Egzoz Gazı Enerjisiyle Çalışan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ Absorpsiyonlu Soğutma Sistemiyle Taşıt Kabininin İklimlendirilmesi" konulu çalışmada; otomobillerin geleneksel kabin soğutma sistemlerine alternatif oluşturacak, klasik klima sistemlerinin araç motorları üzerindeki negatif etkilerini ortadan kaldıracak ve içten yanmalı motorların egzoz gazlarından çevreye atılan ısı enerjisini kullanarak araç kabininin absorpsiyonlu soğutma sistemi ile soğutulmasını sağlayacak bir araştırma yapmıştır. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu sistemin ihtiyaç duyduğu ısı enerjisini, 7 kW gücünde hava soğutmalı dizel jeneratörden elde edilen egzoz gazı ile karşılamayı planlamıştır. Ölçümler sonunda içten yanmalı motorlardan atmosfere atılan egzoz gazının absorpsiyonlu sistemler için gerekli olan ısı ihtiyacını karşıladığı, egzoz gazı kullanılarak beslenen düşük kapasiteli absorpsiyonlu sistemlerden, araçların geleneksel soğutma sistemine destek olarak yararlanılabileceği sonucuna varmıştır. Bu sistemlerin; otobüs ve kamyon gibi büyük araçlarda, konfor kliması dışında gıda ve su soğutma amaçlı olarak kullanımının da mümkün olabileceğini ortaya koymuştur [65].

Erden 2011'de yaptığı "Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi" konulu çalışmada; Antalya İlindeki 62 m²'lik bir konutun LiBr/su akışkan çifti ile çalışan bir absorpsiyonlu soğutma sistemi ile soğutulmasını incelemiştir. Konutun ısı kazancı hesabını yapmış ve soğutma yükünü bulmuştur. Soğutma yükünü karşılayacak düzlemsel toplayıcı yüzey alanını ve kollektör sayısını bulmuştur. 2 m²'lik yüzey alanına sahip 18 adet kollektör ile konutun soğutma ihtiyacının karşılanabileceğini ortaya koymuştur [66].

Kaya (2011)'de yaptığı çalışmada; tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans analizini ve optimizasyonunu ekserji analizi yöntemini ve sonlu zaman termodinamiği teorisini kullanarak yapmıştır. LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O akışkan çiftlerinin kullanıldığı tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemleri için EES kullanarak ayrı ayrı ekserjistik performans katsayısı kriterine göre ekserji analizi yapmış, aynı şartlarda Mathematica programını kullanarak sonlu zaman termodinamiğine göre performans analizi ile sonuçlarını karşılaştırmıştır [67].

Nahla Bouaziz, Ridha BenIffa, Ezzedine Nehdi ve Lakdar Kairouani (2011); düşük entalpi kaynakları ile çalışabilen absorpsiyonlu soğutma sistemleri hakkında bir çalışma yapmıştır. Farklı konfigürasyonlarda tasarlanan tek ve çift kademeli amonyak-su çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerini analiz ederek hibrit bir sistem önermişlerdir. COP değerini kabul edilebilir ve yaklaşık 0,28 olarak bulmuşlardır. Tek kademeli sistemim çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemine göre daha yüksek bir COP'a sahip olduğunu ortaya koymuşlardır. Düşük sıcaklıktaki kaynakların (güneş enerjisi, jeotermal veya diğer) absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin güç kaynağı olarak kullanılabilceği sonucuna varmışlardır [68].

Boylu (2012); klasik absorpsiyonlu soğutma sistemlerindeki solüsyon pompası yerine sistemdeki basınç dengesinin Helyum gazı ile sağlandığı Habbecik pompalı absorpsiyonlu sisteminin termodinamik analizini yapmış ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırmıştır. Bu sistemlerin COP değerlerinin çok düşük olması nedeniyle özellikle sistem performansını etkileyen parametreler üzerinde çeşitli şartlarda denemeler yapmıştır [69].

Pastakkaya (2012); konutların güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemlerle ısıtma ve soğutma ihtiyacının karşılanmasını deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Tasarladığı dâhili enerji depolamalı, LiCl-H₂O akışkan çiftli bir absorpsiyonlu ısı pompası ile bir deney odasının ısıtılması ve soğutulmasını incelemiştir. Absorpsiyonlu sistem için gerekli olan ısı enerjisini düz tip güneş kolektörlerinden elde etmiştir. Güneş enerjisinin yeterli olmadığı zamanlarda destekleyici sistem olarak, elektrikli ısıtıcı ve hava kaynaklı ısı pompası kullanmıştır. Dâhili enerji depolama özelliğinin teknik ve ekonomik açıdan önemli faydalar sağladığı, destekleyici enerji kaynağı olarak elektrikli ısıtıcının, alternatiflerine göre daha avantajlı olduğu, güneş enerjisi kullanımının CO₂ salınımlarında ve işletim maliyetlerinde azalma sağladığı ve sistemin uygulanabilir nitelikte olduğu sonucuna varılmıştır [70].

Yıldırım ve Yeşilata 2013'de yaptıkları "Düşük Sıcaklıkta Isı Kaynağı Kullanan Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termoekonomik Optimizasyonu" konulu çalışmalarında; Yapısal Bağ Katsayıları yöntemi kullanarak düşük sıcaklık kaynağı ile çalışan absorpsiyonlu bir soğutucunun, termoekonomik analizini ve

optimizasyonunu yapmışlardır. Buharlaştırıcı, absorber, yoğuşturucu ve jeneratör için optimum ısı transfer alanları hesaplamışlar ve buna bağlı olarak sistemin toplam tersinmezliğini ilk duruma göre %72,5 azaltmışlardır. Tasarlanan sistem için gerekli ek yatırım maliyetinin geri ödeme süresini ise 4,2 yıl olarak bulmuşlardır [71].

Görgülü (2013), endüstriyel bir tesisin baca gazından çıkan atık ısı enerjisi ile çalışan çift etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin analizini yapmıştır. Akışkan çifti olarak LiBr-H₂O kullanmıştır. Endüstriyel tesisten atılan atık ısı enerjisini 372 kW olarak bulmuştur. LiBr- su çözeltisinin sıcaklık ve konsantrasyon aralıklarına göre entalpi ve entropi değerlerini matematiksel denklemler ile bulmuştur. Sistemin performans katsayısı hesabını, elemanların farklı sıcaklıklar da COP karşılaştırmalarını ve ekserji analizini yapmıştır. Çift etkili absorpsiyonlu sistemin termodinamiksel büyüklüklerini hesaplamış ve COP'ü 1,146 ekserji verimini ise 0,208 olarak bulmuştur. Jeneratör için gerekli enerjiyi 348,66 kW, sistemin ilk yatırım maliyetini 42267 \$ olarak bulmuş ve tesis için gerekli soğutma yükü ihtiyacının karşılanabildiğini ortaya koymuştur. Sistemin ilk yatırım maliyetinin yüksekliğine rağmen enerji verimliliğine katkı sağlayacağını belirtmiştir [72].

Özkan 2013'de yaptığı çalışmada; 60 oda kapasiteli bir otelde bulunan, amonyak-su akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemini enerji verimliliği açısından teorik ve uygulamalı olarak incelemiştir. Teorik hesaplamalar sonunda COP değerini 0,7, 1 adet soğutucunun soğutma kapasitesini 17,72 kW ve jeneratöre verilmesi gereken ısı miktarını 25,27 kW olarak bulmuştur. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin ve klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin ekonomik analizlerini yaparak karşılaştırmıştır. Karşılaştırma sonunda absorpsiyonlu soğutma sisteminin geri ödeme süresini yaklaşık 5 yıl olarak bulmuştur [73].

Çetingöz, 2015'de yaptığı çalışmasında; saatlik atmosfer sıcaklığı ve güneş ışınımı verilerini kullanarak Mersin İlinde güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin kullanılabilirliğini analiz etmiştir. Tasarımda vakum tüplü güneş kolektörü ve amonyak-su soğutucu çiftini kullanmıştır. 30 m²'lik bir alanın soğutma yükünü dikkate alarak gerekli olan güneş kolektörü yüzey alanını hesaplamıştır. 30 m²'lik bir alanın soğutulması için gerekli olan güneş kolektörü yüzey alanını 50 m²

olarak belirleyerek güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin Mersin'de kullanıma uygun olduğu sonucuna varmıştır [74].

Tuğcu, 2015'de yaptığı çalışmada gıda ürünlerinin soğuk depolama ihtiyacını karşılayacak; jeotermal enerji destekli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin, farklı eriyik konsantrasyonları ve tasarım parametrelerine göre optimizasyonunu yapmıştır. Akışkan çifti olarak NH_3-H_2O ikilisini kullanmıştır. Analitik yollarla hesaplanan soğutma tesir katsayısı, ekserji verimi ve net bugünkü değer sonuçlarının, yapay sinir ağları modeli ile MATLAB kullanılarak hesaplanan değerlerle karşılaştırıldığında istatistiki açıdan kabul edilebilir olduğunu ortaya koymuştur. Jeotermal enerjinin kullanıldığı absorpsiyonlu bir soğutma sisteminin; üzüm, elma ve ayva gibi ürünlerin soğuk muhafaza yöntemi ile saklanması için yatırıma uygun olduğu, farklı ürün grupları ele alındığında ise ürünlerin farklı saklama süreleri, farklı soğutma yükleri ve farklı soğutma birim maliyetlerine sahip olması nedeniyle ekonomik olmadığı sonucuna varmıştır [75].

Küçük, 2016'da yaptığı çalışmasında; amonyak-su akışkan çifti ile çalışan atık ısı kaynaklı bir sistemin termodinamik analizini yapmıştır. Endüstriyel bir tesisin baca gazından alınan atık ısının kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısını ve termodinamik büyüklüklerini incelemiştir. Soğutma tesir katsayısını 0,4 olarak bulmuştur. Bu tesisten atılan baca gazı ile absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılacak 291 kW'lık bir ısı enerjisi elde edilebileceğini ve bunun tesisin soğutma ihtiyacını karşılaması bakımından fazlası ile yeterli olduğunu ortaya koymuştur [18].

Moradi (2017), çeşitli tipteki tek ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin analizini yaparak sistem performanslarını ve termal limitlerini karşılaştırmıştır. Daha sonra absorpsiyonlu soğutma sistemine absorpsiyonlu ısı yükseltici entegre edip yeni sistemin performansını ve termal limitlerini incelemiştir. Fazla miktarda soğutma için bu sistemin önerilebileceğini ancak tek ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerine göre veriminin düşük olduğu sonucuna varmıştır [76].

Onat (2017), “Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu Buzdolabının Deneysel ve Teorik İncelenmesi” konulu çalışmasında; parabolik güneş kollektöründen elde edilen ısı enerjisi ile absorbsiyonlu bir buzdolabının çalıştırılmasını incelemiştir. İki adet absorbsiyonlu buzdolabının kullanıldığı çalışmada sistem jeneratörünü beslemek için; dolapların birisinde elektrik enerjisi diğ erinde ise parabolik güneş kollektöründe ısıtılan ısı transfer yağı kullanmıştır. Her iki sistem içinde çeşitli ölçümler yapmış ve deneysel sonuçlar ile teorik analizleri karşılaştırmıştır. Elektrik ısıtmalı buzdolabı performansının, yağ ısıtmalı buzdolabının performansından daha iyi olduğunu ortaya koymuştur [77].

Ravul 2017'de yaptığı "İklimlendirme Uygulamaları İçin Optimum Absorbsiyonlu Soğutucu Dizayn ve İmalatı" konulu çalışmada; konut sektörü için uygun soğutma kapasitesini Türkiye'de ki bina istatistiklerini araştırarak tespit etmiştir. Sistemin kademe sayısı, soğutma şekli, solüsyon tipi gibi özelliklerini belirlemiş ve ardından termodinamik modelini oluşturmuştur. Sistemin enerji ve ekserji analizi hesaplamalarını yaparak farklı çalışma sıcaklıklarındaki değişimleri analiz etmiştir. Her bir eşanjör için gerekli ısı transfer yüzey alanlarını bulmuştur. Üç boyutlu prototip tasarımını yapmış ve buna bağlı olarak ihtiyaç duyulan malzeme listesini hazırlamıştır. Prototipin imalatını gerçekleştirmiş ve sistemin performans ölçümlerini oluşturulan test düzeneği ile yapmıştır. Deneysel sonuçları teorik hesaplamalar ile karşılaştırmış ve daha sonra yapılacak çalışmalar için önerilerde bulunmuştur [78].

Yosaf, 2018'de “Yenilenebilir Enerji Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğutma ve Güç Sistemlerinin Geliştirilmesi Modellenmesi ve Termodinamik Optimizasyonu” konulu bir çalışma yapmış ve 3 farklı modifikasyonda enjektörlü absorbsiyonlu soğutma sistemi tasarımı geliştirmiştir. Enjektör konumunun sistem performansı üzerindeki etkisini araştırmıştır. Libya'da yaklaşık 3.4 kW pik soğutma gerektiren bir ev için yoğun güneş fotovoltaik enerji tabanlı ejektör absorbsiyonlu soğutma çevrimi, termodinamik ve ekserjoekonomik teknikleri kullanılarak değerlendirmiştir. Yüksek yatırım maliyetleri nedeniyle yoğun güneş fotovoltaik enerji sistemlerinin geri ödeme sürelerinin uzun olduğunu belirtmiş buna karşın yenilenebilir enerji kaynaklı soğutma sistemi ile yıllık olarak yaklaşık 6,58 ton CO₂ emisyonun önlenebileceğini ortaya koymuştur [79].

Önder, 2018'de yaptığı çalışmasında bir difüzyonlu absorpsiyonlu soğutma sisteminin termal kompresör ısı değıştircisi tasarımını yaparak performansının artırılması için araştırmalar yapmıştır. Yeterli ve kesintisiz olarak temin edilebilecek yenilenebilir enerji kaynaklarıyla sistemin kesintisiz bir şekilde çalışabileceğini ve yapılan tasarım ile sistem performansının %4,2 arttırılabileceğini ortaya koymuştur [80].

3. BİGADIÇ DEVLET HASTANESİNİN MEVCUT DURUMU

Bigadiç Devlet Hastanesi Balıkesir İli Bigadiç İlçesi merkezinde bulunmaktadır. 2015 yılında hizmete başlayan hastane 17.000 m² kapalı alana sahip ve 75 yataklıdır. Hastanede 5 adet ameliyathane, 3 adet doğum salonu, 26 adet poliklinik odası, 8 yataklı yoğun bakım ünitesi bulunmaktadır [81]. Bigadiç ve çevresi bor ve jeotermal gibi yer altı kaynakları bakımından oldukça zengindir. Bölgede çeşitli jeotermal kaynaklar olmakla birlikte ilçenin bölgesel ısıtma sistemi için kullanılan jeotermal kaynaklar Hisarköy’de yer almaktadır. Hisarköy, Yağcılar Bucağı’nın batısında ve Bigadiç’in 18 km doğusundadır. Yapılan sondaj çalışmalarında farklı debi ve sıcaklıklarda tespit edilen jeotermal kaynaklar Tablo 3.1’de gösterilmiştir. Yapılan çalışmalar 2007 yılında tamamlanmış ve jeotermal kaynakların Bigadiç İlçesinde 3000 konutluk bölgesel ısıtma yapmak amacıyla kullanımına başlanmıştır [82].

Hisarköy jeotermal sahalarının bölgesel ısıtma dışında; ahır ve kümes hayvancılığında, balık çiftliklerinde ve soğutma alanlarında da kullanılması ile Balıkesir İlının jeotermal kaynaklarından en yüksek oranda faydalanılmış olunacaktır [17].

Tablo 3.1: Bigadiç Hisarköy kuyuları sondaj çalışmaları ve sonuçları [82].

Kuyu Adı	Tarih	Debisi (lt/sn)	Sıcaklık (°C)	Derinlik (m)
BHK-1	2000	0.5	82.5	264
BHK-2	2001	60	97	429
BHK-3	2001	40	97,6	307
BHK-4	2001	3	57	750
BHK-5	2005	1,2	66	700
BHK-6	2006	25	75	624

Günümüze kadar jeotermal kaynağın debisinde ve sıcaklığında reenjeksiyon olmaması vb. nedenlerle bir miktar düşüş olmuştur. 2018 yılı itibari ile Bigadiç ilçe merkezindeki ısı merkezine 25 lt/sn debi ve 85 °C sıcaklıkta jeotermal su ulaşmaktadır. Kaynak veriminin azalması ve ısıtılan konut sayısının başlangıçta

planlananın üzerine çıkması nedeniyle; bu değerler artık bölgesel ısıtma için gerekli olan ihtiyacı karşılayamamakta ve gerektiğinde ısı merkezinde kömür kazanları ile sisteme takviye yapılmaktadır.

Bigadiç Devlet Hastanesi jeotermal ısı merkezinin hemen yanında yer almaktadır ve açıldığı tarihte jeotermal kaynağın yetersiz olması nedeniyle ısıtma sistemi kömür yakan kazanlar ile kurulmuştur. Soğutma ve iklimlendirme için ise chiller soğutma grupları kullanılmaktadır. Bigadiç'te jeotermal enerjiden yararlanma projesinin genel amaçları; konut, işyeri ve resmi kurumların ısıtılması, seracılık, termal turizm ve kültür balıkçılığıdır. Jeotermal kaynaklı absorpsiyonlu soğutma uygulaması da önemli bir alternatif olmasına rağmen bu konuda herhangi bir çalışma yapılmamıştır. Kış aylarında jeotermal kaynak yetersiz olmakla birlikte yazın ısıtma ihtiyacının ortadan kalkması ile; jeotermal ısı merkezine ulaşan 25 lt/sn (90 m³/saat) debi ve 85 °C sıcaklıktaki jeotermal su, absorpsiyonlu soğutma sistemi için önemli bir kaynak teşkil edebilir. 25 lt/sn (90 m³/saat) debi ve 85 °C sıcaklıkta jeotermal suyun sıcaklığının absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ihtiyaç duyulan en düşük sıcaklık olan 70 °C (bk. Tablo 1.1) ye kadar düşürüldüğü bir sistemden yaklaşık 1575 kW ısı enerjisi elde edilebilir. Bu çalışmada Bigadiç Devlet Hastanesine; ısı kaynağı olarak bu jeotermal enerjiyi kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemi uygulamasının yapılabilirliği incelenerek ekonomik analizi yapılmış ve mevcut durumda kullanılan klasik soğutma sistemi ile karşılaştırılmıştır.

3.1 Bigadiç Devlet Hastanesi'nin Mevcut Soğutma Sistemi

Hastanenin soğutma sistemi temel olarak chiller soğutma gruplarından oluşmaktadır. Hastanede 7/12 °C sıcaklık aralığında çalışan toplam 2 adet hava soğutmalı chiller grubu bulunmaktadır. Her birinin kapasitesi 1,255 MW'tır. Chillerlere ait özellikler Şekil 3.1'de verilmiştir.

Midea®		AIR COOLED SCREW CHILLER		CE	
MODEL	LSBLGCW 1250 A	COOLING CAPACITY	1255	kW	
POWER SUPPLY	380V, 3N~, 50Hz	TOTAL POWER INPUT	395	kW	
FULL LOAD CURRENT	800 A	WEIGHT	10400	Kg	
REFRIGERANT	R 134 a	LICENSE NO.	XK06-135-00145		
THE MAX. ALLOWABLE PRESSURE (HIGH-PRESSURE SIDE)			2.2	MPa	
THE MAX. ALLOWABLE PRESSURE (LOW-PRESSURE SIDE)			1.7	MPa	
OUTLINE DIMENSION(L×W×H)		10830×2280×2370 mm			
PRODUCT NO.	MIDEA 201309754	MANUFACTURING DATE	AUGUST 2013		
ChongQing Midea-General Refrigeration Equipment Co., Ltd. Add:NO.15,ROSEBUSH Rd.,Nan'an District,Chongqing,P.R.China					

Şekil 3.1: Hastanedeki mevcut chillerlerin özellikleri.

3.2 Soğutma İçin Kullanılan Aylık Elektrik Tüketiminin Belirlenmesi

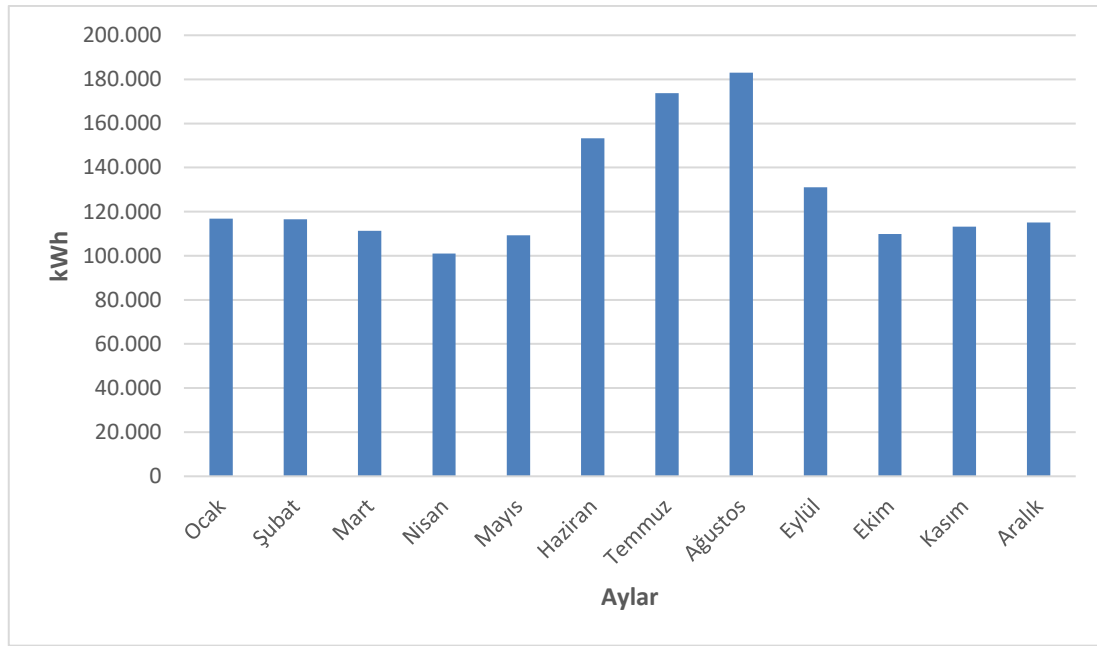
Soğutma sistemi için hastanede ayrı bir elektrik sayacı olmadığından chiller'lerin gerçek elektrik tüketimi hakkında bir veri yoktur. Soğutmada harcanan elektrik tüketimini bulmak için hastanenin aylık toplam elektrik tüketimini gösteren faturalardan faydalanılmıştır. Bunun için 2015-2018 yılları arasındaki elektrik faturaları kullanılmıştır.

Hesaplamalarda kullanılacak aylık ortalama tüketim değerleri; hastanenin elektrik tüketiminde artış veya azalma eğilimi olmadığı varsayılarak her ay için aritmetik ortalama yöntemi ile hesaplanmış ve Tablo 3.2'de gösterilmiştir. En düşük elektrik tüketimi 100.966 kWh ile Nisan ayında, en yüksek elektrik tüketimi 183.054 kWh ile Ağustos ayında gerçekleşmiştir.

Tablo 3.2: Hastanenin aylık ortalama elektrik tüketimi (kWh).

Aylar	2015	2016	2017	2018	Ortalama
Ocak		114.726	129.816	105.870	116.804
Şubat		110.257	116.095	123.451	116.601
Mart		114.709	111.762	107.536	111.336
Nisan		110.848	88.023	104.027	100.966
Mayıs		114.546	99.018	114.257	109.274
Haziran		154.014	145.245	160.459	153.240
Temmuz	166.907	163.188	175.187	189.543	173.707
Ağustos	192.292	174.421	175.856	189.646	183.054
Eylül	138.859	116.030	137.168	132.135	131.048
Ekim	108.412		95.761	125.504	109.893
Kasım	102.834	105.708	116.327	128.036	113.227
Aralık		121.081	116.806	107.319	115.069

Elde edilen aylık ortalama tüketim değerlerine göre hastanenin aylık elektrik tüketimlerini gösteren grafik Şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2: Bigadiç Devlet Hastanesinin aylık ortalama elektrik tüketimi.

Soğutmada kullanılan toplam elektrik miktarını belirlemek için soğutma için harcanan minimum elektrik tüketiminin bilinmesi gerekir. Minimum elektrik tüketimi, en düşük soğutma yüküne sahip olan ayda; tek bir chiller grubunun çalıştığı ve ihtiyaç duyulan soğutma yükünü karşıladığı varsayılarak 1,225 MW olarak kabul edilmiştir. Bu noktada, maksimum kapasite ile soğutma için maksimum elektrik tüketimi arasındaki korelasyon hakkında bir varsayımda bulunmak gerekir. Burada, sistemin yalnızca maksimum yükün gerçekleştiği ayda tam kapasitede çalıştığı varsayılmaktadır. Ayrıca, minimum kapasitenin soğutma için minimum elektrik tüketimi ile ilişkilendirilmesi durumunda, soğutma tüketiminin kullanılan kapasite ile doğru orantılı olduğu varsayılmaktadır [44]. Bu durumda maksimum kapasite Eşitlik 3.1’deki gibi yazılır:

$$Y = A - B + X \quad (3.1)$$

Burada;

A : Maksimum elektrik tüketimi, kWh

B : Minimum elektrik tüketimi, kWh

Y : Soğutma için maksimum elektrik tüketimi, kWh

X : Soğutma için minimum elektrik tüketimi, kWh

Kapasitenin tüm durumlar için doğrudan tüketim ile ilgili olduğu varsayıldığından;

$$X = \frac{K}{L} x Y \quad (3.2)$$

Burada;

K : Soğutma için kullanılan minimum kapasite, kW

L : Soğutma için kullanılan maksimum kapasite, kW

Eşitlik 3.1 Eşitlik 3.2’de yerine koyulduğunda:

$$X = \frac{K}{L} x (A - B + X) \quad (3.3)$$

Soğutma için minimum elektrik tüketimi bulmak için Eşitlik 3.4 yazılabilir:

$$X = \frac{K X (A - B)}{L X (1 - \frac{K}{L})} \quad (3.4)$$

Soğutma için kullanılan minimum elektrik tüketimini bulduktan sonra, her ay soğutma için elektrik tüketimini Eşitlik 3.5 ile bulmak mümkündür:

$$N = M - B + X \quad (3.5)$$

Burada;

N : n’inci ay soğutma için elektrik tüketimi, kWh

M : Nihai ay elektrik tüketimi, kWh

Eldeki verilere ve verilen eşitliklere göre ocak ayı için soğutmada kullanılan elektrik miktarını hesaplayacak olursak;

A = Maksimum elektrik tüketimi = 183.054 kWh

B = Minimum elektrik tüketimi = 100.966 kWh

Y = Soğutma için maksimum elektrik tüketimi = 2.510 kWh

X = Soğutma için minimum elektrik tüketimi = 1.255 kWh

Soğutma için minimum elektrik tüketimi Eşitlik 3.4'den;

$$X = \frac{(1.255) * (183.054 - 100.966)}{(2.510) * \left(1 - \left(\frac{1.255}{2.510}\right)\right)} = 82.088 \text{ kWh}$$

olarak bulunur.

Soğutma için maksimum elektrik tüketimi Eşitlik 3.1'den;

$$Y = (183.054 - 100.966 + 82.088) = 164.176 \text{ kWh}$$

olarak bulunur.

Ocak ayı için soğutmada kullanılan elektrik miktarı Eşitlik 3.5'den;

M= 116.804 kWh olarak bulunmuştu. (bk. Tablo 3.2)

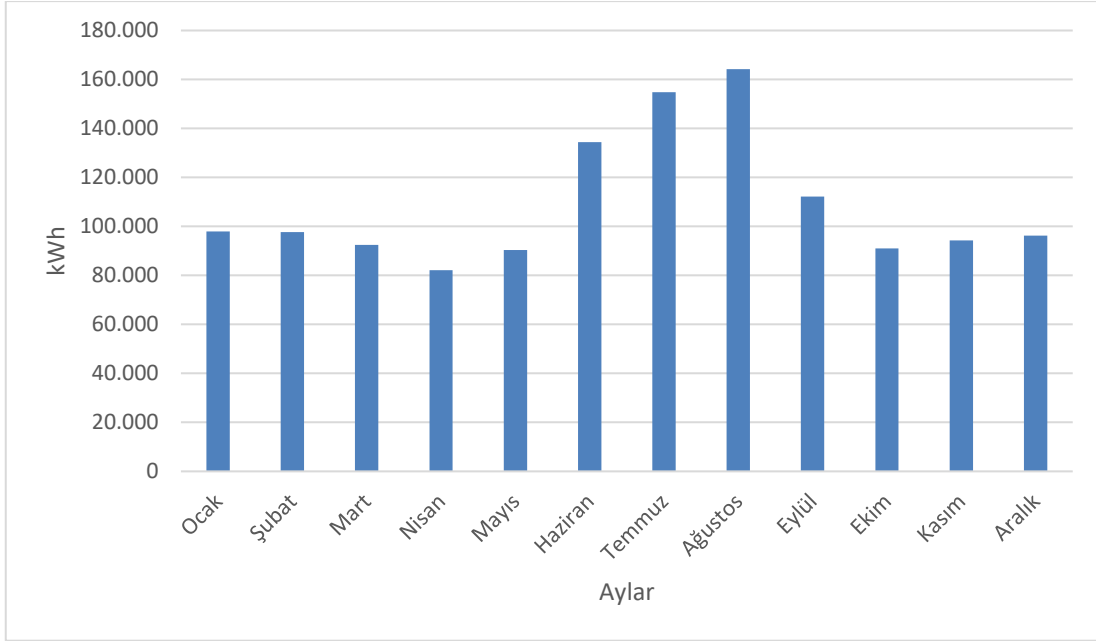
$$N = (116.804 - 100.966 + 82.088) = 97.926 \text{ kWh}$$

olarak bulunur.

Diğer aylar için soğutmada kullanılan elektrik miktarları hesaplanmış ve Tablo 3.3'te verilmiş ve Şekil 3.3'de grafik olarak gösterilmiştir.

Tablo 3.3: Soğutma için kullanılan aylık elektrik enerjisi miktarları.

Aylar	Elektrik tüketimi (kWh)	Soğutma için elektrik tüketimi (kWh)
Ocak	116.804	97.926
Şubat	116.601	97.723
Mart	111.336	92.458
Nisan	100.966	82.088
Mayıs	109.274	90.396
Haziran	153.240	134.362
Temmuz	173.707	154.829
Ağustos	183.054	164.176
Eylül	131.048	112.170
Ekim	109.893	91.015
Kasım	113.227	94.349
Aralık	115.069	96.191
Yıllık Toplam	1.534.219	1.307.683



Şekil 3.3: Soğutma için kullanılan aylık elektrik enerjisi miktarları.

Soğutma için harcanan yıllık elektrik enerjisi miktarı toplamı 1.307.683 kWh olarak hesaplanmıştır. Bu değer soğutma sisteminin harcadığı toplam elektrik enerjidir; hastanenin toplam soğutma yükünü bulmak için soğutma sisteminin tükettiği birim enerji başına (COP değeri, etkinlik katsayısı) karşıladığı soğutma

yükü hesaplanmalıdır. Soğutma sisteminin etiket değerlerinde; soğutma kapasitesi 1,255 MW ve toplam güç girişi 395 kW olarak verilmiştir. Bu değerlere göre;

$$COP = \frac{1.255}{395} = 3,17$$

olarak bulunur.

Soğutma için harcanan toplam elektrik miktarı, chiller soğutma grubunun performans katsayısı ile çarpıldığında hastanenin toplam yıllık soğutma ihtiyacı bulunur. Buna göre hastanenin yıllık toplam soğutma ihtiyacı;

$$1.307.683 \text{ kWh} * 3,17 = 4.154.790 \text{ kWh}$$

olarak bulunur.

Bu ihtiyaç, hastane soğutma sistemindeki 2 chiller grubunun da çalışması (tam kapasite) durumunda, yıllık çalışma süresi;

$$\frac{4.154.790 \text{ kWh/yıl}}{2.510 \text{ kW}} = 1655 \text{ h/yıl}$$

olarak bulunur.

Yıllık maksimum çalışma süresinin 8760 saat olduğu düşünüldüğünde bu değer %18,90 kapasite kullanımına denk gelmektedir.

3.3 Mevcut Soğutma Sisteminin Kurulum ve Yıllık İşletme Maliyeti

Mevcut soğutma sisteminin maliyetlerini belirlemek üzere; mevcut konvansiyonel sistem ile aynı özelliklere sahip, York marka YVAA0375INF50BAVNXX model frekans kontrollü, vidali kompresörlü, hava soğutmalı kondenserli su soğutma grubu cihazı incelenmiştir. Cihaz için Johnson Controls firmasından teklif alınmıştır. Cihaza ait maliyetleri içeren teklif mektubu EK A'da ve genel özelliklerini, dizayn şartlarını, diğer bilgileri içeren veri sayfaları EK B.1, EK B.2'de verilmiştir. Mevcut konvansiyonel sistemin toplam ilk yatırım

maliyeti Tablo 3.4’de verilmiştir. Bina içi tesisat ve cihazlar her iki sistem için de ortak olacağı için hesaplamalara dahil edilmemiştir.

3.3.1 Mevcut Soğutma Sisteminin Kurulum Maliyeti

Tablo 3.4: Konvansiyonel sistemin toplam ilk yatırım maliyeti.

Maliyet Dökümü	YORK YVAA0375INF50BAVNXX
1. Konvansiyonel soğutma makinesi	170.850 \$
2. Mekanik tesisat (pompa-vana-pislik tutucu-boru vb.), yapı işleri, mühendislik ve danışmanlık hizmetleri, ön görülemeyen masraflar, kâr payı vd.	200.000 \$
3. Vergi (KDV), %18	66.753 \$
Toplam Yatırım Bedeli	437.603 \$ = 2.625.618 TL

3.3.2 Mevcut Soğutma Sisteminin Yıllık İşletme Maliyeti

Elektrik maliyeti

$$\text{Elektrik maliyeti} = \text{Yıllık elektrik sarfiyatı} \times \text{Elektrik birim fiyatı} \quad (3.6)$$

Mart 2019 itibari ile tek terimli, tek zamanlı, ticarethane, orta gerilim aboneleri için elektrik birim fiyatı ~ 0,68 TL/kWh’dir. (± 10 Krş) [83].

Soğutma sisteminin yıllık toplam elektrik tüketimi 1.307.683 kWh olarak bulunmuştur. (Bk. Tablo 3.3)

İşletme elektrik maliyeti Eşitlik 3.6’dan;

$$1.307.683 \text{ (kWh/yıl)} \times 0,68 \text{ (TL/kWh)} = 889.225 \text{ TL/yıl}$$

olarak bulunur.

Su maliyeti

Buharlaştırma, kaçak gibi sebeplerden kaynaklanan su kaybı bedelidir. Hem mevcut kompresörlü sistemde hemde tasarlanan absorpsiyonlu sistemde su maliyeti

az ve birbirine yakın miktarda olacağından ihmal edilecek ve karşılaştırmaya dahil edilmeyecektir.

Bakım maliyeti

Mekanik sistemde çıkabilecek arızalar ve rutin bakımları için yapılan masraflar olup alınan EK A'daki fiyat teklifine göre yıllık 2000 dolardır. 1 dolar yaklaşık 6 TL kabul edilirse bakım maliyeti 12000 TL olarak bulunur. Tablo 3.5'de mevcut konvansiyonel sistemin yıllık işletme giderleri ve toplamı görülmektedir.

Tablo 3.5: Mevcut konvansiyonel sistemin toplam yıllık işletme gideri.

Elektrik Maliyeti	889.225 TL
Su Maliyeti	-
Bakım Maliyeti	12.000 TL
Toplam Maliyet (TL)	901.225 TL

3.4 Mevcut Soğutma Sisteminin Sera gazı Emisyon Değerleri

Tükettiğimiz elektriğin 1 kWh'inin elde edilebilmesi için yaklaşık 0,43 kg karbondioksit atmosfere salınmaktadır [84].

$$Yıllık\ salınan\ CO_2\ miktarı = Yıllık\ elektrik\ sarfiyatı\ (kWh) \times 0,43\ (kg/kWh) \quad (3.7)$$

Eşitlik 3.7' den yıllık salınan CO₂ miktarı;

$$1.307.683\ (kWh) \times 0,43\ (kg/kWh) = 562.304\ kg$$

olarak bulunur.

4. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ VE MALİYET HESAPLARI

4.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Ve Absorbsiyonlu Soğutma Makinesi Seçimi

NH_3 - H_2O akışkan çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemleri 90-180 °C gibi yüksek jeneratör giriş sıcaklı gerektirirken, $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çifti ise 70-88 °C gibi daha düşük jeneratör giriş sıcaklıklarında da kullanılabilirler [28]. Bu nedenle 85 °C jeotermal su sıcaklığı için akışkan çifti olarak $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ seçilmiştir.

$\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin tek veya çift kademeli olarak 2 tipi mevcuttur. Tek etkili absorbsiyonlu soğutma sistemleri; 80 °C ila 120 °C arasında değişen jeneratör giriş sıcaklığıyla çalışabilir ve genellikle 6-7 °C'de soğutulmuş suya ihtiyaç duyan bina soğutma yüklerini karşılamak için kullanılır. Çift kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanı emici akışkandan ayırma işlemi iki aşamada gerçekleşir ve yüksek kademeli jeneratörü çalıştırmak için gerekli jeneratör giriş sıcaklığı 150 °C'den ve tek etkili sistem için gereken sıcaklıktan yüksektir [85]. Çift kademeli veya tek kademeli farklı tasarım ve kapasitelerde absorbsiyonlu soğutma cihazı üretimi yapılmaktadır. Bu kriterler göz önüne alındığında; 85 °C jeotermal su sıcaklığı ve 90 m³/saat debi için, piyasadaki tek kademeli absorbsiyonlu soğutma cihazları incelenmiş ve York markasının düşük sıcaklıkta çalışabilen $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftini kullanan absorbsiyonlu sıcak sulu su soğutma grubu cihazlarından, YHAU-CL700EXW2S modelinin uygun olduğu değerlendirilmiştir. Cihaza ait özellikler Tablo 4.1'de verilmiştir. Cihaz 85/68,6 °C sıcaklığında ve 90,0 m³/h debideki sıcak su ile 1.255 kW'lık soğutma yapabilmektedir.

Tablo 4.1: Seçilen absorpsiyonlu soğutma cihazının özellikleri.

Marka/Model	York/YHAU-CL700EXW2S
Soğutma Kapasite	1.255 kW
Soğutulmuş Su Devresi	
Akış hızı	215,9 m ³ /h
Giriş / Çıkış Sıcaklığı	12/7 °C
Basınç düşmesi	61,0 kPa
COP (soğutma)	0,75
Soğutma Suyu	
Akış hızı	503,7 m ³ /h
Giriş / çıkış sıcaklığı	30/35 °C
Basınç düşmesi	49,0 kPa
Sıcak Su Devresi	
Akış hızı	90,0 m ³ /h
Giriş / çıkış sıcaklığı	85/68,6 °C
Basınç düşmesi	56,0 kPa
Kapasite kontrol aralığı	%20-100
Güç tüketimi	16,3 kVA
Boyutlar (uzunluk / genişlik / yükseklik)	6,0/2,75/3,3 m

4.2 Tek Kademeli Lityum Bromür-Su Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi

Lityum bromür-su bileşiminde su soğutucu akışkan, lityum bromür absorbenttir. Lityum bromür normalde katı halde bulunur. Su ile karıştırıldığında ise sıvı bir eriyik haline gelir. Suyun buharlaşma ısısı yüksektir, su ucuzdur, kolay bulunur ve zehirli değildir. Lityum bromür uçucu değildir. Su, jeneratörde ısıtılır ve lityum bromürden önce buharlaşarak kolaylıkla solüsyondan ayrılır. Lityum bromür-su çiftinin performans katsayısı (COP) değeri NH₃-H₂O çiftine oranla daha yüksektir [28]. Ancak soğutucu akışkan olarak kullanılan suyun 4 °C'nin altındaki sıcaklıklarda kristalleşmeye başlaması bu sistemin soğutma amacıyla kullanımını kısıtlamış ve daha çok iklimlendirme uygulamalarında kullanılmasını zorunlu kılmıştır [26]. Lityum bromür-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi Şekil 1.3'de, çalışma prensibi Bölüm 1'de verilmiştir.

4.3 Tek Kademeli Lityum Bromür-Su Eriyikli Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Özellikleri

LiBr-H₂O absorbsiyonlu soğutma sisteminde soğutucu akışkan su olduğundan buharlaştırıcı 4 °C'nin altında çalışamaz [21,86]. Evaporatör sıcaklığı 4 ile 12 °C arasında değişir [21]. Şekil 4.1'de görüldüğü gibi evaporatör sıcaklığının artması COP değerini arttırmaktadır [27]. Bu nedenle evaporatör sıcaklığı yeterli soğutma kapasitesini sağlayabilmek için maksimum 10 °C ile sınırlandırılır [21]. Kondenser ve evaporatörde sadece soğutucu akışkan yani su bulunduğundan Lityum bromür konsantrasyonu %0'dır ve soğutucu akışkan doymuş buhar halindedir. Sistemin bu noktaları için termodinamik özellikler; su ve su buharının termodinamik özellikleri tablosundan evaporatör sıcaklığına göre bulunur.

Evaporatör (buharlaştırıcı) basıncı, $P_{\text{buh}} = 1,2281 \text{ kPa}$

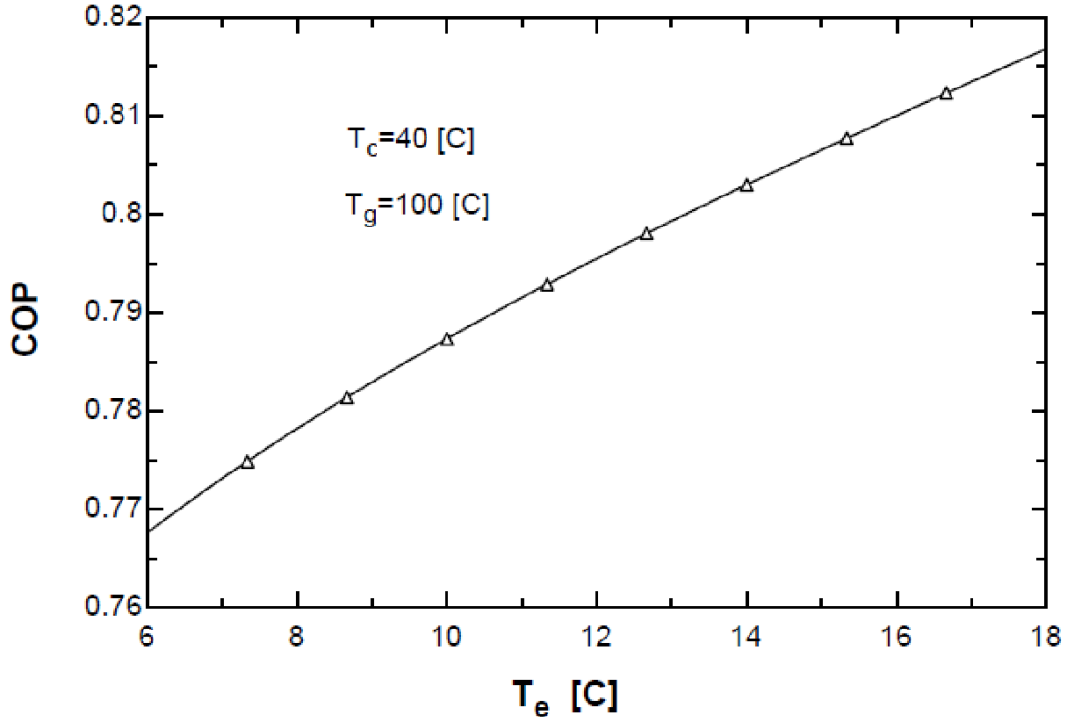
Entalpi, $h_{\text{buh}} = 2519,2 \text{ kJ/kg}$

Kondenser yoğuşma ısısının çekilebilmesi için kondenser sıcaklığının çevre sıcaklığından yüksek olması gerekmektedir. Ancak Şekil 4.2'de de görüldüğü gibi kondenser sıcaklığının artması COP değerini düşürmektedir [27]. Bu nedenle kondenser sıcaklığı maksimum 40 °C ile sınırlandırılır. Soğutucu akışkan kondenserde doymuş sıvı halindedir. 40 °C'deki doymuş suyun özellikleri;

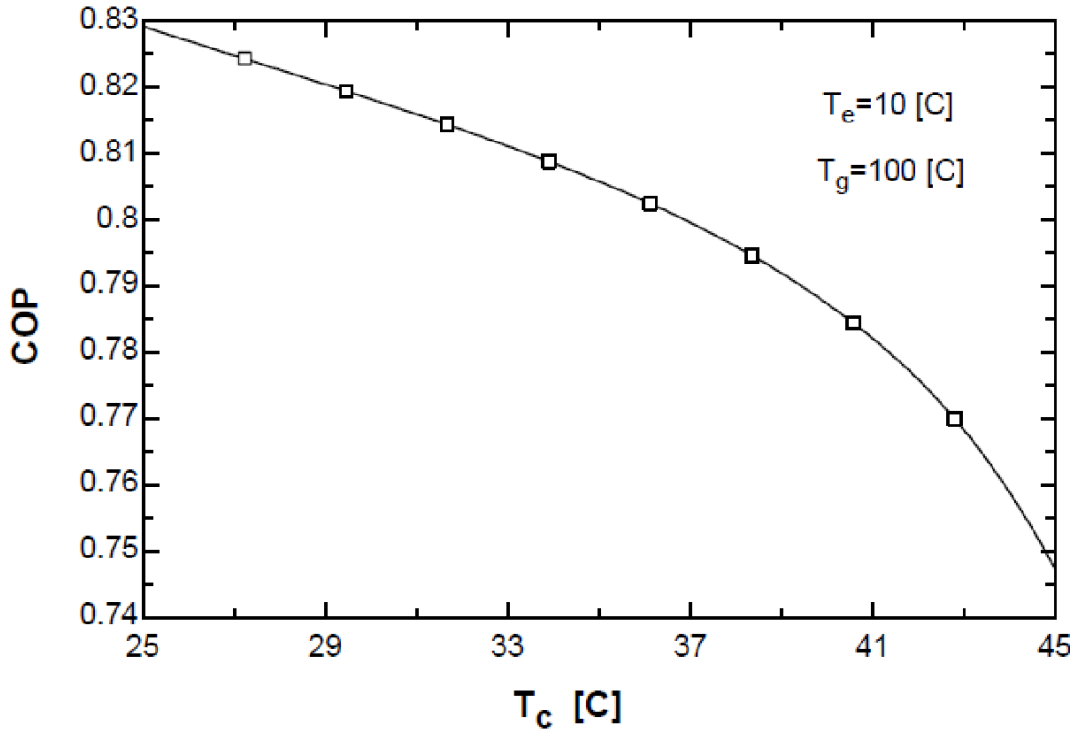
LiBr konsantrasyonu, $X = \%0$ (saf su)

Kondenser (yoğuşturucu) basıncı, $P_{\text{yoğ}} = 7,3851 \text{ kPa}$

Entalpi, $h_{\text{yoğ}} = 167,53 \text{ kJ/kg}$



Şekil 4.1: Evaporatör sıcaklığına göre COP'un değişimi (T_g , T_c =sbt) [27].



Şekil 4.2: Kondenser sıcaklığına göre COP'un değişimi (T_g , T_e =sbt) [27].

Absorberde LiBr-H₂O solüsyon halinde bulunur ve LiBr-H₂O solüsyonunun termodinamik özellikleri bulunurken Şekil 4.3'teki LiBr-H₂O eriyiğinin sıcaklık-basınç konsantrasyon diyagramından ve Şekil 4.4'teki su/lityum bromür çözeltisi için entalpi-konsantrasyon diyagramından faydalanılır. Öncelikle verilen evaporatör ve absorber sıcaklık değerleri için solüsyonun konsantrasyonu bulunur. Sonra; solüsyonun, konsanstrasyon ve sıcaklık değerinden faydalanılarak entalpisi bulunur. Absorberde de kondenserde olduğu gibi dışarıya ısı atılması gerektiğinden sıcaklığının çevre sıcaklığından yüksek olması gerekmektedir. Absorber sıcaklığı da kondenser sıcaklığı gibi 40 °C alınabilir. 10 °C evaporatör ve 40 °C absorber sıcaklığına göre Şekil 4.3'ten LiBr konsantrasyonu ve basıncı aşağıdaki gibi okunur.

LiBr konsantrasyonu, $X = \%55$

Absorber basıncı, $P_{abs} = P_{buh} = 1,23 \text{ kPa}$

40 °C absorber sıcaklığı ve %55 LiBr konsantrasyonuna göre absorber entalpisi Şekil 4.4'ten aşağıdaki gibi okunur.

Absorber entalpisi, $h_{abs} = 95 \text{ kJ/kg}$ bulunur.

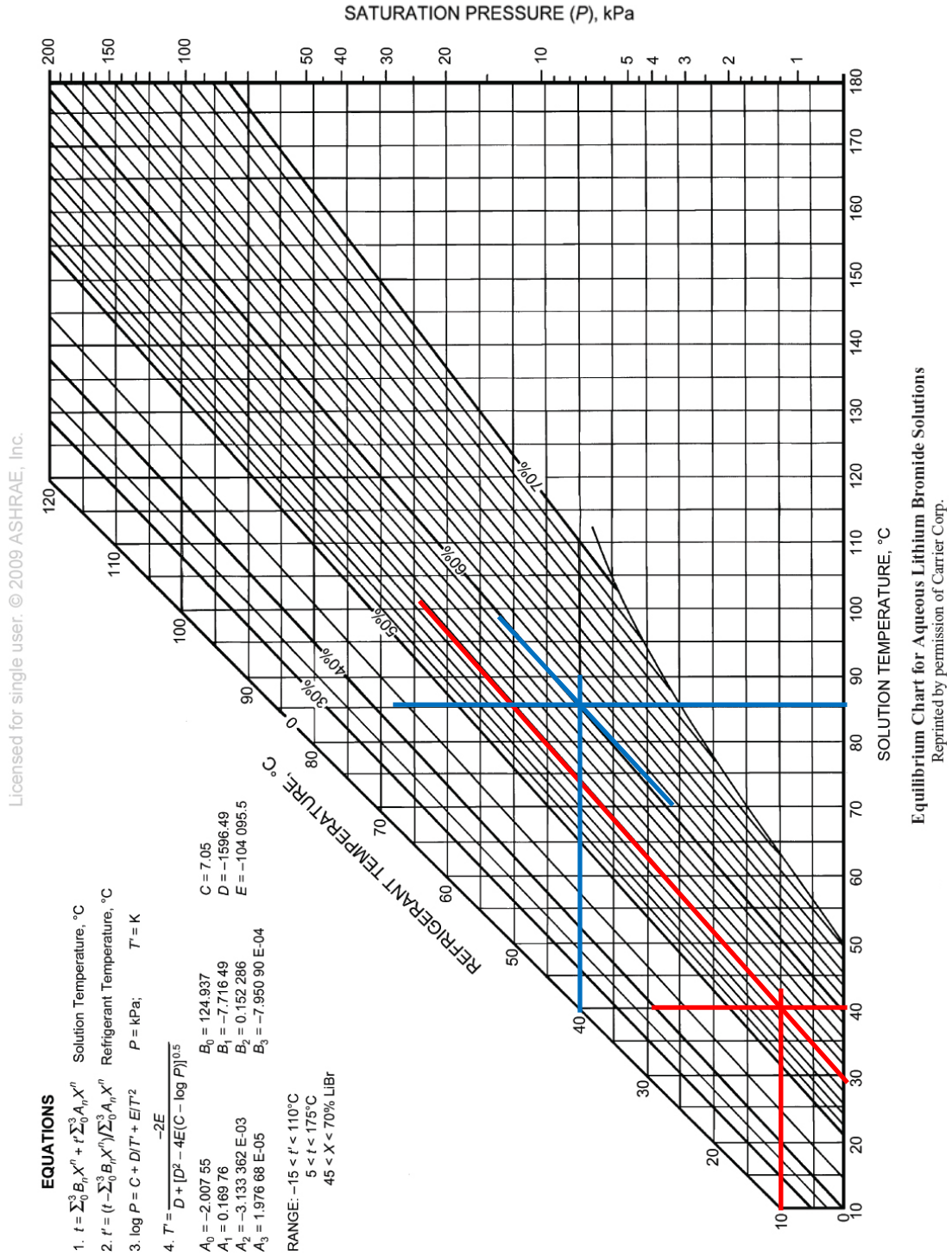
LiBr-H₂O çiftinin jeneratör sıcaklığı Bigadiç jeotermal merkezindeki suyun sıcaklığı olan 85 °C olarak seçilir. 85 °C jeneratör sıcaklığı ve 40 °C kondenser sıcaklığı için LiBr konsantrasyonu ve basıncı Şekil 4.3'ten;

LiBr konsantrasyonu, $X = \%60$

Jeneratör basıncı, $P_{kay} = P_{yoğ} = 7,38 \text{ kPa}$

85 °C jeneratör (kaynatici) sıcaklığı ve %60 LiBr konsantrasyonu için jeneratör (kaynatici) entalpisi Şekil 4.4'ten, $h_{kay} = 204 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

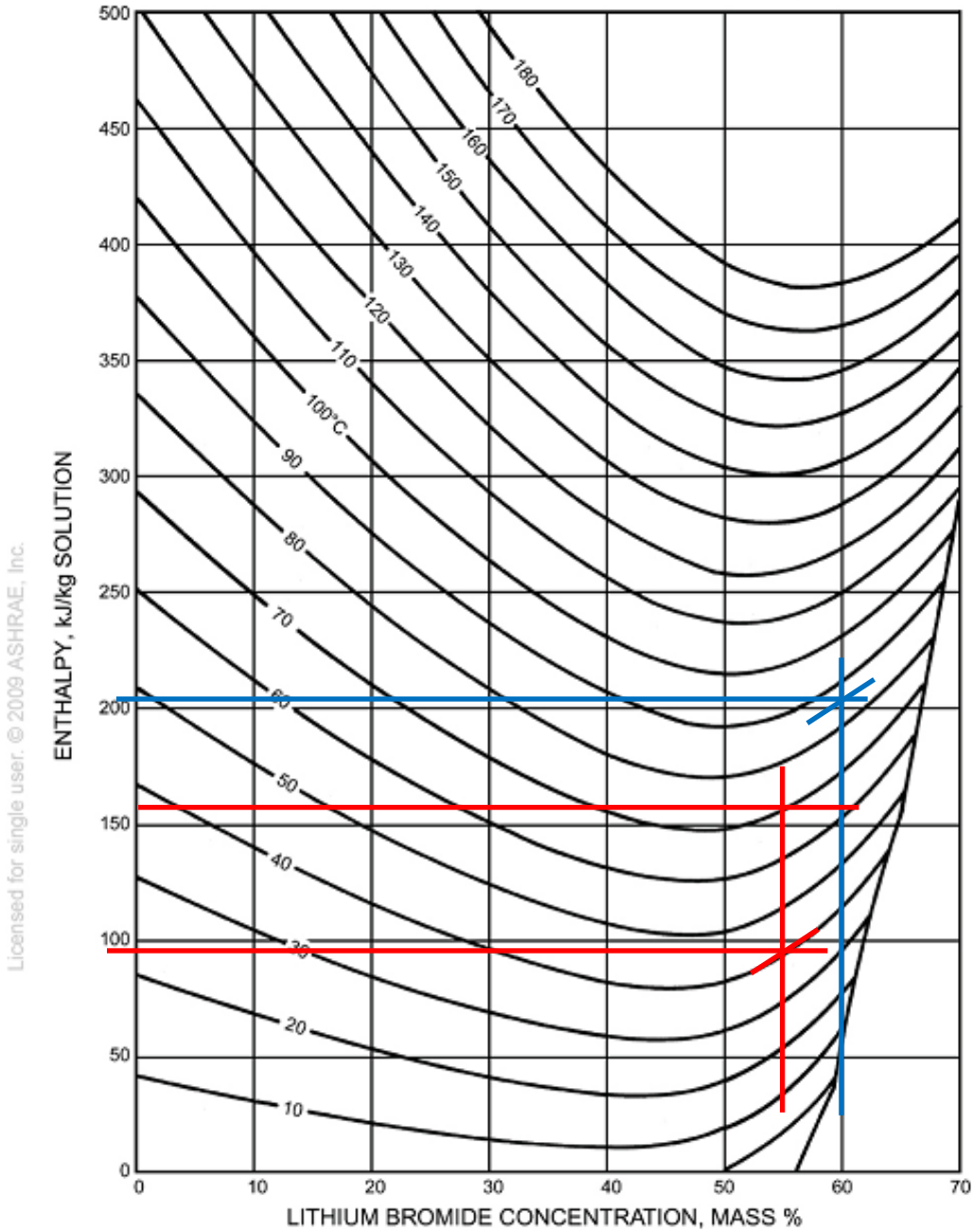
Thermophysical Properties of Refrigerants



Şekil 4.3: LiBr-H₂O eriyiğinin sıcaklık-basınç konsantrasyon diyagramı.

+

2009 ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI)



Licensed for single user. © 2009 ASHRAE, Inc.

EQUATIONS	CONCENTRATION RANGE 40 < X < 70% LiBr	TEMPERATURE RANGE 15 < t < 165°C
$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n$ in kJ/kg, where $t = ^\circ\text{C}$ and $X = \%\text{LiBr}$		
$A_0 = -2024.33$	$B_0 = 18.2829$	$C_0 = -3.7008214 \text{ E-2}$
$A_1 = 163.309$	$B_1 = -1.1691757$	$C_1 = 2.8877666 \text{ E-3}$
$A_2 = -4.88161$	$B_2 = 3.248041 \text{ E-2}$	$C_2 = -8.1313015 \text{ E-5}$
$A_3 = 6.302948 \text{ E-2}$	$B_3 = -4.034184 \text{ E-4}$	$C_3 = 9.9116628 \text{ E-7}$
$A_4 = -2.913705 \text{ E-4}$	$B_4 = 1.8520569 \text{ E-6}$	$C_4 = -4.4441207 \text{ E-9}$

Enthalpy-Concentration Diagram for Water/Lithium Bromide Solutions

Şekil 4.4: Su/lityum bromür çözeltisi için entalpi-konsantrasyon diyagramı.

4.4 Tek Kademeli Su/Lityum Bromür Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Enerji Analizi

Şekil 3.1’de verilen basit absorbsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır [27].

1. Sistem, sürekli rejim koşullarındadır.
2. Jeneratörden çıkan soğutucu akışkan buharının basıncı ve sıcaklığı, jeneratör basıncı ve sıcaklığındadır.
3. Kondenserden çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında saf sudur ve kondenser sıcaklığındadır.
4. Evaporatörden çıkan soğutucu akışkan buharı, kuru doymuş buhar şartlarında ve evaporatör sıcaklığındadır.
5. Absorberden ayrılan eriyik, absorber sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
6. Jeneratörden çıkan eriyik, jeneratör basıncı ve sıcaklığında denge halindedir.
7. Basınç kayıpları gözardı edilmiştir.
8. Absorber, jeneratör, kondenser ve evaporatör gibi elemanlardan çevreye ısı kaybı yoktur.
9. Pompa işi çok küçük olduğundan sisteme iş girişi ihmal edilmiştir.

4.4.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Birinci Kanun Analizi

Şekil 3.1’deki absorbsiyonlu soğutma çevrimi için kararlı halde termodinamiğin birinci kanunu yazılırsa,

$$Q_J + Q_K + Q_E + Q_A + W = 0 \quad (4.1)$$

(8) ve (9) kabullerden;

$$Q_J + Q_K + Q_E + Q_A = 0 \quad (4.2)$$

Açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu ve süreklilik denkleminde, 1 kg soğutucu buharı için ($m = 1$ kg), Şekil 3.1’deki sistemin analizi;

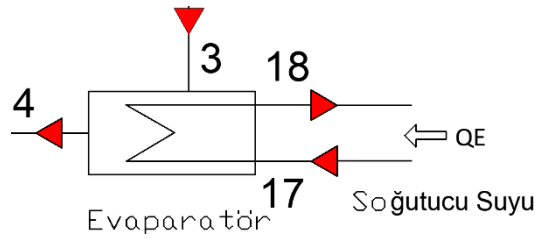
Zengin eriyik konsantrasyonu ξ_Z Eşitlik 4.3, fakir eriyik konsantrasyonu ξ_F Eşitlik 4.4 şeklinde yazılabilir.

$$\xi_Z = \frac{m_8}{m_1} \quad (4.3)$$

$$\xi_F = \frac{m_7}{m_1} \quad (4.4)$$

Eşitlikler 4.3 ve 4.4'de dikkate alınarak sistemin herbir elemanı için kütle ve enerji denge eşitlikleri yazılacak olursa;

Evaporatör (buharlaştırıcı) kütle ve enerji denge eşitlikleri;



Şekil 4.5: Tek kademeli ASS ait evaporatör diyagramı.

Şekil 4.5'da görülen evaporatörün kütle ve enerji denge eşitlikleri:

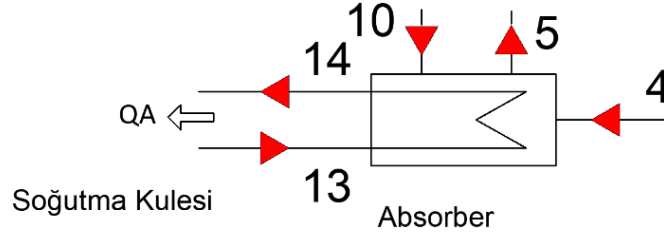
$$Q_E = m_{ss} C_{p_{ss}} \Delta T_{ss} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (4.5)$$

$$q_e = h_4 - h_3 \quad (4.6)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (4.7)$$

$$x_4 = 1,0 \quad (4.8)$$

Absorber kütle ve enerji denge eşitlikleri;



Şekil 4.6: Tek kademeli ASS ait absorber diyagramı.

Şekil 4.6'de görüldüğü gibi; absorbere soğutucu akışkan doymuş buhar olarak girmekte ve LiBr tarafından absorbe edilerek X_5 derişiminde sıvı çözelti haline gelmektedir. Çözelti, X_5 derişiminde fakir çözelti olarak absorber'dan çıkmakta, zengin derişimli olarak X_{10} derişiminde absorbere girmektedir.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10} \quad (4.9)$$

$$\dot{m}_5 x_5 = \dot{m}_{10} x_{10} \quad (4.10)$$

$$Q_A = \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_4 h_4 = m_{ss} C_{p_{sks}} \Delta T_{sks} \quad (4.11)$$

$$q_a = \xi_f h_5 - h_4 - \xi_z h_{10} \quad (4.12)$$

Burada m_5 ve m_{10} bilinmemektedir. Bunların arasındaki kütle oran, akış (dolaşım) oranıdır ve "f" ile gösterilir. Absorber'da LiBr kütle dengesi (giren LiBr kütle = çıkan LiBr kütle) yardımıyla ve Eşitlik 4.9 dikkate alınarak Eşitlik 4.10 uyarınca;

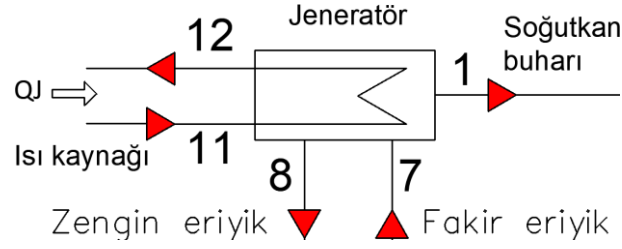
$$f = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} = \frac{X_7}{X_8 - X_7} \quad (4.13)$$

yazılabilir. Buradan;

$$f = \frac{60}{60 - 55} = 12$$

olarak bulunur.

Jeneratör kütle ve enerji denge eşitlikleri;



Şekil 4.7: Tek kademeli ASS sistemine ait jeneratör diyagramı.

Şekil 4.7’de görülen jeneratörün kütle ve enerji denge eşitlikleri:

Jeneratör; dışarıdan verilen ısı enerjisi ile, eriyik pompası vasıtasıyla absorberdan gelen fakir eriyikten, suyun buharlaştırılıp ayrıştırılarak yüksek basınçta yoğunlaştırıcıya gönderilmesini sağlar. Bu işlemin sonunda oluşan zengin eriyik ısı değiştirici üzerinden tekrar absorbere iletilir. Jeneratör enerji ve kütle dengesi aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir.

$$Q_J = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_{js} C_{js} \Delta T_{js} \quad (4.14)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 + \dot{m}_8 \quad (4.15)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 \quad (4.16)$$

$$q_j = h_1 + \xi_z h_8 - \xi_f h_7 \quad (4.17)$$

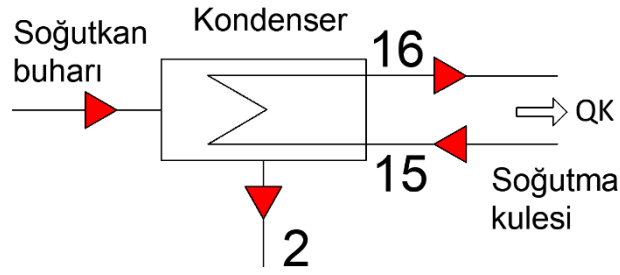
Burada h_7 jeneratöre giren fakir eriyiğin, h_8 jeneratörden çıkan zengin çözeltilerin entalpilerini, h_1 ise jeneratörde buharlaşarak zengin çözeltiden ayrılan jeneratör sıcaklığına eşdeğer doyma basıncındaki doymuş buhardır. Bu doymuş buhar yaklaşık sabit entalpide yoğunlaştırıcı basıncına genişleyerek kızgın buhara dönüşür. Bu nedenle jeneratörden çıkıp genişleyerek yoğunlaştırıcıya giren kızgın buharın entalpisi jeneratör sıcaklığına tekabül eden doymuş buharın entalpisi olarak alınabilir. Bu kabul yapılabilecek hata % 0,5’in altındadır. Jeneratördeki kütleli debi ve derişim denkleği Eşitlik 4.15 ve 4.16’da ile bulunabilir [63].

4.4.2 Tek Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Jeneratörüne Beslenmesi Gereken Buhar Debisinin Hesabı

Tek kademeli ASS'i jeneratörüne doymuş buhar beslenmekte ve yoğuşan buhar doymuş su olarak jeneratörden çıkmaktadır. Jeneratörün buhar tarafı enerji dengesi aşağıdaki gibidir.

$$Q_J = m_b(h_{11} - h_{12}) \quad (4.18)$$

Kondenser (yoğuşturucu) kütle ve enerji denge eşitlikleri;



Şekil 4.8: Tek kademeli ASS ait kondenser diyagramı.

Şekil 4.8'de görülen kondenselerin kütle ve enerji denge eşitlikleri;

Yoğuşturucu; jeneratörden (kaynaticıdan) gelen, yoğuşturucu doyma basıncına indirgenmiş kızgın buharın ısını soğutma suyuna atarak, kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanı doymuş suya dönüştürmektir. İlgili enerji ve kütle dengeleri aşağıda verilmiştir. Enerji dengesi;

$$Q_K = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (4.19)$$

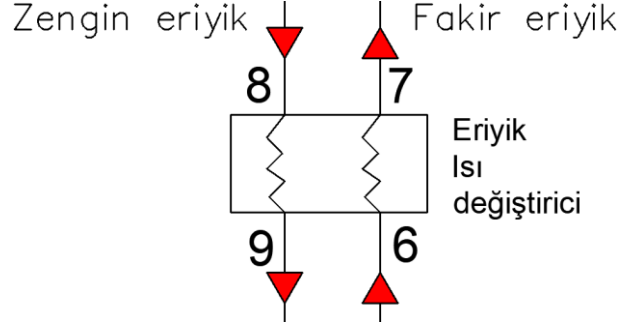
$$q_k = h_2 - h_1 \quad (4.20)$$

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4.22)$$

$$x_2 = 0 \quad (4.23)$$

Eriyik ısı değiştiricisi kütle ve enerji denge eşitlikleri;



şekil 4.9: Tek kademeli ASS ait eriyik ısı değiştiricisi diyagramı.

şekil 4.9'da görülen eriyik ısı değiştiricisinde kütle ve enerji denge eşitlikleri;

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (4.24)$$

$$x_6 = x_7 \quad (4.25)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (4.26)$$

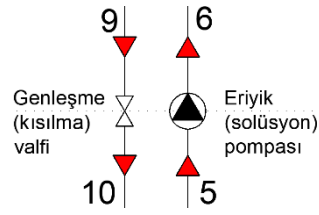
$$x_8 = x_9 \quad (4.27)$$

$$Q_{EID} = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9 \quad (4.28)$$

Eşitlik 4.29 ile verilen ve \mathcal{E} ile gösterilen eşanjör etkinlik katsayısı hesaplamalarda kolaylık sağlar.

$$\mathcal{E} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_6} \quad (4.29)$$

Genleşme valfi ve eriyik pompası kütle ve enerji denge eşitlikleri;



Şekil 4.10: Tek kademeli ASS ait genleşme valfi ve pompa diyagramı.

Şekil 4.10’de görülen eriyik pompası kütle ve enerji denge eşitlikleri;

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (4.30)$$

$$x_5 = x_6 \quad (4.31)$$

$$W_p = \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5 \quad (4.32)$$

Kabul (9)’da belirtildiği gibi; akışkanın pompalama işi çok düşük olduğundan hesaplamalara dahil edilmez.

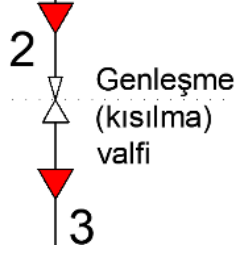
Şekil 4.10’de görülen eriyik genleşme valfi kütle ve enerji denge eşitlikleri;

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (4.33)$$

$$x_9 = x_{10} \quad (4.34)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (4.35)$$

Soğutucu akışkan (su) tarafı genişleme valfi kütle ve enerji denge eşitlikleri;



Şekil 4.11: Tek kademeli ASS ait soğutucu genişleme valfi diyagramı.

Şekil 4.11’de görülen soğutucu genişleme valfinde kütle ve enerji denge eşitlikleri;

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (4.36)$$

$$s_2 = s_3 \quad (4.37)$$

$$h_2 = h_3 \quad (4.38)$$

4.4.3 Soğutma Tesir Katsayısı

Absorbsiyonlu soğutma sistemi için performans katsayısı (soğutma tesir katsayısı), evaporatör ısı yükünün jeneratör ısı yüküne oranı olup aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$COP = \frac{Q_E}{Q_J} = \frac{\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3}{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7} \quad (4.39)$$

Absorbsiyonlu soğutma sistemi için performans katsayısı; ısısı alınan sudan çekilen soğutma yükünün, jeneratörü ısıtmak için kullanılan suyun vermiş olduğu ısı miktarına oranı olarak da aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$COP = \frac{Q_E}{Q_J} = \frac{\dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18})}{\dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12})} \quad (4.40)$$

Teorik olarak sistemin ulaşabileceği en yüksek verim Carnot performans katsayısıdır ve soğutma için; buharlaştırıcı sıcaklığı T_E , absorber sıcaklığı T_A , yoğuşturucu sıcaklığı T_K ve jeneratör sıcaklığı T_J olmak üzere dört temel sıcaklığa bağlı olarak aşağıdaki şekilde yazılabilir [20];

$$COP_{Csoğ} = \left(\frac{T_J - T_A}{T_J} \right) \left(\frac{T_E}{T_K - T_E} \right) \quad (4.41)$$

Soğutma tesir katsayısını (COP) akış oranı f , parametresiyle yazarsak Eşitlik 4.42 elde edilir;

$$COP = \frac{h_4 - h_3}{h_1 + f(h_7 - h_8) - h_8} \quad (4.42)$$

Soğutma tesir katsayısı büyük oranda soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısına bağlıdır. Soğutucu akışkanın gizli ısısı ne kadar büyükse, soğutma tesir katsayısı da buna paralel yüksek olacaktır. Artan akış oranında ise soğutma tesir katsayısı azalacaktır. Akış oranı, eriyiğin kristalizasyonu ve film kararlılığı ile direkt ilgili olduğundan pratikte belirli bir değerin altına düşmemelidir. Bu değer pratikte 10 ile 20 arasında değişir [27].

4.5 Tasarlanan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemine Enerji Analizinin Uygulanması

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin enerji analizine yönelik literatürde bir çok modelleme çalışması mevcuttur. Bu çalışmada; Ravul (2010) tarafından, Engineering Equation Solver (EES) programıyla yapılmış modelleme kullanılmıştır.

Eşitlik 4.14'den jeneratöre verilebilecek ısı miktarı;

m_{js} : Jeotermal su debisi = 25 (lt/s)

C_{js} : Jeotermal suyun öz ısısı = 4,186 (kJ/kg°C)

ΔT_{js} : Jeotermal suyun jeneratöre giriş-çıkış sıcaklık farkı 85-70 = 15 (°C)

olmak üzere, ~1570 kW olarak bulunur. Jeotermal suyun yoğunluğu 1 kg/lt olarak alınmıştır. Jeotermal suyun; jeneratörde ısıyı bıraktıktan sonraki sıcaklığı, Lindal Diyagramında absorpsiyonlu soğutmanın alt sınırı olan 70 °C olarak kabul edilmiştir.

1570 kW jeneratör gücü, 85 °C jeneratör sıcaklığı, 10 °C evedaratör sıcaklığı, 40 °C kondenser ve absorber sıcaklığı için modelleme sonunda elde edilen sistem çalışma parametreleri Tablo 4.2’de, karakteristik özellikleri Tablo 4.3’de verilmiştir. COP 0,7626 çıkmış ve evedaratörde 1197 kW’lık bir soğutma yapılabileceği görülmüştür.

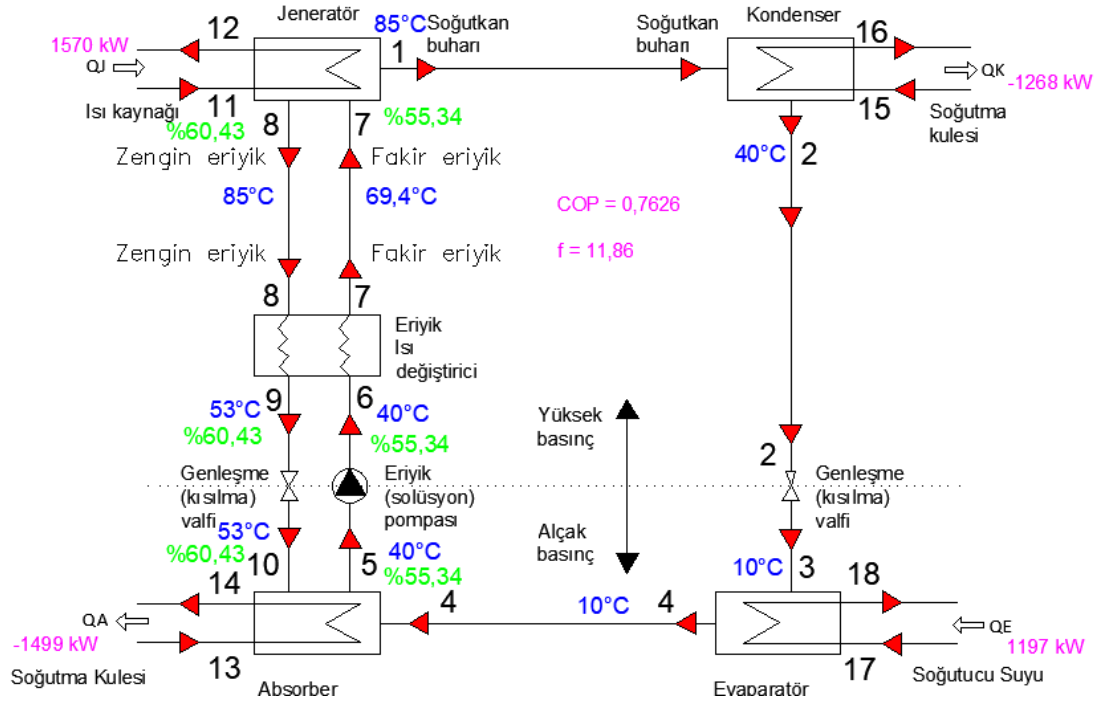
Tablo 4.2: 1570 kW’lık bir ısı kaynağı için LiBr–Su absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma parametreleri.

Sistem Noktaları	h [kJ/kg]	m [kg/sn]	P [kPa]	T [°C]	X [%]
1	2659	0,5091	7,381	85	-
2	167,5	0,5091	7,381	40	-
3	167,5	0,5091	1,228	10	-
4	2519	0,5091	1,228	10	-
5	94,83	6,04	1,228	40	55,34
6	94,83	6,04	7,381	40	55,34
7	155,4	6,04	7,381	69,41	55,34
8	204,3	5,531	7,381	85	60,43
9	138,6	5,531	7,381	53,11	60,43
10	138,6	5,531	1,228	53,11	60,43

Tablo 4.3: Modelleme sonucu elde edilen LiBr–Su absorpsiyonlu soğutma sisteminin karakteristik özellikleri

COP	0,7626
f	11,86
Q _A (kW)	-1499
Q _K (kW)	-1268
Q _E (kW)	1197
Q _J (kW)	1570

Bigadiç Devlet Hastanesi için mevcut durum ve verilere dayanılarak oluşturulan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi şeması Şekil 4.12’de verilmiştir.



Şekil 4.12: Tasarlanan tek kademeli absorbsiyonlu soğutma çevriminin çalışma değerleri.

4.6 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Kurulum ve Yıllık İşletme Maliyeti

Diğer tüm mühendislik projelerinde olduğu gibi absorbsiyonlu soğutma sisteminin de tasarlama aşamasında dikkate alınması gereken bir çok maliyet kalemi vardır. Bunları genel olarak yatırım maliyeti ve işletme maliyeti olarak ikiye ayırmak mümkündür. Yatırım maliyeti; cihaz ve malzeme alımları gibi doğrudan masrafların dışında, yapı işleri, mühendislik ve danışmanlık hizmetleri, ön görülemeyen masraflar, kâr payı vd. benzeri kalemlerden oluşur.

4.6.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Kurulum Maliyeti

Seçimi yapılan YORK marka YHAU-CL700EXW2S model absorbsiyonlu soğutma cihazı için Johnson Controls firmasından teklif alınmıştır. Cihaza ait genel özellikleri, dizayn şartlarını, diğer bilgileri ve maliyetlerini içeren teklif mektubu Ek-C'de ve Ek-Ç'de verilmiştir. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin toplam ilk yatırım

maliyeti Tablo 4.4’de verilmiştir. Bina içi tesisat ve cihazlar her iki sistem için de ortak olacağı için hesaplamalara dahil edilmemiştir.

Tablo 4.4: Absorbsiyonlu soğutma sisteminin toplam ilk yatırım maliyeti.

Maliyet Dökümü	YORK YHAU-CL700EXW2S
1. Absorbsiyonlu soğutma makinesi	275.850 \$
2. Soğutma kulesi (EK D.1)	83.710 \$
3. Mekanik tesisat (pompa-vana-pislik tutucu-boru vb.), yapı işleri, mühendislik ve danışmanlık hizmetleri, ön görülemeyen masraflar, kâr payı vd.	315.000 \$
4. Vergi (KDV), %18	121.421 \$
Toplam yatırım bedeli	795.981 \$ = 4.775.885 TL (1\$ ~ 6 TL)

4.6.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Yıllık İşletme Maliyeti

İşletme elektrik maliyeti

Elektrik maliyetinde; hem absorbsiyonlu soğutma cihazının hem de soğutma kulesinde kullanılan elektrikli cihazların tüketimlerinin dikkate alınması gerekir.

Elektrik maliyeti = Yıllık çalışma süresi (YÇS) x Elektrik fiyatı x Toplam elektrik gücü

Yıllık çalışma süresi;

$$\frac{4.154.790 \text{ kWh/yıl}}{1.255 \text{ kW}} = 3311 \text{ h/yıl}$$

olarak bulunur.

Mart 2019 itibari ile tek terimli tek zamanlı ticarethane orta gerilim aboneleri için elektrik birim fiyatı ~ 0,68 TL/kWh’dir. (± 10 Krş) [83]. Absorbsiyonlu soğutma cihazının elektrik tüketimi EK Ç’de görüldüğü gibi 13,1 kW, soğutma kulesinin elektrik tüketimi EK D.2’de görüldüğü gibi, pompalar 6 kW, fanlar 22 kW olmak üzere toplam 28 kW’dır. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin toplam elektrik tüketimi ise 41,1 kW’dır.

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin yıllık işletme elektrik maliyeti;

$$3311 \text{ h/yıl} \times 0,68 \text{ TL/kWh} \times 41,1 \text{ kW} = 92.535,82 \text{ TL/yıl}$$

olarak bulunur.

Su maliyeti

Buharlaştırma, kaçak gibi sebeplerden kaynaklanan su kaybı bedelidir. Hem mevcut kompresörlü sistemde hemde tasarlanan absorbsiyonlu sistemde su maliyeti az ve birbirine yakın miktarda olacağından ihmal edilecek ve karşılaştırmaya dahil edilmeyecektir.

Bakım maliyeti

Mekanik sistemde çıkabilecek arızalar ve rutin bakımları için yapılan masraflar olup alınan EK C'deki fiyat teklifine göre yıllık 3000 dolardır. 1 dolar yaklaşık 6 TL kabul edilirse bakım maliyeti 18000 TL olarak bulunur.

Jeotermal su maliyeti

Jeotermal suyun işletilmesinde; sağlayıcılar tarafından, tüketilen su miktarına bağlı TL/m³, TL/kWh veya yıllık kullanım bedeli gibi farklı ücretlendirmeler yapılabilmektedir. Bigadiçte; jeotermal su, belediye tarafından işletilmekte ve 2019 yılı başında kamu kurumları için 0,085 TL/kWh olarak ücretlendirilmektedir.

Seçilen absorbsiyonlu soğutma cihazı için jeneratöre verilmesi gereken ısı miktarı 1673,3 kW'dır. Jeotermal su maliyeti bulunurken öncelikle toplam yıllık ısı tüketimi hesaplanmalı daha sonra jeotermal suyun birim fiyatı ile çarpılmalıdır. Yıllık çalışma süresi 3311 saat, verilen ısı miktarı 1673,3 kW ve birim fiyat 0,085 TL/kWh için yıllık jeotermal su maliyeti 470.925 TL olarak bulunur.

Tablo 4.5'de Absorbsiyonlu soğutma sisteminin yıllık işletme giderleri ve toplamı görülmektedir.

Tablo 4.5: Absorbsiyonlu soğutma sisteminin toplam yıllık işletme gideri.

Elektrik maliyeti	92.535,82 TL
Su maliyeti	-
Bakım maliyeti	18.000 TL
Jeotermal su maliyeti	470.925 TL
Toplam işletme maliyeti	581.461 TL

4.7 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Sera gazı Emisyon Değerleri

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde sera gazı emisyonu jeotermal enerjinin direk kullanımından ve pompa vs. gibi sistemde kullanılan elektrikli cihazların kullanımından kaynaklanır. Jeotermal enerji uygulamalarında, hiçbir atık çevreye ve atmosfere atılmamaktadır. Sera etkisi yaratan karbondioksit emisyonu jeotermal enerjide 20-35 g/kWh'dir. Jeotermal enerji ile çalışan sistemlerde fosil yakıt söz konusu olmadığından; sülfür dioksit ve azot emisyonu sıfırdır [87]. Sistemde kullanılan elektrikli cihazlarından kaynaklanan sera gazı emisyonları ise; absorpsiyon soğutma makinesi ve soğutma kulesindeki elektrikli cihazların yıllık toplam elektrik tüketimleri ile 1 kWh elektrik tüketimi için salınan ortalama emisyon miktarı 0,43 kg/kWh dikkate alınarak bulunabilir.

Yıllık jeotermal enerji tüketiminden kaynaklanan sera gazı emisyonu;

$$3311 \text{ h/yıl} \times 1673,3 \text{ kW} \times 28 \text{ gr/kWh} = 155.128 \text{ kg/yıl}$$

olarak bulunur.

Absorpsiyon soğutma makinesinin elektrik tüketimi 13,1 kW, soğutma kulesinin toplam elektrik tüketimi ise 28 kW'dır. Bu durumda absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan elektrikli cihazlarından kaynaklanan sera gazı emisyonları;

$$3311 \text{ h/yıl} \times (13,1 + 28) \text{ kW} \times 0,43 \text{ kg/kWh} = 58.515 \text{ kg/yıl}$$

olarak bulunur.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin toplam sera gazı emisyonu: 155.128 + 58.515 = 213.644 kg/yıl olarak bulunur.

5. BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER

Tasarlanan bir projenin uygulanabilir olması için ekonomik açıdan avantajlı bir yatırım olması gerekir. Bir yatırımın ekonomik olarak avantajlı olup olmadığını anlamanın en kolay yollarından biri; projenin uygulanması durumunda, yapılan yatırımın yarattığı avantajın, yatırım maliyetini hangi sürede geri kazandırdığıdır. Bu süreye geri ödeme süresi denir ve kurulum maliyetleri arasındaki farkın, işletme maliyetleri arasındaki farka oranıdır [27].

Halihazırda kurulu bir soğutma sistemi olduğundan, öncelikle kurulu olan sistemin iptal edilerek yerine absorpsiyonlu soğutma sistemi kurulması durumu değerlendirilmelidir. Bunun yanında benzer şartlarda yapılacak yeni binalarda chiller soğutma sistemi ve absorpsiyonlu soğutma sistemi arasından hangisini tercih etmek gerektiğini ortaya koymak maksadıyla chiller soğutma sisteminin ve absorpsiyonlu soğutma sisteminin ilk defa kurulması durumlarını da değerlendirmek ve buna göre geri ödeme sürelerini ayrı ayrı hesaplamak yerinde olacaktır.

5.1 Mevcut Sistem Yerine Absorpsiyonlu Sistem Tesisi Halinde Geri Ödeme Süresi

Mevcut klasik buhar sıkıştırımlı chiller soğutma sistemi yerine bir absorpsiyonlu soğutma sistemi yapılması durumunda; mevcut sistem zaten kurulu olduğundan, yapılan karşılaştırmada kurulum maliyeti dikkate alınmaz. Hesaplamalarda; mevcut sistem için sadece işletme maliyetinin dikkate alınması, absorpsiyonlu sistem için ise hem kurulum hemde işletme maliyetlerinin dikkate alınması gerekir.

Önceki bölümlerde hesaplanan; mevcut klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin işletme maliyeti ile absorpsiyonlu soğutma sisteminin kurulum ve işletme maliyeti Tablo 5.1’de verilmiştir.

Tablo 5.1: Mevcut soğutma sistemi yerine absorpsiyonlu soğutma sistemi yapılması durumunda kurulum ve işletme maliyeti.

	Klasik Buhar Sıkıştırılmalı Sistem	Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi
Kurulum Maliyeti (TL)	-	4.775.885
İşletme Maliyeti (TL)	901.225	581.461

Kurulum maliyetlerinde fan coil ve soğutma hatları ve bina içi tesisatların aynı olduğu varsayılmış ve bu nedenle kurulum maliyet farkında dikkate alınmamıştır. Kurulum maliyeti üzerinde sadece soğutma sistemlerine özgü cihaz ve donanımların fiyatları dikkate alınmıştır. Geri ödeme süresi aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır [27].

$$\text{Geri Ödeme Süresi} = \frac{\text{kurulum maliyet farkı}}{\text{işletme maliyet farkı}} \quad (5.1)$$

Eşitlik 5.1'den mevcut sistem yerine kurulacak absorpsiyonlu soğutma sisteminin geri ödeme süresi;

$$\frac{(4.775.885 - 0)}{(901.225 - 581.461)} = \frac{(4.775.885)}{(319.764)} \sim 15 \text{ yıl}$$

olarak bulunur.

Halihazırda kullanılmakta olan hava soğutmalı chiller soğutma gruplarının, absorpsiyonlu soğutma sistemi ile değiştirilmesi durumunda, geri ödeme süresi yaklaşık olarak 15 yıldır. Bu sürenin sonunda kurulum maliyeti, işletme maliyeti ile beraber kendini amorti eder ve işletme kâra geçmeye başlar.

5.2 Soğutma Sistemlerinin İlk Defa Kurulması Halinde Geri Ödeme Süresi

Soğutma sistemlerinin sıfırdan kurulması durumunda geri ödeme süresini hesaplamak için gerekli olan klasik buhar sıkıştırılmalı chiller soğutma sisteminin kurulum ve işletme maliyeti ile absorpsiyonlu soğutma sisteminin kurulum ve

işletme maliyeti Tablo 5.2’de verilmiştir. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin kurulum maliyeti daha fazla olmasına karşın işletme maliyeti klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemine göre daha azdır.

Tablo 5.2: Soğutma sistemlerinin ilk defa kurulması durumunda kurulum ve işletme maliyeti.

	Klasik Buhar Sıkıştırırmalı Sistem	Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi
Kurulum Maliyeti (TL)	2.625.618	4.775.885
İşletme Maliyeti (TL)	901.225	581.461

Kurulum maliyetlerinde fan coil ve soğutma hatları ve bina içi tesisatların aynı olduğu varsayılmış ve bu nedenle kurulum maliyet farkında dikkate alınmamıştır. Kurulum maliyeti üzerinde sadece soğutma sistemlerine özgü cihaz ve donanımların fiyatları dikkate alınmıştır.

Eşitlik 5.1’den her iki soğutma sisteminin ilk defa kurulması durumunda absorpsiyonlu soğutma sisteminin geri ödeme süresi;

$$\frac{(4.775.885 - 2.625.618)}{(901.225 - 581.461)} = \frac{(2.150.267)}{(319.764)} = 6,72$$

yıl olarak bulunur.

Hastane binası yapılırken halihazırda kullanılmakta olan hava soğutmalı chiller soğutma sisteminin yerine, absorpsiyonlu soğutma sistemi tercih edilseydi geri ödeme süresi yaklaşık olarak 6 yıl 9 ay olacaktı. İlk yatırım maliyeti chiller soğutma sistemine göre oldukça yüksek olan absorpsiyonlu soğutma sistemi, bu sürenin sonunda kendini amorti edecek ve işletme kâra geçmeye başlayacaktı.

5.3 Sera gazı Emisyon Değerlerinin Karşılaştırılması

Güneş enerjisi, atmosferden geçer ve yeryüzünü ısıtır, dünya bu enerjinin bir kısmını tekrar uzaya yansır. Karbondioksit ve su buharı gibi atmosferik sera gazları, çıkan enerjinin bir kısmını seranın cam panellerine benzer bir şekilde tutarlar. Bazı sera gazları atmosferde doğal olarak meydana gelirken, bazıları da insan faaliyetlerinden kaynaklanmaktadır. Su buharı, karbondioksit, metan, azot oksit ve ozon gibi gazlar doğal olarak oluşan sera gazları arasında yer alır.

Hidroflorokarbonlar, perflorokarbonlar ve sülfür heksaflorür doğal olarak oluşmayan çok güçlü sera gazları arasında yer alır. Bu gazlar kimyasal olarak atmosferik süreçleri bozabilir ve ışıınımı etkileyerek dünyanın denfesini bozabilir [36].

Bu gazların içerisinde karbondioksit oldukça önemli bir yere sahiptir ve özellikle fosil kaynakların kullanımına bağlı olarak atmosfere çok fazla miktarda salınmaktadır. Diğer gazların küresel ısınmaya olan etkileri de CO₂ eşdeğeri olarak ifade edilir. Ülkemizin 2016 yılı toplam sera gazı emisyonu, CO₂ eşdeğeri olarak 1990 yılına göre %135,4 artış göstermiştir. 2016 yılı emisyonlarında CO₂ eşdeğeri olarak en büyük payı %72,8 ile enerji kaynaklı emisyonlar almıştır [6]. Küresel ısınma, iklim değişikliği ve çevre kirliliği açısından, emisyon değerlerinin azaltılması büyük bir önem arz etmektedir. Bu nedenle; enerji kaynaklı sistemlerin düşük emisyonlu olması önemli bir tercih kriteridir.

Önceki bölümlerde hesaplanan; mevcut klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi ile absorpsiyonlu soğutma sistemi emisyon değerleri Tablo 5.3’de verilmiştir.

Tablo 5.3: Soğutma sistemlerinin yıllık sera gazı emisyon değerleri.

CO ₂	Klasik Buhar Sıkıştırırmalı Sistem	Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi	Fark
Sera gazı Miktarı (kg/yıl)	562.304	213.644	348.660

5.4 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleriyle Mekanik Buhar Sıkıştırırmalı Sistemlerin Karşılaştırılması

- Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin hareketli parçalarının az olması sessiz çalışmalarına imkan verir.
- Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kontrolü kolaydır ve uzun ömürlüdür.
- Absorpsiyonlu soğutma sistemleri düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında daha avantajlıdır. Klasik sistemde; kompresördeki sürtünmelerden kaynaklanan aşırı güç kaybı ve aşırı kızdırma problemi yaşanmaz.
- İlk yatırım maliyetleri yüksek olmasına rağmen, bakım sıklığının azlığı ve işletme maliyetlerinin düşük olması sistemi avantajlı hale getirmektedir.

- Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde sıcaklık değişimleri, genişleme valfinden küçük değişimlerle korunabilir.
- Absorbsiyonlu sistemlerde buharlaştırıcı basınç ve sıcaklığının etkilenmesi, soğutma kapasitesini fazla etkilemez.
- Farklı elemanların küçük bir alana yerleşebilmesi, kompakt olması montaj kolaylığı sağlar.
- Dezavantajları ise; küçük boyutlarda imal edilememesi ve bu sistemin verimli çalışabilmesi için, 60-80 dakikalık ön çalışmaya ihtiyaç duymasındır [18].
- Absorbsiyonlu soğutma sistemleri klasik buhar sıkıştırmalı sistemlerin kullandığı elektriğin yalnızca %2-9'unu kullanır. Bu düşük elektrik tüketimine, kullanılan ısı kaynağına göre ek bir maliyeti gelebilir [73].

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin yerine; ısı kaynağı olarak jeotermal suyun tercih edildiği absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kullanılabilirliği incelenmiştir. Bu amaçla; Bigadiç Devlet Hastanesinin, elektrik tüketim verilerinden faydalanılarak soğutma yükü bulunmuştur. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri ve jeotermal enerji hakkında bilgi verildikten sonra, bu soğutma yükünü karşılamak amacıyla LiBr-H₂O akışkan çifti ile çalışan ve ısı kaynağı olarak ilçedeki jeotermal suyun kullanıldığı bir sistem üzerinde çalışılmıştır.

Tek kademeli basit LiBr-H₂O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin kütle ve enerji denklemleri yazılmıştır. Hesaplamalar, tasarlanan sistemin çalışma parametrelerine bağlı olarak EES program kullanılarak yapılmıştır. 85 °C sıcaklık ve 90 m³/h debideki jeotermal su için COP 0,7626 olarak bulunmuştur. Hem teorik hesaplama sonuçları hemde seçilen absorpsiyonlu soğutma cihazı verileri; jeotermal suyun 85 °C'den yaklaşık 70 °C'ye kadar soğutulması ile 1197 kW'lık bir soğutma yapılabileceğini ortaya koymuştur.

Tasarlanan sistem parametlerine göre cihaz seçimleri yapılmış ve fiyat teklifleri alınmıştır. Mevcut klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi ile absorpsiyonlu soğutma sisteminin kurulum, işletme maliyetleri ve emisyon değerleri bulunarak karşılaştırılmıştır. Sistemin ekonomik maliyeti üzerinde en büyük pay absorpsiyonlu soğutma cihazının kurulum maliyeti ve jeotermal suyun birim fiyatıdır. Mekanik sıkıştırırmalı konvansiyonel soğutma sisteminden farklı olarak absorpsiyonlu soğutma sisteminde ilave olarak soğutma kulesi kullanılması gerekir ve bu ek bir maliyet yaratır. Daha düşük jeotermal su fiyatları ile absorpsiyonlu soğutma sistemleri daha ekonomik hale gelebilir.

Mevcut sistemin iptal edilip yerine absorpsiyonlu sistemin kurulması durumunda işletme maliyetlerinden yıllık 319.764 TL tasarruf edildiği, ancak absorpsiyonlu sistemin yüksek kurulum maliyeti nedeniyle geri ödeme süresinin yaklaşık 15 yıl gibi uzun bir süre olduğu görülmüştür. Sistemlerin ekonomik ömrü de

düşünüldüğünde mevcut sistemin iptal edilip yerine absorpsiyonlu sistemin kurulması uygulanabilir değildir. Her iki sistemin de ilk defa kurulması durumunda ise; geri ödeme süresinin 6 yıl 9 ay olduğu ve sera gazı emisyonlarında yılda 348,6 ton azaltma sağlanabileceği görülmüştür. Geri ödeme süresinin çok uzun olmaması, çevre dostu olması vb. nedenlerle; benzer şartlara sahip olan projelerde absorpsiyonlu soğutma sisteminin tercih edilmesinin daha uygun olacağı sonucuna varılmıştır.

Jeotermal kaynaklar genel olarak tükenmez ve stabil olarak bilinse de reenjeksiyon yapılmaması ve kaynağın beslenme miktarından daha fazla tüketim yapılması gibi yanlış uygulamalar nedeniyle kaynak sıcaklığının veya debisinin aşırı düşmesi söz konusu olabilir. Tasarlanan sistem için böyle bir durumun söz konusu olması durumunda; Bigadiç Belediyesi Jeotermal Isı Merkezinde, kışın gerektiğinde sisteme takviye yapmak amacıyla kullanılan kömür kazanları kullanılabilir. Ayrıca absorpsiyonlu soğutma cihazının çalışması; doğrudan jeotermal kaynağa bağlı olmadığından kurulacak olan bir güneş enerjisi desteği ile de sistemin devamlılığı sağlanabilir.

Jeotermal kaynağın yazın da değerlendirilmesi açısından bu tür uygulamalar yararlı olabilir ancak jeotermal kaynağın yazın kullanılmasının kaynağı olumsuz etkileyip etkilemediğinin araştırılması gerekir.

Sistemden çıkan jeotermal su hala 70 °C gibi yüksek bir sıcaklıktadır. Bu sıcaklıktaki suyun mutlaka değerlendirilmesi ve kaynağın devamlılığı açısından daha düşük bir sıcaklıkta reenjeksiyon yapılması gerekmektedir. Jeotermal su reenjeksiyondan önce hastanede yapılacak bir termal rehabilitasyon merkezinde değerlendirilebilir yada çevredeki termal tesislere aktarılabilir.

Jeotermal kaynakların olduğu bölgelerde yapılacak özellikle kamu yatırımlarında absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin yetkililer tarafından mutlaka değerlendirilmesi gerekir.

Enerji ihtiyacımızın sürekli arttığı ve tükettiğimiz enerjinin çok büyük bir kısmını ithal ettiğimiz düşünüldüğünde; mekanik sıkıştırımlı konvansiyonel soğutma

sistemleri yerine jeotermal kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin tercih edilmesi yerel kaynakların kullanılması nedeniyle enerjide dışa bağımlılığı azaltacak ve ekonomimize önemli bir katkı sağlayacaktır. Ayrıca sera gazı emisyonlarının daha az olması nedeniyle daha az çevre kirliliğine neden olacak ve ozon tabakasına çok daha az zarar verecektir.

7. KAYNAKLAR

- [1] Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK), “Net elektrik tüketiminin sektörlere göre dağılımı 1970-2017”, (2019).
- [2] Yılmaz, Z., "Türkiyenin mevcut enerji durumu", 8. *Enerji Verimliliği Forum ve Fuarı*, İstanbul, (2017).
- [3] TMMOB Makina Mühendisleri Odası, “Türkiyenin enerji görünümü 2018”, *Oda Raporu*, MMO/691, 23, (2018).
- [4] Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü, "Kamu ticari ve hizmet binaları enerji tüketim istatistikleri (2013-2015)", (2017).
- [5] Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK), "TÜİK sera gazı emisyonları (milyon ton CO₂ eşdeğeri) 1990-2016", (2019).
- [6] Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK), "TÜİK sektörlere göre toplam sera gazı emisyonları (milyon ton CO₂ eşdeğeri) 1990-2016", (2019).
- [7] "Enerji kaynaklarının ve enerjinin kullanımında verimliliğin artırılmasına dair yönetmelik", *Resmi Gazete*, 20 Nisan 2011, Sayı : 27911, (2011).
- [8] Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü, Enerji Verimliliği Dairesi Başkanlığı, *Eğitim, Etüt ve Yetkilendirme Grubu*, "Kamu binalarında enerji verimliliği etüdü uygulama izleme raporu – I", EV-2018-02-V1, (2018).
- [9] "Ulusal enerji verimliliği eylem planı 2017-2023", *Resmi Gazete*, 2 Ocak 2018, Sayı : 30289 (Mükerrer), (2018).
- [10] http://www.yegm.gov.tr/yenilenebilir/jeo_enerji_nedir.aspx, [online], (06.05.2019).

- [11] Barbier, E., "Geothermal energy technology and current status: An overview", *Renewable ve Sustainable Energy Reviews*, 6, 3-65, (2002).
- [12] Fridleifsson, I. B., "Geothermal energy for the benefit of the people", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5, 299-312, (2001).
- [13] Altaş, S., "Kızılcahamam jeotermal merkezi ısıtma sistemi ile klasik merkezi ısıtma sisteminin karşılaştırılması", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı*, Ankara, (2010).
- [14] Satman, A., "Tekrar-basma (reenjeksiyon)", *VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, Jeotermal Enerji Semineri, İzmir, (2003).
- [15] <https://www.enerji.gov.tr/tr-tr/sayfalar/jeotermal>, [online], (06.05.2019).
- [16] Maden Tetkik ve Arama Genel Müdürlüğü 2017 Faaliyet Raporu, (2018).
- [17] Karagüç, B., "Balıkesir ilinde jeotermal enerji potansiyeli ve ekonomik etkileri", Yüksek Lisans Tezi, *Balıkesir Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü, İktisat Anabilim Dalı*, Balıkesir, (2013).
- [18] Küçük, F., "Atık ısı kaynaklı NH₃-H₂O akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, İstanbul, (2016).
- [19] Çelik, A., "Absorpsiyonlu soğutma sistemleri", Yüksek Lisans Tezi, *Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Sistemleri Ana Bilim Dalı*, Gebze, (2007).
- [20] Şencan, A., "Atık ısı ile çalışan absorpsiyonlu sistemlerin modellenmesi, ekserji analizi ve optimizasyonu", Doktora Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, Isparta, (2004).
- [21] İncili, V., "Jeotermal enerji ile absorpsiyonlu soğutma sisteminin aydın ili salavatlı jeotermal bölgesinde kullanılabilirliğinin araştırılması", Yüksek

- Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı*, Ankara, (2006).
- [22] Şahin, T., "İzmir ili için jeotermal enerji kaynaklı absorpsiyonlu soğuk oda tasarımı", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı*, Ankara, (2006).
- [23] Ardiç, A., "Klima sistemlerinde enerjinin iktisadi kullanımı 3", *Termodinamik Dergisi*, 100, 63-65, (2000).
- [24] Yiğit, A., "Absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonu", Doktora Tezi, *İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü*, 1-73, İstanbul, (1989).
- [25] Masheiti, S., "Modelling of lithium-bromide (libr) chillers and organic rankin cycle (orc) powered by low-temperature geothermal heat source", *Proceedings Of The Postgraduate School Conference, School Of Mecha-Nical and Systems Engineering*, Newcastle University, Newcastle Upon Tyne, (2009).
- [26] Türkoğlu, Y., "Economic analysis of absorption cooling system with natural gas in çukurova region", Msc Thesis, *Çukurova University, Institute Of Natural And Applied Sciences, Department Of Mechanical Engineering*, Adana, (2009).
- [27] Ravul, H., "Jeotermal enerji kaynaklı bir otelin iklimlendirilmesinin ekonomik ve teknik analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, Bursa, (2010).
- [28] Mittal V., Kasana, K. S., Thakur, N. S., "The study of solar absorption air-conditioning systems", *Journal of Energy in Southern Africa*, 16 (4), 59-66, (2005).
- [29] Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö. ve Coşkun, S., "Soğutma tekniği ve ısı pompası uygulamaları", *Vipaş A.Ş.*, 79, 253-330, (2009).
- [30] Yılmazoğlu, M., "Bir tekstil fabrikasında güneş destekli çift etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin uygulamasının teknik ve ekonomik analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (2006).

- [31] Alizade, S., Bahar, F., "Design and optimization of an absorption refrigeration system operated by solar energy", *Solar Energy*, 22, 149-168, (1979).
- [32] Karakas, A., Egrican, N. ve Uygur, S., "Second law analysis of solar absorption-cooling cycles using lithium bromide/water and ammonia/water as working fluids", *Applied Energy*, 37, 169-187, (1990).
- [33] Wilbur, P.J., Mitchell, C.E., "Solar absorption air conditioning engineering alternatives", *Solar Energy*, 17, 193-205 (1996).
- [34] Keçeciler, A., Acar, H. İ. ve Canbek A., "Jeotermal soğutma kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemi - bir uygulama", *Teskon97*, Türkiye, (1997),
- [35] Kurem, E., Horuz, I., "A comparison ammonia-water and water-lithium bromide solutions in absorption heat transformers", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 28 (3), 427-438 (2001).
- [36] Kalogirau S.A., and Florides, G.A., "Simulation of a LiBr absorption solar cooling system and global warming impact estimation", *World Renewable Energy Congress VII*, (2002).
- [37] Florides, G.A., Kalogirau S.A., "Design and construction of a lithium bromide-water absorption machine", *Energy Conversion and Management*, 44, 2483-2508, (2003).
- [38] Kurem, E., Horuz I., "Soğurmalı ısı yükselticilerinde amonyak-su ile lityum bromür-su eriyiklerinin karşılaştırılması", *Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık fakültesi Dergisi*, 9 (2), 27-35, (2004).
- [39] Monlahasan, A., "Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi", Yüksek Lisans Tezi, *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı*, Eskişehir, (2005).
- [40] Gürsürer, S., "Çevre sıcaklığının Li-Br + H₂O akışkanlı tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimine etkisinin ekserji analizi temelinde irdelenmesi", *Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, İstanbul, (2005).

- [41] Babadağlı, A., "Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin termoeekonomik optimizasyonu", *Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı*, Isparta, (2005).
- [42] Tok, S., "Güneş enerjisi ve biyogaz ile absorpsiyonlu soğutma sistemi", *Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul*, (2005).
- [43] Şencan. A., ve Yakut. K., and Kalogirau. S., "Exergy analysis of lithium bromide/water systems", *Renewable Energy*, 30, 645-657 (2005).
- [44] Altın, M., "The economic analysis of geothermal/absorption cooling of a hospital: case study of dokuz eylül university research and application hospital", *Yüksek Lisans Tezi, İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik Ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, İzmir, (2006).
- [45] Selbaş, R., "Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde absorber sıcaklığının etkisinin termodinamik ve termoeekonomik analizi", *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri dergisi*, 10 (1), 136-143, (2006).
- [46] Mittal V., Kasana, K. S., Thakur, N. S., "Modelling and simulation of a solar absorption cooling system for India", *Journal Of Energy In Southern Africa*, 17 (3), 65-70, (2006).
- [47] Onan, C., "Villa ısıtmasında ve soğutmasında güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekonomikliğinin analizi", *Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı*, İstanbul, (2007).
- [48] Goralı, E., "Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi", *Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, Enerji Bilim ve Teknoloji Programı*, İstanbul, (2007).
- [49] Kaynaklı, O., Yamankaradeniz, R., "Thermodynamic analysis of absorption refrigeration system based on entropy generation", *Current Science*, 92(4), 472-479 (2007).

- [50] Kılıç, M., Kaynaklı, Ö., "Second law-based thermodynamic analysis of water lithium bromide absorption refrigeration system", *Energy*, 32 (8), 1505-1512 (2007).
- [51] Özay, F., "NH₃/H₂O Absorbsiyon soğutma sisteminin güneş enerjisi ile çalıştırılması ve verimlilik analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı*, Isparta, (2008).
- [52] Sathyabhama, A. and Ashok Babu, T.P., "Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system", *Thermal Science*, 12 (3), 45-53, (2008).
- [53] Cimşit, C., "Absorbsiyonlu buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma çevrimlerinin termodinamik ve termoeconomik analizi", Doktora Tezi, *Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı*, Kocaeli, (2009).
- [54] Uçar, R., "H₂O/NH₃ akışkan çiftli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde basıncın sistem performansına etkisi", Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı*, Karabük, (2009).
- [55] Oğuz, N., "Güneş enerji kaynaklı çift etkili absorbsiyonlu soğutucu ile soğutma işleminin verimliliğinin hesaplanması", Yüksek Lisans Tezi, *Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, Gebze, (2009).*
- [56] Sivrioğlu, M., "Jeotermal enerji ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleriyle ekonomiklik yönünden karşılaştırılması", *Tübav Bilim Dergisi*, 2 (1), 26-36, (2009).
- [57] Onan, C., Özkan, D.B., "Güneş enerjisi destekli soğutma sistemleri ve örnek projenin diğer uygulamalarla karşılaştırılması", *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 113, 11-18, (2009).

- [58] Kent, E. F., Kaptan, N., "Güneş enerjisi destekli ısıtma ve absorpsiyonlu soğutma uygulaması", 5. *Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS '09)*, Karabük Üniversitesi, Karabük, Türkiye, (2009).
- [59] Bozkaya, B., "Güneş enerjisi destekli NH₃-H₂O çalışma akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sisteminin incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı*, İzmir, (2010).
- [60] Kurtdere, N., "Güneş enerjisi ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik incelemesi sistem simülasyonu ve analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı*, İstanbul, (2010).
- [61] Dön, F., "Doğalgazla çalışan absorpsiyonlu iklimlendirme sistemlerinin teknik ve ekonomik açıdan karşılaştırılması", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, Ankara, (2010).
- [62] Yenigün, E., "Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistem tasarımı", Yüksek Lisans Tezi, *Muğla Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı*, Muğla, (2010).
- [63] Yılmazoğlu, M., "Tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi", *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 25 (2), 397-404, (2010).
- [64] Laleh, H., "Design and analysis of a solar assisted absorption cooling system integrated with latent heat storage", Yüksek Lisans Tezi, *Delft University Of Technology, Sustainable Process And Energy Technology*, Netherlands, (2011).
- [65] Balcı, C., "Egsoz gazı enerjisiyle çalışan NH₃-H₂O absorpsiyonlu soğutma sistemiyle taşıt kabininin iklimlendirilmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı*, Isparta, (2011).

- [66] Erden, N., "Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi", Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, Yenilenebilir Enerji Anabilim Dalı*, İstanbul, (2011).
- [67] Kaya, A., "Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performans analizi ve optimizasyonu", Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı*, İstanbul, (2011).
- [68] Bouaziz, N., Beniffa, R., Nehdi, E., And Kairouani, L., "Conception of an absorption refrigerating system operating at low enthalpy sources", *Thermodynamics - Systems In Equilibrium and Non-Equilibrium*, 115-138, (2011).
- [69] Boylu, Y., "Habbecik pompalı absorpsiyonlu sistemlerin termodinamik analizi", Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, İstanbul, (2012).
- [70] Pastakkaya, B., "Bir konutun ısıtılması ve soğutulmasında güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemlerin kullanılması", Doktora Tezi, *Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, Bursa, (2012).
- [71] Yıldırım, E., ve Yeşilata, B., "Düşük sıcaklıkta ısı kaynağı kullanan bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin termoekonomik optimizasyonu", *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 33 (2), 111-117, (2013).
- [72] Görgülü, B., "Atık ısı kaynaklı çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Sistemleri Anabilim Dalı*, Isparta, (2013).
- [73] Özkan, G., "Absorpsiyonlu soğutma sistemleri uygulamalarının enerji verimliliği açısından değerlendirilmesi: örnek bir uygulama", Yüksek Lisans Tezi, *Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, İzmir, (2013).

- [74] Çetingöz, A., "Energy analysis of solar-powered absorption cooling system in mersin", Yüksek Lisans Tezi, *Çukurova University, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, Adana, (2015).
- [75] Tuğcu, A., "Jeotermal enerji destekli absorpsiyonlu gıda soğutma sisteminin termodinamik incelemesi ve ysa ile optimizasyonu", Doktora Tezi, *Dumlupınar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, Kütahya, (2015).
- [76] Moradi, K., "Çeşitli tipteki tek ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, Ankara, (2017).
- [77] Onat, A., "Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu buzdolabının deneysel ve teorik incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Harran Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, Şanlıurfa, (2017).
- [78] Ravul, H., "İklimlendirme uygulamaları için optimum absorpsiyonlu soğutucu dizayn ve imalatı", Doktora Tezi, *Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, Bursa, (2017).
- [79] Yosaf, S., "Development modeling and thermodynamic optimization of renewable energy based absorption refrigeration and power systems", Doktora Tezi, *Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, Karabük, (2018).
- [80] Şahin, Ö., "Difüzyonlu absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde termal kompresördeki ısı değiştiricisinin sayısal analizi", Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı*, Ankara, (2018).
- [81] <https://bigadicdh.saglik.gov.tr/TR,45847/tarihcemiz.html>, [online], (06.05.2019).
- [82] Aydın, İ., "Konutların jeotermal enerjiyle ısıtılmasına bir örnek: Bigadiç (Balıkesir)", *Marmara Coğrafya Dergisi*, 17, 79-96, İstanbul, (2008).

- [83] <http://lisans.epdk.org.tr/epvys-web/faces/pages/online/tarifeFatura/tarifeFatura.xhtml>, [online], (06.05.2019).
- [84] Yiğit, M. G., ve Şeneren, M., "Küresel ısınmaya karşı karbon ayak izi azaltılmış yeşil bina", *2ND International Symposium on Natural Hazards and Disaster Management*, Sakarya, (2008).
- [85] Kalogirou, S. A., "Design and construction of a lithium bromide water absorption refrigerator", *CLIMA 2000/Napoli 2001 World Congress – Napoli (I)*, 15-18, (2001).
- [86] Uyarel, A. Y., Öz, E. S., "Absorpsiyonlu soğutma sistemleri", *Güneş Enerjisi ve Uygulamaları*, Birsen Yayınevi, Ankara, 239, (1987).
- [87] <http://www.jeotermaldernegi.org.tr/sayfalar-Jeotermal-Enerji-Nedir->, [online], (06.05.2019).

EKLER

8. EKLER

EK A Frekans Kontrollü Vidalı Kompresörlü, Hava Soğutmalı Kondenserli Su Soğutma Grubu Maliyeti



JOHNSON CONTROLS KLİMA ve SOĞUTMA SERVİS SAN. ve TİC. A.Ş.

Saray Mah. Dr.Adnan Büyükdenez Cad. No:2 Akkom Ofis Park
3.Blok 6.Kat 34768 Ümraniye / İst.
Tel: (+90-216) 636 53 00 (Pbx) / Fax: (+90-216) 636 53 65
<http://www.johnsoncontrols.com>

Adres :
Adres :
Tel/Fax:
Vergi Dairesi/No:

TEKLİF

TARİH
REFERANS NO
REVİZE NO

30/04/2019
ESG34ED2019-14113
R00

PROJE ADI_İLİ	TEZ CALISMASI_BURSA			
SON KULLANICI	(Ayrıca belirtilmediği sürece müşteri ile aynı olduğu kabul edilir)			
NO	AÇIKLAMA	BİRİM FİYAT	ADET	TOPLAM FİYAT
		USD		USD
	<p>YORK FREKANS KONTROLLÜ VİDALI KOMPRESÖRLÜ, HAVA SOĞUTMALI KONDENSERLİ SU SOĞUTMA GRUBU</p> <p>GENEL ÖZELLİKLER :</p> <ul style="list-style-type: none">* Yüksek verimli, hava soğutmalı kondenserli, VSD (Değişken Hız Sürücülü) kompresörlü vidalı soğutma grubu* R134a Soğutucu akışkan,* Mikro işlemci kontrollü* Frekans invertörlü starter, Kapasite kontrol aralığı (%10-%100)* İşletme dış ortam sıcaklıkları; -18°C to 55°C* Microchannel Kondenser, Al-Al* Düşen Tip (falling film) Shell & Tube Evaporatör* 3/4" evaporatör ısı izolasyonu* Flow Switch, Titreşim Önleyici Yaylı Tip İzolatör, Disconnect Switch* BACnet, Modbus, N2 Bina Haberleşme Protokollerine Uyumlu* Çalışmaya hazır halde (Devreye alma dahil.)* Voltaj : 380-415/3/50 <p>DİZAYN ŞARTLARI :</p> <p>Dış Hava Sıcaklığı..... : 37.0 °C Soğ.su giriş/çıkış sıcaklığı..... : 12 / 7 °C</p>			
1	MODEL : YORK YVAA0375INF50BAVNXX	\$170,850	1	\$170,850
	Soğutma Kapasitesi..... : 1255.0 kW Kompresör Güç Tüketimi..... : 394.7 kW Kondenser Fanların Güç Tüketimi : 32.3 kW Toplam Güç Tüketimi..... : 427.0 kW COP : 2.939 NPLV..... : 5.134 Kompresör Adedi..... : 2 Bağımsız Soğutma Devre Sayısı... : 2 Boyutlar (UxGxY)..... : 11864x2243x2405 mm Çalışma Ağırlığı..... : 11719.0 kg			
2	Bakım Bedeli (1yıl)	\$2,000	1	\$2,000
TARAFINIZA ÖZEL İNDİRİMLİ GENEL TOPLAM.....USD				172,850 .-

EK B.2 Frekans Kontrollü Vidalı Kompresörlü, Hava Soğutmalı Kondenserli Su Soğutma Grubu Verileri



Air Cooled Screw Chiller Performance Datasheet

Load %	Ambient (°C)	Capacity (kW)	Total kW	Unit Efficiency
100	37.0	1255	427.0	2.939
75	26.7	941.3	217.8	4.322
50	18.3	627.5	112.1	5.600
25	12.8	313.8	48.94	6.411

Average Sound Pressure Levels at 10 Meters (Derived from AHRI 370 Sound Power using Parallelepiped Method)										
Load %	Ambient (°C)	63 Hz (dB)	125 Hz (dB)	250 Hz (dB)	500 Hz (dB)	1 kHz (dB)	2 kHz (dB)	4 kHz (dB)	8 kHz (dB)	LpA
100	37.0	62	71	70	73	70	66	63	66	75
75	26.7	62	71	70	69	67	58	54	58	71
50	18.3	60	70	69	66	63	55	51	55	68
25	12.8	56	66	65	64	59	51	48	51	64

Note: Unit is equipped with Economy Sound Kit and Low Sound Fans.

Performance at AHRI Conditions						
Evaporator Data			Condenser Data		Performance Data	
EWT (°C)	12.22	Ambient Temp. (°C)	35.0	COP.R (kW/kW)	3.084	
LWT (°C)	6.67	Altitude (m)	0.000	IPLV.IP (kW/kW)	5.006	
Flow Rate (L/s)	53.88			Net Cooling Capacity (kW)	1255	
Pressure Drop (kPa)	29.2					
Fluid	Water					
Fouling Factor (m ² K/kW)	0.0176					
Fluid Volume (L)	556.0					

Note: Unit rated at design condition capacity.

EK C Absorbsiyonlu Sıcak Sulu Su Soğutma Grubu Maliyeti



JOHNSON CONTROLS KLİMA ve SOĞUTMA SERVİS SAN. ve TİC. A.Ş.

Saray Mah. Dr.Adnan Büyükdeniz Cad. No:2 Akkom Ofis Park
3.Blok 6.Kat 34768 Ümraniye / İst.
Tel:(+90-216) 636 53 00 (Pbx) / Fax:(+90-216) 636 53 65
<http://www.johnsoncontrols.com>

TEKLİF

TARİH 30/04/2019
REFERANS NO ESG34ED2019-14113
REVİZE NO R00

PROJE ADI_İLİ	TEZ CALISMASI_BURSA			
SON KULLANICI	SASA POLYESTER SANAYI A.S. / ADANA			
NO	AÇIKLAMA	BİRİM FİYAT	ADET	TOPLAM FİYAT
		USD		USD
	YORK ABSORBSİYONLU SICAK SULU SU SOĞUTMA GRUBU			
	GENEL ÖZELLİKLER : <ul style="list-style-type: none">* Vakum pompası, solüsyon/soğutkan pompası, semihermetik pompalar , PLC kontrol panosu cihazın standart ekipmanlarıdır.* İlave ekipmanlar* - LiBR + Monyplate İnhibitor + Soğutkan (H₂O)* - Evap. & Abs/Kondenser akış anahtarları* - Jeneratör tarafı 3 yollu kontrol vanası* - Start-up ve işletme eğitimi			
	DİZAYN ŞARTLARI : Evap. Soğ.su giriş/çıkış sıcaklığı..... : 12 / 7 °C Kond. Soğ.su giriş/çıkış sıcaklığı..... : 30 / 35 °C Sıcak Su giriş/çıkış sıcaklığı..... : 85 / 68.6 °C			
1	MODEL : YHAU-CL700EXW2S Soğutma Kapasitesi..... : 1255.0 kW Sıcak Su Kaynağı Kapasitesi..... : 1673 COP..... : 0.75 Boyutlar (UxGxY)..... : 6000x2750x3300 mm Çalışma Ağırlığı..... : 24.6 ton	\$275,850	1	\$275,850
2	Bakım Bedeli (1yıl)	\$3,000	1	\$3,000
ŞANTİYENİZDE ARAÇ ÜZERİNDE TESLİM İNDİRİMLİ TOPLAM FİYATIMIZ.....USD				278,850 .-
<i>Fiyatlarımıza K.D.V. dahil değildir.</i>				

EK Ç Absorbsiyonlu Sıcak Sulu Su Soğutma Grubu Verileri



Design Conditions Datasheet

Unit Tag	Qty	Model No	Cooling Capacity (kW)	Nominal Voltage	Working Fluid
CH-1	1	YHAU-CL700EXW2S	1255.0	400-3-50.0	LiBr - H2O

PIN:

YHAUCLXX00	700EXW2XXS	WX2XXXXXPS	XXXVXXS040	307XXXXXXGG	PCCSDD222	XSMSXSSX1	X212XLXXS	IXXXXXSXXX
...5...10	...5...20	...5...30	...5...40	...5...50	...5...60	...5...70	...5...80	...5...90

Evaporator Data		Absorber / Condenser Data	
Fluid Volume (m ³)	1.12	Fluid Volume (m ³)	1.91
Evaporator Passes	4	Absorber / Condenser Passes	3
Fluid Pipe Diameter (Inlet / Outlet) (mm)	150 / 150	Fluid Pipe Diameter (Inlet / Outlet) (mm)	250 / 250
Max. Working Pressure (Bar(g))	10 or less	Max. Working Pressure (Bar(g))	10 or less
Entering Fluid Temperature (°C)	12	Entering Fluid Temperature (°C)	30
Leaving Fluid Temperature (°C)	7	Leaving Fluid Temperature (°C)	35
Flow (m ³ /h)	215.9	Flow (m ³ /h)	503.7
Pressure Drop (kPa)	61	Pressure Drop (kPa)	49
Fluid	Water	Fluid	Water
Fouling Factor (m ² K/kW)	0.018	Fouling Factor (m ² K/kW)	0.044
COP Cooling	0.75	Amount of Heat (kW)	2928

Driving Heat Source Data	
Source	Hot Water
Fluid Volume (m ³)	0.88
Amount of Heat (kW)	1673.3
Entering Fluid Temperature (°C)	85
Leaving Fluid Temperature (°C)	68.6
Flow (m ³ /h)	90
Pressure Drop (kPa)	56
Fluid	Water
Fouling Factor (m ² K/kW)	0.018
Driving Heat Source Passes	7
Capacity Control Range (%)	20 - 100
Fluid Pipe Diameter (Inlet / Outlet) (mm)	200 / 200
Max. Working Pressure (Bar(g))	10 or less

Electrical Data	
Total Electrical Consumption (kW)	13.1
Total Electrical Input (kVA)	16.3
Solution Circulation Pump kW + Solution Spray Pump kW	5.5+2.2
Refrigerant Pump kW	0.4
Vacuum Pump kW	0.8
Physical Data (Approximate)	
Shipping Weight (kg)	20000
Operating Weight (kg)	24600
Emergency Weight (kg)	42800
Overall Length (mm)	6000
Overall Width (mm)	2750
Overall Height (mm)	3300
Flange Type (Evaporator)	DIN PN10
Flange Type (Absorber/Condenser)	DIN PN10
Flange Type (Driving Heat Source)	DIN PN10
Insulation Area Cold (m ²)	31
Insulation Area Hot (m ²)	33
Tube Extracting Space (mm)	5000

Notes:

This Rating is in accordance with GB standard (Hot Water - GB/T 18431(2014), Steam - GB/T 18431(2014), Direct Fired - GB/T 18362(2008)). This equipment shall be manufactured based on GB standard, CE(MAD, EMC and PED, as applicable).
 Evaporator tube material: Copper, Absorber/Condenser tube material: Copper, Generator tube type: Smooth, Generator tube material: SUS436LTB
 Reported physical data is approximate. Contact Johnson Controls for confirmed physical data associated with specific chiller configurations.

EK D.1 Absorbsiyonlu Sistem İçin Seçilen Soğutma Kulesi Maliyeti



TARİH : 06.05.2019
NO : 41737 / 281672

TEKLİF						2 / 3
Sıra	Ürün Açıklaması	Miktar	Birim	Birim Fiyat	Net Tutar	
1	DECSA REFA 181	1	adet	74,750.00 €	74,750.00 €	
GENEL TOPLAM					74,750.00 €	

Form Endüstri Ürünleri Ticaret A.Ş.

Genel Müdürlük: Eski Büyükdere Cad. Sümer Sok. No: 3 Ayazağa Ticaret Merkezi Kat:16 Maslak 34398 İSTANBUL
T: [0212] 286 18 38 • F: [0212] 286 66 48 • E: info@formgroup.com

ADANA

T: [0322] 881 00 11
F: [0322] 881 00 12
E: adana@formgroup.com

ANKARA

T: [0312] 220 10 30
F: [0312] 220 10 06
E: ankara@formgroup.com

ANTALYA

T: [0242] 317 11 20
F: [0242] 317 11 24
E: antalya@formgroup.com

BURSA

T: [0224] 249 95 26
F: [0224] 249 95 28
E: bursa@formgroup.com

İZMİR

T: [0232] 459 02 70
F: [0232] 459 77 90
E: izmir@formgroup.com

www.formgroup.com

EK D.2 Absorbsiyonlu Sistem İçin Seçilen Soğutma Kulesi Verileri



TECHNICAL DATA

REF-A-181

TECHNICAL FEATURES:		REQUIRED DESIGN	SELECTED MACHINE DATA
Machine configuration	-		
Machine quantity	n	1	1
Thermal power	kWt	1.300,0	1.229,3
Fluid flow	l/s	62,10	62,10
Hot water temp.	°C	35,00	35,00
Cold water temp.	°C	30,00	30,27
Wet bulb temp.	°C	27,0	27,0
Altitude asl	m	10	10
Glycole percentage	%	Ethylene	Ethylene - 0 %
Drift losses	%		<0.01%
Maximum evaporation	l/s		0,63
Maximum bleed off	l/s		0,42
Maximum water consumption	l/s		1,05
Average water consumption	l/s		0,63
Sound pressure level (lp) referred to most quiet side	dB(A)	15 m	68,8 - 15 m
Sound power level (lw)	dB(A)		105,2
Exchange section			
Coil material			HDGS
Spray water flow per single cell	l/s		22,68
Pressure drop ad design water flow	kPa		23,06
Pump			
Spray pump quantity per cell	n.		1
Poles number	n.		4
Single pump nominal power	kWe		3,0
Pumps - total installed power	kWe		6,0
Fan motor			
Fan motor quantity	n.		2
Poles number	n.		8
Single motor nominal power	kWe		11
Fan motor - total installed power (axial fan)	kWe		22,0