



# Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Farklı Eriyik Çiftleri İle Termodinamik Analizi

Ali Haydar Gündüz<sup>1</sup>, Canan Cimşit<sup>2\*</sup>

## ÖZ

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkan çiftlerinin küresel ısınmaya ve ozon tabakasına zararlı etkilerinin olmamaları absorbsiyonlu soğutma sistemlerini buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerine göre avantajlı kılar. Bu çalışmada LiCl-H<sub>2</sub>O, LiBr-H<sub>2</sub>O ve NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O eriyik çiftleri ile çalıştığı kabul edilen absorbsiyonlu soğutma sisteminin sistem elemanlarının farklı çalışma sıcaklıklarına göre Termodinamiğin 1. ve 2. kanunu kapsamında karşılaştırmalı analizi yapılmıştır. Ayrıca çalışmada Antalya ili için absorbsiyonlu soğutma sisteminin güneş enerjisi kaynaklı çalıştığı kabul edilerek aylara göre gelen güneş ışınımı değerleri hesaplanmıştır. Çalışmada üç farklı vakum tüplü kolektörü ve LiCl-H<sub>2</sub>O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminin analizi yapılmıştır. Analizde kolektör verimleri, gerekli kolektör alanları ve ekonomik olarak çalışabilmesi için gerekli olan solar fraksiyon değerleri ve kolektör alanları hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar tablolar ve grafikler halinde verilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Absorbsiyonlu soğutma sistemi, farklı eriyik çiftleri, birinci ve ikinci kanun analizi, güneş enerjisi

## Thermodynamic Analysis Of Solar Sourced Absorption Refrigeration System With Different Working Pairs

### ABSTRACT

The fact that the refrigerant pairs used in absorption refrigeration systems do not have harmful effects on global warming and ozone layer makes absorption refrigeration systems advantageous compared to vapor compression refrigeration systems. In this study, a comparative analysis of the system elements of the absorption refrigeration system, which is accepted to work with LiCl-H<sub>2</sub>O, LiBr-H<sub>2</sub>O and NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O working pairs, according to the different operating temperatures within the scope of the 1st and 2nd law of thermodynamics was made. In addition, in the study, incoming solar radiation values have been calculated for the province of Antalya, where the absorption refrigeration system is assumed to work from solar energy. In the study, the analysis of the absorption refrigeration system working with three different vacuum tube collectors and LiBr-H<sub>2</sub>O pairs has been made. In the analysis, collector efficiencies, required collector areas and the solar fraction values and collector areas required for economical operation have been calculated. Obtained results are given in tables and graphs.

**Keywords:** Absorption refrigeration system, different working pairs, first and second law analysis, solar energy

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 26.07.2021

Kabul/Accepted : 06.12.2021

<sup>1</sup> Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Umutepe-Kocaeli alihaydargunduz41@gmail.com, ORCID: 0000-0003-3236-9040

<sup>2</sup> Kocaeli Üniversitesi, Gölcük MYO, Gölcük-Kocaeli accimsit@kocaeli.edu.tr, ORCID: 0000-0002-3222-1735



## EXTENDED ABSTRACT

### 1. Introduction

In this study, in order to determine the working pairs that can be suitable for absorption refrigeration systems, a comparative analysis has been made according to the first and second laws of thermodynamics in the case of using  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ,  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  and  $\text{LiCl-H}_2\text{O}$  working pairs. Comparative analysis has been made within the scope of the 1st and 2nd Laws of Thermodynamics according to the different operating temperatures of the system elements that make up the absorption refrigeration cycle. Turkey has a rich potential in terms of solar energy due to its geographical location, and solar radiation values for Antalya province have been calculated according to months. In the study, the analysis of the absorption refrigeration system working with three different vacuum tube collectors and  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  working pair has been made. In the analysis, collector efficiencies, required collector areas and the solar fraction values and collector areas required for economical operation have been calculated. Obtained results are given in tables and graphs.

### 2. Materials and Methods

In this section, the cycles to be analyzed are introduced and the assumptions made in the analysis and the relations used are explained. It is assumed that  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ,  $\text{LiCl-H}_2\text{O}$  and  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  working pairs are used in the absorption cooling system. For the system components that make up the absorption cooling system, the analysis has been made according to the first and second laws of thermodynamics, and the results were given in graphics. In addition, in the study, incoming solar radiation values have been calculated for the province of Antalya, where the absorption refrigeration system is assumed to work from solar energy. In the study, the analysis of the absorption refrigeration system working with three different vacuum tube collectors and  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  working pair has been made. In the analysis, collector efficiencies, required collector areas and the solar fraction values and collector areas required for economical operation have been calculated. Obtained results are given in tables and graphs.

### 3. Results

As a result of the first law analysis, it has been seen that the highest cooling effect coefficient among the  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ,  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  and  $\text{LiCl-H}_2\text{O}$  working pairs operating under the same operating conditions was 0.77 in the  $\text{LiCl-H}_2\text{O}$  working pair. It has been concluded that the performance of the absorption cooling system increases with the increase of the generator and evaporator temperatures, and decreases with the increase in the condenser and absorber temperatures. From the analysis results, it is seen that the fluid with the highest exergy efficiency out of the three working pairs is  $\text{LiCl-H}_2\text{O}$  in all examinations, followed by  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ , and the lowest efficiency is in the  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  cycle. The highest exergy destructions have been observed in the generator and absorber for each of the three working pairs. In this context, in this study, the solar radiation values of the absorption cooling system working with  $\text{LiCl-H}_2\text{O}$  working pair for the province of Antalya have been calculated according to the months. As a result of the analysis of the solar energy studies, it has been determined that the minimum collector area required in Antalya was 70.65 in the absorption cooling system using  $\text{LiCl-H}_2\text{O}$  working pair. In the SF analysis made to benefit from solar energy economically, the collector areas found suitable for Antalya with an SF ratio of 71.9%  $\text{LiCl-H}_2\text{O}$  were calculated as 55  $\text{m}^2$ .

In this study, the situation of meeting the thermal energy from this source for the single-stage absorption cooling system has been analyzed, since Turkey, which is rich in alternative energy sources, has a large solar energy potential, especially due to its geographical location. As a result of the analyzes made, if the constantly improving solar energy technologies are used effectively, it can be concluded that the solar energy assisted absorption cooling systems in Turkey can be cooled effectively and economically. In addition, there is the possibility of cooling without damaging the ozone layer due to the fluids used in the cooling system.



## 1. GİRİŞ

Dünyada küresel ısınmanın engellenmesi için yapılan çeşitli protokoller ve enerji kaynaklarının etkin bir şekilde kullanılmasına yönelik teşvikler doğrultusunda klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların ozona zarar vermesi ve küresel ısınmaya etkilerinden dolayı soğutmayı ekonomik yapabilmek için bu çevrimlerin yerine düşük ve orta sıcaklıktaki yenilenebilir enerji kaynaklarıyla etkin bir şekilde çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin önemi artmıştır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkan çiftlerinin küresel ısınmaya ve ozon tabakasına zararlı etkilerinin olmamaları absorbsiyonlu soğutma sistemlerini buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerine göre avantajlı kılar.

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri ile ilgili olarak literatürde teorik ve deneysel olarak birçok çalışma yapılmıştır.  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemindeki ısı değiştiricilerinin sistem performansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Araştırmada üç farklı durum (sadece çözelti ısı değiştiricili sistem, sadece soğutucu akışkanlı ısı değiştiricili sistem ve her ikisinin de dahil olduğu sistem için sistemin performansı ve tersinmezlikleri incelenmiştir [1].  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır. Tek kademeli ve iki kademeli absorbsiyonlu soğutma sisteminin karşılaştırması yapılmıştır. Karşılaştırmada iki kademeli sistemin entropi üretimi ve COP' u sırasıyla 0.4627 kW/K 0.734 bir kademeli sistemin entropi üretimi ve COP' una 0.1973kW/K 0.5980 göre yüksek olduğu sonucu gözlemlenmiştir [2]. Tunus'ta güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu klimanın fizibilite çalışması yapılmıştır. Yapılan çalışma TRNYS ve EES paket programları ile Tunus'un başkenti olan Tunus'a'nın hava koşullarını içeren yıllık meteorolojik verilere dayanarak yapılmıştır. 11 kW soğutma kapasitesine ihtiyaç duyan 150 m<sup>2</sup>'lik bir ev için optimize edilmiş sistem için gerekli olan sistem komponentleri 35° eğimli 30 m<sup>2</sup>'lik düzlemsel kolektörü ve 0.8 m<sup>3</sup>'lük sıcak su tankı olduğunu saptanmıştır [3]. LiBr-H<sub>2</sub>O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemi üzerinde deneysel bir çalışma yapılmıştır. Çalışmada 2 kW soğutma kapasitesine sahip ana çalışma parametreleri (T<sub>J</sub>=85°C, T<sub>A</sub>= 30°C, T<sub>C</sub> =29.8°C, T<sub>E</sub> =5°C ve absorber giriş sıcaklığı 50°C) sistem üzerinde çeşitli çalışma sıcaklıklarında test edilmiştir. Çözelti dolaşım oranının sistem üzerinde önemli bir etkisinin bulunduğunu ve ölçülen çözelti dolaşım oranının aynı koşullardaki teorik hesaplamalara göre 2-5 kat daha büyük olduğunu gözlemlenmiştir [4]. Güneş enerjisi kaynaklı soğutma sistemlerinin genel tanımlamaları yapılarak birbirleri arasındaki farklar, avantajlar ve dezavantajlar gösterilmiştir [5].

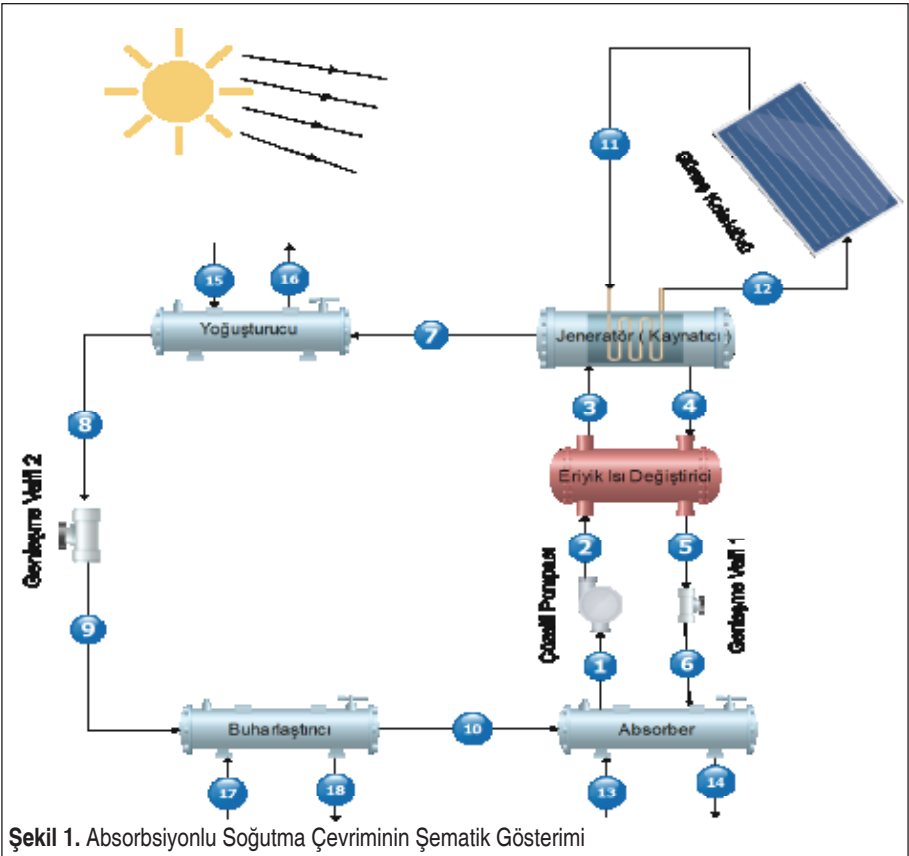
Bu çalışmada absorbsiyonlu soğutma sistemleri için uygun olabilecek soğutucu akışkan çiftlerini belirlemek amacıyla  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , LiBr-H<sub>2</sub>O ve LiCl-H<sub>2</sub>O soğutucu akışkan çiftlerinin kullanılması durumunda termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre karşılaştırılmalı analizi yapılmıştır. Absorbsiyonlu soğutma çevrimini oluşturan sistem elemanlarının farklı çalışma sıcaklıklarına göre Termodinamiğin 1. ve 2. Yasa-

sı kapsamında karşılaştırmalı analizi yapılmıştır. Hesaplamalar Engineering Equation Solver (EES) programında yapılmıştır. Türkiye coğrafi konumu nedeniyle güneş enerjisi bakımından zengin bir potansiyele sahip olup, Antalya ili için aylara göre gelen güneş ışınımı değerleri hesaplanmıştır. Yapılan ışınım hesaplarından sonra üç farklı vakum tüplü kolektör LiCl-H<sub>2</sub>O çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin bu ilde güneş enerjisi destekli çalışmasıyla kolektör verimleri, gerekli kolektör alanları ve ekonomik olarak çalışabilmesi için gerekli olan solar fraksiyon değerleri ve kolektör alanları hesaplanmıştır.

## 2. MATERYAL VE METOT

### 2.1 Termodinamik Analiz Modeli

Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminin absorpsiyonlu kısmında LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanıldığı kabul edilerek oluşturulan çevrim Şekil 1’de gösterilmiştir. Çevrimde absorberden çıkan LiBr bakımından fakir olan eriyik bir pompa aracılığı ile



Şekil 1. Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Şematik Gösterimi



ısı değiştiricisinden geçerek kaynatıcıya (jeneratör) gelir. Sıcak ve yüksek basınçtaki soğutucu akışkan kaynatıcıdan yoğuşturucuya girer. Kaynatıcıda eriyikten soğutucu buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik ısı değiştiricisinden geçerken fakir eriyiğe ısı vererek absorbere geri döner. Yoğuşturucudan doymuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkan kısılma vanası aracılığıyla buharlaştırıcı basıncına kadar genişletilir. Burada soğutucu akışkan soğutulan ortamdan aldığı ısıyla buharlaşarak absorbere girer. Absorberde, ısı değiştiricisinden geçerken ısı verip, daha sonra bir kısılma vanasında absorber basıncına kısılan zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkan buharını absorbe ederek LiBr bakımından fakir hale gelen eriyik bir pompa aracılığı ile bir pompa aracılığı ile ısı değiştiricide ön ısıtılıp, tekrar kaynatıcıya gönderilir.

### **Termodinamiğin 1. Kanunu**

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin birinci kanun kapsamındaki analizi için Süreklilik denklemi ve Termodinamiğin 1. Kanunu aşağıda verilmiştir.

Süreklilik denklemi

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_q \quad (1)$$

Termodinamiğin 1. kanunu

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum \dot{H}_g - \sum \dot{H}_q \quad (2)$$

### **Termodinamiğin 2. Kanunu**

Ekserji analizi birinci yasa analizinin yanı sıra döngü performansına alternatif bir bakış açısı sunar. Mühendislik bakış açısından sistemdeki tüm ısı değişim bileşenleri maksimum verimlilikle tasarlanmalıdır bunu sağlamak için ekserji analizi farklı bileşenlerdeki kayıpların birbirine nasıl bağlı olduğunu ve belirli bir tasarımın en iyi performans için hangi bileşenin geliştirilebileceği hakkında bilgi verir [6]. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde ekserji verimliliğini düşüren tersinmezlikler üç ana faktörden kaynaklanmaktadır. Bunlar sistem elemanlarında eksik ısı ve kütle transferi, karışım kayıpları ve dolaşım kayıplarıdır [7].

Sistemi oluşturan her bir eleman kontrol hacmi olarak ele alınırsa,

$$\Delta E = \sum \dot{m}_g \dot{e}_g - \sum \dot{m}_q \dot{e}_q - \left[ \sum \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \right] + \sum \dot{W} \quad (3)$$

Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edildiği zaman özgül ekserji aşağıdaki şekilde elde edilebilir [8]:

$$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (4)$$

eşitliğin sağ tarafındaki ilk iki terim giren ve çıkan toplam ekserjileri ifade etmektedir,

üçüncü ve dördüncü terimler ise sabit bir T sıcaklığında transfer edilen ısının ekserjisini ifade eder, son terim ise giren veya çıkan mekanik enerjiyi temsil eder [9].

Absorbsiyonlu sistemin ekserji analizinde ölü hal özellikleri,  $T_0=298.15$  K ve  $P_0=101.325$  kPa alınmıştır.

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi denklıkları Tablo 1’de verildiği gibidir.

**Tablo 1.** Analiz Edilen Soğutma Sisteminin Termodinamik Eşitlikleri

Bileşen	Ekserji Denklemi	Denklemin No
Kaynakçı (Jeneratör)	$\dot{Q}_J = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_2 h_2$	(5)
Yoğuşturucu	$\dot{Q}_K = \dot{m}_7 (h_7 - h_8)$	(6)
Absorber	$\dot{Q}_A = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{20} h_{20} - \dot{m}_4 h_4$	(7)
Buharlaştırıcı	$\dot{Q}_B = \dot{m}_{20} (h_{20} - h_7)$	(8)
Eşitlik Isı Değiştiricisi (EİD)	$\dot{Q}_{EİD} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9$	(9)
Eriyik Pompa	$\dot{W}_P = \dot{m}_4 (h_3 - h_1)$	(10)
Soğutma Tesir Katsayısı (COP)	$COP = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_J + \dot{W}_P}$	(11)
Bileşen	Ekserji Denklemi	Denklemin No
Kaynakçı (Jeneratör)	$\dot{E}_J = \dot{E}_3 + \dot{E}_{21} - \dot{E}_4 - \dot{E}_7 - \dot{E}_{22}$	(12)
Yoğuşturucu	$\dot{E}_K = \dot{E}_7 + \dot{E}_{23} - \dot{E}_8 - \dot{E}_{24}$	(13)
Absorber	$\dot{E}_A = \dot{E}_{20} + \dot{E}_4 + \dot{E}_{25} - \dot{E}_2 - \dot{E}_{24}$	(14)
Buharlaştırıcı	$\dot{E}_B = \dot{E}_7 + \dot{E}_{27} - \dot{E}_{28} - \dot{E}_{28}$	(15)
Eşitlik Isı Değiştiricisi (EİD)	$\dot{E}_{EİD} = \dot{E}_2 + \dot{E}_4 - \dot{E}_7 - \dot{E}_9$	(16)
Eriyik Pompa	$\dot{E}_P = \dot{E}_1 + \dot{W}_P - \dot{E}_2$	(17)
İkinci Yasa Verimi	$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_{28} - \dot{E}_{27}}{\dot{E}_{21} - \dot{E}_{22}}$	(18)

### 3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan LiBr-H<sub>2</sub>O için termodinamik özellikleri Tablo 2’de verilmiştir. Bulunan termodinamik özellikler  $Q_E=50$  kW,  $T_J=85^\circ\text{C}$ ,  $T_A=T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=10^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_{EID}=0.6$ ,  $\eta_p=0.8$  değerleri için hesaplanmıştır.

**Tablo 2.** LiBr-H<sub>2</sub>O Çevrimi İçin Termodinamik Özellikler

LiBr-H <sub>2</sub> O						
NOKTA	T ( C)	P (kPa)	X (%)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s(kj/kgK)
1	40	1.228	54.91	0.2547	94.05	0.2461
2	40	7.381	54.91	0.2547	94.06	0.2461
3	63.31	7.381	54.91	0.2547	141.9	0.3937
4	85	7.381	59.91	0.2334	203.8	0.4808
5	58	7.381	59.91	0.2334	151.6	0.3291
6	58	1.228	59.91	0.2334	151.6	0.3291
7	85	7.381		0.02126	2659	8.51
8	40	7.381		0.02126	167.5	0.5723
9	10	1.228		0.02126	167.5	0.5942
10	10	1.228		0.02126	2519	8.899
11	95	101.3		3.231	398	1.25
12	90	101.3		3.231	377	1.193
13	32	101.3		3.107	134.1	0.464
14	37	101.3		3.107	155	0.532
15	32	101.3		2.533	134.1	0.464
16	37	101.3		2.533	155	0.532
17	18	101.3		2.39	75.56	0.2675
18	13	101.3		2.39	54.64	0.1951

NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, LiBr-H<sub>2</sub>O ve LiCl-H<sub>2</sub>O soğutucu akışkan çiftleri ile aynı çalışma koşullarında çalıştığı düşünülen üç çevrimin karşılaştırma sonuçları Tablo 3’te verilmiştir. En yüksek COP değerinin 0. 770 ile LiCl-H<sub>2</sub>O çevrimine, en düşük COP değerinin ise 0. 475 ile NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O çevrimine ait olduğu görülmektedir.

**Tablo 3.** Üç Çevrimin Aynı Çalışma Koşullarında Birinci Kanun Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

Sistem Bileşenleri	Isıl Kapasiteler (kW)		
	LiBr-H <sub>2</sub> O	LiCl-H <sub>2</sub> O	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O
Jeneratör (Kaynatıcı)	67.96	64.94	104.5
Kondenser (Yoğuşturucu)	52.97	52.97	57.08
Evaporatör (Buharlaştırıcı)	50	50	50
Absorber	64.99	61.96	97.99
Pompa	0.001217	0.0008	0.5781
Eriyik Isı değiştiricisi	12.2	7.047	42.91
COP	0.7357	0.770	0.475
f	10.98	5.716	8.484

Tablo 4'te üç farklı akışkan çiftinin aynı çalışma koşullarında ikinci kanun analiz sonuçlarına göre en yüksek ekserji veriminin %13.740 ile LiCl-H<sub>2</sub>O çevriminde olduğu, bunu %13.130 ile LiBr-H<sub>2</sub>O çevrimi takip ederken, en düşük ekserji verimi ise %8.530 ile NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O çevriminde olduğu görülmektedir.

**Tablo 4.** Üç Sistemin Aynı Çalışma Koşullarında İkinci Kanun Analizi Kapsamında Karşılaştırılması

Sistem Bileşenleri	Ekserji Yıkımları (kW)		
	LiBr-H <sub>2</sub> O	LiCl-H <sub>2</sub> O	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O
Jeneratör	2.097	2.14	4.594
Kondenser	1.016	1.016	1.348
Soğutucu Akışkan Kısma Valfi	0.1393	0.1393	0.4219
Evaporatör	1.002	1.002	0.999
Absorber	2.351	2.097	3.311
Pompa	0.004723	0.0007571	0.1101
Eriyik Isı değiştiricisi	0.6526	0.3994	2.22
Çözelti Kısma Valfi	0	0	0.43
TOPLAM	7.263	6.794	16.35
$\eta_{11}$	0.1313	0.1374	0.0853

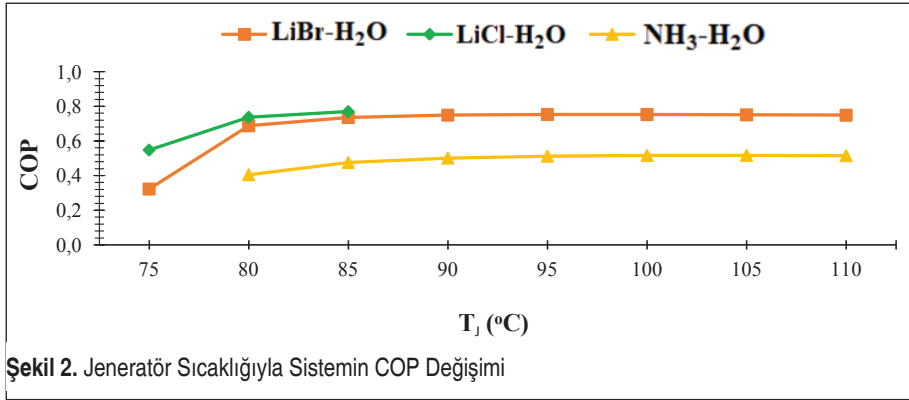


### 3.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemini Oluşturan Sistem Bileşenlerinin Farklı Sıcaklık Değerlerine Göre Birinci Kanun Analizi

Absorbsiyonlu soğutma sistemini oluşturan sistem bileşenleri için termodinamiğin birinci kanununa göre analizi yapılarak sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

#### 3.1.1 Jeneratör (Kaynatıcı) sıcaklık değerlerine göre birinci kanun analizi

$Q_E=50$  kW,  $T_A=T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=10^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_{\text{EID}}=0.6$ ,  $\eta_p=0.8$  değerleri sabit tutulup, jeneratör sıcaklığı  $T_J=75-110^\circ\text{C}$  sıcaklıklarında çevrimlerin analizi yapılmıştır.



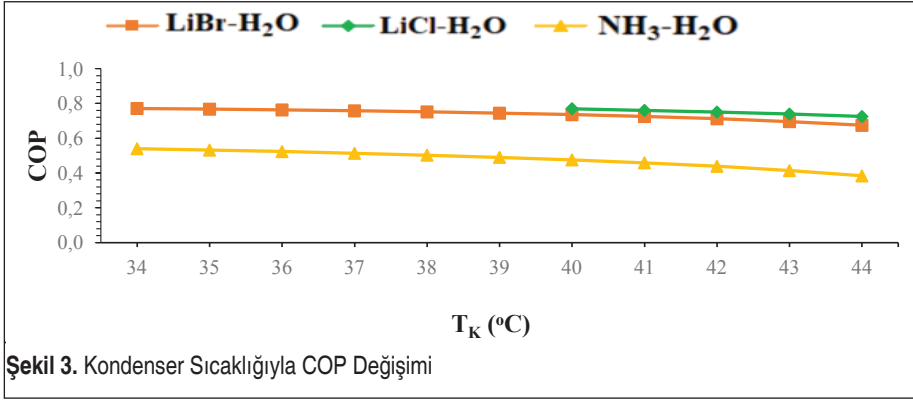
Şekil 2. Jeneratör Sıcaklığıyla Sistemin COP Değişimi

Şekil 2’de görüldüğü üzere jeneratör sıcaklığı arttıkça üç çevrimde COP değerlerinin arttığı görülmektedir. Bu artışın sebebi jeneratör sıcaklığı arttıkça zengin ve fakir eriyik konsantrasyonları arasındaki farkın artmasından kaynaklanmaktadır. Üç çevrimin COP değerleri karşılaştırıldığında en yüksek COP değerinin  $0.770$  ile  $85^\circ\text{C}$ ’de LiCl-H<sub>2</sub>O çevriminde olduğu görülmüştür. LiCl-H<sub>2</sub>O çevrimi şekilden görüldüğü gibi  $75-85^\circ\text{C}$  arasında çalışmaktadır. Çünkü LiCl-H<sub>2</sub>O çevriminde  $85^\circ\text{C}$  sıcaklığında %50 konsantrasyon değerini geçtiğinde kristalizasyon olayı gözlemlenmektedir. Ancak LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çevriminde bu kristalizasyon  $110^\circ\text{C}$ ’den sonra %70 konsantrasyonu geçtiği için sistem performansında düşüş gözlemlenmektedir. Karşılaştırılan çevrimde en düşük COP değeri ise  $0.405$  ile düşük sıcaklıktaki çalışma koşullarında diğer iki çevrimine göre verimi düşük olan NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O çevriminde  $80^\circ\text{C}$ ’de görülmektedir.

#### 3.1.2 Kondenser (Yoğuşturucu) sıcaklık değerlerine göre birinci kanun analizi

$Q_E=50$  kW,  $T_J=85^\circ\text{C}$ ,  $T_A=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=10^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_{\text{EID}}=0,6$ ,  $\eta_p=0.8$  değerleri sabit tutulup, kondenser sıcaklığı  $T_K=34-44^\circ\text{C}$  aralığında değiştirilerek sistemin analizi yapılmıştır.

Kondenser (yoğuşturucu) sıcaklığına göre değişim üç çevrim için COP değişimi Şekil 3’te verilmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça üç çevrimde COP değerlerinde azalma olduğu görülmektedir. Bunun nedeni jeneratörden çıkan eriyiğin termodinamik özellikleri kondenser sıcaklığının artmasıyla değişmekte ve daha yüksek jeneratör

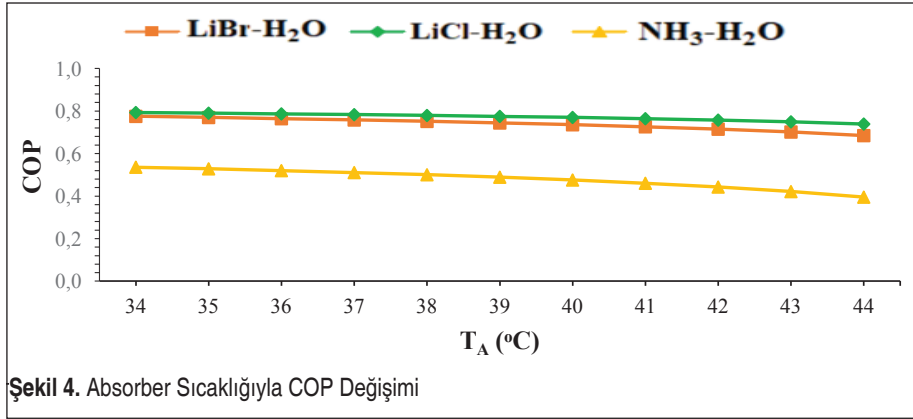


Şekil 3. Kondenser Sıcaklığıyla COP Değişimi

ısı kapasitesi gerektirmesinden kaynaklı olduğu sonucu elde edilmektedir. LiCl-H<sub>2</sub>O çevrimde 40°C altındaki sıcaklıklarda belirlenen çalışma koşullarında kondenser sıcaklığından kaynaklı kristalleşme olayı görülmektedir. Üç sistem karşılaştırıldığında en yüksek COP değerlerinin sırasıyla LiCl-H<sub>2</sub>O, LiBr-H<sub>2</sub>O ve NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O çevriminde olduğu görülmektedir.

### 3.1.3 Absorber sıcaklık değerlerine göre birinci kanun analizi

$Q_E=50$  kW,  $T_J=85^\circ\text{C}$ ,  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=10^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_{EID}=0,6$ ,  $\eta_p=0,8$  değerleri sabit tutulup, absorber sıcaklığı  $T_A=34-44^\circ\text{C}$  sıcaklık aralıklarında değiştirilerek sistemin analizi yapılmıştır.

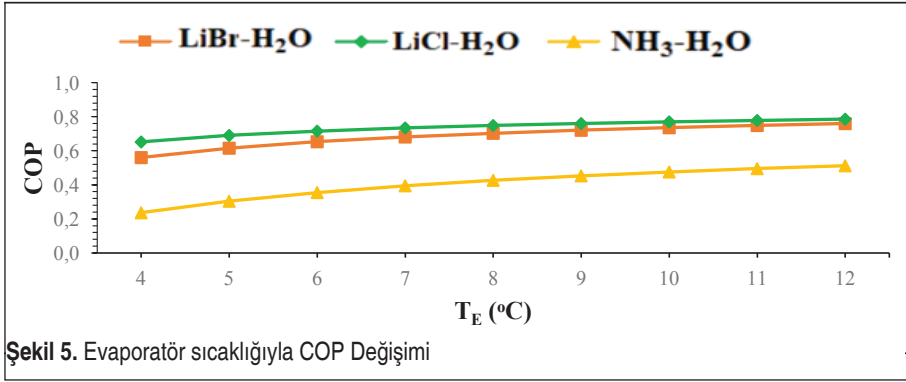


Şekil 4. Absorber Sıcaklığıyla COP Değişimi

Şekil 4' te görüldüğü gibi absorber sıcaklığının artmasıyla beraber üç çevrimin COP değerlerinde düşüş görülmektedir. Bu sonucun nedeni irdelendiği ise absorber sıcaklığının artmasıyla absorberden çıkan eriyik konsantrasyonunun artmasından kaynaklandığı sonucu elde edilmektedir. LiCl-H<sub>2</sub>O ve LiBr-H<sub>2</sub>O çevrimleri için azalış düşük seviyede görülürken NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O çiftinde yaklaşık %27 azalış görülmektedir.

### 3.1.4 Evaporatör (Buharlaştırıcı) sıcaklık değerlerine göre birinci kanun analizi

$Q_E=50$  kW,  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_J=85^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_{EID}=0.6$ ,  $\eta_p=0.8$  değerleri sabit tutulup, evaporatör sıcaklığı  $T_E=4-12^\circ\text{C}$  aralıklarında değiştirilerek sistemin analizi yapılmıştır. Evaporatör sıcaklığının artmasıyla üç çevriminde COP değerlerindeki artış Şekil 5' te görülmektedir. Böylece evaporatör sıcaklığının artmasıyla beraber absorberden çıkan eriyik konsantrasyonun değişimi ve dolaşım oranının azalmasından kaynaklı jeneratör ısı yükünün azalması olduğu sonucuna varılmaktadır. İncelenen çevrimlerden en yüksek COP değeri 0.785 ile  $\text{LiCl}_1\text{-H}_2\text{O}$ 'da, en düşük COP değeri ise  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  çevriminde gözlemlenmiştir.

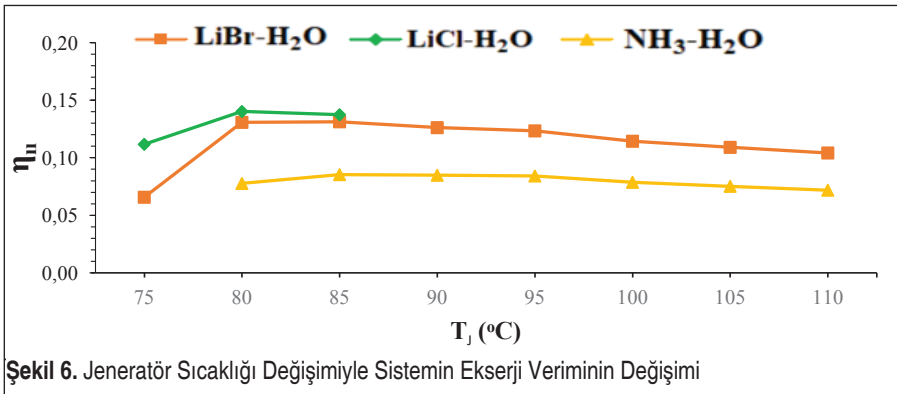


## 3.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemini Oluşturan Sistem Bileşenlerinin Farklı Sıcaklık Değerlerine Göre İkinci Kanun Analizi

Absorbsiyonlu soğutma sistemini oluşturan sistem bileşenleri termodinamiğin ikinci kanununa göre analizi yapılarak sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

### 3.2.1 Jeneratör (Kaynatıcı) sıcaklık değerlerine göre ikinci kanun analizi

$Q_E=50$  kW,  $T_A=T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=10^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_{EID}=0.6$ ,  $\eta_p=0.8$  değerleri sabit tutulup, jeneratör



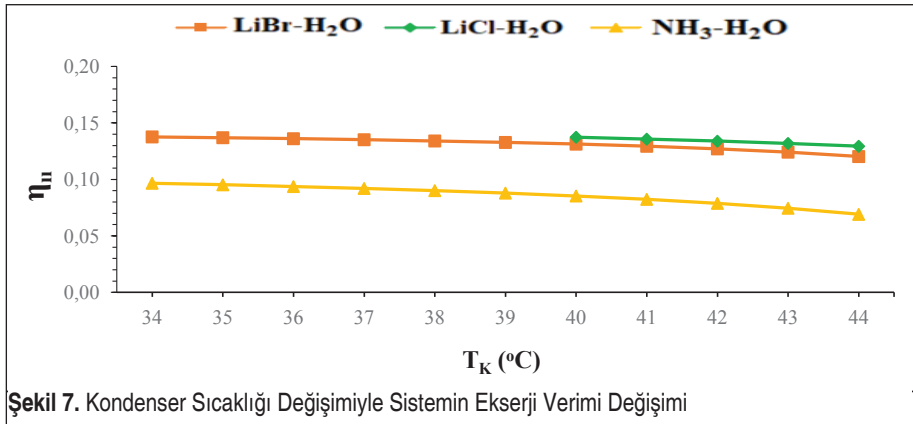
sıcaklığı  $T_J=75-110^\circ\text{C}$  sıcaklıklar arasında değiştirilerek sistemin analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

Jeneratör sıcaklığı artışıyla beraber üç çevrimin ekserji verimlerinde düşüş olduğu görülmektedir (Şekil 6). Üç çevrim içinde belirlenen çalışma koşullarında  $75^\circ\text{C}$ 'de zengin eriyik ve fakir eriyik konsantrasyonlarının birbirine yaklaşmasından dolayı çalışamayacağı sonuçları elde edilmektedir. Buradan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin en önemli sistem elemanı olan jeneratör sıcaklığının sistem tasarımında ve optimizasyonunda ne kadar önemli olduğu söylenebilir.

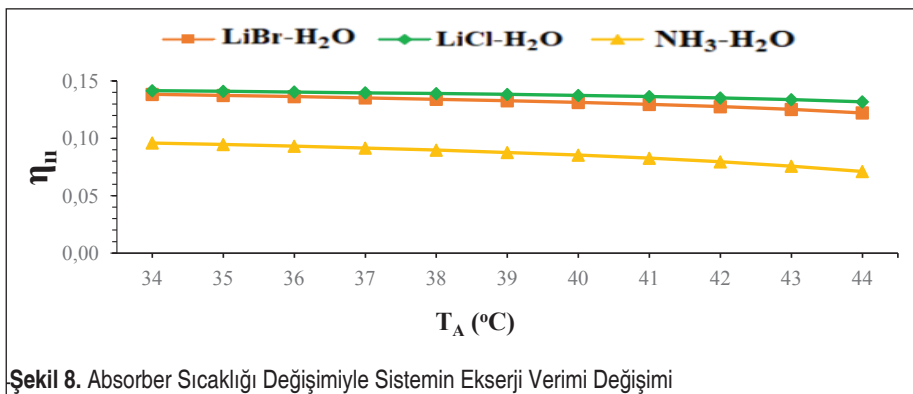
### 3.2.2 Kondenser (Yoğusturucu) sıcaklık değerlerine göre ikinci kanun analizi

$Q_E=50\text{ kW}$ ,  $T_J=85^\circ\text{C}$ ,  $T_A=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=10^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_{\text{EID}}=0.6$ ,  $\eta_p=0.8$  değerleri sabit tutulup, kondenser sıcaklığı  $T_K=34-44^\circ\text{C}$  aralıklar arasında değiştirilerek sistemin analizi yapılmıştır.

Şekil 7'de görüldüğü üzere kondenser sıcaklığı artışıyla sistemin veriminde azalma



Şekil 7. Kondenser Sıcaklığı Değişimiyle Sistemin Ekserji Verimi Değişimi



Şekil 8. Absorber Sıcaklığı Değişimiyle Sistemin Ekserji Verimi Değişimi



olduğu görülmektedir. Bunun nedeni ise kondenser sıcaklığının artmasıyla artan dolaşım oranının ekserji verimini azaltmasıdır.

### 3.2.3. Absorber sıcaklık değerlerine göre ikinci kanun analizi

$Q_E=50$  kW,  $T_J=85^\circ\text{C}$ ,  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=10^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_{EID}=0.6$ ,  $\eta_p=0.8$  değerleri sabit tutulup, absorber sıcaklığı  $T_A=34-44^\circ\text{C}$  sıcaklıklar arasında değiştirilerek sistemin analizi yapılmıştır.

Şekil 8'de görüldüğü üzere absorber sıcaklığı değişimiyle sistemin ekserji veriminin azaldığı sonucu elde edilmektedir. Sistemin ekserji veriminin azalmasının nedeni ise absorber sıcaklığı artışıyla beraber dolaşım oranının artışı olduğu sonucu söylenebilir. En yüksek ekserji veriminin LiCl-H<sub>2</sub>O çevrimine ait olup, bunu LiBr-H<sub>2</sub>O ve NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O çevrimleri takip etmektedir.

### 3.2.4. Evaporatör (Buharlaştırıcı) sıcaklık değerlerine göre ikinci kanun analizi

$Q_E=50$  kW,  $T_A=T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_J=85^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_{EID}=0.6$ ,  $\eta_p=0.8$  değerleri sabit tutulup, evaporatör sıcaklığı  $T_E=4-12^\circ\text{C}$  arasında değiştirilerek sistemin analizi yapılmıştır.

Şekil 9'da görüldüğü üzere evaporatör sıcaklığı artarken çevrimin ekserji veriminin azalmakta olduğu görülmektedir.

Bu çalışmada absorbsiyonlu soğutma sisteminin performansının kaynatıcı (jeneratör) ve evaporatör sıcaklıklarının artışıyla arttığı, kondenser ve absorber sıcaklığının artışıyla da azaldığı sonucu elde edilmiştir. Üç akışan çiftinden en yüksek ekserji verimine sahip olan akışkanın LiCl-H<sub>2</sub>O olduğu ardından LiBr-H<sub>2</sub>O geldiği en düşük verimin ise NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O çevriminde olduğu görülmektedir. Bu kapsamda bu çalışmada LiCl-H<sub>2</sub>O akışan çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminin Antalya ili için aylara göre gelen güneş ışınımı değerleri hesaplanmıştır. Yapılan ışınım hesaplarından sonra üç farklı vakum tüplü kolektör LiCl-H<sub>2</sub>O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin bu ilde güneş enerjisi destekli çalışmasıyla kolektör verimleri, gerekli kolektör alanları ve ekonomik olarak çalışabilmesi için gerekli olan solar fraksiyon değerleri ve kolektör alanları hesaplanmıştır.

## 3.3 Vakum Tüplü Kolektörlerin Verimleri, Faydalı Enerjileri, Kolektör Alanları

Güneş ışınımı ile bir akışkanın sıcaklığının artmasını sağlayan araçlara güneş toplayıcıları (kolektörleri) denir [10]. Güneş kolektörleri ışınları toplama şekline göre düz kolektör, vakumlu kolektör ve yoğunlaştıran kolektörler olarak sınıflandırılırlar [11].

Bu çalışmada yüksek sıcaklıklı ve güneşi izlemesi gerekmeyen vakum borulu güneş kolektörleri kullanılmıştır. Vakumlu güneş toplayıcıları havası boşaltılmış cam boru, güneş enerjisini yutan toplayıcı yüzey, ısı transfer akışkanı ve bu akışkanın içinde dolaştığı boru ve manifoldan oluşur. Bu kolektörlerde yüzeye gelen enerjiyi arttırmak

için metal veya cam yansıtıcılar kullanılır ve bu kolektörlerin çıkış sıcaklıkları 100-120°C sıcaklıklarındadır. Düzlemsel kolektörlere göre daha yüksek verimlidir bunun nedeni ise tüpün silindirik bir şekilde olduğu için güneş ışınlarının yüzeye her zaman dik gelmesinden kaynaklıdır, geniş kullanım alanına sahip, kolay montajı ve mimariye uygunluğu açısından üstündür ancak düzlemsel kolektörlere göre ilk yatırım maliyetleri yüksektir. Bu sistemlerde maliyeti yükselten durum ise vakum ve cam tüplerdir [12], [11].

### Kolektör verimi

ISO standartlarına göre kolektörlerin performansını ölçmek için çeşitli standartlar kullanılır. Türkiye, Avrupa standartını kullanmaktadır. ISO 9806-1:1994 a [18].

$$\eta_K = k_0 - k_1x - k_2x^2 I_{ED} \quad (19)$$

$$x = \frac{T_{ORT} - T_c}{I_{ED}} \quad (20)$$

$T_{ORT}$  = Ortalama kolektör sıcaklığıdır. Akışkanın kolektöre giriş ve çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalamasıyla bulunur. Bu çalışma da ortalama kolektör sıcaklığını 87.5°C alınmıştır.

$T_c$  = Çevre sıcaklığıdır.

$k$  değerleri ise kolektörün optik verimi ve ısı kayıp katsayılarıdır. Kolektör firmalarından alınmıştır.

### Gerekli kolektör alanı

$$A_{KOl} = \frac{Q_G}{\eta_K I_{ED}} \quad (21)$$

### Kolektörden sağlanan faydalı enerji

$$Q_F = \eta_K A_{KOl} I_{ED} \quad (22)$$

#### 3.3.1 Antalya ili için güneş enerjisi hesaplamaları

Antalya ili için hesaplamalar yapılmıştır. Antalya ili için yapılan güneş enerjisi hesaplamalarında absorpsiyonlu soğutma sistemin için çalışma koşulları olarak zamana bağlı bir değişim olmadığı için soğutma kapasitesinin değişmediği göz önüne alınmıştır.  $Q_E=15$  kW  $T_E=10^\circ\text{C}$ ,  $T_J=80^\circ\text{C}$ ,  $T_A=T_K=40^\circ$   $\epsilon_{EID}=0.6$  ve  $\eta_p=0.8$  kabul edilmiştir. Soğutucu akışkan çifti olarak LiCl-H<sub>2</sub>O kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemini çalıştırmak için gerekli olan jeneratör kapasitesini sağlamak için hesaplamalar yapılmıştır. Jeneratörün ısıl kapasitesini karşılamak için tasarlanan güneş enerjisi sisteminde



vakum tüplü güneş kolektörleri kullanılmış, yaz aylarına göre analiz yapılacağı için kolektörlerin eğim açıları literatürde yaz ayları için tavsiye edilen enlem derecesinden  $15^\circ$  düşük alınmıştır. Bu sebeple Antalya ili için  $22^\circ$  alınmıştır. Antalya ili için Mayıs ayından Eylül ayına kadar yapılan hesaplamalar yapılmıştır [13]. Tablo 5’de verilen denklemler vasıtasıyla hesaplanan sonuçlar Tablo 6’da listelenmiştir. Tablo 7’ de görüldüğü üzere aylık ortalama güneş ışınımları yaz aylarında artmaktadır.

**Tablo 5.** Güneş Enerjisi Hesaplamaları İçin Gerekli Denklemler

Enlem Açısı ( $\varphi$ )	$(-90 \leq \varphi \leq 90^\circ)$	(23)
Deklasyon Açısı ( $\delta$ )	$\delta = 23,45 \sin\left(360 \times \frac{284 + n}{365}\right)$	(24)
Güneş Batış Açısı ( $\omega_s$ )	$\cos(\omega_s) = -\tan\varphi \tan\delta$	(25)
Gün Uzunluğu (N)	$N = \frac{2}{15} \omega_s$	(26)
Eğik Yüze Gelen Aylık Ortalama Anlık Işınım	$I_{ED} = \frac{H_T}{N \times 3600}$	(27)

**Tablo 6.** Güneş Enerjisi Denklemlerinden Elde Edilen Sonuçlar

	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Deklasyon Açısı ( $\delta^\circ$ )	18,8	23,09	21,2	13,45	2,21
Güneş Batış Açısı ( $\omega_s^\circ$ )	104,8	108,7	106,9	100,4	91,67
Gün Uzunluğu (saat)	13,97	14,49	14,26	13,38	12,22
$H_T$ (MJ/m <sup>2</sup> gün)	21,98	23,59	23,94	23,39	20,75

**Tablo 7.** Antalya İli İçin Eğik Düzlem Üzerine Düşen Anlık Ortalama Güneş Işınımları

Antalya	Anlık Ortalama Güneş Işınımları (W/m <sup>2</sup> )
Mayıs	437.04
Haziran	452.22
Temmuz	466.33
Ağustos	485.59
Eylül	471.67

Güneş enerjisi sistemlerinde eğik yüzeye gelen güneş ışınım değerleri bulunduktan sonra sistem için uygun olan kolektörler seçilir. Yapılan çalışmada jeneratör için gerekli ısı yükü karşılayabilmek için düzlemsel kolektörlere göre daha yüksek çalışma koşullarında çalışan ve daha verimli olan vakum tüplü kolektörler seçilmiştir. Sistemde çalışacak olan kolektör tipi seçildikten sonra sistemden en iyi verimi almak için üç farklı vakum tüplü kolektör seçilmiş ve bunların karşılaştırılması yapılmıştır. Seçilen kolektör ve optik verimleri ve ısı kayıp katsayıları Tablo 8’de verilmektedir [14], [15]. Kolektörlerin verimi ve sistem için uygun kolektör alanı için bölgelerin çevre sıcaklıkları bilinmelidir. Antalya ili için aylara göre ortalama sıcaklıklar 1929-2019 yılları arasındaki ölçümler dikkate alınarak Tablo 9’da görülmektedir [16].

Şehirler için sıcaklık, ışınım ve kolektör verilerinden yararlanılarak Antalya ili için, absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan LiCl-H<sub>2</sub>O çifti için jeneratör ısı kapasitesini %100 karşılayacak gerekli kolektör alanları ve kolektör verimleri hesaplanmıştır.

Tablo 10’da en verimli kolektörün kolektör-2 olduğu görülmektedir. LiCl-H<sub>2</sub>O ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi için gerekli kolektör alanları incelendiğinde Mayıs ayından Ağustos ayına kadar gerekli kolektör alanlarının düştüğü sonucu elde edilmektedir. Kolektör alanı gereksinimleri incelendiğinde ise sırasıyla en yüksek ve en düşük kolektör alanlarının Mayıs ayında 96.81 m<sup>2</sup> ile kolektör-3’te olduğu Ağustos ayında 70.65 m<sup>2</sup> ile kolektör-2’de olduğu görülmektedir.

Güneş enerjisi soğutma sistemlerinde soğutma sisteminin çalışabilmesi için gerekli olan enerjinin tamamını bazı durumlarda güneş enerji sistemi karşılamayabilir. Bu nedenle güneş enerjisi soğutma sistemleri tasarlanırken ek bir ısıtıcı koyacak şekilde

**Tablo 8.** Kolektörlerin Özellikleri

Kolektör	Kolektör Tipi	k <sub>0</sub> (%)	k <sub>1</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	k <sub>2</sub> (W/m <sup>2</sup> K)
Kolektör -1	Vakum Tüplü	82	1.62	0.0068
Kolektör -2	Vakum Tüplü	80.9	1.37	0.0068
Kolektör -3	Vakum Tüplü	78	1.57	0.0057

**Tablo 9.** Şehirlerin Aylık Ortalama Sıcaklıkları (mgm.gov.tr ,2020)

Şehir	Ortalama Sıcaklıklar (°C)				
	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Antalya	20.5	25.3	28.4	28.3	25.1



**Tablo 10.** LiCl-H<sub>2</sub>O Sistemi İçin Antalya İli İçin Gerekli Kolektör Alanları ve Kolektör Verimleri

Ay	Kolektör -1		Kolektör -2		Kolektör -3	
	Verim	Kolektör Alanı (m <sup>2</sup> )	Verim	Kolektör Alanı (m <sup>2</sup> )	Verim	Kolektör Alanı (m <sup>2</sup> )
Mayıs	0.501	92.70	0.5291	87.96	0.4808	96.81
Haziran	0.539	83.46	0.5624	79.98	0.5153	87.30
Temmuz	0.5574	78.27	0.5844	74.64	0.5383	81.03
Ağustos	0.5734	73.05	0.5929	70.65	0.5475	76.53
Eylül	0.549	78.48	0.5716	75.45	0.5250	82.11

tasarlanırlar. Bu sistemlerde eğer tüm enerji güneşten sağlanıyor ise güneşten kullanım oranı (SF=solar fraksiyon) %100'dür. Ancak güneş enerjisi soğutma sistemlerinde SF'nin %70-80 olduğu durumlarda ekonomik olduğu belirtilmektedir [17].

$$SF = 1 - \frac{\dot{Q}_{EK}}{\dot{Q}_G} \quad (28)$$

$$\dot{Q}_{EK} = \dot{Q}_G - \dot{Q}_F \quad (29)$$

Bu bilgiler doğrultusunda sistemin SF analizi, tablo ve grafiklerden elde edilen sonuçlara göre en verimli kolektör olan Kolektör-2'ye göre yapılmış olup, Tablo 11'de LiCl-H<sub>2</sub>O çevrimi için Antalya iline göre 55, 65 ve 75 m<sup>2</sup> kolektör alanlarıyla SF analiz sonuçları görülmektedir. Analiz sonucunda göre Antalya ilinde LiCl-H<sub>2</sub>O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemi için 55 m<sup>2</sup> kolektör alanında SF %71,10 bulunmuştur. Antalya'da LiCl-H<sub>2</sub>O çifti ile çalışan sistemin ekonomik çalışabilmesi için 55 m<sup>2</sup> kolektör alanında çalışmasının uygun olduğu sonucu görülmektedir.

**Tablo 11.** LiCl-H<sub>2</sub>O sistemi için Antalya iline göre SF analizi

LiCl-H <sub>2</sub> O-Antalya				
75 m <sup>2</sup>				
Ay	$\dot{Q}_F$ (kW)	$\dot{Q}_G$ (kW)	$\dot{Q}_{ek}$ (kW)	SF
Mayıs	17.34	20.34	2.997	0.852
Haziran	19.07	20.34	1.265	0.937
Temmuz	20.44	20.34	0	1
Ağustos	21.59	20.34	0	1
Eylül	20.22	20.34	0.119	0.994
Ortalama				95.60%
65 m <sup>2</sup>				
Ay	$\dot{Q}_F$ (kW)	$\dot{Q}_G$ (kW)	$\dot{Q}_{ek}$ (kW)	SF
Mayıs	15.03	20.34	5.31	0.739
Haziran	16.53	20.34	3.809	0.812
Temmuz	17.71	20.34	2.626	0.87
Ağustos	18.71	20.34	1.626	0.92
Eylül	17.52	20.34	2.816	0.861
Ortalama				84%
55 m <sup>2</sup>				
Ay	$\dot{Q}_F$ (kW)	$\dot{Q}_G$ (kW)	$\dot{Q}_{ek}$ (kW)	SF
Mayıs	12.72	20.34	7.622	0.625
Haziran	13.99	20.34	6.352	0.687
Temmuz	14.99	20.34	5.351	0.736
Ağustos	15.83	20.34	4.505	0.778
Eylül	14.83	20.34	5.512	0.729
Ortalama				71.10%

#### 4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemi ele alınarak, bu sistemde piyasada en fazla kullanılan soğutucu akışkan çiftleri olan NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, LiBr-H<sub>2</sub>O eriyiklerinin yanında bu çiftlere rakip olabilecek LiCl-H<sub>2</sub>O akışkan çiftlerini kullanarak termodinamiğin birinci ve ikinci kanun kapsamında çeşitli sistem parametrelerinde analizleri



yapılmıştır. Ayrıca LiCl-H<sub>2</sub>O akışkan çiftini kullanan güneş enerjisi kaynaklı absorbsiyonlu soğutma sisteminin Antalya ili için çeşitli aylara göre analizi yapılmıştır. Analizde vakum borulu güneş kolektörlerinin kullanıldığı kabul edilmiştir.

Yapılan birinci kanun analizleri sonucunda aynı çalışma koşullarında çalışan, NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, LiBr-H<sub>2</sub>O ve LiCl- H<sub>2</sub>O çiftlerinden en yüksek soğutma tesir katsayısının 0.77 ile LiCl-H<sub>2</sub>O çiftinde olduğu görülmüştür. Birinci kanun analizleri sonucunda LiCl-H<sub>2</sub>O sisteminin çalışabildiği tüm sistem parametrelerinde diğer iki eriyik çiftine göre daha kararlı olduğu ve üstün performans gösterdiği görülmüştür. LiBr-H<sub>2</sub>O sisteminin ise onun ardından geldiği belirlenmiştir. İkinci kanun analizleri sonucunda en yüksek tersinmezliklerin üç sistem için de jeneratör ve absorberde olduğu saptanmıştır.

Analiz sonuçlarından üç akışkan çiftinden en yüksek ekserji verime sahip olan akışkanın tüm incelemelerde LiCl-H<sub>2</sub>O olduğu ardından LiBr-H<sub>2</sub>O geldiği en düşük verimin ise NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O çevriminde olduğu görülmektedir. Bu kapsam bu çalışmada LiCl-H<sub>2</sub>O akışkan çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminin Antalya ili için aylara göre gelen güneş ışınımı değerleri hesaplanmıştır.

Yapılan güneş enerjisi çalışmalarında Antalya ilinin analiz sonucunda gerekli en düşük kolektör alanı LiCl-H<sub>2</sub>O eriyik çifti kullanan absorbsiyonlu soğutma sisteminde 70.65 olduğu belirlenmiştir. Güneş enerjisinden ekonomik olarak yararlanmak için yapılan SF analizinde ise Antalya için LiCl-H<sub>2</sub>O %71,9 SF oranıyla uygun bulunan kolektör alanları 55 m<sup>2</sup> olarak hesaplanmıştır.

Bu çalışmada alternatif enerji kaynakları bakımından zengin olan ülkemizde özellikle coğrafi konumu sebebiyle büyük bir güneş enerjisi potansiyeline sahip olması nedeniyle tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemi için ısı enerjisinin bu kaynaktan karşılanması durumu analiz edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda sürekli gelişim gösteren güneş enerjisi teknolojilerinden etkin bir şekilde yararlanılırsa ülkemizde güneş enerji destekli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin etkin ve ekonomik bir şekilde soğutma yapılabileceği sonucu elde edilebilmektedir. Böylece Ülkemizin soğutmada artan enerji ihtiyacının kendi öz kaynaklarımızla karşılanması ekonomimize önemli katkı sağlayacaktır. Ayrıca soğutma sisteminde kullanılan akışkanlardan dolayı ozon tabakasına zarar vermeden soğutma yapma imkânı da bulunmaktadır.

## SİMGELER/KISALTMALAR

A	:	Alan, (m <sup>2</sup> )
COP	:	Soğutma tesir katsayısı
ç	:	Çevre
E	:	Ekserji, (kW)
e	:	Ekserji akısı, (kJ/kg)



H	:	Yatay düzleme gelen aylık ortalama günlük toplam güneş ışınımı, (J/m <sup>2</sup> )
h	:	Entalpi, (kJ/kg)
I	:	Anlık ışınım, (W/m <sup>2</sup> )
m	:	Kütleli debi, (kg/s)
N	:	Gün uzunluğu (saat)
P	:	Basınç, (kPa)
s	:	Entropi, (kJ/kgK)
SF	:	Güneşten yararlanma oranı
T	:	Sıcaklık, (°C)
X	:	Konsantrasyon
Q	:	Isıl güç, (kW)
W	:	Güç, (kW)

#### Yunan Alfabesi

$\varepsilon$	:	Eriyik ısı değiştiricisi etkinliği
$\eta$	:	Verim
$\delta$	:	Deklinasyon Açısı
$\omega$	:	Saat Açısı
$\varphi$	:	Enlem Açısı

#### Alt indisler

A	:	Absorber
B	:	Direk
$\mathcal{C}$	:	Çıkan
ED	:	Eğik Düzlem
EID	:	Eriyik Isı Değiştiricisi
E	:	Evaporatör
EK	:	Ek ısıtıcı
F	:	Faydalı
J	:	Jeneratör
g	:	Giren
K	:	Kondenser
Kol	:	Kolektör
o	:	ölü durum



p : Pompa  
T : Eğik Düzleme

## KAYNAKÇA

1. **Sözen, A.** 2001. "Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems", *Energy Conversion and Management*, 42(14), 1699-1716.
2. **Adewusi, S. A., Zubair, S. M.** 2004 "Second law based thermodynamic analysis of ammonia–water absorption systems". *Energy Conversion And Management*, 45(15-16), 2355-2369.
3. **Balghouthi, M., Chahbani, M. H., Guizani, A.** 2008. "Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia". *Building And Environment*, 43(9), 1459-1470.
4. **Aphornratana, S., Sriveerakul, T.** 2007. "Experimental studies of a single-effect absorption refrigerator using aqueous lithium–bromide: effect of operating condition to system performance. *Experimental Thermal And Fluid Science*", 32(2), 658-669.
5. **Sevinç, K., Güngör, A.** 2013. "Güneş Enerjisi Kaynaklı Soğutma Sistemleri Ve Bu Alandaki Yeni Uygulamalar", *Mühendis ve Makine*, Cilt: 53, Sayı: 635, 59-70.
6. **Aphornratana, S., Eames, I. W.** 1995. "Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycles using the second law of thermodynamics method". *International Journal Of Refrigeration*, 18(4), 244-252.
7. **Şencan, A., Yakut, K. A., Kalogirou, S. A.** 2005 "Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems. *Renewable Energy*", 30(5), 645-657.
8. **Cengel, Y. A., Boles, M. A.** 2007. "Thermodynamics: An Engineering Approach 6th Editon (SI Units)". The McGraw-Hill Companies, Inc., New York.
9. **Talbi, M. M., & Agnew, B.** 2000. "Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids". *Applied Thermal Engineering*, 20(7), 619-630.
10. **Kılıç, A., Öztürk, A.** 1983. "Güneş Enerjisi. Kıpış Dağıtımcılık", İstanbul.
11. **Yiğit, A., Atmaca, İ.** 2018. "Güneş enerjisi.Bursa Dora Yayıncılık"
12. **Öztürk, H.** 2010. "Güneş enerjisi ve uygulamaları". Birsen Yayınevi.
13. **Gündüz, A., H.** 2020. "Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termodinamik Analizi", Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
14. Viesmann - Vitosol Kolektör Planlama Kılavuzu.
15. **Lik Fang Sim, L. F.** 2013. "Numerical modelling of a solar thermal cooling system under arid weather conditions", *Renewable Energy*, 1-6.
16. mgm.gov.tr , 2020. (T.C. Çevre , Şehircilik Ve İklim Dğişikliği Başkanlığı Meteoroloji Genel Müdürlüğü)
17. **Goralı, E.** 2007. "Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi", Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü, İstanbul, 185606.
18. **Kalogirou, S. A.** 2013. "Solar energy engineering: processes and systems" , Academic Press.