



**Bu bir MMO  
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

## **ÇİFT KADEMELİ ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN PERFORMANS ANALİZİ**

**FATİH YİĞİT**  
KAHRAMANMARAŞ SÜTÇÜ İMAM ÜNİVERSİTESİ

**AHMET KABUL**  
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ



# ÇİFT KADEMELİ ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN PERFORMANS ANALİZİ

Fatih YİĞİT  
Ahmet KABUL

## ÖZET

Bu çalışmada, güneş ışınım miktarı ve güneşlenme süresine paralel olarak artan soğutma ihtiyacının karşılanmasında jeotermal enerji, atık ısı ve güneş enerjisinin kullanılmasını mümkün kılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri incelenmiştir. Bu amaçla H<sub>2</sub>O - LiBr akışkan çiftinin kullanıldığı çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi performans analizi yapılmıştır. Sistemin her bir elemanı için termodinamiksel bağlantılar elde edilip tablolar halinde ortaya konulmuştur. Sistemin Enerji analizi yapılırken EES (Mühendislik Denklem Çözücü) paket programı kullanılmıştır. Sistemdeki jeneratör sıcaklığı 125 – 135 °C arasında değiştirilerek, jeneratör sıcaklığındaki değişimin soğutma tesir katsayısı (COP) ve sistem elemanlarının kapasitesi üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Çift etkili absorpsiyonlu soğutma, Performans analizi, Güneş enerjisi

## ABSTRACT

In this study, absorption cooling systems that enabling the use of solar energy which the amount of solar radiation and sunshine duration in parallel to meet the increasing need for cooling has been investigated. For this purpose, geothermal energy, waste heat and solar energy are used a pair of fluid-assisted double stage absorption cooling system performance analyzes have been performed. Thermodynamic connections have been obtained and are provided as statements for each component of the system. While system of performance analysis was being done, EES (Engineering Equation Solver) was used. Generator temperature in the system has been changed with one-degree increments between 125-135 °C, the effect on the system components of capacity and coefficient of performance (COP), was observed.

**Key Words:** Double stage absorption cooling system, Performance analysis, Solar energy

## 1. GİRİŞ

Tüm gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerde olduğu gibi ülkemizde de sanayinin hızla gelişmesi ve insanların refah seviyesinin yükselmesi artan enerji ihtiyacını da beraberinde getirmektedir. Dünyada ve ülkemizde en yaygın kullanılan enerji türü olan elektrik enerjisinin üretiminin yaklaşık % 80'i fosil kökenli kaynaklarla sağlanmaktadır. Ancak Fosil kaynaklı yakıtların elektrik üretimi amaçlı kullanılması sera gazları salınımına neden olup çevreye ciddi hasarlar vermektedir [1]. Bunun yanı sıra ülkemiz fosil enerji kaynakları bakımından pek zengin değildir. Bu durum fosil kökenli kaynaklardan enerji üretimi yapan ülkemizin dışa bağımlılığını daha da arttırmaktadır. Ülkemizde fosil kökenli enerji kaynaklarının sınırlı olmasına karşın ciddi kabul edilebilecek oranda güneş, rüzgar, jeotermal vb. yenilenebilir enerji kaynakları mevcuttur. Özellikle Avrupa ülkelerine kıyasla ekvator kuşağına yakın olmanın getirdiği en büyük avantaj günlük güneşlenme süresi ve güneş ışınım miktarının fazla

olmasıdır. Günümüzde özellikle ülkemizin güney kısımlarında güneş enerjisi su ısıtma amaçlı yaygın şekilde kullanılmaktadır [2].

Dünyada olduğu gibi ülkemizde de çeşitli alanlardaki yapılacak yenilikler ve düzeltmelerle -verimsiz şekilde- fazla enerji tüketiminin önüne geçmek mümkündür. Soğutma sistemleri konutlardan sanayiye kadar birçok alanda farklı amaçlarla (gıda depolama, konfor vs.) kullanılmaktadır. Paris Uluslararası Soğutma Enstitüsünün açıkladığı rapora göre, soğutma ve klima sistemleri dünya toplam elektrik üretim miktarının % 15'ini tüketmektedir [3]. Diğer taraftan klima sistemleri için elektrik tüketimi tüm konutlar ve iş merkezleri açısından dikkate alındığında yaklaşık % 45 civarında olduğu tahmin edilmektedir [4].

Soğutma sistemlerinde elektrik enerjisi yerine güneş, jeotermal gibi yenilenebilir enerji kaynakları ve atık ısılar kullanılabilir. Isı enerjisinin soğutma amaçlı kullanıldığı çeşitli soğutma çevrimleri mevcuttur. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri ısının soğutma amaçlı kullanılabilirdiği sistemlerim başında gelmektedir. Soğutma yapmak için elektrik enerjisi harcamak yerine ısı enerjisi tüketmek yüksek kaliteli enerji biçimi olan elektrik enerjisinde tasarruf edilmesini sağlayacaktır. Ayrıca elektrik enerjisinin tüketildiği yerin üretildiği tesisten çok uzakta olması ekstra kayıplara yol açmaktadır ve bu durum enerjide dışa bağımlı olan ülkemizin milli servetini boşa harcamaktır. Soğutma sistemlerinde yerli ve yenilenebilir olan enerji kaynaklarının kullanılması bu gibi kayıplarında önüne geçeceğinden daha avantajlıdır [5,6]. Bununla birlikte geleneksel soğutma uygulamalarında (1960'lı yıllarda zararları bilinmeyen) soğutucu akışkan olarak kullanılan ve ozon tabakasının zayıflamasına sebep olarak küresel ısınmanın artmasına neden olan birçok CFC (Chloro Fluoro Carbon) ve HCFC ( Hydro Chloro Fluoro Carbon) gazlarının kullanımı yasaklanmıştır [7]. Geleneksel soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan inorganik gazların gelecekte ne gibi zararlara yol açacağı tam olarak kestirilememektedir. Bu durum da göz önüne alınarak geleneksel soğutma sistemlerinin yerine çevre dostu sayılabilecek absorpsiyonlu soğutma sisteminin kullanılması ülkemiz ve dünyanın geleceği için büyük önem arz etmektedir.

Ülkemizde yaz aylarında soğutma ihtiyacı artmaktadır ancak buna paralel olarak yaz aylarında güneşlenme süresi ve ışınım miktarı da kayda değer ölçüde yükselmektedir. Vakum tüplü ve parabolik yoğunlaştırıcı kolektörler ile güneş enerjisinden faydalanarak yüksek sıcaklıklarda ısı enerjisi üretilebilmektedir. Özellikle konutlarda konfor amaçlı duyulan soğutma ihtiyaçları gelişen güneş enerjisi sistemleri sayesinde konutlarda kurulacak sistemlerle karşılamak mümkündür [2,8]. Ayrıca sistemin kullanılacağı yere yakın bölgelerde bulunan jeotermal kaynaklar ve atık ısı kaynakları da soğutma ihtiyacının karşılanması amacıyla kullanılabilir.

Literatüre bakıldığında, absorpsiyonlu soğutma sistemi ile ilgili çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Güngör vd. 2013 yılında, güneş enerjisi kaynaklı soğutma sistemleri ve bu alandaki yeni uygulamalar konusunu çalışmışlardır. Güneş enerjisi kaynaklı soğutma sistemlerinin genel tanımlamalarını yaparak birbirleri arasındaki farklarını, avantajlarını ve dezavantajlarını belirtmişlerdir [6].

Yılmazoğlu tarafından tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır. Tasarım verilerine göre buharlaştırıcı, absorber, jeneratör ve yoğuşturucu için ısı transferi alanları hesap etmiştir. Ayrıca sistemin COP ve ekserjitik COP 'sini elde etmiştir [9].

Yıldırım vd. tarafından, düşük sıcaklıkta ısı kaynağı kullanan bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin termoeconomik optimizasyonunu yapısal bağ katsayıları yöntemi kullanılarak yapmışlardır. Termoeconomik optimizasyon sonucunda sistemde kullanılan buharlaştırıcı, absorber, yoğuşturucu ve jeneratör için optimum ısı transfer alanları hesaplamışlardır [10].

Solum vd. tarafında Çift Etkili LiBr-H<sub>2</sub>O akışkanlı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Termodinamiksel Büyüklüklerin Sistem Performansına Etkileri üzerinde bir inceleme yapılmış ve sonuç olarak çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde COP 'nin 1'in üzerine çıkılabileceği ortaya konuşmuştur [5].

Bu çalışmada çift kademeli H<sub>2</sub>O- LiBr akışkan çiftinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarım şartları belirlenerek bilgisayar ortamında EES programı ile enerji analizi yapılmıştır. Sistem elemanlarının her biri için enerji yükleri hesap edilmiş ve sistemin soğutma tesir katsayısı

hesaplanmıştır. Ayrıca jeneratör 1'in sıcaklığı 125 – 135 °C arasında değiştirilerek COP ve sistemdeki yüklerin değişimi üzerindeki etkisi incelenmiştir.

## 2. ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ

Geleneksel soğutma sistemlerinde kullanılan kompresör, gazların özgül hacminin sıvılara kıyasla büyük olmasından dolayı sıkıştırma işlemi esnasında pompalara göre çok daha fazla enerji tüketir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kompresörün yerini termal kompresör diye de adlandırılan bir sistem almaktadır. Bu sistem temelinde ilk olarak soğutucu akışkanın bir sıvı ile absorbe edilip eriyik pompası ile gerekli sıkıştırma işleminin gerçekleştirilmesi ve daha sonra yüksek basınçtaki eriyik karışıma ısı verilerek soğutucu akışkanın absorber akışkandan ayrılması prensibine dayanır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{H}_3 - \text{ZnBr}$ ,  $\text{NH}_3 - \text{LiBr}_2$ ,  $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ ,  $\text{NH}_3 - \text{SrCl}_2$ ,  $\text{NH}_3 - \text{CaCl}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$  gibi çeşitli akışkan çiftleri kullanılmaktadır. Bu akışkan çiftleri arasında ilk yazılan akışkan soğutucu ikinci yazılan akışkan ise absorber akışkandır. Soğutucu akışkan sistem içerisinde yoğuşturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcı devresinde dolaşır absorber akışkan ise absorber, pompa, jeneratör ve kısılma vanasından geçerek tekrar absorbere gelen bir çevrimde dolar [11,12].

Soğutucu akışkanın absorblanması esnasında ısı atılırken soğutucu akışkanın absorber akışkandan ayrılması sırasında ise ısıya ihtiyaç vardır. Bu ısı ihtiyacını karşılamak için çeşitli ısı kaynaklarının kullanılmasıyla beraber yenilenebilir enerji kaynağı olan güneş enerjisinin kullanılması güneşin bol ve maliyetsiz olmasından ötürü daha uygundur [13].

Kullanılacak olan akışkan çiftleri, kolay temin edilebilir olması, düşük maliyetli olması, viskozitelerin düşük olması, soğutkanların yüksek buharlaşma ısısına sahip olması, zehirli ve korozif olmaması, absorber akışkan ile iyi çözünebilmesi gibi özelliklerde olmalıdır [12].

### 2.1. Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma

Aynı şartlar altında (Sıcaklık ve basınç) çalışan soğutma sistemlerinde soğutma gücünü arttırmak için çeşitli yollar bulunmakla beraber sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisinin artışı ile de soğutma gücünü arttırmak mümkündür. Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri, aynı enerjiye sahip atık ısı kullanımıyla daha fazla soğutucu akışkanı, hapsedilmiş olduğu akışkandan ayırarak soğutma gücünü arttırmak için tasarlanmış sistemlerdir [10,12].

Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin tek kademeli sistemlerden farkı 3 ayrı basınç değerinde çalışıyor olmasıdır. Sistemde en yüksek basınca pompanın ardından çıkılmakta ve jeneratör 1 yüksek basınç altında çalışmaktadır. Daha fazla soğutucu akışkan buharlaştırmak amacıyla sisteme eklenen jeneratör 2'de ve kondenserde akışkan orta basınçta, evaporatörde ve absorberde en düşük basınçta dolaşmaktadır.

Çift kademeli  $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$  akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminde, jeneratör 1'de buhar fazına geçerek LiBr (Absorber akışkan)'den ayrılan  $\text{H}_2\text{O}$  (soğutucu akışkan) enerjisini jeneratör 2'de  $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$ 'e aktararak bir kısım soğutucu akışkan suyun daha buharlaşmasını sağlamaktadır. Böylece kondensere gelen soğutucu akışkan debisi arttırılmaktadır.

$\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$  akışkan çiftinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde LiBr 'nin kristalleşme ihtimalinden ötürü 75 °C'nin altındaki sıcaklıklarda çalışması tercih edilmez. Jeneratör 2 sıcaklığının 75 °C'nin altına düşmemesi için Jeneratör 1 sıcaklığı 125 °C ve üzerinde olmalıdır. Sözü edilen sıcaklıklara jeotermal ve atık ısı kaynaklarından sağlanabileceği gibi güneş enerjisinden sağlamak istenildiği durumlarda vakum tüplü ya da yoğunlaştırıcı parabolik kolektörler kullanılmalıdır. Vakum tüplü güneş kolektörleri düşük ısı kayıplarından ötürü verimli sistemlerdir. Bu tip güneş kolektörlerinde ısı kaybının yalnızca ışınım ile olduğu kabul edilir. Vakum tüplü güneş kolektörleri ışınım oranlarına göre değişmekle birlikte sıcaklıkları 135 °C'ye kadar yükselen ısı enerjisini akışkana aktarılabilir [2,12].

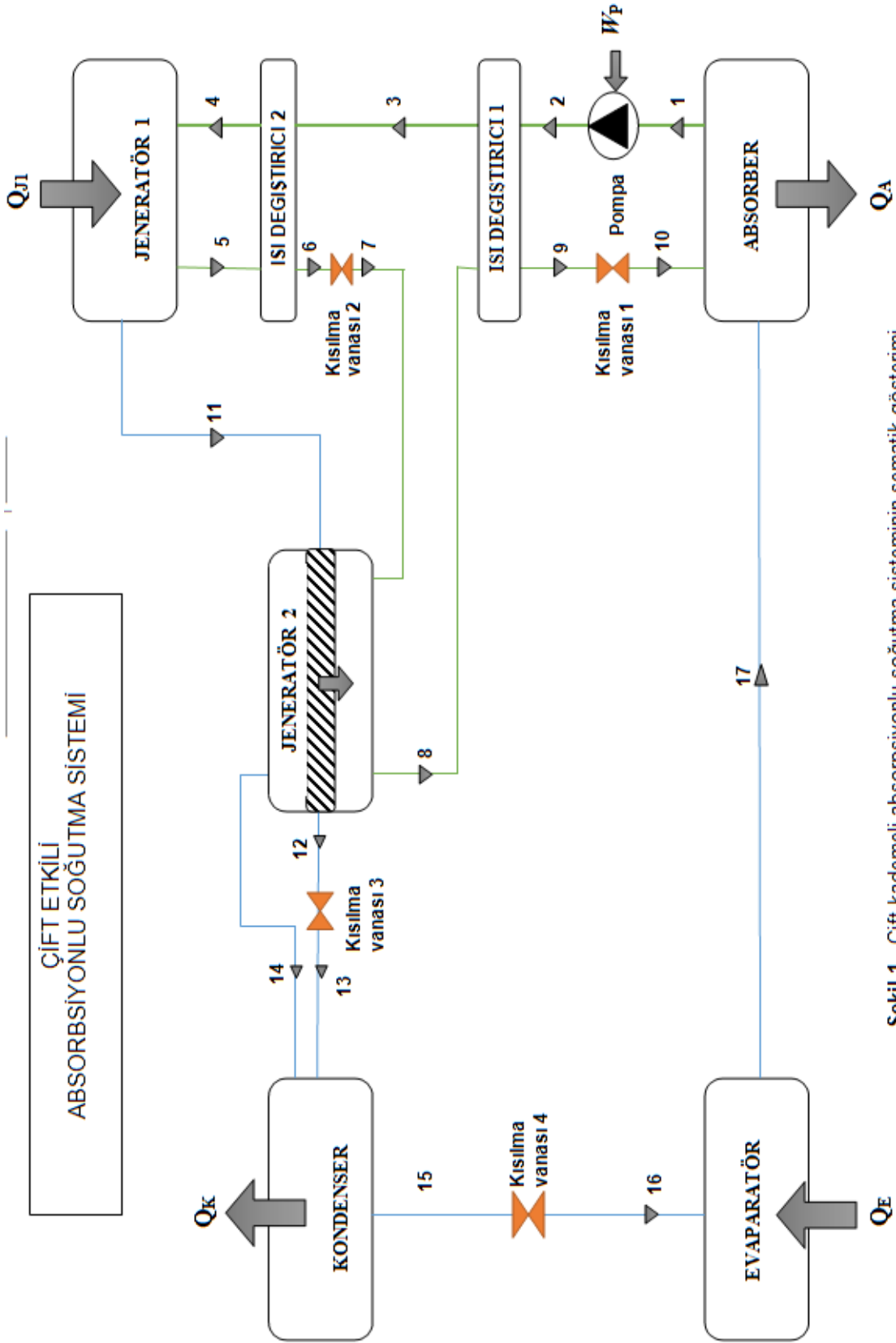
Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin avantajları [12];

- Tek hareketli kısmın eriyik pompası olması nedeniyle, kompresör içeren geleneksel soğutma sistemlerine göre oldukça sessiz ve rahat çalışmaktadır.
- Hareketli parçaların azlığı nedeniyle hem sistemde titreşim ve gürültü meydana gelmez hem de çok az bakım gerektirir.
- Değişken soğutma yükleri için tam bir verimlilik sağlayabilirler
- Güneş, jeotermal ve atık ısı gibi enerji kaynaklarını kullanılabilmesi sayesinde enerji giderlerinde ekonomiklik sağlayabilmektedir.

## 2.1. Sistem Tasarım Parametreleri ve Kabuller

Sistemin tasarım parametreleri ve kabuller aşağıda belirtilmiştir.

1. Sistemde H<sub>2</sub>O - LiBr akışkan çifti kullanılmaktadır.
2. Evaporatör, kondenser ve absorber sıcaklıkları sırasıyla 12 °C, 42 °C ve 42 °C olarak kabul edilmiştir.
3. Isı değiştiricilerin verimi karşıt akışlı bir ısı değiştiricisi için ortalama olarak 0.6 alınmıştır.
4. Akışkanın yoğuşturucuya girişte doymuş buhar, çıkışta ise doymuş sıvı ve yoğuşturucu sıcaklığındadır.
5. Akışkanın buharlaştırıcıya girişte doymuş sıvı, çıkışta ise doymuş buhar ve buharlaştırıcı sıcaklığındadır.
6. Absorber çıkışında karışımın tamamen sıvı olduğu ve absorber sıcaklığındadır.
7. Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
8. Kısılma vanalarının sabit entalpide çalıştığı kabul edilmiştir.
9. Generatörden ayrılan soğutucu akışkan buharının sıcaklığı ve basıncı, jeneratör sıcaklığı ve basıncındadır.
10. Absorberden ayrılan eriyik, absorber sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
11. Generatörden ayrılan eriyik, generatör sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
12. Absorber, jeneratör, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı gibi elemanların çevreye ısı kaybı olmadığı kabul edilmiştir.
13. Sistemin termodinamik analizi sürekli rejim şartlarında için yapılmıştır.



Şekil 1. Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi

### 3. PERFORMANS ANALİZİ

Kütlenin korunumu ilkesi bir hal değişimi boyunca sistemde olan net kütle geçişinin, aynı hal değişiminde sistemde meydana gelen toplam kütle değişimine eşit olduğunu ifade eder. Genel kütle dengesi aşağıda verilmiştir [14].

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çıkan} \quad [\text{kg/s}] \quad (1)$$

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu ilkesinin bir ifadesidir. Herhangi bir hal değişimine uğrayan bir sistemin genel enerji dengesi aşağıdaki gibidir [14];

$$\dot{Q} + \sum(\dot{m}h)_{giren} = \dot{W} + \sum(\dot{m}h)_{çıkan} \quad [\text{kW}] \quad (2)$$

Burada  $\dot{Q}$  Isıl enerjiyi,  $\dot{W}$  işi ve  $h$  entalpiyi ifade etmektedir.

Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin verimi, etkinlik katsayısı ile ifade edilir [14]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_Y}{\dot{W}_K + \dot{Q}_C} \quad [-] \quad (3)$$

Yukarıda verilen denge denklemleri, incelenen çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemine uygulanmış ve her bir sistem elemanı için kütle ve enerji denge denklemleri çıkartılmıştır (Tablo 1).

**Tablo 1.** Sistem elemanları için kütle ve enerji denklemleri

Sistem elemanları	Kütlenin korunumu	Enerjinin korunumu
Absorber	$\dot{m}_1 = \dot{m}_{17} + \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_1h_1 - \dot{Q}_A = 0$
Pompa	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{m}_1h_1 - \dot{m}_2h_2 + W_P = 0$
Jeneratör 1	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_{11}$	$\dot{m}_4h_4 - \dot{m}_5h_5 - \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{Q}_{G1} = 0$
Jeneratör 2	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$ $\dot{m}_7 = \dot{m}_{14} + \dot{m}_8$	$\dot{Q}_{G2} = \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_{12}h_{12}$ $\dot{m}_7h_7 - \dot{m}_8h_8 - \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{Q}_{G2} = 0$
Kondenser	$\dot{m}_{13} + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$	$\dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{15}h_{15} - \dot{Q}_K = 0$
Evaporatör	$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$	$\dot{m}_{16}h_{16} - \dot{m}_{17}h_{17} + \dot{Q}_E = 0$
Kısılma vanası 1	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$h_9 = h_{10}$
Kısılma vanası 2	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$	$h_6 = h_7$
Kısılma vanası 3	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$	$h_{12} = h_{13}$
Kısılma vanası 4	$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$	$h_{15} = h_{16}$



#### 4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi kabul edilen değerler için mühendislik denklem çözücü (EES) ile bilgisayar ortamında çözümlenmiş ve sistemdeki her noktanın faz, sıcaklık, basınç, özgül ısı, entalpi, kütleli debi ve konsantrasyon özellikleri tabloda verilmiştir.

**Tablo 2.** Belirtilen noktalar için termodinamiksel özellikler

Noktalar	Akışkan	Faz	T [°C]	P [kPa]	Cp [kJ/kg.K]	h [kJ/kg]	m [kg/s]	x [%]
0	H <sub>2</sub> O	Ölü hal	5	101,3	4,2	21,12	-	-
1	H <sub>2</sub> O-LiBr	Güçlü karışım	42	1,403	2,039	97,63	1,029	0,5476
2	H <sub>2</sub> O-LiBr	Güçlü karışım	43,2	47,37	2,041	100,1	1,029	0,5476
3	H <sub>2</sub> O-LiBr	Güçlü karışım	81,48	47,37	2,089	179,7	1,029	0,5476
4	H <sub>2</sub> O-LiBr	Güçlü karışım	107,6	47,37	2,115	235,4	1,029	0,5476
5	H <sub>2</sub> O-LiBr	Ort. Güç. Krşm.	125	47,37	2,086	275,2	0,9963	0,5654
6	H <sub>2</sub> O-LiBr	Ort. Güç. Krşm.	98,89	47,37	2,059	220,3	0,9963	0,5654
7	H <sub>2</sub> O-LiBr	Ort. Güç. Krşm.	80	8,205	2,04	220,3	0,9963	0,5654
8	H <sub>2</sub> O-LiBr	Zayıf Karışım	107	8,205	2,052	238,6	0,9862	0,5712
9	H <sub>2</sub> O-LiBr	Zayıf Karışım	68,72	8,205	2,013	160,1	0,9862	0,5712
10	H <sub>2</sub> O-LiBr	Zayıf Karışım	42	1,403	1,973	160,1	0,9862	0,5712
11	H <sub>2</sub> O	Buhar	125	47,37	2,149	2713	0,03251	0
12	H <sub>2</sub> O	Sıvı+Buhar	108,8	47,37	4,23	456,3	0,03251	0
13	H <sub>2</sub> O	Sıvı+Buhar	42	8,205	-	456,3	0,03251	0
14	H <sub>2</sub> O	Buhar	107	8,205	2,07	2687	0,01011	0
15	H <sub>2</sub> O	Sıvı	42	8,205	4,182	175,9	0,04261	0
16	H <sub>2</sub> O	Sıvı+Buhar	12	1,403	-	175,9	0,04261	0
17	H <sub>2</sub> O	Buhar	12	1,403	1,875	2523	0,04261	0
18	H <sub>2</sub> O	Skş. Sıvı	22	200	4,183	92,39	3,503	0
19	H <sub>2</sub> O	Skş. Sıvı	33,25	200	4,183	139,5	3,503	0
20	H <sub>2</sub> O	Skş. Sıvı	130	400	4,267	546,5	4,223	0
21	H <sub>2</sub> O	Skş. Sıvı	116,6	400	4,242	489,3	4,223	0
22	H <sub>2</sub> O	Skş. Sıvı	22	200	4,183	92,39	0,3881	0
23	H <sub>2</sub> O	Skş. Sıvı	43,25	200	4,182	181,3	0,3881	0
24	H <sub>2</sub> O	Skş. Sıvı	22	200	4,183	92,39	3,985	0
25	H <sub>2</sub> O	Skş. Sıvı	28	200	4,183	117,5	3,985	0

Tabloda belirtilen güçlü karışım, soğutucu akışkan bakımından zengin olan karışımdır. Orta güçte karışım (Ort.Güç.Krşm), soğutucu akışkan bakımından karışımlar arasında kıyaslandığında orta zenginlikteki karışımı ifade etmektedir. Zayıf karışım, soğutucu akışkan bakımından fakir olan akışkandır.

Performans analizi için Tablo 1’de verilen denklemler kullanılarak hesaplanan termodinamiksel özellik değerleri Tablo 2’de ve kapasite değerleri Tablo 3’te verilmiştir.

**Tablo 3.** Belirlenen çalışma parametreleri için sistem elemanlarının kapasite değerleri

Sistem elemanları	Kapasite Q [kW]
Absorber	164.9
Pompa	2.518
Isı Değiştirici 1	-
Isı Değiştirici 2	-
Generatör 1	120.2
Generatör 2	73.37
Kondenser	34.49
Evaporatör	100

Jeneratör sıcaklığı 125 ile 135° C arasında 1 derecelik artışlarla değiştirildiğinde COP ve sistem elemanlarının kapasitesindeki değişimi incelendiğinde ortaya çıkan bulgular aşağıdaki tabloda verilmiştir.

**Tablo 4.** Farklı jeneratör sıcaklıkları için COP ve sistem elemanlarının kapasite değerleri

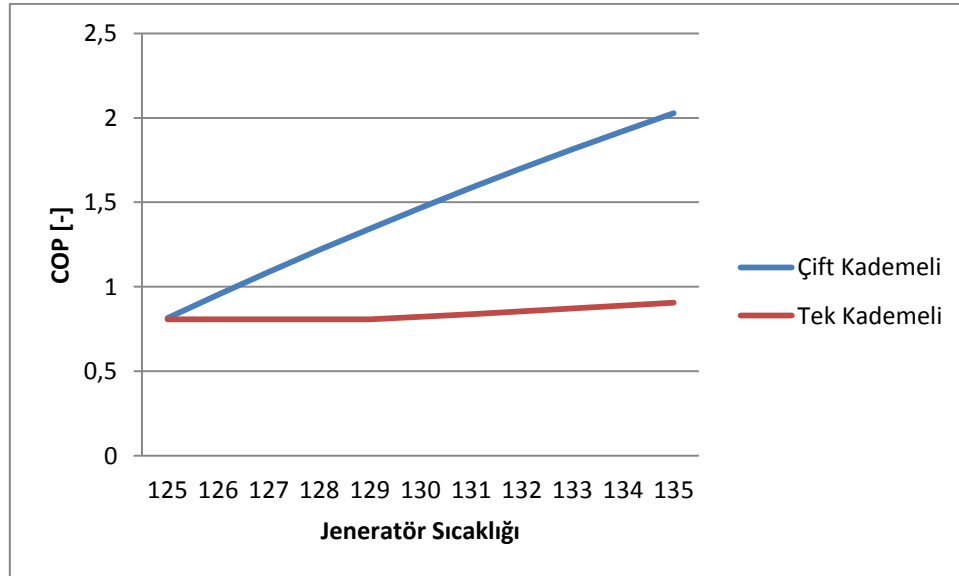
T [°C]	COP [-]	Q_A [kW]	Q_E [kW]	Q_G1 [kW]	Q_G2 [kW]	Q_K [kW]	W_P [kW]
125	0.8151	164.9	100	120.2	73.37	34.49	2.518
126	0.9536	157.1	100	102.7	62.42	45.36	2.144
127	1.088	151.5	100	90.06	54.47	53.27	1.872
128	1.218	147.3	100	80.44	48.42	59.3	1.665
129	1.344	144.1	100	72.9	43.67	64.04	1.502
130	1.467	141.5	100	66.81	39.84	67.87	1.371
131	1.586	139.4	100	61.81	36.68	71.03	1.263
132	1.701	137.7	100	57.62	34.03	73.69	1.173
133	1.813	136.3	100	54.06	31.78	75.96	1.096
134	1.922	135.1	100	51	29.84	77.92	1.03
135	2.028	134.1	100	48.34	28.15	79.63	0.972

İncelenen sistemden jeneratör 2, ısı değiştirici 2, kısılma vanası 2 ve kısılma vanası 3 çıkarılırsa sistem tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi olacaktır. Bu durum için jeneratör 1 sıcaklığı 125 °C ile 135 °C arasında bir derecelik artışlarla değiştirilerek sistem elemanlarının kapasiteleri ve COP incelendiğinde aşağıdaki tabloda verilen bulgulara ulaşılmıştır.

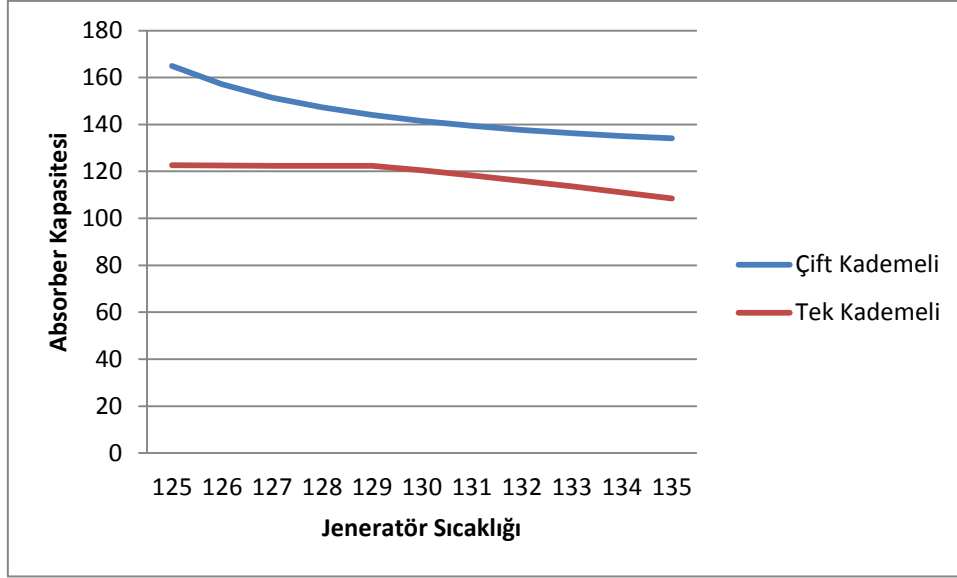
**Tablo 5.** Çift ve tek kademeli sistemde farklı jeneratör sıcaklıkları için COP ve sistem elemanlarının kapasite değerleri

T [°C]	COP [-]		Q_A [kW]		Q_J [kW]		Q_K [kW]		W_P [kW]	
	Çift Kad.	Tek Kad.	Çift Kad.	Tek Kad.	Çift Kad.	Tek Kad.	Çift Kad.	Tek Kad.	Çift Kad.	Tek Kad.
125	0.8151	0.8083	164.9	122.6	120.2	123.1	34.49	109	2.518	0.6418
126	0.9536	0.808	157.1	122.5	102.7	123.1	45.36	109.1	2.144	0.635
127	1.088	0.8077	151.5	122.4	90.06	123.2	53.27	109.2	1.872	0.6287
128	1.218	0.8072	147.3	122.4	80.44	123.3	59.3	109.3	1.665	0.6226
129	1.344	0.8068	144.1	122.4	72.9	123.3	64.04	109.4	1.502	0.6167
130	1.467	0.8222	141.5	120.5	66.81	121	67.87	109.5	1.371	0.6111
131	1.586	0.8385	139.4	118.3	61.81	118.7	71.03	109.5	1.263	0.6056
132	1.701	0.8552	137.7	116	57.62	116.3	73.69	109.6	1.173	0.6005
133	1.813	0.8721	136.3	113.6	54.06	114.1	75.96	109.7	1.096	0.5957
134	1.922	0.8891	135.1	111	51	111.9	77.92	109.8	1.03	0.5912
135	2.028	0.9058	134.1	108.5	48.34	109.8	79.63	109.9	0.972	0.5872

Elde edilen bulgular göz önüne alındığında grafik 1’de görüldüğü gibi soğutma tesir katsayısı çift kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminde jeneratör sıcaklığına göre doğrusal olarak artmakta iken tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminde daha az bir değişim meydana gelmektedir.

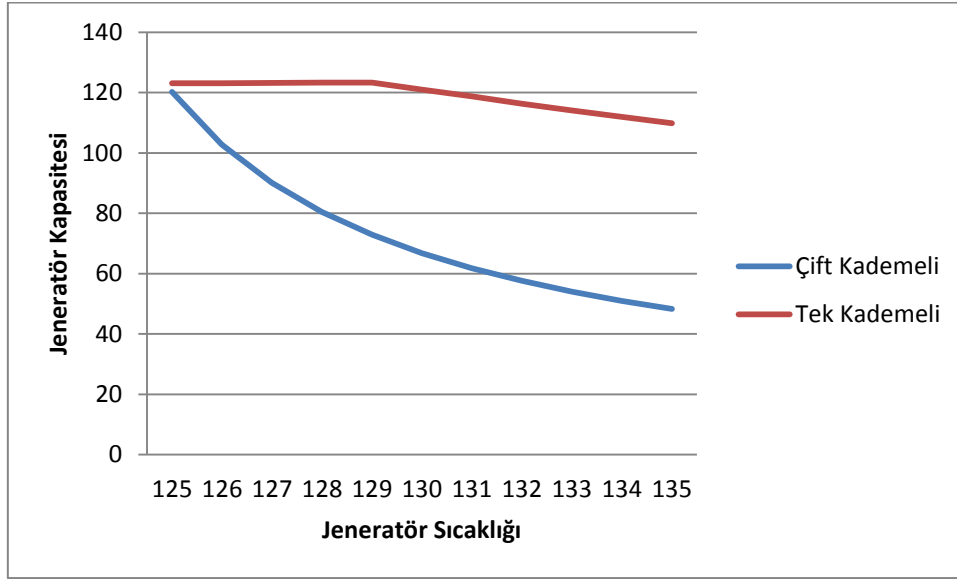
**Grafik 1.** Jeneratör sıcaklığındaki değişime göre Çift ve Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin soğutma tesir katsayısındaki değişim

Jeneratör sıcaklığındaki değişimin absorber kapasitesi üzerindeki etkisi grafik 2’de gösterilmektedir. Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemindeki absorberin kapasite düşüşü tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin absorber kapasitesinin düşüşünden daha fazla olduğu ortadadır. Bu durum yüksek jeneratör sıcaklığında absorberden çevreye atılan ısının daha az olduğunu gösterir.



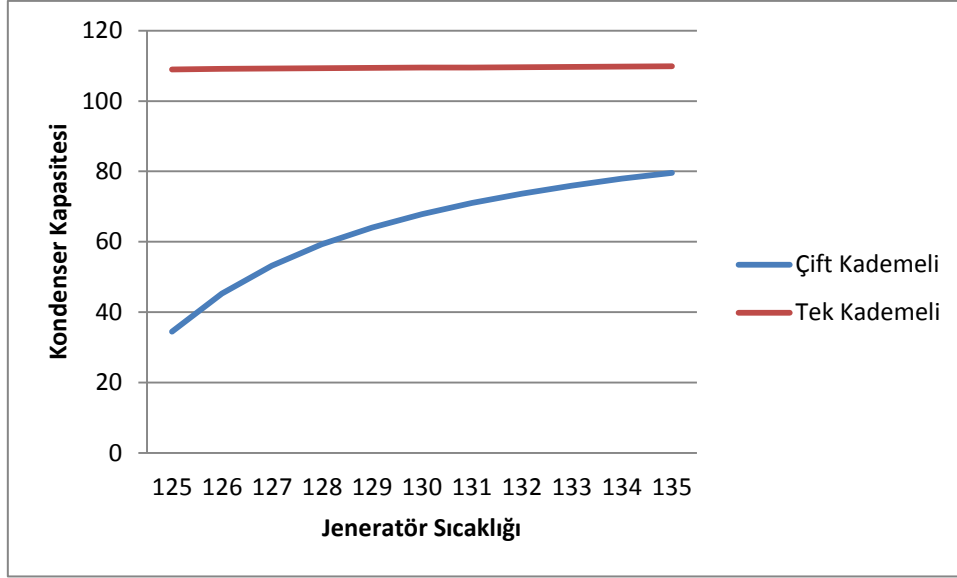
**Grafik 2.** Jeneratör sıcaklığındaki değişime göre Çift ve Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin absorber kapasitesindeki değişim

Grafik 3'te görüldüğü gibi jeneratör sıcaklığı arttıkça jeneratör kapasitesi düşmektedir. Bu kapasite düşüşü çift kademeli sistemlerde, tek kademeli sisteme kıyasla daha fazladır.



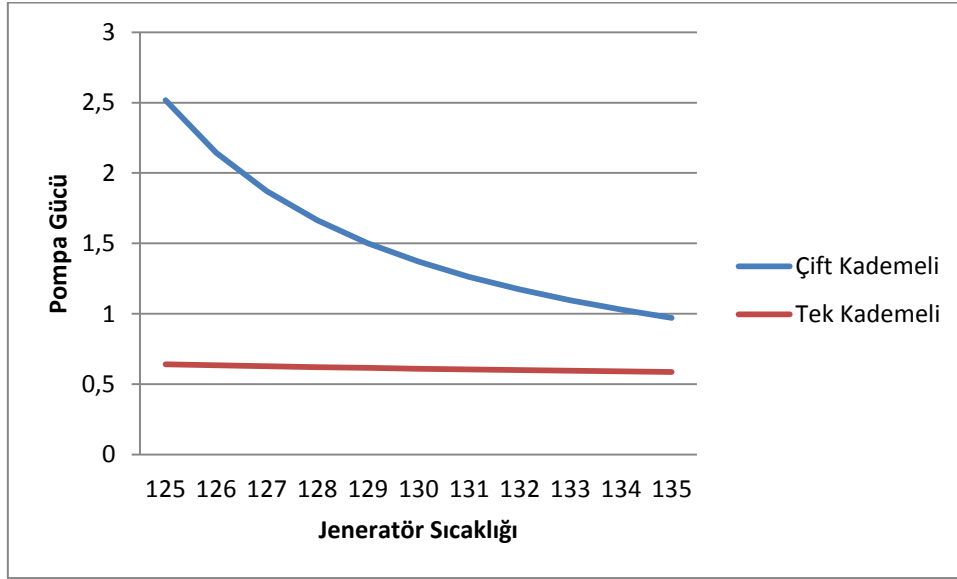
**Grafik 3.** Jeneratör sıcaklığındaki değişime göre Çift ve Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin jeneratör kapasitesindeki değişim

Grafik 4'te görüldüğü kondenser kapasiteleri jeneratör 1 sıcaklığına bağlı olarak artmaktadır. Tek kademeli sistemler için artış az miktarda olurken çift kademeli sistemde artış daha fazladır. Grafik 2'de gösterilen absorber kapasitesindeki değişim kondenserde tam tersi yönde olmuştur.



**Grafik 4.** Jeneratör sıcaklığındaki değişime göre Çift ve Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kondenser kapasitesindeki değişim

Aşağıdaki grafikte jeneratör sıcaklığının artması ile sistemde ihtiyaç duyulan pompa gücünün azaldığı görülmektedir. Çift kademeli bir sistem için bu azalma miktarı oldukça fazladır.



**Grafik 5.** Jeneratör sıcaklığındaki değişime göre Çift ve Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin pompa gücündeki değişim

Elde edilen bulgular ve grafikler incelendiğinde çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde jeneratör sıcaklığının artırılması, tek kademeli olan absorpsiyonlu soğutma sistemlerine kıyasla çok daha büyük oranlarda verim elde edilmesini sağlamaktadır. Ayrıca çalışılan aralıkta tek kademeli bir sistemde COP değeri birin üzerine çıkamazken çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde sıcaklıkla doğru orantılı olarak COP değeri yükselmektedir.



## KAYNAKLAR

- [1] K.F. FONG, T.T. CHOW, C.K. LEE, Z. LİN, L.S. CHAN, “Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city”, *Solar Energy*, Sayı 84, 227 – 244, 2010.
- [2] H.HÜSEYİN ÖZTÜRK., “Güneş Enerjisi ve Uygulamaları”, Birsen Yayın Evi, 2008
- [3] N. KALKAN, E.A. YOUNG, A. CELİKTAS, “Solar thermal air conditioning technology reducing the footprint of solar thermal air conditioning”, *Renewable Sustain. Energy Rev.* Sayı 16 sayfa 6352 – 6383, 2012.
- [4] B. CHOUDHURY, P.K. CHATTERJEE, J.P. SARKAR, Review paper on solar-powered airconditioning through adsorption route, *Renew. Sustain. Energy Rev.* Sayı 14, sayfa 2189 -2195, 2010.
- [5] C. SOLUM, İ. KOÇ, Y. ALTUNTAŞ, “Çift Etkili LiBr-H<sub>2</sub>O Akışkanlı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Termodinamiksel Büyüklüklerin Sistem Performansına Etkileri”, *Havacılık Ve Uzay Teknolojileri Dergisi*, Cilt 5 Sayı 1, sayfa 19-26, 2011
- [6] SEVİNÇ, K., GÜNGÖR, A. “Güneş Enerjisi Kaynaklı Soğutma Sistemleri ve Bu Alandaki Yeni Uygulamalar,” *Mühendis ve Makine Dergisi*, cilt 53, sayı 635, sayfa 59-70, 2012.
- [7] MANSOORI, G.A., PATEL, V., “Thermodynamic basis for the choice of working fluids for solar absorption cooling systems”, *Solar Energy*, sayı 22, sayfa 483-491, 1979.
- [8] İ. HORUZ.,” Absorpsiyonlu Isı Yükselticisi Takviyeli Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri “, 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ,2013
- [9] M. Z. YILMAZOĞLU, “Tek Etkili Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi”, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Cilt 25, No 2, sayfa 397-404, 2010
- [10] E. YILDIRIM, B. YEŞİLATA., “Düşük Sıcaklıkta Isı Kaynağı Kullanılan Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termoekonomik Optimizasyonu”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, Cilt 33, No 2, Sayfa 111-117, 2013
- [11] ASHRAE Refrigeration Handbook, Bölüm (Chapter) 41. “Absorption cooling, heating, and refrigeration equipment”, 1998.
- [12] A. ŞENCAN., “Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı ve S.D.Ü Oditoryumunda Uygulanabilirliğinin Araştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, 1999
- [13] F. ASSİLZADEH, S.A. KALOGİROU, Y. ALİ, K. SOPIAN., “Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors” *Renewable Energy*, sayı 30, syf. 1143–1159, , 2005
- [14] YUNUS A. ÇENGEL VE MİCHAEL A. BOLES., *Mühendislik Yaklaşımı ile Termodinamik 5. Baskı*, Güven Yayın Evi, 2007.

## ÖZGEÇMİŞ

### Fatih YİĞİT

1991 Gaziantep doğumludur. 2013 yılında Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümünden mezun olmuştur. Mezuniyetinin ardından aynı üniversitede Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında ve Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalında Lisansüstü eğitimine başlamıştır. 2014 yılında Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma görevlisi olarak göreve başlamış ve halen devam etmektedir.

**Ahmet KABUL**

1975 yılında Isparta'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Isparta'da tamamladıktan sonra 2001 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Öğretmenliği bölümünden mezun olmuştur. Mezuniyetinin ardından aynı üniversitede Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Ana Bilim Dalında Yüksek Lisansını 2004 yılında, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında Doktorasını 2008 yılında tamamlamıştır. 2001-2010 yılları arasında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak ve 2010-2012 yılları arasında Teknoloji Fakültesinde Yrd. Doç. olarak çalışmıştır. Aynı üniversitede halen Teknoloji Fakültesinde Öğretim Üyesi olarak görev yapmaktadır.

