



**Bu bir MMO
yayıdır**

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

HAVA SOĞUTMALI ÇİFT KADEMELİ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

**KENAN SAKA
NURETTİN YAMANKARADENİZ
FARUK KAYNAKLI
ÖMER KAYNAKLI
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ**

HAVA SOĞUTMALI ÇİFT KADEMELİ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Kenan SAKA
Nurettin YAMANKARADENİZ
Faruk KAYNAKLI
Ömer KAYNAKLI

ÖZET

Bu çalışmada su – LiBr eriyiği ile çalışan çift kademeli seri akışlı bir absorbsiyonlu soğutma sisteminin mevsimsel performansı incelenmiştir. Bursa ili şartlarında, mevsimlere göre değişen Bursa'ya ait bağıl nem oranları, hava sıcaklıkları ve hava entalpideridir. Dış havaya ait yıllık ortalama bağıl nem oranları ve ortalama sıcaklık değerleri resmi kaynaklardan alınmıştır. Atmosfere açık kısım absorber ve yoğuşturucudur. Entalpi değişimine bağlı olarak yoğuşturucu ve absorberden gerekli ısının atılması için hava debisi ve ekserji kayıplarındaki değişim hesaplanmıştır. Sistem de buharlaştırıcı tarafından soğuk su üretilirken enerji kaynağı olarak sıcak su seçilmiştir. Yapılan analiz sonucunda en fazla ekserji kaybı Ocak ayında olmaktadır. En az ekserji kaybı ise Temmuz ayında gerçekleşmiştir. Yoğuşturucu ve absorberi soğutmak için gerekli debi miktarı en fazla Temmuz ayında ve en az Ocak ayındadır.

Anahtar Kelimeler: Absorbsiyonlu soğutma sistemi, hava şartları, Ekserji analizi

ABSTRACT

Seasonal performance of a double stage series flow absorption refrigeration cycle with water/lithium bromide as working fluid is investigated. Relative humidity, air temperature and air enthalpies are changing according to the seasons of Bursa. Annual average relative humidity of the air and the average temperature value is taken from official sources. Condenser and absorber are open to atmosphere. The necessary air flow to remove heat from the condenser and absorber and exergy destruction depending on the enthalpy changes were determined. The chilled water is produced by the evaporator and hot water is selected as the energy source of the system. Results showed that the maximum exergy loss occurs in January and the minimum exergy loss is in July. The necessary air flow to remove heat from the condenser and absorber is maximum in July and minimum in January.

Keywords: Absorption Refrigeration Systems, Air Conditions, Exergy Analysis

1. GİRİŞ

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinden farklı olarak endüstriyel atık ısıyı, güneş enerjisini ya da jeotermal enerjiyi enerji kaynağı olarak kullanabilen sistemlerdir. Bu yüzden enerji tasarrufunun ve yenilenebilir enerji kaynaklarının daha da önem kazandığı günümüzde absorbsiyonlu soğutma sistemleri üzerindeki çalışmalarda yoğunluk kazanmıştır. Ayrıca çevreyi koruma bilincinin kuvvetlenmesi, çevreye zararsız akışkanlarla çalışan absorbsiyonlu soğutma

sistemlerine olan ilgiyi arttırmaktadır. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri daha az hareketli elemanlara sahip olduklarından, buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerine göre daha sessiz ve daha sorunsuz olarak çalışmaktadırlar.

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, sistem içerisinde gerçekleşen absorbe olayına atfen isimlendirilmişlerdir. Bu olay, sistem içerisinde dolaşan soğutucu akışkanın absorber adı verilen sistem elemanı içerisinde absorbe edici diğer bir akışkan (absorbent) tarafından absorbe (soğurulma) edilmesi şeklinde gerçekleşir.

Yaygın olarak kullanılan eriyikler, amonyak-su (NH_3-H_2O) ve su-lityum bromür ($H_2O-LiBr$) eriyikleridir. Su-lityum bromür ile çalışan sistemlerde, su soğutucu akışkan; lityum bromür ise absorbent görevini görmektedir.

$H_2O-LiBr$ ile çalışan sistemlerde suyun donma noktasına bağlı olarak sıfır derece altındaki uygulamalar yapılamaz. Sıfır altı soğutma uygulamalarında kullanılabilen NH_3-H_2O ile çalışan sistemlerde ise amonyak soğutucu akışkan, su ise absorbent olarak kullanılmaktadır. Bu tür sistemlerle $-10\text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklığına kadar soğutma yapılabilmektedir [1].

Günümüze kadar absorbsiyonlu soğutma sistemleri ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır. Genel olarak bu çalışmaların sistemin ekonomik yapısının incelenmesi, içinde dolaşan farklı akışkan türleri, verimlilik, ekserji analizi ve eşanjörlerin sistem üzerindeki etkileri olarak sınıflandırılabiliriz.

Yapılan çalışmalara genel olarak baktığımızda, $H_2O-LiBr$ eriyiği kullanan absorbsiyonlu soğutma sistemlerini tek kademeli olarak ele alan araştırmacılar vardır.(Talbi ve Agnew [2], Sözen[3], Tozer vd. [4]).

Ayrıca çift kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemleri üzerinde yoğunlaşan çalışmalar da vardır. (Ravilkumar vd. [5], Kaushik ve Arora [6], Gomri ve Hakimi [7], Zhao vd. [8]).

Genel olarak tercih edilen $H_2O-LiBr$, NH_3-H_2O eriyiklerine alternatif sunan çalışmalardan bir kaçısı şunlardır.(Ferreira [9], Sargent ve Beckman [10], Zhu ve Gu [11])

Bugüne kadar yapılan diğer çalışmalardan bazılarının içerikleri ise şöyledir:

NH_3-H_2O ve $H_2O-LiBr$ eriyiklerinden farklı olarak bazı alternatif eriyikler Sun tarafından incelenmiş ve amonyağın lityum nitrat ve sodyum tiyoksanat gibi absorbentlerle oluşturduğu eriyiklerin termodinamik analizleri yapılmıştır [12].

Karamangil vd. ise son yıllar için kapsamlı bir literatür taraması yapmışlar, tek kademeli bir sistem için yaygın ve alternatif eriyiklerin için termodinamik analiz sonuçlarını simülasyon programları yardımıyla ortaya koymuşlardır [13].

Misra vd. ise tek kademeli $H_2O-LiBr$ ile çalışan bir absorbsiyonlu soğutma sistemini termoekonomik açıdan incelemişler, sistemi noktasal olarak her bir noktadaki termodinamik özelliklerin yanında saat başı birim maliyetini hesaplara dahil ederek sistem için optimum fiyat ve performans karşılaştırmasını yapmışlardır [14].

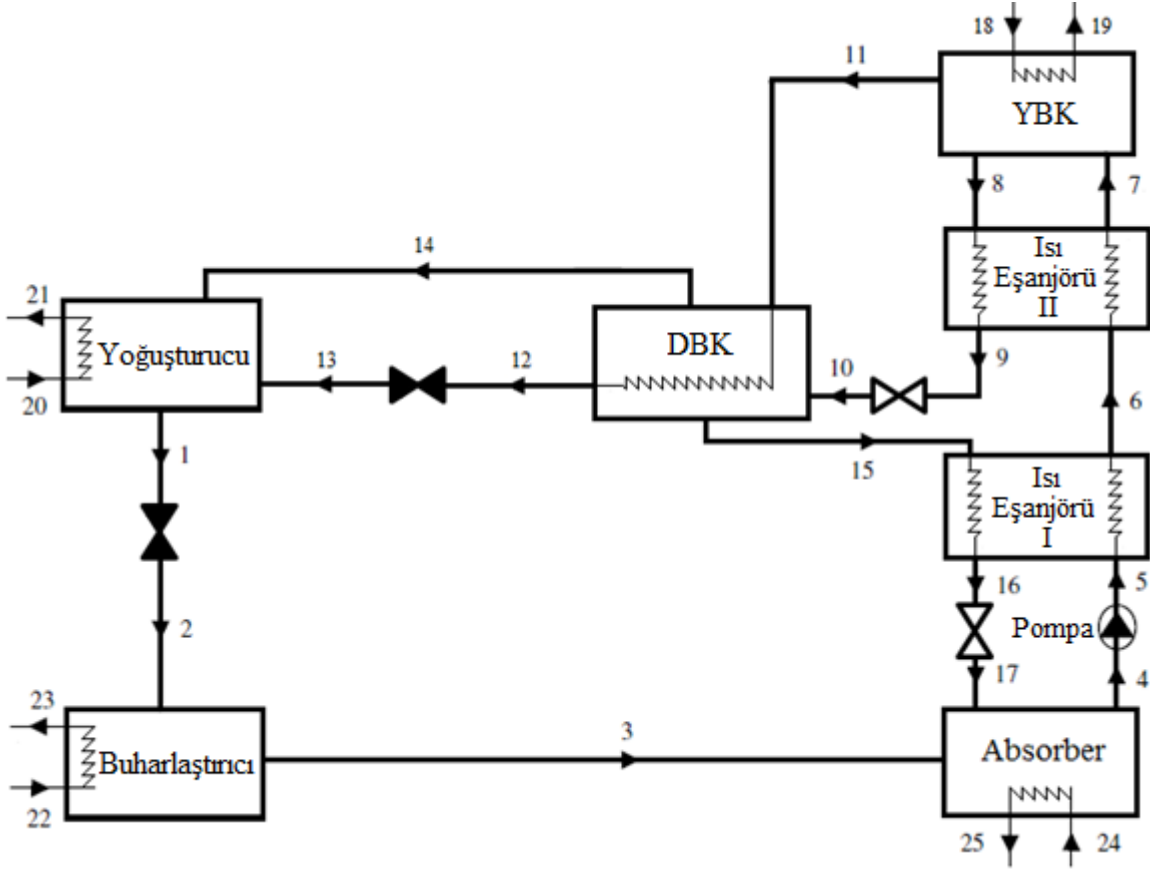
Arun vd. ise çift kademeli seri bağlı $H_2O-LiBr$ ile çalışan bir absorbsiyonlu soğutma sistemini incelemişler, yüksek ve düşük basınçlı sistem elemanlarının farklı çalışma sıcaklıklarında sistem performansı üzerindeki etkilerini belirtmişlerdir [15]. Şencan vd. $H_2O-LiBr$ eriyiği kullanan tek kademeli bir absorbsiyonlu soğutma sistemi için ekserji analizi yapmışlar ve kaynatıcı sıcaklığına bağlı sistem performansını tablolarla göstermişlerdir. Yoğuşurucu ve buharlaştırıcıdaki ekserji kaybının absorber ve kaynatıcıya göre daha az olduğunu tespit etmişlerdir. [16].

Bu çalışmada ise $H_2O-LiBr$ eriyiği ile çalışan çift kademeli seri akışlı iki eşanjörlü bir absorpsiyonlu soğutma sistemine ait hava soğutmalı absorber ve yoğuşturucu elemanlarının enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Havanın termodinamik özelliklerinden yola çıkılarak yıl içerisinde değişen aylara göre ortalama değerler kullanılarak sistem analizleri yapılmış, değişen hava sıcaklıkları ve nem oranlarının sistemin enerji ve ekserji hesapları üzerindeki etkileri incelenmiştir.

2. SİSTEMİN ÇALIŞMA PRENSİBİ

Çift kademeli ve çift eşanjörlü bir absorpsiyonlu soğutma sistemi Şekil 1’de verilmiştir. Çift kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sistemi, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde yer alan yoğuşturucu ve buharlaştırıcıya sahip olmakla birlikte artı olarak absorber, eriyik pompası, yüksek basınçlı kaynatıcı (YBK), düşük basınçlı kaynatıcı (DBK), yüksek basınçlı yoğuşturucu, iki eriyik eşanjörü, iki eriyik kısılma vanası ve iki adet eriyik kısılma vanasından oluşur [17].

Su – LiBr eriyiği ile çalışan bir sistemde soğutucu akışkan görevini su görür. Su yoğuşturucu da ısı kaybederek doymuş sıvı fazında ayrılır ve kısılma vanasına gelir. Kısılma vanasında buharlaştırıcı basıncına düşen su buharlaştırıcıda çevreden ısı çekerek doymuş buhar fazında buharlaştırıcıdan ayrılır ve absorbere gelir. Absorberde LiBr yönünden fakirleşen eriyik pompa vasıtasıyla YBK basıncına yükselir. Fakir eriyik bir ve iki numaralı eriyik eşanjörlerinden geçerek ısı kazanır ve YBK ya gelir. Başka bir ısı kaynağından ısı çeken YBK da sudan ayrılan eriyik LiBr yönünden zenginleşerek iki numaralı eriyik eşanjörüne gelir. İki numaralı eriyik eşanjöründe ısı kaybeden eriyik kısılma vanasında DBK basıncına kadar düşerek DBK ya gelir. DBK da YBK dan gelen kızgın su buharından enerji çeken eriyik biraz daha su kaybederek bir numaralı eriyik eşanjörüne gelir. Bir numaralı eriyik eşanjöründe biraz daha soğuyan eriyik kısılma vanasından geçerek buharlaştırıcı basıncında absorbere gelir. DBK nın diğer çıkışından çıkan kızgın su buharı ise yoğuşturucuya gelir. Ayrıca YBK dan gelen kızgın su buharı da kısılma vanasında geçerek yoğuşturucu basıncında yoğuşturucuya girer ve çevrim tamamlanmış olur.



Şekil 1. İki kademeli seri akışlı absorpsiyonlu soğutma sistemine ait şematik gösterim

3. ÇEVİRİMİN BİRİNCİ KANUN ANALİZİ

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde birinci kanun analizini ifade eden denklemler kütle ve enerji dengesi üzerine kurulur. Kütle dengesi, pompa tarafından basılan ve YBK ya gelen fakir eriyiğe ait debi miktarının YBK dan çıkan zengin eriyiğe ait debi ve YBK dan çıkan su buharı miktarının toplamına eşittir. Zengin ve fakir eriyiklere ait debi ve konsantrasyon çarpımları da eşittir [18]. Dolaşım oranı zengin ve fakir eriyik konsantrasyon oranlarına bağlı olarak hesaplanır. Dolaşım oranı sistem elemanlarının ısı yüklerini ifade eden denklemleri kapasiteden bağımsız olarak oluşturmada yardımcı olur.

$$\dot{m}_f = \dot{m}_z + \dot{m}_{H_2O} \quad (1)$$

$$\dot{m}_f X_f = \dot{m}_z X_z \quad (2)$$

Bu çalışmada denklemler iki dolaşım oranı kullanılarak oluşturulmuştur [19].

$$f_1 = \frac{X_f}{X_{z1} - X_f} \quad (3)$$

$$f_2 = \frac{X_{z1}}{X_{z2} - X_{z1}} \quad (4)$$

Aşağıdaki denklemlerde ise dolaşım oranına bağlı olarak yoğuşturucu ve absorber için ısı kapasiteler ifade edilmiştir. Denklem sonuçları kapasite değerlerinin yüksek basınçlı kaynatıcı çıkışındaki kızgın buhar debisine bölünmüş halini ifade eder.

$$q_Y = (f_1 / (f_2 + 1)) * h_{14} + h_{13} - (f_1 / (f_2 + 1) + 1) * h_1 \quad (5)$$

$$q_A = (f_1 / (f_2 + 1) + 1) * h_3 + ((f_1 * f_2) / (f_2 + 1)) * h_{17} - (f_1 + 1) * h_4 \quad (6)$$

$$STK = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_{YBK} + \dot{W}_P} \quad (7)$$

4. EKSERJİ ANALİZİ

Absorbsiyonlu sistemlerin termodinamik analizini tamamlamak için ikinci kanun analizini yapmak gerekir. Sistem içerisindeki kayıplar birinci kanun analiziyle tam olarak ifade edilemez bu yüzden ikinci kanun analizinden yararlanılır. Aşağıdaki denklemde sistemdeki herhangi bir nokta için kullanılabilirlik ve yoğuşturucu ve absorberdeki ekserji kayıpları ifade edilmiştir [20].

$$\psi = (h - h_0) - T_0 * (s - s_0) \quad (8)$$

$$EK_Y = \dot{m}_{11} * (\psi_{14} * (f_1 / (f_2 + 1)) + \psi_{13} - \psi_1 * (f_1 / (f_2 + 1) + 1)) + \dot{m}_{20} * (\psi_{20} - \psi_{21}) \quad (9)$$

$$EK_A = \dot{m}_{11} * ((\psi_3 * (f_1 / (f_2 + 1) + 1) + \psi_{17} * ((f_1 * f_2) / (f_2 + 1)) - \psi_{14} * (f_1 + 1)) + \dot{m}_{24} * (\psi_{24} - \psi_{25})) \quad (10)$$

5. DEĞİŞEN ATMOSFER ŞARTLARI

Soğutma sistemleri dış ortama ısı atan sistemlerdir. Hava soğutmalı sistemlerde dış ortam atmosfer olmaktadır. Gerçek çalışma şartlarında atmosfer şartları değişkendir. Türkiye’de atmosfer şartları mevsimlere göre değişir. Atmosfer şartları için önemli parametrelerden biri sıcaklıktır. Tablo 1’de birinci satırda Bursa ili için aylara göre ortama sıcaklık değerleri verilmiştir. Bu bilgiler 1954 – 2013 yılları arasındaki sıcaklık değerlerine göre hesaplanmıştır [21].

Atmosfer şartları için diğer önemli parametre ise bağıl nem oranıdır. Havanın sıcaklığına bağlı olarak taşıyacağı nem miktarı değişir. Tablo 1’de ikinci satırda Bursa iline ait aylık ortalama bağıl nem oranları verilmiştir. Bu bilgiler ayrıca binalar için ısı yalıtımı hesaplarında gerekli olduğundan resmi kaynaklarda yer almaktadır [22]. Üçüncü satırda ise Bursa iline ait aylara göre ortalama havanın özgül nem değerleri verilmiştir.

Havaya ait entalpi değerleri havaya ait bağıl nem oranlarına ve sıcaklığa bağlı olarak değişir. Havaya ait entalpi değişimi absorber ve yoğuşturucu için gerekli soğutma havasına ait debi miktarının değişmesine ve ekserji kayıplarında değişime neden olur. Tablo 1’de dördüncü satırda Bursa iline ait aylara göre havanın ortalama entalpi değerleri verilmiştir.

Ortalama özgül nem ve ortalama entalpi değerleri birinci ve ikinci satırda verilen değerler kullanılarak hesaplanmıştır [23,24]. Hazırlanan simülasyonda ise havanın entalpisi sıcaklığın ve havanın özgül nemine bağlı bir denklemle tanımlanmıştır.

$$h_{hava} = 1.0035 * T + \omega(2501.3 + 1.82 * T) \quad (11)$$

Denklemde ω gösterimi havanın özgül nemini kghava olarak tanımlamaktadır.

**Tablo 1.** Bursa iline ait aylara göre havanın ortalama termodinamik değerleri

Bursa	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
Ortalama Sıcaklık (°C)	5,3	6,2	8,4	12,9	17,6	22,2	24,6	24,2	20,1	15,3	10,7	7,4
Ortalama Bağıl Nem (%)	71	70	69	68	64	60	58	61	65	71	73	73
Ortalama Özgül nem (g/kg)	3,9	4,1	4,7	6,3	8	10	11,2	11,5	9,5	7,7	5,8	4,6
Ortalama Entalpi kJ/kg	15,1	16,5	20,3	28,8	38	47,8	53,3	53,7	44,4	34,8	25,4	19,1

6. ANALİZ SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Simülasyonda 100 kW kapasitede soğutma yapabilen çift kademeli bir sistemin analizi yapılmıştır. Programlama dili olarak Delphi seçilmiştir. Analiz için bazı bilgiler kullanıcı tarafından girilmesi gerekmektedir. Tablo 2’de sisteme ait çalışma ve çevre şartları verilmiştir.

Tablo 2. Sistemdeki Elemanların Çalışma Şartları

Sistem Elemanı	Çalışma Şartları
T_{YBK} (°C)	135
Isı Kaynağı Çıkış Sıcaklığı (°C)	145
Isı Kaynağı Giriş Sıcaklığı (°C)	150
T_{DBK} (°C)	80
T_Y (°C)	35
Soğutma Havası Çıkış Sıcaklığı (°C)	$T_Y - 5$
Soğutma Havası Giriş Sıcaklığı (°C)	T_{atm}
T_B (°C)	5
Soğutulan Su Çıkış Sıcaklığı (°C)	10
Soğutulan Su Giriş Sıcaklığı (°C)	15
T_A (°C)	35
Soğutma Havası Çıkış Sıcaklığı (°C)	$T_A - 5$
Soğutma Havası Giriş Sıcaklığı (°C)	T_{atm}
Pompa verimliliği (%)	95
Isı Eşanjörü I (%)	70
Isı Eşanjörü II (%)	70
Q_B (kW)	100

Tablo 3. Sistemin Noktasal Olarak Termodinamik Özellikleri

Noktalar	Maddesel Durum	T (°C)	X (%)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Su	35	0	0.042	146.643	0.5032
2	Su	5	0	0.042	146.643	0.5265
3	Su Buharı	5	0	0.042	2508.502	9.0248
4	Fakir Eriyik	35	55.213	0.501	84.125	0.2229
5	Fakir Eriyik	35.2	55.213	0.501	84.166	0.2231
6	Fakir Eriyik	61.86	55.213	0.501	139.554	0.3921
7	Fakir Eriyik	109.16	55.213	0.501	237.465	0.6644
8	Zengin Eriyik I	135	57.725	0.479	294.363	0.7679
9	Zengin Eriyik I	83.83	57.725	0.479	191.998	0.4986
10	Zengin Eriyik I	83.83	57.725	0.479	191.998	0.4986
11	Su Buharı	135	0	0.022	2719.812	7.7441
12	Su	87.57	0	0.022	366.963	1.1661
13	Su	35	0	0.022	366.96	1.2207
14	Su Buharı	80	0	0.021	2644.756	8.6082
15	Zengin Eriyik II	80	60.311	0.459	194.325	0.4560
16	Zengin Eriyik II	48.53	60.311	0.459	133.824	0.2789
17	Zengin Eriyik II	48.53	60.311	0.459	133.824	0.2789
18	Sıcak Su	150	0	3.78	631.921	1.8406
19	Sıcak Su	145	0	3.78	610.386	1.7896
20	Hava	5.3	0	2.248	15.111	5.6489
21	Hava	30	0	2.248	40.073	5.7342
22	Soğuk Su	15	0	4.772	62.823	0.2207
23	Soğuk Su	10	0	4.772	41.868	0.1478
24	Hava	5.3	0	5.025	15.111	5.6489
25	Hava	30	0	5.025	40.073	5.7342

Tablo 3’ de sisteme ait noktasal termodinamik özellikler verilmiştir ve üzerinde sisteme ait noktasal termodinamik değerler okunmaktadır. Bununla birlikte sistemin çevreyle olan ilişkisi de tablo üzerinde görülmektedir ve sistemin çevreyle olan ilişkisini gösteren değerler Ocak ayına aittir.

Tablo 4 te ise Tablo 3 ü oluşturan şartlar için sistemin diğer elemanlarına ait ısı kapasiteler ve COP değerleri gösterilmiştir. Sistemde en fazla ısı kapasite absorbere aittir. Absorberi buharlaştırıcı, YBK ve yoğuşturucu takip etmektedir.

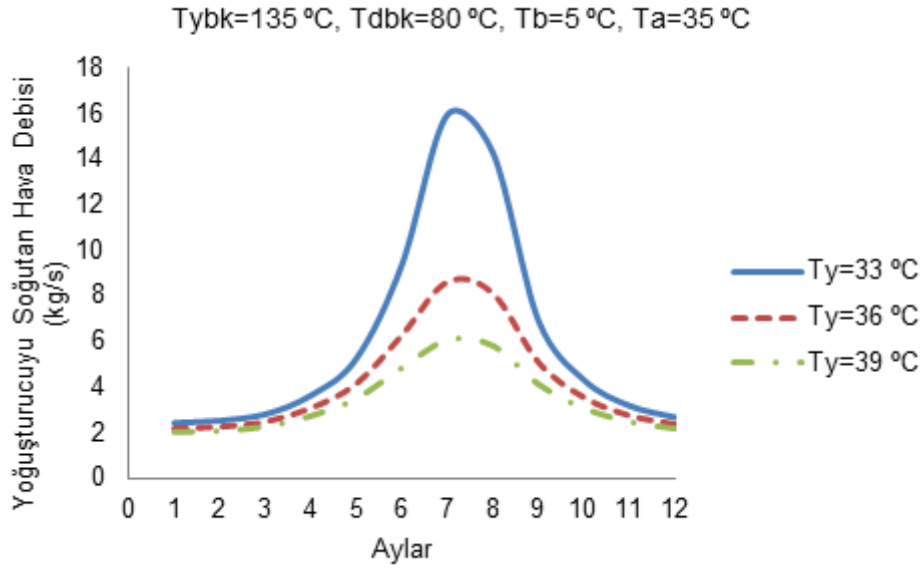
Tablo 4. Sistem Elemanlarının Isıl Kapasiteleri

Sistem Elemanları	Isıl Yük (kW)
Yüksek Basıncılı Kaynatıcı (Q_{YBK})	81.37
Düşük Basıncılı Kaynatıcı (Q_{DBK})	51.45
Yoğuşturucu (Q_Y)	56.12
Buharlaştırıcı (Q_B)	100
Absorber (Q_A)	125.44
Pompa (Q_P)	0.0205
Eriyik Eşanjörü I ($Q_{EE 1}$)	27.75
Eriyik Eşanjörü II ($Q_{EE 2}$)	49.05
COP	1.229

Tablo 5'te sistem elemanlarına ait ekserji kayıpları verilmiştir. Tablo 5'i oluşturan değerler diğer tablolarla aynıdır. Sistemde en fazla ekserji kaybı absorberde yaşanmaktadır. Absorberi buharlaştırıcı ve yüksek basınçlı kaynatıcı takip etmektedir.

Tablo 5. Sistem Elemanlarının Ekserji Kayıpları

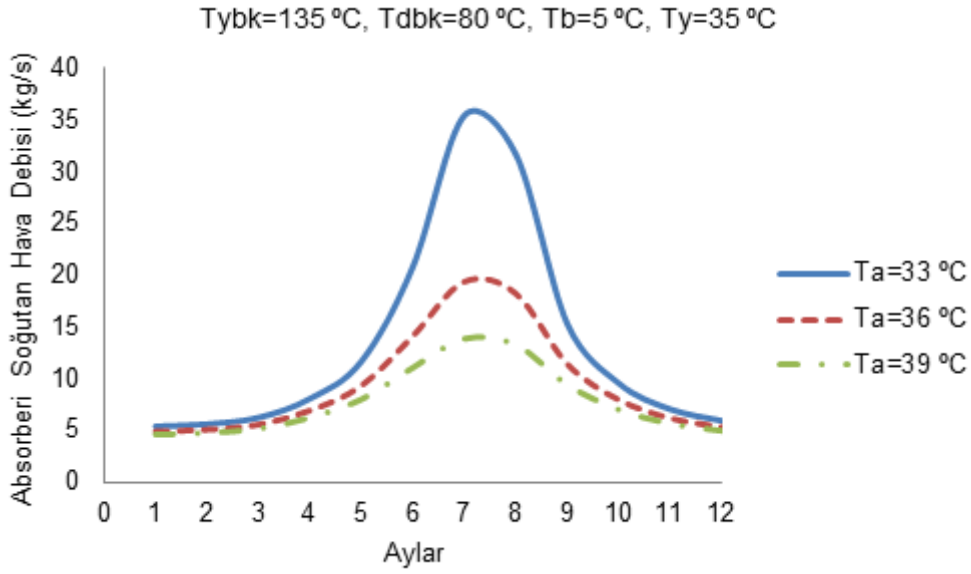
Sistem Elemanları	Sembol	Ekserji Kaybı (kW)
Yüksek Basıncılı Kaynatıcı	EK_{YBK}	3.325
Düşük Basıncılı Kaynatıcı	EK_{DBK}	1.079
Yoğuşturucu	EK_Y	2.865
Buharlaştırıcı	EK_B	3.565
Absorber	EK_A	9.014
Pompa	EK_P	0.003
Eriyik Eşanjörü I	$EK_{EE 1}$	1.034
Eriyik Eşanjörü II	$EK_{EE 2}$	2.207
Toplam Ekserji Kaybı	ΣEK	23.385



Şekil 2. Aylara göre yoğuşturucuyu soğutmak için gerekli hava debisi

Şekil 2'de yoğuşturucunun sağlıklı bir şekilde ısı atabilmesi için gerekli olan hava debisi gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi yoğuşturucuya ait 33 °C çalışma sıcaklığı için en fazla hava debisi Temmuz ayında 15,953 kg/s olarak en az ise Ocak ayında 2,421 kg/s olarak çıkmıştır. Yoğuşturucudan çıkan havanın sıcaklık değerinin sabit olduğu göz önüne alındığında kış aylarında daha serin havayla yapılan soğutmada hava ihtiyacı az olmakta yazın ise yoğuşturucuya giren soğutucu hava daha sıcak olduğu için daha fazla havaya ihtiyaç olmaktadır. Havaya ait ortalama sıcaklık değerleri göz önüne alındığında Temmuz ayında ortalama sıcaklık değerinin en yüksek ve Ocak ayında ise en düşük seviye olması grafik davranışının sebebi olarak gösterilebilir. Grafikte dikkati çeken diğer bir nokta yoğuşturucuya ait daha yüksek çalışma sıcaklıklarında soğutma için gerekli hava debisinin azalmasıdır. Yoğuşturucu için daha yüksek çalışma şartlarında yoğuşturucu kapasitesi artmaktadır fakat şekilde görüldüğü gibi gerekli hava debisi azalmaktadır. Bunun nedeni ise sistem için belirlenen çalışma kriterleridir. İncelenen sistemde yoğuşturucuyu terk eden soğutma havası yoğuşturucu çalışma sıcaklığına bağlı olarak beş derece daha az farkla değişmektedir. Dolayısıyla yoğuşturucunun daha yüksek çalışma sıcaklıklarında ısınan havaya ait ısınma farkı arttığı için daha az havaya ihtiyaç duyulmuştur.

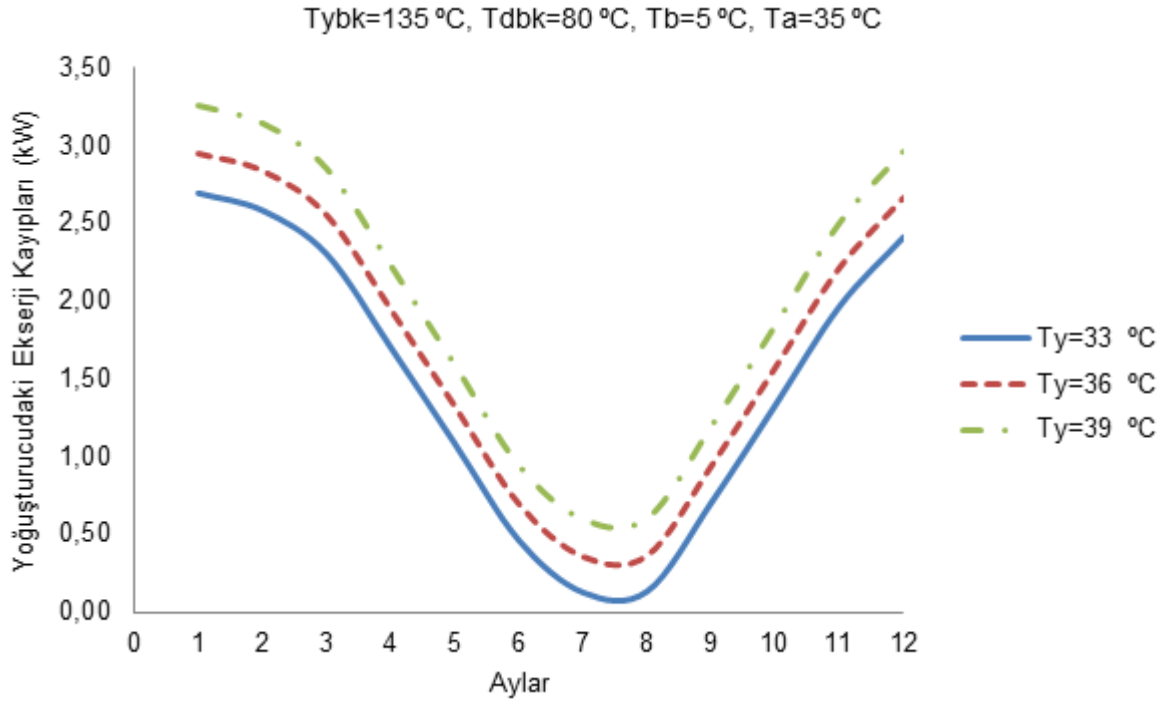
Şekil 2'yi veren sonuçlar termodinamik olarak hesaplanmıştır. Herhangi bir ısı transferi hesabı yapılmamıştır. Yaz aylarında yoğuşturucuyu soğutmak için ihtiyaç duyulan havayı sağlayan fan kapasiteleri göz önünde bulundurulmalıdır.



Şekil 3. Aylara göre absorberi soğutmak için gerekli hava debisi

Şekil 3’de absorbere ait sabit üç farklı çalışma sıcaklığı için yıl içinde absorberi soğutmak için gerekli ortalama hava debisi verilmiştir. Yoğuşturucu ve absorber sistemde ısı atan elemanlar olduğu için absorberi soğutmak için gerekli hava debisini davranışı yoğuşturucuyu soğutma için gerekli hava debi davranışına benzer olmaktadır. Fakat absorberin ısı kapasitesi yoğuşturucudan fazla olduğu için gerekli debi değerleri daha büyük olmaktadır.

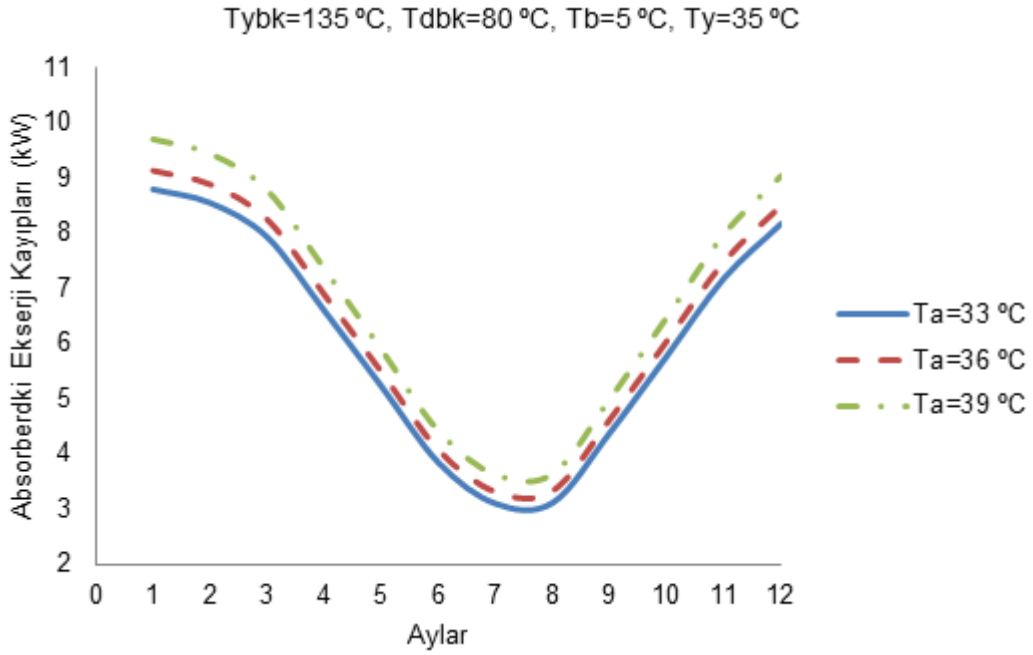
Yıl içerisinde en fazla debi ihtiyacı absorberin 33 °C çalışma sıcaklığı için Temmuz ayında 35,417 kg/s olmaktadır. 33 °C çalışma sıcaklığı için en az debi Ocak ayında 5,374 kg/s olmaktadır. Absorberin yüksek çalışma sıcaklık değerleri için absorberi terk eden ısınan hava beş derece daha düşük farkla absorberi terk etmektedir. Dolayısıyla daha yüksek çalışma değerlerinde ısınan havanın çıkış sıcaklığı daha yüksek olduğu için daha az debiye ihtiyaç olmaktadır. Yaz aylarında gereken debi ihtiyacını karşılamak için sistem tasarımında absorbere ait fan kapasiteleri göz önünde bulundurulmalıdır.



Şekil 4. Aylara göre yoğuşturucuda ki ekserji kayıpları

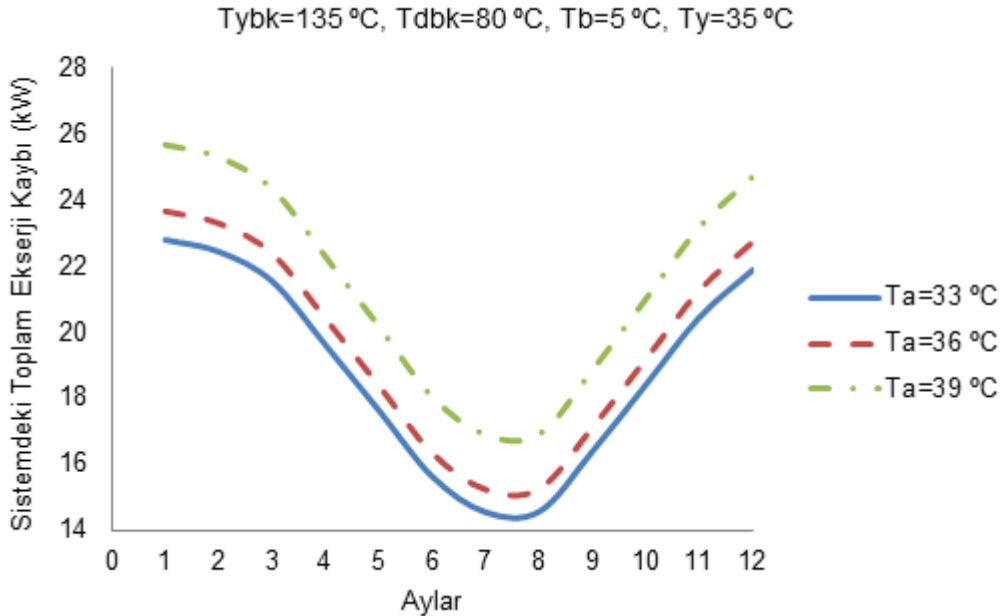
Şekil 4’de sabit çalışma şartlarında yıl içinde yoğuşturucu da yaşanan ortalama ekserji kayıpları görülmektedir. Yoğuşturucuda ki ekserji kayıplarının daha iyi anlaşılması için yoğuşturucu iç ve dış olarak iki kısımda incelenebilir. İç kısımda oluşan ekserji kayıpları sıcaklığa bağlı değişeceği için sabit sıcaklıkta iç kısımda herhangi bir değişim olmaz. Dış kısımda ısınan hava sıcaklığı sabit olduğuna göre Şekil 4’de verilen grafiğin davranışı tamamen giren havaya bağlı olarak değişir. Yaz aylarındaki sıcaklık değerleri ölü hal kabul edilen 25 °C’ye daha yakın olduğu için yaz aylarında ekserji kayıpları azalan yönde davranmaktadır. Grafikte görüldüğü gibi en az ekserji kaybı Temmuz ayında en fazla ekserji kaybı ise Ocak ayındadır.

Şekil 4’de üzerinde durulması gereken diğer bir nokta ise yoğuşturucuya ait yüksek çalışma sıcaklıklarında ekserji kayıplarının artmasıdır. Yoğuşturucuya ait daha yüksek çalışma sıcaklıklarında yoğuşturucu kapasitesi artmaktadır. Yoğuşturucu kapasitesindeki artış ekserji kayıplarında da artışa neden olmaktadır.



Şekil 5. Aylara göre absorberdeki ekserji kayıpları

Şekil 5’de absorberde aylara göre yıl içinde ekserji kayıplarındaki değişim görülmektedir. Grafikte görülen davranış yoğuşturucuya ait ekserji kayıplarını gösteren grafikte benzerdir. Absorbere ait ısı kapasite yoğuşturucudan fazla olduğu için ekserji kayıplarındaki değerlerde daha büyük çıkmaktadır. Ayrıca absorbere ait çalışma sıcaklığı arttıkça ekserji kayıpları da artmaktadır. En az ekserji kaybı Temmuz ayında en fazla ekserji kaybı ise Ocak ayındadır.



Şekil 6. Aylara göre sistemdeki toplam ekserji kayıpları

Şekil 6’da incelenen sistemdeki toplam ekserji kaybının aylara göre yıl içerisindeki değişimi görülmektedir. Şekilde farklı sıcaklık değerlerine sahip eleman absorberdir. Fakat değişen hava giriş sıcaklıkları yoğuşturucuyu da etkilemektedir. Şekil sisteme giren soğutucu hava girişine bağlı ekserji

kayıplarının sistemde yaşanan toplam ekserji kayıpları üzerindeki etkisini gösterdiğinden önemlidir. Şekil 6'da görüldüğü üzere Ocak ayından itibaren azalmaya başlayan ekserji kayıpları yaklaşık %35'lik bir azalışla Temmuz ayında en az seviyeye inmiştir.

SONUÇLAR

Bu çalışmada çift kademeli seri akışlı bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizine yer verilmiştir. Sıcak su kaynaklı ve soğuk su üretimi için kullanılan sistemin atmosfere açık olan kısmı yoğuşturucu ve absorberdir. Yıl içinde atmosfer şartları değişkendir. İncelenen sistemde hava soğutmalı olan yoğuşturucu ve absorber tarafından ısıtılan havanın giriş sıcaklığı ve bağıl nemi literatürde Bursa ili için verilen aylık ortalama sıcaklık ve ortalama bağıl nem miktarı sisteme girilerek yoğuşturucu ve absorber için soğutucu havaya ait debi miktarı her ay için hesaplanmıştır. Hesaplar sonucunda hem absorber hem de yoğuşturucu için gerekli olan soğutucu hava debisi en fazla Temmuz ayı için ve en az Ocak ayı için çıkmıştır. Ayrıca farklı yoğuşturucu ve absorber sıcaklıkları için yapılan analizde yüksek çalışma sıcaklık değerlerinde gerekli soğutucu hava debisinde azalma görülmüştür. Yapılan ekserji analizinde ise yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve sistemin toplam ekserji değerleri için en az ekserji kaybı Temmuz ayında ve en fazla ekserji kaybı Ocak ayında yaşanmıştır. Sistem elemanları içerisinde en fazla ekserji kaybı absorberde olmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Kaynaklı Ö., Yamankaradeniz R., "Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan eşanjörlerin sistemin performansına etkisi", *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Cilt 8, Sayı 1, 2003.
- [2] Talbi M. M., Agnew B., "Exergy analysis an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids", *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, pp. 619-630, 2000.
- [3] Sözen A., "Effect of irreversibilities on performance of an absorption heat transformer used to increase solar pond's temperature", *Renewable Energy*, vol. 29, pp. 501-515, 2003.
- [4] Tozer R., Syed A., Maidment G., "Extended temperature-entropy (T-s) diagrams for aqueous lithium bromide absorption refrigeration cycles", *International Journal Of Refrigeration*, vol. 28, pp. 689-697, 2005.
- [5] Ravikumar T. S., Suganthi L., Anand A. S., "Exergy analysis of solar assisted double effect absorption refrigeration system", *Renewable Energy*, vol. 14, nos. 1-4, pp. 55-59, 1998.
- [6] Kaushik S. C., Arora A., "Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water-lithium bromide absorption refrigeration systems", *International Journal Of Refrigeration*, vol. 32, pp. 1247-1258, 2009
- [7] Gomri R., Hakimi R., "Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system", *Energy Conversion and Management*, vol. 49, pp. 3343-3348, 2008
- [8] Zhao Z., Zhou F., Zhang X., Li S., "The thermodynamic performance of a new solution cycle in double absorption heat transformer using water/lithium bromide as the working fluids", *International Journal Of Refrigeration*, vol. 26, pp. 315-320, 2003
- [9] Ferreira C. A. I., "Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium and ammonia-sodium thiocyanate solutions", *Solar Energy*, vol. 32, no. 2, pp. 231-236, 1984
- [10] Sargent S.L., Beckman W.A., "Theoretical performance of an ammonia-sodium thiocyanate intermittent absorption refrigeration cycle", *Solar Energy*, vol. 12, pp. 137-146, 1968
- [11] Zhu L., Gu J., "Second law-based thermodynamic analysis of ammonia/sodium thiocyanate absorption system", *Renewable Energy*, vol. xxx, pp. 1-7, 2010.



- [12] Sun DW., “Comparison of the performance of NH₃–H₂O, NH₃– LiNO₃ and NH₃–NaSCN absorption refrigeration systems”, *Energy Conversion and Management*, vol. 39 (5/6), pp.357–368, 1998.
- [13] Karamangil M. I., Coşkun S., Kaynaklı Ö., Yamankaradeniz N., “A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 1969-1978, 2010.
- [14] Misra R. D., Sahoo P. K., Sahoo S., Gupta A., “Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system”, *International Journal Refrigeration* vol. 26, pp. 158–69, 2003.
- [15] Arun M. B., Maiya M. P., Murthy S. S., “Equilibrium low pressure generator temperatures for double –effect series flow absorption refrigeration systems”, *Applied Thermal Engineering*, vol.20, pp. 227-242, 2000.
- [16] Şencan A., Yakut K. A., Kalogirou S. A., “Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems”, *Renewable Energy*, vol. 30, pp. 645-657, 2005.
- [17] Gomri R., “Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems”, *Energy Conversion and Management*, vol. 50, pp. 1279-1287, 2009.
- [18] Kaynaklı Ö., “The first and second law analysis of a lithium bromide/water coil absorber”, *Energy*, vol. 33, pp. 804-816, 2008
- [19] Vasilescu C., Hera D., Ferreira C. I., “Model for double-effect absorption refrigeration cycle” *Termotehnica*, vol. 2, pp. 43-48, 2011
- [20] Kılıç M., Kaynaklı Ö., “Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system.”, *Energy*, vol.32, pp. 1505-1512, 2007
- [21] www.dmi.gov.tr
- [22] www.resmigazete.gov.tr
- [23] www.daikin.be/nl/
- [24] www.e2s.be/en

ÖZGEÇMİŞ

Kenan SAKA

2005 yılında Gaziantep Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. 2010 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği termodinamik bilim dalında yüksek lisansını tamamladı. 2009 yılından beri Uludağ Üniversitesi Yenişehir İbrahim Orhan Meslek Yüksekokulunda Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaktadır. Doktora çalışmaları devam etmektedir.

Nurettin YAMANKARADENİZ

2004 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. 2005 yılında Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu İklimlendirme ve Soğutma Teknolojisi programında öğretim görevlisi olarak çalışmaya başladı. 2007 yılında Uludağ üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği termodinamik bilim dalında yüksek lisansını tamamladı. 2011 yılında Uludağ üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği termodinamik bilim dalında doktorasını tamamladı.

Faruk KAYNAKLI

1975 yılı Bursa doğumludur. 2000 yılında UÜ. Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 2009 yılında Yüksek Mühendis unvanını almış ve Doktora çalışmalarına başlamıştır. 2000-2012 yılları arasında özel sektörde çalışmış, 2012 yılından beri Uludağ Üniversitesi Gemlik Asım



Kocabıyık Meslek Yüksekokulunda Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaktadır. Kapalı Hacimlerde Isıl Konfor konularında çalışmaktadır.

Ömer KAYNAKLI

Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 1998 yılında mezun oldu. 2000 yılında yüksek lisans, 2004 yılında doktora derecelerini aldı. 2008 yılında Yardımcı Doçentliğe atandı. 2009 yılında Doçentliğini ve 2014 yılında Profesör unvanını aldı. 2014 yılından beri Uludağ Üniversitesi Gemlik Asım Kocabıyık Meslek Yüksekokul Müdürlüğü görevine devam etmektedir. Isıl konfor, enerji ekonomisi, absorpsiyonlu soğutma ve ekserji analizi konularında çalışmaktadır.

