

# GÜNEŞ ENERJİLİ ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ŞIRNAK İLİ İKLİM KOŞULLARINDAKİ DAVRANIŞININ TEORİK İNCELEMESİ

*Theoretical Investigation Of The Behavior In Climate Conditions In Sırnak Province Of Solar Absorption Cooling System*

**Erhan Kırtepe**  
**Ali Güngör**

## ÖZET

Teknoloji ve sanayinin gelişimi ile birlikte enerjiye olan talebin artması ve hali hazırda kullanılan fosil kökenli yakıtların hem çevreye verdikleri zararlar hem de tükenmekte olması yenilenebilir enerji kaynaklarına olan ilginin artmasını sağlamıştır. Bu sebeple enerjinin tüketildiği her alanda yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanmamızı sağlayacak sistemler oluşturulması ve bu sistemlerinde geliştirilerek verimlerinin yükseltilmesi son derece önem kazanmaktadır. Bu bağlamda, Dünya genelinde tüketilen toplam enerji içerisinde büyük bir paya sahip olan ve insanların daha konforlu bir şekilde yaşamlarını sürdürmelerini sağlayan iklimlendirme sistemlerinin çalıştırılması için gereken enerjinin yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanması önem arz etmektedir. İklimlendirme uygulamalarında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri uzun yıllardır akademik alanda çalışma konusu olmuş ve olmaya da devam etmektedir. Bu çalışmada, özellikle yaz aylarında güneş enerjisi potansiyelinin yüksek olduğu Şırnak iline ait iklim koşullarında çalışacak güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin teorik modellemesi ve incelemesi gerçekleştirilmiştir. Güneş enerjisinden ısı enerji üretmek için parabolik oluk tipi kolektör kullanılmış ve bu kolektörden elde edilen ısı enerji ile içerisinde LiBr-Su akışkan çifti bulunan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalıştırılması sağlanmıştır. Yaz aylarını temsil eden günler için yapılan analizler sonucunda parabolik oluk tipi kolektör veriminin ve güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısının maksimum değerlerinin sırasıyla 0,72 ve 0,61 olduğu tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Güneş enerjisi, absorpsiyonlu soğutma, teorik analiz, enerji verimliliği.

## ABSTRACT

With the development of technology and industry, the increase in the demand for energy and the damage to the environment, and the depletion of the currently used fossil fuels have led to an increase in the interest in renewable energy sources. For this reason, it is crucial to establish systems that will enable us to benefit from renewable energy sources in every area where energy is consumed and to improve these systems and increase their efficiency. In this context, it is important to supply the energy required for the operation of air conditioning systems, which have a significant share in the total energy consumed worldwide and enable people to live their lives more comfortably from renewable energy sources. Absorption cooling systems used in air conditioning applications have been and continue to be the subject of study in the academic field for many years. In this study, the theoretical modeling and analysis of the solar absorption cooling system, which will operate in the climatic conditions of Şırnak province, where the solar energy potential is high, especially in summer months, has been carried out. A parabolic trough collector was used to generate thermal energy from solar energy, and with the thermal energy obtained from this collector, a single-effect absorption cooling system with a LiBr-Water fluid couple was operated. As a result of the analyzes made for the days representing the summer months, it was determined that the maximum values of the efficiency of

the parabolic trough collector and the coefficient of performance of the solar absorption cooling system were 0.72 and 0.61, respectively.

**Key Words:** Solar energy, absorption cooling, theoretical analysis, energy efficiency.

## 1. GİRİŞ

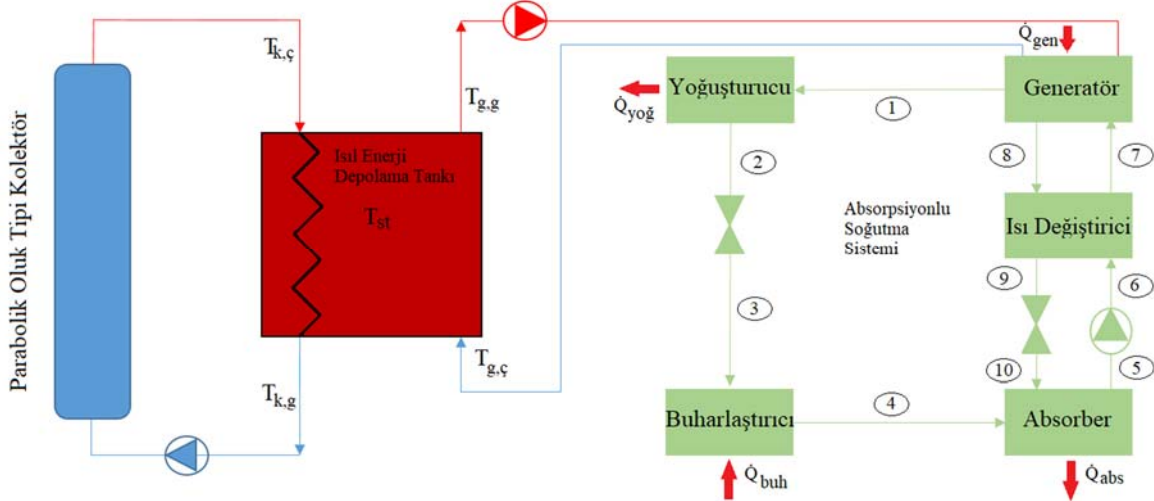
İnsanların daha konforlu yaşamalarını sağlamak için kullanılan iklimlendirme sistemlerinin çalıştırılması için gereken enerji, Dünya genelinde tüketilen toplam enerji içerisinde büyük bir paya sahiptir. Bu sistemlerinin çalıştırılması için gereken enerji ise büyük oranda fosil kökenli yakıtlardan karşılanmaktadır. Hem tükenmekte olan hem de çevreye zarar veren fosil kökenli yakıtların yerine temiz ve çevre dostu yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması ise son derece önem arz etmektedir. İklimlendirme uygulamalarından birisi olan soğutma işleminde kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri, düşük COP değerlerine sahip olmalarına rağmen yenilenebilir enerji kaynaklarından birisi olan güneş enerjisi ile çalıştırılabildikleri için tercih edilmekte ve bu sistemlerin geliştirilmesi içinde akademik çalışmalar yapılmaya devam edilmektedir. Vallès vd. (2020) [1] hem ısıtma hem de soğutma yapabilen güneş enerjili ve tek etkili absorpsiyonlu çevrimini teorik olarak incelemişlerdir. Yapılan analizler sonucunda ısıtma ve soğutma modlarında elde edilen COP değerlerinin sırasıyla 0,45 ve 0,6 olduğu tespit edilmiştir. Wu vd. (2020) [2] düşük ve yüksek basınçta sıkıştırma destekli absorpsiyonlu soğutma çevrimini teorik olarak incelemişlerdir. Basit absorpsiyonlu çevrim yerine farklı çalışma akışkanları kullanılan sıkıştırma destekli absorpsiyonlu çevrimlerin kullanılması ile COP değerinin 0,191'den 0,463'e ve 0,366'den ve 0,670'e yükseldiğini tespit etmişlerdir. Gogoi ve Saikia (2019) [3] içerisinde absorpsiyonlu soğutma ve organik rankine çevrimi bulunan oluk tipi parabolik güneş kolektörlü sistemi Hindistan iklim koşulları altında teorik olarak incelemişlerdir. Yapılan analizler sonucunda, şubat ayında ve Organik Rankine çevriminde R245fa'nın kullanıldığı durumda elde edilen maksimum net güç 1.74 MW, absorpsiyonlu soğutma çevriminden elde edilen soğutma yükü ise 4,82 MW olarak tespit edilmiştir. Özen ve Yağcıoğlu (2020) [4] bir absorpsiyonlu soğutma sisteminde farklı soğutkan ve absorbent çiftlerinin (LiBr-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>, NH<sub>3</sub>-NaSCN) kullanılmasının sistemin performansına olan etkilerini incelemek için sistemin termodinamik ve ekserji analizini teorik olarak yapmışlardır. Farklı generatör, buharlaştırıcı, ve absorber sıcaklığında her bir akışkan çifti için sistemin sistemin COP değeri ve ekserji verimi incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çiftinin diğer akışkan çiftlerine göre COP değeri ve ekserji verimi açısından daha iyi performans sergilediği belirlenmiştir. Mazloumi vd. (2008) [5] İran- Ahwaz iklim koşullarındaki güneş enerjili ve LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çiftinin çalışma akışkanı olarak kullanıldığı tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonunu yapmışlardır. Sistemin tasarımı yapılırken temmuz ayında maksimum 17,5 kW soğutma yükü ihtiyacı olan tipik bir ev dikkate alınmıştır. Yapılan analizler sonucunda kolektörde dolaşan akışkanın kütlelesel debisinin, gerekli minimum kolektör alanı üzerinde ihmal edilebilir bir etkiye sahip olduğu, ancak depolama tankının optimum kapasitesi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu tespit edilmiştir. Bello ve Tzivanidis (2018) [6] parabolik oluk tipi güneş kolektörleri tarafından enerji sağlanan LiBr-H<sub>2</sub>O çalışma çifti ile çalışan bir ejektörlü absorpsiyonlu soğutma sistemini optimizasyonunu ve parametrik incelemesini yapmışlardır. Yapılan analizler sonucunda 1 optimize edilmiş ejektörlü absorpsiyon sisteminin, geleneksel absorpsiyon sistemine göre %60,9'a kadar performans artışı sağladığı belirlenmiştir. Asadia vd. (2018) [7] farklı güneş kolektörleri tarafından çalıştırılan 10 kW gücündeki tek etkili amonyak-su çalışma çiftine sahip absorpsiyon soğutmalı bir sistemin termoekonomik ve ekserji analizini ve çok amaçlı optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Parabolik oluklu tip güneş kolektörlü sistemin, yüksek ortam sıcaklığı ve düşük buharlaştırıcı sıcaklığı durumunda 0.046 değerinde en yüksek ekserji verimliliğine sahip olduğu bulunmuştur. Bellos vd. [8] (2017) parabolik oluk tipi güneş kolektörü tarafından çalıştırılan LiCl-H<sub>2</sub>O akışkan çiftine sahip çift etkili bir absorpsiyonlu soğutma sistemini teorik olarak incelemişlerdir. Yapılan analizler sonucunda, güneş enerjili çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde akışkan çifti olarak LiBr-H<sub>2</sub>O'nun yerine LiCl-H<sub>2</sub>O kullanılmasının %8 daha yüksek güneş enerjisi soğutma performansı sağladığı tespit edilmiştir.

Bu çalışmada, özellikle yaz aylarında güneş enerjisi potansiyelinin yüksek olduğu Şırnak iline ait iklim koşullarında çalışan güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin teorik modellemesi ve incelemesi

gerçekleştirilmiştir. Güneş enerjisinden ısı enerji üretmek için parabolik oluk tipi güneş kolektörü kullanılmış, bu kolektörden elde edilen ısı enerji ile içerisinde LiBr-Su akışkan çifti bulunan absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalıştırılması sağlanmıştır. Soğutmanın gerekli olduğu yaz aylarını temsil eden günler için sistemin enerji analizleri gerçekleştirilmiştir.

## 2. İNCELENEN SİSTEMİN TANIMI VE MATEMATİKSEL MODELİ

Çalışma kapsamında incelenen sistemin şematik resmi Şekil 1’de gösterilmektedir. Parabolik oluk tipi kolektörde (POTK) ve ısı enerji depolama tankında çalışma akışkanı olarak SYLTERM 800 kullanılmıştır. POTK’de dolaşan çalışma akışkanı ile güneş enerjisinden alınan ısı enerji, ısı enerji depolama tankının içerisinde bulunan bir ısı değiştirici ile tank içerisinde bulunan akışkana karışmadan aktarılmaktadır. Tankta bulunan ve güneş enerjisinden aldığı enerji ile ısınmış olan akışkan bir pompa sayesinde absorpsiyonlu soğutma sisteminin (ASS) generatörüne gönderilmektedir. Generatörde bulunan ısı değiştirici ile tanktan alınan ısı enerji ASS’nin çalışma akışkanı LiBr-Su çözeltisine aktarılmaktadır. Generatörde aktarılan ısı enerji ile LiBr-Su çözeltisi içindeki suyun bir kısmı buharlaşarak çözülden ayrışır ve yoğuşturucuya gider. Yoğuşturucuda yoğuşan ve sıvı hale gelen su buharının sıcaklık ve basıncı kısılma vanasında düşürüldükten sonra buharlaştırıcıya girer. Düşük sıcaklık ve basınçtaki sıvı-buhar karışımı buharlaştırıcıdan geçerken soğutulmak istenen ortamdaki ısı çekerek buhar haline gelir. Generatörden çıkan LiBr bakımından zengin olan çözelti ısı değiştiricide ısısının bir kısmını generatöre girecek akışkan çiftine bıraktıktan sonra kısılma vanasından geçer ve basıncı düşürülüp absorbere girer. Absorberde LiBr bakımından zengin olan çözelti buharlaştırıcıdan gelen su buharını absorbe eder. Absorberden çıkan ve LiBr bakımından fakir olan LiBr-Su çözeltisinin basıncı eriyik pompası sayesinde yükselttikten sonra ısı değiştiriciye girer. LiBr bakımından fakir olan bu çözelti generatörden çıkan LiBr bakımından zengin çözeltinin ısısının bir kısmını ısı değiştiricide alıp generatöre gelir ve bu şekilde ASS’nin çevrimi tamamlanmış olur.



Şekil 1. Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik resmi.

### 2.1. Güneşi izleyen odaklı toplayıcı için saatlik eğim açılarının belirlenmesi

Güneş ışınlarının yüzeye geliş açısını en aza indirmek için kullanılan ve kuzey-güney eksenini etrafında döndürülerek güneşi izleyen kolektörler için güneşin yüzeye geliş açısı [9];

$$\cos \theta_i = (\cos^2 \theta_z + \cos^2 \delta \sin^2 \omega)^{1/2} \quad (1)$$

Güneşi takip eden sistemin yüzeyinin eğimi [9];

$$\tan \beta = \tan \theta_z |\cos(\gamma - \gamma_s)| \quad (2)$$

Kuzey-güney eksenini etrafında döndürülerek güneşi izleyen sistemin yüzey azimut açısı, güneş azimut açısına bağlı olarak [9];

$$\gamma = \begin{cases} 90^\circ & \text{eğer } \gamma_s > 0 \\ -90^\circ & \text{eğer } \gamma_s \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

Güneş azimut açısı [9];

$$\gamma_s = \text{sign}(\omega) \left| \cos^{-1} \left( \frac{\cos \theta_z \sin \theta - \sin \delta}{\sin \theta_z \cos \theta} \right) \right| \quad (4)$$

Bu denklemden işaret fonksiyonu ( $\text{sign}(\omega)$ ),  $\omega$  pozitifse +1'e,  $\omega$  negatifse -1'e eşittir [9].

## 2.2. Açık Gök Yüzü Işınım Koşullarında Güneşi İzleyen Kolektör Üzerine Gelen Anlık Direkt Güneş Işınım Hesabı

Atmosferik koşullara ve atmosferde ki hava kütlelerinin değişimine göre atmosferde saçılan ve absorplanan ışınımın atmosferin etkileri zaman ile değişim göstermektedir. Bu nedenle yatay bir yüzey üzerine gelen saatlik ve günlük ışınım için hesaplamalar yapılırken standart bir açık gökyüzü tanımlamak fayda sağlamaktadır [9, 10].

Standart koşullardaki atmosfer ve dört iklim tipi için açık gökyüzü koşullarındaki atmosferden geçen direkt ışınımın hesaplanması için Hotel (1976) tarafından bir yöntem önerilmiştir. Direkt ışınım için atmosfer geçirgenliği [9];

$$\tau_b = a_0 + a_1 \exp \left( \frac{-k}{\cos \theta_z} \right) \quad (5)$$

Bu eşitlikte verilen ve 23 km görüş mesafesine sahip standart atmosfer için  $a_0$ ,  $a_1$  ve  $k$  değerleri sırasıyla;

$$a_0 = r_0 a_0^* \quad (6)$$

$$a_1 = r_1 a_1^* \quad (7)$$

$$k = r_k k^* \quad (8)$$

2,5 km'den daha az irtifalar için verilen  $a_0^*$ ,  $a_1^*$  ve  $k^*$  değerleri sırası ile;

$$a_0^* = 0.4237 - 0.00821(6 - A)^2 \quad (9)$$

$$a_1^* = 0.5055 + 0.00595(6.5 - A)^2 \quad (10)$$

$$k^* = 0.2711 + 0.01858(2.5 - A)^2 \quad (11)$$

Bu eşitliklerde verilen  $A$ , gözlemcinin kilometre cinsinden yüksekliğidir. Dört iklim tipi için  $a_0^*$ ,  $a_1^*$  ve  $k^*$  sabitlerine uygulanan düzeltme faktörleri,  $r_0$ ,  $r_1$  ve  $r_k$  Tablo 1'de gösterilmektedir.

**Tablo 1.** İklim tipleri için düzeltme faktörleri [9].

İklim Tipi	$r_0$	$r_1$	$r_k$
Tropikal	0,95	0,98	1,02
Orta Enlem derecesi, Yaz	0,97	0,99	1,02
Subarktik Yaz	0,99	0,99	1,01
Orta Enlem derecesi, Kış	1,03	1,01	1,00

Açık gökyüzü koşullarında ışınım doğrultusundaki anlık direkt güneş ışınımı,

$$G_{cnb} = G_{on} \tau_b \quad (12)$$

Bu eşitlikte verilen  $G_{on}$ , yılın n. günündeki atmosfer dışı ışınım doğrultusundaki anlık ışınımı göstermektedir [9].

$$G_{on} = G_{sc} \left( 1 + 0.033 \cos \left( \frac{360n}{365} \right) \right) \quad (13)$$

Açık gökyüzü koşullarında yatay bir yüzey üzerine gelen anlık direkt güneş ışınım değeri;

$$G_{cb} = G_{cnb} \cos \theta_z \quad (14)$$

Güneş izleme sistemine sahip olan parabolik kolektörde açık gökyüzü koşullarındaki kolektör yüzeyine gelen anlık direkt güneş ışınımı kolektörün eğimine bağlı olarak aşağıdaki eşitlikle hesaplanmıştır.

$$G_{tb} = G_{cb} R_b \quad (15)$$

Bu eşitliğin kullanılması ile eğimli parabolik kolektör yüzeyine gelen yayılı ve yerden yansıyan güneş ışınımının etkisi hesaplamalarda ihmal edilmiştir. Burada  $R_b$ , eğik yüzey üzerindeki ışınımın herhangi bir zamanda yatay bir yüzey üzerindeki ışınımına oranı olarak adlandırılan geometrik faktördür.

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (16)$$

Bir yüzey üzerine gelen güneş ışınımının geliş açısı ( $\theta$ ), ve yatay bir yüzey üzerine gelen güneş ışınımının geliş açısı olan zenit açısı ( $\theta_z$ ) aşağıdaki eşitlikler ile hesaplanabilir [9].

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \quad (17)$$

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \quad (18)$$

### 2.3. Parabolik Oluk Tipi Kolektörün Matematiksel Modeli;

POTK'de yer alan silindirik alıcı yüzey tarafından yutulan ışınım miktarı yansıtıcı yüzey özelliklerine ve silindirik alıcı yüzeyin optik özelliklerine bağlıdır. POTK'nin performansına etki eden parametreler Tablo 2'de gösterilmektedir.

**Tablo 2.** POTK'nin performansını etkileyen parametreler [11, 12].

Optik Özellikler	Değer
Destek elemanlarının, uzama kompensatörünün gölge etkisi ( $\gamma_1$ )	0,974
İzleme hatası ( $\gamma_2$ )	0,994
Yansıtıcı yüzeyin geometrik hassasiyeti ( $\gamma_3$ )	0,980
Yansıtıcı yüzeyin kirlenmesi ( $\gamma_4$ )	0,995
Sistem elemanlarının kirlenmesi ( $\gamma_5$ )	0,997
Diğer etkenler ( $\gamma_6$ )	0,960
Yansıtıcı yüzeyin temiz koşuldaki yansıtma oranı ( $\rho$ )	0,935

Silindirik alıcı yüzeyde anlık yutulan ışınım [12];

$$S = G_{tb} \rho \left( \prod_{i=1}^6 \gamma_i \right) \tau_c \alpha_r K(\theta) \quad (19)$$

Bu eşitlikte gösterilen  $K(\theta)$  direkt ışınım geliş açısından kaynaklanan hataları içeren geliş açısı düzeltme çarpanıdır [11].

$$K(\theta) = \cos \theta + 0.000884 \theta - 0.00005369 \theta^2 \quad (20)$$

Eşitlik 19 ile gösterilen  $\tau_c$  ve  $\alpha_r$  ise sırasıyla cam örtünün geçirgenliği ve silindirik alıcı yüzeyin yutma oranıdır. Kolektör içerisinden geçen ısı transfer akışkanına aktarılan yararlı ısı ve kolektörün ısı verimi sırasıyla eşitlik 21 ve 22 kullanılarak hesaplanır [9, 12].

$$\dot{Q}_u = A_a F_R \left[ S - \frac{A_r}{A_a} U_L (T_{f,i} - T_{amb}) \right] \quad (21)$$

$$\eta_k = \frac{\dot{Q}_u}{G_{tb} A_a} \quad (22)$$

Bu eşitlikte görülen  $U_L$  ve  $F_R$  sırasıyla toplam ısı kayıp katsayısı ve toplayıcı ısı kazanım faktörüdür.

$$U_L = \frac{\dot{Q}_{kayıp}}{A_r (T_{r,o} - T_{amb})} \quad (23)$$

$$F_R = F'' \times F' \quad (24)$$

Eşitlik 24'de gösterilen  $F'$  ve  $F''$  sırasıyla kolektör verim ve akış faktörüdür.

$$F'' = \frac{\dot{m} c_p}{A_r U_L F'} \left( 1 - \exp \left( - \frac{A_r U_L F'}{\dot{m} c_p} \right) \right) \quad (25)$$

$$F' = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_{r,o}}{h_{f,i} D_{r,i}} + \frac{D_{r,o} \ln(D_{r,o}/D_{r,i})}{2k_r}} \quad (26)$$

Cam örtüden dış ortama olan ısı kaybı taşınım ve ışınım yoluyla meydana gelir.

$$Q_{c-amb} = \varepsilon_c \pi D_{c,o} L \sigma (T_{c,o}^4 - T_{göky}^4) + h \pi D_{c,o} L (T_{c,o} - T_{amb}) \quad (27)$$

Bu eşitlikte verilen gökyüzü sıcaklığı  $T_{göky}$  dış ortamın hava sıcaklığına bağlı olarak hesaplanır [13].

$$T_{göky} = 0.0552 T_{amb}^{1.5} \quad (28)$$

Cam örtü ile çevre arasında olan ısı taşınım katsayısının bulunması için McAdams (1954) tarafından önerilen bağıntı kullanılmıştır [9].

$$Nu_{air} = 0,40 + 0,54 Re_{air}^{0,52} \quad 0,1 < Re_{air} < 1000 \quad (29)$$

$$Nu_{air} = 0,30 Re_{air}^{0,6} \quad 1000 < Re_{air} < 50000 \quad (30)$$

Cam örtüde iletim yoluyla olan ısı geçişi

$$Q_c = \frac{2\pi k_c L (T_{c,i} - T_{c,o})}{\ln \left( \frac{D_{c,o}}{D_{c,i}} \right)} \quad (31)$$

Cam örtünün iç yüzeyi ile silindirik alıcının dış yüzeyi arasında gerçekleşen ısı geçişi

$$Q_{c,i-r,o} = \frac{\pi D_{r,o} L \sigma (T_{r,o}^4 - T_{c,i}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{1 - \varepsilon_c}{\varepsilon_c} \left( \frac{D_{r,o}}{D_{c,i}} \right)} + \frac{2\pi k_{eff} L (T_{r,o} - T_{c,i})}{\ln \frac{D_{c,i}}{D_{r,o}}} \quad (32)$$

Bu eşitlikte verilen  $k_{eff}$  değeri, cam örtü ile silindirik alıcı arasındaki bölgede vakum olduğu için sıfır olarak alınmıştır. Sermet seçici yüzey ile kaplı olan silindirik alıcının yayma oranı dış yüzey sıcaklığına bağlı hesaplanmıştır [11].

$$\varepsilon_r = 0,000327 \times T_{r,o} - 0,06597 \quad (33)$$

Kolektördeki ısı transfer akışkanın akış rejiminin türbülanslı olması durumunda Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü sırası ile 34 ve 35 numaralı eşitlikler kullanılarak hesaplanmıştır [14].

$$Nu_{f,i} = \frac{(f/8)(Re_w - 1000)Pr_{f,i}}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr_{f,i}^{2/3} - 1)} \quad (34)$$

$$f = (1.58 \ln Re_w - 3.28)^{-2} \quad (35)$$

Isı transfer akışkanın akış rejiminin laminer olması halinde ise Nusselt sayısı 4,36 olarak sabit alınmış, ve sürtünme faktörü  $f = 64/Re_{f,i}$  eşitliği kullanılarak belirlenmiştir [14].

## 2.4. Isıl Enerji Depolama Tankının Matematiksel Modeli

Sistemin kararlı durumunda (steady-state) yapılan analizlerde güneş enerjisinden POTK vasıtasıyla elde edilen yararlı ısının tümünün ısı enerji depolama tankında bulunan bir ısı değiştirici ile tank içerisindeki akışkana karışmadan aktarıldığı varsayılmıştır. Bu değerlendirme kararlı durumda oluşturulan model için uygundur [15, 16].

$$\dot{Q}_{u,top} = (UA)_{kol-st} \cdot \frac{(T_{kol,\zeta} - T_{kol,g})}{\ln \left[ \frac{T_{kol,\zeta} - T_{st}}{T_{kol,g} - T_{st}} \right]} \quad (36)$$

Burada tank içerisinde bulunan akışkan sıcaklığının uniform olduğu varsayılmış ve  $(UA)_{kol-st}$  değeri 10 kW/K' e eşit alınmıştır [16]. Tank için genel enerji dengesi,

$$\dot{Q}_{depolanan} = \dot{Q}_{u,top} - \dot{Q}_{loss,st} - \dot{m}_g c_{p,s} (T_{g,g} - T_{g,\zeta}) \quad (37)$$

Kararlı durumda tankta depolanan enerji ( $\dot{Q}_{depolanan}$ ) sifira eşit olur. Tanktan dış ortama olan ısı kaybı,

$$\dot{Q}_{loss,st} = U_{st} A_{st} (T_{st} - T_{amb}) \quad (38)$$

Tanktan dış ortama olan ısı transferinin hesaplanması için gerekli olan ısı taşınım katsayısı ( $U_{st}$ ) 0,5 W/m<sup>2</sup>K'e eşit alınmıştır [15, 16]. Tankın yüzey alanı,

$$A_{st} = \frac{\pi D_{st}^2}{2} + \pi D_{st} L_{st} \quad (39)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmış ve tankın çapının yüksekliğine oranı iki olarak alınmıştır [7, 17].

## 2.5. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Matematiksel Modeli;

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde LiBr-su akışkan çifti kullanılmıştır. Soğutma sisteminde soğutucu akışkan olarak su, absorbent olarak ise LiBr-su eriği görev yapmaktadır. Matematiksel modelde absorpsiyonlu soğutma sistemi için şu kabuller yapılmıştır [4, 5, 7, 18];

1. Hesaplamalar kararlı durum koşulları için yapılmıştır.
2. Her bir bileşende ve borulardaki basınç düşüşleri ve ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
3. Generatör ve yoğuşturucu basıncı, yoğuşturucu sıcaklığına karşılık gelen soğutucu akışkanın doyma basıncıdır.
4. Buharlaştırıcı ve absorber basıncı, buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen soğutucu akışkanın doyma basıncıdır.
5. Generatörden ayrılan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı genaratörün sıcaklığı ve basıncına eşittir.
6. Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan doymuş sıvı fazındadır.



7. Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu akışkan doymuş buhar fazındadır.
8. Absorberden ayrılan LiBr-su eriyiği absorber basıncında ve sıcaklığındadır.
9. Yoğuşturucu ve absorber aynı kaynak tarafından soğutuldukları için absorberden çıkan LiBr-su eriyiği ile yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkanın sıcaklıkları eşittir.
10. Zengin eriyik konsantrasyonu %66, fakir eriyik konsantrasyonu %55'dir.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde generatörde, yoğuşturucuda, buharlaştırıcıda ve absorberdeki enerji dengeleri sırasıyla [6, 7, 16, 19],

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7 \quad (40)$$

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) \quad (41)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_1 (h_4 - h_3) \quad (42)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_5 h_5 \quad (43)$$

Generatördeki kütle akış hızı dengesi ve LiBr kütle akış hızı dengesi sırasıyla [4, 7, 18, 19],

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_1 \quad (44)$$

$$\dot{m}_7 X_7 + \dot{m}_8 X_8 \quad (45)$$

Burada  $X_7$ , fakir eriyik konsantrasyonu,  $X_8$  ise zengin eriyik konsantrasyonudur. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde bulunan ısı değiştiricinin verimi, ısı değiştiricide gerçekleşen ısı geçişinin, ısı değiştiricide gerçekleşebilecek maksimum ısı geçişine oranı şeklinde tanımlanmaktadır [6, 16, 19].

$$\eta_{id} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_6} \quad (46)$$

Kısılma vanalarındaki gerçekleşen genişleme işleminin adyabatik olduğu varsayılarak enerji kayıpları ihmal edilmiş ve böylece kısılma vanalarının giriş ve çıkışındaki entalpiler birbirine eşit olarak alınmıştır [6, 16, 19].

$$h_2 = h_3 \quad (47)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (48)$$

Zayıf eriyik konsantrasyonunda pompadan kaynaklanan entalpi artışı ihmal edilmiş ve pompanın giriş ve çıkışındaki entalpiler eşit olarak alınmıştır [6, 16, 19].

$$h_5 = h_6 \quad (49)$$

Hesaplamaları basitleştirmek için, absorpsiyon ve yoğuşma sıcaklık değerlerinin aynı olduğu varsayılmış ve bu sıcaklık değerleri, çevreye yeterli derecede iyi bir ısı atımı için dış ortam sıcaklığından 10 K daha yüksek olacak şekilde seçilmiştir. Ayrıca generatör sıcaklığı, ısı enerji depolama tankı ile generatör arasında dolaşan akışkanın generatöre giriş sıcaklığından 10 K daha az olduğu varsayılarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. [7, 17, 19].

$$T_{yoğ} = T_{abs} = T_{amb} + 10 \quad (50)$$

$$T_{gen} = T_{g,g} - 10$$

Isıl enerji depolama tankından generatöre aktarılan ısı miktarı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_g C_{p,g} (T_{g,g} - T_{g,\varsigma}) \quad (51)$$



Absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısı ve güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısı sırasıyla aşağıdaki eşitliklerden hesaplanmıştır [6, 8, 16, 19]. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan pompanın tükettiği enerji diğer terimlere nazaran küçük olduğu için etkinlik katsayısı hesaplamasında dikkate alınmamıştır [6, 16, 19].

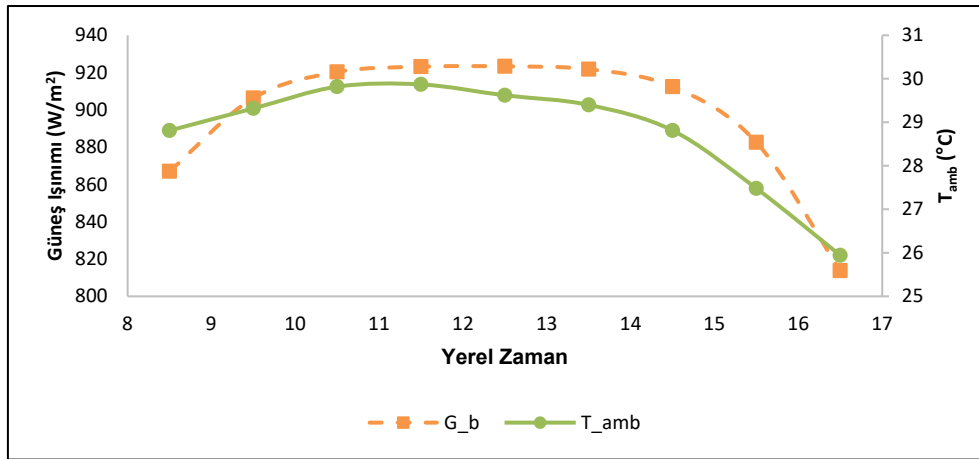
$$COP_{ASS} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{gen} + W_{pompa}} \approx \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{gen}} \quad (52)$$

$$COP_{GEASS} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{G_{tb} A_a} \quad (53)$$

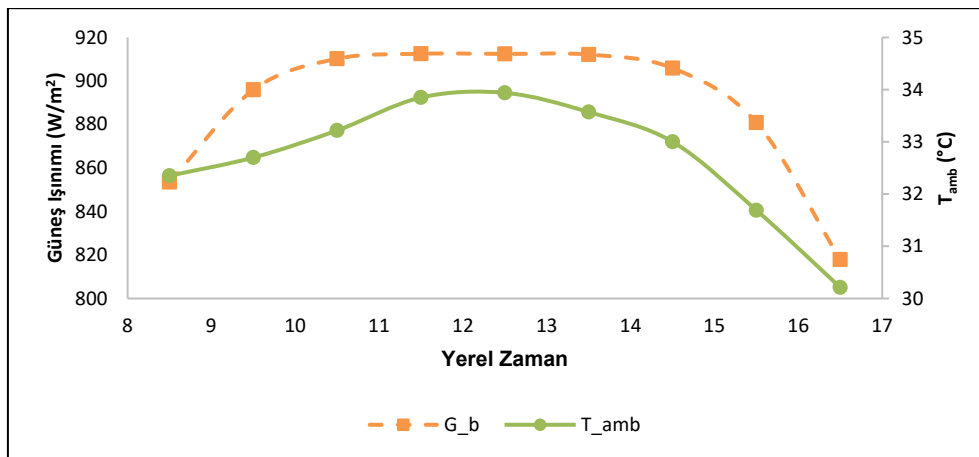
### 3. BULGULAR

Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin teorik analizleri yaz aylarını temsil eden günler için yerel zaman ile 8 ila 17 saatleri arasında gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerde POTK'in güneşi doğu batı yönünde tek eksenli olarak izlediği dikkate alınmıştır. Şırnak iklim koşullarında yapılan analizlerde, Şırnak ilinin merkez ilçesi için ışınım verileri açık gün yaklaşımı kullanarak, saatlik ortalama dış ortam sıcaklığı ve günlük ortalama rüzgar hızı ise meteoroloji verilerinin 2016-2021 yılları arasındaki değerlerinin ortalaması alınarak hesaplanmıştır.

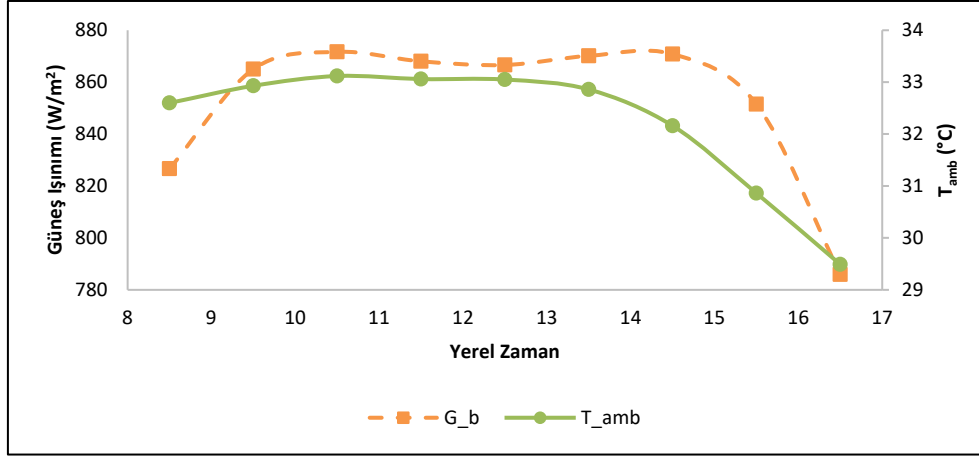
Haziran, temmuz ve ağustos aylarını temsil eden günler için teorik analizlerin gerçekleştirildiği saatler aralığındaki güneş ışınımının ve dış ortam sıcaklığının saatlik değişimi Şekil 2'de gösterilmektedir.



(a)



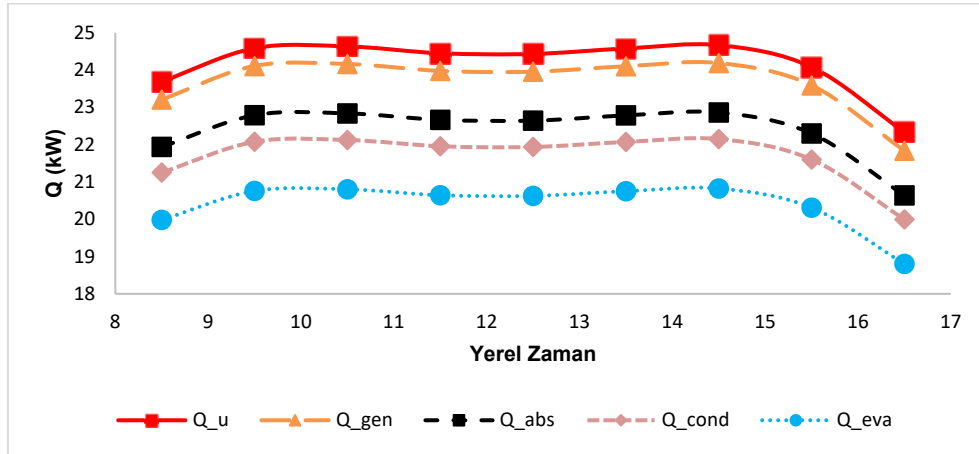
(b)



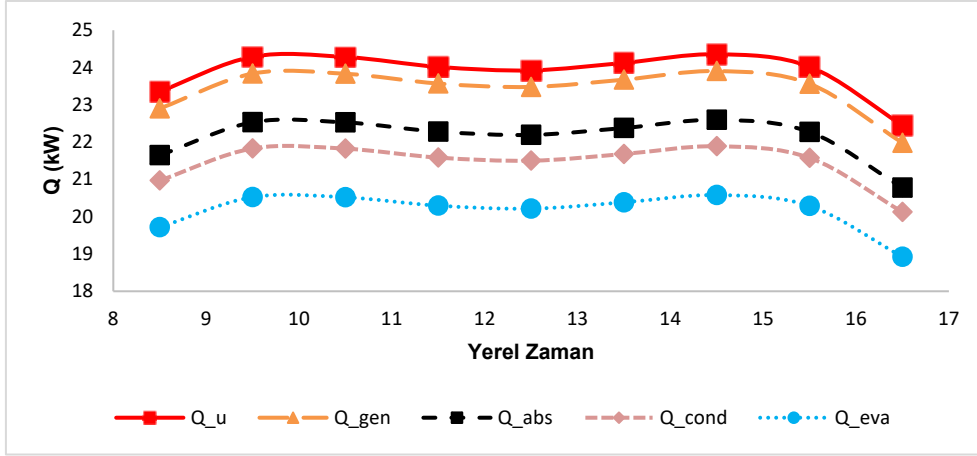
(c)

**Şekil 2.** (a) Haziran, (b) Temmuz ve (c) Ağustos aylarını temsil eden günlere ait güneş ışınımı ve dış ortam sıcaklığının saatlik değişimi.

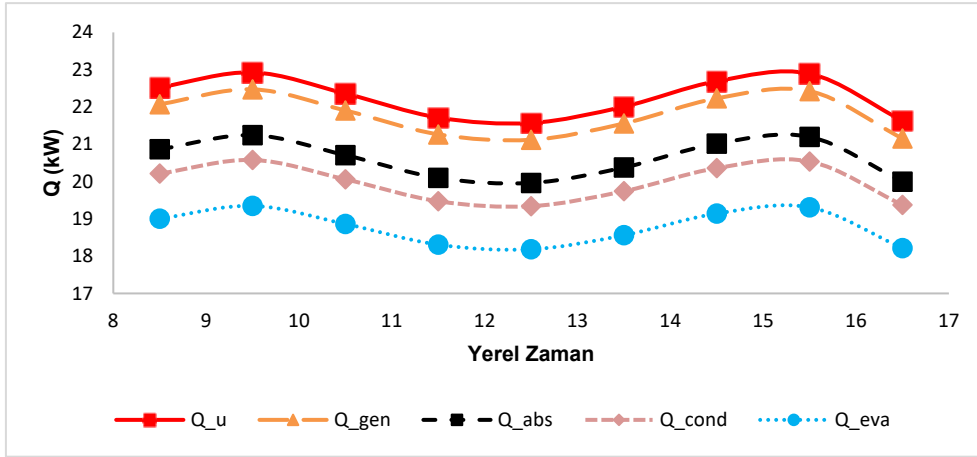
Haziran, temmuz ve ağustos aylarını temsil eden günler için POTK'den elde edilen yararlı ısının, generatörde LiBr-Su çözeltilisine aktarılan ısının, absorberde ve kondenserde atılan ısının ve evaporatörde soğutulmak istenen ortamdaki çekilen ısının saatlik olarak değişimi Şekil 3'de görülmektedir. Haziran, temmuz ve ağustos aylarını temsil eden günler için saat 8:00 ila 17:00 arasında yapılan analizlerde elde edilen maksimum soğutma yükü değerleri sırasıyla 22,865 kW, 22,596 kW ve 21,244 kW olarak hesaplanmıştır.



(a)



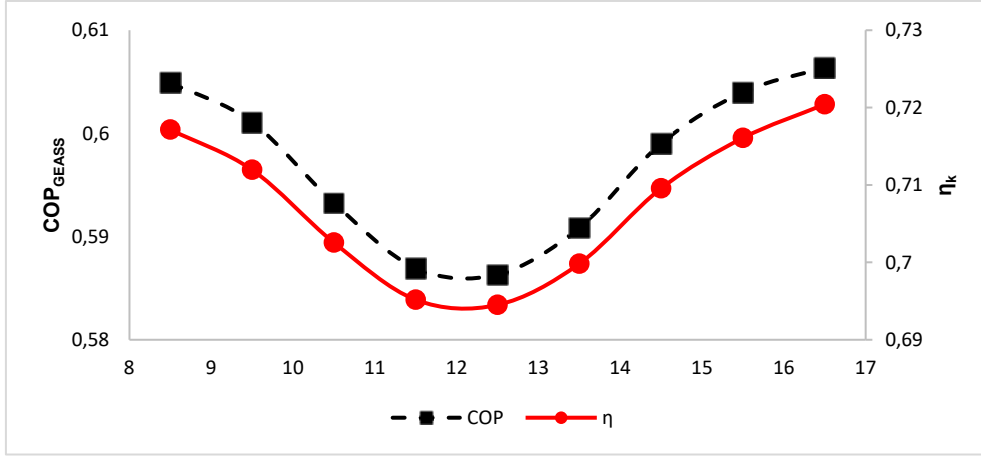
(b)



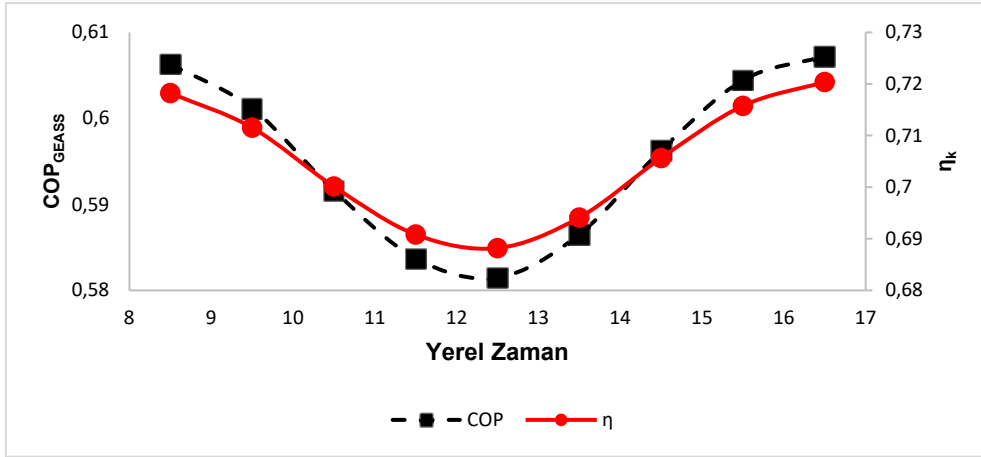
(c)

**Şekil 3.** (a) Haziran, (b) Temmuz ve (c) Ağustos aylarını temsil eden günler için POTK'den elde edilen yararlı ısının, generatöre aktarılan ısının, absorberde ve kondenserde atılan ısının ve evaporatörde soğutulmak istenen ortamdan çekilen ısının saatlik olarak değişimi.

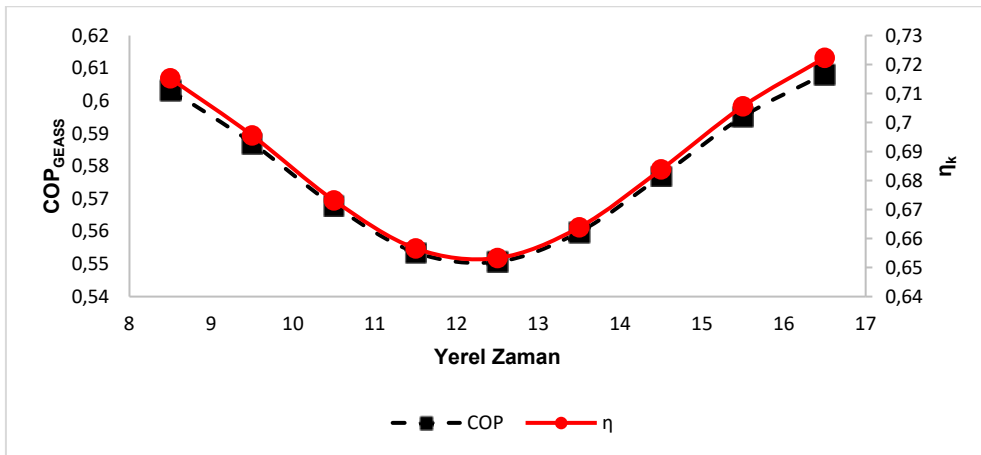
Haziran, temmuz ve ağustos aylarını temsil eden günler için yapılan analizlerde güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısının ve POTK'nın veriminin saatlik değişimi şekil 4'te verilmiştir. Haziran, temmuz ve ağustos aylarını temsil eden günler için saat 8:00 ila 17:00 arasında yapılan analizlerin tümü dikkate alındığında güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısının ve kolektör veriminin sırasıyla 0,55 ila 0,61 ve 0,65 ila 0,72 aralıklarında değiştiği tespit edilmiştir.



(a)



(b)



(c)

**Şekil 4.** (a) Haziran, (b) Temmuz ve (c) Ağustos aylarını temsil eden günlere ait absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısının ve POTK veriminin saatlik değişimi.

#### 4. SONUÇ

Bu çalışmada Şırnak iklim koşullarında çalışan güneş enerjili absorpsiyonlu bir sistemin yaz aylarını temsil eden günler için teorik analizleri gerçekleştirilmiştir. 8:00 ila 17:00 saatleri arasında ve her saat için yapılan tüm hesaplamalar sonucunda sistemin sağladığı maksimum soğutma yükünün 22,865 kW olduğu belirlenmiştir. Ayrıca gerçekleştirilen tüm analiz sonuçlarına göre maksimum POTK veriminin ve güneş enerjili soğutma sisteminin etkinlik katsayısının sırasıyla 0,72 ve 0,61 olduğu tespit edilmiştir. Gelecekte yapılacak çalışmalarda yenilenebilir ve temiz enerji kaynaklarından biri olan güneş enerjisinden maksimum fayda sağlayacak sistemlerin geliştirilmesi ve bunların uygulamaya geçirilmesi önem arz etmektedir.

#### KAYNAKLAR

- [1] VALLES, M., BOUROUIS, M. and BOER D., “Solar-driven absorption cycle for space heating and cooling”, Applied Thermal Engineering, 168, 2020.
- [2] WUA, W. LEUNGA, M., DINGA, Z., HUANGB, H., BAIB, Y. and DENG L., “Comparative analysis of conventional and low-GWP refrigerants with ionic liquid used for compression-assisted absorption cooling cycles”, Applied Thermal Engineering, 172, 2020.
- [3] GOGOİ, T.K. and SAİKİA, S., “Performance analysis of a solar heat driven organic Rankine cycle and absorption cooling system”, Thermal Science and Engineering Progress, 13, 2019.
- [4] ÖZEN, D.N. ve YAĞCIOĞLU K.Ç., “Thermodynamic and Exergy Analysis of an Absorption Cooling System for Different Refrigerants”, El-Cezeri Fen ve Mühendislik Dergisi Cilt: 7, No: 1, 93-103, 2020.
- [5] MAZLOUMİ, M., NAGHASHZADEGAN, M. and JAVAHERDEH, K., “Simulation of solar lithium bromide–water absorption cooling system with parabolic trough collector”, Energy Conversion and Management, 49, 2820–2832, 2008.
- [6] BELLOS, E. and TZIVANİDİS, C., “Parametric analysis and optimization of a cooling system with ejector-absorption chiller powered by solar parabolic trough collectors”, Energy Conversion and Management, 168, 329–342, 2018.
- [7] ASADİA, J., AMANİB, P., AMANİC, M., KASAEİAND, A. and BAHİRAEİE, M., “Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of absorption cooling system driven by various solar collectors”, Energy Conversion and Management, 173, 715–727, 2018.
- [8] BELLOS, E., TZIVANİDİS, C., PAVLOVİC, S. and STEFANOVİC, V., “Thermodynamic investigation of LiCl-H<sub>2</sub>O working pair in a double effect absorption chiller driven by parabolic trough collectors”, Thermal Science and Engineering Progress, 3, 75–87, 2017.
- [9] DUFFIE, J.A., BECKMAN, W.A. and BLAIR, N., “Solar Engineering of Thermal Processes, Photovoltaics and Wind”, 5th ed., John Wiley and Sons, 2020.
- [10] KIRTEPE, E. ve GÜNGÖR A., “İzmir Koşullarında Açık Gökyüzü Işınımı İçin Fotovoltaik/Termal (PV/T) Kolektörün Teorik Modellenmesi”, 14. ULUSAL TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ KONGRESİ, 17-20 NİSAN 2019, İZMİR.
- [11] FORRİSTALL, R., “Heat Transfer Analysis and Modelling of A Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver”, NREL/TP-550-34169, 2003.
- [12] KIRTEPE, E., YILMAZ, R. ve ÖZBALTA, N., “Parabolik Yoğunlaştırıcı Toplayıcıların Teorik Modellenmesi ve Farklı Sistem Parametrelerinin Verime Etkisinin İncelenmesi”, 22. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 11-14 Eylül 2019, KOCAELİ.
- [13] LAMRANİA, B., KHOUYAB, A., ZEGHMATİC, B. and DRAOUİA, A., “Mathematical modeling and numerical simulation of a parabolic trough collector: A case study in thermal engineering”, Thermal Science and Engineering Progress, 8, 47–54, 2018.
- [14] ÇENGEL, Y.A. and GHAJAR, A.J., “Isı ve Kütle Transferi”, Palme Yayıncılık, 2015.



- [15] BELLOS, E. and TZIVANİDİS, C., “Parametric analysis and optimization of an Organic Rankine Cycle with nanofluid based solar parabolic trough collectors, *Renewable Energy*”, 114, 1376-1393, 2017.
- [16] BELLOS, E. and TZIVANİDİS, C., “Performance analysis and optimization of an absorption chiller driven by nanofluid based solar flat plate collector”, *Journal of Cleaner Production*, 174 256-272, 2018.
- [17] BELLOS, E., TZIVANİDİS, C., and ANTONOPOULOS, K.A., “Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types”, *Applied Thermal Engineering*, 102, 749–759, 2016.
- [18] YAMANKARADENİZ, R., HORUZ, İ., COŞKUN, S., KAYNAKLI, Ö. ve YAMANKARADENİZ, N, “Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları”, 2017.
- [19] BELLOS, E., TZIVANİDİS, C., SYMEOU, C., and ANTONOPOULOS, K.A., “Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven absorption chiller – A dynamic approach”, *Energy Conversion and Management*, 137, 34–48, 2017.

## ÖZGEÇMİŞ

### Erhan KIRTEPE

1985 yılı İzmir doğumludur. Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makina Bölümünü ve ardından da Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirerek lisans öğrenimini tamamlamıştır. Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünden 2014 yılında Yüksek Mühendis ve 2020 yılında Doktor ünvanını almıştır. 2021 yılından beri Şırnak Üniversitesinde Dr. Öğr. Üyesi olarak görevine devam etmektedir.

### Ali GÜNGÖR

1955 Elazığ doğumlu, evli ve iki kız çocuk babasıdır. Ege Üniversitesi, Mühendislik Bilimleri Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1977 yılında Mühendis, 1978 yılında Yüksek Mühendis ve aynı Üniversitenin Güneş Enerjisi Enstitüsü'nden 1985 yılında Doktor Mühendis derecelerini aldı. 1986 yılında Kanada'da Brace Research Institute'de altı ay araştırmalarda bulundu. 1989 yılında Isı ve Madde Transferi Bilim Dalında Doçent oldu. 1996 yılında Ege Üniversitesinde Profesör ünvanını aldı. 1997-2012 yılları arasında Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Bölüm Başkanlığı yaptı. 27 Mayıs 2022 tarihinde emekli oldu. Halen güneş enerjisi, iklimlendirme, soğutma teknolojileri, titreşimli ısı boruları, ısı ve madde transferi uygulamaları, termodinamik konularında çalışmalarına devam ediyor.