Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Şırnak İli İklim Koşullarındaki Davranışının Teorik İncelemesi

Erhan KIRTEPE
Dr. Öğr. Üyesi
Şırnak Üniversitesi
Şırnak Meslek Yüksekokulu
Motorlu Araçlar ve Ulaştırma Teknolojileri
Şırnak
erhan.kirtepe@gmail.com
orcid: 0000-0002-1824-2599

Ali GÜNGÖR
Prof. Dr.
Ege Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği (Emekli)
İzmir
aligngr55@gmail.com
orcid: 0000-0003-0111-4192

ÖZ

Teknoloji ve sanayinin gelişimi ile 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 kazanmıştır. 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 ısıl enerji üretmek için parabolik oluk tipi kolektör kullanılmış ve bu kolektörden elde edilen ısıl 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 hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler

Güneş Enerjisi, Absorpsiyonlu Soğutma, Teorik Analiz, Enerji Verimliliği.

Theoretical Investigation of the Behavior in Şırnak Province Climate Conditions of Solar Absorption Cooling System

ABSTRACT

The increase in demand for energy with the development of technology and industry, and the environmental damage and depletion of currently used fossil fuels have led to an increased interest in renewable energy sources. For this reason, it has become crucial to create systems that will enable us to benefit from renewable energy sources in every area where energy is consumed and to improve the efficiency of these systems. In this context, it is essential to provide the energy required to operate air conditioning systems, which have a significant share in the total energy consumed worldwide and enable people to live more comfortably from renewable energy sources. Absorption cooling systems used in air conditioning applications have been the subject of academic study for many years and continue to be so. In this study, theoretical modeling and examination of a solar absorption cooling system that will operate under the climatic conditions of Şırnak province, where solar energy potential is high, especially in summer months, was carried out. A parabolic trough type collector was used to produce thermal energy from solar energy, and the thermal energy obtained from this collector enabled the operation of a single-effect absorption cooling system containing a LiBr-Water fluid pair. As a result of the analyses carried out for the days representing the summer months, the maximum values of the parabolic trough type collector efficiency and the efficiency coefficient of the solar absorption cooling system were calculated to be 0.72 and 0.61, respectively.

Keywords

Solar Energy, Absorption Cooling, Theoretical Analysis, Energy Efficiency.

Geliş Tarihi : 09.09.2023
Kabul Tarihi : 02.10.2023

Kırtepe, E., Güngör, A., Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Şırnak İli İklim Koşullarındaki Davranışının Teorik İncelemesi, Tesisat Mühendisliği Dergisi, sayı: 198, sf. 23-33, Eylül-Ekim 2023.

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 absopsiyonlu 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 absorsiyonlu 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 ($LiBr-H_2O$, NH_3-H_2O, NH_3-LiNO_3, NH_3-NaSCN) kullanılmasının sistemin performansına olan etkilerini incelemek için sistemin termodinamik ve ekserji analizini teorik olarak gerçekleştirmişlerdir. Farklı generatör, buharlaştırıcı ve absorber sıcaklığında her bir akışkan çifti için sistemin COP değeri ve ekserji verimi incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda $LiBr-H_2O$ 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 $LiBr-H_2O$ 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 kütlesel 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 $LiBr-H_2O$ çalışma çifti ile çalışan bir ejektörlü absorbsiyonlu soğutma sisteminin optimizasyonunu ve parametrik incelemesini yapmışlardır. Yapılan analizler sonucunda optimize edilmiş ejektörlü absorpsiyonlu soğutma sisteminin, geleneksel absorpsiyonlu soğutma 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 absorpsiyonlu soğutma sisteminin 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 $LiCl-H_2O$ 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 $LiBr-H_2O$'nun yerine $LiCl-H_2O$ 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 ısıl enerji üretmek için parabolik oluk tipi güneş kolektörü kullanılmış, bu kolektörden elde edilen ısıl enerji ile içerisinde LiBr-Su akışkan çifti bulunan absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalıştı-

rılması 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 ısıl enerji depolama tankında çalışma akışkanı olarak SYLTERM 800 kullanılmıştır. POTK'de dolaşan çalışma akışkanı ile güneş enerjisinden alınan ısıl enerji, ısıl 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 ısıl enerji ASS'nin çalışma akışkanı LiBr-Su çözeltisine aktarılmaktadır. Generatörde aktarılan ısıl enerji ile LiBr-Su çözeltisi içindeki suyun bir kısmı buharlaşarak çözeltiden 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 ortamdan ısı çekerek buhar haline gelir. Genaratörden 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 yükseltikten 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.

2.1. Güneşi İzleyen Odaklı Toplayıcı İçin Saatlik Eğim Açılarının Belirlenmesi

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

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

Bu eşitlikte belirtilen deklinasyon açısı (δ) Cooper denkleminden (1969) bulunabilir [9].

$$\delta = 23{,}45 \sin[360\,(284+n)/365] \quad (2)$$

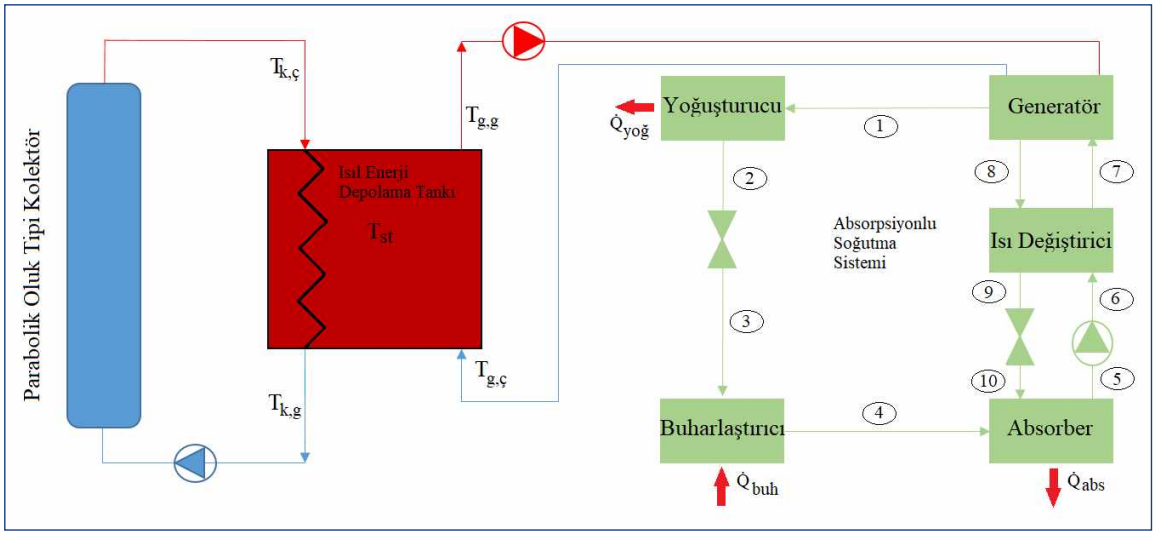
Yatay bir yüzey üzerine gelen güneş ışınımının geliş açısı olan zenit açısı θ_z [9];

$$\cos\theta_z = \sin\delta \sin Ø + \cos\delta \cos Ø \cos\omega \quad (3)$$

Güneşi takip eden sistemin yüzeyinin eğimi [9];

$$\tan\beta = \tan\theta_z\,|\cos(\gamma-\gamma_s)| \quad (4)$$

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



Şekil 1. Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik resmi

$$\gamma = \begin{cases} 90° \text{ eğer } \gamma_s > 0 \\ -90° \text{ eğer } \gamma_s \leq 0 \end{cases} \quad (5)$$

Güneş azimut açısı [9];

$$\gamma_s = \text{sign}(\omega) \mid \cos^{-1}\left(\frac{\cos\theta_z \sin Ø - \sin\delta}{\sin\theta_z \cos Ø}\right) \quad (6)$$

Bu denklemdeki işaret fonksiyonu (sign(ω), ω pozitifse +1'e, ω negatifse -1'e eşittir [9].

2.2. Açık Gökyüzü Işınım Koşullarında Güneşi İzleyen Kolektör Üzerine Gelen Anlık Direkt Güneş Işınım Hesabı

Atmosferik koşullara ve atmosferdeki hava kütlesinin değişimine göre atmosferde saçılan ve absorplanan ışınımda 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. Direk ışınım için atmosfer geçirgenliği [9];

$$\tau_b = a_0 + a_1 \exp((-k)/\cos\theta_z) \quad (7)$$

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

$$a_0 = r_0\, a_0^* \quad (8)$$

$$a_1 = r_1\, a_1^* \quad (9)$$

$$k = r_k\, k^* \quad (10)$$

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

$$a_0^* = 0{,}4237 - 0{,}00821(6 - A)^2 \quad (11)$$

$$a_1^* = 0{,}5055 - 0{,}00595(6{,}5 - A)^2 \quad (12)$$

$$k^* = 0{,}2711 - 0{,}01858(2{,}5 - A)^2 \quad (13)$$

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

Tablo 1. İklim Tipleri İçin 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,

$$G_{cnb} = G_{on}\tau_b \quad (14)$$

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

$$G_{on} = G_{sc}\,(1 + 0{,}033\cos(360n/365)) \quad (15)$$

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

$$G_{cb} = G_{cnb}\cos\theta_z \quad (16)$$

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

$$G_{cb} = G_{cnb}R_b \quad (17)$$

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

$$R_b = \cos\theta / \cos\theta_z \quad (18)$$

2.3. Parabolik Oluk Tip 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.

Silindirik alıcı yüzeyde anlık yutulan ışınım [12];

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

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

Tablo 2. POTK'nin Performansını Etkileyen Parametreler [11, 12]

Optik Özellikler	Değer
Destek elemanlarının, uzama kompensatörünün gölge etkisi (γ_1)	0,974
İzleme hatası (γ_2)	0,994
Yansıtıcı yüzeyin geometrik hassasiyeti (γ_3)	0,980
Yansıtıcı yüzeyin kirlenmesi (γ_4)	0,995
Sistem elemanlarının kirlenmesi (γ_5)	0,997
Diğer etkenler (γ_6)	0,960
Yansıtıcı yüzeyin temiz koşuldaki yansıtma oranı (ρ)	0,935

$$K(\theta) = \cos\theta + 0{,}0008840 - 0{,}000053690^2 \quad (20)$$

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

$$\dot{Q}_u = A_a F_R [S - A_r/A_a U_L (T_{k,g} - T_{amb})] \quad (21)$$

$$\eta_k = \dot{Q}_u/(G_{ctb} A_a) \quad (22)$$

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

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

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

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

$$F'' = (\dot{m}_k c_p)/(A_r U_L F') (1-\exp(-(A_r U_L F')/(\dot{m}_k c_p))) \quad (25)$$

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

Silindirik alıcının yüzey alanı ve parabolik toplayıcının gölgelenmemiş yüzey alanı sırasıyla;

$$A_r = \pi D_{r,o} L \quad (27)$$

$$A_a = (D_{oluk} - D_{c,o})L \quad (28)$$

POTK'de sirküle edilen ısı transfer akışkanının kütlesel debisi toplayıcı açıklık alınana göre hesaplanmıştır [6].

$$\dot{m}_k = 0{,}02 A_a \quad (29)$$

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

$$\dot{Q}_{c-amb} = \varepsilon_c \pi D_{c,o} L \sigma (T^4_{c,o} - T^4_{göky}) + h_{c-amb} \pi D_{c,o} L (T_{c,o} - T_{amb}) \quad (30)$$

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

$$T_{göky} = 0{,}0552 T^{1,5}_{amb} \quad (31)$$

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

$$Nu_{c-amb} = 0{,}40 + 0{,}54 Re^{0,52}_{hava} \quad (32)$$

$$0{,}1 < Re_{hava} < 1000$$

$$Nu_{c-amb} = 0{,}30 Re^{0,6}_{hava} \quad (33)$$

$$1000 < Re_{hava} < 50000$$

Cam örtüde iletim yoluyla olan ısı geçişi;

$$\dot{Q} = (2\pi k_c L (T_{c,i} - T_{c,o}))/\ln(D_{c,o}/D_{c,i}) \quad (34)$$

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

$$\dot{Q}_{c,i-r,o} = \frac{\pi D_{r,o} L \sigma (T^4_{r,o} - T^4_{c,i})}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{1-\varepsilon_c}{\varepsilon_c}\left(\frac{D_{r,o}}{D_{c,i}}\right)} + \frac{2\pi k_{eff} L (T_{r,o} - T_{c,i})}{\ln \frac{D_{c,i}}{D_{r,o}}} \quad (35)$$

Silindirik alıcının dış yüzeyi ile akışkan arasında gerçekleşen ısı geçişi;

$$\dot{Q}_{r,o-f} = \frac{T_{r,o} - T_{k,ort}}{\left[\frac{1}{\pi D_{r,i} L h_f} + \frac{\ln \frac{D_{r,o}}{D_{r,i}}}{2\pi k_r L}\right]} \quad (36)$$

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].

$$\varepsilon_r = 0{,}000327 \times T_{r,o} - 0{,}06597 \quad (37)$$

Kolektördeki ısı transfer akışkanın akış rejiminin türbülanslı olması durumunda Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü sırası ile 38 ve 39 numaralı eşitlikler kullanılarak hesaplanmıştır [14].

$$Nu_f = (f/8)(Re_w - 1000) Pr_f/(1+12{,}7(f/8)^{0,5}(Pr_f^{2/3} - 1)) \quad (38)$$

$$f = (1{,}58 \ln Re_w - 3{,}28)^{-2} \quad (39)$$

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

Akışkanın elde ettiği yararlı ısı hesaplandıktan sonra kolektörden çıkış sıcaklığı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_k \, c_p \, (T_{k,ç} - T_{k,g}) \quad (40)$$

2.4. Isıl Enerji Depolama Tankının Matematiksel Modeli

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

$$\dot{Q}_u = (UA)_{k-st} \cdot \frac{(T_{k,ç} - T_{k,g})}{ln\left[\frac{T_{k,ç} - T_{st}}{T_{k,g} - T_{st}}\right]} \quad (41)$$

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

$$\dot{Q}_{depolanan} = \dot{Q}_u - \dot{Q}_{kayıp,st} - \dot{m}_g c_p (T_{g,g} - T_{g,ç}) \quad (42)$$

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

$$\dot{Q}_{depolanan} = U_{st} \, A_{st} \, (T_{st} - T_{amb}) \quad (43)$$

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

$$A_{st} = (\pi D_{st}^{\,2})/2 + \pi D_{st} \, L_{st} \quad (44)$$

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];

- Hesaplamalar kararlı durum koşulları için yapılmıştır.
- Her bir bileşende ve borulardaki basınç düşüşleri ve ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
- Generatör ve yoğuşturucu basıncı, yoğuşturucu sıcaklığına karşılık gelen soğutucu akışkanın doyma basıncıdır.
- Buharlaştırıcı ve absorber basıncı, buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen soğutucu akışkanın doyma basıncıdır.
- Generatörden ayrılan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı genaratörün sıcaklığı ve basıncına eşittir.
- Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan doymuş sıvı fazındadır.
- Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu akışkan doymuş buhar fazındadır.
- Absorberden ayrılan LiBr-su eriyiği aborber basıncında ve sıcaklığındadır.
- Yoğuşturucu ve absorber aynı kaynak tarafından soğutuldukları için absorberden çıkan LiBr-su eriyiği ile yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkanın sıcaklıkları eşittir.
- Zengin eriyik konstantrasyonu (X_{zen}) %66, fakir eriyik konsantrasyonu (X_{fak}) %55'dir.
- Absorpsiyonlu soğutma sisteminde generatörde, yoğuşturucuda, buharlaştırıcıda ve absorberdeki enerji dengeleri sırasıyla [6, 7, 16, 19],

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_1 \, h_1 + \dot{m}_8 \, h_8 - \dot{m}_7 \, h_7 \quad (45)$$

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_1 \, (h_1 - h_2) \quad (46)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_1 \, (h_4 - h_3) \quad (47)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_4 \, h_4 + \dot{m}_{10} \, h_{10} - \dot{m}_5 \, h_5 \quad (48)$$

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

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + m_1 \quad (49)$$

$$\dot{m}_7 X_7 + \dot{m}_8 X_8 \quad (50)$$

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].

$$\eta_{ıd} = (h_8 - h_9) / (h_8 - h_6) \quad (51)$$

Isı değiştiricide ısı kaybı ihmal edilmiş olup bu kı-

Tablo 3. Sisteme Ait Fiziksel Büyüklükler ve Sistemin Sabit Çalışma Parametreleri [6, 11, 12, 16].

Parametre	Değer	Parametre	Değer
Silindirik alıcının yutma oranı (α_r)	0,96	Camın örtünün geçirgenliği (τ_c)	0,95
Silindirik alıcının ısı iletim katsayısı (k_r)	54 W/mK	Camın örtünün ısı iletim katsayısı (k_c)	1,2 W/mK
Cam örtü dış çapı ($D_{c,o}$)	0,115 m	POTK açıklık alanı	5x7,8 m^2
Cam örtü iç çapı ($D_{c,i}$)	0,109 m	Akışkanın kolektöre giriş sıcaklığı	100 °C
Silindirik alıcı dış çapı ($D_{r,o}$)	0,07 m	Çözelti ısı değiştirici verimi	%75
Silindirik alıcı iç çapı ($D_{r,i}$)	0,066 m	Buharlaştırıcı sıcaklığı (T_{buh})	10 °C
Silindirik alıcının uzunluğu (L)	7,8 m	Yoğuşturucu sıcaklığı ($T_{yoğ}$)	40 °C
Cam örtünün yayma katsayısı (ε_c)	0,88	Depo hacmi ($\forall_{tank}$)	3,5 m^3

sımda gerçekleşen ısı geçine ait denklem aşağıda verilmiştir [6].

$$\dot{m}_8(h_8 - h_9) = \dot{m}_6(h_7 - h_6) \quad (52)$$

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].

$$h_2 = h_3 \quad (53)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (54)$$

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

$$h_5 = h_6 \quad (55)$$

Generatör sıcaklığı, ısıl enerji depolama tankı ile generatör arasında dolaşan akışkanın generatöre giriş sıcaklığından 10 K daha az olduğu varsayılarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. [7, 17, 19].

$$T_{gen} = T_{g,g} - 10 \quad (56)$$

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

$$\dot{Q}_{gen} = m_g c_p (T_{g,g} - T_{g,ç}) \quad (57)$$

Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısı aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır [6, 8, 16, 19].

$$COP_{GEASS} = \dot{Q}_{buh} / G_{ctb} A_a \quad (58)$$

Çalışma kapsamında incelenen sisteme ait fiziksel büyüklükler ve sistemin sabit çalışma parametreleri Tablo 3'te gösterilmektedir.

Yukarıda belirtilen matematiksel hesaplamalara ait akış diyagramı Ek-1'de verilmiştir.

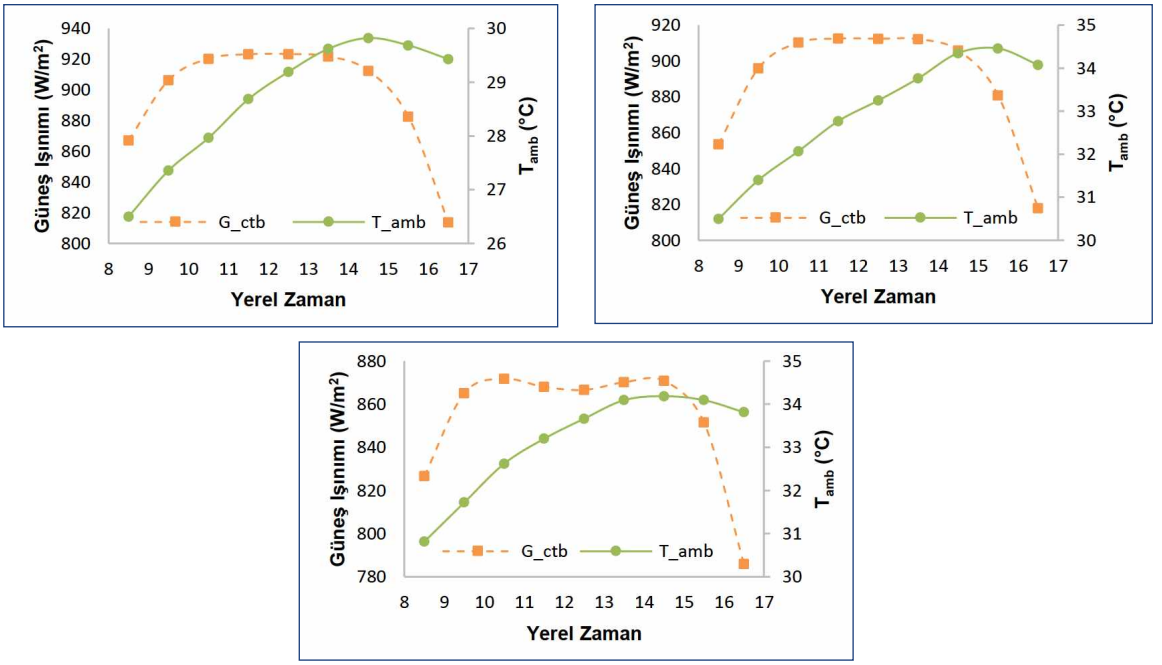
3. BULGULAR

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'nin 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 2017-2023 yılları arasındaki değerlerinin ortalaması alınarak hesaplanmıştır [20].

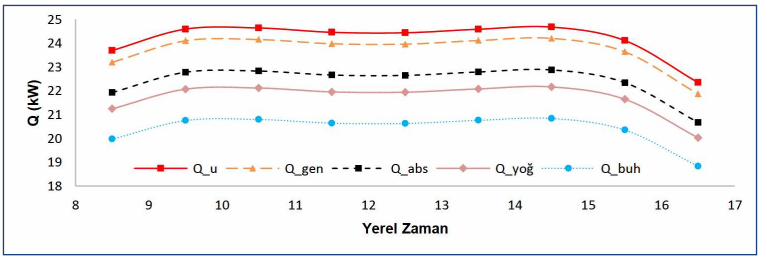
Haziran, temmuz ve ağustos aylarını temsil eden günler için teorik analizlerin gerçekleştirildiği saatler aralığındaki güneş ışınımının ve dış ortam sıcaklığının saatlik değişimi Şekil 2'de gösterilmektedir.

Haziran, temmuz ve ağustos aylarını temsil eden günler için POTK'den elde edilen yararlı ısının, generatörde LiBr-Su çözeltisine aktarılan ısının, absorberde ve kondenserde atılan ısının ve evaporatörde soğutulmak istenen ortamdan 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 20,834 kW, 20,593 kW ve 19,343 kW olarak hesaplanmıştır.

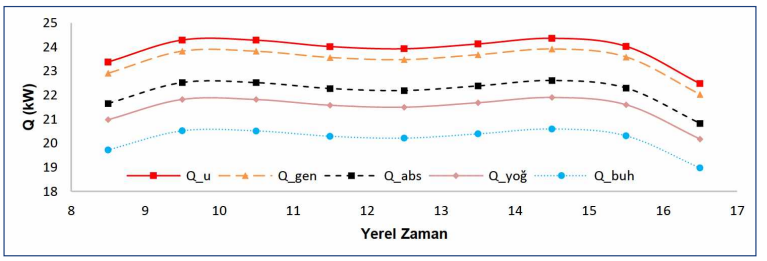
Haziran, temmuz ve ağustos aylarını temsil eden günler için yapılan analizlerde güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısının ve POTK'nin veriminin saatlik değişimi şekil 4'te verilmiştir. Haziran, temmuz ve ağustos aylarını temsil eden günler için saat 8:00 ila 17:00 arasında yapılan analizlerin tümü dikkate alındı-



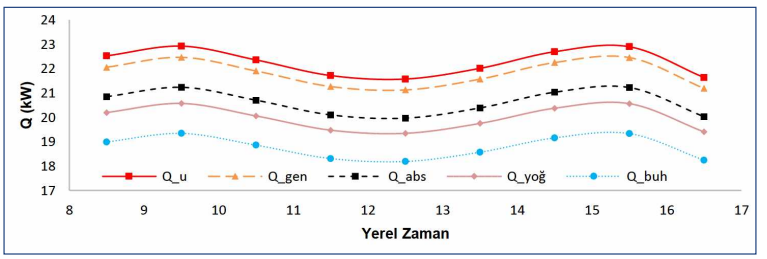
Şekil 2. (a) Haziran, (b) Temmuz ve (c) Ağustos aylarını temsil eden günlere ait güneş izleme sistemine sahip kolektör yüzeyine gelen güneş ışınımı ve dış ortam sıcaklığının saatlik değişimi



(a)

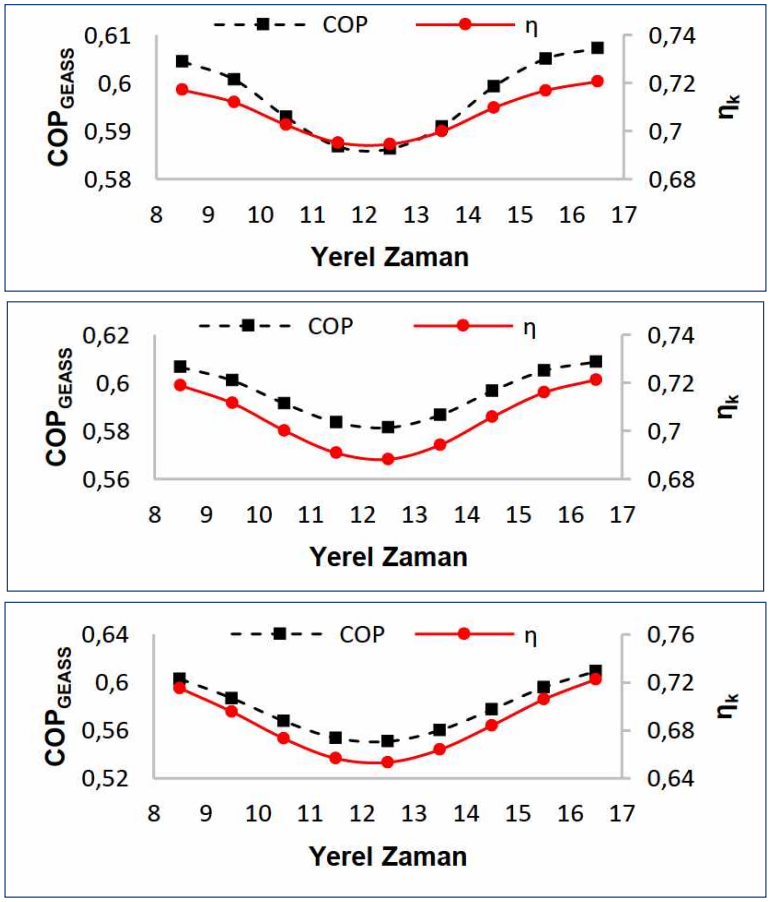


(b)



(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



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

ğında 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.

Şekil 4'te her bir ay için yapılan analizler incelendiğinde, sabah ve akşam üstü saatlerine nazaran gün ortasında verim değerlerinin azalmasının nedeni dış ortam sıcaklığına bağlı olarak kolektörden dış ortama geçen ısı kayıplarının, kolektörde ısı transfer akışkanı tarafından elde edilen yararlı ısıya oranla artmasından kaynaklanmaktadır.

4. SONUÇ

Bu çalışmada Şırnak iklim koşullarında çalışan güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin 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 20,834 kW olduğu belirlenmiştir. Ayrıca gerçekleştirilen tüm analiz sonuçlarına göre maksimum POTK veriminin ve güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısının sırasıyla 0,72 ve 0,61 olduğu hesaplanmıştır.

Ülkemizde yaz aylarında mekanların soğutulması için gereken enerji büyük oranda fosil kökenli yakıtların yakılması ile elde edilen elektrik enerjisinden karşılanmaktadır. Bu hem maddi olarak bir yük getirmekte hem de fosil kökenli yakıtların kullanılmasından dolayı atmosfere sera gazlarının salınımına neden olmaktadır. Bu kapsamda, incelenen sistemin güneş enerjisi potansiyeli açısından yüksek olan Şırnak vb. illerdeki mekanların soğutulması amacıyla kullanılması, mekan soğutulması için harcanan elektrik enerjisinden tasarruf sağlayacaktır. Böylece hem mekan soğutulması için harcanan maddi yük hem de çevre dostu olan yenilenebilir enerji kaynağı kullanıldığı için çevreye verilen zararlar ortadan kalkacaktır. Bu kapsamda,

gelecekte yapılacak çalışmalarda yenilenebilir ve temiz enerji kaynaklarından biri olan güneş enerjisinden maksimum fayda sağlayacak sistemlerin geliştirilmesi ve bunların uygulamaya geçirilmesi önem arz etmektedir.

Semboller ve Kısaltmalar

A	Rakım [km]
A_a	Yansıtıcı yüzey açıklık alanı [m^2]
A_r	Silindirik alıcı yüzey alanı [m^2]
A_{st}	Deponun yüzey alanı [m^2]
c_p	Sabit basınçta özgül ısı kapasitesi [J/kgK]
D	Çap [m]
D_{oluk}	Yansıtıcı yüzeyin çapı [m]
F'	Kolektör verim faktörü [-]
F''	Kolektör akış faktörü [-]
F_R	Isı kazanım faktörü [-]
G_{ctb}	Açık gökyüzü koşullarında kolektör yüzeyine gelen anlık direkt güneş ışınımı [W/m^2]
G_{sc}	Güneş sabiti [W/m^2]
GEASS	Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi
h	Isı taşınım katsayısı [W/m^2K], Entalpi [J/kg]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
k_{eff}	Etkin ısı iletim katsayısı [W/mK]
$K(\theta)$	Geliş açısı düzeltme çarpanı [-]
L	Uzunluk [m]
$\dot{m}$	Kütlesel debi [kg/s]
n	Bir Ocaktan itibaren gün sayısı
Nu	Nusselt sayısı [-]
Pr	Prandtl sayısı [-]
POTK	Parabolik oluk tipi kolektör
$\dot{Q}$	Isı geçişi [W]
Q_u	Yararlı ısı [W]
Re	Reynolds sayısı [-]
S	Yutulan ışınım akısı [W/m^2]
T	Sıcaklık [°C]
U_L	Isı kayıp katsayısı [W/m^2K]
V	Rüzgar hızı [m/s]

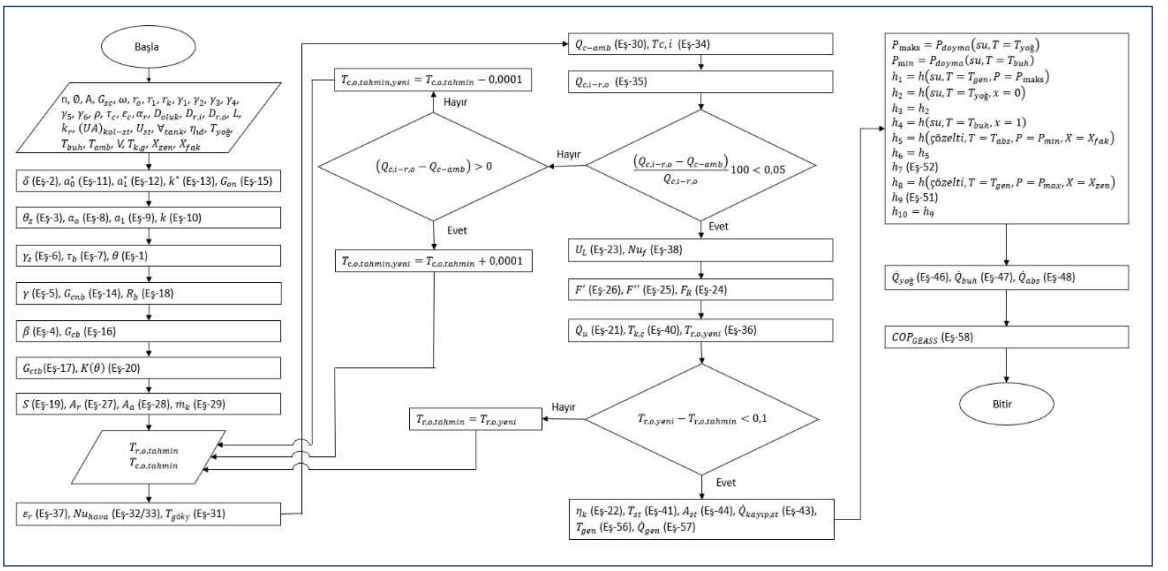
Yunan Harfleri

α	Yutma oranı [-]
δ	Deklinasyon açısı [°]
ε	Yüzey yayma oranı [-]
η_{id}	Isı değiştirici verimi [%]
$\eta_{ısıl}$	Isıl verim [%]
σ	Stefan-Boltzmann sabiti [W/m^2K^4]
τ	Geçirgenlik oranı [-]
Ø	Enlem açısı [°]
ω	Saat açısı [°]

Alt İndisler

abs	Absorber
amb	Çevre
buh	Buharlaştırıcı
c	Cam örtü
ç	Çıkış
f	Kolektördeki ısı transfer akışkanı
g	Giriş
gen	Generatör
ıd	Isı değiştirici
i	İç
k	Kolektör
o	Dış
r	Silindirik alıcı
st	Isıl enerji depolama tankı
yoğ	Yoğuşturucu

EK-1



Şekil 5. Matematiksel modelin hesaplanmasına ait akış diyagramı

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 Dengb 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] Gogoi, T.K. and Saikia, 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 Yağcıoğlu K.Ç., "Thermodynamic and Exergy Analysis of an Absorptıon Cooling System for Different Refrigerants", El-Cezerî Fen ve Mühendislik Dergisi Cilt: 7, No: 1, 93-103, 2020.

[5] Mazloumi, 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 Tzivanidis, 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] Asadia, J., Amanib, P., Amanic, M., Kasaeiand, A. and Bahiraeie, 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., Tzivanidis, C., Pavlovic, S. and Stefanovic, V., "Thermodynamic Investigation of LiCl-H_2O Working Pair in a Double Effect Absorption Chiller Driven by Parabolic Trough Collectors", Thermal Science and Engineering Progress, 3, 75–87, 2017.

[9] Duffıe, J.A., Beckman, W.A., and Blair, N., "Solar Engineering of Thermal Processes, Photovoltaics and Wind", 5th ed., John Wiley and Sons, 2020.

[10] Kırtepe, E. ve Güngör A., "İzmir Koşullarında Açık Gökyüzü Işınımı İçin Fotovoltaik/Termal (PV/T) Kolektörün Teorik Modellenmesi", 14. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongre17-20 Nisan 2019, İzmir

[11] Forristall, R., "Heat Transfer Analysis and Modelling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver", NREL/TP-550-34169, 2003.

[12] Kırtepe, E., Yılmaz, R. ve Özbalta, N., "Parabolik Yoğunlaştıran Toplayıcıların Teorik Modellenmesi ve Farklı Sistem Parametrelerinin Verime Etkisinin İncelenmesi", 22. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 11-14 Eylül 2019, Kocaeli.

[13] Lamrania, B., Khouyab, A., Zeghmatic, B. and Draouia, 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. ve Ghajar, A.J., "Isı ve Kütle Transferi", Palme Yayıncılık, 2015.

[15] Bellos, E. and Tzivanidis, 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 Tzivanidis, 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., Tzivanidis, 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] Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., Kaynaklı, Ö. ve Yamankaradeniz, N, "Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları", 2017.

[19] Bellos, E., Tzivanidis, 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.

[20] Meteoroloji Verileri, Şırnak Meteoroloji İstasyon Müdürlüğü.