
Araştırma Makalesi / Research Article

Mersin İlindeki Bir Otelin Soğutulması için Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Tasarımı ve Teorik Analizleri

Bengi GÖZMEN ŞANLI*, Elif TURNA DİLSEL

Mersin Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Mersin

Öz

Bu çalışmada, güneş enerjisi destekli tek etkili su-lityum bromür ($H_2O-LiBr$) karışımı kullanan absorpsiyonlu bir soğutma sistemi kullanılarak Mersin ilinde bulunan 40 yataklı bir otelin soğutulması amaçlanmıştır. Beş aylık soğutma sezonu içerisinde hava sıcaklığının en yüksek olduğu Ağustos ayı verilerine göre tasarım gerçekleştirilmiştir. Öncelikle otelin soğutma yükü 84.6 kW olarak belirlenmiştir. Otelin soğutma yükünü karşılamak amacıyla jeneratöre verilmesi gereken ısı 119.413 kW olarak hesaplanmış, bu ısıyı karşılayabilmek için farklı tipte kolektörler (düz plakalı ve vakum tüplü) göz önüne alınarak gerekli kolektör yüzey alanı belirlenmiştir. Gerekli soğutma yükünün sağlanabilmesi için ihtiyaç duyulan vakum tüplü kolektör yüzey alanı 359.5 m² olarak hesaplanmışken düz plakalı kolektör yüzey alanı 690.1 m² olarak belirlenmiştir. Güneşten karşılanması gereken ısının vakum tüplü kolektör kullanılması durumunda gerekli olan kolektör yüzey alanının, düz plakalı kolektör kullanılması durumunda gereksinim duyulan kolektör yüzey alanından 330.6 m² daha az olmasından dolayı % 61.5 verime sahip vakum tüplü kolektör kullanımının daha uygun olduğu kanaatine varılmıştır.

Anahtar kelimeler: Absorpsiyonlu Soğutma, Güneş Enerjisi, Güneş Kolektörü.

Design and Theoretical Analysis of Solar Assisted Absorption Refrigeration System to Cool a Hotel in the City of Mersin

Abstract

In this study, cooling of a hotel having 40 rooms in Mersin by using solar-assisted single effect absorption refrigeration machine, which uses water-lithium bromide ($H_2O-LiBr$) mixture, has been aimed. Design of the cooling machine has been carried out according to data of August the warmest month in the cooling season. The cooling load of hotel building and the heat given to generator have been calculated. To provide the heat given to generator which is used to supply hotel's cooling energy demand, required collector surface area has been determined by considering different types of collectors (flat plate and evacuated tube collectors). In order to obtain the cooling load requirements of the hotel, the required surface area for the evacuated tube collectors was calculated to be 359.5 m² as it is found to be 690.1 m² for the flat plate collectors. The difference between the required surface area of evacuated tube collectors and flat plate collectors was nearly 330.6 m² and it has been understood that the usage of evacuated tube collectors is suitable for this cooling system.

Keywords: Absorption Refrigeration, Solar Energy, Solar collector.

1. Giriş

Günümüzde fosil yakıtlara alternatif olarak yenilenebilir enerji kaynakları büyük önem arz etmektedir. Yenilenebilir enerji kaynaklarının tercih edilmelerinin en önemli nedenleri dışa bağımlılıklarının olmaması ve sonsuz miktarda olmalarıdır. Yenilenebilir enerji kaynakları arasında güneş enerjisi temiz, çevreci olması yanında ülkemizin uzun güneşlenme sürelerine sahip olması nedeniyle üzerinde titizlikle çalışılan bir konu haline gelmiştir.

*Sorumlu yazar: bengigozmen@gmail.com

Geliş Tarihi: 22.05.2018, Kabul Tarihi: 07.09.2018

Ülkemiz güneş kemeri adı verilen bölge içerisinde yer almaktadır [1] ve Güneydoğu Anadolu Bölgesi en fazla güneş alan bölge olup Akdeniz Bölgesi ikinci sırada yer almaktadır. Bu bölgelerde yaşam alanlarında ısı konforu sağlamak için soğutma işlemi ciddi bir ihtiyaç haline gelmiştir. Bu amaçla Fransız Ferdinand Carre tarafından bulunan, ısı enerjisi ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi yaz aylarında soğutma ihtiyacını karşılamak üzere yaygın olarak tercih edilmektedir [2]. Bu sistemler kullanılarak gerekli olan enerji ihtiyacı, soğutma giderleri ve CO₂ salınımı azaltılır [3]. Ayrıca absorpsiyonlu soğutma sistemleri dış hava sıcaklığının yüksek olduğu yörelerde ve büyük tesislerde kullanılmaya elverişlidir [4]. Bu avantajları nedeniyle, literatürde güneş enerjisi kaynaklı soğutmayla ilgili birçok çalışma yer almaktadır. Öztürk [5] çalışmasında Mersin ili için güneş enerjisini kaynak olarak kullanarak absorpsiyonlu güç üretme sistemleri ile elektrik üretiminin olup olmayacağını incelemiştir. Sistemde NH₃-H₂O akışkan çifti ile çalışan teorik bir sistem tasarlayıp termodinamik analiz yapmıştır. Demir vd. [6], çalışmalarında çiftlik tipi bir süt soğutma tankının buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemiyle soğutulmasına ek olarak LiCl-H₂O akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemini ekleyerek, iki sistemin performans ve enerji tüketimini karşılaştırmıştır. Hilali [7], Şanlıurfa ilinde bulunan bir konut için ısı kazancını, soğutma sistemi elemanlarının değerlerini ve sistemde kullanılan düzlem yüzeyli kollektörün verimini hesaplayarak güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin verimini incelemiştir. Daşkın ve Aksoy [1], çalışmalarında güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemini kullanarak İnönü Üniversitesi Mühendislik Fakültesi ek binasının soğutulması ve iklimlendirilmesini incelemiştir. H₂O-LiBr akışkan çiftinin kullanıldığı sistem için simülasyon yapılarak uygun sistem modellemesi oluşturmuşlardır. Sayadi vd. [8], Tunus şehrinde bir konut için 10 kW kapasiteli H₂O-LiBr akışkan çiftli güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin EES ve TRNSYS programlarında simülasyonlarını oluşturarak fizibilitesini ve ekonomik performansını incelemiştir. Kuyumcu vd. [9], güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemi ile Kahramanmaraş ilinde inşa edilmiş bir apartman dairesinin soğutulmasını sağlamışlardır. Kuyumcu vd. [10], Gaziantep ilinde bulunan güneş enerjisi kullanan absorpsiyonlu bir soğutma sistemi ile bir buz pistinin soğutulması üzerine teorik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bir diğer çalışmada Şahin vd. [11], Mersin iline ait saatlik atmosfer hava sıcaklığı ve güneş ışınım verilerini kullanarak güneş enerji destekli absorpsiyonlu soğutma (SPAR) sisteminin performans analizini gerçekleştirmişlerdir. Sistemde vakum tüplü güneş kolektörü ve NH₃-H₂O akışkan çiftini kullanarak güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlayıp analiz etmişlerdir. Florides vd. [12], Kıbrıs'ta bir konut için TRNSYS programı ile güneş enerjisi destekli soğutma sisteminin simülasyonu oluşturarak fizibilitesini ve ekonomik performansını incelemiştir.

Güneş haritasının birinci kuşağı olarak adlandırılan bölgede yer alan Mersin İlinde yaz aylarında hava sıcaklığı ve havadaki nem miktarı oldukça fazla olduğundan insanların gereksinim duyduğu konfor şartlarını sağlayabilmek için büyük miktarda enerjiye ihtiyaç duyulmaktadır. Bu ihtiyaç duyulan enerjinin, güneş enerjisi kullanılarak karşılanmasının ülke ekonomisi için büyük avantaj sağlayacağı düşüncesiyle Mersin ili'nde, ana cephesi güney yön olan ve dört cephesi de (Doğu, Batı, Kuzey, Güney) açık olan 5 katlı bir otelin yaz döneminde soğutma ihtiyacını karşılamak üzere, güneş enerjisi destekli tek etkili su-lityum bromür (H₂O-LiBr) karışımı kullanan absorpsiyonlu bir soğutma makinası tasarlanmış ve teorik olarak analiz edilmiştir. Literatürde Mersin ili için bu tür bir çalışma bulunmadığından dolayı, bu çalışma Mersin ili için yapılacak benzer çalışmalara da ışık tutacaktır.

2. Materyal ve Metot

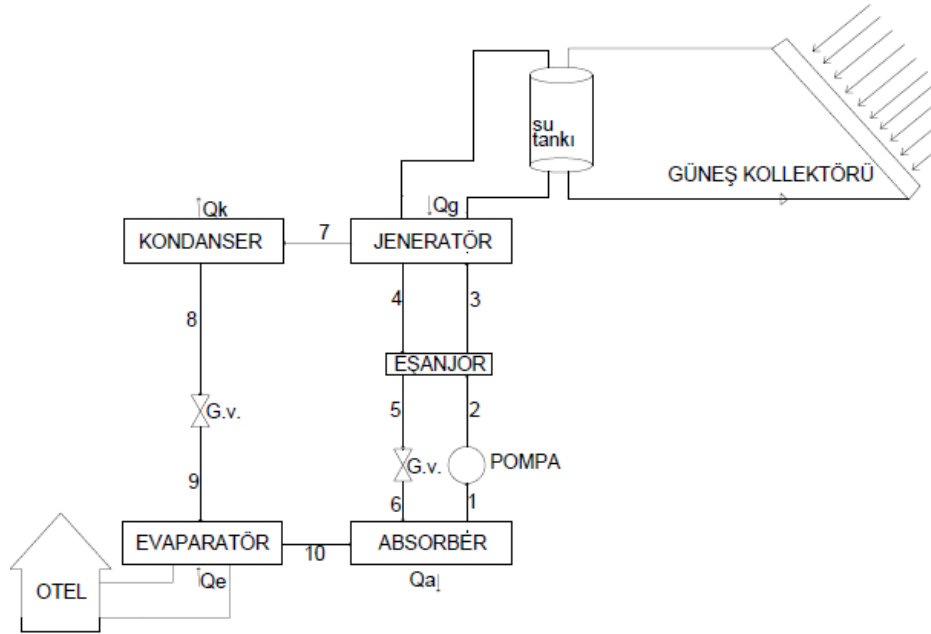
2.1. Güneş Enerjisi Destekli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Çalışma Prensibi

Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemleri, soğutucu akışkanın basıncını arttırmak için ısı kaynağının güneş olduğu termal bir mekanizmanın kullanıldığı bir tür buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleridir. Bu mekanizma termik sıkıştırıcı olarak adlandırılmaktadır ve absorber, sıvı pompası ve jeneratörden oluşmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde gerçekleşen çevrimde; soğutucu akışkan ve soğutucu akışkan gazını soğuran soğurucu akışkan bulunur. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıda buharlaşarak soğutma yükünün ortamdaki çekilmesini sağlar. Soğurucu akışkan ise çevrimin belirli kısımlarında soğutucu akışkanı taşır [13]. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılacak olan soğutucu-soğurucu çiftlerinin seçimi; kimyasal çözünürlüklerin yüksekliğine, maddelerin kimyasal ve fiziksel özelliklerine

göre yapılır. Bu çiftlerden en yaygın kullanılanı; soğutucu akışkanın H_2O (su), soğurucu akışkanın LiBr (lityum bromür) olduğu H_2O -LiBr solüsyonudur [14]. Absorbsiyonlu soğutmada absorban akışkan sıvı, diğer soğutucu akışkan ise absorbe edildiğinde gaz fazındadır. Karışımdaki absorban oranı yüksek soğutucu oranı düşük ise konsantre veya zengin eriyik, absorban oranı düşük soğutucu oranı yüksek ise zayıf eriyik olarak adlandırılır [15]. Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminde, güneş enerjisi ile ısıtılan sıcak su, sistem elemanlarından jeneratörde H_2O -LiBr eriyiğinden soğutucu akışkan olarak kullanılan suyu ayırmak için kullanılır.

Çalışma akışkanının jeneratörde buharlaşarak eriyikten ayrılması için Q_g jeneratör ısısı verilir. Böylece soğutucu akışkan buharı eriyikten ayrılır ve soğutucu buharın ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik eşanjörden geçer, fakir eriyiğe ısı vererek absorbere döner. Buharlaşan akışkan ise kondanserde Q_k ısısını vererek sıvı hale geçer. Yüksek basınçta sıvı haldeki soğutucu akışkanının basıncı, genleşme vanası ile düşürülerek evaporatöre gelir ve burada soğutulan ortamdan Q_e ısısını alarak buharlaşır. Akışkan buharı daha sonra absorbere giderek jeneratörden gelen zengin eriyikle birleşir. Bu sırada gerçekleşen işlemde ısı açığa çıktığı için absorberden Q_a ısısı atılmalıdır. Absorberde oluşan fakir eriyik bir sıvı pompası yardımıyla eşanjörden geçirilerek bir miktar ısı alır ve jeneratöre gönderilir. Çevrim böylece devam eder [16].



Şekil 1. Güneş enerjisi destekli tek etkili Su-Lityum Bromür (H_2O -LiBr) karışımı kullanan absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi

2.2. Otel İçin Gerekli Toplam Soğutma Yüğü

Mersin ilinde yer alan 5 katlı 40 odalı bir oteli soğutmak için kullanılacak olan güneş enerjisi destekli tek etkili H_2O -LiBr çalışma akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarımı için öncelikle otelin ihtiyacı olan soğutma yükü belirlenmelidir. Mersin ilinin sahip olduğu iklim gereği, Mayıs-Eylül ayları boyunca soğutma ihtiyacı duyulmaktadır. Çalışmanın yapıldığı yalıtımlı otel binasının soğutma yükü, 1981-2010 yılları arasında gerçekleşen ortalama en yüksek sıcaklıklar dikkate alınarak sıcaklıkların en yüksek olduğu Ağustos (Tablo 1) ayı için hesaplanmıştır.

Tablo 1. Mersin ili için meteorolojik veriler [17-18].

AY	ORTALAMA SICAKLIK(°C)	H _y (MJ/m ² .gün)
Mayıs	21,2	26,9
Haziran	25,0	28,6
Temmuz	27,8	27,9
Ağustos	28,3	26,2
Eylül	25,8	21,7

Otel binası 1 zemin ve 4 normal kat olmak üzere 5 kattan oluşmaktadır. Kat planları Şekil 2’de gösterilmektedir. Zemini toprak temaslı, çatı katı düz teras şeklinde olup kat alanı 200 m²’dir. Yapı elemanlarının ısı geçiş katsayıları dış duvar için 1.03 W/m²K, çift camlı pencere için 2.6 W/m²K, dış kapı 4.0 W/m²K, döşeme için 0.58 W/m²K ve tavan için 0.44 W/m²K’dir [19]. Otel binası; iyi izolasyonlu, ısı camlı, ana cephesi güney, kuzey, doğu ve batı olmak üzere 4 cepheli ince perde gölgelendirmeli 40 odalı bir binadır. 36,8° enlem, 34,63° boylamda bulunan Mersin ili için dış tasarım şartları kapsamında yaz mevsiminde ortam sıcaklığı 35°C olarak alınmıştır. Otel mahallerinin konfor sıcaklığı 25°C olacak şekilde Ağustos ayı için soğutma yükü hesaplanmıştır.

**Şekil 2.** Otel zemin kat ve normal kat planı

Toplam soğutma yükü hesabı yapılırken; insanlardan gelen ısı kazancı, aydınlatma ve cihazlardan gelen ısı kazancı, komşu duvar, döşeme ve tavanlardan gelen ısı kazancı, pencereden taşınım ile gelen ısı kazancı ve pencereden ışınlam ile gelen ısı kazançları göz önünde bulundurulur. Toplam soğutma yükü aşağıdaki formüller kullanılarak hesaplanır [20];
İnsandan gelen soğutma yükü;

$$Q_i(W) = \text{kişi sayısı} \times \text{mahalin özellikleri} \left(\frac{W}{\text{kişi}} \right) \quad (1)$$

Taze havadan gelen soğutma yükü;

$$Q_{TH}(W) = \text{kişi başına düşen taze hava miktarı} \left(\frac{m^3}{h} \right) \times \text{kişi sayısı} \times \text{mahal faktörü} \quad (2)$$

Aydınlatma ve elektrikli cihazdan gelen soğutma yükü;

$$Q_{aydınlatma}(W) = \text{mahal alanı}(m^2) \times \text{mahal özellikleri} \left(\frac{W}{m^2} \right) \quad (3)$$

$$Q_{elektrikcihaz}(W) = \text{cihaz sayısı} \times \text{cihaz özellikleri}(w) \quad (4)$$

Radyasyon ile gelen soğutma yükü;

$$Q_{radyasyon} = \text{Pencere özellikleri} \left(\frac{W}{m^2} \right) \times \text{Pencere alanı}(m^2) \times \text{Pencere gölgeleme faktörü} \quad (5)$$

Taşıma ve iletim ile gelen soğutma yükü;

$$Q_{\text{taşıma, iletim}} = \text{İnsanlar, taze hava, elektrikli cihazlar, aydınlatma ve radyasyonla gelen soğutma yükü miktarının toplamının \%8 ile \%12'si kadardır. Kullanılacak yerin izolasyonuna göre bu yüzde belirlenir.} \quad (6)$$

Toplam soğutma yükü;

$$Q_{\text{toplam}} = Q_{\text{insan}} + Q_{\text{tazehava}} + Q_{\text{aydınlatma, elektrikli cihaz}} + Q_{\text{radyasyon}} + Q_{\text{taşıma, iletim}} \quad (7)$$

denkleminin Mersin ili için düzeltme faktörü 1,24 ile çarpımından elde edilir.

2.3. Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi

Şekil 1’de şematik gösterimi bulunan güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarımında kullanılan kütle ve enerji denge denklemleri Tablo 2’de verilmiştir. Bu tabloda yer alan; \dot{m} kütleli debi, h entalpi, \dot{Q}_a absorber ısı kapasitesi, \dot{Q}_g jeneratör ısı kapasitesi, \dot{Q}_k kondenser ısı kapasitesi, \dot{Q}_e evaporatör ısı kapasitesi ve W pompa işi olarak tanımlanmaktadır. Soğutulması amaçlanan otel için gerekli olan soğutma yükü hesaplanarak evaporatör kapasitesi belirlenmiş olur. Evaporatör kapasitesi ve Tablo 3’de yer alan diğer tasarım parametreleri kullanılarak absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik hesapları yapılmıştır.

Tablo 2. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımında kullanılan kütle ve enerji korunum denklemleri [20]

Sistemin Elemanları	Kütle Korunumu	Enerjinin Korunumu
Absorber	$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10}$	$\dot{Q}_a = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1$
Pompa	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$W_p = \dot{m}_2h_2 - \dot{m}_1h_1$
Eşanjör	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3, \dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$\dot{m}_2(h_2 - h_3) = \dot{m}_4(h_4 - h_5)$
Jeneratör	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$	$\dot{Q}_g = \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_3h_3$
Genleşme Valfi 1	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$h_5 = h_6$
Kondenser	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$\dot{Q}_k = \dot{m}_8h_8 - \dot{m}_7h_7$
Genleşme Valfi 2	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$h_8 = h_9$
Evaporatör	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$\dot{Q}_e = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9$

Tablo 3. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarım parametreleri

Parametre	Sembol	Değeri
Evaporatör	Q_e	84,6kW
Evaporatör Çıkış Sıcaklığı	T_{10}	6°C
Jeneratör Eriyik Çıkış Sıcaklığı	T_4	90°C
Fakir Eriyik Konsantrasyonu	X_1	%55LiBr
Zengin Eriyik Konsantrasyonu	X_6	%60LiBr
Jeneratör Buhar Sıcaklığı	T_7	85°C
Eşanjör Çıkış Sıcaklığı	T_3	65°C

2.4. Eğik Kollektör Yüzeyine Gelen Aylık Ortalama Güneş Işınımı ve Kollektör Yüzey Alanının Belirlenmesi

Soğutma sistemi termodinamik analizleri ile sistemde yer alan jeneratörün ihtiyacı olan ısı miktarı belirlendikten sonra güneş ışınım değerleri dikkate alınarak uygun kollektör yüzey alanı belirlenir. Kollektör yüzey alanı belirlenirken ilk adım denklasyon açısını hesaplamaktır. Denklasyon açısı, kollektörlerin yerleştirileceği optimum düzlem eğimini bulmak için kullanılmaktadır. Mersin için aylık ortalama güneş ışınım değerleri (H_y) kullanılarak bir gün boyunca eğik düzleme gelen toplam ışınım miktarı (H_l) belirlenir, kollektör cinsine bağlı olarak kollektör verimi hesaplanır ve son olarak böyle bir sistem için gerekli minimum kollektör yüzey alanı belirlenir. İlgili denklemler aşağıda verilmektedir [14];

Denklinasyon açısı;

$$\delta = 23.45^\circ \sin\left(360 \frac{n+284}{365}\right) \quad (8)$$

Denklemlerle hesaplanır. Bu denklemde n ifadesi yılın kaçınıcı günü olduğunu ifade eder. Güneye bakan düzlem eğimi için;

$$s_0 = e - 1,5\delta - \frac{|\delta|e}{180} \quad (9)$$

denklemleri kullanılır. Denklemdeki e ifadesi enlem açısını ifade etmektedir. Bir gün boyunca eğik düzleme gelen toplam ışınım miktarı olarak tanımlanan H_t ;

$$\bar{R} = \frac{H_t}{H_y} \quad (10)$$

Denklemlerle hesaplanır. Bu denklemde yer alan H_y , Mersin için aylık ortalama güneş ışınım değerleridir. Denklemde bulunan \bar{R} katsayısı güneşe dönük düzlemler için;

$$\bar{R} = \frac{\cos(e-s) \cdot \cos\delta \cdot \sin H_g + \frac{\pi}{180} H_g \cdot \sin(e-s) \cdot \sin\delta}{\cos e \cdot \cos\delta \cdot \sin H + \frac{\pi}{180} H \cdot \sin e \cdot \sin\delta} \quad (11)$$

eşitliği ile bulunur. Denklemdeki H değeri güneş doğuş/batış açısını göstermektedir;

$$H = \arccos(-\tan\delta \tan e) \quad (12)$$

denklemlerden H değeri elde edilir. Denklemdeki H_g değeri;

$$H_g = \min[\arccos(-\tan e \cdot \tan\delta), \arccos(-\tan(e-s) \cdot \tan\delta)] \quad (13)$$

ifadesindeki minimum değer olarak tanımlanır. Aylara göre gün uzunluğu t_0 ile gösterilmektedir ve aşağıda eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$t_0(\text{saat}) = \frac{2}{15} H(\text{derece}) = \frac{2}{15} \arccos(-\tan\delta \tan e) \quad (14)$$

Eğik düzleme düşen günlük ortalama anlık ışınım miktarı I_e olarak belirtilir ve aşağıdaki eşitlik yardımı ile bulunur.

$$I_e = \frac{H_t}{t_0} \quad (15)$$

Kullanılması planlanan kollektör yüzey alanının (A_c) belirlenmesi için aşağıdaki denklem kullanılır. Denklemde kullanılan Q_g absorpsiyonlu soğutma makinasının ihtiyacı olan minimum ısı miktarını, η kollektör sisteminin verimini ifade eder.

$$A_c = \frac{Q_g}{\eta I_e} \quad (16)$$

Kollektör alanı (A_c) hesaplamak için gerekli olan kollektör verimi, aşağıdaki eşitliklerle ile bulunur.

$$\eta = c_0 - c_1 \cdot x - c_2 \cdot x^2 \cdot I_e \quad (17)$$

$$x = \frac{\Delta T}{I_e} \quad (18)$$

$$\Delta T = T_{ort} - T_c \quad (19)$$

Seçilen kollektörlerden sağlanabilecek faydalı enerji (Q_f) aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$Q_f = \eta \cdot A_c \cdot I_e \quad (20)$$

Soğutma sistemlerinin bir kısmı, sistemin ihtiyaç duyduğu ısının tamamını güneş enerjisinden karşılamak üzere tasarlanırken, bir kısmı da güneş enerjisinin sistem için yeterli olmadığı durumlarda bir yardımcı ısı kaynağı kullanılacak şekilde tasarlanır [14]. Soğutma sisteminin çalışabilmesi için

gerekli enerjinin sağlanmasında, güneş enerjisinin kullanım oranı (solar fraksiyon=SF) aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$SF = 1 - \frac{Q_{ek}}{Q_g} \quad (21)$$

Kollektörlerden sağlanabilecek enerji miktarları (Q_f), jeneratör için gereken enerji miktarları (Q_g) ve aylık gerekli ek enerji miktarı (Q_{ek}) kullanılarak SF oranları hesaplanmıştır. Aylık ek enerji miktarı aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$Q_{ek} = \Delta Q = Q_f - Q_g \quad (22)$$

Ek ısıtıcı kullanılmayan, sadece güneş enerjisiyle çalışan sistemlerde, güneş enerjisi kullanım oranı (SF) %100'dür [14].

Sistemleri değerlendirmede sıklıkla kullanılan performans katsayısı (COP) aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (23)$$

Güneş enerjisi destekli soğutma sistemi için kollektör alanı belirlenirken, soğutma ihtiyacının olduğu aylar esas alınır ve yıllık soğutma ihtiyacının %70-80'inin güneş enerjisiyle karşılanmasının ekonomik olduğu göz önünde bulundurulur [22].

3. Bulgular ve Tartışma

Bu çalışmada Mersin ilinde yer alan, ana cephesi güney yön olan ve dört cephesi de (Doğu, Batı, Kuzey, Güney) açık olan 5 katlı 40 odalı bir otelin Mayıs-Eylül ayları arasında soğutma ihtiyacını karşılamak üzere, güneş enerjisi destekli tek etkili su-lityum bromür ($H_2O-LiBr$) karışımı kullanan absorpsiyonlu bir soğutma makinası ve sistem için gerekli ısıyı karşılayacak güneş kollektörleri tasarlanmış ve teorik olarak analiz edilmiştir. Otel için gerekli soğutma yükü, sıcaklığın en yüksek olduğu Ağustos ayı verilerine göre hesaplanmıştır. Otelin Ağustos ayı için soğutma yükü 84,6 kW olarak belirlenmiştir ve Tablo 4' de soğutma yükü ayrıntıları verilmiştir.

Tablo 4. Soğutma yükü ayrıntıları

Soğutma Yükü Cinsi	Kapasitesi(W)
İnsandan Gelen Soğutma Yükü	16100
Taze Havadan Gelen Soğutma Yükü	25200
Elektrikli Cihaz ve Aydınlatmadan Gelen Soğutma Yükü	29100
Radyasyondan Gelen Soğutma Yükü	6500
Taşınım ve İletim ile Gelen Soğutma Yükü	7700
Toplam Soğutma Yükü	84600

Otelin ihtiyaç duyduğu soğutma yükü, evaporatörde çevreden çekilen ısıya tekabül etmektedir. Bu noktadan başlayarak Tablo 2'de verilen kütle ve enerji korunum denklemleri kullanılarak absorpsiyonlu soğutma makinasının her bir sistem elemanı için enerji analizi yapılmış ve Tablo 5'de verilmiştir. Bu çalışmada tasarlanan absorpsiyonlu soğutma makinasının soğutma performans katsayısı (COP) 0,71 olarak hesaplanmıştır ve soğutma sistemini oluşturan her bir elemanın kapasiteleri Tablo 6'da gösterilmiştir.

Tablo 5. Tek etkili LiBr–H₂O absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik hesaplama sonuçları

Nokta	H(kJ/kg)	\dot{m} (kg/s)	P(kPa)	T(°C)	X(%LiBr)	Durum
1	83,023	0,43644	0,934	34,9	55	Fakir
2	83,023	0,43644	9,662	34,9	55	Fakir
3	145,38	0,43644	9,662	65	55	Fakir
4	212,191	0,40007	9,662	90	60	Zengin
5	280,217	0,40007	9,662	54,8	60	Zengin
6	280,217	0,40007	0,934	44,5	60	Zengin
7	2627,985	0,3728	9,662	85	0	Kızgın su buharı
8	185,207	0,3728	9,662	44,3	0	Doymuş su
9	185,207	0,3728	0,934	6	0	Doymuş su
10	2511,798	0,03637	0,934	6	0	Doymuş su buharı

Tablo 6. Tek etkili LiBr – H₂O absorpsiyonlu soğutma sisteminin kapasite sonuçları

Parametre	Sembol	Değeri
Evaporatör Kapasitesi	Q_e	84,6kW
Eriyik pompasında yapılan is	W_{ep}	0,214kW
Absorber kapasitesi	Q_a	10,513kW
Jeneratör kapasitesi	Q_g	119,413kW
Kondenser kapasitesi	Q_k	28,927kW
Eriyik eşanjör kapasitesi	Q_{ee}	27,216kW
Performans katsayısı	COP	0,71

Tasarlanan absorpsiyonlu soğutma sisteminde bulunan jeneratörün ihtiyacı olan minimum ısı miktarı (Q_g), termodinamik analizlerle 119.413 kW olarak hesaplanmıştır. Kollektörlerin yerleştirileceği optimum düzlem eğimi 16.33° olarak belirlenmiştir. Mersin için aylık ortalama güneş ışınım değerleri (H_y) kullanılarak eğik düzleme bir gün boyunca gelen toplam ışınım miktarı (H_i), aylara göre gün uzunlukları (t_0) ve eğik düzleme gelen güneş ışınım miktarı (I_e) Tablo 7’de gösterilmiştir.

Tablo 7. Mersin ili için $16,33^\circ$ lik eğik düzleme düşen aylık ortalama ışınım değerleri, gün uzunluğu ve eğik düzleme düşen günlük ortalama anlık ışınım değerleri

Ay	H_i (MJ/m ² .gün)	t_0 (h)	I_e (W/m ²)
Mayıs	26,72	13,97	531,30
Haziran	28,32	14,45	544,41
Temmuz	27,62	14,21	539,92
Ağustos	25,94	13,34	540,15
Eylül	21,48	12,22	488,28

Tablo 8’de kolektör verimi (η), güneş enerjisinin kullanım oranı (SF) ve jeneratörün ihtiyacı olan minimum ısı miktarına (Q_g), eğik düzleme gelen güneş ışınım miktarı (I_e) ve kolektör verimine bağlı olarak hesaplanan minimum kolektör yüzey alanı değerleri verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde vakum tüplü kolektör kullanılması halinde, düz plakalı kolektöre kıyasla daha verimli, daha yüksek güneş enerjisi kullanım oranına sahip ve sistemin $330,6 \text{ m}^2$ daha az kolektöre ihtiyaç duyulduğu anlaşılmaktadır.

Tablo 8. Sistemde kullanılması planlanan kolektör cinsleri

Kollektör cinsi	η	SF	Alan(m ²)
Viessmann Vitesol300T Vakum Tüplü Kollektör Optik verim:0,809 k_1 :1,37 W/m ² K k_2 :0,0068 W/m ² K	0,615	1	359,5
Viessmann Vitesol300F Düzlemsel Kollektör Optik verim:0,834 k_1 :3,66 W/m ² K k_2 :0,0169 W/m ² K	0,320	0,874	690,1

4. Sonuç ve Öneriler

Bu çalışmada Mersin İlinde bulunan 40 odalı bir otelin soğutma işlemi için güneş enerjisi destekli tek etkili su-lityum bromür ($H_2O-LiBr$) karışımı kullanan absorpsiyonlu bir soğutma sistemi tasarlanmış ve teorik olarak analizler yapılmıştır. Otelin Ağustos ayı için toplam soğutma yükü 84,6 kW olarak hesaplanmış ve bu soğutma yükünü sağlamak için jeneratöre verilmesi gereken ısının ise 119.413 kW olduğu belirlenmiştir. Güneşten bu ısının karşılanması için, %61.5 verime sahip 359.5 m² vakum tüplü kolektör kullanılması gerektiği anlaşılmıştır. Tasarlanan bu absorpsiyonlu soğutma makinesinin ihtiyaç duyduğu ısının kollektörden sağlanamadığı durumlarda, elektrik enerjisi veya doğal gaz ile çalışan boyler kullanılması bir çözüm olacaktır.

Kaynaklar

- [1] Daşkın M., Aksoy İ.G. 2014. İklimlendirme Amaçlı Güneş Enerjisi Destekli Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu, Batman Üniversitesi Yaşam Bilimleri Dergisi, 4 (1): 52-65.
- [2] Dinçer İ., Erdal Y. 1993. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Rolü ve Etkinliği, Termodinamik Dergisi, 5: 31-37.
- [3] Büyükalaca O., Yılmaz T. 2003. Güneş Enerjisi ile Soğutma Teknolojilerine Genel Bir Bakış, Tesisat Mühendisliği Dergisi, Mayıs-Haziran, 3: 45-56.
- [4] Pastakkaya B., Ünlü K., Yamankaradeniz R. 2008. Isıtma ve Soğutma Uygulamalarında Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Sistemler, TTMD Dergisi, 57: 25-32.
- [5] Öztürk İ.T. 2006. Güneş Enerjisinden Absorpsiyon Teknolojisi Yardımı ile Güç Üretimi, Mühendis ve Makine, 563 (47): 17-23.
- [6] Demir V., Günhan T., Şahin Şencan A., Ekren O., Bilgen H., Erek A. 2016. Süt Soğutma Tankının Buhar Sıkıştırılmalı ve Güneş Enerjili Absorpsiyonlu ($LiCl-H_2O$) Soğutma Sistemleriyle Soğutma Performansının Deneysel İncelenmesi, Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 31 (1): 29-37.
- [7] Hilali İ. 1995. Güneş Enerjisi Destekli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Şanlıurfa İlinde Bir Konuta Uygulanması, Harran Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, 54s. Şanlıurfa.
- [8] Sayadi Z., Bourois M., Bellagi A. 2013. Technical and Economic Analysis of a Solar-Assisted Air-conditioning System, Int. J. Renewable Energy Technology, 4 (1):65-85.
- [9] Kuyumcu M.E., Şahin H.E., Yumrutaş R., İmal M. 2015. Kahramanmaraş Kentinde Güneş Enerjisi Destekli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Kullanılarak Bir Apartman Dairesinin Soğutulması, KSU Mühendislik Dergisi, 18 (2): 25-32.
- [10] Kuyumcu M.E., Şahin H.E., Yumrutaş R. 2015. Güneş Enerjisi Destekli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi ile Buz Pistinin Soğutulmasının Teorik İncelenmesi, TTMD Isıtma, Soğutma, Havalandırma, Klima, Yangın ve Sıhhi Tesisat Dergisi, 96: 24-31.
- [11] Şahin B., Bilgili M., Çetingöz A., Kurtulmuş N. 2016. Performance Analysis of Solar Powered Absorption Refrigeration System for Mersin Province, Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, Adana, 31 (1): 371-379.
- [12] Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A., Wrobel, L.C. 2002. Modelling, Simulation of an Absorption Solar Cooling System of Cyprus, Solar Energy, 72: 43-51.
- [13] Yamankaradeniz R., Horuz İ., Coşkun S. 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları, Vipaş A.Ş., 608s. Bursa.
- [14] Goralı E. 2007. Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 70s. İstanbul.
- [15] Yalçın E., Kavaklı A. 2010. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri ile Egzoz Gazı Atık Isısından Faydalanarak Otobüs Kliması Sistemleri için Kaynaticı Tasarımı, BAÜ FBE Dergisi, 12 (1): 136-152.
- [16] Yakut A.K., Şahin Şencan A., Selbaş R., Dikmen E., Görgülü B., Dostuçok İ., Kutlu S. 2013. Güneş Enerjisi Destekli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik İncelenmesi, Soğutma Dünyası, Ocak-Şubat-Mart, 16 (60): 76-81.
- [17] MGM.2018. <https://www.mgm.gov.tr/?il=Mersin>, (Erişim Tarihi: 25.04.2018).
- [18] YEGM. 2018. <http://www.yegm.gov.tr/MyCalculator/pages/33.aspx>, (Erişim Tarihi: 25.04.2018).

- [19] Kent E.F., Kaptan İ.N. 2009. İzmir İlindeki Elli Yataklı Bir Otel için Güneş Enerjisi Destekli Isıtma ve Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Teorik İncelenmesi, IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 06-09 Mayıs, 163-170, İzmir.
- [20] Canovate enerji. 2018. <http://portal.canovateenerji.com/trTR/sogutma-yuku-hesabi/> (Erişim Tarihi:25.04.2018).
- [21] YalĐın R.Ç. 2012. Bir Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Isıl Analizi ve Tasarımı, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Termodinamik Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, 77s. İzmir.
- [22] Henning H.M. 2004. Solar-Assisted Air-Conditioning in Buildings, Springer Press, Viyana.