

İklimlendirme Amaçlı Güneş Enerjisi Destekli Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu

Mahmut DAŞKIN, İshak Gökhan AKSOY*

İnönü Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 44280, Malatya

**gaksoy@inonu.edu.tr*

Özet

Bu çalışmada, güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanılarak İnönü Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi ek binasının soğutulması ve iklimlendirilmesi incelenmiştir. HAP (saatlik analiz programı) kullanılarak binanın soğutma yükü hesaplanmıştır. Soğutma yükü ihtiyacını karşılayacak güneş enerjisi destekli Li-Br ve su akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonu yapılarak uygun sistem modellenmesi yapılmıştır. Simülasyon hesabında, kollektör yüzey alanı, birim kollektör yüzeyi başına sıcak su tank hacmi değişken parametre olarak düşünülerek, güneş enerjisi sıcak su tank sıcaklığının saatlik değişimi hesaplanmış ve yardımcı enerji kullanım miktarı belirlenmiştir. Kollektör eğim açısı, güneşten maksimum miktarda faydalanacak şekilde bulunmuştur. Değişken parametrelere bağlı olarak, aylara göre güneşten faydalanma oranları hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Güneş Enerjisi, Li-Br/H₂O Akışkanlı Absorpsiyonlu Soğutma, Carrier HAP Programı

Simulation of a Solar Assisted Absorption Cooling System for Air- Conditioning Purposes

Abstract

In this study, it was investigated to cool and air conditioning the new outbuilding of Engineering Faculty, Inonu University by using a solar assisted absorption cooling system. HAP (Hourly Analysis Program) was used to calculate the cooling load of the building. Simulation of the solar assisted absorption refrigeration system working with Li-Br and water fluid pair was performed to require the cooling load and an appropriate system design was done. In simulations, collector surface area, solar hot water tank volume per collector surface area are considered as variable parameters, hourly variation of the solar hot water tank temperature was calculated and the amount of required auxiliary heat source was determined. Collector slope angle was calculated to get maximum solar radiation received on the solar collector. In addition, fracture of non-purchased energy (FNP) was calculated for each month according to variable parameters.

Keywords: Solar Energy, Li-Br/H₂O Absorption Cooling, Carrier HAP Software

1. Giriş

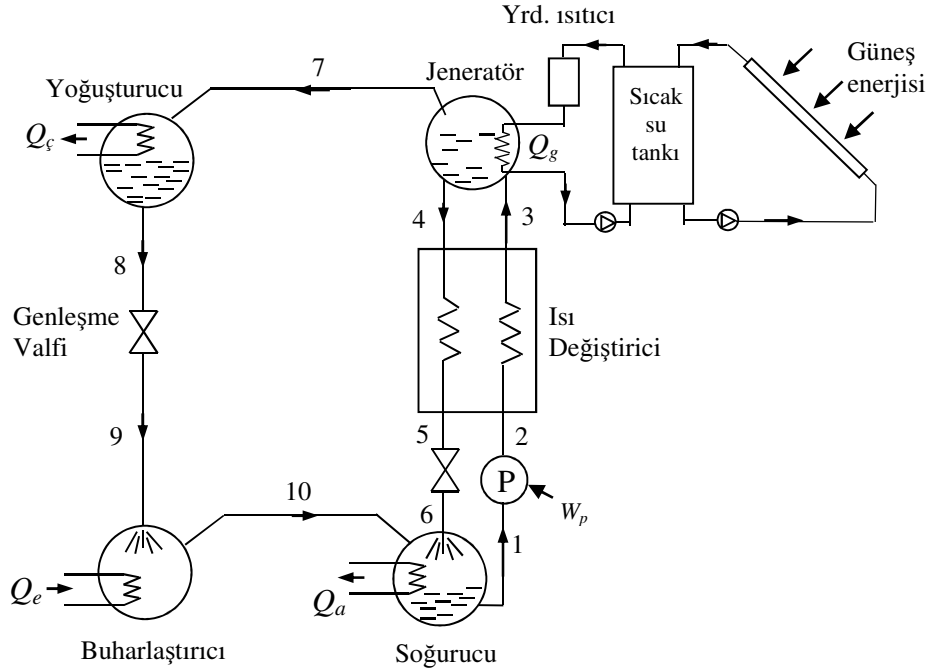
Ülkemiz enerji ihtiyacının yaklaşık yüzde yetmişini dış ülkelere karşılamaktadır. Bu sorun bizi ucuz, tükenmeyen ve çevreye zararı olmayan doğal enerji kaynaklarına yöneltmektedir. Ülkemizin güneş kemeri adı da verilen güneş alanı içerisinde yer alması kuşkusuz akıllara güneş enerjisini getirmektedir. Güneş enerjisi yenilenebilir enerji kaynakları içerisinde, dünyamıza ve diğer gezegenlere çok büyük bir enerji sağladığı için, en fazla üzerinde çalışılan enerji kaynağıdır. Fosil yakıt rezervlerindeki azalmalar nedeniyle alternatif enerji kaynağı olan güneş enerjisinden faydalanmak daha da önem kazanmıştır [1]. Çoğunlukla ısıtma uygulamalarında kullanılan güneş enerjisi, son yıllarda enerji maliyetlerinin artmasıyla, soğutma uygulamalarında da kullanılmaktadır. Yaz aylarında artan soğutma ihtiyacı ve buna paralel olarak güneş ışınlarından olan faydalanma oranının yüksek olması güneş enerjisi ile soğutma tekniklerini öne çıkarmaktadır. Güneş enerjisi ile soğutmada amaçlanan, soğutma için harcanan enerji miktarını ve buna bağlı olarak oluşabilecek yükleri ve CO₂ salınımını azaltmaktır. Sayadi vd. [2], 10 kW soğutma yükü olan bir ev için, güneş destekli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin kullanılabilirliği ve ekonomik performansını TRNSYS ve EES programları kullanarak incelemişlerdir. Tek etkili su-lityum bromür akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemi ile enerji ihtiyacının % 87 'sinin 1 m³ ısı depolama tanklı 30 m² yüzey alana sahip vakum tüplü kollektörlerle karşılanabileceğini göstermişlerdir. Kent vd. [3], güneş enerjisi destekli ısıtma ve absorpsiyonlu soğutma uygulamasıyla Antalya ilindeki elli yataklı bir otelin yaz ve kış şartlarında iklimlendirilmesi ve sıcak su ihtiyacının karşılanması incelemiştir. Florides vd. [4], lityum bromür-su akışkan çiftli tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin karakteristiğini ve performansını analiz etmiştir. Bilgisayar programı yazarak elde ettikleri sayısal değerleri deneysel değerler ile karşılaştırmışlardır. Krichhoff vd. [5], bir ticari binanın ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarını karşılamak için öncelikli olarak güneş enerjisinin kullanımı teknolojisini değerlendirmiştir. Sistem çalışmalarında sıcak su üretimi için vakum borulu güneş kollektörleri kullanılmıştır. Florides vd. [6], TRNSYS simülasyon programını kullanarak, Nicosia, Kıbrıs iklim parametrelerine bağlı olarak, kullanım alanı 196 m² olan bir ev için güneş destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin modellenmesini ve simülasyonunu yapmışlardır. Optimize ettikleri sistemde, 30° eğimli 15 m² alana sahip bileşik parabolik kollektör ve 600 litre sıcak su tank hacmi belirlemişlerdir. Ayrıca, sistemin ekonomik analizini yapmışlardır. H.Vidal vd. [7], ana amacı güneş enerjisi ve buna yardımcı olarak doğal gaz ile desteklenen bir absorpsiyonlu sistemin saatlik olarak

simülasyonuna olanak sağlayan bir bilgisayar modeli geliştirmiştir. Güneş enerjisi destekli soğutma sisteminin optimizasyon prosesinin sonucu, 110 m² lik alana, 33° lik eğime sahip düzlemsel güneş kollektörü ve 7 m³ kapasiteli depolama tankı ile yıllık % 70 oranla güneşten yararlanma sağlamışlardır. Atmaca vd. [8], LiBr-su akışkan çiftiyle çalışan, tek kademeli, güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemini simülasyonunu yapmıştır. Yapılan programla bu sistemde güneş enerjisinin kullanılabilirliği araştırılmış ve kollektör tipi ile depo hacminin değişimi ile güneşten yararlanma oranının değişimi incelenmiştir.

Bu çalışmada, İnönü Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi ek binası için, Malatya ili iklim şartlarında Carrier HAP programı kullanılarak bu örnek binaya ait yıllık soğutma yükü hesaplanmıştır. Daha sonra hesaplanan soğutma yüküne göre absorpsiyonlu soğutma sistemi modellenmiştir. Kollektör yüzey alanı, birim kollektör yüzeyi başına sıcak su tank hacmi değişken parametre olarak düşünülerek, güneş enerjisi sıcak su tank sıcaklığının saatlik değişimi hesaplanmış ve yardımcı enerji kullanım miktarı belirlenmiştir.

2. Su-Lityum Bromür Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Su-lityum bromür absorpsiyonlu soğutma çevriminin şematik resmi Şekil-1' de verilmiştir. Çevrimde soğutucu akışkan olarak su, soğurucu akışkan olarak da lityum bromür kullanılmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemini klasik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi ile karşılaştırıldığında kompresörün yerini soğurucu, pompa, ısı değiştirici, genişleme valfi ve jeneratör almaktadır. Buharlaştırıcıdan soğurucuya giren su buharı, jeneratörden gelen tuz bakımından zengin su-lityum bromür çözeltisi tarafından soğurularak tuz bakımından zayıf su-lityum bromür çözeltisini oluşturur. Bu işlem sırasında ısı açığa çıktığından, soğurucunun soğutulması gerekir. Daha sonra çözelti ısı değiştiriciden geçirilerek jeneratöre (ısıtıcı) pompalanır ve burada dış kaynaktan alınan ısı ile çözelti ısıtılır. Isıtıcıda buharlaşan su buharı yoğunlaştırıcıya gönderilir, geri kalan zengin çözelti tekrar ısı değiştirici ve genişleme vanasından geçirilerek soğurucuya geri gönderilerek çevrim tamamlanır.



Şekil 1. Su-Lityum Bromür Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

3. Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi

Soğutma sistemini oluşturan her bir eleman aşağıda verilen kabuller altında modellenerek, kütle korunumu ve enerji dengesi yazılmıştır.

Kabuller:

- 1-Kararlı rejim ve daimi akış
- 2-Her bir bileşendeki kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilecek
- 3- Sürtünmeden dolayı basınç düşümü yok
- 4- Isı değiştirici ve genleşme vanaları adyabatik, pompa izentropik
- 5- 1, 4 ve 8 noktalarında akışkan doymuş sıvı
- 6- 10 noktasında akışkan doymuş buhar

Yoğuşturucu (Kondenser):

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (1)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (2)$$

Soğutucu Genleşme Valfi:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (3)$$

$$h_2 = h_3 \quad (4)$$

Buharlaştırıcı (Evaporatör):

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_{10} - h_9) \quad (6)$$

$$P_e = P_{doy}(T_e) \quad (7)$$

Soğurucu Soğurucu (Absorber):

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \text{ ve } \dot{x}_1 \dot{m}_1 = \dot{x}_6 \dot{m}_6 \quad (8)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 \quad (9)$$

Çözelti Pompası:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (10)$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) = \dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1) \quad (11)$$

Çözelti Isı Değiştiricisi:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \text{ ve } \dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (12)$$

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 \quad (13)$$

Jeneratör:

$$x_3 \dot{m}_3 = x_4 \dot{m}_4 \text{ ve } \dot{m}_3 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4 \quad (14)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (15)$$

Çözelti Genleşme Valfi:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (16)$$

$$h_5 = h_6 \quad (17)$$

Soğutma Tesir Katsayısı, COP:

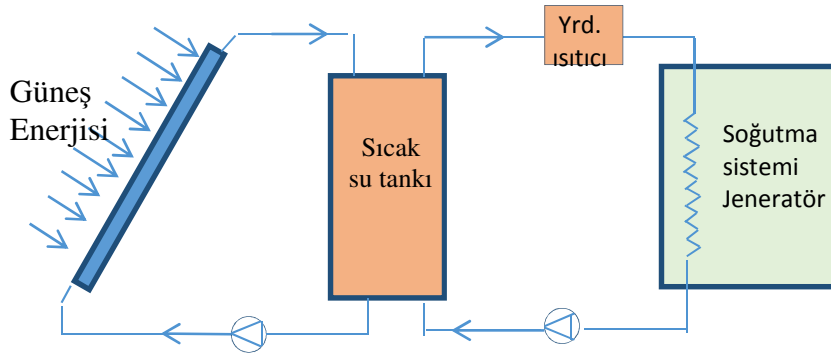
$$COP = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_p} \approx \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_q} \quad (18)$$

Analizi yapılan soğutma sisteminde, soğutma kapasitesi, zayıf ve kuvvetli çözelti derişimleri, jeneratör sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklığı, ısı değiştirici etkinlikleri kabul edilmiştir [1].

Ayrıca, $T_5 \approx T_6$ ve $T_8 \approx T_9 \approx T_1$ ' e eşit kabul edilebilir.

4. Güneş Enerji Sisteminin Isıl Analizi

Soğutma sisteminin jeneratörü için gerekli olan ısı enerjisi Şekil-2' de şematik resmi verilen güneş enerjisi sistemi ile sağlanmıştır. Güneş enerji sistemi düzlemsel kollektörlü olup, sıcak su tankı ve yardımcı ısıtıcı kaynağından oluşmaktadır. Sıcak su tankında güneşten sağlanan enerji jeneratör içindeki akışkanı gerekli olan sıcaklık seviyesine getiremediğinde yardımcı ısı kaynağı devreye girmektedir. Sistemin modellenmesinde kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir.



Şekil 2. Güneş enerjisi kollektörü, sıcak su tankı ve jeneratör bağlantı şeması.

Şekil-2' de gösterilen güneş enerjisi sıcak su tankı tam karışımlı olduğu kabul edilerek enerji dengesi aşağıda verilen bağıntılar ile tanımlanmıştır [1,9].

Sıcak Su Tankı Enerji Dengesi:

$$(mc_p)_t \frac{T_s^+ - T_s}{\Delta t} = \dot{Q}_u - \dot{Q}_{kayıp} - \dot{Q}_{mk} \quad (20)$$

$$T_s^+ = T_s + \frac{\Delta t}{(mc_p)_t} [\dot{Q}_u - \dot{Q}_{kayıp} - \dot{Q}_{mk}] \quad (21)$$

burada, $T_s^+ : \Delta t$ zaman periyodu sonunda tank sıcaklığını ($^{\circ}\text{C}$), $\Delta t : \Delta t$ zaman periyodu. (s), m : tank içindeki su kütlesi (kg), c_p : suyun özgül enerjisi (kJ/kg $^{\circ}\text{C}$), \dot{Q}_u : güneş kollektöründen sağlanan faydalı enerjiyi (W), $\dot{Q}_{kayıp}$: tanktan çevreye olan ısı kaybını ve \dot{Q}_{mk} : tanktan birim zamanda çekilen enerji miktarını ifade etmektedir.

Güneş kolektöründen sağlanan faydalı enerji:

$$\dot{Q}_u = F_R A_c [(\tau\alpha)_e I_T - U (T_s - T_{\text{cev}})] \quad (22)$$

burada, T_{cev} :çevre sıcaklığı, F_R :kolektör ısı kazanç faktörü, $(\tau\alpha)_e$:etkin yutma-geçirme çarpımı, I_T :eğik kolektör birim yüzeyine gelen ışınım (W/m^2)

Sıcak su tankından çevreye olan ısı kaybı ve tanktan çekilen enerji miktarı:

$$\dot{Q}_{\text{kay}} = (UA)_{\text{mk}} (T_s - T_{\text{cev}}) \quad (23)$$

$$Q_{\text{mk}} = (\dot{m} c_p)_{\text{su}} (T_s - T_g) \quad (24)$$

burada, \dot{m} :suyun kütleli debisi (kg/s), c_p :suyun özgül ısısı ($\text{kJ/kg } ^\circ\text{C}$), T_s :suyun çıkış sıcaklığı ($^\circ\text{C}$) ve T_g :su dönüş sıcaklığı ($^\circ\text{C}$).

Yardımcı Isıtıcı Enerji Dengesi:

$$\dot{Q}_{\text{yar}} = (\dot{m} c_p) (T_{\text{ref}} - T_s) \quad (25)$$

burada, T_{ref} :Referans jeneratör sıcaklığı ($^\circ\text{C}$)

Güneşten yararlanma oranı:

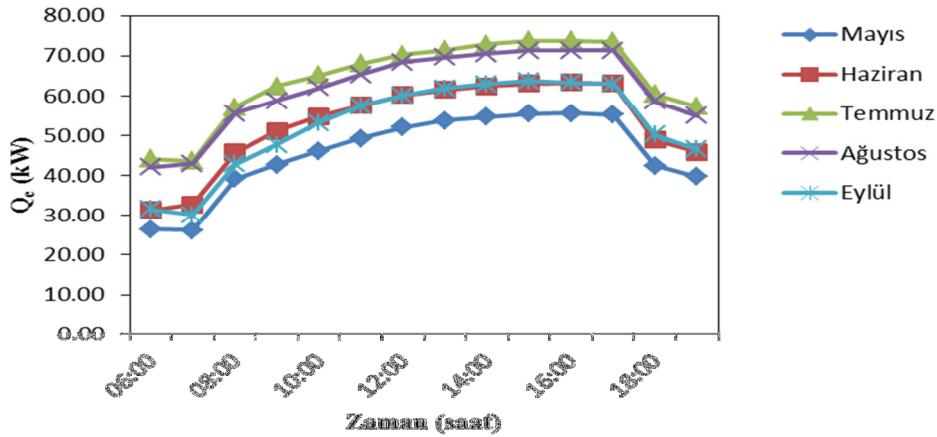
Güneşten sağlanan (satın alınmayan) enerjinin jeneratör toplam ısı yüküne oranı güneşten yararlanma oranı (FNP) olarak tanımlanır.

$$FNP = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{yar}}}{\dot{Q}_g} \quad (26)$$

Sıcak su depolama tankı, dıştan ısı yalıtımlı silindirik depo olarak kabul edilmiştir. Tank hacmi, kolektör birim alanı başına tank hacmi ile toplam kolektör alanının çarpımına eşittir. Birim kolektör alanı başına tank hacmi $50\text{-}200 \text{ L/m}^2$ arasında olabilmektedir [10]. Modellemede tank yüksekliği 2.5 m kabul edilerek farklı V_{tank}/A_c ve $A_{c,\text{top}}$ değerleri için su tank hacmi ve toplam tank yüzey alanı hesaplanmış ve simülasyon hesapları yapılmıştır.

5. Soğutma Yükü Simülasyonundaki Girdiler Ve Kabuller

Toplam kullanım alanı 6500 m² olan Mühendislik Fakültesi ek binası, zemin kat dahil olmak üzere toplamda 4 kattan oluşmaktadır. Diğer katların mimarisi birinci kat ile aynı olacak şekilde tasarlanmıştır. Kat yüksekliği 4 m'dir. Binada; çalışma ofisleri, derslikler, toplantı salonları, kantin ve koridor gibi ortak kullanım alanları mevcuttur. Binada iklimlendirilen 49 adet mahallin toplam kullanım alanı 1100 m² olup, mahallerin yönü, mahal kat bilgileri ve kullanım saat bilgileri Carrier HAP programına girdi olarak tanımlanmıştır. Ayrıca, 08:00-17:00 arası binada personel olduğu, 08:00-22:00 arası binada öğrenci olduğu kabul edilmiştir. Binadaki ofis odalarında ortalama 4 kişi olduğu, elektrikli cihazların gücü yaklaşık 10.8 W/m² olduğu ve aydınlatma gücünün de 32.3 W/m² olduğu kabul edilmiştir. Binada bulunan CAD/CAM laboratuvarı yaklaşık 50 öğrenci kapasiteli olduğu, bilgisayarların toplam gücünün 5000 W, aydınlatma gücünün 32.3 W/m² olduğu kabul edilmiştir. Toplantı odası, bölüm başkanı odaları, sekreter gibi odalar diğer ofis odaları gibi kabul edilmiş, sadece insan sayısı farklı alınmıştır. Carrier HAP programından elde edilen soğutma yüklerinin Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül ayları için saat 6:00 ve 19:00 arası değişimi Şekil-3' de gösterilmiştir.



Şekil 3. Saatlik soğutma yükünün aylara göre değişimi

Soğutma yükü hesabında iç ortam sıcakları 24 °C olarak tanımlanmıştır. Şekil-3' e göre en fazla soğutma yükü Temmuz ayı, en düşük soğutma yükü ise Mayıs ayında olmaktadır.

6. Su-Ltbr Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Analiz Sonuçları

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin modellenmesi Microsoft Excel' de makro programlar yazılarak yapılmıştır. Carrier HAP programında hesaplanan aylık ortalama saatlik soğutma yükü değerleri (Q_e) girilerek, soğutma sisteminin pompa gücü (W_p), soğurucudan birim zamanda çekilen enerji (Q_a), jeneratöre birim zamanda verilen enerji (Q_g), yoğunlaştırıcıdan birim zamanda dışarıya atılan enerji (Q_c) ve sistemin etkinlik katsayısı (COP) hesaplanmıştır. Soğutma sistemi modellerken Tablo-1' de verilen tasarım parametreleri kabul edilmiştir. Modellemede kullanılan akışkanlarla ilgili termodinamik bağıntılar [1] nolu referansta verilmiştir.

Tablo 1. LiBr Soğutma sistemi tasarım parametreleri [1]

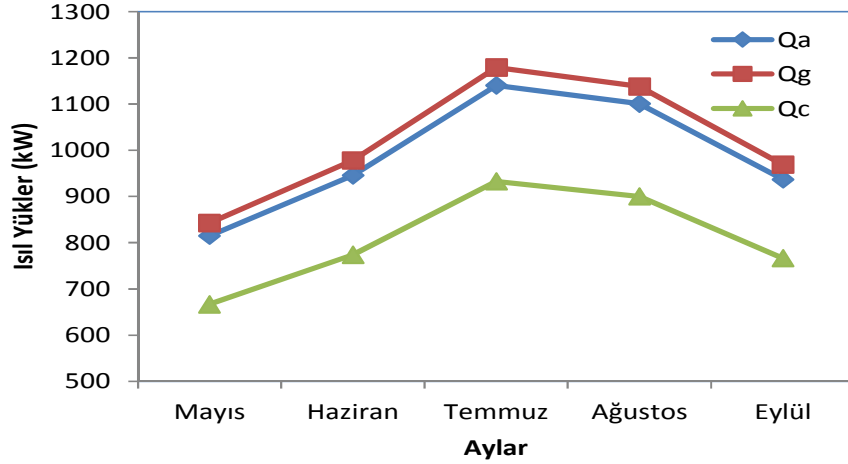
Parametre	Sembol	Kabul Edilen Değerler
Soğutma kapasitesi	Q_e	HAP Programından saatlik soğutma yükleri
Buharlaştırıcı sıcaklığı	T_{10}	6 °C
Jeneratör	T_4	75 °C
Zayıf çözeltinin kütle kesri	x_1	55 % LiBr
Güçlü çözeltinin kütle kesri	x_4	60 % LiBr
Çözeltinin ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığı	T_3	55 °C
Jeneratörden su buharı çıkış sıcaklığı	T_7	70 °C

Örnek olarak, Mayıs ayı için, saat 10:00 daki saatlik soğutma yükü $Q_e=46.18$ kW için elde edilen sonuçlar Tablo-2' de gösterilmiştir.

Tablo-2 Termodinamik analiz sonuçları, soğutma yükü $Q_e=46.18$ kW

Ref. #	T(°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h(kJ/kg)	x (%)	Akışkan Fazı
1	34.9	0.935	0.233155	83.06	55	-
2	34.9	4.825	0.233155	83.06	55	-
3	55	4.825	0.233155	124.68	55	Sıkıştırılmış sıvı
4	75	4.825	0.213725	183.23	60	-
5	51.5	4.825	0.213725	137.83	60	-
6	44.5	0.935	0.213725	137.83	60	-
7	70	4.825	0.01943	2615.23	0	Kızgın Buhar
8	32.2	4.825	0.01943	135.10	0	Doymuş Sıvı
9	6	0.935	0.01943	135.10	0	-
10	6	0.935	0.01943	2511.89	0	Doymuş Buhar
\dot{Q}_e (kW)	\dot{W}_p	\dot{Q}_a (kW)	\dot{Q}_g (kW)	\dot{Q}_c (kW)	COP	
46.18	0.56	58.90	60.91	48.19	0.758	

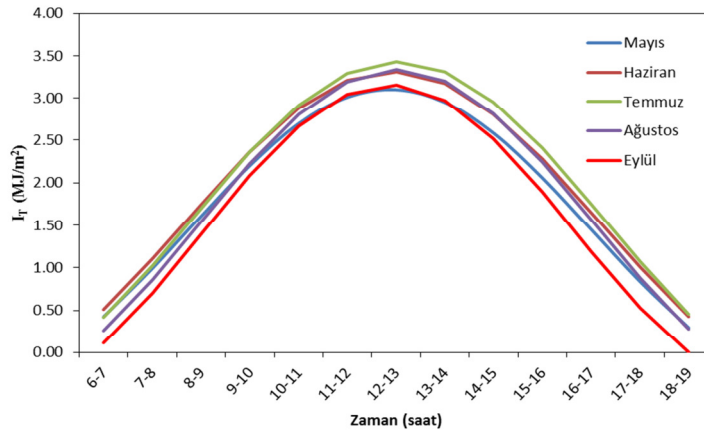
Şekil-4’ de soğutma sisteminin aylara göre günlük toplam soğurucu, jeneratör ve yoğuşturucu ısı yükleri verilmiştir. Isı yükleri temmuz ve ağustos aylarında yüksek diğer aylarda daha düşük olduğu görülmektedir. Jeneratöre verilmesi gerekli enerji, soğurucudan ve yoğuşturucudan çekilmesi gerekli enerjilere göre daha yüksektir.



Şekil-4 Günlük toplam soğurucu (\dot{Q}_a), jeneratör (\dot{Q}_g) ve yoğuşturucu (\dot{Q}_c) ısı yükleri

7. Eğik Kollektör Yüzeyine Gelen Aylık Ortalama Günlük Güneş Işınımı

Eğik kollektör yüzeyine gelen saatlik toplam güneş ışınımı Microsoft Excel’ de makro programlar yazılarak hesaplanmıştır. Hesaplamalarda Malatya için enlem açısı 38.35° , kollektör yüzey azimut açısı 0° , yerin yansıtma oranı 0.2 alınmış ve Malatya Meteoroloji Genel Müdürlüğünden alınan yatay düzleme gelen aylık ortalama günlük toplam ışınım değerlerinden, eğik yüzeye gelen saatlik toplam ışınım değerleri direkt ve yayılı ışınım bileşenleri bulunarak belirlenmiştir. Kollektör eğim açısı toplam 5 aylık soğutma periyodunda birim kollektör yüzey alanına gelen toplam güneş ışınımı maksimum olacak şekilde optimize edilerek hesaplanmış ve ortalama $\beta=14^\circ$ alınmıştır. Hesaplar sonucu eğik kollektör yüzeyine gelen saatlik toplam güneş ışınımının aylara göre değişimi Şekil-5’ de verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, maksimum ışınım Temmuz ayında, minimum ışınım Eylül ayında olmaktadır.

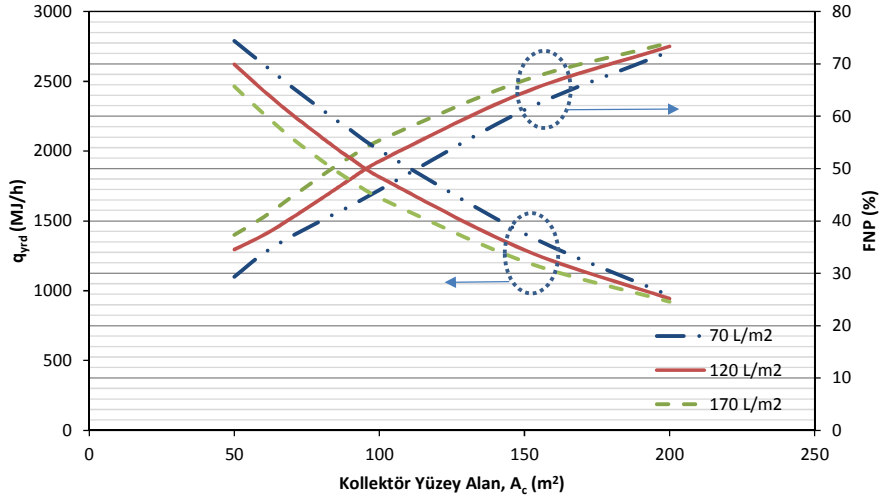


Şekil 5. Eğik kollektör yüzeyine gelen aylık ortalama günlük güneş ışınımının saatlik değişimi

8. Aylara Göre Güneş Enerjisinden Faydalanma ve Yardımcı Isı Kaynağı Kullanımı

Soğutma sisteminde jeneratör için gerekli olan ısı enerjisi düzlemsel kollektörler ile sağlanmıştır. Yapılan modellemede düzlemsel güneş kollektörü performans parametreleri olan ve kollektör test deneyleri ile belirlenen ısı kazanç faktörü ile efektif yutma-geçirme çarpımı $F_R \cdot (\tau\alpha)_e = 0.75$, ve ısı kazanç faktörü ile kollektör toplam ısı kayıp katsayısı çarpımı, $F_R U = 3.2 \text{ W/m}^2\text{K}$ kabul edilerek güneş enerjisinden faydalanma oranı ve yardımcı ısı kaynağı için gerekli olan enerji ihtiyacı hesaplanmıştır. Ayrıca, sıcak su depo hacmi için 50 ile 200 L arasında alınması önerilmektedir [9]. Yapılan çalışmada depo hacmi m^2 kollektör yüzey alanı başına 70, 120 ve 170 L depo hacmi ile simülasyonlar yapılmıştır.

Şekil 7' de verilen grafiğe göre, kollektör yüzey alanı arttıkça güneşten yararlanma oranı artmakta, ek enerji kullanım miktarı azalmaktadır. Benzer şekilde sabit kollektör yüzey alanı için, birim kollektör alanı başına sıcak su tankı hacmi arttırıldığında (V_{tank}/A_c) güneşten yararlanma oranı artmakta, ek enerji kullanımı azalmaktadır. Ayrıca, ısı kazanç faktörü ile kollektör toplam ısı kayıp katsayısı çarpımı, $F_t \cdot U$ arttığı zaman güneşten yararlanma oranı azalmakta, ek enerji kullanımı artmaktadır.



Şekil 7. Farklı kolektör alanları ve farklı tank hacimleri için yardımcı ısı kaynağı kullanım ve güneşten yararlanma oranları

9. Sonuç

Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, sistemin çalıştığı tüm süre göz önünde bulundurulduğu zaman, kuşkusuz sistemin bütün ihtiyacını güneşten sağlamak imkânsızdır. Güneşten yararlanma oranları %50 ve üzeri olan sistemler verimli sistem olarak kabul edilebilir. Çalışmamızda, güneşten yararlanma oranları, değişken parametrelere bağlı olarak ortalama %40-%80 aralığında değişmektedir. Ancak seçilen kolektör tipi düzlemsel kolektör olduğu için bu oranın artması için çok fazla kolektör alanına ihtiyaç duyulmaktadır. Şekil 7'den de açıkça görüldüğü gibi, kolektör alanının artması güneşten faydalanma oranını arttırmakta ve buna bağlı olarak da yardımcı ısı kaynağına olan ihtiyacı azaltmaktadır. Farklı kolektör tipleri (parabolik kolektörler gibi) için bu oran daha fazla arttırılabilir.

Semboller

A_c	kolektörün alanı [m^2]
\dot{m}	kütleli debi [kg/s]
\dot{Q}	ısı gücü [W]
\dot{W}	birim zamandaki pompa işi [W]
P	basınç [kPa]
T	sıcaklık [$^{\circ}C$]
c_p	özgül ısı [kJ/kg $^{\circ}C$]

Δt	zaman periyodu [s]
x	derişiklik
v	özgül hacim [m^3/kg]
COP	soğutma tesir katsayısı
F_R	kollektör ısı kazanç faktörü
I_T	eğik kollektör birim yüzeyine gelen ışı nım [W/m^2]
$\tau\alpha$	kollektör yutma-geçirme çarpımı
FNP	güneşten yararlanma oranı
HAP	Hourly Analysis Program
h	entalpi [kJ/kg]
U	kollektör toplam ısı kayıp katsayısı [$W/m^2\text{°C}$]

Alt İndisler

a	absorber
doy	doyma noktası
p	pompa
çev	çevre
e	buharlaştırıcı
g	jeneratör
c	yoğ uşturucu
ref	referans
tnk	tank
u	faydalı

KAYNAKLAR

[1] Daşkın, M., 2013, İklimlendirme Amaçlı Güneş Enerjisi Destekli Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Modellenmesi ve Analizi, Yüksek Lisans Tezi İnönü Üniversitesi, Malatya.

[2] Sayadi, Z., El May, S., Bourouis, M., Bellag, A., 2010, Technical and economic analysis of a solar-assisted air-conditioning system, Thermal Issues in Emerging Technologies, ThETA 3, Cairo, Egypt, Dec.19-22.

[3] Kent, E.F., Kaptan N., 2009, Güneş enerjisi destekli ısıtma ve absorpsiyonlu soğutma uygulaması, 5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09), 13-15 Mayıs, Karabük, Türkiye.

- [4] Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A, Wrobel, L.C., 2003, Desing and construction of a LiBr-water absorption machine, *Energy Conversion and Management*, 44 (15), 2483-2508.
- [5] Kirchhoff, J., Kensek, K.M., Woll, E., Schiler, M., Noble, D., 2010, A year-round thermal comfort strategy using a hybrid solar absorption chiller and hydronic heating scheme, *American Solar Energy Society*.
- [6] Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A, Wrobel, L.C., 2002, Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus, *Solar Energy*, 72 (1), 43-51.
- [7] H.Vidal, R. Escobar, S. Colle, 2009, Simulation and optimization of a solar driven air conditioning system for a house in chile, *Proceeding of the ISES Solar World Congress: Renewable Energy Shaping Our Future*.
- [8] Atmaca, İ., Yiğit, A., 2001, Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonu, *DEÜ Mühendislik Fakültesi, Fen ve Mühendislik Dergisi*, 4 (3), 125-136.
- [9] Duffie J.A., Beckman W.A., 2006, “Solar Engineering of Thermal Processes”, *John Wiley and Sons, Hoboken, New Jersey*.