

PAPER DETAILS

TITLE: LiBr-Su Çözeltili Absorpsiyonlu Sogutma Çevriminin Sogutma Etkinliginin Çesitli Sartlarda Simülasyonu

AUTHORS: Mehmet Tahir ERDİNÇ, Arif Emre AKTAS, Alper YILMAZ

PAGES: 211-220

ORIGINAL PDF URL: <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/1189643>

LiBr-Su Çözeltili Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Soğutma Etkinliğinin Çeşitli Şartlarda Simülasyonu

Mehmet Tahir ERDİNÇ¹, Arif Emre AKTAŞ^{*2}, Alper YILMAZ²

¹Tarsus Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Tarsus

²Çukurova Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Adana

Geliş tarihi: 30.01.2020

Kabul tarihi: 15.05.2020

Öz

İhmal edilebilir çevresel etkisi, oluşturduğu düşük gürültü ve titreşimi nedeniyle en çok tercih edilen sistemlerden biri absorpsiyonlu soğutma sistemleridir. Mekanik kompresörün bulunmadığı bu sistemlerde hareketli parça olarak sadece pompa bulunur. Günümüzde özellikle düşük dereceli atık ısılarından yararlanılarak soğutma elde edilmesinde tercih edilir. Yüksek kapasiteli iklimlendirme sistemlerinde yaygın olarak kullanılırlar. Ayrıca gaz türbini atık ısısından yararlanmada bu tür soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Düşük sıcaklıktaki uygun soğutma etkinliği katsayıları nedeniyle LiBr - Su sistemleri tercih edilmektedir. Bu çalışmada, LiBr-Su çözeltili absorpsiyonlu soğutma çevriminin bütün noktaları belirlenmiş ve çeşitli durumlara bağlı olarak soğutma etkinliğinin hesaplanması yapılmıştır. 50 kW'lık bir sistem için, soğutma etkinliğinin soğutma suyu sıcaklığı, ısıtma suyu sıcaklığı ve soğutulacak suyun sıcaklığının fonksiyonu olarak hesaplanması yapılmıştır. Sistem etkinlik katsayısının ısıtma suyu ve soğutulacak suyun sıcaklığı ile arttığı buna karşın soğutma suyu sıcaklığıyla azaldığı görülmüştür. Ayrıca sistemdeki cihazların her birinin eşanjör analizi de yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Atık ısı, Soğutma, LiBr-su çözeltisi, Absorpsiyon soğutma

Simulation of LiBr-Water Absorption Refrigeration Cycle Cooling Performance at Various Conditions

Abstract

Absorption cooling systems are one of the most preferred systems due to their negligible environmental impact, low noise, and vibration. These systems without mechanical compressors only contain pumps as moving parts. Nowadays, it is especially preferred for obtaining cooling by using low grade waste heat. They are widely used in high capacity air conditioning systems. Such cooling systems are used to utilize the gas turbine waste heat. LiBr-Water systems are preferred due to their acceptable coefficient of performance at low temperatures. In this study, all points of the LiBr-Water absorption cooling cycle calculation are determined and cooling performance at various conditions is carried out. Cooling performance is calculated for a 50 kW system as a function of cooling water temperature, heating water temperature and cooled water temperature. It is observed that cooling performance of the system increases with the temperature of the heating water and the water to be cooled, but decreases with the cooling water temperature. In addition, heat exchangers in the system are also analyzed.

Keywords: Waste heat, Refrigeration, LiBr-Water solution, Absorption cooling

^{*}Sorumlu yazar (Corresponding author): Arif Emre AKTAŞ, aeaktas@cu.edu.tr

1. GİRİŞ

Güneş enerjisinin kullanıldığı soğutma teknolojileri özellikle yaz aylarında Akdeniz ikliminde geleneksel soğutma sistemlerinin yoğun elektrik gereksinimi nedeniyle son yıllarda yaygınlık göstermektedir. Akdeniz'e ek olarak özellikle Avrupa'nın güney kesimlerinde solar enerjili soğutma sisteminin kullanım oranı %50'lere ulaşmıştır [1,2]. Güneş kuşağı içinde yer alan ülkemizde de son 10 yılda güneş paneli kullanım sayısı yaklaşık 4 kat artmıştır [3].

İklimlendirme sistemlerinden biri olan olarak güneş enerjisi ile absorpsiyonlu soğutma üzerine çalışmalar birçok araştırmacı tarafından ayrıntılı olarak ele alınmıştır [4-7]. İklimlendirme sistemleri içerisinde absorpsiyonlu soğutma ile diğer çeşitli soğutma sistemleri Pridasawas [8] tarafından incelenmiştir. Bunlara basit tek etkili, çift etkili ve difüzyonlu absorpsiyon (Platen Munters) çevrimi örnek olarak verilebilir [8]. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin jeotermal santrallere entegre çalışmaları üzerine geniş bir araştırma Tesha [9] tarafından gerçekleştirilmiştir. Güneş enerjisi ile soğutma teknolojileri hakkında genel bilgiler Büyükalaca ve Yılmaz [10] tarafından açıklanmıştır. LiBr-H₂O sistemlerinin termodinamik hesapları hakkında ASHRAE [11] Klein ve Nellis [12], Florides ve arkadaşları [13] ve Herold ve arkadaşları [14] tarafından temel bilgiler verilmiştir.

Absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik performansını arttırmaya yönelik birçok çalışma yapılmıştır. Martinho ve arkadaşları [15] tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin boyutsuz bir matematiksel modelini geliştirmişler ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Chen ve arkadaşları [16] farklı akışkanların kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmış ve LiBr-Su kullanılan sistemden elde edilen COP'nin Cu₂Cl₂-Su kullanıldığında daha yüksek olduğunu göstermişlerdir. Táboas ve arkadaşları [17] gemi motoru atık ısısından yararlanarak amonyakın soğutucu akışkan olarak kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma çevrimini

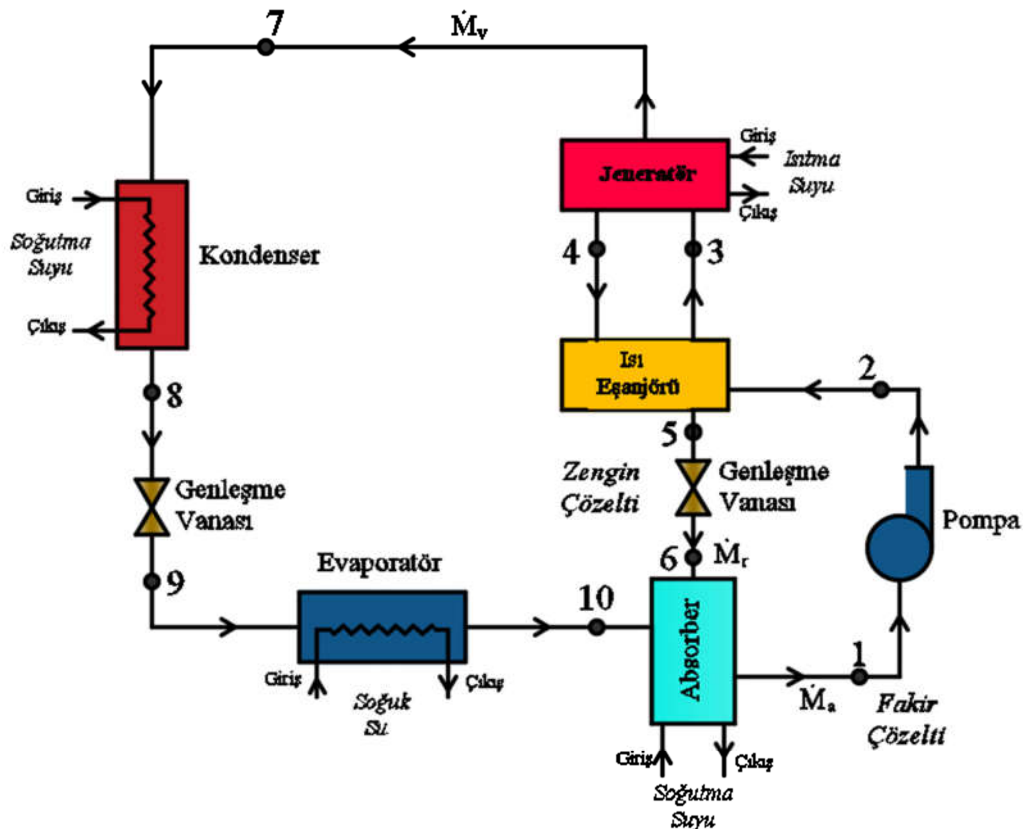
teorik olarak incelemişler ve 0,5 üzerinde COP değerleri elde etmişlerdir. Chen ve arkadaşları [18] ana parametre olarak emme basınç değeri ve basınç oranının kullanıldığı bir optimizasyon çalışması yapmıştır. Çalışmanın sonucunda optimum şartlardaki COP değerlerinin konvansiyonel çevrime göre %16,7 kadar yükseltilebileceği görülmüştür. Farshi ve arkadaşları [19] ejektörün kullanıldığı absorpsiyonlu kombine çevrimi incelemişler ve tek etkili absorpsiyonlu çevrime göre kısmen daha yüksek COP değeri elde etmişlerdir. Özellikle daha düşük sıcaklıklarda bu farkın daha belirgin olduğu görülmüştür. Mohtaram ve arkadaşları [20] LiBr-su kullanılan absorpsiyonlu soğutma çevriminin ekserji analizini yapmış ve en büyük ekserji kaybının absorberde olduğu sonucuna ulaşmıştır. Liang ve arkadaşları [21] soğutucu akışkan olarak amonyakın kullanıldığı çift ejektörlü kombine absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik incelemesini numerik olarak yapmışlardır. Sıvı-buhar ejektör absorber girişine, buhar tahrikli ejektörü ise jeneratörün çıkışına yerleştirmişlerdir. Sonuç olarak 0,64'lere varan COP değerlerine ulaşılmıştır. Cai ve arkadaşları [22] NH₃-NaSCN and NH₃.LiNO₃ çözeltilerinin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı absorpsiyon soğutma sisteminin deneysel incelemesini yapmıştır. Sonuçlar NH₃.NaSCN çözeltisi kullanıldığında daha yüksek COP elde edildiğini ortaya koymuştur. Özgören ve arkadaşları [23] amonyak-su çözeltili solar absorpsiyonlu soğutma sisteminin saatlik performans analizini yapmıştır. Sistemin 3,5 kW'lık bir soğutma yükü için 35,95 m² kolektör yüzey alanı bulunmuştur. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri çeşitli kitaplarda ele alınmıştır [24-26].

Bu çalışmada LiBr-H₂O çözeltili soğutma sisteminin hesaplanması açıklanmış ve bilhassa kaynak sıcak su ve elde edilen soğuk su sıcaklıklarının sistem performansına etkileri ayrıntılı bir şekilde tartışılmıştır. Sistemin gerçek soğutma etkinliği ve Carnot soğutma etkinliği arasındaki bağıntı araştırılmıştır. Ayrıca sistemdeki enerji transferi olan cihazların her birine ait eşanjör analizi de yapılmıştır.

2. ÇEVİRİMİN AÇIKLANMASI

İncelenen absorpsiyonlu soğutma sistemi Şekil 1’de şematik olarak gösterilmiştir. Sistemde H_2O soğutucu akışkan ve LiBr de absorbe eden akışkan olarak kullanılmaktadır. Absorberden çıkan fakir çözelti, pompa tarafından P_c basıncından P_k jeneratör basıncına yükseltilmektedir. Isı değiştiricisinde sıcaklığı yükselttilerek 3 noktasında jeneratöre iletilmektedir. Burada çözelti ısıtılmakta ve bir kısım su çözeltiden buharlaşarak kondensere gitmektedir. Bundan dolayı çözelti LiBr bakımından zenginleşerek 4 noktasına gelmektedir. LiBr bakımından zengin çözelti ısı

değiştiricisi vasıtasıyla ısısının bir kısmını fakir çözeltiye aktarmakta ve genişleme vanasında P_e basıncına düşürülerek 6 noktasından absorbere iletilmektedir. Kondensere 7 noktasından gelen su buharı burada P_k basıncında yoğunmakta ve doymuş su da genişleme vanası üzerinden 9 noktasından evaporatöre iletilmektedir. Evaporatörde su buharlaşarak soğutması istenen suyu soğutmakta ve doymuş buhar olarak absorbere gelerek çözelti tarafından emilmektedir. Fakirleşen çözelti pompa tarafından üst P_k basıncına çıkarılarak çevrim tamamlanmaktadır. Absorpsiyon esnasındaki ısı da soğutma suyu tarafından alınmaktadır.



Şekil 1. LiBr-H₂O soğutma makinesinin şematik gösterimi

3. TERMODİNAMİK HESAPLAR

Bu soğutma çevriminin hesaplanabilmesi için gerekli eşitlikler, ısı ve kütle bilançoları ve

cihazlardan çıkış durumları için yapılacak varsayımlardan yararlanılarak elde edilmiştir. Termodinamik model şu varsayımlar göz önünde bulunarak yapılmıştır:

(i) Isı ve sürtünme kayıpları ihmal edilmiştir. $\dot{M}_v = \dot{M}_a - \dot{M}_r$ (7)

(ii) Kararlı durum şartları kabul edilmiştir.

(iii) Potansiyel ve kinetik enerji değişimi ihmal edilmiştir. $\dot{M}_a x_a = \dot{M}_r x_r$ (8)

Pompadaki enerji bilançosu fakir eriyik debisi $\dot{M}_a$ ile şeklindedir (Eşitlik 1).

$$\dot{M}_a (h_2 - h_1) = \dot{W}_p \quad (1)$$

$\dot{W}_p$ ise pompa izentropik verimi η_p dikkate alınarak Eşitlik 2 yardımı ile hesaplanır.

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{M}_a (P_k - P_e)}{\rho_1 \eta_p} \quad (2)$$

Isı eşanjöründeki enerji bilançosundan da $\dot{M}_r$ zengin eriyik debisi ile elde edilir (Eşitlik 3).

$$\dot{M}_a (h_3 - h_2) = \dot{M}_r (h_4 - h_5) \quad (3)$$

Isı eşanjörü etkinliği olarak ϵ_e kabul edildiğinde de 2, 4 ve 5 noktalarındaki sıcaklıklar için Eşitlik 4'teki gibi yazılabilir:

$$T_5 = \epsilon_e T_2 + (1 - \epsilon_e) T_4 \quad (4)$$

Jeneratöre verilen ısı $\dot{Q}_g$ de, genleşme vanasından iletilen akışkan debisi $\dot{M}_r$ ile şeklinde elde edilir [24] (Eşitlik 5).

$$\dot{Q}_g = \dot{M}_r h_4 + \dot{M}_v h_7 - \dot{M}_a h_3 \quad (5)$$

Burada $\dot{M}_v$ ve $\dot{M}_a$ sırasıyla kondensere iletilen ve ısı eşanjöründen jeneratöre geçen akışkan debileridir. $\dot{Q}_g$ aynı zamanda aşağıdaki eşitlik yardımıyla da hesaplanır (Eşitlik 6).

$$\dot{Q}_g = \dot{M}_h \cdot c_{ph} (T_{hg} - T_{hc}) \quad (6)$$

Burada c_{ph} sıcak suyun özgül ısıdır. $\dot{M}_h$ sıcak suyun kütleli debisi ve T_{hg} ve T_{hc} ise sıcak su giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır (Eşitlik 7 ve 8). Jeneratördeki kütle

bağıntıları yardımıyla elde edilir. Burada buhar içindeki LiBr ihmal edilmiştir. Bu kütle bilançoları absorber için de geçerlidir. Absorberdeki enerji bilançosundan aşağıdaki denklem elde edilir (Eşitlik 9):

$$\dot{M}_r h_6 + \dot{M}_v h_{10} = \dot{M}_a h_1 + \dot{Q}_a \quad (9)$$

Absorberde atılan ısı $\dot{Q}_a$ için ayrıca eşitliği yazılabilir (Eşitlik 10).

$$\dot{Q}_a = \dot{M}_{ca} \cdot c_{pca} (T_{ca\phi} - T_{cag}) \quad (10)$$

Burada $\dot{M}_{ca}$ absorbere verilen soğutma suyu kütleli debisi, c_{pca} da bu suyun özgül ısıdır. T_{cag} ve $T_{ca\phi}$ sıcaklıkları da bu suyun giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır.

Bunların yanısıra, genleşme vanasındaki proses izentalp (sabit entalpi) kabul edildiğinden eşitliği geçerlidir (Eşitlik 11).

$$h_6 = h_5 \quad (11)$$

Soğutucu akışkan devresinde ise kondenserdeki enerji bilançosundan yazılır (Eşitlik 12).

$$\dot{Q}_k = \dot{M}_v (h_7 - h_8) \quad (12)$$

Ayrıca, kondenserde soğutucu suya verilen ısı da aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir (Eşitlik 13):

$$\dot{Q}_k = \dot{M}_{ck} \cdot c_{pck} (T_{ck\phi} - T_{ckg}) \quad (13)$$

Bu eşitlikte $\dot{M}_{ck}$ kondensere verilen soğutma suyunun kütleli debisi, c_{pck} ise bu suyun özgül ısıdır. $T_{ck\phi}$ ve T_{ckg} sıcaklıkları da bu suyun çıkış ve giriş sıcaklıklarıdır.

Genleşme vanasındaki durum değişimi izentalp kabul edildiğinden Eşitlik 14 yazılabilir.

$$T_{10}=T_{ceg}-8 \quad (20)$$

$$h_9=h_8 \quad (14)$$

T_1 ve T_4 sıcaklıkları da jeneratör ve absorber giriş sıcaklıklarının fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi kabul edilir [25] (Eşitlik 21 ve 22):

Evaporatördeki enerji bilançosu yardımıyla yazılır (Eşitlik 15).

$$T_1=T_{cag}+8 \quad (21)$$

$$\dot{Q}_e=\dot{M}_v(h_{10}-h_9) \quad (15)$$

$$T_4 = T_{hg} - 8 \quad (22)$$

Ayrıca evaporatördeki soğutulan su kütesel debisi $\dot{M}_{ce}$ ile de Eşitlik 16'daki gibi yazılabilir:

Çözelti entalpileri ise 1-6 noktaları arasındaki bu noktalardaki sıcaklıklar ve konsantrasyon x 'in fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi hesaplanır (Eşitlik 23):

$$\dot{Q}_e = \dot{M}_{ce} \cdot c_{pce} (T_{ceg} - T_{ceç}) \quad (16)$$

Bu eşitlikteki c_{pce} bu suyun özgül ısısıdır. T_{ceg} ve $T_{ceç}$ sıcaklıkları ise bu suyun giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır.

$$h_i=f(T_i, x_i, (\text{LiBr-Su})) \quad (23)$$

7, 8 ve 10 noktalarındaki entalpiler de şekilde hesaplanabilir (Eşitlik 23).

Sistemin analiz edilebilmesi için bazı noktalarda akışkan durumları için varsayımlar yapılmalıdır. Buna göre; kondenser ve jeneratördeki P_k basıncı eşit kabul edilmiştir. Su saf su ve 8 noktasındaki durumu ise doymuş sıvı kabul edilerek Eşitlik 17'deki gibi yazılır.

$$h_i=f(T_i, x_i, (\text{Su})) \quad (24)$$

$$P_k=f(T_8) \quad (17)$$

Ancak burada 7 ve 10 noktalarında doymuş buhar varsayımından dolayı $x=1$ ve 8 noktasında da doymuş su varsayımından dolayı $x=0$ olarak alınır. Ayrıca 9 noktasındaki sıcaklık denkleminde (Eşitlik 25),

Burada T_8 de kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığına bağlı olup aşağıdaki eşitliğin geçerli olduğu kabul edilmiştir [25] (Eşitlik 18):

$$T_9 = f(P_e, h_9) \quad (25)$$

$$T_8 = T_{ckg} + 8 \quad (18)$$

kuruluk derecesi de bağıntısından hesap edilebilir (Eşitlik 26).

Ayrıca, evaporatör tarafındaki basınç P_e de T_{10} da doymuş buhar varsayımıyla hesaplanmıştır (Eşitlik 19):

$$x_9=f(P_e, h_9) \quad (26)$$

$$P_e=f(T_{10}) \quad (19)$$

Sistem soğutma etkinliği COP_s de eşitliğinden hesaplanırken (Eşitlik 27),

T_{10} sıcaklığı ise, evaporatörde soğutulacak suyun giriş sıcaklığından aşağıdaki eşitlik vasıtasıyla elde edilir [25] (Eşitlik 20).

$$COP_s = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (27)$$

Carnot etkinliği [24, 26] (Eşitlik 28), bağıntısından hesaplanabilir.

$$COP_C = \left[1 - \left(\frac{T_{ckg}}{T_{hg}} \right) \right] \cdot \left[\frac{T_{ceg}}{T_{ckg} - T_{ceg}} \right] \quad (28)$$

4. EŞANJÖR ANALİZİ

Örnek hesaplamalara esas alınan çevrim değerleri Çizelge 1’de ve hesaplanan sonuçlar da Çizelge 2’de verilmiştir. Hesaplamalarda kullanılan tüm ısı eşanjörleri boru demeti şeklinde ve hem içten hem de dıştan tek geçişli ve karşıt akışlı olarak kabul edilmiştir. Bundan dolayı da Eşitlik 29’a göre hesaplanır.

$$\dot{Q} = U F \Delta T_m \quad (29)$$

Burada U ve F sırasıyla toplam ısı transfer katsayısı ve toplam ısı transfer yüzey alanıdır. Cihazlardaki logaritmik ortalama sıcaklık değerleri ΔT_m ’ler aşağıdaki gibi yazılabilir [14] (Eşitlik 30-34):

$$\Delta T_{ma} = \frac{(T_6 - T_{caç}) - (T_1 - T_{cag})}{\ln \frac{T_6 - T_{caç}}{T_1 - T_{cag}}} \quad (30)$$

$$\Delta T_{mk} = \frac{(T_8 - T_{ckg}) - (T_8 - T_{ceç})}{\ln \frac{T_8 - T_{ckg}}{T_8 - T_{ceç}}} \quad (31)$$

$$\Delta T_{mg} = \frac{(T_{hg} - T_4) - (T_{hc} - T_7)}{\ln \frac{T_{hg} - T_4}{T_{hc} - T_7}} \quad (32)$$

$$\Delta T_{me} = \frac{(T_{ceg} - T_{10}) - (T_{ceç} - T_9)}{\ln \frac{T_{ceg} - T_{10}}{T_{ceç} - T_9}} \quad (33)$$

$$\Delta T_{meş} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln \frac{T_4 - T_3}{T_5 - T_2}} \quad (34)$$

UF değerleri de Eşitlik (35-39)’daki gibi hesaplanırlar.

$$UF_a = \frac{\dot{Q}_a}{\Delta T_{ma}} \quad (35)$$

$$UF_k = \frac{\dot{Q}_k}{\Delta T_{mk}} \quad (36)$$

$$UF_e = \frac{\dot{Q}_e}{\Delta T_{me}} \quad (37)$$

$$UF_g = \frac{\dot{Q}_g}{\Delta T_{mg}} \quad (38)$$

$$UF_{eş} = \frac{\dot{Q}_g}{\Delta T_{meş}} \quad (39)$$

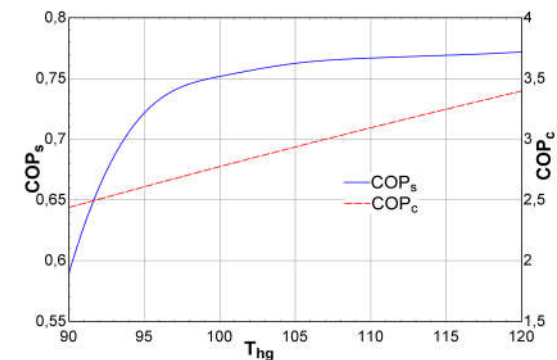
Çizelge 1’de eşanjör analizi için hesaplamalarda kullanılan parametreler verilmiştir.

Çizelge 1. Eşanjör hesabı için verilen değerler

$\dot{Q}_e = 50 \text{ kW}$	$T_{hg} = 90$
$\dot{M}_{wh} = 2,5$	$T_{ckg} = 31$
$\dot{M}_{ca} = 2,5$	$T_{cag} = 31$
$\dot{M}_{ce} = 2,5$	$T_{ceg} = 12$
$\dot{M}_{ck} = 2,5$	$T_{ceç} = 8$
$\eta_p = 0,7$	$\epsilon_e = 0,7$

5. SAYISAL SONUÇLAR

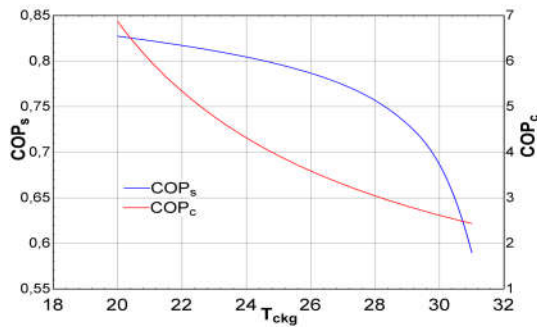
Örnek sayısal sonuçlar için soğutma kapasitesi $\dot{Q}_e = 50 \text{ kW}$, soğutma suyu ve soğutulacak su debileri de $2,5 \text{ kg/s}$ alınarak hesaplar yapılmıştır. Eşanjör etkinliği ve pompa verimi %70 olarak kabul edilmiştir. Bu durumda sıcak su giriş, soğutma suyu giriş ve soğutulacak su giriş sıcaklıkları değiştirilerek COP’lerin değişimi Şekil 2, 3 ve 4’te verilmiştir.



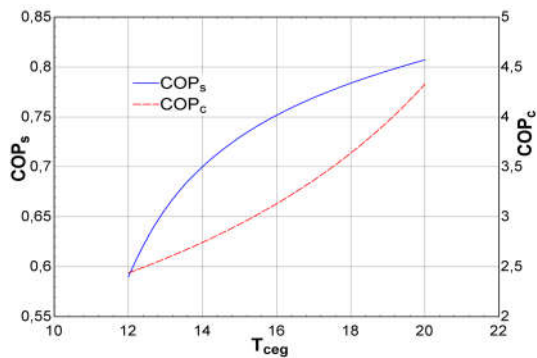
Şekil 2. COP’lerin T_{hg} ile değişimi

Şekil 2’de COP değerlerinin jeneratöre giren sıcak su sıcaklığı T_{hg} ’ye bağlı değişimi $T_{ckg}=31$ °C ve $T_{ceg}=12$ °C için gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, COP_s 90 °C den sonra hızla artmakta ve 100 °C den sonra da bu artış yavaşlamaktadır. Buna karşın COP_c ’nin doğrusal bir şekilde arttığı görülmektedir.

Şekil 3’te COP’lerin evaporatöre giren soğutma suyu sıcaklığına bağlı değişimi $T_{hg}=90$ °C ve $T_{ceg}=12$ °C için verilmiştir. Burada kondenser ve absorberin soğutması için kullanılan soğutma suyunun sıcaklığı düşürüldüğünde COP_s ve COP_c ’nin arttığı açıkça görülmektedir. COP_s yüksek sıcaklıklarda daha hızlı değişirken COP_c düşük sıcaklıklarda bu hızlı davranışı sergilemektedir. Bu değişim COP_s için %40,27 iken COP_c için %181,79 mertebesindedir.



Şekil 3. COP’lerin T_{ckg} ile değişimi



Şekil 4. COP’lerin T_{ceg} ile değişimi

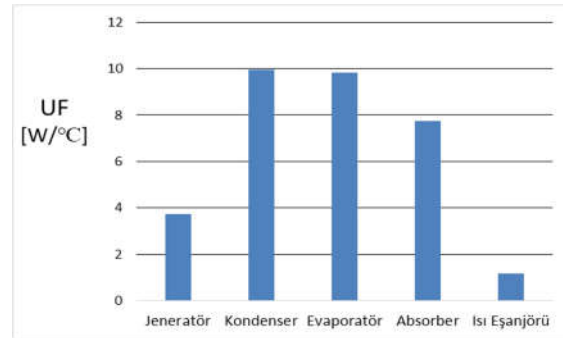
Şekil 4’te ise evaporatörde soğutulacak su giriş sıcaklığının COP ’ye etkisi $T_{ckg}=31$ °C ve

$T_{hg}=90$ °C için gösterilmiştir. Buradan görüleceği gibi COP_s , soğutulacak su sıcaklığı arttıkça önce hızlı daha sonra da daha yavaş şekilde artmakta iken COP_c bunun tersi bir artış göstermektedir. Bu artış COP_s için %36,86 iken COP_c için %77,56’tür. Her üç şekil karşılaştırıldığında COP ’yi en çok etkileyen parametrenin evaporatör sıcaklığı olduğu görülmektedir.

Çizelge 3. Cihazların $\dot{Q}$ ve ΔT_m değerleri

Cihaz	$\dot{Q}$ [kW]	ΔT_m [°C]
Jeneratör	67.41	18.05
Kondenser	51.36	5.164
Evaporatör	50.00	5.098
Absorber	66.05	8.518
Isı Eşanjörü	19.47	16.54

Çizelge 1’deki verilere göre belirlenen ΔT_m ve UF değerleri Çizelge 2’de tüm cihazlar için verilmiştir. Burada en yüksek ısı transferinin jeneratör ve absorberde olduğu anlaşılmaktadır. Şekil 5’te ise bu verilerden türetilen UF değerleri verilmiştir. Bu değerler jeneratör, kondenser, evaporatör, absorber ve ısı eşanjörü için sırasıyla 3,735, 9,947, 9,808, 7,754 ve 1,177 $W/^\circ C$ ’dir.



Şekil 5. Cihazların UF değerleri

6. SONUÇLAR

Bu çalışmada LiBr-Su çözeltisinin akışkan olarak kullanıldığı bir absorpsiyonlu soğutma makinesinin simülasyonu yapılmış ve sistemin tüm parametreleri ile sistemin soğutma etkinliği COP_s ile karnot etkinliği COP_c ’nin değişimi hesaplanmıştır. Çalışmada, sistemin soğutma

etkinliklerinin sıcak su, soğutma suyu ve soğutulacak su sıcaklıklarından nasıl etkilendiği şekillerle açıklanmıştır. Ayrıca sistemdeki cihazların her birindeki UF değerleri bulunmuştur. Buradan şu sonuçlar çıkarılabilir.

- COPs jeneratörde kullanılan sıcak su sıcaklığı T_{hg} ve evaporatörde kullanılan soğutma suyu T_{ceg} ile artmakta, kondenserde kullanılan soğutulacak su T_{ckg} ile azalmaktadır. COP_c ise T_{hg} ve T_{ceg} ile artmakta T_{ckg} ile azalmaktadır.
- Jeneratörde kullanılan sıcak su sıcaklığı T_{hg} 90 °C'den 105 °C'ye çıkarken COPs artışı %29,3 iken, 105 °C'den 120 °C'ye çıkarken bu artış %1,23 olmaktadır.
- Kondenserde kullanılan su sıcaklığı T_{ckg} 21 °C'den 26 °C'ye çıkarken COPs'deki düşüş %4,35 iken, 26 °C'den 31 °C'ye çıkarken bu düşüş büyümekte ve %25 seviyelerine ulaşmaktadır.
- Evaporatörde kullanılan soğutma suyu sıcaklığı T_{ceg} 12 °C'den 16 °C'ye çıkarken COPs artışı %27,5 iken, 16 °C'den 20 °C'ye çıkarken bu artış %7,6 olmaktadır.
- En yüksek UF değerinin kondenserde olduğu tespit edilmiştir.

7. KAYNAKLAR

1. Balaras, C.A., Grossman G., Henning, H.M., Ferreira, C.A.I., Podesser, E., Wang, L., Wiemken, E., 2007. Solar Air Conditioning in European Overview, Renewable and Sustainable Energy Reviews 11, 299–314.
2. Galindo, J., Dolz, V., García-Cuevas, L.M., Ponce-Mora, A., 2020. Numerical Evaluation of a Solar-Assisted Jet-Ejector Refrigeration System: Screening of Environmentally Friendly Refrigerants. Energy Conversion Management. 210, 112681.
3. Çanka, F., 2015. Solar Energy, its Recent Status in Turkey and Production Technologies, Mühendis ve Makina, 56(671), 28–40.
4. Kim, D.S., Infante Ferreira, C.A., 2008. Solar Refrigeration Options-a State-of-the-art Review, International Journal of Refrigeration, 31(1), 3–15.
5. Li, Z., Sumathy, K., 2000. Technology Development in the Solar Absorption air-Conditioning Systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 4(3), 267–293.
6. Lamp, P., Ziegler, F., 1998. European Research on Solar-Assisted Air Conditioning, International Journal of Refrigeration, 21(2), 89–99.
7. Grossman, G., 2002. Solar-Powered Systems for Cooling, Dehumidification and Air-Conditioning, Solar Energy, 72(1), 53–62.
8. Pridasawas, W., 2006. Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle, PhD Thesis, Royal Institute of Technology.
9. Tesha, T.P., 2009. Absorption Refrigeration System as an Integrated Condenser Cooling Unit in Geothermal Power Plant. Proceedings World Geothermal Congress, MSc Thesis, Department of Mechanical and Industrial Engineering.
10. Büyükalaca, O., Yılmaz, T., 2003. Güneş Enerjisi ile Soğutma Teknolojilerine Genel bir Bakış, Tesisat Mühendisliği, 45–56.
11. ASHRAE Handbook: Fundamentals. Thermodynamics and Refrigeration Cycles, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2009.
12. Klein, S.A., Nellis, G., 2012. Thermodynamics, Cambridge University Press.
13. Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A. Wrobel, L.C., 2003. Design and Construction of a LiBr–Water Absorption Machine, Energy Conversion and Management, 44(15), 2483–2508.
14. Herold, K.E., Radermacher, R., Klein, S.A., 2016. Absorption Chillers and Heat Pumps, 2nd ed. United Kingdom: Boca Raton, FL, CRC Press, Taylor & Francis Group.
15. Martinho, L.C.S., Vargas, J.V.C. Balmant, W., Ordonez, J.C. 2016. A Single Stage Absorption Refrigeration System Dynamic Mathematical Modeling, Adjustment and Experimental Validation, Int. J. Refrig. 68, 130–144.
16. Chen, W., Bai, Y., 2016. Thermal Performance of an Absorption-Refrigeration System with $\text{Cu}_2\text{Cl}_2/\text{NH}_3$ as Working Fluid, Energy, 112, 332–341.

17. Táboas, F., Bourouis, M., Vallès, M., 2014. Analysis of Ammonia/Water and Ammonia/Salt Mixture Absorption Cycles for Refrigeration Purposes in Fishing Ships, *Applied Thermal Engineering*, 66 (1-2), 603-611.
18. Chen, Y., Han, W., Jin, H., 2016. Thermodynamic Performance Optimization of the Absorption-Generation Process in an Absorption Refrigeration Cycle, *Energy Conversion Management*, 126, 290-301.
19. Farshi L.G., Mosaffa, A.H., Infante Ferreira, C.A., Rosen, M.A., 2014. Thermodynamic Analysis and Comparison of Combined Ejector-Absorption and Single Effect Absorption Refrigeration Systems, *Appl. Energy*, 133, 335-346.
20. Mohtaram S., Omid M., Lin J., Sun, H., Chen, W., 2019. Exergy Analysis of a Multi Mixture Working Fluid Absorption Refrigeration Cycle, *Case Studies in Thermal Engineering*, 15, 100540.
21. Liang, X., Zhou, S., Deng, J., He, G., Cai, D. 2019. Thermodynamic Analysis of a Novel Combined Double Ejector-Absorption Refrigeration System using Ammonia/Salt Working Pairs without Mechanical Pumps, *Energy*, 185, 895-909.
22. Cai, D., Jiang, J., He, G., Li, K., Niu, L., Xiao, R., 2016. Experimental Evaluation on Thermal Performance of an Air-Cooled Absorption Refrigeration Cycle with $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ and $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ refrigerant Solutions, *Energy Conversion Management* 120, 32-43.
23. Ozgoren, M., Bilgili, M., Babayigit, O., 2012. Hourly Performance Prediction of Ammonia-water Solar Absorption Refrigeration, *Appl. Therm. Engineering*, 40, 80-90.
24. Çengel, Y.A., Boles, M.A., 2006. *Thermodynamics an Engineering Approach*, McGraw- Hill, USA, 1-865.
25. Yılmaz, T., 2016. Soğutma Teknolojisi, Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Ders Notları.
26. Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, N., Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları, 2017. Dora Basım Yayın, Bursa.

