

# ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ İLE MEKANİK SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ETKİNLİK VE EKSERJİ VERİMLİLİKLERİ YÖNÜNDEN KARŞILAŞTIRILMALARI

**Gülay YAKAR, Rasim KARABACAK, Burçin DEDA ALTAN**

Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 20017/Çamlık/Denizli

Geliş Tarihi : 08.03.2004

## ÖZET

Bu çalışmada, LiBr – Su akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile R134-a soğutucu akışkanı ile çalışan mekanik kompresyonlu soğutma sistemlerinin farklı buharlaşma sıcaklıklarına göre enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar grafikler ve tablolar halinde gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler** : Absorpsiyon, Mekanik sıkıştırma, R134-a, LiBr-Su

## COMPARISON OF ENERGY AND EXERGY EFFICIENCIES OF ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM WITH MECHANICAL COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEM

## ABSTRACT

In this study, energy and exergy analysis of absorption refrigeration system using LiBr- water and mechanical compression refrigeration system using R134-a were performed at different evaporation temperatures. The results are presented in tables and figures.

**Key Words** : Absorption, Mechaniccompression, R134-a, LiBr-Water

## 1. GİRİŞ

Mekanik sıkıştırımlı soğutma sisteminde elektrik enerjisine ihtiyaç duyulurken, absorpsiyonlu soğutma sisteminde bu enerjiye duyulan ihtiyaç çok daha az ve sisteme verilen ısı enerjisi de oldukça fazladır.

Mekanik kompresyonlu soğutma çevrimlerindeki kompresörün yerini absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde, soğurucu, karışım pompası, ayırıcı ve basınç düşürücü vanadan oluşan ısı kompresör

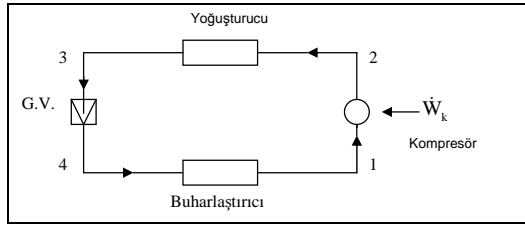
almakta fakat her iki sistemde de yoğurturucu, buharlaştırıcı ve genleşme vanası kullanılmaktadır.

Yirminci yüzyılın ilk yıllarında absorpsiyonlu soğutma sistemi oldukça rağbet görmüş ve çeşitli uygulama alanları bulmuştur. Ancak 1930'lu yıllardan sonra elektriğin ucuz olması nedeni ile mekanik kompresyonlu soğutma sistemleri daha çok kullanılmaya başlanmıştır. Elektrik fiyatlarının çok yüksek olduğu günümüzde ise absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin daha ekonomik olabileceği düşünülmektedir.

## 2. MEKANİK SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Mekanik sıkıştırılmalı soğutma sisteminde mekanik enerjiye ihtiyaç duyulurken, absorpsiyonlu soğutma sisteminde, sisteme verilen ısı enerjisi oldukça fazladır ve çok az mekanik enerjiye ihtiyaç duyulmaktadır.

Şekil 1’de, ozon tabakasına tehlike teşkil etmediği için son zamanlarda en çok kullanılan soğutucu akışkan R134-a ile çalışan mekanik kompresyonlu soğutma sistemi gösterilmiştir.



Şekil 1. Mekanik sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi

Şekil 1’deki mekanik sıkıştırılmalı soğutma sisteminde; soğutucu akışkan kompresöre (1) halinde doymuş buhar olarak girer ve izentropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra (2) noktasında kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan (3) noktasında doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı (3) halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir. Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genleşme vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya (4) halinde, kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı – buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar.

Mekanik sıkıştırılmalı soğutma sisteminde soğutulan ortamdaki birim zamanda çekilen ısı, enerjinin korunumu denklemi uygulanarak;

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad (1)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

$h_1$  – Buharlaştırıcıdan çıkan soğutkanın entalpisi (kJ/kg)

$h_4$  – Genleşme valfinden geçerek basıncı düşen ve buharlaştırıcıya giren soğutkanın entalpisi (kJ/kg)’dir.

Soğutucu debisi (1) bağıntısından faydalanarak;

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_e}{h_1 - h_4} \quad (2)$$

olarak bulunur.

Burada;

$\dot{m}_R$  – Soğutucu debisi (kg/s)’dir.

Kompresör veriminin bulunması için; sevk verimi, doldurma (volümetrik) verimi ve zarf veriminin bulunması gerekmektedir.

Isınma, sızdırma ve benzeri gibi nedenlerle oluşan kayıplar sonucunda kompresörün sevk edebildiği hakiki gaz miktarı emiş şartlarındaki değerinden daha azdır. Bu yüzden sevk verimi tanımlanmaktadır.

Isınma ve sübaplardan olan kaçaklar nedeniyle meydana gelen kayıplara zarf kayıpları denir. Bu kayıpları dikkate alan verime ise zarf verimi denir.

Volümetrik verim, sevk verimi ve zarf kayıpları arasındaki ilişki;

$$\lambda = \eta_v - (1 - \eta_w) \quad (3)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

$\lambda$  - Sevk verimi

$\eta_v$  – Doldurma (volümetrik) verimi

$\eta_w$  – Zarf verimi

$(1 - \eta_w)$  – Zarf kayıpları oranıdır.

Bu durumda  $\eta_i$  kompresör verimi olmak üzere;

$$\eta_i = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

$h_{2'}$  - Kompresörde sıkıştırılan soğutmanın ideal koşullardaki entalpisi (kJ/kg)

$h_2$  - Kompresörde sıkıştırılan soğutmanın gerçek koşullardaki entalpisi (kJ/kg)'dir.

Mekanik sıkıştırılmalı soğutma sisteminde kompresör gücü, enerjinin korunumu denklemi uygulanarak;

$$\dot{W}_k = \dot{m}_R (h_2 - h_1) \quad (5)$$

şeklinde ifade edilir.

Mekanik sıkıştırılmalı soğutma sisteminin ısı değerlendirilmesi, soğutma tesir katsayısı ile yapılır. Soğutma tesir katsayısı;

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_k} \quad (6)$$

şeklinde tanımlanır.

Şekil 1'deki mekanik sıkıştırılmalı soğutma sisteminin her bir elemanı için ekserji kayıp denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir (Bejan, 1982).

Yoğuşturucu için ekserji kayıp denklemi yazılırken ısı aktarımından kaynaklanan ekserji, yoğuşturucudan çekilen ısının kullanılmadığı varsayılarak dikkate alınmamıştır. Buna göre yoğuşturucu için ekserji kayıp denklemi;

$$\Delta \dot{E}_c = \dot{m}_R (E_2 - E_3) \quad (7)$$

Buharlaştırıcı için ekserji kayıp denklemi;

$$\Delta \dot{E}_e = \dot{m}_R (E_4 - E_1) + \dot{Q}_e \left( 1 - \frac{T_0}{T_e} \right) \quad (8)$$

Kompresör için ekserji kayıp denklemi;

$$\Delta \dot{E}_k = \dot{m}_R (E_1 - E_2) + \dot{W}_k \quad (9)$$

Genleşme valfi için ekserji kayıp denklemi;

$$\Delta \dot{E}_{GV} = \dot{m}_R (E_3 - E_4) \quad (10)$$

Bu mekanik sıkıştırılmalı soğutma sisteminin termodinamiğin ikinci kanuna göre verim ifadesi;

$$ECOP = COP \left( \frac{T_c}{T_e} - 1 \right) \quad (11)$$

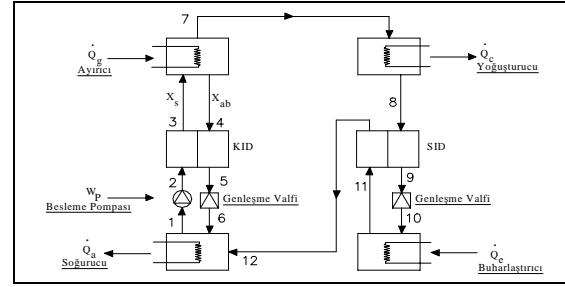
şeklinde dir.

Burada;

$T_c$  - Yoğuşturucu sıcaklığı (K)'dir.

### 3. ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Absorpsiyonlu soğutma çevrimleri, iki farklı akışkanla çalışan ve yoğun olarak ısı enerjisinin kullanıldığı sistemlerdir. Şekil 2'de tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi gösterilmiştir.



Şekil 2. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi (Bıyıköğlu ve Ataer, 1994)

Şekil 2'de, (1) ile gösterilen eriyik, besleme pompasından geçirilerek basıncı artırılır ve ısı değiştiricide (3) noktasına kadar ısıldıktan sonra ayırıcıya pompalanır. (3) noktasında sıcak olarak ayırıcıya giren eriyik, burada ısı ilavesi ile soğutucu akışkanı damıtır. Sıcak ve yüksek derişiklikte olan (4) ile gösterilen eriyik, yoğuşturucu basıncında ayırıcıdan çıkar. Bu eriyik soğurucudan gelen eriyik (2) ile bir ısı değiştiricide soğutulur (KID), (5) noktasında genleşme valfine girer ve (6) noktasında basıncı buharlaştırıcı basıncına getirilerek soğurucuya gönderilir. Sıcak ve yüksek basıncıdaki soğutucu akışkan, (7) noktasında ayırıcıdan yoğuşturucuya girer. Burada soğutucu akışkan buharları yoğunlaşarak bu elemandan (8) noktasında çıkar ve ısı değiştiricide soğutulur (9) noktasında genleşme valfinden geçirilip basıncı buharlaştırıcı basıncına düşürülerek buharlaştırıcıya gönderilir. Buharlaştırıcıda soğutulan ortamdaki alınan ısı ile buharlaşan soğutucu ortam burayı soğutur. Soğuk ve düşük basıncı (11) noktasındaki soğutucu akışkan

buharları bir ısı değiştiricide ısıtılarak (12) ile gösterilen noktada soğurucu içindeki soğuk ve yüksek derişiklikteki eriyik tarafından soğurulur.

Şekil 2’de belirtilen absorpsiyonlu soğutma sisteminde, bu sistemi oluşturan her birim için gerekli ısı enerjisi, enerji denge denklemleri kullanılarak hesaplanabilir,

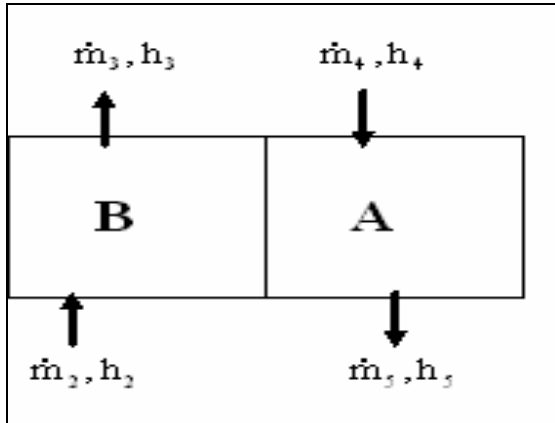
Şekil 2’de gösterilen;

$X_{ab}$  – Fakir eriyikteki absorbent konsantrasyonu (kg/kg çözelti)

$X_s$  – Zengin eriyikteki absorbent konsantrasyonu (kg/kg çözelti)

Şeklinde tanımlanmaktadır.

Şekil 2’de yer alan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin elemanlarından biri olan karışım ısı değiştiricisi (KID) Şekil 3’de gösterilmektedir.



Şekil 3. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemine ait karışım ısı değiştiricisi, KID

Şekil 3’deki ısı değiştiricisinin termodinamik açıdan açık sistem olduğu dikkate alınarak, enerji denge denklemi oluşturulursa;

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_3 h_3 \quad (12)$$

bağıntısı yazılabilir.

Burada;

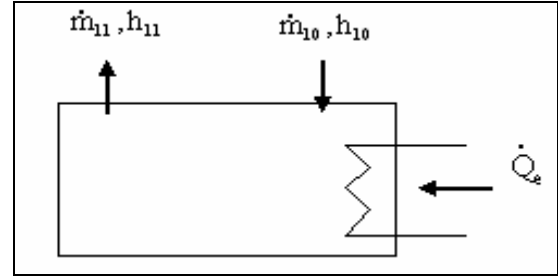
$h_2$  – Isı değiştirgecinde ısı alan kısmın (B bölgesi) giriş entalpisi (kJ/kg)

$h_3$  – Isı değiştirgecinde ısı alan kısmın (B bölgesi) çıkış entalpisi (kJ/kg)

$h_4$  – Ayırıcıdan çıkan fakir eriyiğin entalpisi (kJ/kg)

$h_5$  – Isı değiştirgecinde ısı veren kısmın çıkış entalpisi (kJ/kg)’dir.

Soğutkan debisi, buharlaştırıcıdaki enerji denge denkleminde elde edilir. Şekil 4’de gösterilen buharlaştırıcı için enerji denklemi aşağıdaki gibi oluşturulabilir;



Şekil 4. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemine ait buharlaştırıcı

$\dot{Q}_e$  soğutma yükü olarak alınır,  $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$  olduğundan;

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{10} (h_{11} - h_{10}) \quad (13)$$

bağıntısı elde edilir. Buradan;

$$\dot{m}_{10} = \frac{\dot{Q}_e}{(h_{11} - h_{10})} \quad (14)$$

ifadesi elde edilir.

Burada;

$h_{10}$  – Buharlaştırıcıya soğutkanın giriş entalpisi (kJ/kg)

$h_{11}$  – Buharlaştırıcıdan soğutkanın çıkış entalpisi (kJ/kg) dir.

Ayırıcı için gerekli ısı;

Şekil 5’den faydalanılarak enerji denge denklemi yazılırsa;

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

olarak yazılabilir.

Burada;

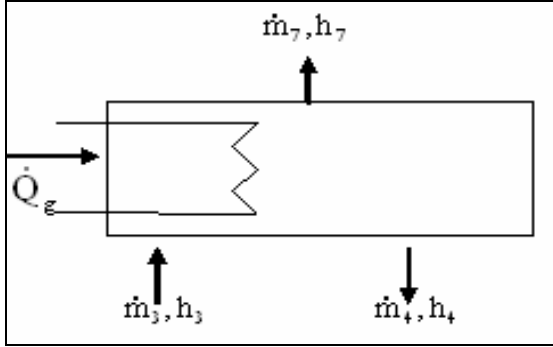
$h_7$  – Ayırıcıdan çıkan soğutkanın entalpisi (kJ/kg)’dir.

Şekil 3’de gösterildiği gibi, A bölgesinden B bölgesine ısı transferi gerçekleşir ve eğer bu ısı miktarı  $\dot{Q}_{KID}$  ile gösterilirse,  $\dot{m}_2 = \dot{m}_3$  olduğundan;

$$\dot{Q}_{KID} = \dot{m}_3 (h_3 - h_2) \quad (16)$$

bağıntısı elde edilir.

Yoğuşturucuda transfer edilen ısı;



Şekil 5. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemine ait ayırıcı.

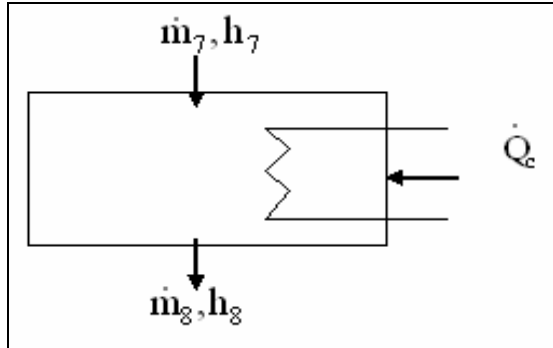
Şekil 6’dan yararlanarak enerji denge denklemi yazılırsa,  $\dot{m}_7 = \dot{m}_8$  olduğundan;

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_7 (h_7 - h_8) \quad (17)$$

bağıntısı elde edilir.

Burada;

$h_8$  – Yoğuşturucudan çıkan soğutkanın entalpisi (kJ/kg)’dir.



Şekil 6. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemine ait yoğuşturucu

Soğurucudan transfer edilen ısı, tüm sistem için ısı dengesinden bulunabilir. Bu ise;

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_g + \dot{Q}_e - \dot{Q}_c \quad (18)$$

şeklinde ifade edilir.

Sistem için soğutma tesir katsayısı;

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_g + \dot{W}_p} \quad (19)$$

şeklinde dir.

Sistemde tersinmezlikler göz önünde bulundurulursa;

m bileşenli bir karışımın ekserjisi genel olarak;

$$E = \sum_{n=1}^m X_n h_n - T_0 \sum_{n=1}^m X_n s_n - \sum_{n=1}^m s_n \mu_{n_0} \quad (20)$$

şeklinde verilebilir (Bıyıkoğlu ve Ataer, 1994).

Burada;

$T_0$  – Referans (çevre) sıcaklığı (K)

$X_n$  – Kütle kesri

$\mu_{n_0}$  -  $T_0$  referans sıcaklığı ve  $P_0$  referans basıncındaki karışımın n. bileşeninin kimyasal potansiyelidir.

Karışımın Gibbs serbest enerjisi, entalpi ve entropinin fonksiyonu olacak şekilde denklem (20) yeniden düzenlenirse;

$$E = h - T_0 s - g_0 \quad (21)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada,  $T_0$  referans (çevre) sıcaklığı olup, çalışmada 20 °C olarak ele alınmıştır.

Soğurmalı soğutma sistemlerinin elemanlarında kimyasal reaksiyon olmadığı için denklem (21)’in sağ tarafındaki son terim ilgili birime giren ve çıkan maddeler için aynı olacaktır. Bu yüzden sistem elemanlarının ekserji denge denklemlerinde bu terimler sadeleşecektir.

Şekil 2’deki soğurmalı soğutma sisteminin her elemanı, kütle, enerji ve ekserji korunum

denklemlerini karakterize eden bir parametre seti ile modellenir.

Sistemi oluşturan birimler için ekserji kayıp ifadesi aşağıda verilmiştir (Bıyıkoğlu ve Ataer, 1994);

$$\Delta \dot{E} = \sum \dot{m}_i E_i - \sum \dot{m}_j E_j - \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) + \dot{W}_p \quad (22)$$

Bu denklemdeki ilk iki terim akışkanın birimlere girişindeki ve çıkışındaki ekserjisidir. Üçüncü terim ise ısı geçişi ile gerçekleşen ekserji geçiştir. Son terim ise sistem üzerinde yapılan işi göstermektedir. Denklem (22)'deki üçüncü terim, yoğunlaştırıcıdan ve soğurucudan çekilen ısının kullanılmadığı varsayılarak bunlara ait ekserji kaybı incelemelerinde dikkate alınmamıştır.

Soğurmalı soğutma sisteminin her bir elemanı için ekserji kayıp denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir;

Yoğuşturucu için ekserji kayıp denklemi;

$$\Delta \dot{E}_c = \dot{m}_7 (E_7 - E_8) \quad (23)$$

Buharlaştırıcı için ekserji kayıp denklemi;

$$\Delta \dot{E}_e = \dot{m}_7 (E_{10} - E_{11}) - \dot{Q}_e \left( 1 - \frac{T_0}{T_e} \right) \quad (24)$$

Soğurucu için ekserji kayıp denklemi;

$$\Delta \dot{E}_a = \dot{m}_7 E_{12} + \dot{m}_6 E_6 - \dot{m}_1 E_1 \quad (25)$$

Pompa için ekserji kayıp denklemi;

$$\Delta \dot{E}_p = \dot{m}_1 (E_1 - E_2) + \dot{W}_p \quad (26)$$

Ayırıcı için ekserji kayıp denklemi;

$$\Delta \dot{E}_g = \dot{m}_3 E_3 - \dot{m}_4 E_4 - \dot{m}_7 E_7 - \dot{Q}_g \left( 1 - \frac{T_0}{T_g} \right) \quad (27)$$

Karışım ısı değiştirgeci için ekserji kayıp denklemi;

$$\Delta \dot{E}_{KID} = \dot{m}_2 (E_2 - E_3) + \dot{m}_4 (E_4 - E_5) \quad (28)$$

Soğutkanın soğutulduğu ısı değiştirgeci için ekserji kayıp denklemi;

$$\Delta \dot{E}_{SID} = \dot{m}_7 (E_8 - E_9 + E_{11} - E_{12}) \quad (29)$$

gibi elde edilebilir.

Analizde, genişleme valflerine girişteki ve çıkıştaki özgül ekserji değerleri birbirine çok yakın değerler olarak bulunduğu için, genişleme valflerindeki ekserji kayıpları ihmal edilmiştir. Sistemin toplam ekserji kaybı her bir elemandaki ekserji kayıplarının toplamına eşittir. Yani  $\Delta \dot{E}_t$  sistemin toplam ekserji kaybı olmak üzere;

$$\Delta \dot{E}_t = \Delta \dot{E}_c + \Delta \dot{E}_e + \Delta \dot{E}_a + \Delta \dot{E}_g + \Delta \dot{E}_{KID} + \Delta \dot{E}_{SID} \quad (30)$$

şeklinde ifade edilir.

İncelenen soğurmalı soğutma sisteminin ekserji etkinliği (Bıyıkoğlu ve Ataer, 1994);

$$ECOP = - \frac{\dot{Q}_e \left( 1 - \frac{T_0}{T_e} \right)}{\dot{Q}_g \left( 1 - \frac{T_0}{T_g} \right) + \dot{W}_p} \quad (31)$$

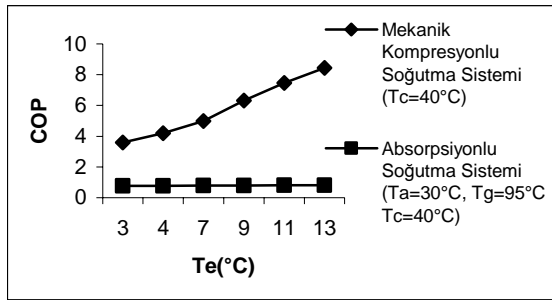
şeklinde ifade edilir.

İncelenen absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan akışkan çifti, LiBr-Su çiftidir. Bu akışkan çifti için, "0 °C' nin altındaki soğutma sistemleri için bu ikili kullanılamaz" (Yiğit ve Horuz, 1996). İfadesinden hareketle bu çalışmada buharlaşma sıcaklıkları pozitif olarak seçilmiştir. LiBr-Su çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde evaporatör sıcaklığı 4~15 °C arasında alınmaktadır (Ashrae, 1994). Su, 0 °C'de donduğu için alt limit 4 °C ile sınırlandırılır. Soğurucu sıcaklığı ise genel olarak 7~43 °C arasında sınırlandırılır fakat birçok çalışmada 21~35 °C arasında alınmaktadır (Anon., 1994). "Ayırıcı-soğurucu, yoğunlaştırıcı-buharlaştırıcı veya her ikisi arasındaki hidrolik ve diferansiyel basınçtan dolayı, bu akışkan çifti için üst sınır 43 °C' de sınırlandırılır. Ayrıca konsantrasyonun ve korozyon etkisinin azaltılması, üst sınırı 43 °C olarak sınırlandıran nedenlerdendir" (Ashrae, 1994). Ayırıcı sıcaklığı ise 75~95 °C arasında alınmaktadır (Şencan, 1999). 95 °C'nin üzerindeki bir sıcaklığa çıkıldığında korozyon meydana gelmektedir. Suyun LiBr'den ayrışabilmesi için buharlaşması gerekir, bunun için de ayırıcı sıcaklığı mümkün olduğunca yüksek olmalıdır,

bu yüzden ayırıcı sıcaklığı alt limit olarak 75 °C ile sınırlandırılmıştır.

#### 4. BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER

Termodinamiğin birinci kanunu gözetilerek absorpsiyonlu ve mekanik sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinin aynı soğu üretimi (1 kW) için, soğutma tesir katsayılarının değişimi, farklı buharlaşma sıcaklıklarına göre incelenmiş ve elde edilen bulgular Şekil 7’de gösterilmiştir.



Şekil 7. Absorpsiyonlu ve mekanik sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinin etkinliklerinin farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarına göre değişimi (Yakar, 2001)

Şekil 7’de de görüldüğü gibi, aynı buharlaşma sıcaklıklarında mekanik sıkıştırılmalı soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı, absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısından daha büyüktür.

Absorpsiyonlu soğutmada çok küçük güçte bir eriyik pompası kullanılmakta, bu durumda yapılan iş için

harcanan elektrik sarfiyatı da küçük olmaktadır. Mekanik sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde ise, harcanan güç daha fazladır. Örneğin, Te =3 °C buharlaştırıcı sıcaklığı için mekanik sıkıştırılmalı soğutma sistemindeki kompresör gücü, absorpsiyonlu soğutma sistemindeki eriyik pompasında harcanan işe oranlanırsa;

$$\frac{\dot{W}_k}{\dot{W}_p} = \frac{0.256}{0.0107} = 23.9$$

olduğu görülmektedir.

Mekanik sıkıştırılmalı soğutma sisteminin ekserji analiz sonuçları Tablo 1’de gösterilmektedir.

Tablo 1. Mekanik sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Ekserji Analiz Sonuçları (Yakar, 2001)

Te (°C)	Tc (°C)	$\Delta\dot{E}_e$ (W)	$\Delta\dot{E}_c$ (W)	$\Delta\dot{E}_{GV}$ (W)	$\Delta\dot{E}_k$ (W)
3	40	0.0329	97.02	27.34	69.71
5	40	-1.079	91.45	25.40	30.28
7	40	-0.8178	80.25	22.47	11.67
9	40	-0.225	76.24	19.32	4.154
11	40	-0.423	78.60	17.026	-3.9
13	40	0.0615	82.13	14.34	-11.93

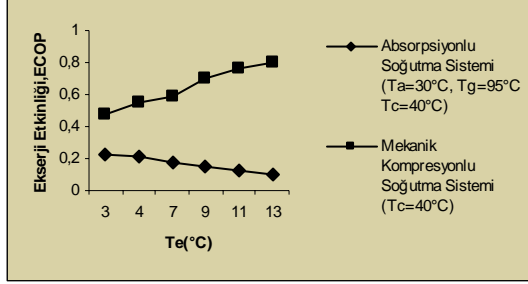
Tablo 1’de de görüldüğü gibi en büyük kayıp yoğunlaştırıcıda olmaktadır. Ayrıca, buharlaşma sıcaklığının 11 °C değerine kadar, yoğunlaştırıcıdaki ekserji kaybı; buharlaşma sıcaklığı arttıkça azalmakta, 11 °C’den itibaren ise sıcaklık arttıkça artmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemin ekserji analiz sonuçları Tablo 2’de gösterilmektedir.

Tablo 2. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Ekserji Analiz Sonuçları (Yakar, 2001)

Te (°C)	Tg (°C)	Ta (°C)	Tc (°C)	$\Delta\dot{E}_a$ (W)	$\Delta\dot{E}_e$ (W)	$\Delta\dot{E}_p$ (W)	$\Delta\dot{E}_g$ (W)	$\Delta\dot{E}_{SID}$ (W)	$\Delta\dot{E}_{KID}$ (W)	$\Delta\dot{E}_c$ (W)	$\Delta\dot{E}_t$ (W)
5	95	30	40	496.59	107.68	194.76	-1084.15	5.713	11.57	69.79	-198.047
7	95	30	40	475.25	91.64	170.91	-1039.52	11.53	9.22	76	-204.97
8	95	30	40	492.85	-268.95	142.14	-1020.23	383.4	10.04	69.64	-191.08
11	95	30	40	484.68	-410.57	114.22	-969.08	503.9	6.77	75.64	-194.44
13	95	30	40	480.196	48.596	99.54	-935.35	12.63	6.95	69.31	-218.13

Termodinamiğin ikinci kanununa ilişkin örnek uygulamalar, farklı buharlaşma sıcaklıklarına göre, aynı koşullardaki mekanik kompresyonlu ve absorpsiyonlu soğutma sistemi için yapıldığında elde edilen ekserji etkinlik değerleri Şekil 8’ de gösterilmiştir.



Şekil 8. Absorpsiyonlu ve mekanik sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinin ekserji etkinliklerinin farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarına göre değişimi (Yakar, 2001)

Şekil 8’ de de görüldüğü gibi buharlaşma sıcaklığı arttıkça, mekanik kompresyonlu soğutma sisteminin ekserji etkinliği artmakta, absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji etkinliği ise azalmaktadır. Bu durum, mekanik sıkıştırılmalı ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan enerjilerin farklı olmasından kaynaklanmaktadır. Isı ve iş her ikisi de birer enerji olmasına rağmen, işin tamamı ısıya dönüştürülebilirken, ısının tamamı işe dönüştürülemez. Aynı soğutma miktarını karşılayabilmek için, ısı enerjisine göre daha az iş harcanmakta fakat ısı işe göre daha kolay elde edilebilmektedir.

## 5. SONUÇ

Absorpsiyonlu ve mekanik sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Her iki sistemin farklı çalışma şartlarındaki etkinlikleri, ekserji etkinlikleri ve sistemin toplam ekserji kayıpları aynı koşullarda incelenmiştir.

Absorpsiyonlu ve mekanik sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde buharlaşma sıcaklığı arttıkça etkinlik artmakta fakat absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde buharlaşma sıcaklığı arttıkça ekserji etkinliği azalmakta, mekanik sıkıştırılmalı sistemlerde ise buharlaşma sıcaklığı arttıkça ekserji etkinliği artmaktadır.

Mekanik sıkıştırılmalı sistemi oluşturan birimlerin ekserji kayıplarının, buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi incelendiğinde, en büyük kaybın yoğuşturucuda olduğu görülmektedir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde ise, buharlaşma sıcaklığı 5 °C, 7 °C, 8 °C ve 13 °C olduğunda en büyük ekserji kaybının soğurucuda meydana geldiği görülürken, 11 °C buharlaşma sıcaklığında ise en büyük kaybın suyu soğutan ısı değiştiricisinde olduğu görülmektedir.

## 6. SİMGELER

$\dot{m}_R$	: Soğutucu debisi (kg/h)
$\eta_i$	: Kompresör verimi
$\lambda$	: Sevk verimi
$\eta_v$	: Doldurma verimi
$\eta_w$	: Zarf verimi
$\dot{W}_k$	: Kompresör gücü (kW)
$p_e$	: Buharlaştırıcı basıncı (bar)
$p_c$	: Yoğuşturucu basıncı (bar)
$h$	: Entalpi (kJ/kg)
$\dot{Q}_c$	: Yoğuşturucuda transfer edilen ısı (kW)
$\dot{Q}_g$	: Ayırıcıda depolanması gereken ısı (kW)
$\dot{Q}_e$	: Buharlaştırıcıdan soğutma etkisi sağlamak için verilen ısı enerjisi (kW)
$\dot{W}_p$	: Pompada sisteme verilen güç (W)
$E$	: Özgül ekserji (kJ/kg)
$\dot{E}$	: Birim zamandaki ekserji (W)
$s$	: Entropi (kJ/kgK)
$\Delta \dot{E}$	: Birim zamandaki ekserji kaybı (W)
$T_a$	: Soğurucu sıcaklığı (°C)
$T_g$	: Ayırıcı sıcaklığı (°C)
$T_c$	: Yoğuşturucu sıcaklığı (°C)
$T_e$	: Buharlaştırıcı sıcaklığı (°C)
$T_0$	: Referans (çevre) sıcaklığı (°C)
$g_0$	: Özgül Gibbs serbest enerjisi (kJ/kg)
COP	: Soğutma tesir katsayısı
ECOP	: Ekserji etkinliği



## 7. KAYNAKLAR

Anonymous, 1994. Absorption Cooling, Heating and Refrigeration Equipment. Ashrae Refrigeration Handbook. 40 (8), 1 – 40.

Bejan, A. 1982. Second Law Analysis (Advances in Heat Transfer vol. 15) Plonum Pres, New York.

Bıyıkoğlu, A. ve Ataer, Ö. E. 1994. “NH<sub>3</sub> – NaSCN Soğurmalı Soğutma Sisteminin Enerji – Ekserji Analizi” Soğutma ve İklimlendirme Kongresi. Çukurova Üniversitesi.

Şencan, A. 1999. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı ve S.D.Ü Oritoryumunda Uygulanabilirliğinin Araştırılması. Süleyman Demirel Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi, Isparta.

Yiğit, A. ve Horuz, İ. 1996. Jeotermal Enerji ile Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri. Termodinamik. 48, 88 – 92.

Yakar, G. 2001. Jeotermal Enerji ile Çalışan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Analizi ve Tersinmezliklerin Çevrimin Performansı Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi. Pamukkale Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi, Denizli.