

Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Absorber Sıcaklığının Etkisinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi

R. SELBAŞ

Süleyman Demirel Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, 32260, ISPARTA

Özet: Bu çalışmada LiBr-H₂O ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde absorber sıcaklığının etkisi incelenmiş ve böyle bir soğutma sistemindeki absorber, termodinamik ve termoekonomik yönden incelenmiştir. Bunun için sistem elemanının Termodinamiğin I. Kanunu analizi yapılmıştır, daha sonra ise Termodinamiğin II. Kanunu analizi uygulanarak tersinmezlikler ve ekserji kayıpları tespit edilmiştir. Son olarak sistem elemanına termoekonomik optimizasyon metodu uygulanmıştır. İncelemelerde, absorber sıcaklığı değeri sistemin değişken parametresi olarak ele alınmıştır ve optimum, absorber sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör alanları tespit edilmiştir. Bütün analizlerde MATLAB bilgisayar programı kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Termoekonomik Optimizasyon, Birinci Kanun Analizi, İkinci Kanun Analizi, Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi, Absorber

Thermodynamic and Thermoeconomic Analysis of Effect of Absorber Temperature in Absorption Cooling Systems

Abstract: In this study, the effect of absorber temperature in absorption cooling systems working with LiBr-H₂O was investigated and thermodynamic and thermoeconomic analysis of the absorber was carried out. So First Law of Thermodynamic analysis of the absorber was applied and then Second Law of Thermodynamic analysis of the system element that yields exergy losses was carried out. In the last part of the study, thermoeconomic optimization method is successfully applied to the system element. Absorber temperatures are selected to be design variable of the system and optimum absorber areas with the corresponding temperatures were determined. MATLAB computer program was used for the thermodynamic and thermoeconomic analysis.

Keywords: Thermoeconomic Optimization, First Law Analysis, Second Law Analysis, Absorption Cooling System, Absorber

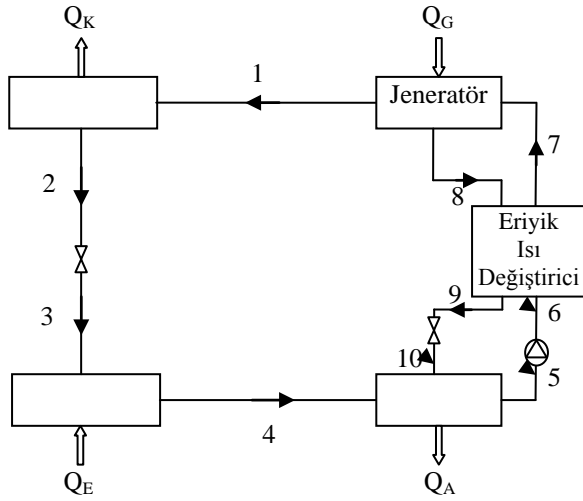
Giriş

Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılan çalışma akışkanlarının ozon tabakasına zararlı etkileri ve günümüzde yaşanan enerji darboğazı nedeniyle alternatif sistemler ve özellikle de absorpsiyonlu sistemler büyük bir önem kazanmıştır. Bugün teknolojik gelişmeler absorpsiyonlu soğutmaya buhar sıkıştırımlı soğutma çevirimine ekonomik ve verimli bir alternatif yapmıştır (1). Absorpsiyonlu sistemlerde kullanılan akışkan çiftlerinin ozon tabakasını tahrip etmemesi, enerji girdisi olarak güneş enerjisi, atık ısı, jeotermal enerji gibi kaynakların kullanılabilmesi bu sistemi daha avantajlı bir konuma getirmiştir (2).

Sıcaklığı 100°C ile 200°C arasında olan ucuz bir ısı kaynağı bulunduğu zaman ekonomik açıdan kazançlı olabilecek bir soğutma yöntemi absorpsiyonlu soğutma sistemidir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın bir ikinci akışkan içinde soğurulması gereklidir. Bu sistemler buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine çok benzer fakat buradaki kompresörün yerini karmaşık bir soğurma mekanizmasının aldığı görülür. Soğutma mekanizması absorber ve jeneratörden oluşmaktadır ve sıkıştırma işlemini gerçekleştirmektedir. Bu mekanizmanın soğutkan basıncını yükseltmek için bir araya getirildiği gözlenmektedir.

Absorpsiyonlu sistemde buhar yerine sıvı sıkıştırılmaktadır. Bu sistemlerin çalışması dış kaynaktan sağlanan ısıya dayanır. İş ısıtıcıda sağlanan ısının yüzde biri mertebesinde olup, çevirimin termodinamik çözümlenmesinde genellikle ihmal edilir. Absorpsiyonlu sistemlerde çevirimi çalıştıran enerji ısıdır (3). Absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi Şekil 1'de gösterilmiştir.

Şekil 1'deki absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibini aşağıdaki gibi özetlemek mümkündür: LiBr-su eriyiği (5 noktasında) absorberden doymuş sıvı olarak çıkıp bir pompa vasıtası ile (6 noktasında) ısı değiştirgecinden geçerek ısınan (7 noktasında) LiBr bakımından fakir eriyik kaynatıcıya gelir. Burada dışarıdan verilen ısıyla, soğutucu akışkan buharının tamamı buharlaşarak eriyikten ayrılır. (1 noktasında) Buharlaşarak kaynatıcıyı terk eden soğutucu buharı, yoğunlaştırucuya girer. Kaynatıcıda eriyik içinden soğutucu buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik (zengin eriyik) (8 noktasında), ısı değiştiricisinden geçer, (9 noktasında) fakir eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner. Kaynatıcıdan buharlaşarak yoğunlaşmaya giren soğutucu buharı burada yoğunlaşarak dışarıya ısı atar.



Şekil 1. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi

Yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından büyüktür. Her iki basınç mutlak olarak atmosfer basıncının altındadır. Basınç kayıpları düşünülmez ise kaynatıcı, yoğuşturucu basıncında, absorber ise buharlaştırıcı basıncındadır. Yoğuşturucudan tamamen yoğuşmuş olarak çıkan soğutucu akışkan, izafi olarak düşük basınçta çalışan buharlaştırıcıya girmeden önce bir kısılma vanasından geçirilir. Buharlaştırıcıya kısılarak giren soğutucu akışkan burada buharlaşarak, buharlaşma için gerekli olan ısıyı soğutulan ortamdan çeker.

Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan absorbere girer. Absorberde, ısı değiştirgecinden geçip ısı verdikten sonra bir kısılma vanasında absorber basıncına kısılan zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını yutar (absorbe eder). İşlem esnasında ısı açığa çıkar. Absorbe işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için, açığa çıkan ısının absorberden atılması gerekir. Absorber içinde tekrar LiBr bakımından fakir hale gelen eriyik (fakir eriyik), bir pompa vasıtası ile tekrar kaynatıcıya gönderilir. Isı kayıplarını azaltmak için, absorberden kaynatıcıya gönderilen fakir eriyik, kaynatıcıdan dönen zengin eriyik tarafından bir ısı değiştiricisinde ısıtılır (4).

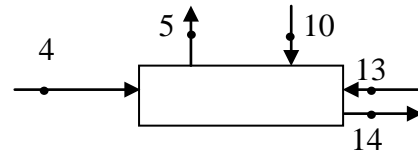
Absorber, (Soğurucu), LiBr'ün suda çözünmesini sağlayan ünedir. Soğutucu akışkan evaporatörden çıktuktan sonra bir ısı değiştiriciden geçerek absorbere girer. Absorberdeki karışım bir sıvı eriyik pompası ile sürekli püskürtülerek çözünmenin kolaylaşması sağlanır.

Bu çalışmada LiBr-H₂O ile çalışan absorpsiyonlu bir soğutma sisteminde absorber sıcaklığının etkisi incelenmiş ve böyle bir soğutma sistemindeki absorber, termodinamik ve termoeconomik yönden incelenmiştir. Bunun için sistem elemanının termodinamiğin I. Kanunu analizi yapılmıştır, daha sonra ise termodinamiğin II. kanunu analizi uygulanarak tersinmezlikler ve ekserji kayıpları tespit edilmiştir. Son olarak sistem elemanına termoeconomik optimizasyon metodu uygulanmıştır.

Absorberin Birinci Kanun Analizi

Absorberin birinci kanun analizi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Sistemin termodinamik analizi sürekli rejim şartlarında için yapılmıştır.
2. Jeneratörden ayrılan soğutucu akışkan buharının sıcaklığı ve basıncı, jeneratör sıcaklığı ve basıncındadır.
3. Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında saf sudur ve yoğuşturucu sıcaklığında yoğuşturucudan çıkar.
4. Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu buharı, kuru doymuş buhar şartlarında buharlaştırıcı sıcaklığındadır.
5. Absorberden ayrılan eriyik, absorber basınç ve sıcaklığında denge halindedir.
6. Jeneratörden ayrılan eriyik, jeneratör sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
7. Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
8. Absorber, jeneratör, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı gibi elemanların çevreye ısı kaybı yoktur.
9. Sisteme iş girişi ihmal edilmiştir.



Absorberde kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{13} - \dot{m}_{14}, \quad (\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}) \quad (1)$$

$$\dot{m}_5 x_5 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_{10} x_{10} \quad (2)$$

$$Q_A = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_5 h_5 \quad (3)$$

Absorberin İkinci Kanun Analizi

Termodinamiğin birinci yasasına dayanan klasik enerji analizleri temelde enerjinin miktarını değerlendirir. Termodinamiğin ikinci yasasına dayanan ekserji analizleri enerjinin kalitesini dikkate alır. Termodinamiğin ikinci yasası, karmaşık termodinamik sistemlerin optimizasyonu için güçlü bir araçtır.

Ekserji ya da kullanılabilir enerji termodinamiğin ikinci yasasına dayanmaktadır. Ekserji belirli bir enerjiye sahip akışkanın çevre şartlarına indirgenerek kendisinden maksimum iş elde edilmesine denir (5). Maddelerin değişikliğe uğrama potansiyelini temsil eder. Ekserji analizinin esas amacı ısıl veya kimyasal proseslerin tersinmezliklerini miktar olarak belirlemek ve değerlendirmektir (6).

Saf maddenin ekserjisi aşağıdaki gibi yazılabilir (7):

$$\psi = (h - h_o) - T_o(s - s_o) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (4)$$

(4) eşitliğinde kinetik ve potansiyel enerji terimleri ihmal edilirse aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\psi = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (5)$$

Absorbsiyonlu sistemlerde çalışma akışkanı olarak iki farklı madde kullanılarak bir karışım meydana getirildiğinden dolayı ekserji hesaplamalarında, karışımın konsantrasyonu da göz önünde bulundurulmalıdır. Absorbsiyonlu sistemde kullanılan akışkan çiftlerinin ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanabilir (8):

$$\psi = [h(T, x) - h_o] - T_o[s(T, x) - s_o] \quad (6)$$

Absorbsiyonlu sistemi oluşturan her bir eleman, kontrol hacmi olarak düşünülürse, tersinmezlik veya ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir (9):

$$\Delta\psi = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\psi \psi_\psi - \left[\sum Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right)_g - \sum Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right)_\psi \right] + \sum W \quad (7)$$

Absorbere giren özgül ekserjiler, (5) eşitliğinden ve Şekil 1'den faydalanılarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_4 = (h_4 - h_o) - T_o(s_4 - s_o) \quad (8)$$

$$\psi_{10} = (h_{10} - h_o) - T_o(s_{10} - s_o) \quad (9)$$

$$\psi_{13} = (h_{13} - h_o) - T_o(s_{13} - s_o) \quad (10)$$

Absorberden çıkan özgül ekserjiler aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_5 = (h_5 - h_o) - T_o(s_5 - s_o) \quad (11)$$

$$\psi_{14} = (h_{14} - h_o) - T_o(s_{14} - s_o) \quad (12)$$

Absorberdeki ekserji kaybı, yukarıda yapılan kabullerle, Şekil 1 ve yukarıdaki eşitlikler yardımıyla aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\Delta\psi_8 = (\dot{m}_4\psi_4 + \dot{m}_{10}\psi_{10} + \dot{m}_{13}\psi_{13}) - (\dot{m}_5\psi_5 + \dot{m}_{14}\psi_{14}) \quad (13)$$

Absorberin tersinmezliği aşağıdaki denklemden elde edilir.

$$I = T_o \left[(\dot{m}_5s_5 - \dot{m}_{10}s_{10} - \dot{m}_4s_4) + \dot{m}_{13}(s_{14} - s_{13}) \right] \quad (14)$$

Absorberin Termoekonomik Optimizasyonu

Termoekonomi, ekserji metodu ile ekonomik analiz kavramlarını birleştiren bir disiplindir. Termoekonomik optimizasyonun amacı, verilen bir sistem yapısı içinde, sermaye maliyeti giderleri ile ekserji giderleri arasında sistem ürününün maliyetini minimum yapan bir bağ kurmaktır.

Ekserji metodunu kullanan termoekonomik optimizasyon yöntemleri temel olarak ikiye ayrılır. Yapısal yöntem olarak bilinen ve Beyer tarafından ortaya atılan ilk yöntem, yapısal katsayıların kullanımına ve yerel birim tersinmezlik maliyetlerinin hesaplanmasına dayanır (10). Tribus vd.'nin ortaya attığı diğer yöntem, üzerinde çalışılan sistem elemanlarına giren ve çıkan ekserji yerel birim maliyetini kullanarak, sistem elemanlarının özerk olarak termoekonomik optimizasyona olanak sağlar (11). Termoekonomik optimizasyon konusu ile ilgili literatürde farklı yöntemlerin kullanıldığı görülmüştür (12-19). Bu çalışmada yapısal bağ katsayıları (Coefficient of Structural Bonds) olarak da bilinen yapısal yöntem kullanılmıştır.

Sürekli rejimde çalışan bir sistem ve onu oluşturan elemanları göz önüne alınacak olursa, sistemin herhangi bir k elemanının tersinmezliği I_k 'nin ve toplam tersinmezlik I_T 'nin sistem parametresi x_i 'ye bağlı olarak oransal değişimi:

$$\sigma_{k,i} = \left(\frac{\partial I_T}{\partial x_i} \right) / \left(\frac{\partial I_k}{\partial x_i} \right) \quad (15)$$

olarak ifade edilir. Sistemin ekserji balansı dikkate alındığında, sistemin tersinmezliğinin değişiminin, girişteki ekserji değişimine eşit olduğu tespit edilir:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} + \dot{I}_T, \quad \dot{E}_{out} = sbt \quad (16)$$

Optimizasyon için amaç fonksiyonu, yıllık toplam işletme maliyetini içeren denklemdir ve aşağıdaki gibi yazılabilir(7):

$$C_T(x_i) = t_{op} C_{in} E_{in}(x_i) + a^c \sum_{i=1}^n C_i^c(x_i) + b^c \quad (17)$$

(16) ve (17) denkleminin, x_i sistem parametresine göre türevleri alınır;

$$\frac{\partial E_{in}}{\partial x_i} = \frac{\partial I_T}{\partial x_i} \quad (18)$$

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \frac{\partial E_{in}}{\partial x_i} + a^c \sum_{i=1}^n \frac{\partial C_i^c}{\partial x_i} \quad (19)$$

elde edilir. Denklem (18), Denklem (19)'de yerine konursa;

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \frac{\partial I_T}{\partial x_i} + a^c \sum_{i=1}^n \frac{\partial C_i^c}{\partial x_i} \quad (20)$$

Denklem (20)'in sağ tarafındaki ikinci terim tekrar düzenlenirse;

$$a^c \sum_{i=1}^n \frac{\partial C_i^c}{\partial x_i} = a^c \sum_{i=1}^n \frac{\partial C_i^c}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (21)$$

Bu denklemin sağ tarafındaki ilk terim tekrar düzenlenirse;

$$\sum_{i=1}^n \frac{\partial C_i^c}{\partial x_i} = \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \sum_{i=1}^n \frac{\partial C_i^c}{\partial I_k} \quad (22)$$

denkleme meydana gelir. Denklem en sağ tarafındaki terim sermaye maliyet katsayısıdır ve $\zeta_{k,i}$ ile tanımlanır (7);

$$\zeta_{k,i} = \sum_{i=1}^n \frac{\partial C_i^c}{\partial I_k} \quad (23)$$

Denklem (20), (21), (22) ve (23) tekrar düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \frac{\partial I_T}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \zeta_{k,i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (24)$$

Denklem (15)'den;

$$\frac{\partial I_T}{\partial x_i} = \sigma_{k,i} \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \quad (25)$$

yazılabilir. Bu eşitlik, Denklem (25)'de yerine konur ve düzenlenirse;

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{k,i}^1 \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (26)$$

Denklem (26) sıfıra eşitlenirse;

$$\left(\frac{\partial I_k}{\partial x_i} \right)_{opt} = - \frac{a^c}{t_{op} C_{k,i}^1} \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (27)$$

denkleme elde edilir. Bu denklem, sistemin k'nıncı elemanının x_i parametresine göre termoeconomik optimizasyon denklemdir.

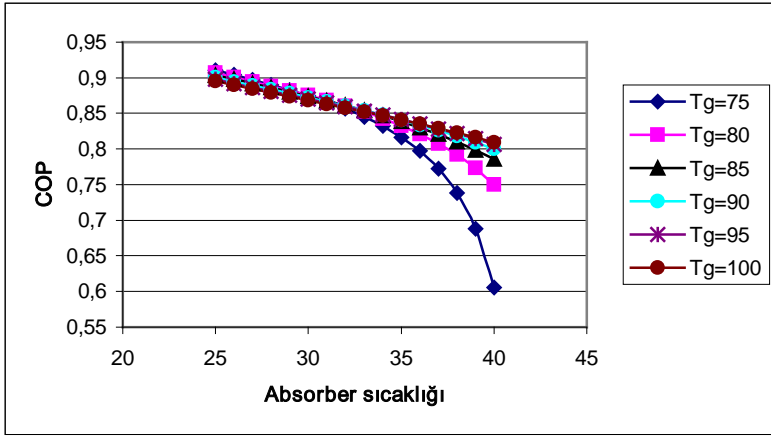
Absorber için optimizasyon eşitliğini elde etmek için, sistem elemanına Denklem (27)'deki optimizasyon ifadesi uygulanmıştır. Buna göre absorber için elde edilen eşitlik;

$$\left(\frac{\partial I_A}{\partial A_A} \right)_{Opt} = - \frac{1}{\frac{t_{OP} C_{IN}^e \sigma_A}{a^c} + \left(\frac{\partial C_G^c}{\partial A_G} + \frac{\partial C_C^c}{\partial A_C} + \frac{\partial C_E^c}{\partial A_E} \right) \sigma_A} \frac{\partial C_A^c}{\partial A_A}$$

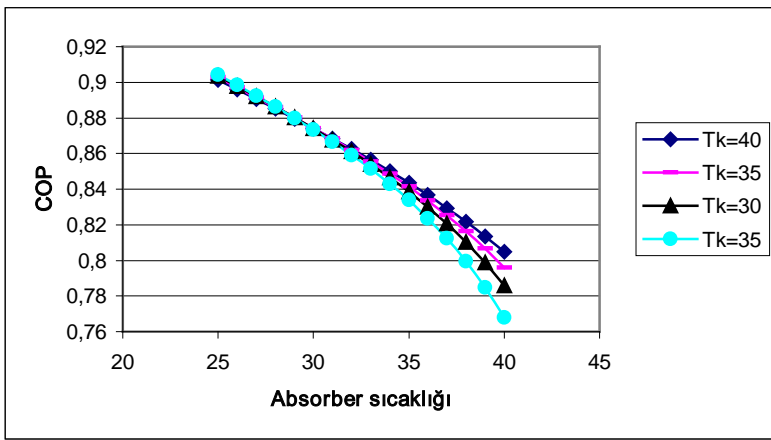
(28)

Bulgular

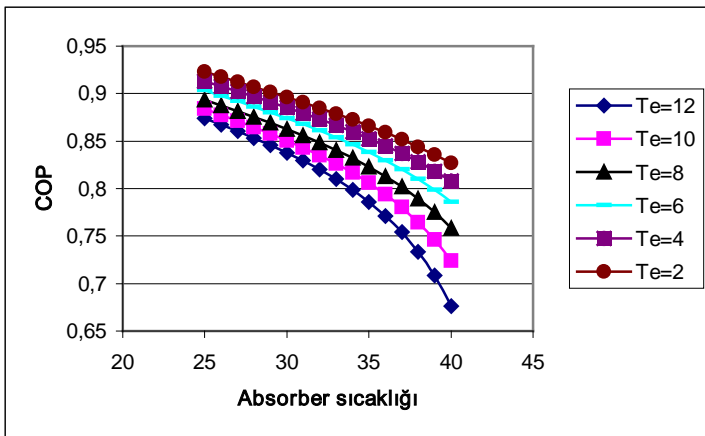
Absorbsiyonlu soğutma çeviriminin elemanlarından olan absorberin Termodinamiğin I. Kanun analizi LiBr-H₂O akışkan çifti ve değişken sistem parametreleri için yapılarak sonuçlar grafik halinde verilmiştir. Grafiklerden de görüldüğü üzere absorber sıcaklığı arttıkça sistemin COP değeri azalmaktadır.



Şekil 2. Soğutma performans katsayısının absorber sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi



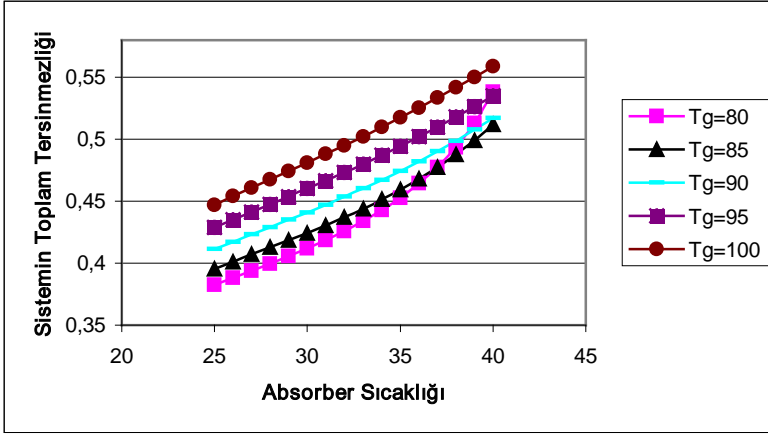
Şekil 3. Soğutma performans katsayısının absorber sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi



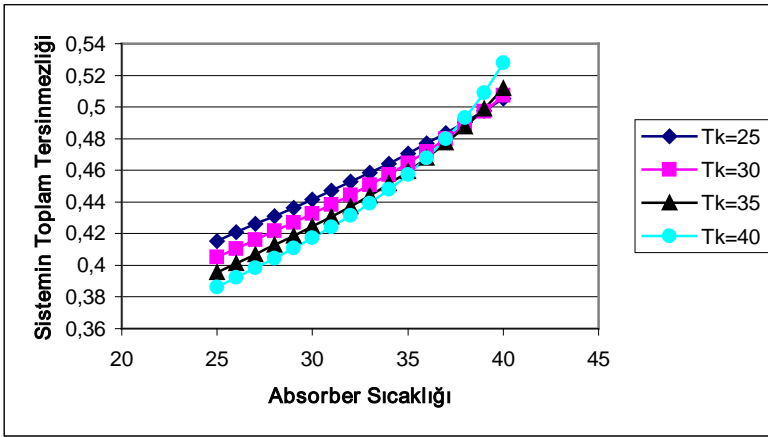
Şekil 4. Soğutma performans katsayısının absorber sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi

Absorber için yapılan termodinamiğin ikinci kanun analizlerinde, absorber sıcaklığının artmasıyla ekserji

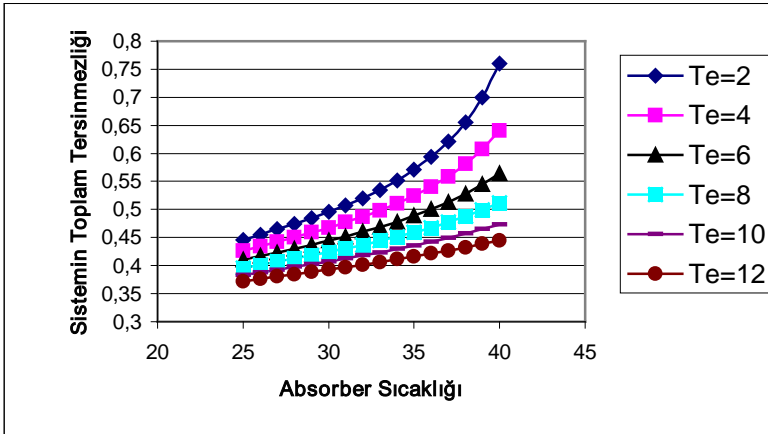
veriminin azaldığı, ve dolayısıyla tersinmezliklerin arttığı gözlemlenmiştir. Sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.



Şekil 5. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), absorber sıcaklığının ($^{\circ}C$) bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına ($^{\circ}C$) bağlı olarak değişimi



Şekil 6. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), absorber sıcaklığının ($^{\circ}C$) bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına ($^{\circ}C$) bağlı olarak değişimi



Şekil 7. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), absorber sıcaklığının ($^{\circ}C$) bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına ($^{\circ}C$) bağlı olarak değişimi

Absorberin, termoekonomik optimizasyon prosedürü, değişken sistem parametreleri için MATLAB bilgisayar programıyla iterasyon yapılarak uygulanmıştır. LiBr-H₂O eriyiği için optimum absorber alanları tespit edilerek sonuçlar çizelgeler halinde verilmiştir.

Çizelgelerden de anlaşılacağı üzere, örneğin Çizelge 1'de yapılan analizler sonucunda, kondanser sıcaklığı 35 $^{\circ}C$ iken optimum absorber alanı 0.060406m², olarak tespit edilmiştir. Bunun yanında, optimum COP değeri 0.84927 ve optimum tersinmezlik değeri 0.37479 olarak bulunmuştur.

Çizelge 1. Çeşitli kondenser sıcaklıkları için termoekonomik optimizasyon sonuçları

	$T_k=25^\circ\text{C}$	$T_k=35^\circ\text{C}$	$T_k=40^\circ\text{C}$
$A_{\text{abs}}, \text{m}^2$	0.13343	0.060406	0.060391
COP	0.88328	0.84927	0.84921
I_{TOP}	0.39877	0.37479	0.36589

Çizelge 2. Çeşitli jeneratör sıcaklıkları için termoekonomik optimizasyon sonuçları

	$T_{\text{gen}}=90^\circ\text{C}$	$T_{\text{gen}}=95^\circ\text{C}$	$T_{\text{gen}}=100^\circ\text{C}$
$A_{\text{abs}}, \text{m}^2$	0.067773	0.072365	0.071436
COP	0.85621	0.87462	0.87333
I_{TOP}	0.3283	0.33767	0.34769

Çizelge 3. Çeşitli evaporatör sıcaklıkları için termoekonomik optimizasyon sonuçları

	$T_{\text{eva}}=4^\circ\text{C}$	$T_{\text{eva}}=8^\circ\text{C}$	$T_{\text{eva}}=12^\circ\text{C}$
$A_{\text{abs}}, \text{m}^2$	0.082181	0.082519	0.063282
COP	0.45231	0.90603	0.85952
I_{TOP}	0.5117	0.42732	0.41122

Tartışma ve Sonuç

Yapılan çalışmada, absorbsiyonlu soğutma sisteminin önemli elemanlarından olan absorberin termodinamik ve termoekonomik analizleri yapılmıştır. Analiz sonuçları grafikler ve çizelgeler halinde verilmiştir. Termoekonomik optimizasyon metodunda, Kotas (1985)'in optimizasyon prosedürü kullanılmıştır. 1 kW'lık soğutma kapasitesi için değişik kondenser, evaporatör, ve jeneratör sıcaklıklarında optimum absorber eşanjör alanları belirlenmiştir.

Absorber birinci kanun analizinde değişken parametreler için COP değerleri hesaplanmıştır. Yapılan analizlerde absorber sıcaklık aralığının farklı evaporatör, kondenser ve jeneratör sıcaklıklarında COP değerini düşürdüğü görülmüştür.

Termodinamiğin ikinci kanun analizlerinde sistem parametrelerinin değişimiyle, absorberin tersinmezliği de değişim göstermektedir. Tersinmezlik, iş yapma olanağında eksilme gibi düşünülebilir. İşe dönüştürülebiyecek olan fakat dönüştürülemeyen enerjiyi gösterir. Karmaşık bir mühendislik sisteminin daha etkin çalışmasını sağlamak için, sistemin her elemanı ile ilgili tersinmezlikleri bulmak ve bunları olabildiğince azaltmak gerekir (3).

Bu durumdan yola çıkarak düşük absorber sıcaklığı ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminde tersinmezliklerin az olduğu böylelikle ideal bir sistem yapısı oluşturulabileceği sonucuna varılmıştır.

Çalışmanın son kısmında ise absorber, değişik evaporatör, kondenser ve jeneratör sıcaklıkları için termoekonomik optimizasyona tabi tutulmuştur. Optimizasyon neticesinde, optimum eşanjör alanları ve bunlara karşılık gelen optimum sıcaklıklar belirlenerek sonuçlar çizelgeler halinde verilmiştir. Optimum sistem yapısının oluşturulabilmesi için, soğutma performans katsayısının yüksek ve tersinmezlik değerinin ise düşük seçilmesi gerekmektedir.

Sonuç olarak absorbsiyonlu soğutma sistemi tasarlanırken, sistem performansını direkt olarak etkileyen çalışma sıcaklıkları ve parametrelerinin optimum değerlerinin tespit edilmesi büyük önem taşımaktadır. Bu çalışma, absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin tasarımı ve optimum çalışma şartlarının belirlenmesi konusunda ileride yapılacak olan uygulamalara önemli ölçüde katkı sağlayacaktır. Bu çalışmadaki analizler, bu incelemelere ışık tutacaktır.

Kaynaklar

- [1].De Lucas, A., Donate, M., Molero, C., Villasenor, J., Rodri'guez, J. F., (2004) Performance Evaluation and Simulation of a New Absorbent for An Absorption Refrigeration System, International Journal of Refrigeration, 27, p.324-330.
- [2].Şencan, A., (2004) Atık Isı ile Çalışan Absorbsiyonlu Sistemlerin Modellenmesi , Ekserji Analizi ve Optimizasyonu, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 152s., Isparta.
- [3].Çengel, A.Y., Boles, A.M, (1996). Thermodynamics: An Engineering Approach. McGraw-Hill, 987s. New York.
- [4].Özkol, N., (1999). Uygulamalı Soğutma Tekniği, Tmmob Makina Mühendisleri Odası Yayın No:115, Ankara.
- [5].Özkaymak, M., (1998). Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminde Aşırı Kızdırma ve Aşırı soğutma Eşanjörlerinin Termo-ekonomik Optimizasyonu. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 102s, Ankara.
- [6].Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz R.,(2003). H₂O-LiBr ve NH₃- H₂O Eriyiği Kullanan Tek Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması, DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, Cilt:5 Sayı:2 sh.73-87.
- [7].Kotas, T.J., (1985). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butter-Worths, 99p. London.
- [8].Talbi, M., M., Agnew, B., (2000) Exergy Analysis: an Absorption Refrigerator Using Lithium Bromide and Water As the Working Fluids, Applied Thermal Engineering, 20, pp. 619-630.
- [9].Lee, S., F., Sherif, S., A., (2001). Thermodynamic Analysis of A Lithium Bromide- Water Absorption System for Cooling and Heating Applications, International Journal of Energy Research, 25, 1019-1031.
- [10].Ravikumar, T.S., Suganthi, L., Anand, A.S., (1998). Exergy Analysis of Solar Assisted Double Effect Absorption Refrigeration System, Renewable Energy, Vol. 14, Nos. 1-4, pp. 55-59.
- [11].Koçoğlu, A., (1993). Thermo-economic Optimization of a Single State Heat Pump, Master Thesis, M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences.
- [12].Dingeç, H., (1996). Thermoeconomic Optimization of Simple Refrigerators, Master Thesis, M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences,
- [13].Wall, G., (1986.). Thermoeconomic Optimization of a Heat Pump System, Physical Resource Theory Group, Report No: 85-5, Göteborg, Sweden,
- [14].Zhang, G.Q., Wang, L., Liu, L., Wang, Z., (2004). Thermoeconomic Optimization of Small Size Central Air Conditioner, Applied Thermal Engineering, Cilt 24, No 4, 471-485.
- [15].Al-Otaibi, A.D., Dincer, I., Kalyon, M., (2004). Thermoeconomic Optimization of Vapor-Compression Refrigeration Systems, Int. Comm. Heat Mass Transfer, Cilt 31, No 1, 95-107.
- [16].D'Accadia, M.D., Fichera, A., Sasso, M., Vidiri, M., (2002). Determining the Optimal Configuration of a Heat Exchanger (With a Two Phase Refrigerant) Using Exergoeconomics, Applied Energy, Cilt 71, No 3, 191-203.
- [17].D'accadia, M.D., Sasso M., (1998). Exergetic Cost and Exergoeconomic Evaluation of Vapour-Compression Heat Pumps, Energy, Cilt 23, No 11, 937-942.
- [18].Şencan, A, Yakut, A. K., Kalogirou, S. A., (2004). Exergy Analysis of Lithium Bromide/Water Absorption Systems, Renewable Energy , pp. 1-13.
- [19].Babadağlı, A, (2005). Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termoekonomik Optimizasyonu, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 107s., Isparta.

Simgeler Dizini

A	Alan
a^c	Sermaye iyileştirme faktörü
b^c	Optimizasyondan etkilenmemiş yıllık maliyet
C	Maliyet
C_{in}	Ekserji giriş birim fiyatı
C^I	Tersinmezlik birim maliyeti
C^C	Yatırım maliyeti
COP	Performans katsayısı
ϵ	Eriyik ısı değıştirici etkinliği
g	Yerçekimi ivmesi
h	Özgöl entalpi
I	Tersinmezlik
.	
m	Akışkan debisi
N	Sistemin kendisini amorti etme süresi
P	Basınç
s	Özgöl entropi
T	Sıcaklık
W	İş
f_y	Yıllık faiz oranı
σ	Yapısal bağ katsayısı
ζ	Sermaye maliyet katsayısı
x	Konsantrasyon
ψ	Ekserji
$\Delta\psi$	Ekserji kaybı