



DÜŞÜK SICAKLIKTA ISI KAYNAĞI KULLANAN BİR ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU

Erdal YILDIRIM* ve Bülent YEŞİLATA**

*Harran Üniversitesi Ceylanpınar Meslek Yüksek Okulu, Şanlıurfa, erdaly@harran.edu.tr

**Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Şanlıurfa, byesilata@yahoo.com

(Geliş Tarihi:11.01.2012 Kabul Tarihi:26.06.2012)

Özet: Bu çalışmada düşük sıcaklıkta ısı kaynağı kullanan, absorpsiyonlu bir soğutucunun, termoeconomik analizi ve optimizasyonu Yapısal Bağ Katsayıları Yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Termoeconomik optimizasyon sonucunda sistemde kullanılan buharlaştırıcı, absorber, yoğuşturucu ve jeneratör için optimum ısı transfer alanları hesaplanmıştır. Bu sayede sistemin toplam tersinmezliği, ilk durumuna kıyasla, % 72,5 azaltılmıştır. Sistem için gerekli ek yatırım maliyetinin geri ödeme süresi ise 4,2 yıl olarak bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Termoeconomik analiz, Yapısal bağ katsayısı, Absorpsiyonlu soğutma

THERMOECONOMIC OPTIMIZATION OF AN ABSORPTION SYSTEM USING HEAT SOURCE AT RELATIVELY LOW TEMPERATURE

Abstract: In this study, thermo-economic analysis and optimization of an absorption system using heat source at relatively low temperature are performed, by the method of Coefficient of Structural Bonds. As a result of the thermo-economic optimization, the optimum heat transfer areas are calculated for the evaporator, absorber, condenser and generator. The total irreversibility of the system as compared to the original design case is reduced by 72.5 %. The payback period of the extra investment required by the optimization is found to be 4.2 years.

Keywords: Thermoeconomic analysis, Structural coefficient, Absorption chiller

SEMBOLLER

| | |
|-----------|---|
| a^c | Sermaye iyileştirme faktörü |
| b_c | Diğer maliyetler [TL] |
| T_0 | Çevre sıcaklığı [K] |
| \dot{I} | Tersinmezlik [kW] |
| C | Maliyet [TL] |
| C^* | Maliyet parametresi [kJ/TL] |
| X | Sistem parametresi |
| t_{op} | Yıllık çalışma süresi [yıl] |
| c_g | Giren ekserjinin birim maliyeti [TL/kJ] |
| \dot{Q} | Isı transfer miktarı [kW] |
| A | Alan [m^2] |
| σ | Yapısal bağ katsayısı |
| β | Yatırım fiyat katsayısı [TL/kW] |

Altsimge

| | |
|-----|----------------------|
| k | Sistemin 'k' elemanı |
| ID | Isı değiştirici |
| J | Jeneratör |
| Y | Yoğuşturucu |
| B | Buharlaştırıcı |
| A | Absorber |

GİRİŞ

Günümüzde teknolojinin insanların kullanımına sunduğu elektrik enerjisine bağımlı cihaz ve makinelerin çeşit ve sayılarının hızlı artışı, tüm dünyada elektrik enerjisi tüketimini ciddi seviyelerde artırmıştır. Elektrik enerjisinin eldesinde kullanılan yöntemlerin yeterince ekonomik olmaması ve bu yöntemlerin önemli bir kısmının tükenmeye yüz tutmuş klasik yakıtlarla gerçekleştirilmesi tüketicilerin önemli miktarlarda enerji faturası ödemesine sebep olmaktadır. Enerji bedellerinin artmasına neden olan en önemli faktörlerden biri de; tüketiciye sunulan elektrikli makinelerin dizaynlarında, sadece ilk yatırım maliyetini düşürmeye yönelik kısa vadeli analizlerin dikkate alınması olmaktadır.

İnsanların toplu olarak yaşadıkları binalarda (ev, işyeri, okul, hastane gibi) gerekli yaşam ve konfor koşullarını sağlamak için kullanılan ve büyük oranda enerji tüketen makine ve sistemlerin (ısıtma, soğutma, iklimlendirme, gıda maddesi muhafazası gibi) tümü gerçekte termodinamik prensiplere bağlı olarak çalışmaktadırlar. Sözü edilen bu sistemlerin birçoğunun dizaynı, firmalar tarafından sistemin çalışma parametreleri ile ilgili yapılan deneylere dayanarak yapılmaktadır. Tüketicilere önerilen kapasite ise sözü edilen yaklaşımlar sonrasında

kazanılan tecrübeler doğrultusunda belirlenmektedir. Bu durumda genellikle gereğinden büyük kapasitelerde seçilen sistemler tüketiciyi yüksek enerji bedeli ödemeye zorunlu kılmaktadır. Daha da önemlisi, cömert enerji tüketimi klasik enerji kaynaklarının tükenme sürecini de hızla arttırmaktadır. Bu durum tüm ülkeler için gelecekte önemli bir tehdit olmakla birlikte, ithal enerjiye yüksek oranda bağımlı ülkemiz ekonomisini ve enerji arz güvenliğini hali hazırda bile zorlamaktadır.

Yukarıda sözü edilen enerji sorunlarının çözümüne yönelik olarak son yıllarda yaygın olarak kullanılan termodinamik ve ekonomi kavramlarının birlikte sentez edildiği ‘Termoekonomik Analiz ve Optimizasyon’ konusu; günümüzde Enerji Verimliliği alanında yapılan çalışmalara da bilimsel bir temel teşkil etmektedir. Termoekonomik analiz; makine ve sistem bileşenlerinin enerji ve maliyet bilançosunu, makine ömrünü de dikkate alarak, uzun yıllar bazında değerlendirme olanağı yaratmaktadır. Bu sayede; sistemin ilk yatırım, işletme (elektrik) ve bakım onarım gibi masraflarının tümüne, çalışma parametrelerinin nasıl etki ettiği değerlendirilebilmektedir. Ayrıca sistemin toplam maliyetini minimuma indirecek dizayn koşulları da ‘Termoekonomik Optimizasyon’ prensipleri çerçevesinde belirlenebilmektedir (Yeşilata vd, 2003). Burada vurgulanması gereken en önemli husus, termoekonomik olarak optimum olan bir çözümün; gerçekte termodinamik açıdan maksimum performans anlamına gelmeyeceği bilinmelidir. Bu durum günümüzde enerji optimum kavramı yerine enerji verimliliği kavramının kullanılması inceliğini de beraberinde getirmiştir. Maliyet unsurunun, bir bina dış duvarında ısı transferini ihmal edecek düzeye indirecek yalıtım kalınlığı seçimini sınırlandırması, bu doğrultuda verilebilecek örneklerden biridir.

Termodinamik ve ekonomi kavramlarının birlikte sentez edilmesi fikrinin ortaya atılması 1980’li yılların başına uzanmasına karşın, enerji sistemlerinin termoekonomik analizinde ciddi seviyede gelişmeler 2000’li yıllardan itibaren sağlanmıştır. Başlangıçta soğutma makinesi ve ısı pompası sistemleri gibi nispeten basit çevrimler yoğun olarak çalışılmakta iken; son yıllarda daha karmaşık çevrimlere yönelme başlamıştır. Bu kapsamda en çarpıcı örneklerden birisi de absorpsiyonlu soğutma sistemleridir. Bu tür sistemler; atık ya da yenilenebilir enerji (özellikle güneş enerjisi) kaynaklı ısı kullanılarak çalıştırılabilmesi ve başarılı ticari uygulama örneklerinden sonra, daha fazla ilgi çekmeye başlamıştır. Ülkemizde bir turizm tesisinde (İber Otel; <http://www.iberotel.com/tr>) kurulu güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi; bu başarılı uygulama örneklerinden sadece biridir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin termoekonomik analizi kapsamında; çevrim akışkanı olarak Li-Br/su,, optimizasyon yöntemi olarak ise Yapısal Bağ Katsayıları (YBK) yöntemi ağırlıklı olarak kullanılmıştır. (Misra vd, 2005), (Kızılkın vd, 2007), ve (Gebreslassie vd, 2010) yapılan çalışmalar, bu kapsamda ön plana çıkan araştırmalar arasındadır. (Misra vd, 2005); sistemdeki tersinmezlikleri amaç

parametresi olarak ele alarak; 201,29 kW buharlaştırıcı kapasitesindeki bir sistemde %47,2 oranında tersinmezlik azaltılmasının karşılığı olarak, sistem ilk yatırım maliyetindeki %33,3 artışı optimum nokta olarak belirlemiştir. (Kızılkın vd, 2007), toplam ısı değiştirici alanını minimize etme amacıyla; tersinmezlikle sıcaklık arasındaki ilişkiyi ve maliyete etkisi incelemiştir.

(Gebreslassie vd, 2010); sistemdeki ısı değiştiricisi alanını amaç parametresi olarak ele alarak; yapısal bağ katsayılar yönteminden türetilen karmaşık denklemleri orijinal bir yaklaşımla basit ve kolay yönetilebilir yaklaşık denklemlere indirgemiş ve optimum ısı değiştirgeci alanının bulunabileceği analitik bağıntılar önermiştir. (Boer vd,2005) ise; YBK kullanmakla birlikte, akışkan olarak amonyak-su kullanan bir çevrimi incelemiştir. Amaç parametresi olarak ısı değiştirgeci alanı (A) yerine, amonyak-su içeren çevrimlerde toplam ısı transfer katsayısını da içeren UA parametresinin birlikte dikkate alınmasının daha uygun olacağını belirlemişlerdir.

Bu çalışmada; Li-Br/su akışkanlı çevrim ve YBK yöntemi kullanılarak termoekonomik analiz gerçekleştirilmiş olup; amaç parametresi olarak ısı değiştirgeci alanı seçilmiştir. Yapısal Bağ Katsayıları (YBK) yöntemi, yukarıda bahsedildiği üzere; daha önce yayınlanan bazı çalışmalarda uygulanmış olmakla birlikte, (Yeşilata, 2005; Yeşilata ve Ertürk, 2006) tarafından daha kullanışlı ve daha basit bir denklem sistemine indirgenmiştir. Bu çalışmada sözü edilen denklem sistemi; Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi’ne uyarlanarak, termoekonomik optimizasyon gerçekleştirilmiştir.

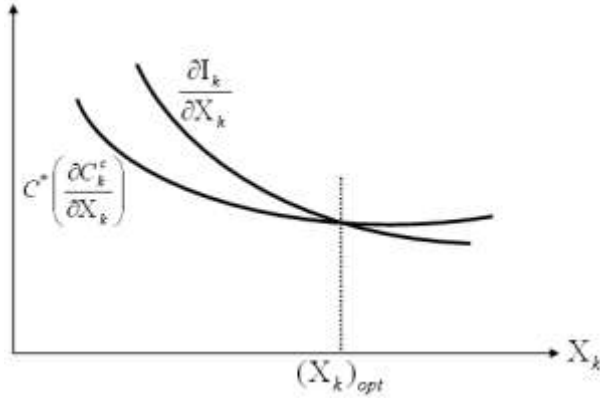
Gerçekleştirilen analizlerin; düşük sıcaklıkta (<100°) ısı kaynağı kullanımını öngörmesi sebebiyle; elde edilen sonuçların düz yüzeyle güneş kolektörü(örneğin vakum borulu) ile entegre edilmiş sistemlere uyarlanması mümkün olabilecektir.

MATERYAL VE METOT

YBK Yöntemi ile Termoekonomik Optimizasyon

YBK ile termoekonomik analiz metodunda amaç; absorpsiyonlu soğutma sistemini oluşturan her bir ekipmanın maliyetini direkt olarak etkileyen parametre (örneğin jeneratör ya da absorber için ısı transfer yüzeyi ya da etkenlik) yardımıyla tüm sistem maliyetini minimum yapacak tasarım koşullarını belirlemektir. Optimizasyon sırasında maliyetin minimum yapılması, toplam tersinmezliğin minimuma indirilmesi hedefi ile sağlanmaktadır. Tersinmezlik ve maliyet arasındaki ilişkiden yararlanarak optimum ekipman parametresinin tespitine ilişkin şematik grafik Şekil 1’de gösterilmektedir.

Grafikte X_k göz önüne alınan ekipmanın tersinmezliği ($I_k=f(X_k)$) ile direkt ilişkili parametreyi, $C_k=f(X_k)$ ekipman maliyetini ve C^* ise ekipman maliyetinin, sistem ömrü,



Şekil 1. YBK yöntemi ile optimum ekipman parametresinin tespiti.

yıllık çalışma süresi ve diğer ekipmanların maliyetlerinden etkilenme derecesini gösteren bir katsayıdır. Bu katsayının türetimi ve optimizasyon adımlarının anlaşılması açısından; göz önüne alınan bir sistem için toplam maliyeti (işletme maliyeti + sermaye maliyeti + diğer maliyetler) ifade eden,

$$C_T(X_k) = t_{op} C_g E_g(X_k) + a^c \sum_{j=1}^n C_j^c(X_k) + b_c \quad (1)$$

denklemine sistemin toplam tersinmezliğini veren

$$I_T(X_k) = E_g(X_k) - E_c \quad (2)$$

eşitlik yerleştirildikten sonra diferansiyeli alınırsa,

$$\frac{\partial C_T}{\partial X_k} = t_{op} C_g \frac{\partial I_T}{\partial X_k} + a^c \sum_{j=1}^n \frac{\partial C_j^c}{\partial X_k} \quad (3)$$

denklemi elde edilir. Yapısal bağ katsayıları olarak tanımlanan

$$\sigma_k = \frac{\partial I_T / \partial X_k}{\partial I_k / \partial X_k}; \beta_k = \sum_{j=1}^n \frac{\partial C_j^c}{\partial I_j} = \left(\sum_{j=1}^n \frac{\partial C_j^c / \partial X_j}{\partial I_T / \partial X_j} \right) \frac{\partial C_k^c / \partial X_k}{\partial I_T / \partial X_k} \sigma_k \quad (4)$$

denklemleri yardımıyla birim tersinmezlik maliyetini gösteren,

$$C_k^l = C_g \sigma_k + \frac{a^c}{t_{op}} \beta_k \quad (5)$$

yeni bir maliyet parametresi elde edilebilir. Bu sayede (3) denklemi yapısal bağ katsayılarının fonksiyonu olarak,

$$\frac{\partial C_T}{\partial X_k} = t_{op} C_k^l \frac{\partial I_k}{\partial X_k} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial X_k} \quad (6)$$

şeklinde ifade edilebilir. Herbir ekipman ve onun maliyetini direkt etkileyen parametrenin genel optimizasyon denklemi (6) denkleminin sıfır değerine eşitlenmesiyle,

$$\frac{\partial I_k}{\partial X_k} = - \left(\frac{a^c}{t_{op} C_k^l} \right) \left(\frac{\partial C_k^c}{\partial X_k} \right) \quad (7)$$

olarak elde edilir. Bu son denklem yardımıyla Şekil 1'de belirtilen maliyet parametresi için,

$$C^* = \left(\frac{a^c}{t_{op} C_k^l} \right) \quad (8)$$

denkleminin geçerli olduğu kolaylıkla görülebilmektedir. (1-8) numaralı denklemlerde; C_T sistemin yıllık toplam maliyeti, E_g giren ekserji değeri, E_c çıkan ekserji değeri, a^c sermaye iyileştirme faktörü, b_c optimizasyondan etkilenmeyen yıllık sabit maliyeti, C_g giren ekserjinin birim maliyeti, t_{op} yıllık çalışma süresi, C^c sermaye maliyeti, σ_k yapısal bağ katsayısı, β_k yatırım fiyat katsayısı ve C_k^l ise tersinmezliğin birim maliyeti değerlerini ifade etmektedir.

YBK yönteminin temel adımlarını göstermek amacıyla bu çalışmada LiBr-Su Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi seçilmiş olup, çalışma prensibi Şekil 2'de gösterilmiştir. Dört temel bileşenden oluşan bu sistemde her bir ekipman için genel optimizasyon denklemi olan (7) numaralı denklem yeniden düzenlenirse;

$$\frac{\partial I_k}{\partial X_k} = - \frac{(\partial C_k^c / \partial X_k)}{\sigma_k \left(\frac{C_g t_{op}}{a^c} + \frac{(\partial C_h^c / \partial X_h)}{(\partial I_T / \partial X_h)} + \frac{(\partial C_i^c / \partial X_i)}{(\partial I_T / \partial X_i)} + \frac{(\partial C_j^c / \partial X_j)}{(\partial I_T / \partial X_j)} \right)} \quad (9)$$

eşitliği elde edilir. Eşitlik 'k' ekipmanına (örneğin buharlaştırıcı) ait optimizasyon eşitliği olup, X optimize edilecek parametreyi (örneğin buharlaştırıcı alanı) temsil etmektedir.

Diğer ekipmanlar (örneğin yoğunlaştırıcı, jeneratör veya absorber) ise 'h', 'i' ve 'j' gibi indisler ile gösterilmekte olup, hangi sırada ele alınacakları önemli değildir. Bu şartlarda sistemin tümünden optimizasyonu için dört bilinmeyenli dört denklem söz konusu olacaktır. (9) nolu denklemde bulunan σ_k tanımından yararlanarak elde edilen,

$$\frac{\partial I_T}{\partial X_k} = - \frac{(\partial C_k^c / \partial X_k)}{\left(\frac{C_g t_{op}}{a^c} + \frac{(\partial C_h^c / \partial X_h)}{(\partial I_T / \partial X_h)} + \frac{(\partial C_i^c / \partial X_i)}{(\partial I_T / \partial X_i)} + \frac{(\partial C_j^c / \partial X_j)}{(\partial I_T / \partial X_j)} \right)} \quad (10)$$

denklemleri ile de aynı analizin daha az işlem yükü ile yapılması mümkündür. Ekipmanların ve sistemin toplam tersinmezliklerinin hesabında ise; açık sistemlere ait Termodinamiğin II. Kanunu ifadesinde kinetik ve potansiyel enerjilerin ihmal edilmesiyle elde edilen denklemler kullanılabilir. Belirtilen şartlarda Şekil 2'de gösterilen sistem için elde edilen toplam tersinmezlik denklemi aşağıda verilmiştir:

$$\dot{I}_T = T_0 \left[\dot{Q}_J \left(\frac{1}{T_J} - \frac{1}{T_{Jsu,ort}} \right) + \dot{Q}_Y \left(\frac{1}{T_{Ysu,ort}} - \frac{1}{T_Y} \right) + \dot{Q}_B \left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_{Bsu,ort}} \right) + \dot{Q}_A \left(\frac{1}{T_{Asu,ort}} - \frac{1}{T_A} \right) \right] \quad (11)$$

Li-Br Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi (ASS) Tasarım Parametreleri

Şekil 2’de gösterilen Li-Br/Su ASS’nde; su soğutucu akışkan, Li-Br ise soğurgan olarak kullanılmaktadır. Çalışma prensibi kısaca şu şekildedir:

Su oranı daha yoğun çözelti Absorberden çıkar (1) ve bir pompa (2) ile jeneratör basıncına yükseltilir. Jeneratöre ısı girişiyle bu çözeltideki su buharlaştırılır ve jeneratörden çıkar (7), Su oranı daha az olan çözelti (4) jeneratörden çıkar ve bir genişleme valfiyle Absorber basıncına düşürülür (6). Jeneratörü terk eden su buharı (7) soğutma suyu vasıtasıyla yoğunlaşır (8), bir genişleme valfi ile buharlaştırıcı basıncına düşürülür (9), buharlaştırıcıda ısı alarak buharlaşan su (10) Absorberdeki su oranı daha az LiBr çözeltisi tarafından soğurulur.

Bu çalışmada söz konusu sistem için seçilen çalışma parametreleri Tablo 1’de verilmiş olup, tasarım noktaları ise Şekil 3’te gösterilmiştir.

Tablo 1. LiBr-Su Absorpsiyonlu Soğutucunun Tasarım Değerleri

| | |
|---|----------------|
| Buharlaştırıcı Kapasitesi | $Q_B=15$ kW |
| Buharlaştırıcı Sıcaklığı | $T_B=5$ °C |
| Jeneratör Çözelti Giriş Sıcaklığı | $T_3=60$ °C |
| Jeneratör Çözelti Çıkış Sıcaklığı | $T_4=77,96$ °C |
| Absorber sıcaklığı | $T_A=36,33$ °C |
| Yoğusturucu sıcaklığı | $T_Y=32,9$ °C |
| Jeneratör Sıcaklığı | $T_J=73$ °C |
| Buharlaştırıcıya Giriş-Çıkış su sıcaklığı | 18-13 °C |

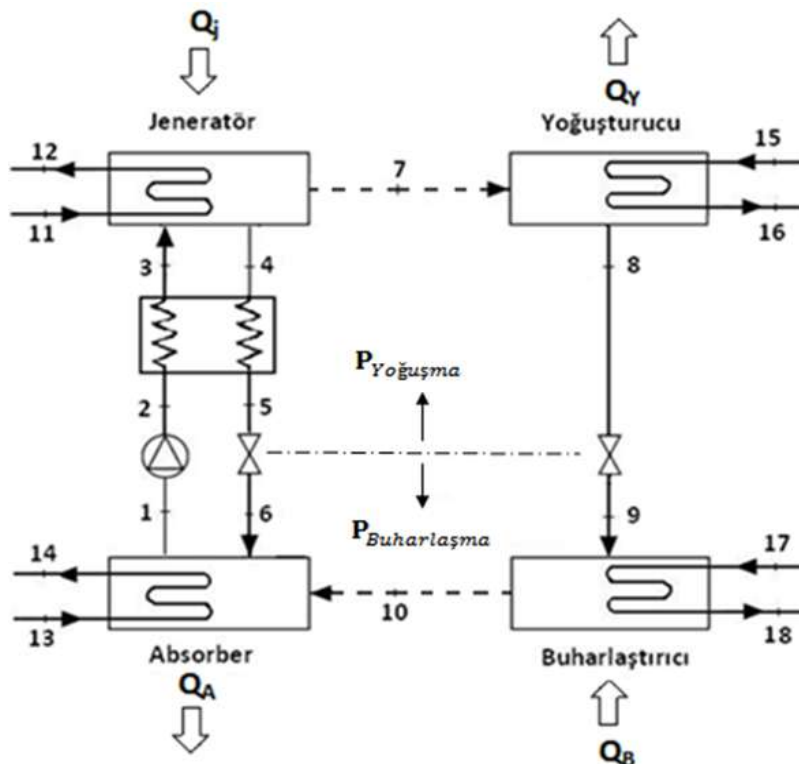
| | |
|--------------------------------------|----------------|
| Yoğusturucu Giriş-Çıkış su sıcaklığı | 27-30 °C |
| Jeneratör Giriş-Çıkış su sıcaklığı | 90-85 °C |
| Absorber Giriş-Çıkış su sıcaklığı | 30-32 °C |
| Sistem Ömrü | 10 yıl |
| Çevre Koşulları | 30 °C ve 1 atm |

SAYISAL SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Öncelikle Li-Br/Su ASS tasarım parametreleri esas alınarak grafiksel ve analitik hesaplamalar yapılmış ve sistemin her bir noktasında termodinamik özellikleri gösteren sonuçlar Tablo 2’de sunulmuştur. Belirlenen bu termodinamik özellikler yardımıyla, her bir ekipmana yönelik tersinmezlik değerlerinin belirlenmesi mümkün olabilmektedir. Diğer taraftan sistemin maliyet ve çalışma süresi ile ilgili bazı parametrelerin seçimi ve hesabı da gereklidir. Bu çalışmada; yıllık çalışma süresi (t_{op}) ve giren ekserjinin (elektrik) birim maliyeti (c_g^e) olarak sırasıyla, 3000 saat/yıl ve 0,2 TL/kWh değerleri kullanılmıştır. Optimizasyon parametresi olarak ısı transfer alanları dikkate alınmıştır. Bayındırlık ve İskan Bakanlığı İnşaat ve Tesisat analiz 2010 birim fiyatlarından ısı değiştirici maliyetlerinin (TL) yüzey alanı (m^2) ile değişiminden elde edilen maliyet denklemi;

$$C_{ID}^c = 1301,18 + 556,108 \times A - 1,31633 \times A^2 \quad (12)$$

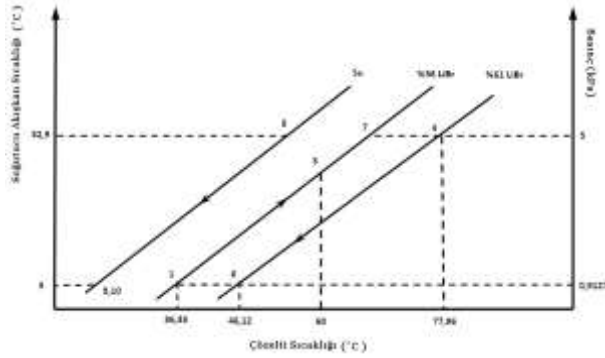
Şekil 2’de gösterilen sistemdeki tüm temel ısı değiştirgeçlerine (Absorber, yoğusturucu, buharlaştırıcı ve jeneratör) aynı şekilde uygulanmıştır.



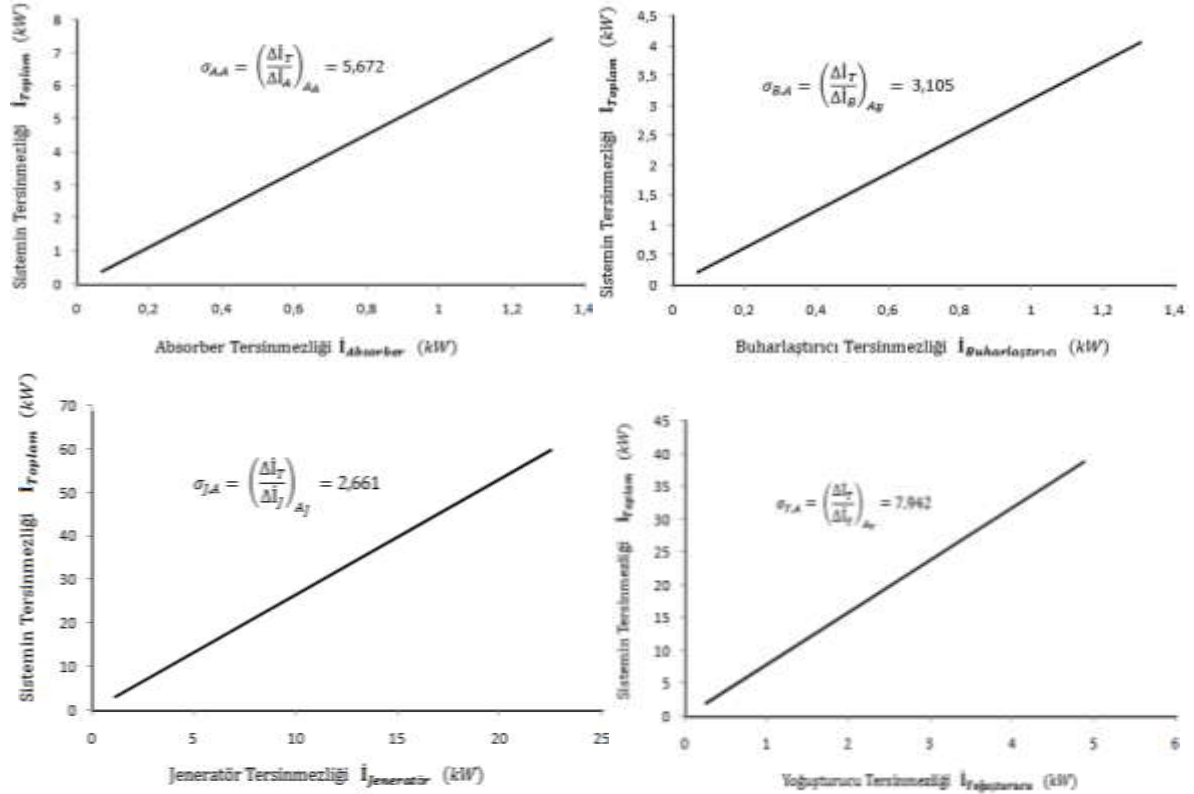
Şekil 2. LiBr-Su Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi şematik gösterimi.

Tablo 2. LiBr-Su Absorpsiyonlu Soğutma Sistemine ait belirli noktaların analiz sonucu

| Nokta | T (°C) | P (kPa) | LiBr Oranı (%) | h(kj/kg) | ṁ (kg/s) |
|-------|--------|---------|----------------|----------|-----------|
| 1 | 36,33 | 0,9127 | 56 | 89,93 | 0,0771 |
| 2 | 36,33 | 5 | 56 | 89,93 | 0,0771 |
| 3 | 60 | 5 | 56 | 138,36 | 0,0771 |
| 4 | 77,96 | 5 | 61 | 193,78 | 0,07078 |
| 5 | 50,41 | 5 | 61 | 141,27 | 0,07078 |
| 6 | 46,12 | 0,9127 | 61 | 141,27 | 0,07078 |
| 7 | 73 | 5 | - | 2636,8 | 0,006319 |
| 8 | 32,9 | 5 | - | 137,77 | 0,006319 |
| 9 | 5 | 0,9127 | - | 137,77 | 0,006319 |
| 10 | 5 | 0,9127 | - | 2511,4 | 0,006319 |
| 11 | 90 | - | - | - | - |
| 12 | 85 | - | - | - | - |
| 13 | 30 | - | - | - | - |
| 14 | 32 | - | - | - | - |
| 15 | 27 | - | - | - | - |
| 16 | 30 | - | - | - | - |
| 17 | 18 | - | - | - | - |
| 18 | 13 | - | - | - | - |

**Şekil 3.** Dühring Çizelgesinde LiBr-Su Absorpsiyon Çevrimi Tasarım Değerleri

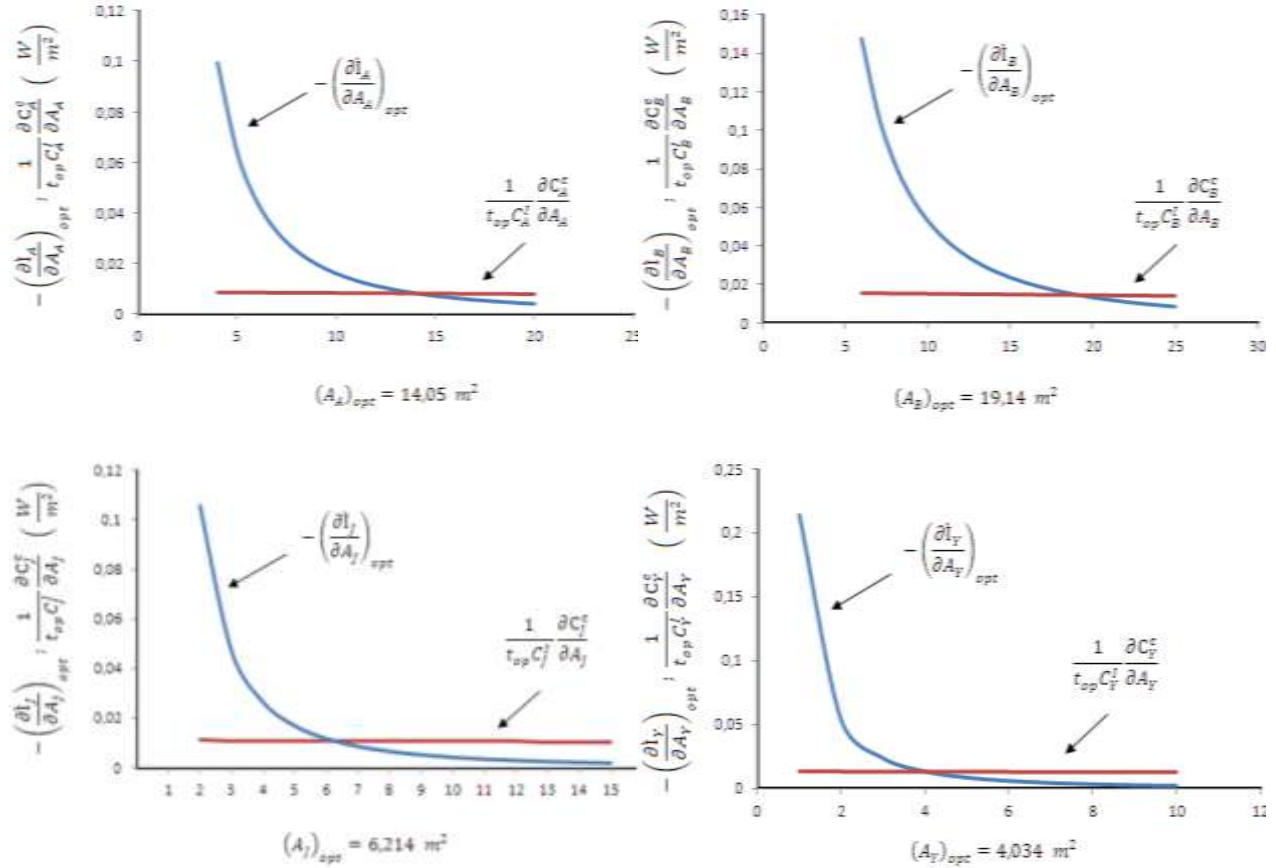
Optimizasyon denklemlerinde kullanılan yapısal bağ katsayıları hesaplanırken; optimizasyon parametresine bağlı olarak, sistemin toplam tersinmezliği ile söz konusu ekipman tersinmezliği arasındaki değişim dikkate alınmaktadır. Bu değişimler ile her bir ekipman için hesaplanan yapısal bağ katsayılarının değerleri Şekil 4'te gösterilmiştir. YBK değerlerinin birden büyük olması ekipmandaki ekserji kaybını azaltarak, diğer sistem bileşenlerini olumlu yönde etkilemektedir. Dolayısıyla tüm sistemin veriminin artmasında etkili olmaktadır (Kotas ve Kibiikyo, 1989)

**Şekil 4.** Absorber, buharlaştırıcı, jeneratör ve yoğuşurucu için yapısal bağ katsayılarının belirlenmesi.

Göz önüne alınan sisteme ait her bir bileşen için Şekil 1'de açıklanan yaklaşımla gerçekleştirilen optimizasyon grafikleri Şekil 5'te gösterilmiştir. Maliyet ve tersinmezlik arasındaki ilişkiden yararlanılarak, eğrilerin kesiştiği nokta vasıtasıyla optimum ısı transfer alanları tespit edilebilmiştir.

Bulunan sonuçlar ile termoekonomik optimizasyon sonrası elde edilen değerler ile tasarım başlangıç değerleri arasında yapılan kıyaslama Tablo 4'te verilmiştir. Tablodan görüleceği üzere; optimizasyon

sonrası sistemin toplam tersinmezliği %72,5 azaltılmıştır. Bununla birlikte optimizasyon sonrası ısı transfer yüzeyleri büyüdüğü için, sistemin ilk yatırım maliyeti artmıştır. Sisteme giren ekserjide sağlanan 5,25 kW'lık tasarruf; sistemin yıllık çalışma süresi ve ekserji maliyeti dikkate alındığında, yıllık 3152 TL enerji tasarrufuna katkı sağlamaktadır. Elde edilen bu tasarruf ile yüzey büyümesinden kaynaklı ilave yatırımın 4,2 yılda geri ödenebileceği sonucuna ulaşılmaktadır.



Şekil 5. Absorber, buharlaştırıcı, jeneratör ve yoğuşturucu için optimum ısı transfer alanlarının grafik çözümü.

Tablo 4. Tasarım Başlangıç Değerleri

| | Tersinmezlik(kW) | Sıcaklık(°C) | Alan (m ²) |
|---|------------------|--------------|------------------------|
| Jeneratör | 0,6935 | 73 | 0,6223 |
| Yoğuşturucu | 0,2283 | 32,9 | 0,9437 |
| Buharlaştırıcı | 0,5943 | 5 | 9,241 |
| Absorber | 0,3248 | 36,33 | 4,816 |
| Optimizasyon Sonrası Değerler | | | |
| | Tersinmezlik(kW) | Sıcaklık(°C) | Alan (m ²) |
| Jeneratör | 0,06549 | 86,08 | 6,214 |
| Yoğuşturucu | 0,05348 | 29,52 | 4,034 |
| Buharlaştırıcı | 0,272 | 10,6 | 19,14 |
| Absorber | 0,1146 | 32,86 | 14,05 |
| Toplam Tersinmezlikteki Azalma | | | 1,33kW |
| Toplam Ekserji Girişindeki Tasarruf | | | 5,25 kW |
| Optimizasyon Sonrası Gerekli Ek Yatırım Maliyeti | | | 13.306 TL |
| Yıllık Yakıt Maliyeti Tasarrufu | | | 3.152 TL |
| Geri Ödeme Süresi | | | 4,2 yıl |

BULGULAR

Bu çalışmada, düşük sıcaklıkta ısı kaynağına ihtiyaç duyan bir Li-Br/Su ASS için “Yapısal Bağ Katsayılar (YBK)” yöntemi ile termoeconomik optimizasyonu yapılmıştır. Sisteme ait temel ekipmanların (ısı değiştirgeçlerinin) termodinamik ve maliyet parametreleri ile optimumu sı transferyüzeyi arasındaki fonksiyonel ilişki belirlenmiştir. Optimize edilmiş sistemle, toplam tersinmezlik başlangıçtaki tasarıma kıyasla %72,5 azaltılmıştır. Optimizasyon sistemdeki ısı transfer yüzey alanının artması ile sonuçlandırıldığından ilk yatırım masrafını arttırmış; ancak tersinmezlikteki ciddi düşüş ile ilk yatırıma eklenecek ilave tutarın 4.2 yıl gibi kısa sürede geri dönüşünün mümkün olabileceği belirlenmiştir. Klasik enerji fiyatlarının sürekli artma trendi nedeniyle, gelecekte yatırımın geri dönüş süresinde azalma olasılığı oldukça yüksektir.

Söz konusu sistemin ısı kaynağı olarak düz yüzeyli (tercihen vakum borulu) güneş kolektörü kullanılarak çalıştırılması gibi bir avantajı da söz konusudur. Bu doğrultuda gün içinde ya da uygun termal depolama ilavesiyle tüm saatlerde kullanımına yönelik termoeconomik analizlerin yapılması faydalı olacaktır.

KAYNAKLAR

Boer, D., Medrano, M., Nogués M., 2005, Exergy and Structural Analysis of an Absorption Cooling Cycle and the Effect of Efficiency Parameters, *Int. J. of Thermodynamics* 8, 191-198.

Gebreslassie, B. H., Medrano, M., Mendes, F., Boer. D, 2010, Optimum heat exchanger area estimation using coefficients of structural bonds: Application to an absorption chiller., *International Journal of Refrigeration* 33, 529-537.

Kızılkcan, Ö., Şencan, A., Kalogirou, S. A., 2007, Thermoeconomic optimization of a LiBr absorption refrigeration system”, *Chemical Engineering and Processing* 46, 1376–1384.

Kotas, T.J., Kibiikyo, D. S., 1989, Thermoeconomic optimization of a ventilation air heater in a back pressure combined heat and power plant , *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* , 203, 255-267.

Misra, R. D., Sahoo, P.K., ve Gupta, A., 2005, Thermoeconomic Optimization of a LiBr/H₂O Absorption Chiller using Structural Method, *ASME: Journal of Energy Resources Technology*, 127, 119-124.

Yeşilata B., Ertürk, D. ve Fıratoglu Z. A, 2003, İdeal bir soğutma sisteminin termoeconomik optimizasyonu, *I. Ege Enerji Sempozyumu ve Sergisi Bildiriler Kitabı*, Denizli, 204-210.

Yeşilata B., 2005, Bir Buzdolabı Soğutma Sistemine Ait Evaporatörün Termoeconomik Optimizasyonu, *Endüstriyel Otomasyon*, 95, 38-44.

Yeşilata B., Ertürk, D., 2006, İdeal çevrimli bir buzdolabı soğutma sisteminde ısı transfer alanlarının termoeconomik optimizasyonu, *Tesisat Mühendisliği*, 93, 5-12.