

BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE AŞIRI SOĞUTMA VE AŞIRI KIZDIRMA ETKİSİNİN ISIL EKONOMİK AÇIDAN İNCELENMESİ

Önder KIZILKAN, Reşat SELBAŞ ve Arzu ŞENCAN

Makine Eğitimi Bölümü, Teknik Eğitim Fakültesi, Süleyman Demirel Üniversitesi, 32260, Isparta
kizilkan@tef.sdu.edu.tr, selbas@tef.sdu.edu.tr, sencan@tef.sdu.edu.tr

(Geliş/Received: 08.03.2005; Kabul/Accepted: 23.01.2006)

ÖZET

Bu çalışmada, teorik bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değiştiricilerinin, farklı iki soğutucu akışkan için ısıl ekonomik yönden analizi yapılmış ve sistemin en iyi çalışma şartları belirlenmiştir. Isıl ekonomik en iyileme metodu olarak, yapısal bağ katsayıları metodu kullanılmıştır. Analizler, R22 soğutucu akışkanı ve buna alternatif olarak R407c soğutucu akışkanı için yapılmıştır. Sonuç olarak, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değiştiricilerinin ekonomik ve çalışma performansı açısından en iyi alanları tespit edilmiştir. Bir soğutma sistemi tasarımında, ısı değiştiricisi alanının azalması, sistem maliyetini düşürür. Fakat ısı değiştiricisi alanının düşürülmesi sistem verimini de düşürmektedir. Yapılan çalışmada, ısı değiştiricisi alanının, ve sistem veriminin en iyi olduğu şartlar belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isıl ekonomik en iyileme, yapısal bağ katsayıları, aşırı kızdırma, aşırı soğutma.

INVESTIGATION OF SUBCOOLING AND SUPERHEATING EFFECTS IN REFRIGERATION SYSTEMS IN TERMS OF THERMOECONOMICS

ABSTRACT

In this study, subcooling and superheating heat exchangers of vapor compressed refrigeration system were investigated in terms of thermoeconomics for two different refrigerants and optimum working conditions were determined. Coefficient of structural bonds was used as thermoeconomic optimization method. Analyses were carried out for refrigerant R22 and alternative of it, refrigerant R407c. As a result, optimum areas of subcooling and superheating heat exchangers are determined in relation to economics and working performance. For a refrigeration system design, decrease of heat exchanger area, affects the system cost as a decrease. However, decrease of heat exchanger area, causes a decrease in efficiency value of system. In the present study, optimum conditions for the optimum heat exchanger area and optimum system efficiency are determined.

Keywords: Thermoeconomic optimization, coefficient of structural bonds, subcooling, superheating.

1. GİRİŞ

Kompresörlü soğutma sistemleri, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısıyı çekerek yüksek sıcaklıktaki ortama atan ve böylece bulunduğu ortamı soğutan sistemlerdir. Bu işlemler soğutucu akışkanlar yardımıyla ve dışarıdan enerji harcanarak yapılır [1].

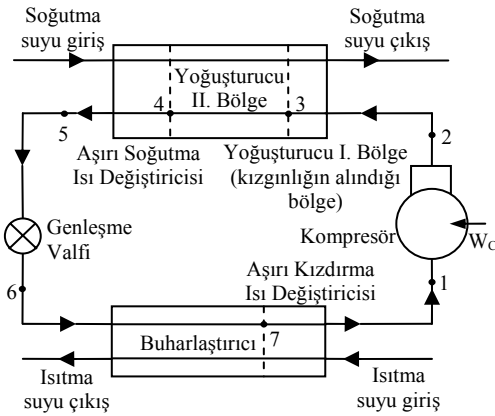
Kompresörlü soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkanın yoğuşturucu çıkışında aşırı soğutulması, buharlaştırıcıya düşük ısıl kalitede girmesine ve böylece akışkanın daha fazla ısı çekmesine neden

olur. Bunun sonucu performans katsayısı değeri artar. Ayrıca, soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıktıktan sonra buhar kabarcıkları halinde genişleme valfine girmesi, genişleme valfinin kapasitesini düşürür ve buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan miktarı azalır. Aşırı soğutma işlemi bu sakıncayı ortadan kaldırır [2].

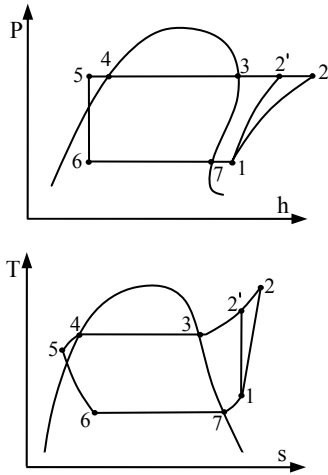
Buharlaştırıcı çıkışında yapılan aşırı kızdırma işlemi ise soğutulmak istenen ortamdan daha fazla ısı çekilmesini ve böylece sistem performansının artmasını sağlar. Bunun yanında aşırı kızdırma işlemiyle kompresöre sıvı soğutucu akışkan girmesi

de önlenmiş olur. Aşırı kızdırma sıcaklığının istenen değerlerden yüksek seçilmesi ise kompresörün daha fazla buhar hacmini sıkıştırması yani daha fazla güç harcaması anlamına gelir. Bu nedenle aşırı kızdırma sıcaklığının deneysel verilerle saptanmış ve tavsiye edilen değerlerde alınması gereklidir. Bütün bunlardan dolayı aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklık miktarları sistem performansını direk olarak etkilemektedir [3].

Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırma teorik bir soğutma çevriminin tesisat şeması Şekil 1’de, çevrimin P-h ve T-s diyagramları ise Şekil 2’de gösterilmiştir. Bu çalışmada, yoğuşurucu, üç ayrı bölgeye bölünerek, buharlaştırıcı ise iki bölgeye bölünerek incelenmiştir.



Şekil 1. Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırma soğutma çevrimi tesisat şeması



Şekil 2. Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırma soğutma çevrimi P-h ve T-s diyagramı

Bu çalışmada buhar sıkıştırma bir soğutma çevriminin ısıl ekonomik en iyilemesi yapılarak aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değiştiricilerinin ekonomiklik ve çalışma performansı açısından en iyi boyutları tespit edilmiştir. Analizler, ozon tabakasına zararı nispeten az olup kısa vadede kullanılmasına devamı öngörülen R22 ve tamamen çevre dostu olan R407c soğutucu akışkanları için yapılmıştır.

2. SİSTEM ELEMANLARININ EKSERJİ ANALİZİ

Ekserji genellikle termomekaniksel ve kimyasal ekserjilerin toplamı olarak değerlendirilir. Termomekaniksel ekserji, herhangi bir durum (T, P) ile sadece çevrenin sıcaklığı (T_0) ve basıncı (P_0) ile dengede olan bir durum arasındaki ekserjidir. T_0 ve P_0 çevre şartlarındaki bir durumun, çevreyle kimyasal olarak dengede olduğu durum arasındaki ekserjiye kimyasal ekserji adı verilmektedir. Termomekaniksel ekserji, kimyasal ekserji terimleri ihmal edilerek aşağıdaki şekilde belirlenir [5]:

$$\varepsilon = (h - T_0 s) + \frac{1}{2} V^2 + gZ - (h_0 - T_0 s_0) \quad (1)$$

(1) denklemindeki potansiyel ve kinetik enerji terimleri ihmal edilirse aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\varepsilon = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (2)$$

Kompresörlü teorik soğutma sisteminin tüm elemanlarının tersinmezliklerinin hesaplanabilmesi için, her bir eleman için giren ve çıkan ekserji miktarlarının hesaplanması gerekir. Bunun için sistemin ekserji dengesi aşağıdaki gibi yazılır:

$$\dot{W} = \sum \dot{E}_Q + \sum_{giren} \dot{m} \varepsilon - \sum_{çikan} \dot{m} \varepsilon - I \quad (3)$$

Isıl ekonomik en iyilemenin ilk adımını oluşturan ekserji analizinde yukarıdaki denklem, soğutma çevriminin her bir elemanına uygulanmasıyla tersinmezlik eşitlikleri Tablo 1’deki gibi elde edilmiştir.

Tablo 1. Sistem elemanlarının tersinmezlik eşitlikleri

Sistem Elemanı	Tersinmezlik Eşitliği
Kompresör	$I_C = \dot{m}_R T_0 (s_2 - s_1)$
Genleşme valfi	$I_{EV} = \dot{m}_R T_0 (s_6 - s_5)$
Yoğuşurucu I. Bölge	$I_{KI} = T_0 \left[\dot{m}_k (s_{k2} - s_{k1}) - \dot{m}_R (s_2 - s_3) \right]$
Yoğuşurucu II. Bölge	$I_{KII} = T_0 \left[\dot{m}_k (s_{k3} - s_{k2}) - \dot{m}_R (s_3 - s_4) \right]$
Aşırı Soğutma Isı Değiştiricisi	$I_{AS} = T_0 \left[\dot{m}_k (s_{k4} - s_{k3}) - \dot{m}_R (s_4 - s_5) \right]$
Buharlaştırıcı	$I_E = T_0 \left[\dot{m}_e (s_{e2} - s_{e1}) - \dot{m}_R (s_6 - s_7) \right]$
Aşırı Kızdırma Isı Değiştiricisi	$I_{AK} = T_0 \left[\dot{m}_k (s_{e3} - s_{e2}) - \dot{m}_R (s_7 - s_1) \right]$

Sistemin toplam tersinmezliği, sistem elemanlarının tersinmezliklerinin toplamına eşittir:

$$I_T = I_C + I_{EV} + I_{KI} + I_{KII} + I_{AS} + I_E + I_{AK} \quad (4)$$

Sistem elemanlarının tersinmezlikleri Denklem (4)'de yerine konursa ve gerekli düzenlemeler yapılırsa soğutma çevriminin toplam tersinmezlik formülü aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{aligned} \frac{I_T}{T_0} &= \frac{K_{KI} A_{KI} \Delta T_{m,KI}}{(T_{k2} - T_{k1})} \ln \frac{T_{k2}}{T_{k1}} + \frac{K_{KII} A_{KII} \Delta T_{m,KII}}{(T_{k3} - T_{k2})} \ln \frac{T_{k3}}{T_{k2}} \\ &+ \dot{m}_k c_{pk} \ln \left(1 + \frac{K_{AS} A_{AS} \Delta T_{m,AS}}{\dot{m}_k c_{pk} T_{k3}} \right) + \frac{K_E A_E \Delta T_{m,E}}{(T_{e1} - T_{e2})} \ln \frac{T_{e2}}{T_{e1}} \\ &+ \dot{m}_e c_{pe} \ln \left(1 - \frac{K_{AK} A_{AK} \Delta T_{m,AK}}{\dot{m}_e c_{pe} T_{e2}} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

3. ISIL EKONOMİK EN İYİLEME

Isıl ekonomi, ekserji metodu ile ekonomik analiz kavramlarını birleştiren bir disiplindir. Isıl ekonomik en iyilemenin amacı, verilen bir sistem yapısı içinde, sermaye maliyeti giderleri ile ekserji giderleri arasında sistem ürününün maliyetini minimum yapan bir bağ kurmaktır.

Ekserji metodunu kullanan ısıl ekonomik en iyileme 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 [5]. Tribus vd.'nin ortaya attığı diğer yöntem, üzerinde çalışılan sistem elemanlarına giren ve çıkan ekserji yerel birim maliyetini kullanarak, sistem elemanlarının özerk olarak ısıl ekonomik en iyilemeye olanak sağlar. Bu metoda Autonomous yöntem denir [6]. Isıl ekonomik en iyileme konusu ile ilgili literatürde farklı yöntemlerin kullanıldığı görülmüştür [7-18]. 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:

$$\sigma_{k,i} = \left(\frac{\partial I_T}{\partial x_i} \right) / \left(\frac{\partial I_k}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

olarak ifade edilir ve k elemanının x_i değişkeni açısından yapısal bağ katsayısı olarak tanımlanır.

Sistemin ekserji balansı dikkate alındığında, sistemin tersinmezliğinin değişiminin, girişteki ekserji değişimine eşit olduğu tespit edilir [5]:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} + \dot{I}_T, \quad \dot{E}_{out} = sbt \quad (7)$$

En iyileme için amaç fonksiyonu, yıllık toplam işletme maliyetini içeren denklemdir ve aşağıdaki gibi yazılabilir [5]:

$$C_T(x_i) = t_{op} C_{in} E_{in}(x_i) + a^C \sum_{l=1}^n C_l^C(x_i) + b^C \quad (8)$$

(7) ve (8) denkleminin, x_i sistem parametresine göre türevleri alınır;

$$\frac{\partial E_{in}}{\partial x_i} = \frac{\partial I_T}{\partial x_i} \quad (9)$$

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \frac{\partial E_{in}}{\partial x_i} + a^C \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^C}{\partial x_i} \quad (10)$$

elde edilir. Denklem (9), Denklem (10)'de yerine konursa;

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \frac{\partial I_T}{\partial x_i} + a^C \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^C}{\partial x_i} \quad (11)$$

Denklem (11)'in sağ tarafındaki ikinci terim tekrar düzenlenirse;

$$a^C \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^C}{\partial x_i} = a^C \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^C}{\partial x_i} + a^C \frac{\partial C_k^C}{\partial x_i} \quad (12)$$

denkleminde elde edilir. Bu denklemde $l \neq k$ 'dir. Yani l altsimgesi, en iyilemenin uygulandığı eleman hariç, sistemin herhangi bir elemanını temsil etmektedir. Bu denklemin sağ tarafındaki ilk terim tekrar düzenlenirse;

$$\sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^C}{\partial x_i} = \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^C}{\partial I_k} \quad (13)$$

denkleminde meydana gelir. Denklem en sağ tarafındaki terim sermaye maliyet katsayısıdır ve $\zeta_{k,i}$ ile tanımlanır (Kotas, 1985);

$$\zeta_{k,i} = \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^C}{\partial I_k} \quad (14)$$

Denklemler (11), (12), (13) ve (14) tekrar düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \frac{\partial I_T}{\partial x_i} + a^C \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \zeta_{k,i} + a^C \frac{\partial C_k^C}{\partial x_i} \quad (15)$$

Denklem (6)'dan;

$$\frac{\partial I_T}{\partial x_i} = \sigma_{k,i} \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \quad (16)$$

yazılabilir. Bu eşitlik, Denklem (15)'de yerine konursa;

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \sigma_{k,i} \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^C \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \zeta_{k,i} + a^C \frac{\partial C_k^C}{\partial x_i} \quad (17)$$

denklemin elde edilir. Denklemin sağ tarafındaki ilk terim, tersinmezliğin toplam maliyetinin x_i parametresi ile değişimini göstermektedir. İkinci terim, optimize edilen elemanın tersinmezliğinin değişimiyle diğer elemanların maliyetindeki değişimi göstermektedir. Üçüncü terim ise optimize edilen elemanın maliyetinin x_i parametresi ile değişimini temsil etmektedir. Denklem (17) tekrar düzenlenirse;

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{k,i}^I \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^C \frac{\partial C_k^C}{\partial x_i} \quad (18)$$

yazılabilir. Burada, $C_{k,i}^I$ terimi;

$$C_{k,i}^I = C_{in} \sigma_{k,i} + \frac{a^C}{t_{op}} \zeta_{k,i} \quad (19)$$

şeklinde tanımlanmıştır ve lokal tersinmezlik birim maliyetidir [5]. Toplam maliyet C_T 'yi optimize etmek için Denklem (18) sıfıra eşitlenirse;

$$\left(\frac{\partial I_k}{\partial x_i} \right)_{opt} = - \frac{a^C}{t_{op} C_{k,i}^I} \frac{\partial C_k^C}{\partial x_i} \quad (20)$$

denklemin elde edilir. Bu denklem, sistemin k 'nci elemanının x_i parametresine göre ısı ekonomik en iyileme denklemidir.

4. SİSTEM ELEMANLARININ ISIL EKONOMİK EN İYİLEMESİ

Genel en iyileme eşitliklerini elde etmek için soğutma sisteminin tüm elemanlarına Denklem (20)'deki en iyileme ifadesi uygulanmıştır. Buna göre her bir sistem elemanı için elde edilen eşitlikler aşağıda verilmiştir. Bu eşitliklerde dikkat edileceği üzere, denklemin sol tarafı, en iyilemenin yapıldığı bölgenin tersinmezliğinin türevinin alanın türevine oranıdır. Sağ tarafındaki eşitlikte ise parantez içerisindeki değerler, en iyileme yapılan kısım dışında kalan bölgeleri içermektedir. Bu da en iyileme işleminin, sadece ilgili kısmı değil aynı zamanda sistemin diğer

elemanlarını da içermesi anlamına gelmektedir.

Yoğuşturucu I. Bölge:

$$\left(\frac{\partial I_{KI}}{\partial A_{KI}} \right)_{opt} = \frac{1}{\frac{t_{op}}{a^C} C_{in} \sigma_{KI} + \left(\frac{\partial C_{KII}^C}{\partial A_{KII}} + \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial A_{AS}} + \frac{\partial C_E^C}{\partial A_E} + \frac{\partial C_{AK}^C}{\partial A_{AK}} \right) \sigma_{KI}} \frac{\partial C_{KI}^C}{\partial A_{KI}} \quad (21)$$

Yoğuşturucu II. Bölge:

$$\left(\frac{\partial I_{KII}}{\partial A_{KII}} \right)_{opt} = \frac{1}{\frac{t_{op}}{a^C} C_{in} \sigma_{KII} + \left(\frac{\partial C_{KI}^C}{\partial A_{KI}} + \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial A_{AS}} + \frac{\partial C_E^C}{\partial A_E} + \frac{\partial C_{AK}^C}{\partial A_{AK}} \right) \sigma_{KII}} \frac{\partial C_{KII}^C}{\partial A_{KII}} \quad (22)$$

Aşırı Soğutma Isı değiştiricisi:

$$\left(\frac{\partial I_{AS}}{\partial A_{AS}} \right)_{opt} = \frac{1}{\frac{t_{op}}{a^C} C_{in} \sigma_{AS} + \left(\frac{\partial C_{KI}^C}{\partial A_{KI}} + \frac{\partial C_{KII}^C}{\partial A_{KII}} + \frac{\partial C_E^C}{\partial A_E} + \frac{\partial C_{AK}^C}{\partial A_{AK}} \right) \sigma_{AS}} \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial A_{AS}} \quad (23)$$

Buharlaştırıcı:

$$\left(\frac{\partial I_E}{\partial A_E} \right)_{opt} = \frac{1}{\frac{t_{op}}{a^C} C_{in} \sigma_E + \left(\frac{\partial C_{KI}^C}{\partial A_{KI}} + \frac{\partial C_{KII}^C}{\partial A_{KII}} + \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial A_{AS}} + \frac{\partial C_{AK}^C}{\partial A_{AK}} \right) \sigma_E} \frac{\partial C_E^C}{\partial A_E} \quad (24)$$

Aşırı Kızdırma Isı değiştiricisi:

$$\left(\frac{\partial I_{AK}}{\partial A_{AK}} \right)_{Opt} = \frac{1}{\frac{\partial C_{AK}^C}{\partial A_{AK}}} \left[\frac{\partial C_{KI}^C}{\partial A_{KI}} + \frac{\partial C_{KII}^C}{\partial A_{KII}} + \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial A_{AS}} + \frac{\partial C_E^C}{\partial A_E} \right] \sigma_{AK} + \frac{t_{op}}{a^C} C_{in} \sigma_{AK} \quad (25)$$

Bu denklemler, denklem (20)'nin her bir sistem elemanı için uygulanması ile elde edilmiştir. Ayrıca, ara işlemlerin uzunluğu sebebiyle burada yer verilmiştir.

5. BULGULAR ve TARTIŞMA

Kompresörlü soğutma çevriminin ısıl ekonomik en iyilemesi için soğutma kapasitesi 2 kW olarak alınmıştır. Analizler farklı yoğuşturucu, buharlaştırıcı, aşırı soğutma ve aşırı ısıtma sıcaklıkları için yapılmıştır. Sistemdeki tüm ısı değiştiricileri iç içe borulu ve ters akışlı ısı değiştiricileridir. İç boru çapı 13.5 mm olarak alınmıştır. Ayrıca analizlerde sistemin çalışma süresi 1000 saat/yıl, faiz oranı % 3.5, ekserji birim maliyeti 0.0912 \$/kWh ve sistemin ömrü 10 yıl olarak alınmıştır. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı maliyetleri Bayındırlık Bakanlığının 2005 yılı birim fiyatlarından elde edilerek dolar kuruna çevrilmiştir

[16]. Isı değiştiricisi alanları ve bunlara karşılık gelen ısı değiştirici maliyetleri, grafik haline getirilerek aşağıdaki denklemler çıkartılmıştır.

$$C_{KI}^C = C_{KII}^C = C_{AS}^C = 516.621A_K + 268.45 \quad (26)$$

$$C_E^C = C_{AK}^C = 309.143A_E + 231.915 \quad (27)$$

Teorik soğutma sistemi yukarıda verilen parametrelere göre, değişik buharlaştırıcı, yoğuşturucu, aşırı soğutma ve aşırı kızdırma sıcaklıkları için ısıl ekonomik en iyilemeye tabi tutulmuştur. En iyileme neticesinde, en iyi ısı değiştirici alanları ve bunlara karşılık gelen en iyi sıcaklıklar belirlenerek sistemin her bir bölgesi için Tablo 2, 3, 4 ve 5'te verilmiştir. Tespit edilen bu değerlerde sistem, en iyi yatırım ve işletme maliyetine sahiptir. Örneğin, R22 soğutucu akışkanı için yoğuşturucu sıcaklığı 35 °C, buharlaştırıcı sıcaklığı 11 °C alınarak yapılan ısıl ekonomik en iyileme sonucunda aşırı soğutma sıcaklığı $\Delta T_s = 5.6$ °C, aşırı kızdırma sıcaklığı $\Delta T_k = 5.594$ °C olarak bulunmuştur. Verilen bu örnek için sistem elemanlarının ve tüm sistemin en iyi alanları hesaplanarak Tablo 6'da ayrıca verilmiştir. Aynı zamanda en iyi COP değerinin 4.7503 ve en iyi tersinmezliğin de 0.38796 kW olduğu tespit edilmiştir.

Tablo 2. Çeşitli yoğuşturucu sıcaklıkları için en iyileme sonuçları (R22)

T _E , °C	T _K = 35 °C			T _K = 45 °C			T _K = 55 °C		
	7	9	11	7	9	11	7	9	11
ΔT_s , °C	5.4	5.2	4.2	4.8	5	5.6	6.65	5.4	5.8
ΔT_k , °C	9.64	7.651	5.633	9.651	7.639	5.594	9.648	7.628	5.561
A _K , m ²	0.245	0.239	0.235	0.169	0.164	0.159	0.142	0.14	0.136
A _{AS} , m ²	0.038	0.036	0.027	0.018	0.019	0.021	0.021	0.017	0.018
A _E , m ²	0.263	0.321	0.411	0.263	0.321	0.411	0.263	0.321	0.411
A _{AK} , m ²	0.056	0.066	0.048	0.074	0.0578	0.041	0.073	0.057	0.041

Tablo 3. Çeşitli buharlaştırıcı sıcaklıkları için en iyileme sonuçları (R22)

T _E , °C	T _E = 8 °C			T _E = 10 °C			T _E = 12.5 °C		
	35	45	55	35	45	55	35	45	55
ΔT_s , °C	4	6.5	4.4	5.7	5	5	5.3	4.5	5
ΔT_k , °C	8.653	8.647	8.641	6.647	6.624	6.605	4.084	3.98	3.91
A _K , m ²	0.244	0.164	0.143	0.235	0.162	0.139	0.228	0.157	0.134
A _{AS} , m ²	0.026	0.025	0.013	0.040	0.019	0.015	0.036	0.017	0.015
A _E , m ²	0.289	0.289	0.289	0.360	0.360	0.360	0.523	0.523	0.523
A _{AK} , m ²	0.075	0.065	0.066	0.057	0.049	0.049	0.034	0.029	0.028

Tablo 4. Çeşitli yoğuşturucu sıcaklıkları için en iyileme sonuçları (R407c)

T _E , °C	T _K = 35 °C			T _K = 45 °C			T _K = 55 °C		
	8	10	12	8	10	12	8	10	12
ΔT_s , °C	5.2	5	5	5.5	5	3.5	5	4.9	5.5
ΔT_k , °C	8.654	6.653	4.647	8.654	6.651	4.630	8.653	6.649	4.619
A _K , m ²	0.211	0.206	0.200	0.142	0.139	0.136	0.121	0.118	0.113
A _{AS} , m ²	0.051	0.048	0.047	0.025	0.022	0.015	0.012	0.012	0.013
A _E , m ²	0.289	0.360	0.479	0.289	0.360	0.479	0.289	0.360	0.479
A _{AK} , m ²	0.080	0.060	0.040	0.074	0.055	0.037	0.079	0.059	0.039

Tablo 5. Çeşitli buharlaştırıcı sıcaklıkları için en iyileme sonuçları (R407c)

$T_E, ^\circ\text{C}$	$T_E = 9 ^\circ\text{C}$			$T_E = 11 ^\circ\text{C}$			$T_E = 13 ^\circ\text{C}$		
	35	45	55	35	45	55	35	45	55
$\Delta T_s, ^\circ\text{C}$	6.1	4	3.1	5	5.6	5	5.7	5.6	5.4
$\Delta T_k, ^\circ\text{C}$	7.654	7.653	7.652	5.652	5.646	5.641	3.631	3.591	3.565
A_K, m^2	0.206	0.142	0.122	0.204	0.135	0.116	0.195	0.130	0.111
A_{AS}, m^2	0.063	0.017	0.007	0.047	0.025	0.012	0.056	0.024	0.013
A_E, m^2	0.321	0.321	0.321	0.411	0.411	0.411	0.575	0.575	0.575
A_{AK}, m^2	0.071	0.065	0.070	0.050	0.046	0.049	0.031	0.028	0.029

Tablo 6. R22 soğutucu akışkanı için en iyi ısı değiştirici alanları ile en iyi COP ve tersinmelik değeri

($T_K = 45 ^\circ\text{C}$, $T_E = 11 ^\circ\text{C}$, $\Delta T_s = 5.6 ^\circ\text{C}$, $\Delta T_k = 5.594 ^\circ\text{C}$)

A_K, m^2	0.159483
A_{AS}, m^2	0.021768
A_E, m^2	0.41169
A_{AK}, m^2	0.041785
A_T	0.634726
COP	4.7503
I_T, kW	0.38796

Yoğuşturucu sıcaklığı $45 ^\circ\text{C}$, buharlaştırıcı sıcaklığı $11 ^\circ\text{C}$ alınarak R22 soğutucu akışkanı için yapılan ısıl ekonomik analiz sonucu en iyi toplam alanın 0.634726 m^2 olduğu görülmektedir. En iyi alanın tespiti için yapılan iterasyon sonucu Şekil 3'te görülmektedir.

6. SONUÇLAR

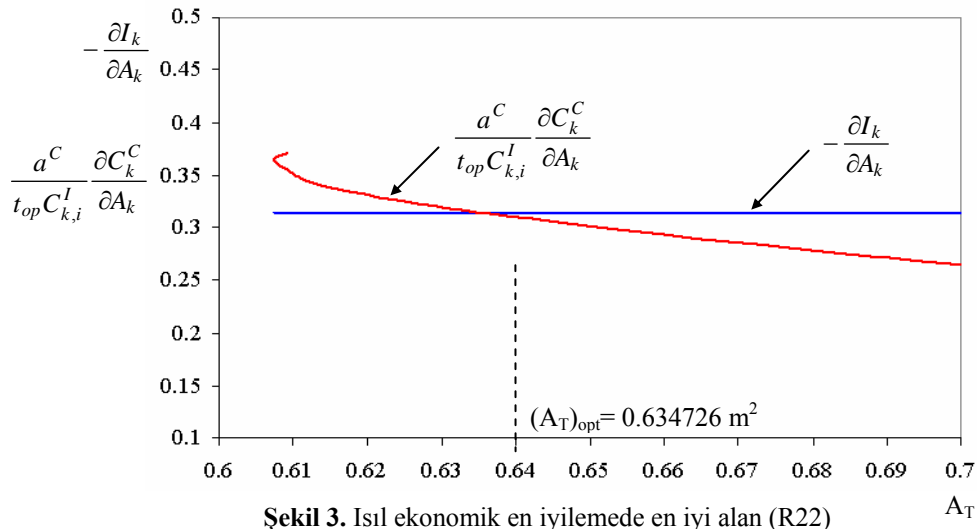
Kompresörlü soğutma sistemleri, soğutma uygulamalarında en çok kullanılan sistemlerdir. Soğutma sistemlerinde aşırı soğutma ve aşırı kızdırma işlemleri, sistem performansını arttırmaktadır. Ancak aşırı kızdırma işleminin istenen değerlerin üzerinde yapılması, sistemin olumsuz yönde etkilenmesine neden olmaktadır. Yapılan çalışmada, kompresörlü teorik bir soğutma sisteminin termodinamik ve ısıl ekonomik analizleri yapılmıştır. Teorik bir soğutma sistemi için aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı

değiştiricilerinin ekonomiklik ve sistem performansı açısından en iyi aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıkları ile bunlara karşılık gelen en iyi ısı değiştirici alanları tespit edilmiştir. Isıl ekonomik en iyileme metodunda, Kotas'ın (1985) en iyileme prosedürü kullanılmıştır. Analizler, günümüzde halen kullanılmasına devam edilen fakat önümüzdeki yıllarda tamamen durdurulacak olan R22 soğutkanı ile ozon tabakasına zarar vermeyen ve çevre dostu, yeni bir soğutucu akışkan olan R407c için yapılmıştır. Yapılan analiz sonuçları grafikler ve tablolar halinde verilmiştir.

Buhar sıkıştırılmalı kompresörlü bir soğutma sistemi tasarımında, sistemin performansını direkt olarak etkileyen çalışma sıcaklıkları ve parametrelerinin en iyi değerlerinin tespit edilmesi büyük önem taşımaktadır. Artan enerji fiyatları ve yatırım maliyetleriyle beraber bir ısıl sistemden verilen çalışma şartları dahilinde en iyi boyutlandırılmasında ısıl ekonomik analizler büyük kolaylıklar sağlamaktadır. Bu çalışmadaki analizler, kompresörlü soğutma sistemlerinin tasarımı ve en iyi çalışma şartlarının belirlenmesi konusunda yeni soğutucu akışkanlar için ileride yapılacak olan uygulamalara önemli ölçüde katkı sağlayacaktır.

SEMBOLLER

A	Alan, m^2
a^C	Sermaye iyileştirme faktörü, birimsiz
b^C	En iyilemeden etkilenmemiş yıllık maliyet, birimsiz

**Şekil 3.** Isıl ekonomik en iyilemede en iyi alan (R22)

C	Maliyet, \$
C_{in}	Ekserji giriş birim fiyatı, \$/yıl
C^I	Tersinmezlik birim maliyeti, \$/kW
C^C	Yatırım maliyeti, \$/kW
c_p	Özgül ısı, kJ/kgK
E	Ekserji, kW
ε	Özgül ekserji, kJ/kg
g	Yerçekimi ivmesi, m/s ²
h	Özgül entalpi, kJ/kg
I	Tersinmezlik, kW
K	Toplam ısı transfer katsayısı, W/m ² K
ΔT_m	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı, °C
\dot{m}	Akışkan debisi, kg/s
Q	Isı akısı, kW
s	Özgül entropi, kJ/kgK
T	Sıcaklık, °C
t_{op}	Çalışma süresi, yıl
W	İş, kW
V	Akış hızı, m/s
Z	Referans seviyeden yükseklik, m
ΔT_s	Aşırı soğutma sıcaklığı, °C
ΔT_k	Aşırı kızdırma sıcaklığı, °C
σ	Yapısal bağ katsayısı, birimsiz
ζ	Sermaye maliyet katsayısı, birimsiz

Alt İndisler

AK	Aşırı kızdırma
AS	Aşırı soğutma
C	Kompresör
E	Buharlaştırıcı
EV	Genleşme valfi
e	Buharlaştırıcı ısıtma suyu
in	Giriş
K	Yoğuşturucu
KI	Yoğuşturucu I. bölge
KII	Yoğuşturucu II. bölge
k	Yoğuşturucu soğutma suyu
R	Soğutucu akışkan
T	Toplam
out	Çıkış
0	Çevre şartları

KAYNAKLAR

- Çengel, A.Y., Boles, A.M, **Thermodynamics: An Engineering Approach**, McGraw-Hill, New York, A.B.D., 1994.
- Ashrae, Fundamentals, **American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers Inc.**, Atlanta, A.B.D., 1993.
- Dossat, R.J., **Principles of Refrigeration**, Prentice Hall, New Jersey, A.B.D., 1997.
- Bejan, A., **Advanced Engineering Thermodynamics**, John Wiley and Sons, New York, A.B.D., 1997.
- Kotas, T.J., **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**, Butter-Worths, London, England, 1985.
- Koçoğlu, A., **Thermo-economic Optimization of a Single State Heat Pump**, Master Thesis, M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences, 1993.
- Chen, J., "Thermodynamic and Thermoeconomic Analysis of an Irreversible Combined Carnot Heat Engine System", **International Journal of Energy Research**, Cilt 25, 413-426, 2001.
- Dingeç, H., **Thermoeconomic Optimization of Simple Refrigerators**, Master Thesis, M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences, 1996.
- Sciubba, E., "Beyond Thermoeconomics? The Concept of Extended Exergy Accounting and Its Application to the Analysis and Design of Thermal Systems", **Exergy, An International Journal**, Cilt 1, No 2, 68-84, 2001.
- Wall, G., "Thermoeconomic Optimization of a Heat Pump System", **Physical Resource Theory Group**, Report No: 85-5, Göteborg. Sweden, 1986.
- Zhang, G.Q., Wang, L., Liu, L., Wang, Z., "Thermoeconomic Optimization of Small Size Central Air Conditioner", **Applied Thermal Engineering**, Cilt 24, No 4, 471-485, 2004.
- Al-Otaibi, A.D., Dincer, I., Kalyon, M., "Thermoeconomic Optimization of Vapor-Compression Refrigeration Systems", **Int. Comm. Heat Mass Transfer**, Cilt 31, No 1, 95-107, 2004.
- D'Accadia, M.D., Fichera, A., Sasso, M., Vidiri, M., "Determining the Optimal Configuration of a Heat Exchanger (With a Two Phase Refrigerant) Using Exergoeconomics", **Applied Energy**, Cilt 71, No 3, 191-203, 2002.
- D'accadia, M.D., Sasso M., "Exergetic Cost and Exergoeconomic Evaluation of Vapour-Compression Heat Pumps", **Energy**, Cilt 23, No 11, 937-942, 1998.
- D'Accadia, M.D., Rossi, F., "Thermoeconomic Optimization of a Refrigeration Plant", **Int. J. Refrig.**, Cilt 21, No 1, 42-54, 1998.
- Chen, Q., Prasad, R.C. "Simulation of a Vapour-Compression Refrigeration Cycle using HFC 134a and CFC12", **Int. Comm. Heat Mass Transfer**, 26(4), 513-521, 1999.
- Yumrutaş, R., Kunduz, M., Kanoğlu, M. "Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems", **Exergy, an International Journal**, 2(4), 266-274, 2002.
- Kızılkın, Ö. "Examination of Superheating and Subcooling Effects in Refrigeration Systems with Compressor in Terms of Thermoeconomics for Different Refrigerants", **S.D.Ü., The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Master Thesis**, 117 p, Isparta, 2004.
- Birimfiyat, Oska Yazılım, <http://www.birimfiyat.com>.