



## GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLİ R404A KULLANILAN BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Ahmet KABUL, Önder KIZILKAN, Ali Kemal YAKUT

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

(Geliş Tarihi: 01. 12. 2009, Kabul Tarihi: 11. 01. 2010)

**Özet:** Bu çalışmada, gövde borulu bir ısı değiştiricisinin kullanıldığı ve alternatif soğutucu akışkan R404A ile çalışan soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılarak birinci yasa verimleri, ekserji verimleri ve tersinmezlik değerleri belirlenmiştir. Bu amaçla, sistemde evaporatör olarak gövde borulu ısı değiştiricinin kullanıldığı bir soğutma deney seti kurulmuştur. Deneylerde, evaporatör sıcaklığı  $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$  arasında, soğutucu akışkan debisi  $0.01$  ile  $0.04\text{ kg/s}$  ve soğutma suyu debisi  $0.1$  ile  $0.35\text{ kg/s}$  aralıklarında yapılmıştır. Bu aralıklarda yapılan ölçümler sonucu elde edilen değerler ile yapılan termodinamik analizler tablo ve grafikler halinde verilmiştir. Ekserji analizine göre, en büyük tersinmezlik değerlerinin sırasıyla kompresör, kondanser, evaporatör ve genişleme valfinde ortaya çıktığı görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Soğutma sistemi, Ekserji, Gövde borulu ısı değiştiricisi, R404A

## ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF A REFRIGERATION SYSTEM WITH SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER USING R404A

**Abstract:** In this study, energy and exergy analyses of a refrigeration system with shell and tube heat exchanger using alternative refrigerant R404 were carried out and first law efficiencies, exergy efficiencies and irreversibility rates were determined. For this aim, an experimental refrigeration system using shell and tube heat exchanger for evaporator was built up. In these experiments, evaporator temperature was varied between  $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$  to  $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , refrigerant mass flow rate was varied between ranged  $0.01$  to  $0.04\text{ kg/s}$  and cooling water mass flow rate was varied between  $0.1$  to  $0.35\text{ kg/s}$ . Carried out thermodynamic analyses using the values obtained from the of the measurements were given in tables and graphics. According to exergy analyses, the biggest irreversibility was occurred in compressor followed by condenser, evaporator and expansion valve.

**Keywords:** Refrigeration system, Exergy, Shell and tube heat exchanger, R404A

### SEMBOLLER

COP	Soğutma performans katsayısı
E	Ekserji [kW]
$\varepsilon$	Özgül ekserji [kJ/kg]
h	Özgül entalpi [kJ/kg]
I	Tersinmezlik[kW]
$\dot{m}$	Akışkan debisi [kg/s]
P	Basınç [kPa]
Q	Isı akısı [kW]
S	Entropi [kW/K]
s	Özgül entropi [kJ/kgK]
T	Sıcaklık [K]
W	İş [kW]
$\eta$	Verim

### Alt İndisler

C	Kompresör
c	Çıkış

g	Giriş
s	Su
r	Soğutucu akışkan
E	Evaporatör
GV	Genleşme valfi
K	Kondanser
0	Çevre şartları
1,2,...	Referans noktalar

### GİRİŞ

Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Isının bir akışkandan başka akışkana transferi, uygulama süreçlerinde çoğu kez amaçlanan önemli bir olaydır. Kazanlar, kondanserler, evaporatörler, su ısıtıcıları, otomobil radyatörleri, hava ısıtma ve soğutma kabinleri gibi uygulamalar, bir sıcak ve bir soğuk akışkan arasında ısı alışverişinin olduğu süreçlere örnek olarak

verilebilir. Bu ısı alış verişini sağlamak için ısı değiştiricileri kullanılır. Çok sayıda ısı değiştiricisi tipleri olmasına rağmen, bunlardan gövde borulu ısı değiştiricisi, işletme sıcaklığının ve basıncının geniş aralıkta olması nedeniyle diğerlerine nazaran daha fazla uygulama alanına sahiptir (Genceli, 2005).

Bu çalışmada, yeni nesil soğutucu akışkan olan R404A ile çalışan evaporatör olarak gövde borulu ısı değiştiricinin kullanıldığı deneysel bir soğutma sistemi kurulmuş ve çeşitli şartlarda deneyler yapılarak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Deneysel veriler kullanılarak sistem elemanlarına termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizleri yapılarak hesaplanan değerler, tablo ve grafikler halinde verilmiştir.

Soğutma sistemlerinde kullanılan eski nesil soğutucu akışkanların ozon tabakasını tahrip ettiği ortaya çıktıktan sonra, uluslararası protokoller ile bu gazların üretimi ve kullanımı bir programa bağlanarak yasaklanmıştır. Ozona zarar veren soğutucu akışkanların kullanım ve üretiminin azaltılması ile ilgili çalışmalar, 1997 yılında 43 ülkenin katılımı ile imzalanan Montreal Protokolü ile başlamıştır. Bu yasaklamalar sonucunda, üretici firmalar ozonu tahrip eden CFC ve HCFC'li soğutucu akışkanlar yerine ozonu tahrip etmeyen HFC'li soğutucu akışkanları üretmeye başlamışlardır.

Bu çalışmada kullanılan R404A soğutucu akışkanı, R125 (%44), R134a (%4) ve R143a (%52) soğutucu akışkanlarından oluşan karışımdır. R404A soğutucu akışkanının ozonu tahrip etme potansiyeli (ODP) sıfırdır. Yapısında R134a bulundurduğu için yüksek küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahiptir. R404A soğutucu akışkanı R502 ve R22 soğutucu akışkanlarının kullanıldığı uygulamalarda bunların yerine alternatif soğutucu akışkan olarak kullanılabilir. (Polat, 2001, Beşer, 1998).

Literatürde kompresörlü soğutma sistemlerinin ekserji analiziyle ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalarda genellikle farklı soğutucu akışkanlar ve farklı ısı değiştiricileri kullanılmıştır. R404A soğutucu akışkanı ile çalışan ve gövde borulu ısı değiştiricisinin kullanıldığı soğutma sistemleri üzerinde sınırlı sayıda çalışma yapılmış olmakla birlikte bunlarda tam olarak enerji ve ekserji analizleri değildir (Lior ve Zhang, 2007; Aprea ve Greco, 2002; Arora ve Kaushik, 2008; Özgür ve Bayrakçı, 2008; Haseli vd.,2008).

Ekserji analizi, enerji ve diğer sistemlerin tasarım ve iyileştirilme analizi için, termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerji korunumu prensiplerinin kullanıldığı bir metottur (Rosen, 2002). Aynı zamanda ekserji analizi, kullanılan enerji

kaynağının herhangi bir çalışma şartları altında en ideal biçimde kullanılmasına yol gösterir.

Enerji konusu hakkındaki çalışmalara bakıldığında, ikinci kanun analizine bağlı olarak sistem parametrelerinin, analizin amacına göre belirlenmesi gerektiği görülmektedir. Bazı özel durumlarda entropi tabanlı analiz, ekserji tabanlı analize göre daha çok tercih edilir. Entropi tabanlı çalışmaların bir avantajı, referans çevre şartlarının belirlenmesinin gerekmemesidir. Bununla beraber ekserji analizi ise, sistemin her bir elemanına giren ve çıkan gerçek enerji ve kütle değerlerinin ayrı ayrı belirlenmesi açısından daha iyi sonuçlar verir (Can vd., 2002).

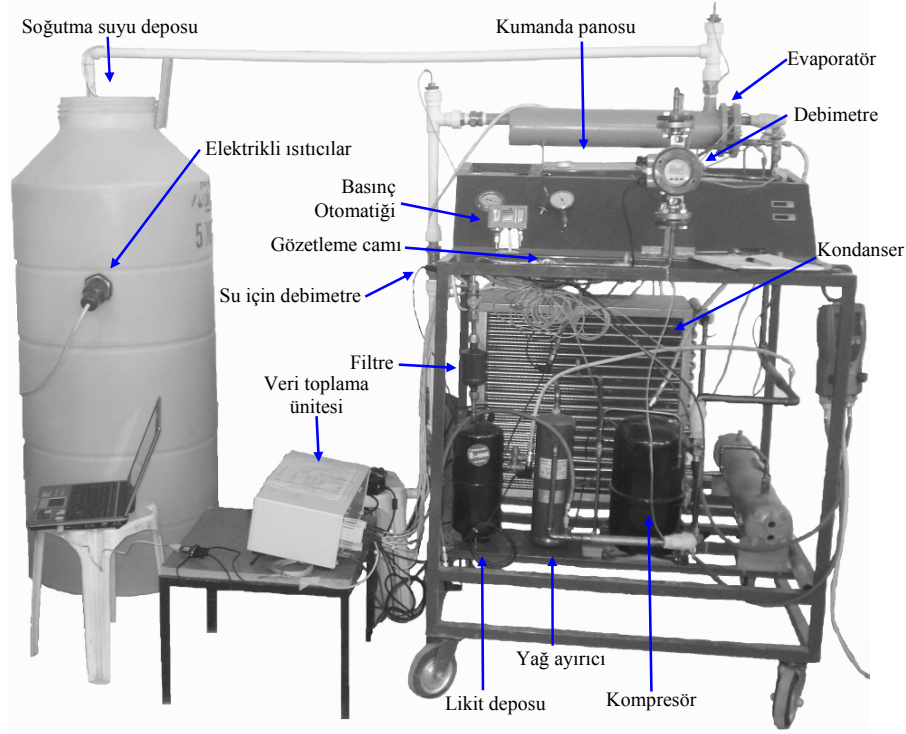
Genel olarak ekserji analizi, enerji analiziyle karşılaştırıldığında daha anlamlı sonuçlar ortaya koyar. Çünkü ekserji analizi ile belirlenen değerler, prosese ait işlemlerin, ideal bir sisteme ne kadar yaklaştığının bir ölçütüdür. Bu sebepten dolayı ekserji analizi ile sistemin her bir elemanında meydana gelen kayıplar ayrı ayrı belirlenerek çözümler üretilir.

Soğutma sistemlerinin performanslarının değerlendirilmesinde en çok kullanılan ölçüm kriteri enerji analizidir (Termodinamiği I. Yasası). Bilinen enerji analizleri sadece enerjinin sistemde nerelere dağıtıldığını veya nerelerden kaybolduğunu ifade ederken ekserji analizi ise belirli şartlar için enerjinin optimum şekilde kullanılması konusunda fikirler verir.

## MATERYAL VE METOT

R404A soğutucu akışkanının kullanıldığı deney sistemi, temel olarak hermetik tip bir kompresör, gövde borulu bir evaporatör, hava soğutmalı bir kondansör ve termostatik genleşme valfinden oluşmaktadır (Şekil 1). Kompresör 3 HP gücündedir ve R404A soğutucu akışkanı için uygun polyster (POE) yağ kullanılmıştır.

Evaporatör olarak kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisi ters akışlı tipte ve bir gövde ile iki geçişe sahip olup ısı transfer alanı  $0.339 \text{ m}^2$ 'dir. Alternatif soğutucu akışkanların ısı transfer katsayısının düşük olması nedeniyle ısı transfer yüzeyini artırmak için soğutucu akışkanın geçtiği borular içerisinde bükülmüş şerit elemanı kullanılmıştır (Lallemant vd., 2001). Her geçişte 9 adet bakır boru bulunmaktadır ve boruların iç ve dış çapları sırasıyla 8 ve 10 mm'dir. Boruların uzunluğu 60 cm, bakır boru demetini çevreleyen dairenin çapı 98 mm ve gövde çapı 113 mm'dir. Evaporatörde borular içerisinden soğutucu akışkan, gövde tarafından soğutma suyu geçmektedir. Deneylerin aynı şartlarda yapılabilmesi için, soğutma suyu, sıcaklığı elektrikli ısıtıcılar yardımıyla aynı değerde tutulan bir depodan sağlanmaktadır.



Şekil 1. Deney sisteminin genel görünümü

Sistemde kondanser olarak 25 m<sup>2</sup> yüzey alanına sahip, kanatlı borulu tip ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Ayrıca deneysel sistemde kullanılan genişleme valfi, R404A ve R507 soğutucu akışkanları ile çalışabilen, dıştan dengelemeli, değiştirilebilir orifisli, termostatik genişleme valfidir. Sistemde ayrıca yardımcı elemanlar olarak, bir yağ ayırıcı, bir sıvı deposu, bir filtre-kurutucu, alçak ve yüksek basınç otomatığı kullanılmıştır.

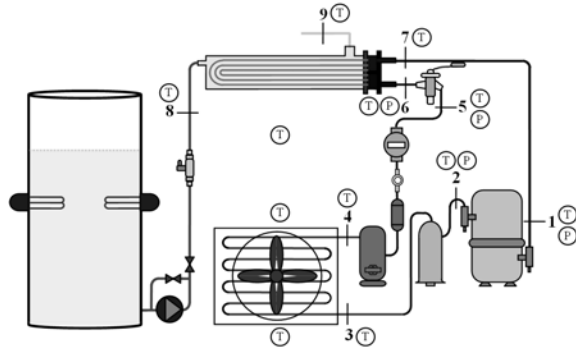
Deneysel sistem farklı noktalarından yapılan sıcaklık ölçümlerinde K tipi termokupullar kullanılmıştır. K tipi termokupulun, sıcaklık ölçüm aralığı -180/+1350 °C ve hassasiyeti ±1.5 °C'dir. Sıcaklık ölçümleri sistemin 12 farklı noktasından yapılmıştır. Bunlardan 7'si soğutucu akışkan sıcaklığını, 2'si evaporatöre giren ve çıkan su sıcaklığını, 2'si kondansere giren ve çıkan hava sıcaklığını ve kalan bir tanesi ise ortam havasını ölçmektedir.

Deneylerde sisteminin dört farklı noktasından basınç ölçümü yapılmıştır. Bunlar, kompresör girişi ve çıkışı ile genişleme valfi girişi ve çıkışıdır. Bu ölçümlerde soğutucu akışkanların kullanıldığı endüstriyel uygulamalar için özel olarak tasarımı yapılmış basınç sensörü kullanılmıştır. Basınç sensörünün çalışma aralığı 0 - 3000 kPa ve ölçüm hassasiyeti ise ölçülen değer ±%0.5'dir. Evaporatördeki soğutma suyu debisinin belirlenmesi için, ölçüm aralığı 0.05 - 2.5 kg/s ve hassasiyeti ±%3 olan aksel türbin tip debi ölçme cihazı kullanılmıştır. Soğutucu akışkan debisi ise, R404A soğutucu akışkanı için özel olarak kalibre edilmiş ve ölçüm aralığı 0.005 - 0.05 kg/s olan ve volümetrik akış metoduyla ölçüm yapan debi ölçme

cihazı kullanmıştır. Kullanılan debi ölçme cihazının hassasiyeti ±% 1.6'dır ve kondanser çıkışından sonra ve genişleme valfi girişinden önce bağlanmıştır. Tüm sıcaklık, basınç ve debi ölçüm sensorları veri toplama ünitesine bağlanarak 10 saniyelik aralıklarla ölçümler yapılmıştır. Kullanılan ölçüm cihazlarının özellikler Tablo 1'de ve ölçüm yerleri Şekil 2'de gösterilmiştir.

Tablo1. Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri

Ölçüm cihazı	Ölçüm aralığı	Hassasiyet
Termokupul (K tipi)	-180 °C/1350 °C	± 1.5 °C
Basınç Sensörü	0/3000 kPa	± % 0.5
Debimetre (Su)	0.05/2.5 kg/s	± %3
Debimetre (Soğutucu akışkan)	0.005/0.05 kg/s	± %1.6



Şekil 2. Deney sisteminin şematik gösterimi.

Bir soğutma makinesinin etkinliği, soğutma performans katsayısı (COP) ile ifade edilir. Belirli sıcaklıklar arasında çalışan en etkin soğutma çevrimi ters Carnot çevrimidir. Carnot çevrimi için soğutma performans katsayısı aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (1)$$

Soğutma sisteminin performans katsayısı ise,

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} = \frac{h_7 - h_6}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

eşitliği elde edilir. Sistem elemanlarına Termodinamiğin I. Kanun analizi uygulanırken COP için bu eşitlik kullanılacaktır.

Ekserji analizi yapılırken tüm ünitelerde kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserjiler ihmal edilmiştir. Kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri giren ısıyı, ekserji kaybı oranı ve enerji verimini bulurken kullanılır. Ekserji denkliği aşağıdaki şekilde yazılır (Bejan, 1997; Bejan, 2002).

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}\epsilon - \sum_{\text{giren}} \dot{m}\epsilon + T_0 S_{\text{üretim}} \quad (3)$$

Burada  $\dot{E}_Q$  ve  $\dot{E}_W$  sırasıyla ısı transferi ve mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserjileri,  $\epsilon$  özgül ekserjiyi,  $T_0$  çevre sıcaklığını,  $S_{\text{üretim}}$  entropi üretimini ve  $\dot{m}$  akışkan debisini temsil etmektedir. Çıkan indisi çıkışı, giren indisi ise girişi göstermektedir. Deneysel çalışmada ortam basıncı ve sıcaklığı ölçülerek referans noktası değerleri sırasıyla 101.325 kPa ve 298.15 K alınmıştır (Akpınar ve Hepbaslı, 2007; Hepbaslı ve Akdemir, 2004). Bu eşitlikte,

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4)$$

olarak tanımlanır. Burada  $I$  birim zamanda kaybolan ekserjiyi, yani tersinmezliği ifade etmektedir. Eş. (3)'teki ısının ekserjisi  $\dot{E}_Q$  ve işin ekserjisi  $\dot{E}_W$  aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Arıkol, 1985; Çengel vd., 2002).

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} \left( \frac{T - T_0}{T} \right) \quad (5)$$

$$\dot{E}_W = \dot{W} \quad (6)$$

Burada  $T$  yüzey sıcaklığını göstermektedir. Ekserji, genellikle termomekaniksel ve kimyasal ekserjilerin toplamı olarak değerlendirilir. Termomekaniksel ekserji, herhangi bir durum ( $T, P$ ) ile çevrenin sadece 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 özgül ekserji aşağıdaki şekilde belirlenir (Bejan, 1997; Bejan, 2001).

$$\epsilon = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (7)$$

Kompresörlü teorik soğutma sisteminin tüm elemanlarının tersinmezliklerinin hesaplanabilmesi için, her bir eleman için giren ve çıkan ekserji miktarlarının hesaplanması gerekir. Bunun için Eş. (3) düzenlenirse ekserji ifadesi için balans denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{W} = \sum \dot{E}_Q + \sum_{\text{giren}} \dot{m}\epsilon - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}\epsilon - I \quad (8)$$

Kompresörlü teorik soğutma sistemdeki tüm elemanların tersinmezliklerinin hesaplanmasında Eş. (8) kullanılmıştır.

Ekserjetik verimin tarifi ile ilgili literatürde detaylı olarak farklı yollar görmek mümkündür (Kanoglu vd., 2007). Bunların arasında Kotas (1985) tarafından elde edilmek istenen ekserjinin kullanılan ekserjiye oranı olarak tarif edilen ekserjetik verim aşağıda verilmiştir (Kilic ve Kaynaklı, 2007; Çomaklı vd., 2007; Hepbaslı, 2007).

$$\eta_{\text{SM}} = \frac{\dot{E}_{Q,E}}{\dot{W}_C} = \frac{\dot{E}_{Q,E,g} - \dot{E}_{Q,E,c}}{\dot{W}_C} \quad (9)$$

Deneysel soğutma sisteminin termodinamik analizlerinin yapılabilmesi için elde edilen balans denklemleri Tablo 2'de her bir eleman için ayrı ayrı verilmiştir.

**Tablo 2.** Sistemi oluşturan elemanların balans denklemleri

Parça	Kompresör	Kondanser	Evaporatör	Genleşme valfi
Kütlenin korunumu	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r$	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_r$	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_r$
Enerji balans denklemleri	$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_C = \dot{m}_2 h_2$ $\dot{W}_C = \dot{m}_r (h_2 - h_1)$	$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$ $\dot{Q}_K = \dot{m}_r (h_3 - h_4)$	$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9$ $\dot{m}_r (h_6 - h_7) = \dot{m}_s (h_9 - h_8)$ $\dot{Q}_E = \dot{m}_r (h_7 - h_6)$	$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6$ $h_5 = h_6$
Ekserji balans denklemleri	$\dot{m}_r \varepsilon_1 + \dot{W}_C = \dot{E}_{Q,W} + \dot{m}_r \varepsilon_2 + I_C$	$\dot{m}_r \varepsilon_3 = \dot{m}_r \varepsilon_4 + \dot{E}_{Q,K} + I_K$	$\dot{m}_r \varepsilon_6 + \dot{m}_s \varepsilon_8 = \dot{m}_r \varepsilon_7 + \dot{m}_s \varepsilon_9 + I_E$	$\dot{m}_r \varepsilon_5 = \dot{m}_r \varepsilon_6 + I_{GV}$
Giren ekserji	$\varepsilon_1 = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0)$	$\varepsilon_3 = (h_3 - T_0 s_3) - (h_0 - T_0 s_0)$	$\varepsilon_6 = (h_6 - T_0 s_6) - (h_0 - T_0 s_0)$ $\varepsilon_8 = (h_8 - T_0 s_8) - (h_0 - T_0 s_0)$	$\varepsilon_5 = (h_5 - T_0 s_5) - (h_0 - T_0 s_0)$
Çıkan Ekserji	$\varepsilon_2 = (h_2 - T_0 s_2) - (h_0 - T_0 s_0)$	$\varepsilon_4 = (h_4 - T_0 s_4) - (h_0 - T_0 s_0)$	$\varepsilon_7 = (h_7 - T_0 s_7) - (h_0 - T_0 s_0)$ $\varepsilon_9 = (h_9 - T_0 s_9) - (h_0 - T_0 s_0)$	$\varepsilon_6 = (h_6 - T_0 s_6) - (h_0 - T_0 s_0)$
Tersinmezlik	$I_C = \dot{m}_r T_0 (s_2 - s_1)$	$I_K = \dot{m}_r [(h_3 - h_4) - T_0 (s_3 - s_4)]$	$I_E = T_0 [\dot{m}_s (s_9 - s_8) - \dot{m}_r (s_6 - s_7)]$	$I_{GV} = \dot{m}_r T_0 (s_6 - s_5)$
Ekserji Verimleri	$\eta_C = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_C}$	$\eta_K = \frac{\dot{E}_4}{\dot{E}_3}$	$\eta_E = \frac{\dot{m}_r (\dot{E}_6 - \dot{E}_7)}{\dot{m}_s (\dot{E}_8 - \dot{E}_9)}$	$\eta_{GV} = \frac{\dot{E}_6}{\dot{E}_5}$

## ARAŞTIRMA SONUÇLARI

R404A soğutucu akışkanıyla çalışan deneysel soğutma sisteminden elde edilen verilerle Tablo 2'deki balans denklemleri uygulanmış ve tüm farklı parametreler için sistemin termodinamik analizleri yapılmıştır. Soğutucu

akışkan ve suya ait termodinamik özellikler için EES (Engineering Equation Solver) ve SOLKANE 6.0 paket programlarından yararlanılmıştır. Yapılan analizlerden evaporatör basıncı 420 kPa için hesaplanmış soğutma sistemine ait entalpi, entropi, ekserji, tersinmezlik ve ekserji verimimi değerleri Tablo 3'te verilmiştir.

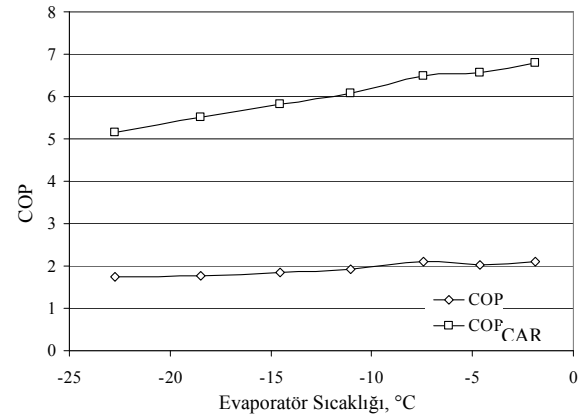
**Tablo 3.** Soğutma sistemine ait (420 kPa evaporatör basıncında) deneysel veriler ve analiz sonuçları

Durum	T °C	P kPa	h kJ/kg	s kJ/kgK	$\dot{m}$ kg/s	$\epsilon$ kJ/kg	I kW	$\eta$
1 Kompresör Girişi	1.38	411	366.46	1.6070	0.02369	45.3901	0.8115	0.406
2 Kompresör Çıkışı	73.95	1722	424.17	1.7216	0.02369	68.8427		
3 Kondanser Girişi	70.90	1722	420.68	1.7114	0.02369	68.3938	0.2082	0.871
4 Kondanser Çıkışı	35.49	1671	252.41	1.1765	0.02369	59.6042		
5 Genleşme Valfi Girişi	34.58	1671	251.00	1.1720	0.02369	59.5854	0.1552	0.890
6 Gen. Valfi Çıkışı	-8.10	422	250.96	1.1940	0.02369	53.0322		
6 Evaporatör Girişi	-8.10	422	250.96	1.1940	0.02369	53.0322	0.1554	0.258
7 Evaporatör Çıkışı	-7.16	411	362.17	1.6110	0.02369	39.7882		
8 Su girişi	19.96	101.32	83.76	0.2956	0.18183	0.2180		
9 Su Çıkışı	18.87	101.32	54.10	0.1932	0.18183	1.0886		

Elde edilen deneysel veriler ışığında yapılan analizler grafikler halinde verilmiştir. Şekil 3'te soğutma performans katsayısı (COP) ile evaporatör sıcaklığının değişimi görülmektedir. Evaporatör sıcaklığının artmasıyla COP değeri de artmaktadır. Bu artışın sebeplerinden biri evaporatör basıncı arttıkça ısı akışı yani evaporatörün soğutma yükü arttığından sistemin soğutma performans katsayısı da artış göstermektedir. Soğutma performans katsayılarının artmasına diğer bir sebep ise basınçla birlikte buharlaşma sıcaklığının yani evaporatör sıcaklığının artmasıdır. Bu duruma tersinden bakılırsa, soğutma makinesinin soğutma performans katsayısı evaporatör sıcaklığı düşüldükçe azalır. Başka bir deyişle daha soğuk bir ortam veya maddeden ısı çekmek için daha çok iş yapmak gerekir. Aynı grafikte belirli sıcaklıklar arasında çalışan bir soğutma çevrimin ulaşabileceği en yüksek değer olan  $COP_{CARNOT}$  değeri de verilmiştir.  $COP_{CARNOT}$  değeri de beklenildiği üzere evaporatör sıcaklığıyla artış göstermiştir. Burada dikkat edilmesi gereken bir husus, COP ile  $COP_{CARNOT}$  değeri arasında yüksek bir farkın olmasıdır. Deneysel olarak hesaplanan COP değerinin düşük çıkması sistem elemanlarının dış ortam havasıyla etkileşiminden, su sıcaklığından ve diğer kayıplardan kaynaklanmaktadır. Yerini aldığı diğer akışkanlarla karşılaştırıldığında ise bu değerler nispeten daha düşüktür.

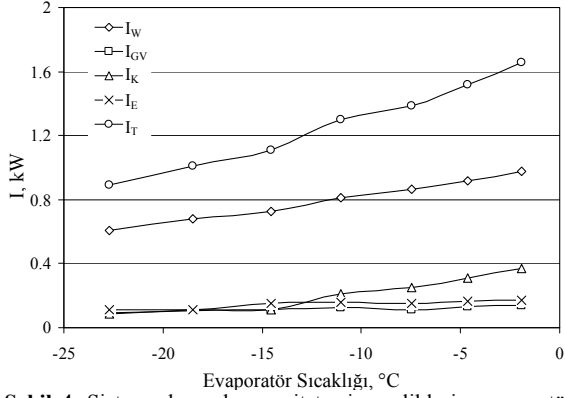
Deneysel soğutma sisteminin ikinci kanun analizinde, en büyük tersinmezlik kompresörde çıkmıştır. Kompresördeki tersinmezliğin yüksek çıkmasının sebebi elektrik, mekanik ve izentropik verimden kaynaklanmaktadır. Bu tip cihazlar üzerinde daha detaylı çalışmalar yapılması gerekir, çünkü tüm sistemin performansını dikkate değer bir şekilde azaltmaktadır. İkinci büyük tersinmezlik kondanserde ortaya çıkmıştır. Kondanserdeki tersinmezliğin sebebi ise, sıkıştırma işleminin sonunda soğutucu akışkanın aşırı kızgınlığının artmasıdır. Üçüncü olarak tersinmezliğin en büyük

değeri evaporatörde meydana gelmiştir. Evaporatördeki tersinmezlik ise, soğutucu akışkan ve soğutma suyu arasındaki sıcaklık farkından ve basınç düşümünden kaynaklanmaktadır. Bunlardan başka soğutma sisteminde en düşük tersinmezlik ise genleşme valfinde ortaya çıkmıştır. Genleşme valfinde oluşan tersinmezliğe ise soğutucu akışkanın genleşme valfinden geçerken meydana gelen basınç düşmesi neden olmaktadır.



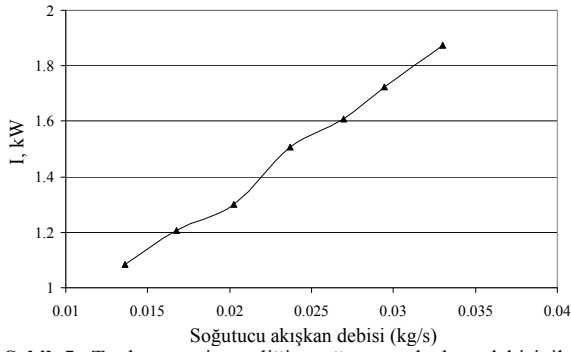
**Şekil 3.** Soğutma performans katsayılarının evaporatör sıcaklığı ile değişimi

Şekil 4'te, toplam tersinmezlik değerinin evaporatör sıcaklığıyla değişimi görülmektedir. Buna göre evaporatör sıcaklığı arttıkça sistem elemanlarının ve dolayısıyla tüm sistemin tersinmezlik değeri artmaktadır. Evaporatör sıcaklığının artmasıyla soğutucu akışkan ve soğutma suyu debisi arttığından akışkanın sistem içerisinde dolaşmasından kaynaklanan basınç kayıpları artacağından sistemin tersinmezliği de artmaktadır.



Şekil 4. Sistem elemanlarına ait tersinmezliklerin evaporatör sıcaklığı ile değişimi

Deneysel sistemde soğutucu akışkan debisinin artmasıyla sistemin toplam tersinmezlik değeri de artmıştır. Bunun nedeni soğutucu akışkan debisinin artmasından dolayı, sistem içerisinde basınç kayıpları arttığından sistemin toplam tersinmezliği de artmıştır (Şekil 5).

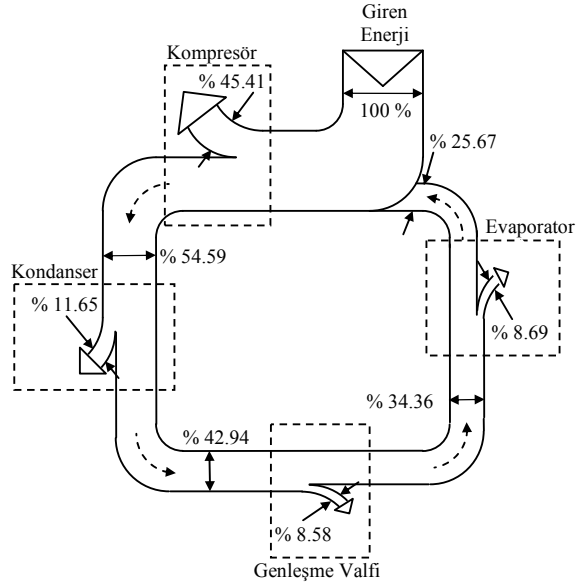


Şekil 5. Toplam tersinmezliğin soğutucu akışkan debisi ile değişimi

Deneysel verilerden elde edilen ikinci kanun sonuçlarını daha iyi inceleyebilmenin bir yolu da sistemin Grassmann diyagramının çizilmesidir. Şekil 6'da sistemin çalışma şartları için Grassmann diyagramı çizilmiştir. Bu diyagramdan da görüleceği üzere, sisteme enerji girişinin % 100 olduğu kabul edilirse, kompresördeki ekserji kaybı % 45.41, kondanserde % 11.65, evaporatörde % 8.69 ve genleşme valfinden ise % 8.58'dir.

Yapılan deneylerde ölçülen değerler ile hesaplanan teorik veriler ışığında hata analizi yapılmıştır. Bir deneyde hatalar ve belirsizlikler genellikle, ölçüm cihazı ve metodu, cihaz durumu, kalibrasyonu ve ortam şartları gibi faktörlerden meydana gelmektedir (Hepbaslı ve Akdemir, 2004). Deneysel veriler ışığında yapılan hata analizinde Holman (2001) tarafından tanımlanan metod kullanılmıştır. Bu çalışmada sıcaklıklar ve basınçlar teorik ve deneysel verilerden elde edilen COP ve tersinmezlik değerleri için hata analizi yapılmıştır. Sonuç olarak belirlenen hata oranları sıcaklık ve basınç değerleri için sırasıyla % 2.25, % 4.02 ve COP ve tersinmezlik değerleri için sırasıyla % 4.2 ve % 3.86

olarak tespit edilmiş olup bu değerler maksimum hata oranlarıdır.



Şekil 6. Soğutma sistemine ait ekserji balans diyagramı (Grassmann diyagramı)

Elde edilen sonuçlar daha önce yapılmış benzer çalışmalarla karşılaştırıldığında ise paralellik gözlenmektedir. Kızılkın vd. (2009)'i, değişken hızlı kompresörlü bir soğutma sistemde deneysel olarak yaptıkları çalışmada, soğutucu akışkan olarak R404A kullanmışlar ve en büyük tersinmezlik değerinin kompresörde meydana geldiğini belirlemişlerdir. Kompresörü sırasıyla kondanser, evaporatör ve genleşme valfi takip etmektedir. Bu çalışmalarında evaporatör olarak hava soğutmalı eşanjör kullanmışlardır. Akpınar ve Hepbaslı (2007), yer kaynaklı ısı pompaları için yapmış oldukları çalışmalarında su soğutmalı bir evaporatör kullanmışlardır ve en büyük tersinmezlik değerini sırasıyla kompresör, kondanser ve evaporatörde meydana geldiğini tespit etmişlerdir. Arora ve Kaushik (2008), çalışmalarında R502, R404A ve R507A soğutucu akışkanlarının kullanıldığı bir soğutma sisteminin teorik analizini yapmışlardır. Çalışmada evaporatör olarak hava soğutmalı ısı değiştiricisi kullanmışlar ve sonuçlarında evaporatör sıcaklığının artmasıyla COP değeri artmıştır. Srinivasan vd. (2003), çalışmalarında karbondioksitle çalışan buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminin ekserjetik analizini yapmışlardır. Sonuçlarında, evaporatör sıcaklığı arttıkça ekserjetik verimin düştüğünü tespit etmişlerdir. Bu duruma tersinden bakılırsa evaporatör sıcaklığı arttıkça tersinmezlik değeri de artmaktadır.

## TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Gövde borulu bir ısı değiştiricisinin kullanıldığı bir soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizleri yapılarak ekserji verimleri ile tersinmezlik değerleri belirlenmiştir. Çalışmada kullanılan veriler, kurulan deney düzeneği üzerinden ölçümler yapılarak elde edilmiş ve elde edilen deneysel veriler ışığında yapılan

analizler grafikler ve tablolar halinde verilmiştir. Termodinamiğin birinci kanun analizinde soğutma performans katsayısı, evaporatör sıcaklığının artmasıyla arttığı görülmektedir. Termodinamiğin ikinci kanun analizinde ise sistemin her bir elemanının tersinmezlik değerleri hesaplanmış ve en büyük tersinmezlik değerleri sırasıyla kompresör, kondanser, evaporatör ve genişleme valfinden çıkmıştır. Ayrıca toplam tersinmezlik değeri, gövde borulu ısı değiştiricisinin (evaporatör) sıcaklığıyla birlikte arttığı tespit edilmiştir.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Süleyman Demirel Üniversitesi Bilimsel Araştırma projeleri (SDÜ BAP Proje No: 1266-D-05) ve Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK Proje No: 106M522) tarafından desteklenmiştir.

## KAYNAKLAR

Akpinar, E.,K. and Hepbasli, A., A comparative study on exergetic assessment of two ground-source (geothermal) heat pump systems for residential applications, *Building and Environment*, 42, 2004-2013, 2007.

Arikol, M., *Ekserji Analizine Giriş*, Tübitak Projesi. Proje No: 0630048401, Gebze, 1985.

Apra, C. and Greco, A., An exergetic analysis of R22 substitution, *Applied Thermal Engineering*, 22, 1455 – 1469, 2002.

Arora, A. and Kaushik, S.C., Theoretical analysis of a vapour compression refrigeration system with R502, R404A and R507A, *International Journal of Refrigeration*, 31, 998 – 1005, 2008.

Bejan, A., *Advanced Engineering Thermodynamics*, John Wiley and Sons, 896p., New York, 1997.

Bejan, A., Thermodynamic optimization of geometry in engineering flow systems. *Exergy, An International Journal*, 1, 269 – 277, 2001.

Bejan, A., Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture, *International Journal of Energy Research*, 26, 545-565, 2002.

Beşer, E., Soğutucu maddelerle ilgili Dünyada ve Türkiye’de gelişmeler, *Mühendis ve Makine*, 39, 15 – 26, 1998.

Can, A., Buyruk, E., Eryener, D., Exergoeconomic analysis of condenser type heat exchangers, *Exergy, an International Journal*, 2, 113–118, 2002.

Çomaklı, K., Karlı, K., Yılmaz, M. ve Çomaklı, Ö., Termal Sistemlerde Ekserji Verimi. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 2, 25–34, 2007.

Çengel, A.Y., Wood, B. and Dincer, I., Is bigger thermodynamically better?. *Exergy, An International Journal*, 2, 62 – 68, 2002.

Genceli, F. O., *Isı değiştiricileri*, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2005.

Haseli, Y., Dincer, I. and Naterer, G.F., Optimum temperatures in a shell and tube condenser with respect to exergy, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 2462–2470, 2008.

Hepbasli, A., A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12, 593 – 661, 2007.

Hepbasli, A. and Akdemir, O., Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system, *Energy Conversion and Management*, 45, 737 – 753, 2004.

Holman, J.P., *Experimental Methods for Engineers*, McGraw-Hill, 720p, New York, 2000.

Kanoğlu, M., Dincer, I. and Rosen, M.A., Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants, *Energy Policy*, 35, 3967 – 3978, 2007.

Kilic, M. and Kaynaklı, Ö., Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system, *Energy*, 32, 1505 – 1512, 2007.

Kızılkın, Ö., Kabul, A., Yakut, A.K., Exergetic performance assessment of a variable-speed R404a refrigeration system, *International Journal of Energy Research*, Early View, 2009.

Kotas, T.J., *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Butter-Worths, 299p. London, 1985.

Lallemand, M., Branescu, C. and Haberschill, P., Local heat transfer coefficients during boiling of R22 and R407C in horizontal smooth and microfin tubes, *International Journal of Refrigeration*, 24, 57 – 72, 2001.

Lior, N. and Zhang, N., Energy, exergy, and Second Law performance criteria, *Energy*, 32, 281 – 296, 2007.

Özgür, A. E. and Bayrakçı, H. C., Second law analysis of two-stage compression transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle, *International Journal of Energy Research*, 32, 1202 – 1209, 2008.

Polat, F., *Bazı parametrelerin ve alternatif soğutucu akışkanların soğutma sisteminin performansına ve sistem elemanlarının kapasitelerine etkilerinin analizi*, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek lisans tezi, Ankara, 2001.



Rosen, M.A., Assessing energy technologies and environmental impacts with the principles of thermodynamics, *Applied Energy*, 72, 427 – 441, 2002.

Srinivasan, K., Lim, Y.K., Ho, J.C., Wijesundera, N.E., Exergetic analysis of carbon dioxide vapour compression refrigeration cycle using the new fundamental equation of state, *Energy Conversion and Management*, 44, 3267–3278, 2003.



Ahmet KABUL, 1975 yılında Isparta’da doğmuştur. İlk ve orta öğrenimini Isparta’da tamamladıktan sonra yüksek öğrenimini Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Tesisat Eğitimi Anabilim Dalında tamamlamıştır. 2001-2008 yılları arasında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmıştır. Yüksek lisans ve doktora eğitimini aynı üniversitede tamamladıktan sonra halen aynı bölümde Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaktadır. Evli ve iki çocuk babasıdır.



Önder KIZILKAN, 1978 yılında Isparta’da doğmuştur. İlk ve orta öğrenimini Aydın, Adıyaman ve Ankara’da yüksek öğrenimini Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Tesisat Eğitimi Anabilim Dalında tamamlamıştır. 2002 yılında, Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Anabilim Dalında Araştırma Görevlisi olarak görev yapmıştır. Yüksek lisans ve doktora eğitimini aynı üniversitede tamamladıktan sonra halen aynı bölümde öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır. Evlidir.



Ali Kemal YAKUT, 1955 Trabzon - Maçka doğumludur. İlk ve orta öğrenimini Trabzon’da tamamladıktan sonra yüksek öğrenimini Karadeniz Teknik Üniversitesi, Makina ve Elektrik Fakültesi, Makina Bölümü, Isı ve Kuvvet Kolunda 1978 yılında tamamlamıştır. Yüksek lisans öğrenimini 1984 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalında ve doktora öğrenimini 1987 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında tamamlamıştır. Halen Süleyman Demirel Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünde öğretim üyesi olarak görev yapmakta olup aynı zamanda Bölüm Başkanlığı görevini de yürütmektedir. Evli ve bir çocuk babasıdır.