



BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA TEST ÜNİTESİNE İLERİ EKSERJİ METODUNUN UYGULANMASI

Betül SARAÇ

Karadeniz Teknik Üniversitesi Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü 61530, Trabzon
bsarac@ktu.edu.tr, ORCID: 0000-0003-3876-7314

(Geliş Tarihi: 09.01.2020, Kabul Tarihi: 09.03.2021)

Özet: Termodinamiğin Birinci Kanunu ile yapılan hesaplamalarda her bir üniteye oluşan sıcaklık farkından ve basınç kayıpları nedeniyle oluşan tersinmezliklerin sistem performansı üzerindeki etkileri belirlenmemektedir. Bu nedenle Termodinamiğin ikinci kanunu ve ileri ekserji analizi metodu kullanılarak, seçilen termal sistemde her bir üniteye oluşan ekserji tahribatının büyüklükleri ve ekserji tahribatı tipleri hesaplanmalıdır. Bu çalışmada, buhar sıkıştırma soğutma sistemi ile çalışan bir test ünitesinin performansı ekserji ve ileri ekserji analiz metodu ile incelenmiştir. İleri ekserji analizi sonucunda buhar sıkıştırma soğutma test ünitesindeki her bir bileşenin günümüzde ulaşılabilen en son teknolojiyi içeren ürünlerin kullanıldığını göstermektedir. Yapılan çalışmada evaporatörün diğer bileşenler arasında en yüksek termal performans ile çalıştığı bulunmuştur.

Anahtar kelimeler: Ekserji, İleri ekserji, Ekserji tahribatı tipleri, Buhar sıkıştırma soğutma çevrimi

APPLICATION OF ADVANCED EXERGY METHOD TO THE VAPOUR COMPRESSION COOLING TEST UNIT

Abstract: In the calculations made using the first law analysis method of Thermodynamics, the effects of irreversibility caused by temperature difference, pressure losses and heat transfer in each unit can not be determined on thermal system performance. Therefore, by using the second law of thermodynamics and advanced exergy analysis method, the magnitude of the exergy destructions and the types of exergy destructions occurring in each unit in the selected thermal system can be used in the performance evaluation stage of the system. In this study, the performance of the test unit which is operated by a vapor compression cooling system was investigated by means of the exergy and advanced exergy analysis methods. Advanced exergy analysis is showed that each component of vapour compression refrigeration test uses the latest technology available today. In the study, it was found that the evaporator operates with the highest thermal performance among the other components.

Keywords: Exergy, Advanced exergy, Exergy destruction types, Vapor compression refrigeration cycle

SEMBOLLER VE KISALTMALAR

AV	Önlenbilir
Bil.	Bileşen
CD	Kondensör
CM	Kompresör
ç	Çıkış
D	Tahribat
e	Özgül ekserji [j/kg]
E	Ekserji [W]
EN	Endojen
EX	Eksojen
EV	Evaporatör
F	Yakıt
g	Giriş
h	Entalpi [j/kgk]
k	bileşen
K	Kayıp
M	Mekanik ekserji
mekso	Meksojen
\dot{m}	Kütleli debi [kg/s]
P	Basınç [kPa]
p	Ürün
R	Gerçek

s	Entropi [j/kgK]
T	Sıcaklık [K], Teorik
TOP	Toplam
TV	Genleşme valf
UN	Kaçınılmaz
ϵ	Ekserji verimi [%]
y	Ekserji tahribatı oranı
0	Ölü durum

GİRİŞ

Günümüzde iklimlendirme cihazlarındaki enerji tasarrufu üzerine yapılan çalışmalar, çevre kirliliği ve enerjinin verimli kullanılması açısından önem arz etmektedir. Özellikle iklimlendirme cihazlarında kullanılan her bir ünitenin verimliliği doğrudan soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısını etkilemektedir. Günümüzde hava şartlandırılması için kullanılan iklimlendirme cihazları buhar sıkıştırma soğutma sistemi esasına dayanmaktadır. Bu konu günümüzün en önemli araştırma konuları olarak literatürde yerini almaktadır.

Soğutucu sistemlerin ileri ekserji uygulamaları (Kelly vd, 2009) tarafından ele alınmıştır. Bu araştırmacılar, soğutucu sistemin performansının ulaşabileceği en yüksek potansiyeli hesaplamışlardır. Sonuç olarak sistemde evaporatörde oluşan tersinmezliklerin giderilmesiyle sistem performansının iyileşebileceğini belirtmişlerdir. İleri ekserji metodunda ekserji tahribatı farklı kayıpları temsil eden tahribat parçalarına ayrılmıştır. Bu tahribat parçalarından ilk grubu oluşturan *kaçınılmaz ekserji tahribatı parçası*, üniteye bir bileşenin, üniteye kullanıldığı müddetçe, bu bileşene en yüksek teknolojiler uygulanması halinde bileşende yok edilemeyen ekserji tahribatını temsil ederken, *önlenilebilir ekserji tahribatı parçası* ise sistemdeki bileşenin iyileştirme potansiyelini temsil eder. Tahribat parçalarında ikinci grubu oluşturan *endojen (içsel) ekserji tahribatı parçası* sadece üniteye bir bileşenin kendi tersinmezliğini gösteren ekserji tahribatının parçası olarak tanımlanmaktadır, *eksojen (dışsal) ekserji tahribatı parçası* da gerçek ekserji tahribatı ile endojen ekserji tahribatı parçasının farkı olarak tanımlanmaktadır (Wang vd, 2019). Ekserji tahribat parçalarının belirlenmesi amaçlı yapılan diğer bir çalışma, bir gaz türbini motoruna ileri ekserji metodunun uygulanmasıyla (Şöhret vd, 2015) tarafından tanıtılmıştır. Bu çalışmada yanma odasının iyileştirilmesi gerekliliği tespit edilmiştir. Sistemde %93.55 büyüklüğünde kaçınılmaz ekserji tahribatı olduğu hesaplanmış ve bundan dolayı sistemin iyileştirilme potansiyelinin düşük olduğu belirlenmiştir. Endojen ekserji tahribatı ise %81.33 olarak bulunmuş ve bu değere göre bileşenler arasındaki etkileşimin zayıf olduğu belirlenmiştir.

Bir askeri turbojet motoruna ileri ekserji metodu uygulanarak sistemde oluşan ekserji tahribat tiplerini belirleme ile (Balli, 2017) iyileştirmenin yapılacağı elemanların alçak basınç kompresörü, yanma odası, ve tepki lülesi olduğu bulunmuştur. Doğal gaz sıvılaştırma ve üretim tesisinde ileri ekserji ve sistemde oluşan ekserji tahribatlarının parasal olarak değerlendirilmesi (Ghorbani ve Roshani, 2018) tarafından ele alınmıştır. Bu çalışmada oluşan ekserji tahribatının çoğunun eksojen, diğer ünitelerde oluşan ekserji tahribatının endojen türde oldukları belirlenmiştir. Araştırmacılar, bu çalışmada ekserjetik ekonomiklik analiz sonuçlarına göre endojen ekserji tahribatının en yüksek maliyete sebep olduğunu belirtmişlerdir. (Bai vd, 2016) ve (Gullo vd, 2019) süper market soğutucularında R744 ile yapılan soğutmalardaki performans analizi için ileri ekserji metodunu uygulamışlardır. (Bai vd, 2016) sistemde kullanılan R744 ejektör bloğunun toplam ekserji kaybındaki %43.44 oranındaki azalmayı buhar sıkıştırma soğutma ünitesi ile karşılaştırarak belirlemişlerdir. (Chen, 2014) ejektörlü soğutma sistemi ile buhar sıkıştırma soğutma sistemini ileri ekserji metodunu kullanarak karşılaştırmasını yapmıştır. Birleşik güç ünitesinde ileri ekserji ve ekserji ekonomiklik metodunun uygulandığı tipik bir örnek (Azizi ve Boyarchihih, 2014) tarafından ele alınmıştır. Ekserji ekonomiklik metodu, sistemde oluşan ekserji tahribatlarının parasal olarak değerlendirilmesidir. Araştırmacılar, çalışmalarında sistemin performansında %14 iyileştirme olabileceğini ve maliyette %15 maliyet

düşüşü elde edilebileceğini belirtilmiştir. Süt işleme fabrikasının performans analizi için enerji, ekserji ve ileri ekserji analiz metodları (Fabrian vd, 2016) tarafından ele alınmıştır. Her bir üniteye oluşan ekserji tahribatının tipleri hesaplanarak işletim parametrelerinin limitleri belirlenmiştir. İleri ekserji metodunda ekserji tahribatının matematiksel olarak belirlenmesinde detay çalışma (Tsatsaronis ve Morosuk 2012)' de bulunabilir. Bu çalışmada, bir buhar sıkıştırma soğutma sistemi ve basit gaz türbini sistemi örneklenerek matematiksel ileri ekserji analiz metodu açıklanmıştır. İleri ekserji metodunun uygulandığı tipik bir örnek hava sıkıştırma bir enerji depolama sistemi (Liu vd, 2016) tarafından yapılmıştır. Bu sistemde bir sıkıştırılmış hava deposu, çok kademeli kompresörler ve ara soğutucularının yanında bir gaz türbini ünitesi bulunmaktadır. Sistemde bulunan bileşenlerin etkileşiminden doğan kaçınılmaz ekserji tahribatının yarısından çoğunun eksojen tipte olduğu değerlendirilmiştir. HFC-134a'ya alternatif bir soğutucu akışkan olan HFO-1234yf kullanan buhar sıkıştırma soğutma çevriminde termodinamiğin birinci ve ikinci yasasının analiz çalışmaları gerçekleştirilmiştir (Özgür vd, 2014). Araştırmacılar, her iki soğutucu akışkan için de çevrim verimleri arasında önemli farklılıklar gözlemlemişlerdir. Ancak HFO-1234yf ile elde edilen kompresörün ekserji tahribatı oranı, R-134a akışkanına göre hesaplanandan daha düşüktür. Elde edilen ekserji ve enerji analiz sonuçlarına göre HFO-1234yf, R-134a'ya iyi bir alternatif olarak değerlendirmişlerdir. Gerçek bir endüstriyel tesisinde ekserji, ileri ekserji analizi ve ekserji ekonomiklik metodu değerlendirmesi (Vuckovic vd, 2012) tarafından yapılmıştır. Tesis bileşenlerinde ekserji tahribatının kaçınılmaz ve teknolojik, fiziksel ve ekonomik sınırlamalarla sınırlandırıldığı belirlenmiştir. Sistemde kazanım çalışma şartlarının iyileştirilmesiyle sistemin performansının artırılabilmesi sonucuna varılmıştır. Belli bir soğutma kapasitesine sahip paralel sıkıştırma süper market tipi buzdolabının performansının optimizasyonuna dayalı bir araştırmayı (Gullo vd, 2016) ileri ekserji analizi metodu kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Uyguladıkları ileri ekserji metodu sonucunda kondensörün, yüksek basınç kompresörünün ve alçak basınç kompresörlerinin en yüksek geliştirme potansiyeline sahip olduklarını belirtmişlerdir.

Bu çalışmanın literatürdeki yeri, ele alınan mevcut evaporatör test ünitesindeki soğutucu ve havalandırma sisteminde oluşan olumsuzlukların, deney düzeneğindeki ölçümlere etkisinin azaltılması yönünde test ünitesine ait performanslarının değerlendirilmesidir. Diğer bir deyişle test ünitesinin termodinamik kalibrasyonunun incelenmesidir.

Ekserji analizi, enerji dönüştürüm sistemleri için rasyonel bir verim tanımlamak amacıyla termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarından geliştirilmiş metottur. Bu çalışmada konvansiyonel ekserji analizi metoduna ek olarak *ileri ekserji analiz* metodu tanıtılmış ve bir buhar sıkıştırma soğutma test ünitesine uygulanarak sistemde oluşan tersinmezliklerin yeni üretilmiş evaporatörün performansına olan etkileri içsel ve dışsal tersinmezlik

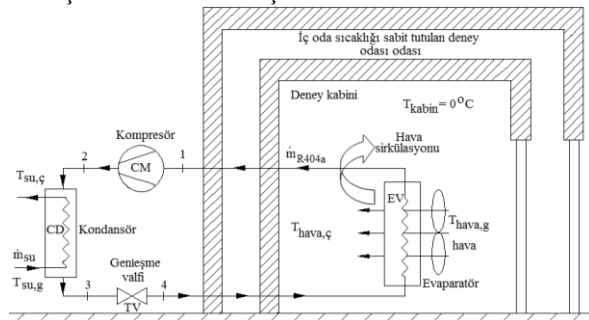
miktarları göz önüne alınarak araştırılmıştır. Meksojen ekserji tahribatının hesabı ile düşünülen amaca ulaşılmıştır. Çalışmanın özgünlüğü buhar sıkıştırma test ünitesinin bütün bileşenlerinde oluşan tersinmezliklerin test edilen evaporatör performansına etkilerinin belirlenmesi ile deney setinin termodinamik kalibrasyonunun yapılmış olmasıdır. (Ballı, 2017) yaptıkları çalışmada ileri ekserji metodunu askeri turbojet motoruna uygulanarak sistemde oluşan ekserji tahribat tiplerini belirlemişlerdir. Çalışmalarında alçak basınç kompresörü, yanma odası, ve tepki lülesinde iyileştirme yapılması gerektiğini meksojen ekserji tahribatının sonucuna bağlı olarak açıklamışlardır. Sunulan bu çalışmada da kondensörün iyileştirilmesi veya işletme şartlarının iyileştirilmesinin gerektiği tespit edilmiştir.

İleri ekserji metodunun enerji sistemlerinde çok kullanışlı bir yöntem olduğu literatürdeki çalışmalarda belirtilmiş ve ekserji tahribat parçalarının belirlenmesi sistemin iyileştirme potansiyelinin hangi elemanlara uygulanabileceğini açıklamaktadır. Bu bağlamda sunulan çalışmanın amacı buhar sıkıştırma soğutma çevrimine göre çalışan evaporatör test ünitesinin ileri ekserji analizi metodu ile test ünitesinde oluşan tersinmezlik bölgeleri ve değerleri, ekserji tahribatı tipleri miktarları ve üniteye elemanların ekserji tahribatı oluşumundaki etkileşimlerin belirlenmesidir.

MATERYAL VE METOD

Frierm firmasında bulunan buhar sıkıştırma soğutma sistemi içeren evaporatör test ünitesinin verileri bu çalışmada referans olarak alınmıştır.

Firmada bulunan test ünitesi üzerinde kompresör, yoğurturucu, evaporatör, genişleme valfi, basınç, sıcaklık ölçerler, akışkan debisi ölçerler, termostatlar, valfler, otomatik kontrol ünitesi ve baypas akış devreleri gibi elemanlar bulunmaktadır. Ancak bu çalışmada buharlaştırıcı performans ölçümleri yapılacağından, yalnızca ilgili soğutucu akışkan devresinin çevrimi el alınmıştır. Buharlaştırıcı test ünitesinde kullanılan buhar sıkıştırma soğutma ünitesi ile deney kabini şematik resmi Şekil 1.' de verilmiştir.



Şekil 1. Evaporatör test ünitesinin ve test odasının şematik resmi

Soğutma sisteminin bulunan evaporatörün soğutma kapasitesi $\dot{Q}_{EV} = 9,887 \text{ kW}$, soğutucu akışkanın R404a kütleli debisi $\dot{m}_{R404a} = 0,08 \text{ kg/s}$ ve deney kabini

sıcaklığı $T_{kabin} = 0^\circ\text{C}$ olarak firma tarafından beyan edilmiştir.

Kabuller:

Termodinamik modellerin oluşturulmasında aşağıdaki kabuller göz önüne alınmıştır.

1. Sistemdeki bütün bileşenler kararlı rejimde (zamandan bağımsız) bir boyutlu olarak ele alınmıştır.
2. Bileşenlerdeki ve boru bağlantılarındaki basınç kayıpları ihmal edilmemiştir.
3. Kompresörün adyabatik ve tersinmez çalıştığı kabul edilerek izantropik verimi 0.75 alınmıştır.
4. Ekserji analizinde ölü noktasının termodinamik şartları için sıcaklık $T_o = 15^\circ\text{C}$ ve basınç $P_o = 100 \text{ kPa}$ değerlerinde alınmıştır.

Ekserji Analizi

Ekserji analizi termal sistemdeki tersinmezlikleri içeren üniteleri ve tersinmezliğin büyüklüğünü araştıran genel bir metottur. Her bir üniteye ekserji tahribatı oluşumunun ve büyüklüğünün belirlenmesinde ekserji eşitliği sistemdeki her bir üniteye ayrı ayrı uygulanarak bulunur. Göz önüne alınan termodinamik modeli oluşturan sistem elemanlarına ekserji eşitliği uygulanarak her bir elemana akışkan giriş ve çıkış ekserjileri aşağıdaki bağıntıyla hesaplanmıştır.

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (1)$$

Göz önüne alınan akışkan akımlarındaki, toplam akışkan ekserjisi Eş. (2) ve her bir elemanda oluşan ekserji tahribatı da ekserji eşitliğinden Eş. (3) ile hesaplanmıştır.

$$\dot{E} = \dot{m} e \quad (2)$$

$$\dot{E}_D = \sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_k \dot{E}_{k,in} - \sum_k \dot{E}_{k,out} \quad (3)$$

Termal genişleme valfinde kısımla sürecindeki akışkanın termal ve mekanik ekserji tanımları Eş. (4) ve Eş. (5), (Kotas, 16).

Termal ekserji

$$e^{\Delta T} = [h_{(T,P)} - h_{(T_0,P)} - T_0(s_{(T,P)} - s_{(T_0,P)})]_{P=sabit} \quad (4)$$

Mekanik ekserji

$$e^{\Delta P} = [h_{(T,P)} - h_{(T_0,P)} - T_0(s_{(T,P)} - s_{(T_0,P)})]_{T=sabit} \quad (5)$$

Termal genişleme valfinde denklem 4' de verilen termal ekserji bağıntısında sabit basınç değeri olarak; valfin giriş ve çıkış noktalarındaki basınç değerleri alınmıştır. Eş. (5) de verilen mekanik ekserji bağıntısındaki sabit sıcaklık değeri için ise ölü haldeki sıcaklık değeri alınmıştır. Termal genişleme valfinin ekserji verim ifadesi, ekserji ürününün ekserji yakıtı oranı tanımına göre Eş. (6) ile hesaplanmıştır (Kotas, 16).

$$\varepsilon_{TV} = \frac{(\dot{E}_4 - \dot{E}_3)_{Termal}}{(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)_{Mekanik}} \quad (6)$$

Tablo 1. Enerji, ekserji eşitlikleri ve ekserjetik verim ifadeleri.

Bil.	Enerji eşitliği	Ekserji eşitliği
CM	$\dot{W}_{CM} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{Q}_{K,CM}$	$\dot{E}_{D,CM} = \dot{W}_{CM} - (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) + \dot{E}_{K,CM}$
EV	$\dot{m}_{hava}(h_{hava,g} - h_{hava,\zeta}) = \dot{m}_1(h_4 - h_1)$	$\dot{E}_{D,EV} = (\dot{E}_4 - \dot{E}_1) - (\dot{E}_{hava,g} - \dot{E}_{hava,\zeta})$
CD	$\dot{m}_w(h_{su,g} - h_{su,\zeta}) = \dot{m}_2(h_2 - h_3) - \dot{Q}_{K,CD}$	$\dot{E}_{D,CD} = (\dot{E}_2 - \dot{E}_3) - (\dot{E}_{su,\zeta} - \dot{E}_{su,g}) - \dot{E}_{K,CD}$
TV	$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_3 h_4$	$\dot{E}_{D,TV} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4$

Tablo 2. Ekserji yakıtı ve ekserji ürünü tanımlarına dayalı ekserji tahribatı ve ekserji verimi.

Bil.	\dot{E}_F	\dot{E}_P	\dot{E}_D	Ekserji verimi
CM	\dot{W}_{CM}	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$	$\dot{W}_{CM} - (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) + \dot{E}_{K,CM}$	$\varepsilon_{CM} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_{CM}}$
EV	$\dot{E}_4 - \dot{E}_1$	$\dot{E}_{hava,\zeta} - \dot{E}_{hava,g}$	$(\dot{E}_4 - \dot{E}_1) - (\dot{E}_{hava,g} - \dot{E}_{hava,\zeta})$	$\varepsilon_{EV} = \frac{\dot{E}_{hava,g} - \dot{E}_{hava,\zeta}}{\dot{E}_4 - \dot{E}_1}$
CD	$\dot{E}_2 - \dot{E}_3$	$\dot{E}_{su,\zeta} - \dot{E}_{su,g}$	$(\dot{E}_2 - \dot{E}_3) - (\dot{E}_{su,\zeta} - \dot{E}_{su,g}) - \dot{E}_{K,CD}$	$\varepsilon_{CD} = \frac{\dot{E}_{su,g} - \dot{E}_{su,\zeta}}{\dot{E}_2 - \dot{E}_3}$
TV	$(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)_M$	$(\dot{E}_4 - \dot{E}_3)_T$	$(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)_M - (\dot{E}_4 - \dot{E}_3)_T$	$\varepsilon_{TV} = \frac{(\dot{E}_4 - \dot{E}_3)_T}{(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)_M}$
Top	\dot{W}_{CM}	$\dot{E}_{hava,\zeta} - \dot{E}_{hava,g}$	$\dot{E}_{D,CM} + \dot{E}_{D,CD} + \dot{E}_{D,TV} + \dot{E}_{D,EV}$	$\varepsilon_{Top,Sistem} = \frac{\dot{E}_{hava,\zeta} - \dot{E}_{hava,g}}{\dot{W}_{CM}}$

Ele alınan gerçek ve teorik modellerde sistem elemanlarına uygulanan enerji ve ekserji eşitlikleri Tablo 1.' de özetlenmiştir. Kompresördeki sıkıştırma süreci iç ve dış tersinmezlikleri içerdiğinden, kompresörden çevreye atılan ısı hesaplara dahil edilmiştir.

Ekserji yakıtı ve ekserji ürünü tanımları kullanılarak ileri ekserji metodunda kullanılan ekserji tahribatı ve ekserji verimi ifadeleri Tablo 2.' de sunulmuştur.

İleri Ekserji Analizi

Termodinamik açık sistem tanımında, sistem sınırında giren enerji türleri literatürde “ ekserji yakıtı”, sistem sınırından çıkan enerji türleri ise “ekserji ürünü” olarak tanımlanmıştır (Kelly vd, 2009), (Wang vd, 2019), (Chen, 2014), (Aziziz ve Boyarhchihi, 2014), (Fabrianvd, 2016). Yakıt-ürün ekserji analizi, bir termik sistemin ve bu sistemin bileşenlerinin performanslarına etki eden tersinmezliklerin belirlenmesini ve performansı en düşük olan bileşenin belirlenmesine imkan sağlar (Wang vd, 2019) (Balli, 2017), (Bai vd.), (Chen, 2014). Sistem bileşenlerine ait ekserji yakıtı $\dot{E}_{F,k}$, ekserji ürünü $\dot{E}_{P,k}$ ile gösterilir. Termodinamik süreçte çevreye atılan veya tekrar kullanılmayan ekserji ise “kayıp ekserji” olarak tanımlanır ve \dot{E}_K sembolü ile gösterilir. Çevrime ait toplam yakıt-ürün ekserjisi, toplam ürün ekserjisi, toplam ekserji tahribatı $\sum_{n=1}^n E_{D,k_n}$ ve toplam kayıp ekserji, ekserji denkliği gözönüne alınarak aşağıda olduğu gibi matematiksel olarak yazılabilir.

$$\dot{E}_{F,tot} = \dot{E}_{P,tot} + \sum_{n=1}^n E_{D,k} + \dot{E}_{K,tot} \quad (7)$$

Ekserji analizi açısından, bileşenlerin ve sistemin incelenmesinde iki gösterge kullanılmaktadır. Bunlardan birincisi, sistemi oluşturan bileşenlerin ekserji verimleri, “ ε ” ile gösterilir ve ürün ekserjisinin yakıt ekserjisine oranı olarak tanımlanır. İkinci gösterge ise, her bir bileşende oluşan ekserji tahribatının toplam sistem ekserji tahribatına oranı olarak tanımlanır ve “ y ” sembolüyle gösterilir. İki göstergede kullanılan tanımlardan ekserji verim ε , ve ekserji tahribatı oranı y ,

sistemdeki her bir eleman için yazılabildikleri gibi, sistemin tümü içinde yazılabilirler. Bu göstergeler aşağı eşitliklerde yazılmıştır.

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad \text{“k” nıncı eleman için} \quad (8)$$

$$\varepsilon_{top} = \frac{\dot{E}_{P,top}}{\dot{E}_{F,top}} \quad \text{çevrim için (ve tüm sistem için)} \quad (9)$$

$$y_k = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad \text{“k” nıncı eleman için} \quad (10)$$

$$y_{top} = \frac{\dot{E}_{D,top}}{\dot{E}_{F,top}} \quad \text{çevrim için (ve tüm sistem için)} \quad (11)$$

Ekserji tahribatı tipleri

İleri ekserji analizi, ekserji tahribatını bölünmüş parçalara ayırarak, bileşenlerdeki tersinmezliklerin daha iyi araştırılmasına imkan verir. Gerçek ekserji tahribatı iki ana sınıfa ayrılır. Birinci bölünmüş parçası endojen ($\dot{E}_{D,k}^{EN}$) ve eksojen ($\dot{E}_{D,k}^{EX}$) olarak, ikinci bölünmüş parçası ise önlenebilir ekserji tahribatı ($\dot{E}_{D,k}^{AV}$) ve kaçınılmaz ekserji tahribatı ($\dot{E}_{D,k}^{UN}$) olarak tanımlanırlar.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{EN} + \dot{E}_{D,k}^{EX} \quad (12)$$

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{AV} + \dot{E}_{D,k}^{UN} \quad (13)$$

Bu iki ana sınıf ekserji tahribatı alt parçalara ayrılarak daha hassas analiz yapma imkanı vermektedir. Parçalanmış ekserji tahribat tipleri aşağıda açıklanmıştır.

Endojen ekserji tahribatı; $\dot{E}_{D,k}^{EN}$

$\dot{E}_{D,k}^{EN}$ Endojen ekserji parçası sistemdeki “k”nıncı bileşenin kendi içinde oluşan tersinmezliğini gösterir ve

çevrimdeki diğer bileşenlerin tersinmezlikleri ile alakası yoktur.

Eksojen ekserji tahribatı; $\dot{E}_{D,k}^{EX}$

$\dot{E}_{D,k}^{EX}$ Eksojen ekserji tahribatı parçası, gerçek ekserji tahribatı ile $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ endojen ekserji tahribatı parçasının farkıdır ($\dot{E}_{D,k}^{EX} = \dot{E}_{D,k} - \dot{E}_{D,k}^{EN}$). Sistemin “k”ncü bileşeni dışındaki diğer bileşenlerin oluşturduğu tersinmezliklerin “k”ncü bileşen üzerine uyguladığı ekserji tahribatıdır.

Kaçınılmaz ekserji tahribatı; $\dot{E}_{D,k}^{UN}$

$\dot{E}_{D,k}^{UN}$ Kaçınılmaz ekserji tahribatı parçası sistemdeki “k”ncü bileşen çalıştırıldığı müddetçe, bu bileşende en yüksek teknolojiler uygulanması halinde, bileşende yok edilemeyen ekserji tahribatıdır. Bileşendeki tersinmezlikler teknik sınırlamalardan kaynaklanmaktadır.

Önlenebilir ekserji tahribatı; $\dot{E}_{D,k}^{AV}$

$\dot{E}_{D,k}^{AV}$ Önlenebilir ekserji tahribatı parçası, sistemdeki “k”ncü bileşendeki gerçek ekserji tahribatı ile kaçınılmaz ekserji tahribatı arasındaki fark ($\dot{E}_{D,k}^{AV} = \dot{E}_{D,k} - \dot{E}_{D,k}^{UN}$) olarak tanımlanır ve bu fark giderilebilir özelliğe sahiptir. Ekserji tahribatının bu bölünmüş parçası sistemdeki bu bileşenin iyileştirme potansiyelini temsil eder. Dolayısıyla önlenebilir ekserji tahribatı parçasına daha fazla dikkat edilmelidir. Önlenebilir ekserji tahribat parçasının değerinin büyük olması “k”ncü bileşenin bir yenilenme potansiyelinin olduğunu gösterir.

Yukarıda iki sınıfa ayrılan ekserji tahribat parçalarında daha çok yararlanabilmek için ekserji tahribat parçalarının birleşik etkileşimleri mantıksal olarak göz önüne alınır ve aşağıda sunulan kombinasyonları elde edilir (Chen, 2014).

- **Kaçınılmaz endojen ekserji tahribatı:** $\dot{E}_{D,k}^{UN,EN}$
- “k”ncü bileşen teknik sınırlamalar nedeniyle giderilemez.
- **Kaçınılmaz eksojen ekserji tahribatı:** $\dot{E}_{D,k}^{UN,EX}$
- “k”ncü bileşenin dışındaki diğer bileşenler teknik sınırlamalar nedeniyle iyileştirilemez.
- **Önlenebilir endojen ekserji tahribatı:** $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$
- “k”ncü bileşenin veriminin artırılmasıyla (iyileştirilmesiyle) giderilebilir. Bu ekserji tahribatının değeri büyükse, bileşenin iyileştirilmesiyle azaltılması yönüne gidilir.
- **Önlenebilir eksojen ekserji tahribatı:** $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$
- “k”ncü bileşenin dışında kalan diğer bileşenlerin yapısal iyileştirilmesi ve verimlerinin artırılmasıyla “k”ncü bileşenin $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$ azaltılamaz.

“k”ncü bileşendeki toplam ekserji tahribatı, alternatif olarak birleştirilmiş kombinasyonlu ekserji tahribat parçalarını içeren şekliyle aşağıdaki gibi yazılır.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{UN,EN} + \dot{E}_{D,k}^{UN,EX} + \dot{E}_{D,k}^{AV,EN} + \dot{E}_{D,k}^{AV,EX} \quad (14)$$

Bu eşitlikteki ifadeler aşağıdaki gibi hesaplanmıştır (Balli, 2017), (Chen, 2014), (Gullo *vd*, 2016).

$$\dot{E}_{D,k}^{UN,EN} = \frac{\dot{E}_D^{UN} \dot{E}_D^{EN}}{\dot{E}_{D,gerçek}} \quad (15)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{AV,EN} = \frac{\dot{E}_D^{AV} \dot{E}_D^{EN}}{\dot{E}_{D,gerçek}} \quad (16)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{UN,EX} = \frac{\dot{E}_D^{UN} \dot{E}_D^{EX}}{\dot{E}_{D,gerçek}} \quad (17)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{AV,EX} = \frac{\dot{E}_D^{AV} \dot{E}_D^{EX}}{\dot{E}_{D,gerçek}} \quad (18)$$

Literatürde, ileri ekserji analizinde sistemin her bir bileşeninin performanslarının iyileştirilmesinde $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ ile $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$ bölünmüş parçalarına önem verilmesinin gerekliliği vurgulanmaktadır. İleri ekserji analizinde sistemi oluşturan bileşenler arasındaki ekserji tahribat etkileşimlerini daha iyi analiz edebilmek için, birleştirilmiş meksojen ekserji tahribatı tanımlanmıştır (Wang *vd*, 2019), (Balli, 2017), (Chen, 2014), (Liu *vd*, 2016), (Gullo *vd*, 2016).

Meksojen-ekserji-tahribatı $\dot{E}_{D,k}^{Mekso}$

$\dot{E}_{D,k}^{Mekso}$ Meksojen ekserji tahribatı, bileşenin eksojen ekserji tahribatı ile sistem içindeki diğer bileşenlerinden oluşan toplam eksojen ekserji tahribatının “k”ncü bileşene olan etkisi olarak tanımlanır.

$$\dot{E}_{D,k}^{Mekso} = \dot{E}_{D,k}^{EX} - \sum_{n \neq k}^n \dot{E}_{D,k}^{EX,n} \quad (19)$$

HESAPLAMALAR

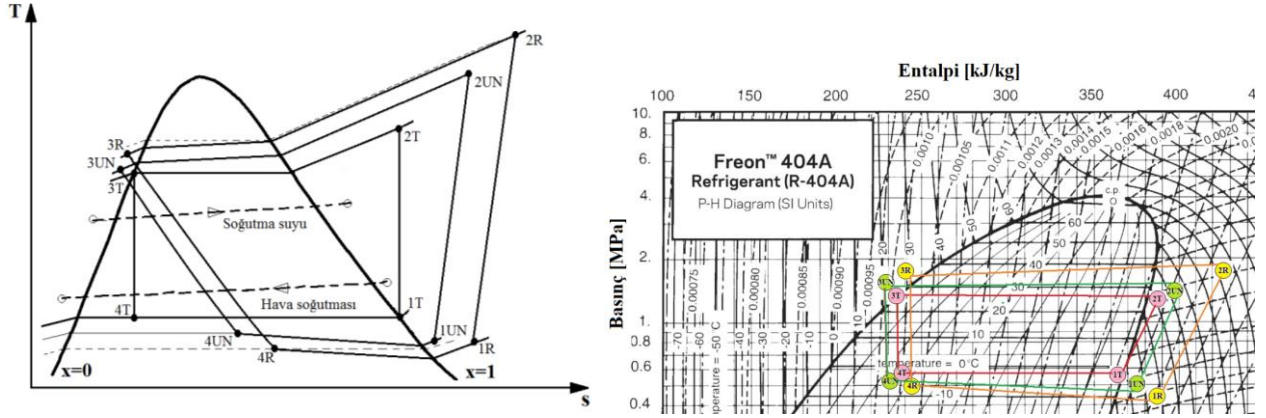
Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları ile literatürde tanımlanan ileri ekserji metodu sistem bileşenlerine ayrı ayrı yazılarak her bir bileşende oluşan enerji tahribatı miktarları nitel ve nicel olarak hesaplanmıştır. Ele alınan soğutma ünitesinin Termodinamik çevrimi T-s ve P-h diyagramlarında gerçek işletim parametrelerine göre ve tasarlanan termodinamik verilerine göre çizilerek Şekil 2.’de gösterilmiştir. Buhar sıkıştırımlı soğutma ünitesinin üç ayrı termodinamik çevrimi:

- 1- Gerçek verilere göre çizilen çevrim
- 2-Teknolojinin ulaşabileceği sınırları göz önüne alan termodinamik çevrim (kaçınılmaz çevrim)
- 3-Teorik (Tersinir) çevrim olarak ele alınmıştır.

İleri ekserji metodunda işletim parametreleri olarak kondensördeki ve evaporatördeki akışkan akımlarının minimum sıcaklık farkına göre termodinamik modeller geliştirilmiştir. Ele alınan gerçek ölçümler ve termodinamik model verileri Tablo 3.’de verilmiştir.

İleri ekserji analizinde çevrimin her bir bileşeninde oluşan $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ endojen ekserji tahribatının belirlenmesinde kullanılan dört ayrı çevrim Şekil 3.' de gösterilmiştir. Gerçek ve teorik modellerdeki çevrim noktalarına ait soğutucu akışkan R404a'nın, soğutma suyunun ve

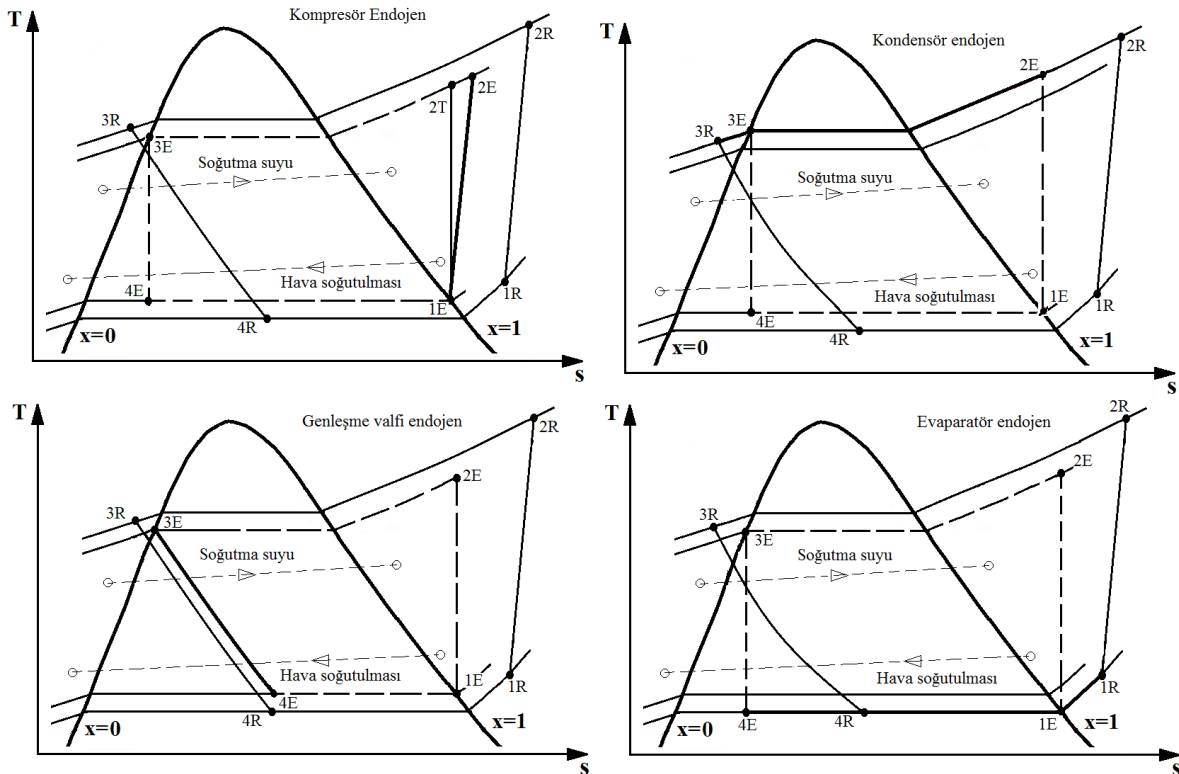
soğutma havasının termodinamik büyüklükleri hesaplanarak Tablo 4., Tablo 5. ve Tablo 6.' da verilmiştir.



Şekil 2. Çevrimlerin T-s ve P-h diyagramları (gerçek çevrim 1R-2R-3R-4R, kaçınılmaz çevrim, 1UN-2UN-3UN-4UN, teorik çevrim 1T-2T-3T-4T).

Tablo 3. Gerçek ve teorik çevrimler için çalışma şartları.

Parametreler	Gerçek çevrim şartları	Kaçınılmaz (UN) çevrim şartları	Teorik çevrim şartları
Basınç düşüleri ΔP [%]	1	1	0
Kondenser çıkışındaki minimum Sıcaklık farkı, ΔT [°]	13	0.5	0
Evaporatör çıkışındaki minimum Sıcaklık farkı, ΔT [°]	4	0.5	0
Kompresörün izantropik verimi, $\eta_{Kompresör}$ %	85	95	100
Kondensördeki R404a' nın yoğuşma sıcaklığı [°C]	39	26.5	26
Evaporatördeki R404a' nın yoğuşma sıcaklığı [°C]	-8.18	-4.68	-4.18
Kısımla süreci 3-4	Tersinmez	Tersinmez	Tersinir



Şekil 3. Soğutma ünitesinde her bir elemenda oluşan endojen ekserji tahribatı için kullanılan termodinamik çevrimler [8].

Tablo 4. Gerçek çevrimin termodinamik özellikleri.

Çevrim noktası	Akışkan	Termodinamik analiz					
		\dot{m} [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
1	R404a	0.080	10.32	381.6	380.7	1.696	32.93
2	R404a	0.080	77	1790	426.2	1.73	68.75
3	R404a	0.080	30	1611	246.2	1.157	53.75
4 $x_4=0.328$	R404a	0.080	-8.18	424	246.2	1.176	48.51
$T_{su,g}$	Su	0.080	15	351	225.9	0.7549	0
$T_{su,ç}$	Su	0.080	26	101	272	0.8932	6.169
$T_{hava,g}$	Hava	2.161	0.06	101.3	3.76	-	0.764
$T_{hava,ç}$	Hava	2.161	-4.18	101.3	-0.818	-	1.058

Tablo 5. Kaçınılmaz çevrimin termodinamik özellikleri.

Çevrim noktası	Akışkan	Termodinamik analiz					
		\dot{m} [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
1	R404a	0.0751	-3.68	468.5	366.5	1.632	37.26
2	R404a	0.0751	31.7	1160	387.1	1.62	61.35
3	R404a	0.0751	22	1160	233	1.114	52.94
4 $x_4=0.23$	R404a	0.0751	-4.68	520.5	233	1.13	50.27
$T_{su,g}$	Su	0.0751	15	351	225.9	0.7549	0
$T_{su,ç}$	Su	0.0751	26	101	272	0.8932	6.169
$T_{hava,g}$	Hava	2.16	0.06	101.3	3.76	-	0.764
$T_{hava,ç}$	Hava	2.16	-4.18	101.3	-0.818	-	1.058

Tablo 6. Teorik çevrimin termodinamik özellikleri.

Çevrim noktası	Akışkan	Termodinamik analiz					
		\dot{m} [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
1	R404a	0.0768	-4.18	537.7	366.1	1.618	40.89
2	R404a	0.0768	29.7	1288	382	1.618	56.79
3	R404a	0.0768	26	1288	239.5	1.136	53.3
4 $x_4=0.24$	R404a	0.0768	-4.18	537.7	236.4	1.136	50.22
$T_{su,g}$	Su	0.0768	15	351	225.9	0.7549	0
$T_{su,ç}$	Su	0.0768	26	101	272	0.8932	6.169
$T_{hava,g}$	Hava	2.16	0.06	101.3	3.76	-	0.764
$T_{hava,ç}$	Hava	2.16	-4.18	101.3	-0.818	-	1.058

BULGULAR VE TARTIŞMA

Literatürde sunulan yorumlar bu çalışmada yönlendirici olmuştur (Wang vd, 2019), (Chen 2014), (Fabrian vd, 2016), (Liu vd, 2016). Ekserji ve ileri ekserji metoduna göre göz önüne alınan soğutma sisteminde elde edilen gerçek çevrim verilerine göre yapılan çalışmadan elde edilen sonuçlar Tablo 7.' de verilmiştir. Tablo 7' de sunulan değerlere göre tüm sistemin ekserji verimi %18.12 olarak hesaplanmıştır.

Sistemin düşük performansla çalıştığı görülmektedir. Her bir bileşen kendi içinde değerlendirildiğinde kompresörün iyi çalıştığı buna karşılık en kötü performans kondensörde gözlemlenmiştir. Bunun nedeni olarak kondensörde soğutma suyu devresindeki basınç kayıplarının fazla olması gösterilebilir.

Tablo 7. Gerçek çevrime ait ekserji ve ekserji tahribatları.

Bil.	$\dot{E}_{Ex,yakıt}$ [kW]	$\dot{E}_{Ex,ürün}$ [kW]	$\dot{E}_{D,k}$ [kW]	ϵ [%]
CM	3.500	2.633	0.937	73.74
CD	1.103	0.3945	0.708	35.76
TV	1.001	0.616	0.385	61.54
EV	1.145	0.634	0.510	55.40
Top	4.964	0.634	2.969	18.12

Bu çalışmada soğutma sistemine uygulanan ekserji ve ileri ekserji metodundan elde edilen sonuçlar Tablo 8.' de verilmiştir. Bu tablo, her bir bileşende oluşan ekserji tahribatının, bölünmüş ekserji tahribatı parçalarının değerlerini içermektedir.

Tablo 8. İleri ekserji analizi-İki parçaya ayırıştırılan yaklaşım.

Bil.	$\dot{E}_{D, Gerçek}$ [kW]	$\dot{E}_{D, Teorik}$ [kW]	$\dot{E}_{D, k}^{UN}$ [kW]	$\dot{E}_{D, k}^{AV}$ [kW]	$\dot{E}_{D, k}^{EN}$ [kW]	$\dot{E}_{D, k}^{EX}$ [kW]
CM	0.937	0	0.319	0.617	0.353	0.584
CD	2.109	0.272	0.280	1.828	0.971	1.138
TV	0.385	0.235	0.280	0.104	0.258	0.127
EV	0.479	0.076	0.088	0.390	0.333	0.146
Top	2.969	0.583	0.969	1.999	1.915	1.054
%	100	19.66	32.64	67.35	64.49	35.50

Toplam sistem için ekserji tahribatı yüzdeleri karşılaştırıldığında, $\dot{E}_{D, Gerçek}$ gerçek ekserji tahribatının % 100 değeri baz alındığında $\dot{E}_{D, Teorik}$ teorik ekserji tahribat değerinin % 19.66 ve $\dot{E}_{D, k}^{UN}$ önlenebilir ekserji tahribat değerinin ise % 32.64 olduğu Tablo 8.' de görülmektedir. Böylelikle gerçek çevrimi ile ele alınan termodinamik modellerle uzaklığı belirlenmiştir. $\dot{E}_{D, k}^{AV}$ önlenebilir ekserji tahribat parçasının değerinin büyük olması, bileşenin performansının iyi olmadığını ve iyileştirme potansiyelinin gerekliliğini göstermektedir. Buna göre Tablo 8. incelendiğinde kompresörün, kondensörün $\dot{E}_{D, k}^{AV}$ değerleri büyük olduğundan bu bileşenlerin iyileştirilme potansiyelinin olduğu bulunmuştur. $\dot{E}_{D, k}^{UN}$ değerinin büyük olması teknolojik olarak bir geliştirme gerekliliğini gösterdiğinden; kompresörün ve kondensörün, genişleme valfinin $\dot{E}_{D, k}^{UN}$ değerleri sırasıyla 0.319, 0.280 ve 0.280 kW olarak bulunduğundan, kompresör, kondensör ve genişleme valfinin teknolojik geliştirilmesi veya işletim şartlarının düzenlenmesi gerektiği bulunmuştur. $\dot{E}_{D, k}^{EX}$ parçası incelendiğinde, bileşenler içinde en küçük değer evaporatör ve genişleme valfinde sırasıyla 0.127 kW ve 0.146 kW olarak görülmektedir. Bu verilere göre, diğer bileşenlerin evaporatöre tersinmezlik uygulamadığı sonucu çıkmaktadır. Böylelikle evaporatör testlerinden elde edilen sonuçların güvenilirliği elde edilmiştir. $\dot{E}_{D, k}^{EN}$ Endojen ekserji parçası sistemdeki "k"nıncı bileşenin kendi içinde oluşan tersinmezliğini ifade ettiği için 0.971 kW değeri ile kondenserin teknolojik olarak iyileştirilmesi gerektiği sonucu çıkmaktadır.

Bu tablodan genel olarak, sistemin her bir bileşeninde oluşan $\dot{E}_{D, k}^{EN}$ parçası, gerçek çevrimdeki her bir bileşende oluşan $\dot{E}_{D, Gerçek}$ ekserji tahribatından küçük değerler aldığı görülmektedir. Kondensördeki ve evaporatördeki sıcak ve soğuk akışkan akımlarındaki minimum sıcaklık farklarının $\dot{E}_{D, k}^{UN}$, $\dot{E}_{D, Teorik}$ ile $\dot{E}_{D, Gerçek}$ ekserji tahribatları karşılaştırıldığında $\dot{E}_{D, Gerçek}$ gerçek ekserji tahribatının etkilerinin büyük kaldığı Tablo 7.' den görülmektedir. Bunun nedeni gerçek çevrimdeki tersinmezliklerin varlığından kaynaklanmaktadır.

Alt bölümlerine ayrılan ekserji tahribatı parçalarının, birleştirilmesi ile tanımlanan diğer ekserji tahribat parçaları ($\dot{E}_{D, k}^{UN, EN}$, $\dot{E}_{D, k}^{UN, EX}$, $\dot{E}_{D, k}^{AV, EN}$, $\dot{E}_{D, k}^{AV, EX}$) Tablo 9.' da değerleriyle birlikte sunulmuştur.

Tablo 9. İleri ekserji analizi metodunda birleştirilmiş yaklaşımı.

Bil.	$\dot{E}_{D, k}^{UN, EN}$ [kW]	$\dot{E}_{D, k}^{UN, EX}$ [kW]	$\dot{E}_{D, k}^{AV, EN}$ [kW]	$\dot{E}_{D, k}^{AV, EX}$ [kW]
CM	0.251	0.067	0.101	0.516
CD	0.649	-0.369	0.321	1.507
TV	0.286	-0.005	-0.028	0.132
EV	0.185	-0.096	0.147	0.242

Tablo 9. incelendiğinde, $\dot{E}_{D, k}^{AV, EX}$ parçası kendi içerisinde karşılaştırıldığında kondensörün 1.507 kW değeri ile en büyük değeri aldığı görülmektedir. Kondensörün ve kompresörün dışında kalan diğer bileşenlerin yapısal iyileştirilmesi ve verimlerinin artırılmasıyla kondensörün ve kompresörün $\dot{E}_{D, k}^{AV, EX}$ azaltılamaz. Yani kondensörün ve kompresörün iyileştirilmesi veya işletim performansının düzenlenmesi gerekmektedir. Bu sonuç yukarıdaki analiz sonuçları ile örtüşmektedir.

Tablo 9.'dan $\dot{E}_{D, k}^{AV, EN}$ parçaları arasında kondensörün 0.321 kW olduğu sonucu çıkmıştır. Bu sonuç ile de kondensörün iyileştirilmesi gerektiği doğrulanmaktadır. Üniteden ele alınan bir bileşenin, ünitenin diğer bileşenlerinin etkilerinin oluşturduğu $\dot{E}_{D, k}^{mekso}$ meksojen ekserji tahribatı paylaşım değerleri Tablo 10.' da verilmiştir.

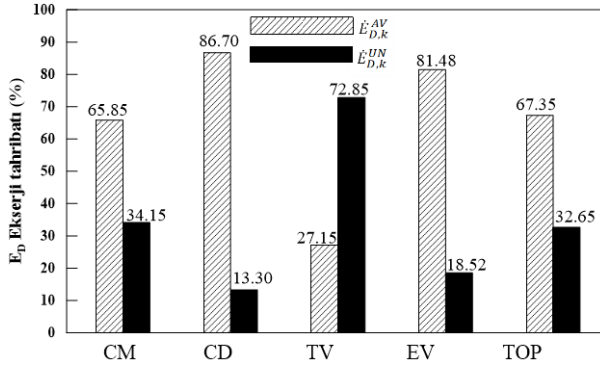
Tablo 10. Her bir bileşen için $\dot{E}_{D, k}^{mekso}$ değerleri.

Bil.	$\dot{E}_{D, k}^{EX}$ [kW]	Etkili bileşen elemanı	$\dot{E}_{D, k}^{EX, r}$ [kW]
CM	0.937	CD	1.802
		EV	1.006
		TV	0.828
		Mekso	-2.700
CD	2.109	CM	-0.070
		EV	-0.590
		TV	-0.767
		Mekso	3.541
TV	0.385	CM	0.674
		EV	0.160
		CD	0.956
		Mekso	-0.213
EV	0.479	CM	0.758
		TV	0.066
		CD	0.104
		Mekso	-1.384

Tablo 10. incelendiğinde, en yüksek $\dot{E}_{D, k}^{mekso}$ meksojen ekserji tahribatı 3.541 kW olarak kondensörde bulunmuştur. $\dot{E}_{D, k}^{mekso}$ parçası tanımına göre yapılan bu analizde kondensörün sistem içerisinde iyileştirilmesi gereken bileşen olduğu tespit edilmiştir. Bu sonuç yukarıdaki ileri ekserji analiz sonuçlarıyla da desteklenmektedir.

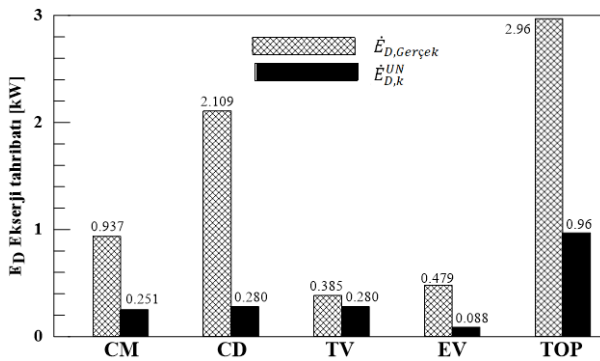
Şekil 4.' de ünitadaki her bir bileşende oluşan $\dot{E}_{D, k}^{AV}$ parçası ve $\dot{E}_{D, k}^{UN}$ parçasının toplam ekserji tahribatına oranı verilmiştir. Sistem bileşenlerinde oluşan $\dot{E}_{D, k}^{AV}$ parçasının en küçük kısmı genişleme valfinde gerçekleştiği görülmektedir. Bu çalışmada kompresörün verimi %85 alınmıştır. Teknolojik verimliliği yüksek

olan kompresör kullanılması gerektiği ortaya çıkmaktadır. Benzer trend kondensör ve evaporatörde görülmektedir. Buna göre kondensörün yanında test yapılan evaporatöründe iyileştirme potansiyelinin var olacağı görülmektedir.



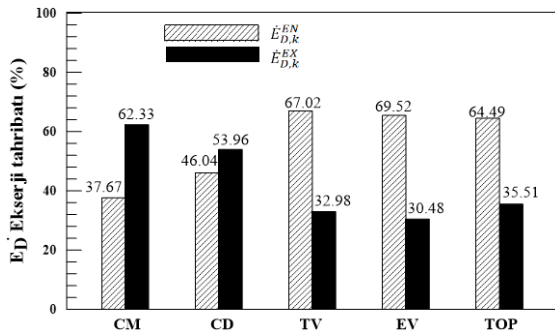
Şekil 4. Her bir ünite de oluşan $\dot{E}_{D,k}^{AV}$ ve $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ parçasının toplam ekserji tahribatına oranı.

$\dot{E}_{D, Gerçek}$ ve $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ çevrimlerdeki bileşenlerde oluşan ekserji tahribatının karşılaştırılması Şekil 5.' de verilmiştir. Gerçek çevrim ile teknolojik limitleri kullanan çevrim arasındaki ayrıcalık Şekil 5.' de görülmektedir. Bu şekle göre $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ kondensördeki bugünün teknoloji şartlarına göre kalıcı ekserji tahribatı 0.192 kW değeri bulunmuştur.



Şekil 5. $\dot{E}_{D, Gerçek}$ ve $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ parçalarının her bir bileşen için karşılaştırılması.

Şekil 6. da her bir ünite de oluşan $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ ve $\dot{E}_{D,k}^{EX}$ parçalarının toplam ekserji tahribatına oranı verilmiştir. Şekil 6 incelendiğinde evaporatörün sistemde önemli bir tersinmezlik kaynağı oluşturmadığı görülmektedir.



Şekil 6. Her bir ünite de oluşan $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ ve $\dot{E}_{D,k}^{EX}$ parçalarının toplam ekserji tahribatına oranı.

SONUÇLAR

Sistem bileşenlerinin ileri ekserji analizinden elde edilen sonuçlar aşağıda belirtilmiştir.

- Eşitlik 14. verilen $\dot{E}_{D,k}^{Mekso}$ tanımına göre kondensörde hesaplanan $\dot{E}_{D,k}^{EX}$ parçası, diğer bileşenlerde oluşan toplam $\sum_{n=1, n \neq k}^n \dot{E}_{D,k}^{EX,n}$ parçası büyük olduğundan kondensörün teknolojik yenilenmesi veya işletim şartlarının yenilenmesi gerekmektedir.
- Evaporatörün $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ ve $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ değerlerinin küçük olması performansının iyi olduğunun göstergesidir. Diğer bir deyişle test ünitesinin termodinamik limitlere göre iyi çalıştığı ve evaporatör test sonuçlarına sistemdeki diğer bileşenlerin tersinmezlikler uygulamadığı görülmüştür.

TEŞEKKÜR

DeneySEL verileri paylaşan Friterm firmasına, Dr. Hüseyin ONBAŞIOĞLU'nun bu çalışmaya yaptıkları değerli katkı ve önerilerine ayrıca, bu çalışmaya olanak sağlayan Prof. Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU'na katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım.

KAYNAKLAR

Azizi T., Boyarhchihi F.A., 2014, Assessment of a Real Combined Cycle Power Plant with Supplementary Firing Based on Advanced Exergy/Exergoeconomic Methods. *Iranian Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 2.

Bai T., Yu J., Yan G., 2016, Advanced exergy analysis of an ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, 126, 850-861.

Balli O., 2017, Advanced exergy analysis to evaluate the performance of a military aircraft turbojet engine (TJE) with afterburner system: Splitting exergy destruction into unavoidable/avoidable and endogenous/exogenous, *Applied Thermal Engineering*, 111, 152-169.

Chen J., 2014, *Investigation of vapour ejectors in heat driven ejectors refrigeration system*. Ph.D. Thesis, Division of applied thermodynamics and refrigeration department of energy technology, Royal Enstitute of technology, KTH, SE-100 44 Stockholm, Sweden.

Fabrian B., Toung-Wang N., Kjeur J.J., and Brian E., 2016, Energy, exergy and advanced exergy analysis of a milk processing factory, *Proceedings of ECOS, The 29th International conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy system*, 1-13.

Ghorbani B., Roshani H., 2018, Advanced exergy and exergoeconomic analysis of the integrated structure of simultaneous production of NGL recovery and liquefaction. *Trans Phenom Nano Micro Scales*, 6(Specials):8-14. Doi: 0 22111/tpnms.

- Gullo P., Hafner A., and Banasiak K., 2019, Thermodynamic Performance Investigation of Commercial R744 Booster Refrigeration Plants Based on Advanced Analysis, *Energies*, 354; doi:10.3390/en12030354.
- Gullo P., Elmegaard B., Cortell G., 2016, Advanced exergy analysis of a R744 booster refrigeration system with paralel compression, *Energy*, Doi:10.1016/j.energy.2016.04.043
- Kelly S., Tsatsaronis G., Morosuk T., 2009, Advanced exergetic analysis: Approaches for splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts, *Energy*, 34 (2009) 384–391.
- Kotas T.J., 1985, *The exergy method of thermal plant analysis*. Anchor Brendon Ltd.
- Liu H., He Q., Saeed S.B., 2016, Thermodynamic analysis of a compressed air energy storage system through advanced exergetic analysis, *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 8, 1-17, 034101.
- Özgür A.E., Kabul A., Kizikan Ö., 2014, Exergy analysis of refrigeration systems using an alternative refrigerant (hfo-1234yf) to R-134a, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 9, 56–62.
- Şöhret Y., Açıkkalp E., Hepbaşlı A., Karakoç TH., 2015, Advanced exergy analysis of an aircraft gas turbine engine: Splitting exergy destructions into parts. *Energy*, 90, 1219-1228.
- Tsatsaronis G., Morosuk T., 2012, Advanced thermodynamic (exergetic) analysis, *6th European Thermal Science Conference (Eurotherm 2012) Journal of Physics Conference Series* 395, 012160. doi:10.1088/1742-6596/395/1/012160.
- Vuckovic G.D., Vukic M.V., Stojiljkovic M.M., Vuckovic D.D., 2012, Avoidable and Unavoidable Exergy Destruction and Exergoeconomic Evaluation of the Thermal Processes in a Real Industrial Plant, *Thermal science*, Vol. 16, Suppl. 2, pp. S493-S506.
- Wang L., Yang Z., Sharama S., Mian A., Lin T E., Tsatsaronis T., Marechal F. And Yang Y., 2019, A Review of Evaluation, Optimization and Synthesis of Energy Systems: Methodology and Application to Thermal Power Plants., *Energies*, 12, 73; doi:10.3390/en12010073.