



Gemideki Buhar Sıkıştırma Soğutma Ünitesinde Deniz Suyu Sıcaklığının Soğutma Performansına Etkisinin Eksergoekonomi Metoduyla Analizi

Cihan Nacak^{1*}, Betül Saraç², Teoman Ayhan³

¹Motorlu Araçlar ve Ulaştırma Teknolojileri Bölümü, Fatsa Meslek Yüksekokulu, Ordu Üniversitesi, Ordu, Türkiye

²Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon, Türkiye

³Soğanlı Sokak No 18/12 61080 Ortahisar, Trabzon, Türkiye

Makale Tarihi

Gönderim: 10.02.2023

Kabul: 10.07.2023

Yayın: 20.12.2023

Araştırma Makalesi

Öz – Bu çalışmada, deniz suyunun kondensere giriş sıcaklığı araştırma parametresi olarak alınan buhar sıkıştırma bir gemi soğutma sisteminin performansı eksergoekonomik analiz yöntemiyle belirlenerek soğutma sistem süreçlerinin ekserji maliyetleri hesaplanmıştır. Deniz suyunun kondensere giriş sıcaklıkları 20.5 °C, 24.5 °C ve 29.5 °C olarak ölçülmüş ve soğutucu akışkan olarak R22 kullanılmıştır. Buhar sıkıştırma soğutma sisteminin her bir elemanında oluşan ekserji tahribatlarının maliyeti eksergoekonomik analiz metodu ile hesaplanmıştır. Eksergoekonomik analiz sonuçları, kondenserdeki R22 soğutucu akışkanın yoğunlaşma sürecinde ekserji tahribatı maliyetinin en yüksek seviyede olduğunu göstermiştir. Çalışmanın yapıldığı gemiye ait soğutma sisteminde bulunan kondenserin ekonomiklik kriterinin kondensere giren deniz suyu sıcaklığı arttıkça iyileştiği gözlemlenmiştir. Parasal giderler açısından sistem bileşenleri değerlendirildiğinde, en yüksek maliyetli bileşenin kompresör olduğu bulunmuştur. Ekserji tahribatı maliyetleri açısından sistem bileşenleri değerlendirildiğinde, kondenser, kompresör, LT evaporatörü ve MT evaporatöründe sırasıyla 0.2552 (\$/saat), 0.2519 (\$/saat), 0.0527 (\$/saat), 0.0288 (\$/saat) olarak hesaplanmıştır. Bu sonuca göre, sistem performansının iyileştirilmesi için, kondenser işletim performansının iyileştirilmesi veya kondenserin yenilenmesi gerektiği bulunmuştur. Bileşenler arasında kondenser 0.2552 \$/saat değeri nedeniyle en yüksek ekserji tahribat maliyetine sahip olduğu hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler – Buhar sıkıştırma soğutma, eksergoekonomik analiz, enerji, ekserji, yük gemisi

Exergoeconomic Analysis of The Performance of a Ship Cooling System Whose Condensing Unit is Cooled by Seawater

¹Motor Vehicles and Transport Technologies Department, Fatsa Vocational School, Ordu University, Ordu, Türkiye

²Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Karadeniz Technical University, Trabzon, Türkiye

³Soğanlı Street No 18/12 Ortahisar, Trabzon, Türkiye

Article History

Received: 10.02.2023

Accepted: 10.07.2023

Published: 20.12.2023

Research Article

Abstract – In this study, the exergy costs of the cooling system processes were calculated by determining the performance of a vapour compression cooling system, whose seawater inlet temperature to the condenser was taken as the research parameter, using exergoeconomic analysis method. Seawater temperatures were measured as 20.5 °C, 24.5 °C and 29.5 °C and R22 was used as the refrigerant in the cooling system. The cost of exergy destruction in each element of the vapor compression refrigeration system was calculated by the exergoeconomic analysis method. The exergoeconomic analysis results showed that the exergy destruction cost of the R22 refrigerant in the condenser is at the highest level in the condensation process. It has been observed that the economic criteria of the condenser in the cooling system of the ship where the study was carried out improves as the sea water temperature entering the condenser increases. When system components are evaluated in terms of monetary costs, it has been found that the compressor is the costliest component. When the system components were evaluated in terms of exergy destruction costs, it was calculated respectively as 0.2552 (\$/hour), 0.2519 (\$/hour), 0.0527 (\$/hour), 0.0288 (\$/hour) for the condenser, compressor, LT evaporator and MT evaporator. According to this result, it was found that the condenser operating performance should be improved, or the condenser should be renewed in order to improve the system performance. It was calculated that among the components, the condenser had the highest exergy destruction cost due to its value of 0.2552 \$/hour per.

Keywords – Vapour compression refrigeration, exergoeconomic analysis, energy, exergy, vessel

¹ cihanacak@odu.edu.tr

² bsarac@ktu.edu.tr

³ profayhan@gmail.com

*Sorumlu Yazar

1. Giriş

Gemilerde kullanılan soğutma sistemleri personelin konfor şartlarını sağlamasının yanında, gemilerdeki yiyeceklerin ve taşınan kargo türüne göre kargonun belirli şartlarda soğutulup uzun sürelerde sağlıklı bir şekilde muhafaza edilmesi ve depolanması amacını taşımaktadır. Kargo gemileri seferlerinin sonuna kadar kargolarının kalitesini muhafaza ederek taşımaları birincil görevleri arasında yer almaktadır. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri, yüksek verimliliği ve performans katsayısı nedeniyle gemilerde yaygın olarak kullanılmaktadır.

Gemi enerji verimliliğini arttırmak için farklı uygulamalar ele alınmaktadır. Bu uygulamalar ile yaklaşık %25'ten %75'e kadar gemide kullanılacak yakıttan tasarruf edilebilmektedir (IMO, 2009). Günümüzde gemilerde enerji verimliliğini artırmak için gemi işletim sistemlerinde bulunan ünitelerin enerji verimliliğinin ve sistem verimliliğinin enerji tasarrufuna etkilerinin araştırılması enerji politikaları açısından en önemli konular arasında yer almaktadır. Bu bağlamda, geminin soğutma sisteminde kullanılacak enerjinin optimizasyonu gemi enerji verimliliğinin artmasını sağlayacaktır.

Enerjinin optimizasyonunda, sistemin soğutma tesir katsayısını olumsuz etkileyen bileşenlerdeki ekserji tahribatlarının belirlenmesi ve maliyeti açısından değerlendirilmesi önem kazanmaktadır. Termodinamiğin birinci kanunu (enerji analizi) yöntemiyle gemide kullanılan soğutma sistemine ait her bir eleman için enerji dönüşümüne ait enerji çeşitleri belirlenmektedir. Termodinamiğin ikinci kanunu (ekserji analizi) yöntemiyle de soğutma sistemindeki her bir elemanda meydana gelen tersinmezliklerin büyüklüğü (ekserji tahribatı) ve kaynağı tespit edilerek soğutmaya harcanan enerjinin kullanılabilir kısmı belirlenmektedir. Termodinamiğin ikinci kanununa dayalı sistemin enerji verimliliği analizleri ekserji tanımından yararlanılarak tanımlanabilmektedir. Sistemdeki ekserji tahribatının parasal değerlendirilmesi eksergoekonomi metodu ile yapılabilmektedir. Eksergoekonomi metodunda sistemi oluşturan her bir bileşenin entropi üretim terimi ve buna bağlı olarak ekserji tahribatı hesabının yanında sistemde tüketilen yakıtın ekonomik maliyetiyle beraber sistemin kurulum ve işletim maliyetleri göz önüne alınarak bileşenler ve sistem için gereken para miktarı parasal maliyet olarak tanımlanmaktadır. (Valero vd., 2006), (Tsatsaronis, 1993), ekserji analizini, eksergoekonominin tarihçesini ve eksergoekonomik optimizasyon tekniklerinin uygulamalarını özetlemiş ve ayrıca bu yöntemleri bir enerji prosesine uygulayarak, eksergoekonomik analiz ile tesisinin optimum tasarımını ve performansını belirlemiştir. (Lozana & Valero, 1993), eksergoekonomi alanında temel bir yaklaşım olan ekserjetik maliyet teorisinin teorik temelini ve çeşitli uygulamalarını sunmuşlardır. Termodinamiğin ikinci kanunu ile ele aldıklarını çevrime uygulayarak tersinmezlikleri üreten bileşenleri ve eksergoekonomi ile ekserji tahribatı maliyetlerini belirlemiştir. Maliyet oluşturma sürecinin tanımlanmasına ve enerji sistemlerinde verimliliğin değerlendirilmesine dayalı temeller ve kriterler oluşturmuşlardır. Uyguladıkları yöntemin, enerji sistemlerinin analizinde güçlü bir araç olduğunu belirtmişlerdir. Bu yöntem ile enerji tasarrufu elde edebilmek için alternatiflerin değerlendirilmesi, maliyet tahsisi, operasyon optimizasyonu, alt sistemlerin yerel optimizasyonu, enerji denetimleri ve yakıt ile ilgili arızaların değerlendirilmesindeki konuları içeren uygulamaları sunmuşlardır. Eksergoekonomik analiz üzerine yapılan bir diğer çalışma (Kotas, 1995), tarafından ele alınarak, ekserji kavramının bağıntılarının temelleri, termal proseslerin analizleri, farklı sistemlerin ekserji analizleri üzerinde ayrıntılı bilgiler sunmuştur. Ayrıca eksergoekonomik analiz uygulamalarının geliştirilmiş yöntemlerini değişik mühendislik problemlerine uygulayarak tanıtmıştır. (Tsatsaronis, 2006), ekserji analizinde ve ekserji maliyet yönteminde kullanılan terimlerin tanımlarını açıklayarak, ekserji ve eksergoekonomik değişkenler için kullanılacak sembollerin seçeneklerini tartışmakta ve kalan terimler için terminolojiyi tanıtarak bu konuda ayrıntılı bilgiler vermiştir. (Rami & Dinçer, 2013), organik Rankine çevrimli yeni bir tip jeotermal rejeneratif üzerine eksergoekonomik analiz metodunu uygulayarak ısı eşanjörlerinin toplam yüzey alanı parametresine dayalı olarak bir optimizasyon yapmışlardır. Çalışma parametrelerinin etkilerini parametrik olarak araştırmışlar, bu parametrelerle sistemin enerji, ekserji verimliliği ve eksergoekonomik analizlerini incelemiştir. (Silva vd., 2014), Brezilya'da üretilen petrolden türetilen yakıtların yenilenebilir ve yenilenemeyen ekserji ve CO₂ maliyetlerini, ekserji maliyetlerini ve birden fazla ürün içeren süreçlerde salınan CO₂'yi rasyonel bir şekilde dağıtmak amacıyla eksergoekonomik analiz metoduyla değerlendirmişlerdir. (Ortiz vd., 2020), Hollanda'da elektriğin performansını belirlemek için ekserji ve çevre analizleri geliştirmişlerdir. Fosil ve yenilenebilir enerji kaynaklarının tüketimi dahil olmak üzere çeşitli teknolojik yolların karşılaştırmalı bir

değerlendirmesinin, ekserji maliyetleri ve spesifik CO₂ emisyonları cinsinden yapılabilir olduğunu belirtmişlerdir. (Siahaya, 2009), Jakarta’da kurulan bir gaz türbin santrali için ekserji, eksergoekonomi ve optimizasyonunu yapmıştır. Maliyeti en aza indirmek için bileşenlerin ekserji tahribatlarını hesaplayarak ekserji tahribatı maliyetini değerlendirmiştir. Kompresörlerdeki ve yanma odalarındaki ekserji tahribat maliyetinin düşük olmasıyla üretilen elektrik maliyetinin düşük olacağını belirtmiştir. (Soltani vd., 2013), dışarıdan ateşlenen biyokütle ve biyokütle-doğal gazın birlikte ateşlenmesiyle oluşan kombine çevrimden elektrik üretimi için gazlaştırma uygulamasını enerji, ekserji ve eksergoekonomi açısından incelemiştir. Her iki sistemi eksergoekonomi kriteri açısından karşılaştırdıklarında biyokütle-doğalgazlı kombine çevrimin diğerine göre %2 ile %4 arasında daha ekonomik olduğunu bulmuşlardır. (Rosen ve Dinçer, 2003), fosil kökenli yakıtlar ile nükleer yakıtlı elektrik üretim tesislerinde kullanılan sistem bileşenlerindeki ekserji tahribatlarını hesaplayarak, bileşenler için ekserji maliyetlerinin hesaplanması için bağıntılar vermişlerdir. (Mert, 2010), çalışmada Erdemir Ereğli Demir ve Çelik Fabrikası’nda gaz türbinlerinin egzoz gazlarının değerlendirildiği kojenerasyon ve konvansiyonel elektrik üretim tesisinin her bir birimin ve tüm sistemin enerji, ekserji ve eksergoekonomi analizlerini yapmış ve tesisin enerji görünümü ortaya koymuştur. Santralde, ekserji tahribatının en fazla meydana geldiği bileşenin buhar kazanlarının olduğunu belirtmiştir. Buhar kazanlarındaki döner hava ısıtıcılarının buhar kazanlarında oluşan ekserji kaybını artırdığını bildirmiştir. (Doseva ve Chakyrova, 2019), Bulgaristan’ın Varna şehrindeki, biyogaz motoru ile gaz türbininden oluşan kojenerasyonlu elektrik üretim sistemiyle tahrik edilen atık su üretim sisteminin eksergoekonomik analizini incelemiştir. (Cavalcanti ve Motta, 2015), güneş enerjisi ve fosil kökenli yakıt ile çalışan 57 kW elektrik gücü üreten Rankine çevrimini eksergoekonomik açıdan değerlendirmişlerdir. Güneş ışınım değerleri yüksek iken kollektör veriminin daha yüksek olduğunu hesaplamışlardır. (Luo vd., 2019), soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanan bir soğutma tesisinde, kompresörün CO₂’nin kritik basınç bölgesindeki basınç değerlerinin sistem performansı için termodinamik ve eksergoekonomik analizini ele almışlardır. (Saraç, 2015) çay üretim tesisinde değişik atmosfer havası şartlarının çay soldurma işlemi üzerindeki etkilerini ekserji analizi metodu ile incelemiş ve atmosfer havası sıcaklığının artmasıyla ekserji veriminin azaldığını belirtmiştir. (Başhan ve Parlak, 2016), farklılık gösteren deniz suyu sıcaklıklarında çalışan, R134A soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırımlı bir gemi soğutma sistemine ekserji analizini uygulayarak deniz suyu sıcaklığı azaldıkça soğutma tesir katsayısı ve II. Kanun verimi artarken ekserji tahribatlarının azaldığını bildirmişlerdir.

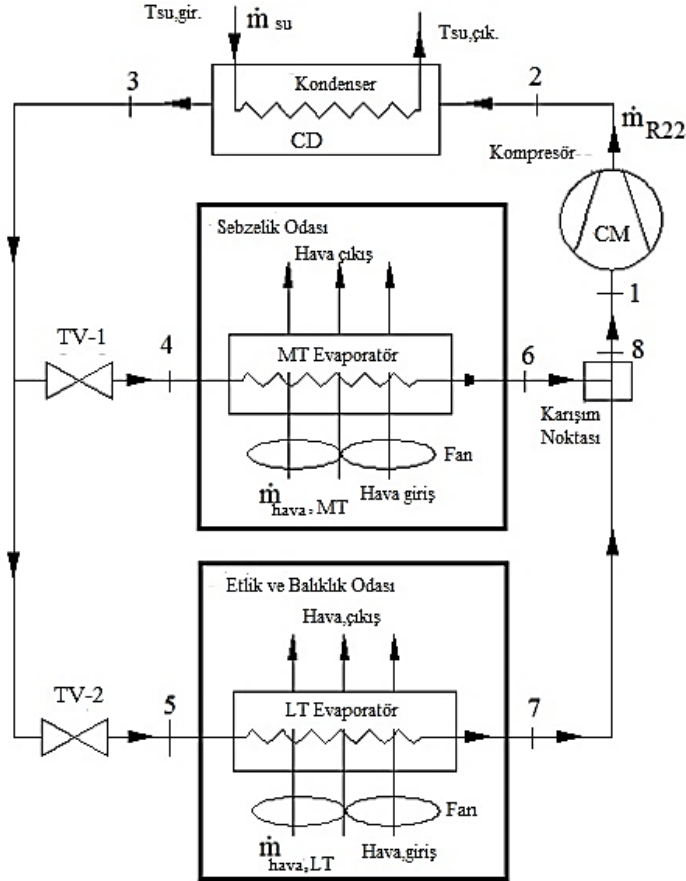
Bu çalışmada bir kargo gemisindeki R22 soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde, kondenser ünitesine giren deniz suyu giriş sıcaklığının sistem performansına etkileri eksergoekonomi analizi metoduyla araştırılmıştır. Soğutucu sistemin gerçek çevriminin her bir elemanında oluşan ekserji tahribatları ile toplam sistemin ekserji tahribatı farklı deniz suyu sıcaklıklarına göre hesaplanarak ekserji tahribatı maliyeti hesaplanmıştır. Gerçek çevrime dayalı hesaplamalarda elde edilen tersinmezlik kaynaklarının ve büyüklüklerinin belirlenmesiyle eksergoekonomik analize dayalı maliyet bilançosu elde edilmiştir. Bu çalışmanın amacı, bir kargo gemisinin soğutma sisteminin kondenser ünitesindeki farklı sıcaklıklardaki deniz suyunun soğutma sisteminin performansına etkilerini ve sebep olduğu tersinmezliklerinin belirlenerek maliyeti açısından değerlendirilmesidir.

2. Materyal ve Yöntem

Bu çalışmada Boybeyi Denizcilik firmasına ait 9282338 IMO numaralı, Panama bayraklı, M/V Saros B isimli kuru yük gemisine ait buhar sıkıştırımlı soğutma ünitesinden elde edilen veriler kullanılmıştır. Gemi 110,67 metre tam boya, 19,20 metre genişliğe, 9,214 metre drafta, 7442 gros tona ve 3957 net tona sahip olup, ana makinesi MAKITA-MITSUI-MAN B&W/6L35MC marka iki zamanlı bir dizel motordur. Ana makinenin gücü 3900 kW’dır. Gemi personeli 18 kişidir. (Nacak, 2020; Nacak & Saraç, 2020).

2.1. Materyal

Çalışmada ele alınan M/V Saros B gemisinin soğutma sistemi; iki evaporatör, bir kondenser, iki genişleme valfi ve bir kompresörden oluşmaktadır. Soğutma sisteminde soğutucu akışkan R22 içermektedir. Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin şematik resmi Şekil 1’ de verilmiştir. Gemide sebzelik ve etlik odası olmak üzere iki adet buzluk odası bulunmaktadır.



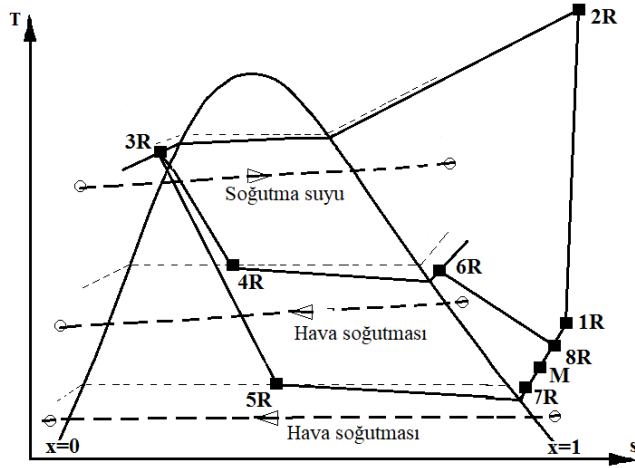
Şekil 1. Gemideki soğutma sisteminin şeması (Nacak, 2020; Nacak & Saraç, 2020)

Termodinamik hesaplamada aşağıdaki kabuller ele alınmıştır.

1. Sistem zamandan bağımsız ve sürekli akışlı olarak ele alınmıştır.
2. Sistemin ısı, kinetik ve potansiyel enerji kayıpları diğer kayıplara göre küçük mertebede olduğu için hesaplamalarda ihmal edilmiştir.
3. Hem kondanser hem de evaporatörde, teorik çevrimdeki maksimum basınç ile gerçek çevrimdeki basınç farkı yaklaşık %10 olarak hesaplanmıştır. Bu nedenle sistemi oluşturan elemanlardaki ve boru bağlantılarındaki basınç kayıpları %10 alınmıştır.
4. Kompresörün izantropik verimi 0,75 olarak alınmıştır.
5. Bu çalışma için ölü hal $T_0=15\text{ }^\circ\text{C}$ ve $P_0=100\text{ kPa}$ olarak seçilmiştir.
6. Evaporatörlerde hava ideal gaz olarak kabul edilmiştir.

2.2. Metot

Çalışmada ele alınan soğutma ünitesinin gerçek işletim parametrelerine ve tasarlanan termodinamik verilerine göre çevrimin T-s diyagramı Şekil 2’de gösterilmiştir. Gerçek çevrimin çalışma koşulları Tablo 1’de verilmiştir. Soğutucu akışkan R22’nin yoğuşma sıcaklığı ile kondanserdeki deniz suyu giriş sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı (ΔT_R) 8 °C, 13 °C, ve 18 °C dir. Termodinamiğin enerji ve ekserji kanunları ile soğutma sisteminin elemanlarında oluşan enerji ve ekserji tahribatı miktarları hesaplanarak, eksergoekonomik analiz metodu soğutma sistemine uygulanmıştır.



Şekil 2. Gemideki soğutma sisteminin şeması (Nacak, 2020; Nacak & Saraç, 2020)

Tablo 1

Gerçek çevrim çalışma koşulları ($T_{su,g} = 24.5 \text{ } ^\circ\text{C}$ ve $\Delta T_R = 13 \text{ } ^\circ\text{C}$) (Nacak, 2020; Nacak & Saraç, 2020)

Parametreler	
Basınç düşüşü, ΔP	$\Delta P^*0,02\%$ [kPa]
Farklı minimum sıcaklık farkları ΔT	13 $^\circ\text{C}$
MT evaporatöründe farklı minimum sıcaklık farkları, ΔT_{MT}	3 $^\circ\text{C}$
LT evaporatöründe farklı minimum sıcaklık farkları, ΔT_{LT}	7 $^\circ\text{C}$
Kompresörün izantropik verimliliği, $\eta_{kompresör}$	%75
TV-1 kısılma süreci 3-4	Tersinmez
TV-2 kısılma süreci 4-5	Tersinmez
Kondensörden aşırı soğutma tahliye hattı	12 $^\circ\text{C}$
Kompresörden önce emiş hattının aşırı ısıtma sıcaklığı	15 $^\circ\text{C}$
Soğutma suyu	
Suyun giriş sıcaklığı	$T_{su,g} = 24,5 \text{ } ^\circ\text{C}$
Suyun giriş basıncı	$P_{su,g} = 400 \text{ kPa}$
Suyun çıkış sıcaklığı	$T_{su,\phi} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$
Suyun çıkış basıncı	$P_{su,\phi} = 101,325 \text{ Pa}$
MT evaporatöründeki hava soğutması	
Hava giriş sıcaklığı	$T_{hava,g} = 6 \text{ } ^\circ\text{C}$
Hava giriş basıncı	$P_{hava,g} = 101,325 \text{ kPa}$
Hava çıkış sıcaklığı	$T_{hava,\phi} = 3,5 \text{ } ^\circ\text{C}$
Hava çıkış basıncı	$P_{su,\phi} = 101,325 \text{ Pa}$
LT evaporatöründeki hava soğutması	
Hava giriş sıcaklığı	$T_{hava,g} = -10 \text{ } ^\circ\text{C}$
Hava giriş basıncı	$P_{hava,g} = 101,325 \text{ kPa}$
Hava çıkış sıcaklığı	$T_{hava,\phi} = -18 \text{ } ^\circ\text{C}$
Hava çıkış basıncı	$P_{hava,\phi} = 101,325 \text{ kPa}$

2.2.1. Enerji ve Ekserji Analizleri

Kütle ve enerjinin korunumu ilkelerinin yanında sistemin her bir elemanı için ekserji dengesi yazılarak sistemin performansı belirlenmektedir. Bir termal sistemde tersinmezlikler içeren üniteleri ve tersinmezliklerin büyüklüğünü belirlemek ekserji analizi metodu ile analiz edilerek belirlenmektedir. Ekserji analizi tersinmezlik kaynağının belirlenmesinin yanı sıra sürecin tersinmezliği hakkında da bilgi sağlar. Sistemdeki her bir bileşende oluşan ekserji tahribatı ve ekserji tahribatının büyüklüğünün belirlenmesi, ekserji eşitliğinin sistemdeki her bir üniteye ayrı ayrı uygulanmasıyla bulunur. Buharlaşmalı soğutma sisteminin termodinamik modelinde sistemi meydana getiren her bir bileşenin akışkan giriş ve çıkış ekserjileri (Denklem 2.1), ekserji akışı (Denklem 2.2) ve her bir elemanda oluşan ekserji tahribatı da (Denklem 2.3) ile hesaplanmıştır. Denklemlerdeki “h” entalpi, “s” entropi ve “e” ekserji akışını belirtmekte olup, bileşenlerin giriş ve çıkış noktalarındaki şartlara göre değerler almaktadır. “0” indisi ise ekserji analizi değerlendirilmesinde ölü hal şartlarına karşılık gelen değerleri simgelemektedir.

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (2.1)$$

$$\dot{E} = \dot{m} e \quad (2.2)$$

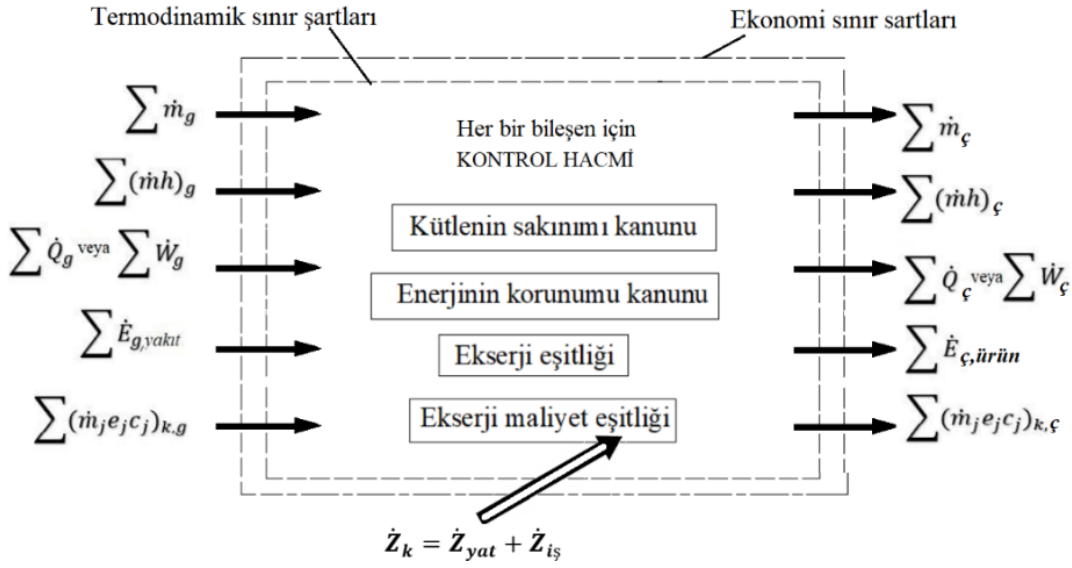
$$\dot{E}_D = \sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_k \dot{E}_{k,g} - \sum_k \dot{E}_{k,\phi} \quad (2.3)$$

2.2.2. Eksergoekonomik Analiz

Eksergoekonomi metodu termik sistemlerin enerji verimliliğinin ve maliyetinin değerlendirilmesi açısından uygulanan yeni bir yöntem olup, tasarım mühendislerine ve işletim mühendislerine mali açıdan en ekonomik bir tasarımı ve işletme koşullarının belirlenmesini sağlar. Bu yöntem literatüre (Bejan vd., 1996) tarafından tanıtılmıştır. Eksergoekonomik analiz, ekserji analizi, ekonomik analiz, ekserji maliyeti ve eksergoekonomi aşamalarını içermekte ve genellikle sistem elemanları seviyesinde uygulanan bir analiz yöntemidir. Eksergoekonomik analizin amacı, sistem süreçlerinin maliyetini, sistemin maliyet akışını ve şeklini anlamak, sistem elemanlarının spesifik değişkenlerini belirlemek ve bu değişkenleri optimize etmek ve sistemi bütün olarak ele alıp optimizasyonunu yapmaktır.

2.2.2.1. Ekserji Maliyet Tanımları

Ekserji analizinde sistemdeki kütle ve enerji akımları ile ilgili maliyetler hesaplanarak her bir elemanda meydana gelen ekserji kaybı belirlenir. Bir sistemin ekserji üretebilmesi için harcaması gereken ekserji miktarına ekserji maliyeti adı verilir. Eksergoekonomik analizin amacı, sistem süreçlerinin maliyetini ve sistemin ürün akışlarının birim başına ekserji maliyetini ortaya çıkarmaktır. İşletimden elde edilen ürünlerin birim ekserji maliyeti çevrimin ekonomik optimizasyonu için kullanılmaktadır. Her bir ekserji ürünün birim maliyetini hesaplamak için bir maliyet denge denklemi ve yardımcı denklemler, çevrimin her bileşenine uygulanmaktadır. Sistemdeki her bir eleman için ilk yatırım, bakım ve onarım maliyet toplamının hesabında termodinamik sınır şartlarına ve ekonomi sınır şartlarına dayalı eşitlikler şematik olarak Şekil 3’te gösterilmiştir. Termodinamik süreçlerde her bir ekserji akımı için ekserji maliyeti yapılır. Termodinamik ve ekonomik sınır şartlarını göz önüne alınan bir kontrol hacmine, giren ve çıkan madde akımının taşıdığı ekserji \dot{E}_g ve \dot{E}_ϕ , güç \dot{W} ve ısı transferiyle yapılan ekserji transferi \dot{E}_q ile simgelenmiştir.



Şekil 3. Termodinamik ve ekonomik eşitliklerin kontrol hacminde şematik gösterimi (Nacak, 2020)

Ekserji maliyet değerlendirilmesinde, her bileşen ekserji akımı maliyeti ile ilişkilendirilir. Sistemdeki madde ve enerji aktarımı ile ekserji transferi gerçekleşirken tersinmezlik sebebiyle ekserjinin bir bölümü yok olmaktadır. Ekserji maliyeti (Denklem 2.4) veya (Denklem 2.5) ile belirlenmektedir. \dot{C}_j dönem maliyeti fiyatını, c_j ekserjinin birim fiyat birimini (\$/gün) ve e_j ise bileşendeki her bir iş akışkanının özgül ekserjisini simgelemektedir. E ekserji akışı olarak ifade edilir.

$$\sum (\dot{C}_j)_g + \dot{Z}_k = \sum (\dot{C}_j)_\zeta \quad (2.4)$$

$$\sum (\dot{m}_j e_j c_j)_g + \dot{Z}_k = \sum (\dot{m}_j e_j c_j)_\zeta \quad (2.5)$$

Kontrol hacmine giren iş akışkanının ekserji maliyeti;

$$\dot{C}_g = c_g \dot{E}_g = c_g (\dot{m}_g e_g) \quad (2.6)$$

Kontrol hacminden çıkan iş akışkanının ekserji maliyeti;

$$\dot{C}_\zeta = c_\zeta \dot{E}_\zeta = c_\zeta (\dot{m}_\zeta e_\zeta) \quad (2.7)$$

Kontrol hacmindeki gücün ekserji maliyeti;

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (2.8)$$

\dot{Q} ısı transferinin, \dot{E}_q ekserjisinin maliyeti olan \dot{C}_q ise (Denklem 2.9) ile belirlenmiştir.

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (2.9)$$

\dot{E}_F ekserji yakıtı ve \dot{E}_P ekserji ürünü ifadeleri için ekserji maliyetleri (Denklem 2.4)'te yerine yazılırsa, $\dot{C}_{P,top}$ ekserji ürün maliyeti ve $\dot{C}_{F,top}$ ekserji-yakıt maliyeti (Denklem 2.10) ile belirlenir. \dot{Z}_{top}^{yat} ilk toplam yatırım maliyetini ve $\dot{Z}_{top}^{iş}$ toplam işletme ve bakım maliyetini tanımlamaktadır.

$$\dot{C}_{P,top} = \dot{C}_{F,top} + \dot{Z}_{top}^{yat} + \dot{Z}_{top}^{i\check{s}} \quad (2.10)$$

Bir sistemin termal performansının ekonomik olarak uygulanabilirliği ekserji maliyetine göre değerlendirildiğinde, ele alınan kontrol hacminde oluşan ekserji tahribatı, ekserji-yakıtı ve ekserji-ürünü, evre şartlarına ve sistemde ortaya çıkan tersinmezlik üreten kaynaklara göre değerlendirilmektedir. K indisi sistemi oluşturan her bir bileşeni ifade etmektedir. Her bir bileşene ait özel ilave ekonomiklik denklemler yazılarak ortalama ekserji maliyeti (Denklem 2.11) ile hesaplanılır (Luo vd., 2019). Her bir bileşene ait özel ekonomiklik denklemleri Tablo 3'te verilmiştir.

$$\sum_{\check{c}} (c_{\check{c}} \dot{E}_{\check{c}})_{\check{c}} + c_w \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{E}_q + \sum_g (c_g \dot{E}_g)_g + \dot{Z}_k \quad (2.11)$$

2.2.2.2. Ekserji Maliyet Eşitliğinin Sistem Bileşenlerine Uygulanması ve Değerlendirme

Maliyet değerlendirilmesinde ekonomik kriterlerden ana para geri kazanım oranı, bir değere indirgenmiş düzeltme faktörü ve eskalasyon düzeltme faktörü kriterleri sistemdeki her bir bileşene uygulanarak, ana para geri kazanım oranı CRF (Denklem 2.12) ile bir değere getirilmiş düzeltme faktörü K (Denklem 2.13) ile eskalasyon düzeltme faktörü CELF (Denklem 2.14) ile bir değere getirilme faktörü M (Denklem 2.15) ile belirlenir.

$$CRF = \frac{i_{f,t}(1+i_{f,t})^n}{(1+i_{f,t})^n - 1} \quad (2.12)$$

(Denklem 2.13) 'te r_n eskalasyon oranı;

$$K = \frac{1+r_n}{1+i_{f,t}} \quad (2.13)$$

(Denklem 2.14) 'te n sisteminin ömrünü, $i_{f,t}$ geri ödeme oranını ifade etmektedir.

$$CELF = \frac{k(1-k^n)}{1-k} CRF \quad (2.14)$$

$$M = \frac{CELF}{1+r_i} \quad (2.15)$$

2.2.2.3. Maliyet Tahminleri

Sisteme ait toplam maliyet fiyatı (Denklem 2.16) ile belirlenmektedir (Bejan vd., 1996). Her bir bileşenin toplam maliyet fiyatı Z_k , sisteme ait her bir bileşenin ilk yatırım maliyet fiyatı Z_{yat} ile, işletme ve bakım maliyet fiyatı $Z_{i\check{s}}$ toplamı olarak tanımlanmaktadır.

$$Z_k = Z_{yat} + Z_{i\check{s}} \quad (2.16)$$

Z_{yat} Yatırım maliyeti ile işletme ve bakım maliyeti $Z_{i\check{s}}$ (Denklem 2.17) ve (Denklem 2.18) 'te verilmiştir.

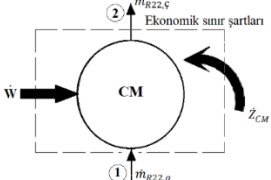
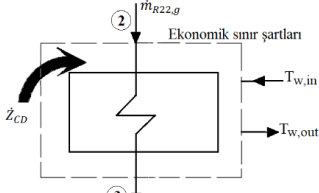
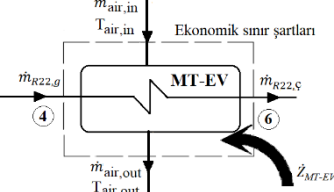
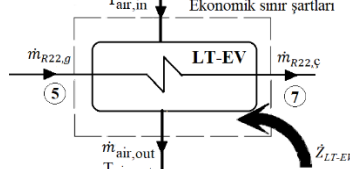
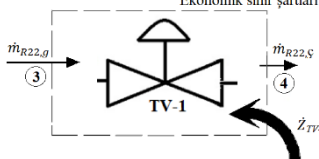
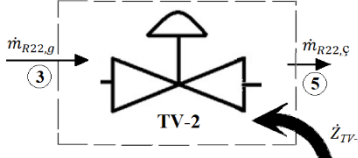
$$Z_{yat} = Z_{komp} + Z_{nakil} + Z_{i\check{s}ci} + Z_{tesis} \text{ [\$]} \quad (2.17)$$

$$Z_{i\check{s}} = Z_{servis} + Z_{bakim} + Z_{vergi} + Z_{elektrik} \text{ [\$]} \quad (2.18)$$

Deniz suyu ile soğutulan gemi soğutma sistemi kompresör, kondenser, MT evaporatörü, LT evaporatörü ve iki adet termostatik genleşme valfi olmak üzere altı bileşenden oluşmaktadır. (Denklem 2.17) ve (Denklem 2.18) 'e ait birimler düzenlenerek soğutma sisteminin her bir elemanı için bir yıla indirgenmiş toplam ekserji maliyetleri, soğutma sisteminin ömrü $n=20$ yıl, günlük çalışma saati $\Delta\tau$ 16 saat/gün, eskalasyon oranı r_n % 4, faiz oranı r_i % 3 ve geri ödeme oranı $i_{f,t}$ % 6 olarak seçilerek Tablo 2' de verilen eşitliklerle hesaplanmıştır.

Tablo 2.

Soğutma sistem elemanlarına ait ekserji maliyeti

<p style="text-align: center;">Kompresör</p> 	$\dot{Z}_{CM} = (Z_{yat} + Z_{i\dot{s}}).M$ $\dot{Z}_{CM} = \left(Z_{yat}/(n.24.365) + Z_{i\dot{s}}/(\Delta T.365) \right).M \quad [\$/\text{saat}]$ $c_2 \dot{E}_2 = c_1 \dot{E}_1 + \dot{Z}_{CM} + c_{elektrik} \dot{W}_{CM}$ $\dot{C}_2 = \dot{C}_1, \quad \dot{C}_{tahribat_{CM}} = c_1 \dot{E}_{tahribat_{CM}} \quad [\$/\text{saat}]$
<p style="text-align: center;">Kondenser</p> 	$Z_{yat} = Z_{komp} + Z_{nakil} + Z_{i\dot{s}\dot{c}i} + Z_{tesis} \quad [\$]$ $Z_{i\dot{s}} = Z_{servis} + Z_{bakim} + Z_{vergi}$ $\dot{Z}_{CD} = \left(Z_{yat}/(n.24.365) + Z_{i\dot{s}}/(\Delta T.365) \right).M \quad [\$/\text{saat}]$ $c_{su,\dot{c}} \dot{E}_{su,\dot{c}} + c_3 \dot{E}_3 = c_{su,g} \dot{E}_{su,g} + c_2 \dot{E}_2 + \dot{Z}_{CD}$ $\dot{C}_3 = \dot{C}_2, \quad c_{su,g} = 0,0, \quad \dot{C}_{tahribat_{CD}} = c_2 \dot{E}_{tahribat_{CM}} \quad [\$/\text{saat}]$
<p style="text-align: center;">MT evaporatörü</p> 	$Z_{yat} = Z_{MT-EV} + Z_{nakil} + Z_{i\dot{s}\dot{c}i} + Z_{tesis} \quad [\$]$ $Z_{i\dot{s}} = Z_{servis} + Z_{bakim} + Z_{vergi}$ $\dot{Z}_{MT-EV} = \left(Z_{yat}/(n.24.365) + Z_{i\dot{s}}/(\Delta T.365) \right).M \quad [\$/\text{saat}]$ $c_{hava,\dot{c}} \dot{E}_{hava,\dot{c}} + c_6 \dot{E}_6 = c_{hava,g} \dot{E}_{hava,g} + c_4 \dot{E}_4 + \dot{Z}_{MT-EV}$ $\dot{C}_6 = \dot{C}_4, \quad c_{hava,g} = 0,0, \quad \dot{C}_{tahribat_{MT-EV}} = c_4 \dot{E}_{tahribat_{MT-EV}} \quad [\$/\text{saat}]$
<p style="text-align: center;">LT evaporatörü</p> 	$Z_{yat} = Z_{LT-EV} + Z_{nakil} + Z_{i\dot{s}\dot{c}i} + Z_{tesis} \quad [\$]$ $Z_{i\dot{s}} = Z_{servis} + Z_{bakim} + Z_{vergi}$ $\dot{Z}_{LT-EV} = \left(Z_{yat}/(n.24.365) + Z_{i\dot{s}}/(\Delta T.365) \right).M \quad [\$/\text{saat}]$ $c_{hava,\dot{c}} \dot{E}_{hava,out} + c_7 \dot{E}_7 = c_{hava,g} \dot{E}_{hava,g} + c_5 \dot{E}_5 + \dot{Z}_{LT-EV}$ $\dot{C}_7 = \dot{C}_5, \quad c_{hava,g} = 0,0, \quad \dot{C}_{tahribat_{LT-EV}} = c_5 \dot{E}_{tahribat_{LT-EV}} \quad [\$/\text{saat}]$
<p style="text-align: center;">TV-1</p> 	$Z_{yat} = Z_{M-TV} + Z_{nakil} + Z_{i\dot{s}\dot{c}i} + Z_{tesis} \quad [\$]$ $Z_{i\dot{s}} = Z_{servis} + Z_{bakim} + Z_{vergi}$ $\dot{Z}_{TV-1} = \left(Z_{yat}/(n.24.365) + Z_{i\dot{s}}/(\Delta T.365) \right).M \quad [\$/\text{saat}]$ $c_4 \dot{E}_4 = c_3 \dot{E}_3 + \dot{Z}_{TV-1}$ $\dot{C}_4 = \dot{C}_3, \quad \dot{C}_{tahribat_{TV-1}} = c_3 \dot{E}_{tahribat_{TV-1}} \quad [\$/\text{saat}]$
<p style="text-align: center;">TV-2</p> 	$Z_{yat} = Z_{M-TV} + Z_{nakil} + Z_{i\dot{s}\dot{c}i} + Z_{tesis} \quad [\$]$ $Z_{i\dot{s}} = Z_{servis} + Z_{bakim} + Z_{vergi}$ $\dot{Z}_{TV-2} = \left(Z_{yat}/(n.24.365) + Z_{i\dot{s}}/(\Delta T.365) \right).M \quad [\$/\text{saat}]$ $c_5 \dot{E}_4 = c_3 \dot{E}_3 + \dot{Z}_{TV-2}, \quad \dot{C}_5 = \dot{C}_3, \quad \dot{C}_{tahribat_{TV-2}} = c_3 \dot{E}_{tahribat_{TV-2}} \quad [\$/\text{saat}]$

- **Termoekonomik Faktöre Göre Değerlendirme**

Termoekonomik faktör (f) tanımı (Bejan vd., 1996) tarafından tanımlanmış ve (Denklem 2.19)'da verilmiştir. Termoekonomik faktör, sistemin tersinmezlik maliyeti azaldığında sistemin ideal çalışma şartlarındaki maliyet koşullarına ulaşıldığını ve ekserji tahribatı ile maliyetin azaldığını gösteren bir kriterdir. Termoekonomiklik kriterinin 1 değerine ulaşması o bileşenin ekonomik çalıştığını göstergesidir.

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{\text{tahribat}_k}} \quad (2.19)$$

Karsan-Soğutma Ltd. Şti. firmasının sunduğu maliyet değerlerine göre, sisteme ait yatırım maliyetleri Tablo 3'de, işletim maliyetleri Tablo 4'de verilmiştir.

Tablo 3.

Sistem bileşenlerinin yatırım maliyetleri tablosu

Bileşen	Bileşen Maliyeti [\$]	Nakil Maliyeti [\$]	İşçilik Maliyeti [\$]	Tesisat Maliyeti [\$]
CM	1350	150	750	500
CD	900	150	350	350
MT-EV	770	150	600	300
LT-EV	950	150	700	350

Tablo 4.

Sistem bileşenlerinin işletim maliyetleri tablosu

Bileşen	Servis Maliyeti [\$]	Bakım Maliyeti [\$]	Yasal Vergi Maliyeti [%]	Elektrik Maliyeti [\$]
CM	850	1250	18	0
CD	700	400	18	0
MT-EV	600	200	18	0
LT-EV	700	350	18	0

3. Bulgular ve Tartışma

Gemi soğutma sistemin gerçek çevrimine ait noktalarının termodinamik analiz sonuçları, soğutma suyunun kondensere giriş noktasındaki 24.5 °C sıcaklık değeri için Tablo 5 'te verilmiştir.

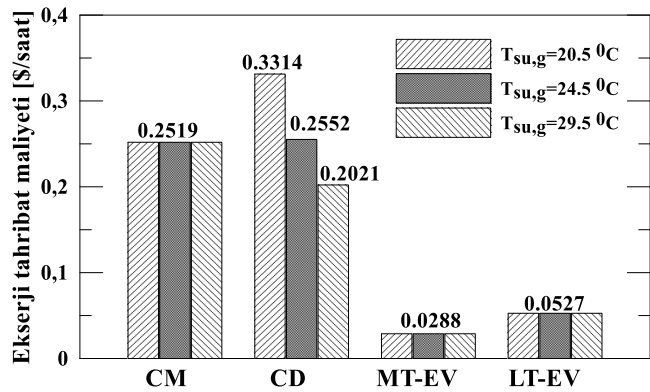
Tablo 5.

Gerçek çevrim için termodinamik parametreler ($T_{su,g} = 24.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $\Delta T_R = 13 \text{ }^\circ\text{C}$) (Nacak ve Saraç, 2020)

S.Point	Akışkan	Termodinamik Parametreler					
		\dot{m} [kg/s]	T [$^\circ\text{C}$]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kgK]
1	R22	0.01806	3.893	193.4	413.9	1.868	17.64
2	R22	0.01806	136.1	1149	498.1	1.921	86.53
3	R22	0.01806	31	1633	238	1.128	54.81
4 [x4=0.184]	R22	0.0088	0	488.2	238	1.139	51.75
5 [x5=0.298]	R22	0.00917	-25	193.4	238	1.160	45.87
6	R22	0.0088	3	201.5	406.7	1.758	41.99
7	R22	0.00917	-15	193.4	401.5	1.822	18.59
8	R22	0.0088	-7.093	193.4	406.7	1.841	18.08
M	R22	0.01806	-11.11	193.4	404.1	1.831	18.32
$T_{su,g}$	Su	0.2067	24.5	405.3	103	0.359	0.9451
$T_{su,\phi}$	Su	0.2067	30	101.3	125.8	0.436	1.579
$T_{hava,g,MT}$	Hava	0.3316	6	101.3	16.93	5.671	0.1938
$T_{hava,\phi,MT}$	Hava	0.3316	3	101.3	12.41	5.654	0.3445
$T_{hava,g,LT}$	Hava	0.1687	-10	101.3	-8.077	5.578	1.676
$T_{hava,\phi,LT}$	Hava	0.1687	-18	101.3	-16.97	6.703	2.68

Eksergoekonomik analizde termostatik genleşme valflerinin yatırım ve işletim maliyeti diğer bileşenlere göre çok küçük maliyette olmasından dolayı hesaplamalarda göz önüne alınmamıştır.

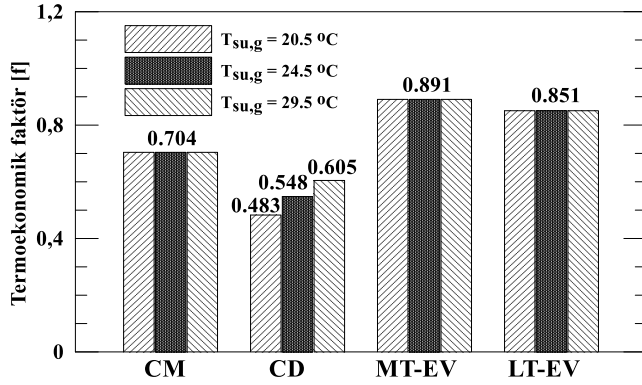
Şekil 4' de kondenser girişinde deniz suyu sıcaklık değişimi ile ekserji tahribat maliyetine olan etkileri ve bileşenlerde oluşan ekserji tahribatı maliyeti değerleri verilmiştir. Kondensere giren deniz suyu sıcaklığı azaldıkça kondenserde oluşan ekserji tahribatı maliyetinin yükseldiği Şekil 4 'te görülmektedir. Kondensere giren deniz suyu sıcaklığının ekserji tahribatı maliyetine olan etkileri CM, MT-EV ve LT-EV 'de görülmemektedir.



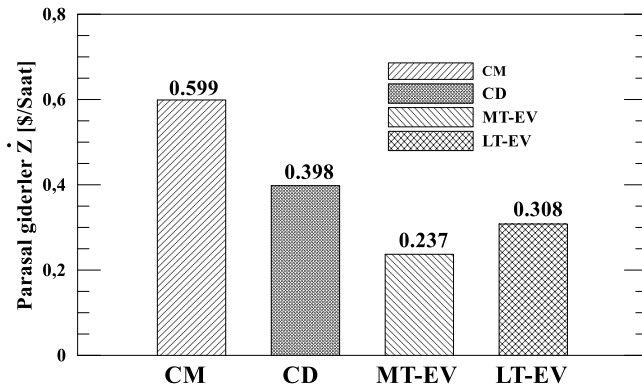
Şekil 4. Ekserji tahribatı maliyetinin bileşenlerdeki değerleri

Soğutma sisteminin bileşenlerine ait termoekonomik faktör değerleri Şekil 5'te verilmiştir. MT evaporatörü, LT evaporatörü ve kompresörün termoekonomiklik kriterlerinin limitlerde olduğu görülmektedir. Şekil 5 incelendiğinde, kondensere ait 0.483, 0.548 ve 0.605 termoekonomik faktör değerlerinden kondenserin ekonomiklik kriterinin en düşük değer aldığı görülmektedir. Mevcut kondenserin ekonomiklik kriterinin kondensere giren deniz suyu sıcaklığı arttıkça iyileştiği görülmektedir.

Yatırım ve işletim maliyetleri en yüksek değerleri kapsadığından, MT ve LT evaporatörlerinin ekonomiklik kriterleri yüksek olarak hesaplanmıştır. Kompresörün izantropik verimi küçük seçildiğinden kompresörün termoeconomiklik kriteri MT ve LT evaporatörlerinin termoeconomik kriterlerinden küçük çıkmıştır. Parasal giderler açısından sistem bileşenleri değerlendirildiğinde, Şekil 6'da görüldüğü gibi, en yüksek maliyetli bileşenin kompresör olduğu bulunmuştur. Çünkü Tablo 3'ten de görüldüğü gibi kompresörün yatırım maliyeti diğer bileşenlerden daha fazladır.



Şekil 5. Sistem bileşenlerinin termoeconomik kriter değerleri



Şekil 6. Sistem bileşenlerinin parasal giderleri

4. Sonuçlar

Bu çalışmada, M/V Saros B kargo gemisinde bulunan ve kondenser ünitesi deniz suyu ile soğutulan bir buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemine eksergoekonomik analiz uygulanmıştır. Çalışmada kondenserde soğutucu akışkan R22'nin yoğuşma sıcaklığı ile deniz suyu sıcaklık farkı araştırmanın etkin değişken parametresidir. Ekserji tahribatı maliyetleri açısından sistem bileşenleri değerlendirildiğinde kondenser, kompresör, LT evaporatörü ve MT evaporatöründe sırasıyla 0.2552 (\$/saat), 0.2519 (\$/saat), 0.0527 (\$/saat), 0.0288 (\$/saat) olarak hesaplanmıştır. Sistem bileşenleri işletme ve yatırım maliyetleri açısından değerlendirildiğinde, parasal giderler sırasıyla kompresör, kondenser, MT evaporatörü ve LT evaporatöründe, 0.599 (\$/saat), 0.398 (\$/saat), 0.308 (\$/saat) ve 0.237 (\$/saat) olarak bulunmuştur.

Yazar Katkıları

Cihan Nacak: Verilerin toplanması, analizi ve makale yazımı konularında katkıda bulunmuştur.

Betül Saraç: Çalışmanın tasarlanması, verilerin analizi ve yorumlanması konularında katkıda bulunmuştur.

Teoman Ayhan: Verilerin analizi ve yorumlanması konularında katkıda bulunmuştur.

Çıkar Çatışması

Yazarlar çıkar çatışması bildirmemişlerdir.

Kaynaklar

- Başhan, V., & Parlak, A. (2016). Değişken deniz suyu sıcaklıklarında çalışan bir gemiye ait soğutma sisteminin ekserji analizi. *Journal of Eta Maritime Science*, 4(2), 149-155. <https://doi.org/10.5505/jems.2016.55264>
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. J. (1995). *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons. Erişim adresi: <https://124.im/k5YyT6>
- Cavalcanti, E. J., & Motta, H. P. (2015). Exergoeconomic analysis of a solar-powered/fuel assisted Rankine cycle for power generation. *Energy*, 88, 555-562. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.05.081>.
- Chakyrova, D. (2019). Thermoeconomic analysis of biogas engines powered cogeneration system. *Journal of Thermal Engineering*, 5(2), 93-107. <https://doi.org/10.18186/thermal.532210>
- El-Emam, R. S., & Dincer, I. (2013). Exergy and exergoeconomic analyses and optimization of geothermal organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 59(1-2), 435-444. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.06.005>
- International Maritime Organization (IMO). (2009). Second IMO Greenhouse Gas Study. Erişim adresi: <https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Second-IMO-GHG-Study-2009.aspx>
- Lozano, M. A., & Valero, A. (1993). Theory of the exergetic cost. *Energy*, 18(9), 939-960. [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(93\)90006-Y](https://doi.org/10.1016/0360-5442(93)90006-Y)
- Luo, J., Morosuk, T., Tsatsaronis, G., & Tashtoush, B. (2019). Exergetic and economic evaluation of a transcritical heat-driven compression refrigeration system with CO₂ as the working fluid under hot climatic conditions. *Entropy*, 21(12), 1164. <https://doi.org/10.3390/e21121164>
- Mert, M. S. (2010). *Bir güç santralının ekserjik ve termoekonomik analizi* (Doktora Tezi). Erişim adresi: <http://www.dspace.yildiz.edu.tr/xmlui/bitstream/handle/1/1705/0047328.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Nacak C. (2020). *Gemi rotasına bağlı olarak gemideki soğutma sisteminin performansının enerji, ekserji, ileri ekserji ve eksergoekonomi yöntemleri kullanarak belirlenmesi*, (Yüksek Lisans Tezi). Erişim adresi: <https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/tezDetay.jsp?id=pa87sJKqeKrYeoIRVYHCKg&no=Z-0SA-fAdaqvxxveYaxnnew>
- Nacak, C., & Saraç, B. (2021). The performance assessment of a refrigeration system which exists on a cargo vessel influenced by seawater-intake temperature. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 146, 1229-1243. <https://doi.org/10.1007/s10973-020-10060-y>
- Ortiz, P. S., Flórez-Orrego, D., de Oliveira Junior, S., Maciel Filho, R., Osseweijer, P., & Posada, J. (2020). Unit exergy cost and specific CO₂ emissions of the electricity generation in the Netherlands. *Energy*, 208, 118279. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118279>
- Rosen, M. A., & Dincer, I. (2003). Exergoeconomic analysis of power plants operating on various fuels. *Applied thermal engineering*, 23(6), 643-658. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00244-2](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00244-2)
- Sarac, B. A. (2015). Exergy analysis in the withering process for Turkish black tea production. *International Journal of Exergy*, 18(3), 323-339. <https://doi.org/10.1504/IJEX.2015.072894>
- Siahaya, Y. (2009). Thermoeconomic analysis and optimization of gas turbine power plant. *Parameters*, 86, 86. Erişim adresi: <https://124.im/TSC5>
- Silva, J. A., Flórez-Orrego, D., & Oliveira Jr, S. (2014). An exergy based approach to determine production cost and CO₂ allocation for petroleum derived fuels. *Energy*, 67, 490-495. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.022>
- Soltani, S., Mahmoudi, S. M. S., Yari, M., Morosuk, T., Rosen, M. A., & Zare, V. (2013). A comparative exergoeconomic analysis of two biomass and co-firing combined power plants. *Energy Conversion and Management*, 76, 83-91. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.07.030>
- Tsatsaronis, G. (2007). Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. *Energy*, 32(4), 249-253. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2006.07.002>
- Tsatsaronis, G. (1993). Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. *Progress in energy and combustion science*, 19(3), 227-257. [https://doi.org/10.1016/0360-1285\(93\)90016-8](https://doi.org/10.1016/0360-1285(93)90016-8)
- Valero, A., Serra, L., & Uche, J. (2006). Fundamentals of exergy cost accounting and thermoeconomics. Part I: Theory. <https://doi.org/10.1115/1.2134732>