



**PhD Research Article / Doktora Çalışması Araştırma Makalesi**  
**EFFECT ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF IRREVERSIBILITIES OF**  
**EKSERGOECONOMIC COST ON A GAS TURBINE POWER PLANT**

**Yalçın DURMUŞOĞLU<sup>\*1</sup>, Yasin ÜST<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Mak. Müh. Böl., Yıldız-İSTANBUL*

<sup>2</sup>*Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnş. ve Denizcilik Fak., Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh. Böl., Yıldız-İSTANBUL*

**Received/Geliş: 04.04.2013 Accepted/Kabul: 13.05.2013**

---

**ABSTRACT**

In this paper a regenerative and irreversible closed cycle gas turbine power plant with pressure loss has been analyzed and optimized according to exergoeconomic performance criterion. The exergoeconomic aim function for optimization is determined as exergy of net power output of the facility per unit total exergy costs. The unit total exergy costs have been combined with investment cost of components, fuel exergetic cost, environmental exergetic cost, exergy destruction cost and stream line exergetic costs. The cost equations have been performed according to a SPECO/ AVCO (Specific Exergy Costing/ Average Costing) method which is mostly used in literature and the results are discussed.

**Keywords:** Brayton cycle, environmental exergetic cost, exergoeconomic analysis, exergy destruction, efficiency.

**GAZ TÜRBİNLİ BİR TESİSTE TERSİNMEZLİKLERİN EKSERJOEKONOMİK MALİYETE ETKİLERİNİN ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

**ÖZET**

Bu makalede kapalı çevrime göre çalışan, rejeneratörlü, basınç kayıplı tersinmez bir gaz türbini tesisinin, ekserjoekonomik performans analizi ve optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon için ekserjoekonomik amaç fonksiyonu, birim toplam ekserji maliyeti başına tesisin net gücünün ekserjisi olarak tanımlanmıştır. Birim toplam ekserji maliyeti, ilk yatırım maliyetleri, yakıt ekserji maliyetleri, çevresel ekserji maliyetleri, ekserji bozunum maliyetleri ve akım hatlarının ekserji maliyetlerinden oluşturulmuştur. Elde edilen maliyet denklemleri düzenlenerek, literatürde ekserjoekonomik analiz yöntemleri arasında yaygın kullanıma sahip olan SPECO/ AVCO (Specific Exergy Costing/ Average Costing) metoduna göre analitik olarak çözümlenmiş ve bulgular sonuçlar kısmında yorumlanmıştır.

**Anahtar Sözcükler:** Brayton çevrimi, çevresel ekserji maliyeti, ekserjiekonomik analiz, ekserji bozunumu, verimlilik.

---

**1. GİRİŞ**

Ekserji, bir sistemden elde edilebilecek maksimum teorik iş olarak tanımlanmaktadır. Ekserji analizinden elde edilen ekserji verimi veya tesisin toplam ekserji değerini maksimum yapan

---

\* Corresponding Author/Sorumlu Yazar: e-mail/e-ileti: ydurmusoglu@itu.edu.tr, tel: (212) 395 45 01 / 1344  
*İstanbul Teknik Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Gemi Makineleri İşletme Müh. Bölümü, Tuzla-İSTANBUL*

teknik parametre değerleri, bazı durumlarda fiziksel olarak gerçekleşmesi mümkün olmamakta ve bazı durumlarda ise ekonomik açıdan makul sınırların dışında kalmaktadır. Bu sebeple analiz sonuçlarının değerlendirilmesinde maliyet faktörünün de göz önünde bulundurulması gereklidir. Bu şekilde yapılan analizlere ekserjeekonomik analiz adı verilmektedir [1].

Ekserjeekonomi termal sistemlerin simülasyonu, maliyet analizi ve sonuçların sentezlenmesinde, kullanılabilir bilgilerin elde edilmesinde, benzer sistemlerin dizayn ve performans analizlerinde, uzman sistem analizlerini değerlendirme ve optimizasyonlarında kullanılmaktadır. Ekserjeekonomi parasal harcamaları, eşdeğer ekserji akımlarına dönüştürmekte ve sadece ekserji akımları ile çalışan bir optimizasyon uygulamakta iken ki, bu yönü ile termoeconomiden ayrılmaktadır, termoekonomi, ekserji cinsinden parasal üretim maliyet optimizasyonunu dikkate almaktadır.

Ekserjinin, maliyet akışı ile birleştirilmesi fikri ilk olarak J.H. Keenan [2] tarafından önerilmiştir. Evans, R.B. ve Tribus, M. [3], ve El-Sayed, Y.M. ve Evans, R.B. termoeconomik adı altında ekserjeekonominin temellerini geliştirmişlerdir [4]. E.Bergman ve K.R. Schmidt [5] besleme suyunun ısıtılması ile ilgili çalışmalarında bir buhar güç santralinde her bir elemanın ekserji bozunum maliyetini araştırmışlar. J. Szargut [6] ekserji maliyetini bir kojenerasyon tesisine uygulamış ve yaklaşık olarak termal santrallerin optimum ekserji verimi için genel bir denklem geliştirmiştir. Gaggioli, R.A. ve Wepfer, W.J. [7,8], ile Reistad, G.M. ve Gaggioli, R.A. [9] ekserji maliyet hesabını geliştirerek birçok enerji sistemlerine tatbik etmişler. J. Beyer [10,11], lokal ekserji bozunum maliyetini değerlendirmek için yapısal katsayılar konseptini uyguladığı sıralarda, K.F. Knoche, J.E. Funk [12] ve W. Eisermann [13] ekserji verimi/ ürün maliyet diyagramı tekniğini kullanmışlardır.

Ekserjeekonomik çalışmalara son olarak yukarıdaki bilim adamları ile birlikte A. Valero vd. [14], C.A. Frangopoulos [15] ve M.R. von Spakovsky [16] de katkılarda bulunmuşlar. Bejan, A. vd. [1] ekserjeekonomik analizler için geliştirdikleri temel teoremleri Termal Dizayn ve Optimizasyon isimli kitaplarında toplamışlardır. Hua, B. vd. [17] enerji sistemlerinin analiz ve optimizasyonlarını yeni bir ekserjeekonomik yaklaşımla gerçekleştirmişlerdir. Bu yeni metodu CGAM güç tesisinde uygulamışlar. Kim, S.M. vd. [18] karmaşık enerji sistemlerinin ekonomik ve ekserjetik analizleri için bunların kombinasyonundan oluşan yeni bir analiz metodu önermişlerdir. Bunun için maliyet denge denklemleri türetilmiş ve ısı tesisinin her bir bileşenine tek tek uygulanmış. Çalışmalarını 1000 kW'lık kojenerasyonlu bir güç tesisinde yaparak, tesisin her bir akım hattı için ekserji eşitliklerini, ısı, mekanik ve kimyasal ekserji bileşenlerine ayırmışlar ve bu şekilde birim ekserji maliyetlerini hesaplamışlardır. Gama Cerqueira, S.A.A ve Nebra, A.S., 1999 yılında Kompleks bir termal tesisin ısı ve ekonomik verileri ile dizayn, operasyon analizi ve optimizasyonu üzerinde çalışmışlar. Literatürde adı geçen bazı farklı termoeconomik metotlar kullanarak farklı sonuçlar elde etmişler ve bunları yorumlamışlar. Bunun için basit gaz türbinli tesisi ele almışlar ve bunun ekserji metoduna dayalı çözümlemesini gerçekleştirmişler. Ekserji analizini termal ve mekanik olarak yapmışlar ve elde ettikleri önemli sonuçları diğer yöntemlerle karşılaştırarak dış tersinmezliklerin maliyete etkisini tartışmışlar [19].

Erlach, B. vd. kojenerasyon ürünlerinde yakıt ve maliyet üzerine yeni bir yaklaşımla ekserjeekonomik analiz yapmışlar. Burada kojenerasyon ürünü olarak elektrik ve buhar üretimi ele alınmıştır. Bu yöntem daha çok ekserjetik maliyet analizine dayanmaktadır. Yaptıkları analizlerin neticesinde önerdikleri yeni yöntemin kombine ısı ve güç tesislerinde uygulanabilir olduğunu vurgulamışlar ve yöntemin çok esnek bir kullanıma sahip olduğunu ifade etmişlerdir [20]. Kwon, Y.H. vd. 1000 kW'lık gaz türbinli kojenerasyon tesisinde daha önceden geliştirilmiş olan maliyet denge denklemleri ve genel ekserji dengesi denklemlerinden yararlanarak tesisin her bir elemanın yıllık olarak maliyet analizlerini yapmışlar. Ekserjeekonomik analizlerde MOPSA ve SPECO metotlarını kullanarak karşılaştırmalı sonuçlar elde etmişlerdir. Analizlerde, CGAM gaz türbinli kojenerasyon tesisinin model olarak kullanılmışlardır [21].

F. Chejne ve J.A. Restrepo [22] ekserjeekonomik optimizasyon metodu için yeni kurallar geliştirmişlerdir. Tersinmezliklerden dolayı birim maliyet başına ekserji kayıplarını

içeren kurallar olarak belirledikleri bu yeni yöntemi CGAM güç tesisine uygulamışlar. Elde ettikleri sonuçlara göre birim ekserji maliyetlerinin Valero' nun metoduna göre hesaplanandan daha düşük çıktığını belirtmişler. Silveira, J.L. ve Tuna, C.E. [23], özgül ekserjetik maliyet denklemlerini elde ettikleri teorik yaklaşımlarını iki ayrı tesiste uygulamışlardır. Tesislerden biri buhar çevrimli diğeri gaz türbini açık çevrimli ve ısı geri kazanımlı tesislerdir. Makalenin sonun minimum ekserjetik maliyet açısından bir karşılaştırma yapılmış ve ısı geri kazanımlı açık çevrimli gaz türbini tesisinin daha az EPC sağladığı gösterilmiş.

Sevilgen, H.S. gaz türbin gruplu kojenerasyonlu bir tesise ekserjoekonomik analiz uygulamıştır. Analizinde kompresör basınç oranı, rejeneratör verimi ve atık ısı kazanı minimum sıcaklık farkı parametre olarak almış. Parametrelerin, teknik performans kriterleri olarak seçilen ekserji verimi ve net iş ile buharın ekserji toplamı olarak tanımlanan toplam ekserji üzerine etkilerini incelemiştir. Bunun yanında parametrelerin tesisin birim ürün maliyetlerine etkilerini analiz etmiştir [24]. A. Lazzaretto ve G. Tsatsaronis [25] ısı sistemlerinin verimlilik ve maliyet analizleri için sistematik ve genel bir metodoloji olan SPECO isimli yeni bir analiz yöntemi geliştirmişler. SPECO açık hali ile özgül ekserji maliyeti anlamına gelmektedir. Bu yaklaşım, ısı sistemi oluşturan tüm bileşenlerinin giriş ve çıkış ekserjilerini yakıt ve ürünsel bazda ele almakta, ardından da basit maliyet denklemlerine dayanarak her bir akım hattının özgül ekserji maliyetleri hesaplanmaktadır. Ekserji, hesaplarda ısı, mekanik ve kimyasal bileşenlerine ayrılmıştır. Tesisin her bir bileşeni için elde edilen maliyet denklemleri matris formda ifade edilerek çözümlenmeler yapılmaktadır.

Ballı, Ö. vd. [26] bir kombine güç santralının ekserjoekonomik analizini yapmışlar. Çalışmanın hedefleri, (i) kontrol hacmi olarak değerlendirilen kombine güç tesisi (CHP) ve bileşenlerinin giriş ve çıkışının ekserji değerlerini hesaplamak, (ii) CHP sisteminin ve elemanlarının gerçek işletme parametrelerine dayanarak ekserjetik performansını değerlendirmek, (iii) sistem elemanlarının ekserji maliyet denklemlerini oluşturmak, (iv) ve tüm sistemin ve elemanlarının ekserji maliyet parametrelerine dayanarak ekserjoekonomik performansını analiz etmek olarak belirlemişlerdir. Öncelikle tesis elemanlarının ekserji denge denklemleri çıkarılmış ve sırasıyla kondenser ve HRSG (Heat Recovery Steam Generator) 'nin ekserji verimliliği, yakıt pompası ekserji verimliliği, kondenser ve HRSG hariç diğer elemanların ekserji verimliliği ve tesisin genel ekserji verimi hesaplanmıştır. Ekserjoekonomik analizde ekserji maliyet dengesi genel denklemden faydalanılmış.

Tao, G. vd. [27] gaz türbinli kojenerasyonlu bir tesisin sonlu zaman ekserjoekonomik performans analizini yapmışlar. Kojenerasyon tesisinde kazanç oranı ve ekserji verimi denklemleri, ısı değiştiricisinin sıcak ve soğuk yüzeylerinin ısı direnç kayıplarını da ihtiva edecek şekilde ifade etmişler. Lingen Chen vd. [28] tersinir ve ara soğutmalı, rejenerasyonlu bir Brayton çevriminin, değişken sıcaklıklardaki ısı kaynakları arasında çalışan bir kojenerasyonlu tesisin sonlu- zaman ekserjoekonomik performans analizlerini gerçekleştirmişler. Analitik çözümleme yaptıkları bu çalışmalarında amaç fonksiyonu olarak boyutsuz kazanç oranı ve ekserji verimi denklemlerini kullanmışlardır. Çalışmada optimum ara soğutma basınç oranının, optimum boyutsuz kazanç oranı ve optimum ekserji verimi ile bağlantılı oldukları sonucunu göstermişlerdir. Her iki optimum noktalarda optimum ara soğutma basıncının yine bir maksimum noktaya ulaştığını ifade etmişler.

Fellah, G.M. vd [29] Libya' da kurulu gücü 100 MW olan bir gaz türbinli güç tesisinde ekserjoekonomik analiz yapmışlardır. Analizlerini tam yük kapasitesinde (85 MW), zamana bağlı ve üç farklı dizayn yükü oranı şartlarında gerçekleştirmişlerdir (%85, %60 ve %40). Ekserjoekonomik model olarak "Özgül Ekserji Maliyet" analizi yöntemini kullanmışlar. Çalışmalarında sonuç olarak ekserji veriminin %40 dizayn yükünde %20.54' e kadar, %100 yükte %29.12 ye kadar arttığını; ekserji bozunumlarının %40 yükte %61.03, tam yükte %48.63' e

kadar azaldığını göstermişlerdir. Ayrıca net ekserji gücü başına ortalama maliyetin %40 yükte 7.1 \$/GJ, %60 yükte 5.5\$/GJ, ve tam yükte 4\$/GJ olduğunu ifade etmişlerdir. Bunun yanında yanma odasındaki kayıpların toplam ekserji kayıpları içerisinde büyük bir orana sahip olduğunu belirterek maliyetlerin değişen yük şartlarına bağlı olarak 1474\$/GJ ile 1123\$/GJ aralığında değiştiğine vurgu yapmışlardır.

Seyyedi, S.M. vd. [30] 2010 yılında Isıl güç tesislerinin ekserjoekonomik analizleri ve yapısal optimizasyonları için yeni bir yaklaşım geliştirmişlerdir. Bu yeni yaklaşımlarını literatürde çok iyi bilinen CGAM tesisine uygulamışlardır. Ekserjoekonomik analiz için ekserji bozunum maliyetleri ve ilk yatırım maliyetlerinin toplamı şeklinde bir ifade kullanmışlar. Bu kullanılan yeni metodun avantajlarını şu şekilde belirtmişlerdir: (i) Gerçek ve çok kompleks olan büyük güç tesislerini uygulanabilir olması, (ii) optimizasyon prosedürü için kullanıcı ara yüzüne ihtiyaç duymaması, (iii) ve hassas nümerik analizler yapabilmesi olarak özetlenmiştir.

Lingen Chen vd. [31] ara soğutmalı ve tersinir, rejenerative bir Brayton çevrimli kojenerasyon güç tesisinde ekserjoekonomik performans optimizasyonu çalışmışlar. İki bölümden oluşan çalışmanın bu birinci bölümünde termodinamik model kurulmuş ve parametrik analizler yapılmıştır. İkinci bölümünde ise çevrimin kazanç oranını, ısı değiştiricilerinin optimum ısı iletim durumuna göre, optimize edilmiştir. Bo Yang vd. yukarıdakine benzer bir çalışmayı tersinir bir çevrimde değerlendirmişlerdir. Buradaki tersinirlik alçak basınç ve yüksek basınç kompresörlerindeki sıkıştırma basıncı kayıpları ile türbindeki genişleme basınç kayıpları şeklinde değerlendirilmiş ve hesaplamaları yine aynı amaç fonksiyonu olan kazanç oranı ve ekserji verimi üzerinden yeniden yapmışlardır [32,33].

## 2. TERMODİNAMİK MODEL VE TERSİNMEZLİKLER

Bu çalışmada kullanılan ve kapalı çevrime göre çalışan, basınç kaybı ve rejeneratörlü tersinmez bir gaz türbini tesisi, kontrol hacimleri ve T- S diyagramı Şekil 1.' de gösterilmektedir. Çevrimin T-S diyagramından da anlaşılacağı üzere tersinmezlikler üç şekilde görülmektedir. Birincisi, iş akışkanının kompresör tarafından izentropik olarak sıkıştırılması sırasında meydana gelen kayıplardır ve kompresör izentropik verim parametresi ( $\eta_C$ ) ile ifade edilmektedir. İkincisi, iş akışkanının gaz türbininde izentropik olarak genişlemesi sırasında meydana gelen kayıplardır ve türbin izentropik verim parametresi ( $\eta_T$ ) ile ifade edilmektedir. Üçüncüsü ise iş akışkanının tesis devrelerindeki sürtünmelerden dolayı meydana gelen basınç kayıplardır ve basınç kayıp parametresi ( $\zeta$ ) ile ifade edilmektedir. Kompresör ve gaz türbinine ait olan izentropik verim ifadeleri sırasıyla aşağıdaki şekilde verilmektedir,

$$\eta_C = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} \quad (1)$$

$$\eta_T = \frac{T_4 - T_3}{T_3 - T_4'} \quad (2)$$



Buradan türbin giriş basıncı,

$$P_3 = P_2 - \left[ (\Delta P_{yo})_{53} + (\Delta P_{rc})_{25} \right] \quad (4)$$

(4)' nolu denklemi biraz daha sadeleştirmek için denklemin sağ tarafını  $P_2$ ' ye bölersek,

$$P_3 = P_2 \left\{ 1 - \left[ \frac{(\Delta P_{yo})_{53}}{P_2} + \frac{(\Delta P_{rc})_{25}}{P_2} \right] \right\} \quad (5)$$

burada  $\varepsilon_y = \frac{(\Delta P_{yo})_{53}}{P_2}$  ve  $\varepsilon_{rc} = \frac{(\Delta P_{rc})_{25}}{P_2}$  olarak kısaltılırsa,

$$P_3 = P_2 \cdot \left[ 1 - (\varepsilon_y + \varepsilon_{rc}) \right] \quad (6)$$

olarak yeniden elde edilir. Türbin çıkışından, kompresör girişine kadar olan basınç kayıpları dikkate alındığında, Rejeneratörün sıcak hava tarafındaki basınç kaybı  $(\Delta P_{rh})_{46}$  ve soğutucudaki basınç kaybı  $(\Delta P_S)$  olduğu dikkate alındığında türbin çıkışındaki basınç,

$$P_4 = P_1 + \left[ (\Delta P_{rh})_{46} + (\Delta P_S) \right] = P_1 \cdot \left[ 1 + \frac{(\Delta P_{rh})_{46}}{P_1} + \frac{(\Delta P_S)}{P_1} \right] = P_1 \cdot \left[ 1 + \varepsilon_{rh} + \varepsilon_S \right] \quad (7)$$

olarak elde edilir. Türbin basınç oranı ifadesinden,

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2 \cdot \left[ 1 - (\varepsilon_{yo} + \varepsilon_{rc}) \right]}{P_1 \cdot \left[ 1 + \varepsilon_{rh} + \varepsilon_S \right]} \quad (8)$$

Denklem (8), adyabatik üs ( $k$ ) cinsinden aşağıdaki şekilde de ifade edilebilmektedir,

$$\left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left( \frac{\left[ 1 - (\varepsilon_{yo} + \varepsilon_{rc}) \right]}{\left( 1 + \varepsilon_{rh} + \varepsilon_S \right)} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (9)$$

Denklem (9)'un en solunda yer alan ifade türbin basınç oranı parametresi  $\phi_T$ , eşitliğin sağında yer alan ilk terim kompresör basınç oranı parametresi  $\phi_C$  ve en sağda yer alan ifade tesisin basınç kayıpları parametresi  $\rho$  'dur. Tesisin basınç kayıpları parametresi, yüzdelik oran şeklinde ifade edilmesi analizlerde büyük kolaylık sağlayacağından, aşağıdaki şekilde yeniden düzenlenmiştir,

$$\zeta = 1 / \left( \frac{\left[ 1 - (\varepsilon_{yo} + \varepsilon_{rc}) \right]}{\left( 1 + \varepsilon_{rh} + \varepsilon_S \right)} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (10)$$

Burada  $\zeta > 1$ ' dir ve  $\zeta = 1/\rho$  olarak ifade edilmektedir. Denklem (1) ile denklem (10) arasındaki ifadeler dikkate alındığında tesisten elde edilen net güç ifadesi denklem (11) ile verilmiştir,

$$\dot{W} = \dot{m}c_{ph}T_1 \left[ \alpha\eta_T \left( 1 - \frac{\zeta}{\phi_C} \right) - \left( \frac{\phi_C - 1}{\eta_C} \right) \right]. \quad (11)$$

### 3. EKSERJOEKONOMİK MALİYET MODELİ: SPEC0/ AVCO YAKLAŞIMI

Ekserjoekonomik analiz ve optimizasyonlar için literatürde çok sayıda metotlar geliştirilmiştir. Bu metotların bir kısmı cebrik yöntemlere dayanırken diğer kısımları diferansiyel denklemlerle ifade edilen metotlar olarak iki kısımda toplanabilir. Birinci metotta sistemi oluşturan tüm bileşenlere ait maliyet denge denklemleri, geleneksel maliyet eşitliklerinden ve yardımcı maliyet eşitliklerinden cebrik olarak elde edilmektedir. Cebrik yöntemlere göre analiz ve optimizasyon imkanı sağlayan ekserjoekonomik yaklaşımlardan birisi de SPEC0/AVCO metodudur.

Bu yaklaşım ilk olarak Lazaretto ve Tsatsaronis [34] tarafından ifade edilmiş olan bir ekserjoekonomik analiz metodudur. Bu metot da sistem bileşenlerindeki tüm elemanların giriş ve çıkış ekserji değerlerinin belirlenmesi gerekir. Bunun yanında, yakıt ve ürün olarak ifade edilen ekserji akışları her bir sistem için ayrı ayrı hesaplanmalıdır. Netice itibarıyla elde edilen ekserji değerlerine maliyetler atanır. Sistemin bileşenlerine ait ekserji analizleri tamamlandıktan sonra sisteme giren ve çıkan madde ya da enerji akışlarıyla, ısı ve iş ile ilgili ekserji değerleri maliyet akımlarına dönüştürülür. Bu dönüştürme işlemi aşağıdaki şekilde yapılır,

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}_i \quad (12)$$

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}_e \quad (13)$$

$$\dot{C}_W = c_W \dot{W} \quad (14)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (15)$$

Burada  $c_i$ ,  $c_e$ ,  $c_W$  ve  $c_q$  parametreleri (\$/kJ) cinsinden ekserji akışlarının ortalama maliyetlerini gösterirken;  $\dot{C}_i$ ,  $\dot{C}_e$ ,  $\dot{C}_W$  ve  $\dot{C}_q$  terimleri (\$/s) cinsinden ekserji akışlarının maliyet akımlarını göstermektedir. Ayrıca sırasıyla işin  $\dot{W}$ ,  $\dot{E}_i$ ,  $\dot{E}_e$  ve  $\dot{E}_q$  ekserjisi, toplam giren ekserji, topla çıkan ekserji ve ısı ekserjisini (kW) cinsinden ifade etmektedirler.

#### 3.1. Maliyet Denge Denklemleri

Maliyet dengesi, çıkan tüm ekserji akışlarının, komponentin ilk yatırım, işletme ve bakım maliyetleriyle, giren ekserji akışlarının toplamına eşit olduğu prensibine dayanır [1]. Buna göre, bir tesiste ısı enerjisi alıp, iş üreten bir  $k$  elemanına ait maliyet denge denklemi aşağıdaki şekilde verilebilir,

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{W,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k \quad (16)$$

Burada  $\dot{Z}_k$ ,  $k$ 'ncı komponentin (\$/s) cinsinden ilk yatırım maliyetidir. Denklem (16) çıkan ekserjilerin toplam maliyetinin, bunların elde edilmesi için yapılan toplam harcamalara eşit olduğunu ifade eder. Eğer kompresör ve pompalarda olduğu gibi elemana bir iş girişi varsa, denklemin sağ tarafındaki  $\dot{C}_{W,k}$  sağ tarafa yine aynı pozitif işaretlerle geçer. Benzer şekilde sistemden bir ısı transferi varsa, bu durumda sağdaki  $\dot{C}_{q,k}$  terimi sola aynı işaretlerle geçer. Kısaca, maliyet dengesi genellikle tüm terimler pozitif olacak şekilde yazılır. Denklem (12) ve (15) arasındaki maliyet akım ifadeleri, denklem (16)'de yerine yazılırsa ifade yeni halini aşağıdaki şekilde alır.

$$\sum_e (c_e \dot{E}_e) + c_{W,k} \dot{W} = c_{q,k} \dot{E}_{q,k} + \sum_i (c_i \dot{E}_i) + \dot{Z}_k \quad (17)$$

Denklem (17)'deki değişkenler ( $c_i, c_e, c_w$  ve  $c_q$ ),  $k$ 'ncı elamanla ilgili ekserji akışının birim ekserji başına seviyelendirilmiş maliyetleridir. Bir sistemin analizinde her bir elemanın giren akışları için birim ekserji başına maliyetlerinin bulunduğu kabul edilir. Bu maliyetler ya bir önceki elemandan ya da tüm elemanların içinde bulunduğu toplam sistem için bu akışa ödenen para olarak bilinirler. Bir sistemin herhangi bir  $k$ 'ncı elemanı için ortalama maliyetler, ekserji maliyetinin ekserji değerine oranı şeklinde tanımlanarak birim özgül ortalama maliyeti elde edilmiştir,

$$c_{av,i} = \frac{\dot{C}_{av,i}}{\dot{E}_i} \quad (18)$$

#### 4. NÜMERİK ANALİZ

Bu çalışmada kapalı çevrime göre çalışan, rejeneratörlü ve tersinmez Brayton çevrimli bir tesisin ekserjoekonomik analiz ve optimizasyonu için ekserjoekonomik teorik modellerden SPECO metoduna göre nümerik analizler yapılacaktır. Bunun için ekserjoekonomik maliyet denge denklemleri tesisin her bir komponenti için ayrı ayrı türetilecektir. Tesisin Şekil 1'deki her bir elemanın kontrol hacimlerine tatbik edilen maliyet denge denklemleri ile elde edilen lineer cebirsel denklem takımları Çizelge 1.'de verilmiştir. Genel bir kural olarak bir elemandan  $n$  adet çıkan akış varsa, lineer denklem takımlarının çözümü için  $(n-1)$  adet yardımcı denklemin yazılması gerekmektedir. Bunun için  $c_1 = c_2$ ;  $c_3 = c_4$ ;  $c_7 = 0$  ve  $c_8 = 0$  kabulleri yapılmıştır. Bu denklem takımlarının çözümü her akış için maliyet akısını (\$/s) ve birim ekserji maliyetini (\$/kJ) verir. Ayrıca nümerik analiz için belirlenen amaç fonksiyonu, tesisin elde edilen yararlı işine ekserjisinin, toplam ekserji maliyetine oranı şeklinde tanımlanmıştır. Buna göre ekserjoekonomik amaç fonksiyonu aşağıdaki denklemle ifade edilmiştir,

$$F = \frac{\dot{E}_W}{\dot{C}_{T,EX}} \quad (19)$$

Burada,  $\dot{E}_W$  tesisin net işiyle aynı olan net iş ekserjisi (kW)  $\dot{C}_{T,EX}$  toplam ekserji maliyetidir (\$/s). Amaç fonksiyonu (kW.h/\$) birimi cinsinden ifade edilecektir. Toplam ekserji maliyeti daha açık olarak aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.



Çizelge 1. Tesis elemanlarının maliyet denge denklemleri

Sistem elemanı	Maliyet Dengesi	Eşitlik No
Kompresör	$\dot{C}_1 + \dot{C}_{W,C} + \dot{Z}_C = \dot{C}_2$	Denklem (20)
Türbin	$\dot{C}_3 + \dot{Z}_T = \dot{C}_4 + \dot{C}_{W,C} + \dot{C}_{W,Net}$	Denklem (21)
Rejeneratör	$\dot{C}_2 + \dot{C}_4 + \dot{Z}_R = \dot{C}_5 + \dot{C}_6$	Denklem (22)
Yanma Odası	$\dot{C}_5 + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{CC} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{10}$	Denklem (23)
Soğutucu	$\dot{C}_6 + \dot{C}_7 + \dot{Z}_{CL} = \dot{C}_1 + \dot{C}_8$	Denklem (24)

Denklem (19)' da verilmiş olan toplam ekserji maliyeti, maliyet bileşenleri cinsinden daha açık olarak aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir,

$$\dot{C}_{T,EX} = \sum c_i \dot{E}_i + \sum c_{exh} \dot{E}_{exh} + \sum c_f \dot{E}_{D,k} + c_f \dot{E}_F \quad (25)$$

Denklem (25)' ün, dört farklı ekserji maliyetlerinin toplamından oluştuğu açıkça görülmektedir.

Bu maliyetler sırasıyla ekserji akım maliyetleri ( $\dot{C}_{FLOW}$ ) çevresel ekserji maliyetleri ( $\dot{C}_{ENV}$ ), ekserji bozunum maliyetleri ( $\dot{C}_D$ ) ve yakıtın kimyasal ekserji maliyetleridir ( $\dot{C}_F$ ). Burada,  $c_i$  ve  $c_{exh}$  sırasıyla birim ekserji akım maliyeti ve birim ekserji egzoz gazları akım maliyetleridir. Amaç fonksiyonuna bağlı olarak yapılacak nümerik analiz için FORTRAN kodu geliştirilmiştir. Program öncelikle tesisin her bir akım hattının termodinamik özelliklerini (P, T, h, s) hesaplamaktadır. Bu amaç için termodinamik özellik tablolarının bir veri tabanı oluşturuldu. Ara değerlere karşılık gelen özellikler için enterpolasyon yapabilen bir alt program kodlara ilave edildi. Program bir sonraki aşamada her bir akım hattının ekserji değerlerini hesaplamakta olup ardından ekserjoekonomik modele göre kodlanmış denklemleri çalıştırarak analizler yapma imkanı sağlamaktadır. Nümerik analizler, tesisin tersinmezlik ( $\eta_C, \eta_T$  ve  $\zeta$ ) parametrelerinin değişen değerlerine göre yapılarak grafikler elde edilmiş ve bulgular sonuçlar kısmında yorumlanmıştır. Analizlerde yapılan kabuller ve tersinmezlik parametreleri için kabul edilen değerlerin aralıkları şu şekilde ele alınmıştır,

- Tesisin maksimum sıcaklık oranı  $\alpha = 5$  ve rejeneratör etkinlik değeri  $\varepsilon_R = 0.90$  iken,
- Tesisin kompresör izentropik verimi  $\eta_C$  ' nin 0.75, 0.80 ve 0.85 değer aralıklarında,
- Tesisin türbin izentropik verimi  $\eta_T$  ' nin 0.75, 0.80, ve 0.85 değer aralıklarında,
- Tesisin basınç kayıp parametresi  $\zeta$  ' nin 1.05, 1.10, 1.15 ve 1.20 değer aralıklarında, aşağıdaki maddeler halinde verilen sıra ile analizler yapılmıştır.

- i. Birim toplam ekserji maliyeti başına net ekserji güç çıktısı olarak tanımlanmış olan amaç fonksiyonu F ile kompresör basınç oranı parametresi  $\phi_C$  'nin değişimleri,
- ii. Birim toplam ekserji maliyeti başına net ekserji güç çıktısı olarak tanımlanmış olan amaç fonksiyonu F ile tesisin elde edilen net güç  $W$  'nin değişimleri,
- iii. Birim toplam ekserji maliyeti başına net ekserji güç çıktısı olarak tanımlanmış olan amaç fonksiyonu F ile tesisin Joule- Brayton ısı verimi  $\eta_{JB}$  'nin değişimleri ve,
- iv. Toplam ekserji maliyeti  $\dot{C}_{T,EX}$  ile tesisin kompresör basınç oranı parametresini değişimleri.

Yapılan nümerik analizler için grafikler çizilmiş ve sonuçlarla ilgili yorumlar bir sonraki bölümde yapılmıştır.

## 5. BULGULAR

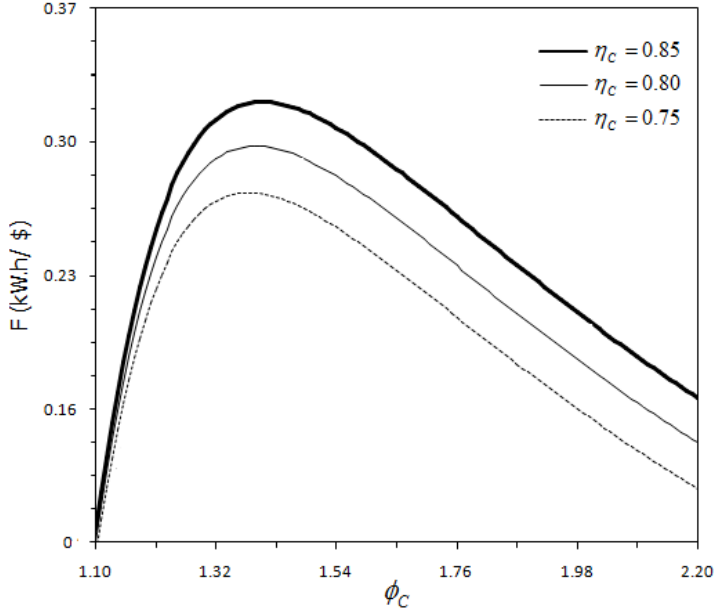
### 5.1. Kompresör ve Türbin İzentropik Verimlerinin Etkisi

Tesisin kompresör izentropik verimi ile türbin izentropik verimi tersnimezliğin bir göstergesidir. Kompresör izentropik verimi düştükçe, sıkıştırma prosesi boyunca verim ideal şartlardan uzaklaşmaya başlar yani tersinmezlik artar. Benzer olarak türbinin izentropik verimi düştükçe, genişleme prosesi boyunca verim ideal şartlardan uzaklaşmaya başlar yani tersinmezlik artar. Her iki parametre gaz türbinli tesislerin dizayn parametreleridir ve tesisin performansına etki eden önemli özelliklerdir. Şekil 2. birim toplam ekserji maliyeti başına net ekserji gücü olarak tanımlanmış olan amaç fonksiyonu F 'nin, kompresör basınç oranı parametresine bağlı olarak değişen kompresör izentropik verimleri ( $\eta_C=0.75, 0.80, \text{ ve } 0.85$ ) ile etkilerini göstermektedir.

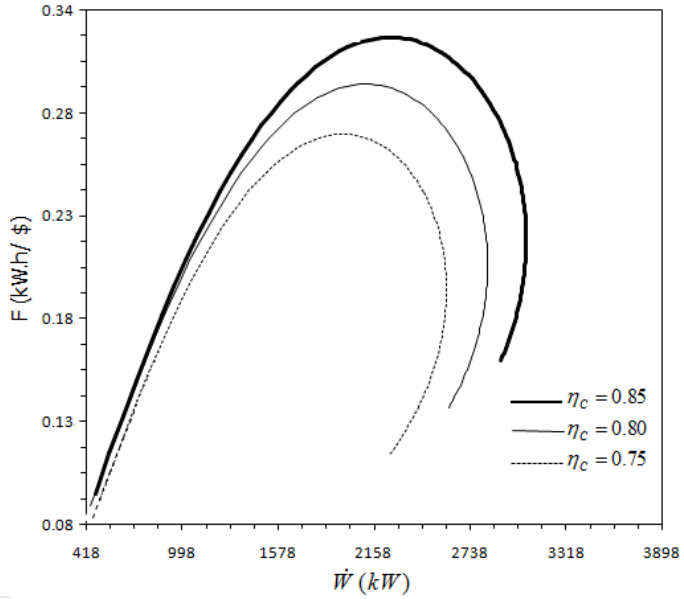
Buna göre kompresör basınç oranı parametresi arttıkça,amaç fonksiyonu F bir maksimum noktaya kadar artıyorken bu noktadan sonra azalmaya başlıyor. Kompresörün izentropik verimleri düştükçe, F amaç fonksiyonu da azalmaktadır. Bunun nedeni düşük izentropik verimlerde kompresör boyutlarının ve dolayısıyla maliyetlerinin azalmasıdır. Şekil 5'de türbin izentropik verimi ile kompresör basınç oranı parametresinin değişimleri görülmektedir. Türbin izentropik verimleri düştükçe amaç fonksiyonu F artmaktadır. Bununla birlikte kompresör basınç oranı parametresiarttıkça amaç fonksiyonu F bir optimum noktaya kadar yükselmekte ardından düşüş eğilimi göstermektedir.Tesisin net güç çıktısı ile amaç fonksiyonu arasındaki ilişkiyi değişen kompresör ve türbin izentropik verimlerine bağlı olarak veren grafikler Şekil 3. ve Şekil 6.'da görüldüğü gibidir. Şekil 3.'de, tesisin net gücü arttıkça amaç fonksiyonu F bir optimum noktasına kadar artmakta daha sonra azalmaya başlamaktadır. Kompresör izentropik verimi arttıkça amaç fonksiyonu F artmaktadır.Optimum F noktalarına karşılık gelen tesis net güçleri de kompresör izentropik verimleri ile artmaktadır. Buna göre optimum tesis gücü alığının ( $\dot{W}^* \leq \dot{W}_{opt} \leq \dot{W}_{max}$ )

şeklinde olduğu görülmektedir. Şekil 6'da, artan tesis net güç çıktısı ile amaç fonksiyonu F' nin arttığı görülmektedir. Amaç fonksiyonu F bir optimum noktaya kadar artarken daha sonrasında azalmaya başlamaktadır. Bununla birlikte türbin izentropik verimleri arttıkça amaç fonksiyonu F azalmaktadır. Yani aynı tesis net gücüne karşılık gelen F değerleri artan türbin izentropik verimleri ile azalmaktadır. Optimum amaç fonksiyonu F değerleri de artan türbin izentropik verimleri ile birlikte azaldığı grafikten anlaşılmaktadır. Optimum amaç fonksiyonu F değerlerine karşılık gelen tesis net güçleri ise artan türbin izentropik verimleri ile birlikte artmaktadır.Yani tesisin optimum net güç çalışma aralığı ( $W^* \leq W_{opt} \leq W_{max}$ ) şeklindedir.Başka bir ifade ile optimum tesis net güç değerlerine karşılık gelen amaç fonksiyonu F artan türbin izentropik verimleri ile birlikte azalma göstermektedir.Buna göre optimum amaç fonksiyonu F'nin değer

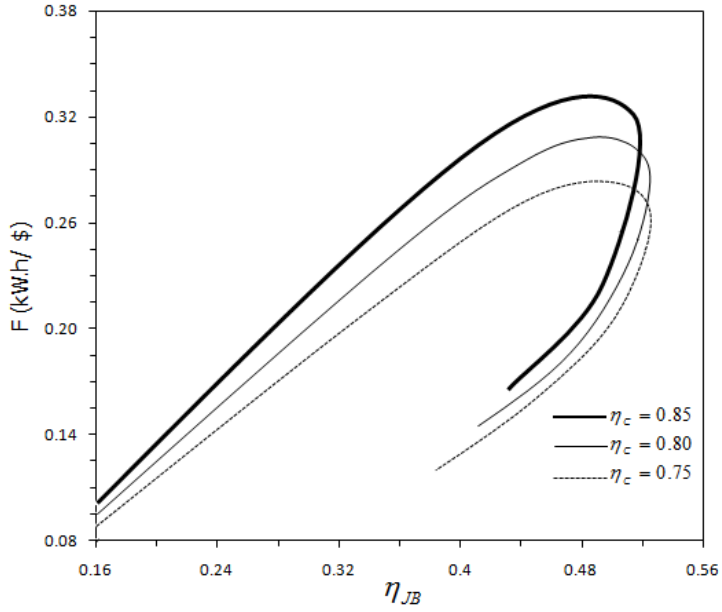
aralığı  $(F_{\max} \leq F_{opt} \leq F^*)$  şeklinde verilebilir. Kompresörün izentropik verimleri arttıkça, amaç fonksiyonu  $F^*$  nin maksimum olduğu noktalardaki net güç  $(\dot{W}^*)$  değerleri artarken, net gücün maksimum olduğu noktalardaki amaç fonksiyonu  $F^*$  değerleri de artmaktadır (Şekil 3). Buna karşın türbin izentropik verimleri arttıkça, amaç fonksiyonu  $F^*$  nin optimum nokta değerleri azalırken bu noktalara karşılık gelen net güç  $(\dot{W}^*)$  değerleri artmaktadır. Bununla birlikte tesisin maksimum net güç değerleri  $(\dot{W})_{\max}$ , türbin izentropik verimleri ile birlikte artarken, net gücün maksimum olduğu noktalara karşılık gelen amaç fonksiyonu değerleri  $(F^*)$  azalmaktadır (Şekil 6). Şekil 4 ve Şekil 7' de tesisin termik verimi ile birim toplam ekserji başına güç çıktısı olan  $F$  amaç fonksiyonunun, sırasıyla kompresör ve türbin izentropik verimlerine bağlı olarak etkileri görülmektedir. Kompresör izentropik verimleri  $(\eta_C)$  arttıkça amaç fonksiyonu  $F$  artarken, tesisin termik verimi  $(\eta_{JB})$  azalmaktadır. Amaç fonksiyonunun maksimum  $(F_{\max})$  olduğu noktalardaki değeri kompresör izentropik verimi ile birlikte artış göstermektedir. Aynı zamanda bu noktalara karşılık gelen termik verim  $(\eta_{JB})^*$  azalmaktadır. Termik verimin maksimum olduğu noktalardaki  $(\eta_{JB})_{\max}$  değeri, kompresör izentropik verimi arttıkça azalırken, bu noktalara karşılık gelen amaç fonksiyonu  $(F^*)$  değerleri ise artmaktadır. Özetle gerek amaç fonksiyonu  $F$  ve gerekse tesisin termik verimlerini veren grafik incelendiğinde her iki parametrenin de birer optimum noktaya sahip olduğu görülmektedir. Bu durumda her iki parametre için optimum çalışma aralıkları  $(F_{\max} \leq F_{opt} \leq F^*)$  ve  $(\eta_{JB}^* \leq \eta_{JB,opt} \leq \eta_{JB,max})$  olarak verilebilir (Şekil 4). Türbin izentropik verimi  $(\eta_T)$  arttıkça tesisin termik verimi artmaktadır. Bununla birlikte amaç fonksiyonu  $F$  ise azalmaktadır (Şekil 7). Amaç fonksiyonu  $F$  değerinin maksimum  $(F_{\max})$  olduğu noktalardaki termik verim  $(\eta_{JB})^*$ , türbin izentropik verimleri ile birlikte artmaktadır. Buna karşın termik verimin maksimum olduğu noktalardaki  $(\eta_{JB})_{\max}$ , amaç fonksiyonu  $(F^*)$  değerleri, türbin izentropik verimleri arttıkça azalmaktadır. Şekil 7' den anlaşılacağı üzere amaç fonksiyonu  $F$  ve tesisin termik verimi  $(\eta_{JB})$ ' nin optimum çalışma aralıklarını  $(F_{\max} \leq F_{opt} \leq F^*)$  ve  $(\eta_{JB}^* \leq \eta_{JB,opt} \leq \eta_{JB,max})$  olarak gösterebiliriz.



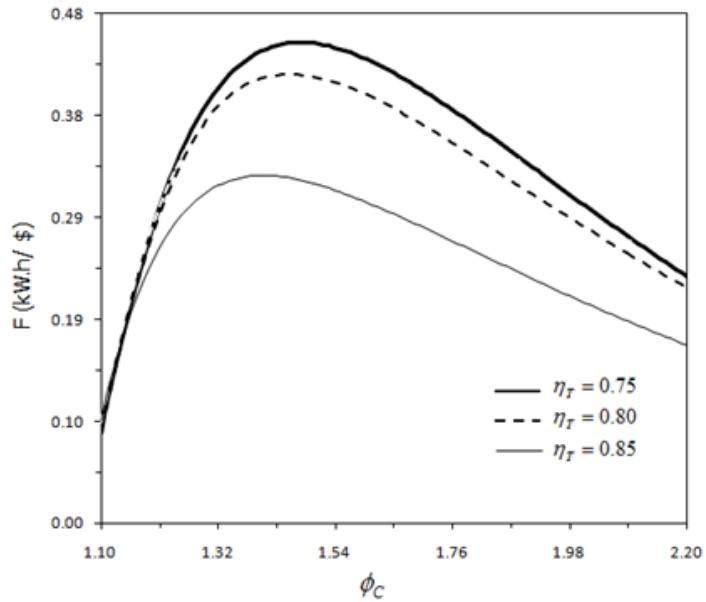
Şekil 2. Kompresör izentropik verimi  $\eta_C$  ile kompresör basınç oranı parametresi  $\phi_C$  'nin amaç fonksiyonu  $F$ ' ye göre değişimleri



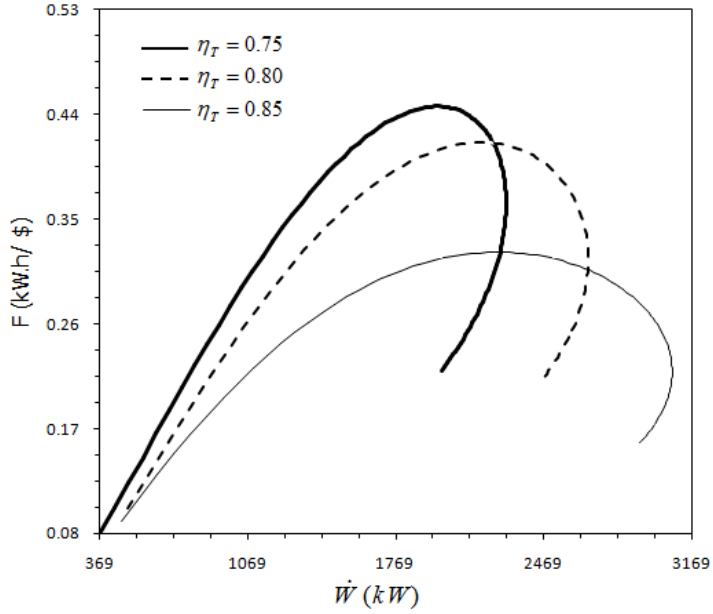
Şekil 3. Kompresör izentropik verimi  $\eta_C$  ile tesisten elde edilen net güç çıktısı  $\dot{W}$  'nin amaç fonksiyonu  $F$ ' ye göre değişimleri



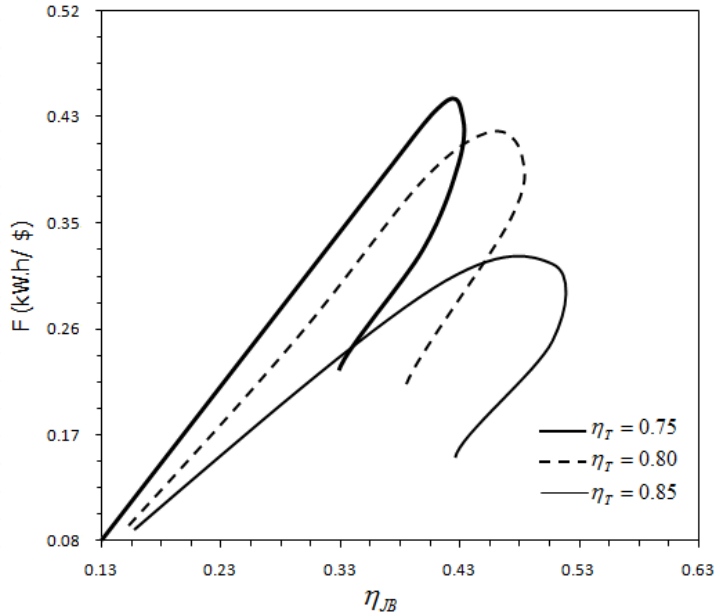
Şekil 4. Kompresör izentropik verimi  $\eta_C$  ile tesisin termik verimi  $\eta_{JB}$ 'nin amaç fonksiyonu F'ye göre değişimleri



Şekil 5. Türbin izentropik verimi  $\eta_T$  ile kompresör basınç oranı parametresi  $\phi_C$ 'nin amaç fonksiyonu F'ye göre değişimleri



Şekil 6. Türbin izentropik verimi  $\eta_T$  ile tesisten elde edilen net güç çıktısı  $\dot{W}$ ' nin amaç fonksiyonu  $F$ ' ye göre değişimleri

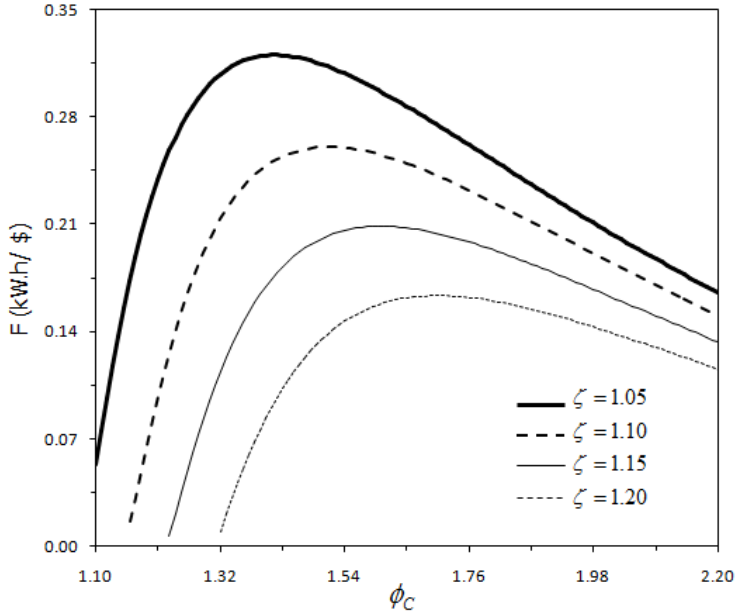


Şekil 7. Türbin izentropik verimi  $\eta_T$  ile tesisin termik verimi  $\eta_{JB}$ ' nin, amaç fonksiyonu  $F$ ' ye göre değişimleri

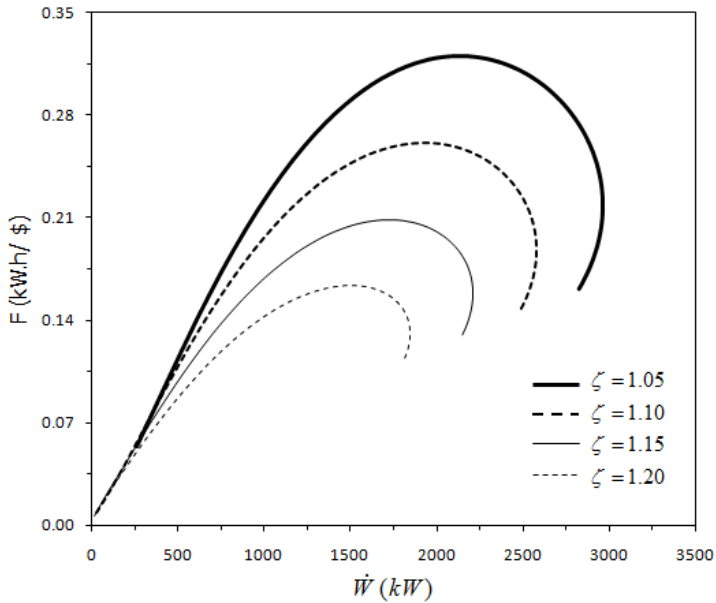
## 5.2. Basınç Kayıp Parametresinin Etkisi

Basınç kayıp parametresi ( $\zeta$ ) bir tesiste tersinmezlik göstergelerinden bir tanesidir. Genellikle rejeneratör, yanma odası ve soğutucu gibi çoğunlukla ısı değiştirici görevi yapan elemanlarda, akış alanı içerisindeki sürtünmelerden dolayı meydana gelen basınç kayıplarının bir göstergesidir. Şekil 8. amaç fonksiyonu F ile kompresör basınç oranı parametresinin ( $\phi_c$ ) arasındaki ilişkiyi, farklı basınç kayıp parametreleri ( $\zeta$ ) ile değişimini göstermektedir. Buna göre, basınç kayıp parametresi arttıkça, amaç fonksiyonu F azalıyor. Bunun yanında, artan kompresör basınç oranı ile birlikte amaç fonksiyonu bir optimum noktaya kadar artmakta ardından azalmaya başlamaktadır. Bir başka deyişle, artan kompresör basınç oranı parametresine bağlı olarak, F amaç fonksiyonu, basınç kayıpları arttıkça azalma yönünde bir etki göstermektedir. Şekil 9’ da tesisin net güç çıktısının, amaç fonksiyonu F ile değişimleri yine farklı basınç oranı parametrelerine bağlı olarak gösterilmiştir. Artan basınç kayıp parametrelerine ( $\zeta$ ) bağlı olarak, amaç fonksiyonunun maksimum değerleri ( $F_{\max}$ ) ve bu noktalara karşılık gelen tesisin net gücü ( $\dot{W}^*$ ) azalan yönde bir etki göstermektedir. Buna karşın, optimum güç ( $\dot{W}^*_{\max}$ ) değerine karşılık gelen  $F^*$  değerleri, basınç kayıp parametresi azaldıkça artmaktadır. Şekil 9 incelendiğinde gerek güç ve gerekse amaç fonksiyonu F’ nin optimum çalışma aralıkları için  $\dot{W}^* \leq \dot{W}^*_{opt} \leq \dot{W}^*_{\max}$  ve  $F_{\max} \leq F_{opt} \leq F^*$  söylenebilir. Tesisin termik verimi ( $\eta_{JB}$ ) ile amaç fonksiyonu F arasındaki değişimi veren grafik Şekil 10’ da gösterilmiştir. Burada, termik verimin F amaç fonksiyonu ile birlikte bir optimum noktaya kadar arttığını ardından azaldığını söyleyebiliriz. Ancak, basınç kayıp parametresi arttıkça, tesisin termik verimi ( $\eta_{JB}$ ) artan ve F amaç fonksiyonu değerleri azalan yönde bir özellik göstermektedirler. Bununla birlikte grafikte hem F amaç fonksiyonu hem de termik verimin optimum çalışma aralıklarına sahip olduğu görülmektedir.

Maksimum termik verime ( $\eta_{JB})_{\max}$  karşılık gelen amaç fonksiyonunun ( $F^*$ ) değerleri, artan basınç kayıp parametresi ( $\zeta$ ) ile birlikte, azalmaktadır. Amaç fonksiyonunun maksimum noktalarına ( $F_{\max}$ ) karşılık gelen termik verim değerleri ( $\eta_{JB})^*$ , artan basınç kayıpları ile birlikte azalmaktadır. Buna göre amaç fonksiyonunun ve termik verimin çalışma aralıkları ( $\eta_{JB})^* \leq (\eta_{JB, opt}) \leq (\eta_{JB})_{\max}$  ve  $F_{\max} \leq F_{opt} \leq F^*$  şeklinde özetlenebilir.

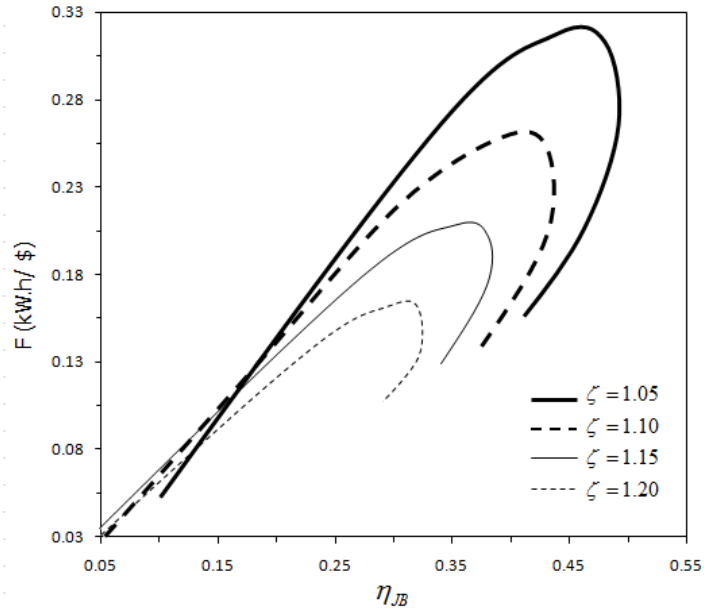


Şekil 8. Tesis basınç kaybı parametresi ( $\zeta$ )' nin, (a) kompresör basınç oranı parametresi  $\phi_C$  ' nin amaç fonksiyonu F' ye göre değişimleri



Şekil 9. Tesis basınç kaybı parametresi ( $\zeta$ )' nin tesisten elde edilen net güç çıktısı  $\dot{W}$  ' nin amaç fonksiyonu F' ye göre değişimleri





Şekil 10. Tesis basınç kayıp parametresi ( $\zeta$ )'nin, tesisin termik verimi  $\eta_{TB}$ 'nin, amaç fonksiyonu F'ye göre değişimleri

## 6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada kapalı çevrime göre çalışan, rejeneratörlü, basınç kayıplı ve tersinmez gaz türbinli bir tesis modeli, ekserjoekonomik yaklaşım ile tesisin tersinmezlik parametrelerinin maliyetlere etkileri, nümerik olarak analiz edilmiştir. Ekserjoekonomik analiz yöntemi olarak, Bejan'nın (1996) önerdiği SPECO/AVCO metodu kullanıldı. Bunun için maliyet denge denklemlerinden yararlanıldı. Bir tesiste maliyet denge denklemleri, tesisin her bir bileşenine giren akım ve çıkan akım maliyetleri ile komponentlerin ilk yatırım maliyetlerinden oluşturulmuştur. Bunun yanında yakıt ekserji maliyetleri, ekserji bozunum maliyetleri, çevresel ekserji maliyetleri de toplam maliyet bileşenleri içerisinde yer almaktadır. Tesisten elde edilen net gücün ekserji değerinin, toplam ekserji maliyetine oranı şeklinde bir amaç fonksiyonu tanımlanmıştır. Böylece tesisin ekserjoekonomik optimizasyonu da gerçekleştirilmiştir. Gaz türbinli tesislerde en önemli tersinmezlikler, kompresör ve türbinin izentropik sıkıştırma ve genişlemeleri ile iş akışkanının, devre elemanları içerisindeki hareketinden kaynaklanan sürtünmelerden dolayı meydana gelen basınç düşüşleridir. Bu çalışma sonunda  $\eta_C$  ve  $\eta_T$ 'nin 0.85 olduğu durumda amaç fonksiyonunun optimum olduğu kompresör basınç oranı parametresinin  $\phi_C = 1.40-1.48$  arasında değiştiği tespit edilmiştir. Optimum amaç fonksiyonu F, aynı izentropik sıkıştırma ve genişleme oranlarında iken 0.3274 (kW.h/\$) olarak belirlenmiştir. Tesis basınç kayıp parametresi %5 iken ( $\zeta = 1.05$ ) optimum amaç fonksiyonu F'nin 0.3205 (kW.h/\$) olduğu görülmüştür. Bu değer artan basınç kayıp parametresi ile artmaktadır. Analiz ve optimizasyon çalışması sonucunda toplam maliyetler incelendiğinde  $\eta_C = \eta_T = 0.85$  iken ve  $\zeta = 1.05$  olduğu şartlarda sırasıyla toplam maliyetlerin ( $\dot{C}_T$ ), 1.95 (\$/s), 1.92 (\$/s) ve 1.85 (\$/s) olduğu hesaplanmıştır. Sonuç olarak,

tersinmezlikler güç tesislerinde verim kayıplarına yol açarken aynı zamanda mali açıdan ekonomik kayıplara neden olurlar. Kompresör ve türbin izentropik verimleirin mümkün olduğu kadar yüksek tutulması bir tesiste optimum güç ve verimliliği arttırmaktadır. Ancak bu değerlerin bir üst sınırı vardır ve  $\eta_C < 0.90$  dan büyük olamazken, türbin izentropik veriminin üst sınırı  $\eta_T < 0.92$  olarak karşımıza çıkmaktadır. Ayrıca basınç kayıplarını azaltmak tesislerde optimum güç ve verim artışı sağlamaktadır. Özetle tersinmezliklerin belirlenmesinde ekserji analizleri önem arz ederken, maliyet kayıpları açısından ekserjoekonomik analizler de büyük önem arz etmektedir. Bu nedenle güç üreten tesislerin verimli işletmeciliğe katkı sağlayan bu tür analizleri yapmaları ve optimum işletme koşullarını tespit etmeleri gerekmektedir.

## REFERENCES / KAYNAKLAR

- [1] Bejan A., Tsatsaronis G. ve Moran M., (1996). Thermal Design and Optimization, First Edition, A Wiley-Interscience Publication, New York.
- [2] Keenan J. H., (1932). "Steam Chart for Second-Law Analysis: A Study of Thermodynamic Availability in the Steam Power Plant", ASME 54:195- 203.
- [3] Evans, R.B. ve Tribus, M., (1962). "A Contribution to the theory of Thermoconomics", UCLA, Dept. Of Engr: Report No: 62/63, Los Angeles, CA.
- [4] El-Sayed, Y.M. ve Evans, R.B., (1970). "Thermoconomics and The Design of Heat Sytems", Trans. ASME J.Eng. Power 92: 27- 34.
- [5] Bergmann, E. ve Schmidt, K. R., (1967). "Second law analysis for process costing and processdesign of steam power plants" Mitt. d. G. B., 108: 151-160.
- [6] Szargut, J., (1967). "Grenzenfürdie Anwendungsmöglichkeiten des Exergiebegriffs" / Exergy, TheoryBrennst.- Wärme- Kraft (BWK), 19(6): 309-313.
- [7] Gaggioli, R.A. ve Wepfer, W.J., (1980). "Second-Law Costing Applied to Coal Gasification", Chem. Eng. Prog. 6: 140-145.
- [8] Gaggioli, R.A. ve Wepfer, W.J., (1980). "Exergy Economics. 1. Cost accounting applications. 2. Benefit-cost of conservation", Energy- Int. J. (5): 823- 838.
- [9] Reistad, G.M. ve Gaggioli, R.A., (1980). "Available Energy Costing, in: Thermodynamics: Second Law Analysis", A.C.S. Symposium Series 122: 143- 159.
- [10] Beyer, J., (1972). "Zur Aufteilung der Primärenergiekosten in Koppelprozessen auf Grundlage der Strukturanalyse", Energieanwendung 21(6): 179- 183.
- [11] Beyer, J., (1978). "Einige Probleme der praktischen Anwendung der Exergetischen Methode inWärmewirtschaftlichenUntersuchungen Industrieller Produktionsprozesse", Energieanwendung 27(6): 203- 208.
- [12] Knoche, K.F ve Funk, J.E., (1977). "Entropy Production, Efficiency, and Economics in The Thermochemical Generation of Synthetic Fuels", Int. J. Hydrogen Energy, 2: 377-393.
- [13] Eisermann, J.E., (1979). Analysis of NATO Fellowship Contract No. 430-402-566-8, University of Kentucky.
- [14] Valero, A., Lozano, M.A., Munoz, M., (1986). "A General Theory of Exergy Saving, Computer- Aided Engineering of Energy Systems", Proc. ASME Winter Annual Meeting, Dec. 7-12, Anaheim.
- [15] Frangopoulos, C.A., (1983).Thermo-economic Functional Analysis: "A Method for Optimal Design or Imptovement of Complex Thermal Systems" Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Technology, Atatlanta.
- [16] Von Spakovsky, M.R., (1986). "A Practical Generalized Analysis Approach for the Optimal Thermoconomic Design and Improvement of Real - World Thermal Systems", Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Technology, Atalanta.

- [17] Hua, B., Chen, Q.L. ve Wang, P., (1997). "A new exergoeconomic approach for analysis and optimization of energy systems", *Energy*, 11: 1071- 1078.
- [18] Kim, S.M., Oh, S.D., Kwon, Y.H., and Kwak, H.Y., (1998). "Exergoeconomic Analysis of Thermal Sytems", *Energy*, 23(5), 393- 406.
- [19] Gama Cerqueira, S.A.A. ve Nebra, A.S., (1999). "Cost attribution methodologies inc ogeneration systems", *Energy Conversion & Management*, 40: 1587-1597.
- [20] Erlach, B., Tsatsaronis, G. ve Czieśla, F., (2001). "A new approach for assigning costs and fuels to cogeneration products", In: *J. Applied Thermodynamics*, 4(3): 145- 156.
- [21] Hussein, I., Mustaffa, M.H., Yusoff, M.Z., Boosoroh, M.H., (2001). "Exergy Costing for Thermal Plant Optimization", *Proceeding of the 3rd. TNB Technical Conference*, 6-8 August, 2001, UNITEN.
- [22] Chejne, F. ve Restrepo, J.A., (2003). "New rules fort he exergo-economic optimization methodology", *Energy*, 28: 993- 1003.
- [23] Silveira, J.L. ve Tuna, C.E., (2003). "Thermoeconomic Analysis Method for Optimization of Combined Heat and Power Systems. Part II", *Progress in Energy and Combustion Science*, 29: 479- 485.
- [24] Sevilgen, S.H., (2004). "Exergoeconomic Analysis of Cogeneration System", *Journal of Engineering and Natural Sciences* 4: 234- 248.
- [25] Lazzaretto, A., Tsatsaronis, G., (2006). "SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems", *Energy*, 31: 1257- 1289.
- [26] Ballı, Ö., Aras, H., ve Hepbaslı, A., (2008). "Kombine Isı ve Güç Sistemlerinin Ekserjoeconomic Analizi", *International Journal of Energy Research*, 32: 273- 289.
- [27] Tao, G., Chen, L. and Sun, F., (2009). "Exergoeconomic Performance Optimization of An Endoreversible Regenerative Closed Cycle Brayton Cogeneration System", *Revista Mexicana De Fisica*, 55 (3): 192- 200.
- [28] Chen, L., Yang, B. ve Sun, F., (2010). "Exergoeconomic performance analyses of an endoreversible intercooled regenerative Brayton cogeneration- type model", *International Journal of Sustainable Energy*, 5: 1-7.
- [29] Fellah, G.M., Mgherbi, F.A. ve Aboghres, S.M., (2010). "Exergoeconomic Analysis for Unit Gt14 of South Tripoli Gas Turbine Power Plant", *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering (JJMIE)*, 4(4): 507- 516.
- [30] Seyyedi, S.M., Ajam, H. ve Farahat, S., (2010). "A new approach for optimization of thermal power plant based on the exergoeconomic analysis and strustural optimization method: Application to the CGAM problem", *Energy Conversion and Management*, 51(11): 2202-2211.
- [31] Chen, L., Yang, B. ve Sun, F., (2011). "Exergoeconomic perfromance optimization of an endoreversible intercooled regenerated Brayton cogeneration plant. Part 1: Themodynamic model and parameter analyses", *International Journal of Energy and Environment*, 2(2): 199- 210.
- [32] Yang, B., Chen, L., ve Sun, F., (2011). "Exergoeconomic perfromance optimization of an endoreversible intercooled regenerated Brayton cogeneration plant. Part 2: Heat conductance allocation and pressure ratio optimization", *International Journal of Energy and Environment*, 2(2): 211- 218.
- [33] Yang, B., Chen, L., ve Sun, F., (2011). "Finite time exergoeconomic performance of an irreversible intercooled regenerative Brayton cogeneration plant", *Journal of Energy Institute*, 85(1): 5- 12.
- [34] Lazaretto, A. ve Tsatsaronis, G., (2001). "Comparison between SPECO and functional exergoeconomic approaches", In: *Proceedings of the ASME international mechanical engineering congress and exposition- IMECHE/AES- 23656*, November 2001.