

THE EFFECT OF GAS TURBINE DESIGN PARAMETERS ON COST OF ELECTRICITY FOR COMBINED CYCLE SYSTEMS

Burhanettin ÇETİN*

Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Yıldız-İSTANBUL

Geliş/Received: 31.03.2004 Kabul/Accepted: 29.06.2005

ABSTRACT

In this study, the thermoeconomic analysis of the combined cycle system with a single-pressure heat recovery steam generator is investigated. The variable parameters selected for the optimization are the compressor pressure ratio, gas turbine inlet temperature, and turbine and compressor isentropic efficiencies. The others variables are assumed constant. In the analysis, all thermodynamic and thermoeconomic expressions are formulated as a function of these decision variables. Using the computer program written in Visual Basic language, developed model has been solved and the conditions giving minimum unit electricity production cost have been determined.

Keywords: Combined cycle system, Thermoeconomic analysis, Unit electricity production cost.

MSC number/numarası: 80A17, 74A15, 74G65.

KOMBİNE ÇEVİRİM SİSTEMLERİ İÇİN GAZ TÜRBİN DİZAYN PARAMETRELERİNİN BİRİM ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİM MALİYETİNE ETKİSİ

ÖZET

Bu çalışmada kompresör basınç oranı, gaz türbin giriş sıcaklığı, türbin ve kompresör izentropik verimleri değişken parametre olarak alınarak, tek basıncılı atık ısı kazanlı kombine çevrim sisteminin termoekonomik analizi yapılmıştır. Diğer parametreler ise sabit kabul edilmiştir. İncelemelerde, bütün termodinamik ve termoekonomik ifadeler bu karar değişkenlerinin fonksiyonu olarak formüle edilmiştir. Visual Basic programlama dilinde yazılan programla oluşturulan model çözümlenmiş ve birim elektrik enerjisi için minimum üretim maliyetini veren dizayn parametreleri belirlenmiştir.

Anahtar Sözcükler: Kombine çevrim sistemi, Termoekonomik analiz, Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti.

1. GİRİŞ

Özellikle son yıllarda pik yüklerin karşılanmasında, elektrik enerjisi üretiminde, kojenerasyon ve kombine çevrim sistemlerinde gaz türbinlerinin (GT) kullanımı her geçen gün hızla artmaktadır. Çünkü, gaz türbinlerinin kuruluş süreleri kısa ve yatırım maliyetleri diğer sistemlere göre düşüktür. Ayrıca çok kısa sürede devreye girip çıkabilirler. Bu da gaz türbinlerinin kullanımlarını yaygınlaştırmaktadır [1-3].

Gaz türbin çevrimleri, buhar çevriminden daha yüksek sıcaklıkta çalışırlar. Buharlı güç santrallerinde en yüksek türbin giriş sıcaklığı yaklaşık 620 °C mertebelerinde iken, bu sınır gaz türbinlerinde yaklaşık 1270 °C seviyelerine kadar çıkabilmektedir [4-7]. Gaz türbin çevriminde

* e-posta: cetin@yildiz.edu.tr, tel: (0212) 259 70 70 / 2540

yüksek sıcaklıklara çıkılablmesine rağmen, gazlar türbini çok yüksek sıcaklıklarda terk ettikleri için, yüksek ısı verimlere ulaşlamamaktadır. Bu nedenle gaz türbin sistemlerinin ısı verimleri, genellikle buhar çevrimli sistemlerin ısı veriminden düşüktür [1,4].

Elektrik güç piyasasının liberalleşmesi, elektrik üreticileri arasında güçlü bir rekabete yol açmaktadır. Sera gazlarından kaynaklanan kirliliği düşürmedeki gereklilik, kombine çevrim sistemini yüksek verim ve düşük karbon içerikli yakıtların kullanımından dolayı en iyi tercihlerden birisi yapmaktadır [8]. Kombine çevrim sistemlerinde genellikle, %35-42 arasında verime ve 700-920 K arasında egzoz gazı sıcaklığına sahip gelişmiş gaz türbinleri kullanılmaktadır. Dolayısıyla kombine çevrim sisteminin termal verimi yaklaşık %60'lara kadar ulaşabilmektedir [9]. Kombine çevrim sistemi gaz türbini çevrimi (üst çevrim) ile buhar türbini çevriminin (alt çevrim) birleşmesinden oluşmaktadır. Kombine çevrim sistemleri, gaz türbin çevrimlerinin üst sıcaklığının yüksek olması ve buhar türbinli çevrimlerin alt sıcaklıklarının düşük olması avantajını birleştirerek, gaz türbinlerini terk eden sıcak gazların, buharlı güç çevriminin ısı kaynağı olarak kullanılmasını sağlarlar.

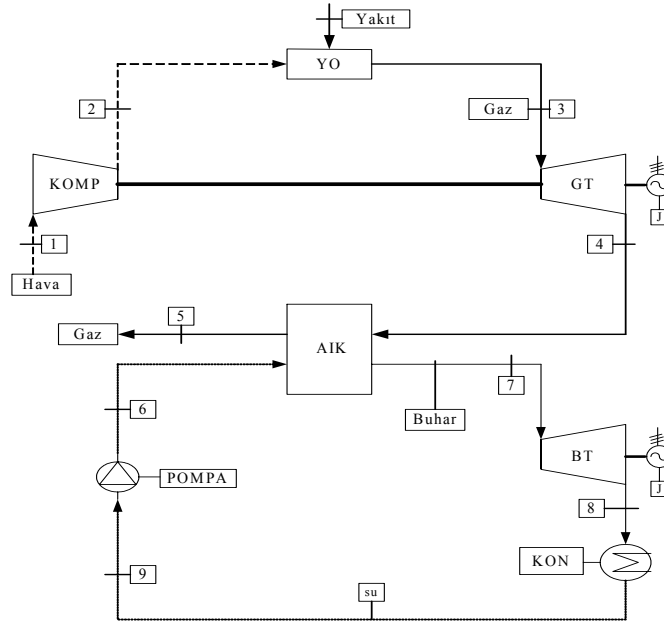
Franco ve Russo [8], mevcut teknolojileri kullanarak kombine çevrim sisteminin toplam verimini %60'a çıkarılabilme ihtimali üzerinde durmuşlar ve kombine çevrim sistemlerinin mevcut performanslarını buhar çevrimi ve atık ısı kazanının (AIK) işletme parametrelerinin optimizasyonu, basit bir şekilde nasıl geliştirilebileceğini göstermişlerdir. Silveira ve Tuna [10], amaç fonksiyonu olarak termodinamiğin ikinci kanununa dayanan ekserji üretim maliyetinin minimizasyonunu esas almışlar ve kombine ısı-güç sistemlerinin termoeconomik analizini yapmışlardır. Optimizasyonda değişken olarak; buhar türbini (BT) kullanılması durumunda kazan çıkışındaki buharın basıncı ve sıcaklığı, gaz türbini kullanılması durumunda ise kompresör basınç oranı, türbin egzoz gazı çıkış sıcaklığı ve kütleli debi alınmıştır. Valdes, Duran ve Rovira [11], genetik algoritma kullanarak tek basıncılı, iki ve üç basıncılı gaz türbinli kombine çevrim güç santralının termoeconomik optimizasyonunu yapmışlardır. Çalışmada, birim ürün maliyetlerini minimum ve yıllık kârı maksimum yapan iki amaç fonksiyonu almışlar ve en iyi optimizasyon stratejisini bulmak için elde edilen sonuçları karşılaştırmışlardır.

Enerji üretim sistemleri için, termodinamik açıdan optimum olan değerler her zaman ekonomik olmayabilir. Aynı şekilde ekonomik açıdan optimum olan değerler de, termodinamik açıdan her zaman uygun olmayabilir. Bu nedenle, hem termodinamik hem de ekonomik çözümler birlikte ele alınarak, optimum dizayn parametrelerinin belirlenmesi gerekir. Bunu gerçekleştirmek için kullanılan en uygun yöntemlerden biri de, termoeconomik analizdir [1].

Bu nedenle çalışmada, tek basıncılı atık ısı kazanlı kombine çevrim sistemi model olarak alınarak termoeconomik analizi yapılmıştır. Amaç fonksiyonu olarak birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin minimum yapılması alınmıştır. Termoeconomik analiz sonuçları üzerinde oldukça fazla parametrenin etkisi vardır. Bu çalışmada ise, sadece gaz türbin dizayn parametreleri (kompresör basınç oranı, gaz türbin giriş sıcaklığı, türbin ve kompresör izentropik verimleri) değişken parametre olarak alınmıştır. Analizlerde bu parametrelerin etkisini daha iyi gösterebilmek için, diğer ekonomik ve termodinamik parametreler sabit kabul edilmiştir. İncelemelerde, bütün termodinamik ve termoeconomik ifadeler (güç, verim ve birim elektrik enerjisi üretim maliyeti) basınç, sıcaklık, debi, komponent verimleri gibi termodinamik büyüklükler ile ekonomik ömür, faiz, iskonto ve eskalasyon oranları, inşaat süresi gibi ekonomik büyüklükler cinsinden yazılmıştır. Komponent yatırım maliyetleri de termodinamik büyüklüklere bağlı olarak ifade edilerek, termodinamik ve ekonomik çözümler birlikte ele alınmıştır. Visual Basic programlama dilinde yazılan programla oluşturulan model çözümlenmiş ve birim elektrik enerjisi için minimum üretim maliyetini veren optimum dizayn parametreleri belirlenmiştir.

2. TERMODİNAMİK ANALİZ

Şekil 1'de tek basıncılı gaz türbinli kombine çevrim sisteminin şematik resmi gösterilmiştir. Gaz türbini çevriminin net gücü ($W_{GÇ}$), gaz türbin gücü (W_{GT}) ve kompresör gücünün (W_{KOPM}) farkına eşittir (Denklem 3).



Şekil 1. Tek basıncılı atık ısı kazanılı kombine çevrim modeli

$$W_{GT} = \dot{m}_g \cdot (h_3 - h_4) = \dot{m}_g \cdot [c_{pg(T_3)} \cdot T_3 - c_{pg(T_4)} \cdot T_4] \quad (\text{kW}) \quad (1)$$

$$W_{KOMP} = \dot{m}_h \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_h \cdot [c_{ph(T_2)} \cdot T_2 - c_{ph(T_1)} \cdot T_1] \quad (\text{kW}) \quad (2)$$

$$W_{GC} = W_{GT} - W_{KOMP} \quad (\text{kW}) \quad (3)$$

Denklemlerde, h akış noktalarına ait entalpi değişimlerini, T_1 çevre sıcaklığını, T_2 kompresör çıkış sıcaklığını, T_3 türbin giriş sıcaklığını, T_4 türbin çıkış sıcaklığını, \dot{m}_h hava debisini, \dot{m}_g gaz debisini, c_{ph} ve c_{pg} de sırasıyla havanın ve gazların sabit basınçta özgül ısı kapasitelerini göstermektedir [1].

$$c_{ph(T)} = 1,04841 - 0,000383719 \cdot T + \left(\frac{9,45378 \cdot T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{5,49031 \cdot T^3}{10^{10}} \right) + \left(\frac{7,92981 \cdot T^4}{10^{14}} \right) \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (4)$$

$$c_{pg(T)} = 0,991615 + \left(\frac{6,99703 \cdot T}{10^5} \right) + \left(\frac{2,71298 \cdot T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{1,22442 \cdot T^3}{10^{10}} \right) \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (5)$$

T_2 ve T_4 sıcaklığı kompresör ve türbin izentropik verim ifadelerinden elde edilir (Denklem 6-7).

$$T_2 = T_1 \cdot \left[1 + \frac{P_{rc}^{(k_h-1)/k_h} - 1}{\eta_{cis}} \right] \quad (\text{K}) \quad (6)$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left[1 - \eta_{tis} \cdot \frac{1}{P_{rt}^{(k_g-1)/k_g}} \right] \quad (\text{K}) \quad (7)$$

Burada; P_{rc} kompresör basınç oranını, P_{rt} türbin basınç oranını, k_h havanın özgül ısı oranını, k_g gazların özgül ısı oranını, η_{cis} kompresör izentropik verimini, η_{tis} türbin izentropik verimini göstermektedir.

$$P_{rc} = \frac{P_2}{P_1} \quad (8)$$

$$P_3 = P_2 \cdot (1 - \varepsilon_{YO}) \quad (\text{bar}) \quad (9)$$

$$P_4 = P_1 \cdot (1 + \varepsilon_C) \quad (\text{bar}) \quad (10)$$

$$P_{rt} = \frac{P_3}{P_4} \quad (11)$$

$$k_{h(T)} = \frac{c_{ph(T)}}{c_{vh(T)}} \quad (12)$$

$$k_{g(T)} = \frac{c_{pg(T)}}{c_{vg(T)}} \quad (13)$$

$$c_{vh(T)} = c_{ph(T)} - R_h \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (14)$$

$$c_{vg(T)} = c_{pg(T)} - R_g \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (15)$$

c_{vh} ve c_{vg} sırasıyla havanın ve gazların sabit hacim özgül ısısını, R_h ve R_g havanın ve gazların ideal gaz sabitini, ε_{YO} ve ε_C yanma odası (YO) ve çıkıştaki basınç kayıp yüzdesini göstermektedir. \dot{m}_y yakıt debisi, H_u yakıtın alt ısıl değeri ve η_b yanma verimi olmak üzere yakıtın ısıl gücü;

$$Q_{YO} = \dot{m}_y \cdot H_u \cdot \eta_b \quad (\text{kW}) \quad (16)$$

şeklinde yazılabilir.

Gazların ve yakıtın kütesel debileri sırasıyla, termodinamiğin birinci kanununa göre yanma odasındaki kütle ve enerji dengesinden bulunabilir (Denklem 17 ve 18).

$$\dot{m}_g = \dot{m}_h + \dot{m}_y \quad (\text{kg/s}) \quad (17)$$

$$\dot{m}_y = \dot{m}_h \cdot \left[\frac{c_{pg(T_3)} \cdot T_3 - c_{ph(T_2)} \cdot T_2}{H_u \cdot \eta_b - c_{pg(T_3)} \cdot T_3} \right] \quad (\text{kg/s}) \quad (18)$$

Buhar çevriminin net gücü buhar türbini (BT) ve pompa güçlerinin farkına eşittir (Denklem 19).

$$W_{BÇ} = W_{BT} - W_{POMPA} \quad (\text{kW}) \quad (19)$$

$$W_{BT} = \dot{m}_b \cdot (h_7 - h_8) = \dot{m}_b \cdot (h_7 - h_{8s}) \cdot \eta_{ti} \quad (\text{kW}) \quad (20)$$

$$W_{POMPA} = \dot{m}_b \cdot v(P_7 - P_8) / \eta_{pompa} \quad (\text{kW}) \quad (21)$$

Burada W_{BT} buhar türbini gücünü, W_{POMPA} ise pompa gücünü göstermekte olup, denklem 20 ve 21'den hesaplanabilir. Denklemlerde v suyun özgül hacmini, h entalpiyi, P basıncı, η_{ti} buhar türbini iç verimini, η_{pompa} pompa verimini ve \dot{m}_b buhar debisini göstermektedir. Buhar debisi atık ısı kazanındaki enerji dengesinden hesaplanabilir.

Kombine çevrim sisteminin toplam gücü (W_k), gaz türbin çevrimi ve buhar çevrimi net güçlerinin toplamından oluşmaktadır (Denklem 22). Kombine çevrim sisteminin toplam verimi (η_k) de toplam gücün yanma odasında verilen ısıl güce oranı şeklindedir (Denklem 23).

$$W_k = W_{GÇ} + W_{BÇ} \quad (\text{kW}) \quad (22)$$

$$\eta_k = \frac{W_k}{Q_{YO}} \quad (23)$$

3. TERMOEKONOMİK ANALİZ

Termodinamik analiz bir sistemin sadece performansını değerlendirir. Dolayısıyla yeni bir sistem dizayn edilirken ya da mevcut bir sistem analiz edilirken, sadece termodinamik analiz değerlendirme için yeterli olmaz. Amaç sadece termodinamik verimi maksimum yapmaksa, sistemin toplam maliyeti çok artabilir. Çünkü termodinamik analizde maliyetler dikkate alınmamaktadır. Ya da tam tersi olarak, sadece maliyetler minimum yapılmak istendiğinde bu seferde sistem performansı çok düşebilir [1]. Bu nedenle, termodinamik analiz ile maliyet etkisi birlikte değerlendirilerek optimum dizayn şartlarının belirlenmesi gerekir. Böylece, sistemin önce termodinamik analizi yapıp daha sonra da maliyet analizi ile ekonomik şartlar belirlenerek, hem termodinamik açıdan, hem de ekonomik açıdan en uygun çözümler elde edilebilir. Bu da, termoeconomik analiz kavramının temelini oluşturur.

Termoeconomik analizin amacı, birim elektrik enerjisi üretim maliyetlerini minimum yapmaktır. Dolayısıyla termoeconomik analizle belirlenecek birim elektrik enerjisi üretim maliyetleri, santrallerin değerlendirilmesinde ve birbiriyle karşılaştırılmasında kullanılabilir.

3.1. Elektrik Enerjisi Üretim Maliyeti

Elektrik enerjisi maliyeti üç kısımdan oluşmaktadır: üretim, taşıma ve dağıtım. Bu çalışmada, toplam maliyetin önemli bir kısmını oluşturan üretim maliyeti, yani santral çıkışındaki elektrik enerjisi üretim maliyeti esas alınmıştır. Belirli bir bölgeye kurulması düşünülen alternatif santraller içinde en uygun olanının seçilmesi amacıyla yapılan ekonomik değerlendirme ve karşılaştırmanın, sadece enerji üretim maliyetine göre yapılması yeterli olmaktadır [12,13,14]. Çünkü belirli bir bölgeye kurulması düşünülen alternatif santraller için aynı taşıma ve dağıtım maliyeti söz konusudur. Dolayısıyla, taşıma ve dağıtım maliyetinin ekonomik karşılaştırma sonuçlarına bir etkisi olmayacaktır. Fakat, göz önüne alınan alternatif santrallerin teknik özellikleri nedeniyle, farklı bölgelerde kurulması gerekebilir. Bu durumda taşıma ve dağıtım maliyetleri de dikkate alınarak, bir ekonomik değerlendirme yapılmalıdır.

Elektrik enerjisi üretim maliyetini hesaplayabilmek için santrale yapılan masrafların bilinmesi gerekir. Bu masraflar sırasıyla; toplam yatırım masrafları, işletme başladıktan sonra olan yakıt masrafları ve işletme-bakım masraflarıdır. Yatırım masrafları bir kez yapılır ve işletmenin çalışma süresinden bağımsızdır. Yakıt masrafları işletmede kullanılan sistemin tipine, yakıt cinsine, yakıtın fiyatına ve yakıtın ısı değerine bağlıdır. Bu masraf grubu, sistemin çalışma süresine bağlı olarak değişmektedir. İşletme ve bakım masrafları ise işletmenin çalışma süresine bağlı olarak değişen bakım giderleri ile, personel v.b. gibi sabit giderlerin toplamından oluşur [12].

Alternatif elektrik enerjisi üretim sistemlerinin birim elektrik enerjisi üretim maliyetleri içindeki yatırım, yakıt, işletme ve bakım maliyetlerinin ağırlıkları farklı olup; en büyük pay yakıt maliyetlerine aittir [15]. Gaz türbin sistemlerinde yük faktörünün 0,80 olması durumunda, yakıtın toplam maliyet içerisindeki payı %85,83'tür. Buna karşılık yatırım payı %8,77 ve işletme ve bakım payı da % 5,41'dir. Kombine çevrim sistemlerde ise yük faktörünün 0,80 olması durumunda, toplam maliyet içerisinde yakıtın payı %70,24 iken yatırım payı %22,75 ve işletme ve bakım payı %7,01'dir [15]. İşletme ve bakım maliyetlerinin toplam maliyet içindeki payı, yatırım maliyeti ve yakıt maliyetinin payına göre oldukça düşüktür. Dolayısıyla termoeconomik optimizasyonda işletme ve bakım maliyetlerinin ihmal edilmesi, optimum sonuçları çok fazla değiştirmemektedir [1]. Bu nedenle; incelemelerde işletme ve bakım maliyetlerin etkisi hesaba katılmamıştır.

3.2. Direkt Yatırım Maliyeti

Kombine çevrim sisteminin direkt yatırım maliyeti sırasıyla gaz türbini (I_{GT}), yanma odası (I_{YO}), kompresör (I_{KOMP}), buhar türbini (I_{BT}), kondenser (I_{KON}), pompa (I_{POMPA}), atık ısı kazanı (I_{AIK}) ve

The Effect of Gas Turbine Design Parameters...

jeneratör (I_j) yatırım maliyetlerinin toplamından oluşmaktadır (Denklem 24). Komponentlere ait yatırım maliyetleri farklı literatürlerde mevcuttur [10]. Bu çalışmada, komponentlerin geometrik ve termodinamik özelliklerine bağlı maliyet denklemleri verilmiştir (Denklem 25-32).

$$I_d = I_{GT} + I_{YO} + I_{KOMP} + I_{BT} + I_{KON} + I_{POMPA} + I_{AIK} + I_j \quad (\$) \quad (24)$$

$$I_{GT} = \left(\frac{1536 \cdot \dot{m}_g}{0,92 - \eta_{tis}} \right) \cdot \ln \left(\frac{P_3}{P_4} \right) \cdot [1 + \exp(0,036 \cdot T_3 - 54,4)] \quad (\$) \quad (25)$$

$$I_{YO} = \left(\frac{48,64 \cdot \dot{m}_h}{0,995 - \frac{P_3}{P_2}} \right) \cdot [1 + \exp(0,018 \cdot T_3 - 26,4)] \quad (\$) \quad (26)$$

$$I_{KOMP} = \left(\frac{75 \cdot \dot{m}_h}{0,9 - \eta_{cis}} \right) \cdot P_{rc} \cdot \ln(P_{rc}) \quad (\$) \quad (27)$$

$$I_{BT} = 6000 \cdot W_{BC}^{0,7} \quad (\$) \quad (28)$$

$$I_{KON} = 1773 \cdot \dot{m}_b \quad (29)$$

$$I_{POMPA} = 3540 \cdot W_{POMPA}^{0,71} \quad (\$) \quad (30)$$

$$I_{AIK} = 4745 \cdot \left[\frac{\dot{m}_b \cdot (h_7 - h_6)}{\log(T_4 - T_5)} \right]^{0,8} \cdot 11820 \cdot \dot{m}_b + 658 \cdot \dot{m}_g \quad (\$) \quad (31)$$

$$I_j = 60 \cdot W_{BC}^{0,95} \quad (\$) \quad (32)$$

3.3. İnşaat Süresince Eskalasyon ve Faiz Yüğü

İnşaat periyodu boyunca kullanılan malzeme, teçhizat ve işçilik fiyatlarında artış olmaktadır. Bu artış eskalasyon olarak adlandırılmaktadır. İnşaat süresi boyunca yapılacak yatırımlar için önceden bir harcama dağılım modeli belirlenmelidir. Bu çalışmada kabul edilen harcama dağılım modeli Çizelge 1’de verilmiştir. Harcama dağılım modeliyle, inşaat süresince yapılacak yatırımlar zaman içine yayılacağından, inşaat periyodunda yapılan gerçek toplam yatırım eskalasyon etkisiyle, inşaat başlangıç tarihi için geçerli olan direk inşaat bedelinden daha yüksek olacaktır. Yıllık eskalasyon oranı (e) ve harcama dağılım modeli ($y(t)$) yardımıyla inşaat süresi içinde herhangi bir t yılına ait eskale edilmiş yıllık gerçek harcama miktarı ($Y_e(t)$) belirlenebilir [12].

$$Y_e(t) = I_d \cdot y(t) \cdot (1 + e)^t \quad (\$) \quad (33)$$

Çizelge 1. Harcama dağılım modeli [14]

Eskalasyon Periyodu (t), yıl	Harcama Dağılımı, y(t)
1	%11
2	%19
3	%45
4	%25

İnşaat süresi boyunca yapılan yıllık eskale edilmiş harcama miktarının ($Y_e(t)$) kredi olarak alındığı kabul edilmiştir. Bu durumda inşaat periyodunun sonunda, eskale edilmiş harcama miktarına ilave olarak bir faiz yükünün de geri ödenmesi gerekmektedir. İnşaat süresi içinde herhangi bir t yılının başında kredi olarak kullanılan eskale edilmiş harcama miktarı için, inşaatın bitiminde geri ödenmesi gereken borç $T(t)$, faiz yükü de dahil olmak üzere;

$$T(t) = Y_e(t) \left[(1+i)^{L+1-t} \right] \quad (\$) \quad (34)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada L inşaat süresini, i faiz oranını ve $(L+1-t)$ büyüklüğü ise faiz periyodunu göstermektedir.

3.4. Toplam Yatırım Maliyeti

Eskalasyon ve faiz yükleri de dahil olmak üzere, inşaatın bitimindeki toplam yatırım maliyeti (I_k);

$$I_k = \sum_{t=1}^L T(t) = I_d \cdot \sum_{t=1}^L y(t) (1+e)^t \cdot (1+i)^{L+1-t} \quad (\$) \quad (35)$$

ifadesinden elde edilebilir.

3.5. Yıllık Sermaye Maliyeti

Birim elektrik enerjisi üretim maliyetini hesaplayabilmek için, toplam yatırım maliyetinin yıllık sermaye maliyetine dönüştürülmesi gerekir. Yıllık sermaye maliyetini farklı metotlarla hesaplamak mümkündür. Burada sabit yıllık sermaye maliyeti metodu kullanılmıştır. Amortisman katsayısı kullanılarak sabit yıllık sermaye maliyeti bulunabilir. Bir tesisin kuruluşunda yapılan toplam yatırım masraflarının, kredi alınmışsa kredinin faizi de dahil olmak üzere, belirli bir sürede geri ödenmesi amacıyla, toplam yatırım değerinin önceden belirlenmiş bir kısmının, sermaye maliyeti olarak her yıl işletme gelirlerinden ayrılması ve vergi dışı bırakılması işlemine amortisman denilmektedir [12]. Amortisman katsayısı (a), Denklem 36'dan hesaplanabilir.

$$a = \frac{r \cdot (1+r)^n}{(1+r)^n - 1} \quad (36)$$

Burada r iskonto oranını, n ise santral ömrünü göstermektedir. Toplam yatırım maliyeti amortisman katsayısıyla çarpılarak sabit yıllık sermaye maliyeti C_k elde edilmiştir (Denklem 37).

$$C_k = I_k \cdot a \quad (\$/yıl) \quad (37)$$

Sabit yıllık sermaye maliyeti santralin yıllık ortalama elektrik enerjisi üretim miktarına (E_e) bölünerek, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içindeki sermaye maliyetlerinin payı (g_k) bulunabilir (Denklem 39).

$$E_e = H \cdot W_k = 8760 \cdot L_f \cdot W_k \quad (\text{kW}_e\text{h/yıl}) \quad (38)$$

$$g_k = \frac{C_k}{E_e} \quad (\text{cent/ kW}_e\text{h}) \quad (39)$$

Burada; W_k kombine çevrim gücünü, H yıllık işletme saatini, L_f bir değere getirilmiş ortalama şebeke yük faktörünü göstermektedir. L_f santralin bir yıl boyunca ürettiği elektriğin, o yıl içerisinde tam kapasite ile çalışması durumunda üreteceği elektriğe oranıdır. L_f yıldan yıla değişmektedir [1,12,14]. Bu nedenle, ülkemizdeki durum da göz önünde bulundurularak, hesaplamalarda bir değere getirilmiş ortalama şebeke yük faktörü 0,73 olarak alınmıştır.

3.6. Yıllık Yakıt Maliyeti

Kömür, fuel-oil, linyit ve doğalgaz gibi fosil yakıtlarla çalışan santrallerde birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin önemli bir kısmını yakıt maliyeti oluşturmaktadır. Bu nedenle, yıllık yakıt maliyetinin ve birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içindeki yakıt maliyetinin payının bulunması gerekir. H_u kullanılan yakıtın alt ısıl değeri, η_k kombine çevrim verimi, F (\$/kg) yakıt fiyatı olmak üzere yıllık yakıt maliyeti (C_f) Denklem 40'dan hesaplanabilir.

$$C_f = \frac{3600.8760.W_k.L_f.F}{H_u.\eta_k} \quad (\$/yıl) \quad (40)$$

Hesaplamalarda yakıt olarak doğalgaz seçilmiş ve doğalgazın birim fiyatı da $F=0,176$ \$/kg alınmıştır [16]. Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içerisindeki yakıt maliyetlerinin payı g_f ; yıllık yakıt maliyeti yıllık elektrik enerjisi üretim miktarına bölünerek bulunabilir.

$$g_f = \frac{C_f}{E_e} = \frac{3600.F}{H_u.\eta_k} \quad (\text{cent}/\text{kW}_e\text{h}) \quad (41)$$

3.7. Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyeti

Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti (g); birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içindeki yatırım maliyetlerinin payı ve yakıt maliyetlerinin payının toplamından oluşmaktadır (Denklem 42).

$$g = g_k + g_f \quad (\text{cent}/\text{kW}_e\text{h}) \quad (42)$$

4. TERMOEKONOMİK DEĞERLENDİRME

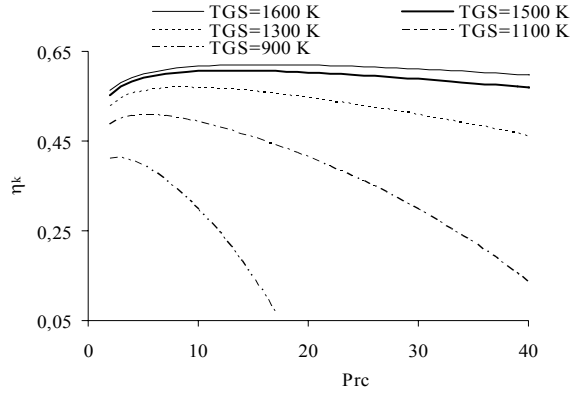
Bu çalışmada, tek basınçlı atık ısı kazanlı kombine çevrim sisteminin termoeconomik analizi yapılarak, birim elektrik enerjisi üretim maliyetini minimum yapan optimum dizayn şartları belirlenmeye çalışılmıştır. Yapılan kabuller şöyledir: hava ve yanma ürünlerine ideal gaz prensibi uygulanmıştır, tam yanma reaksiyonunun olduğu düşünülmüştür, AIK'da ek yanma olmadığı kabul edilmiştir, sistem düzgün akışlı alınmıştır, türbin ve kompresör izentropik verimleri eşit alınmıştır, kompresöre girişte hava debisi 1 kg/s kabul edilmiştir, referans çevre sıcaklığı (T_1) 288 K, referans çevre basıncı (P_1) 1 bar alınmıştır. İncelemelerde yakıt olarak doğalgaz alınmış ve doğalgazın alt ısıl değeri modele dışardan girilen bir değer olarak eklenmiştir. Farklı bir yakıt seçilmesi durumunda model buna da cevap verebilmektedir. Diğer termodinamik ve ekonomik parametreler ise Çizelge 2'de gösterilmiştir.

Çizelge 2. Termodinamik ve ekonomik parametreler

η_{cis}, η_{tis}	0,88	m_a (kg/s)	1	e	%5
η_b	0,98	$\varepsilon_{VO}, \varepsilon_C$	0,02	i	%8
η_{tis}, η_{pompa}	0,85	R_a (kJ/kgK)	0,287	r	%10
H_u (kJ/kg)	47966	R_g (kJ/kgK)	0,2968	L (yıl)	4
F (\$/kg)	0,176	P_7 (bar)	60	n (yıl)	25
TGS= T_3 (K)	1300 K	T_7 (K)	763	L_f	0,73
P_8, P_9 (bar)	0,05	T_6 (K)	343		

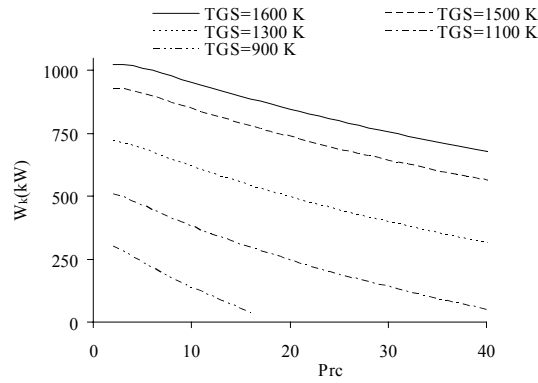
4.1. Gaz Türbin Giriş Sıcaklığının Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi

Gaz türbin giriş sıcaklığı 900 K ile 1600 K ve kompresör basınç oranı 2 ile 40 arasında değiştirilerek kombine çevrim sisteminin termoeconomik analizi yapılmış ve elde edilen eğriler Şekil 2-7'de verilmiştir.



Şekil 2. Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi

Şekil 2’de kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin, Şekil 3’de de kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi gösterilmiştir. Düşük TGS değerlerinde kombine çevrim verimi kompresör basınç oranından oldukça etkilenmektedir. Yüksek TGS değerlerinde ise, kompresör basınç oranının optimum değerinin altında ve üstünde seçilmesi kombine çevrim verimini çok fazla değiştirmemektedir. Çünkü verim eğrisi yataya yakın gitmektedir. Kombine çevrim sisteminde verime göre optimum bir nokta bulunabiliyor iken, güç için optimum bir nokta bulunamamıştır. Bu nedenle kombine çevrim sisteminin dizaynında termoekonomik analizin kullanılması daha uygun olacaktır.

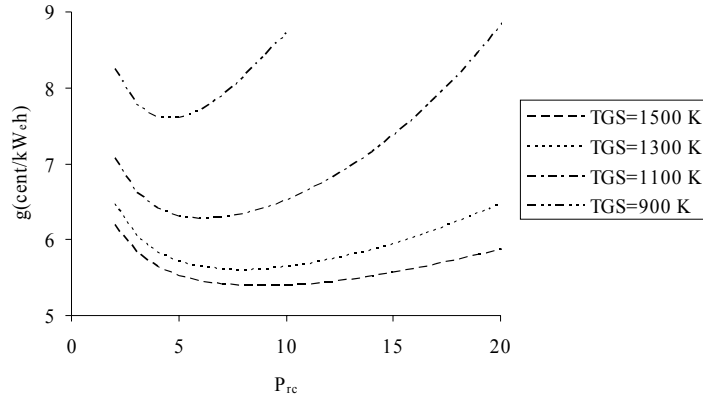


Şekil 3. Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi

Çizelge 3’de kombine çevrim verimini maksimum yapan basınç oranları verilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının artması ile kombine çevrim verimi ve optimum kompresör basınç oranı yükselmektedir.

Çizelge 3. Kombine çevrim verimini maksimum yapan basınç oranları

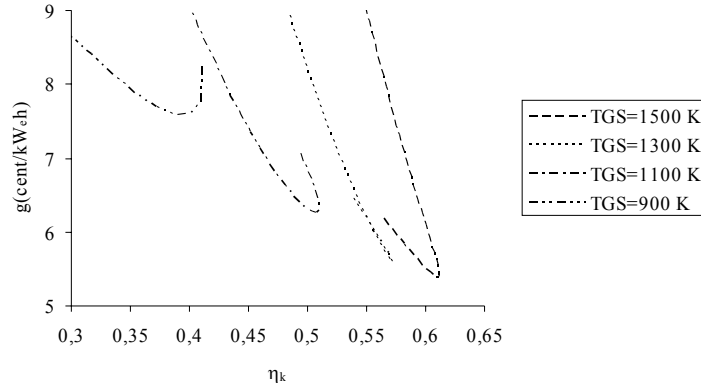
TGS (K)	$\eta_{k,max}$	$P_{rc,opt}$
900	0,4135	3
1100	0,5091	5
1300	0,5689	9
1500	0,6071	13
1600	0,6205	16



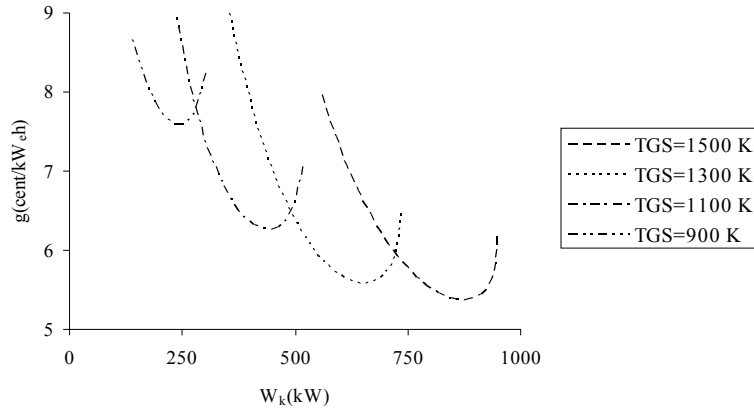
Şekil 4. Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

Şekil 4’de kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi gösterilmiştir. Aynı kompresör basınç oranı için, türbin giriş sıcaklığının artmasıyla birim elektrik enerjisi üretim maliyeti düşmektedir. Belirli bir türbin giriş sıcaklığı esas alındığında ise, kompresör basınç oranının artması ile birim elektrik enerjisi üretim maliyeti önce düşmekte ve bir minimumdan geçtikten sonra artmaktadır. Birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin minimum olduğu nokta, termoekonomik açıdan optimum noktayı göstermektedir. Bu noktadaki basınç oranı da, optimum kompresör basınç oranı olarak ($P_{rc,opt}$) tanımlanmıştır.

Şekil 5 ve 6’da, birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin sırasıyla kombine çevrim gücü ve verimiyle değişimi verilmiştir. Maliyetin minimumdan geçtiği noktalardaki güç ve verim, optimum gücü ve verimi göstermektedir.

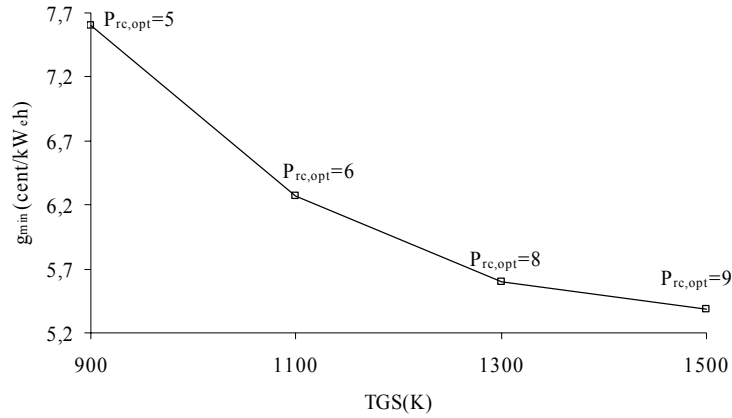


Şekil 5. Kombine çevrim verimi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi



Şekil 6. Kombine çevrim gücü ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

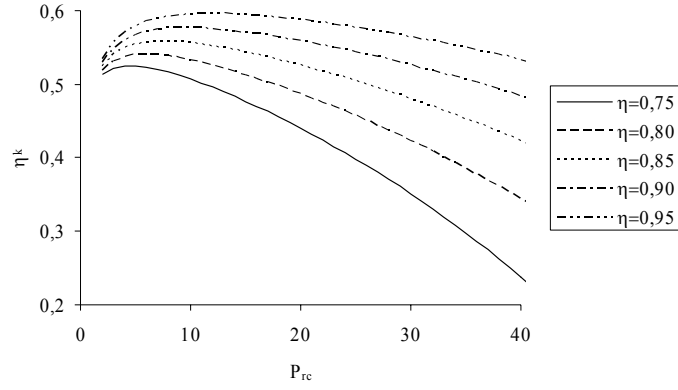
Türbin giriş sıcaklığı ile minimum birim elektrik enerjisi üretim maliyetlerinin değişimi incelenmiş ve elde edilen sonuçlar ayrı bir grafiğe aktarılmıştır (Şekil 7). Şekil incelendiğinde, her türbin giriş sıcaklığı değeri için minimum maliyet ve optimum kompresör basınç oranı aynı eğri üzerinde görülebilmektedir. Türbin giriş sıcaklığının artmasıyla optimum kompresör basınç oranı da artmakta, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti ise düşmektedir.



Şekil 7. Türbin giriş sıcaklığı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

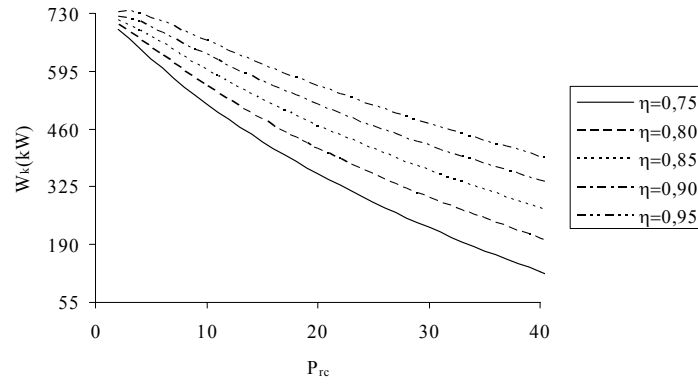
4.2. Gaz Türbin ve Kompresör İzentropik Verimlerinin Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi

Türbin ve kompresör izentropik verimleri 0,70 ile 0,95 arasında değiştirilerek, TGS=1300 K için kombine çevrim sisteminin termoekonomik analizi tekrarlanmıştır. Analiz sonucunda, izentropik verimin kombine çevrim performansı (güç ve verim) ve birim elektrik enerjisi üretim maliyeti üzerinde önemli bir parametre olduğu görülmüştür (Şekil 8-11).



Şekil 8. Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi

Şekil 8’de kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin, Şekil 9’da ise kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi verilmiştir. Belirli bir izentropik verim değeri için, kompresör basınç oranının artması ile kombine çevrim verimi önce artmakta, bir maksimumdan geçip sonra da düşmektedir. Kombine çevrim gücü ise sürekli azalmaktadır. Dolayısıyla yüksek performans için türbin ve kompresör izentropik verimleri mümkün olduğu kadar büyük seçilmelidir. Bu ise sistemin toplam maliyetini artırabilir. Dolayısıyla, daha doğru bir değerlendirme için maliyetin etkisi de dikkate alınmalıdır.

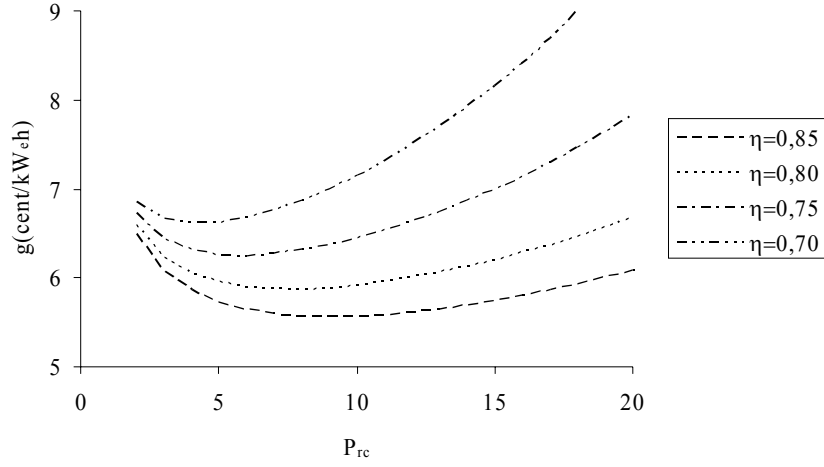


Şekil 9. Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi

Çizelge 4. Kombine çevrim verimini maksimum yapan basınç oranları

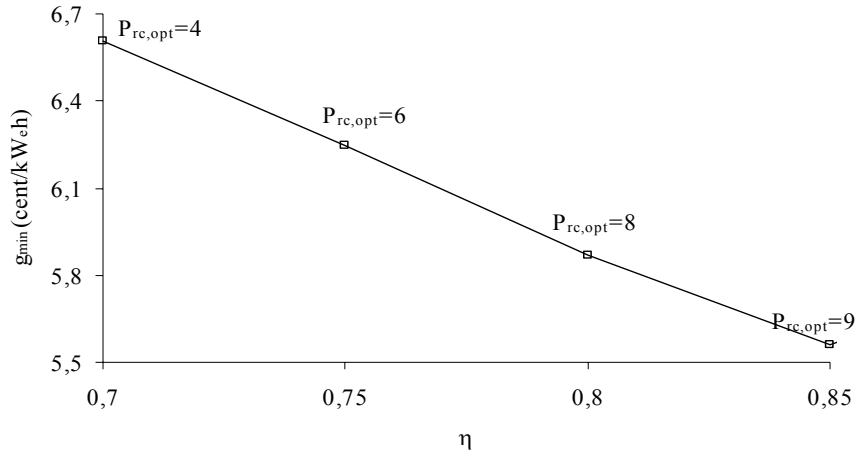
$\eta = \eta_{cis} = \eta_{tis}$	$\eta_{k,max}$	$P_{re,opt}$
0,75	0,5252	4
0,80	0,5406	6
0,85	0,5577	8
0,90	0,5765	10
0,95	0,5963	12

Çizelge 4'de, izentropik verim için kombine çevrim verimini maksimum yapan basınç oranları verilmiştir.



Şekil 10. Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

Şekil 10'da, kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi gösterilmiştir. Aynı kompresör basınç oranı için, izentropik verim arttıkça birim elektrik enerjisi üretim maliyeti düşmektedir. Belirli bir izentropik verim değeri için ise, kompresör basınç oranı artışına bağlı olarak birim elektrik enerjisi üretim maliyeti önce düşmekte, bir minimumdan geçip daha sonra artmaktadır. Dolayısıyla her izentropik verim değeri için, birim elektrik enerjisi üretim maliyetini minimum yapan optimum bir nokta vardır (Şekil 11).



Şekil 11. İzentropik verim ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

5. SONUÇLAR

Kombine çevrim sisteminin termodinamik analizinden elde edilen sonuçlar şöyledir:

- Kombine çevrim sisteminde toplam gücün yüksek olması isteniyorsa, kompresör basınç oranı mümkün olduğu kadar düşük, türbin giriş sıcaklığı ve izentropik verimler ise mümkün olduğu kadar yüksek seçilmelidir.
- Kombine çevrim sisteminde her TGS ve izentropik verim değerleri için verimi maksimum yapan optimum bir kompresör basınç oranı bulunabilmesine rağmen, güç için optimum bir nokta bulunamamıştır. Kombine çevrim sisteminin toplam veriminin yüksek olması isteniyorsa, türbin giriş sıcaklığı ve izentropik verimler mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır. Örneğin; türbin giriş sıcaklığı 900 K alındığında verimin maksimum değeri 0,4135 ve bu noktadaki optimum kompresör basınç oranı 3 olarak hesaplanmıştır. Türbin giriş sıcaklığı 1500 K alındığında ise, maksimum verim 0,6071 ve optimum kompresör basınç oranı da 13 olmaktadır. Benzer şekilde, izentropik verim 0,75 ve 0,90 alındığında maksimum kombine çevrim verimi sırasıyla 0,5252 ve 0,5765; optimum kompresör basınç oranları ise 4 ve 10 olarak bulunmuştur.

Sadece termodinamik analize dayanarak enerji üretim sistemlerini değerlendirmek ve birbiriyle karşılaştırmalarını yapmak doğru olmaz. Çünkü, termodinamik analiz bir sistemin sadece performansını değerlendirir. Maliyetleri ise dikkate almaz. Termodinamik analizle sistem performansı iyileştirilmeye çalışılırken, sistemin toplam maliyeti çok artabilir. Benzer şekilde, sadece maliyetler dikkate alınmırsa, bu seferde sistem performansı çok düşebilir. Bu nedenle, termodinamik analiz ile maliyet etkisi birlikte değerlendirilerek optimum dizayn parametrelerinin belirlenmesi gerekir. Bunun için kullanılan en uygun yöntemlerden biri de termoekonomik analizdir. Termoekonomik analiz ile, birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin belirlenmesi bu çalışmanın amacını oluşturmaktadır. Termoekonomik analizden elde edilen sonuçlar şöyledir:

- Türbin giriş sıcaklığı ve izentropik verimin artmasıyla birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin düştüğü ve maliyeti minimum yapan optimum kompresör basınç oranının ise arttığı görülmüştür. Örneğin, gaz türbin giriş sıcaklığı 900 K ve 1500 K alındığında minimum birim elektrik enerjisi üretim maliyeti sırasıyla 7,6055 ve 5,38514 cent/kW_eh, optimum kompresör basınç oranları ise 5 ve 9 olarak bulunmuştur. Benzer şekilde, izentropik verim 0,70 ve 0,85 alındığında minimum birim elektrik enerjisi üretim maliyeti sırasıyla 6,6080 ve 5,5596 cent/kW_eh, optimum kompresör basınç oranları ise 4 ve 9 olmaktadır.
- Aynı türbin giriş sıcaklığı değeri için termodinamik ve termoekonomik analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise, termoekonomik analizden elde edilen kompresör basınç oranının daha düşük olduğu görülmüştür. Örneğin; gaz türbin giriş sıcaklığı 1500 K alındığında termodinamik ve termoekonomik analizlerden elde edilen optimum kompresör basınç oranı sırasıyla 13 ve 9 olmaktadır. Bu da kombine çevrim sistemlerinde termoekonomik analizlerden daha anlamlı sonuçlar elde edileceğini göstermektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Çetin B., “Çok Amaçlı Enerji Üretim Sistemlerinin Termoekonomik Optimizasyonu”, Doktora Tezi, YTÜ, 2005.
- [2] Najjar Y.S.H., “Gas Turbine Cogeneration Systems: a review of some novel cycles”, Applied Thermal Engineering, 20,179-197, 2000.
- [3] Erdem H.H., Sevilgen S.H., Çetin B., Akkaya A.V., Dağdaş A., “Gaz Türbin Sistemlerinde Çevre Sıcaklığının Performansa Etkisi”, 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Isparta, 2003.
- [4] Çengel Y., Boles M.A., “Thermodynamics an Engineering Approach”, McGraw-Hill, 1989.

- [5] Horlock J.H., "Aero-engine Derivative Gas Turbines for Power Generation: Thermodynamic and Economic Perspectives", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 119, 119-123, 1997.
- [6] Büyüktür A.R., "Termodinamik I", Birsen Yayınevi, 1995, İstanbul.
- [7] Kim T.S., "Comparative Analysis on the Part Load Performance of Combined Cycle Plants Considering Design Performance and Power Control Strategy", *Energy*, 29, 71-85, 2004.
- [8] Franco A., Russo A., "Combined Cycle Plant Efficiency Increase Based on the Optimization of the Heat Recovery Steam Generator Operating Parameters", *International Journal of Thermal Sciences*, 41, 843-859, 2002.
- [9] Casarosa C., Donatini F., Franco A., "Thermoeconomic Optimization of Heat Recovery Steam Generators Operating Parameters for Combined Plants", *Energy*, 29, 389-414, 2004.
- [10] Silveira J.L., Tuna C.E., "Thermoeconomic Analysis Method for Optimization of Combined Heat and Power Systems", *Progress in Energy and Combustion Science*, 29, 479-485, 2003.
- [11] Valdes M., Duran D., Rovira A., "Thermoeconomic Optimization of Combined Cycle Gas Turbine Power Plants Using Genetic Algorithms", *Applied Thermal Engineering*, 23, 2169-2182, 2003.
- [12] Aybers N., Şahin B., "Enerji Maliyeti", Yıldız Teknik Üniversitesi Matbaası, 1995, İstanbul.
- [13] Erdem H.H., "Türkiye'de Alternatif Santral Kapasitelerinin ve Bölgelere Göre Dağılımlarının Optimizasyonu", Doktora Tezi, YTÜ, 2002.
- [14] Şahin B., Bekdemir Ş., "Kombine Çevrim Güç Tesislerinin Mukayeseli Ekonomik Etüdü ve Ekonomik Çalışma Bölgelerinin Belirlenmesi", Türkiye 6. Enerji Kongresi, İzmir, 1995.
- [15] Erdem H.H., Sevilgen S.H., "Maliyet Bölümlerinin Ağırlıkları ile Elektrik Üretim Teknolojilerinin Yük-Süre Eğrisindeki Sıralamanın Belirlenmesi", 7. Uluslararası Yanma Sempozyumu, 503-515, Ankara, 2002.
- [16] Erdem H.H., Sevilgen S.H., Çetin B., Akkaya A.V., Dağdaş A., "Kojenerasyon Sistemlerinin Yakıt Fiyatlarına Duyarlılığının Analizi", 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Isparta, 2003.