

BİR KOMBİNE ÇEVİRİM GÜÇ SANTRALİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Ümit ÜNVER, Muhsin KILIÇ *

Bu çalışmada doğal gaz yakıtlı bir kombine çevrim güç santralinin performans parametrelerinin değişimi ve değişim miktarları yük durumuna ve çevre koşullarına bağlı olarak termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları kullanılarak analiz edilmiştir. Çalışmada sistemi oluşturan her bir üniteye faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezlik miktarları tespit edilmiş ve sistemin genel verimleri hesaplanmıştır. Sistemin birinci kanun verimi ve ikinci kanun verimi çevre sıcaklığının 42°C'lik artışında sırasıyla %4 ve %5 oranında azaldığı hesaplanmıştır. Atmosferik hava sıcaklığındaki artışın sistemin genel verimini olumsuz olarak etkilediği sıcaklığın 42°C artması santral net güç çıkışını %22 oranında azalttığı ve özgül yakıt sarfiyatını %8 oranında artırdığı görülmüştür. Özgül yakıt sarfiyatı ise artan yük durumuyla azalmaktadır, %50 yük durumuna göre %100 yükte %12'lik bir azalma meydana gelmektedir.

Anahtar sözcükler: Kombine çevrim, termodinamik analiz, enerji, ekserji

In this study, an analysis based on the first and second laws of thermodynamics, considering different environmental conditions and loads, are performed for a natural gas fired combined cycle power plant. The variations of the performance parameters and their magnitudes are studied. The useful power, reversible power and irreversibility are obtained for each component which constitutes the plant, and overall efficiencies of the plant are also calculated. With a rise of 42 °C in the environmental temperature, the overall first and the second law efficiencies of the plant decreases about 4% and 5% , respectively. By the increase of environmental temperature from 0°C to about 42°C, the results indicated that both the reversible work and power output of the system decrease about 22%, whereas specific fuel consumption increases about 8%. However, specific fuel consumption decreases with increasing load, 100% load situations results 12% reduction compare to the 50% load situation.

Keywords: Combined cycle, thermodynamic analysis, energy, availability, exergy

* Uludağ Üniversitesi , Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü

GİRİŞ

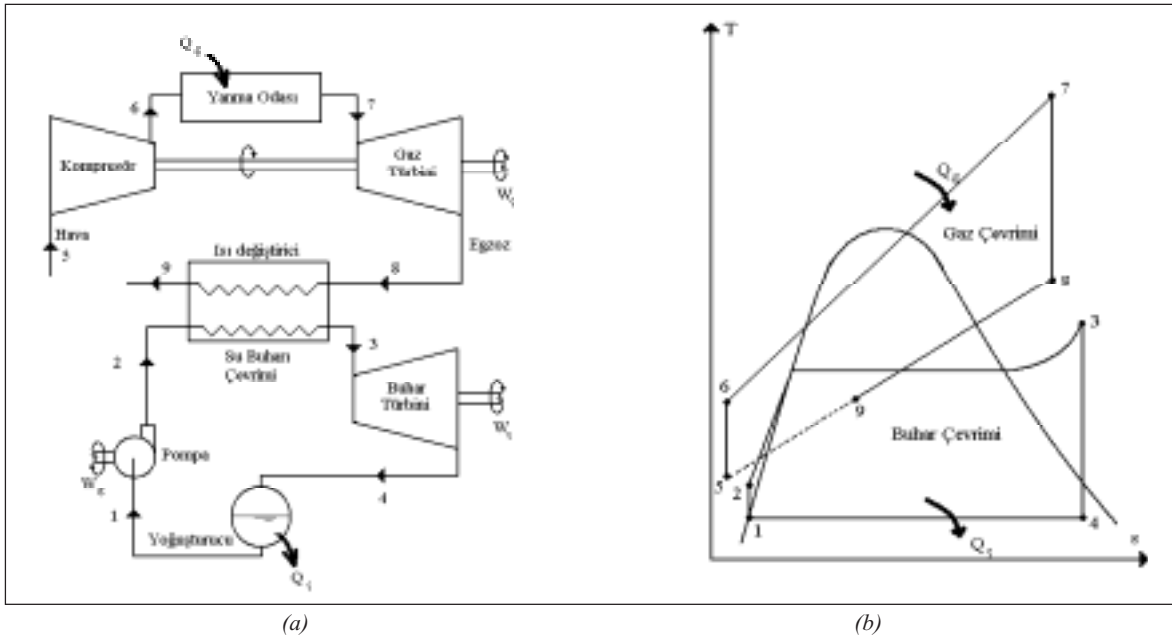
Diğer enerji kaynaklarına göre temini kolay ve çevreye etkisi daha az olan doğalgazın ülkemizde birincil enerji kaynağı olarak kullanımı giderek artmaktadır. Yüksek verim ve kısa zamanda işletmeye alma gibi avantajlarından dolayı doğalgaz yakıtlı kombine çevrim santralleri ülkemizde elektrik enerjisi üretiminde son yıllarda giderek artan bir oranda kullanılmaktadır. Doğalgaz yakıtlı kombine çevrim termik santralleri diğer fosil kaynaklı yakıt kullanan termik, nükleer ve hidroelektrik santrallerine göre daha düşük kurulum maliyeti ile daha kısa sürede işletmeye alınabilmektedirler. Kombine çevrim santrallerinde gaz türbinleri ve buhar türbinleri birlikte kullanılmaktadır. Yakıt olarak doğal gaz kullanılan gaz türbinlerinden elde edilen elektrik enerjisinin yanı sıra türbin egzozundan yüksek sıcaklığa sahip egzoz gazlarının atık ısısının kazana verilmesiyle elde edilen buhar ile buhar türbinlerinden de ek elektrik üretimi sağlanmaktadır. Bu santrallerde gaz türbinli çevrimlerin üst sıcaklığının yüksek olması ve buhar türbinli çevrimlerin alt sıcaklıklarının düşük olması avantajları birleştirilerek tasarım koşullarında çalışmak üzere kombine çevrim verimi %50-60 civarında gerçekleştirilebilmektedir. Mevcut santrallerin iyileştirilmesinde ve yeni yapılacakların tasarımında enerjinin yalnızca dönüşümünün değil, kullanılabilirliğinin de araştırılması gerekir. Yapılan çeşitli çalışmalarda, enerji-kullanım analizleri için enerji ve ekserji etkinliğinin hesaplanmasının faydalı bir yöntem olduğu görülmüştür [1, 8, 10].

Kombine çevrim performansları üzerine literatürde oldukça fazla çalışma mevcuttur. Burada sadece bu çalışmalardan birkaçı sıralanacaktır. Kombine çevrimli santraller yüksek verim ve güç sunmanın yanında esnek işletme koşullarına uygun, çabuk devreye alınabilen, tam yük ve değişken yük durumlarına kolay adapte olabilen, hatta değişken yük durumlarında da yüksek verimle çalışma özelliklerine sahiptirler [5]. Bhargava ve ark.[2] mevcut bir gaz türbini ünitesinin modifiye edilmesi durumunda gaz türbininden elde edilebilecek verimin, Brayton çevrimi ilaveli bir kombine çevrimden elde

edilebilecek verim değerine kadar yükseltilebileceği ve gaz türbininin termodinamik performansı ile üretilen gücün artacağını saptamışlardır. Ayrıca yapılacak bir iyileştirmenin ekonomik boyutunun da cazip olduğu belirtilmiştir. Fiaschi ve Manfrida [7] yarı kapalı kombine gaz türbini çevriminin ekserji tabanlı olarak analizini gerçekleştirmişlerdir. Değişik işletme şartlarında her bir eleman için ekserji kaybı hesaplanmış ve çevrimin kritik üniteleri belirlenmiştir. Çalışmada yanma, atık ısı kazanı, su püskürtme/karıştırma ve su geri kazanım sistemleri kayıpların olduğu temel birimler olarak belirlenmiş ve toplam ekserji kaybının %80'den fazlasını oluşturduğu belirlenmiştir. Elde edilen değerlerin standart açık çevrimlere oldukça yakın olduğu ancak kombine çevrimlerin ani yüklenmelerde daha kullanışlı olduğu ifade edilmiştir. Erdem ve ark.[6] çevre sıcaklığının performansa etkilerini incelemiş ve iklim bölgelerine göre gaz türbinindeki performans kayıplarının azaltılması ya da kazançların artırılması için tasarım parametrelerinin olası büyüklük aralıklarını belirlemişlerdir. Bhargava ve Meher-Homji [3] değişik gaz türbinlerinde buharlaştırma

ve spreyleme metodlarıyla giriş havası nemlendirilmesinin, gaz türbini performans parametreleri üzerine etkilerini araştırmışlardır. Çalışmada nemlendirme işleminin gaz türbini verimini olumlu etkilediği belirtilmiş, ancak atmosferik bağıl nemin %0-100 arasında değiştiği durumlarda türbin parametrelerindeki değişimin %1'in altında kaldığı ifade edilmiştir. Nixdorf ve ark.[9] gaz türbininden elde edilen faydalı iş miktarını arttırmaya yönelik olarak, şartlandırılmış farklı türbin giriş havası sıcaklıkları için elde edilen faydalı iş miktarının ne şekilde değiştiğini, atmosfer sıcaklığı değişimlerinin kompresör giriş havası sıcaklığı ve değişik soğutma ünitelerinin ısı yükleri üzerine etkilerini incelemişlerdir. Ayrıca önerilen sistemlerin termo-ekonomik analizleri de maliyet optimizasyonu tabanlı olarak gerçekleştirilmiştir.

Güç santrallerinin tasarımında performans kriterleri çevrim performansını en üst düzeyde tutacak şekilde seçilir. Çevrim maksimum sıcaklığı gaz türbini sisteminde kullanılan malzemeye bağlı olarak seçilir. Performansa etki eden diğer bir etken ise çevre koşullarıdır. Santral elemanlarının tasarımında santralin tam yükte çalıştığı ve



Şekil 1. Kombine Çevrimin (a) Şematik Gösterimi ve (b) T-s Diyagramı

çevre koşulları olarak da genellikle 15°C çevre sıcaklığı, %60 bağıl nem ve 101.3 kPa atmosfer basıncı (ISO koşulları) baz alınır. Santralin işletmesi esnasında çevre koşullarını santralinin bulunduğu yerdeki ortam basıncı, sıcaklığı ve bağıl nem oluşturur, bu parametreler ise tasarım koşullarından bağımsızdır. Dolayısıyla çevre koşullarının tasarım koşullarından farklı olmasına bağlı olarak santralin performansı artar veya azalır. Basınç ve bağıl nemin değişiminin santral performansı üzerindeki etkisi genel olarak sıcaklığın etkisi yanında ihmal edilebilecek düzeydedir [11, 12].

Bu çalışmada, çevre koşullarındaki değişimin sistemin performansını farklı yük durumlarında hangi oranlarda etkilediği çalışan bir santralden alınan veriler kullanılarak analiz edilmiştir. Uygulama merkezi olarak 1999 yılında kurulan Bursa / Ovaakça Doğalgaz Kombine Çevrim Santrali seçilmiştir. Termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları uygulanarak yapılan analizlerde, sistem-çevre ve üretim-yakıt ilişkileri, kullanılabilir enerji miktarının tespiti, tersinmezliklerin tespiti, enerji kalitesi, buhar kalitesi, kayıplar ve ürünün maliyeti gibi parametreler birlikte incelenmiştir.

TEORİ

Kombine güç çevrimleri gaz ve buhar türbinlerinin birlikte kullanıldığı çevrimlerdir. Kombine çevrim fikri basit Brayton çevriminin verimini, yüksek sıcaklıklarda çalışmasının sağladığı kazançlardan yararlanmak ve egzoz gazlarıyla atılan ısı enerjisini geri kazanarak bu enerjiyi buharlı güç çevrimi gibi bir alt çevrimde ısı kaynağı olarak değerlendirmek fikrinden hareketle ortaya çıkmıştır. Kombine güç çevrimleri geçen yüzyılın başından beri tasarlanan sistemler olmasına rağmen ilk kombine çevrim santralinin 1950'de kurulduğunu, daha sonra hızla artan uygulamaları ile günden güne gelişim göstermektedir.

Şekil 1'de kombine çevrimin şematik gösterimi ve Şekil 2'de T-s diyagramları görülmektedir. Bu çevrimde egzoz gazlarından enerjisinden, bir ısı değiştiricisi yardımıyla, alt çevrimde buhar üretiminde faydalanılır. Alt çevrimde ara ısıtma ve ara buhar alma işlemleri de yapılabilir [4].

Enerji analizi, termodinamiğin birinci kanunu olan, enerjinin korunumu prensibine dayanır. Enerjinin korunumu denklemleri, sistem ile çevre arasında gerçekleşen iş ve ısı etkileşimlerinin net etkisinden türetilir. Birinci yasa, birden çok giriş ve çıkışı olan sürekli akışlı bir kontrol hacmi için şu şekilde yazılır;

$$\dot{Q} - \dot{W}_{kh} = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_{\dot{c}} \left(h_{\dot{c}} + \frac{V_{\dot{c}}^2}{2} + gz_{\dot{c}} \right) - \sum_{\dot{g}} \dot{m}_{\dot{g}} \left(h_{\dot{g}} + \frac{V_{\dot{g}}^2}{2} + gz_{\dot{g}} \right) \quad (1)$$

Denklem (1)'de ısı transferi terimi yok edilir, potansiyel ve kinetik enerji farkları ihmal edilirse adyabatik bir süreçte üretilen güç aşağıdaki denklemle bulunabilir.

$$\dot{W}_{kh} = \sum_{\dot{g}} \dot{m}_{\dot{g}} h_{\dot{g}} - \sum_{\dot{c}} \dot{m}_{\dot{c}} h_{\dot{c}} \quad (2)$$

Çevresel parametreler referans durum olarak kabul edildiğinde, belirlenen durumdan çevresiyle dengede olduğu duruma gelinceye kadar, bir sistemden tersinir bir süreçte elde edilebilecek maksimum güç, sistemin faydalı güç potansiyelidir ve fiziksel ekserji olarak adlandırılır. Ekserji analizi, termodinamiğin ikinci yasasına dayanmaktadır. Birden çok giriş ve çıkışı olan sürekli akışlı bir süreç, P_o sabit basınç ve T_o sabit sıcaklığında bir ısı kaynağı gibi davranan çevreyle ısı alışverişinde bulunabilir. Bu tür süreç için ikinci yasa yazılacak olursa;

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_{\dot{c}} s_{\dot{c}} - \sum_{\dot{g}} \dot{m}_{\dot{g}} s_{\dot{g}} + \frac{\dot{Q}_{\text{çev}}}{T_o} \quad (3)$$

Burada $\dot{S}_{\text{üretim}}$ birim zamandaki entropi üretimidir.

$\sum_g \dot{m}_g s_g$ ve $\sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} s_{\phi}$ sırayla birim zamanda kontrol

hacmine giren ve kontrol hacminden çıkan madde akışı ile birlikte gerçekleşen entropi transferleridir. $\dot{Q}_{\text{cev}} = -\dot{Q}$ anlık çevre sıcaklığının T_o olduğu durumda sistem sınırlarından olan zamana bağlı ısı transferi miktarıdır ve son olarak $\dot{Q}_{\text{cev}} / T_o$ ısı transferi yoluyla gerçekleşen entropi transferinin toplamıdır. (1) ve (3) nolu denklemlerden ısı transferi terimi yok edilir, potansiyel ve kinetik enerji farkları ihmal edilirse aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{W}_{kh} = \dot{W}_u \cong \sum_g \dot{m}_g (h_g - T_o s_g) - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} (h_{\phi} - T_o s_{\phi}) - T_o \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (4)$$

Bu ifade, süreç esnasında gerçekleşen işi vermektedir. Aynı zamanda sürekli akışlı ünitelerin sınırlarının sabit olduğu, çevreye iş yapılmadığı durum için faydalı gücü veren ifadedir.

Denklem (4)'de entropi üretimi sıfır alınır, bu takdirde denklem birim zamandaki maksimum faydalı gücü (tersinir gücü) verir.

$$\dot{W}_{tr} = \dot{W}_{u,\text{maks}} = \sum_g \dot{m}_g (h_g - T_o s_g) - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} (h_{\phi} - T_o s_{\phi}) \quad (5)$$

Akış ekserjisi, potansiyel ve kinetik ekserji farklarının ihmal edilebilir olması halinde şu şekilde yazılır:

$$\Psi \cong \dot{m}[(h - h_o) - T_o (s - s_o)] \quad (6)$$

(5) ve (6) numaralı denklemler birlikte ele alındığında proses için birim zamandaki tersinir iş, birim zamanda birime giren ve çıkan ekserji akış miktarlarının farklarına eşittir.

$$\dot{W}_{tr} = \sum_g \Psi_g - \sum_{\phi} \Psi_{\phi} \quad (7)$$

Diğer yandan, birim zamandaki tersinmezlik aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{I}_{GT} = \sum_g \Psi_g - \sum_{\phi} \Psi_{\phi} - \dot{W}_u \quad (8)$$

Gaz türbini çevrimi;

Şekil 1'deki gaz türbini çevrimindeki elemanları adyabatik kabul ederek ayrı ayrı ele alırsak:

Kompresöre verilen güç;

$$\dot{W}_{u,k} = \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi,k} h_{\phi,k} - \sum_g \dot{m}_{g,k} h_{g,k} \quad (9)$$

Yanma odasında yanma sonucu açığa çıkan ısı gücü;

$$\dot{Q}_y = \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi,y} h_{\phi,y} - \sum_g \dot{m}_{g,y} h_{g,y} = \dot{m}_y H_u \quad (10)$$

Burada yanma odasında tam yanma olduğu ve kaybın bulunmadığı kabul edilerek yanma sonucu açığa çıkan ısı gücü \dot{m}_y yakıtın kütesel debisi ve H_u alt ısı değerinin çarpımına eşit olarak alınmıştır.

Türbinden alınan güç;

$$\dot{W}_{u,t} = \sum_g \dot{m}_{g,t} h_{g,t} - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi,t} h_{\phi,t} \quad (11)$$

Gaz türbini çevriminin net gücü;

$$\dot{W}_{u,GT} = \dot{W}_{u,t} - \dot{W}_{u,k} = \left[\sum_g \dot{m}_{g,t} h_{g,t} - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi,t} h_{\phi,t} \right] - \left[\sum_{\phi} \dot{m}_{\phi,k} h_{\phi,k} - \sum_g \dot{m}_{g,k} h_{g,k} \right] \quad (12)$$

olarak bulunur, bu ifade yeniden düzenlenirse

$$\dot{W}_{u,GT} = \left[\sum_g \dot{m}_{g,k} h_{g,k} - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi,t} h_{\phi,t} \right] + \left[\sum_g \dot{m}_{g,t} h_{g,t} - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi,k} h_{\phi,k} \right] \quad (13)$$

Burada

$$\begin{aligned} \sum_{\varphi} \dot{m}_{\varphi,y} h_{\varphi,y} - \sum_g \dot{m}_{g,y} h_{g,y} = \\ \sum_g \dot{m}_{g,t} h_{g,t} - \sum_{\varphi} \dot{m}_{\varphi,k} h_{\varphi,k} = \dot{Q}_y \end{aligned} \quad (14)$$

Olduğu göz önüne alınırsa

$$\dot{W}_{u,GT} = \left[\sum_g \dot{m}_{g,k} h_{g,k} - \sum_{\varphi} \dot{m}_{\varphi,t} h_{\varphi,t} \right] + \dot{Q}_y \quad (15)$$

bulunur. Böylece gaz türbini çevrimi bütün olarak ele alınarak elde edilen net güç (15) eşitliğinden hesaplanabilir. Burada Denklem (10) ve (14)'de verilen yanma sonucu sisteme verilen ısı gücünün tamamı iş yapma potansiyeline sahip olduğundan ekserji olarak alınabilir. Gaz türbini çevrimi için tersinir güç aşağıdaki ifadeden bulunur.

$$\dot{W}_{tr,GT} = \sum_g \Psi_{g,k} - \sum_{\varphi} \Psi_{\varphi,t} + \dot{Q}_y \quad (16)$$

Diğer yandan, gaz türbini çevrimi için birim zamandaki tersinmezlik şu şekilde yazılabilir.

$$\dot{I}_{GT} = \dot{W}_{tr,GT} - \dot{W}_{u,GT} \quad (17)$$

Buhar türbininde genişleme işlemi;

Birinci yasa uygulamasından adyabatik buhar türbininde üretilen güç;

$$\dot{W}_{BT} = \dot{W}_{u,BT} = \sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_{\varphi} \dot{m}_{\varphi} h_{\varphi} \quad (18)$$

Diğer yandan, türbindeki genişleme işlemindeki tersinmezlik şu şekilde yazılabilir.

$$\dot{I}_{BT} = \sum_g \Psi_g - \sum_{\varphi} \Psi_{\varphi} - \dot{W}_{BT} \quad (19)$$

Bu prosesteki tersinir iş, türbine giren ve çıkan ekserjilerin farklarına eşittir.

$$\dot{W}_{tr,BT} = \sum_g \Psi_g - \sum_{\varphi} \Psi_{\varphi} \quad (20)$$

Pompalarda basınçlandırma işlemi;

Birinci yasa uygulamasıyla adyabatik sıkıştırma işi için pompa gücü şu şekilde hesaplanabilir;

$$\dot{W}_p = \dot{m}_g h_g - \dot{m}_{\varphi} h_{\varphi} \quad (21)$$

Pompada gerçekleşen basınçlandırma işleminde birim zamanda meydana gelen tersinmezlik;

$$\dot{I}_p = \left| \sum_g \Psi_g - \sum_{\varphi} \Psi_{\varphi} \right| - |\dot{W}_p| \quad (22)$$

Buhar Kazanı ve Yoğuşturucudaki Isı Transferi ;

Bu ünitelerde birim zamanda meydana gelen tersinmezlikler, gaz ve buhar türbinlerinde olduğu gibi ısı transferi sırasında güç üretimi olmadığından, tersinir güce eşittir;

$$\dot{I}_i = \dot{W}_{tr,i} - \dot{W}_{u,i} = \dot{W}_{tr,i} = \sum_g \Psi_g - \sum_{\varphi} \Psi_{\varphi} \quad (23)$$

Verimlerin Hesaplanması

Bir blok için termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları esas alınarak verimler şu şekilde hesaplanabilir.

$$\eta_t = \frac{\sum \dot{W}_u}{\sum \dot{Q}_g} \quad (24)$$

$$\eta_{II} = \frac{\sum \dot{W}_u}{\sum \dot{W}_{tr}} \quad (25)$$

Burada $\sum \dot{Q}_g$ sisteme giren enerjiler toplamıdır.

Santralin özgül yakıt sarfiyatı

$$\text{ÖYS} = \frac{3600 \dot{m}_y}{\dot{W}_u} \text{ [kg / kWh]} \quad (26)$$

denklemlerle hesaplanabilir. Burada \dot{m}_y yakıtın kütleli debisidir.

SANTRALİN TANITIMI

Bu çalışmada Bursa/Ovaakça bölgesinde bulunan ISO koşullarında yaklaşık 1400 MW gücündeki doğal gaz kombine çevrim santralının, termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizleri gerçekleştirilmiştir. Santralde her biri 700 MW gücünde iki kombine çevrim bloku, her blokta iki adet gaz türbin-jeneratör ünitesi ile bir adet buhar türbin-jeneratör ünitesi bulunmaktadır. Kondenserde soğutma suyu kapalı çevrimde, kuru tip, doğal çekişli, hiperbolik soğutma kuleleri vasıtasıyla soğutulmaktadır. Ayrıca santralde gaz türbinlerine bağlı dört adet buhar üreten ilave yanmasız (HRSG: Heat recovery steam generator) ısı geri kazanım buhar üretim ünitesi (çalışmanın bundan sonraki kısımlarında "buhar kazanı" olarak anılacaktır) ile diğer yardımcı tesisler bulunmaktadır. Santralin şematik gösterimi Şekil 3'de verilmiştir.

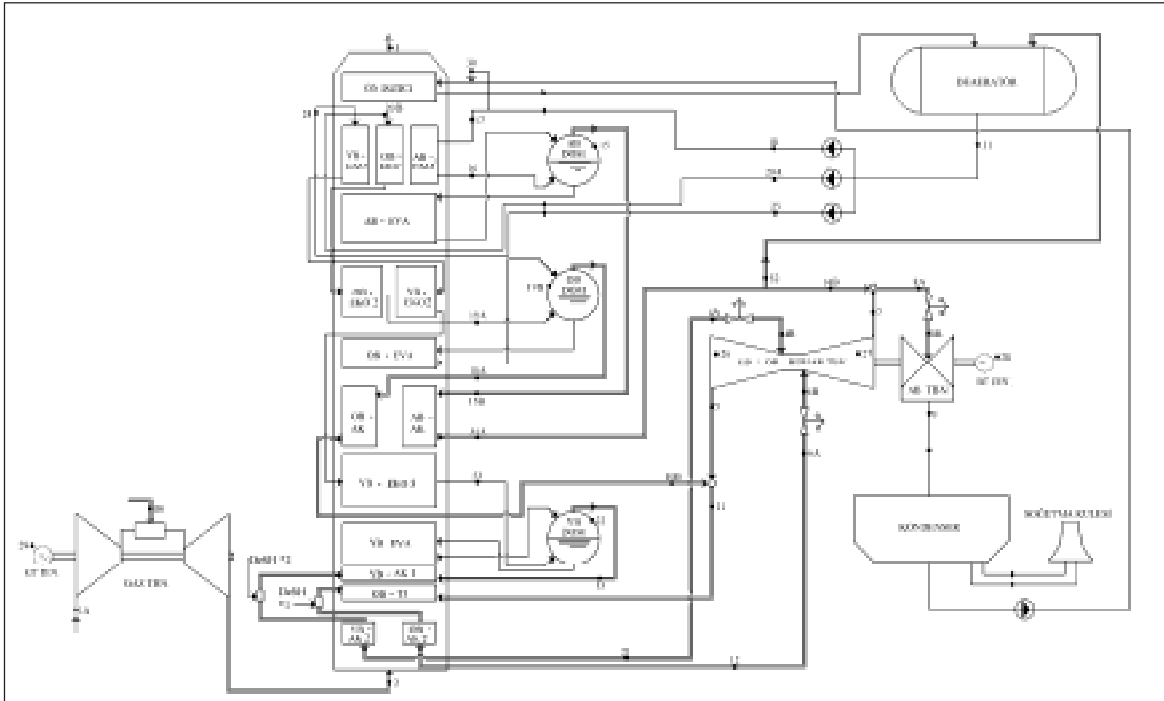
Santral aşağıda belirtilen ünite ve sistemlerden oluşmaktadır.

- Gaz türbin - jeneratör üniteleri
- Buhar kazanı
- Buhar türbin - jeneratör üniteleri
- Soğutma suyu ve buhar yoğuşma sistemi
- Su arıtma (deminalizasyon) sistemi
- Şalt ve elektrik sistemleri
- Kontrol ve kumanda sistemleri.

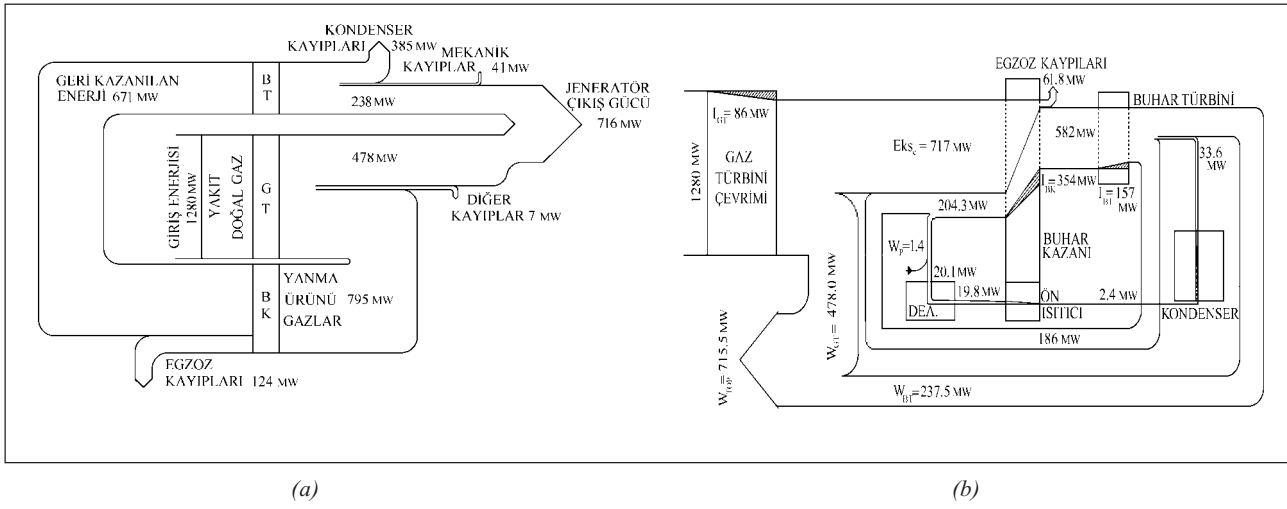
ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE BULGULAR

Teori bölümünde tanıtılan analiz yönteminin Bursa/Ovaakça doğal gaz kombine çevrim santraline uygulanması ile elde edilen bulgular bu bölümde sunulacaktır.

Şekil 4'de 15 °C atmosfer sıcaklığı için santralin basitleştirilmiş enerji ve ekserji dengesi diyagramları görülmektedir. Şekillerdeki sayısal veriler santraldeki ikiz iki bloktan birine ait analiz değerlerini yansıtmaktadır.



Şekil 3. Santralin Şematik Gösterimi



Şekil 4. 15 °C Atmosfer Sıcaklığı İçin Sistemin Basitleştirilmiş (a) Enerji Dengesi, (b) Ekserji Dengesi Diyagramı.[11]

Tablo 1. 0 °C, 15 °C ve 42 °C Atmosfer Sıcaklığı İçin Bir Bloкта Hesaplanan Birim Zamandaki Tersinmezlik, Faydalı Güç ve Tersinir Güç.

Ünite	\dot{I} [MW]			\dot{W}_u [MW]			\dot{W}_{tr} [MW]		
	0 °C	15 °C	42 °C	0 °C	15 °C	42 °C	0 °C	15 °C	42 °C
Gaz Türbini Çevrimi	102.1	85.8	83.2	523.0	478.0	400.4	625.1	563.8	483.6
Buhar Türbini	191.7	157.0	129.7	243.4	237.5	196.8	435.1	394.5	326.4
Buhar Kazanı	334.6	354.2	384.5				334.6	354.2	384.5
Kondenser	32.1	31.1	27.4				32.1	31.1	27.4
Pompalar	0.8	0.7	0.8	-0.6	-0.7	-0.7	-1.4	-1.4	-1.5
Genel Toplam	661.3	628.8	625.6	765.8	716.2	596.5	1425.5	1342.2	1220.4

Tablo 1. %100 yük durumu ve 0 °C, 15 °C ve 42 °C çevre sıcaklıkları için sistemdeki her bir ünite için tersinmezlik, tersinir güç ve faydalı gücü göstermektedir. Tablo santraldeki ikiz iki bloktan birinin analiz değerlerini yansıtmaktadır. Tablo 1'de çevre sıcaklığındaki 42 °C'lik artışla santralin genel tersinmezliğinin 0 °C'deki değerlerine göre %5, faydalı gücün %22 ve tersinir gücün %14 civarında azaldığı görülmektedir. Dolayısıyla sıcaklığın artması, tersinmezliği oran olarak arttırmakta ve faydalı güç azalmaktadır. Sıcaklığın en fazla faydalı güç üzerinde etki ettiği burada açıkça görülmektedir. Gaz türbin grubunda sıcaklığın artmasıyla güçteki azalmanın sebebi kompresöre giren havanın özgül hacminin

artmasıdır. Bu durumda artan sıcaklık ile gaz türbini çevrimine giren havanın kütleli debisi dolayısıyla türbinden alınabilecek güç miktarı azalmaktadır. Ayrıca, kompresör kısmında sıkıştırma işi için gereken güç de artmaktadır. Dolayısıyla gaz türbini çevriminden üretilen net elektrik gücü azalmaktadır. Havanın kütleli debisindeki azalma egzoz gazlarının da kütleli debisinde bir azalmaya neden olmakta ve bunun sonucu olarak buhar kazanına daha az güç verildiğinden buhar türbininden alınan güç azalmaktadır.

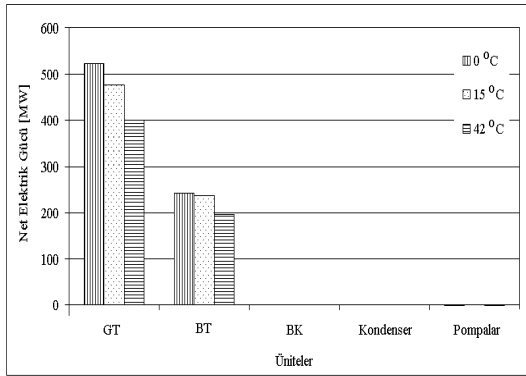
Tablo 2'de 15 °C çevre sıcaklığında %50, %75 ve %100 yük durumları için tersinmezlik, tersinir güç ve faydalı gücü verilmektedir. Tablo 2'de santraldeki ikiz iki bloktan birine

ait analiz değerlerini yansıtmaktadır. Tablo 2'de görüldüğü gibi yük artışı ile bütün istasyonlardaki güç ve birim zamandaki tersinmezlik miktarının arttığı görülmektedir. Ancak bu artışlar yükteki artış oranı ile orantılı değildir. Diğer yandan gaz türbini ve buhar türbini için birim zamandaki tersinmezlik ve iş değerleri, yük değişim oranı ile orantılıdır. Ancak buhar kazanı için bu orantı geçerli değildir.

gerçekleşmektedir. Ancak pompalarda sıkıştırma işlemi için birim zamanda harcanan güç çok küçük olduğundan ihmal edilebilir seviyededir. Şekil 5'e göre bir blokta en fazla elektrik gücü, gaz türbini çevrimlerinde üretilmektedir. Bir blokta, bir buhar türbin jeneratör grubu ve iki gaz türbini jeneratör grubu olduğundan, gaz türbini çevrimlerinin birinde üretilen güç aslında bir buhar türbin jeneratör grubunda üretilenle hemen hemen

Tablo 2. 15 °C Atmosfer Sıcaklığında %50, %75 ve %100 Yük Durumları İçin Hesaplanan Birim Zamandaki Tersinmezlik, Faydalı Güç ve Tersinir Güç.

Ünite	\dot{I} [MW]			\dot{W}_u [MW]			\dot{W}_{tr} [MW]		
	%50	%75	%100	%50	%75	%100	%50	%75	%100
Gaz Türbini Çevrimi	52.3	77.8	85.8	213.2	348.8	478.0	265.5	426.6	563.8
Buhar Türbini	102.5	127.6	157.0	144.4	187.7	237.5	246.9	315.3	394.5
Buhar Kazanı	245.3	300.4	354.2				245.3	300.4	354.2
Kondenser	13.7	20.6	31.1				13.7	20.6	31.1
Pompalar	0.3	0.6	0.7	-0.3	-0.3	-0.7	-0.6	-0.9	-1.4
Genel Toplam	414.1	527.0	628.8	357.3	536.2	714.8	770.4	1062.0	1342.2

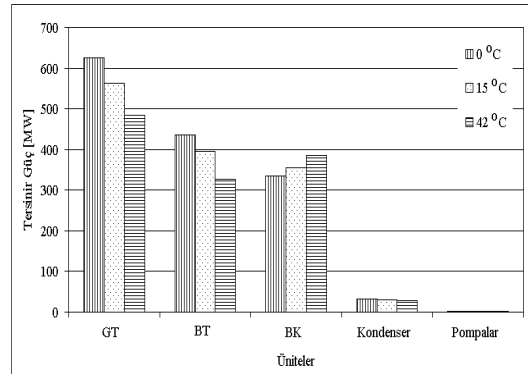


Şekil 5. Ünitelere Göre Üretilen Net Elektrik Gücü Dağılımı

Şekil 5'de üç farklı atmosfer sıcaklığı için, üretilen net elektrik gücü dağılımı ünitelere göre verilmiştir. Sistemdeki iki ünite elektrik gücü üretebilmektedir. Bunlar gaz türbin jeneratör grubu ve buhar türbin jeneratör grubu üniteleridir. Diğer ünitelerde ise sırasıyla, buhar kazanında ısı transferi, kondenserde ısı ve kütle transferi, pompalarda ise güç tüketerek basınçlandırma işlemleri

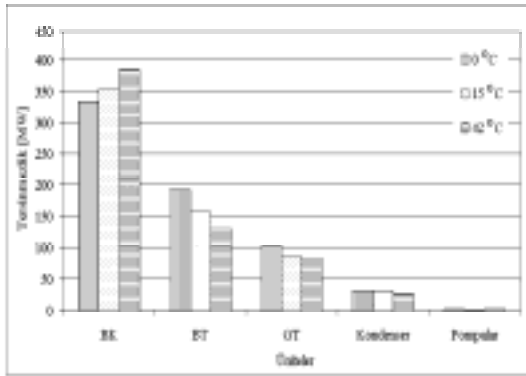
aynıdır. Ancak sistemi bir bütün olarak analiz edebilmek için gaz türbini çevrimine ait hesaplamalarda iki gaz türbin jeneratör grubunun toplamı kullanılmıştır.

Şekil 6'da üç farklı atmosfer sıcaklığında Denklem (16), (20) ve (23) yardımıyla hesaplanan tersinir gücün ünitelere göre dağılımı verilmiştir. Görüldüğü gibi tersinir



Şekil 6. Ünitelere Göre Tersinir Gücün Dağılımı

gücün en yüksek olduğu ünite gaz türbini ünitesidir. Daha sonra sırasıyla buhar türbini, kondenser ve pompalar gelmektedir. Diğer yandan buhar kazanı dışında bütün ünitelerde tersinir güç azalmaktadır. Ancak buhar kazanı ünitesinde özel bir durum söz konusudur. Bu ünite atmosfer sıcaklığının artmasıyla tersinir güç artmaktadır. Ayrıca 0 ve 15 °C'lerde buhar kazanı için hesaplanan tersinir güç buhar türbini için hesaplanan tersinir güçten azken 42 °C'de daha fazla olmaktadır.



Şekil 7. Ünitelere Göre Meydana Gelen Tersinmezliğin Dağılımı

Şekil 7'de Denklem (17), (19), (22) ve (23) yardımıyla hesaplanan tersinmezliğin dağılımı verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi bir blokta meydana gelen tersinmezliklerin en çok olduğu ünite buhar kazanı ünitesidir. Buhar kazanından sonra buhar türbini gaz türbini kondenser ve pompalar gelmektedir. Buhar kazanında meydana gelen tersinmezliğin, kendisine en yakın olan, buhar türbini ünitesinde meydana gelen tersinmezliğin yaklaşık iki katı kadardır. Buhar kazanında iş üretimi olmadığından meydana gelen tersinmezliğin aynı zamanda tersinir işe eşittir. Tersinir iş de ünitenin giriş ve çıkış noktalarındaki ekserji akış miktarları arasındaki farktan hesaplanır. Dolayısıyla, bu ünite meydana gelen tersinmezliklerin fazla olmasının sebebi, gaz tarafında yanma ürünü gazların buhar kazanının giriş ve çıkış noktalarındaki ekserji akış miktarları arasındaki farkın, buhar tarafı giriş ve çıkış noktalarındaki ekserji akış miktarları arasındaki farktan

tersinmezlik miktarı kadar fazla olmasıdır. Bu noktada yanma ürünü gazlarının bacayı terk etme sıcaklıklarının, yoğunlaşma olmaması için, 100 °C'nin altına inmemesi gerektiği göz önüne alınmalıdır. Yani atmosfer sıcaklığı ile 100 °C arasındaki sıcaklıklarda bu üniteye akışın kullanılabilir enerjisi aslında ünitenin yapısı gereği kullanılmamaktadır. Bu durumda üniteye tersinir gücün, dolayısıyla tersinmezliğin miktarı fazla olmaktadır.

Tablo 3. Verimler ve Özgül Yakıt Sarfiyatı

Çevre Sıcaklığı (°C)	0	15		42	
Yük (%)	100	50	75	100	100
η_1 (%)	56	49	53	56	52
η_{II} (%)	54	46	50	53	49
ÖYS (kg/MWh)	143	163	151	143	154

Tablo 3'de üç farklı atmosfer sıcaklığında bir blok için Denklem (24) ve (25) yardımıyla hesaplanan verimler ve Denklem (26) ile hesaplanan özgül yakıt sarfiyatı (ÖYS) verilmiştir. Santral için ele alınan sıcaklık değerleri içinde en yüksek verim değerleri 0 °C atmosfer sıcaklığında ve %100 yük durumunda hesaplanmıştır, bu sıcaklık ve yük değerinde birinci kanun verimi % 56, ikinci yasa verimi ise % 54 olarak bulunmuştur. Ayrıca atmosfer sıcaklığının 42 °C artmasıyla birinci yasa veriminin %4 ikinci yasa veriminin ise % 3 oranında azaldığı tespit edilmiştir. Bu azalmanın sebebi buhar kazanı hariç bütün ünitelerde tersinmezliğin atmosfer sıcaklığının artması ile azalmasıdır. Böylece hesaplanan toplam faydalı güç ile tersinir iş arasındaki fark azalmakta, dolayısıyla ikinci yasa verimi azalmaktadır. Santralde özgül yakıt sarfiyatının ise artan sıcaklık ile arttığı görülmektedir. Atmosfer sıcaklığında 42 °C artış özgül yakıt sarfiyatını yaklaşık olarak %8 arttırmıştır. Tablo 3 yük durumunda artışın santralin performansını olumlu yönde etkilediğini göstermektedir, %50 yük ile %100 yük durumu karşılaştırıldığında birinci ve ikinci yasa verimleri sırasıyla

%5 ve %7 oranında artmaktadır. Özgül yakıt sarfıyatı ise artan yük durumuyla azalmaktadır. Öyle ki %50 yük durumuna göre %100 yükte %12 lik bir azalma söz konusudur.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bursa/Ovaakça bölgesinde bulunan doğal gaz kombine çevrim santralının termodinamik analizi sonucunda aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

Yük artışı santralin bütününde enerji ve ekserji akış miktarlarını arttırmaktadır. Gaz türbini ve buhar türbininde yükün artış oranı ile tersinmezlik ve iş akışları orantılı değişmektedir. Santralin tam yükte çalıştırılması durumunda birinci ve ikinci yasa verimleri maksimum verilen çevre koşullarında maksimum değerlerini almakta ve özgül yakıt sarfıyatı da minimum değerini almaktadır.

Çevre sıcaklığının artmasıyla gaz türbini çevrimine giren havanın kütesel debisindeki azalmaya bağlı olarak sistemi oluşturan her bir ünitenin giriş ve çıkış noktalarında enerji ve ekserji akış miktarları azalmaktadır. Buna bağlı olarak santral elemanlarının tümünde tersinir güç, faydalı güç ve tersinmezlikler de azalmaktadır. Çevre sıcaklığının artması santralden elde edilen net gücün düşmesine neden olmaktadır. Bir blokta en yüksek tersinmezlik buhar kazanında meydana gelmekte ve bunu sırasıyla buhar türbini, gaz türbini çevrimi ve kondenser takip etmektedir. Ele alınan durumlarda birinci ve ikinci yasa verimleri orantılıdır. Sistemin bütününe ısıl verimi ve ikinci yasa verimi atmosfer sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır.

Sonuç olarak çevre koşullarının santral performansına önemli etkisi bulunmaktadır, bu nedenle olan performans düşümüne karşı gerekli tedbirler alınarak ve yeni teknolojiler geliştirilerek kombine çevrim santralleri iyileştirilebilir.

KAYNAKÇA

1. **Bejan, A.**, 1987. Advanced Engineering Thermodynamics. Wiley, New York. 758 s.
2. **Bhargava, R.**, M. Bianchi, A. Peretto and P.R. Spina, 2002. A Fisibility Study of Existing Gas Turbines For Recuperated Intercooled and Reheat Cycle. ASME TURBO EXPO 2002, Amsterdam, June 3-6.
3. Bhargava, R. and C.B. Meher-Homji, 2002. Parametric Analysis of Existing Gas Turbine With Inlet Evaporative and Over Spray Fogging. ASME TURBO EXPO 2002, Amsterdam, June 3-6.
4. **Çengel, Y. and M.A. Boles**, 2002. Thermodynamics An Engineering Approach. Mc Graw Hill, 4th Edition, Boston. 930 s.
5. **El-Wakil, M.M.**, 1984. Power plant Technology. Mc Graw Hill, International Edition, New York. 861 s.
6. **Erdem, H.H., S.H. Sevilgen, A.V. Akkaya ve A. Dağdaş**, 2003 Gaz Türbinli Sistemlerde Çevre Sıcaklığının Performansa Etkisi. 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi. Isparta, 3-5 Eylül.
7. **Fiaschi, D. and G. Manfreda**, 1998. Exergy Analysis of Semi-Closed Gas Turbine Combined Cycle (SCGT/CC). Energy Conversion and Management, Vol.39, No.16-18, pp.1643-1652.
8. **Kotas, T.J.**, 1995. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Krieger. Malabar, Florida. 328p.
9. **Nixdorf, M., A. Prelipceanu and D. Hein**, 2002. Thermo Economic Analysis of Inlet Air Conditioning Methods. ASME TURBO EXPO 2002, Amsterdam, June 3-6.
10. **Rosen, M.A. and I. Dincer**, 1996. Energy and Eksergy Analysis of Sectoral Energy Utilisation An Application for Turkey. The First Trabzon International Energy and Environment Symposium, KTU, Trabzon, 29-31 July.
11. **Ünver, Ü.**, 2004. Doğalgaz Çevrim Santralının Meteorolojik Şartlara Bağlı Olarak Termodinamik Analizi. Doktora Tezi, Bursa. 165 s.
12. **Ünver, Ü., Kılıç, M.**, 2005. Çevre Sıcaklığının Bir Kombine Çevrim Güç Santralının Performansına Etkisi. Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 10, Sayı 1, s.49-58.