

Atf İçin: Dikili K, Kopaç M, Erdoğan B, Topuz A, 2021. Doğalgaz Yakıtlı Kombine Çevrim Santralinde Enerji ve Ekserji Analizi. İğdır Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 11(3): 2268-2277.

To Cite: Dikili K, Kopaç M, Erdoğan B, Topuz A, 2021. Energy and Exergy Analysis of Natural Gas Fired Combined Cycle Power Plant. Journal of the Institute of Science and Technology, 11(3): 2268-2277.

Doğalgaz Yakıtlı Kombine Çevrim Santralinde Enerji ve Ekserji Analizi

Kadir DİKİLİ¹, Mehmet KOPAÇ², Beytullah ERDOĞAN^{2*}, Adnan TOPUZ²

ÖZET: Bu çalışmada, İstanbul'da faaliyet gösteren 410.8 MW net elektrik güç çıkışı olan doğalgaz yakıtlı kombine çevrim güç santralinde enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Santralde kullanılan yakıt-hava oranının bilinmesi neticesinde yanma eşitliği oluşturulmuş ve yanma ürünlerinin mol miktarları belirlenmiştir. Kütle-akış şemasının çıkarılmasının ardından her bir düğüm noktasına ait termodinamik özellikler belirlenmiştir. Sistem elemanlarına termodinamiğin birinci ve ikinci yasa eşitlikleri uygulanarak her bir sistem elemanında kaybedilen birim zamanda enerji miktarı ve tersinmezlik değeri hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler enerji ve ekserji bilançoları yardımıyla özetlenmiştir. Bunların ardından da kombine çevrim santrali termodinamiğin birinci ve ikinci yasa verimleri hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar neticesinde kombine çevrim santralinin termodinamiğin birinci yasa verimi %55.88, ikinci yasa verimi ise %53.06 olarak belirlenmiştir. En fazla enerji kaybının kondenserde gerçekleştiği bunu baca gazı ile kaybedilen enerjinin takip ettiği, en fazla tersinmezliğin ise yanma odasında olduğu, bunu gaz türbininin izlediği tespit edilmiştir. Bu çalışma gaz çevrimi üzerine yapılacak çalışmaların santral verimini önemli ölçüde etkileyeceğini göstermiştir. Kompresörde harcanan gücün azaltılmasına yönelik politropik sıkıştırma yapılması durumu incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Enerji, ekserji, doğalgaz kombine çevrim güç santrali, tersinmezlik

Energy and Exergy Analysis of Natural Gas Fired Combined Cycle Power Plant

ABSTRACT: In this study, energy and exergy analysis were performed in natural gas combined cycle power plant with 410.8 MW net electricity power output in İstanbul. As a result of the knowledge of the fuel-air ratio used in the plant, the burning equation was formed and the molar amounts of the combustion products were determined. After removal of the mass-flow diagram, the thermodynamic properties of each node were determined. Applying first and second laws of thermodynamics equation system components and the amount of heat that is lost as irreversibility's value was calculated for each system element. The calculated values are summarized with the help of energy and exergy balance sheets. Then, the first and second law efficiency of the combined cycle power plant were calculated. As a result of the calculations, the first law efficiency of the combined cycle power plant is 55.88% and the second law efficiency is 53.06%. The most energy loss occurred in the condenser. The second largest energy loss was found to be the energy thrown into the atmosphere with the stack gas, the most irreversible in the combustion chamber, followed by the gas turbine. This study showed that the studies on the gas cycle would significantly affect the plant efficiency. In order to reduce work on the compressor, the situation of the polytropic compressing was investigated.

Keywords: Energy, exergy, natural gas combined cycle power plant, irreversibility

¹ Kadir DİKİLİ ([Orcid ID: 0000-0001-6872-5217](https://orcid.org/0000-0001-6872-5217)), KOSGEB Teknoloji, Yenilik ve Yerlileştirme Daire Başkanlığı, Ankara, Türkiye

² Mehmet KOPAÇ ([Orcid ID: 0000-0002-4863-1827](https://orcid.org/0000-0002-4863-1827)), Beytullah ERDOĞAN ([Orcid ID: 0000-0002-6120-9196](https://orcid.org/0000-0002-6120-9196)), Adnan TOPUZ ([Orcid ID: 0000-0003-2576-6152](https://orcid.org/0000-0003-2576-6152)), Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Zonguldak, Türkiye

***Sorumlu Yazar/Corresponding Author:** Beytullah ERDOĞAN, e-mail: beytullaherdogan@hotmail.com

* Bu çalışma Kadir DİKİLİ'nin Yüksek Lisans tezinden üretilmiştir.

GİRİŞ

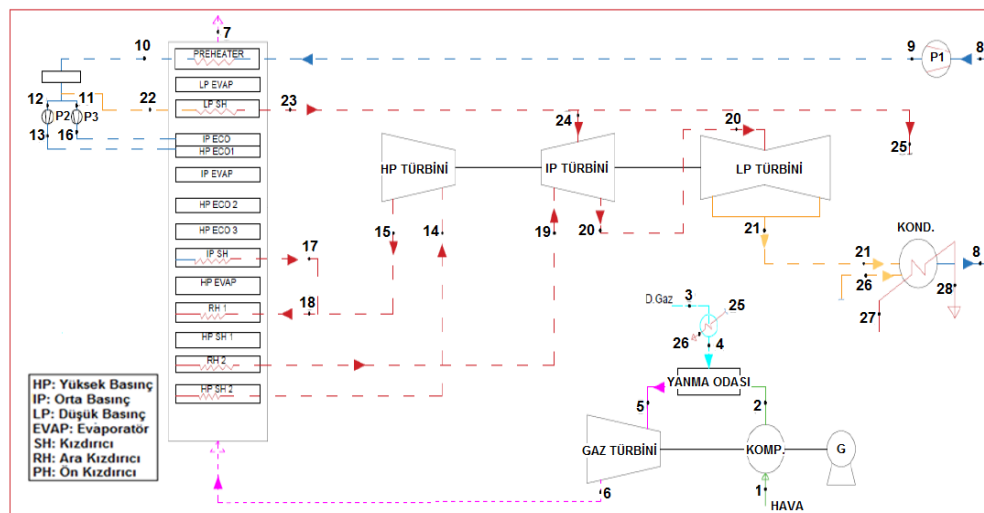
Enerji, toplumun tüm alanlarını şekillendiren temel yapı taşlarındandır. Teknolojinin gelişim hızı ve artan nüfus ile sanayileşmenin giderek hızlanması ülkelerin enerji üretimine yönelik politikalarını her geçen gün daha da stratejik hale getirmektedir. Dünya genelinde enerji üretiminde kullanılan kaynaklar incelendiğinde fosil yakıtlardan olan petrol ve doğalgaz birinci sırada gelmektedir. Ülkemiz açısından ise fosil yakıt türlerinden olan ve diğerlerine göre çevreye daha az zarar veren doğalgazın birincil enerji kaynağı olarak kullanımı giderek artmaktadır. Ayrıca güç üretiminde doğalgazın diğer fosil yakıtlara göre daha verimli olması ve santralin işletmeye alınma süresinin kısalığı gibi nedenler elektrik üretiminde kullanımını giderek yaygın hale getirmektedir. Enerji üretiminde birleşik ısı-güç sistemi de denilen kojenerasyon sistemleri giderek yaygınlaşmaktadır. Bu sistemlerin tercih edilmesindeki ana sebep enerji üretiminde kullanılan yakıttan maksimum fayda sağlama isteğidir. Kojenerasyon sistemlerinde gaz türbini ile üretilen güç neticesinde ortaya çıkan yüksek sıcaklıktaki atık gazlar ısı geri kazanımı yoluyla buhar üretiminde kullanılmaktadır. Üretilen buhar, buhar türbinine gönderilerek güç üretilmektedir. Bu sayede basit çevrime sahip enerji santralinde %40'lar seviyesinde gerçekleşen verim, kombine çevrim santrallerinde %60'lara kadar yükselmektedir. Güç santrallerinde verimin artırılması için termodinamik kanunlarından faydalanılarak analizler yapılır. Termodinamiğin birinci kanunu ile enerjinin niceliği hakkında değerlendirmeler yapılır. Enerjinin niteliği ile değerlendirmeler yapmaya olanak sağlayan termodinamiğin ikinci kanunu kullanılarak yapılan ekserji analizi oldukça önemlidir. Ekserji analizi ile santral elemanlarının ekserji yıkımları, başka bir ifadeyle tersinmezlikleri belirlenerek nerelerde iyileştirmeler yapılması gerektiği konusunda fikir edinilebilir. Ekserji analizi konusunda pek çok bilimsel çalışma yapılmıştır. Özellikle son yıllarda kombine çevrim güç santralleri üzerinde verimlilik temelli pek çok çalışmada ekserji analizi yöntemi kullanılmış ve sistem iyileştirmeleri yapılmasında önemli mesafe kat edilmiştir. Bu çalışmalar: Bir sistemden alınabilecek maksimum iş üzerine çeşitli çalışmalar yapan araştırmacı bu konuda ilerleyen yıllarda yapılan çalışmalara yön vermiştir (Gibbs, 1878). İki gaz türbini, bir buhar türbini ve ısı geri kazanım ünitesinden oluşan kombine çevrim güç santralinde en düşük ekserji veriminin gaz türbinine ait olduğu ifade edilmiştir. Ayrıca baca gazı sıcaklığının çok yüksek olduğunu ve bu sıcaklığın düşürülmesi yani ısı geri kazanım ünitesinde gerçekleşen ısı transferinin artırılmasının buhar türbini net güç çıkışını artıracakını belirtmişlerdir (Boonnasa ve Namprakai, 2004). Başka bir çalışmada doğalgaz yakıtlı gerçek bir kombine çevrim güç santraline termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizi uygulanmış ve performans parametreleri incelenmiştir (Ünver ve Kılıç, 2005). Çatalağzı termik santralinde çevre sıcaklığının verim üzerindeki etkisinin enerji ve ekserji analizi yöntemiyle incelendiği çalışmada en fazla ısı kaybının soğutma suyu ile kaybedilen ısı olduğunu, en fazla ekserji yıkımının ise boylerde gerçekleştiğini ifade etmişlerdir (Kopac ve Hilalci, 2007). Bir kombine çevrim santralinde yakıt olarak doğalgaz ve dizel kullanılması durumunun enerji ve ekserji analizi yapılan çalışma neticesinde doğalgaz çevrimli kombine çevrimde ısı veriminin daha yüksek olduğu sonucuna ulaşılmıştır (Silveira, 2007). İran'da kurulu 420 MW kombine çevrim güç santralinde yapılan ekserji analizi neticesinde, en büyük ekserji kaybının yanma odasında olduğunu belirlemişlerdir (Ameri ve ark., 2008). Kömür yakıtlı termik santral ve gaz yakıtlı kombine çevrim santralinde farklı santral elemanlarının enerji ve ekserji analizi yapılan çalışmada ise güç kaybının en çok olduğu santral elemanının kondenser olduğu tespit edilmiştir (Reddy ve ark., 2010). Gaz türbinli kombine çevrim güç santralinde performans artırmaya yönelik yapılan çalışmada, kompresör girişinin soğutulması, yanma odası sıcaklığını azaltmak için buhar püskürtülmesi ve ısı geri kazanım girişine brülör konulması gibi konular incelenmiştir (Rahim, 2011). 2000 MW güce sahip Sabiya (Kuveyt) kombine çevrim güç santralinde yapılan enerji ve ekserji analizinde tersinmezliğin ana

kaynağının yanma odası olduğunu tespit etmişlerdir (Almutairi ve ark., 2015). Gaz-buhar kombine çevrim güç santralinde yapılan ekserji-ekonomik analiz çalışmasında nem ve sıcaklık gibi çevresel koşulların santralin performansı üzerinde etkilerinin olduğu belirtilmiştir (Sahin ve ark., 2016). 1440 MW kurulu güce sahip kombine çevrim güç santralinin termodinamik analizi sonucunda ekserji yıkımının en fazla yanma odasında gerçekleştiği ortaya konulmuştur (Ersayin ve Özgener, 2015). Kömür yakıtlı, gaz yakıtlı ve kombine çevrim güç santrali olmak üzere üç farklı durum için enerji ve ekserji hesaplamaları yapılan çalışma neticesinde, kömür yakıtlı enerji santralinde en fazla güç kaybının kondenserde, en fazla ekserji yıkımının ise boiler ve türbinde gerçekleştiği ortaya konulmuştur (Kumar, 2017). Garri-2 (Sudan) 180 MW kurulu güce sahip doğalgaz kombine çevrim güç santralinde en fazla ekserji yıkımının tüm ekserji miktarının %63'ü ile yanma odasında ve %13.6 ile gaz türbininde ortaya çıktığı tespit edilmiştir (Abuelnuor ve ark., 2017). 240 MW kurulu güce sahip doğalgaz çevrimli kombine çevrim güç santralinde yaptığı enerji ve ekserji analizi çalışması neticesinde dış ortam sıcaklığının santralin net gücünü doğrudan etkilediğini görmüştür (Karaağaç, 2018). 60 MW kurulu güce sahip doğalgaz kombine çevrim güç santraline termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizi uygulanarak Brayton ile Rankine çevrim gücü hesaplanmıştır (Yaylacı, 2015). Bu çalışmada İstanbul'da bulunan 410 MW net güç üretme kapasitesine sahip bir doğalgaz kombine çevrim güç santrali için termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu kullanılarak hesaplanan enerji ve ekserji değerleri ışığında performans analizi yapılmıştır. Ekserji analizi ile santral elemanlarının ekserji yıkımları, başka bir ifadeyle tersinmezlikleri belirlenerek nerelerde iyileştirmeler yapılması gerektiği konusunda gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Diğer taraftan gaz türbini tarafından üretilen gücün büyük bir kısmının kompresör tarafından sıkıştırma işinde kullanıldığı, kombine çevrim santralinde kompresör işini azaltacak yöntemlerden birisi olan politropik hal değişimi durumu incelenmiştir.

MATERYAL VE YÖNTEM

Santral Bilgileri

Kombine çevrim güç santrali güç üretimine fuel-oil ile başlamış ve yaklaşık 40 yıl faaliyet gösterdikten sonra 2009 yılında başlayan söküm ve yenileme çalışması neticesinde 2014 yılında Şekil 1'de kütle-akış diyagramı verilen, doğalgaz kombine çevrim güç santraline dönüştürülmüştür. Çalışma yapılan kombine çevrim güç santrali ünitesi 410 MW net güç üretme kapasitesine sahiptir. Termodinamik analizi yapılan kombine çevrim güç santrali iki üniteden oluşmaktadır. Her ünite de bir kompresör, bir gaz türbini ve jeneratörü, bir atık ısı kazanı, üç farklı basınçta çalışan buhar türbini ve jeneratörü ile bir adet kondenser bulunmaktadır.



Şekil 1. Kombine çevrim güç santrali kütle-akış diyagramı

Santralin Enerji Analizi

Kombine çevrim güç santralinde yapılan analiz çalışması için öncelikle sistemin ana elemanlarını ve elemanlara giriş-çıkış noktalarını Şekil 1'deki gibi gösteren kütle-akış diyagramı oluşturulmuştur. İşletmeden alınan santral çalışma değerleri Çizelge 1'de ve düğüm noktalarına ait termodinamik veriler ise Çizelge 2'de verilmiştir. Kütle-akış diyagramı oluşturulduktan sonra her bir düğüm noktası için sıcaklık ve basınç değerleri sistem kontrol yazılımından alınmıştır. Bu değerler yardımıyla santrale ilişkin enerji ve ekserji analizi yapılmış, sistem elemanlarında gerçekleşen güç kaybı ve ekserji yıkımları belirlenmiş, termodinamiğin birinci ve ikinci kanun verimleri hesaplanmıştır (Idrissa ve Boulama, 2019).

Çizelge 1. Santral işletme değerleri

Çevre Sıcaklığı	273 K	HP, HRSG Çıkış Sıcaklığı	813 K
Çevre Basıncı	101.325 kPa	IP, HRSG Çıkış Sıcaklığı	813 K
Yakıt Debisi	14.75 kg s ⁻¹	HP Buhar Debisi	77.61 kg s ⁻¹
Yakıt Giriş Basıncı	3.0 MPa	IP Buhar Debisi	91.02 kg s ⁻¹
Hava Debisi	676.67 kg s ⁻¹	LP Buhar Debisi	99.16 kg s ⁻¹
Kompresör Çıkış Basıncı	1.7 MPa	HP, HRSG Giriş Basıncı	11.5 MPa
Kompresör Çıkış Sıcaklığı	678 K	IP, HRSG Giriş Basıncı	2.9 MPa
Gaz Türbini Çıkış Sıcaklığı	851 K	Buhar Türbin Gücü	126.9 MW
Gaz Türbini Net Çevrim Gücü	283.9 MW	Buhar Türbin Jeneratör Verimi	%98.80
Gaz Türbini Jeneratör Verimi	%98.45	LP Türbin Çıkışı Kuruluk Der.	%94.4
Baca Gazı Çıkış Sıcaklığı	378 K	Soğutma Suyu Debisi	19886 ton h ⁻¹
HP, HRSG Çıkış Basıncı	11.5 MPa	Soğutma Suyu Giriş Sıcaklığı	287.2 K
IP, HRSG Çıkış Basıncı	2.9 MPa	Soğutma Suyu Çıkış Sıcaklığı	297 K

Sistem sürekli akışlı açık sistem elemanlarında kütle dengesi olduğu ve kütleli debinin zamanla değişmediği kabul edilmiştir. Buna ek olarak, yanma odasında gerçekleşen yanmanın tam yanma olduğu, çevre koşulları 1 atm basınç ve 298 K sıcaklık olarak kabul edilmiştir. Evrensel gaz sabiti 8.31434 kJkmol⁻¹K⁻¹ (Çengel ve Boles, 1996) ve yanma reaksiyonunda yakıtın tamamen yandığı ve bir miktar fazla hava ile tepkimeye girdiği kabul edilmiştir (Abuelnuor ve ark., 2017). Sürekli akışlı açık sistemde kütle korunumu ifadesi olan Eşitlik 1'deki gibi, sisteme giren \dot{m}_g veya sistemden çıkan $\dot{m}_ç$ noktalarının kütleli debileri birbirine eşittir.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (1)$$

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek, sürekli akışlı açık sistemde enerjinin korunumu bağıntısı Eşitlik 2'de gösterilmiştir. Burada g girişi, $ç$ çıkışı, h entalpi, n_g ve $n_ç$ sırasıyla girdinin ve ürünün molar akış hızını, \bar{h}_f^o entalpi terimi standart referans haldeki oluşum entalpisini ifade etmektedir (Çengel ve Boles, 1996).

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum n_ç (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_ç - \sum n_g (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_g \quad (2)$$

Sürekli akışlı açık sistemlerde enerjinin korunumu bağıntısı Eşitlik 2 kullanılarak elde edilen santral elemanlarına ait enerji eşitlikleri ve yine her bir elemana ait eşitliklerden hesaplanmış ısı kayıpları değerleri Çizelge 3'te verilmiştir.

Çizelge 2. Düğüm noktalarına ait termodinamik veriler

Düğüm Noktası	Akışkan Türü	Debi (kg s ⁻¹)	Sıcaklık (K)	Basınc (kPa)	Entalpi (kJ kg ⁻¹)	Entropi (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)
1	Hava	676.67	298	101.325	298.18	-
2	Hava	676.67	678	1 700	694.66	-
3	Doğalgaz	14.75	273	3 000	49 835.87	-
4	Doğalgaz	14.75	333	3 000	49 835.87	-
5	Egzoz Gazı	691.42	1 506	1 762	1 737.27	-
6	Egzoz Gazı	691.42	851	105	921.15	-
7	Baca Gazı	691.42	378.5	101.325	394.43	-
8	Su	99.96	301.3	4.50	118.68	0.413
9	Su	99.96	301.3	970	123.13	0.413
10	Su	99.96	409.5	450	574.12	1.702
11	Su	13.41	409.5	450	574.12	1.706
12	Su	77.61	409.5	450	574.12	1.702
13	Su	77.61	420.9	12 670	623.14	1.820
14	Kızgın Buhar	77.61	813	11 500	3 459.30	6.647
15	Kızgın Buhar	77.61	631.4	3 100	3 131.61	6.756
16	Su	13.41	420.9	3 660	623.14	1.820
17	Kızgın Buhar	13.41	599.2	3 100	3 054.62	6.628
18	Kızgın Buhar	91.02	628.4	3 100	3 123.54	6.745
19	Kızgın Buhar	91.02	813	2 900	3 547.81	7.361
20	Kızgın Buhar	99.16	460.7	190	2 846.03	7.483
21	Doymuş Su Buhar	99.16	304.8	4.7	2 418.64	7.955
22	Doymuş Buhar	8.94	420.9	450	2 743.89	6.857
23	Kızgın Buhar	8.94	471.5	400	2 857.26	7.163
24	Kızgın Buhar	8.14	471.5	400	2 857.26	7.163
25	Kızgın Buhar	0.80	468	380	2 850.81	7.174
26	Doymuş Buhar	0.80	414.7	380	2 736.07	6.914
27	Su	5 523.89	287.2	151	59.63	0.212
28	Su	5 523.89	297	101	100.70	0.353

Çizelge 3. Santral elemanlarına ait enerji eşitlikleri ve hesaplanan ısı kayıpları

Santral Elemanı	Eşitlik	Isı Kaybı (kW)
Kompresör	$\dot{E}_1 + \dot{W}_k = \dot{E}_2 + 0.01\dot{W}_k$	2 682.86
Gaz Türbini	$\dot{E}_5 = \dot{E}_6 + \dot{W}_{tr}$	9 379.00
HP Türbini	$\dot{E}_{14} = \dot{E}_{15} + \dot{W}_{HP} + \dot{Q}_{k,HP}$	232.02
IP Türbini	$\dot{E}_{19} + \dot{E}_{24} = \dot{E}_{20} + \dot{W}_{IP} + \dot{Q}_{k,IP}$	267.58
LP Türbini	$\dot{E}_{20} = \dot{E}_{21} + \dot{W}_{LP} + \dot{Q}_{k,LP}$	440.48
Atık Isı Kazanı	$\dot{E}_6 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{18} = \dot{E}_7 + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{23} + \dot{Q}_k$	2 924.70
Kondenser	$\dot{E}_{21} + \dot{E}_{26} + \dot{E}_{27} = \dot{E}_8 + \dot{E}_{28} + \dot{Q}_k$	3 285.86
Yanma Odası	$\dot{Q}_{k,yanma odası} = 0.02 LHV$	14 706.00
Baca Gazı ile Atılan Isı	$\dot{Q}_{k,baca gazı} = \dot{m}_{baca gazı}(h_{378,5K} - h_{298K})$	58 591.00
Soğutma Suyu ile Atılan Isı	$\dot{Q}_{k,ss} = [(\dot{m}_{21}h_{22}) + (\dot{m}_{26}h_{28}) - (\dot{m}_8h_8)]$	230 157.55
Boru Hattı Isı Kaybı		89.23
Toplam		322 756.28

Santralin Ekserji Analizi

Çevre sıcaklığında çalışan enerji sistemleri için, kullanılabilir enerji olarak da adlandırılan ekserji, enerjinin faydalı kısmı olarak da düşünülebilir. Ekserji; nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilme etkilerinin olmaması durumunda Eşitlik 3'te görüldüğü üzere fiziksel (\dot{e}_x^F), kimyasal (\dot{e}_x^{CH}), kinetik (\dot{e}_x^K) ve potansiyel (\dot{e}_x^P) olmak dört ana bileşeni vardır (Karaağaç, 2018).

$$\dot{e}_{x,t} = \dot{e}_x^F + \dot{e}_x^K + \dot{e}_x^P + \dot{e}_x^{CH} \quad (3)$$

Bu çalışmada kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir. Kombine çevrim güç santrallerinde termodinamiğin ikinci kanunu temel alınarak her bir sistem elemanı için ekserji analizi yapılmıştır. Şekil 1’de belirlenen her bir düğüm noktasının ekserji değerleri hesaplanmış ve sistem elemanlarına ekserji denge eşitliği uygulanarak tersinmezlik değerleri Çizelge 4’te verilmiştir.

Çizelge 4. Kombine çevrim santral elemanlarına ait ekserji denge eşitlikleri ve ekserji bilançosu

Santral Elemanı	Eşitlik	Tersinmezlik (kW)
Kompresör	$\dot{X}_1 + \dot{W}_{komp.} = \dot{X}_2 + \dot{I}_{komp.}$	7 862.50
Gaz Türbini	$\dot{X}_5 = \dot{X}_6 + \dot{W}_{GT} + \dot{I}_{GT}$	74 381.84
HP Türbini	$\dot{X}_{14} = \dot{X}_{15} + \dot{W}_{HP} + \dot{I}_{HP}$	2 830.56
IP Türbini	$\dot{X}_{19} + \dot{X}_{24} = \dot{X}_{20} + \dot{W}_{IP} + \dot{I}_{IP}$	4 361.80
LP Türbini	$\dot{X}_{20} = \dot{X}_{21} + \dot{W}_{LP} + \dot{I}_{LP}$	14 330.50
Atık Isı Kazanı	$\dot{X}_6 + \dot{X}_9 + \dot{X}_{18} = \dot{X}_7 + \dot{X}_{14} + \dot{X}_{17} + \dot{X}_{19} + \dot{X}_{23} + \dot{I}_{AIK}$	32 712.73
Kondenser	$\dot{X}_{21} + \dot{X}_{26} + \dot{X}_{27} = \dot{X}_{28} + \dot{X}_8 + \dot{I}_{kond.}$	10 137.38
Yanma Odası	$\dot{X}_2 + \dot{X}_3 = \dot{X}_5 + \dot{I}_{YO}$	184 694.64
Baca Gazı ile Atılan Ekserji	$\dot{X}_{bacagazi} = \dot{m}_{bacagazi} (\dot{e}_7^F + \dot{e}_7^{CH})$	24 747.03
S. Suyuna Verilen Ekserji	$\dot{X}_{SS} = (\dot{X}_{21} + \dot{X}_{26}) - \dot{X}_8$	5 729.30
Pompalar	P_1 için $\dot{X}_8 + \dot{W}_{P1} = \dot{X}_9 + \dot{I}_{P1}$ P_2 için $\dot{X}_{12} + \dot{W}_{P2} = \dot{X}_{13} + \dot{I}_{P2}$ P_3 için $\dot{X}_{11} + \dot{W}_{P3} = \dot{X}_{16} + \dot{I}_{P3}$	836.36
Boru Hattı Ekserji Kaybı		664.97
Toplam		363 289.61

Çizelge 5. Düğüm noktalarına ait çeşitli parametreler ve ekserji değerleri

Düğüm Noktası	Akışkan Türü	Debi (kg s ⁻¹)	Sıcaklık (K)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ kg ⁻¹)	Entropi (kJkg ⁻¹ K ⁻¹)	Kimyasal Ekserji (kJ kg ⁻¹)	Fiziksel Ekserji (kJ kg ⁻¹)	Toplam Ekserji (kJ kg ⁻¹)
1	Hava	676.67	298	101.325	298.18	-	-	-	0.00
2	Hava	676.67	678	1700	694.66	-	-	387.87	387.87
3	Doğalgaz	14.75	273	3000	49 835.87	-	51971.93	508.72	52480.65
4	Doğalgaz	14.75	333	3000	49 835.87	-	51971.93	510.73	52482.66
5	Egzoz Gazı	691.42	1 498	1762	1737.27	-	25.95	1195.23	1221.18
6	Egzoz Gazı	691.42	851	105	921.15	-	25.95	285.10	311.05
7	Baca Gazı	691.42	378.5	101.325	394.43	-	25.95	9.84	35.79
8	Su	99.96	301.3	4.50	118.68	0.413	-	0.12	0.12
9	Su	99.96	301.3	970	123.13	0.413	-	4.56	4.56
10	Su	99.96	409.5	450	574.12	17.02	-	71.34	71.34
11	Su	13.41	409.5	450	574.12	17.02	-	71.34	71.34
12	Su	77.61	409.5	450	574.12	17.02	-	71.34	71.34
13	Su	77.61	420.9	12 670	623.14	18.20	-	85.29	85.29
14	KB*	77.61	813	11 500	3 459.30	66.47	-	1483.09	1483.09
15	KB*	77.61	631.4	3100	3 131.61	67.56	-	1122.92	1122.92
16	Su	13.41	420.9	3660	623.14	18.20	-	85.29	85.29
17	KB*	13.41	599.2	3100	3 054.61	66.28	-	1084.04	1084.04
18	KB*	91.02	628.4	3100	3 123.54	67.45	-	1118.06	1118.06
19	KB*	91.02	813	2900	3 547.81	73.61	-	1358.71	1358.71
20	KB*	99.16	460.7	190	2 846.03	74.83	-	620.50	620.50
21	Doym.Su Bhr	99.16	304.8	4.7	2 418.64	79.55	-	52.41	52.41
22	DB**	8.94	420.9	450	2 743.89	68.57	-	705.11	705.11
23	KB*	8.94	471.5	400	2 857.26	71.63	-	727.17	727.17
24	KB*	8.14	471.5	400	2 857.26	71.63	-	727.17	727.17
25	KB*	0.80	468	380	2 850.81	71.74	-	717.32	717.32
26	DB**	0.80	413	380	2 736.07	69.14	-	680.27	680.27
27	Su	5523.89	287.2	151	59.63	0.212	-	0.84	0.84
28	Su	5523.89	297	101	100.70	0.353	-	0.05	0.05

*KB: Kızgın Buhar, **DB:Doymuş Buhar

Fiziksel ekserji, bir sistemin sıcaklık ve basıncının çevre sıcaklığı ve basıncı ile dengeye getirildiğinde elde edilen maksimum iş olarak tanımlanır. Eşitlik 4'te h ve s terimleri sırasıyla mevcut haldeki entalpi ve entropiyi, h_o , T_o , ve s_o ise sırasıyla çevre şartlarının entalpi, sıcaklık ve entropi değerlerini ifade etmektedir (Kopac ve Hilalci, 2007).

$$\dot{e}_x^F = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (4)$$

Termik sistemler analiz edilirken sistemde var olan gaz karışımları mükemmel gaz olarak kabul edilir. Eşitlik 5'te c_p özgül ısıyı, R evrensel gaz sabitini, P mevcut basıncı, P_o ise çevre koşulunun basıncını ifade etmektedir.

$$\dot{e}_x^F = c_p(T - T_o) - T_o \left[c_p \ln \frac{T}{T_o} - R \ln \frac{P}{P_o} \right] \quad (5)$$

Kimyasal ekserji ise çevre koşulları başlangıç durumu olarak düşünülerek sistemin ısı ve kütle transferi ile ölü duruma gelmesi neticesinde elde edilen maksimum iş olarak tanımlanır. Mükemmel gaz karışımlarının kimyasal ekserjisi gaz karışımının mol oranlarına göre hesaplanır. Eşitlik 6'da $e_{x,i}^{CH}$ yakıtın standart özgül kimyasal ekserjisidir.

$$\dot{e}_x^{CH} = \sum x_i e_{x,i}^{CH} + RT_o \sum x_i \ln x_i \quad (6)$$

Çizelge 5'te Eşitlik 5 ile her bir düğüm noktası için kimyasal ekserji ve Eşitlik 6 kullanılarak fiziksel ekserji değerleri hesaplanmış ve bu değerler ile toplam ekserji değerleri bulunmuştur.

BULGULAR VE TARTIŞMA

İnceleme yapılan kombine çevrim güç santralının kütle-akış şemasında belirtilen düğüm noktalarına ilişkin enerji ve ekserji hesaplamaları yapıldıktan sonra her bir sistem elemanında gerçekleşen güç kaybı ve tersinmezlik değerleri hesaplanmıştır (Yaylacı, 2015). Termik sistemlerin güç üretiminde performans değerlendirmeleri termodinamiğin birinci yasa verimi (η_I) Eşitlik 7'de ve ikinci yasa verimi (η_{II}) Eşitlik 8'de verilmiştir.

$$\eta_{I,kombine} = \frac{(\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{BT})}{\dot{m}_{yakıt} LHV} = \%55.88 \quad (7)$$

$$\eta_{II,kombine} = \frac{(\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{BT})}{\dot{m}_{yakıt} \dot{E}_{x,yakıt}} = \%53.06 \quad (8)$$

Kombine çevrim güç santralinde gaz ve su-buhar çevrimi tarafından üretilen toplam güç değerleri ve bunların bir bölümünün santral elemanları tarafından kullanımına dair bilgiler Çizelge 6'da yer almaktadır. Çizelge 6 incelendiğinde gaz türbini tarafından üretilen gücün yaklaşık %48'i kompresör tarafından kullanıldığı ve yine buhar türbinleri tarafından üretilen gücün bir kısmı kütle-akış diyagramında (Şekil 1) belirtilen pompalar tarafından kullanıldığı görülmektedir.

Çizelge 6. Güç üretimi ve dağılımı

	Güç Değeri (kW)	Dağılım (%)		Güç Değeri (kW)	Dağılım (%)
Gaz Türbini Toplam Güç Üretimi	564 274.8	100.00	Buhar Türbini Toplam Güç Üretimi	131 913.0	100.00
Gaz Türbini Net Güç Çıkışı	283 900.0	50.31	Buhar Türbini Net Güç Çıkışı	126 900.0	96.20
Kompresör Toplam Güç Tüketimi	270 996.1	48.03	Pompa Toplam Güç Tüketimi	2 550.0	1.93
Gaz Türbini Isı Kaybı	4 978.2	0.88	Buhar Türbini Isı Kaybı	940.2	0.71
Jeneratöre Harcanan Güç	4 400.5	0.78	Jeneratöre Harcanan Güç	1 522.8	1.16

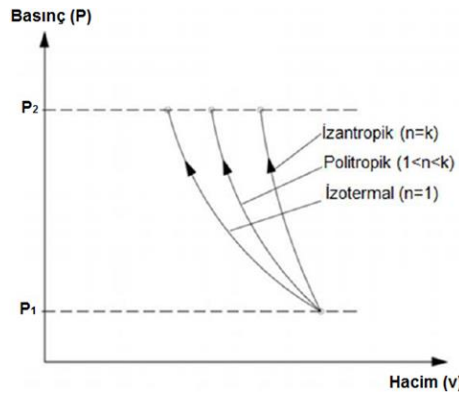
Kombine çevrim santralinde kompresör toplam güç tüketimini azaltacak çalışmaların sistemin genel verimi üzerinde önemli etkileri olacaktır. Güç santrallerinde verimi arttırmada sistem elemanlarında pek çok alternatif çalışmalar yapılabilir ancak bu çalışmada kompresör işini azaltmaya

yönelik kompresöre giren gazın soğutulması politropik hal değişimi durumu incelenerek gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Kompresör işi (w_{tr}), kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiğinde Eşitlik 9 ile hesaplanabilir.

$$w_{tr} = - \int_1^2 \vartheta dP \quad (9)$$

Kompresör işini en aza indirmenin en kolay ve etkin yolu sıkıştırılan gazın özgül hacmini mümkün olduğunca düşük tutmaktır. Gazların sıcaklığı ile özgül hacmi birbiriyle doğru orantılı olduğundan dolayı sıkıştırılan gazın sıcaklığını düşük tutarak özgül hacmi de küçültülebilir.

Şekil 2’de görüldüğü üzere politropik hal değişimi esnasında özgül ısının sabit olduğu kabul edilirse kompresör çıkış sıcaklığı (T_2) Eşitlik 10 ve kompresör gücü ($w_{komp.}$) Eşitlik 11 ile hesaplanabilir (Fellah ve Noba, 2016).

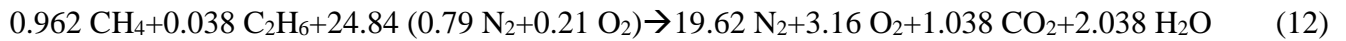


Şekil 2. Aynı basınç aralığındaki sıkıştırma işleminin P (Basınç)-v (Hacim) diyagramları (Çengel ve Boles, 1996)

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} \quad (10)$$

$$w_{komp.} = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n - 1} = \frac{nRT_1}{n - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (11)$$

Politropik hal değişimi neticesinde kompresör tarafından harcanan güç hesaplanmıştır. Yapılan hesaplama neticesinde politropik hal değişimi ile kompresör tarafından harcanan güç miktarının azaldığı görülmektedir. Ancak yanma odasında gerçekleşen kimyasal reaksiyon neticesinde ortaya çıkan yanma ürünlerinin sıcaklığının aynı kalması için giren enerjide yaşanan azalma yakıt debisi artırılarak telafi edilmelidir (Ehsana ve Yılmazoğlu, 2010). Hesaplamalar yanma ürünlerinin sıcaklığının aynı kalması için yakıt debisinin yaklaşık %6.10 oranında artırılması gerektiğini ortaya çıkarmıştır. Yakıt debisindeki artış hava-yakıt oranını azaltacağından yanma denklemi Eşitlik 12’de verilmiştir.



Kompresörde politropik sıkıştırma yapılması durumunda gaz çevriminden elde edilen güç ve yüzdelik değerleri Çizelge 7’de yer almaktadır.

Çizelge 7. Yeni durumda gaz çevrimi güç dağılımı

	Güç Değeri (kW)	Dağılım (%)
Gaz Türbin Çıkış Gücü	565 334.70	100.0
Gaz Türbini Net Elektrik Gücü	328 534.73	58.1
Kompresöre Harcanan	226 649.26	40.1
Gaz Türbin Kaybı	10 150.71	1.8

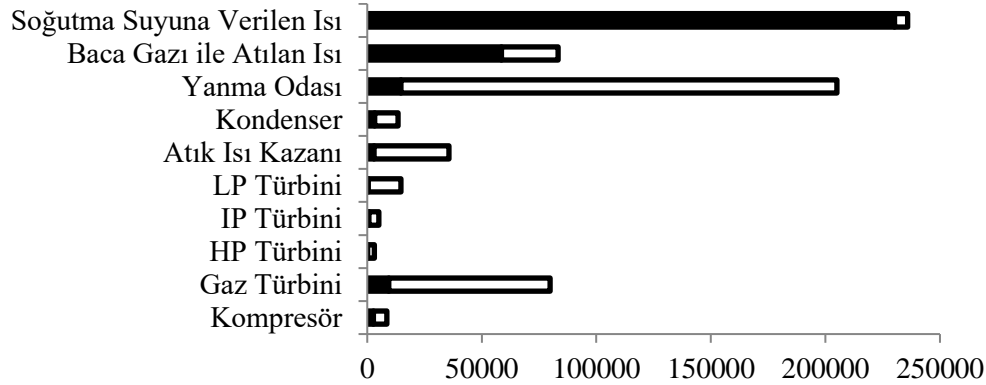
Santral enerji ve ekserji verimi hesaplanarak Çizelge 8’de verilmiştir. Çizelge 8’de kompresörde politropik sıkıştırma işlemi yapılırsa ısıl verimini %4.50, santralin ikinci yasa verimini %4.48 oranında

artırdığı görülmektedir. Yapılan işlem neticesinde kompresöre giriş sıcaklığında 60 K düşüş ve harcanan güç değerinde ise 44346.84 kW azalma sağlanmıştır. Tüm bunların neticesinde ısıl verim ve ekserji veriminde iyileşme sağlanmıştır.

Çizelge 8. Mevcut durum ve politropik sıkıştırma yapılması durumunda güç ve verim değişimi

	Isıl Verim (η_I) (%)	Ekserji Verimi (η_M) (%)	Net Elektrik Gücü (kW)	Yakıt Gücü (kW)	Ekserji Yakıt Gücü (kW)
Mevcut Durum	55.88	53.06	410 800.00	735 079.08	774 089.59
Yeni Durum (Politropik)	58.39	55.44	455 412.88	779 918.90	821 309.05
Artış (%)	4.50	4.48	10.86	6.10	6.10

Kombine çevrim güç santraline ait ısı kaybı ve tersinmezlik değerleri hesaplanarak Şekil 3'te verilmiştir. En fazla ısı kaybının sırasıyla soğutma suyuna verilen ısı, baca gazı ile atılan ısı, yanma odası ve gaz türbini ile olduğu görülmektedir. En fazla tersinmezlik değerinin ise sırasıyla yanma odasında gerçekleştiği, bunu gaz türbini ve atık ısı kazanının takip ettiği görülmektedir.



Şekil 3. Sistem elemanlarında gerçekleşen ısı kayıpları ve tersinmezlik değerleri

SONUÇ

Kütle-akış şeması üzerinde belirlenen her bir düğüm noktasının termodinamik özellikleri ilgili eşitlikler, çizelgeler ve termodinamik tablolar yardımıyla hesaplanarak her bir noktanın enerji ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Yapılan çalışmada kombine çevrim güç santralinin birinci yasa verimi %55.88 olarak, ikinci yasa (ekserji) verimi ise %53.06 olarak hesaplanmıştır. Kombine çevrim güç santralinde en fazla ısı kaybının soğutma suyuna verilen ısı olduğu tespit edilmiştir. Kombine çevrim güç santralinde sistem elemanlarında hesaplanan toplam tersinmezlik değerleri (ekserji kaybı) yaklaşık 363.3 MW olarak hesaplanmış ve en fazla tersinmezlik değerinin yanma odasında gerçekleştiği tespit edilmiştir.

Bu çalışmada ek olarak kompresör işini azaltmaya yönelik kompresöre giren gazın soğutulması için politropik hal değişimi durumu incelenmiştir. Bir miktar soğutmanın yapıldığı politropik sıkıştırma sayesinde kompresör tarafından harcanan güç azalmış olsa da çıkış sıcaklığıyla beraber entalpi değeri ve taşıdığı enerji miktarı da azalmıştır. Azalan enerjiyi telafi etmek ve yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin sabit kalması için yakıt debisinde %6.1'lik artış gerekli hale gelmiştir. Kompresöre harcanan gücün azalması gaz çevrimi neticesinde üretilen net elektrik gücünün artması anlamına gelmektedir. Su-buhar çevriminde herhangi bir değişiklik olmamıştır.

Çıkar Çatışması

Makale yazarları aralarında herhangi bir çıkar çatışması bulunmamaktadır.

Yazar Katkısı

Yazarlar makaleye eşit oranda katkı sağlamışlardır.

KAYNAKLAR

- Abuelnuor AAA, Saqr KM, Mohieldein SAA, Dafallah KA, Abdullah MM, Nogoud YAM, 2017. Exergy analysis of Garri-2 180 MW Combined Cycle Power Plant. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79: 960-969.
- Almutairi A, Pilidis P, Al-Mutawa N, 2015. Energetic and Exergetic Analysis of Combined Cycle Power Plant Part-1 Operation and Performance. *Energies*, 8(12): 14118-14135.
- Ameri M, Ahmadi P, Khanmohammadi S, 2008. Exergy Analysis of a 420 MW Combined Cycle Power Plant, *International Journal of Energy Research*. 32: 175-183.
- Boonnasa S, and Namprakai P, 2004. Exergy Evaluation of the EGAT Block Combined Cycle Power Plant. *International Joint Conference, Hua Hin, Thailand, December 15-19, 2004*, pp:1-3.
- Çengel Y, Boles MA, 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Literatür Yayıncılık (2. Baskı), pp:190-217, İstanbul-Türkiye.
- Ehsana A, Yılmazoğlu Z, 2010. Design and Exergy Analysis of A Thermal Power Plant Using Different Types of Turkish Lignite. *International Journal of Thermodynamics*, 14 (3): 125-133.
- Ersayin E, Özgener L, 2015. Performance Analysis of Combined Cycle Power Plants: A Case Study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43: 832-842.
- Fellah G, Noba KB, 2016. Thermodynamic Analysis of Zawia Combined Cycle Power Plant. *International Journal of Engineering*, 1: 74-81.
- Gibbs JW, 1878. On The Equilibrium of Heterogeneous Substances. *American Journal of Science*, 96: 441-458.
- Idrissa AM, Boulama KG, 2019. Advanced Exergy Analysis of A Combined Brayton/Brayton Power Cycle. *Energy*, 166: 724-737.
- Karaağaç MO, 2018. Doğalgaz Yakıtlı Bir Kombine Çevrim Analizi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi (Basılmış).
- Kopac M, Hilalci A, 2007. Effect of Ambient Temperature on The Efficiency of The Regenerative and Reheat Çatalağzı Power Plant in Turkey. *Applied Thermal Engineering*, 27(8-9): 1377-1385.
- Kumar R, 2017. A Critical Review On Energy, Exergy, Exergoeconomic and Economic (4-E) Analysis of Thermal Power Plants. *Engineering Science and Technology an International Journal*, 20(1): 283-292.
- Rahim MA, 2011. Gaz Türbinli Kombine Çevrim Santral Performansının Yükseltilmesi. *Türk Bilim Araştırma Vakfı Bilim Dergisi*, 4(3): 188-198.
- Reddy VS, Kaushik SC, Tyagi SK, Panwar N, 2010. An Approach to Analyse Energy and Exergy Analysis of Thermal Power Plants. *Smart Grid and Renewable Energy*, 1(3): 143-151.
- Sahin AZ, Al-Sharafi A, Yilbas BS, Khaliq A, 2016. Overall Performance Assessment of a Combined Cycle Power Plant: an Exergo-Economic Analysis. *Energy Conversion and Management*, 116: 91-100.
- Silveira JL, 2007. Energetic and Exergetic Analysis of A Gas Turbine Combined Cycle Power Plant. 19th *International Congress of Mechanical Engineering, Brazil, November 5-9, 2007*, pp:1-9.
- Ünver Ü, Kılıç M, 2005. Bir Kombine Çevrim Güç Santralinin Termodinamik Analizi. *Mühendis ve Makina*, 545: 47-56.
- Yaylacı Ç, 2015. Konvansiyonel ve Atık Isı Kazanlarda Buhar Üretimi Sürecinin Enerji ve Ekserji Analizleri, Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi (Basılmış).