

## Linyit Yakılan Bir Güç Üretim İstasyonunun Gaz Türbininin İkinci Kanun Analizi

Erdem IŞIK<sup>1\*</sup>, Hasan Kaan BERENT, Mehmet GÖK

<sup>1</sup> Munzur Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Tunceli

\*e-posta: erdem@munzur.edu.tr

(Geliş/Received: 29.11.2016; Kabul/Accepted: 06.06.2017)

### Özet

Türkiye'nin linyit rezervlerinin büyük çoğunluğu, kalori değerinin düşük olması sebebiyle ancak termik santral yakıtı olarak kullanılmaya elverişlidir. Bununla beraber, Türkiye'de ki en yaygın enerji kaynaklarından olan linyit rezervlerinin uzun vadeli kullanımı; ucuz, temiz, verimli ve güvenilir yakma teknolojilerinin kullanımı ile mümkündür. Mühendislik sistemlerinde ekserji analizinin uygulanması; sistemlerin ilk tasarımı ve ekonomik analizlerinin yapılması açısından önemli veriler sunmaktadır. Analiz sonuçlarının değerlendirilmesi ile yapılan yorum ve enerji kayıplarının yeri, büyüklüğü ve nedenleri saptanabilmekte, dolayısıyla sistemlerin verimleri arttırılabilmektedir. Çalışmamızda linyit yakıtını kullanan mevcut termik santrale, termodinamiğin ikinci kanununa göre analiz yapılmıştır. Çalışmada sistemi oluşturan santral elemanlarından türbin için faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezlik miktarları tespit edilmiş ve sistemin genel verimi hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar ve değerlendirmelerde, termik santrallerin kurulmasında ve işletilmesinde, tasarım ve ekonomi açısından önemli veriler bulundurmaktadır. Böylece günümüzde büyük önem taşıyan, enerji tasarrufu ve enerjinin en verimli şekilde kullanılması sağlanabilecektir.

**Anahtar Kelimeler:** Termodinamik analiz, Ekserji, Buhar çevrim santrali.

## Second Law Analysis of A Gas Turbine of A Lignite-Fired Power Station

### Abstract

The most of the lignite reserves of Turkey are convenient for using in thermal power plants due to its low calorific value. Therewithal, the long-term use of lignite reserves, which is one of the most common energy sources in Turkey, is only possible by using cheap, clean, efficient and reliable combustion technologies. Application of exergy analysis in engineering systems offers important data for first-setup of systems and their economic analysis. By evaluating and interpreting the analysis results, the locations, the amount and the causes of energy losses can be determined and thereby, their efficiency may be increased. In this study, an analysis regarding the second law of thermodynamics was performed for a thermal power plant which uses lignite as combustion fuel. For the turbine which is one of the components of power plant, the useful power, reversible power and the amount of irreversibility have been determined and the general efficiencies of the system have been calculated. In the results and evaluations obtained, there are important data about the set-up, operation, design and economy of thermal power plants. Thus, the most efficient use of energy and energy save which are very important nowadays could be provided.

**Keywords:** Thermodynamically analysis, Exergy, Vapor cycle Power plant.

### 1. Giriş

Son yıllarda enerji talebi giderek artmakta ve doğal enerji kaynakları aşırı derecede tüketilmektedir. Artan nüfus ve sanayileşmeden kaynaklanan enerji gereksinimi karşılanamamakta, enerji üretimi ve tüketimi arasındaki açık hızla büyümektedir. Toplumlar artan enerji sorunlarını ya enerji kaynaklarını minimum seviyede tüketerek ya da yeni enerji

kaynaklarını keşfederek çözebileceklerdir. Diğer taraftan geleneksel enerji üretim yöntemleri bugün çevre kirliliğinin önemli nedenlerinden birisidir [1]. Dünyanın enerji kaynaklarının sınırlı olması gerçeğinin giderek daha geniş kesimlerce anlaşılması, hükümetleri enerji politikalarını tekrar gözden geçirmeye ve enerji savurganlığını önlemeye yöneltmiştir. Son zamanlarda birçok tersinmez sanayi işletmesinin verimliliğinin tespitinde termodinamik

analizlerin kullanılması büyük önem kazanmıştır.

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin niceliği ile ilgilidir, enerjinin var veya yok edilmeyeceğini vurgular. Bu yasa, bir hal değişimi sırasında enerjinin hesabını tutmak için bir yöntem ortaya koyar ve uygulamada mühendis için zorluk çıkarmaz. Termodinamiğin ikinci yasası ise enerjinin niteliği ile ilgilidir ve bir hal değişimi sırasında enerjinin niteliğinin azalması, entropi üretimi, iş yapma olanağının değerlendirilmemesi bu yasanın inceleme alanı içindedir [2].

Ekserji, termodinamik bir sistemin ihtiva ettiği potansiyel enerjisinin, herhangi bir referans haline göre kullanılabilirliğinin bir göstergesidir. Sistem enerji elde ettiğinde ise ekserji entropiden arındırılmış enerji olarak tanımlanır. Kişi başına enerji tüketimi Türkiye için 1990'da 945 KEP'ten (kilogram eşdeğer petrol), 2016'da 1551 KEP'e yükselmiştir. Türkiye, mevcut hali ile dünya nüfusunda %1,1'lik enerji tüketiminde ise %0.86'lık bir paya sahiptir. Sırasıyla Tablo 1 ve 2'de Türkiye için birincil enerji üretimi ve genel enerji arzı verilmiştir.

Türkiye'nin olası petrol ve doğalgaz krizlerine müdahale gücünün olmaması enerji kaynağının temininde güvenilirlik gerekliliğini ön plana çıkarmaktadır. Bundan dolayı, eco-çografik kültürel kalkınmaya son derece olumlu yönde etkilemesi ve işletilmesi nedeniyle ortaya çıkan katma değer, elektrik enerjisi üretiminde kWh başına ucuz hammadde olması ve emniyetli taşınması gibi faktörler, kömürü Türkiye'nin en önemli fosil enerji kaynağı haline getirmektedir [3].

**Tablo 1.** Türkiye için birincil enerji üretimi değerleri

	1990	Pay %	2000	Pay %	2001	Pay %
<b>Petrol</b>	23901	45,1	32297	39,7	30936	40,7
<b>Linyit</b>	9765	18,4	13219	16,3	11929	15,7
<b>Taş Kömürü</b>	6150	11,6	9983	12,3	7060	9,3
<b>Doğalgaz</b>	3110	5,9	13729	16,9	14868	19,6
<b>Hidro</b>	1991	3,8	2656	3,3	2065	2,7
<b>Ticari olmayan</b>	7208	13,6	6457	7,9	6211	8,2
<b>Diğer</b>	0.862	1,6	2910	3,6	2883	3,8
<b>Toplam</b>	52987	100,0	81251	100,0	75952	100,0

**Tablo 2.** Türkiye İçin Genel Enerji Arzı (MTEP)

Yıllar	Taş Kömürü Bin Ton	Linyit Bin Ton	Asfaltit Bin Ton	Doğalgaz Milyon m <sup>3</sup>	Petrol Bin Ton	Hidro GWh	Biokütle Bin Ton	Güneş Bin TEP
1995	8548	52405	66	6937	27918	35541	25139	143
1996	10892	54591	34	8114	29604	40475	25040	159
1997	12537	59474	29	10072	29176	39816	24949	179
1998	13146	64504	23	10648	29022	42229	24770	210
1999	11362	64049	29	12902	28862	34678	23826	236
2000	15525	64384	22	15086	31072	30879	22919	262
2001	11176	61010	31	16339	29661	24010	22053	287
2002	18330	52039	5	17694	29776	33684	21223	318
2003	17535	46051	336	21374	30669	35330	20430	350
2004	18904	44823	722	22446	31729	46084	19671	375
2005	19230	42342	743	22725	30749	44431	17541	387

Enerji üretimi 1990'da 25,48 MTEP (milyon eşdeğer petrol) düzeyinde iken, 2001 yılında 25,17 MTEP olarak gerçekleşmiştir. Petrol ve doğalgaz üretimi nispeten az olup, esas yerli enerji kaynağını çoğu linyit olmak üzere kömür ve hidroelektrik oluşturmaktadır. 2001 yılındaki birincil enerji üretiminin %51,1'i kömürden, %11,7'si petrol ve doğalgazdan, %8,2'si hidroden, %24,7'si ise ticari olmayan kaynaklardan sağlanmıştır. Net enerji ithalatı 1973-1995 arasında yılda yaklaşık %7, 1990-2000 yılları arasında da %6 artmış; 1990'da 30,94 MTEP iken, 2000'de 56,28 MTEP'e ulaşmıştır. Özetle Türkiye, enerji kaynakları açısından açıkça görüldüğü gibi ithalatçı bir ülkedir. 2000 yılı itibarıyla yılda tükettiği yaklaşık 80 milyon ton kömürün %85'ini kendisi imal ederken, 31 milyon ton ham petrolün %91'ini, 15,1 milyar metreküp doğalgazın %96'sını ithal etmiştir.

Dünyanın ileri gelen ülkeleri arasında yer alacak bir gelişmişlik ve refah düzeyini sağlamak üzere Türkiye'nin; serbest, şeffaf ve istikrarlı piyasa koşulları içinde ulusal kaynaklarına önem veren, bu kaynakların aranmasında ve istenen kaliteyle, güvenli ve ekonomik olarak üretiminde ileri teknolojileri kullanan ve geliştirebilen, gereksinim duyduğu enerjisi; güvenilir, ekonomik, verimli ve çevreye duyarlı teknolojilerle üreten, ileten, depolayan ve kullanan, uluslararası enerji pazarında

yarılabilecek enerji teknolojileri geliştirebilen ve uluslararası enerji yatırımlarında etkili rol alabilen bir ülke olması gerekmektedir [4].

Bu çalışmaya paralel olarak 2003 yılında Atatürk Üniversitesi ısıtma merkezinin enerji ve ekserji analizi yapılmış olup, çalışmada dört kazan, elliden fazla eşanjör dairesi, 11.988 metre uzunluğunda kızgın su dağıtım hatları bulunan ve yılda yaklaşık on bin ton özel kalorifer yakıtı tüketen Atatürk Üniversitesinin ısıtma merkezinin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda kazan enerji ve ekserji verimleri sırası ile %99,41 ve %24,81 olarak bulunurken tüm sistemin enerji verimi %83, ekserji verimi ise %10,8 olarak bulunmuştur. Sonuç olarak, gerek sistemin otomatik kontrolünde gerekse binalarda yapılacak iyileştirmeler ile yılda yaklaşık 3000 ton yakıt tasarrufu edilebileceği tespit edilmiştir [5]. Ünver [6], ise çevre sıcaklığının bir kombine çevrim güç santralının performansına etkisini incelemiştir. Çalışmasında, doğalgaz yakıtlı bir kombine çevrim güç santralının çevre sıcaklığına bağlı olarak performans parametrelerinin değişimi ve değişim miktarları Termodinamiğin I. ve II. kanunlarını kullanarak analiz etmiştir. Sistemin I. ve II. kanun verimlerinin, çevre sıcaklığının 42°C 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 %9 oranında arttırdığı görülmüştür. Sonuç olarak çevre sıcaklığının artışıyla oluşan performans düşüşüne karşı gerekli tedbirler alınarak ya da yeni teknolojiler geliştirerek kombine çevrim santrallerinin iyileştirilebileceği kanısına varmıştır. Coşkun [7] ise Türkiye’de faaliyet gösteren Çayırhan termik santralının enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Termik santralin her bir ünitesinin giriş ve çıkış noktalarının termodinamik özelliklerini EES paket programı yardımıyla belirlenmiştir. Elde edilen termodinamik özellikler yardımıyla termik santralin ısı ve ikinci yasa verimleri sırasıyla %38 ve %53 olarak bulunmuştur. Sonuç olarak, ekserji kaybının büyük yoğunluğunun kazanda oluşmasından dolayı kazanda iyileştirilmeler yaparak, verimin artırılması için iyileştirmeler

sunmuştur. Akgül [8] ise dört kademeli pistonlu tip bir CO<sub>2</sub> kompresör sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Bu analizler sonucunda sistemin verimlilik açısından iyi durumda olduğu ancak tersinmezlikleri daha da azaltmanın ve verimliliği arttırmanın imkan dahilinde olduğunu ifade etmiştir. Ilık [9] ise trijenerasyon sistemlerinin enerji ve ekserji analizi altında çalışma yapmıştır. Bu çalışmada doğalgaz yakıtı ile çalışan bir trijenerasyon sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Kojenerasyon sisteminin termodinamik analizi sonucunda en fazla ekserji kaybının yaşandığı üniteler %32 ile yoğunlaştırıcı, %25 ile yanma odası ve %23 ile atık ısı kazanında olduğu belirtilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde ise en fazla ekserji kaybının %37 ile kondenser, %31 ile jeneratör ve %18 ile buharlaştırıcıda olduğu tespit edilmiştir. Öncelikle en fazla ekserji kaybının yaşandığı ünitelerde iyileştirme yapılması gerektiği öngörülmüştür. Çalışmada son olarak kayıpların nedenleri belirtilmiş ve olası çözüm yolları sunulmuştur [9]. Goyal ve arkadaşları [10], Hindistan’da ki 1260 MW gücünde bir termik santralının 210 MW’lık kısmına ekserji analizi yapmışlardır. Bu çalışmada Hindistan’da bulunan Singh Süper Termik Santrali’nin 210 MW’lık biriminin ekserji analizi sunulmuştur. Çevrim döngüsündeki çeşitli enerji ve ekserji kütle noktaları kullanılarak, enerji ve ekserji denklemleri hesaplanmıştır. Sistemin buhar kazanı, türbin ve kondensatör gibi ana bileşenleri Termodinamiğin I. ve II. kanunlarına göre değerlendirilmiştir. Analizler sonucunda en fazla ekserji kaybının buhar kazanında meydana gelmesine rağmen en çok enerji kaybının kondenserde olduğu ortaya konmuştur. Abdalisouon ve arkadaşları [11], gelişmiş kombin çevrim enerji santrallerinin termodinamik performansında önemli gelişmeler elde etmek için ağırlıklı olarak daha iyi verime sahip bir gaz türbin sisteminin geliştirilmesi gerektiğini savunmuşlardır. Bu çalışmada, eksergoekonomik analiz tekniği kullanılarak Termal Kombin Çevrim Gaz Türbini (CCGT) elektrik santralini iyileştirmek için kazan sisteminde seçilen parametrelerin etkisi değerlendirilmiştir. Bu veriler, İran’da bulunan Tahran-İran Damavand santralinden alınmıştır.

İki farklı amaç fonksiyonu önerilmiştir. İlk öneride birim başına üretim maliyeti toplam maliyete göre %2 daha düşük bulunmuştur. İkinci çalışmada ise ekserji verimliliğinin temel duruma göre %4 daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Sonuç olarak seçilen karar değişkenlerinin ekserji analizi ve maliyet etkinliği iyileştirmeleri için uygun sonuçlar ortaya koyduğu gözlenmiştir. Bu çalışmada ise İskan Sugözü Termik Santrali'nde bulunan 3 farklı türbine yapılan ekserji analizi ile iyileştirmeler yapılabileceği ifade edilmektedir.

## 2. Materyal ve Metod

Sürekli akışlı sürekli açık (SASA) sistemlerde, sisteme bir adet giriş-çıkış olabileceği gibi birden çok kütle giriş-çıkışı da olabilmektedir. Giriş hali  $g$ , çıkış hali  $\ç$  alt indisleri ile ifade edilirse aşağıdaki süreklilik denklemi elde edilir.

$$\Sigma \dot{m}_{\ç} - \Sigma \dot{m}_g = 0$$

$$\Sigma \dot{m}_{\ç} = \Sigma \dot{m}_g \quad (1)$$

Sisteme birden çok giriş ve çıkışın olabileceği, ayrıca sistemin  $P_0$  basıncında ve  $T_0$  sıcaklığındaki çevre ortamla ısı alışverişinde bulunabileceği kabul edilirse;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Sigma \dot{m}_{\ç} \cdot \theta_{\ç} - \Sigma \dot{m}_g \cdot \theta_g \quad (2)$$

$$\dot{Q}_A - \dot{W}_A = \Sigma \dot{m}_{\ç} \left( h_{\ç} + \frac{V_{\ç}^2}{2} + g \cdot z_{\ç} \right) -$$

$$\Sigma \dot{m}_g \left( h_g + \frac{V_g^2}{2} + g \cdot z_g \right) [kW] \quad (3)$$

Sistemin entropi değişimi ise;

$$\Delta S_{net} = \Delta S_{\text{üretim}} = \left( \Sigma \dot{m}_{\ç} \cdot S_{\ç} - \Sigma \dot{m}_g \cdot S_g \right) - \left( \frac{\dot{Q}_A}{T_K} \right) \left[ \frac{kW}{K} \right] \quad (4)$$

$$\dot{W}_{tr} = \Sigma \dot{m}_g \left( h_g - T_0 \cdot S_g + \frac{V_g^2}{2} + g \cdot z_g \right) -$$

$$\Sigma \dot{m}_{\ç} \left( h_{\ç} - T_0 \cdot S_{\ç} + \frac{V_{\ç}^2}{2} + g \cdot z_{\ç} \right) kW \quad (5)$$

Tersinmezlik ise tersinir iş ile gerçek iş arasındaki fark olup, aynı zamanda tersinmezlik işlemlerindeki net entropi değişimi ile çevre sıcaklığının çarpımına eşittir. Net entropi değişimi daima pozitif olduğundan tersinmezlik de daima pozitifdir. SASA için tersinmezlik aşağıdaki gibidir.

$$I = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \cdot \Delta S_{net} [kW] \quad (6)$$

Kapalı veya açık bir sistemin hareketli sınır işinin bir kısmı çevreye karşı yapıldığından, yapılan işten çıkarılarak faydalı iş elde edilir.

$$\dot{W}_{A,fay} = \dot{W}_A - P_0 \left( \frac{dv}{dt} \right) [kW] \quad (7)$$

$$\dot{W}_{A,fay} = Q_A \left( 1 - \frac{T_0}{T_K} \right) - \frac{d}{dt} \int v_p (e + P_0 v -$$

$$T_0 s) dV - \int A_p (e + P v - T_0 s) \cdot (V^n) dA \quad (8)$$

SASA sistemlerinin sınırları sabit olup çevre işi söz konusu olmadığından sistemde yapılan gerçek iş faydalı işe eşittir.

$$\dot{W}_{fay} = \dot{W}_y [kW] \quad (9)$$

Sistemin çevresi ile dengede bulunduğu (sıcaklığın  $T_0$  çevre sıcaklığı, basıncın  $P_0$  çevre basıncı, kinetik enerjinin sıfır ve potansiyel enerjinin minimum olduğu hal) ve hiç iş elde edilemeyecek hale ölü hal denir. Sistem verilen bir halden ölü hale gelinceye kadar bütün işlemlerin tersinir olduğu ve ısı alışverişinin sadece çevre ile olduğu bir hal değişiminde sistemden alınan maksimum faydalı işe, sistemin kullanılabilir enerjisi (ekserjisi) denir.

$$\Phi = U + P_0V - T_0S - G_0 + \dot{m} \left( \frac{v^2}{2} + g(z - z_0) \right) \quad (10)$$

$$G = U_0 + P_0V_0 + T_0S_0 \quad (11)$$

Sistemin ölü haldeki fonksiyonu Gibbs fonksiyonudur. Bu durumda kinetik enerji ve potansiyel enerji, mekanik enerji hariç tutularak elde edilen, çevre şartlarına bağlı olarak maddenin özelliği elde edilir ve kullanılabilirlik olarak adlandırılır.

$$K = U_0 - P_0V - T_0S - G_0 \quad (12)$$

$$\psi = u + P_0V - T_0S - g_0 \quad (13)$$

Akış kullanılabilirliğinde, giriş hali indis olmadan yani ölü hal (0) indisiyle hesaplanırsa;

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (14)$$

formülü elde edilir.

Sistemin bir hal değişimi için kullanılabilir enerji denklemi;

$$X_{Q12} - X_{W12} = X_2 - X_1 + X_{ky} \quad (15)$$

Kullanılabilir enerji denklemi SASA için;

$$\dot{W}_{fay} = \eta_c \dot{Q}_A + \sum \dot{m}_g \cdot \psi_g - \sum \dot{m}_c \psi_c - X_{ky} \quad (16)$$

Ayrıca anlık kayıp kullanılabilir enerji tersinmezliğe eşittir.

$$X_{ky} = I \quad (17)$$

İkinci kanun analizi ile kullanılabilir enerji kavramından yararlanılarak işlemin ne derece iyi ve mükemmel yakın olduğu incelenebilir. Kayıp kullanılabilir enerji tersinmezliğin bir ölçüsüdür ve işlemlerdeki tersinmezlikler arttıkça artacaktır.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_y}{\dot{W}_{tr}} \text{ (iş yapan makineler için)} \quad (18)$$

Bu tanım genel bir tanım olup, çevrimlerin dışında türbin, piston-silindir ve benzeri değişimlerine de uygulanabilir. İkinci kanun verimi iş gerektiren makineler içinde aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{tr}}{\dot{W}_y} \text{ (iş gerektiren makineler için)} \quad (19)$$

Yukarıda ikinci yasa verimi için ortaya konan bağıntılar iş yapan ve iş gerektiren makineler için en genel şekilde tanımlanmıştır. Fakat bu tür bir amaca yönelik olmayan hal değişimlerini de kapsayacak daha genel bir ikinci yasa veriminin tanımlanmasına gerek vardır. İkinci yasa verimini tanımlamaktaki amaç tersinir hal değişimlerine hangi ölçüde yaklaşıldığını belirtmektir. Bu durumda ikinci yasa veriminin en kötü durumda sıfır (kullanılabilirliğin tümüyle yok edilmesi), en iyi durumda bir (kullanılabilirliğin tümüyle korunması) olacaktır. Bu düşünceyle ikinci yasa verimi;

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\text{kayıp kullanılabilir enerji}}{\text{başlangıçtaki(mevcut) kullanılabilir enerji}}$$

veya

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\text{kayıp kullanılabilir enerji}}{\text{sarf edilen kullanılabilir enerji}} \quad (20)$$

olarak tanımlanabilir [12]. Bu hesaplamalarda donanım kot farkları ihmal edilmiştir.

### 3. Bulgular ve Tartışma

Hesaplamalarda İskan Sugözü Termik Santralinin 1 adet yüksek basınçlı türbin (YB), 1 adet orta basınçlı türbin (OB) ve 1 adet alçak basınçlı (AB) türbinleri kullanılmıştır. Üretim miktarları ise aşağıdaki gibidir.

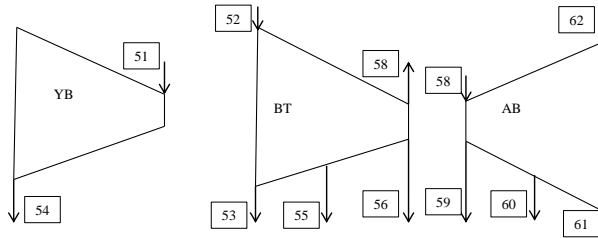
- YB türbin : 170 MW ( $\eta=26$ )
- OB türbin : 250 MW ( $\eta=38$ )
- AB türbin : 122 MW ( $\eta=18$ )

Bu çalışmada her üç türbinin entropi ve entalpi verilerinin ölçümünü elde etmek için

Properties of Water/Steam paket programı kullanılmıştır. Ekserji hesaplamaları yapılırken alınan referans değerler ise ölü hal değerleridir. Mevcut sistem için bu değerler Tablo 3 içerisinde verilmiştir.

**Tablo 3.** Ekserji analizinde kullanılan parametreler için ölü hal değerleri

Parametreler	Değerler
$T_0$	25 °C
$P_0$	1 bar
$h_0$	104,9 kJ/kg
$S_0$	0,3669 kJ/kgK



**Şekil 1.** YB, OB ve AB türbinlerinin şematik görünümü

**Tablo 4.** YB türbin giriş değerleri

51 Noktası	Alınan Değerler
$T_{51}$	540 °C
$P_{51}$	172 bar
$h_{51}$	3396,9 kJ (prg. okunan)
$\dot{m}_{51}$	127,04 kg/s
$s_{51}$	6,401 kJ/kgK (prg. okunan)

**Tablo 5.** YB türbin çıkış değerleri

54 Noktası	Alınan Değerler
$T_{54}$	330,5 °C
$P_{54}$	40,42 bar
$h_{54}$	3044,21 kJ/kg (prg. okunan)
$\dot{m}_{54}$	127,04 kg/s
$s_{54}$	6,5 kJ/kgK (prg. okunan)

**Tablo 6.** OB türbin giriş-çıkış değerleri

52 Noktası	53 Noktası	55 Noktası	56 Noktası	58 Noktası
$T_{52}=540$ °C	$T_{53}=454,1$ °C	$T_{55}=354,2$ °C	$T_{56}=267$ °C	$T_{58}=267$ °C
$P_{52}=37,19$ bar	$P_{53}=21,30$ bar	$P_{55}=10,45$ bar	$P_{56}=5,19$ bar	$P_{58}=5,19$ 2 bar
$h_{52}=3538,$ 61kJ/kg	$h_{53}=3365,19$ kJ/kg	$h_{55}=3160,6$ kJ/kg	$h_{56}=2995,76$ kJ/kg	$h_{58}=2995,$ 76 kJ/kg
$\dot{m}_{52}=115,16$ kg/s	$\dot{m}_{53}=6,916$ kg/s	$\dot{m}_{55}=1,765$ kg/s	$\dot{m}_{56}=5,815$ kg/s	$\dot{m}_{58}=100,$ 669 kg/s
$s_{52}=7,241$ kJ/kgK	$s_{53}=7,267$ kJ/kgK	$s_{55}=7,296$ kJ/kgK	$s_{56}=7,32$ kJ/kgK	$s_{58}=7,32$ kJ/kgK

**Tablo 7.** AB türbin-giriş çıkış değerleri

58 Noktası	59 Noktası	60 Noktası	61 Noktası	62 Noktası
$T_{58}=267$ °C	$T_{59}=168,6$ °C	$T_{60}=82,46$ °C	$T_{61}=65,7$ °C	$T_{62}=43,1$ °C
$P_{58}=5,192$ bar	$P_{59}=1,954$ bar	$P_{60}=0,5249$ bar	$P_{61}=0,085$ bar	$P_{62}=0,085$ bar
$h_{58}=2995,76$ kJ/kg	$h_{59}=2807,1$ kJ/kg	$h_{60}=2596,8$ kJ/kg	$h_{61}=2622,7$ kJ/kg	$h_{62}=2374,66$ kJ/kg
$\dot{m}_{58}=100,669$ kg/s	$\dot{m}_{59}=6,35$ kg/s	$\dot{m}_{60}=2,429$ kg/s	$\dot{m}_{61}=2,1625$ kg/s	$\dot{m}_{62}=89,63$ kg/s
$s_{58}=7,32$ kJ/kgK	$s_{59}=7,3789$ kJ/kgK	$s_{60}=7,434$ kJ/kgK	$s_{61}=7,475$ kJ/kgK	$s_{62}=7,563$ kJ/kgK

Termik santrale, işletme verileri kullanılarak uygulanan ekserji analizinde elde edilen sonuçlar yukarıda belirtilmiştir. Yapılan bütün hesaplamalarda Tablo 3'te belirtilen referans haldeki değerler başlangıç olarak kabul edilmiştir. Daha sonra türbine giren buhar genişleyerek iş yapmaktadır. Kazan çıkışı basınç ve sıcaklık değerleri ile ilk olarak yüksek basınç türbinine giren buhar burada 40,42 bar basınca kadar genişlemekte ve 330,5 °C sıcaklığa kadar düşmektedir. Burada verim %92,27 civarındadır. Kabul edilen değerler ile programdan elde edilen veriler Tablo 4 ve 5'te sunulmaktadır. Orta basınç türbinine gönderilmeden önce buhar tekrar kazana gönderilerek kızdırma işlemi yapılmakta ve sıcaklık tekrar yükseltilecek buharın kullanılabilirliği artırılmaktadır. Tablo 6 ve 7'den alınan veriler ile yapılan hesaplamalar sonucunda orta basınç türbininin ve alçak basınç

türbinin verimleri sırasıyla %91,85 ve %92,27 olarak hesaplanmıştır. Türbin kademelerinden alınan ara buharların gönderildiği ön ısıtıcılarda, çevrim suyu kazana girmeden önce ısıtılmaktadır. Böylece santralin verimi arttırılmaktadır. Türbinde genişleyen buhar tarafından iş yapılmaktadır. Türbinde daha fazla iş elde edilmesi yani türbin gücünün arttırılması türbine giren buharın kalitesine, dolayısıyla buhar akışının kullanılabilirliğine bağlıdır. Çok yüksek sıcaklık ve basınçtaki buharın akış kullanılabilirliği fazla olacağından elde edilen yararlı iş artacaktır. Kazandan çıkan ve türbine giren buharın, giriş sıcaklığı ve basıncı arttıkça, türbin tesirliliği artmaktadır. Yukarıdaki türbin hesaplamalarında yüksek basınç türbininin giriş sıcaklığı 540 °C ve basıncı 172 bar'dır. Türbine giren buharın akış kullanılabilirliğinin yüksek olması aynı zamanda türbin kademelerinden alınan ara buharında yüksek sıcaklıkta olmasını sağlar. Dolayısıyla çevrim suyunu ısıtan ön ısıtıcılarında verimi arttırır. Bu diğer birimlerin ve çevrimin genel veriminin artması demektir.

#### 4. Sonuç

Hesaplamalarda bulunan, her bir ekipmana ait ikinci yasa verimi ve kayıp kullanılabilir enerji değerleri Tablo 8'de verilmektedir.

**Tablo 8.** Her ekipman için ekserji ve enerji değerleri

Ekipman	İkinci yasa verimi (%)	Kayıp Kullanılabilir Enerji (kW)
Yüksek basınç türbini (YB)	92,27	3749,53
Orta basınç türbini (OB)	91,85	5066,45
Alçak basınç türbini (AB)	92,27	5088,46

Bu çalışmada termik santrallerin önemi ve enerji üretiminde kömür kullanımına karşı büyük avantajlara sahip linyit yakıtlı mevcut bir termik santrale (İSKEN Sugözü Termik Santrali) ekserji analizi uygulanmıştır. Türkiye'nin olası petrol ve doğalgaz krizlerine müdahale gücünün olmaması, enerji kaynağının temininde güvenilirlik gerekliliğini ön plana çıkarmaktadır. Bu ise, yerli kaynakların (linyit, jeotermal, hidroelektrik vs) enerji ihtiyacını karşılamada kullanım oranının arttırılması ile mümkündür. Kömür yataklarının Türkiye'nin çeşitli bölgelerine dağılımı olması, eko-coğrafik-

kültürel kalkınmaya son derece olumlu etkide bulunması, işletilmesi sebebiyle ortaya çıkan katma değer, elektrik enerjisi üretiminde kWh başına ucuz hammadde olması ve emniyetli taşınması gibi faktörler kömürü Türkiye'nin en önemli fosil enerji kaynağı haline getirmektedir. Ana hatlarıyla enerji kaynağı temini sorununun çözümü, enerji yelpazesinin kalitesinin arttırılmasıyla mümkün olacaktır. Bunu gerçekleştirebilmek için ucuz ve güvenilir enerji üretim teknolojilerinin geliştirilip hayata geçirilmesinin yanı sıra hali hazırda olan enerji üretim santrallerinin çevreye karşı olan zararlarını minimize edecek ve verimliliğini arttıracak önlemler alınmalıdır.

Enerji verimliliğini arttırmak için enerji üreten mühendislik sistemlerinde dikkatli bir şekilde enerji denetlemeleri yapılmalı ve alternatif çözümler sunulmalıdır. Günümüzde birçok sanayi işletmesinin verimliliğinin tespit edilip arttırılması için termodinamik analizlerin uygulanması büyük önem kazanmıştır. Yapılan bu çalışmada da, termik santralde işletme verileri kullanılarak sistemin türbinine ekserji analizi uygulanarak, ekserji kayıpları belirlenmiş ve ekserjik verim (tesirlilik) elde edilmiştir. Verimliliğe tesir eden değişik sıcaklık ve basınç değerleri için tesirlilik değişimi incelenmiştir. Ayrıca incelenen üç türbin (YB, OB, AB) için ikinci kanun verimleri hesaplanmıştır. Dolayısıyla yapılan bu ve benzeri çalışmalarla diğer tecrübelerden yola çıkılarak Türkiye'de iyi bir potansiyele sahip linyit rezervlerini, enerji üretiminde değerlendirerek, termik ve diğer enerji santrallerinin kurulması ve geliştirilmesi yönünde çalışmalar arttırılmalıdır.

#### Simge Listesi

$g$	Yer çekimi ivmesi ( $m/s^2$ )
$G$	Gibbs enerjisi (J)
$I$	Tersinmezlik (kW)
$K$	Kullanılabilirlik (kJ)
$\dot{m}_ç$	Çıkış kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_g$	Giriş kütleli debisi (kg/s)
$S_ç$	Birim kütlede çıkış entropisi (kJ/kgK)
$S_g$	Birim kütlede giriş entropisi (kJ/kgK)
$T_K, T_0$	Çevre sıcaklığı (K)
$V$	Hız (m/s)
$\dot{Q}$	Birim zamanda ısı alışverişi (kJ)

$\dot{W}_A$  = Birim zamanda iş alışverişi (kW/s)  
 $\dot{W}_{\text{fay}}$  = Faydalı iş (kW)  
 $\dot{W}_{\text{ter}}$  = Tersinir iş (kW)  
 $\dot{W}_y$  = Yararlı (gerçek) iş (kW)  
 $X_{ky}$  = Kayıp kullanılabilir enerji (kJ)  
 $X_1$  = Sistemin ilk hal enerjisi (kJ)  
 $X_2$  = Sistemin son hal enerjisi (kJ)  
 $X_{Q12}$  = Isının kullanılabilir enerjisi (kJ)  
 $X_{W12}$  = Faydalı iş (kW)  
 $z$  = Yükseklik (m)  
 $\Phi$  = Ekserji (kW)  
 $\Delta S_{\text{net}}$  = Sistemin toplam entropi değişimi (kW/K)  
 $\eta_{\text{II}}$  = İkinci kanun verimi (Tesirlilik)  
 $\psi$  = Akış-kullanılabilirliği

## 5. Kaynaklar

1. Erduranlı, P. 1997, "Enerji Santraline Ekserji Analizinin Uygulanması", Y. Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak.
2. Çengel, Y. Boles, M.A. 1999, "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik", Literatür Yayıncılık, İstanbul.
3. www.tki.gov.tr (2006, Şubat)
4. Vizyon 2023 Teknoloji Öngörü Projesi (2003), "Enerji ve Doğal Kaynaklar Paneli Raporu", TÜBİTAK, Ankara.
5. Çomaklı, K. "Isıtma Merkezinin Enerji ve Ekserji Analizi" 2003, Doktora Tezi, Mühendislik Fakültesi, Atatürk Üniversitesi.
6. Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi 2005, Cilt 10, Sayı 1.
7. Geredelioğlu, Ç. "Çayırhan Termik Santralının Enerji ve Ekserji Analizi" 2011, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Isparta.
8. Akgül, M. Ali, "Dört Kademeli Pistonlu Tip Bir CO<sub>2</sub> Kompresör Sisteminde Enerji ve Ekserji Analizi" 2012, Y. Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Marmara Üniversitesi.
9. Ilık, A. "Trijenerasyon Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi" 2012, Y. Lisans Tezi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, Süleyman Demirel Üniversitesi.
10. Goyal, V., Dondapati, R., Dang, R., Mangal, S.K. 2014, "Exergy Analysis of a 210 MW Unit at 1260 MW Thermal Plant in India, 2nd International Conference on Artificial Intelligence, Modeling and Simulation, 7102465, pp.228-233" AIMS.
11. Abdalisousan, A., Fani, M., Farhanieh, B., Abbaspour, M. 2014, "Effect of decision variables in the steam section for the exergoeconomic analysis of TCCGT power plant: A case study, Energy and Environment".
12. Çengel, Y. Boles, M.A. 2012, "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik", Güven Kitabevi, İzmir.