








Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi

Araştırma Makalesi

Kömür Yakıtlı Süper Kritik Termik Santralin Enerji ve Ekserji Analizi

 Halil İbrahim TOPAL ^{a,*},  Başak BAYRAM ^b,  Kemal BAYRAM ^b,  Beytullah ERDOĞAN ^a,
 Mehmet KOPAÇ ^a

^a *Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Zonguldak, TÜRKİYE*

^b *Eren Enerji, Zonguldak, TÜRKİYE*

* Sorumlu yazarın e-posta adresi: h.ibrahimtopal@beun.edu.tr

DOI: 10.29130/dubited.966961

ÖZ

Yenilenebilir enerji kaynaklarıyla elektrik üretimi üzerine araştırmalar hızlı bir şekilde ilerlese de fosil yakıtlarla elektrik üretiminin hem dünyada hem Türkiye’de uzun bir süre daha sürmesi beklenmektedir. Hem çevrede oluşturduğu zararlı etkiler hem de tükenme riskinin yüksek olması, fosil yakıtların termik santrallerde verimli bir şekilde tüketilmesini zorunluluk haline getirmiştir. Fosil yakıtın bir türü olan kömür, elektrik üretmek amacıyla termik santrallerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Kömür yakıtlı termik santrallerde kullanılan kazan, süper kritik bir kazan seçildiğinde santral verimi artırılabilir. Bu çalışmada Zonguldak ilinde bulunan Eren Enerji’ye ait kömür yakıtlı süper kritik termik santralin termodinamik performansı, enerji ve ekserji analiz metodlarıyla incelenmiştir. Santralde bulunan her bir elemana ait enerji kayıpları ve tersinmezlikler hesaplanmıştır. Enerji analizi, kömürün kimyasal enerjisinin %48.5’inin kondenserde soğutma suyuna aktarıldığını; ekserji analizi ise kömürün kimyasal ekserjisinin %49.2’sinin kazanda yok edildiğini göstermiştir. Santralin enerji verimi %33.65, ekserji verimi ise %31.42 olarak hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: *Süper kritik santral, Enerji, Ekserji, Tersinmezlik*

Energy and Exergy Analysis of a Coal-Fired Supercritical Power Plant

ABSTRACT

Although research on electricity generation with renewable energy sources is progressing rapidly, it is expected that electricity generation with fossil fuels will continue for a long time both in the world and in Turkey. Fossil fuels should consume more efficiently in thermal power plants because of their harmful effects on the environment and the high risk of depletion. Coal is one type of fossil fuels and is widely used as an energy source to generate electricity in thermal power plants. The power plant efficiency can be increased when the boiler used in coal-fired thermal power plant is selected as a supercritical boiler. In this study, the thermodynamic performance of a coal-fired supercritical thermal power plant located in Zonguldak province and owned by Eren Energy was investigated by energy and exergy analysis methods. The energy losses and irreversibilities of each component in the power plant was calculated. The energy analysis demonstrated that 48.5% of the chemical energy of the coal was transferred to the cooling water in the condenser, the exergy analysis demonstrated that 49.2% of the chemical exergy of the coal was destroyed in the boiler. The energy efficiency of the power plant was calculated as 33.65% and the exergy efficiency as 31.42%.

Keywords: *Supercritical power plant, Energy, Exergy, Irreversibility*

I. GİRİŞ

Ülkelerin gelişmişlik düzeyini gösteren önemli parametrelerden biri, o ülkede kişi başına tüketilen yıllık elektrik enerjisi miktarıdır [1]. 2018 yılı verilerine göre kişi başına yıllık elektrik tüketimi dünyada 3081 kWh iken, ülkeler arasında en fazla kişi başına yıllık elektrik tüketimi 51699 kWh olarak İzlanda'da gerçekleşmiştir. Bu değer Türkiye'de ise 3013 kWh olmuştur [2]. Teknolojinin ilerlemesine bağlı olarak da insanların yıllık elektrik tüketimi sürekli artmaktadır. Bu durum elektrik üretimindeki arzın, yıldan yıla artacağına bir göstergesidir.

Elektrik enerjisi; güneş, rüzgar, biyokütle, jeotermal ve hidroelektrik gibi yenilenebilir enerji kaynaklarıyla üretilebilse de [3] dünyada hala kömür, doğalgaz, petrol gibi fosil kökenli enerji kaynaklarına dayalı elektrik üretiminin payı çok yüksektir [4]. Fosil kökenli yakıtlarla elektrik enerjisi üretimi; yakıtın yanmasıyla birlikte açığa çıkan kimyasal enerjinin bir akışkana aktarılması, bu akışkanın bir türbinden geçirilerek türbinin döndürülmesi ve türbine bağlı olan bir jeneratörde elektrik üretilmesi prensibine dayanır [5]. Fosil kökenli yakıtların yanmasıyla birlikte ortaya çıkan yanma gazları ise atmosfer sıcaklığının üzerindeki bir sıcaklıkta çevreye atılır. Bu gazların içindeki su buharı, karbon dioksit, nitröz oksit gibi sera gazları küresel ısınma artışına neden olurken; karbon monoksit, kükürt dioksit gibi zehirli emisyonlar da insan sağlığı için tehlikelidir [6]. Elektrik enerjisine olan ihtiyacın gittikçe artması, buna karşın fosil kökenli yakıtların hem zararlı çevresel etkileri hem de tükenme riskinin çok yüksek olması, araştırmacıları bu kaynakları daha verimli ve daha az zararlı bir biçimde tüketme yollarını bulmaya teşvik etmektedir.

Kömür yakıtlı termik santraller hem dünyada hem de Türkiye'de elektrik üretimi amacıyla yaygın olarak kullanılmaktadır. Türkiye Elektrik İletim A.Ş. verilerine göre Mayıs 2021 tarihi itibarıyla Türkiye'de 97689.5 MW kurulu gücün yaklaşık %21'ini kömür/linyit yakıtlı termik santraller oluşturmaktadır [7]. Çevresel etkiler, elektrik enerjisine duyulan ihtiyacın gittikçe artması gibi faktörler göz önüne alındığında, mevcut termik santrallerin termodinamik performansı hakkında detaylı bir mühendislik araştırması yapmak ve santrallerdeki verimsizliklerin yerini ve büyüklüğünü belirlemek akıllıca bir yaklaşım olacaktır. Kömür yakıtlı termik santrallerdeki verim artışı, eşit büyüklükteki elektrik üretimini daha az yakıtla yapabilmeye imkanı sağlar [8]. Verim artışı aynı zamanda santralden atılan emisyon miktarının azalmasına neden olur [9]. İş akışkanının su olduğu kömür yakıtlı termik santrallerde verim artışı sağlamanın bir yolu, santralde kullanılan kazanın seçimidir. Bu tür santrallerde kullanılan kazanlar suyun kritik nokta özellikleri (373.95 °C, 22.06 MPa) referans alınarak genelde üç sınıfa ayrılır [10]: (i)*Kritik altı kazanlar*: Bu tip kazanlar suyun kritik nokta basıncının altında çalışır. Maksimum su buharı sıcaklığı ise yaklaşık 540 °C'dir. (ii)*Süper kritik (kritik üstü) kazanlar*: Bu tip kazanlarda kazan basıncı kritik basıncın üzerinde (25-28.5 MPa) olurken su buharı sıcaklığı 610 °C'dir. (iii)*Ultra süper kritik (ultra kritik üstü) kazanlar*: Bu tip kazanlarda ise kazan basıncı 30 MPa, maksimum su buharı sıcaklığı ise 700 °C civarındadır. Kritik altı kazanların kullanıldığı santrallerde termik verim %30-37, süper kritik kazan kullanılan santrallerde %39-43, ultra süper kritik kazanların kullanıldığı santrallerde ise %43-50 aralığındadır. Malzeme teknolojisindeki gelişmeler, ultra süper kritik kazanların üretilmesine ve yüksek sıcaklığa ve basınca dayanabilen türbin kanadı imalatının yapılabilmesine imkan sağlamıştır.

Kömür yakıtlı termik santrallerin termodinamik performansı, santrale enerji ve ekserji analizlerinin uygulanması ile araştırılabilir [11]. Santralin enerji analizi, enerjinin korunumu yasası ile yapılır [12]. Termodinamiğin 1. Yasası olan enerjinin korunumu yasası ile santraldeki enerji kayıplarının yeri ve büyüklüğü belirlenir. Ayrıca santraldeki her bir ekipmanın ve santralin enerji verimi hesaplanır. Termik santrallerde esas amaç iş türü bir enerji olan elektrik üretmektir. Carnot'un teorisine göre bir ısı makinesinin verimi asla %100 olamaz. Enerji bir hal değişimi esnasında korunurken, verimin neden %100 olamayacağına cevabı ise Termodinamiğin 2. Yasası ile ilgilidir [13]. Termodinamiğin 2. Yasası, bir ısı makinesinin sadece tek bir ısı kaynağıyla etkileşimde olarak net iş üretemeyeceğini ifade eder. Gerçek hal değişimlerinde, enerji korunurken entropi ürer. Üretilen entropi ile referans çevrenin mutlak sıcaklığının çarpımı tersinmezlik verir. Tersinmezlik, bir prosesteki hal değişimi esnasında meydana gelen iş kayıplarının miktarıdır. Bir sistemden elde edilebilecek maksimum iş, o sistemin belirli bir halden referans (ölü) hale tersinir bir hal değişimi geçirmesi durumunda gerçekleşir. Bu durum,

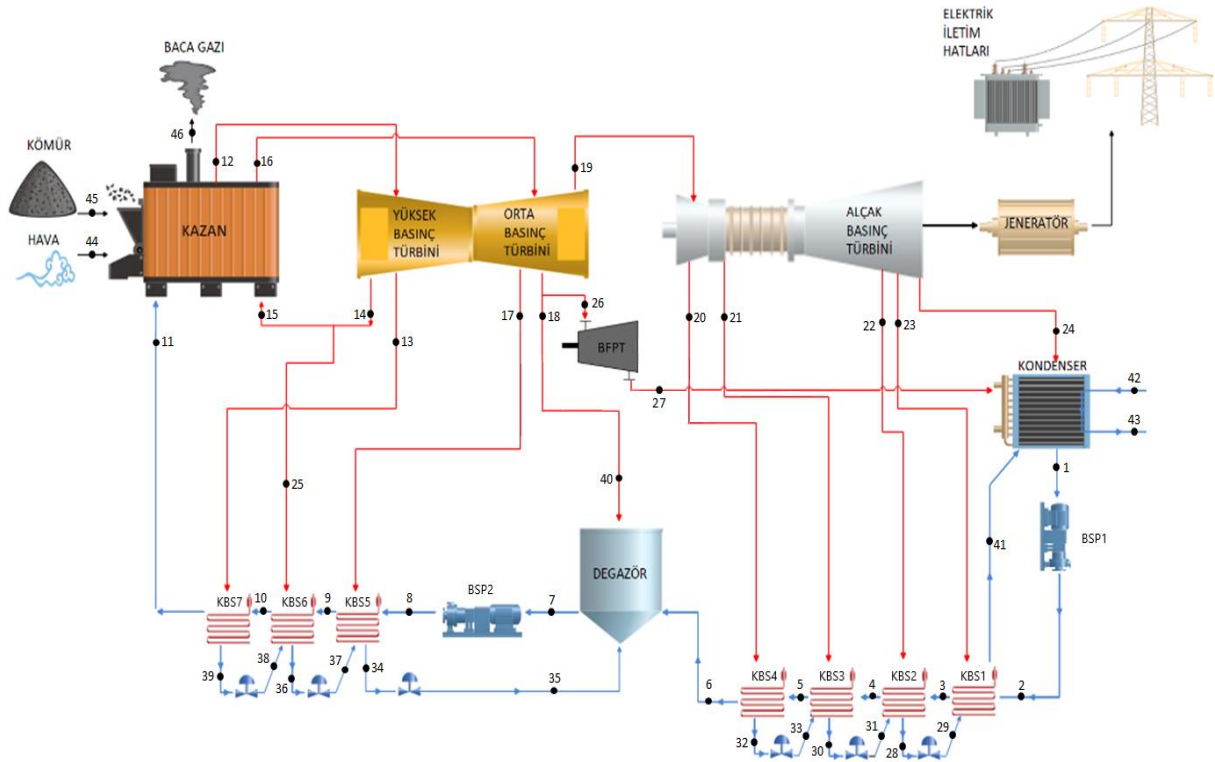
termodinamik bir özellik olarak ifade edilebilen ekserji kavramı ile tanımlanır. Gerçek hal değişimlerinde ekserji, enerjinin korunumunun aksine yok olur. Yok olan ekserji, termal sistemdeki iş kayıplarının bir ölçüsüdür. Bu nedenle, termik santral gibi termal sistem tasarımlarında ekserji analizi ile ekserji kayıplarının sayısal değerini belirlemek ve bu değeri minimize etmek, enerji kaynaklarının etkin bir şekilde kullanılmasına imkan verir [13]. Literatürde, kömür yakıtlı termik santrallere enerji ve ekserji analizinin uygulandığı birtakım çalışmalar mevcuttur. Regulagadda vd., 32 MW gücünde elektrik üreten kömür yakıtlı termik santralin termodinamik analizini yaparak, ekserji kayıplarının en fazla kazan ve türbinde gerçekleştiğini göstermiştir. Santralin enerji verimini %30.12, ekserji verimini %25.38 olarak hesaplamıştır [14]. Erdem vd, Türkiye’de bulunan dokuz farklı kömür yakıtlı termik santralin termodinamik performansının kıyaslamalı olarak incelemiştir. En düşük ekserji verimine (%28.55) Kangal Termik santralının, en yüksek ekserji verimine (%37.88) Çan Termik Santrali’nin sahip olduğunu göstermiştir [15]. Kopaç vd, Çatalağzı Termik santraline enerji ve ekserji analizini uygulayarak, santralin termodinamik analizini yapmışlardır [11]. Birinci kanun analizine göre en yüksek enerji kaybının kondenserde, ikinci kanun analizine göre en yüksek ekserji kaybının kazanda olduğu belirtilmiştir ve iyileştirme çalışmalarının öncelikle kazanda yapılması gerektiği vurgulanmıştır. Ganapaty vd, linyit kömürünün enerji kaynağı olarak kullanıldığı bir termik santrale ekserji analizini uygulamışlardır [16]. Bu uygulama sonucunda, kazanda %57 ekserji kaybı olduğunu ve bu kaybın %42.7’sinin yakıcılardan kaynaklandığını tespit etmiştir. Yakıcılarda yapılacak olan iyileştirme ile verimin artacağını belirtmiştir. Ehsan ve Yılmazoğlu, 9 farklı linyit yakıtının kullanıldığı santrallerde ekserji yok oluşunu (tersinmezlik) ve ekserji verimini araştırmıştır [17]. Ayrıca yakıt oranları ve CO2 emisyon değerlerini belirlemiş ve kıyaslamıştır. Sonuç olarak CO2 emisyon değerleri ve ekserji verimi en iyi Yeniköy linyiti için belirlenmiştir. Maksimum tersinmezliğin Seyitömer linyitinde olduğunu, bunun nedeni olarak karbon ve hidrojen oranının diğer linyitlere göre düşük olmasından kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Amir ve Mehdi, bir termik santraldeki her bir ekipmanın enerji ve ekserji performanslarını, farklı referans sıcaklıkları için incelemiştir [18]. Artan ortam sıcaklığı ve buna bağlı artan kondenser basıncının, santralin enerji veriminin azalmasında önemli bir faktör olduğunu tespit etmişlerdir. Gulhana ve Thakur, kojenerasyon santraline ekserji analizini uygulamış ve uygulama sonucunda kazan ekipmanlarında yapılacak iyileştirmelerin verimliliği artırabileceğini vurgulamıştır [19]. Ünal ve Özkan, Tunçbilek termik santral ekipmanlarının enerji ve ekserji akımlarını hesaplayarak, enerji kayıplarını ve tersinmezlikleri hesaplamıştır [20]. Kurulu sistemde bir iyileştirme yapılmak istenirse, taze hava fanlarının ve otomatik kontrol tekniğinin gözden geçirilmesinin sisteme fayda sağlayacağını vurgulamışlardır. Rai vd., termik santralde süper kritik kazan teknolojisini incelemişler ve verimi hesaplamışlardır [21]. Yaptıkları analizlerde, kritik basınç üzerinde yüksek sıcaklıktaki buharla yüksek kazan verimi elde edebileceklerini görmüşlerdir. Gelişmiş teknolojideki bu kazanların yüksek verimlilik ve yüksek güvenilirlik sağladığını belirtmişlerdir. Rude vd., süper kritik kazan teknolojisini incelemişlerdir [22]. Süper kritik kazanların MWh başına harcanan kömür miktarının az olması nedeniyle daha az çevre kirliliği ve yüksek verimlilik için iyi bir teknoloji olduğu vurgulanmıştır. Ayrıca yüksek santral veriminin, türbin girişindeki sıcaklık ve basıncın yüksek olmasından ve ileri yanma teknolojisinden kaynaklandığını belirtmişlerdir.

Tüm bu bilgiler değerlendirildiğine yazarlar, mevcut bir kömür yakıtlı süper kritik termik santralin enerji/ekserji performansını araştırmanın literatüre katkı sunacağını düşünmektedir. Bu nedenle bu çalışmada, Zonguldak ilinde bulunan Eren Enerji kömür yakıtlı süper kritik termik elektrik santralının termodinamik performansı, literatürde güçlü bir analiz aracı olduğu kabul edilen enerji ve ekserji analiz metodları ile incelenmiştir. Enerji analizi ile santraldeki enerji kayıplarının yeri ve büyüklüğü tayin edilmiş, santralin enerji verimi bulunmuştur. Ekserji analizi ile santral ekipmanlarının tersinmezlikleri ve büyüklüğü hesaplanmış, ekserji verimi belirlenmiştir.

II. EREN ENERJİ KÖMÜR YAKITLI SÜPER KRİTİK ELEKTRİK SANTRALİ

Eren Enerji Elektrik Santrali, 1 adet 160 MW akışkan yatak teknolojisi, 2x615 MW ve 2x700 MW süper kritik pulverize kömürlü ünitelere sahip olan toplamda 2790 MW kurulu güce sahip bir santraldir. Bu

çalışmada süper kritik pulverize kömürlü kazana sahip olan 700 MW nominal güçteki santral incelenmiştir. Santralde kullanılan kazan; süper kritik, tek geçişli, pulverize kömür yakıtlı, Benson tip kazandır. Kazan genel olarak, ekonomizer, su duvarları, süper kızdırıcı (superheater), tekrar kızdırıcı (reheater) ve akış geçiş ayırıcı (su ve buhar ayırıcı) ekipmanlarından oluşur. Kazanda, ön hava ısıtıcılarında ısıtılan havayla kömürün yanması sonucu açığa çıkan kimyasal enerji, suyun sistem içerisinde buharlaşmasını sağlamaktadır. Kazanda üretilen süper kritik şartlardaki buhar sırasıyla yüksek basınç türbini (YBT), orta basınç türbini (OBT) ve alçak basınç türbinine (ABT) girerek genişler ve mekanik iş üretilir. Türbin grubuna bağlı olan jeneratör (G) ile elektrik üretilmiş olur. ABT'den çıkan ıslak buhar kondensere girerek yoğunlaşır. Kondenserde soğutma suyu olarak deniz suyu kullanılır. Türbinlerin ara kademelerinden çekilen buhar, kazan besleme suyu ısıtıcılarına (KBSI) girerek santral veriminin artışı sağlanır. Kondenserden çıkan sıvı suyun basıncı besleme suyu pompası 1 (BSP1) ile degazör basıncına, degazörden çıkan sıvı suyun basıncı BSP2 ile kazan basıncına yükseltilir. Kazan besleme suyu pompa türbini (BFPT) ile pompaların tahriki sağlanır.



Şekil 1. Eren Enerji kömür yakıtlı süper kritik elektrik santrali kütle akış şeması.

III. ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Süper kritik termik santralin termodinamik performansını, verimini ve santral elemanlarındaki tersinmezlikleri araştırabilmek için enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Analiz esnasında aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Kazana giren havanın ve yanma sonu ürünlerinin mükemmel gaz olduğu kabul edilmiştir.
- Pompa ve türbin gibi iş üreten veya tüketen elemanlardaki ısı kaybının, üretilen/tüketilen işin %2'si kadar olduğu kabul edilmiştir.
- Referans çevre koşulları 25 °C ve 101.3 kPa olarak alınmıştır.

Sürekli akışlı bir sistem için Termodinamiğin 1. Yasası olarak bilinen enerjinin korunumu denklem 1 ile ifade edilir [23] :

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_g h_g - \sum \dot{m}_c h_c = 0 \quad (1)$$

Burada \dot{Q} ve \dot{W} sırasıyla seçilen kontrol hacminin sınırlarından geçen ısı ve işi, \dot{m} kütle debisini, h ise birim kütle başına entalpiyi temsil eder.

Termal sistem tasarımlarını sadece termodinamiğin birinci yasasını dikkate yapmak sistemin doğru tasarlandığını göstermez. Bu yüzden termal sistemlerin tasarımlarında termodinamiğin ikinci yasasıyla ilişkili olan ekserji analizini de yapmak çok önemlidir. Ekserji, bir sistemin belirli bir ilk halden çevre haline tersinir bir hal değişimi geçirmesi sonucu o sistemden elde edilebilecek iş olarak tanımlanır. Akan bir maddenin birim kütle başına toplam termomekanik ekserjisi; nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilmeleri, potansiyel ve kinetik ekserjileri ve kimyasal ekserjisi ihmal edildiğinde denklem 2 ile ifade edilir [23]:

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2)$$

Burada ex ve s sırasıyla birim kütle başına ekserjiyi ve entropiyi temsil etmektedir. Akan bir maddenin toplam ekserjisi denklem 3 ile hesaplanır [23]:

$$\dot{E}_x = \dot{m}(ex) \quad (3)$$

Burada \dot{E}_x akan bir maddenin toplam ekserjisini göstermektedir. Sürekli akışlı bir sistemde ekserji, enerjinin aksine korunmaz ve yok olur. Yok olan ekserji, kaybolan iş miktarının bir ölçüsüdür. Bir sistemde yok olan ekserji; tersinmezlik veya ekserji yıkımı olarak adlandırılır [24]. Ekserji dengesini bir sisteme kurabilmek için tersinmezlik miktarını eşitliğe eklemek gerekir. Sürekli akışlı bir sistem için genel ekserji dengesi denklem 4 ile ifade edilir [23]:

$$\dot{I} = \dot{E}_x^{\dot{Q}} - \dot{E}_x^{\dot{W}} + \sum \dot{E}_{x,g} - \sum \dot{E}_{x,c} \quad (4)$$

Burada \dot{I} sistemde meydana gelen tersinmezliği, $\dot{E}_x^{\dot{Q}}$ ve $\dot{E}_x^{\dot{W}}$ sırasıyla seçilen kontrol hacminin sınırlarını ısıyla ve işle geçen ekserjiyi, $\dot{E}_{x,g}$ ve $\dot{E}_{x,c}$ kontrol hacmine giren ve kontrol hacminden çıkan maddenin ekserjisini temsil eder. Isı ile ekserji geçişi denklem 5 ile hesaplanır [13]:

$$\dot{E}_x^{\dot{Q}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q} \quad (5)$$

Burada T_0 referans çevrenin mutlak sıcaklığı, T_k ise ısı transferinin gerçekleştiği noktada sistemin mutlak sıcaklığıdır.

Ekserji elde edilebilecek maksimum iş olduğundan iş ile ekserji geçişi, işin kendisine eşittir ve denklem 6 ile hesaplanır [13]:

$$\dot{E}_x^{\dot{W}} = \dot{W} \quad (6)$$

1-6 numaralı denklemlerden faydalanarak santralin tüm elemanlarına uygulanan enerji ve ekserji denklilikleri Tablo 1'de verilmiştir.

Tabloda açıkça verilmeyen bazı parametreler 7-13 numaralı denklemlerle hesaplanabilir. Kazana giren kömürün yanmasıyla açığa çıkan toplam kimyasal enerji $\dot{E}_{yakıt}$ denklem 7 ile tanımlanır [13]:

Tablo 1. Santral elemanlarına ait enerji ve ekserji denge denklemleri.

Komponent	Enerji dengesi	Ekserji dengesi
Kazan	$\dot{E}_{yakıt} + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{15}$ $= \dot{E}_{12} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{bg}$ $+ \dot{Q}_{k,kazan}$	$\dot{I}_k = \dot{E}_{x_{yakıt}} + \dot{E}_{x_{11}} + \dot{E}_{x_{15}} - \dot{E}_{x_{12}} - \dot{E}_{x_{16}}$ $- \dot{E}_{x_{bg}}$
YBT	$\dot{E}_{12} = \dot{E}_{13} + \dot{E}_{14} + \dot{W}_{YBT} + \dot{Q}_{k,YBT}$	$\dot{I}_{YBT} = \dot{E}_{x_{12}} - \dot{E}_{x_{13}} - \dot{E}_{x_{14}} - \dot{E}_{x_{w,YBT}}$
OBT	$\dot{E}_{16} = \dot{E}_{17} + \dot{E}_{18} + \dot{E}_{19} + \dot{W}_{OBT} + \dot{Q}_{k,OBT}$	$\dot{I}_{OBT} = \dot{E}_{x_{16}} - \dot{E}_{x_{18}} - \dot{E}_{x_{17}} - \dot{E}_{x_{19}}$ $- \dot{E}_{x_{w,OBT}}$
ABT	$\dot{E}_{19} = \dot{E}_{20} + \dot{E}_{21} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{23} + \dot{E}_{24}$ $+ \dot{W}_{ABT} + \dot{Q}_{k,ABT}$	$\dot{I}_{ABT} = \dot{E}_{x_{19}} - \dot{E}_{x_{20}} - \dot{E}_{x_{21}} - \dot{E}_{x_{22}} - \dot{E}_{x_{23}}$ $- \dot{E}_{x_{24}} - \dot{E}_{x_{w,ABT}}$
KON	$\dot{E}_{24} + \dot{E}_{27} + \dot{E}_{41} + \dot{E}_{42}$ $= \dot{E}_1 + \dot{E}_{43} + \dot{Q}_{k,KON}$	$\dot{I}_{KON} = \dot{E}_{x_{24}} + \dot{E}_{x_{27}} + \dot{E}_{x_{41}} + \dot{E}_{x_{42}} - \dot{E}_{x_1}$ $- \dot{E}_{x_{43}}$
BSP1	$\dot{E}_1 + \dot{W}_{BSP1} = \dot{E}_2 + \dot{Q}_{k,BSP1}$	$\dot{I}_{BSP1} = \dot{E}_{x_1} - \dot{E}_{x_2} + \dot{E}_{x_{BSP1}}$
BSP2	$\dot{E}_7 + \dot{W}_{BSP2} = \dot{E}_8 + \dot{Q}_{k,BSP2}$	$\dot{I}_{BSP2} = \dot{E}_{x_7} - \dot{E}_{x_8} + \dot{E}_{x_{BSP2}}$
BFPT	$\dot{E}_{26} = \dot{E}_{27} + \dot{W}_{BFPT} + \dot{Q}_{k,BFPT}$	$\dot{I}_{BFPT} = \dot{E}_{x_{26}} - \dot{E}_{x_{27}} - \dot{E}_{x_{BFPT}}$
KBSI 1	$\dot{E}_2 + \dot{E}_{23} + \dot{E}_{29} = \dot{E}_3 + \dot{E}_{41} + \dot{Q}_{k,KBSI1}$	$\dot{I}_{KBSI1} = \dot{E}_{x_2} + \dot{E}_{x_{23}} + \dot{E}_{x_{29}} - \dot{E}_{x_3} - \dot{E}_{x_{41}}$
KBSI 2	$\dot{E}_3 + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{31} = \dot{E}_4 + \dot{E}_{28} + \dot{Q}_{k,KBSI2}$	$\dot{I}_{KBSI2} = \dot{E}_{x_3} + \dot{E}_{x_{22}} + \dot{E}_{x_{31}} - \dot{E}_{x_4} - \dot{E}_{x_{28}}$
KBSI 3	$\dot{E}_4 + \dot{E}_{21} + \dot{E}_{33} = \dot{E}_5 + \dot{E}_{30} + \dot{Q}_{k,KBSI3}$	$\dot{I}_{KBSI3} = \dot{E}_{x_4} + \dot{E}_{x_{21}} + \dot{E}_{x_{33}} - \dot{E}_{x_5} - \dot{E}_{x_{30}}$
KBSI 4	$\dot{E}_5 + \dot{E}_{20} = \dot{E}_6 + \dot{E}_{32} + \dot{Q}_{k,KBSI4}$	$\dot{I}_{KBSI4} = \dot{E}_{x_5} + \dot{E}_{x_{20}} - \dot{E}_{x_6} - \dot{E}_{x_{32}}$
Degazör	$\dot{E}_6 + \dot{E}_{35} + \dot{E}_{40} = \dot{E}_7 + \dot{Q}_{k,degazör}$	$\dot{I}_{Degazör} = \dot{E}_{x_6} + \dot{E}_{x_{40}} + \dot{E}_{x_{35}} - \dot{E}_{x_7}$
KBSI 5	$\dot{E}_8 + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{37} = \dot{E}_9 + \dot{E}_{34} + \dot{Q}_{k,KBSI5}$	$\dot{I}_{KBSI5} = \dot{E}_{x_8} + \dot{E}_{x_{17}} + \dot{E}_{x_{37}} - \dot{E}_{x_9} - \dot{E}_{x_{34}}$
KBSI 6	$\dot{E}_9 + \dot{E}_{25} + \dot{E}_{38} = \dot{E}_{10} + \dot{E}_{36} + \dot{Q}_{k,KBSI6}$	$\dot{I}_{KBSI6} = \dot{E}_{x_9} + \dot{E}_{x_{25}} + \dot{E}_{x_{38}} - \dot{E}_{x_{10}} - \dot{E}_{x_{36}}$
KBSI 7	$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{13} = \dot{E}_{11} + \dot{E}_{39} + \dot{Q}_{k,KBSI7}$	$\dot{I}_{KBSI7} = \dot{E}_{x_{10}} + \dot{E}_{x_{13}} - \dot{E}_{x_{11}} - \dot{E}_{x_{39}}$

$$\dot{E}_{yakıt} = \dot{m}_{yakıt}(AID)_{yakıt} \quad (7)$$

Burada $\dot{m}_{yakıt}$ kazanda yanan kömürün kütle debisini, $(AID)_{yakıt}$ ise kömürün alt ısıl değerini gösterir. Santralde kullanılan yakıtın alt ısıl değeri 25791 kJ/kg'dır.

Kazanda kömürün yanmasıyla açığa çıkan toplam yakıt ekserjisi $\dot{E}_{x_{yakıt}}$ denklem 8 ile hesaplanır [13]:

$$\dot{E}_{x_{yakıt}} = \dot{m}_{yakıt}(ex)_{yakıt} \quad (8)$$

Burada $(ex)_{yakıt}$ yakıtın birim kütle başına ekserjisidir. Kotas katı fosil yakıtların ekserjisini hesaplayabilmek için 9 numaralı denklemdaki korelasyonu önermiştir [24].

$$ex_{yakıt} = [AID_{yakıt} + 2442w]\varphi_{kuru} + 9417s \quad (9)$$

$$\varphi_{kuru} = 1.0437 + 0.1882\frac{h}{c} + 0.0610\frac{o}{c} + 0.0404\frac{n}{c} \quad (10)$$

Burada h, o, c, n, s ve w ifadeleri sırasıyla yakıt içindeki hidrojen (H), oksijen (O), karbon (C), azot (N), kükürt (S) ve nemin kütle oranlarıdır. Santralde kullanılan yakıtın yapılan elementel analizi sonucunda içeriğinde % 66.01 C, % 3.66 O, %4.16 O, % 1.5 N, % 0.9 S, % 10 nem ve %13.72 kül belirlenmiştir.

Baca gazlarıyla çevreye olan ısı transferi \dot{E}_{bg} denklem 11 ile hesaplanır [24]:

$$\dot{E}_{bg} = \sum_{i=1}^n \dot{n}_k [\bar{h}_k(T_{bg}) - \bar{h}_k(T_0)] \quad (11)$$

Burada \dot{n}_k baca gazı içindeki k bileşenin molar debisini, $\bar{h}_k(T_{bg})$ ve $\bar{h}_k(T_0)$ sırasıyla k bileşenin baca gazı ve çevre sıcaklığındaki birim mol başına entalpisini ifade eder. Baca gazlarının kimyasal potansiyeli referans çevrenin kimyasal potansiyelinden farklı olduğundan baca gazlarının ekserjisini hesaplayabilmek için termomekanik ekserjinin yanında kimyasal ekserjiyi de dikkate almak gerekir. Bu durumda baca gazlarının toplam ekserjisi denklem 12 ile hesaplanır [24]:

$$\begin{aligned} \bar{e}x_{bg} = & \sum_{i=1}^n y_k \bar{c}_{p,0k} (T_{bg} - T_0) - T_0 \sum_{i=1}^n y_k \bar{c}_{p,0k} \ln \left(\frac{T_{bg}}{T_0} \right) - T_0 \bar{R} \ln \left(\frac{P_{bg}}{P_0} \right) + \sum_{i=1}^n y_k \bar{e}x_k^{st} \\ & + T_0 \bar{R} \sum_{i=1}^n y_k \ln y_k \end{aligned} \quad (12)$$

Burada $\bar{e}x_{bg}$ baca gazlarının birim mol başına toplam ekserjisini, y_k ideal gaz karışımı içindeki k bileşenin mol oranını, $\bar{c}_{p,0k}$ ortalama özgül ısısını, $\bar{e}x_k^{st}$ k bileşenin standart kimyasal ekserjisini, \bar{R} ise evrensel gaz sabitini temsil eder. Denklem 11 ve denklem 12'de bulunan değişkenlerin değerleri Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Baca gazı bileşenlerinin mol oranları ve ilgili termodinamik özellikleri.

Madde	y_k (%)	$\bar{e}x_k^{st}$ (kJ/kmol)	$\bar{c}_{p,0k}$ (kJ/kmolK)	$\bar{h}_k(T_{bg} = 127^\circ\text{C})$ (kJ/kmol)	$\bar{h}_k(T_0 = 25^\circ\text{C})$ (kJ/kmol)
O ₂	6.56	3970	28.41	11711	8682
CO ₂	12.91	20140	39.88	13372	9364
H ₂ O	6.67	11710	33.50	13356	9904
N ₂	80.48	720	29.39	11640	8669

Toplam baca gazı ekserjisi ise denklem 13 ile hesaplanır [24]:

$$\dot{E}_{x_{bg}} = \dot{n}_{bg} \bar{e}x_{bg} \quad (13)$$

Burada \dot{n}_{bg} baca gazının molar debisidir.

Termik santralin genel verimi olarak da bilinen birinci yasa verimi η_I denklem 14 ile hesaplanır [25]:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{yakıt}} \quad (14)$$

Burada \dot{W}_{net} santralde üretilen net elektrik miktarını temsil eder. Termik santralin ikinci yasa verimi η_{II} ise denklem 15 ile hesaplanır [25]:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{x_{yakıt}}} \quad (15)$$

IV. BULGULAR VE TARTIŞMA

Süper kritik santrale ait veriler %80 yükteki çalışma koşulunda temin edilmiştir. Her bir akım noktasına ait kütle debisi, basınç, sıcaklık, entalpi ve entropi gibi termodinamik özellikler Tablo 3'te verilmiştir.

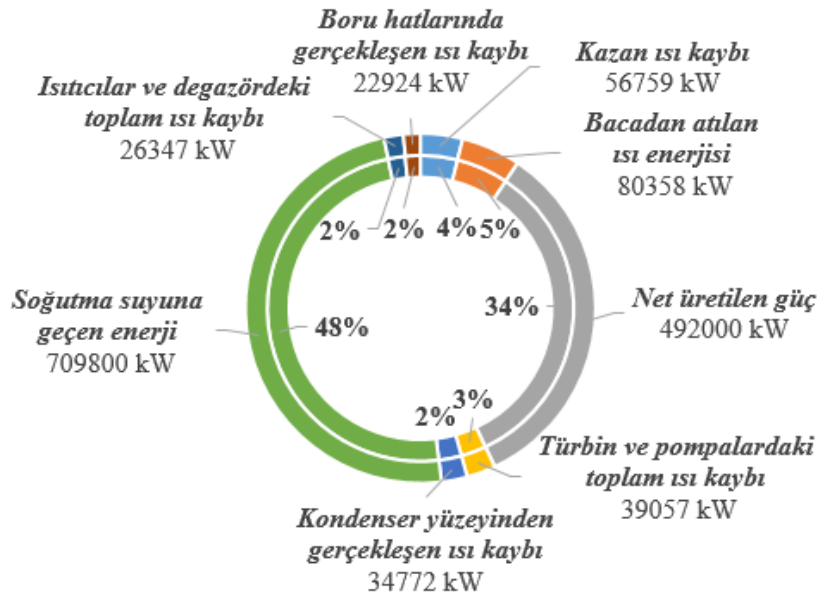
Tablo 3. Akım noktalarına ait kütle debileri ve termodinamik özellikler.

Akım no	\dot{m} (kg/s)	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
0	-	101.325	25	104.83	0.3672	-
1	376	5	33	138	0.478	0.15
2	376	2700	34	142	0.491	1.28
3	376	2500	55	230	0.768	5.7
4	376	1500	75	314	1.016	15.8
5	376	1200	96	402	1.262	30.5
6	376	980	140	589	1.750	72
7	508	980	178	756	2.129	129
8	508	29960	185	786	2.188	139
9	508	29500	210	898	2.425	180
10	508	29000	252	1096	2.810	263
11	508	28870	281	1242	3.077	330
12	508	24200	566	3397	6.344	1512
13	43	6366	355	3057	6.356	1168
14	465	4170	315	2995	6.404	1091
15	420	4087	305	2972	6.372	1076
16	420	3962	566	3520	7.181	1385
17	20	1920	458	3284	7.306	1111
18	42	1017	364	3188	7.349	1003
19	358	997	365	3190	7.352	1005
20	28	399	257	2979	7.407	775
21	14	106	125	2726	7.488	499
22	13	47	79	2643	7.620	377
23	15	19	59	2607	8.050	213
24	288	5	33	2560	8.402	60.8
25	45	4270	308	2966	6.322	1087
26	18	966	355	3172	7.319	996
27	18	6	38	2568	8.320	93
28	55	46	62	260	0.857	9.2
29	55	19	62	260	0.857	9.2
30	42	104	83	348	1.111	21.5
31	42	46	83	348	1.111	21.5
32	28	393	104	436	1.352	37.7
33	28	104	104	436	1.352	37.7
34	108	1786	190	807	2.236	145
35	108	902	190	807	2.236	145
36	88	3964	216	925	2.480	191
37	88	1786	216	925	2.480	191
38	43	3964	260	1134	2.885	279
39	43	4170	260	1134	2.885	279
40	24	966	355	3169	7.319	993
41	79	19	39	164	0.560	1.72
42	16900	-	20	84	0.296	0.39
43	16900	-	30	126	0.437	0.37

Termodinamiğin 1. yasası olan enerjinin korunumu yasasının santral elemanlarına uygulanmasıyla elde edilen sonuçlar Tablo 4'te detaylı bir şekilde verilmiştir. Süper kritik kazanda kömürün yakılmasıyla 1462017 kW ısı enerjisi açığa çıkmıştır. Açığa çıkan ısı enerjisinin 492000 kW'lık kısmı jeneratörde elektrik enerjisi olarak üretilmiştir. Kondenserde türbinden çıkan yaş buharı yoğunlaşturma amacı ile soğutma suyuna verilen ısı enerjisinin de oldukça büyük ve 709800 kW ısı gücünde olduğu belirlenmiştir. Enerjinin korunumu ekseninde düşünüldüğünde bu değer çok büyük olmasının nedeni; türbinden çıkan yaş su buharının toplam entalpisinin, pompaya girmeden önceki sıvı durumdaki toplam entalpisine göre çok büyük olmasındandır. Aynı durum, kondensere giren-çıkan soğutma suyu kütledebisinin çok yüksek olması ve dolayısıyla sıcaklık farkının nispeten düşük olmasıyla da açıklanabilir. Fakat burada soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklıklarının düşük olduğunu ve soğutma suyuna aktarılan ısı enerjisinin nicelik bakımından çok büyük bir değer aldığını vurgulamak gerekir. Kazandaki ısı kayıplarından kaynaklanan enerji kaybı 56759 kW ve baca gazları ile çevreye atılan ısı enerjisi ise 80358 kW olarak hesaplanmıştır. Türbin ve pompa gibi iş üreten ve tüketen elemanların dış yüzeylerinden gerçekleşen ısı kaybı 39057 kW, ön ısıtıcılar ve degazörün dış yüzeylerinden kaybolan ısı enerjisinin 26347 kW, kondanser dış yüzeyinden çevreye gerçekleşen ısı kaybının 34772 kW ve boru hatlarının dış yüzeyinden gerçekleşen ısı kaybının ise 22924 kW olduğu hesaplanmıştır.

Tablo 4. Santrale ait enerji analiz sonuçları.

	Giren (kW)	Çıkan (kW)	Giren (%)	Çıkan (%)
Santrale giren yakıt enerjisi	1462017		100.00	
Kazan ısı kaybı		56759		3.9
Bacadan atılan ısı enerjisi		80358		5.5
Net üretilen güç		492000		33.65
Türbin ve pompalardaki toplam ısı kaybı		39057		2.65
Kondenser yüzeyinden gerçekleşen ısı kaybı		34772		2.4
Soğutma suyuna geçen enerji		709800		48.5
Isıtıcılar ve degazördeki toplam ısı kaybı		26347		1.8
Boru hatlarında gerçekleşen ısı kaybı		22924		1.6
Toplam	1462017	1462017	100.00	100



Şekil 2. Santral elemanlarındaki enerji dağılımının grafiksel gösterimi.

Enerji analiziyle elde edilen sayısal sonuçların yanında, kazanda açığa çıkan yakıt enerjisinin ne kadarlık kısmıyla elektrik üretildiğini ve diğer kalan kısımların hangi ekipmanlarda harcandığını yüzdelik olarak ifade etmek analizi daha anlamlı hale getirir. Bu nedenle, santrale giren yakıt enerjisinin (%100) enerji dağılımı oransal olarak Şekil 2’de detaylı bir biçimde gösterilmiştir. Buna göre; santrale giren yakıt enerjisinin %48.5’lik kısmı soğutma suyuna transfer edilmektedir. Bu oran çok yüksek olsa da, santralin termodinamik çevrimini gerçekleştirebilmek ve net iş üretebilmek için harcanması gereken bir enerjidir. Kazanda açığa çıkan ısı enerjisinin %33.65 oranlık kısmıyla net elektrik üretilmiştir. Buna göre santralin genel enerji verimi %33.65’tir Açığa çıkan enerjinin %5.5’i bacadan atmosfere atılırken, %3.9’u kazan çevre yüzeyinden ısı kaybı olarak gerçekleşmiştir. Ayrıca %2.65’i pompa ve türbin gibi iş üreten/tüketen makinelerin dış yüzeylerinden, %2.4’ü kondanserin dış yüzeyinden, %1.8’i ön ısıtıcılar ve degazörün dış yüzeyinden, %1.6’sı boru hatlarının dış yüzeyinden ısı kaybı olarak gerçekleşmiştir.

Termodinamiğin 1. ve 2. yasalarını kombine bir biçimde içeren ekserji analiz sonuçları Tablo 5’te verilmiştir. Tablodan da anlaşılacağı üzere, kömürün süper kritik kazanda yanmasıyla ortaya çıkan yakıt ekserjisi 1565829 kW hesaplanmıştır. Santralde üretilen elektrik, iş türü bir enerji olduğundan ve ekserji bir sistemden elde edilebilecek maksimum iş potansiyeli olarak tanımlandığından santralde enerji analizi yöntemiyle hesaplanan net elektrik değeri, santralde üretilen net ekserji değerine eşit ve 492000 kW olmuştur.

Tablo 5. Santrale ait ekserji analiz sonuçları.

	Giren (kW)	Çıkan (kW)	Giren (%)	Çıkan (%)
Santrale giren yakıt ekserjisi	1565829		100	
Kazanda gerçekleşen tersinmezlik		770784		49.23
Baca gazı ekserjisi		65317		4.17
Net üretilen güç		492000		31.42
Türbin ve pompalardaki toplam tersinmezlik		181680		11.60
Kondenserdeki tersinmezlik		19094		1.22
Soğutma suyuna geçen ekserji		338		0.02
Isıtıcılar ve degazördeki toplam tersinmezlik		19758		1.26
Boru hatlarındaki tersinmezlik		16858		1.08
Toplam	1565829	1565829	100	100

Kazanda gerçekleşen tersinmezliklerin değeri (yok olan ekserji) 770784 kW olarak hesaplanmıştır. Kazanda gerçekleşen tersinmezliklerin başlıca nedenleri yanma reaksiyonu sırasında gerçekleşen tersinmezlikler, yanma sonu ürünleri ile kazanda dolaşan su arasında sonlu sıcaklık farkında gerçekleşen ısı transferi, suyun kazan boruları içinde dolaşırken basıncındaki düşüşe dayalı tersinmezlikler ve kazan dış yüzeyinden gerçekleşen ısı transferine bağlı tersinmezlikler olarak sıralanabilir. Kazanda gerçekleşen tersinmezlikler belirli bir ölçüde kazanda yapılabilecek iyileştirmeler ile azaltılabilir. Kazan yüzeyinden gerçekleşen ısı kaybını azaltarak kazanın hem enerji verimi hem de ekserji verimi artırılabilir. Ayrıca yanma reaksiyonunu daha verimli gerçekleştirerek ekserji verimi belirli bir ölçüde arttırılabilir. Ancak bu durum için çaba harcarsa da yanma işlemlerinde her zaman yüksek oranlarda tersinmezlikler ortaya çıkar.

Kazandan atılan baca gazlarının ekserjisi 65317 kW olarak hesaplanmıştır. Bu ekserji değerini, yanma sonu ürünlerini farklı bir proste kullanarak azaltmak mümkündür. Böyle bir prosesin santrale entegre edilmesiyle baca gazı çıkış sıcaklığını azaltmak mümkün görünmektedir. Ancak bu sıcaklık, baca gazları içinde bulunan SO_2 bileşeninin hava içinde bulunan nem ile birlikte yoğunlaşarak santral elemanlarına ve çevreye muhtemel zararlı etkilerini önleyecek bir sıcaklık olarak seçilmelidir.

Türbin ve pompalardaki toplam tersinmezlik 181680 kW olarak hesaplanmıştır. Bu elemanlardaki tersinmezliklerin nedeni sıkıştırma/genişleme hal değişimleri sırasındaki entropi üretiminden kaynaklanır. Bu entropi üretiminin nedeni, bu elemanlardaki hidrolik, ısı ve mekanik kayıplardır. Bu

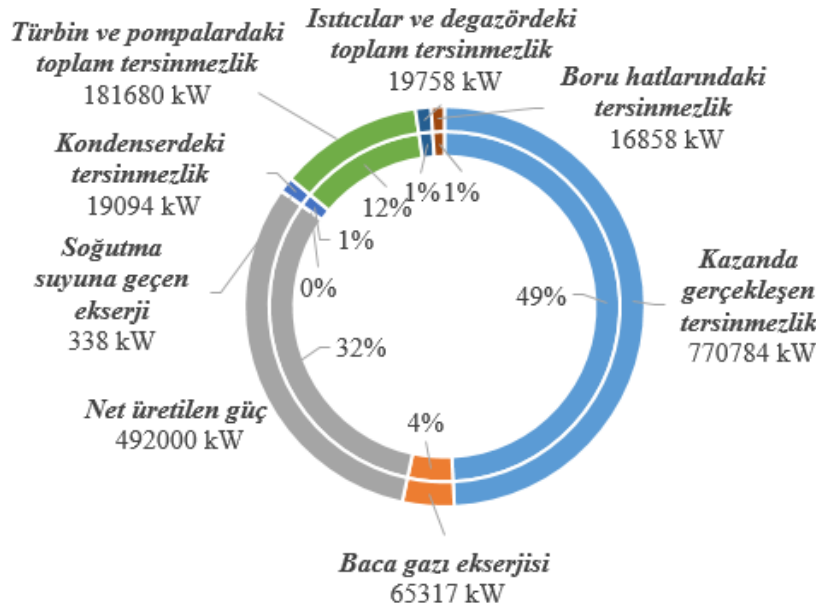
elemanlardaki tersinmezliği, elemanların izentropik, mekanik ve ısıl verimini artırarak azaltmak mümkündür.

Kondenserde gerçekleşen tersinmezlik 19094 kW olarak hesaplanmıştır. Kondenserde gerçekleşen tersinmezliğin nedeni ise türbinden çıkan ıslak su buharının yoğunlaşması için soğutma suyuna gerçekleşen ısı transferi ile kondanser dış yüzeyinden gerçekleşen ısı kaybıdır. Bu durum, türbin çıkışındaki yaş buharın sıcaklığı ile soğutma suyu sıcaklığını birbirine yaklaştırarak azaltılabilir. Ancak bunun için ısı transferi yüzey alanı çok daha büyük bir kondensere ihtiyaç vardır. Bu ise ekstra bir maliyettir. Ayrıca ısı değiştiricilerindeki maksimum etkinliği sağlayabilmek için sıcak akışkanın ısı değiştiriciden çıkış sıcaklığının soğuk akışkanın ısı değiştiriciden çıkış sıcaklığından genelde minimum 10 °C yüksek olması istenir (pinch point method).

Soğutma suyuna aktarılan ekserji 338 kW olarak hesaplanmıştır. Bunun nedeni, soğutma suyu sıcaklığının referans sıcaklığa çok yakın olmasıyla açıklanabilir. Dikkat edildiğinde, enerji analizinde soğutma suyuna aktarılan ısı enerjisinin, kazanda açığa çıkan yakıt enerjisinin yarısı olmasına rağmen ekserji analizinde soğutma suyuna aktarılan ekserjinin çok küçük bir değer olduğu görülebilir. Bu durum termal sistem tasarımlarında ekserji analizinin, sistem elemanlarındaki termodinamik verimsizliklerin yerini belirlemede ne kadar önemli bir metot olduğunu gösterir.

Isıtıcılar ve degazördeki toplam tersinmezlik 19758 kW olarak hesaplanmıştır. Bu elemanlardaki tersinmezliklerin nedeni, elemanlar içindeki akışkanların birbirleri arasındaki ısı transferi ve elemanların dış yüzeylerinden gerçekleşen ısı kayıplarıdır.

Boru hatlarında gerçekleşen tersinmezlik ise 16858 kW olarak hesaplanmıştır. Boru hattındaki tersinmezlikler, boru hatlarındaki basınç kayıpları ile boru dış yüzeyinden gerçekleşen ısı kayıplarından kaynaklanır. Bu tersinmezlik değerini boru hattındaki ısı kayıplarını azaltarak aşağıya çekmek mümkündür.



Şekil 3. Santralde elemanlarındaki ekserji dağılımının grafiksel gösterimi.

Yakıttan elde edilen ekserjinin oransal olarak hangi elemanlarda tüketildiği, nerelerde kaybolduğu ve ne kadarı ile net ekserji üretildiği Şekil 3'te grafiksel biçimde verilmiştir. Yakıt ekserjisinin %100 olduğu kabul edilerek, bu yakıt ekserjisinden %31.42 oranında net elektrik üretildiği hesaplanmıştır. Buna göre santralin ikinci yasa verimi olarak da bilinen ekserji verimi %31.42 olarak hesaplanmıştır.

Santralde oransal olarak en fazla tersinmezlik %49.23 oranında kazanda gerçekleşmiştir. Enerji analizinde yakıt enerjisinin %48.5'lik kısmının kondenserde soğutma suyuna aktarıldığı vurgulanırken, ekserji analizinden yakıt ekserjisinin neredeyse yarısının kazanda yok edildiği görülmektedir. Bu sonuç, yukarıda da ifade edildiği gibi ekserji analiz metodunun gerçek termodinamik verimsizliklerin yerini belirlemede çok güçlü bir analiz metodu olduğunu gösterir. Kazandan sonra en fazla tersinmezlik %11.6 oranında türbin ve pompalarda gerçekleşmiştir. Baca gazlarıyla atılan ekserji oranı ise %4.17'dir. Kondenserdeki, ısıtıcı ile degazördeki ve boru hatlarındaki toplam tersinmezlik oranları sırasıyla %1.22 ve %1.26 ve %1.08 olarak hesaplanmıştır. Soğutma suyuna atılan ekserji ise oransal olarak en küçük ve değeri %0.02'dir.

V. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada kömür yakıtlı süper kritik bir santralin termodinamik performansını incelemek amacıyla, santraldeki her bir elemana enerji ve ekserji dengeleri uygulanmış, bu elemanlardaki enerji kayıpları ve tersinmezliklerin değeri hesaplanmıştır. Yapılan araştırmadan öne çıkan sonuçlar şu şekildedir.

- Kömür yakıtlı süper kritik termik santralin enerji verimi %33.65, ekserji verimi ise %31.42 olarak hesaplanmıştır.
- Kömürün yanmasıyla açığa çıkan yakıt enerjisinin %48.5'lik kısmının oransal olarak en fazla kondenserde soğutma suyuna transfer edildiği hesaplanmıştır.
- Kömürün yanmasıyla açığa çıkan yakıt ekserjisinin %49.23'lük kısmının oransal olarak en fazla kazanda yok edildiği hesaplanmıştır.
- Yakıt enerjisinin %5.5'lik kısmının, yakıt ekserjisinin %4.17'lik kısmının baca gazlarıyla atmosfere atıldığı belirlenmiştir.

Yukarıda sonuçlardan çıkarılabilecek en önemli sonuç, termik santrallerin sadece elektrik üretimi baz alınarak tasarlanmaması gerektiğidir. Termik santraller ısı ve işin aynı anda üretildiği kojenerasyon bir tesise dönüştürülerek üretilen ısı, bölgesel ısıtma ve konutların sıcak su ihtiyacını karşılamak amacıyla kullanıldığında santrallerin enerji verimleri artırılabilir. Bu tür dönüşümler gerçekleştirilirse, çevreye atılacak gazların etkilerinde nispeten iyileşme ve kullanılan yakıt miktarlarında azalma olacak, bunun sonucu olarak da çevre kirliliği ve enerji kaynaklarındaki yurt dışı bağımlılığı azalacaktır. Ayrıca, mevcut santrallerde yoğunlaşmalı kondenser (ısı pompası) kullanılmasıyla yüksek sıcaklıktaki soğutucu akışkan sıcaklığından yararlanılması daha etkin olacaktır. Benzer biçimde, baca gazlarından da ek enerji kaynağı olarak yararlanılabilir. Sistem performansını artırmak için yapılan iyileştirmelerde maliyet de çok önemlidir. Bu yüzden iyileştirmelerde termoekonomik analizlerin de yapılması oldukça önemlidir.

TEŞEKKÜR: Yazarlar, bu çalışma kapsamında sağladıkları her türlü bilgi ve destekten ötürü Eren Enerji yönetici ve çalışanlarına teşekkürlerini sunar.

VII. KAYNAKLAR

- [1] D. Uysal ve H. Yapraklı, “Kişi başına düşen gelir, enerji tüketimi ve karbondioksit (CO₂) emisyonu arasındaki ilişkinin yapısal kırılmalar altında analizi: Türkiye örneği,” *Sosyal Ekonomik Araştırmalar Dergisi.*, c. 16, s. 31, ss. 186–202, 2016.
- [2] IEA. (2021, June 27). *International Energy Agency* [Online]. Available: <https://www.iea.org>.
- [3] J. Paska and T. Surma, “Electricity generation from renewable energy sources in Poland,” *Renewable Energy*, vol. 71, pp. 286–294, 2014.
- [4] BP Statistics. (2021, June 27). *BP Statistical Review of World Energy 68th edition*. [Online].

Available:<https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>.

- [5] A. J. Omosanya, E. T. Akinlabi, and J. O. Okeniyi, "Overview for Improving Steam Turbine Power Generation Efficiency," *Journal of Physics: Conference. Series*, vol. 1378, no. 3, pp:1-8, 2019.
- [6] J. S. Gaffney and N. A. Marley, "The impacts of combustion emissions on air quality and climate - From coal to biofuels and beyond," *Atmospheric Environment*, vol. 43, no. 1, pp. 23–36, 2009.
- [7] TEİAŞ. (2021, Mayıs 20). *Yük tevzi dairesi başkanlığı - Kurulu güç raporu-Mayıs 2021* [Çevrimiçi]. Erişim: <https://www.teias.gov.tr/tr-TR/kurulu-guc-raporlari>.
- [8] C. Xu, G. Xu, S. Zhao, W. Dong, L. Zhou, and Y. Yang, "A theoretical investigation of energy efficiency improvement by coal pre-drying in coal fired power plants," *Energy Conversion and Management*, vol. 122, pp. 580–588, 2016.
- [9] Z. Ma, Z. Li, J. Jiang, J. Deng, Y. Zhao, S. Wang, and L. Duan, "PM2.5 emission reduction by technical improvement in a typical coal-fired power plant in China," *Aerosol and Air Quality Research*, vol. 17, no. 2, pp. 636–643, 2017.
- [10] M. Başaran, "Kömürlü termik santrallarda verimlilik çalışmaları ve kazanımlar," *Mühendis ve Makine*, c. 52, s. 617, ss. 116-124, 2011.
- [11] M. Kopac and A. Hilalci, "Effect of ambient temperature on the efficiency of the regenerative and reheat Çatalağzı power plant in Turkey," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, no. 8–9, pp. 1377–1385, 2007.
- [12] H.İ. Topal, M. Kopaç, and M. Eyriboyun, "The feasibility energy analysis of Çatalağzı Thermal Electricity power plant for district heating application," *Journal of Thermal Science and Technology*, vol. 37, no. 1, pp. 139–146, 2017.
- [13] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. Moran, *Thermal design and optimization*, 1st ed., New York, United States, 1996, John Wiley & Sons, ch. 3, pp. 113-162.
- [14] P. Regulagadda, I. Dincer, and G. F. Naterer, "Exergy analysis of a thermal power plant with measured boiler and turbine losses," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 8–9, pp. 970–976, 2010.
- [15] H. H. Erdem, A. V. Akkaya, B. Cetin, A. Dagdas, S. H. Sevilgen, B. Sahin, I. Teke, C. Gungor, and S. Atas, "Comparative energetic and exergetic performance analyses for coal-fired thermal power plants in Turkey," *International Journal of Thermal Science*, vol. 48, no. 11, pp. 2179–2186, 2009.
- [16] T. Ganapathy, N. Alagumurthi, R. P. Gakkhar, and K. Murugesan, "Exergy analysis of operating lignite fired thermal power plant," *Journal of Engineering Science and Technology Review*, vol. 2, no. 1, pp. 123–130, 2009.
- [17] A. Ehsana and M. Z. Yilmazoglu, "Design and exergy analysis of a thermal power plant using different types of Turkish lignite," *International Journal of Thermodynamics*, vol. 14, no. 3, pp. 125–133, 2011.
- [18] S. Mehdi and V. Amir, "The Effect of Ambient Temperature to Power Plant Efficiency," *2nd International Conference on Mechanical, Production and Automobile Engineering*, Singapore, 2012, pp. 248–252.
- [19] D. Sharma and T. A. Khan, "Exergy Analysis of Boiler in Thermal Power Plant," *Global Sci-Tech*, vol. 8, no. 3, pp. 1428-1440, 2016.

- [20] F. Ünal ve D. B. Özkan, “Tunçbilek Termik Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi,” *Tesisat Mühendisliği*, s. 143, ss. 5–13, 2014.
- [21] I. H. Aljundi, “Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, no. 2–3, pp. 324–328, 2009.
- [22] N. K. Rude, H. S. Aamir, and M. D. A. Ahmad, “Case Study of Supercritical Boiler Technology,” *International Research Journal of Engineering Technology*, vol. 5, no. 6, pp. 2614–2617, 2018.
- [23] A. Ustaoglu, “Jeotermal enerji kaynaklı ara ısıtım organik Rankine çevriminin konvansiyonel ve ileri ekserji analizi,” *Düzce Üniversitesi Bilim ve Mühendislik Dergisi*, c. 8, s. 1, ss. 783–800, 2020.
- [24] T. J. Kotas, *The exergy method of thermal plant analysis*, 1st ed., London, Great Britain, Butterworths: Anchor Brendow Ltd., 1985, London, ch. Appendix C, pp. 267-269.
- [25] C. Yılmaz, “Exergoeconomic analysis of an industrial cogeneration cooling system powered by natural gas fueled diesel engine,” *Düzce University Journal of Science & Technology*, vol. 8, no. 1, pp. 437–452, 2020.