



BİR KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİNİN EKSERJİ ANALİZİ

Ahmet COŞKUN*, Mohammed Ghazy Habbeb Al-TALABANI²

¹ Süleyman Demirel Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Müh. Böl, Isparta
² Kerkük Teknik Üniversitesi, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisliği Bölümü, IRAK

Anahtar Kelimeler

*Kombine çevrim santrali,
Doğal gaz,
Durum çalışması,
Termodinamik performans,
Ekserji analizi.*

Özet

Bu çalışmada, Aliğa Gaz Türbinleri ve Kombine Çevrim Santraline termodinamiğin I. ve II. yasaları aracılığıyla, enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Santralin akış şemasına bağlı olarak her bir ünitenin giriş ve çıkış noktaları belirlenmiştir. Belirlenen noktaların termodinamik özellikleri (Sıcaklık, basınç ve kütesel debi) santralden anlık olarak alınmıştır. Alınan bu özellikler ile her bir noktanın entalpileri, entropileri ve ekserjileri sayısal olarak EES (Engineering Equation Solver) paket programı yardımıyla hesaplanmıştır.

Yapılan hesaplamalar sonunda santralin I. ve II. yasa verimleri sırasıyla % 32.8 ve % 43.4 olarak belirlenmiştir. Sonuç olarak; her bir üniteye enerji ve ekserji analizleri uygulanarak santralde en fazla ekserji yıkımının sırasıyla yanma odası, ısı kazanı, yoğuşturucu, ünitelerinde olduğu, diğer ünitelerde ise ekserji yıkımının düşük bir şekilde meydana geldiği belirlenmiştir. Santraldeki ekserji yıkımlarının azaltılması ile verimde artışın sağlanacağı ön görülmektedir. Verim artışına paralel olarak enerji maliyetleri azalacak ve çevreye salınan zararlı emisyonlarda düşüş meydana gelecektir.

EXERGY ANALYSIS OF A COMBINED CYCLE POWER PLANT

Keywords

*Combined power plant,
Natural gas,
Case study,
Thermodynamic
performance,
Exergy analysis.*

Abstract

In this study, by using the first and second law of thermodynamics the energy and exergy analyses have been applied to the Aliaga Gas turbines and combined power plant cycle. Depending on the power plant flow charts diagram the input and output points for each unites have been determined. The thermodynamic properties (e.g., temperature, pressure and mass flow rate) of the specified points momentarily were collected from the power plant cycle. By using these properties, the enthalpy, entropy and exergy quantity were calculated for each point in Engineering Equation Solver (EES) programs.

The results of the study show that the efficiencies for the first and second laws of thermodynamics are found as 32.8 % and 43.4 % respectively. As a result; when the energy and exergy analyses were applied for each unit of the power plant, the maximum exergy destruction was in turn-combustion chamber, boiler, condenser; and the exergy destruction in other units was found to be very low. When reducing the exergy destruction in the power plant, its efficiency is expected to increase. The increased efficiency is parallel with energy cost decreased, and thus it will be occurred the decline in harmful emissions released to the environment.

Alıntı / Cite

Coşkun, A., Al-Talabani, M.G.H., (2017). Bir Kombine Çevrim Santralinin Ekserji Analizi, *Journal of Engineering Sciences and Design*, 5(3), 537-545

Yazar Kimliği / Author ID (ORCID Number)

A. Coşkun, 0000-0002-3351-4898

* İlgili yazar / ahmetcoskun@sdu.edu.tr, +90-246-211-1253

M. G. H. Al-Talabani, 0000-0002-6372-3789

Başvuru Tarihi / Submission Date	08.02.2017
Revizyon Tarihi / Revision Date	05.08.2017
Kabul Tarihi / Accepted Date	26.09.2017
Yayın Tarihi / Published Date	18.12.2017

1. Giriş

Dünyadaki enerji üretiminde öncelikli kaynaklar petrol, doğalgaz ve kömür gibi yenilenemeyen ve çevreyi kirleten enerji kaynaklarıdır. Fakat, doğalgazın çevreyi daha az kirletmesinden dolayı enerji üretimindeki payı gün geçtikçe artmaktadır. Enerji gün geçtikçe hayatımızın daha da önemli bir parçası olmaktadır. Sınırlı doğal kaynaklardan elde edilen bu enerjiler, talep artışına bağlı olarak daha değerli hale gelmektedir (Sevilgen, 2004). Gelişmekte olan ülkelerin enerji ihtiyaçları artarak devam etmektedir. Enerjiye olan talep, yeni enerji santrallerine yapılan yatırımlarla sağlanabilmektedir. Yatırımlara ilave olarak, mevcut santrallerin performans iyileştirilmesine de gidilmektedir. Mevcut santrallerin performansının iyileştirilmesi için santrallere yeni üniteler eklenmektedir. Ayrıca iyileştirmeler, mevcut santrallerin çalışma parametrelerinin optimum değerlere getirilmesi ile sağlanabilmektedir. Bu sebeple, elektrik enerjisi üreten mevcut santrallere belirli iyileştirmeler uygulanarak verimleri artırılmalı, santrallerin her bir ünitesindeki kayıplar da en aza indirilmelidir. Bu özellikle az bir yatırım ile sağlanacak kapasite artışı, pik yüklerin karşılanmasında önemli bir avantaj sağlayabilmektedir (Rahim, 2011).

2. Bilimsel Yazın Taraması

Literatürde termik ve kombine santrallerin enerji ve ekserji analizleri, performans iyileştirmeleri üzerine birçok çalışma mevcuttur. Kwak vd. (2003), 500 MW'lık kombine güç santralının ekserji ve termoekonomik analizini yapmışlardır. Santralin her bir ünitesine ekserji ve ekserji maliyet denklemleri uygulanmıştır. Santralin maliyetlerinin belirlenebilmesi için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Balli ve Aras (2007), Eskişehir'de çalışan bir kombine güç santralının enerji analizini yapmışlardır. Kombine güç santralının ünitelerine kütle ve enerji denklemleri uygulanmıştır. Toplam enerji çıktısı göz önüne alınarak; gaz türbini çevrimi, ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü, buhar çevrimi ve kombine güç santralının ısı verimlerini sırasıyla; % 95.3, % 83.56, % 76.7 ve % 79.3 olarak hesaplanmıştır. Ust vd. (2007), tersinmez bir rejeneratörlü gaz türbini kojenerasyon sisteminin ekserjetik performans katsayısına göre optimizasyonunu ve performans analizini yapmışlardır. Santralin toplam ekserji çıktısına göre

optimum tasarım ve performans parametreleri araştırılmıştır. Aljundi (2009), mevcut bir güç santralının enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmiştir. Yapılan çalışmada, sistemin her bir ünitesinin ayrı ayrı olarak enerji ve ekserji kayıplarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Ayrıca, analizler üzerine çevre şartlarının etkisi de sunulmuştur. Kazan ve yoğunlaştırıcı da enerji kayıpları sırasıyla 13 MW ve 134 MW olarak belirlenmiştir. Toplam ekserji yıkımının % 77'si kazanda meydana gelirken, türbinde % 13, yoğunlaştırıcı ise % 9 olarak hesaplanmıştır. Isıl ve ekserjetik verimler ise sırasıyla % 26 ve % 25 olarak hesaplanmıştır. Goodarzi vd. (2014) yaptıkları çalışmada rejeneratörlü Brayton ve ters Brayton çevrimlerini rejeneratörsüz bir çevrime göre ısı verimlilik bakımından kıyaslamışlardır. Rejeneratörlü Brayton ve ters Brayton çevrimleri, rejeneratöre giren havanın kısmi olarak by-pass edilmesiyle iyileştirilmiştir. Kompresör basınç oranları esas alınarak, by-pass edilen havanın kütsel debisinin çevrimlerin performansına olan etkileri analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, birinci kompresörün basınç oranı arttıkça ısı verim ve net güç artmaktadır. Bolatturk vd. (2015), Çayırhan termik santralının termodinamik ve eksergoekonomik analizlerini yapmışlardır. Santralin her bir ünitesinin giriş ve çıkış noktalarının termodinamik özellikleri belirlenmiştir. Elde edilen özellikler yardımıyla, santralin ısı ve ekserjetik verimleri sırasıyla % 38 ve % 53 olarak bulunmuştur. Santralde en yüksek ekserji kayıpları sırasıyla kazan, türbin grupları, yoğunlaştırıcı, ısıtıcı grubu ve pompa grupları olarak belirlenmiştir. Ekserji maliyetleri kaybı ise sırasıyla kazan, türbin grubu ve yoğunlaştırıcı olarak görülmektedir. Eksergoekonomik faktörler incelendiğinde, en yüksek faktör türbin grubunda hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, santral ünitelerinin iyileştirilmesi için çözüm önerileri sunulmuştur. Vandani vd. (2015), çalışmalarında İran'daki mevcut bir santralin enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Yapılan çalışmada santrale uygulanacak olan ısı geri kazanımı ünitesinin santralin performansına olacak etkileri araştırılmıştır. Santralin verimindeki artışın belirlenebilmesi için iki farklı optimizasyon algoritması oluşturulmuştur. Elde edilen sonuçlara göre; eklenecek olan sistem ile net güçte % 0.72, enerji ve ekserjetik verimlerde ise sırasıyla % 23 ve % 22 oranında artış sağlanacağı belirtilmiştir. Şen (2006), yaptığı çalışmada linyit yakıtını kullanan mevcut akışkan yatak kazan teknolojili bir termik santralının ikinci yasa analizini yapmıştır. Termik santralde sistemi meydana getiren her bir ünite için

yaralı güç, tersinir güç ve tersinmezlik değerleri tespit edilmiş ve sistemin genel verimleri bulunmuştur. Çalışmada, mühendislik sistemlerinde ekserji analizinin uygulanmasının sistemlerin ilk dizaynı ve ekonomik analizlerinin yapılması açısından önemli veriler sunacağı vurgulanmaktadır. Ersayın (2012), çalışmada bir kombine çevrim güç tesisinin performans analizini, gerçek çalışma verisine göre yapmış ve tesisi termodinamiğin I. ve II. Yasalarına göre incelemiştir. Sistemi oluşturan ekipmanlar bazında ekserji verimlerini ve ekserji kayıp oranlarını bulmuştur. Yaptığı hesaplamalar sonucunda kombine çevrimin I. yasa verimi % 63.4, II. yasa verimi ise % 59.8 olarak hesaplamıştır. Sistem üzerinde en fazla ekserji yıkımının bulunduğu üniteyi ise yanma odası olarak bulmuştur. Çalışmada elde edilen sonuçlara göre sistem üzerinde yapılabilecek iyileştirme önerilerini de belirtmiştir. Kaushik vd. (2011), kömür ve gaz yakıtlı güç santrallerini enerji ve ekserji analizleri esas alınarak kıyaslamışlardır. Analiz sonuçları değerlendirilerek, bazı ünitelerde iyileştirmelerin yapılması gerektiği belirtilmiştir. Kömür ve gaz yakıtlı güç santrallerinde kazan ünitesinde en yüksek enerji ve ekserji yıkımının olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, ünitelerin iyileştirmeleri yapılırken mutlaka ekonomik açıdan da değerlendirilmesi gerektiği vurgulanmıştır.

Bu çalışmada; doğal gaz ile çalışan 180 MW'lık kurulu güce sahip Aliğa Gaz Türbinleri ve Kombine Çevrim Santralinin üniteleri için santralden gerekli data temin edilmiş olup, her bir ünite için kütle, enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Ayrıca, literatürde Aliğa Gaz Türbinleri ve Kombine Çevrim Santrali ile ilgili bir çalışma bulunmamakta olup, santraldeki yanma reaksiyonları gerçekleştirilerek literatürde az rastlanan yanma sonu gazlarının gerçek datalar ile enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

3. Materyal ve Metot

3.1. Aliğa Gaz Türbinleri ve Kombine Çevrim Santralin Tanıtımı

1974 yılında 4x30 MW gücünde gaz türbinlerinin tesis planlanmış olup, 1. ve 2. üniteler 1975 yılında, 3. ve 4. üniteler ise 1976 yılında işletmeye alınmıştır. Ayrıca bu ünitelerin 500 °C sıcaklığındaki baca gazından yararlanılması ve ünitelerin verimlerinin arttırılması amacıyla 1976 yılında 2x30 MW gücünde buhar çevrim ünitesi montajı planlanarak işletmeye alınmıştır. Santralin toplam kurulu gücü 180 MW, nominal yıllık üretim kapasitesi ise 1.266.000.000 kWh'tır. Aliğa Gaz Türbinleri ve Kombine Çevrim Santralinin tesis şaması Şekil 1' de gösterilmiştir.

3.2. Aliğa Gaz Türbinleri ve Kombine Çevrim Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi

Sürekli akışlı açık sistemde (SAAS); sisteme giren veya çıkan noktaların kütleli debileri birbirine eşittir.

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

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmine ısı, iş kinetik, potansiyel veya kütle akışı olarak giren ve çıkan toplam enerji eşittir.

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \sum \dot{m}_g \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_g = \dot{Q}_ç + \dot{W}_ç + \sum \dot{m}_ç \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_ç \quad (2)$$

Herhangi bir kontrol hacmi için, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek enerji denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \sum \dot{m}_g h_g = \dot{Q}_ç + \dot{W}_ç + \sum \dot{m}_ç h_ç \quad (3)$$

Burada "g" girişi, "ç" çıkışı, \dot{m} kütleli debi, h entalpi, \dot{Q} ve \dot{W} ise sırasıyla ısı ve işi göstermektedir. Sürekli akışlı tepkime sistemlerin birinci yasa analizinde kinetik ve potansiyel enerjideki değişimler ihmal edildiği zaman yanma giren ve çıkan enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \sum \dot{n}_g (\bar{h}_{ol}^0 + \bar{h} - \bar{h}^0) = \dot{Q}_ç + \dot{W}_ç + \sum \dot{n}_ç (\bar{h}_{ol}^0 + \bar{h} - \bar{h}^0) \quad (4)$$

Burada; \dot{n}_g ve $\dot{n}_ç$ sırasıyla girdinin ve ürünün molar akış hızını göstermektedir. \bar{h}_{ol}^0 entalpi terimi standart referans haldeki oluşum entalpidir (Çengel ve Boles, 2008). Yanma odasının adyabatik olmasından dolayı, yanma işleminde elde edilen ısı,

$$Q_ç = \sum N_{\bar{u}} (\bar{h}_{ol}^0 + \bar{h} - \bar{h}^0) - \sum N_g (\bar{h}_{ol}^0 + \bar{h} - \bar{h}^0) \quad (5)$$

şeklinde elde edilir. Açık sistemler için genel entropi dengesi, aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir:

$$\sum \frac{\dot{Q}}{T} + \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_ç s_ç + \dot{S}_{\text{üretim}} = dS_{KH}/dt \quad (6)$$

Entropi dengesinde s entropi, T ise sıcaklığı göstermektedir. Mükemmel gaz karışımındaki bir kısmi bileşenin entropi denklemi,

$$\bar{s}_{i(T,P_i)} = \bar{s}_{i(T,P_0)}^0 - R_u \ln(y_i P_m) \quad (7)$$

Burada; P_0 çevre basıncı, P_i kısmi basıncı, P_m toplam basıncı, y_i ise bileşenin mol kesrini (gazın mol oranı) göstermektedir. Bileşenin mol kesri ise

$$y_i = \frac{n_i}{n_{\text{toplamlam}}} \quad (8)$$

ile hesaplanmaktadır.

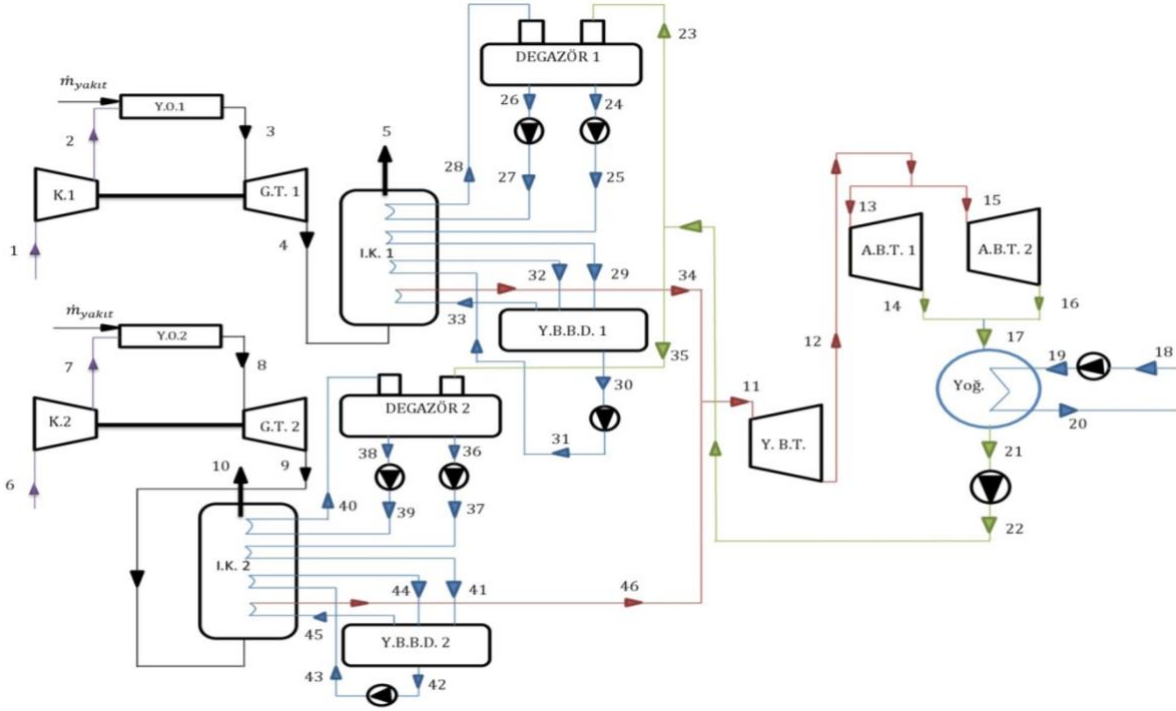
Ekserji; nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilme etkilerinin olmaması durumunda; fiziksel ve kimyasal ekserji bileşenlerinden oluşmaktadır:

$$\dot{E}x = \dot{E}x^F + \dot{E}x^K + \dot{E}x^P + \dot{E}x^{Ch} \quad (9)$$

Özgül ekserji ve ekserji denklemleri sırasıyla aşağıdaki gibidir:

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (10)$$

Burada, h ve s sırasıyla mevcut durumdaki entalpi ve entropiyi, 0 indisi ise ölü halı göstermektedir. Her bir bileşenin kimyasal ekserjileri (Özgener ve Hepbaşlı, 2015),



Şekil 1. Aliğa gaz türbinleri ve kombine çevrim santralinin tesis şeması

$$ex^{ch} = RT_0 \ln\left(\frac{P_0}{P_{00,i}}\right) \quad (11)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Burada; $P_{00,i}$, ideal gazın kısmi basıncı göstermektedir. Gaz karışımlarının kimyasal ekserjileri de standart kimyasal ekserji değerleri kullanılarak,

$$ex^{ch} = \sum y_i ex_i^{ch} + RT_0 \sum y_i \ln(y_i) \quad (12)$$

ile ifade edilmektedir. Burada, ex^{ch} yakıtın özgül kimyasal ekserjisi, ex_i^{ch} yakıtın standart özgül kimyasal ekserjisidir (Szargut vd, 1988). T_0 çevre sıcaklığı, T_k k konumunda sistemin sınır sıcaklığı olmak üzere, sürekli akışlı açık sistemlerde (SAAS) ekserji yıkımı,

$$\dot{X}_{yıkım} = \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \sum \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum \dot{E}x_g - \sum \dot{E}x_ç \quad (13)$$

İş üreten makineler için ikinci yasa verimi, makineden elde edilen faydalı işin elde edilebilecek en fazla işe (tersinir) oranı olarak tanımlanabilir:

$$\eta_{II_t} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{t,tr}} \quad (14)$$

\dot{W}_t gerçek türbin gücü, $\dot{W}_{t,tr}$ tersinir türbin gücü olup, $\dot{W}_t + \dot{X}_{kayıp}$ 'a eşittir. İkinci yasa verimi, iş

tüketen makineler kompresörler ve soğutma makineleri gibi için de tanımlanabilir. İkinci yasa verimi gerekli en az işin (tersinir), yapılan yararlı işe oranıdır:

$$\eta_{II_p} = \frac{\dot{W}_{p,tr}}{\dot{W}_p} \quad (15)$$

Burada, \dot{W}_p gerçek pompa gücüdür. $\dot{W}_{p,tr}$ tersinir pompa gücü olup, $\dot{W}_p - \dot{X}_{kayıp}$ 'a eşittir. Isı değiştiricisi ve kondenser için ikinci yasa verimi ise soğuk akışın ekserjisindeki artışın, sıcak akışın ekserjisindeki azalışa oranlanmasıyla elde edilmektedir.

$$\eta_{II_{ID}} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{üretim}}{\dot{m}_{sıcak}(ex_g - ex_ç)} = \frac{\dot{m}_{soğuk}(ex_ç - ex_g)}{\dot{m}_{sıcak}(ex_g - ex_ç)} \quad (16)$$

Kombine güç santralleri için ısıl verim,

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_g} \quad (17)$$

Burada \dot{W}_{net} santralin ürettiği net güç olup, \dot{Q}_g ise santralde yanma odasına yakıttan verilen ısı miktarıdır. Santralin ikinci yasa verimi ise gerçek ısıl verimin aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısıl verim oranı olarak,

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,tr}} \quad (18)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

4. Araştırma Bulguları

Bu çalışmada uygulanan enerji ve ekserji analizlerinde çevrenin havanın ölü hal basıncı 100 kPa ve referans sıcaklığı ise 20 °C (293.15 K) olarak kabul edilmiştir. Doğal gazın ölü hal basıncı ve sıcaklığı sırasıyla 100 kPa ve 15 °C (288.15 K) olarak belirlenmiştir. Santrale alınan doğalgaz yakıtının sıcaklığı ön ısıtma ünitesinde 15 °C'ye yükseltilmektedir. Ön ısıtma yapılmasının sebebi, yanma sonunda oluşan sülfür emisyonlarının azaltılması ve optimum yanmanın sağlanmasıdır. Yanma odasına giren doğalgazda, mol oranı olarak metan ve etan yüksek olduğu için sadece yakıtın metan ve etandan oluştuğu kabul edilmiştir. Metan ve etanın mol oranları sırasıyla % 93 ve % 7 olduğu belirlenmiştir. Santralde kullanılan yakıtın debisi ve alt ısıl değeri sırasıyla 12000 Sm³/h ve 8500 kcal/Nm³ olarak alınmıştır. Santraldeki hava fazlalık katsayısı ise 1.2 olarak kabul edilmiştir.

Aliağa Gaz Türbinleri ve Kombine Çevrim Santraline termodinamiğin I. ve II. yasası aracılığıyla, enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Santralin akış şemasına bağlı olarak her bir ünitenin giriş ve çıkış noktaları belirlenmiştir. Bu analizler için ünitelerin giriş ve çıkışlarına ait basınç, sıcaklık ve kütleli debi değerleri santralden temin edilmiştir. Santralin üniteleri üzerinde 46 adet düğüm noktasının termodinamik özellikleri EES (Engineering Equation Solver) paket programı aracılığıyla bulunmuştur. Santralin yanma odasından gerçekleşen yanma işleminin reaksiyonu kurulmuş olup, gaz türbinlerinin girişinde ve çıkışında yanma sonu gazlarının entalpileri ve entropileri hesaplanmıştır. Bu değerler aracılığıyla gaz türbinlerinin ürettiği güçler belirlenmiştir. Çalışmada; ünitelerin II. yasa verimleri ve meydana gelen ekserji yıkımları hesaplanmış, elde edilen değerlere göre yapılabilecek iyileştirmeler sunulmuştur.

Santraldeki ünitelerin giriş ve çıkışındaki akışkanların basınç, sıcaklık ve kütleli debi değerleri aracılığıyla her bir noktanın entalpi, entropi ve ekserjisi hesaplanarak Tablo 1'de sunulmuştur.

Kompresöre giren hava öncelikle filtrele girmektedir. Filtreler aracılığıyla alınan hava 293.15 K sıcaklıkta ve 100 kPa basınçta. Kompresörde 990 kPa basınca kadar sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırma sonu sıcaklık 652.15 K olarak elde edilmektedir. Kompresörde harcanan birim zamandaki iş miktarı 62774 kW olarak hesaplanmıştır. Kompresörün birinci ve ikinci yasa verimleri sırasıyla % 73.74 ve % 87.28 olarak bulunmuştur. Kompresördeki tersinir

güç 54788 kW ve ekserji yıkımı ise 7986 kW olarak hesaplanmıştır.

Yanma sonunda yanma odasından çıkan gazlar, 1184.15 K sıcaklık ve 990 kPa basınçta gaz türbinine girmekte, 100 kPa basınca kadar genişleyerek gaz türbinde 92731 kW olarak güç elde edildiği hesaplanmıştır. İkinci yasa analizine göre, gaz türbinindeki tersinir güç 98932 kW, ekserji yıkımı 6201 kW, ikinci yasa verimi ise % 83.14 olarak bulunmuştur.

Gaz türbininde genişleyen atık gazlar atık ısı kazanına 763.15 K sıcaklık ve 100 kPa basınçta girmekte ve 413.15 K sıcaklıkta çevreye atılmaktadır. Termodinamiğin II. yasasına göre ekserji yıkımı 15120 kW olarak hesaplanmıştır. Isı kazanında baca gazlarının sıcaklığından faydalanılarak degazör ve yüksek basınç buhar domu suyunun ısıtılması sağlanmaktadır.

Yoğuşturucudan gelen su, degazöre 383.15 K sıcaklık ve 240 kPa basınçta girmektedir. Degazörün ilk çıkışındaki su 393.15 K sıcaklık ve 210 kPa basınçta degazörün ikinci pompasına girmektedir. Pompadan çıkan su 393.15 K sıcaklık ve 270 kPa basınçta ısı kazanına verilmektedir. Isı kazanına giren su ısıtılmakta ve degazöre 410 K sıcaklık ve 270 kPa basınçta tekrar girmektedir. Bu pompanın bu aralıktaki güç miktarı 0.65 kW olarak hesaplanmıştır. Pompanın birinci ve ikinci yasa verimleri sırasıyla % 37.10 ve % 70.62 olarak hesaplanmıştır. Pompadaki tersinir güç ise 0.459 kW, ekserji yıkımı 0.191 kW değerinde hesaplanmıştır.

Degazörün diğer çıkışındaki su 394.9 K sıcaklık ve 210 kPa basınçta degazörün birinci pompasına girmektedir. Pompa aracılığıyla basıncı artan su 396.15 K sıcaklık ve 4000 kPa basınçta ısı kazanına verilmektedir. Isı kazanına verilen su, aldığı ısıyla 423.15 K sıcaklık ve 4000 kPa basınçta yüksek basınç buhar domuna gönderilmektedir. Burada kullanılan degazörün birinci pompasının gücü 131.14 kW olarak hesaplanmıştır. Pompanın birinci ve ikinci yasa verimleri sırasıyla % 50.63 ve % 63.59 olarak bulunmuştur. Pompadaki tersinir güç 82.477 kW, ekserji yıkımı ise 48.66 kW değerinde hesaplanmıştır.

Yüksek basınç buhar domundan gelen su, 708.15 K sıcaklık ve 3000 kPa basınçta yüksek basınç buhar pompasına girmektedir. Pompada suyun sıcaklığı ve basıncı, 708.15 K ve 3300 kPa değerlerine kadar yükselmektedir. Daha sonra su, ısı kazanına girmekte ve ısı kazanında ısıtılarak tekrar yüksek basınç buhar domuna gönderilmektedir. Bu prosesi gerçekleştirmek için pompada tüketilen güç miktarı 16.6 kW olarak hesaplanmıştır. Pompanın birinci ve ikinci yasa verimleri sırasıyla % 69.28 ve % 70.69 olarak bulunmuştur. Pompadaki tersinir güç 11.734 kW ve ekserji yıkımı ise 4.866 kW olarak hesaplanmıştır. Yüksek basınç buhar domunun diğer

çıkışından çıkan buhar 718.15 K sıcaklık ve 3000 kPa basınçta aynı ısı kazanına girmektedir. Isı kazanından çıkan kızgın buhar 733.15 K sıcaklık, 3000 kPa basınçta yüksek basınç buhar türbinine gönderilmektedir.

Yüksek basınç buhar türbinine giren buhar, 533.15 K sıcaklık ve 400 kPa basınca kadar genişlemektedir. Bu genişleme esnasında türbinden elde edilen güç ise 11620 kW olarak hesaplanmıştır. İkinci yasa analizine göre, yüksek basınç buhar türbinindeki tersinir güç 14851.8 kW, ekserji yıkımı 3231.8 kW

olarak bulunmuştur. I. ve II. yasa verimleri sırasıyla % 68.14 ve % 78.23 olarak bulunmuştur. Genişleyen buharın sıcaklığı ve basıncı yüksek olduğu için alçak basınç buhar türbinine gönderilmekte ve tekrar bu buharın enerjisinden faydalanılarak güç üretilmektedir.

Alçak basınç buhar türbinine giren buhar, 383.15 K sıcaklık ve 20 kPa basınca kadar genişlemektedir. Genişleyen buhar yoğunlaştırıcıya gönderilmekte ve üretilen güç ise 4648 kW olarak bulunmuştur.

Tablo 1. Santrale ait noktaların termodinamik özellikleri

NO	AKIŞKAN	FAZ	SICAKLIK (K)	BASINÇ (kPa)	ENTALPİ (kJ/kg)	ENTROPİ (kJ/kgK)	DEBİ (kg/s)	EKSERJİ (kW)
0	Hava	Ölü Hal	293.15	100	293.4	6.85	-	-
0'	Su	Ölü Hal	293.15	100	84	0.30	-	-
0"	Baca gazı	Ölü Hal	288.15	100	-2542	7.148	-	-
1	Hava	-	293.15	100	293.4	6.85	170	0
2	Hava	-	652.15	990	662.7	7.01	170	54788
3	Baca gazı	Gaz	1184.15	990	-1459	8.134	172.5	138008
4	Baca gazı	Gaz	763.15	100	-1996	8.259	172.5	39076
5	Baca gazı	Gaz	413.15	100	-2405	7.546	172.5	4046
6	Hava	-	293.15	100	293.4	6.85	170	0
7	Hava	-	652.15	990	662.7	7.01	170	54788
8	Baca gazı	Gaz	1184.15	990	-1459	8.134	172.5	138008
9	Baca gazı	Gaz	763.15	100	-1996	8.259	172.5	39076
10	Baca gazı	Gaz	413.15	100	-2405	7.546	172.5	4046
11	Su	K. Buhar	718.15	2900	3335	7.09	33.2	41842
12	Su	K. Buhar	533.15	400	2985	7.42	33.2	26990
13	Su	K. Buhar	533.15	400	2985	7.42	16.6	13495
14	Su	K. Buhar	383.15	20	2705	8.18	16.6	5166
15	Su	K. Buhar	533.15	400	2985	7.42	16.6	13495
16	Su	K. Buhar	383.15	20	2705	8.18	16.6	5166
17	Su	K. Buhar	383.15	20	2705	8.18	33.2	10332
18	Su	Sıvı	293.15	100	84	0.30	2130	0
19	Su	Sıvı	293.15	300	84.2	0.30	2130	419
20	Su	D. Sıvı	303.15	100	125.8	0.44	2130	1478
21	Su	D. Sıvı	383.15	20	251.4	0.83	33.2	345.9
22	Su	Sıvı	383.15	240	251.8	0.83	33.2	353.9
23	Su	Sıvı	383.15	240	251.8	0.83	16.6	176.9
24	Su	D. Sıvı	394.90	210	511.3	1.55	16.6	1007.7
25	Su	Sıvı	396.15	4000	519.2	1.56	16.6	1092
26	Su	D. Sıvı	393.15	210	511.3	1.55	3.3	197.4
27	Su	Sıvı	393.15	270	511.5	1.55	3.3	198
28	Su	K. Buhar	410.15	270	2736	7.07	3.3	2170.4
29	Su	Sıvı	423.15	4000	634.4	1.84	16.6	1635
30	Su	D. Sıvı	708.15	3000	1008	2.65	16.6	3912
31	Su	D. Buhar	708.15	3300	1009	2.65	16.6	3921
32	Su	K. Buhar	718.15	3000	3334	7.07	16.6	20981
33	Su	K. Buhar	718.15	3000	3334	7.07	16.6	20981
34	Su	K. Buhar	733.15	3000	3367	7.12	16.6	21315
35	Su	Sıvı	383.15	240	251.8	0.83	16.6	176.9
36	Su	D. Sıvı	394.90	210	511.3	1.55	16.6	1007.7
37	Su	Sıvı	396.15	4000	519.2	1.56	16.6	1092

38	Su	D. Sıvı	393.15	210	511.3	1.55	3.3	197.4
39	Su	Sıvı	393.15	270	511.5	1.55	3.3	198
40	Su	K. Buhar	410.15	270	2736	7.07	3.3	2170.4
41	Su	Sıvı	423.15	4000	634.4	1.84	16.6	1635
42	Su	D. Sıvı	708.15	3000	1008	2.65	16.6	3912
43	Su	D. Buhar	708.15	3300	1009	2.65	16.6	3921
44	Su	K. Buhar	718.15	3000	3334	7.07	16.6	20981
45	Su	K. Buhar	718.15	3000	3334	7.07	16.6	20981
46	Su	K. Buhar	733.15	3000	3367	7.12	16.6	21315

İkinci yasa analizine göre, alçak basınç buhar türbinindeki tersinir güç 8337.27 kW, ekserji yıkımı 3689 kW olarak hesaplanmıştır. I. ve II. Yasa verimleri sırasıyla % 51.95 ve % 55.75 olarak bulunmuştur. Yoğuşturucudan çıkan su ise degazöre gönderilmekte ve böylece kombine çevrim tamamlanmaktadır.

Yapılan enerji ve ekserji analizleri sonucunda, santralin ünitelerinin II. yasa verimleri ayrı ayrı olarak hesaplanmış olup, Şekil 2'de sunulmuştur.

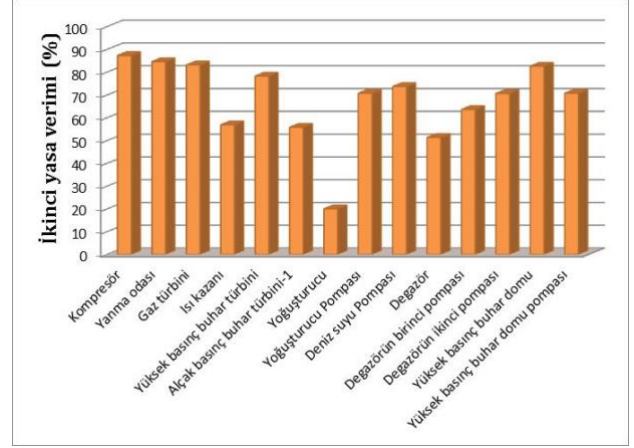
Şekil 2'ye göre ikinci yasa verimi en yüksek olan ünite % 87.29 değer ile kompresör olup ve en düşük ünitenin % 20 değeri ile yoğuşturucu olduğu görülmektedir. Kompresörün II. yasa veriminin yüksek değerinde olmasının sebebi, kompresörde üretilen entropinin ve kompresörün tükettiği gücün az olmasından kaynaklanmaktadır.

Yanma odasının II. yasa verimi yaklaşık % 84.6 civarında hesaplanmış olup, düşük bir değer olmadığı görülmektedir. Yanma odasında meydana gelen ekserji yıkımı bazı ünitelere göre yüksektir. Ancak, yanma odasında meydana gelen ekserji yıkımı, yakıt ve havanın ekserji miktarlarına göre daha az olduğu için II. yasa verimi makul bir değerinde elde edilmiştir.

Gaz türbininin ikinci yasa verimi % 83.14 iken, yüksek basınç buhar türbini ve alçak basınç buhar türbininin II. yasa verimleri sırasıyla % 78.23 ve % 55.75 olarak hesaplanmıştır.

Yüksek basınç buhar türbininden alçak basınç buhar türbinine doğru II. yasa veriminde azalma meydana gelmektedir. Bu durum; yüksek buhar türbininde enerjiden daha fazla faydalandığını göstermektedir.

Isı kazanının II. yasa verimi % 56.84 olarak hesaplanmış olup, kazanın veriminin düşük olduğu görülmektedir. Bunun sebebi, soğuk akışkanların kullanılabilirliğindeki artışın az olmasından kaynaklanmaktadır. Aynı zamanda, ısı kazanının içerisinde su buharı borularının yeterince fazla olmaması da görülmüştür. Bu da ısı transfer yüzey alanının yeterli olmadığını göstermektedir.

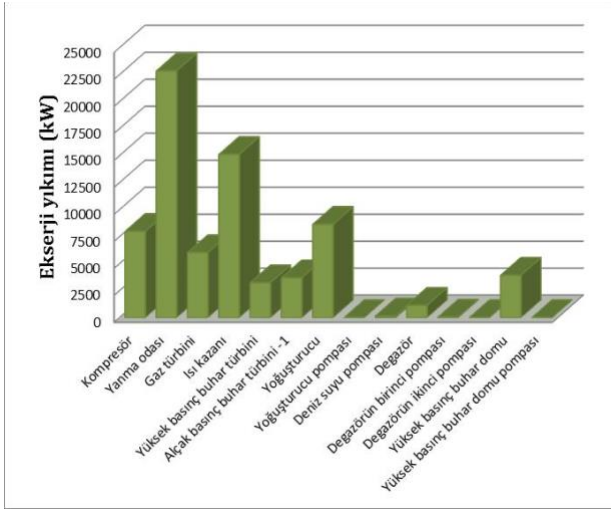


Şekil 2. Ünitelerin ikinci yasa verimi

Yoğuşturucunun II. yasa verimi ise yaklaşık % 20.03 olarak bulunmuştur. Yoğuşturucuda meydana gelen ekserji kaybı ile giren ekserjilerin toplamı birbirine yakın olduğu için, II. yasa verim değerinin oldukça düşük olduğu görülmüştür.

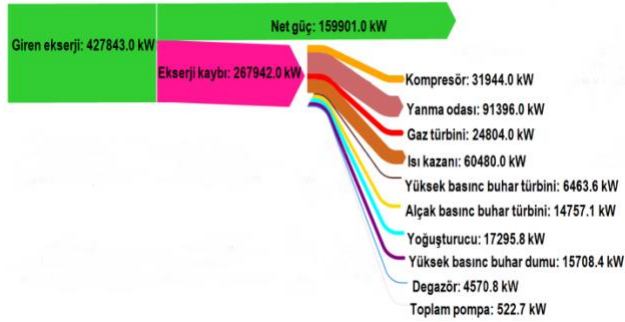
Santralin ünitelerinin ekserji yıkımları Şekil 3'te sunulmuştur. Santralin ünitelerinde en fazla ekserji yıkımının sırasıyla yanma odası, ısı kazanı, yoğuşturucu ünitelerinde olduğu, diğer ünitelerde ise ekserji yıkımının düşük bir şekilde meydana geldiği görülmüştür.

Yanma odasındaki ekserji yıkımının çok yüksek olmasının sebebi, üretilen entropinin fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Isı kazanındaki boruların sayısının az olmasından dolayı yeterli miktarda ısı geçişi yoğuşturucudan gelen suya verilememektedir. Ayrıca, ısı kazanından çevreye kaybolan ısının yüksek olması sebebiyle ısı kazanında yüksek oranda ekserji yıkımı meydana gelmektedir. Yoğuşturucudan çıkan akışkanın doymuş sıvı olma zorunluluğu sebebiyle, deniz suyuna verilen ısı kayıp olarak görülmektedir. Bu sebeple yoğuşturucuda ekserji yıkımı yüksek değerlerde meydana gelmiştir.



Şekil 3. Ünitelerin ekserji kayıpları

Santralin ekserji akışı ve ünitelerin grup olarak kayıpları Şekil 4'te gösterilmektedir. Santrale giren ekserji 427843 kW değerinde olup, yaklaşık % 63'ünün ünitelerde kayba uğradığı görülmektedir. En yüksek ekserji yıkımının gaz türbini çevriminin yanma odası ünitelerinde olduğu belirlenmiştir. Santralin performansını artırılması için öncelikle yanma odası ünitelerinde iyileştirilmesi gereklidir. Yanma odalarındaki yapılacak iyileştirmelerin ısı kazanlarını da olumlu yönde etkilemesi beklenmektedir.



Şekil 4. Santralin ekserji akış diyagramı

5. Sonuç ve Tartışma

Yapılan analizler sonucunda, santralin ürettiği net güç 159.901 MW olarak hesaplanmıştır. Santralin kurulu gücü ise toplam 180 MW'tır. Santralden alınan gerçek datalar ile hesaplanan net güç değerinin düşük olmasının sebepleri, santralin eski olması ve dış hava şartlarının etkilemiş olması sayılabilir. Ayrıca santralin I. ve II. yasa verimleri sırasıyla % 32.8 ve % 43.4 olarak hesaplanmıştır. Bu verim değerlerinin, literatürde yer alan kombine çevrim santrallerinin verim değerlerine göre oldukça düşük olduğu

görülmüştür. Santralin eski teknolojiyle üretilmesi ve ünitelerin yaklaşık olarak 40 yıllık olması, kısıcasi yaşlanmalar sebebiyle santralin enerji üretim maliyetlerini yükselttiği tespit edilmiştir. Ünitelerde gerek değişim gerekse yapılacak iyileştirmelerin santralin ısı verimini % 40'ın üzerine çıkaracağı öngörülmektedir.

Gaz türbini ve yüksek basınç buhar türbininin II. yasa verimleri alçak buhar türbinininkine göre yüksek olduğu görülmüştür. Özellikle buhar çevrimi kısmındaki alçak buhar türbininin II. yasa verimi oldukça düşüktür. Alçak basınç buhar türbinine yapılması gereken iyileştirmelerin öncelikli olması gerekmektedir. Diğer türbinlere yapılacak iyileştirmeler maliyetleri etkileyebilir. Bu sebeple, II. yasa verimini arttırmaya çalışırken maliyetlerin de göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

Atık ısı kazanında ise II. yasa veriminin düşük olduğu görülmüş olup, mutlaka iyileştirmelerin bu üniteye yapılması gerekmektedir. Atık ısı kazanının borularının iç ve dış yüzeylerinde tabakaların oluşumu en aza indirgenmelidir. Kazanın yüksekliği artırılmalıdır. Böylece boru sayısının artışına paralel olarak yanma sonu gazlarında suya daha iyi bir ısı transferi sağlanmış olacaktır. Söz konusu iyileştirmeler, atık ısı kazanının II. yasa verimini arttırarak santralin performansına da olumlu yönde katkı sağlayacaktır. Yoğuşturucuda II. yasa veriminin çok düşük olduğu görülmektedir. Deniz suyuna verilen ısı kayıp olarak görülmekte olup, pompaya gelen akışkanın sıvı olması zorunluluğu bulunmaktadır.

Yanma odası, atık ısı kazanı ve yoğuşturucu ünitelerinde sırasıyla ekserji yıkımlarının en yüksek olduğu görülmüştür.

Yanma odasına giren havanın fazla ya da düşük olması meydana gelen ekserji yıkımını arttırmaktadır. Havanın fazla olması durumunda yanma reaksiyona girmeyen hava yüzdesini ve baca gazlarında ekserji kaybını arttırmaktadır. Havanın düşük olması durumunda ise yakıtın yanmadan dışarı atılmasına, fazla miktarda CO oluşumuna sebep olmaktadır. Bu durum kazandaki ısı transferini düşürmektedir. Bu sebeple, yanma odasında iyi bir yanmanın sağlanması ekserji yıkımını azaltacaktır.

Atık ısı kazanında da izolasyon ve ısı transferini artırıcı iyileştirmeler yapılmalıdır. Ayrıca, yoğuşturucuda atılan ısının bir miktarının ısıtma veya başka bir proste kullanılması ekserji yıkımını azaltacaktır.

Sonuç olarak, santraldeki ekserji kayıplarının azaltılması ile verimde artışın sağlanacağı görülmektedir. Verim artışına paralel olarak enerji maliyetleri azalacak ve çevreye salınan zararlı emisyonlarda düşüş gözlenecektir. Bu yüzden enerji üreten santrallerde enerji ve ekserji analizlerinin yapılması santralin gerçek performansını yansıtması bakımından oldukça önemlidir.

Teşekkür

Santrale ait verilerin sağlanmasındaki katkılarından dolayı Aliğa Doğalgaz Kombine Çevrim Santraline teşekkür ederiz.

Kaynaklar

- Aljundi, I.H., 2009. Energy and Exergy Analysis of a Steam Power Plant in Jordan. *Applied Thermal Engineering*, 29, 324–328.
- Balli, O., Aras, H., 2007. Energetic Analyses of the Combined Heat and Power (CHP) System. *Energy Exploration & Exploitation*, 25 (1), 39-62.
- Bolatturk, A., Coskun, A., Geredelioglu, C., 2015. Thermodynamic and Exergoeconomic Analysis of Cayırhan Thermal Power Plant. *Energy Conversion and Management*, 101, 371-378.
- Çengel, A.Y., Boles, M.A., 2008. *Termodinamik Mühendislik Yaklaşımı*, 946s, İstanbul.
- Ersayın E, 2012. Bir Kombine Çevrim Tesisinin Performans Analizi. Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Manisa.
- Goodarzi, M., Kiasat, M., Khalilidehkordi, E., 2014. Performance Analysis of a Modified Regenerative Brayton and Inverse Brayton Cycle. *Energy*, 72, 35-43.
- Kaushik, S.C., Reddya, V.S., Tyagib, S.K., 2011. Energy and Exergy Analyses of Thermal Power Plants: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 1857–1872.
- Kwak, H.Y., Kim, D.J., Jeon, J.S., 2003. Exergetic and Thermoeconomic Analysis of Power Plant. *Energy*, 28, 343–360.
- Özgener, L., Hepbaşlı, A., 2003. HVAC Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gerekliliği ve Uygulamaları. VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 1-14.
- Rahim, M.A., 2011. Gaz Türbinli Kombine Çevrim Santral Performansının Yükseltilmesi. *Tübv Bilim*, 4 (3), 188-198.
- Sevilgen, S.H., 2004. Exergoeconomic Analysis of Cogeneration System. *Journal of Engineering and Natural Sciences*, 4, 234-248.
- Szargut, J., Morris D., R., Steward F., R., 1988. *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*. Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- Şen, İ., 2006. Buhar Çevrim santralinin Termodinamiğin 2. Kanununa göre Analizi.

Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Isparta.

Ust, Y., Sahin, B., Yilmaz, T., 2007. Optimization of a regenerative gas-turbine cogeneration system based on a new exergetic performance criterion: exergetic performance coefficient. *Proc. IMechE Part A: J. Power and Energy*, 221, 447-457.

Vandani, A.M.K., Bidi, M., Ahmadi, F., 2015. Exergy Analysis and Evolutionary Optimization of Boiler Blow Down heat Recovery in Steam Power Plants. *Energy Conversion and Management* 106, 1–9.