

**TERMİK SANTRALDE BUHARLAŞTIRMALI YOĞUŞTURUCU KULLANIMININ
VERİM ARTIŞINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Nuri Özgür AYDIN

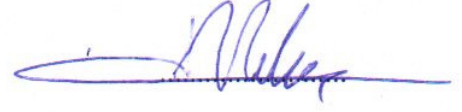
**Zonguldak Karaelmas Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**ZONGULDAK
Mayıs 2010**

KABUL:

Nuri Özgür AYDIN tarafından hazırlanan “TERMİK SANTRALDE BUHARLAŞTIRMALI YOĞUŞTURUCU KULLANIMININ VERİM ARTIŞINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak oybirliğiyle kabul edilmiştir. 14/05/2010

Başkan : Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ (ZKÜ)



Üye : Prof. Dr. Ahmet CİHAN (TÜ)



Üye : Yrd. Doç. Dr. Mustafa EYRİBOYUN (ZKÜ)



ONAY:

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım. 14./6./2010



Prof. Dr. Kemal BÜYÜKGÜZEL
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”



Nuri Özgür AYDIN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

TERMİK SANTRALDE BUHARLAŞTIRMALI YOĞUŞTURUCU KULLANIMININ VERİM ARTIŞINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Nuri Özgür AYDIN

Zonguldak Karaelmas Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ

Mayıs 2010, 65 sayfa

Bu çalışmanın amacı mevcut bir termik santrale buharlaştırmalı yoğuşturucu ve Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) ekleyerek, yapılan değişikliklerin santralin enerji ve ekserji verimlerine olan etkisini incelemektir. Öncelikle santralin mevcut hali için elemanların ve sistemin analizleri yapılmıştır. Çeşitli tasarım kriterleri ve kısıtlayıcı faktörler kabulleri ile sistemde bazı değişiklikler önerilmiştir. Ardından, önerilen santral tasarımı göz önüne alınarak, sistem ve sistem elemanlarının enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Yapılan analizlerde, Organik Rankine Çevriminde çalışma akışkanı olarak R141b, R123 ve R113 soğutucu akışkanları kullanılmıştır. Yapılan değişikliklerle beraber mevcut sistemde en yüksek ikinci tersinmezliğe sahip olan türbinlerde, tasarlanan yeni sistemde mevcut sisteme oranla türbin tersinmezliklerinde, ORÇ`de kullanılan değişik çalışma akışkanları olan R141b, R123 ve R113 için sırasıyla, % 44.6, % 44.7 ve % 44.9 oranlarında azalma olduğu tespit edilmiştir. Pompalardaki tersinmezliklerde ise mevcut sisteme göre R141b, R123 ve R113 için sırasıyla, % 35.8, % 31.2 ve % 41.9 azalma olduğu görülmüştür. Aynı zamanda sisteme

Özet (devam ediyor)

eklenen buharlaştırmalı yoğuşturucu ve diğer sistem elemanlarında meydana gelen tersinmezlikler bahsedilen azalmaları kompanse etmiştir. Her üç akışkan için de sistem geneli için enerji ve ekserji verimlerindeki artış % 0.05'i geçmemiştir. Sonuç olarak santralin mevcut haline eklenecek olan buharlaştırmalı yoğuşturucu ve Organik Rankine Çevriminin, sistemin verim artışında ihmal edilebilecek bir katkı sağladığı görülmüştür.

Anahtar Sözcükler : Enerji Analizi, Ekserji Analizi, Buharlaştırmalı Yoğuşturucu, Organik Rankine Çevrimi (ORÇ)

Bilim Kodu : 625.04.01

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

INVESTIGATION OF EFFICIENCY INCREMENT EFFECT OF USING BOILING CONDENSER IN A THERMAL POWER PLANT

Nuri Özgür AYDIN

**Zonguldak Karaelmas University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Thesis Advisor: Prof. Mehmet KOPAÇ

May 2010, 65 pages

The purpose of this research is to investigate energy and exergy efficiency increment effects of adding a boiling condenser with an Organic Rankine Cycle (ORC) to an actual thermal power plant. At first, analysis had been done for actual plant and for its components. Various design criteria and limiting factors were considered and some changes in the actual system were recommended. Energy and exergy analyses were performed for system and system components with taking into consideration the proposed power plant design. In the analyses, R141b, R123 and R113 were used as working fluids in Organic Rankine Cycle. The second highest irreversibility rate was found for the turbines of the actual plant. For the proposed power plant design, irreversibility rates of the turbines were decreased for 44.6 %, 44.7 % and 44.9 % (for working fluids R141b, R123 and R113, respectively) with respect to the actual plant turbines. 35.8 %, 31.2 % and 41.9 % decrease was observed for irreversibility rates of pumps according to the actual plant pumps for working fluids R141b, R123 and R113, respectively. But reduction of irreversibility rates of turbines and pumps was compensated by boiling condenser and other new system elements. For all three working

ABSTRACT (continued)

fluids of ORC, increment of system energy and exergy efficiencies were not exceeded 0.05 %. As a result, system efficiency increment by using boiling condenser and ORC was observed as negligible.

Key Words : Energy Analysis, Exergy Analysis, Boiling Condenser, Organic Rankine Cycle (ORC)

Science Code : 625.04.01

TEŞEKKÜR

Tez çalıőmam boyunca bana yol gösteren hocam, tez danıőmanım Sayın Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ (ZKÜ) baőtta olmak üzere, bilgi birikimleri ve deneyimlerinden bolca faydalandığım Sayın Yrd. Doç. Dr. Mustafa EYRİBOYUN'a (ZKÜ), her zaman yanımda olan, desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen çok sevgili aileme ve hem benim hem de bu çalışmanın üzerinde büyük emekleri bulunan, hayat ıőıėım Dr. R. Seda TIĞLI'ya teőekkürlerimi sunarım.

Nuri zgr AYDIN

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL	ii
ÖZET	iii
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xvii
BÖLÜM 1 GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2 GENEL BİLGİLER VE TANIMLAR	5
2.1 TERMODİNAMİK ANALİZ	5
2.1.1 Genel Denge Denklemi.....	5
2.1.2 Kontrol Hacimlerinde Kütle Denge Denklemi	6
2.1.3 Kontrol Hacimlerinde Enerji Denge Denklemi	7
2.1.4 Kontrol Hacimlerinde Entropi Denge Denklemi	8
2.1.5 Kontrol Hacimlerinde Ekserji Denge Denklemi.....	8
2.1.5.1 Madde Akışına Bağlı Ekserji.....	8
2.1.5.2 Isı Geçişine Bağlı Ekserji	11
2.1.5.3 İş Geçişine Bağlı Ekserji	11
2.1.6 Enerji ve Ekserji Verimleri	12
2.1.6.1 Enerji Verimi	12
2.1.6.2 Ekserji Verimi.....	13
2.2 ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ.....	15
2.3 BUHARLAŞTIRMALI YOĞUŞTURUCU.....	17

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 3 TERMİK SANTRALE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİNİN UYGULANMASI	19
3.1 TESİSE AİT GENEL BİLGİLER.....	19
3.2 MEVCUT SİSTEME ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİNİN UYGULANMASI	22
3.2.1 Kazana Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması	22
3.2.2 Türbinlere Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması	27
3.2.3 Yoğuşturucuya Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması	28
3.2.4 Pompalara Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması	29
3.2.5 Düşük Basınç Isıtıcılarına Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması.....	30
3.2.6 Yüksek Basınç Isıtıcılarına Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması....	32
3.2.7 Dearatöre Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması.....	33
3.2.8 Borulardaki Kayıplar için Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması	34
3.3 MEVCUT SİSTEMİN VE SİSTEM ELEMANLARININ ENERJİ VE EKSERJİ VERİMLERİ	34
3.3.1 Sistemin ve Sistem Elemanlarının Enerji Verimleri.....	34
3.3.2 Sistemin ve Sistem Elemanlarının Ekserji Verimleri	36
BÖLÜM 4 MEVCUT SANTRALE BUHARLAŞTIRMALI YOĞUŞTURUCU VE ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ EKLENMESİ	39
4.1 SİSTEME EKLENEN BUHARLAŞTIRMALI YOĞUŞTURUCU VE ORÇ İÇİN YAPILAN KABULLER.....	39
4.2 ÖNERİLEN TASARIM MEVCUT SİSTEM KISMI HESAPLAMA ADIMLARI.....	41
4.3 ÖNERİLEN TASARIM ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ (ORÇ) KISMI HESAPLAMA ADIMLARI.....	43
4.4 BUHARLAŞTIRMALI YOĞUŞTURUCU VE ORÇ EKLENEN SİSTEM TASARIMI İÇİN HESAPLAMALAR	44
4.5 ÖNERİLEN TASARIM İÇİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİNİN UYGULANMASI	46

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
4.5.1 Mevcut Sistem Kısımında Bulunan Pompalara Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması	46
4.5.2 Mevcut Sistem Kısımında Bulunan Türbinlere Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması	47
4.5.3 Düşük Basınç Isıtıcısına Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması	49
4.5.4 Buharlaştırılmalı Yoğuşturucuya Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması	50
4.5.5 ORÇ Türbinine Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması	51
4.5.6 ORÇ Pompasına Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması.....	52
4.5.7 ORÇ Yoğuşturucusuna Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması	53
4.6 ÖNERİLEN SİSTEMİN VE SİSTEM ELEMANLARININ ENERJİ VE EKSERJİ VERİMLERİ.....	55
4.6.1 Önerilen Sistemin ve Sistem Elemanlarının Enerji Verimleri	55
4.6.2 Önerilen Sistemin ve Sistem Elemanlarının Ekserji Verimleri	57
BÖLÜM 5 SONUÇLAR VE ÖNERİLER	59
KAYNAKLAR.....	61
ÖZGEÇMİŞ	65

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>		<u>Sayfa</u>
2.1	Basit bir Organik Rankine Çevrimi	16
2.2	Çalışma akışkanlarının T-s diyagramlarına göre karşılaştırılması	17
2.3	Buharlaştırılmalı yoğuşturucu ve çevrimi	18
3.1	Santralin mevcut halinin şematik gösterimi.....	20
3.2	Mevcut sistem için Sankey enerji diyagramı	36
3.3	Mevcut sistem için Grassmann ekserji diyagramı	37
4.1	Santralin buharlaştırılmalı yoğuşturucu ve ORÇ eklenmiş halinin şematik gösterimi	40
4.2	Önerilen sistemde R141b kullanıldığı durum için Sankey enerji diyagramı.....	56
4.3	Önerilen sistemde R141b kullanıldığı durum için Grassmann ekserji diyagramı	58

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>		<u>Sayfa</u>
2.1	Enerji ve ekserji karşılaştırması.....	6
3.1	Santralin mevcut halinde bulunan düğüm noktalarının termodinamik özellikleri, toplam entalpi ve ekserji değerleri.....	21
3.2	Santralde kullanılan yakıtın kütleli olarak bileşimi.....	22
3.3	Yanma ürünlerinin mol oranları, 150°C`de sabit basınç özgül ısı değerleri, standart kimyasal ekserjileri ve 150°C`de ortalama sabit basınç ekserji kapasiteleri	22
3.4	Kazanın şematik görünümü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.....	23
3.5	Türbinin şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları	27
3.6	Yoğuşturucunun şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları	29
3.7	Pompaların şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.....	30
3.8	Düşük basınç ısıtıcılarının şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.....	31
3.9	Düşük basınç ısıtıcılarının şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.....	32
3.10	Dearatörün şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.....	33
3.11	Santralin mevcut hali için enerji dengesi.....	35
3.12	Santral bileşenleri için izafi enerji tüketim oranları, yakıt enerjisi tüketim oranları ve enerji verimleri.....	35
3.13	Santral bileşenleri için izafi tersinmezlik oranları, yakıt ekserjisine göre tersinmezlik oranları ve ekserji verimleri.....	36

ÇİZELGELER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
4.1 Önerilen santral için değişik soğutucu akışkanlar kullanıldığı durumlarda, düğüm noktalarının termodinamik özellikleri, toplam entalpi ve ekserji değerleri.....	44
4.2 Pompaların şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları	47
4.3 Türbinlerin şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları	48
4.4 Düşük basınç ısıtıcısının şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.....	49
4.5 Buharlaştırmalı yoğuşturucunun şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları	50
4.6 Buharlaştırmalı yoğuşturucunun kullanılan değişik soğutucu akışkanlar için ısı kayıpları ve tersinmezlik değerleri	51
4.7 ORÇ türbininin şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları	52
4.8 ORÇ’de kullanılan değişik soğutucu akışkanlar için türbinde meydana gelen ısı kayıpları ve tersinmezlikler	52
4.9 ORÇ pompasının şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları	53
4.10 ORÇ’de kullanılan değişik soğutucu akışkanlar için pompada meydana gelen ısı kayıpları ve tersinmezlikler	53
4.11 ORÇ yoğuşturucusunun şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.....	54
4.12 ORÇ’de kullanılan değişik soğutucu akışkanlar için yoğuşturucuda meydana gelen ısı kayıpları ve tersinmezlikler	54
4.13 Kullanılan değişik soğutucu akışkanlar için önerilen santralin enerji dengesi.....	55
4.14 Santral bileşenleri için izafi enerji tüketim oranları, yakıt enerjisi tüketim oranları ve enerji verimleri	56
4.15 Kullanılan değişik soğutucu akışkanlar için önerilen santralin bileşenlerinin tersinmezlik değerleri	57
4.16 Santral bileşenleri için izafi tersinmezlik oranları, yakıt ekserjisine göre tersinmezlik oranları ve ekserji verimleri	57

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

$\bar{c}_{p,i}^{ex}$: Her i bileşeni için ortalama sabit basınç ekserji kapasitesi
ζ	: Çıkış indisi
\bar{ex}	: Birim mol için ekserji
$ex_{akış}$: Birim kütle için madde akışına bağlı ekserji
ex_{fiz}	: Birim kütle için fiziksel ekserji
ex_o	: Birim kütle için kimyasal ekserji
ex_{kin}	: Birim kütle için kinetik ekserji
ex_{pot}	: Birim kütle için potansiyel ekserji
\dot{Ex}	: Birim zamanda ekserji geçişi
\dot{Ex}_d	: Birim zamanda tersinmezlik (ekserji yok oluşu)
g	: Giriş indisi
g	: Yer çekimi ivmesi
\bar{g}_i	: Saf i maddesinin molar Gibbs fonksiyonu
h	: Birim kütle için entalpi
\dot{m}	: Kütlesel debi
n_i	: i bileşeni için birim kütlede mol sayısı
P	: Basınç
\dot{Q}	: Birim zamanda ısı geçişi
R	: Rezervuar
\tilde{R}	: Evrensel gaz sabiti
s	: Birim kütle için entropi
$\dot{S}_{üretim}$: Birim zamanda entropi üretimi
T	: Sıcaklık
V	: Hız
w	: Yakıtın içindeki nem miktarının kütleli oranı

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

\dot{W}	: Birim zamanda iş
y_i	: i bileşeninin molar kesri
z	: Deniz seviyesine göre yükseklik farkı
μ_i	: i maddesinin kimyasal potansiyeli
η	: Enerji verimi
ψ	: Ekserji verimi
ϕ	: İzafi tersinmezlik oranı
χ	: Yakıt ekserjisine göre tersinmezlik oranı
α	: İzafi enerji tüketim oranı
β	: Yakıt enerjisi tüketim oranı

KISALTMALAR

BSI	: Besleme suyu ısıtıcıları
ÇATES	: Çatalağzı Termik Elektrik Santrali
DBI	: Düşük basınç ısıtıcısı
ID	: Isı değiştiricisi
<i>kon</i>	: Yoğuşturucu (Condenser)
NCV	: Alt ısı değer (Net Calorific Value)
ORÇ	: Organik Rankine Çevrimi (ORC – Organic Rankine Cycle)
YBI	: Yüksek basınç ısıtıcısı
<i>yü</i>	: Yanma ürünleri

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Dünyanın enerji ihtiyacı, artan nüfus ve teknolojinin hızlı gelişimi sonucunda devamlı artmaktadır. 2030 yılı itibariyle dünyanın enerji gereksinimi, devletlerin mevcut enerji politikaları değişmediği kabul edilerek yapılan tahminlere göre, 2007 yılına göre % 40 oranında artacaktır (URL-1 2009). Günümüzde dünya enerji üretiminde en çok paya sahip olan fosil yakıtlar hızla tükenmektedir. Yapılan araştırmalara göre fosil yakıtların, bilinen rezervler göz önüne alındığında, yaklaşık olarak tükenme süreleri petrol için 35 yıl, gaz için 37 yıl ve kömür için 107 yıl olarak öngörülmüştür (Shafiee and Topal 2009).

Fosil yakıtların yakın gelecekte tükenmesi senaryolarının yanı sıra, bu tip yakıtların giderek hızlanan bir şekilde tüketilmesi küresel ısınma, ozon tabakasının delinmesi ve atmosferik kirlilik gibi birçok çevresel probleme yol açmaktadır (Yamamoto et al. 2001). Hem kullanılan sınırlı enerji kaynakları hem de çevresel faktörler nedeniyle, yenilenebilir enerji kaynaklarının (güneş enerjisi, rüzgâr enerjisi, jeotermal enerji vs.) araştırılmasının yanında halen kullanılmakta olan enerji üretim sistemlerinin iyileştirilmesi ve verimliliklerinin artırılması da büyük önem kazanmıştır. Sistem verimi incelenmesi noktasında termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını ele alan enerji ve ekserji analizleri devreye girmektedir. Enerji analizi termodinamiğin birinci kanununun vurguladığı enerjinin korunumu ilkesiyle ilgilidir ve enerjinin niceliği ile ilgilenir. Ekserji analizi ise termodinamiğin ikinci kanununun vurguladığı entropi üretimi (entropinin artışı ilkesi), tersinmezlik, kullanılabilirlik ile ilgilidir ve enerjinin niteliği ile ilgilenir.

Günümüzde enerji üretim sistemlerinin verimliliklerinin artırılması ve çevresel faktörlerin nispeten azaltılması için sistemlerin atık ısılarının geri kazanılması bütün dünyada büyük önem kazanmıştır. Bu doğrultuda Türkiye’de de 2007 yılında Enerji Verimliliği Kanunu yürürlüğe girmiştir. Türkel (2008) Enerji Verimliliği Kanunu ile kojenerasyon kavramının ilk kez bir yasa içinde tanımlandığını vurgulamış ve Kanunun genel olarak amaçlarını şu şekilde sıralamıştır:

- Enerjinin etkin kullanımı ve israfın önlenmesi,
- Enerjinin maliyetinin ekonomi üzerindeki yükünün hafifletilmesi,
- Çevrenin korunması,
- Enerji kaynaklarının artırılması ve çeşitlendirilmesi,
- Enerji kullanımında verimliliğin artırılması.

Kojenerasyon sistemleri, enerji üretim sistemlerinin atık ısısından sıcak su veya buhar elde etmeye yarayan sistemlerdir, birleşik ısı-güç sistemleri olarak da adlandırılır. Atık ısıdan ve benzeri düşük kaliteli ısı kaynaklarından (düşük sıcaklıklı jeotermal kaynaklar, güneş enerjisi sistemleri vb.) faydalanmanın başka bir yolu ise Organik Rankine Çevrimi (Organic Rankine Cycle, ORC) olarak adlandırılan çevrimlerdir (Hung et al. 1997). Bu çevrimlerde klasik Rankine çevriminden farklı olarak, su yerine organik akışkanlar kullanılır. Organik akışkan kullanılan çevrimlerin su kullanan çevrimlere göre avantajı, kullanılan akışkanların kaynama noktalarının suya göre daha düşük sıcaklıklarda olmasıdır.

Çeşitli organik Rankine çevrim tasarımları (ORÇ), Termik güç santrallerine ve ORÇ'lere uygulanan enerji ve ekserji analizlerinin yer aldığı literatürdeki bazı çalışmalardan aşağıda bahsedilmektedir.

Rosen ve Dincer (1997) çalışmalarında enerji ve çevre ilişkisinden bahsedilerek, enerji verimliliğinin, enerji kaybını azaltmasıyla çevreye olan etkileri azalttığı belirtilmiştir. Çalışmada atık ekserji emisyonları, kaynak kullanımı ve çevre ilişkileri incelenmiş ekserji analizinin çevreyle ilgili problemlerin ortaya koyulmasında ve çözümünde önemli bir rol oynadığı belirtilmiştir.

Hung (2001) yaptığı çalışmada ORÇ'lerin düşük kaliteli ısı kaynaklarından faydalanmak için çeşitli organik akışkanlar kullanmış ve sonuç olarak R113 ve R123 soğutucu akışkanlarının, kullandığı diğer akışkanlara göre daha yüksek verim sağladığını belirtmiştir.

Maizza ve Maizza (2001) atık enerji kaynaklarının geri kazanımında kullanılan ORÇ'lerde bazı değişik akışkanların termodinamik ve fiziksel özelliklerini gerçekçi işletme şartları altında incelemiştir.

Yamamoto et al. (2001) ORÇ'lerde R123 soğutucu akışkanından suya göre daha fazla türbin gücü elde edileceği önermişler, bu önermeyi sayısal simülasyon ve deneysel çalışmalar ile ispatlamışlardır.

Liu et al. (2004) ORÇ'lerde kullanılan farklı çalışma akışkanlarının sistem verimi üzerindeki etkilerini incelemişler ve ıslak akışkanların (wet fluids) ORÇ'ler için uygun olmadıklarını belirtmişlerdir.

Cihan et al. (2006) çalışmalarında bir birleşik güç santraline ekserji analizi uygulamışlar ve tersinmezliklerin % 85'inden fazla bir kısmının yanma odaları, gaz türbinleri ve atık ısı buhar generatörlerinde gerçekleştiğini hesaplamışlardır. Sistem verimini arttırmak için bazı yapısal ve termal öneriler sunmuşlardır.

Kopac ve Hilalci (2007) yaptıkları çalışmada Çatalağzı Termik Elektrik Santralinin verimini çevre sıcaklığına bağlı olarak enerji ve ekserji analizleri ile incelemişlerdir.

Mago et al. (2008b) çalışma akışkanı olarak R113 kullanan bir ORÇ için ekserji yıkımını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma sonucunda ekserji yıkımının buharlaştırıcı basıncının artışı ve türbin giriş sıcaklığının düşmesi ile azaldığı saptanmıştır.

Tchanche et al. (2009) yaptıkları çalışmada R134a soğutucu akışkanının, kullandığı diğer organik akışkanlara nazaran, düşük sıcaklıklı solar ORÇ'lerde daha yüksek verim elde edilebileceğini göstermişlerdir.

Chacartegui et al. (2009) orta ve büyük ölçekli birleşik gaz-buhar güç santrallerinde alt çevrim olarak klasik Rankine çevrimi yerine ORÇ kullanımını ve bunun verim artışına etkisini incelemişlerdir ve daha yüksek verim için parametrik optimizasyon uygulamışlardır.

Dai et al. (2009) ORÇ'lerde farklı çalışma akışkanları için düşük kaliteli atık ısı kazanımlarını ve ekserji verimliliklerini incelemişlerdir. Çalışmadaki sonuçlar düşük kaliteli atık ısıyı kullanılabilir işe çevirmek için organik çalışma akışkanı kullanan çevrimlerin su kullanan çevrimlere göre çok daha üstün olduğunu göstermektedir. Ek olarak, negatif buhar doyma eğrisine sahip çalışma akışkanları için çevrimden maksimum verimin, akışkanın türbin girişinde doymuş buhar fazında olması durumunda elde edildiğini göstermişlerdir.

Lakew ve Bolland (2010) çalışmalarında düşük sıcaklıklı ısı kaynakları için ORÇ`lerde farklı çalışma akışkanları kullanmışlar, enerji ve ekserji analiz yöntemleri ile güç üretim kapasitelerini ve sistem bileşenlerinin boyut gereksinimlerini incelemişlerdir.

Sharifpur (2007) yaptığı çalışmada, yeni bir ısı değiştiricisi olan buharlaştırıcı yoğuşturucunun termik güç santrallerinde klasik yoğuşturucuların yerine kullanılmasını öngörmüştür. Çalışma akışkanı olarak organik akışkan önermiştir. Sharifpur`un (2008) başka bir çalışmasında ise Çatalağzı Termik Elektrik Santralinde var olan yoğuşturucunun yerine çalışma akışkanı olarak R141b kullanılan buharlaştırıcı yoğuşturucu önerilmiş ve sisteme enerji analizi uygulanmıştır.

Bu çalışmada, Çatalağzı Termik Elektrik Santraline (ÇATES) buharlaştırıcı yoğuşturucu ile tasarlanan Organik Rankine Çevrimi uygulanması amaçlanmaktadır. ORÇ`de çalışma akışkanı olarak R141b, R123 ve R113 olmak üzere üç farklı “kuru akışkan” (dry fluid) kullanılmıştır. Öncelikle sistemin mevcut hali göz önüne alınarak sistem bileşenleri için enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Ardından tasarlanan sistemin bütün bileşenleri için her bir çalışma akışkanının kullanıldığı farklı ORÇ denemelerinde enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Bahsedildiği gibi literatürde geline bu nokta itibari ile ORÇ`lerde enerji ve ekserji analizlerinin uygulanması gerektiği açıktır. Yapılan bu çalışma, Çatalağzı Termik Elektrik Santraline uygulanan buharlaştırıcı yoğuşturucu ile tasarlanan ORÇ`ye enerji ve ekserji analizlerinin uygulanması itibariyle özgünlük kazanmaktadır. Buna ek olarak çalışmanın, mevcut termik santraller için bahsedilen sistemin uygulanabilirliğinin araştırılmasında literatüre katkılar sağlayacağı düşünülmektedir.

BÖLÜM 2

GENEL BİLGİLER VE TANIMLAR

2.1 TERMODİNAMİK ANALİZ

Termodinamik analiz mevcut enerji kaynaklarının en verimli şekilde değerlendirilmesi amacıyla oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Enerji analizi, enerjinin korunumu ilkesine dayanan termodinamiğin birinci yarasını temel alır. Bir enerji dönüşüm sisteminde enerji analizi esas olarak sisteme giren ve sistemden çıkan enerjilerin hesaplanmasıdır. Enerji analizi, enerjinin niceliğiyle ilgilenir ve verimi enerji miktarlarının oranı şeklinde ifade eder. Fakat enerji verimi, sistem performansının ideale ne kadar yaklaştığı hakkında bir bilgi veremez. Ayrıca sistemde oluşan termodinamik kayıplar çoğu zaman enerji analizi ile kesin olarak tanımlanıp, değerlendirilemezler.

Bir sistemin ekserjisi, referans çevre (ölü hal) ile dengeye gelinceye kadar yapabileceği maksimum iş olarak tanımlanabilir. Tersinir iş, belirli iki hal arasındaki hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş olarak tanımlanır. Sistemin son hali çevre (ölü hal) ile dengede olduğu zaman tersinir iş sistemin ekserjisine eşit olur. Ekserji analizi, daha çok enerjinin niteliği ile ilgilidir ve enerji analizinin yetersiz kaldığı noktaları tamamlamaktadır. Çizelge 2.1`de enerji ve ekserji terimleri karşılaştırılmıştır (Dincer and Rosen 2007). Ekserji analizi temelde termodinamiğin ikinci yarasına dayanır ve verimsizliklerin nedenlerini, yerlerini ve büyüklüklerini tanımlamada kullanılır (Çengel ve Boles 1999, Dincer and Rosen 2007).

2.1.1 Genel Denge Denklemi

Sistem çözümlerinde bir nicelik için genel denge aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\{\text{Giriş}\} + \{\text{Üretim}\} - \{\text{Çıkış}\} - \{\text{Tüketim}\} = \{\text{Birikim}\} \quad (2.1)$$

Çizelge 2.1 Enerji ve ekserji karşılaştırması (Dincer and Rosen 2007).

Enerji	Ekserji
Sadece maddenin veya enerji akışının özelliklerine bağlıdır, çevre özelliklerinden bağımsızdır.	Hem maddenin veya enerji akışının hem de çevrenin özelliklerine bağlıdır.
Çevre ile denge halindeyken sıfırdan farklı bir değere sahiptir.	Çevre ile denge halindeyken (ölü halde) sıfıra eşittir.
Tüm proseslerde korunur (Termodinamiğin birinci kanunu).	Tersinir proseslerde korunur, gerçek (tersinmez) proseslerde korunmaz (termodinamiğin ikinci kanunu).
Yoktan var edilemez ve yok edilemez.	Tersinir proseslerde yoktan var edilemez ve yok edilemez, fakat tersinmez proseslerde her zaman yok edilir.
Birçok biçimde bulunur (kinetik enerji, potansiyel enerji, iş, ısı vb.) ve bulunduğu biçimde ölçülür.	Birçok biçimde bulunur (kinetik ekserji, potansiyel ekserji, iş, ısı ekserji vb.) ve iş veya iş yapabilme yetisine göre ölçülür.
Niceliğin bir ölçüsüdür.	Hem niceliğin hem de niteliğin ölçüsüdür.

Burada giriş ve çıkış, sistem sınırlarından giren ve çıkan miktarları temsil eder. Üretim ve tüketim, sistemde üretilen ve tüketilen miktarları gösterir. Birikim ise sistem sınırları içinde biriken (negatif veya pozitif) miktarı gösterir. Denklem 2.1 ile ifade edilen genel denge denklemini kütle, enerji, entropi ve ekserji için uyarlayabiliriz (Dincer and Rosen 2007).

Bu çalışmada incelemeler sürekli akışlı sürekli açık sistemlerde (türbin, pompa, ısı değiştiricisi vb.) yapılacaktır. Sürekli akışlı sürekli açık sistemlerde (SASA) akımın özellikleri kontrol hacminin herhangi bir noktasında zamana göre değişmez. Denklemler zaman bağımlılıklarından kurtulacakları için Denklem 2.1'in birikim terimi yazacağımız bütün denge denklemleri için sıfır değerini alır.

2.1.2 Kontrol Hacimlerinde Kütle Denge Denklemi

Kütle, korunum kanunlarına göre var ya da yok edilemez. Buna göre kütle dengesi sürekli akışlı sürekli sistemlerde aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\text{Kütle girişi} = \text{Kütle çıkışı} \quad (2.2a)$$

$$\sum_g \dot{m} = \sum_{\zeta} \dot{m} \quad (2.2b)$$

Burada \dot{m} birim zamandaki kütleli debiyi, g indisi girişi ve ζ indisi de çıkışı göstermektedir (Çengel ve Boles 1999).

2.1.3 Kontrol Hacimlerinde Enerji Denge Denklemi

Enerji, korunum kanunlarına göre var ya da yok edilemez. Kontrol hacmine enerji girişi veya çıkışı kütle akışının dışında iş veya ısı transferiyle de olabilir. Buna göre enerji dengesi sürekli akışlı sürekli sistemlerde aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\text{Enerji girişi} = \text{Enerji çıkışı} \quad (2.3a)$$

$$\sum_g \dot{E}_g = \sum_{\zeta} \dot{E}_{\zeta} \quad (2.3b)$$

Eşitlik 2.3b için enerjinin bileşenleri açıkça yazılıp, olası iş ve/veya ısı geçişi de eklenirse;

$$\dot{Q} + \sum_g \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) = \dot{W} + \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} \left(h_{\zeta} + \frac{V_{\zeta}^2}{2} + gz_{\zeta} \right) \quad (2.3c)$$

denklemi elde edilir. Burada \dot{Q} kontrol hacmi ile çevresi arasında birim zamanda olan ısı geçişini, \dot{W} birim zamanda yapılan mil işini temsil eder. Parantez içindeki terimler ise sırasıyla akışın birim kütle başına entalpisini, kinetik ve potansiyel enerjilerini gösterir. Bu çalışmada incelenecek olan sistemlerde (türbin, pompa, kazan, ısı değiştiricisi vb.) kinetik ve potansiyel enerjilerin değişimleri ihmal edilmiştir. (Çengel ve Boles 1999)

2.1.4 Kontrol Hacimlerinde Entropi Denge Denklemi

Sistemlerdeki tersinmezliklerden dolayı entropi üretimi olmaktadır ancak entropi tüketimi söz konusu değildir. Buna göre Denklem 2.1`i sürekli akışlı sürekli sistemlerde entropi dengesi için uyarlırsak aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\text{Entropi girişi} + \text{Entropi üretimi} = \text{Entropi çıkışı} \quad (2.4a)$$

Denklem 2.4a`yı entropi üretimini verecek şekilde açık yazarsak;

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum_{\dot{m}_{\dot{\zeta}}} \dot{m}_{\dot{\zeta}} s_{\dot{\zeta}} - \sum_{\dot{m}_{\dot{g}}} \dot{m}_{\dot{g}} s_{\dot{g}} + \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \quad (2.4b)$$

eşitliğini elde edebiliriz. Denklemde sol tarafındaki terim kontrol hacminde birim zamandaki entropi üretimini ifade eder. Tersinir proseslerde bu değer sifira eşitken, tersinmez proseslerde her zaman sifirdan büyük olur. Denklemde sağ tarafındaki birinci ve ikinci terim birim zamanda kütle ile aktarılan entropiyi, üçüncü terim ise birim zamanda ısı geçişiyle olan entropi geçişini göstermektedir. Burada R indisi, rezervuarı tanımlamaktadır.

2.1.5 Kontrol Hacimlerinde Ekserji Denge Denklemi

Kontrol hacimlerinde ekserji denge denklemini yazmadan önce ekserjiyi akış tiplerine bağlı olarak sınıflandırabiliriz.

2.1.5.1 Madde Akışa Bağlı Ekserji

Madde akışına bağlı olan ekserjiyi birim kütle için fiziksel, kimyasal, kinetik ve potansiyel ekserji bileşenleri şeklinde yazarsak;

$$ex_{\text{akış}} = ex_{\text{fiz}} + ex_o + ex_{\text{kin}} + ex_{\text{pot}} \quad (2.5)$$

ifadesini elde ederiz.

Kinetik ve Potansiyel Ekserji

Ekserjinin kinetik ve potansiyel bileşenleri, ex_{kin} ve ex_{pot} , tamamen işe dönüşebileceklerinden dolayı madde akışının kinetik ve potansiyel enerjilerine eşittirler ve şu şekilde ifade edilebilirler;

$$ex_{kin} = \frac{V^2}{2} \quad (2.6)$$

$$ex_{pot} = gz \quad (2.7)$$

Burada V maddenin hızını, z deniz seviyesi ile olan yükseklik farkını, g ise yer çekimi ivmesini gösterir. Bu çalışmada incelenecek olan sistemlerde (türbin, pompa, kazan, ısı değiştiricisi vb.) kinetik ve potansiyel ekserjiler ihmal edilebilir. (Çengel ve Boles 1999)

Fiziksel Ekserji

Madde akışına bağlı fiziksel ekserji, ex_{fiz} , akışın çevreyle sadece termal etkileşimde bulunarak başlangıç şartlarından P_o ve T_o ile tanımlanan çevresel şartlar ile dengeye gelinceye kadar elde edilebilecek maksimum iş miktarı olarak tanımlanır. Birim kütle başına ise aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$ex_{fiz} = h - h_o - T_o(s - s_o) \quad (2.8a)$$

İdeal gaz karışımları için molar fiziksel ekserji;

$$\bar{ex}_{fiz, karışım} = (T - T_o) \sum_i y_i \bar{c}_{p,i}^{ex} + \tilde{R} T_o \ln(P / P_o) \quad (2.8b)$$

denklemini kullanılarak bulunabilir. Burada $\bar{c}_{p,i}^{ex}$ karışımın her i bileşeni için ortalama sabit basınç ekserji kapasitesini, \tilde{R} evrensel gaz sabitini ve y_i ise her i bileşeni için molar oranı ifade eder (Kotas 1995).

Kimyasal Ekserji

Madde akışına bağlı kimyasal ekserji, ex_o , ise sadece çevresiyle madde alışverişi ve ısı transferi yaparak akışın çevresel şartlar ile denge haline gelinceye kadar elde edilebilecek maksimum iş miktarı olarak tanımlanır.

$$ex_o = \sum_i n_i (\mu_{i0} - \mu_i^e) \quad (2.9a)$$

Burada μ_{i0} termal ve mekanik dengedeki (T_0, P_0), i maddesinin kimyasal dengeye gelmiş (çevre içinde) i maddesinin kimyasal potansiyelidir. μ_i^e ise sınırlandırılmış ölü durumdaki i maddesinin kimyasal potansiyelidir. n_i birim kütle için mol sayısıdır.

Moran ve Shapiro (2006) bileşenleri çevre kompozisyonunda bulunan ideal gaz karışımları için kimyasal potansiyelleri aşağıdaki gibi ifade etmiştir.

$$\mu_{i0} = \bar{g}_i(T_0, P_0) + \tilde{R}T_0 \ln y_i \quad (2.10)$$

$$\mu_i^e = \bar{g}_i(T_0, P_0) + \tilde{R}T_0 \ln y_i^e \quad (2.11)$$

Burada \bar{g}_i saf i maddesinin molar Gibbs fonksiyonunu y_i ve y_i^e ise sırasıyla sınırlandırılmış ölü durumdaki ve çevredeki i maddesinin mol kesrini göstermektedir. \tilde{R} ise evrensel gaz sabitidir. Bu iki denklem, Denklem 2.9a'da yerine konulursa, ideal gaz karışımının molar kimyasal ekserjisi;

$$\bar{ex}_o = \sum_i y_i \bar{ex}_{o,i} + \tilde{R}T_0 \sum_i y_i \ln y_i \quad (2.9b)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Kotas (1995) oksijen karbon kütleli oranı 0.667'den az olan ve karbon, hidrojen, oksijen, azot ve kükürt içeren katı yakıtlar için kimyasal ekserjiyi aşağıdaki eşitlikle tanımlamıştır.

$$ex_o = \left[(NCV)^o + 2442w \right] \varphi_{kuru} + 9417s \quad (2.12)$$

Burada $(NCV)^o$ yakıtın alt ısı değerini (Net Calorific Value), w yakıtın içindeki nem miktarının kütleli oranını, s yakıt içindeki kütleli kükürt (sulphur) oranını göstermektedir. φ_{kuru} için ise;

$$\varphi_{kuru} = 1.0437 + 0.1882 \frac{h}{c} + 0.0610 \frac{o}{c} + 0.0404 \frac{n}{c} \quad (2.13)$$

eşitliğini vermiştir. c , h , o ve n sırasıyla yakıtta bulunan karbon, hidrojen, oksijen ve azot bileşenlerinin kütleli oranlarıdır.

2.1.5.2 Isı Geçişine Bağlı Ekserji

Kontrol yüzeyindeki ısı transferinin ekserjisi, çevrenin sıfır kalitedeki termal enerji rezervuarı olarak kullanılmasından elde edilebilen maksimum işe göre bulunur. Birim zamanda gerçekleşen ısı transferi \dot{Q}_r , ısı transferinin gerçekleştiği yüzeyin sıcaklığı T_r ve çevre sıcaklığı ise T_0 ile gösterilir ise ısı geçişine bağlı ekserjiyi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\dot{E}x_Q = \dot{Q}_r \left(1 - \frac{T_0}{T_r} \right) \quad (2.14)$$

2.1.5.3 İş Geçişine Bağlı Ekserji

Verilen bir enerjinin eşdeğer işi, onun ekserjisinin ölçüsü olarak tanımlandığından, net iş her durumda ekserjiye eşittir. Dolayısıyla, ekserji transferi büyüklük ve doğrultu olarak net ve kullanılabilir iş transferine eşittir (Kotas 1985, Dincer and Rosen 2007).

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (2.15)$$

Ekserjinin akış tiplerini tanımlandıktan sonra Eşitlik 2.1, sürekli akışlı sürekli açık sistemlerde ekserji dengesi için yazılırsa;

$$\text{Ekserji girişi} - \text{Ekserji ıkışı} - \text{Tersinmezlik} = 0 \quad (2.16a)$$

denklemini elde edilir. Ekserji, tersinmezliklerden ötürü tükenmektedir ve tersinmezlik de entropi artışıyla doğru orantılıdır. Denklem 2.16a'yı açık bir ifade etmek gerekirse;

$$\sum_r \dot{Q}_r \left(1 - \frac{T_0}{T_r} \right) - \dot{E}x_w + \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_\zeta \dot{m}_\zeta ex_\zeta = \dot{E}x_d \quad (2.16b)$$

eşitliğini elde edilir. Eşitliğin sol tarafındaki ilk iki terim sırası ile ısı ve iş geçişine bağlı ekserji girişi veya çıkışını göstermektedir. nc ve dördüncü terim ktle akışıyla olan ekserji giriş ve çıkışını vermektedir. Sağ taraftaki $\dot{E}x_d$ ise kontrol hacmi içerisindeki tersinmezliği (ekserji yokoluşunu - irreversibility) temsil etmektedir.

2.1.6 Enerji ve Ekserji Verimleri

Bir sistemin termodinamik analizi, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını kullanan enerji ve ekserji analizleri ile yapılmaktadır. Sistemin termodinamik açıdan performans değerlendirmesi yapılırken her iki analizde de sonuçlarının kullanılması gerekir. Fakat ekserji veriminin sistem performansını değerlendirmekte daha etkili olduğu görülmektedir (Dincer and Rosen 2007).

2.1.6.1 Enerji Verimi

Sistemin her bir elemanın çıkışındaki enerji miktarının, girişindeki enerji miktarına oranı enerji verimi olarak tanımlanmıştır ve her bir eleman için;

$$\eta_k = \frac{\sum_\zeta \dot{E}_{\zeta,k}}{\sum_g \dot{E}_{g,k}} \quad (2.17)$$

denklemini ile hesaplanabilir.

Sistemin tamamı için ise, enerji verimi, sistemden çıkan net gücün sisteme giren enerji miktarına oranı olarak tanımlanmıştır. Enerji girişi olarak yakıt kullanılan sistemlerde aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Ballı 2008).

$$\eta_{sistem} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{yakıt}} \quad (2.18)$$

Termodinamik analizlerde sık kullanılan bazı elemanların enerji verimleri aşağıdaki gibidir (Çengel ve Boles 1999).

Pompa, kompresör vb. için;

$$\eta_{pompa,kompresör} = \frac{\dot{E}_{\zeta} - \dot{E}_g}{\dot{W}_{pompa,kompresör}} \quad (2.19)$$

Türbin için;

$$\eta_{türbin} = \frac{\dot{W}_{türbin}}{\dot{E}_g - \dot{E}_{\zeta}} \quad (2.20)$$

Isı değiştiricisi (ID), Kondenser (kon) vb. için;

$$\eta_{ID,kon} = \frac{\dot{E}_{\zeta,soğuk} - \dot{E}_{g,soğuk}}{\dot{E}_{g,sıcak} - \dot{E}_{\zeta,sıcak}} \quad (2.21)$$

2.1.6.2 Ekserji Verimi

Sistemin her bir elemanın çıkışındaki ekserji miktarının girişindeki ekserji miktarına oranı ekserji verimi olarak tanımlanmıştır ve her bir eleman için;

$$\psi_k = \frac{\sum_{\zeta} \dot{E}x_{\zeta,k}}{\sum_g \dot{E}x_{g,k}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,k}}{\sum_g \dot{E}x_{g,k}} \quad (2.22)$$

olarak tanımlanmıştır (Dincer and Rosen 2007).

Sistemin tamamı için ise, ekserji verimi, sistemden çıkan ürünlerin ekserji akışlarının sisteme giren toplam ekserji miktarına oranı olarak tanımlanmıştır. Yakıt kullanılan sistemlerde aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Ballı 2008).

$$\psi_{sistem} = \frac{\dot{E}x_{ürünler}}{\dot{E}x_{yakıt}} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}x_{Q,net}}{\dot{E}x_{yakıt}} \quad (2.23)$$

Bu denklemde, $\dot{E}x_{ürünler}$ sistem ürünlerinin toplam ekserjilerini, $\dot{E}x_{yakıt}$ sistemde yakılan ürünlerin toplam ekserjilerini, \dot{W}_{net} sistemde üretilen net gücü, $\dot{E}x_{Q,net}$ ise üretilen net ısı ekserjisiyi temsil etmektedir.

Bu çalışmada incelenecek sistemde ürün olarak sadece güç üretileceğinden dolayı $\dot{E}x_{Q,net}$ değeri sıfıra eşit olacaktır.

Termodinamik analizlerde sık kullanılan bazı elemanların ekserji verimleri aşağıdaki gibidir (Çengel ve Boles 1999).

Pompa, kompresör vb. için;

$$\psi_{pompa,kompresör} = \frac{\dot{E}x_{ç} - \dot{E}x_{g}}{\dot{W}_{pompa,kompresör}} \quad (2.24)$$

Türbin için;

$$\psi_{türbin} = \frac{\dot{W}_{türbin}}{\dot{E}x_{g} - \dot{E}x_{ç}} \quad (2.25)$$

Isı değiştiricisi (ID), Kondenser (kon) vb. için;

$$\psi_{ID,kon} = \frac{\dot{E}x_{ç,soğuk} - \dot{E}x_{g,soğuk}}{\dot{E}x_{g,sıcak} - \dot{E}x_{ç,sıcak}} \quad (2.26)$$

Sistem bileşenlerinin değerlendirilmesinde farklı parametreler kullanılabilir. Bunlardan ikisi izafi tersinmezlik oranı (ϕ_k) ve yakıt ekserjisine göre tersinmezlik oranı (χ_k) olarak adlandırılır. İzafi tersinmezlik oranı, bir sistem elemanında meydana gelen tersinmezliğin sistemin tamamında meydana gelen tersinmezliklere oranı şeklinde ifade edilir ve Eşitlik 2.27 ile gösterilir. Sistemdeki tersinmezliklerin hangi sistem bileşeninde gerçekleştiğinin ölçüsüdür. Yakıt ekserjisine göre tersinmezlik oranı ise bir sistem elemanında meydana gelen tersinmezliğin, sisteme giren yakıtın toplam ekserji miktarına oranıdır. Hangi sistem bileşeninde yakıt ekserjisinin ne kadarının tüketildiğini gösterir. Eşitlik 2.28 ile gösterilir. Benzer şekilde bu oranlar enerji için izafi enerji tüketim oranı (α_k) (Denklem 2.29) ve yakıt enerjisi tüketim oranı (β_k) (Denklem 2.30) olarak tanımlanabilir. Sırasıyla bir sistem elemanında gerçekleşen enerji kaybının sistemin tamamında gerçekleşen enerji kaybına oranı ve elemanda gerçekleşen enerji kaybının yakıtın enerjisine oranı şeklinde ifade edilebilirler (Xiang et al. 2004, Ballı 2008).

$$\phi_k = \frac{\dot{E}x_{d,k}}{\sum_i \dot{E}x_{d,i}} \quad (2.27)$$

$$\chi_k = \frac{\dot{E}x_{d,k}}{\dot{E}x_{yakıt}} \quad (2.28)$$

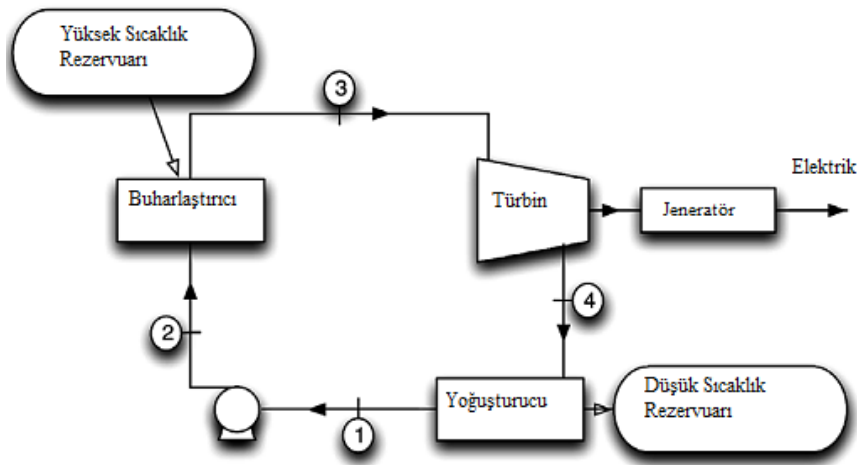
$$\alpha_k = \frac{\dot{E}_{kayıp,k}}{\sum_i \dot{E}_{kayıp,i}} \quad (2.29)$$

$$\beta_k = \frac{\dot{E}_{kayıp,k}}{\dot{E}_{yakıt}} \quad (2.30)$$

2.2 ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ

Günümüzde birçok endüstriyel uygulamada düşük sıcaklıklı atık ısılar, bunları tekrar kazanabilecek uygulamaların verimli olmaması nedeniyle geri kazanılamamaktadır. Ayrıca atık ısılar ısıl kirlilik yaratmakta ve bunun yanı sıra fosil yakıt tüketimini arttırmakta ve dolayısı ile küresel ısınma, ozon tabakasının delinmesi ve hava kirliliği gibi birçok çevresel

probleme yol açmaktadır (Hung et al. 1997, Yamamoto et al. 2001). Bu sebeplerden dolayı düşük dereceli ısı kaynaklarından yararlanabilmek amacıyla alternatif yenilenebilir teknolojiler önem kazanmıştır. Atık ısıyı tekrar kazanmayı ve elektrik üretmeyi amaçlayan bu sistemlerden biri de Organik Rankine Çevrimidir, ORÇ (Organic Rankine Cycle, ORC). ORÇ'nin tipik bir Rankine çevriminden tek farkı çevrimde su yerine organik bir akışkan kullanılmasıdır. Organik terimi freon ve/veya başka birçok soğutucu akışkanı içeren bileşiklerin kimyasal sınıflandırmada kullanılan bir terimdir. Şekil 2.1'de basit bir ORÇ şematik olarak gösterilmiştir.

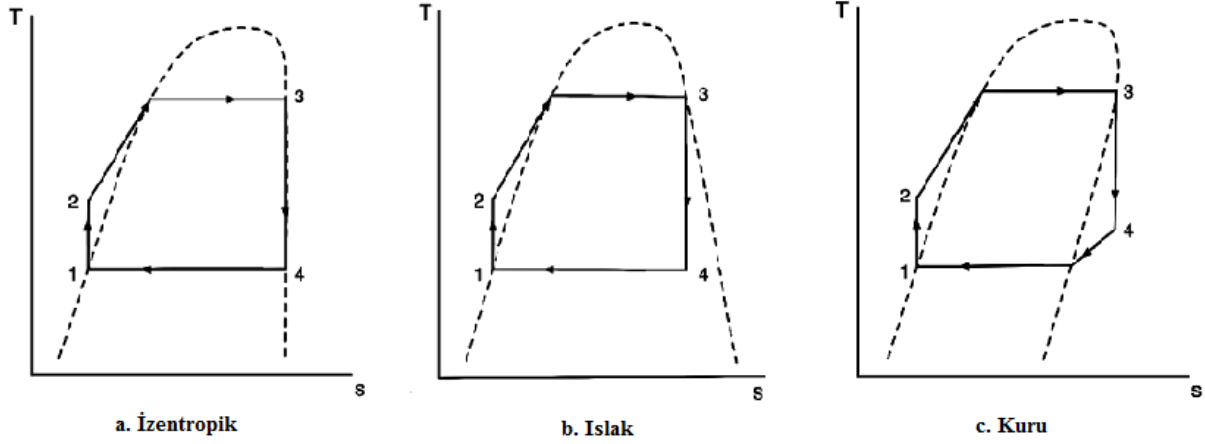


Şekil 2.1 Basit bir Organik Rankine Çevrimi (Mago et al. 2008a).

Drescher ve Brüggemann (2007) ORÇ'de kullanılacak organik bileşiğin seçimindeki genel kriterleri termodinamik özellikler, akışkanın kararlı olması ve temas edeceği yüzeylerle uyumluluğu, sağlık ve çevre açısından güvenliği, sağlanabilirliği ve maliyeti olarak sıralamıştır. Bu çalışmada öncelikle termodinamik özellikler göz önüne alınmıştır.

Akışkanlar T-s diyagramındaki doyma eğrisinin eğimi pozitifse kuru akışkan (dry fluid), negatifse ıslak akışkan (wet fluid), sonsuz ise izentropik akışkan olarak adlandırılırlar (Hung et al. 1997). Şekil 2.2'de T-s diyagramlarına göre Şekil 2.1'de gösterilen çevrimde çalışılacak akışkanların karşılaştırmaları yapılmıştır. Hung et al. (1997), Hung (2001), Mago et al. (2008a) ve Dai et al. (2009) ORÇ'de kullanılacak akışkanın seçiminde, akışkanın T-s diyagramındaki doyma eğrisinin karakteristiklerini inceleyerek kuru veya izentropik akışkanların daha iyi ısı verim verdiklerini gözlemlemişlerdir. Bunun nedeni ise zaten düşük kaliteli ısı kaynaklarında kullanılan ORÇ'de türbin girişinde buharı kızdırmaya gerek

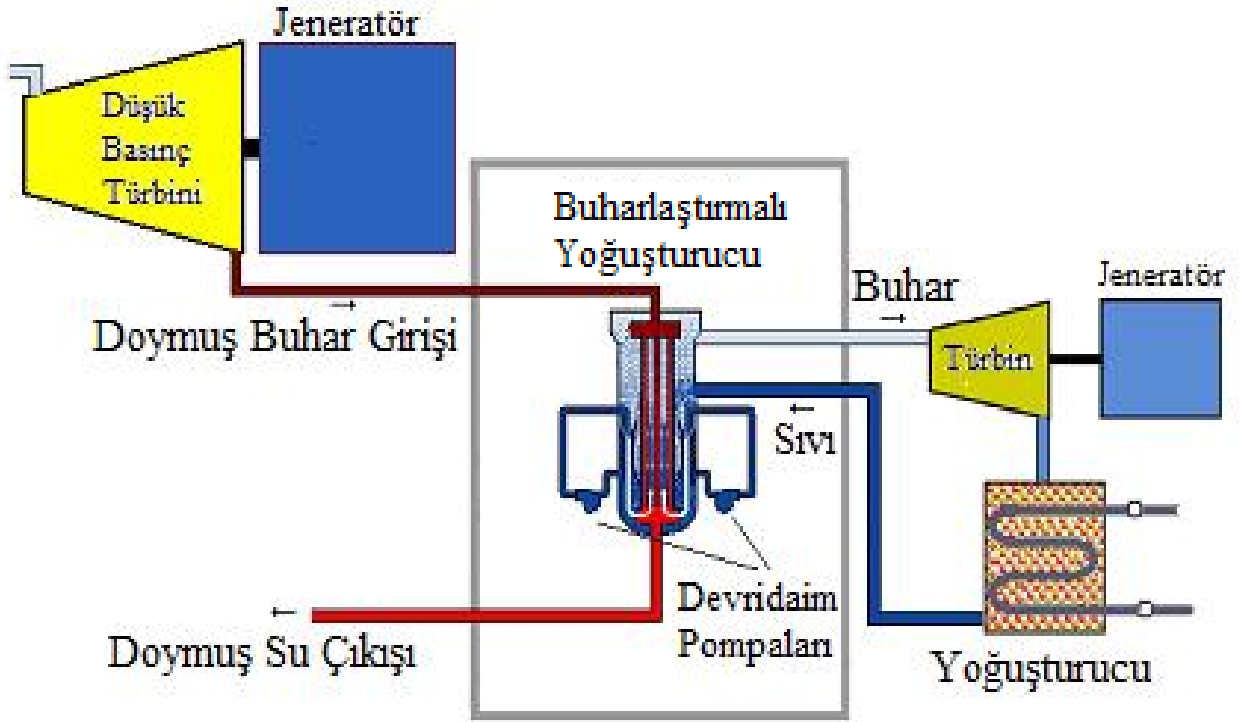
olmayışıdır. Doymuş buhar fazında türbine verilen akışkan, türbin çıkışında da buhar fazında kalmaktadır. Islak akışkanın başka bir dezavantajı ise türbin çıkışında sıvı-buhar karışımı halinde kalan akışkanın türbin kanatlarına vereceği zarardır.



Şekil 2.2 Çalışma akışkanlarının T-s diyagramlarına göre karşılaştırılması (Mago et al. 2008a).

2.3 BUHARLAŞTIRMALI YOĞUŞTURUCU

Buharlaştırmalı yoğuşturucu bir çeşit ısı değiştiricisi (eşanjör) olup şekil itibariyle kaynar sulu reaktörün (boiling water reactor, BWR) kalbini (core) andırmaktadır (Şekil 2.3). Atık ısısından faydalanmak istenilen sistemin yoğuşturucusunun yerine önerilmektedir. Aynı zamanda da ORÇ sisteminin kazanı görevi görecektir. ORÇ'nin eklenmesi düşünülen güç üretim sisteminin düşük basınç türbininden çıkan doymuş buhar dikey kanallara yukarıdan girer ve aşağısından doymuş su olarak çıkar. Bu faz değişimi esnasında gizli ısını ORÇ'de kullanılan akışkana vererek, buharlaştırmalı yoğuşturucuya sıvı halde giren akışkanı buhar fazına getirir (Sharifpur 2007, 2008).



Şekil 2.3 Buharlaştırıcı yoğuşturucu ve çevrimi (Sharifpur 2008).

BÖLÜM 3

TERMİK SANTRALE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİNİN UYGULANMASI

3.1 TESİSE AİT GENEL BİLGİLER

Bu çalışmada ele alınan santral, Çatalağzı Termik Elektrik Santrali (ÇATES), Zonguldak'ın 17km kuzey-doğusundadır. Zonguldak İli Merkez İlçeye bağlı, Çatalağzı beldesinin Işıkveren mevkiindedir. Santral toplam 233250 m²'lik bir alana kurulmuş olup site, gölet, kömür stok sahası, ana binalar ve yardımcı tesislerden oluşmaktadır. Santralin ihtiyacı olan 40t/h'lik katma ve kullanma suyu Dereköy mevkiinde bulunan gölet ve Kazköy deresi pompa istasyonundan sağlanır. Kondense hattı için ana soğutma suyu ise Karadeniz kıyında, Küçükağz mevkiindeki liman içinden sağlanır. ÇATES-A ve ÇATES-B olmak üzere iki adet termik santralden oluşmaktadır. ÇATES-B termik santrali ÇATES-A'nın 1991 yılında ekonomik ömrünü doldurması nedeniyle kurulmuş olup 1989 yılında 1. ünitesi, 1991 yılında da 2. ünitesi hizmete girmiştir. Tesis 2×150 MW elektrik üretim gücüne sahiptir (URL-2 2009). Yapılan çalışmada ÇATES-B'nin eşdeğer 2 ünitesinden bir tanesi ele alınmıştır. Şekil 3.1`de görüldüğü üzere mevcut santral, iki kademeli yüksek basınç türbini (YBT 1, YBT2), düşük basınç türbini (DBT), üç adet düşük basınç ısıtıcısı (DBI 1, DBI 2, DBI 3), iki adet yüksek basınç ısıtıcısı (YBI 1, YBI 2), deaerator, kazan, jeneratör ve yoğuşturucudan oluşmaktadır. Santralde toplam 32 adet düğüm noktası mevcut olup bu noktalara ait termodinamik özellikler, toplam entalpi ve ekserji değerleri Çizelge 3.1`te verilmiştir. 0 (sıfır) no`lu düğüm noktası çevre koşullarını (ölü hali) göstermektedir. Söz konusu sistem tam bir çevrim olduğu için çevrimdeki akışkanın (suyun) kimyasal ekserjisi düğüm noktalarının toplam ekserji değerine katılmamıştır. Kısılma vanalarındaki enerji ve ekserji değişimleri ayrıca hesaplanmamıştır.

Çizelge 3.1 Santralin mevcut halinde bulunan düğüm noktalarının termodinamik özellikleri, toplam entalpi ve ekserji değerleri (Kopaç and Hilalci 2007`den değiştirerek)

Düğüm Noktası	P Basınç (MPa)	T Sıcaklık (°C)	\dot{m} Kütleli Debi (kg / h)	h Entalpi (kJ / kg)	s Entropi (kJ / kg K)	$\dot{m} \times h$ Toplam Entalpi (kW)	\dot{E}_x Toplam Ekserji (kW)
1	0.094	38.7	405855	162.19	0.5550	18284.90	146.04
2	0.868	40.0	405855	168.30	0.5721	18973.72	260.38
3	0.868	73.0	405855	306.20	0.9908	34520.22	1740.33
4	0.868	106.0	405855	444.90	1.3734	50156.91	4523.28
5	0.868	132.8	405855	558.60	1.6633	62975.17	7602.12
6	0.868	164.3	480000	694.30	1.9851	92573.33	14298.08
7	15.303	166.7	480000	713.10	1.9916	95080.00	16546.48
8	15.303	182.0	480000	779.30	2.1400	103906.67	19476.72
9	15.303	224.5	480000	968.20	2.5360	129093.33	28928.99
10	13.342	220.0	480000	947.00	2.4980	126266.67	27612.19
11	13.342	535.0	480000	3426.00	6.5410	456800.00	197503.65
12	3.364	359.0	438003	3122.00	6.6670	379845.94	138668.03
13	3.364	535.0	438003	3529.00	7.2350	429364.61	167592.77
14	0.724	310.0	405855	3079.00	7.3180	347118.76	101771.68
15	0.006	35.5	345152	2371.00	7.7100	227320.94	7470.18
16	3.385	367.0	41997	3137.00	6.6650	36595.72	13477.83
17	3.385	210.0	41997	898.40	2.4210	10480.58	2116.62
18	1.618	202.0	41997	898.40	2.4270	10480.58	2095.76
19	1.618	418.0	10730	3293.00	7.2890	9814.97	3354.24
20	1.618	174.0	52727	737.20	2.0800	10797.32	1784.74
21	0.868	174.0	52727	737.20	2.0820	10797.32	1776.01
22	0.868	361.0	21418	3184.00	7.4060	18943.03	5839.42
23	0.326	241.0	18817	2948.00	7.4420	15409.03	3840.65
24	0.326	111.7	18817	469.90	1.4403	2456.14	236.18
25	0.141	110.0	18817	469.90	1.4410	2456.14	235.09
26	0.141	155.0	22077	2783.00	7.4730	17066.75	3437.52
27	0.141	79.0	40894	330.80	1.0632	3757.70	209.72
28	0.040	76.0	40894	330.80	1.0638	3757.70	207.68
29	0.040	111.0	19809	2705.00	7.8570	14884.26	2025.52
30	0.040	43.0	60703	180.10	0.6122	3036.84	36.42
31	0.315	22.0	9100000	92.61	0.3250	234097.50	645.59
32	0.315	42.0	9100000	176.20	0.5989	445394.44	5619.76
0	0.101	25.0	-	104.96	0.3673	-	-

3.2 MEVCUT SİSTEME ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİNİN UYGULANMASI

3.2.1 Kazana Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

Mevcut tesisin kullandığı yakıtın kütleli debisi 2700 ton/gün ve alt ısı değeri 13794 kJ/kg'dır. Yakıtın kimyasal bileşimi kütleli olarak Çizelge 3.2'de gösterilmiştir. Kazana dış ortam şartlarında giren havanın debisi 400000 m³/h'dir. Yanma ürünlerinin debisi 600000 m³/h ve sıcaklığı ise 150 °C'dir (Kopac and Hilalci 2007). Yanma ürünlerinin mol oranları, 150 °C'de sabit basınç özgül ısı değerleri ve standart kimyasal ekserjileri Çizelge 3.3'tedir. Çizelge 3.4'te ise kazanın şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları gösterilmektedir.

Çizelge 3.2 Santralde kullanılan yakıtın kütleli olarak bileşimi (Kopac and Hilalci 2007).

Bileşen	Yüzdesi (%)
C	0.380
H ₂	0.024
N ₂	0.005
S	0.005
O ₂	0.032
H ₂ O	0.180
Kül	0.374

Çizelge 3.3 Yanma ürünlerinin mol oranları, 150°C'de sabit basınç özgül ısı değerleri, standart kimyasal ekserjileri ve 150°C'de ortalama sabit basınç ekserji kapasiteleri (Kotas 1995, Çengel ve Boles 1999, Kopac and Hilalci 2007).

Yanma sonu ürünü	Mol oranı (%)	Özgül ısı \bar{c}_p^h (kJ / kmol K)	Standart kimyasal ekserji \bar{e}^{ex} (kJ / kmol)	Ortalama sabit basınç ekserji kapasitesi $\bar{c}_{p,i}^{ex}$ (kJ / kmol K)
CO ₂	0.1700	40.46	20140	6.82
H ₂ O	0.2318	33.64	11710	5.52
N ₂	0.5380	29.46	720	4.87
O ₂	0.0600	28.81	3970	4.86
SO ₂	0.0002	42.08	303500	7.04

Çizelge 3.4 Kazanın şematik görünümü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.

Sistem Elemanının Şematik Görünümü	
Enerji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin enerji akımı	$(\dot{E}_{yakıt} + \dot{E}_{hava}) - \dot{E}_{yü}$
Ürünlerin enerji akımı	$(\dot{E}_{11} - \dot{E}_{10}) + (\dot{E}_{13} - \dot{E}_{12})$
Ekserji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin ekserji akımı	$(\dot{E}x_{yakıt} + \dot{E}x_{hava}) - \dot{E}x_{yü}$
Ürünlerin ekserji akımı	$(\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{10}) + (\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{12})$

Sistemden çıkan yanma sonu ürünlerinin toplam entalpisine;

$$\bar{C}_p^h = \sum_k y_{n,k} \bar{C}_{p,k}^h \quad (3.1)$$

$$\bar{h} - \bar{h}_o = (T_{yü} - T_o) \bar{C}_p^h \quad (3.2)$$

$$\dot{H}_{yü} = \dot{m}_{yü} (h - h_o) \quad , \quad \dot{H}_{yü} = \dot{n}_{yü} (\bar{h} - \bar{h}_o) \quad (3.3a,b)$$

denklemleri kullanılarak ulaşılabilir (Çengel ve Boles 1999). Burada y_n yanma sonu ürünlerin yüzde olarak mol oranını, k yanma ürünlerinin her bir bileşenini, $T_{yü}$ yanma sonu ürünlerin çıkış sıcaklığını, $\dot{m}_{yü}$ ve $\dot{n}_{yü}$ ise yanma sonu ürünlerinin kullanılan entalpi teriminin birimine bağlı olarak birim zamanda sırasıyla kütle akışını ve mol akışını temsil eder (Şahin 2006). Çizelge 3.3`de verilen değerleri Eşitlik 3.1`de yerine koyarsak, ve sırasıyla 3.2 ve 3.3a denklemlerini kullanırsak yanma sonu ürünlerin toplam entalpisi bulunabilir.

$$\begin{aligned}\bar{C}_p^{-h} &= \sum_k y_{n,k} \bar{C}_{p,k}^{-h} \\ &= y_{n,CO_2} \bar{C}_{p,CO_2}^{-h} + y_{n,H_2O} \bar{C}_{p,H_2O}^{-h} + y_{n,N_2} \bar{C}_{p,N_2}^{-h} + y_{n,O_2} \bar{C}_{p,O_2}^{-h} + y_{n,SO_2} \bar{C}_{p,SO_2}^{-h} \\ &= 0.17 \times 40.46 + 0.2318 \times 33.64 + 0.538 \times 29.46 + 0.06 \times 28.81 + 0.0002 \times 42.08 \\ \Rightarrow \bar{C}_p^{-h} &= 32.26 \text{ kJ / kmol K}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{h} - \bar{h}_o &= (T_{yü} - T_o) \bar{C}_p^{-h} \\ &= (150 - 25) 32.26 \\ \Rightarrow \bar{h} - \bar{h}_o &= 4032.5 \text{ kJ / kmol}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{H}_{yü} &= \dot{m}_{yü} (h - h_o) \\ &= 600000 \frac{m^3}{h} \times \frac{1h}{3600s} \times \frac{1kmol}{22.4m^3} \times 4032.5 \frac{kJ}{kmol} \\ \Rightarrow \dot{H}_{yü} &= 30003.7 \text{ kW}\end{aligned}$$

Sisteme giren yakıt için toplam entalpi sisteme birim zamanda giren yakıt kütesinin ve yakıtın alt ısı değerinin çarpılmasıyla bulunur. Hava ise sisteme dış ortam sıcaklığında girdiği için entalpisi sıfır olacaktır.

$$\begin{aligned}\dot{H}_{yakıt} &= 2700 \frac{ton}{gün} \times \frac{1gün}{24saat} \times \frac{1saat}{3600s} \times \frac{1000kg}{1ton} \times 13794 \frac{kJ}{kg} \\ \Rightarrow \dot{H}_{yakıt} &= 431062.5 \text{ kW}\end{aligned}$$

Kazan için Denklem 2.3c düzenlenip ve Çizelge 3.4`teki giren ve çıkan terimler yerlerine yazılırsa, kazandan çevreye olan ısı kaybı bulunur.

$$\begin{aligned}
\dot{Q} &= \sum_{\dot{\phi}} \dot{m}_{\dot{\phi}} h_{\dot{\phi}} - \sum_{\dot{g}} \dot{m}_{\dot{g}} h_{\dot{g}} \\
&= \left[(\dot{E}_{11} - \dot{E}_{10}) + (\dot{E}_{13} - \dot{E}_{12}) \right] - \left[(\dot{E}_{yakıt} + \dot{E}_{hava}) - \dot{E}_{yü} \right] \\
&= \left[(456800.00 - 126266.67) + (429364.61 - 379845.94) \right] - \left[(431062.5 + 0) - 30003.7 \right] \\
\Rightarrow \dot{Q}_{kazan} &= -21006.8 \text{ kW}
\end{aligned}$$

\dot{Q} değerinin negatif çıkması sistemden ısı kaybı olduğunu doğrulamaktadır.

Sisteme giren yakıtın ekserjisi fiziksel, potansiyel ve kinetik ekserjileri ihmal edilerek 2.12 ve 2.13 numaralı denklemler ile bulunabilir. Gerekli değerler Çizelge 3.2`den elde edildikten sonra öncelikle Denklem 2.13 ile φ_{kuru} hesaplanır ve Denklem 2.12`de yerine konulur.

$$\begin{aligned}
\varphi_{kuru} &= 1.0437 + 0.1882 \frac{h}{c} + 0.0610 \frac{o}{c} + 0.0404 \frac{n}{c} \\
&= 1.0437 + 0.1882 \times \frac{0.024}{0.380} + 0.0610 \times \frac{0.032}{0.380} + 0.0404 \times \frac{0.005}{0.380}
\end{aligned}$$

$$\Rightarrow \varphi_{kuru} = 1.0613$$

$$\begin{aligned}
ex_{o,yakıt} &= \left[(NCV)^o + 2442w \right] \varphi_{kuru} + 9417s \\
&= [13794 + 2442 \times 0.18] \times 1.0613 + 9417 \times 0.005
\end{aligned}$$

$$\Rightarrow ex_{o,yakıt} = 15153.2 \text{ kJ / kg}$$

Bu değer birim kütle için bulunmuştur ve birim zamandaki yakıt kütlesi ile çarpılırsa yakıtın toplam ekserjisi elde edilir.

$$\begin{aligned}
\dot{E}x_{yakıt} &= \dot{m}_{yakıt} ex_{o,yakıt} \\
&= 2700 \frac{\text{ton}}{\text{gün}} \times \frac{1000 \text{ kg}}{1 \text{ ton}} \times \frac{1 \text{ gün}}{24 \text{ saat}} \times \frac{1 \text{ saat}}{3600 \text{ s}} \times 15153.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\
\Rightarrow \dot{E}x_{yakıt} &= 473537.5 \text{ kW}
\end{aligned}$$

Sisteme giren hava çevre koşullarında girdiğinden dolayı ekserjisi sıfıra eşittir. Sistemden çıkan yanma ürünlerinin ekserjisi ise ürünlerin fiziksel ve kimyasal ekserjileri toplamıdır. Fiziksel ekserjisi Denklem 2.8b ve kimyasal ekserjisi Denklem 2.9b kullanılarak hesaplanabilir. Fiziksel ekserji hesaplanırken ideal gaz karışımının basınç değeri P_0 olarak

alınır. Denklem 2.8b`de bulunan logaritmik ifade sıfıra eşi olur. Çizelge 3.3`te verilen değerler kullanılırsa;

$$\begin{aligned}\bar{e}x_{ph,yü} &= (T - T_o) \sum_i y_i \bar{c}_{p,i}^{ex} \\ &= (150 - 25) \times (5.352) \\ \Rightarrow \bar{e}x_{ph,yü} &= 669.0 \text{ kJ / kmol}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{e}x_{o,yü} &= \sum_i y_i \bar{e}x_{o,i} + \tilde{R}T_o \sum_i y_i \ln y_i \\ &= 6824.46 - 2773.24 \\ \Rightarrow \bar{e}x_{o,yü} &= 4051.22 \text{ kJ / kmol}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{e}x_{yü} &= \bar{e}x_{ph,yü} + \bar{e}x_{o,yü} \\ &= 669.0 + 4051.22 \\ \Rightarrow \bar{e}x_{yü} &= 4720.22 \text{ kJ / kmol}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{E}x_{yü} &= \dot{n}_{yü} \bar{e}x_{yü} \\ &= 600000 \frac{\text{m}^3}{\text{saat}} \times \frac{1 \text{ kmol}}{22.4 \text{ m}^3} \times \frac{1 \text{ saat}}{3600 \text{ s}} \times 4720.22 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \times \frac{1 \text{ kmol}}{22.4 \text{ m}^3} \\ \Rightarrow \dot{E}x_{yü} &= 35120.7 \text{ kW}\end{aligned}$$

Kazan için Denklem 2.16b düzenlenip Çizelge 3.1`teki değerler, Çizelge 3.4`teki giren ve çıkan terimler yerine yazılırsa, kazan için tersinmezlik bulunur.

$$\begin{aligned}\dot{E}x_{d,kazan} &= \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} ex_{\phi} \\ &= \left[(\dot{E}x_{yakıt} + \dot{E}x_{hava}) - \dot{E}x_{yü} \right] - \left[(\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{10}) + (\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{12}) \right] \\ &= \left[(473537.5 + 0) - 35120.7 \right] - \left[(197503.65 - 27612.19) + (167592.77 - 138668.03) \right] \\ \Rightarrow \dot{E}x_{d,kazan} &= 239600.6 \text{ kW}\end{aligned}$$

Hesaplamalarda $\dot{E}x_{yü}$ ile gösterilen yanma ürünlerinin ekserjisi, yanma ürünleri sistem sınırlarını terk ettiği için (çevrime dahil olmadığı için), kazandaki tersinmezlik terimine dahil edilecektir.

3.2.2 Türbinlere Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

Sistemde bir adet iki kademeli yüksek basınç türbini ve bir adet düşük basınç türbini bulunmaktadır. Türbinlere enerji ve ekserji analizleri uygulanırken türbinler beraber düşünülmüştür. Türbinler 157340 kW güç üretmekteyken, net elektrik üretimi 150000 kW'tır. Çizelge 3.5'te türbinin şematik görüntüsü ve ilgili terimler verilmiştir.

Çizelge 3.5 Türbinin şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.

Sistem Elemanının Şematik Görünümü	
Enerji Terimleri	
Akış olarak giren – çıkan enerji akımı	$(\dot{E}_{11} + \dot{E}_{13}) - (\dot{E}_{12} + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{23} + \dot{E}_{26} + \dot{E}_{29})$
Ürünlerin enerji akımı	\dot{W}_{el}
Ekserji Terimleri	
Akış olarak giren – çıkan ekserji akımı	$(\dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{13}) - (\dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{15} + \dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{19} + \dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{23} + \dot{E}x_{26} + \dot{E}x_{29})$
Ürünlerin ekserji akımı	\dot{W}_{el}

Türbin için Denklem 2.3c düzenlenip Çizelge 3.1'deki değerler, Çizelge 3.5'teki giren ve çıkan terimler yerlerine yazılırsa, türbinin ısı kaybı bulunur.

$$\dot{Q}_{\text{türbin}} = \sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} h_{\phi} - \dot{W}_{el}$$

$$\dot{Q}_{\text{türbin}} = (\dot{E}_{11} + \dot{E}_{13}) - (\dot{E}_{12} + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{23} + \dot{E}_{26} + \dot{E}_{29}) - \dot{W}_{el}$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{\text{türbin}} = 8944.0 \text{ kW}$$

Türbin için Denklem 2.16b düzenlenip Çizelge 3.1'deki değerler, Çizelge 3.5'teki giren ve çıkan terimlerin yerine yazılırsa, türbin için tersinmezlik bulunur.

$$\dot{E}x_{d,kazan} = \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} ex_{\phi} - \dot{E}x_w$$

$$= (\dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{13}) - (\dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{15} + \dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{19} + \dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{23} + \dot{E}x_{26} + \dot{E}x_{29}) - \dot{W}_{el}$$

$$\Rightarrow \dot{E}x_{d,türbin} = 36983.0 \text{ kW}$$

3.2.3 Yoğuşturucuya Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

Yoğuşturucu çevrimde, 15 ve 30 no'lu 2 adet giriş düğüm noktasına ve 1 no'lu çıkış düğüm noktasına sahiptir. Çevrim dışından ise soğutma suyu olarak 31 no'lu giriş ve 32 no'lu çıkış düğüm noktalarına sahiptir. Çizelge 3.6'da yoğuşturucunun şematik görünüşü ve gerekli eşitlikler verilmiştir.

Yoğuşturucu için enerji dengesinden kayıp ısı, ekserji dengesinden de tersinmezlik bulunur.

$$\dot{Q} = \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} h_{\phi} - \sum_g \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{Q}_{\text{yoğuşturucu,kayıp}} = (\dot{E}_{15} + \dot{E}_{30}) - \dot{E}_1 - (\dot{E}_{32} - \dot{E}_{31})$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{\text{yoğuşturucu,kayıp}} = 775.9 \text{ kW}$$

$$\dot{E}x_{d,yoğuşturucu} = \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} ex_{\phi}$$

$$= (\dot{E}x_{15} + \dot{E}x_{30}) - \dot{E}x_1 - (\dot{E}x_{32} - \dot{E}x_{31})$$

$$\Rightarrow \dot{E}x_{d,yoğuşturucu} = 2386.4 \text{ kW}$$

Çizelge 3.6 Yoğuşturucunun şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.

Sistem Elemanının Şematik Görünümü	
Enerji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin enerji akımı	$(\dot{E}_{15} + \dot{E}_{30}) - \dot{E}_1$
Ürünlerin enerji akımı	$\dot{E}_{32} - \dot{E}_{31}$
Ekserji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin ekserji akımı	$(\dot{E}x_{15} + \dot{E}x_{30}) - \dot{E}x_1$
Ürünlerin ekserji akımı	$\dot{E}x_{32} - \dot{E}x_{31}$

3.2.4 Pompalara Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

Mevcut sistemde iki adet pompa bulunmaktadır. Analiz yapılırken iki pompa beraber düşünülmüştür. Gerekli bilgiler Çizelge 3.7'dedir. Pompaların mekanik verimi 0.98 ve elektrik motorlarının verimi 0.95 olarak alınmıştır (Kopaç and Hilalci 2007)

$$\dot{Q} = \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} h_{\zeta} - \sum_{g} \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{Q}_{pompa} = (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) + (\dot{E}_7 - \dot{E}_6) - \dot{W}_p$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{pompa} = -236.7 \text{ kW} = -\dot{Q}_{pompa, kayıp}$$

Çizelge 3.7 Pompaların şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.

Sistem Elemanının Şematik Görünümü	
Enerji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin enerji akımı	$\dot{W}_p \left[= \left(\sum_i (\dot{E}_{\zeta,i} - \dot{E}_{g,i}) \right) / (\eta_m \eta_{em}) \right]$
Ürünlerin enerji akımı	$(\dot{E}_2 - \dot{E}_1) + (\dot{E}_7 - \dot{E}_6)$
Ekserji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin ekserji akımı	\dot{W}_p
Ürünlerin ekserji akımı	$(\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1) + (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_6)$

$$\begin{aligned}
 \dot{E}x_{d,pompa} &= \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} ex_{\zeta} \\
 &= \dot{W}_p - \left[(\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1) + (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_6) \right] \\
 \Rightarrow \dot{E}x_{d,pompa} &= 1069.6 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

3.2.5 Düşük Basınç Isıtıcılarına Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

Mevcut sistemde üç adet düşük basınç ısıtıcısı bulunmaktadır. Analiz yapılırken üç ısıtıcı beraber düşünülmüştür. Gerekli bilgiler Çizelge 3.8`dedir.

Çizelge 3.8 Düşük basınç ısıtıcılarının şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.

Sistem Elemanının Şematik Görünümü	
Enerji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin enerji akımı	$(\dot{E}_{23} + \dot{E}_{26} + \dot{E}_{29}) - \dot{E}_{30}$
Ürünlerin enerji akımı	$\dot{E}_5 - \dot{E}_2$
Ekserji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin ekserji akımı	$(\dot{E}x_{23} + \dot{E}x_{26} + \dot{E}x_{29}) - \dot{E}x_{30}$
Ürünlerin ekserji akımı	$\dot{E}x_5 - \dot{E}x_2$

$$\dot{Q} = \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} h_{\zeta} - \sum_g \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{Q}_{DBI} = (\dot{E}_5 - \dot{E}_2) - [(\dot{E}_{23} + \dot{E}_{26} + \dot{E}_{29}) - \dot{E}_{30}]$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{DBI} = -321.8 \text{ kW} = -\dot{Q}_{DBI, \text{kayıp}}$$

$$\dot{E}x_{d, DBI} = \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} ex_{\zeta}$$

$$= (\dot{E}x_{23} + \dot{E}x_{26} + \dot{E}x_{29}) - \dot{E}x_{30} - (\dot{E}x_5 - \dot{E}x_2)$$

$$\Rightarrow \dot{E}x_{d, DBI} = 1925.5 \text{ kW}$$

3.2.6 Yüksek Basınç Isıtıcılarına Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

Mevcut sistemde iki adet yüksek basınç ısıtıcısı bulunmaktadır. Analiz yapılırken iki ısıtıcı beraber düşünülmüştür. Gerekli bilgiler Çizelge 3.9'dedir.

Çizelge 3.9 Yüksek basınç ısıtıcılarının şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.

<i>Sistem Elemanının Şematik Görünümü</i>	
<i>Enerji Terimleri</i>	
Yakıt olarak girenlerin enerji akımı	$(\dot{E}_{16} + \dot{E}_{19}) - \dot{E}_{20}$
Ürünlerin enerji akımı	$\dot{E}_9 - \dot{E}_7$
<i>Ekserji Terimleri</i>	
Yakıt olarak girenlerin ekserji akımı	$(\dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{19}) - \dot{E}x_{20}$
Ürünlerin ekserji akımı	$\dot{E}x_9 - \dot{E}x_7$

$$\dot{Q} = \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} h_{\phi} - \sum_g \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{Q}_{YBI} = (\dot{E}_9 - \dot{E}_7) - [(\dot{E}_{16} + \dot{E}_{19}) - \dot{E}_{20}]$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{YBI} = -1600.0 \text{ kW} = -\dot{Q}_{YBI, \text{kayıp}}$$

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{d, YBI} &= \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} ex_{\phi} \\ &= (\dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{19}) - \dot{E}x_{20} - (\dot{E}x_9 - \dot{E}x_7) \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \dot{E}x_{d, YBI} = 2664.8 \text{ kW}$$

3.2.7 Dearatöre Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

Çizelge 3.10 Dearatörün şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.

Sistem Elemanının Şematik Görünümü	
Enerji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin enerji akımı	$\dot{E}_{22} + \dot{E}_{21}$
Ürünlerin enerji akımı	$\dot{E}_6 - \dot{E}_5$
Ekserji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin ekserji akımı	$\dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{21}$
Ürünlerin ekserji akımı	$\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5$

$$\dot{Q} = \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} h_{\zeta} - \sum_g \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{Q}_{\text{dearatör}} = (\dot{E}_6 - \dot{E}_5) - (\dot{E}_{22} + \dot{E}_{21})$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{\text{dearatör}} = -142.2 \text{ kW} = -\dot{Q}_{\text{dearatör, kayıp}}$$

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{d, \text{dearatör}} &= \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} ex_{\zeta} \\ &= (\dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{21}) - (\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5) \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \dot{E}x_{d, \text{dearatör}} = 919.5 \text{ kW}$$

3.2.8 Borulardaki Kayıplar için Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

Borulardaki enerji kayıpları ve tersinmezlikler genelde ihmal edilmiştir. Fakat santralden alınan verilerde, sistemin en yüksek basınç noktalarından biri olan 9 no`lu düğüm noktası ile 10 no`lu düğüm noktası arasında ihmal edilemeyecek bir basınç düşmesi gözlenmiştir ve hesaplara katılmıştır. Tek giren ve tek çıkan akıştan oluşan eleman için çözümlene aşağıdaki gibidir.

$$\dot{Q} = \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} h_{\phi} - \sum_g \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{Q}_{boru} = \dot{E}_{10} - \dot{E}_9$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{boru} = -2826.7 kW = -\dot{Q}_{boru,kayıp}$$

$$\dot{E}x_{d,boru} = \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} ex_{\phi}$$

$$= \dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10}$$

$$\Rightarrow \dot{E}x_{d,boru} = 1316.8 kW$$

3.3 MEVCUT SİSTEMİN VE SİSTEM ELEMANLARININ ENERJİ VE EKSERJİ VERİMLERİ

3.3.1 Sistemin ve Sistem Elemanlarının Enerji Verimleri

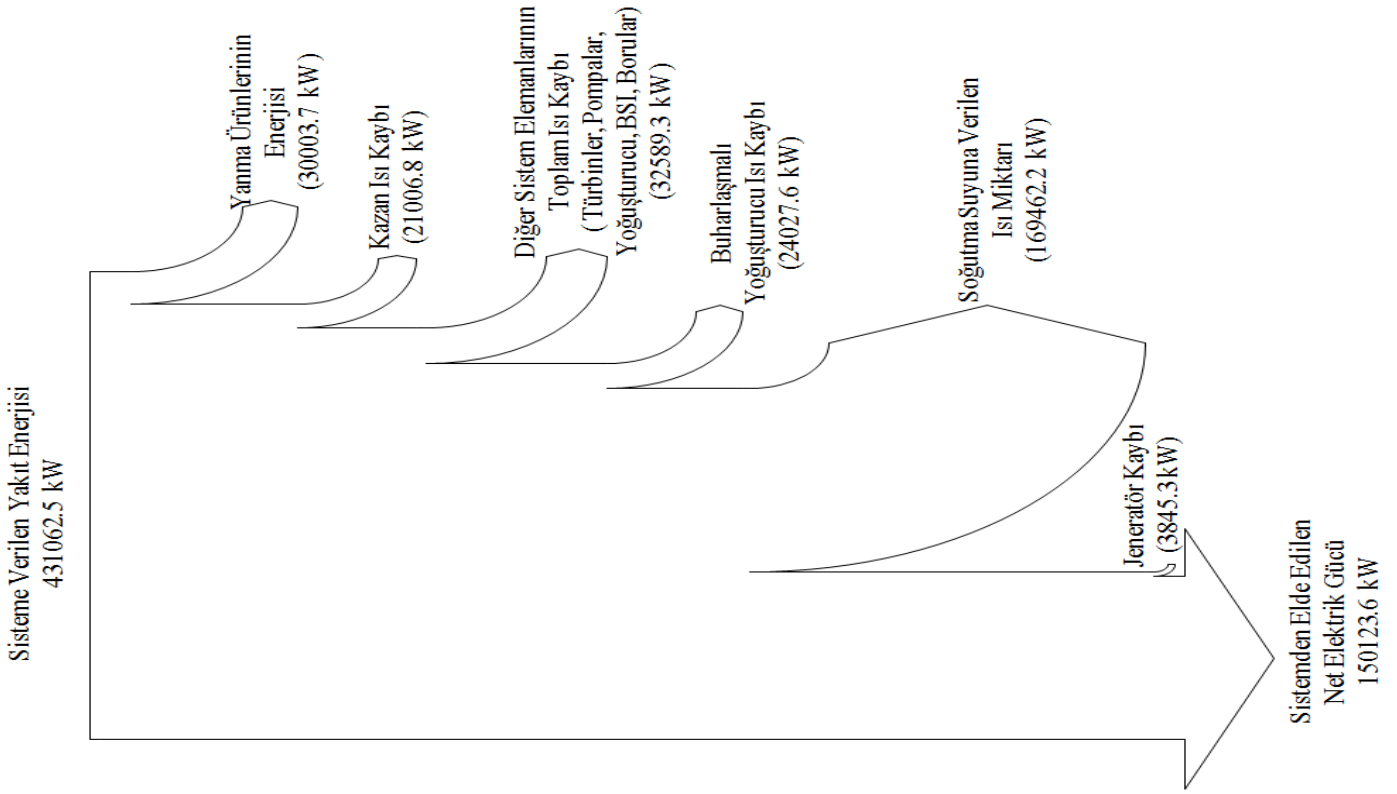
Santralin enerji dengesi Çizelge 3.11`de, incelenen her bir elemanın izafi enerji tüketim oranı, yakıt enerjisi tüketim oranı ve tüm sistem için enerji verimleri de Çizelge 3.12`de verilmiştir. Mevcut sistem için Sankey enerji diyagramı Şekil 3.2`de verilmiştir.

Çizelge 3.11 Santralin mevcut hali için enerji dengesi.

	Enerji girişi (kW)	Enerji çıkışı (kW)
Yakıt enerjisi	431062.5	–
Yanma ürünlerinin enerjisi	–	30003.7
Kazanın ısı kaybı	–	21006.8
Net türbin gücü ($\dot{W}_{türbin} - \dot{W}_{pompa}$)	–	153907.7
Türbinlerin ısı kaybı	–	8944.0
Yoğuşturucuda soğutma suyuna verilen ısı	–	211297.0
Yoğuşturucunun ısı kaybı	–	775.9
Pompalardan ısı kaybı	–	236.7
Besleme suyu ısıtıcılarının ısı kaybı (DBI+YBI+Dearatör)	–	2064.0
Boruların ısı kaybı	–	2826.7
Toplam	431062.5	431062.5

Çizelge 3.12 Santral bileşenleri için izafi enerji tüketim oranları, yakıt enerjisi tüketim oranları ve enerji verimleri.

Sistem bileşeni	İzafi enerji tüketim oranı (α_k)	Yakıt enerjisi tüketim oranı (β_k)	Enerji Verimi (η_k)
Kazan	0.181	0.118	0.882
Türbin	0.034	0.022	0.946
Yoğuşturucu	0.755	0.491	0.996
Besleme suyu ısıtıcıları (DBI+YBI+Dearatör)	0.007	0.005	DBI = 0.993
			YBI = 0.955
			Dearatör = 0.995
Pompalar	0.013	0.007	0.931
Borular	0.010	0.009	–
Sistem toplamı	1.000	0.652	0.348



Şekil 3.2 Mevcut sistem için Sankey enerji diyagramı.

3.3.2 Sistemin ve Sistem Elemanların Ekserji Verimleri

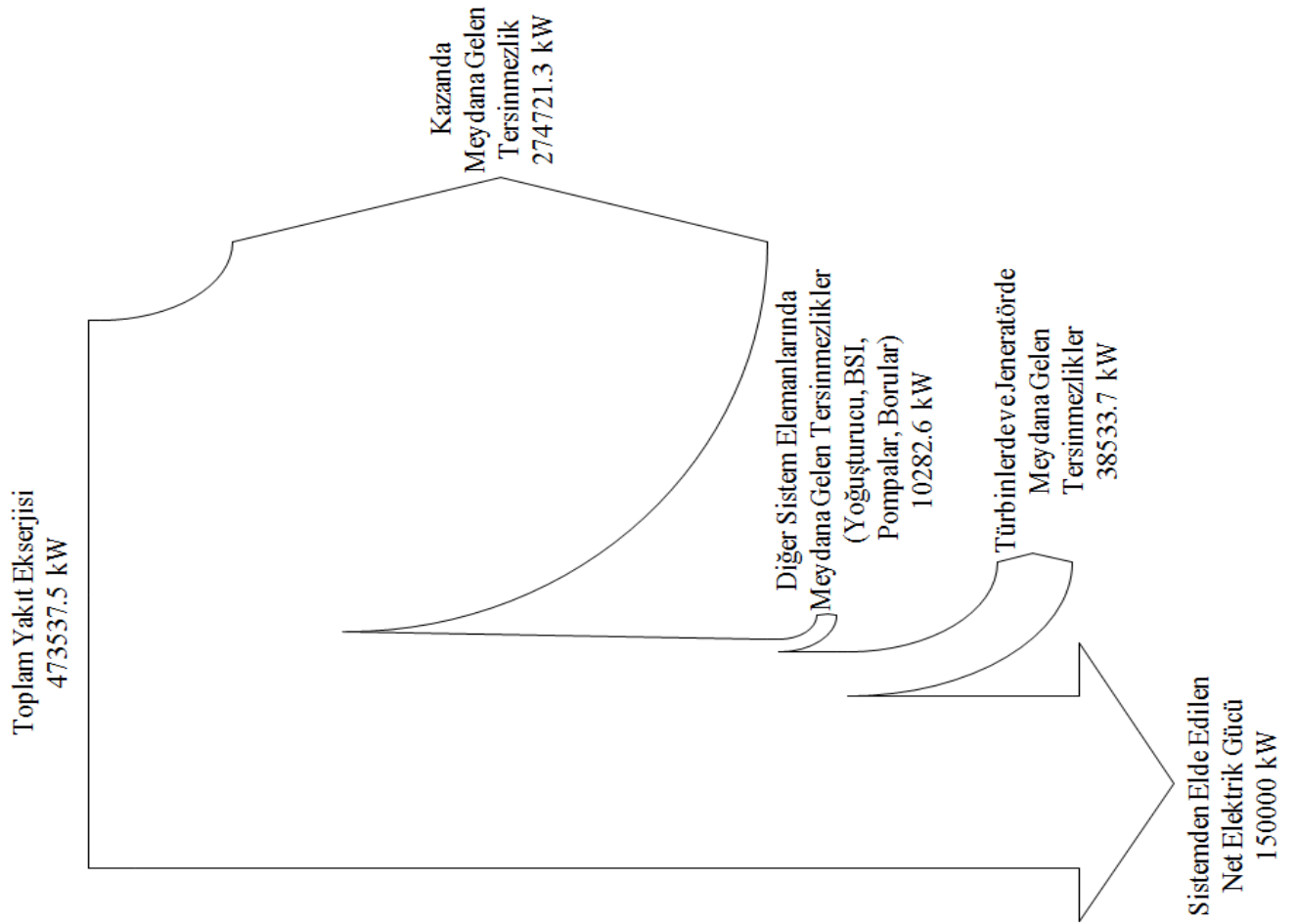
İncelenen her bir elemanın izafi tersinmezlik oranı, yakıt ekserjisine göre tersinmezlik oranı ve tüm sistem için ekserji verimleri Çizelge 3.13'te verilmiştir. Mevcut sistem için Grassmann ekserji diyagramı Şekil 3.3'te verilmiştir.

Çizelge 3.13 Santral bileşenleri için izafi tersinmezlik oranları, yakıt ekserjisine göre tersinmezlik oranları ve ekserji verimleri

Sistem bileşeni	Ekserji yokoluşu (Tersinmezlik) (kW)	İzafi tersinmezlik oranı (ϕ_k)	Yakıt ekserjisine göre tersinmezlik oranı (χ_k)	Ekserji Verimi (ψ_k)
Kazan	274721.3	0.853	0.580	0.420
Türbin	36983.0	0.115	0.078	0.802
Yoğuşturucu	2386.4	0.008	0.005	0.676

Çizelge 3.13 (devam ediyor).

Besleme suyu ısıtıcıları	5509.8	0.017	0.012	DBI = 0.792
				YBI = 0.823
				Dea. = 0.879
Pompalar	1069.6	0.003	0.002	0.739
Borular	1316.8	0.004	0.003	-
Sistem toplamı	321986.9	1.000	0.680	0.320



Şekil 3.3 Mevcut sistem için Grassmann ekserji diyagramı.

BÖLÜM 4

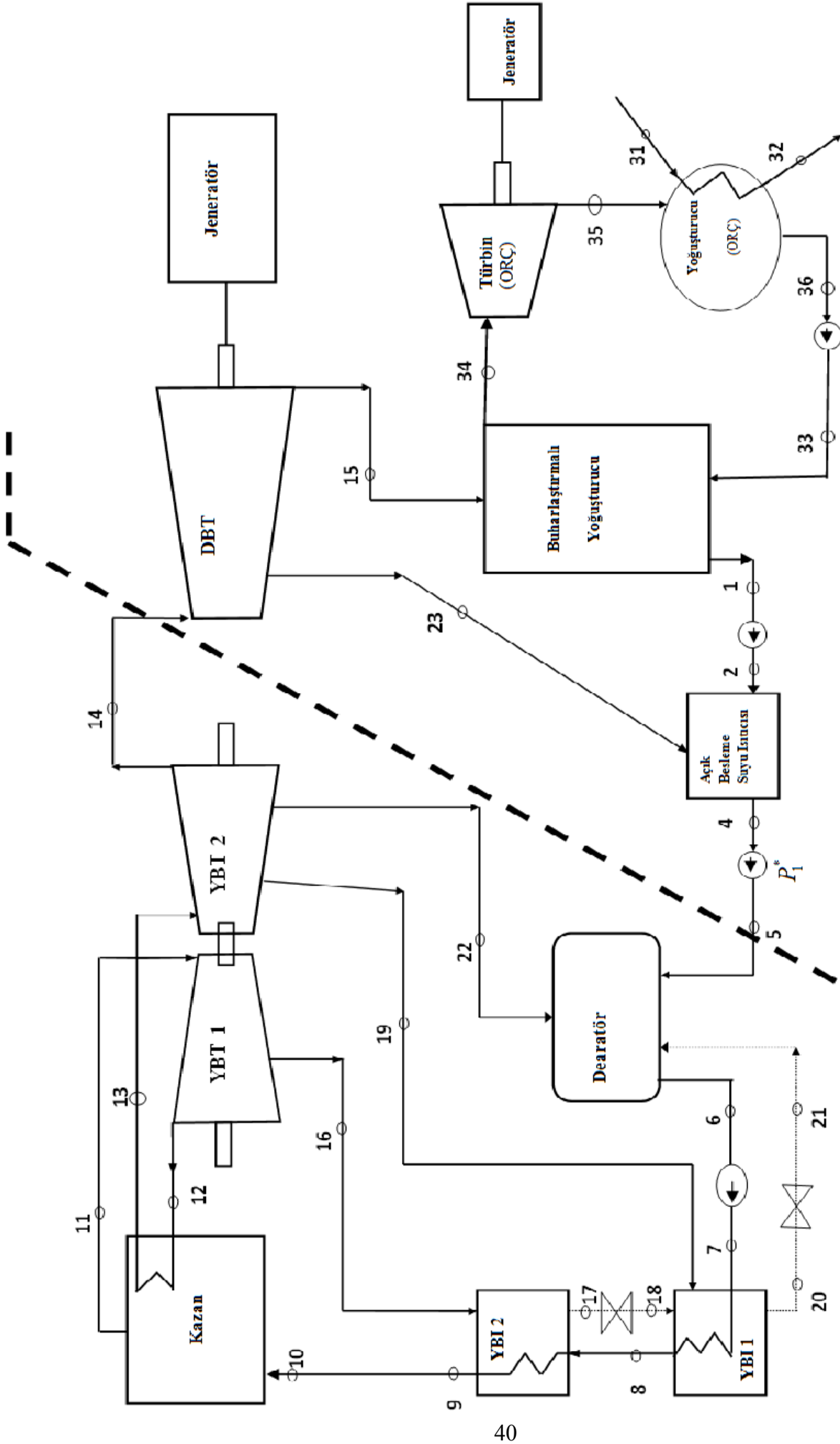
MEVCUT SANTRALE BUHARLAŞTIRMALI YOĞUŞTURUCU VE ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ EKLENMESİ

Atık ısı, jeotermal kaynak vb. gibi düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarından enerji elde edilmesi için tasarlanan Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) ve buharlaştırmalı yoğuşturucunun mevcut sisteme eklenerek verim artışının incelenmesi öngörülmüştür. Mevcut sistemin ana hatlarında fazla değişiklik yapmadan (maliyet ve uygulanabilirlik açısından) düşünülen tasarım Şekil 4.1`de verilmiştir. Verilen şekilde kesikli çizgiyle ikiye bölünen santralin sol tarafı olduğu gibi bırakılmış, sadece çizginin sağ tarafında değişiklikler yapılmıştır. Düşünülen bu durumda santralin mevcut halindeki yüksek basınç türbininden elde edilecek güç sabittir. Şekil 3.1`de verilen santralin mevcut hali göz önüne alındığında 14 ve 5 no`lu düğüm noktalarındaki özellikler referans olarak seçilmiştir. Tasarımda bir başka kısıtlayıcı faktör ise 31 numaralı düğüm noktasıdır. Bu düğüm noktası soğutma suyu sıcaklığı açısından sistemin tasarım kriterlerinden biri olmuştur.

4.1 SİSTEME EKLENEN BUHARLAŞTIRMALI YOĞUŞTURUCU VE ORÇ İÇİN YAPILAN KABULER

Önerilen tasarım için geçerli olan tasarım kriterleri, kısıtlayıcı faktörler ve yapılan kabuller aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- 5 ve 14 numaralı düğüm noktaları için mevcut santraldeki termodinamik özellikler referans olarak alınmıştır.
- Soğutma suyu giriş koşullarını temsil eden 31 numaralı düğüm noktası için sıcaklık değeri, mevcut santralin soğutma suyu sıcaklığının yıllık ortalaması olan 15 °C olarak alınmıştır (Eyriboyun ve Çalık 2004).
- Buharlaştırmalı yoğuşturucunun izentropik verimi % 90 olarak kabul edilmiştir.
- ORÇ`de yoğuşturucu elemanının izentropik verimi % 90 olarak kabul edilmiştir.



Şekil 4.1 Santralin buharlaştırma yoğuşturucu ve ORÇ eklenmiş halinin şematik gösterimi.

- Şekil 2.3`ten de anlaşılacağı gibi 15 noktasından buharlaştırılmalı yoğuşturucuya giren suyun doymuş buhar ve yoğuşturucudan çıkan 1 noktasının doymuş sıvı halde olacağı, dolayısı ile yoğuşturucudan geçen suyun sabit sıcaklıkta hal değişimi yaptığı kabul edilmiştir.
- Bahsedilen hal değişimi esnasında ORÇ`ye ısı transferinin gerçekleşebilmesi için 15 ve 1 düğüm noktalarındaki sıcaklık ile ORÇ`deki akışkanın maksimum sıcaklığı arasındaki fark en az $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ kabul edilmiştir ($T_{15} = T_1 \geq T_{H,ORC} + 5\text{ }^{\circ}\text{C}$) (Heberle and Brüggemann 2010).
- ORÇ`nin yoğuşturucusundan çıkan soğutma suyu (32 noktası) ile ORÇ`nin çalışma akışkanı arasında en az $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ `lik fark kabul edilmiştir ($T_{32} \leq T_{L,ORC} + 5\text{ }^{\circ}\text{C}$) (Heberle and Brüggemann 2010).
- Dearatör, YBI 1, YBI 2 ve kazanın girişlerinde ve çıkışlarında mevcut sisteme göre bir değişiklik olmadığından dolayı ilgili değerler hesaplara tekrar katılmadan sadece sonuçları kullanılmıştır.
- 23 no`lu düğüm noktası için akışkanın termodinamik özellikleri sabit kalırken, düğüm noktasının kütleli debisi tasarımdaki hesaplamalara bağlı olarak değişeceği kabul edilmiştir.
- Sisteme eklenen pompaların izentropik verimleri 0.80, ORÇ türbinin izentropik verimi sistemin eski hali için bulunan türbin verimine eşit olarak (0.946) kabul edilmiştir.
- ORÇ`nin yoğuşturucu elemanından çıkan 36 no`lu düğüm noktasının doymuş sıvı olduğu kabul edilmiştir.
- ORÇ`de borularda meydana gelebilecek kayıplar ihmal edilmiştir.

4.2 ÖNERİLEN TASARIM MEVCUT SİSTEM KISMI HESAPLAMA ADIMLARI

- Adım 1: P_1^* pompasından çıkan 5 no`lu düğüm noktası referans noktası olarak alındığından noktanın termodinamik özellikleri bellidir. Yapılan kabul ile pompanın izentropik verimi 0.8 alınmıştır. Açık besleme suyu ısıtıcısının özelliğinden ötürü giren ve çıkan akımların basınçların eşit olması gerekmektedir (Çengel ve Boles 1999). Önerilen sistemde ısıtıcı basıncı, eski sistemle aynı termodinamik özelliklere sahip olduğu bilinen 23 no`lu düğüm noktasının basıncı olan 0.326 MPa `a eşittir. 4 no`lu düğüm noktasının tanımlanabilmesi için aşağıdaki denklem kullanılarak, düğüm noktasının sıkıştırılmış sıvı fazında olması kabulü ile, entalpi değeri hesaplanmıştır.

$$h_4 = h_5 - \frac{v_4(P_5 - P_4)}{\eta_{pompa}} \quad (4.1)$$

- Adım 2: Yapılan kabuller ile türbin için izentropik verim 0.946 alınmıştır. 15 no`lu düğüm noktasının doymuş buhar fazında olduğu yapılan kabullerde belirtilmiştir. 23 no`lu düğüm noktasının oransal kütleli debisi x olarak tanımlanırsa türbin için izentropik verim bağıntısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\eta_{türbin} = \frac{h_{14} - (x \times h_{23}) - [(1-x) \times h_{15}]}{h_{14} - (x \times h_{23,s}) - [(1-x) \times h_{15,s}]} \quad (4.2)$$

- Adım 3: Açık besleme suyu ısıtıcısına giren 2 no`lu düğüm noktasının basıncı ısıtıcının basıncına (0.326 MPa) eşittir. Isıtıcıya giren 23 no`lu düğüm noktasının oransal kütleli debisi x olarak tanımlanırsa;

$$x = \frac{h_4 - h_2}{h_{23} - h_2} \quad (4.3)$$

bağıntısı yazılabilir.

- Adım 4: P_2^* pompasına giren 1 no`lu düğüm noktasının doymuş sıvı fazında olduğu yapılan kabullerde belirtilmiştir. 2 no`lu düğüm noktasının entalpi değeri aşağıdaki eşitlik ile hesaplanabilir.

$$h_2 = h_1 + \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_{pompa}} \quad (4.4)$$

- Adım 5: Eşitlik 4.2, Eşitlik 4.3 ve Eşitlik 4.4 beraber kullanılarak 23, 15, 1 ve 2 no`lu düğüm noktalarının termodinamik özellikleri iteratif olarak tanımlanabilir.

4.3 ÖNERİLEN TASARIM ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ (ORÇ) KISMI HESAPLAMA ADIMLARI

- Adım 1: Bölüm 4.1`de termodinamik özellikleri tanımlanan 1 ve 15 no`lu düğüm noktaları kullanılarak buharlaştırıcı yoğuşturucu vasıtası ile ORÇ`ye birim zamanda aktarılan ısı miktarı bulunabilir. Buharlaştırıcı yoğuşturucunun ısı kaybı % 10 olarak kabul edilmiştir ve çevrime birim zamanda aktarılan ısı miktarı aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$\dot{Q}_{ORÇ} = \dot{m}_{ORÇ} (h_{34} - h_{33}) = \dot{m}_{15} (h_{15} - h_1) \times \frac{90}{100} \quad (4.5)$$

- Adım 2: Yapılan kabullere göre 34 no`lu düğüm noktasının sıcaklığı ile 1 ve 15 no`lu düğüm noktalarının sıcaklıkları arasında 5 °C`lik sıcaklık farkı öngörülmüştür. Bölüm 4.1`de belirtilen şekilde 1 ve 15 no`lu düğüm noktaları tanımlandıktan sonra 34 no`lu düğüm noktası ($T_{34} = T_1 - 5^\circ C$) sıcaklığında ve doymuş buhar olarak tanımlanabilir. Kuru akışkan kullanılan Organik Rankine Çevrimlerinde türbin girişinde kızgın buhar kullanılması uygun olmayıp doymuş buhar kullanımı önerilmektedir (Hung 2001).
- Adım 3: 33 no`lu düğüm noktasının basıncı 34 no`lu düğüm noktasının basıncına eşittir. $P_{ORÇ}$ pompasının verimi 0.8 kabul edilmiştir ve dolayısı ile 33 no`lu düğüm noktasının entalpi değeri;

$$h_{33} = h_{36} + \frac{v_{36} (P_{33} - P_{36})}{\eta_{pompa}} \quad (4.6)$$

eşitliği ile hesaplanabilir.

- Adım 4: ORÇ`de yer alan türbin için izentropik verim 0.946 kabul edilmiştir. 35 no`lu düğüm noktasındaki entalpi değeri aşağıda verilen denklik ile hesaplanabilir.

$$\eta_{türbin} = \frac{h_{34} - h_{35}}{h_{34} - h_{35,s}} \quad (4.7)$$

Aynı zamanda 35 no`lu düğüm noktasının basıncı 36 no`lu düğüm noktasının basıncına eşittir.

- Adım 5: 31 no`lu düğüm noktasının sıcaklığı soğutma suyunun yıllık ortalama sıcaklığı olarak kabul edilmiş, basıncı ve kütleli debisi eski sistemdeki değerlerine eşit olarak alınmıştır. ORÇ`nin yoğuşturucu elemanının ısı kaybı % 10 kabul edildiğinde 32 no`lu düğüm noktası için entalpi değeri aşağıdaki eşitlik ile hesaplanabilir.

$$h_{32} = h_{31} + \frac{(h_{35} - h_{36}) \times \dot{m}_{ORC} \times 0.9}{\dot{m}_{31}} \quad (4.8)$$

- Adım 6: 36 no`lu düğüm noktasının doymuş sıvı fazında olduğu kabul edilmiştir. Bu kabulden yola çıkılarak düğüm noktasının sıcaklığı, $T_{36} = T_{32} + 5^{\circ}C$ ilişkisini ve Eşitlik 4.5`i, Eşitlik 4.6`yı, Eşitlik 4.7`yi, ve Eşitlik 4.8`i sağlayacak şekilde iteratif olarak atanarak belirlenebilir. Bu adımla beraber ORÇ`deki bütün düğüm noktaları tanımlanmaktadır.

4.4 BUHARLAŞTIRMALI YOĞUŞTURUCU VE ORÇ EKLENEN SİSTEM TASARIMI İÇİN HESAPLAMALAR

Bölüm 4.1, 4.2 ve 4.3`te bahsedilen kabuller ve hesaplama adımları ile değişik soğutucu akışkanlar için önerilen santral tasarımında bulunan düğüm noktalarının termodinamik özellikleri, toplam entalpi ve ekserji değerleri Çizelge 4.1`te verilmiştir.

Çizelge 4.1 Önerilen santral için değişik soğutucu akışkanlar kullanıldığı durumlarda, düğüm noktalarının termodinamik özellikleri, toplam entalpi ve ekserji değerleri.

Düğüm Noktası	P Basıncı (MPa)	T Sıcaklık ($^{\circ}C$)	\dot{m} Kütleli Debi (kg / h)	h Entalpi (kJ / kg)	s Entropi (kJ / kg K)	$\dot{m} \times h$ Toplam Entalpi (kW)	\dot{E}_x Toplam Ekserji (kW)
1*	0.096	98.50	382692	412.84	1.2902	43886.27	3492.68
2*	0.326	98.53	382692	413.14	1.2910	43918.16	3499.23

Çizelge 4.1 (devam ediyor).

4*	0.326	132.68	405855	557.85	1.6629	62890.61	7531.00
5	0.868	132.8	405855	558.60	1.6633	62975.17	7602.12
6	0.868	164.3	480000	694.30	1.9851	92573.33	14298.08
7	15.303	166.7	480000	713.10	1.9916	95080.00	16546.48
8	15.303	182.0	480000	779.30	2.1400	103906.67	19476.72
9	15.303	224.5	480000	968.20	2.5360	129093.33	28928.99
10	13.342	220.0	480000	947.00	2.4980	126266.67	27612.19
11	13.342	535.0	480000	3426.00	6.5410	456800.00	197503.65
12	3.364	359.0	438003	3122.00	6.6670	379845.94	138668.03
13	3.364	535.0	438003	3529.00	7.2350	429364.61	167592.77
14	0.724	310.0	405855	3079.00	7.3180	347118.76	101771.68
15*	0.096	98.50	382692	2673.20	7.3722	284170.07	51108.50
16	3.385	367.0	41997	3137.00	6.6650	36595.72	13477.83
17	3.385	210.0	41997	898.40	2.4210	10480.58	2116.62
18	1.618	202.0	41997	898.40	2.4270	10480.58	2095.76
19	1.618	418.0	10730	3293.00	7.2890	9814.97	3354.24
20	1.618	174.0	52727	737.20	2.0800	10797.32	1784.74
21	0.868	174.0	52727	737.20	2.0820	10797.32	1776.01
22	0.868	361.0	21418	3184.00	7.4060	18943.03	5839.42
23*	0.326	241.0	23163	2948.00	7.4420	18967.92	4727.69
0	0.101	25.0	-	104.96	0.3673	-	-
R141b							
31 (s.s.)	0.315	15.0	9100000	63.28	0.2244	159957.78	2285.62
32 (s.s.)	0.315	31.0	9100000	130.32	0.4518	329420.00	452.47
33	0.584	36.3	3003674	241.81	1.1421	201755.11	542.46
34	0.584	93.5	3003674	501.00	1.8654	418011.30	36959.17
35	0.116	41.8	3003674	466.99	1.8715	389634.92	7066.10
36	0.116	36.0	3003674	241.33	1.1418	201354.62	216.56
0	0.101	25.0	-	228.51	1.0997	-	-
R123							
31 (s.s.)	0.315	15.0	9100000	63.28	0.2244	159957.78	2285.62
32 (s.s.)	0.315	31.1	9100000	130.57	0.4527	330051.94	406.47
33	0.678	36.4	3905988	237.01	1.1256	257155.06	685.39
34	0.678	93.5	3905988	436.32	1.6836	473405.75	36518.49
35	0.136	46.5	3905988	410.72	1.6882	445629.83	7255.26
36	0.136	36.1	3905988	236.54	1.1253	256645.11	272.44
0	0.101	25.0	-	225.14	1.0879	-	-

Çizelge 4.1 (devam ediyor).

R113							
31 (s.s.)	0.315	15.0	9100000	63.28	0.2244	159957.78	2285.62
32 (s.s.)	0.315	31.1	9100000	130.59	0.4528	330102.50	381.69
33	0.374	36.3	4254262	233.17	1.1132	275546.19	439.76
34	0.374	93.5	4254262	416.17	1.6252	491804.50	36393.00
35	0.068	53.8	4254262	392.91	1.6293	464317.25	7461.89
36	0.068	36.1	4254262	232.92	1.1131	275250.75	179.54
0	0.101	25.0	-	222.69	1.0793	-	-

* Eski sisteme göre değiştirilen düğüm noktaları

(s.s.) Soğutma suyu

4.5 ÖNERİLEN TASARIM İÇİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİNİN UYGULANMASI

Önerilen santral için termodinamik analizler yapılırken eski santralin değiştirilmeyen elemanları için hesaplar tekrar edilmemiş olup, bölüm 3`te yapılan hesaplamaların sonuçları kullanılmıştır. Bahsedilen bu elemanlar Şekil 4.1`de gösterildiği gibi kazan, yüksek basınç ısıtıcıları (YBI1, YBI2) ve dearatördür. Yüksek basınç türbini ile ilgili bir değişiklik yapılmamasına rağmen sistemdeki türbinler, bölüm 3`te olduğu gibi beraber düşünülmüş ve hesaplamalara tek bir eleman gibi katılmıştır. Bu bölümde önerilen sistemde bulunan diğer elemanlar için hesaplamalar yapılmıştır.

4.5.1 Mevcut Sistem Kısımında Bulunan Pompalara Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

Eski sistem kısmında üç adet pompa bulunmaktadır. Analiz yapılırken üç pompa beraber düşünülmüştür. Gerekli bilgiler Çizelge 4.2`dedir. Eski sistemde değiştirilmeyen pompanın mekanik verimi 0.98 ve elektrik motorunun verimi 0.95 olarak alınmıştır, eklenen iki pompanın izentropik verimleri ise 0.80 olarak kabul edilmiştir.

$$\dot{Q} = \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} h_{\zeta} - \sum_{g} \dot{m}_{g} h_{g} - \sum_{i} \dot{W}_{p,i}$$

$$\dot{Q}_{pompa} = (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) + (\dot{E}_5 - \dot{E}_4) + (\dot{E}_7 - \dot{E}_6) - \dot{W}_p$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{pompa} = -214.9 \text{ kW}$$

Çizelge 4.2 Pompaların şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.

Sistem Elemanının Şematik Görünümü	
Enerji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin enerji akımı	\dot{W}_p
Ürünlerin enerji akımı	$(\dot{E}_2 - \dot{E}_1) + (\dot{E}_5 - \dot{E}_4) + (\dot{E}_7 - \dot{E}_6)$
Ekserji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin ekserji akımı	\dot{W}_p
Ürünlerin ekserji akımı	$(\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1) + (\dot{E}x_5 - \dot{E}x_4) + (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_6)$

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{d,pompa} &= \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} ex_{\zeta} \\ &= \dot{W}_p - \left[(\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1) + (\dot{E}x_5 - \dot{E}x_4) + (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_6) \right] \\ \Rightarrow \dot{E}x_{d,pompa} &= 511.9 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.5.2 Mevcut Sistem Kısımında Bulunan Türbinlere Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

Düşük basınç türbini ve yüksek basınç türbini beraber düşünülmüş, enerji ve ekserji analizleri için gerekli eşitlikler ve eleman şeması Çizelge 4.3`de verilmiştir. Bölüm 3`te eski sistemdeki türbinlerin verimi 0.946 olarak hesaplanmıştır ve sistemin değiştirilmesi önerilen kısımlarında

kullanılan türbinler için de izentropik verim 0.946 olarak alınmıştır. Hesaplamalarda jeneratör verimi 0.975 kabul edilmiştir. Bu bilgiler kullanılarak eski sistem kısmı için türbinlerin toplam gücü 137827.0 kW, net elektriksel güç üretimi ($\dot{W}_{türbin,el} - \dot{W}_{pompa}$) ise 131572.4 kW olarak tespit edilmiştir.

Çizelge 4.3 Türbinlerin şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.

Sistem Elemanının Şematik Görünümü	
Enerji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin enerji akımı	$(\dot{E}_{11} + \dot{E}_{13}) - (\dot{E}_{12} + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{23})$
Ürünlerin enerji akımı	\dot{W}
Ekserji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin ekserji akımı	$(\dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{13}) - (\dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{15} + \dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{19} + \dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{23})$
Ürünlerin ekserji akımı	\dot{W}_{el}

Türbin için Denklem 2.3c düzenlenip Çizelge 4.1'deki değerler, Çizelge 4.3'teki giren ve çıkan terimler yerlerine yazılırsa, türbinin ısı kaybı bulunur.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_{\dot{c}} h_{\dot{c}} - \sum_{\dot{g}} \dot{m}_{\dot{g}} h_{\dot{g}}$$

$$\dot{Q}_{türbin} = \dot{W} - \left[(\dot{E}_{11} + \dot{E}_{13}) - (\dot{E}_{12} + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{23}) \right]$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{\text{türbin}} = -7359.5 \text{ kW} = -\dot{Q}_{\text{türbin,kayıp}}$$

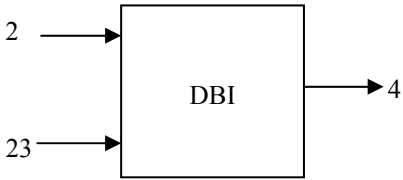
Türbin için Denklem 2.16b düzenlenip Çizelge 4.1'deki değerler, Çizelge 4.3'teki giren ve çıkan terimlerin yerine yazılırsa, türbin için tersinmezlik bulunur.

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{d,kazan} &= \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} ex_{\phi} - \dot{E}x_w \\ &= (\dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{13}) - (\dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{15} + \dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{19} + \dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{23}) - \dot{W}_{el} \\ \Rightarrow \dot{E}x_{d,türbin} &= 17453.2 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.5.3 Düşük Basınç Isıtıcısına Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

Eski sistemde bulunan üç adet düşük basınç ısıtıcısı iptal edilmiş ve önerilen sistemde bir adet düşük basınç açık besleme suyu ısıtıcısı (DBI) önerilmiştir. Önerilen DBI'nın iyi yatılmış olup ısı kaybının olmadığı kabul edilmiştir. Analizler için gerekli bilgiler Çizelge 4.4'dedir.

Çizelge 4.4 Düşük basınç ısıtıcısının şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.

Sistem Elemanının Şematik Görünümü	
	
Enerji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin enerji akımı	$\dot{E}_2 + \dot{E}_{23}$
Ürünlerin enerji akımı	\dot{E}_4
Ekserji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin ekserji akımı	$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_{23}$
Ürünlerin ekserji akımı	$\dot{E}x_4$

$$\dot{Q} = \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} h_{\phi} - \sum_g \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{Q}_{DBI} = (\dot{E}_5 - \dot{E}_2) - [(\dot{E}_{23} + \dot{E}_{26} + \dot{E}_{29}) - \dot{E}_{30}]$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{DBI} \cong 0 \text{ kW}$$

$$\dot{E}x_{d,DBI} = \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} ex_{\phi}$$

$$= (\dot{E}x_2 + \dot{E}x_{23}) - \dot{E}x_4$$

$$\Rightarrow \dot{E}x_{d,DBI} = 695.9 \text{ kW}$$

4.5.4 Buharlaştırılmalı Yoğuşturucuya Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

Buharlaştırılmalı yoğuşturucu, eski çevrimdeki akışkan ile ORÇ'deki akışkanın birbirlerine karışmadan ısı alışverişini yaptıkları bir ısı değiştiricisidir. Tasarımı ile bilgiler ve tasarımında yapılan kabuller daha önceki bölümlerde sunulmuştur. Çizelge 4.5'te buharlaştırılmalı yoğuşturucunun şematik görünüşü ve analizler için gerekli eşitlikler verilmiştir.

Çizelge 4.5 Buharlaştırılmalı yoğuşturucunun şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.

<i>Sistem Elemanının Şematik Görünümü</i>	
<i>Enerji Terimleri</i>	
Yakıt olarak girenlerin enerji akımı	$\dot{E}_{15} - \dot{E}_1$
Ürünlerin enerji akımı	$\dot{E}_{34} - \dot{E}_{33}$

Çizelge 4.5 (devam ediyor).

<i>Ekserji Terimleri</i>	
Yakıt olarak girenlerin ekserji akımı	$\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_1$
Ürünlerin ekserji akımı	$\dot{E}x_{34} - \dot{E}x_{33}$

Organik Rankine Çevriminde kullanılan değişik akışkanlar için Çizelge 4.5`deki ifadeler, enerji ve ekserji denge denklemleri kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda buharlaştırılmalı yoğuşturucunun ısı kayıpları ve tersinmezlikleri Çizelge 4.6`da verilmiştir.

Çizelge 4.6 Buharlaştırılmalı yoğuşturucunun kullanılan değişik soğutucu akışkanlar için ısı kayıpları ve tersinmezlik değerleri.

Kullanılan Akışkan	Isı Kaybı (kW)	Tersinmezlik (kW)
R141b	24027.6	11199.1
R123	24033.1	11782.7
R113	24025.4	11662.6

Bölüm 4.1`de yapılan kabullerde buharlaştırılmalı yoğuşturucunun ısı verimi 0.90 olarak tanımlanmasına rağmen ORÇ`de kullanılan değişik akışkanlar için ısı kayıplarının farklı olarak bulunması hesaplamalardaki yuvarlamalardan kaynaklanmaktadır.

4.5.5 ORÇ Türbinine Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

ORÇ türbini için izentropik verim 0.946 alınmıştır. Hesaplamalarda jeneratör verimi 0.975 kabul edilmiştir. ORÇ türbininin şeması, enerji ve ekserji analizi için giren çıkan akımlar Çizelge 4.7`de verilmiştir. Bu bilgiler kullanılarak kullanılan akışkanlar için ısı ve tersinmezlikler Çizelge 4.8`de sunulmuştur.

Çizelge 4.7 ORÇ türbininin şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.

Sistem Elemanının Şematik Görünümü	
Enerji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin enerji akımı	$\dot{E}_{34} - \dot{E}_{35}$
Ürünlerin enerji akımı	\dot{W}
Ekserji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin ekserji akımı	$\dot{E}x_{34} - \dot{E}x_{35}$
Ürünlerin ekserji akımı	\dot{W}_{el}

Çizelge 4.8 ORÇ`de kullanılan değişik soğutucu akışkanlar için türbinde meydana gelen ısı kayıpları ve tersinmezlikler.

Kullanılan Akışkan	Isı Kaybı (kW)	Tersinmezlik (kW)
R141b	1532.3	3049.0
R123	1499.9	2987.2
R113	1484.3	2928.2

4.5.6 ORÇ Pompasına Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

Pompanın izentropik verimi 0.80 olarak kabul edilmiştir. Pompanın şeması, enerji ve ekserji analizi için giren çıkan akımlar Çizelge 4.9`de verilmiştir. Kullanılan değişik soğutucu akışkanlar için ısı kayıpları ve tersinmezlikler Çizelge 4.10`da verilmiştir.

Çizelge 4.9 ORÇ pompasının şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.

Sistem Elemanının Şematik Görünümü	
Enerji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin enerji akımı	$\dot{W}_p = \left[\sum_i (\dot{E}_{\phi,i} - \dot{E}_{g,i}) \right] / (\eta_p)$
Ürünlerin enerji akımı	$\dot{E}_{33} - \dot{E}_{36}$
Ekserji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin ekserji akımı	\dot{W}_p
Ürünlerin ekserji akımı	$\dot{E}x_{33} - \dot{E}x_{36}$

Çizelge 4.10 ORÇ`de kullanılan değişik soğutucu akışkanlar için pompada meydana gelen ısı kayıpları ve tersinmezlikler.

Kullanılan Akışkan	Isı Kaybı (kW)	Tersinmezlik (kW)
R141b	100.1	174.7
R123	127.5	224.5
R113	73.9	109.1

4.5.7 ORÇ Yoğuşturucusuna Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

Sistemle ilgili kabuller kısmında yoğuşturucunun izentropik verimi 0.90 olarak kabul edilmiştir. Çizelge 4.11`de verilen enerji ve ekserji dengelerine göre kullanılan akışkanlara göre enerji kayıpları ve tersinmezlikler Çizelge 4.12`de sunulmuştur.

Çizelge 4.11 ORÇ yoğuşturucusunun şematik görünüşü, yakıt olarak girenlerin ve ürünlerin enerji ve ekserji akımları.

Sistem Elemanının Şematik Görünümü	
Enerji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin enerji akımı	$\dot{E}_{35} - \dot{E}_{36}$
Ürünlerin enerji akımı	$\dot{E}_{32} - \dot{E}_{31}$
Ekserji Terimleri	
Yakıt olarak girenlerin ekserji akımı	$\dot{E}x_{35} - \dot{E}x_{36}$
Ürünlerin ekserji akımı	$\dot{E}x_{32} - \dot{E}x_{31}$

Çizelge 4.12 ORÇ`de kullanılan değişik soğutucu akışkanlar için yoğuşturucuda meydana gelen ısı kayıpları ve tersinmezlikler.

Kullanılan Akışkan	Isı Kaybı (kW)	Tersinmezlik (kW)
R141b	18818.1	8682.7
R123	18890.5	8862.0
R113	18921.8	9186.3

4.6 ÖNERİLEN SİSTEMİN VE SİSTEM ELEMANLARININ ENERJİ VE EKSERJİ VERİMLERİ

4.6.1 Önerilen Sistemin ve Sistem Elemanların Enerji Verimleri

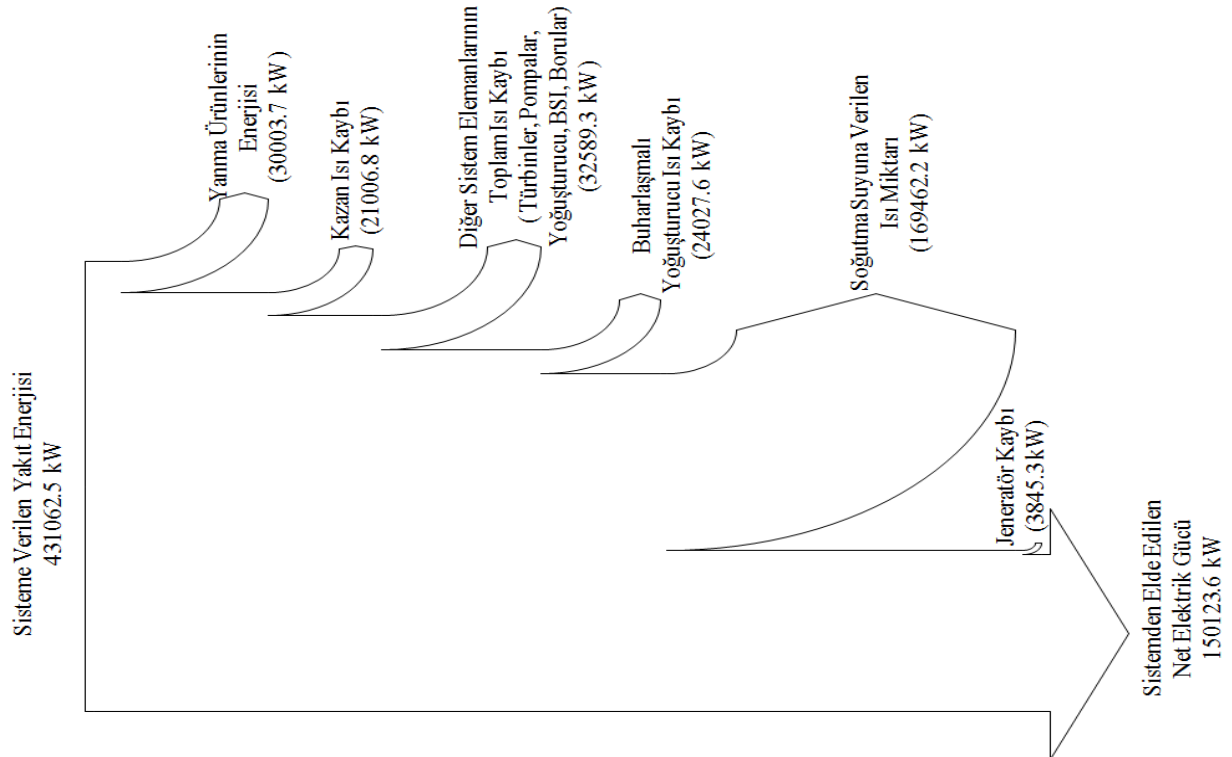
Santralin enerji dengesi Çizelge 4.13`de, incelenen her bir elemanın izafi enerji tüketim oranı, yakıt enerjisi tüketim oranı ve tüm sistem için enerji verimleri de Çizelge 4.14`de verilmiştir. ORÇ`de R141b kullanılan sistem için Sankey enerji diyagramı Şekil 4.2`de verilmiştir.

Çizelge 4.13 Kullanılan değişik soğutucu akışkanlar için önerilen santralin enerji dengesi.

	Enerji girişi (kW)	Enerji çıkışı (kW)		
		R141b	R123	R113
Yakıt enerjisi	431062.5	–	–	–
Yanma ürünlerinin enerjisi	–	30003.7	30003.7	30003.7
Kazanın ısı kaybı	–	21006.8	21006.8	21006.8
Net türbin gücü ($\dot{W}_{türbin} - \dot{W}_{pompa}$)	–	153972.9	153268.1	153263.2
Türbinlerin ısı kaybı	–	8891.8	8859.4	8843.8
Yoğuşturucuda soğutma suyuna verilen ısı	–	169462.2	170094.2	170144.7
Yoğuşturucunun ısı kaybı	–	18818.1	18890.5	18921.8
Buharlaştırılmalı Yoğuşturucunun ısı kaybı	–	24027.6	24033.1	24025.4
Pompalardan ısı kaybı	–	315.0	342.3	288.7
Besleme suyu ısıtıcılarının ısı kaybı (DBI+YBI+Dearatör)	–	1737.7	1737.7	1737.7
Boruların ısı kaybı	–	2826.7	2826.7	2826.7
Toplam	431062.5	431062.5	431062.5	431062.5

Çizelge 4.14 Santral bileşenleri için izafi enerji tüketim oranları, yakıt enerjisi tüketim oranları ve enerji verimleri.

Sistem bileşeni	İzafi enerji tüketim oranı (α_k)			Yakıt enerjisi tüketim oranı (β_k)			Enerji Verimi (η_k)		
	R141b	R123	R113	R141b	R123	R113	R141b	R123	R113
Kazan	0.182	0.182	0.182	0.118	0.118	0.118	0.882	0.882	0.882
Türbin	0.033	0.033	0.033	0.022	0.022	0.022	0.946	0.946	0.946
Yoğuşturucu	0.670	0.671	0.671	0.437	0.438	0.438	0.900	0.900	0.900
Buharlaştırılmalı Yoğuşturucu	0.086	0.085	0.085	0.056	0.056	0.056	0.900	0.900	0.900
Pompalar	0.013	0.013	0.013	0.008	0.008	0.008	0.906	0.902	0.910
Borular	0.010	0.010	0.010	0.007	0.007	0.007	–	–	–
Besleme suyu ısıtıcıları (DBI+YBI+Dearatör)	0.006	0.006	0.006	0.004	0.004	0.004	0.994	0.994	0.994
Sistem toplamı	1.000	1.000	1.000	0.652	0.653	0.653	0.348	0.347	0.347



Şekil 4.2 Önerilen sistemde R141b kullanıldığı durum için Sankey enerji diyagramı.

4.6.2 Sistemin ve Sistem Elemanların Ekserji Verimleri

İncelenen her bir elemanın izafi ekserji tüketim oranı, yakıt ekserjisi tüketim oranı ve tüm sistem için ekserji verimleri Çizelge 4.15`de verilmiştir. Sistemde R141b kullanıldığı durum için yapılan hesaplamalar için elde edilen Grassmann ekserji diyagramı Şekil 4.3`te verilmiştir.

Çizelge 4.15 Kullanılan değişik soğutucu akışkanlar için önerilen santralin bileşenlerinin tersinmezlik değerleri.

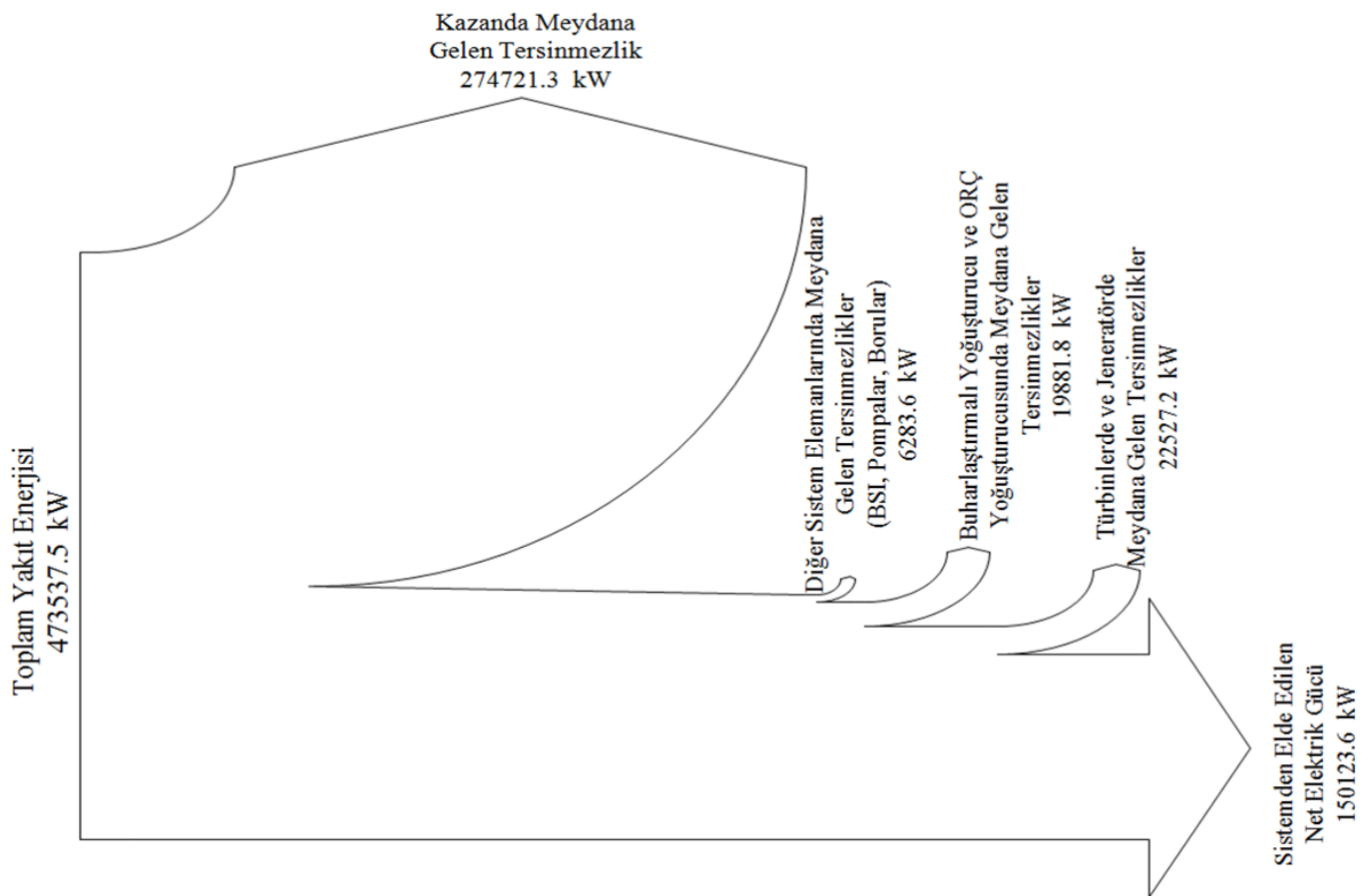
Sistem bileşeni	Ekserji yokoluşu (Tersinmezlik) (kW)		
	R141b	R123	R113
Kazan	274721.3	274721.3	274721.3
Türbin	20502.2	20440.4	20381.4
Yoğuşturucu	8682.7	8862.0	9186.3
Buharlaştırılmalı Yoğuşturucu	11199.1	11782.7	11662.6
Pompalar	686.6	736.4	621.0
Borular	1316.8	1316.8	1316.8
Besleme suyu ısıtıcıları (DBI+YBI+Dearatör)	4280.2	4280.2	4280.2
Sistem toplamı	321388.9	322139.8	322169.6

Çizelge 4.16 Santral bileşenleri için izafi tersinmezlik oranları, yakıt ekserjisine göre tersinmezlik oranları ve ekserji verimleri.

Sistem bileşeni	İzafi tersinmezlik oranı (ϕ_k)			Yakıt ekserjisine göre tersinmezlik oranı (χ_k)			Ekserji Verimi (ψ_k)		
	R141b	R123	R113	R141b	R123	R113	R141b	R123	R113
Kazan	0.855	0.853	0.853	0.580	0.580	0.580	0.420	0.420	0.420
Türbin	0.064	0.063	0.063	0.043	0.043	0.043	0.8443	0.8434	0.8450
Yoğuşturucu	0.027	0.028	0.029	0.018	0.019	0.019	0.3993	0.3988	0.3860
Buharlaştırılmalı Yoğuşturucu	0.035	0.037	0.036	0.024	0.025	0.025	0.7648	0.7525	0.7551

Çizelge 4.16 (devam ediyor)

Pompalar	0.002	0.002	0.002	0.001	0.002	0.001	0.7943	0.7881	0.8064
Borular	0.004	0.004	0.004	0.003	0.003	0.003	–	–	–
Besleme suyu ısıtıcıları (DBI+YBI+Dearatör)	0.013	0.013	0.013	0.009	0.009	0.009	0.9247	0.9247	0.9247
Sistem toplamı	1.000	1.000	1.000	0.679	0.680	0.680	0.321	0.320	0.320



Şekil 4.3 Önerilen sistemde R141b kullanıldığı durum için Grassmann Ekserji diyagramı.

BÖLÜM 5

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmada Çatalağzı Termik Elektrik Santraline buharlaştırmalı yoğuşturucu ile tasarlanan bir organik Rankine çevrimi eklenmesi düşünülmüş, daha önce sunulan tasarım kriterlerine bağlı kalarak yeni bir sistem tasarımı yapılmıştır. Öncelikle mevcut sistem ve elemanları için enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Sonrasında ise yapılan yeni tasarımda, ORÇ kısmı için çalışma akışkanı olarak R141b, R123 ve R113 üç farklı soğutucu akışkan kullanılmış ve elde edilen yeni sistemin ve sistem elemanlarının enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen bulgular aşağıda sıralanmıştır.

- Mevcut sistem elemanlarının ve tasarlanan yeni sistemdeki elemanların ekserji yokoluşu (tersinmezlik) değerleri arasında en yüksek ekserji yokoluşuna sahip olan kazan dışındaki bütün elemanlar için farklılıklar bulunmuştur. Tasarım ve kullanım açısından ORÇ sistemleri, düşük kaliteli ısı kaynaklarından geri kazanımı hedeflediğinden dolayı kazan için herhangi bir iyileştirme sunmamaktadır.
- Bununla beraber en yüksek ikinci tersinmezliğe sahip olan türbinlerde, tasarlanan yeni sistemde mevcut sisteme oranla ORÇ`de kullanılan değişik çalışma akışkanları olan R141b, R123 ve R113 için sırasıyla, % 44.6, % 44.7 ve % 44.9 oranlarında azalma olduğu tespit edilmiştir.
- Aynı şekilde pompalardaki tersinmezliklerde mevcut sisteme göre % 35.8, % 31.2 ve % 41.9 (R141b, R123 ve R113 için sırasıyla) azalma olduğu tespit edilmiştir. Soğutucu akışkanlar arasındaki farklılık temel olarak akışkanların ORÇ`deki düşük basınç ve yüksek basınç hatları değerleri arasındaki farklar ile açıklanabilir.
- Mevcut sisteme göre, tasarlanan sistemde yoğuşturucu elemanının tersinmezlik değerindeki artış yoğuşturucunun kayıp ısı miktarı ile ilişkilidir. Kayıp ısı miktarının

ise kullanılan soğutucu akışkanın yoğunlaştırucuya giriş sıcaklığı ile doğru orantılı olduğu görülmüştür.

- Bu çalışmada kullanılan farklı çalışma akışkanları için tasarlanan sistemin enerji ve ekserji verimleri sırasıyla % 34.8 – % 34.7 ve % 32.1 – % 32.0 aralıklarında hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler arasındaki ihmal edilebilir küçük farklılıklar, tasarlanan sistemin ORÇ kısmında kullanılan çalışma akışkanının seçiminde, akışkanının termodinamik özelliklerinin yanı sıra diğer çalışma akışkanı seçim faktörlerinin de incelenmesini gerektiğini göstermektedir.
- Bu çalışmadan elde edilen bulgular sonucunda mevcut sistem ve tasarlanan sistem için hesaplanan sistem geneli enerji ve ekserji verimleri arasında önemli bir değişim gözlenmemiştir. Türbinler için ciddi miktarda azalan ekserji yıkımı değerinin, sisteme eklenen buharlaştırmalı yoğunlaştırucuda ve ORÇ'deki yoğunlaştırucuda gerçekleşen tersinmezlikler ile kompanse edildiği görülmektedir.

Tez kapsamında elde edilen tüm bu sonuçlar için gerekli görülen öneriler aşağıda sunulmuştur.

- Tasarlanan yeni sistemin enerji ve ekserji verimlerinin kayda değer bir artış göstermemesinin nedenlerinden biri tasarım kriterlerinin ve kısıtlamalarının mevcut sisteme olan uyumluluğundan kaynaklanmaktadır. Termal güç santrallerinin atık ısısının geri kazanımı için kullanılması düşünülen ORÇ sistemlerinin, güç santralin ilk tasarım ve proje aşamasında hesaba katılarak sistemle bütünleştirilmesi, bahsedilen tasarım kısıtlamalarını engelleyebilir.
- Tasarımı yapılan sistemin uygulanabilmesi için mevcut sistemin türbinlerinin ürettiği güç miktarı, buharlaştırmalı yoğunlaştırucunun tasarım kriterleri sonucunda, azalmasına ve bunun sonucu artan atık ısının başka bir çevrime aktarılmasına rağmen toplam üretilen elektrik miktarı yaklaşık olarak aynı olmaktadır. Hiçbir gerçek çevrimin verimi “1” (ideal) olamayacağı düşünüldüğünde buharlaştırmalı yoğunlaştırucu içeren ORÇ'lerin biyokütle, jeotermal vb. gibi düşük kaliteli ısı kaynağı olan uygulamalarda, çalışma akışkanı olarak su kullanılan klasik Rankine çevrimlerinin yerine kullanılması önerilmektedir.

KAYNAKLAR

- Ballı Ö** (2008) Kojenerasyon Sistemlerinin Enerji, Kullanılabilirlik (Ekserji) ve Ekserjiekonomik Analiz Yöntemleri Kullanılarak Performansının Değerlendirilmesi. Doktora Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Eskişehir, 182s.
- Chacartegui R, Sanchez D, Munoz J M and Sanchez T** (2009) Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants. *Applied Energy*, 86(10): 2162-2170.
- Cihan A, Hacihafizoglu O and Kahveci K** (2006) Energy-exergy analysis and modernization suggestions for a combined-cycle power plant. *International Journal of Energy Research*, 30(2): 115-126.
- Çengel Y A ve Boles M A** (1999) *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*. 2. Baskı, McGraw-Hill-Literatür, İstanbul, 867 s.
- Dai Y P, Wang J F and Gao L** (2009) Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 50(3): 576-582.
- Dincer I and Rosen M A** (2007) *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*. First Edition, Elsevier, China, 454 p.
- Drescher U and Brüggemann D** (2007) Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering*, 27(1): 223-228.
- Eyriboyun M ve Çalık K** (2004) Çates Kondens Atık Isısından Konut Isıtılmasında Yararlanılması. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 84: 35-49.
- Heberle F and Brüggemann D** (2010) Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation. *Applied Thermal Engineering*, 30(11-12): 1326-1332.
- Hung T C** (2001) Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids. *Energy Conversion and Management*, 42(5): 539-553.
- Hung T C, Shai T Y and Wang S K** (1997) A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy*, 22(7): 661-667.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Kopac M and Hilalci A** (2007) Effect of ambient temperature on the efficiency of the regenerative and reheat Catalagzi power plant in Turkey. *Applied Thermal Engineering*, 27(8-9): 1377-1385.
- Kotas T J** (1995) *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Reprint Edition, Krieger Publishing Company, USA, 328 p.
- Lakew A A and Bolland O** (2010) Working fluids for low-temperature heat source. *Applied Thermal Engineering*, 30(10): 1262-1268.
- Liu B T, Chien K H and Wang C C** (2004) Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy*, 29(8): 1207-1217.
- Mago P J, Chamra L M, Srinivasan K and Somayaji C** (2008a) An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Applied Thermal Engineering*, 28(8-9): 998-1007.
- Mago P J, Srinivasan K K, Chamra L M and Somayaji C** (2008b) An examination of exergy destruction in organic Rankine cycles. *International Journal of Energy Research*, 32(10): 926-938.
- Maizza V and Maizza A** (2001) Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems. *Applied Thermal Engineering*, 21(3): 381-390.
- Moran M J and Shapiro H N** (2006) *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 5th Edition, John Wiley & Sons, Great Britain, 831 p.
- Rosen M A and Dincer I** (1997) On exergy and environmental impact. *International Journal of Energy Research*, 21(7): 643-654.
- Shafiee S and Topal E** (2009) When will fossil fuel reserves be diminished? *Energy Policy*, 37(1): 181-189.
- Sharifpur M** (2007) Designing boiling condenser for more efficiency in power plants and less environment defects. Proceedings of the ASME Power Conference 2007, Amer Soc Mechanical Engineers, New York, pp. 55-59.
- Sharifpur M** (2008) Waste to Energy in Power Plants; Increasing Thermal Efficiency and Decreasing Environment Defects. Imeti 2008: International Multi-Conference on Engineering and Technological Innovation, Vol Ii, Proceedings, eds. C.D. Zinn et al., Int Inst Informatics & Systemics, Orlando, pp. 47-51.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Şahin Z** (2006) Gaz-Katı Yakıtlı Enerji Santralinin Ekserji Verim Artışının Araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Zonguldak, 146s.
- Tchanche B F, Papadakis G, Lambrinos G and Frangoudakis A** (2009) Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29(11-12): 2468-2476.
- Türkel A Y** (2008) Enerji Verimliliği Mevzuatı ve Kojenerasyonun Yeri, enverIPAB Bilinçlendirme Semineri, Marmara Üniversitesi, http://repa.eie.gov.tr/enverIPAB/egitimler/enver_Mevzuat_ve_Kojenerasyon.pdf, 26 Eylül 2009.
- URL-1** (2009) http://www.iea.org/weo/docs/weo2009/fact_sheets_WEO_2009.pdf, Int. Energy Agency, World Energy Outlook 2009 Fact Sheet, 25 Kasım 2009.
- URL-2** (2009) <http://www.cates.gov.tr/cates/tanitim.html>, Elektrik Üretim A.Ş. Çatalağzı Termik Elektrik Santrali, ÇATES Tanıtım, 01 Temmuz 2009.
- Xiang J Y, Cali M and Santarelli M** (2004) Calculation for physical and chemical exergy of flows in systems elaborating mixed-phase flows and a case study in an IRSOFC plant. *International Journal of Energy Research*, 28(2): 101-115.
- Yamamoto T, Furuhashi T, Arai N and Mori K** (2001) Design and testing of the Organic Rankine Cycle. *Energy*, 26(3): 239-251.

ÖZGEÇMİŞ

Nuri Özgür AYDIN 1981’de Ankara’da doğdu. İlkokula Zonguldak’ta başlayıp, Malatya’da tamamladı. Ortaokul ve liseyi Ankara’da Yıldırım Bayezit Anadolu Lisesi’nde tamamladıktan sonra girdiği Hacettepe Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Nükleer Enerji Mühendisliği’nden 2006 yılında mezun oldu. 2007 yılında ZKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisansa başladı. Aynı yıl ZKÜ Makina Mühendisliği Bölümünde araştırma görevlisi olarak başladığı görevini halen sürdürmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Zonguldak Karaelmas Üniversitesi
Makina Mühendisliği Bölümü Oda no: 102
İncivez / ZONGULDAK
Tel : (372) 2574010 / 1223
E-posta : n.ozguraydin@gmail.com