

**ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ PRENSİBİNE GÖRE
ÇALIŞAN BİR JEOTERMAL ELEKTRİK
SANTRALİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

**2014
DOKTORA TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

Alper ERGÜN

**ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ PRENSİBİNE GÖRE ÇALIŞAN BİR
JEOTERMAL ELEKTRİK SANTRALİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

Alper ERGÜN

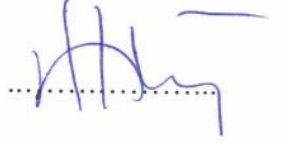
**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalında
Doktora Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Haziran 2014**

Alper ERGÜN tarafından hazırlanan “ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ PRENSİBİNE GÖRE ÇALIŞAN BİR JEOTERMAL ELEKTRİK SANTRALİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ” başlıklı bu tezin Doktora Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK

Tez Danışmanı, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir. 24/ 06/ 2014

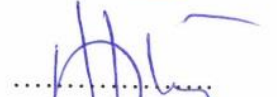
Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Durmuş KAYA (KBÜ)



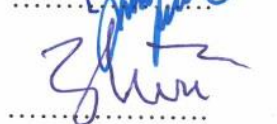
Üye : Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK (KBÜ)



Üye : Doç. Dr. Sezayi YILMAZ (KBÜ)



Üye : Doç. Dr. Kurtuluş BORAN (GÜ)



Üye : Yrd. Doç. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN (KBÜ)



.../.../2014

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Mustafa BOZ

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.”

Alper ERGÜN

ÖZET

Doktora Tezi

ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ PRENSİBİNE GÖRE ÇALIŞAN BİR JEOTERMAL ELEKTRİK SANTRALİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ

Alper ERGÜN

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK

Haziran 2014, 91 sayfa

Düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarından güç üretmek için en etkili yollardan biri Organik Rankine Çevrimidir. Ülkemizde düşük ve orta sıcaklıklarda (<150°C), oldukça fazla jeotermal kaynak mevcuttur. Bu kaynaklar ile Organik Rankine Çevrimi ile güç üretmek mümkündür. Bu çalışmada Çanakkale ilinde, Ayvacık ilçesine, Tuzla köyü mevkiinde bulunan jeotermal kaynaklı bir ORÇ santralinin termodinamik (enerji-ekserji) ve termoeconomik analizleri yapılmıştır. Yapılan enerji analizi sonucunda, sistemdeki en yüksek kayıp değeri 24,41 MW ile kondenserde tespit edilmiştir. Ardından, 9,58 MW ile Türbin, 8,95 MW ile ön ısıtıcı, 6,71 MW ile buharlaştırıcı ve 3,28 MW ile reküperatör gelmektedir. Sistemin ekserji analizi sonuçlarına göre ise en yüksek ekserji kaybı, 3,93 MW ile buharlaştırıcıda tespit edilmiştir. Ardından 2,64 MW ile organik türbin, 1,69 MW ile reküperatör, 0,868 MW ile kondenser 0,308 MW ile organik akışkan pompası ve 0,306 MW ile ön ısıtıcı gelmektedir. Sistemin enerji ve ekserji verimleri 25°C referans sıcaklıkta,

sırasıyla % 12 ve % 49 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca sisteme SPECO (özgül ekserji) metoduna göre yapılan termoeekonomik analiz sonucunda, santralde üretilen elektriğin birim maliyeti 15,06 \$/GJ olarak tespit edilmiştir. Çalışmanın sonucunda, ülkemizdeki düşük sıcaklıklardaki kaynakların değerlendirilmesinin enerji açısından dışa bağımlı olan ülkemiz için çok önemli olduğu ve mevcut santrallerde termodinamik ve termoeekonomik analizlerin sistem içerisindeki verimsiz ve yüksek maliyetle çalışan ekipmanların tespit edilmesi için mutlaka yapılması gerektiği belirtilmiştir.

Anahtar Sözcükler : Organik rankine çevrimi, jeotermal, termoeekonomi, SPECO.

Bilim Kodu : 708.3.015

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

THERMOECONOMIC ANALYSIS OF A GEOTHERMAL ORGANIC RANKINE CYCLE POWER PLANT

Alper ERGÜN

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Machine Education

Thesis Advisor:

Assoc. Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK

June 2014, 91 pages

One of the most effective ways to generate power from low temperature heat sources is Organic Rankine Cycle. There are many low and middle temperature (<150 C) geothermal source in our country, which are suitable for generating power using Organic Rankine Cycle. Thermodynamic (energy-exergy) and thermoeconomic analyses of a geothermal source ORC plant in Tuzla village Ayvacık, Çanakkale were made in this study. The energy analysis show that the highest energy loss is in the condenser with 24,41 MW. The turbine with 9,58 MW, pre-heater with 8,95 MW, vaporizer 6,71 MW and recuperator with 3,28 MW energy losses follow the condenser. Meanwhile the exergy analysis show that the highest exergy loss is in the vaporizer with 3,93 MW. The turbine with 2,64 MW, recuperator with 1,69 MW, condenser with 0,868 MW, organic fluid pump with 0,308 MW and pre-heater with 0,306 MW exergy loss follow. The energy and exergy efficiency of the system at 25 C reference temperature is calculated as 12% and 49% respectively. The unit cost of

the electricity produced in this plant is 15,06 \$/Gj according to the thermoeconomic analysis made with SPECO (specific exergy cost) method. It was found out that putting the low temperature sources to use is crucial in our country which is dependent on foreign energy resources and thermodynamic and thermoeconomic analyses should be made in the present plants to identify the equipment which are inefficient and running with high costs.

Key Word : Organic rankine cycle, geothermal, thermoeconomy, SPECO.

Science Code : 708.3.015

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının planlanmasında, değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren danışmanım Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK'a teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca tecrübe ve bilgilerinden yararlandığım değerli tez izleme komitesi üyelerim, Prof. Dr. Durmuş KAYA, Yrd. Doç. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN hocalarıma,

Tez çalışmam ile ilgili verileri alabilmem için yardımlarını esirgemeyen Tuzla Jeotermal A.Ş. çalışanlarına, özellikle Santral Proje şefi Gonca AKSOY KOÇ hanım ve santral müdürü, Salih ÖZKAN bey'e,

Akademik hayatım boyunca kendimi geliştirmeme yardımcı olan Doç. Dr. Sezayi YILMAZ ve Doç. Dr. İlhan CEYLAN hocalarıma,

Tez çalışmamın en hayati kısımlarında yardımlarını esirgemeyen değerli arkadaşlarım Cüneyt UYSAL ve Bahri AKSU'ya,

Tez çalışmam ile ilgili resimlerin düzenlenmesinde büyük bir sabırla istediklerimi yapmaya çalışan Yrd.Doç. Dr. Bahadır ACAR'a ve bilgilerinden yararlandığım Yrd.Doç. Dr. Engin GEDİK'e,

Bu günlere gelmemde büyük emekleri bulunan aileme,

Son olarak beraber geçirdiğimiz doktora süreci boyunca, bir birimize olan destek ve sevgimiz ile bütün zorlukların üstesinden geldiğimiz eşim Esin ERGÜN'e, teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışmasını, dünyamıza bir hediye gibi gelen, bu zor süreçteki en büyük sevinç kaynağım, biricik oğlum Eralp ERGÜN'e ithaf ediyorum.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xv
BÖLÜM 1.....	1
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.....	6
LİTERATÜR TARAMASI.....	6
BÖLÜM 3.....	12
ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ	12
3.1. İDEAL RANKİNE ÇEVİRİMİ	12
3.2. BASİT ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ	13
3.2. SÜPERKRİTİK ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ.....	14
3.3. REKÜPERATİF ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ.....	15
3.4. REJENERATİF ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ.....	16
3.5. ORÇ SİSTEMLERİNDE AKIŞKAN SEÇİMİ	18
3.6. ATIK ISI GERİ KAZANIMLI ORÇ SİSTEMLERİ	21
3.7. GÜNEŞ ENERJİLİ ORÇ SİSTEMLERİ	23
3.8. JEOTERMAL ORÇ SANTRALLERİ	24
BÖLÜM 4.....	26

	<u>Sayfa</u>
JEOTERMAL ENERJİ.....	26
4.1. JEOTERMAL ENERJİNİN KULLANIM ALANLARI	27
4.2. JEOTERMAL ELEKTRİK SANTRALLERİ.....	28
4.2.1. Jeotermal Enerjiden Elektrik Üretim Yöntemleri.....	31
4.2.1.1. Kuru Buhar Elektrik Santralleri	31
4.2.1.2. Tek Flaş (tek püskürtmeli) Elektrik Santralleri.....	32
4.2.1.3. Çift flaş (çift püskürtmeli) Elektrik Santralleri	33
4.2.1.4. İkili Çevrim (Binary) Elektrik Santralleri	33
4.2.2. Jeotermal Elektrik Santrallerinin İşletilmesi	34
BÖLÜM 5.....	37
SİSTEM TANIMI.....	37
BÖLÜM 6.....	45
MATERYAL VE METOD	45
6.1. TERMODİNAMİK ANALİZ	45
6.1.1. Enerji Analizi.....	45
6.1.2. Ekserji Analizi	46
6.1.3. Sistem Ekipmanlarına Ait Termodinamik Analizler	47
6.1.3.1. Buharlaştırıcı Termodinamik Analizi	47
6.1.3.2. Organik Türbin Termodinamik Analizi	48
6.1.3.3. Reküperatör Termodinamik Analizi	49
6.1.3.4. Kondenser Termodinamik Analizi.....	50
6.1.3.5. Ön Isıtıcı Termodinamik Analizi	51
6.1.3.6. Pompa Termodinamik Analizi	52
6.2. TERMOEKONOMİK ANALİZ	60
6.2.1 Sistem Ekipmanlarının Yatırım Maliyeti Hesabı	63
6.2.1.1. Paranın Zaman Değeri	63
6.2.1.2. Yıllık Ödemeler.....	63

	<u>Sayfa</u>
6.2.1.3. Ana Para Geri Kazanım Faktörü	64
6.2.1.4. Sistemin Hurda Değeri	64
6.2.1.5. Sistemin Geri Ödeme Süresi	64
6.2.1.6. Ekonomik Değerlerin Hesabı	65
6.2.2. SPECO Metodu	67
6.2.2.1. Maliyet Denge Denklemlerinin Çözümü	68
6.3. ÇEVRESEL ANALİZLER	72
BÖLÜM 7.....	75
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	75
7.1. SONUÇLAR	75
7.2. ÖNERİLER	77
KAYNAKLAR	79
EK AÇIKLAMALAR A. JEOTERMAL SUYUN BİLEŞENİ	85
EK AÇIKLAMALAR B. ÖLÇÜM ALETLERİNİN HASSASİYETLERİ	87
EK AÇIKLAMALAR C. ORÇ SİSTEMİNİN İZOMETRİK GÖRÜNÜŞÜ	89
ÖZGEÇMİŞ	91

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. İdeal rankine çevrimi ve T-S diyagramı	13
Şekil 3.2. Basit orç sistemi ve T-S diyagramı	14
Şekil 3.3. Süperkritik ORÇ T-S diyagramı	15
Şekil 3.4. Reküperatif ORÇ sisteminin şeması ve T-S diyagramı	15
Şekil 3.5. Rejeneratif ORÇ sisteminin şeması ve T-S diyagramı	16
Şekil 3.6. Reküperatör ve rejeneratörlü ORÇ sisteminin şeması ve T-S diyagramı	17
Şekil 3.7. Aşırı kızdırma yapılmış reküperatör ve rejeneratörlü ORÇ sisteminin şeması ve T-S diyagramı	17
Şekil 3.8. Bazı akışkanlara ait T-S diyagramı.....	18
Şekil 3.9. Termal yağ kullanılan atık ısı geri kazanımlı ORÇ sistemleri.....	22
Şekil 3.10. Doğrudan ısı değiştiricili atık ısı geri kazanımlı ORÇ sistemleri	22
Şekil 3.11. Parabolik güneş kolektörlü ORÇ sistemleri.....	23
Şekil 3.12. İkili jeotermal elektrik santrali.....	24
Şekil 4.1. Jeotermal enerjinin oluşumu	27
Şekil 4.2. Jeotermal enerjinin sıcaklığına göre kullanım alanları (lindal diyagramı).....	28
Şekil 4.3. Türkiye'de bulunan jeotermal elektrik santrallerinin haritada dağılımı ..	29
Şekil 4.4. Kuru buhar jeotermal elektrik santrali	32
Şekil 4.5. Tek flaş (tek püskürtmeli) jeotermal elektrik santrali.....	32
Şekil 4.6. Çift flaş (Çift püskürtmeli) jeotermal elektrik santrali	33
Şekil 4.7. İkili jeotermal elektrik santrali.....	34
Şekil 4.8. İnhibitörün sisteme Bağlanması	35
Şekil 5.1. Jeotermal akışkanın sisteme taşınması	37
Şekil 5.2. Sistemde kullanılan buharlaştırıcı ve ön ısıtıcı	38
Şekil 5.3. Sistemde kullanılan türbin ve jeneratör	39
Şekil 5.4. Sistemde kullanılan reküperatör ve hava soğutmalı kondenser.....	40
Şekil 5.5. Sistemde kullanılan organik akışkan pompaları	41
Şekil 5.6. Tesisin genel görünümü	42

Sayfa

Şekil 5.7. Jeotermal santrale ait akış şeması	43
Şekil 6.1. Buharlaştırıcı giriş ve çıkış noktaları	47
Şekil 6.2. Organik türbin giriş ve çıkış noktaları	48
Şekil 6.3. Reküperatör giriş ve çıkış noktaları	49
Şekil 6.4. Kondenser giriş ve çıkış noktaları	50
Şekil 6.5. Ön ısıtıcı giriş ve çıkış noktaları	51
Şekil 6.6. Pompa giriş ve çıkış noktaları.....	52
Şekil 6.7. Jeotermal santrale ait T-S diyagramı	54
Şekil 6.8. Enerji kayıpları ve verimler	55
Şekil 6.9. Ekserji kayıpları ve verimler.....	56
Şekil 6.12. Çevre sıcaklığına göre net gücün değişimi	58
Şekil 6.13. Jeotermal suyun sıcaklığına göre net gücün değişimi.....	59
Şekil 6.14. Çevre sıcaklığına göre enerji ve ekserji veriminin değişimi.....	60
Şekil 6.15. Termoekonomik analiz için akış şeması	62
Şekil Ek.C.1. Jeotermal ORÇ sisteminin izometrik görünüşü.....	90

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 1.1. Bazı ülkelerde termik santrallerin kurulu güç kapasiteleri.	2
Çizelge 1.2. Yakıt cinslerine göre üretilen yıllık elektrik miktarları.	2
Çizelge 1.3. Ülkemizdeki elektrik santrallerinin yakıt cinsine göre dağılımı (2007) ..	3
Çizelge 4.1. Türkiye'de bulunan kurulu ve kurulum aşamasında olan jeotermal elektrik santralleri	30
Çizelge 6.1. Ekipmanların termodinamik özellikleri ve hesaplanan enerji-ekserji değerleri.	53
Çizelge 6.2. Ekipmanların enerji ve ekserji kayıpları	55
Çizelge 6.3. Santal ekipmanlarının normal ve seviyelendirilmiş alış fiyatları ve bu fiyatları göre toplam maliyet akımları.	66
Çizelge 6.4. Ekipmanların ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri, yardımcı denklemler ve yakıt-ürün tanımlamaları.	68
Çizelge 6.5. Santal noktalarına ait ekserji, ekserji maliyet akımları ve ortalama birim ekserji maliyet değerleri.	72
Çizelge Ek. A.1. Jeotermalsuyun bileşeni.....	86
Çizelge Ek. B.1. Ölçü aletlerinin hassasiyetleri.	88

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

\dot{E}	: enerji akımı (kW)
\dot{E}_x	: ekserji akımı (kW)
\dot{Q}	: ısı enerjisi (kW)
\dot{m}	: kütleli debi (kg/s)
h	: özgül entalpi (kJ/kgK)
i	: bileşik faiz oranı (%)
n	: sistem ömrü (yıl)
P	: basınç (bar)
s	: özgül entropi (kJ/kgK)
T	: sıcaklık (°C,K)
W	: iş enerjisi (kW)

Yunan harfleriyle:

η	: verim (%)
\emptyset_k	: bakım maliyet faktörü
μ	: sistemin hurda değeri oranı (%)
τ	: sistemin yıllık çalışma süresi (h)

Alt indisler:

Buh	: buharlaştırıcı
I	: I. kanun (enerji)
II	: II. kanun (ekserji)
i	: giriş
Jen	: jeneratör
Jeo	: jeotermal akışkan
Kond	: kondenser

L : kayıp
o : çıkış
o,a : organik akışkan
OI : ön ısıtıcı
Rek : reküperatör
Tur : türbin

KISALTMALAR

AC	: Yıllık Ödemeler (\$)
CRF	: İlk Yatırım Geri Kazanım Faktörü
F	: Yakıt
FW	: Paranın Gelecekteki Değeri (\$)
GÖS	: Geri Ödeme Süresi
GWP	: Küresel Isınma Potansiyeli
MTA	: Maden Tetkik Arama Genel Müdürlüğü
ODP	: Ozon İnceltme Potansiyeli
ORÇ	: Organik Rankine Çevrimi
P	: Ürün
PEC	: Ekipman Alış Fiyatı (\$)
PW	: Paranın Şimdiki Değeri (\$)
PWF	: Paranın Şimdiki Değer Faktörü
RORÇ	: Rejeneratif Organik Rankine Çevrimi
SV	: Hurda Değeri
TCI	: Toplam İlk Yatırım Maliyeti (\$)
TL	: Türk Lirası
YG	: Yıllık Getiri
Z ^T	: Seviyelendirilmiş Maliyet Akımı

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Dünya üzerinde sürekli artış eğiliminde olan nüfus ve sanayileşme sonucunda Türkiye ve pek çok gelişmekte olan ülkenin enerji ihtiyacı da artmaktadır. Avrupa ülkeleri içinde ülkemiz % 1,7'lik büyüme oranı ile birinci sırada yer almaktadır [1]. Bu büyüme oranı aynı zamanda enerji ihtiyacımızın artmasına da sebep olmaktadır. Ülkemiz enerji açısından büyük ölçüde dışa bağımlıdır. İhtiyacımız olan enerjinin büyük bir kısmını ithal etmekteyiz ve bu ithal edilen enerjide fosil kökenli yenilenemeyen enerjilerdir. Ayrıca fosil kaynaklı enerjilerin çevreye zarar verdiği de bilinmektedir. Bu nedenlerle dünya üzerinde ki bir çok ülke enerji ihtiyaçlarını karşılayabilmek için yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmiştir (güneş, rüzgar, biyokütle, jeotermal vb.).

Ülkemizin temel enerji kaynakları petrol, linyit kömürü, doğalgaz, jeotermal enerji, odun ve hidroelektrik santralleridir [2]. Ancak fosil kökenli olan petrol ve doğalgaz gibi kaynaklar ülkemizde çok düşük rezervlere sahiptir. Bu nedenle, bu kaynakları büyük bir oranda ithal etmekteyiz. İthal ettiğimiz bu enerji kaynaklarını ısınma ve ulaşım amaçlı kullanmanın haricinde, termik santraller aracılığıyla elektrik enerjisine dönüştürmekteyiz. Böylece, fosil kökenli bu kaynaklar ülkemizde bulunmadığı gibi, uygulanan yanlış politikalar yüzünden ülkemizin temel enerji ihtiyacını karşılayamaz duruma gelmiştir. Bu durumda ülkemizin dışa bağımlılığı gittikçe artmıştır.

Elektrik enerjisi günümüzün en büyük ihtiyaçları arasındadır. Gelişen teknoloji, artan elektronik cihazlar elektrik tüketimini de her geçen gün arttırmaktadır. Günümüzde elektrik üretmek için kullanılan bir çok yöntem mevcuttur. Bu yöntemlerin büyük bir kısmı termik santrallerde kömür, doğalgaz gibi fosil yakıtların yakılıp enerjisinin bir akışkana aktarılarak, elde edilen buharın bir türbine hareket vermesiyle gerçekleşmektedir. Elektrik enerjisi üretiminde termik santrallerin payı ülkelere bağlı

olarak %50 ile %95 arasında değişmektedir [3]. 2007 yılında yapılan bu çalışmada bazı ülkelerdeki termik santrallerin kurulu güç kapasiteleri ve üretim kapasitelerine yönelik bilgiler ve tüketilen yakıt cinslerine göre üretilen yıllık elektrik enerjisi değerleri incelenmiştir. Bu değerler Çizelge 1.1. ve 1.2.'de rakamsal olarak gösterilmektedir.

Çizelge 1.1. Bazı ülkelerde termik santrallerin kurulu güç kapasiteleri.

Ülkeler	Termik Santrallerin Kurulu Gücü (MWe)	Termik Santrallerin Üretim Gücü (TWh)
Almanya	81.000	330
İngiltere	45.000	230
İtalya	42.000	160
Fransa	22.000	55
İspanya	19.000	60
Hollanda	18.000	65
Danimarka	10.000	40
Finlandiya	9.000	40
İsveç	8.000	10
Belçika	7.000	30
Yunanistan	6.000	35
Avusturya	5.000	15
Portekiz	4.000	20
İrlanda	3.000	15

Çizelge 1.2. Yakıt cinslerine göre üretilen yıllık elektrik miktarları.

Ülkeler	Kömür ile elektrik üretimi (TWh)	Petrol ile elektrik üretimi (TWh)	Doğal gaz ile elektrik üretimi (TWh)
Almanya	270	20	30
İngiltere	180	35	4
İtalya	30	100	25
Fransa	25	20	8
İspanya	45	10	1
Hollanda	15	5	35
Danimarka	25	2	1
Belçika	15	2	10
Yunanistan	20	10	-
Avusturya	5	2	8
Portekiz	10	15	-
İrlanda	9	5	2

Tablolardan da görüldüğü üzere bir çok ülke elektrik üretimini bu tarz fosil kökenli kaynakla çalışan termik santrallerden sağlamaktadır. Fakat bu santrallerin çevreye zarar verdiği bilinmektedir. Ayrıca fosil kökenli kaynakların zamanla tükeneceği göz önüne alındığında, elektrik üretimi için yeni arayışlar içine giren bir çok ülke gibi bizim ülkemizin de elektrik üretmek için yeni ve temiz kaynakları değerlendirmesi gerekmektedir

Dünya genelinde, enerji politikası ağırlık olarak fosil kökenli kaynaklara bağlı kurulmuştur. Bu durum ülkemiz içinde pek farklı değildir. Çizelge 1.3.'te ülkemizde bulunan elektrik üretim santrallerinin, yakıt cinslerine göre kurulu güçleri, santral sayıları ve elektrik üretimine katkıları görülmektedir.

Çizelge 1.3. Ülkemizdeki elektrik santrallerinin yakıt cinsine göre dağılımı (2007) [4].

Yakıt Cinsleri	KURULU GÜÇ MW	KATKI %	SANTRAL SAYISI ADET
FUEL-OİL + ASFALTİT + NAFTA + MOTORİN	678,1	1,0	19
TAŞ KÖMÜRÜ + LİNYİT	8.566,2	13,0	21
İTHAL KÖMÜR	4.262,6	6,5	8
DOĞALGAZ + LNG	20.854,4	31,7	224
YENİLENEBİLİR + ATIK	241,1	0,4	41
ÇOK YAKITLILAR KATI+SIVI	667,7	1,0	9
ÇOK YAKITLILAR SIVI+D.GAZ	4.365,8	6,6	45
JEOTERMAL	317,4	0,5	13
HİDROLİK BARAJLI	16.299,0	24,8	74
HİDROLİK AKARSU	6.559,3	10,0	413
RÜZGAR	2.924,1	4,4	75
TOPLAM	65.735,6	100,0	942

Çizelgede de görüldüğü üzere ülkemizde yenilenebilir enerji kaynaklarına gerekli yatırım yapılmamaktadır. Bu durum enerji hususunda dışa bağımlı olan ülkemiz için büyük bir kayıptır. Ülke olarak öz kaynaklarımız olan, yenilenebilir enerji

kaynaklarımızın potansiyelini en kısa zamanda tespit edip yatırımlarımızı bu temiz enerji kaynaklarına yapmamız gerekmektedir.

Temiz enerji kaynağı denildiği zaman aklımıza yenilenebilir enerji kaynakları gelmektedir. Bu kaynaklar genellikle güneş, rüzgar, jeotermal, biyokütle enerjileridir. Ülkemiz yenilenebilir enerji kaynakları açısından oldukça zengin bir alt yapıya sahiptir. Dört mevsim güneş alan, sürekli rüzgar alan yerlerin sayısı oldukça fazladır. Özellikle ülkemiz Alp-Himalaya kuşağı üzerinde yer aldığından, jeotermal kaynak açısından oldukça yüksek potansiyele sahiptir [5].

Ülkemiz jeotermal enerji kaynakları rezervlerinde dünya genelinde 5., Avrupa da ise 1. sırada yer almaktadır. Fakat bu kaynakların büyük bir çoğunluğu orta sıcaklık değerindedir (80-150°C). Uzun yıllar boyunca bu kaynaklar, sadece proses ısıtması, kurutma vb. işlemlerde kullanılmıştır. Fakat gelişen teknoloji bize bu kaynaklardan da elektrik üretmenin mümkün olduğunu göstermiştir.

Günümüzde Organik rankine çevrimi prensibine göre çalışan elektrik santralleri düşük sıcaklıklardaki kaynaklardan elektrik üretmek için karşımıza umut verici bir gelişme olarak çıkmıştır. Bu çevrimde ısı kaynağı olarak jeotermal kaynaklar kullanıldığında, çevrim ikili (binary) adını almaktadır. Bu sistem jeotermal kaynakların değerlendirilmesi için çok büyük bir yeniliktir. Ülkemizde ikili çevrim prensibine göre çalışan santraller 2008 yılından beri kurulmaya başlanmıştır ve üretim lisansı alan bir çok firma bu tarz santralleri kurmaya hızlı bir şekilde devam etmektedir.

Ülkemiz için son derece önemli olan bu santrallerin, üretime geçmeden önce, projelendirme aşamasında termodinamik ve termoeconomik analizlerinin yapılması son derece önemlidir. Ayrıca mevcut santrallerde de bu analizlerin yapılması, santral performansına ve dolayısıyla üretilen elektrik miktarına doğrudan etki edecektir.

Günümüzde bu tarz termal güç üretim sistemlerinin enerji etüdü yapılırken genellikle enerji ve ekserji analizleri yapılmaktadır. Enerji ve ekserji analizleri sistemin performansını, kayıp değerlerini ve iyileştirilmesi gereken noktaları bize gösterse de,

elde edilen bu değerlerin, yatırım ve işletme maliyetlerine nasıl yansıdığına dair bize net bilgi verememektedir. Bu nedenle özellikle elektrik üretimi geręekleřen termal sistemlerde termoeekonomik analizlerin mutlaka yapılması gerekmektedir.

Yapılan bu tez çalışmasında Çanakkale ilinde, Ayvacık ilçesinde bulunan, Tuzla köyündeki 7,5 MW güç üreten bir jeotermal kaynaklı ORÇ santralının (binary) enerji, ekserji ve termoeekonomik analizleri yapılmıştır. Çalışma sonunda her bir analiz yöntemi için bulunan sonuçlar birbirleri ile karşılaştırılmış ve gerekli öneriler verilmiştir. Ayrıca bu jeotermal santralden elde edilen gücün, yenilenebilir olmayan fosil kökenli kaynaklardan elde edilmesi durumunda ortaya çıkacak olan CO₂ gazı salınımı miktarı da tespit edilmiştir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR TARAMASI

Çalışmanın bu bölümünde geçmiş yıllarda bilim insanları tarafından yapılan, bu tez çalışması ile ilgili araştırmalar incelenmiştir. Literatür taraması yapılırken Jeotermal enerji, Organik Rankine Çevrimi sistemleri ve termoekonomik analiz üzerine yapılan araştırmalar incelenmiştir. Bu kapsamda incelenen çalışmalara ulusal ve uluslararası veritabanları, YÖK Ulusal Tez Merkezi, GoogleScholar arama motoru kullanılarak erişilmiştir. Taramalar sırasında, tez çalışmasına uygun anahtar kelimeler kullanılmıştır.

Keçebaş, yaptığı çalışmalarda, Afyon ilinde bulunan bir jeotermal bölgesel ısıtma sisteminin termodinamik ve termoekonomik analizlerini yapmıştır. Çalışmada, enerji verimini % 37,59 ve ekserji verimini % 47,54 olarak bulmuştur. Sistemdeki en büyük ekserji kaybını %14,59 ile ısı değiştiricilerinde ve % 14,09 ile geri enjeksiyon kuyularında tespit etmiştir. Ekonomik analiz sonucunda ise enerji kayıp oranını 5,36 kW/\$, ekserji kayıp oranını 0,2 kW/\$ olarak hesaplamıştır [6]. Ayrıca Keçebaş, aynı sistem üzerinde yaptığı başka bir çalışmada ise , jeotermal enerjinin fosil kökenli kaynaklardan elde edilen enerjiye göre çok daha ucuz ve çevreye zarar vermeyen bir kaynak olduğunu belirtmiştir [7].

Ahmedi vd. tarafından yapılan çalışmada, ısıtma, soğutma ve elektrik üretimi için kullanılan bir trijenerasyon sisteminin detaylı bir modelini çıkartmışlardır. Bu sistem, bir gaz türbini çevrimi, organik rankine çevrimi, tek kademeli absorpsiyonlu chiller ve bölgesel su ısıtıcısından oluşmaktadır. Çalışmada; enerji-ekserji analizleri ve çevresel etkiler değerlendirilmiştir. Ayrıca ilgili parametre çalışmaları uygulanmış ve bu parametreler çevresel etki ve sürdürülebilirlik açısından değerlendirilmiştir. Çalışma sonunda ORÇ entegreli trijenerasyon sisteminin ekserji veriminin, tipik ısı-

güç çevrimleri ve gaz türbinleri çevrimine göre daha yüksek çıktığını, ayrıca CO₂ emisyonunun da bu sistemlerden daha düşük çıktığını belirtmişlerdir [8].

Quoilin vd. tarafından yapılan çalışmada, küçük boyutlu atık ısı geri kazanımlı bir ORÇ sisteminin termodinamik ve termoeconomik optimizasyonu yapılmıştır. Çalışmada, R245fa, R113, n-bütan, n-pentan ve R1234yf organik akışkanları ve farklı ekipman boyutları ile tespit edilen çevrim performansları incelenmiştir. Çalışma sonucuna, termoeconomik optimizasyon için 2136 €/kW özgül maliyet, 4,2 kW net çıkış gücü, ve % 4,47 sistemin verimi değerleri ile n-bütan akışkanı için tespit etmişlerdir. Termodinamik olarak aynı akışkan için ise sistem verimini % 5,22 olarak hesaplamışlardır [9].

Al-Sulaiman vd. tarafından iki parça halinde yapılan çalışmanın ilkinde, yakıt hücreli, biyokütleli ve güneş enerjili üç yeni ORÇ entegreli trijenerasyon sisteminin termoeconomik optimizasyonuna ait eşitlikleri ve hesaplamaları vermişlerdir. Termoeconomik model olarak özgül ekserji (SPECO) metodunu, optimizasyon modeli olarak ise Powell's metodunu kullanmışlardır. Bu makaleleri sayesinde bir trijenerasyon sistemine, termoeconomik model ve optimizasyonun nasıl yapılacağını göstermişlerdir [10]. İkinci çalışmalarında, eşitliklerini gösterdikleri üç yeni sistemin hesaplamalarını yapmışlardır. Sonuç olarak en yüksek trijenerasyon ekserji verimini yakıt hücreli ORÇ sisteminde % 38 olarak bulmuşlardır. Ardından %28 ile biyokütle ve % 18 ile güneş enerjili sistemler gelmektedir. Termoeconomik model sonuçları ise aynı yakıt hücreli sistem için 38\$/GJ, biyokütleli sistem için 26 \$/GJ ve güneş enerjili sistem için 24 \$/GJ olarak hesaplamışlardır. Termoeconomik model sonucunda en yüksek performanslı sistemin düşük ekserji maliyetinden dolayı güneş enerjili trijenerasyon sisteminin sahip olduğunu belirtmişlerdir. Bunun sebebini de güneş enerjisinin bedava bir kaynak olması ve hiç bir CO₂ emisyonuna sahip olmamasından kaynaklandığını tespit etmişlerdir ise [11].

Tchance vd. yapmış oldukları çalışmada ORÇ sistemi kullanılarak düşük sıcaklıktaki ısı enerjisinin güce dönüştürülmesini incelemişlerdir. Uygulama alanları olarak güneş, jeotermal, biyokütle, yüzey-deniz suyu ve çeşitli termal proseslerin atık ısılarından faydalanarak enerji üretilebildiğini ve bu uygulamaların kullanılabilirliği

incelemişlerdir [12]. Tchance vd. yapmış oldukları başka bir çalışmada ise, ORÇ sistemleri için uygun akışkan seçimini teorik olarak incelemişlerdir. Yaklaşık 20 akışkan üzerinde yapmış oldukları karşılaştırmalı hesaplamalar sonucunda küçük ölçekli solar uygulamalarda en uygun akışkanın R134a olduğunu bunun yanı sıra R152a, R600, R600a ve R290 gazlarının da performansının yüksek olduğunu fakat bu gazlar kullanılırken yanıcı olabileceği için ön tedbirlerin alınması gerektiğini belirtmişlerdir [13].

Drescher ve Bruggeman ve Hung tarafından yapılan çalışmalarda, Biyokütle ve termal santrallerde kullanılan ORÇ cihazları için uygun akışkanı bulmaya yönelik bir bilgisayar programı geliştirmişler ve bu sistemler için en uygun akışkanın R123 olduğunu ve bunun sebebinin R123 akışkanının düşük sıcaklıklarda yüksek performans göstermesi, zehirsiz ve çevre dostu olmasından kaynaklandığını belirtmişlerdir [14,15].

Mago vd. tarafından yapılan çalışmada, düşük sıcaklıktaki atık ısı kaynaklarından enerji üretiminde kuru organik akışkan kullanılarak uygulanan rejeneratif organik rankin çevrimi (RORÇ) sisteminin analizi yapılmıştır. Akışkan olarak kaynama sıcaklığı -12°C – 48°C arasında değişen R113, R245ca, R123 ve izobütan kullanılmıştır. RORÇ ve ORÇ sistemleri karşılaştırılmış termodinamiğin I. ve II. kanunları farklı referans sıcaklıkları ve basınçlara göre uygulamışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre RORÇ sistemlerinin yüksek termal verim ve minimum tersinmezliğe sahip olduğunu belirtmişlerdir [16].

Roy vd. tarafından yapılan çalışmada ise atık ısı kazanımlı ORÇ sisteminin R12, R123 ve R134a akışkanları kullanılarak parametrik optimizasyonu ve performans analizi yapılmıştır. Kullandıkları atık ısı geri kazanımı sisteminde baca gazı sıcaklığı 140°C ve kütleli debisi 312 kg/s dir. Yaptıkları çalışmalar sonucunda en yüksek verimli akışkanın R123 olduğunu, sistemin enerji veriminin % 25,30 ve ekserji veriminin % 64,40 olduğunu ve bu veriler ışığında akışkan olarak R123 kullanımının uygun olacağını belirtmişlerdir [17].

Agahi vd., Jeotermal ORÇ (binary) sistemlerinde optimal hava soğutmalı kondenser (yoğusturucu) boyutlandırmasına yönelik bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada, hava soğutmalı bir kondenser optimizasyonu için yeni bir metodoloji sunmuşlar ve kondenser tasarım parametrelerini değiştirerek jeotermal enerji santralının performansını değerlendirmek için tescilli bir simülasyon yazılımı kullanılmışlardır. Bu simülasyondan alınan veriler ile ekonomik faktörler, hava soğutmalı kondenserin en optimal tasarım parametrelerini tespit etmişlerdir [18].

Zheng vd. bir kilowatt gücünde dönen tip pistonlu bir genişletici ile R245fa çalışma akışkanı kullanarak, genişleticinin dinamik testini araştırmışlardır. Deneysel bir sistem kurarak, bir sıcak su kazanını düşük sıcaklıkta bir kaynak olarak kullanmışlardır. Çalışmada akışkanın kütleli debisi, genişleticiye giriş çıkış sıcaklığı ve basıncı, elde edilen gücü ve dönüş hızının gibi deneysel sonuçları incelemiş ve analiz etmişlerdir. Deneysel çalışma sonucunda genişleticinin 350-800 rpm arasında çalıştığını ve 90°C kaynak sıcaklığında maksimum çıkış gücünün 0,35 kW olduğunu tespit etmişlerdir. Bu bilgiler doğrultusunda maksimum genişletici izentropik verimi % 43,3 ve ORÇ verimini % 5 olarak hesaplamışlardır [19].

Özkaymak yapmış olduğu tez çalışmasında, buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjörlerinin termoekonomik optimizasyonunu yapmıştır. Çalışmasında, öncelikle I. kanun analizi (soğutma tesir katsayısı) ve II. kanun analizlerini (tersinmezlik incelenmesi) gerçekleştirmiş ve tüm soğutma sisteminin termoekonomik optimizasyona tabii tutmuştur. Hesaplamalar sonucunda, optimum aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklık miktarları ile bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör (aşırı kızdırma ve aşırı soğutma) alanları bulunmuştur [20].

Eyidoğan vd. yaptığı çalışmada, orman ürünlerinden elde edilen biyokütle kaynaklı bir ORÇ sisteminin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Gerçek sistem verileri kullanılarak yaptıkları çalışmada, ORÇ ünitesinin kaynak sıcaklığı olarak biyokütle esaslı sıcak yağ kazanı kullanmışlardır. ORÇ sisteminin ana ekipmanları olan evaporatör, kondenser, türbin ve kondanserde iki farklı çalışma koşuluna göre enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca çalışmalarında, kondanser

basıncının enerji ve ekserji verimlerine etkilerini de incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda, birinci çalışma koşuluna göre, enerji verimini % 12,57 ekserji verimini ise % 33,26, 2. çalışma koşuluna göre ise enerji verimini % 13,2 ekserji verimini % 35,5 olarak bulmuşlardır. Ekserji yıkımının sistem ekipmanları içindeki dağılımı ise büyükten küçüğe, evaporatör, kondenser, türbin, rejeneratör ve pompa olarak tespit etmişlerdir [21].

Cihan, yapmış olduğu çalışmada, atık ısı kaynaklı çalışan bir ORÇ ile klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin birleştirildiği bir sistemi modellemiş ve termodinamik açıdan incelemiştir. Modellediği sistemde, aynı anda hem güç üreten hem de soğutma işini yapan akışkan olarak, kuru tip akışkan özelliklerinden dolayı R600, R600a ve R601 organik akışkanlarını seçmiştir. Seçilen bu akışkanlara göre, sistemin güç çevrimi, soğutma çevrimi ve toplam çevrim verimlerini ayrı ayrı hesaplamış ve sistem performansını etkileyen parametreleri teorik olarak araştırmıştır. Ayrıca bu akışkanların ORÇ sisteminde yaygın olarak kullanılan akışkan olan R245fa akışkanı ile karşılaştırılmasını yapmıştır. Elde edilen bulgular neticesinde modellenen bu sistem için en uygun akışkanı R601 olarak tespit etmiştir [22].

Kökçe tarafından yapılan tez çalışmasında, jeotermal enerji üretiminde kullanılan çevrimlerden kısaca bahsedilmiş ve bu çevrim yöntemlerinden biri olan ikili (binary) çevrimli jeotermal bir santralin termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre enerji ekserji hesaplamalarını yapmıştır. İncelenen santral Aydın ilinde, Salavatlı Dora-1 jeotermal güç santralidir. Bu santrale ait analizleri EES programı kullanarak gerçekleştirmiştir. Ayrıca ikinci (organik) akışkan olarak n-Pentane kullanan santral için, farklı bir akışkan (izopentane) kullanılması durumundaki performansını incelenmiştir. Çalışma sonucunda, n-Pentane akışkanı için sistemdeki en büyük ekserji kaybının yoğunlaştırıcıda olduğu tespit etmişlerdir.. Ayrıca organik akışkanın izopentane olması durumunda sistemin performansının arttığını gözlemlemişlerdir [23].

Enerjinin bu denli önemi olduğu günümüzde, yapılan bu çalışmalar düşük sıcaklıklardaki kaynakların değerlendirilmesine olanak sağlayan ORÇ sistemlerinin

elektrik ihtiyacının karşılanmasıda önemli bir etkisinin olacağını göstermektedir. Özden ve Paul tarafın yapılan bir çalışmada, jeotermal kaynakları ORÇ sistemlerinin 2020 yılına gelindiğinde, ülkemizdeki jeotermal enerji ile elektrik üretim pazar payının yaklaşık % 50'sine hakim olacağını göstermektedir [4]. Bu durumda jeotermal enerji kaynakları açısından zengin rezervlere sahip ülkemizin bu kaynakları iyi değerlendirmesi gerekmektedir.

Literatürdeki çalışmalara bakıldığı zaman jeotermal ORÇ sistemleri için ülkemizde sistem performansının ve kayıplarının belirlendiği enerji ve ekserji analizleri üzerine bir çok çalışma yapılmıştır. Fakat bu analizler sonucunda elde edilen kayıp ve verim değerlerinin, sistemin yatırım ve işletme maliyetine nasıl etki ettiğini gösteren bir termoeconomik analiz bulunmadığı gözlemlenmiştir. Bu nedenle yapılan bu tez çalışmasında Çanakkale ili, Ayvacık ilçesinde, Tuzla mevkiinde bulunan, 7,5 MW elektrik üretim kapasitesine sahip bir jeotermal kaynaklı ORÇ sisteminin termodinamik ve termoeconomik analizleri yapılmıştır.

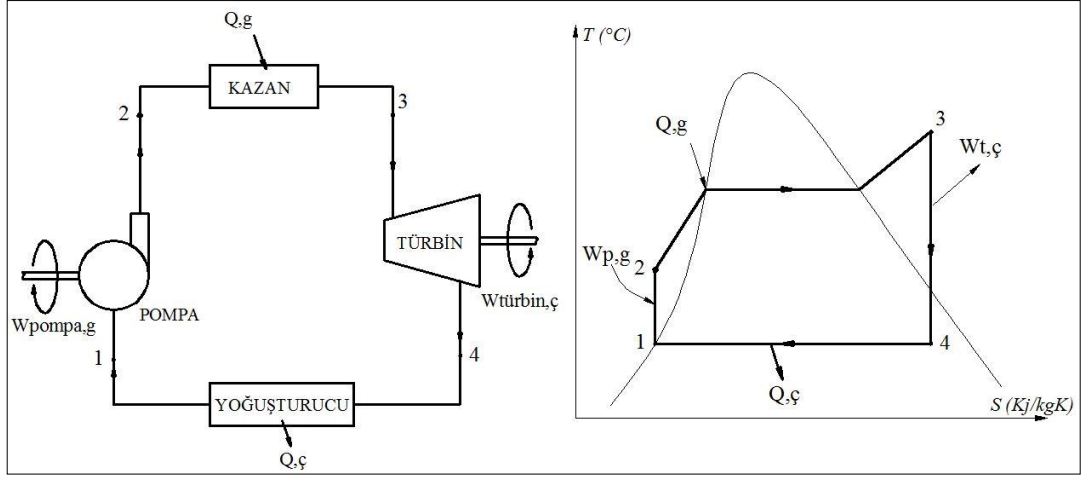
BÖLÜM 3

ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ

Organik rankine çevrimi (ORÇ) sistemi ülkemizde yeni bir teknoloji olmasına rağmen dünya genelinde bir çok bölgede uzun yıllardır kullanılmaktadır. ORÇ çalışma prensibi bilinen rankine çevrime çok benzerdir. Rankine çevrimindeki iş yapan akışkan olan su yerine, daha düşük sıcaklıkta buhar fazına gelen ve yüksek basınçlara ulaşabilen organik akışkanlar kullanılır.

3.1. İDEAL RANKİNE ÇEVİRİMİ

Temeldeki İdeal Rankine çevrimine bakıldığında; Rankine çevrimi 4 ana elemandan oluşur. Bunlar, pompa, kazan, türbin ve yoğuşturucudur. Burada su, pompaya 1 noktasında doymuş sıvı olarak girer ve izentropik bir hal değişimiyle kazan basıncına sıkıştırılır. Su sıcaklığı, izentropik sıkıştırma işlemi sırasında suyun özgül hacminin biraz azalmasından dolayı bir miktar artar. Su sıkıştırma işleminin ardından kazana 2 noktasında sıkıştırılmış sıvı olarak girer ve 3 halinde kızgın buhar olarak çıkar. Kazan temelde büyük bir ısı değiştiricisidir. Yanma sonucunda oluşan gazlardan, nükleer reaktörden veya diğer kaynaklardan sağlanan ısı burada hemen hemen sabit basınçta, suya geçer. 3 noktasındaki kızgın buhar, türbinde izentropik olarak genişler ve bir mili döndürerek iş yapar. Bu dönen mil genellikle elektrik üretimi için bir jeneratöre bağlanmıştır. Bu genişleme sırasında buharın sıcaklığı ve basıncı düşer. Buhar, türbinden çıktıktan sonar 4 noktasında kondensere girer. Bu esnada buhar, doymuş sıvı-buhar karışımı halindedir. Su, 1 noktasından doymuş sıvı halinde çıkar ve tekrar pompaya girerek döngüsünü tamamlar [24,25]. Şekil 3.1.'de ideal rankine çevrimine ait sistem ve T-S diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.1. İdeal rankine çevrimi ve T-S diyagramı.

1-2 Pompayla izentropik sıkıştırma

2-3 Kazanda, sisteme sabit basınçta ($P=\text{sabit}$) ısı geçişi

3-4 Türbinde izentropik genişleme

4-1 Yoğuşturucuda, sistemden sabit basınçta ($P=\text{sabit}$) ısı aktarılması.

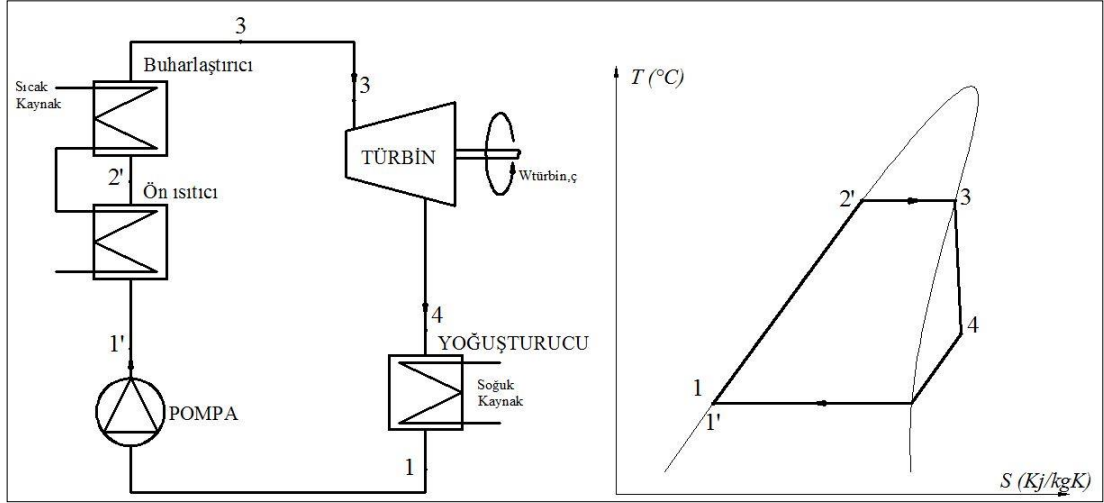
Organik rankine çevrimine bakıldığında günümüzde bir kaç farklı sistem tasarımı gerçekleştirilerek kullanılan ORÇ sistemleri vardır. Temelde ORÇ sistemlerini 4 ana başlık halinde inceleyebiliriz bunlar;

- 1 Basit Organik Rankine Çevrimi
- 2 Süperkritik Organik Rankine Çevrimi
- 3 Reküperatif Organik Rankine Çevrimi
- 4 Rejeneratif Organik Rankine Çevrimi

3.2. BASİT ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ

Basit organik rankine çevrimi 4 ana elemandan oluşur, bunlar; pompa, buharlaştırıcı, organik türbin ve yoğuşturucudur. Çevrimde kullanılan organik akışkan pompa aracılığıyla basınçlandırılarak buharlaştırıcıya gönderilir, buharlaştırıcı olarak kullanılan eleman bir ısı değiştiricidir, yenilenebilir bir kaynaktan alınan ısıyı, organik akışkana aktarır. Bu işlem sonrasında organik akışkan yüksek sıcaklık ve

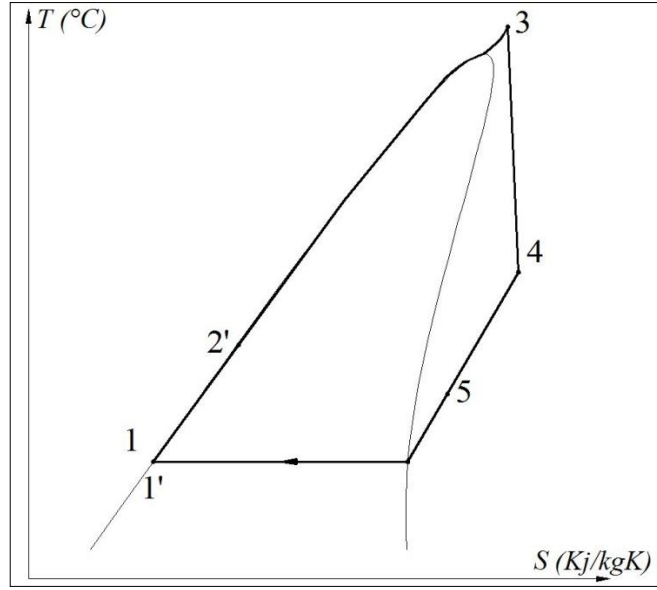
basınca geçmiş olur. Ardından organik türbin'e gönderilerek mekanik işe dönüştürülür. Daha sonra yoğuşturucuya dönerek tekrar sıvı hale gelir. Çevrim bu döngüde devam eder. Basit ORÇ sisteminde genellikle kaynaktan elde edilen ısının kullanım verimini arttırmak için buharlaştırıcıdan sonra bir ön ısıtıcı kullanılır. Şekil 3.2.'de basit ORÇ sisteminin çalışma prensibi ve T-S diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.2. Basit ORÇ sistemi ve T-S diyagramı.

3.2. SÜPERKRİTİK ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ

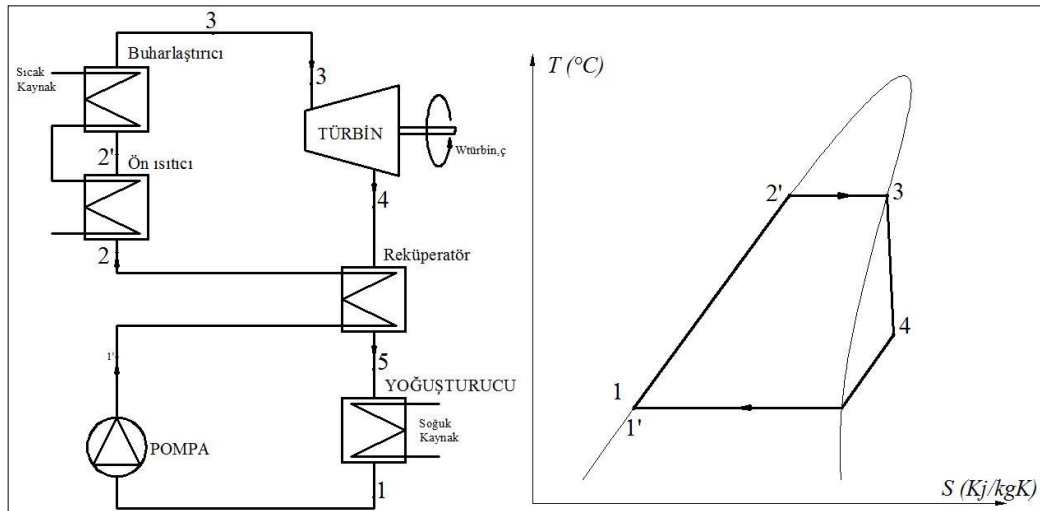
Süperkritik ORÇ sistemlerinde, organik akışkan kendi kritik sıcaklık noktasının üzerinde bir sıcaklık değerinde çalışır. Çevrim sırasında organik akışkan tekrar basınçlandırılmadan önce türbinde genişler, ısısını atarak yoğuşur ve alt basınç bölgesine ulaşır. Ardından akışkanın basıncı birden artar ve süperkritik noktaya ulaşır [24]. Şekil 3.3.'te süperkritik ORÇ sisteminin T-S diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.3. Süperkritik ORÇ T-S diyagramı.

3.3. REKÜPERATİF ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ

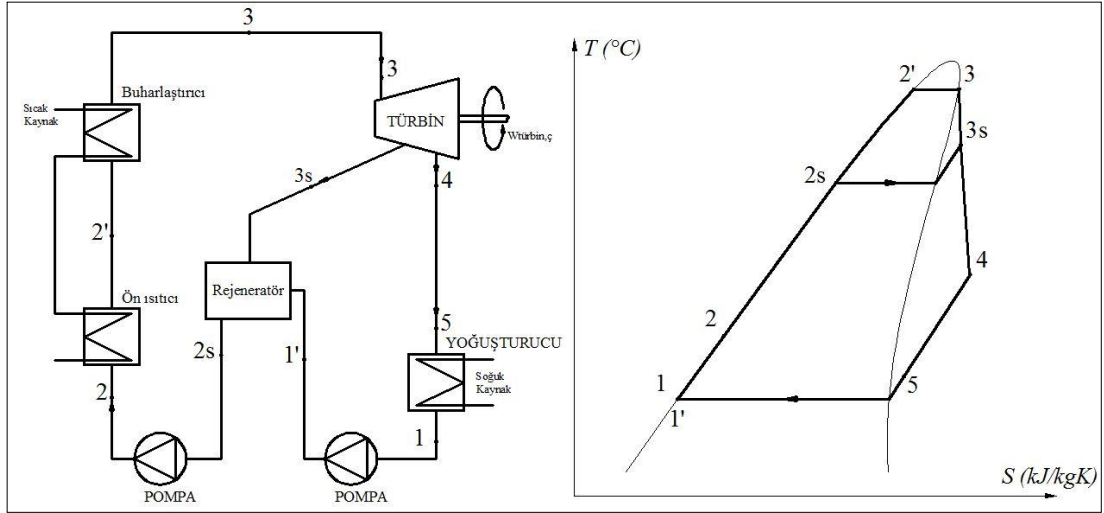
Rekuperatörlü ORÇ sisteminde, basit ORÇ sisteminden farklı olarak türbin çıkışındaki ısı kullanıp, bu ısıyı ön ısıtıcıya girecek olan organik akışkana aktarmak için bir rekuperatör kullanılır. Rekuperatör sistemdeki organik akışkanın kondensere girmeden önce ısınımsını atmasını aynı zamanda da ön ısıtıcıya girmeden ek bir ön ısıtma işlemine tabi tutulmasını sağlar ve sistem performansını artırır. Şekil 3.4.'te rekuperatif bir ORÇ sisteminin şeması ve T-S diyagramı görölmektedir.



Şekil 3.4. Rekuperatif ORÇ sisteminin şeması ve T-S diyagramı.

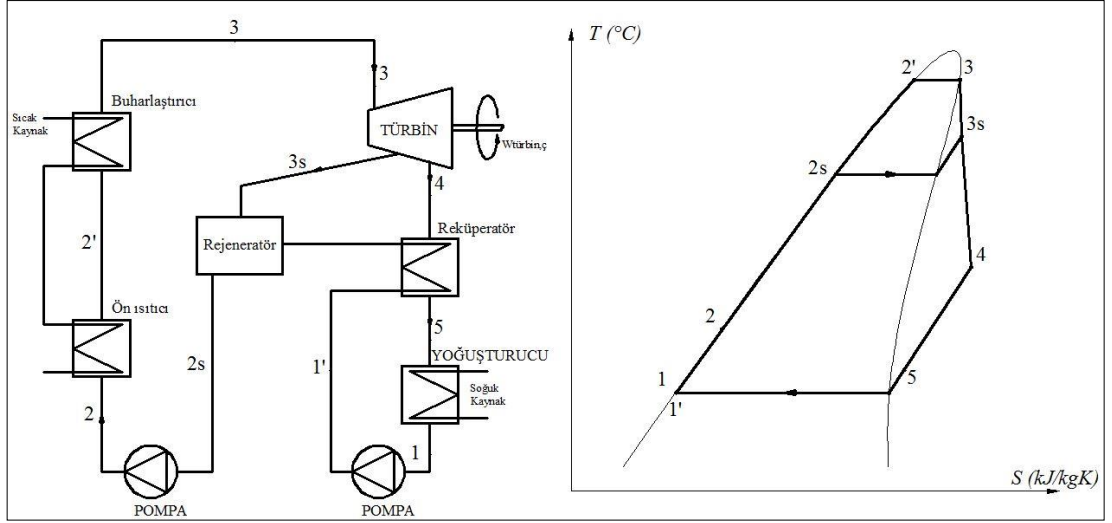
3.4. REJENERATİF ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ

Rejeneratörlü ORÇ sistemlerinde ise basit ORÇ sistemlerinden farklı olarak bir rejeneratör, ve ikinci bir pompa kullanılır. 1. pompa ORÇ sisteminin döngüsünü tamamlar bu esnada türbindeki genişleme sırasında, türbinden bir miktar kızgın buhar çekilir ve rejeneratöre gönderilir, çevrim tamamlanırken kondenserde yoğuşan organik akışkan 2. pompa aracılığıyla rejeneratöre gönderilir. Bu sırada türbinden genişleme sırasında çekilen buhar ve yoğuşmuş akışkan arasında ısı geçişi olur ve rejenerasyon gerçekleşir. Bu sistemde de reküperatif sistemdeki gibi ön ısıtıcıdan önce bir ısıtma işlemi gerçekleştirilmiş olur. Şekil 3.5.'te rejeneratif bir ORÇ sisteminin şeması ve T-S diyagramı görülmektedir.



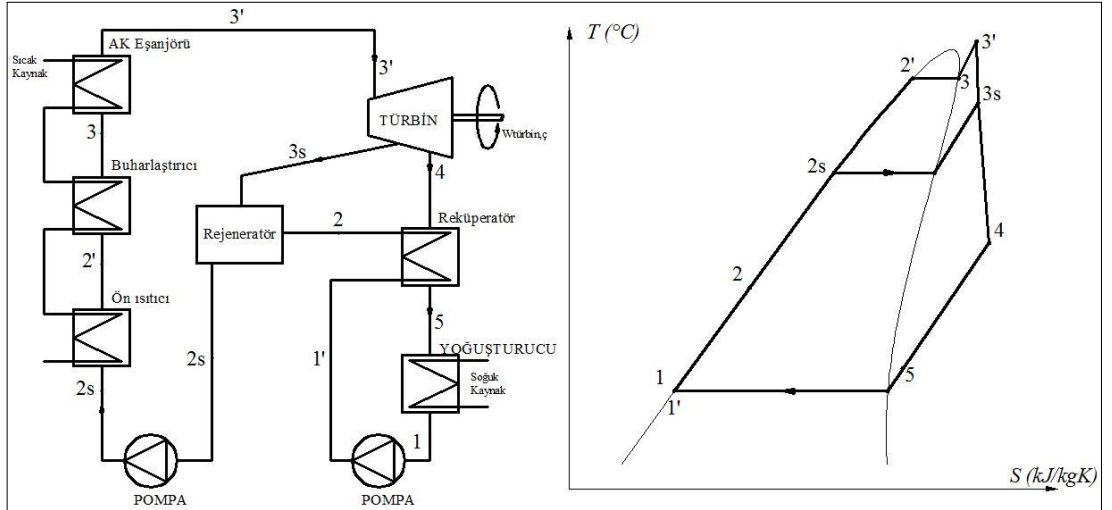
Şekil 3.5. Rejeneratif ORÇ sisteminin şeması ve T-S diyagramı.

Günümüzde bazı uygulamalarda, özellikle reküperatif ve rejeneratif ORÇ sistemlerinin birlikte kullanıldığı da görülmektedir. Şekil 3.6.'da reküperatör ve rejeneratör'ün aynı anda kullanıldığı bir ORÇ sistemi ve T-S diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.6. Rekuperatör ve rejeneratörlü ORÇ sisteminin şeması ve T-S diyagramı.

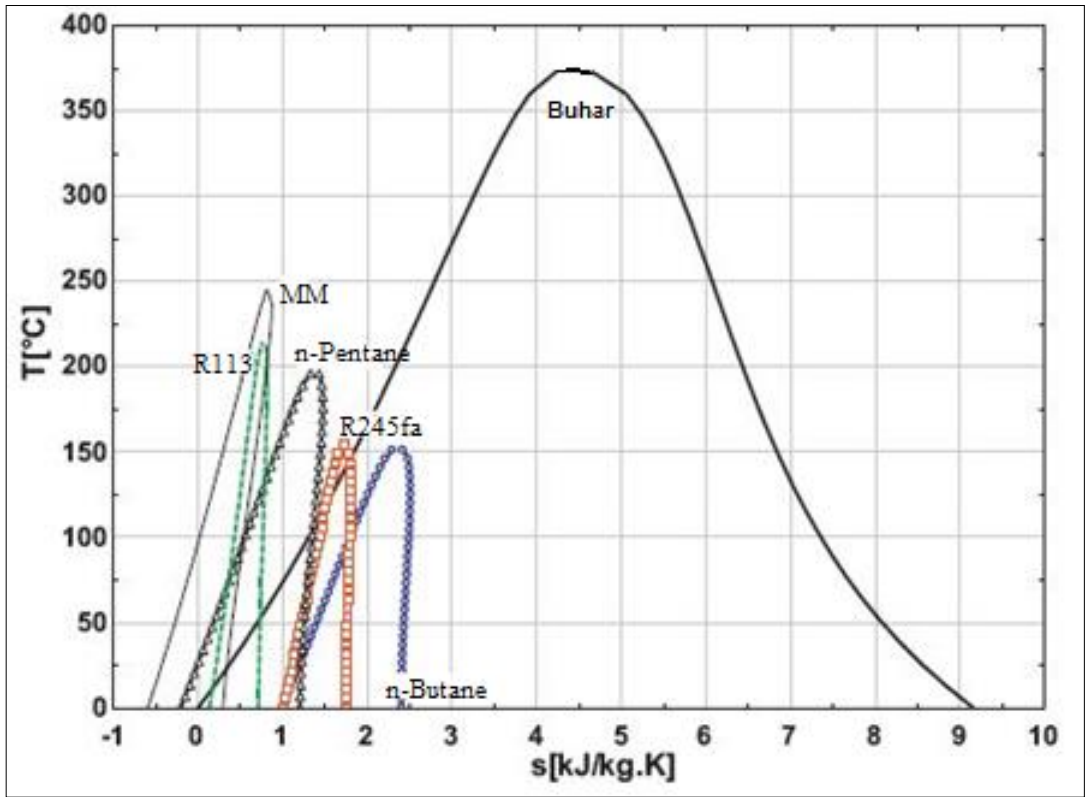
Ayrıca tanıtılan bütün ORÇ sistemlerine buharlaştırıcıdan sonra buhar sıcaklığının artırılması için aşırı kızdırma eşanjörünün eklendiği sistemlerde mevcuttur. Aşırı kızdırma yapılan sistemler, süperkritik ORÇ sistemleri gibi organik akışkan kritik sıcaklığının üstünde çalışmaktadır. Şekil 3.7.'de aşırı kızdırmaya yapılmış rekuperatör ve rejeneratörlü ORÇ sisteminin şeması ve T-S diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.7. Aşırı kızdırma yapılmış rekuperatör ve rejeneratörlü ORÇ sisteminin şeması ve T-S diyagramı.

3.5. ORÇ SİSTEMLERİNDE AKIŞKAN SEÇİMİ

Düşük sıcaklıklarda çalışan ORÇ sistemleri için çalışma akışkanı seçimi en önemli parametrelerden biridir. ORÇ sistemleri rankine çevrimi prensibine göre çalışan sistemlere göre daha düşük verim ve sıcaklıkla çalışır. Bu nedenle ORÇ sistemlerinde sudan daha düşük sıcaklıklarda buharlaşan organik akışkanlar kullanılır. Aşağıdaki şekilde bazı organik akışkanlar ile su buharına ait T-S diyagramları verilmiştir.



Şekil 3.8. Bazı akışkanlara ait T-S diyagramı [12].

Şekil 3.8.'de görüldüğü gibi su buharı kullanan sistemlerde organik akışkana göre daima daha yüksek sıcaklık ve basınç vardır. Bu tarz termal güç üretim sistemlerinde su buharı kullanımının da bir takım avantajları vardır [12]. Bunlar;

- 1 Çok iyi termal ve kimyasal kararlılık (Çürüme Riski Yoktur)
- 2 Düşük viskoziteden kaynaklanan çok küçük pompa gücü gereksinimi.
- 3 İyi derecede enerji taşınması. (yüksek gizli ve özgül ısı)

- 4 Zehirsiz olması, yanıcı özelliğinin olmaması ve aynı zamanda çevreye zararı bulunmaması..
- 5 Ucuz ve yaygın bulunması

Buna rağmen suyun çalışma akışkanı olarak kullanılmasında bir takım problemlerde vardır. Bunlar [26];

- 1 Genleşme sırasında yoğuşmayı önlemek için aşırı kızdırmaya gerek duyulur.
- 2 Türbin kanatlarında aşınma riski vardır.
- 3 Evaporatörde aşınma riski vardır.
- 4 Karışık ve pahalı türbin yapısı.

Bu sebeplerden dolayı yüksek sıcaklıklardaki uygulamalarda ve büyük ölçekli sistemlerde çalışma akışkanı olarak su kullanmak daha uygundur.

Küçük ve orta ölçekli sistemlere bakıldığında, su yerine uygun bir organik akışkan seçildiğinde karşılaşılan sorunlar kısmen azaltılabilir. Bir organik rankine çevriminin, geleneksel buhar güç santrallerinden birçok avantajı vardır [12, 27];

- 1 Buharlaşma süresi boyunca daha az ısıya ihtiyaç vardır.
- 2 Buharlaşma işlemi düşük basınç ve düşük sıcaklıkta gerçekleşir. Bu nedenle, mekanik ve termal gerilim buhar türbinlerine göre daha düşük seviyelerdedir.
- 3 Genleşme süreci buhar bölgesinde biter ve bu nedenle aşırı kızdırmaya gerek duymaz böylelikle türbin kanatlarında ki aşınma riski azalır.
- 4 Buharlaşma ve yoğuşma arasındaki sıcaklık farkı ayrıca şu anlama gelmektedir. Basınç düşüşü daha az olacaktır ve bu nedenle basit tek kademeli türbin kullanılabilir.
- 5 ORÇ sistemleri düşük sıcaklık ve basınç aralığında çalıştığı için bir operatöre ihtiyaç duymaksızın çalışabilir. Otomasyon sistemleri ile uzaktan kontrol edilebilen sistem, daha az personel ihtiyacına gerek duyduğu için işletme masraflarını düşürür.
- 6 ORÇ sistemlerinde yüksek türbin verimi söz konusudur (%85). Organik türbinler buhar türbinine kıyasla daha düşük devirlerde çalışırlar, bu durum

hem mekanik zorlanmayı azaltır, hem de jeneratöre doğrudan bağlantı sağlanabilir.

- 7 ORÇ sistemleri, çalıştırma-durdurma işlemlerinin kolaylığı, otomatik kontrol imkanlarının yüksek olması, güvenli ve yüksek derecede uyumluluğa sahip olması açısından, ciddi bakım masraflarının olmamasından dolayı uzun ömürlü sistemlerdir (20 yıl ve üzeri).

Organik Rankine Çevriminde çalışma akışkanı çok önemli bir rol oynamaktadır. Sistemin performansını ve ekonomisini belirler [28]. Bu gerekçelerle farklılık ısı geri kazanım uygulamalarında, iyi bir akışkana sahip olmak için literatürde birçok çalışma yapılmıştır [29-35]:

- 1 Sıfır veya pozitif eğimli doyma eğrisi (ds/dt)
- 2 Buharlaşman gizli ısısı
- 3 Yüksek yoğunluk (sıvı/buhar fazı)
- 4 Yüksek özgül ısı
- 5 Uygun kritik parametreler (sıcaklık, basınç)
- 6 Kabul edilebilir yoğuşma ve buharlaşma basıncı (>1 bar ve <25 bar)
- 7 İyi ısı transfer özellikleri (düşük viskozite, yüksek termal iletkenlik)
- 8 İyi termal ve kimyasal kararlılık (yüksek sıcaklıklarda stabil olması)
- 9 Malzemeler ile uyumlu olması (çürütücü değildir).
- 10 Yüksek termodinamik performans (yüksek enerjetik/ ekserjetik verim)
- 11 Güvenlik karakteristiğinin iyi olması (zehirsiz ve yanıcı olmaması)
- 12 Düşük çevre etkisi (düşük ODP, GWP)
- 13 Düşük maliyet ve iyi derecede uygulanabilirlik.

ORÇ teknolojisi 1880'lerde keşfedilmesine rağmen günümüze kadar popüler bir sistem olamamıştır. Fosil kökenli kaynakların azalması ve dünya genelinde çevreye verilen zarar insanları düşük enerjili geri kazanım sistemlerine yöneltmiştir. Düşük çalışma sıcaklığı sayesinde ORÇ sistemleri çeşitli ısı geri kazanım sistemleri ile uygun olarak kullanılabilir. Bunlar güneş enerjisi, jeotermal enerji, endüstriyel atık ısılar vb. dir. Bu tarz tesisler ABD, Kanada, İtalya, Avusturya, Almanya, Hollanda, İsviçre ve diğer ülkeler tarafından birçok yerde test edilip kullanılmaktadır [36-38].

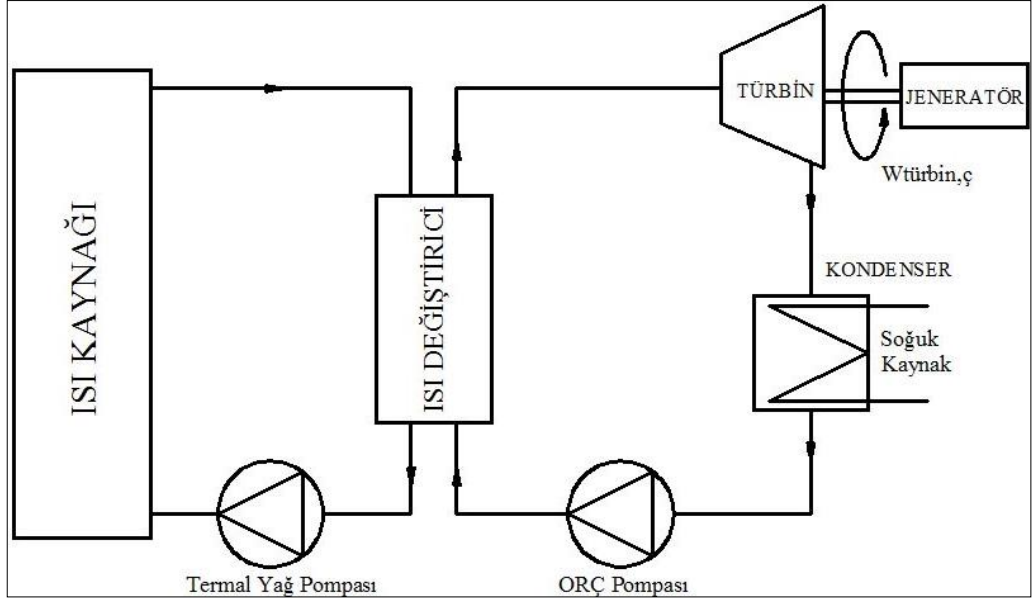
Dünya genelinde ORÇ sistemleri sürekli artış içerisinde fakat uygulama alanları aynı oranda artmamaktadır. Artan ORÇ sistemlerinin üreticileri ve imalatçıları, farklı güç boyutlarında ve mevcut ısı kaynaklarına kolay monte edilebilen makineler üretmeleri gerekmektedir [39].

Literatüre bakıldığı zaman ORÇ sisteminin temel uygulama alanları; atık ısı geri kazanım sistemleri, güneş enerjisi ve jeotermal enerji kaynaklarıdır [10].

3.6. ATIK ISI GERİ KAZANIMLI ORÇ SİSTEMLERİ

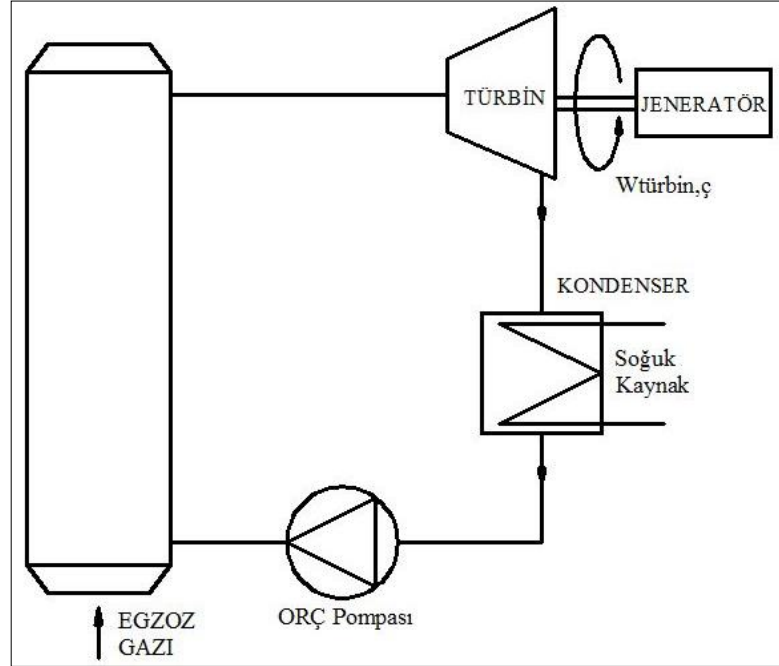
Atık ısı yanma veya benzeri bir kimyasal tepkime sonucunda ortaya çıkan egzoz gazındaki sıcaklıktır. Atık ısının geri kazanılması için günümüzde bir çok yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden bir tanesi de atık ısı geri kazanımlı ORÇ sistemleridir. Yanma işlemi sonucunda ortaya çıkan egzoz gazının yeterli sıcaklık ve debide olması sonucunda, egzoz gazındaki enerji ORÇ sisteminde kullanılan organik akışkana aktarılarak bu sistemler kurulabilir. Egzoz gazlarının ORÇ sistemlerinde kullanılması boşa giden büyük bir enerji kaynağının değerlendirilmesini sağlarken aynı zamanda, bu gazların meydana getirdiği çevresel problemlerinde azaltılmasına olanak tanımaktadır.

Atık ısının kullanılmasında, ısı değiştiricilerin seçilmesi çok önemlidir. Mevcut kaynaktaki enerji, iki farklı yolla değerlendirilebilir. Bunlardan birincisi, egzoz ısının ilk önce bir termal yağa aktarılarak, ardından yağdaki enerjinin ısı değiştiricisi aracılığıyla organik akışkana iletilmesi ile gerçekleşir. Şekil 3.9.'da bu sistem görülmektedir.



Şekil 3.9. Termal yağ kullanılan atık ısı geri kazanımlı ORÇ sistemleri.

Atık ısının değerlendirilmesinde kullanılan ikinci yöntem ise, egzoz ısısının doğrudan bir ısı değiştiricisine gönderilmesi ile gerçekleşir. Organik akışkana aktarılan bu enerji ile çevrim için gerekli ısı enerjisi sağlanmış olur. Şekil 3.10.'da bu sistem görülmektedir.



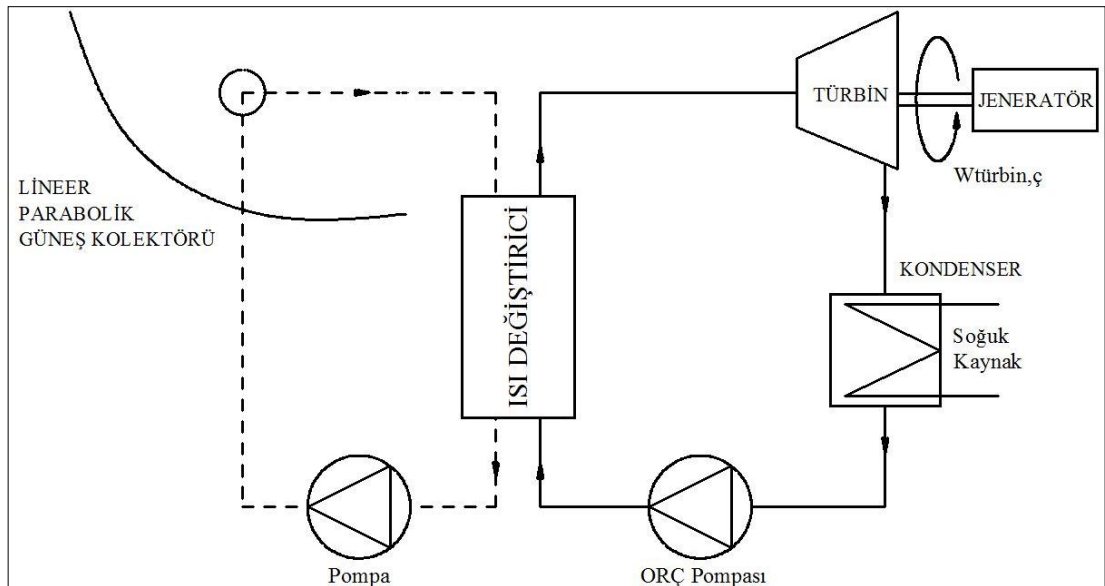
Şekil 3.10. Doğrudan ısı değiştiricili atık ısı geri kazanımlı ORÇ sistemleri.

Bu iki sistem karşılaştırıldığında doğrudan ısı değiştircili sistemlerde, eşanjör boyutları daha büyük çıkmakta ve maliyet artmaktadır. Ayrıca organik akışkanın yanıcı bir akışkan olması durumunda, yangın tehlikesi ortaya çıkabilir.

3.7. GÜNEŞ ENERJİLİ ORÇ SİSTEMLERİ

Güneş enerjisi sınırsız ve tükenmeyen yenilenebilir bir enerji kaynağıdır. Ayrıca çevre dostu olan bu enerjinin kullanımı fosil yakıtların tükenmesi ve çevresel etkilerden dolayı gün geçtikçe artmaktadır. Güneş enerjisi, endüstride bir çok uygulamada kullanılmaktadır. Özellikle sıcak su ihtiyacı, proses ısıtma, endüstriyel kurutma sistemleri ve fotovoltatik piller aracılığıyla elektrik üretimi güneş enerjisinin başlıca kullanım alanlarındandır.

Gelişen teknoloji sayesinde güneş enerjisi uygulamalarında yüksek sıcaklara çıkmak mümkün olmaktadır. Bu sıcaklık ile ORÇ sistemleri kurulup elektrik üretmek mümkün hale gelmiştir. Kaynak sıcaklık olarak bir güneş kolektöründen geçen akışkanın ısını kullanın ORÇ sistemleri bir çok uygulamada kullanılmaktadır. Aşağıdaki şekilde güneş enerjili bir ORÇ sistemi görülmektedir.



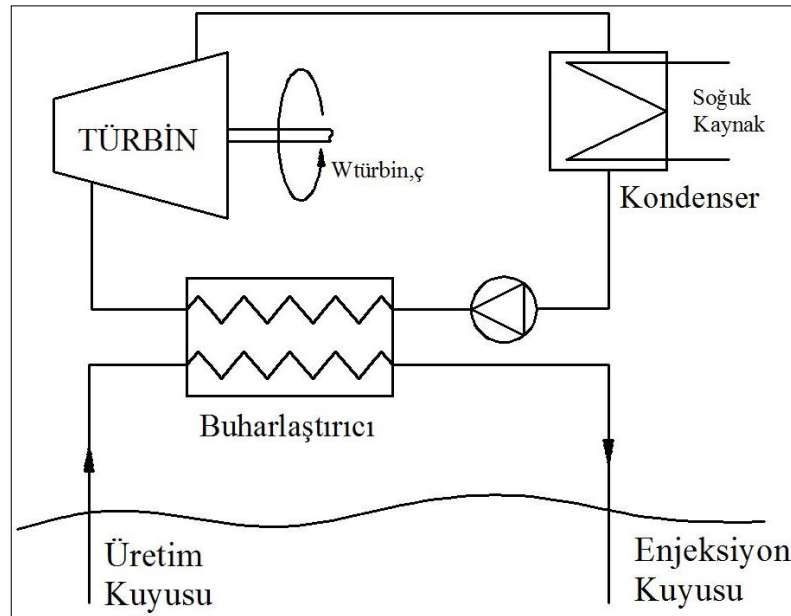
Şekil 3.11. Parabolik güneş kolektörlü ORÇ sistemleri [12].

Bu sistemlerde elektrik üretmek, fotovoltaik pillerden daha ucuza mal olmaktadır. Ayrıca kondenser suyu farklı uygulamalarda kullanılabilir. Fakat yeterli güneşin olmadığı zamanlarda, sistem çalışmayacağı için bu tarz sistemler genellikle başka bir enerji kaynağı ile entegre edilerek (hibrit) çalıştırılmaktadır (biyokütle, fosil yakıtlı kazan, atık ısılar vb.).

3.8. JEOTERMAL ORÇ SANTRALLERİ

Yeryüzünde derinlere gidildikçe sıcaklık artmaktadır. Bu yer altı enerji dünyanın merkezine tarafından emilir. Jeotermal enerji olarak adlandırılan bu enerji ısıtma proseslerinde ve/veya elektrik üretiminde kullanılır. Yeryüzünün toplam enerjisi yaklaşık olarak 4×10^{13} W'dır. Buda dünyanın toplam enerji tüketiminden 4 kat daha fazladır [40]. Dünya yüzeyine yakın yerlerde ortalama jeotermal gradyan yaklaşık olarak 300K/km'dir fakat bu değer her yerde eşit değildir. Jeotermal uygulamalar için bazı yerlerde diğer yerlere göre daha sağlıklı olabilir.

Jeotermal ORÇ sistemlerinde yerin derinliklerinden elde edilen sıcak su veya buhar, ikili çevrimler aracılığıyla elektriğe dönüştürülür. Şekil 3.12'de ikili çevrimin basit bir yapısı görülmektedir.



Şekil 3.12. İkili Jeotermal elektrik santrali.

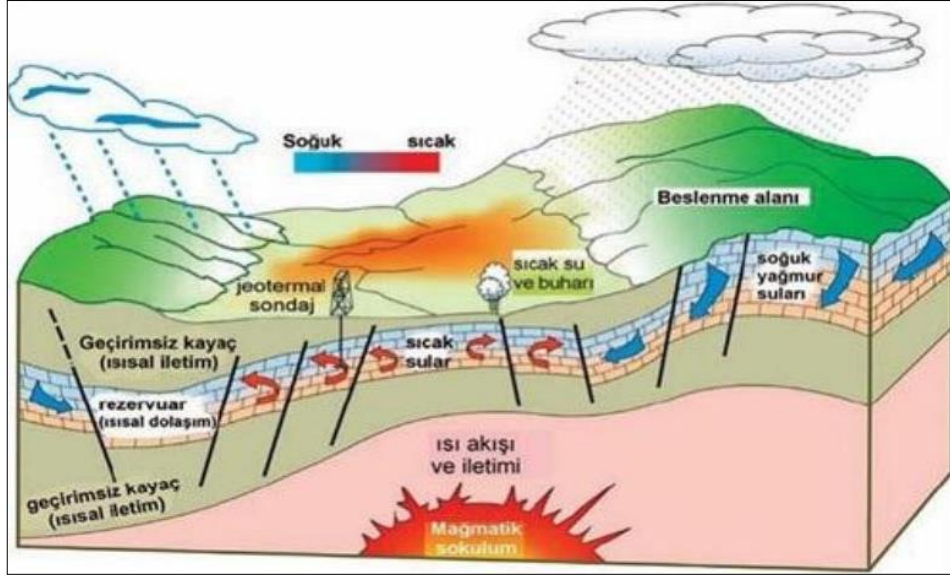
İkili çevrimlerde, üretim kuyusundan gelen jeotermal akışkan, buharlaştırıcı olarak kullanılan ısı değiştiricisine girerek, enerjisini, daha düşük sıcaklıklarda buhar fazına geçebilen organik akışkana aktarır. Burada organik akışkanın olduğu çevrim ORÇ çevrimidir. Bu sisteme ikili çevrim denmesinin nedeni sistemin iki akışkan oluşmasından kaynaklanmaktadır. Jeotermal santrallerde ORÇ sistemi genellikle ikili (binary) çevrim olarak adlandırılır. Bu çevrim özellikle düşük sıcaklıklardaki jeotermal kaynaklardan elektrik elde etmek için etkili yöntemdir.

BÖLÜM 4

JEOTERMAL ENERJİ

Jeotermal enerji, yer kabuğunun çeşitli derinliklerinde birikmiş olan ısının oluşturduğu, sıcaklıkları sürekli olarak bölgesel atmosferik ortalama sıcaklığın üzerinde olan ve çevresindeki normal yeraltı ve yerüstü sularına göre daha fazla erimiş mineral, çeşitli tuzlar ve gazlar içerebilen sıcak su ve buhar olarak tanımlanabilir. Bununla beraber hiç bir sıcak su ve buhar içermemesine rağmen, yüksek sıcaklığından bir takım tekniklerle yararlanılan yerin derinliklerindeki sıcak kuru kayalarında jeotermal enerji olarak değerlendirilmesi mümkündür [41].

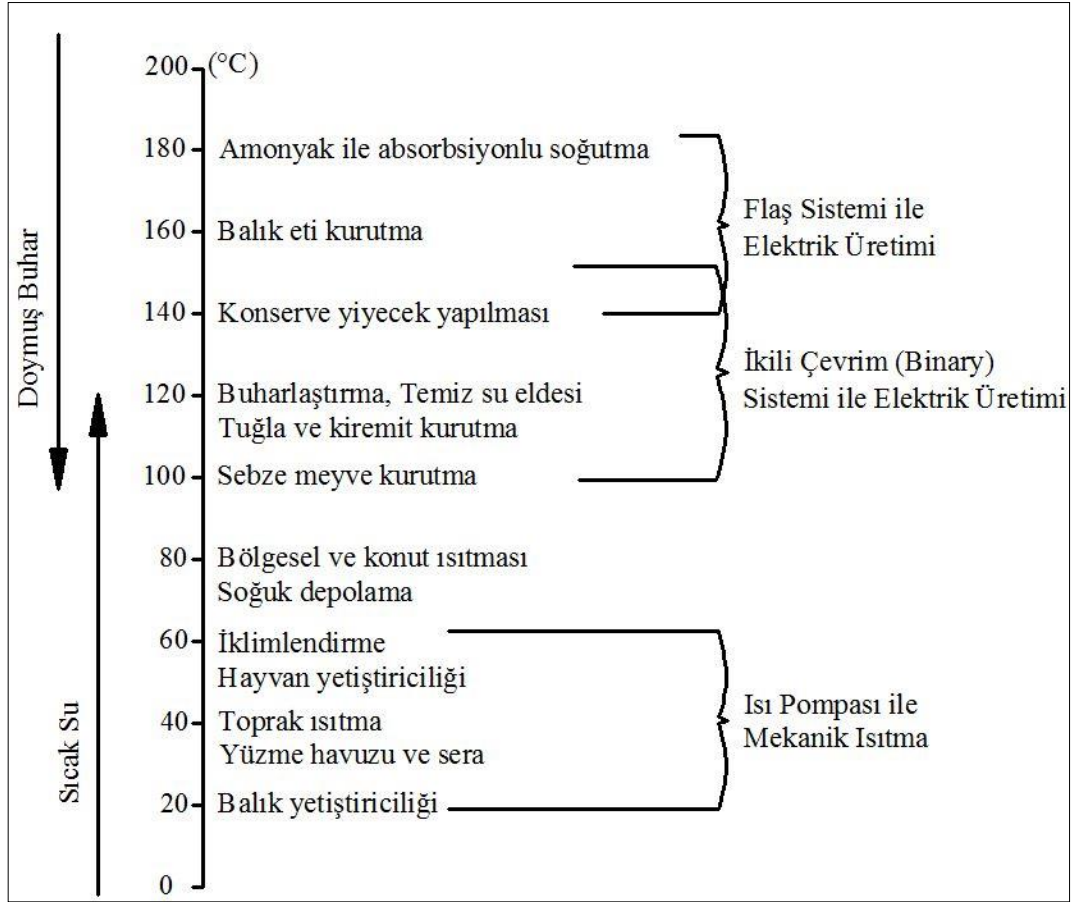
Yeryüzünün derinliklerine meteorik yollarla sızan suların, magma tabakasından aldıkları ısı enerjisi ile sıcaklığı artar ve yer kabuğunda oluşan çatlaklarla yeryüzüne çıkar, bu çatlaklar doğal yollarla oluşabildiği gibi üretim kuyusu denilen kuyular açılarak yapay yollarla da oluşturulabilir [1]. Jeotermal kaynaklar meteorik yollarla beslendiği için, kaynakların kullanım miktarı yağış miktarından fazla olmadığı sürece tükenmesi mümkün değildir. Şekil 4.1.'de jeotermal enerjinin oluşumu görülmektedir.



Şekil 4.1. Jeotermal enerjinin oluşumu [42].

4.1. JEOTERMAL ENERJİNİN KULLANIM ALANLARI

Ülkemizin tahmini toplam jeotermal kaynağı 31.500 MW değerindedir [4]. Jeotermal enerjinin kullanım alanları oldukça yaygındır. Başta ısıtma sistemlerinde (bölgesel ısıtma, konut ısıtması vb.), kimyasal madde üretimi, kurutma, kimyasal madde üretimi, kültür balıkçılığı, sera ısıtması, termal turizm ve elektrik üretimi gibi bir çok uygulama alanlarında kullanılmaktadır [43]. Jeotermal kaynaklardan doğrudan veya dolaylı olarak yararlanılabilir. Jeotermal kaynaklar, jeotermal su sıcaklığına göre, düşük (20-70 °C), orta (70-150 °C) ve yüksek (150 °C'den yüksek) sıcaklıkta olmak üzere 3 kategoride incelenebilir. Jeotermal enerjinin sıcaklığına göre kullanım alanlarını gösteren lindal diyagramı [1, 44] Şekil 4.2.'de görülmektedir.



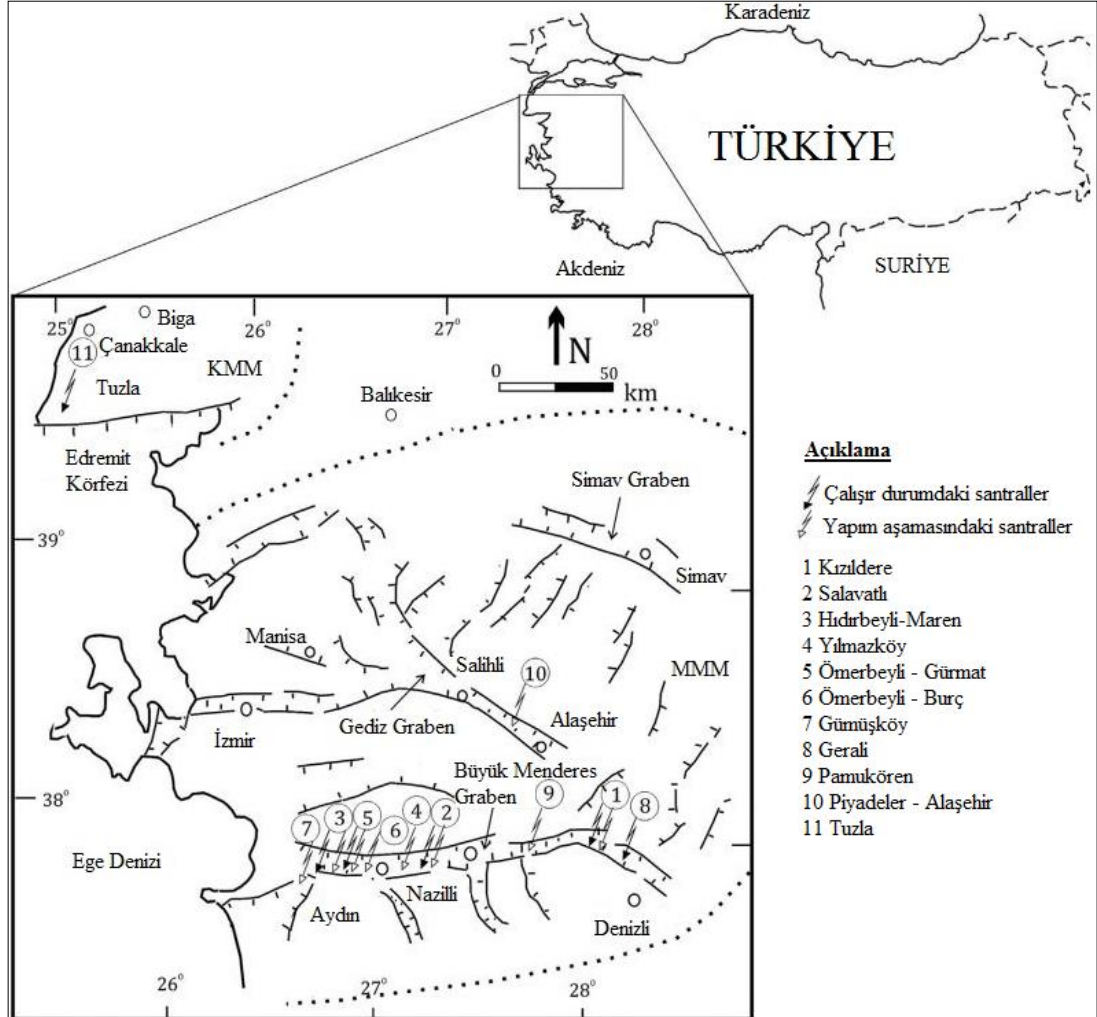
Şekil 4.2. Jeotermal enerjinin sıcaklığına göre kullanım alanları (lindal diyagramı).

Ülkemizde genellikle düşük ve orta sıcaklıkta jeotermal kaynaklar vardır. Yüksek sıcaklıktaki kaynakların sayısı az miktardadır. Bu kaynaklardan, turizm ve sağlık amaçlı 350 tesis, 2924 dönüm sera ısıtması, 89443 konutta da konut ısıtma işleminde jeotermal enerji kullanılarak faydalanılmaktadır [5]. Bunların haricinde ülkemizde 16 adet jeotermal elektrik üretim santrali mevcuttur [45].

4.2. JEOTERMAL ELEKTRİK SANTRALLERİ

Jeotermal enerjinin elektrik enerjiye dönüşmesi ilk olarak İtalya'da 1904-1905 yıllarında Prince Ginori Conti tarafından yapılan deneysel çalışma ile başlamıştır. Ve ilk ticari santral İtalya Larderello'da 250 kW olarak inşa edilmiştir [39]. Hâlihazırda 27 ülkede kurulu kapasitesi 10 GW olan 504 adet jeotermal güç santrali işletilmektedir [40]. Dünya genelinde her geçen gün jeotermal elektrik santrallerinin sayısı artmaktadır. Ülkemizde ise kurulu olan 16 santralin toplam güç değeri 317,84

MW'tır. Şekil 4.3.'te bu santrallerin haritadaki yerleri ve yapım aşamasında olan santraller görülmektedir.



Şekil 4.3. Türkiye'de bulunan jeotermal elektrik santrallerinin haritada dağılımı [45].

Ayrıca Çizelge 4.1.'de bu santrallerin isimleri, kapasiteleri, hangi il sınırlarında bulunduğu, hangi çevrim prensibine göre çalıştığı gibi detaylı bilgiler verilmiştir [45].

Bu çizelgede gösterilen Binary çevrimi ORÇ sistemi prensibine göre çalışan jeotermal kaynaklardan elektrik üretimine olanak veren bir sistemdir. Başlangıç tarihi kısmındaki KA yazan tarihler ise santralin kurulum aşamasında olduğunu göstermektedir.

Çizelge 4.1. Türkiye'de bulunan kurulu ve kurulum aşamasında olan jeotermal elektrik santralleri [45].

Yer	Lisans Sahibi	Santral İsmi	Kapasite (MW)	Çalışma Prensibi ve Çalışma akışkanı	Kaynak Sıcaklığı (°C)	NCG miktarı (kgNCG/kgBrine)	CO ₂ Emisyonu (g/kwh)	Başlangıç tarihi	Üretici Firma
Kızıldere -Denizli	Zorlu Enerji	Kızıldere-I	15	Tek püskürtmeli	230	0,02-0,044	900	1984	Ansaldo
		Kızıldere-II	65	Üç püskürtmeli	230			2013	Fuji-TAS
			10+10	Binary(ORÇ) R134				2013	Energy
	Bereket E.		7,06	Binary(ORÇ) B-pentan	150			2008	Ormat
Salavatlı-Aydın	Mege	Dora I	7,95	Binary(ORÇ) B-pentan	170	0,015	1120	2006	Ormat
		Dora II	9,5	Binary(ORÇ) B-pentan	172		900	2010	Ormat
		Dora IIIa	17	Binary(ORÇ) B-pentan	165			2013	Ormat
		Dora IIIb	17	Binary(ORÇ) B-pentan	170			2014(KA)	Ormat
Germencik Aydın	Gürmat-Burç		47,4	Çift püskürtmeli Buhar	220	0,02	1100	2009	Mitsubishi
Hıdırbeyli-Aydın			22,5	Binary(ORÇ) B-pentan	220			2014(KA)	Ormat
Gümüşköy-Aydın			47,4	Çift püskürtmeli Buhar	230			2015(KA)	Mitsubishi
	BM		6,6	Binary(ORÇ) R134	160			2013	TAS Energy
			6,6	Binary(ORÇ) R134	160			2014(KA)	TAS Energy
	Maren Enerji	İrem		22	Binary(ORÇ) B-pentan	170		900	2011
			22	Binary(ORÇ) B-pentan	180	0,015-0,02	900	2012	Ormat
			24	Binary(ORÇ) B-pentan	180		900	2012	Ormat
			24	Binary(ORÇ) B-pentan	175			2014(KA)	Ormat
Yılmazköy	Ken Kipaş Enerji		24	Binary(ORÇ) B-pentan	175	0,02		2014(KA)	Ormat
Tuzla-Çanakkale	Enda Enerji	Enda	7,5	Binary(ORÇ) B-pentan	165	0,005	400	2010	Ormat
Sarayköy-Denizli	Jeoden Enerji	Jeoden	2,52	Binary(ORÇ) B-pentan	101			2012	Turboden
Pamukören-Aydın	Çelikler Enerji	Çelikler	45,02	Binary(ORÇ) B-İsobütan	170	0,02		2013	Atlas Copco
Alaşehir-Manisa	Türkerler Enerji	Türkerler	24	Binary(ORÇ) B-pentan	190	0,034		2014(KA)	Ormat

Ülkemizde jeotermal enerjiye yatırım gün geçtikçe artmaktadır. Maden Tetkik ve Arama Genel Müdürlüğü (MTA) kurumu tarafından, sürekli yeni kuyular keşfedilmeye çalışılmaktadır. Uygun sıcaklık ve debide bulunan kuyular, elektrik üretmek isteyen firmalar tarafından kiralanmaktadır. Bu firmalar kuyuları, en uygun elektrik üretme yöntemine göre projelendirip lisanslı elektrik üretimine geçmektedirler. Haziran 2014 tarihi itibarıyla ülkemizde jeotermal kaynaklardan elektrik üretmek için 27 santral lisans almış durumdadır [46]. Bu santrallerin 16 tanesi hali hazırda işletilmektedir.

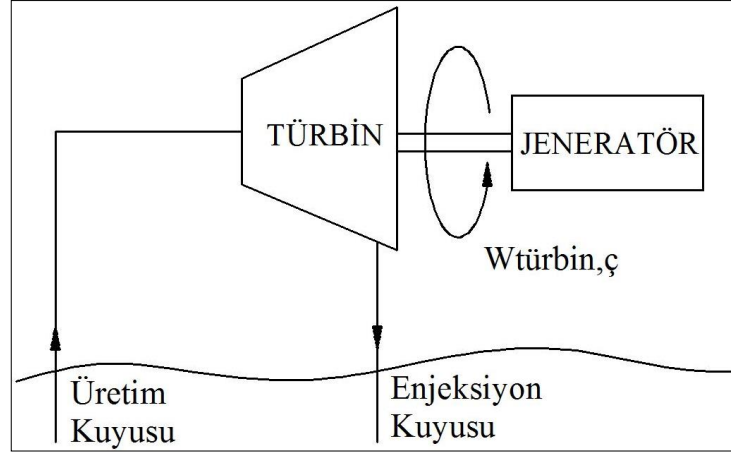
Jeotermal enerjiden elektrik üretmek için toplam kapasitemiz yaklaşık 2000MW olarak tahmin edilmektedir [45,5]. Eğer jeotermal elektrik santralleri mevcut kapasiteye ulaşırsa, ülkemiz elektriğinin yaklaşık % 3'lük bir kısmına hakim olacaktır. Bu durum göz önüne alındığında Jeotermal enerjinin ülkemiz için hayati öneme sahip bir kaynak olduğu görülmektedir.

4.2.1. Jeotermal Enerjiden Elektrik Üretim Yöntemleri

Ülkemiz için çok önemli olan, dışa bağımlılığımızı azaltacak olan bu kaynak için literatürde çeşitli elektrik üretim yöntemleri mevcuttur. Ana jeotermal elektrik santralleri; kuru buhar, tekli flaş, çiftli flaş, ve ikili çevrim santralleridir [47,48].

4.2.1.1. Kuru Buhar Elektrik Santralleri

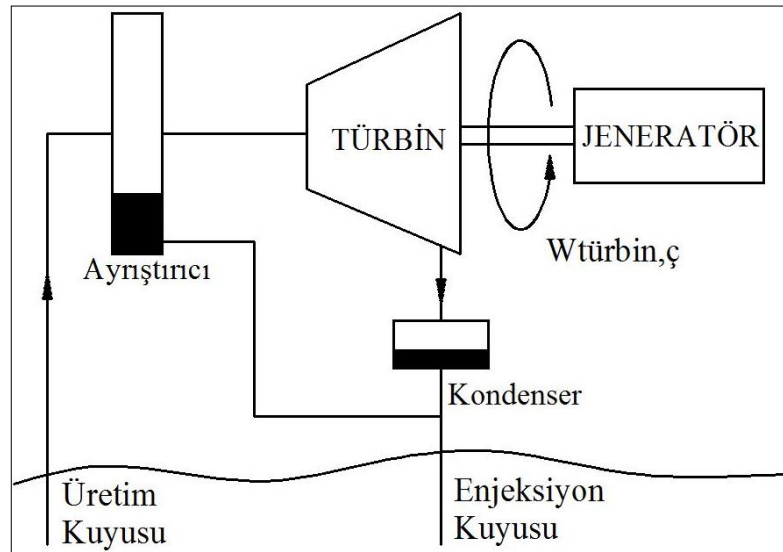
Kuru buhar santraller, kaynak sıcaklığının 180-320 °C olduğu yerlere kurulabilir. Bu sistemlerin verimi % 50-65 arasında değişmektedir. Sistemin kurulum maliyeti çok düşük ve çok karışık olmayan bir yapıya sahiptir. Bu santralde kuyudan çekilen buhar bir türbine gönderilir ardından, tekrar geri enjeksiyon kuyusuna iletilir [48,49]. Şekil 4.4.'te bir kuru buhar çevriminin çalışması görülmektedir.



Şekil 4.4. Kuru buhar jeotermal elektrik santrali.

4.2.1.2. Tek Flaş (tek püskürtmeli) Elektrik Santralleri

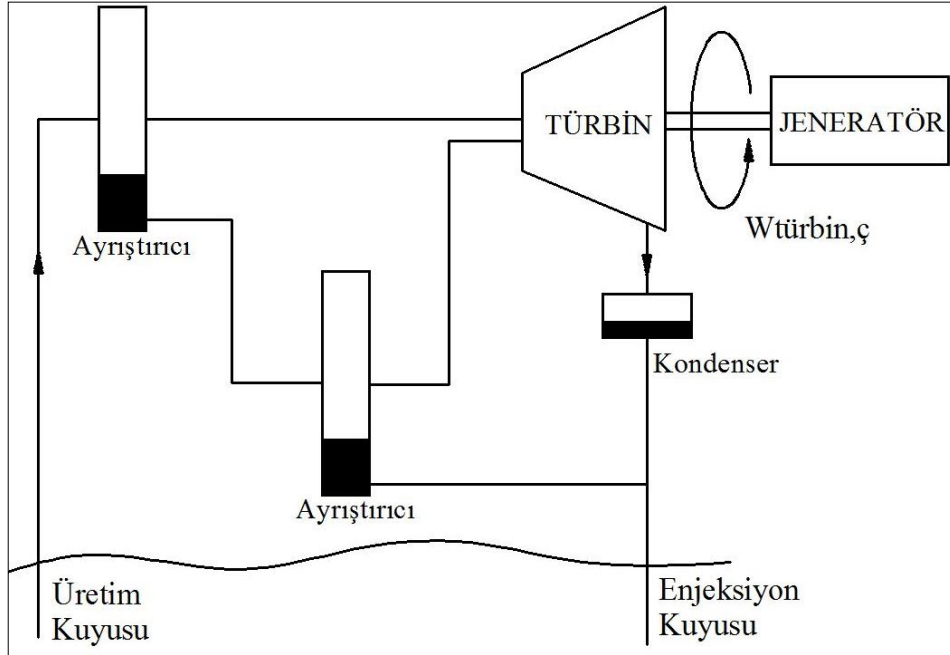
Tek flaş (tek püskürtmeli) jeotermal elektrik santrallerinde, kaynak sıcaklığı yaklaşık olarak 200-260°C aralığındadır. Sistem verimi % 30-35 arasında değişmektedir. Sistemin ilk yatırım maliyeti hesaplı ve çok fazla karışık yapıya sahip değildir. Bu sistemde, ayrıştırıcıda, düşük basınçta sıvı bulunmaktadır. Bu tanka kuyudan gelen yüksek basınçta ve sıcaklıktaki jeotermal su gönderilir. Böylelikle sıvı hızlı bir şekilde buharlaşır ve buhar türbine gidip hareket ettirilir. Şekil 4.5.'te tek püskürtmeli bir jeotermal elektrik santralinin şekli görülmektedir.



Şekil 4.5. Tek flaş (tek püskürtmeli) jeotermal elektrik santrali.

4.2.1.3. Çift flaş (çift püskürtmeli) Elektrik Santralleri

Çift flaş santraller, kuyudan elde edilen akışkan sıcaklığının yüksek olduğu durumlarda kullanılır. Bu santral yaklaşık 240-320 °C aralığında kaynak suyu bulunan yerlerde kullanılır, sistem verimi %35-45 arasındadır. Bu sistemin kurulum maliyeti hesaplı olmasına rağmen karmaşıktır. Jeotermal akışkan ilk önce bir ayırıştırıcıya girer ve tekli flaş sistemdeki gibi ayırıştırıcıdan geçerek türbine gönderilir. Kalan akışkan, ikinci bir ayırıştırıcıya girer ve buradan ikinci bir türbine (alçak basınçlı) yada aynı türbine gönderilerek jeotermal sudan iki kez faydalanılmış olur. Çiftli flaş (çift püskürtmeli) Jeotermal elektrik santrali Şekil 4.6.'da görülmektedir.

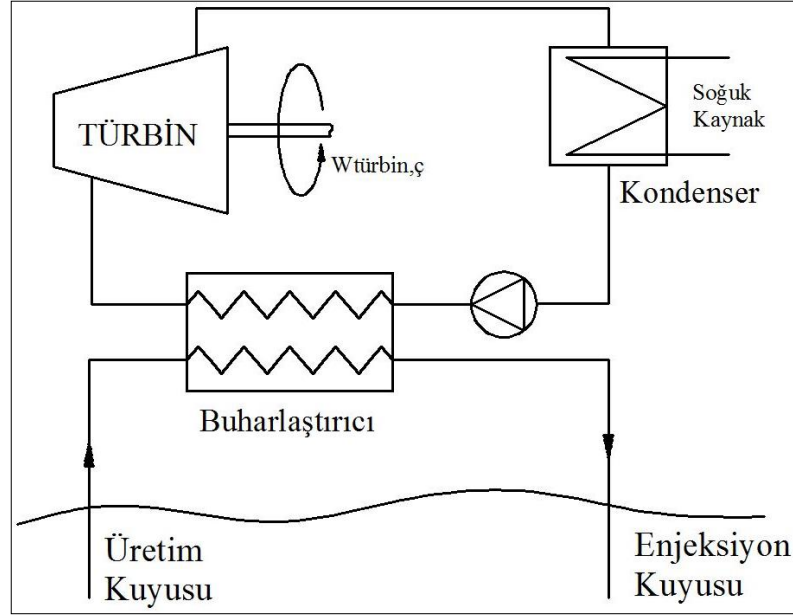


Şekil 4.6. Çift flaş (Çift püskürtmeli) jeotermal elektrik santrali.

4.2.1.4. İkili Çevrim (Binary) Elektrik Santralleri

İkili çevrim santralleri, 125-165 °C kaynak sıcaklığı olan yerlerde kullanılır, sistemin verimi % 15-45 arasında değişmektedir. Bu santrallerde jeotermal akışkan bir ısı değiştiriciden geçer ve ısını ikinci bir akışkana aktarır. İkinci akışkanın olduğu

sistem organik rankine çevrimi prensibine göre çalışır. Şekil 4.7.'de bir ikili santralin şekli görülmektedir.



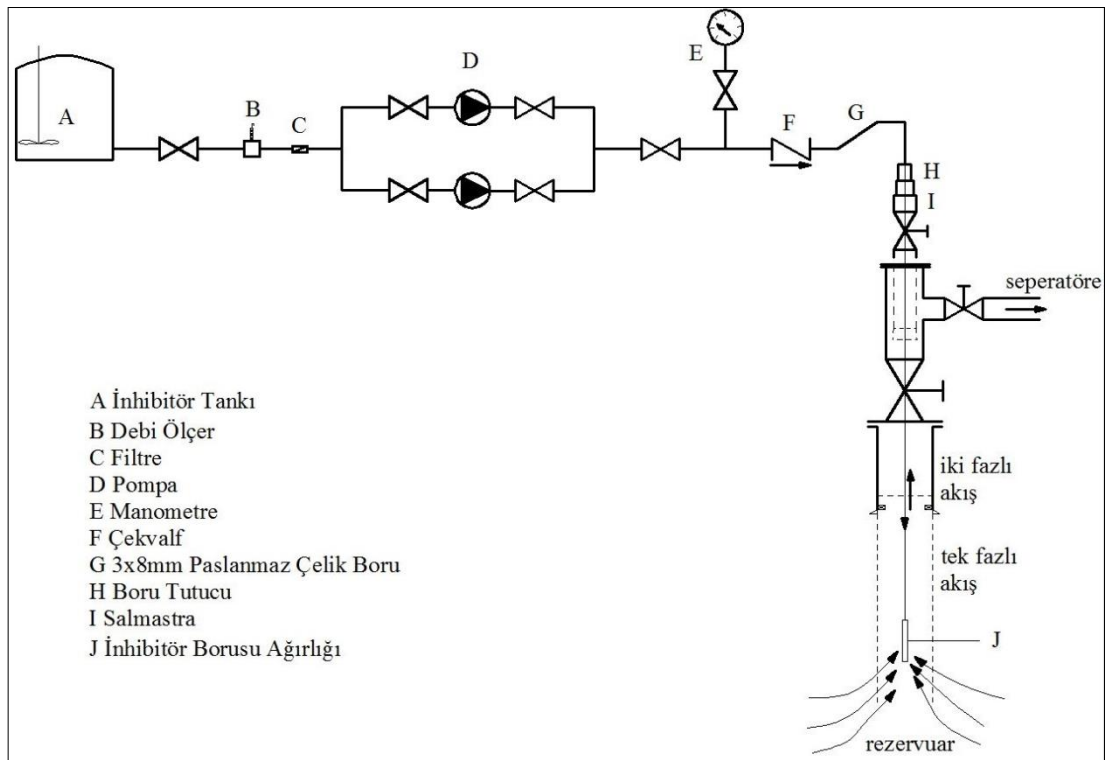
Şekil 4.7. İkili Jeotermal elektrik santrali.

4.2.2. Jeotermal Elektrik Santrallerinin İşletilmesi

Jeotermal kaynaklı elektrik santralleri, kaynağın üretim değerlerine göre tasarlanıp, kesintisiz üretim yapan işletmelerdir [49]. Santralin kurulu olduğu sahada, saha ekipleri ve mühendisler tarafından sürekli olarak gözle kontrol edilmektedirler. Bunun yanı sıra, kontrol ve otomasyon sistemleri ile donatılan cihazlar aracılığıyla sistemin kontrolü sağlanmaktadır.

Jeotermal enerji açılan kuyular aracılığıyla açığa çıkar, bu kuyulara üretim kuyusu adı verilir. Üretim kuyularından elde edilen jeotermal akışkan genellikle çift fazlı (buhar ve sıvı) ve yüksek miktarda kimyasal içeriğe sahip mineraller içermektedir. Bu mineraller, artezyenik ve pompa ile üretim yapan jeotermal kuyularda ve akışkanın geçtiği tüm sistemlerde birikinti oluşturmaktadır [51]. Yer altında belirli basınç ve sıcaklıkta denge halinde bulunan jeotermal akışkan, üretime geçildiği anda basınç ve sıcaklık değişimlerine maruz kaldığı için kimyasal denge konumundan uzaklaşır. Bu esnada, kalsiyum karbonat (CaCO_3) ve silika tuzları kuyu başları ve

proses içerisinde çözünemediği için birikinti oluşturur [51]. Bu birikintiye kalsit kabuklaşması adı verilir ve gerekli müdahaleler yapılmadığında üretimin düşmesine ve sistemin verimsiz çalışmasını sebep olmaktadır. Bu durumun önüne geçebilmek ve sistemin en yüksek verimde çalışmasını sağlamak için, kimyasal inhibitörler üretim kuyusundan jeotermal akışkana enjekte edilir. Bu inhibitörler jeotermal akışkanın prosesten geçtiği her bir noktada ve akışkanın tekrar yer altına enjekte edildiği geri enjeksiyon kuyusundaki kalsit kabuklaşmanın önüne geçer. Şekil 4.8.'de inhibitörün sisteme bağlantısı görülmektedir.



Şekil 4.8. İnhibitörün sisteme bağlanması [50,52].

İnhibitör sisteme bir asıl bir yedek çalışan iki pompa ile bağlanır, bu pompalar inhibitör sıvısını, kuyu içine iki fazlı akışın başladığı noktanın altına doğru tek parça halindeki paslanmaz bir çelik çekme boru ile göndermektedir. Şekil 4.8.'de ki J ağırlığı bu paslanmaz borunun kuyudaki sıvının akışından kaynaklanan basınç ile yüzeye sürüklenmesini engeller. Kuyu içine gönderilen inhibitör sıvısının debisi debi ölçer (B) yardımı ile ölçülür ve inhibitör sarfiyatı pompa debisi ayarlanarak kontrol altında tutulur. İnhibitör tankında (A), su ile seyreltilen karışımın homojen yapıda

olması için mikser ile karıştırılır. Tank içinde oluşan kirli inhibitörün pompaya zarar vermemesi için filtre (C) kullanılmaktadır [50].

Bir jeotermal elektrik santrali için üretim kuyusundaki inhibitör hattı çok büyük önem taşımaktadır. Bu sistem haricinde üretim kuyularında, PLC üzerinden basınçlı hava ile komut alan kuyu başı kontrol vanaları, bu vanalardan iki fazlı olarak geçen jeotermal akışkanın kızgın su ve buhar olarak ayrıldığı seperatörler, seperatörden çıkan kızgın suyun buharlaşmamasını sağlayan dengeleme tankı, kızgın suyun içinde bulunan birikintilerin pompaya zarar vermemesi için kullanılan filtreler, kızgın suyun prosese gönderilmesini sağlayan pompalar, bu sistemlerin hepsinin gözlemlerinin yapıldığı ölçüm cihazları ve bu cihazların bağlı olduğu bilgisayar programları (SCADA vb.), sistemin güvenle çalışmasını sağlayan emniyet ekipmanları (emniyet vanaları, seperatör patlama diski vb.), sistemdeki pnömatik vanaların çalışması için gerekli bir kompresör ve gerekli elektrik dağıtım ihtiyacının karşılandığı elektrik panoları bulunmaktadır [52].

Jeotermal akışkanın, proste kullanıldıktan sonra yeraltına enjekte edildiği geri enjeksiyon kuyu başlarında da, üretim kuyusundaki gibi bir takım ekipmanlar bulunmaktadır. Bunlar; geri enjeksiyon pompaları, vana ve çekvalfler, ölçüm ekipmanları, emniyet ekipmanları, pnömatik vanalar için kompresör sistemi, elektrik panoları ve trafolardır.

BÖLÜM 5

SİSTEM TANIMI

Bu çalışmada analizlerin yapılacağı sistem Çanakkale ili Ayvacık ilçesi sınırlarında Tuzla mevkiinde bulunan, jeotermal kaynaklı bir ikili (binary) elektrik santralidir. Güç üretim sistemi reküperatif organik rankine çevrimi prensibine göre çalışmaktadır. Sistemde kullanılan ikinci (organik) akışkan n-Pentane'dır. Santral ilk etapta 7,5 MW güç üretebilecek şekilde inşa edilmiştir. Santralin ileriye yönelik kapasite artırım çalışmaları devam etmektedir. 2010 yılı Ocak ayında devreye alınan tesis yıllık ortalama 51000000 kWh enerji üretim kapasitesine sahiptir.

Santralin ısı kaynağı iki adet kuyudan temin edilen yaklaşık 142 °C'de ki jeotermal sudur. Kuyudan elde edilen termal su, sistemde kullanılan buharlaştırıcıya, su ve buhar olarak iki farklı fazda girmektedir. Şekil 5.1.'de jeotermal akışkanın kuyudan çıkıp, buharlaştırıcıya girişi görülmektedir.



Şekil 5.1. Jeotermal akışkanın sisteme taşınması.

Buharlaştırıcıya ulaşan jeotermal akışkan (sıvı ve buhar fazında), burada enerjisini organik akışkana aktarır ve ön ısıtıcıya geçer, ön ısıtıcıda organik akışkanın ilk ısıtma işlemini yaptıktan tekrar kuyuya gönderilmektedir. Şekil 5.2.'de sistemde kullanılan buharlaştırıcı ve ön ısıtıcı görülmektedir.



Şekil 5.2. Sistemde kullanılan a) buharlaştırıcı b) ön ısıtıcı.

Organik akışkan buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra, güç üretmek için Türbin ve Jeneratör grubuna girer, Şekil 5.3.'te sistemde kullanılan türbin ve jeneratör görülmektedir.



Şekil 5.3. Sistemde kullanılan a) türbin b) jeneratör.

Türbinden çıkan organik akışkan önce mevcut ısı enerjisinin boşa gitmemesi için reküperatöre, ardından da hava soğutmalı kondensere girmektedir. Şekil 5.4.'te sistemde kullanılan reküperatör ve hava soğutmalı kondenser görülmektedir. Hava soğutmalı kondenserin fanları yaklaşık olarak, 441,30 kW güç tüketmektedir.



Şekil 5.4. Sistemde kullanılan a) reküperatör b) hava soğutmalı kondenser.

Kondenserden çıkan sıvı fazdaki organik akışkan, basınçlandırılmak üzere organik akışkan pompalarına girmektedir. Sistemde iki adet pompa bulunmaktadır. Pompaların gücü yaklaşık olarak, 514,85 kW tır. Şekil 5.5.'te sistemde kullanılan organik akışkan pompaları görülmektedir.



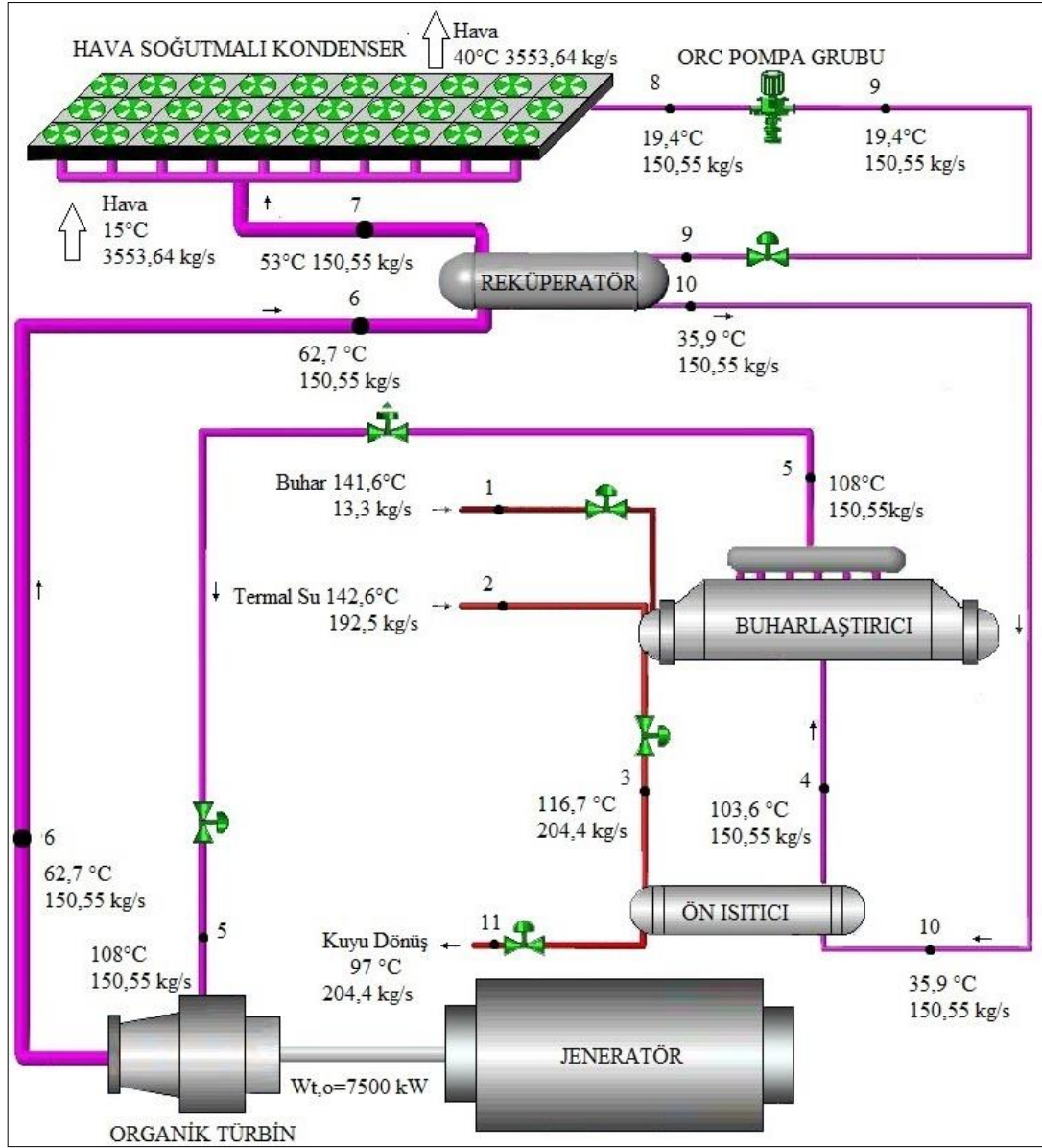
Şekil 5.5. Sistemde kullanılan organik akışkan pompaları.

Pompadan basınçlandırılmış olarak çıkan organik akışkan, reküperatöre girer, ardından sırasıyla, ön ısıtıcı ve buharlaştırıcıya geçerek çevrim tamamlanmış olur.

Tesisin çalışma prensibi oldukça basittir, küçük bir bölgeye kurulup, çevreye zarar vermeden yaklaşık olarak 20 yıl ömürle çalışabilmektedir. Santralin yıllık çalışma süresi 8400 saattir. Şekil 5.6.'da tesisin genel bir resmi görülmektedir. Ayrıca Şekil 5.7.'de santralin akış şeması yer almaktadır.



Şekil 5.6. Tesisin genel görünümü.



Şekil 5.7. Jeotermal santrale ait akış şeması.

Şekil 5.7.'de görüldüğü üzere 1 ve 2 noktasından buhar ve jeotermal su öncelikle buharlaştırıcıya girmektedir. 1 noktasında buhar 141,6 °C sıcaklıkta ve 2,74 bar basıncındadır. 2 noktasında ise jeotermal su sıcaklığı 142,7 °C ve basıncı 3,23 bar değerindedir. Buradan 3 noktasında 116,7 °C'de 2,38 bar'da çıkan jeotermal akışkan aynı noktadan ön ısıtıcıya girmektedir. Ardından 11 noktasından 97 °C kuyuya enjekte edilen jeotermal suyun sistem içerisindeki döngüsü tamamlanmış olur.

Sistemdeki organik akışkan döngüsüne bakıldığında zaman zaman 10 noktasından 35,9°C ve 9,36 bar'da ön ısıtıcıya gelen organik akışkan, buradan aldığı ısı enerjisi ile 4

noktasından 103,6 °C'ye çıkarak buharlaştırıcıya girmektedir. 5 noktasında buharlaştırıcıdan 108°C'de ve 6,99 bar'da çıkan organik akışkan, 5 noktasından organik türbine girer. Burada yüksek sıcak ve basınç altında türbinde elde edilen mekanik iş, jeneratör yardımı ile elektrik enerjisine dönüştürülür. Türbinden 6 noktasında, 62,7°C ve 1,16 bar'da çıkan organik akışkan reküperatör'e girmektedir. Burada reküperatörün görevi organik akışkanın kondensere girmeden önce soğumasını ve aynı zamanda kondenser çıkışındaki organik akışkanın da ön ısıtıcıya girmeden önce ısınmasını sağlayıp verim artışı sağlamaktır. Kondensere 7 noktasından 53°C'de 0,86 bar'da giren organik akışkan, 8 noktasından soğumuş bir şekilde sıvı fazında, 19,4°C sıcaklık ve 0,84 bar basınç değerinde çıkarak organik akışkan pompa grubuna girer, 9 noktasında pompadan yüksek basınç değerinde (9,36 bar) çıkıp reküperatöre girerek, 10 noktasından 35,9°C'de reküperatörden çıkar, 10 noktasında tekrar ön ısıtıcıya giren organik akışkan döngüsünü tamamlamış olur.

BÖLÜM 6

MATERYAL VE METOD

6.1. TERMODİNAMİK ANALİZ

ORÇ sistemi ile çalışan bu santralde, sistem performansını belirlemek, sistemde verimsiz çalışan ekipmanları tespit edebilmek için termodinamik analizlerin yapılması gerekmektedir. Bu analizlerin başında enerjinin korunumu olarak bilinen termodinamiğin I. kanunu gelmektedir. Ayrıca günümüzde gerçek performans değerlerinin belirlenmesinde kullanılan ekserji analizi de (termodinamiğin II. kanunu) ORÇ santraline uygulanmıştır.

6.1.1. Enerji Analizi

Enerji analizi olarak adlandırılan, Termodinamiğin I. kanunu, kontrol hacmine giren ve çıkan enerji miktarının eşit olması gerektiğini belirtir [53]. Bu kanun enerjinin korunumu olarak da adlandırılır. Enerjinin korunumu aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\sum E_i = \sum E_o \quad (6.1)$$

Eşitliğin sol tarafı giren toplam enerjiyi, sağ tarafı ise çıkan toplam enerjiyi ifade etmektedir. Giren ve çıkan enerji arasındaki fark, sistemin toplam kayıp enerji miktarını verir. Bu durumda Eş 6.1. aşağıdaki gibi gösterilir.

$$\sum E_i - \sum E_o = \sum E_L \quad (6.2)$$

Sistemdeki ekipmanların verimleri ekipmanlara giren ve çıkan enerjilerin oranına eşittir. Bu değerler her bir ekipman için Eş. 6.3 uygulanarak hesaplanır.

$$\eta_I = \frac{E_i}{E_o} \quad (6.3)$$

Sistemin termal verimi hesaplanmak istendiğinde, sistemden elde edilen net gücün, Jeotermal su kaynağından elde edilen güce oranıdır ve Eş. 6.4 ile ifade edilir [54-57].

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{giren}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{jeo,i} \times h_2 + \dot{m}_{buhar} \times h_1 - \dot{m}_{jeo,o} \times h_3} \quad (6.4)$$

Bu eşitlikte \dot{W}_{net} , türbinde elde edilen güçten, pompa ve kondenser fanlarının gücü çıkarılmasıyla hesaplanır. Bu değer bize enerji ve ekserji verimleri hesaplanırken kullanılacak net gücü gösterir ve Eş. 6.5 ile hesaplanır.

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{Tur} - \dot{W}_{Pompa} - \dot{W}_{Kond.fan} \quad (6.5)$$

6.1.2. Ekserji Analizi

Termodinamiğin I. kanunu enerjinin korunumu ve sistemlerdeki enerji dengesiyle ilgili olup, ısı sistemlerin gerçek enerji performans değerlendirmesi için yeterli değildir [58]. Termodinamiğin II. kanunu enerjinin kalitesini veya iş yapma potansiyelini sayısal olarak ifade edilmesini sağlar. Bu işlemler ise ekserji adı verilen bir özelliğin tanımlanmasını sağlamıştır. Ekserji, enerjinin işe çevrilebilme potansiyeli olarak tanımlanır ve bir kaynaktan elde edilebilecek maksimum işi ifade eder [59].

T sıcaklığındaki ve P basıncındaki bir maddenin özgül entalpisi (h) ve özgül entropisi (s) olduğunda T_0 çevre sıcaklığına indirildiğinde sahip olduğu özgül ekserjisi ya da kullanılabilirliği [53] Eş. 6.6 ile ifade edilir.

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (6.6)$$

Sistemdeki ekipmanların ekserji verimi hesaplanmak istediğinde enerji analizindeki gibi ekipmanlara giren ekserjilerin çıkan ekserjilere oranıdır. Sistemin ekserjik verimini hesaplamak için Eş. 6.7 kullanılır.

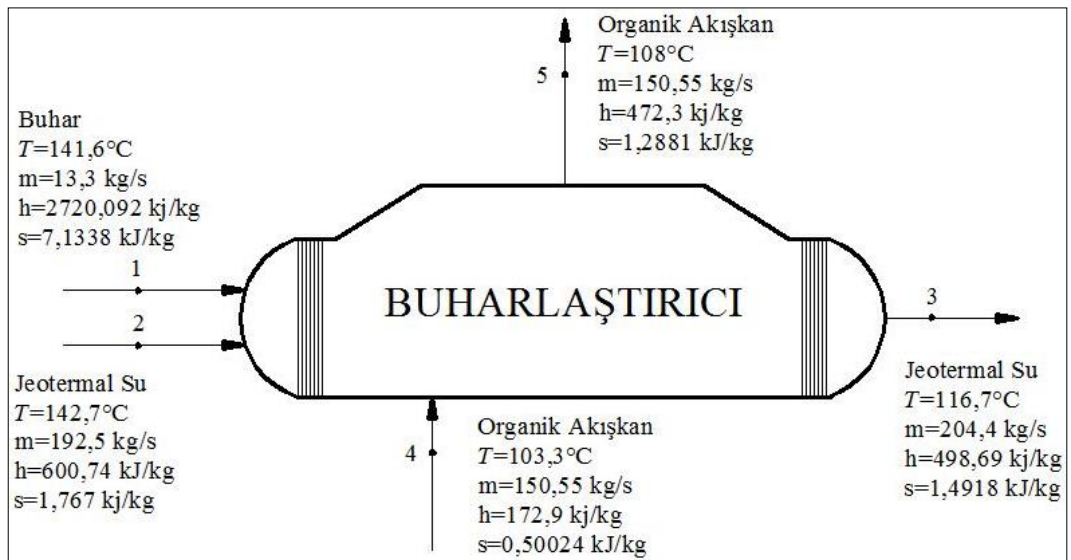
$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_{giren}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_1 + \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3} \quad (6.7)$$

6.1.3. Sistem Ekipmanlarına Ait Termodinamik Analizler

Literatürde kullanılan genel eşitlikler verildikten sonra, her bir ekipmanın termodinamik analizleri yapılmıştır. Bu analizler sonucunda her bir ekipmanın enerji ve ekserji kayıpları belirlenmiştir.

6.1.3.1. Buharlaştırıcı Termodinamik Analizi

ORÇ sisteminde buharlaştırıcıya 1 noktasından buhar, 2 noktasından jeotermal su ve 4 noktasından organik akışkan girmektedir. 3 noktasından jeotermal su, 5 noktasından ise organik akışkan çıkmaktadır. Buharlaştırıcının giriş ve çıkış noktaları Şekil 6.1.'de görülmektedir.



Şekil 6.1. Buharlaştırıcı giriş ve çıkış noktaları.

Şekil 6.1.'de görülen giriş ve çıkış noktalarındaki özelliklere göre hesaplama yapıldığında,

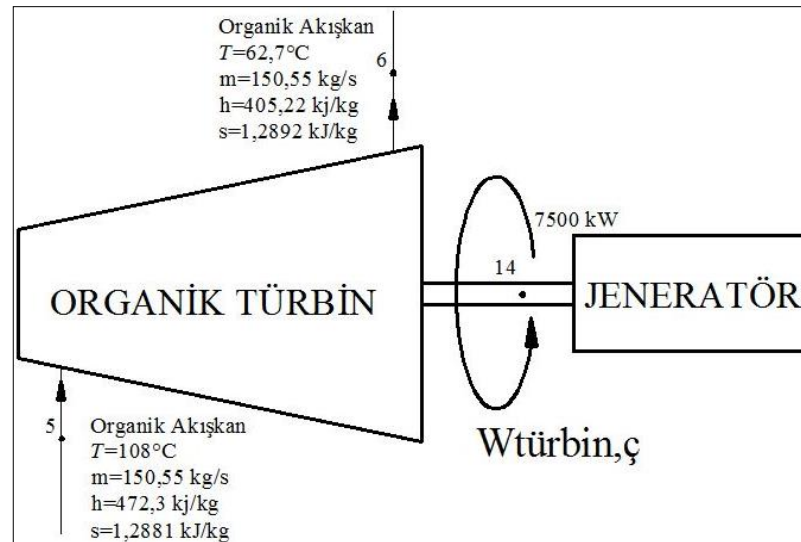
Buharlaştırıcı enerji kaybı Eş. 6.8, ekserji kaybı ise Eş. 6.9. kullanılarak hesaplanabilir.

$$\dot{E}_{L,Buh} = (\dot{m}_{buhar} \times h_1 + \dot{m}_{jeo,i} \times h_2 + \dot{m}_{o,a} \times h_4) - (\dot{m}_{jeo,o} \times h_3 + \dot{m}_{o,a} \times h_5) \quad (6.8)$$

$$\dot{E}x_{L,Buh} = \dot{m}_{buhar} \times \left[(h_1 - h_0) - T_0 \times (s_1 - s_0) \right] + \dot{m}_{jeo,i} \times \left[(h_2 - h_0) - T_0 \times (s_2 - s_0) \right] + \dot{m}_{jeo,o} \times \left[(h_3 - h_0) - T_0 \times (s_3 - s_0) \right] + \dot{m}_{o,a} \times \left[(h_5 - h_4) - T_0 \times (s_5 - s_4) \right] \quad (5.9)$$

6.1.3.2. Organik Türbin Termodinamik Analizi

Organik türbin, sistemde güç üretmek amacıyla kullanılan ekipmandır. Bu ekipmandan eldi edilen dönme hareketi, jeneratörü döndürerek elektrik üretilmiş olur. Türbinde 6 noktası organik akışkan çıkışı, 5 noktası ise organik akışkanın giriş noktasıdır.



Şekil 6.2. Organik türbin giriş ve çıkış noktaları.

Şekil 6.2.'de görülen giriş ve çıkış noktalarındaki özelliklere göre hesaplama yapıldığında,

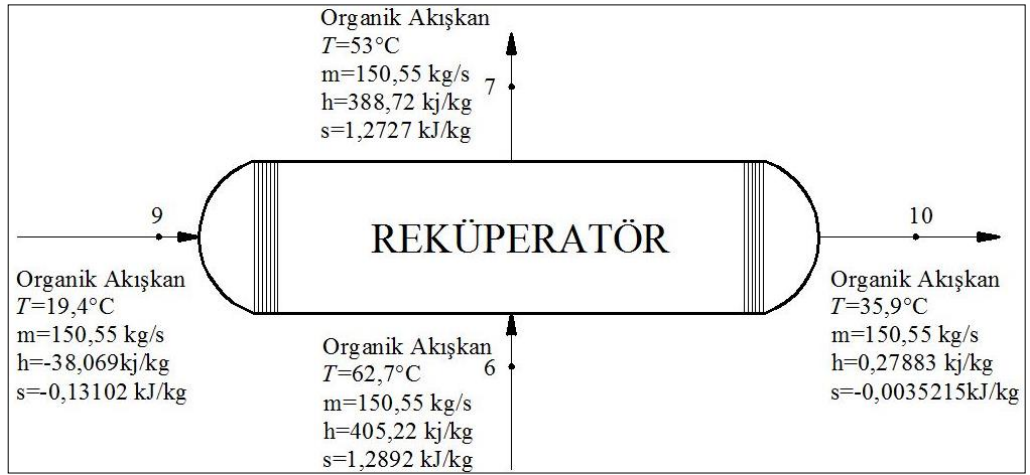
Organik türbin için enerji kaybı Eş. 6.10, ekserji kaybı ise Eş. 6.11. kullanılarak hesaplanabilir.

$$\dot{E}_{L,OT} = \dot{m}_{o,a} \times (h_5 - h_6) - W_{t,o} \quad (6.10)$$

$$\dot{E}x_{L,Tur} = \dot{m}_{o,a} \times [(h_5 - h_6) - T_0 \times (s_5 - s_6)] - W_{t,o} \quad (6.11)$$

6.1.3.3. Reküperatör Termodinamik Analizi

Sistemde ısı geri kazanımı için kullanılan reküperatöre 6 noktasında türbinden ve 9 noktasında kondenserden çıkan organik akışkan girmektedir. 10 ve 7 noktasından da organik akışkan çıkışı mevcuttur. Reküperatör, kondanserde soğutulmak istenilen akışkanın öncelikle bir ısı değiştiricisinden geçirilmesi ile (6 ve 7 noktası) bir ön soğutma, aynı zamanda kondanserde sonra sıcaklığının artması istenilen düşük sıcaklıktaki akışkanın (9 ve 10 noktası), 6 ve 7 noktasından aldığı enerji ile ısıtılmasını sağlamaktadır. Reküperatör giriş ve çıkış noktaları Şekil 6.3.'de görülmektedir.



Şekil 6.3. Reküperatör giriş ve çıkış noktaları.

Bu bilgilerden sonra, Şekil 6.3.'te görülen noktalardaki özelliklere göre hesaplamalar yapıldıktan sonra

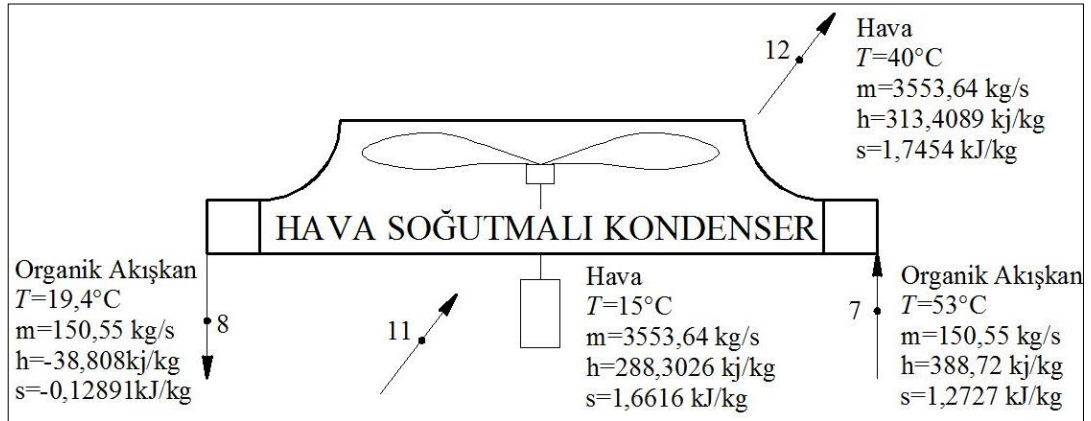
Rekuperatör enerji kaybı Eş. 6.12, ekserji kaybı ise Eş. 6.13 ile hesaplanır.

$$\dot{E}_{L,Rek} = \dot{m}_{o,a} \times (h_6 - h_7) - \dot{m}_{o,a} (h_{10} - h_9) \quad (6.12)$$

$$\dot{E}x_{L,Rek} = \dot{m}_{o,a} \times \left([(h_6 - h_7) - T_0 \times (s_6 - s_7)] - [(h_{10} - h_9) - T_0 \times (s_{10} - s_9)] \right) \quad (6.13)$$

6.1.3.4. Kondenser Termodinamik Analizi

Sistemde organik akışkanın soğutma işlemi hava soğutmalı kondenser ile yapılmaktadır. Kondensere 7 noktasından 53°C'de giren organik akışkan, 19,4°C'de 8 noktasından çıkmaktadır. Aynı zamanda hava kondensere 11 noktasından 15°C'de girip 12 noktasından 40°C'de çıkmaktadır. Şekil 6.4.'te kondanserin giriş çıkış noktaları görülmektedir.



Şekil 6.4. Kondenser giriş ve çıkış noktaları.

Bu bilgiler doğrultusunda Şekil 6.4.'te görülen noktalardaki özelliklere göre, hesaplama yapıldıktan sonra,

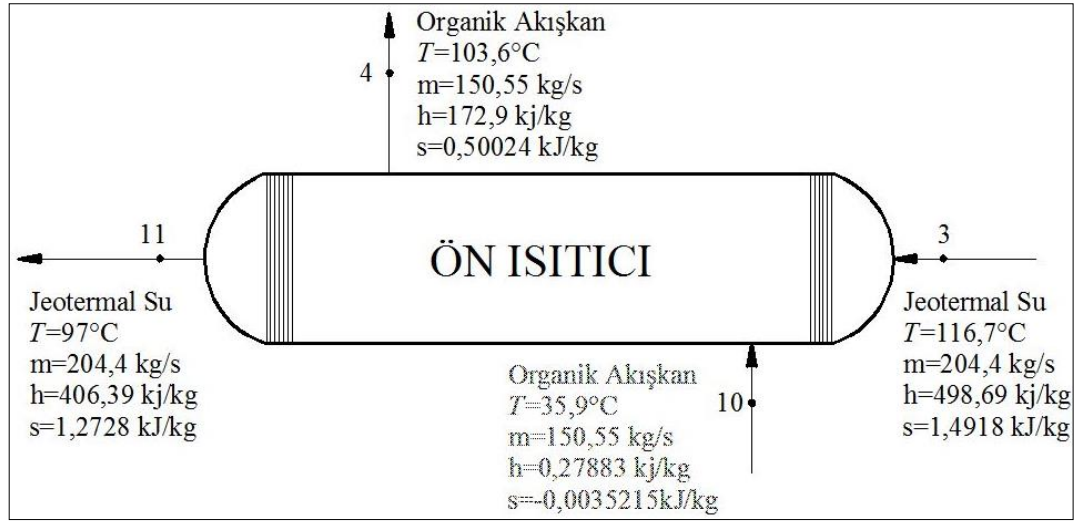
Kondenser için enerji kaybı Eş. 6.14, ekserji kaybı ise Eş.6.15 ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}_{L,kond} = \dot{m}_{o,a} \times (h_7 - h_8) - \dot{m}_{hava} (h_{12} - h_{11}) + E_{16} \quad (6.14)$$

$$\dot{E}x_{L,Kond} = \dot{m}_{o,a} \times [(h_7 - h_8) - T_0 \times (s_7 - s_8)] - \dot{m}_{hava} \times [(h_{12} - h_{11}) - T_0 \times (s_{12} - s_{11})] + \dot{E}x_{16} \quad (6.15)$$

6.1.3.5. Ön Isıtıcı Termodinamik Analizi

Sistemde ön ısıtıcıya 3 noktasından jeotermal su girip 11 noktasından kuyuya enjekte edilmektedir. Ayrıca kondenserden 10 noktasından gelen organik akışkan 4 noktasından buharlaştırıcıya gitmektedir. Şekil 6.5.'te ön ısıtıcının giriş ve çıkış noktaları görülmektedir.



Şekil 6.5. Ön ısıtıcı giriş ve çıkış noktaları.

Bu bilgilerden doğrultusunda Şekil 6.5.'te görülen noktalardaki özelliklere göre, hesaplama yapıldıktan sonra,

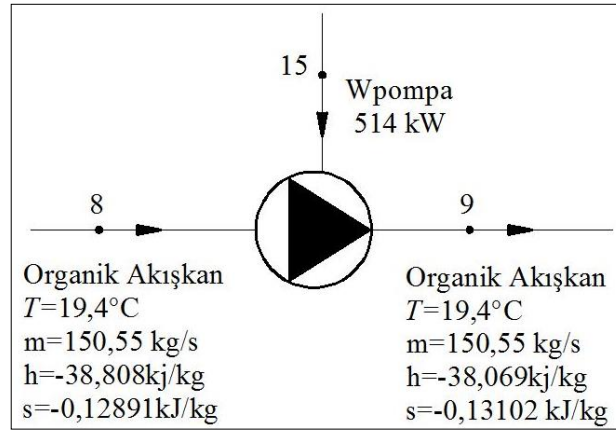
Ön ısıtıcı için enerji kaybı Eş. 6.16, ekserji kaybı ise Eş. 6.17 ile hesaplanır.

$$\dot{E}x_{L,OI} = \dot{m}_{o,a} \times (h_4 - h_{10}) - \dot{m}_{jeo,o} (h_3 - h_{11}) \quad (6.16)$$

$$\dot{E}x_{L,OI} = \dot{m}_{o,a} \times [(h_4 - h_{10}) - T_0 \times (s_4 - s_{10})] - \dot{m}_{jeo,o} \times [(h_3 - h_{11}) - T_0 \times (s_3 - s_{11})] \quad (6.17)$$

6.1.3.6. Pompa Termodinamik Analizi

Sistemde pompa grubuna 8 noktasından giren organik akışkan 9 noktasından çıkmaktadır. Bu iki nokta arasında bir entalpi değişimi çok küçük bir değerde olduğu için enerji kayıpları ihmal edilmiştir. Fakat ekserji analizinde, hem entropi hem de entalpi değişimleri hesaba katıldığı için, pompanın ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Şekil 6.6.'da pompanın giriş çıkış noktaları görülmektedir.



Şekil 6.6. Pompa giriş ve çıkış noktaları.

Bu bilgilerden doğrultusunda Şekil 6.6.'da görülen noktalardaki özelliklere göre, hesaplama yapıldıktan sonra, pompa için ekserji kaybı Eş.6.18 ile hesaplanır.

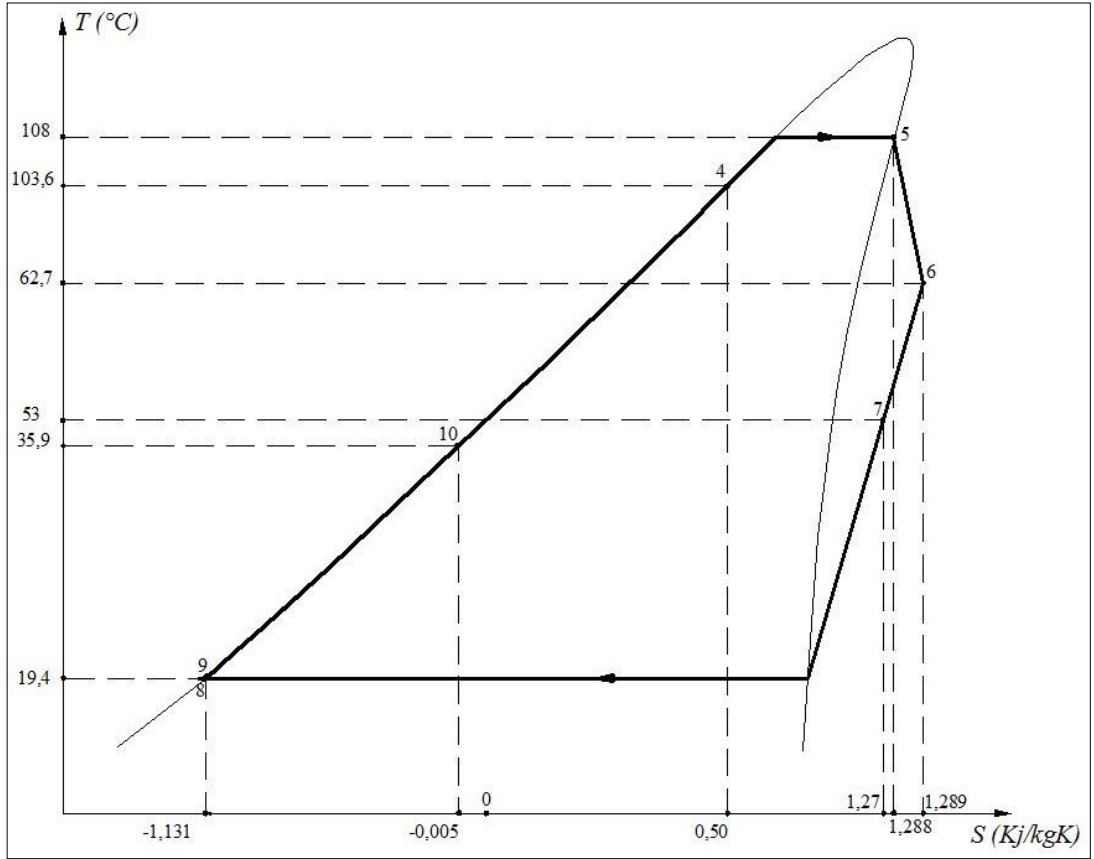
$$\dot{E}x_{L,P} = W_{pompa} - \dot{m}_{o,a} \times [(h_9 - h_8) - T_0 \times (s_9 - s_8)] \quad (6.18)$$

Sistemdeki her bir ünitenin enerji ve ekserji eşitlikleri yazıldıktan sonra, noktasal enerji ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar, her bir noktaya ait sıcaklık ve basınç değerlerine göre elde edilen entalpi ve entropi değerleri ile gerçekleştirilmiştir. Entalpi ve entropi değerleri, REFPROP programı aracılığıyla elde edilmiştir. Bu değerler Çizelge 6.1.'de detaylı olarak gösterilmiştir.

Çizelge 6.1. Ekipmanların termodinamik özellikleri ve hesaplanan enerji-ekserji değerleri.

Nokta	Ekipman	Akışkan	Basınç, P (Bar)	Sıcaklık, T (°C)	Debi, m (kg/s)	Entalpi, h (kJ/kg)	Entropi, s (kJ/kg)	Enerji, E (MW)	Ekserji, Ex (MW)
1	Buharlaştırıcı Giriş	Buhar	2,74	141,6	13,33	2720,09	7,1338	36,2679	10,6723
2	Buharlaştırıcı Giriş	Jeotermal Su	3,23	142,7	192,50	600,74	1,767	115,6425	54,5287
3	Buharlaştırıcı Çıkış	Jeotermal Su	2,38	116,7	204,44	489,69	1,4918	100,1161	51,5585
3	Ön Isıtıcı Giriş	Jeotermal Su	2,38	116,7	204,44	489,69	1,4918	100,1161	51,5585
4	Ön Isıtıcı Çıkış	Pentane	9,36	103,6	150,55	172,9	0,50024	26,0311	34,7819
4	Buharlaştırıcı Giriş	Pentane	9,36	103,6	150,55	172,9	0,50024	26,0311	34,7819
5	Buharlaştırıcı Çıkış	Pentane	6,99	108	150,55	472,3	1,2881	71,1073	44,4926
5	Organik Türbin Giriş	Pentane	6,99	108	150,55	472,3	1,2881	71,1074	44,4927
6	Organik Türbin Çıkış	Pentane	1,16	62,7	150,55	405,22	1,2892	61,0081	34,3440
6	Rekuperatör Giriş	Pentane	1,16	62,7	150,55	405,22	1,2892	61,0081	34,3440
7	Rekuperatör Çıkış	Pentane	0,86	53	150,55	388,72	1,2727	58,5240	32,6005
7	Kondenser Giriş	Pentane	0,86	53	150,55	388,72	1,2727	58,5240	32,6005
8	Kondenser Çıkış	Pentane	0,86	19,4	150,55	-38,808	-0,1289	-5,8428	31,1494
8	Pompa giriş	Pentane	0,86	19,4	150,55	-38,808	-0,1289	-5,8428	31,1494
9	Pompa çıkış	Pentane	9,36	19,4	150,55	-38,069	-0,1310	-5,7315	31,3554
9	Rekuperatör Giriş	Pentane	9,36	19,4	150,55	-38,069	-0,1310	-5,7315	31,3554
10	Rekuperatör Çıkış	Pentane	9,36	35,9	150,55	0,27883	-0,0035	0,0420	31,4057
10	Ön Isıtıcı Giriş	Pentane	9,36	35,9	150,55	0,27883	-0,0035	0,0420	31,4057
11	Ön Isıtıcı Çıkış	Jeotermal Su	2,18	97	204,44	406,39	1,2728	83,0846	47,8762
12	Kondenser Giriş	Hava	-	15	3553,6	288,30	1,6616	1024,5249	0
13	Kondenser Çıkış	Hava	-	40	3553,6	313,40	1,7454	1113,7438	1,0237
14	Şaft Gücü	-	-	-	-	-	-	7,5000	7,5000
15	ORÇ Pomp. gücü	-	-	-	-	-	-	0,5140	0,5140
16	Kond. Fan Gücü	-	-	-	-	-	-	0,4410	0,4410
17	Net Çıkış Gücü	-	-	-	-	-	-	6,5430	6,5430

Sistemin sıcaklık-entropi (T-S) diyagramı ise Şekil 6.7.'de görülmektedir.



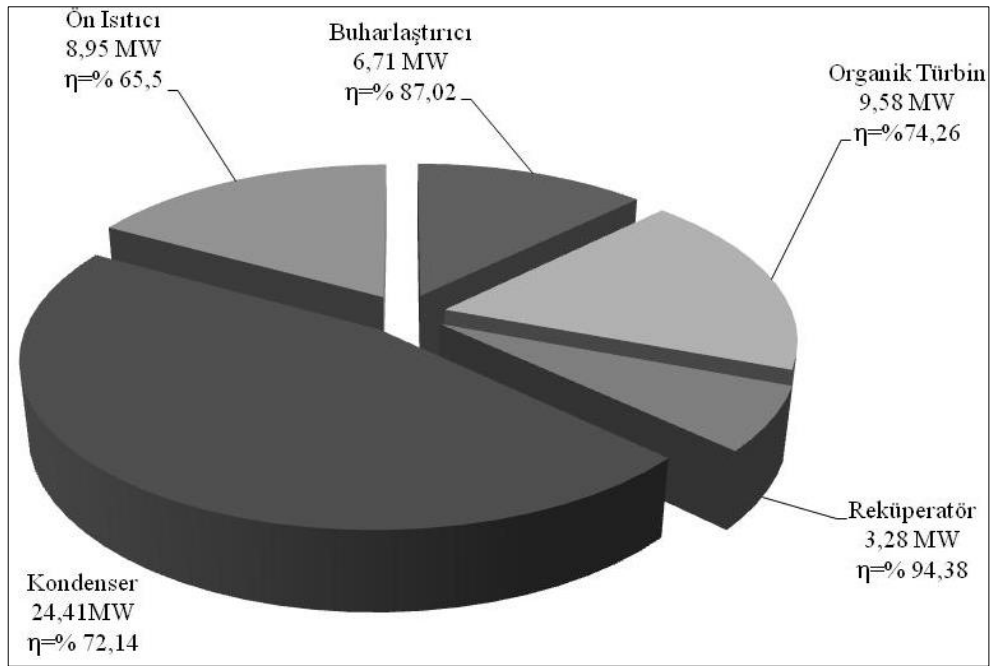
Şekil 6.7. Jeotermal santrale ait T-S diyagramı.

Çizelge 6.1.'de hesaplanan noktasal enerji ve ekserji değerlerinden sonra, sistemdeki her bir ekipmanın enerji ve ekserji kayıplarını bulmak için oluşturulan kayıp denklemleri kullanılır. Bu denklemlere, Çizelge 6.1.'de elde edilen noktasal enerji ve ekserji değerleri koyulduğu zaman ekipmanların enerji ve ekserji kayıpları hesaplanmış olur. Bu işlem sonucunda elde edilen değerler, Çizelge 6.2.'de gösterilmiştir.

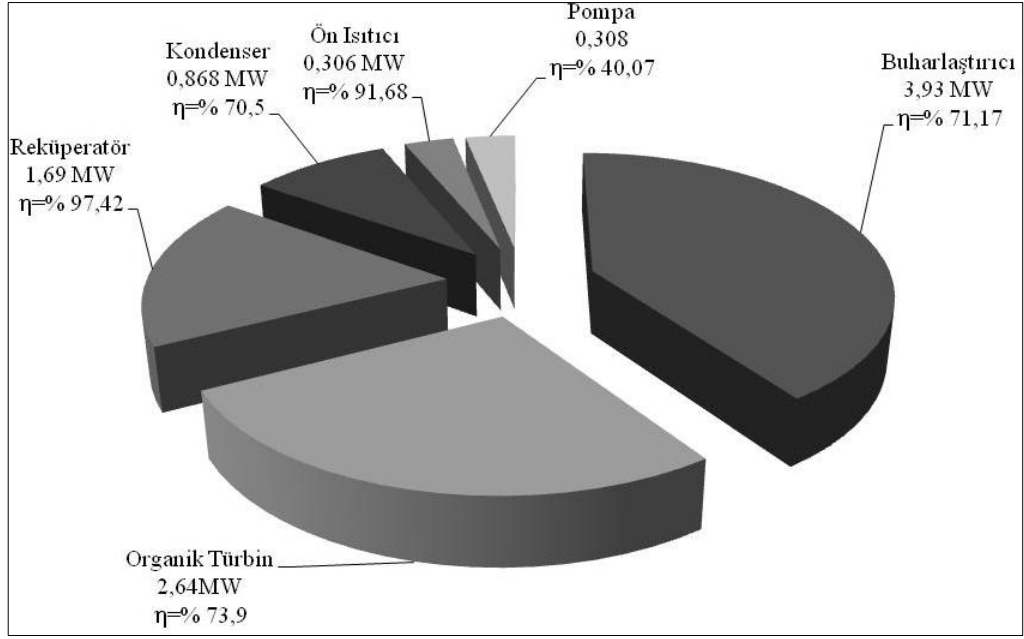
Çizelge 6.2. Ekipmanların enerji ve ekserji kayıpları.

Ekipman	Enerji Kayıpları (MW)	Enerji Verimi (%)	Ekserji Kayıpları(MW)	Ekserji Verimi(%)
Buharlaştırıcı	6,71	87,02	3,93	71,17
Organik Türbin	9,58	74,26	2,64	73,9
Rekuperatör	3,28	94,38	1,69	97,42
Hava Soğutmalı Kondenser	24,41	72,14	0,868	70,5
Ön Isıtıcı	8,95	65,5	0,306	91,68
Pompa	-	-	0,308	40,07

Çizelge 6.2.'de elde edilen enerji ve ekserji kayıpları, Şekil 6.8. ve 6.9.'da grafiksel olarak gösterilmiştir.

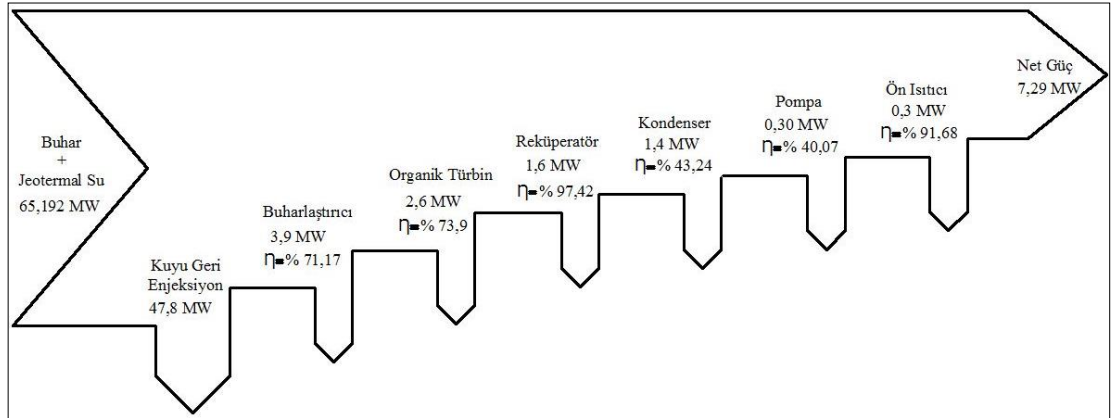


Şekil 6.8. Enerji kayıpları ve verimler.



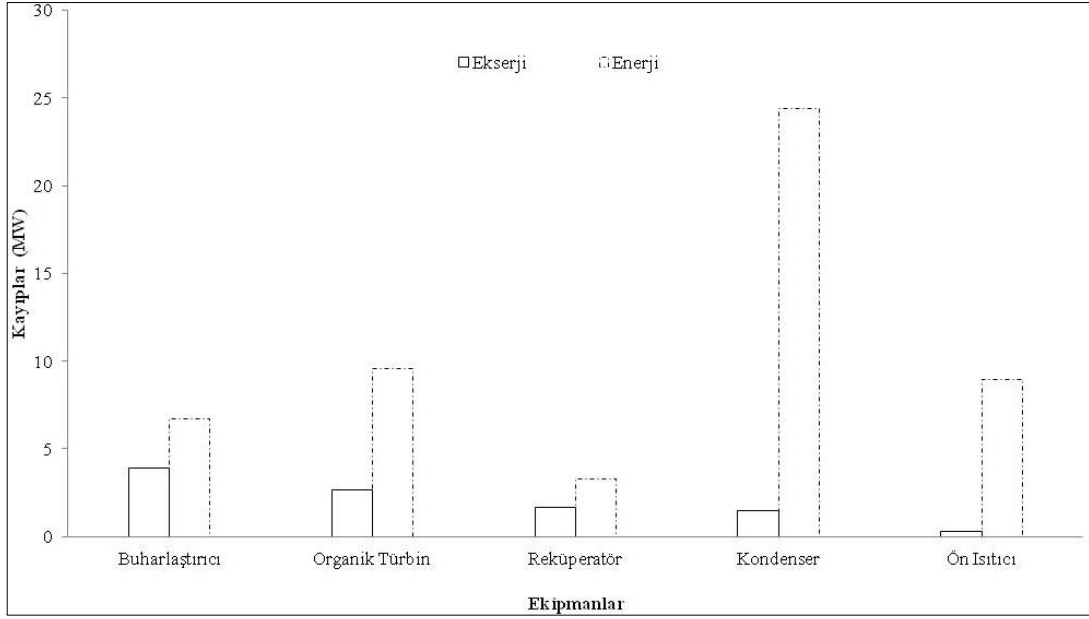
Şekil 6.9. Ekserji kayıpları ve verimler.

Sistemdeki ekipmanlara ait enerji ve ekserji kayıpları hesaplandıktan sonra, bu tarz termal sistemlerde, ekserji analizleri yapılırken sıkça kullanılan ve ekserji kayıplarının sistem üzerindeki dağılımını gösteren Grassman diyagramı çizilmiştir. Çizilen bu diyagram Şekil 6.10.'da görülmektedir.



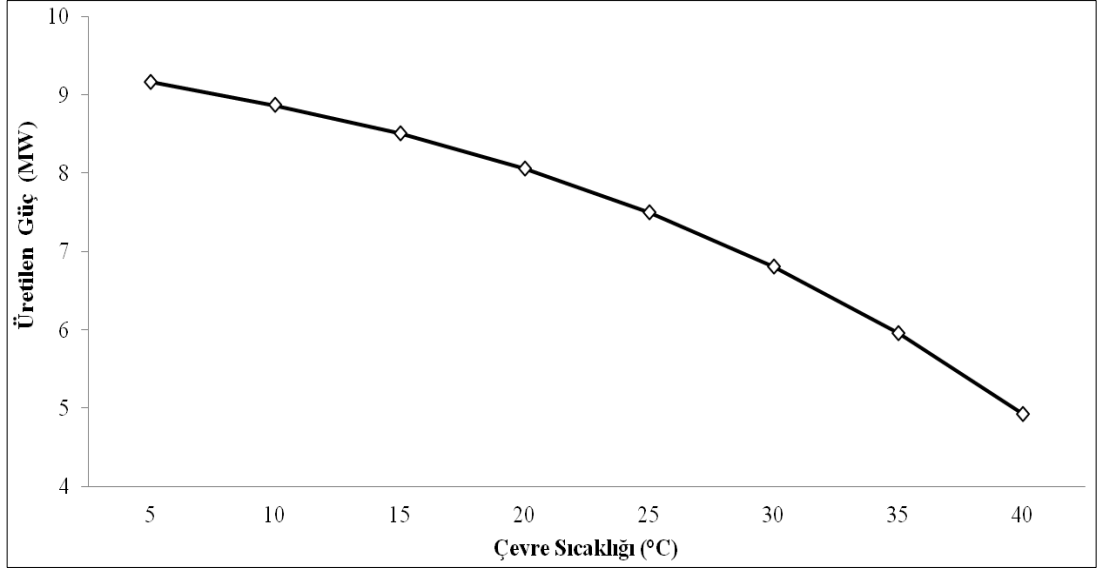
Şekil 6.10. Ekserji analizi sonucunda oluşturulan grassman diyagramı.

Şekil 6.11'de Sistemdeki ekipmanların enerji ve ekserji kayıpları, karşılaştırılmalı olarak gösterilmiştir.



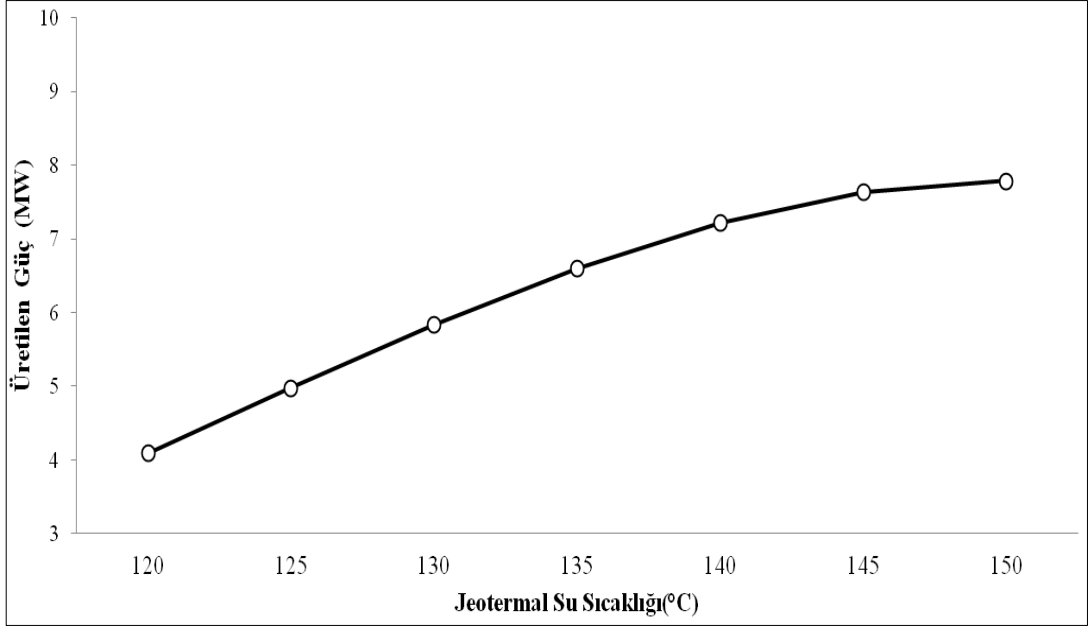
Şekil 6.11. Sistem ekipmanlarına ait enerji ve ekserji kayıplarının karşılaştırılması.

Sistemde bulunan ekipmanlara ait enerji ve ekserji kayıpları hesaplandıktan sonra, sistemin çalışması sırasında meydana gelen değişimlere ait parametrelere göre net gücün değişiminin belirlenmesi yapılmıştır. Bu değişkenler; Çevre sıcaklığı ve jeotermal su sıcaklıklarıdır. Bilindiği üzere, çevre sıcaklığı ve jeotermal su sıcaklığı bu tarz santrallerde net gücü etkileyen başlıca parametrelerdendir [55]. Bu çalışmada literatürde de bir çok çalışmada kullanılan 0-40°C aralığında çevre sıcaklıklarına göre ve 120-150°C aralığında değişen jeotermal suyun, buharlaştırıcıya giriş sıcaklığına göre net gücün değişimi hesaplanmıştır. Çevre sıcaklığına göre hesaplama yapılırken jeotermal suyun sıcaklığı, sistemin enerji ve ekserji hesaplanırken belirtilen sıcaklık olan 141,6°C olarak alınmıştır. Jeotermal suyun sıcaklığına göre yapılan hesaplamada ise çevre sıcaklığı referans sıcaklık olan 25°C olarak alınmıştır. Bu bilgiler doğrultusunda elde edilen sonuçlar, Şekil 6.12. ve 6.13.'te grafiksel olarak verilmiştir.



Şekil 6.12. Çevre sıcaklığına göre net gücün değişimi.

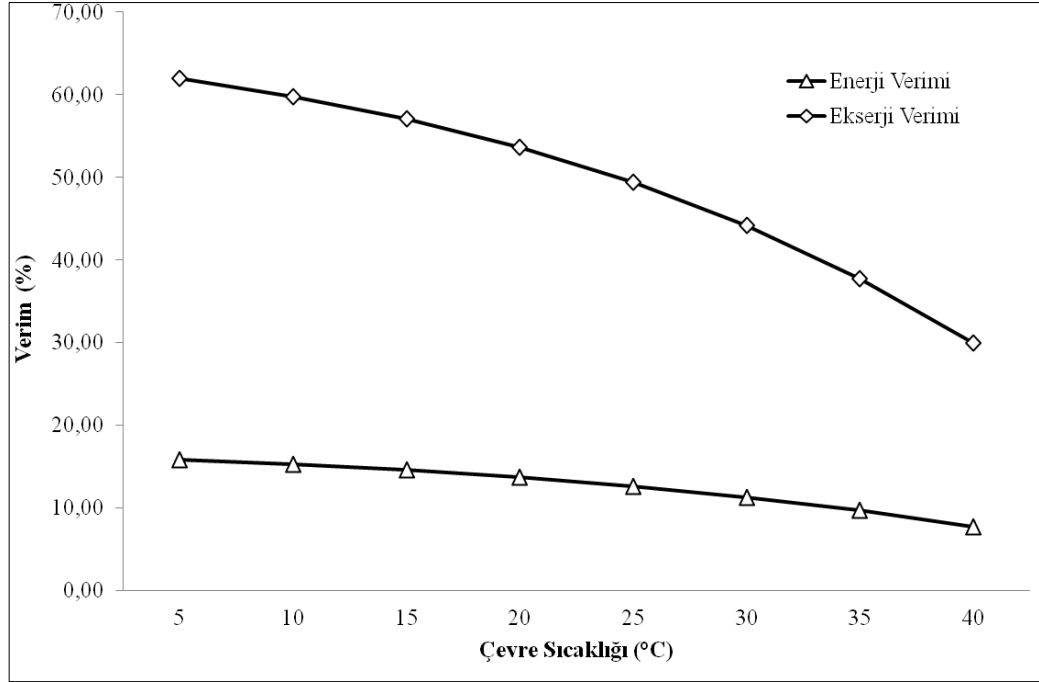
Şekil 6.12.'de ki grafiğe bakıldığında zaman sistemde üretilen gücün, çevre sıcaklığı ile olan değişimi görülmektedir. Çevre sıcaklığı azaldıkça sistemde üretilen gücün arttığı, çevre sıcaklığının artmasıyla güç üretiminin azaldığı gözlemlenmiştir. Bu grafikte çevre sıcaklığı özellikle 25°C'nin altına indiği zaman üretilen gücün 7,5 MW üzeri bir değer çıktığı görülmektedir. Kurulan sistemin maksimum çalışma kapasitesi emniyet değerleri ile birlikte 8,2 MW'dır. Sistemin 7,5 MW üzerinde çalışmasını izin verilmemektedir. Çevre sıcaklığının düşük olması, organik akışkanın kondenserde daha rahat soğuması açısından önemli bir etkidir.



Şekil 6.13. Jeotermal suyun sıcaklığına göre net gücün değişimi.

Şekil 6.13.'te ki grafiğe bakıldığı zaman jeotermal kuyudan çıkan su sıcaklığının üretilen güç üzerindeki değişimi görülmektedir. İncelemelerin yapıldığı zamanda ki kuyu suyu sıcaklığı yaklaşık 142°C'dir. Fakat zamanla su sıcaklığı değişebilir. Su sıcaklığı düştükçe üretilen güçte buna bağlı olarak düşecektir.

Sistemde üretilen güç ve bu güç'ün çevre sıcaklığı ve jeotermal su sıcaklığına göre değişimi verildikten sonra sistemin enerji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Bu hesaplamalara ait sonuçlar Şekil 6.14.'te grafiksel olarak verilmiştir.



Şekil 6.14. Çevre sıcaklığına göre enerji ve ekserji veriminin değişimi.

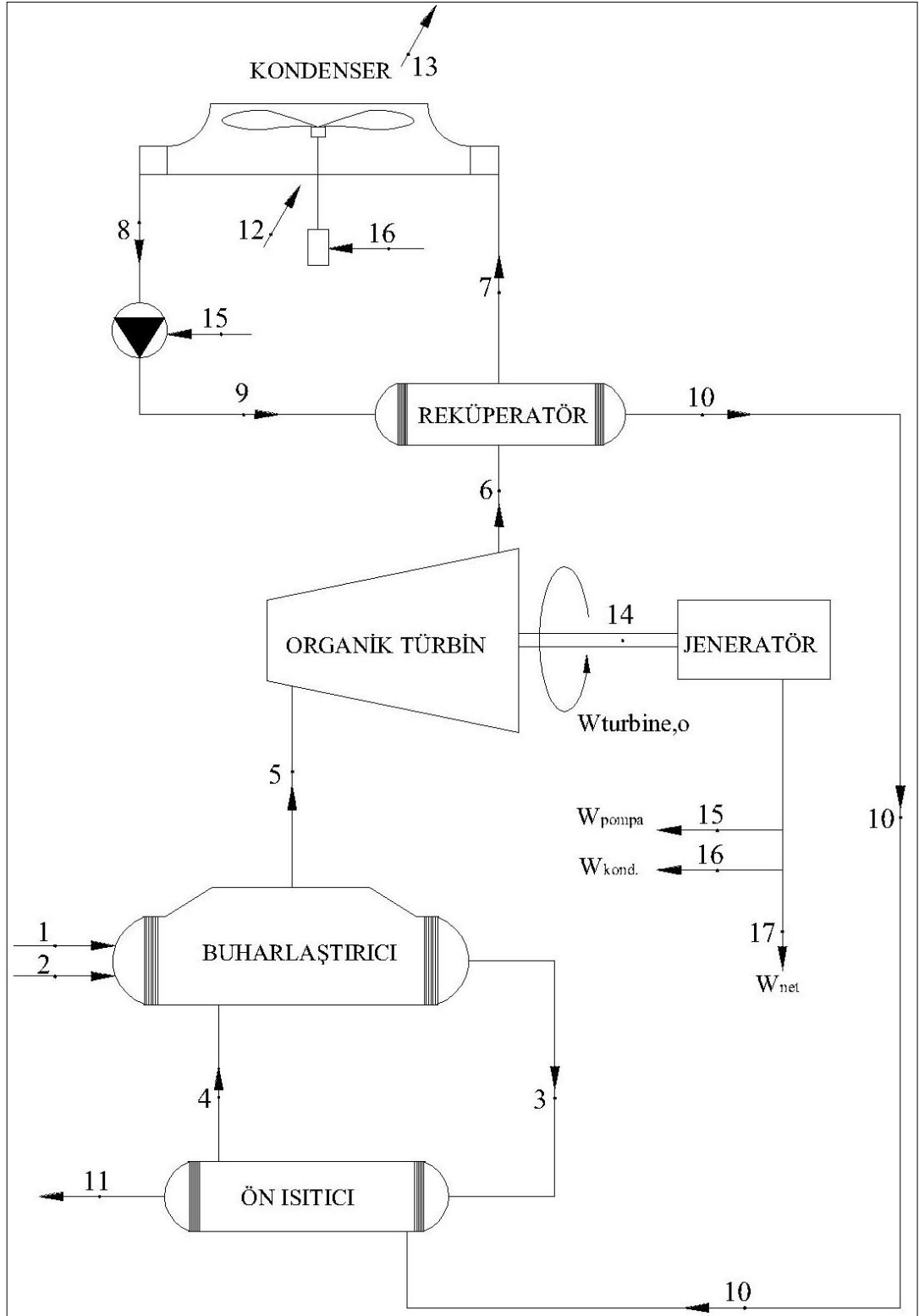
Şekil 6.14.'de çevre sıcaklığına göre sistemin enerji ve ekserji verimlerinin değişimi görülmektedir. Sistemin referans sıcaklığında (25°C) enerji verimi % 12, ekserji verimi ise % 49 civarındadır. Bu hesaplamalar net güce göre yapılmıştır. Üretilen güc'e benzer şekilde çevre sıcaklığı arttıkça verim düşmekte, çevre sıcaklığı düştükçe verim artmaktadır.

6.2. TERMOEKONOMİK ANALİZ

Termoekonomik analiz, termal (ısı) sistemlerin termodinamik ve ekonomik açıdan analiz edilmesidir. Üretim maliyetlerin minimize edilmesi amacıyla kullanılır [60]. Termal sistemlerde hangi tür enerjinin kullanılacağını belirlemek önemli bir unsurdur ve sistem maliyetine doğrudan etki eder. Ekserji bu durumda sistemin tersinmezliklerini ve kayıplarını belirten, daha gerçekçi bir kavram olarak karşımıza çıkmaktadır. Çünkü ekserji, enerjinin kalitesini ve potansiyelini esas alır [61]. Bu bilgilere göre termoekonomik analizin, aslında ekserji analizi ile ekonomik analizin birleşmesi sonucu ortaya çıkan bir analiz yöntemi olduğu görülmektedir. Bu yöntem bir çok çalışmada, ekserjoekonomik analiz olarak ta adlandırılmaktadır. Termoekonomik analizde sistemi oluşturan bütün ekipmanların ekserji analizi

yapılır. Ardından her bir ekipman için maliyet denklemleri oluşturularak, bu ekipmanlara ait ekserji maliyetleri hesaplanır.

Termoekonomik analiz yapılırken öncelikle sistem tanımlaması ve bazı kabuller yapılır, bu sistemde; sistemin ömrü $n=20$ yıl, hurda değeri $\mu=\%12$, bakım maliyet faktörü $\emptyset_k=1,06$, sistemin yıllık çalışma süresi $\tau=8400$ saat ve bileşik faiz oranı $i=\%10$ olarak belirlenmiştir. Sistemin termoekonomik analiz için hazırlanmış akış şeması Şekil 6.15.'te görülmektedir.



Şekil 6.15. Termoekonomik analiz için akış şeması.

6.2.1 Sistem Ekipmanlarının Yatırım Maliyeti Hesabı

Sistem ekipmanlarının yatırım maliyeti hesaplamaları yapılırken, sistem tanımlanmasında kabul edilen ve belirlenen bilgilerden yararlanılarak, termoekonomik analizde kullanılacak olan ve ekserji değerlerine sahip olmayan parametrelerin maliyet akımları hesaplanır.

6.2.1.1. Paranın Zaman Değeri

Sistem kurulurken harcanan paranın satın alma gücü belirli zaman aralıklarına göre değişim göstermektedir. Bu yüzden paranın, zaman içerisindeki değerinin hesaplanması gerekmektedir. Günümüzde PW değerinde olan para, n zaman içerisinde, belirlenen bileşik faiz oranına (i) göre bir hesaba yatırılırsa, FW değerine ulaşacaktır. Sistemler tasarlanırken, sistem ömrü boyunca harcanacak paranın şimdiki değerinin (PW) bilinmesine ihtiyaç vardır. Bu PW değeri belirli bileşik faiz oranları ile FW değerine ulaşacak para miktarıdır. Paranın şimdiki değeri ve değer faktörü sırasıyla Eş. 6.19 ve Eş. 6.20 ile hesaplanır;

$$PW = FW \frac{1}{(1+i)^n} \quad (6.19)$$

$$PWF = \frac{1}{(1+i)^n} \quad (6.20)$$

6.2.1.2. Yıllık Ödemeler

Bir sistem, çalışma ömrü boyunca yıllık bir takım harcamalarda bulunur. Bu harcamalar çalışan ücretleri, sigorta, yakıt vb. giderlerdir. Maliyet analizinde bu değerlerinde göz önüne alınması gerekir ve bu değerler Eş. 6.21 ile hesaplanır.

$$AC = FW \frac{(1+i)^n - 1}{i} \quad (6.21)$$

6.2.1.3. Ana Para Geri Kazanım Faktörü

Sistem için yapılan ilk yatırım geri kazanım faktörü Eş. 6.22 ile hesaplanır.

$$CRF = \frac{i \times (1+i)}{(1+i)^n - 1} \quad (6.22)$$

6.2.1.4. Sistemin Hurda Değeri

Kurulan sistemin ömrü sonunda elde edilecek mali değer Eş. 6.23 ile hesaplanır.

$$SV = TCI \times \mu \quad (6.23)$$

Burada TCI sistemin ilk yatırım maliyeti, μ ise hurda değeri yüzdesini ifade etmektedir.

6.2.1.5. Sistemin Geri Ödeme Süresi

Yatırım yapılan bu sistemin, yapılan yatırımı ne kadar süre içerisinde karşılayacağı ve yatırımcıya kar sağlayacağı zaman, Eş. 6.24 ile hesaplanır [62].

$$GÖS = \frac{TCI}{YG} \quad (6.24)$$

Buradaki YG yıllık santralin getiri miktarıdır. Santralin yıllık ortalama üretim miktarı 51.000.000 kWh dir [63]. Yenilenebilir kaynaklardan üretilen elektriğin EPDK tarafından alış fiyatı 15,44 Krş/kWh [64], hesaplamalar yapıldığı zamanda doların TL değeri 2,0804 [65] olduğuna göre, YG değeri,

$$YG = \frac{51000000 \times 0,1544}{2,0804} = 3.785.041,338 \text{ \$ olarak hesaplanır.} \quad (6.25)$$

Böylece geri ödeme süresi,

$$GÖS = \frac{TCI}{YG} = \frac{22.500.000}{3.785.041,338} = 5,94 \text{ yıl olarak bulunur.} \quad (6.26)$$

Bu Jeotermal sistem yaklaşık 6 yıl içerisinde kendini amorti edip, bu süreden sonra kar etmeye başlayacaktır. Sistemin ömrünün 20 yıl olduğu düşünülürse, santral kalan 14 yıl boyunca kar sağlayacaktır.

6.2.1.6. Ekonomik Değerlerin Hesabı

Bir sisteme ait şimdiki zaman değeri,

$$PW = TCI - SV \times PWF \quad (6.27)$$

Sistemin yıllık yatırım maliyeti ödemeleri;

$$AC = PW \times CRF \quad (6.28)$$

Sistemin saatlik ilk yatırım maliyeti;

$$\dot{Z}_{sistem}^T = \phi_k \frac{AC}{\tau} \quad (6.29)$$

Ekipmanların saatlik ilk yatırım maliyeti;

$$\dot{Z}_k^T = \dot{Z}_{Sistem}^T \frac{PEC_k}{TCI} \quad (6.30)$$

Sistem ekipmanlarının giydirilmiş alış fiyatı;

$$PEC_k^* = PEC_k \times \frac{\sum PEC}{TIC} \quad (6.31)$$

Bu eşitlikte TIC değeri toplam maliyet ile yapısal maliyetler arasındaki farka eşittir ve Eş. 6.32 ile ifade edilmektedir.

$$TIC = TCI - SC \quad (6.32)$$

son olarak, ekipmanların saatlik seviyelendirilmiş ilk yatırım maliyeti, Eş. 6.33 ile hesaplanır.

$$\dot{Z}_k^{*,T} = \dot{Z}_{Sistem}^T \frac{PEC_k^*}{\sum PEC^*} \quad (6.33)$$

Bu eşitliklere göre, sistemi oluşturan ekipmanların alış fiyatları (PEC), bu ekipmanların saatlik ilk yatırım maliyet akımları (Z_k^T), ekipmanların işçilik, nakliye vb. etkenlere göre seviyelendirilmiş alış fiyatı (PEC^*) ve bu seviyelendirilen fiyata göre belirlenen saatlik seviyelendirilmiş ilk yatırım maliyet akımları Eş. 6.24-6.33 kullanılarak hesaplanmış ve bu sonuçlar Çizelge 6.3.'te gösterilmiştir.

Çizelge 6.3. Santal ekipmanlarının normal ve seviyelendirilmiş alış fiyatları ve bu fiyatları göre toplam maliyet akımları.

Ekipman	Ekipman Fiyatı (PEC) (\$)	Z_k^T (\$/h)	Seviyelendirilmiş Ekipman Fiyatı (PEC*) (\$)	Z_k^{*T} (\$/h)
ORÇ Pompa	771503	11,52754	946462,5924	14,14174
ORÇ Türbin	5567876	83,19339	6830548,702	102,0598
Ön Isıtıcı	673575	10,06434	826327,3137	12,34671
Buharlaştırıcı	841969	12,58043	1032909,142	15,43339
Hava Soğutmalı Kondenser	6062176	90,57907	7436945,823	111,1204
Jeneratör	4041451	60,38605	4957963,882	74,08029
Rekuperatör	1031088	15,40618	1264916,426	18,89997
Toplam Sistem	18989637	283,737	23296073,88	348,0824
Yapısal Maliyetler	3510363	-	-	-

Her bir ekipman için transfer edilen ısı (q), üretilen güç (w) ve seviyelendirilmiş ekipman ilk yatırım maliyetine göre ($Z_k^{*,T}$), termo ekonomik balans denklemi Eş. 6.34 ile hesaplanır [10].

$$\sum_e(\dot{C}_{e,k}) + \dot{C}_{w,k} = \sum_e(\dot{C}_{i,k}) + \dot{Z}_k^{*,T} \quad (6.34)$$

Eşitlik 6.34'de ki \dot{C} değeri her bir ekipman için Eş. 6.35 kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{C} = c \times \dot{E}x \quad (6.35)$$

Burada, c her bir ekipmanın ekserji maliyeti (\$/Gj), \dot{C} ekserji akımlarını(\$/h), $\dot{E}x$ ise bileşenlerin ekserji değerlerini(kW) göstermektedir.

6.2.2. SPECO Metodu

Termoekonomik analize dair literatürde bir çok yöntem vardır. Bu tez çalışmasında özgül ekserji maliyetlendirme yöntemi olarak bilinen SPECO metodu kullanılmıştır. Bu yöntemde bir ekipman için yakıt ve ürün tanımları ve uygun maliyetlendirme denklemleri arasında doğrudan bir bağlantı kurulması ile hesaplanır. SPECO metodu genellikle 3 adım ile tanımladır [10,66].

- 1 Ekserji akımlarının tanımlanması
- 2 Yakıt ve ürün tanımlamalarının belirlenmesi
- 3 Maliyet denklemlerinin oluşturulması

Hesaplanan ekserji akımlarından sonra ikinci aşama olarak Yakıt (F) ve Ürün (P) tanımlamalarının yapılması gerekmektedir. Yakıt (F) prensibi, herhangi bir sistem alt bileşenine giren akışı, o bileşenin “yakıtı” olarak tanımlar ve bu akışın maliyetini bir önceki akışların ortalama ekserji maliyetlerine eşit olarak ifade eder. Diğer taraftan ürün (P) prensibi, herhangi bir sistem bileşeninin “ürün” akışını, sisteme giren yakıt akışının maliyetine eşit kabul eder [67]. Son aşama olarak belirlenen yakıt ve ürün

tanımlamalarına göre her bir ekipmana ait maliyet denge denklemleri ve yardımcı denklemler oluşturulmuştur. Bu denklemler Çizelge 6.4.'te verilmiştir.

Çizelge 6.4. Ekipmanların ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri, yardımcı denklemler ve yakıt-ürün tanımlamaları.

Ekipman	Ekserjiye Bağlı Maliyet Denge Denklemleri	Yardımcı Denklemler	Kural
Buharlaştırıcı	$\dot{C}_1 + \dot{C}_2 + \dot{C}_4 + \dot{Z}_{BUH} = \dot{C}_3 + \dot{C}_5$	$\dot{C}_1=0, \dot{C}_2=0, \dot{C}_3=0$	F
Ön Isıtıcı	$\dot{C}_3 + \dot{C}_{10} + \dot{Z}_{OI} = \dot{C}_{11} + \dot{C}_4$	$\dot{C}_{11}=0, \dot{C}_3=0$	F
Jeneratör	$\dot{C}_{14} + \dot{Z}_{JEN} = \dot{C}_{15} + \dot{C}_{16} + \dot{C}_{17}$	$\frac{\dot{C}_{15}}{\dot{E}x_{15}} = \frac{\dot{C}_{16}}{\dot{E}x_{16}} = \frac{\dot{C}_{17}}{\dot{E}x_{17}}$	P
Rekuperatör	$\dot{C}_9 + \dot{C}_6 + \dot{Z}_R = \dot{C}_7 + \dot{C}_{10}$	$\frac{\dot{C}_6}{\dot{E}x_6} = \frac{\dot{C}_7}{\dot{E}x_7}$	F
Hava Soğutmalı Kondenser	$\dot{C}_7 + \dot{C}_{12} + \dot{Z}_{HSK} + \dot{C}_{16} = \dot{C}_8 + \dot{C}_{13}$	$\frac{\dot{C}_7}{\dot{E}x_7} = \frac{\dot{C}_8}{\dot{E}x_8}, \dot{C}_{12}=0$	F
ORÇ Türbin	$\dot{C}_5 + \dot{Z}_{OT} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{14}$	$\frac{\dot{C}_5}{\dot{E}x_5} = \frac{\dot{C}_6}{\dot{E}x_6}$	F
ORÇ Pompa	$\dot{C}_8 + \dot{C}_{15} + \dot{Z}_{OP} = \dot{C}_9$	Yardımcı Denklem Yok	-

6.2.2.1. Maliyet Denge Denklemlerinin Çözümü

Jeneratör:

Çizelge 6.4'te görüldüğü üzere jeneratör için Ürün (P) kuralı yazılmıştır. Jeneratörde elde edilen güç 15 noktasında pompa, 16 noktasında kondenser fanları için kullanılmaktadır. 17 noktasında ise şebekeye gönderilen net iş elde edilmiştir. bu üç nokta için elektriğin birim maliyeti birbirlerine eşit olacaktır. Bu kurala göre maliyet denge denklemleri çözümleri hesaplanırsa,

$$C_E = \frac{\dot{C}_{15}}{\dot{E}x_{15}} = \frac{\dot{C}_{16}}{\dot{E}x_{16}} = \frac{\dot{C}_{17}}{\dot{E}x_{17}}, \quad \text{P-kuralı} \quad (6.36)$$

Bu eşitliğe göre,

$$\dot{C}_{15} = \dot{E}x_{15} \times C_E, \quad \dot{C}_{16} = \dot{E}x_{16} \times C_E, \quad \dot{C}_{17} = \dot{E}x_{17} \times C_E \quad (6.37)$$

Denklem grubu ortaya çıkar, hesaplanan ekserji değerleri (GJ/h), Çizelge 6.4.'te yer alan jeneratör denklemi yerine konulduğu zaman, jeneratör için son denklem aşağıdaki eşitlikle ifade edilir.

$$\dot{C}_{14} = 27 - 74,08 \times C_E \quad (6.38)$$

$$\dot{C}_{15} = 1,853 \times C_E, \quad \dot{C}_{16} = 1,588 \times C_E, \quad \dot{C}_{17} = 23,557 \times C_E \quad (6.39)$$

Organik Türbin:

Çizelge 6.4'e bakıldığı zaman organik türbin için yakıt (F) kuralı yazılmıştır. Burada 5 noktasından türbine giren organik akışkan 6 noktasından çıkıp mekanik işe dönüşmüştür. Yani 5 ve 6 noktaları türbinin yakıtıdır. Bu kurala göre, Eş. 6.39 elde edilmiştir.

$$C_E = \frac{\dot{C}_5}{\dot{E}x_5} = \frac{\dot{C}_6}{\dot{E}x_6} \quad \text{F-Kuralı} \quad (6.40)$$

Bu eşitlikten faydalanarak, $\dot{C}_5 = \dot{E}x_5 \times C_E$, $\dot{C}_6 = \dot{E}x_6 \times C_E$ eşitlikleri elde edilir. Elde edilen bu eşitlikler Çizelge 6.4.'te bulunan Organik türbin maliyet denge denkleminde yerine konulursa aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$\dot{C}_6 = 91,371 \times C_E - 596,079 \quad (6.41)$$

$$\dot{C}_5 = 118,371 \times C_E - 772,219 \quad (6.42)$$

Buharlaştırıcı:

Buharlaştırıcı için Çizelge 6.4.'te görüldüğü üzere yakıt (F) kuralı yazılmıştır. Bu kurala göre $\dot{C}_1=0$, $\dot{C}_2=0$, $\dot{C}_3=0$ olduğu ortaya çıkmaktadır. Bu durumun sebebi 1, 2 ve 3 noktasında jeotermal su ve buhar için her hangi bir maliyetin olmamasıdır.

Yeraltından gelen bu doğal kaynağın buharlaştırıcıya giriş ve çıkış noktalarında hiç bir maliyet gerektiren bir akım bulunmamaktadır. Bu bilgiler buharlaştırıcı için maliyet denge denkleminde uygulandığında aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\dot{C}_4 = 1148,371 \times C_E - 787,652 \quad (6.43)$$

Pompa:

Çizelge 6.4.'e göre pompa için her hangi bir kural geçerli değildir. Bu yüzden, bu ekipman için herhangi bir yardımcı denklem bulunmamaktadır. Giriş çıkış noktalarına göre pompa için denklem, oluşturulan maliyet denge denkleminde uygulandığında aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\dot{C}_9 = 92,626 \times C_E - 438,916 \quad (6.44)$$

Kondenser:

Çizelge 6.4.'te kondenser için oluşturulan denklemlere bakıldığı zaman, kondenser içinde yakıt kuralının geçerli olduğu görülmektedir. Bu ekipman için 12 noktasında atmosferden çekilen havanın hiç bir maliyeti olmadığı için $\dot{C}_{12}=0$ dır. Yakıt kuralına göre,

$$C_E = \frac{\dot{C}_7}{\dot{E}x_7} = \frac{\dot{C}_8}{\dot{E}x_8} \text{ ifadesi geçerlidir.} \quad (6.45)$$

Böylece kondenser için oluşturulan maliyet denge denkleminde, aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$\dot{C}_8 = 90,773 \times C_E - 540,975 \quad (6.46)$$

$$\dot{C}_{13} = 96,58969 \times C_E - 455,06 \quad (6.47)$$

Rekuperatör:

Çizelge 6.4.'te rekuperatör için de F kuralının geçerli olduğu görülmektedir. Rekuperatör organik akışkanda ısı geri kazanımı sağlamak için kullanılmıştır. 6 ve noktalarındaki yüksek sıcaklıktaki akışkan ısısını 9 ve 10 noktasından geçen akışkana aktarır. Bu durumda 6 ve 7 noktası, bu ekipmanın yakıtı olarak kabul edilir. Bu kurala göre aşağıdaki eşitlik elde edilmiştir.

$$C_E = \frac{\dot{C}_6}{\dot{E}x_6} = \frac{\dot{C}_7}{\dot{E}x_7} \quad (6.48)$$

Bu eşitliğe göre, rekuperatör için oluşturulan maliyet denge denkleminde aşağıdaki eşitlikler elde edilmiş olur.

$$\dot{C}_7 = 86,732 \times C_E - 566,229 \quad (6.49)$$

$$\dot{C}_{10} = 97,264 \times C_E - 468,765 \quad (6.50)$$

Ön Isıtıcı:

Çizelge 6.4.'teki denklemlere bakıldığı zaman ön ısıtıcı için de yakıt (F) kuralı geçerlidir. 3 noktasından girip 11 noktasından çıkan jeotermal su, ısısını 10 noktasından girip 4 noktasından çıkan organik akışkana aktarmaktadır. Bu durumda 3 ve 11 noktası bu ekipman için yakıt durumundadır. Burada kuyuya gönderilen 11 noktasında ve buharlaştırıcıdan çıkan 3 noktasında herhangi bir maliyet yoktur buna göre $\dot{C}_{11}=0$ ve $\dot{C}_3=0$ sonuçları ortaya çıkmaktadır. Bu sonuçlara göre ön ısıtıcı için maliyet denge denklemi aşağıdaki eşitlik halini alır.

$$\dot{C}_{10} - 468,765 + 102,0598 = 118,371 \times C_E - 787,652 \quad (6.51)$$

Jeotermal ORÇ sistemi için maliyet denklemleri ön ısıtıcı için yazılan denklem sonucunda çözülmüştür. Oluşturulan denklemlerde bilinmeyenler adım adım yerine

konulduğu zaman, son olarak reküperatörde elde edilen \dot{C}_{10} değeri, ön ısıtıcı için elde edilen denklemde (6.51) yerine konulduğunda elektriğin birim ekserji maliyeti $\dot{C}_E = 15,06$ \$/GJ olarak bulunur.

Bu hesaplamalar sonucunda elde edilen \dot{C}_E değeri her bir nokta için elde edilen denklemde yerine konularak, her bir noktanın birim ekserji maliyeti hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler, Çizelge 6.5.'te gösterilmiştir.

Çizelge 6.5. Santal noktalarına ait ekserji, ekserji maliyet akımları ve ortalama birim ekserji maliyet değerleri.

Nokta	Materyal	Ekipman	$\dot{E}x$ Ekserji (GJ/h)	\dot{C} Ekserji Maliyet Akımı (\$/h)	\dot{c} Birim Ekserji Maliyeti (\$/GJ)
1	Buhar	Buh. Giriş	38,42	0	0
2	Jeotermal Su	Buh. Giriş	194,85	0	0
3	Jeotermal Su	Buh. çıkış-ÖI Giriş	185,61	0	0
4	Pentane	ÖI Çıkış-Buh. Giriş	125,214	995,01	7,946
5	Pentane	Buh. Çıkış-OT Giriş	160,173	1010,44	6,308
6	Pentane	OT Çıkış-Rek. Giriş	123,638	779,97	6,308
7	Pentane	Rek. Çıkış-Kond. Giriş	117,361	739,95	6,304
8	Pentane	Kond. Çıkış-Pompa Giriş	112,138	826,06	7,366
9	Pentane	Pompa Çıkış-Rek. Giriş	112,138	956,031	8,525
10	Pentane	Rek. Çıkış-ÖI Giriş	112,879	996,03	8,823
11	Brine	ÖI Çıkış	172,35	0	0
12	Hava	Kondenser Giriş	2,133	0	0
13	Hava	Kondenser Çıkış	3,685	119,81	32,51
14	Elektrik	Şaft Gücü	27	332,54	12,31
15	Elektrik	ORÇ Pompa gücü	1,853	27,906	15,06
16	Elektrik	Kond. Fan Gücü	1,588	23,915	15,06
17	Elektrik	Net Çıkış Gücü	23,557	354,76	15,06

6.3. ÇEVRESEL ANALİZLER

Yenilenebilir enerji kaynakları haricinde gerçekleşen enerji üretim tekniklerinde, genellikle yüksek oranda çevreye zarar veren CO₂ gazları salınır [68]. CO₂ salınımı sera etkisi denilen olaya sebep olan başlıca etkindir. Sera etkisi güneşten dünyamıza

gelen ışınların, CO₂, CH₄ ve su buharı tarafından tutularak sıcaklığın artmasıdır. Bu olay çağımızın en büyük sorunlarından olan küresel ısınmaya sebep olmaktadır.

Yenilenebilir olmayan, fosil kökenli kaynaklar, büyük bir problem olan enerji ihtiyacını çözmeye çalışırken, daha büyük bir problem olan çevre sorunlarını doğurmaktadır. Bu nedenle yenilenebilir enerji kaynaklarının önemi bir kez daha ortaya çıkmaktadır.

Tez çalışmasının bu kısmında, jeotermal ORÇ santralinden üretilen 7,5 MW elektrik enerjisinin, doğalgaz ve kömür ile üretilmesi durumunda ne kadar CO₂ salınımı gerçekleştireceği hesaplanmıştır.

Hesaplamalar kömür ve doğalgaz için aşağıdaki eşitlik kullanılarak yapılacaktır [69].

$$CO_2 \text{ salınımı} = C_{\text{yakıt}} \times \dot{m}_{\text{yakıt}} \times \frac{M_{CO_2}}{M_C} \times 3600 \times \tau \quad (6.52)$$

Bu eşitlikte $C_{\text{yakıt}}$ kullanılan yakıttaki karbon oranını, $\dot{m}_{\text{yakıt}}$ 7,5MW güç üretmek için gerekli yakıtın kütleli debisini, $\frac{M_{CO_2}}{M_C}$ karbondioksitin mol ağırlığı ile karbon mol ağırlığı oranını, τ ise yıllık çalışma saatini göstermektedir. $C_{\text{yakıt}}$ yakıt değeri kömür için 0,6543 doğalgaz için 0,7435 olarak alınmıştır [69, 70].

Kömür ve doğalgazın kütleli debileri, Eşitlik 6.53 ve 6.54 ile hesaplanır. Burada LHV taş kömürü ve doğalgaz için alt ısı değerlerdir. Bu değerler kömür için 6100 Kcal/kg, doğalgaz için 8200 Kcal/nm³ olarak alınmıştır [71].

$$\dot{m}_{\text{kömür}} = \frac{7500}{LHV_{\text{kömür}} \times 4,184} \quad (6.53)$$

$$\dot{m}_{\text{doğalgaz}} = \frac{7500}{LHV_{\text{doğalgaz}} \times 4,184} \quad (6.54)$$

Bu eşitliğe göre 7,5 MW elektrik üretmek için gerekli kömür ve doğalgazın debisi sırasıyla 0,2938 kg/s ve 0,2188 olarak bulunur. Bu değer Eş. 6.52'de yerine konulduğunda,

Kömür için yıllık CO_2 salınımı, 21,280 milyon ton. Doğalgaz için yıllık CO_2 salınımı, 18,004 milyon ton olarak bulunur.

Jeotermal ORÇ santraline ait CO_2 salınımı değeri ise jeotermal kaynaktan çıkarılan sıcak suyun içerisindeki CO_2 miktarı ile tespit edilir. Jeotermal su içerisindeki CO_2 miktarı, sistemde bulunan ve yoğuşmayan gazların tahliye edildiği NCG (Non-Condensing Gas) hattından, atmosfere gönderilir. Bu durum jeotermal santrallerinde CO_2 salınımı değerine sahip olduğunu göstermektedir. Fakat bu değer, fosil kökenli kaynaklara göre oldukça düşüktür.

Tuzla jeotermal elektrik santrali tarafından Türkiye Petrolleri Anonim Ortaklığı (TPAO) ve İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü (İYTE) kurumlarına yaptırılan analizler sonucunda, MWh başına düşen CO_2 miktarı 0,237068 ton olarak tespit edilmiştir. Santralin yıllık ortalama elektrik üretim 51.000.000 kWh olduğuna göre yıllık ortalama CO_2 salınımı 12090,468 ton olarak tespit edilmiştir.

BÖLÜM 7

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan bu çalışmada Çanakkale ili Tuzla köyünde bulunan bir Jeotermal ORÇ santraline enerji-ekserji ve termoekonomik analizler uygulanmıştır. Çalışmanın sonucunda sistemin performansını arttırılabileceğini düşünülen bazı öneriler verilmiştir. Bunlar;

7.1. SONUÇLAR

- 1 Santralde uygulanan enerji analizi sonucunda, en yüksek kayıp değeri, 24,41 MW değeri ile kondenserde tespit edilmiştir. Ardından 9,58 MW değeri ile organik türbin, 8,95 MW ile ön ısıtıcı, 6,71 MW ile buharlaştırıcı ve 3,28 MW ile reküperatör gelmektedir.
- 2 Santrale uygulanan ekserji analizleri sonucunda ise, en yüksek ekserjik kayıp 3,93 MW ile buharlaştırıcıda tespit edilmiştir. Ardından 2,64 MW ile organik türbin, 1,69 MW ile reküperatör, 0,868 MW ile kondenser 0,308 MW ile organik akışkan pompası ve 0,306 MW ile ön ısıtıcı gelmektedir. Ekserji analizi, enerjinin kullanılabilirliği ile ilgili olduğu için enerji analizi sonuçlarından farklı sonuçlara ulaşılmıştır.
- 3 Buharlaştırıcıdaki kayıp değerinin yüksek ve bu ekipman veriminin düşük çıkmasının nedeni, buharlaştırıcıdaki yüksek ekserji değerinden tam olarak faydalanılamamasından kaynaklanmaktadır. Bununla beraber sistem verimini arttıran ön ısıtıcı, kondenser ve reküperatör'ün ekserji kayıpları, enerji kayıplarına göre düşük miktardadır. Bu ekipmanlar, sistem verimine olumlu katkı sağladıkları ve sistemin kullanılabilirliğini arttırdığı için bu durum, ekserji analizlerinin enerji analizlerine göre daha gerçekçi sonuçlar verdiğini göstermektedir.

- 4 Santralin enerji ve ekserji verimlerine bakıldığında referans sıcaklık için (25°C) enerji verimi % 12,6, ekserji verimi % 49 olarak tespit edilmiştir.
- 5 Santralinin çalışmasına doğrudan etki eden iki parametre olan çevre sıcaklığı ve jeotermal su sıcaklığının değişimi incelenmiştir. Çevre sıcaklığının düşmesi santralde üretilen net gücün ve aynı zamanda enerji-ekserji verimlerinin artmasına neden olmaktadır. Bununla beraber jeotermal su sıcaklığının zamanla düşmesi üretilen net gücün ve buna bağlı olarak enerji-ekserji veriminin düşmesine neden olacağı gözlenmiştir. Bu nedenle santralin bulunduğu bölgede tespit edilecek olan yeni kuyuların sisteme aktarılması santralin kullanım ömrü boyunca sürekliliğini sağlayıp olası güç kayıplarının önüne geçecektir.
- 6 Yapılan termoeconomik analiz sonucunda SPECO metoduna göre santralde üretilen elektriğin birim ekserji maliyeti 15,06 \$/ GJ olarak hesaplanmıştır. Bu değer literatürde bulunan değerlerle karşılaştırıldığında; Abuşoğlu ve Kanoğlu [72,73] tarafından yapılmış olan çalışmalarda, 25,3 MW elektrik ve 170°C'de 8,1 ton buhar üretim kapasitesine sahip dizel motorlu bir kojenerasyon sistemi için SPECO metoduna göre yaptıkları termoeconomik analizlerde elektrik sistemi için 10,31 \$/GJ, buhar sistemi için ise 33,71 \$/GJ olarak hesaplamışlardır. Kwak [74], yapmış olduğu çalışmada 500 MW güç üreten gaz türbinli kojenerasyon ve sadece gaz türbinli olarak çalışan bir santralde MOPSA metodu ile yaptığı termoeconomik analiz sonucunda, gaz türbinli kojenerasyon sistemi için elektriğin birim ekserji maliyetini 16,95 \$/GJ, sadece gaz türbinli sistemi için ise 30,51 \$/GJ olarak bulmuştur. Özdemir vd. [75] yapmış oldukları çalışmada, akışkan yataklı, kömür ile çalışan bir buhar kuvvet santralinde, SPECO metoduyla termoeconomik analiz yapmışlardır. Üretilen buharın birim ekserji maliyetini 17,88 \$/GJ olarak bulmuşlardır. Uysal, [66] yapmış olduğu tez çalışmasında, 160 MW kapasiteli bir termik santralde SPECO ve MOPSA metodu kullanarak yaptığı termoeconomik analiz sonucunda, üretilen elektriğin birim maliyetini SPECO metoduna göre 12,14 \$/GJ, MOPSA metoduna göre ise 14,06 \$/GJ olarak tespit etmiştir.

- 7 Ayrıca sistemdeki bütün ekipmanlara ait ekserji değerlerine göre ekserji maliyetleri (\dot{c}) belirtilmiştir. Bu analizler sonucunda ise sistemdeki birim ekserji maliyeti en yüksek ekipman olarak 32,51 \$/GJ ile kondenser olarak tespit edilmiştir.
- 8 Sistemin çevresel etkilerine bakıldığında, santralin yıllık ortalama CO₂ salınımı 12090,468 ton olarak tespit edilmiştir. Bu değer doğalgaz ve kömür ile çalışan santrallere göre oldukça düşük seviyelerdedir.

7.2. ÖNERİLER

- 1 Santraldeki en yüksek enerji kaybına sahip ekipman olan kondenser, bu sistem için hava soğutmalı olarak seçilmiştir. Bu ekipman organik akışkanı soğutmak için yaklaşık 450 kW fan gücü kullanmaktadır. Bu gücü sistemde üretilen elektrikten sağlamaktadır. Bu durumda hem kondenserin hem de sistemin kaybı artmakta ve verimi düşmektedir. Bu sistem için eğer su soğutmalı bir kondenser kullanılsaydı, daha düşük güçlere ihtiyaç duyulup kayıplar azaltılabilirdi. Ayrıca su soğutmalı kondenser kullanılması durumunda, ısınan soğutma suyu proses içinde başka bir yerde (ısıtma, kullanım suyu vb.) kullanılıp işletme maliyetleri düşürülebilir.
- 2 Santralde ön ısıtıcıdan yüksek sıcaklıkta (97°C) ve yüksek debide (204,44 kg/s) jeotermal su hiç bir yerde kullanılmadan geri enjeksiyon kuyusuna gönderilmektedir. Ön ısıtıcıdan çıkan bu su, köy içerisinde kurulacak olan bir sağlık merkezi veya turizm amaçlı bir tesiste kullanılması durumunda, mevcut kaynaktan daha fazla yarar sağlanacaktır. Bu kaynağın değerlendirilmesi için 4. bölüm içinde bahsedilen LİNDAL diyagramına bakılıp uygun bir proses seçilebilir.
- 3 Ülkemizdeki düşük sıcaklıklardaki kaynakların değerlendirilmesi için bu tarz sistemlerin artırılması enerji açısından dışa bağımlı olan ülkemiz için olumlu bir gelişme olacaktır.

- 4 SPECO analizinde Jeotermal ORÇ sistemi için elde edilen 15,06 \$/GJ değeri, günümüzün şartlarına göre normal seviyede bir değerdedir. Sistemde kullanılan kaynağın yenilenebilir bir kaynak olması ve yakıt maliyetinin olmaması, bu sistemin elektrik maliyetinin bir çok uygulamaya göre daha düşük çıkmasına neden olmuştur. Bunun yanı sıra, bu tarz sistemlerin ilk yatırım maliyetinin yüksek olmasından dolayı, bazı uygulamalara göre daha yüksek maliyetli çıkmıştır.

Son yıllarda yapılan çalışmalarda, özellikle güç üreten termal santrallerde hem kurulum aşamasında hem de santralde bir iyileştirme yapılacağı zaman sadece termodinamik analizlerin yapılmasının yeterli olmadığı görülmüştür. Bu nedenle termodinamik analizlerin yanı sıra termoeconomik analizlerin yapılması, sistemlerin dizaynı ve ileriye yönelik planlaması sırasında önemli bir rol üstlenmektedir.

KAYNAKLAR

1. Tamyerli, U. "Jeotermal enerjiden elektrik üretilmesinin irdelenmesi örnek çalışma: Kütahya - Simav jeotermal sahası", Yüksek Lisans Tezi, **Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Kütahya, 4,5 (2009).
2. Siyahhan, Z., "Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası destekli ısıtma sistemlerinin termodinamik ve termoekonomik analizi", Doktora Tezi, **Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, 2,3 (2009).
3. Güngör, C., Kaya, D. and Üresin, E., "Termik santrallerin atık ısılarının değerlendirilmesi, **Mühendis ve Makina**, 575 (48): 19-20 (2007).
4. İnternet: Türkiye Elektrik İletim A.Ş., "Türkiye Elektrik Enerjisi Kuruluş ve Yakıt Cinslerine Göre Kurulu Güç Miktarları" www.teias.gov.tr/yukdagitim/kuruluguc.xls (2014).
5. İnternet: T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, "Jeotermal Enerji", <http://www.enerji.gov.tr/index.php?dil=tr&sf=webpages&b=jeotermal&bn=234&hn=&nm=384&id=40697> (2014)
6. Keçebaş, A., "Energetic, exergetic, economic and environmental evaluations of geothermal district heating systems: An application", **Energy Conversion and Management**, 65: 546–556 (2013).
7. Keçebaş, A., "Performance and thermo-economic assessments of geothermal district heating system: A case study in Afyon, Turkey", **Renewable Energy**, 36: 77-83 (2011).
8. Pouria A., P., Dincer, İ. and Rosen, M. A., "Exergo-environmental analysis of an integrated organic Rankine cycle for trigeneration", **Energy Conversion and Management**, 64: 447–453 (2012).
9. Quoilin, S., Declaye, S., Tchanche, B.F. and Lemort, F., "Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles", **Applied Thermal Engineering**, 31: 2885-2893 (2011).
10. Al-Sulaiman, F. A., Dinçer, İ. and Hamdullahpur, F., "Thermoeconomic optimization of three trigeneration systems using organic Rankine cycles: Part I – Formulations", **Energy Conversion and Management**, 69: 199–208 (2013).
11. Al-Sulaiman, F. A., Dinçer, İ. and Hamdullahpur, F., "Thermoeconomic optimization of three trigeneration systems using organic rankine cycles: PartII - Applications", **Energy Conversion and Management**, 69: 209-216 (2013).

12. Tchanche, B. F., Lambrinos, Gr., Frangoudakis, A. and Papadakis, G., "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15: 3963–3979 (2011).
13. Tchanche B. F., Papadakis, G. Lambrinos, Gr. and Frangoudakis, A., "Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle", *Applied Thermal Engineering*, 29: 2468–2476 (2009).
14. Drescher, U. and Bruggemann, D., "Fluid selection for the organic Rankine cycle (orc) in biomass power and heat plants", *Applied Thermal Engineering*, 27(1): 223-228 (2007).
15. Hung, T. C., "Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids", *Energy Conversion and Management*, 42(5): 539-553 (2001).
16. Pedro, J., Mago P.J., Chamra, L. M., Srinivasan, K. and Somayaji, C., "An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids", *Applied Thermal Engineering*, 28: 998–1007 (2008).
17. Roy, J. P., Mishra, M.K. and Misra, A., "Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle", *Energy*, 35: 5049-5062 (2010).
18. Agahi, R., Spadacini, C., Frassinetti, M. and XODO, L., "Organik rankine çevrimli jeotermal enerji santrallerinde optimal hava soğutmalı yoğunlaştırıcı boyutlandırılması", *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 79-97 (2011).
19. Zheng, N., Zhao, L., Wang, X. D. and Tan. Y. T., "Experimental verification of a rolling-piston expander that applied for low-temperature Organik Rankine Cycle", *Applied Energy*, 112: 1265-1274 (2013).
20. Özkaymak, M. "Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde aşırı kızdırma ve soğutma eşanjörlerinin termo-ekonomik optimizasyonu", Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1998.
21. Eyidoğan, M., Kılıç, C. K., Kaya, D. and Özkaymak, M., "Energy and exergy analysis of an organic rankine cycle in a biomass based integrated forestry plant", *Jökull Journal*, 64 (5): 84-99 (2014).
22. Cihan, E., "Organik rankine çevrimi ile çalışan atık ısı kaynaklı bir soğutma sisteminin performansının araştırılması" *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 34(1):101-109 (2014).
23. Kökçe, M., "Mevcut bir jeotermal güç santralının alternatif bir ikincil akışkan için performansının araştırılması" *Isparta Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, (2010).

24. Yılmaz, F., Güneş Çanaklı Organik Rankine Çevriminin Isparta Şartlarında İncelenmesi, *Isparta Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 1-2 (2013).
25. Cengel, Y. A., Boles, M.A. Thermodynamics: An Engineering Approach, **McGraw-Hill**; Fifth edition, 471-475 (2006).
26. Wali E., "Optimum working fluids for solar powered Rankine cycle cooling of buildings", *Solar Energy* 25: 235–241 (1980).
27. Özden, H. and Paul, H., "Organik rankine çevrim teknolojisi ile düşük sıcaklıktaki kaynaktan faydalanılarak elektrik üretimi. Örnek çalışma: Sarayköy jeotermal santrali", *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 101-108 (2011).
28. Tchanche, B. F., Quoilin, S., Declaye, S., Papadakis, G. and Lemort, V., "Economic Optimization of Small Scale Organic Rankine Cycles". *23rd International conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems (ECOS)*, Lausanne, Switzerland, June 14–17, 2010.
29. Papadopoulos, A. I., Stijepovic, M. and Linke, P., "On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic Rankine cycles", *Applied Thermal Engineering*, 30: 760-769 (2010).
30. Badr, O., Probert, S .D. and O'Callaghan, P. W., "Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine", *Applied Energy* 21:1-42(1985).
31. Maizza, V. and Maizza, A., "Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems", *Applied Thermal Engineering*, 21:381-390 (2001).
32. Chen, H., Goswami, D. Y. and Stefanakos, E. K., "A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14:3059-3067 (2010).
33. Tchanche, B. F., Papadakis, G. and Lambrinos, G., Frangoudakis A. "Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle", *Applied Thermal Engineering*, 29:2468-2476 (2009).
34. Wali, E. "Working fluids for solar, rankine-cycle cooling systems". *Energy*, 5:631-639 (1980).
35. Hung, T. C., Shai, T. Y. and Wang, S. K., "A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat", *Energy*, 22:661-667 (1997).
36. İnternet: Turboden, "ORÇ sistemleri üretim firması", <http://www.turboden.eu> (2014).

37. İnternet: Tri-o-gen, "ORÇ sistemleri üretim firması", <http://www.triogen.info> (2014).
38. İnternet: Ormat Inc., "ORÇ sistemleri üretim firması" <http://www.ormat.com> (2014).
39. Schuster, A., Karellas, S., Kakaras, E. and Spliethoff, H., "Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications", *Applied Thermal Engineering*, 29: 1809-1817 (2009).
40. Barbier, E. "Geothermal energy technology and current status: an overview", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 6: 3-65 (2002).
41. Balta, M. T., "Jeotermal kaynaklı ısı pompasının mevcut hidrolik sistemlere entegrasyonu" Yüksek Lisans Tezi, *Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Niğde, 10,11 (2005).
42. Akan, B. and Dağistan, H., " Jeotermal Alanlarda Kaynak Koruma Alanlarının Belirlenmesi", *TMMOB Jeotermal kongresi*, 147-155, 23-25 Aralık 2009.
43. İnternet: Elektrik mühendisleri odası "Jeotermal enerjinin değerlendirilmesi ve elektrik üretimi" http://www.emo.org.tr/ekler/2b127307a606eff_ek.pdf (2014).
44. Letcher, T. M., "Future Energy Improved, Sustainable and Clean Options for Our Planet", *Elsevier*; second edition, 484,485 (2008).
45. Aksoy, N. "Power generation from geothermal resources in Turkey", *Renewable Energy*, 68: 595-601 (2014).
46. İnternet: Enerji Piyasası Denetleme Kurumu, " Üretim lisansı almış jeotermal elektrik santralleri" <http://lisans.epdk.org.tr/epvys-web/faces/pages/lisans/elektrikUretim/elektrikUretimOzetSorgula.xhtml> (2014).
47. Lund, J. W., "Geothermal energy focus: tapping the earth's natural heat". *Refocus*, 7(6): 48-51 (2006).
48. DiPippo, R., "Geothermal power plants: principles, applications case studies and environmental impact". *Elsevier*, 79,80 (2008).
49. Kanoğlu, M., "Jeotermal elektrik üretim sistemleri ve kojenerasyon", *Jeotermal Enerji Semineri*, İzmir, 289-299 (2011).
50. Kutluay, F. and Saygılı, S. S., "Jeotermal santrallerin işletilmesi", *VII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongre ve Sergisi*, İzmir, 291-306 (2007).
51. Kılıçoğlu, F., "Jeotermal kuyularda kalsit ve silika çökelmelerine karşı kullanılacak inhibitör çeşitleri ve çalışma mekanizmalarının incelenmesi" *IX.*

- Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildirileri*, İzmir, 297-303, 2009.
52. Aksoy, N., "Jeotermal Sahalarda Kabuklaşma ve Çözüm Yöntemleri". **VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, Jeotermal Enerjiden Elektrik Üretimi Semineri**, İzmir, 143-153 (2007).
53. Şahin, H. M., Acır, A., Baysal, E. and Koçyiğit, E., "Evaluation of Energy Efficiency in Kayseri Sugar Plant by Method of Energy and Exergy Analyses", **Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University**, 22(1): 111-119 (2007).
54. Kaşka, Ö., "Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry", **Energy Conversion and Management**, 77: 108–117 (2014).
55. Liu, Q., Duan, Y. and Yang, Z., "Performance analyses of geothermal selected hydrocarbon working fluids", **Energy**, 63: 123-132 (2013).
56. El-Emam, R.S. and Dincer I., "Exergy and Exergoeconomic Analyses and Optimization of Geothermal Organic Rankine Cycle", **Applied Thermal Engineering**, 59: 435-444 (2013).
57. Kanoğlu, M. and Bolattürk, A., "Performance and parametric investigation of a binary geothermal power plant by exergy", **Renewable Energy**, 33: 2366–2374 (2008).
58. Özgener, L. and Hepbaşlı, A., "HVAC Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gerekliliği Ve Uygulamaları", **VI Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, İzmir**, 15-18, (2003).
59. Demircioğlu A, "Theoretical Investigation Of Performances Of R22 And R407c And R410a Which Are Substitutes For R22 In A Heat Pump", **Gazi University Graduate School of Natural and Applied Sciences**, Ankara, (2010).
60. Atik, K., "Termoelektrik soğutucu tasarımında termoekonomik optimizasyon", **5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09)**, Karabük, 25-30 (2009)
61. Çamdalı, Ü. and Tunç, M., "Enerji Sistemlerinde Termoekonomik Yaklaşım Ve Uygulamalar", **Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi**, 8-3: 49-56 (2004).
62. Yılmazoğlu, Z. and Durmaz, A., "Fabrikalarda Enerji Ekonomisi için Absorpsiyonlu Sistemlerin ve Parabolik Oluk Tip Güneş Kollektörlerinin Kullanılması", **9. Yanma Sempozyumu**, Kırıkkale 393-401 (2006).
63. İnternet: Tuzla Jeotermal Enerji Santrali resmi web sitesi, **www.tuzlajes.com.tr** (2014).

64. İntenet: Enerji Piyasası Denetleme Kurumu, "Yenilenebilir kaynaklardan Üretilen Elektriğin Satış Fiyatı" <http://www.epdk.gov.tr/index.php/elektrik-piyasasi/tarifeler?id=95> (2014).
65. İntenet: Türkiye Cumhuriyeti Merkez Bankası, "Günlük Dolar Kurları" <http://www.tcmb.gov.tr/kurlar/201405/09052014.htm> (2014)
66. Uysal, C., "Thermoeconomic Analysis of a Power Plant", *Karabuk University Graduate School of Natural and Applied Sciences*, 35-40 (2012).
67. Abuşoğlu, A., Demir, S. and Kanoğlu, M., "Biyogaz beslemeli gaz motorlu bir kojenerasyon sisteminin termoeconomik analizi", *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 33(2): 09-21 (2013).
68. Kotil, E., Eryiğit M., and Konur F., "Türkiye ve Avrupa birliğinde CO₂ Emisyonu ve Gelir İlişkisi", *Ekonomik Yaklaşım Dergisi*, 73 (20): 55-67, 2009.
69. Turhan, F., "Endüstriyel Bir Buhar Kazanında Enerji Verimliliği ve Çevresel Etkiler", *Karabuk University Graduate School of Natural and Applied Sciences*, 24-26 (2012).
70. İntenet: Türkiye Makine Mühendisleri Odası, "Yanma Gaz Analizleri ve Doğalgaz Uygulamalarındaki Önlem" http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/7af4fb322bb5c89_ek.pdf?dergi=156 (2014)
71. İnternet: Elektrik İşleri Etüd İdaresi, "Yakıt Kalorifik Değeleri" http://www.eie.gov.tr/eie-web/turkce/en_tasarrufu/uetm/ts13.html (2014).
72. Abuşoğlu, A, and Kanoğlu, M., "Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 - Formulations", *Applied Thermal Engineering*, 29 (2-3): 234-241 (2009).
73. Abuşoğlu, A, ve Kanoğlu, M., "Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 - Applications", *Applied Thermal Engineering*, 29 (2-3): 234-241 (2009).
74. Kwak, H., Kim, D., and Jeon, J., "Exergetic and thermoeconomic analyses of power plants", *Energy*, 28 (4): 343-360 (2003).
75. Ozdemir, K., Hepbasli, A., and Eskin, N., "Exergoeconomic analysis of a fluidized-bed coal combustor (FBCC) steam power plant", *Applied Thermal Engineering*, 30(13): 1621-1631 (2010).

EK AÇIKLAMALAR A.

JEOTERMAL SUYUN BİLEŞENİ

Çizelge Ek. A.1. Jeotermalsuyun bileşeni.

Ana Bileşenler	Değer	Birim
pH	6,8	
T-pH	25	°C
CO ₂	88,3	mg/kg
H ₂ S	0	mg/kg
SiO ₂	186	mg/kg
Li	28	mg/kg
Na	22409	mg/kg
K	2005	mg/kg
Ca	2166	mg/kg
Mg	53	mg/kg
Fe	0,76	mg/kg
Mn	4,7	mg/kg
Ba	13,4	mg/kg
Sr	155	mg/kg
Al	0,07	mg/kg
F	3,81	mg/kg
Cl	32798	mg/kg
Br	55	mg/kg
SO ₄	105	mg/kg
B	32	mg/kg
PO ₄	6,6	mg/kg
Ağır Metaller		
Hg	0,24	µg/kg
Zn	199	µg/kg
Cu	24	µg/kg
Cr	290	µg/kg
Ni	106	µg/kg
Mo	93	µg/kg
Cd	0,12	µg/kg
Pb	0,28	µg/kg
As	155	µg/kg
Sr	155371	µg/kg
Toplam Parametreler		
Salinity	6,14	w%
Density (143 °C)	970	kg/m ³
Density (100 °C)	1001	kg/m ³

EK AÇIKLAMALAR B.

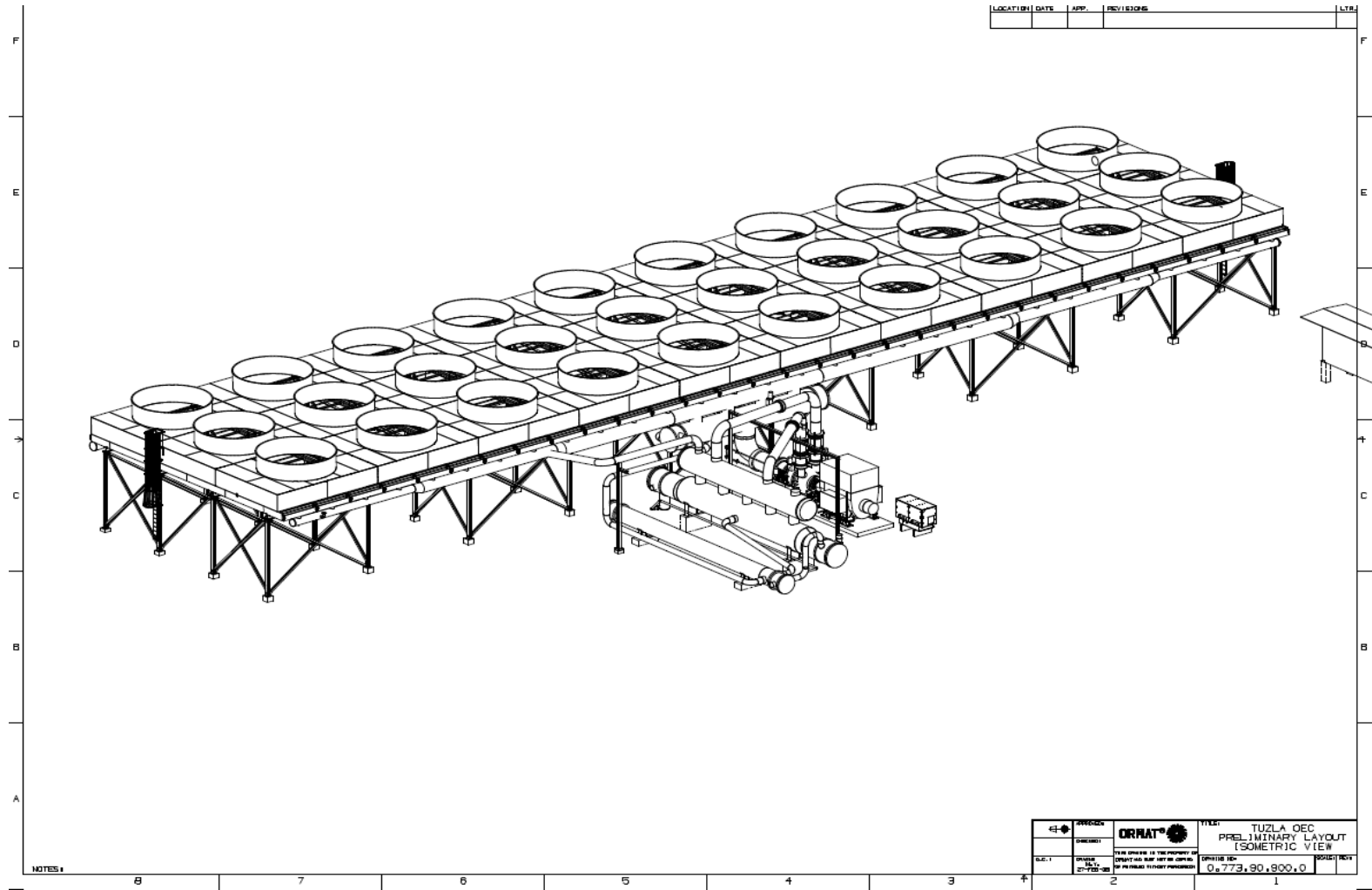
ÖLÇÜM ALETLERİNİN HASSASİYETLERİ

Çizelge Ek. B.1. Ölçü aletlerinin hassasiyetleri.

Ekipman	Hassasiyet
Kilovat ve kilovat saat ölçer	\pm % 2.0
Buhar ve Jeotermal su debisi ölçer	\pm % 2.0
Sıcaklık ölçüm cihazları	\pm 0.5 °C
Basınç ölçüm cihazları	\pm 0.1 bar

EK AÇIKLAMALAR C.

ORÇ SİSTEMİNİN İZOMETRİK GÖRÜNÜŞÜ



Şekil Ek.C.1 Jeotermal ORÇ sisteminin izometrik görüşünü.

ÖZGEÇMİŞ

Alper ERGÜN 1984 yılında Eskişehir’de doğdu; ilk öğrenimini Ankara Etlik ilköğretim okulunda tamamladı. Orta öğrenimini Ankara İskitler Endüstri Meslek Lisesi Elektronik Bölümünde tamamladı. 2003 yılında Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Tesisat Öğretmenliği ABD’da öğrenime başlayıp 2007 yılında iyi derece ile mezun oldu. 2007 yılında Ankara ALTES A.Ş. şirketinde göreve başladı. Bu şirkette 2 büyük alışveriş merkezinin şantiyesindeki HVAC sistemleri projelerinde önemli görevler aldı. Aynı zaman içerisinde 2007 yılında Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde Makine Eğitimi Bölümü’nde başladığı yüksek lisansına devam etti. 2010 yıl Ocak ayında Karabük Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Tesisat Öğretmenliği ABD’da Araştırma Görevlisi olarak göreve başladı. 2010 yılı Haziran ayında, Gazi Üniversitesi’ndeki yüksek lisansının tamamlayıp aynı yıl içerisinde Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde Makine Eğitimi Bölümü’nde Doktora öğrenimine başladı, halen bu üniversitede çalışan Alper ERGÜN evli ve bir çocuk babasıdır.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Karabük Üniversitesi Demir-Çelik Kampüsü
Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü Tesisat
Öğretmenliği ABD
Balıklarkayası Mevkii / KARABÜK

Tel : (506) 893 61 61

E-posta : alperergun@karabuk.edu.tr, alperergun06@gmail.com