



İSKENDERUN TEKNİK
ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

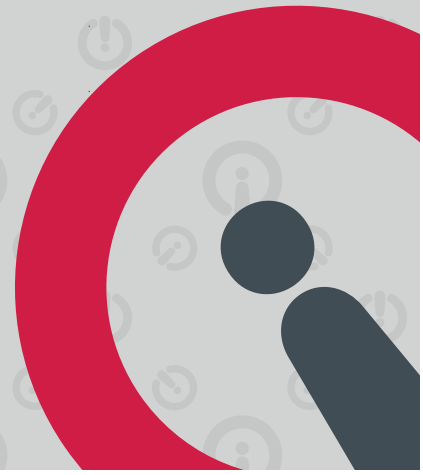
**YÜKSEK
LİSANS
TEZİ**

**DORA-4 JEOTERMAL ENERJİ
SANTRALİNİN PERFORMANS
ANALİZİ VE OPTİMUM
ÇALIŞMA KOŞULLARININ
OPERASYONEL VE MODİFİKASYON
TEKNİKLERİ İLE İNCELENMESİ**

Ceyhun BAYDAR

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

OCAK 2023





**DORA-4 JEOTERMAL ENERJİ SANTRALİNİN PERFORMANS ANALİZİ
VE OPTİMUM ÇALIŞMA KOŞULLARININ OPERASYONEL VE
MODİFİKASYON TEKNİKLERİ İLE İNCELENMESİ**

Ceyhun BAYDAR

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

OCAK 2023

Ceyhun BAYDAR tarafından hazırlanan “DORA-4 JEOTERMAL ENERJİ SANTRALİNİN PERFORMANS ANALİZİ VE OPTİMUM ÇALIŞMA KOŞULLARININ OPERASYONEL VE MODİFİKASYON TEKNİKLERİ İLE İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile İskenderun Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doçent Dr. Hüseyin YAĞLI
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Gaziantep Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Başkan: Prof. Dr. Ali KOÇ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İskenderun Teknik Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Dr. Öğr. Üyesi İlker MERT
Teknik Bilimler MYO Elektrik ve Enerji Bölümü, Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Tez Savunma Tarihi: 24/01/2023

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

Doç. Dr. Ersin BAHÇECİ
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

İskenderun Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez üzerinde Yükseköğretim Kurulu tarafından hiçbir değişiklik yapılamayacağı için tezin bilgisayar ekranında görüntülendiğinde asıl nüsha ile aynı olması sorumluluğunun tarafıma ait olduğunu,
- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Ceyhun BAYDAR
24 /01 / 2023

DORA-4 JEOTERMAL ENERJİ SANTRALİNİN PERFORMANS ANALİZİ VE
OPTİMUM ÇALIŞMA KOŞULLARININ OPERASYONEL VE MODİFİKASYON
TEKNİKLERİ İLE İNCELENMESİ
(Yüksek Lisans Tezi)

Ceyhun BAYDAR

İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Ocak 2023

ÖZET

Enerjinin kalitesi ve düzenliliği, enerji talebinde öncelikli tercih nedenleri arasındadır. Bu bağlamda, alternatif enerji kaynaklarından jeotermal enerji de yenilenebilir, sürdürülebilir, temiz ve ucuz olması bakımından son yıllarda en çok tercih edilen ve hatta gün geçtikçe de kurulu gücü artan, yenilenebilir bir enerji kaynağıdır. Ancak, enerji kaynaklarının seçimi ya da değerlendirilmesi kadar güç üretim sistemlerinin yapısal ve operasyonel optimizasyonları da gerek sistemden maksimum performansın elde edilebilmesi gerekse işletme ve bakım maliyetleri bakımından dikkate alınması gereken önemli bir konudur. Bu çalışmada, Aydın'ın Köşk ilçesinde bulunan DORA-4 Jeotermal Enerji Santralinin, mevcut işletme şartlarındaki performans durumunun değerlendirilmesi ve ardından operasyonel ve modifikasyon teknikleri uygulanarak, santralin optimum çalışma koşullarının belirlenmesi hedeflenmiştir. Bununla birlikte, çalışmada kullanılan kapsamlı analiz yöntemleri ve yapılan değerlendirmelerle mevcut bir sistemin eksikliklerinin, yetersizliklerinin ve olası iyileştirmelerinin tespit edilebilmesi kapsamında, üreticilere ve kullanıcılara bir analiz metodolojisinin sunulması amaçlanmıştır. Çalışmada sadece, elektriksel güç üretiminin gerçekleştirildiği, santralin OEC (Ormat enerji dönüştürücüsü) bölümü incelenmiş, jeotermal akışkanın üretildiği BOP (Jeotermal akışkan üretim tesisi) kısmı ise kapsam dışı bırakılmıştır. Santralin performans analizleri, santrale ait gerçek işletme parametreleri üzerinden yapılmış ve hesaplamalarda, temel enerji ve ekserji denklemleri ile CoopProp uygulamasından yararlanılmıştır. Santralin performans iyileştirilmesinin araştırılması kapsamında da performans değerlendirme sonuçları esas alınmış ve çevrimlere entegre edilen kızdırcılar ile türbin giriş parametrelerinin değiştirilmesi suretiyle tesis, Steag GbmH tarafından geliştirilen EBSILON Professional programından yararlanılarak, hem yapısal ve hem de operasyonel olarak optimize edilmiştir. Yapılan detaylı termodinamik analiz sonucunda, santralin üretim kapasitesinin ılıman mevsimlerde düştüğü, bu durumun da artan hava sıcaklıkları karşısında tesisin soğutma sisteminin yetersizliğinden kaynaklandığı tespit edilmiştir. Ayrıca, tesise entegre edilen kızdırcıların, mevcut çalışma sıvısının termofiziksel özelliklerinden dolayı sisteme herhangi bir katkısının olmadığı tespit edilmiştir. Yani herhangi bir ilave ekipmana gerek kalmaksızın, sadece parametrik iyileştirmelerle bile % 15,5' lik bir artışla santralin üretim kapasitesinin 1 870 kW daha arttırılabileceği bulunmuştur. Son olarak santral, ekonomik ve çevresel açıdan da değerlendirilmiş, yapılan optimizasyon çalışmasıyla tesisin, ekonomik ve emisyon değerlerinde de iyileştirmeler sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler : Jeotermal enerji, organik Rankine çevrimi (ORC), ormat enerji dönüştürücü (OEC), ikili çevrim, optimizasyon, yapısal modifikasyon, operasyonel modifikasyon

Sayfa Adedi : 139

Danışman : Doçent Dr. Üyesi Hüseyin YAĞLI

PERFORMANCE ANALYSIS OF DORA-4 GEOTHERMAL POWER PLANT AND
INVESTIGATION OF OPTIMUM OPERATING CONDITIONS BY OPERATIONAL
AND MODIFICATION TECHNIQUES

(Master's Thesis)

Ceyhun BAYDAR

ISKENDERUN TECHNICAL UNIVERSITY
INSTITUTE OF GRADUATE STUDIES

January 2023

ABSTRACT

The quality and regularity of energy are among the primary reasons for preference in energy demand. In this context, alternative energy resources geothermal energy is also renewable It is a renewable energy source that has been the most preferred in recent years in terms of being sustainable, clean and cheap, and even its installed power is increasing day by day. However, the structural and operational optimisation of power generation systems is as important as the selection or evaluation of energy sources, both in terms of obtaining maximum performance from the system and in terms of operation and maintenance costs. In this study, it is aimed to evaluate the performance status of DORA-4 Geothermal Power Plant located in Köşk district of Aydın in the current operating conditions and then to determine the optimum operating conditions of the plant by applying operation and modification techniques. In addition, it is aimed to provide an analysis methodology to producers and users within the scope of identifying the deficiencies, inadequacies and possible improvements of an existing system with the comprehensive analysis methods used in the study and the evaluations made. In the study, only the electrical power generation OEC (Ormat Energy Converter) section of the power plant, where the electrical power generation is realised, is examined, while the BOP (Balance of Plant) section, where the geothermal fluid is produced, is excluded. The performance analyses of the power plant are based on the actual operating parameters of the power plant and the basic energy and exergy equations and CoopProp application are used in the calculations. In the scope of investigating the performance improvement of the power plant, the results of the performance evaluation were taken as a basis and the plant was optimised both structurally and operationally by changing the turbine inlet parameters with the superheaters integrated into the cycles, using the EBSILON Professional programme developed by Steag GbmH. As a result of the detailed thermodynamic analyses, it was determined that the production capacity of the power plant decreases during the mild seasons, which is due to the inadequacy of the cooling system of the plant in the face of increasing air temperatures. In addition, it has been determined that the superheaters integrated into the plant do not contribute to the system due to the thermophysical properties of the existing working fluid. In other words, it has been found that the generation capacity of the power plant can be increased by 1 870 kW with an increase of 15,5 % even with only parametric improvements, without the need for any additional equipment. Finally, the plant was also evaluated in terms of economic and environmental aspects, and improvements were achieved in the economic and emission values of the plant with the optimisation study.

Key Words : Geothermal energy, organic Rankine cycle (ORC), ormat energy converter (OEC), binary cycle, optimization, structural modification, operational modification

Page Number : 139

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Hüseyin YAĞLI

TEŞEKKÜR

Tez konusunun belirlenmesi, araştırılması ve yazım aşaması esnasında sahip olduğu bilgi birikimi ve tecrübesi ile çalışmalarımı yönlendiren, yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Doç. Dr. Hüseyin YAĞLI' ya sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

TEZ çalışması boyunca çalışmalarına destek vererek yardımlarını esirgemeyen Sayın Prof. Dr. Ali KOÇ hocama ve burada isimlerini zikredemediğim, Makine Mühendisliği bölümünün tüm değerli hocalarına da teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca çalışmamda, gerek ihtiyaç duyulan verilerin sağlanması, gerekse santralin işleyişi hakkında teknik desteğin verilmesi kapsamında yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen DORA-4 Jeotermal Enerji Santrali, Santral İşletme Müdürü Sayın Mustafa Kemal AYGÜN' e ve Menderes Jeotermal Elektrik Üretim A.Ş.' ye de sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak, hayatım boyunca benden maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen her ne istediysen yapmaya çalışan değerli aileme ve bu süreçte manevi desteğiyle beni yalnız bırakmayan ve varlığıyla beni motive eden değerli eşim Serap BAYDAR' a çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xv
HARİTALARIN LİSTESİ.....	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvii
1. GİRİŞ.....	1
2. JEOTERMAL ENERJİ SANTRALLERİ.....	10
2.1. Jeotermal Sahalar.....	10
2.2. Jeotermal Enerji ile Güç Üretim Sistemleri.....	15
2.2.1. Kuru buhar çevrimi.....	16
2.2.2. Tek ve çift flaşlı çevrimler.....	18
2.2.3. İkili (binary) tip çevrim.....	20
2.2.4. Flaşlı-ikili tip birleşik çevrimler.....	21
2.3. Organik Rankine Çevrimleri ve Çalışma Akışkanları.....	23
3. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	28
4. MATERYAL.....	37
4.1. DORA-4 Jeotermal Enerji Santralinin Tanıtılması.....	37
4.1.1. Santral yüzey donanımları (BOP) ve çalışma prensibi.....	40

	Sayfa
4.1.2. Santral enerji dönüşüm sistemi (O.E.C.) donanımları ve çalışma prensibi..	45
4.1.3. İkincil (ORC) çalışma akışkanı.....	48
4.2. DORA-4 Jeotermal Enerji Santrali için Önerilen Sistemin Tanıtılması.....	49
5. SİSTEM ANALİZİ VE OPTİMİZASYON YÖNTEMİ.....	51
5.1. Genel Enerji ve Ekserji Denklemleri ve Analizi.....	51
5.2. OEC Ekipmanlarının Analizi ve Denge Denklemleri.....	53
5.2.1. Türbin (T) analizi.....	53
5.2.2. Organik akışkan pompası (P) analizi.....	55
5.2.3. Buharlaştırıcı (B) analizi.....	57
5.2.4. Ön ısıtıcı (Öİ) analizi.....	59
5.2.5. Yoğuşturucu (Y) analizi.....	62
5.2.6. Süper ısıtıcı (SI) analizi.....	65
5.3. Ekonomik Analiz Yöntemi ve Maliyet Denklemleri.....	67
5.4. Çevresel Analiz Yöntemi.....	70
6. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	74
6.1. Mevcut İşletme Şartlarında OEC Performansının Termodinamik Analizi.....	75
6.2. OEC’ deki Türbin Girişlerinin Parametrik Optimizasyonu.....	90
6.2.1. Yüksek basınçlı çevrimin (Level-1) optimizasyonu.....	91
6.2.2. Alçak basınçlı çevrimin (Level-2) optimizasyonu.....	101
6.2.3. Optimizasyon sonuçlarının mevcut durumla kıyaslanması.....	111
6.3. Ekonomik Analiz.....	115
6.3.1. Tesisin ekonomik durumunun değerlendirilmesi.....	115
6.3.2. Optimizasyon sonuçlarının ekonomik değerlendirilmesi.....	117
6.4. Çevresel Analiz.....	120

	Sayfa
6.4.1. Tesisin CO ₂ emisyon miktarlarının değerlendirilmesi.....	120
6.4.2. Optimizasyon sonuçlarının CO ₂ azaltım miktarı üzerindeki etkileri.....	122
7. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	124
KAYNAKLAR.....	130



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 1.1. Türkiye’ de elektrik üretimine uygun potansiyel jeotermal sahalar.....	7
Çizelge 2.1. Jeotermal rezervuar sıcaklığına göre değişen santral tipleri.....	23
Çizelge 2.2. Suyun ve bazı organik çalışma akışkanlarının termodinamik özellikleri....	27
Çizelge 4.1. OEC için teknik tasarım parametreleri.....	48
Çizelge 4.2. n-Pentan ve suyun termodinamik özelliklerinin karşılaştırılması.....	49
Çizelge 5.1. Yatırım maliyet denklemleri.....	67
Çizelge 5.2. Hesaplamalarda kullanılan ısı transfer katsayı değerleri.....	68
Çizelge 5.3. Ekonomik analizlerde kullanılan bazı ifadelerin anlamı ve kabul edilen değeri.....	70
Çizelge 6.1. Maksimum güç üretim kapasitesini ifade eden A noktası için borulardaki akışın termodinamik özellikleri.....	86
Çizelge 6.2. Maksimum güç üretim kapasitesini ifade eden A noktası için termodinamik özellikler ve verimlilik değerleri.....	86
Çizelge 6.3. Minimum güç üretim kapasitesini ifade eden B noktası için termodinamik özellikler ve verimlilik değerleri.....	87
Çizelge 6.4. Minimum güç üretim kapasitesini ifade eden B noktası için termodinamik özellikler ve verimlilik değerleri.....	87
Çizelge 6.5. Türbin-1 girişi optimizasyonu için basınç ve sıcaklık parametreleri.....	91
Çizelge 6.6. Türbin-1’ in optimizasyonu kapsamında OEC’ den maksimum performansın elde edildiği en iyi üç çalışma koşulları.....	100
Çizelge 6.7. Türbin-2 girişi optimizasyonu için basınç ve sıcaklık parametreleri.....	101
Çizelge 6.8. Türbin-2 giriş parametrelerinin optimizasyonu sonucu OEC’ den en yüksek güç çıktılarının sağlandığı Türbin-2 giriş parametreleri ve OEC performans çıktıları.....	111
Çizelge 6.9. Mevcut işletme parametreleri doğrultusunda OEC performansının optimizasyon sonuçları ile yaslması.....	113

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. 2019 Yılı ülkemiz kurulu gücün birincil enerji kaynaklarına göre dağılımı...	3
Şekil 1.2. Dünyada jeotermal enerjide kurulu güç bakımından ilk 10 ülke, 2020.....	4
Şekil 1.3. Jeotermal enerji santrallerinin geçmiş yıllara göre gelişimi.....	8
Şekil 2.1. Jeotermal kaynakların sıcaklıklarına göre kullanım alanları (Lindal Diyg.)..	11
Şekil 2.2. Kuru buhar için kullanılan elektrik üretim santralının örnek akış şeması.....	17
Şekil 2.3. Tek flaşlı çevrim kullanılan elektrik üretim santralının örnek akış şeması...	18
Şekil 2.4. Çift flaşlı çevrim kullanılan elektrik üretim santralının örnek akış şeması...	19
Şekil 2.5. İkili (binary) tip çevrimin akış şeması.....	20
Şekil 2.6. Flaşlı-İkili (binary) tip birleşik çevrimin akış şeması.....	22
Şekil 2.7. Basit bir ORC akış şeması.....	24
Şekil 2.8. (a) yağ için ; (b) izentropik; ve (c) kuru organik bazlı çalışma sıvıları için sıcaklık-entropi (T-s) diyagramı.....	25
Şekil 2.9. n-Pentane, izo-Pentane, izo-Bütan ve suyun doygunluk eğrileri.....	26
Şekil 4.1. BOP akış şeması.....	40
Şekil 4.2. Jeotermal akışkanın (Sıvı faz) OEC giriş parametrelerinin aylara göre değişimi.....	42
Şekil 4.3. Jeotermal akışkanın (buhar fazı) OEC giriş parametrelerinin aylara göre değişimi.....	43
Şekil 4.4. OEC çıkış-re-enjeksiyon sıcaklık ve basınç parametrelerinin yıl boyunca değişimi.....	44
Şekil 4.5. OEC akış şeması.....	46
Şekil 4.6. n-Pentan ve suyun doygunluk eğrileri.....	48
Şekil 4.7. Önerilen DORA-4 Güç akış şeması – OEC.....	50
Şekil 5.1. Yüksek basınç türbini (T-1) akış şeması.....	54
Şekil 5.2. Alçak basınç türbini (T-2) akış şeması.....	54

Şekil	Sayfa
Şekil 5.3. Organik akışkan pompası (P-1) akış şeması.....	56
Şekil 5.4. Organik akışkan pompası (P-2) akış şeması.....	56
Şekil 5.5. Buharlaştırıcı-1 (B-1) akış şeması.....	58
Şekil 5.6. Buharlaştırıcı-2 (B-2) akış şeması.....	58
Şekil 5.7. Ön ısıtıcı-1 (ÖI-1) akış şeması.....	60
Şekil 5.8. Ön ısıtıcı-2 (ÖI-2) akış şeması.....	60
Şekil 5.9. Ön ısıtıcı-3 (ÖI-3) akış şeması.....	61
Şekil 5.10. Yoğuşturucu-1 (Y-1) akış şeması.....	63
Şekil 5.11. Yoğuşturucu-2 (Y-2) akış şeması.....	64
Şekil 5.12. Süper ısıtıcı – 1 (SI-1) akış şeması.....	65
Şekil 5.13. Süper ısıtıcı – 2 (SI-2) akış şeması.....	66
Şekil 6.1. DORA-4 Jeotermal enerji santralinin dış hava sıcaklığına bağlı olarak net güç üretimindeki değişimi.....	75
Şekil 6.2. Jeotermal akışkanın ısı değiştiricilerine giriş ve çıkış sıcaklıklarının yıllık değişimi.....	76
Şekil 6.3. OEC’ deki ısı değiştiricilerine ısı girişinin yıllık değişimi.....	77
Şekil 6.4. Ön ısıtıcı çalışma sıcaklıkları farkı ve bu sıcaklıklara bağlı olarak organik akışkan debisinin dönemsel olarak değişimi.....	78
Şekil 6.5. OEC’ deki pompa ve fan güç tüketiminin yıllık değişimi.....	80
Şekil 6.6. OEC için yıllık brüt güç ve toplam güç tüketimi ile net güç üretimindeki değişimi.....	81
Şekil 6.7. OEC bileşenlerinden ısı değiştiricileri için ekserji yıkımlarının dönemsel olarak değişimi.....	82
Şekil 6.8. Tesiste maksimum ve minimum güç üretiminin gerçekleştiği çalışma koşullarında meydana gelen ekserji yıkımları.....	83
Şekil 6.9. OEC ve alt çevrimlerinin enerji ve ekserji verimlerinin yıllık değişimi.....	84
Şekil 6.10. OEC’ye ait Minimum ve Maksimum çalışma koşullarının elde edildiği çalışma koşullarının T-s diyagramı.....	88

Şekil	Sayfa
Şekil 6.11. Türbin-1 giriş parametrelerine bağlı olarak jeotermal suyun çevrimdeki dolaşım sıcaklıkları.....	92
Şekil 6.12. Güç üretiminin Türbin-1 giriş parametrelerine göre değişimi.....	95
Şekil 6.13. Türbin-1 giriş parametrelerinin sistem ısı kazançlarına etkisi.....	96
Şekil 6.14. Türbin-1 giriş parametrelerine bağlı olarak Level-1 ve Level-2' deki organik akışkan kütleli akış debilerinin ve ısı girdilerinin değişimi.....	97
Şekil 6.15. Ekserji ve enerji verimlilik durumları.....	98
Şekil 6.16. Türbin-1 giriş parametrelerine göre güç üretimindeki değişim.....	99
Şekil 6.17. OEC' ye ait ekserji ve termal verimlilikleri.....	100
Şekil 6.18. Türbin-2 giriş parametrelerine bağlı olarak jeotermal suyun çevrimdeki dolaşım sıcaklıkları.....	102
Şekil 6.19. Level-1 ve Level-2 güç üretim kapasitelerinin Türbin-2 giriş parametrelerine göre değişimi.....	104
Şekil 6.20. Türbin-2 giriş parametrelerinin sistem ısı kazançlarına etkisi.....	105
Şekil 6.21. Jeotermal suyun Evaporator-2 çıkış sıcaklığının ısı girdilerine etkileri.....	106
Şekil 6.22. Türbin-2 giriş sıcaklığının ve sistem ısı kazançlarının organik akışkan debilerine etkileri.....	107
Şekil 6.23. Türbin-2 giriş parametrelerinin Level-1 ve Level-2 ekserji ve enerji verimliliklerine etkisi.....	108
Şekil 6.24. Türbin-2 giriş parametrelerinin OEC güç üretim kapasitesine etkisi.....	110
Şekil 6.25. Türbin-2 giriş parametrelerinin OEC ekserji ve enerji verimine etkileri...	110
Şekil 6.26. Optimizasyon sonuçlarının mevcut durum karşısındaki durumu.....	112
Şekil 6.27. Maksimum performansın elde edildiği çalışma koşullarında OEC' ye ait T-s diyagramı.....	114
Şekil 6.28. Tesis yatırım maliyetlerinin güç üretim kapasitesine bağlı olarak dönemsel değişimi.....	115
Şekil 6.29. Maksimum ve minimum üretim koşullarındaki sistemin ekipman bazındaki yatırım maliyetleri.....	116

Şekil	Sayfa
Şekil 6.30. Birim enerji üretim maliyetleri ile tesis geri ödeme süresinin güç üretim kapasitelerine bağlı olarak dönemsel değişimi.....	117
Şekil 6.31. Optimizasyon sonuçlarının yatırım maliyetlerine etkisi.....	118
Şekil 6.32. Optimizasyon sonuçlarının birim elektrik üretim maliyetleri ve geri ödeme süresi üzerindeki etkileri.....	119
Şekil 6.33. NCG' den kaynaklanan, santralin CO ₂ emisyon değerlerinin güç üretim kapasitesi karşısındaki durumu.....	120
Şekil 6.34. Eş değer elektriksel gücün bir gaz türbininde üretilmesi durumunda santralin CO ₂ emisyon değerlerinin güç üretim kapasitesi karşısındaki durumu.....	121
Şekil 6.35 CO ₂ emisyonu azalım miktarlarının karşılaştırılması.....	122

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 4.1. DORA-4 Jeotermal enerji santralinin yerleşim krokisi.....	37
Resim 4.2. BOP, SCADA bilgisayarına ait örnek ekran görüntüsü.....	38
Resim 4.3. OEC, SCADA bilgisayarına ait örnek ekran görüntüsü.....	39
Resim 4.4. DORA-4 OEC Donanımları.....	45



HARİTALARIN LİSTESİ

Harita	Sayfa
Harita 1.1. Jeotermal kaynakların sıcaklıklara göre dağılımı.....	5
Harita 1.2. Türkiye jeotermal kaynaklar dağılım haritası.....	6
Harita 2.1. Türkiye jeotermal kaynakların dağılımı ve uygulama alanı haritası.....	13
Harita 2.2. Büyük Menderes grabeni.....	14



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

W_e	Elektriksel güç
W_t	Termal güç
\dot{Q}	Transfer olan ısı
\dot{m}	Kütleli akış debisi
i	Giriş (alt indis)
o	Çıkış (alt indis)
\dot{E}_{xd}	Ekserji yıkımı
\dot{E}_x	Ekserji
ex	Özgül ekserji
h	entalpi
s	entropi
\dot{W}_{net}	Net iş
\dot{W}_T	Türbinde üretilen güç
\dot{W}_P	Pompa tarafından tüketilen güç
\dot{W}_F	Fan tarafından tüketilen güç
M	Moleküler ağırlık
\dot{n}	Mol akış hızı
η_{tr}	Termal verim
η_{ex}	Ekserji verimi

Kısaltmalar

Açıklamalar

B	Buharlaştırıcı
BOP	Jeotermal su üretim tesisi
BMG	Büyük menderes grabeni
CFC	Cloroflorokarbon

EC	Enerji dönüştürücüsü
EES	Mühendislik denklem çözme yazılımı
HC	Hidrokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
GT	Gaz türbini
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
JES	Jeotermal enerji santrali
LAC	Seviyelendirilmiş yıllık maliyet
LCV	Düşük klorofik değer
LV	Level (Çevrim)
MTA	Maden tetkik arama
NCG	Yoğuşturulamayan gazlar
NG	Doğalgaz
NPV	Net bugünkü değer
ODP	Ozon inceltme potansiyeli
OEC	ORMAT Enerji dönüştürücüsü
ORC	Organik Rankine çevrimi
ÖI	Ön ısıtıcı
P	Pompa
SI	Süper ısıtıcı (Kızdırıcı)
T	Türbin
Y	Yoğuşturucu

1. GİRİŞ

Enerji, ekonomik ve sosyal açıdan değerlendirildiğinde dünya yaşam standartlarında ve ülke gelişiminde ilerlemeyi sağlayan en önemli faktördür [1]. Bu bağlamda enerji, artan nüfus yoğunluğu ve gelişen teknolojiyle birlikte, dünyanın ve insanlığın en hayati ihtiyaçlarından biri haline gelmiştir. Artan talepler ve bu talepleri karşılamak için geliştirilen üretim süreçleri, enerjiye olan ihtiyacı gün geçtikçe daha da arttırmıştır [2]. Bu talep karşısında, mevcut enerji piyasasının enerji üretim yöntemleri değerlendirildiğinde, azalma tehlikesi bulunan fosil kaynak rezervlerinden ve bu fosil kaynakların sebep olduğu çevresel problemlerden dolayı yakın bir gelecekte enerji krizlerinin ve çevresel problemlerin yaşanması kaçınılmazdır. Çünkü fosil kaynaklar sonsuz kaynaklar değildir ve tükenme tehlikesiyle karşı karşıyadır. Ayrıca bu kaynaklar, sera gazları oluşturması sebebiyle hem küresel iklim değişikliklerine hem de ekolojik denge bozukluklarına sebep olmaktadır [3,4]. Bu sebepten, gerek çevresel problemlerin azalması, gerekse daha yaşanabilir sağlıklı bir ortam oluşması sebebiyle % 100 yenilenebilir enerjiye geçiş, tek yol olarak görülmektedir [5,6].

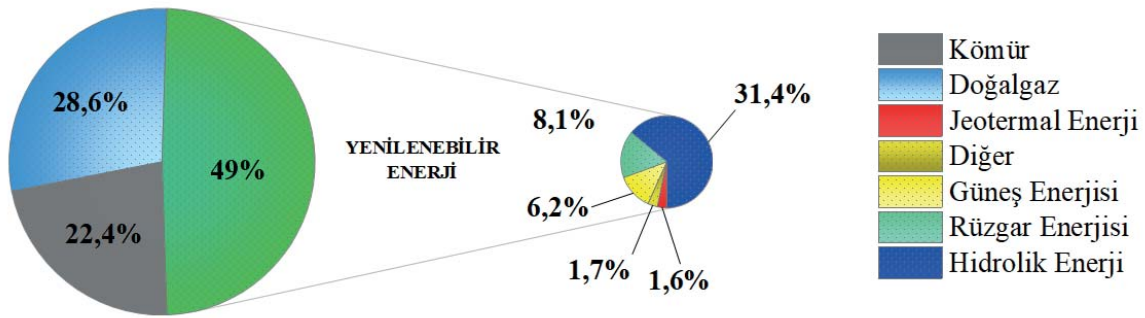
Diğer taraftan, ülkelerin enerji bağımsızlıkları siyasi anlamda önemli bir etkidir. Şöyle ki teknolojik gelişmeler, sanayileşme ve yaşam standartlarının yükselmesi, ülkelerin enerji kaynaklarına, bu enerji kaynaklarını nasıl kullandıklarına, kullanım verimlerine ve geliştirebilme şekillerine bağlı olarak dünyadaki siyasi sürecin şekillenmesinde ve bu süreç içerisinde siyasi yerinin belirlenmesinde önemli bir faktördür [7].

Tüm bu sebeplerden dolayı ülkeler gerek dünya standartlarının altında kalmamak gerekse daha yaşanabilir bir çevre ve sürdürülebilir bir enerji politikası uygulamaları için yenilenebilir enerji kaynaklarından çok kapsamlı bir biçimde faydalanmanın yollarını araştırmaktadırlar. Özellikle bu konuyla ilgili son birkaç yıllık gelişmelere bakıldığında, 2013 yılında ivme kazanmaya başlayan % 100 yenilenebilir enerjiye geçiş yatırımlarının, 2015 yılının sonuna doğru istikrarlı bir şekilde arttığı ve 290 milyar dolara ulaşmış olduğu görülmektedir [8]. Bu durum, gün geçtikçe daha da gelişmiş hatta 2018 yılında doksandan fazla ülkede, 1 GW' in üzerinde yenilenebilir güç kapasitesi kurulmuş ve bir önceki yıla kıyasla toplamda 181 GW yenilenebilir enerji artışı olmuştur [7]. Özellikle bazı şehir ve ülkelerde, enerjinin % 100' ünü yenilenebilir kaynaklardan karşılama yönünde artan bir

hareketlilik olduğu gör÷lmektedir. Norveç, Kosta Rika, Çin, Almanya ve İsveç, yerel enerji sektörlerinin hedeflerini “% 100 yenilenebilir enerji kaynaklarına geçiş” olarak belirlemiş ÷lkelerden bazılarıdır [7,9].

Bu konuda Türkiye’ nin enerji verileri incelendiğinde, elektrik enerjisi tüketimi 2018 yılında, bir önceki yıla kıyasla % 2,2 artarak 304,2 milyar kWh, elektrik üretimi ise bir önceki yıla kıyasla % 2,2 oranında artarak 304,8 milyar kWh olarak gerçekleşmiştir. Bu sonuçlara göre elektrik tüketiminin 2023 yılında, baz senaryoya göre yıllık ortalama % 4,8 artışla 375,8 kWh’ e ulaşması beklenmektedir [10]. Diğer taraftan enerji kaynaklarımızın kullanımına yönelik gelişmelere baktığımızda ÷lkemizde, 2008 yılında yenilenebilir üretim payı % 19,58 iken 2018’ de % 32,08 seviyelerine yükselmiştir [7]. Bu yüzdellik gelişmedeki dağılıma baktığımızda, elektrik üretimimizin % 19,8’ i hidrolik enerjiden, % 6,6’ sı rüzgârdan, % 2,6’ sı güneşten, % 2,5’ i jeotermal enerjiden, ve son olarak %1,4’ ü diğer kaynaklardan elde edilmiştir [10]. Fosil yakıt kaynaklı elektrik enerjisi üretimi ise 2008’de % 82’ lik bir paya sahipken 2018’ de % 68 seviyelerine gerilemiştir [7]. On yıl gibi bir süre içerisinde, fosil enerji kaynaklarındaki tüketimin % 14 gerilemesi ya da yenilenebilir enerji kaynakları ile elektrik enerjisi üretiminin % 12,5 artması, yakın bir gelecekte hem enerji tüketiminde dışa bağımlılığın hem de fosil yakıt kullanımından kaynaklı çevresel problemlerin azalacağı hususunda, ÷lkemiz açısından umut verici bir gelişmedir.

Görüldüğü üzere her geçen yıl artan nüfus ve gelişen sanayi ile birlikte enerji tüketimi de artmaktadır. Bu durum karşısında ÷lkemiz de, tüm dünyada olduğu gibi gerek ÷lkemiz açısından bağımsız ve sürdürülebilir bir enerji politikasını hayata geçirmek gerekse temiz ve yaşanabilir bir dünya oluşumuna katkı sağlamak adına enerji taleplerini karşılamada, yenilenebilir enerji kaynaklarını tercih etmektedir. Şöyle ki, Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı web sitesinden alınan bilgilere göre 2019 yılı Eylül ayı sonu itibarıyla ÷lkemiz kurulu gücü 90 720 MW’ a ulaşmıştır. Bu kurulu gücümüzün kaynaklara göre dağılımı Şekil 1.1’ de görüldüğü gibi % 51 fosil kaynaklardan, % 49 ise yenilenebilir enerji kaynaklarından oluşmaktadır [10]. 2019 yılı itibarıyla, bir önceki yıla kıyasla, fosil kaynakların tüketiminde azalma gözlemlenirken yenilenebilir enerji kaynaklarının tüketiminde de artış olduğu açıkça görülebilmektedir.



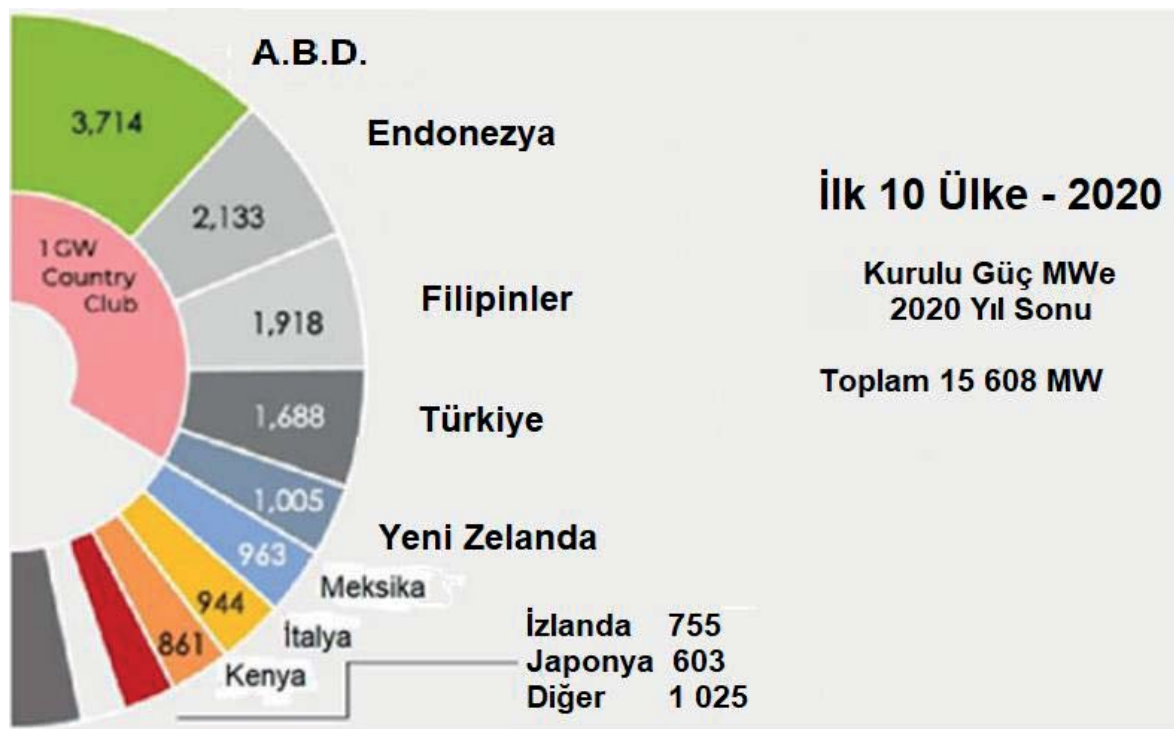
Şekil 1.1. 2019 Yılı ülkemiz kurulu gücün birincil enerji kaynaklarına göre dağılımı

Şekil 1.1' de görüldüğü üzere güneş, rüzgâr, jeotermal ve hidrolik enerji en yaygın yenilenebilir enerji kaynaklarıdır [11]. Bunlara ilave olarak dalga ve biyokütle enerjisi de yenilenebilir enerji kaynakları arasında yer almaktadır. Bu yenilenebilir enerji kaynakları arasından jeotermal kaynaklar, ülkemizin önemli bir yeraltı kaynağı olup, özellikle de güneş ve rüzgâr gibi diğer enerji kaynaklarına kıyasla kesintisiz olması, enerji üretiminde verimli ve sürdürülebilir olması bu enerji kaynağını avantajlı bir konuma getirmektedir [12,13].

Jeotermal enerji; yenilenebilir, sürdürülebilir, ucuz, güvenilir ve çevre dostu bir enerji kaynağı olup, genel olarak yer altı sularına aktarılan yeryüzünün termal enerjisi olarak tanımlanabilir [2]. Bu termal enerji, yer altının çeşitli derinliklerinde kimyasallar içeren gaz, buhar, sıcak su şeklinde hapsolan bir enerji çeşididir. Bu enerji, elektrik enerjisi üretiminde, ısıtmada, tarım, seracılık, balıkçılık gibi birçok alanda kullanılabilir [1,14]. Hatta özellikle de son yıllarda, jeotermal enerjinin hidrojen üretiminde kullanılması ve bunun hangi metotlarla yapılması gerektiği önemli bir araştırma konusu haline gelmiştir [15].

Enerjinin kalitesi ve düzenliliği, enerji talebinde öncelikli tercih nedenleri arasındadır. Bu bağlamda alternatif enerji kaynaklarından jeotermal enerji de yenilenebilir, sürdürülebilir, temiz ve ucuz olması bakımından ülkelere güvenli bir seçenek sunmaktadır. Bu sebepten, son yıllarda yapılan çalışmalar gereği çevre kirliliği yaratmayacak enerji kaynaklarına yönelim, bu kaynağın önemini daha da arttırmış ve ülkeler jeotermal kaynak arama çalışmalarına hız kazandırmıştır. Bu kapsamda, yukarıda sayılan özellikleri nedeniyle jeotermal enerjinin, yakın bir gelecekte ülkelerin önemli enerji kaynağı konumuna gelmesi beklenmektedir.

Dünya ölçeğinde jeotermal kaynak arama/araştırma çalışmaları kesintisiz sürdürülmekte, kullanımı giderek artmakta ve hızla yaygınlaşmaktadır. Bu bağlamda, 2020 yılı verilerine göre Dünya jeotermal enerji kurulu gücü 15 608 MW_e düzeyine ulaşmış bulunmaktadır. Jeotermal enerjiden elektrik üretiminde ilk beş ülke; ABD, Endonezya, Filipinler, Türkiye ve Yeni Zelanda'dır (Şekil 1.2). Şekil 1.2' ye göre; 3 714 MW_e ile Amerika Birleşik Devletleri birinci sırayı alırken, 2 133 MW_e ile Endonezya, 1 918 MW_e ile Filipinler, 1 688 MW_e ile Türkiye ve son olarak 1 005 MW_e ile Yeni Zelanda jeotermal enerjiden elektrik üretiminde ilk 5 ülke arasındaki yerlerini almışlardır [16,17].

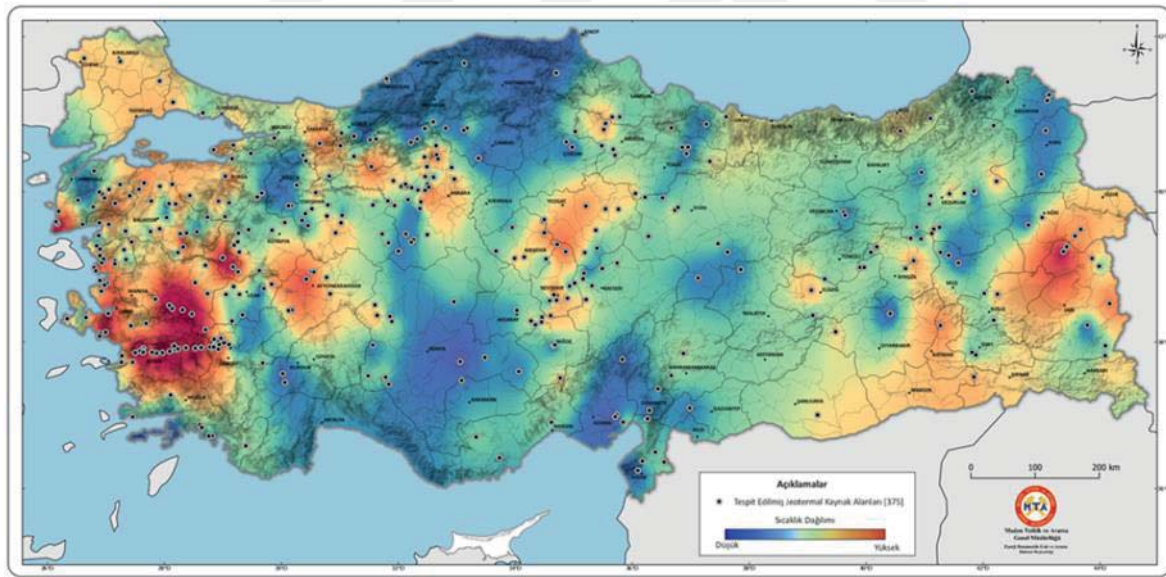


Şekil 1.2. Dünyada jeotermal enerjide kurulu güç bakımından ilk 10 ülke, 2020

2018 de küresel jeotermal enerji endüstrisi, sektöre özgü çeşitli zorluklarla ilgili süregelen endişelere rağmen, jeotermal gelişim için ölçülen iyimserliğini ifade etmeye devam etmiştir. Uluslararası ajanslar ve kalkınma bankaları da bu zorlukların bazılarının üstesinden gelmek ve yeni gelişmeleri finanse etmek için fırsatlar araştırmışlardır. Küresel enerji yatırımlarındaki düşüşten en fazla etkilenen sektör jeotermal enerji sektörü olmasına karşın, yapılan yeni yatırımlarla, dünyada jeotermal enerji kurulu gücü, 2020 yılı verilerine göre 15 608 MW_e ulaşmıştır. 2019 yılında Türkiye, Endonezya ve Kenya, kurulan yeni kapasitenin büyük bir bölümünü oluştururken diğer yatırımlar arasında, İzlanda, Yeni Zelanda, Filipinler ve Amerika Birleşik Devletleri'ndeki projelerin yanı sıra Hırvatistan'ın

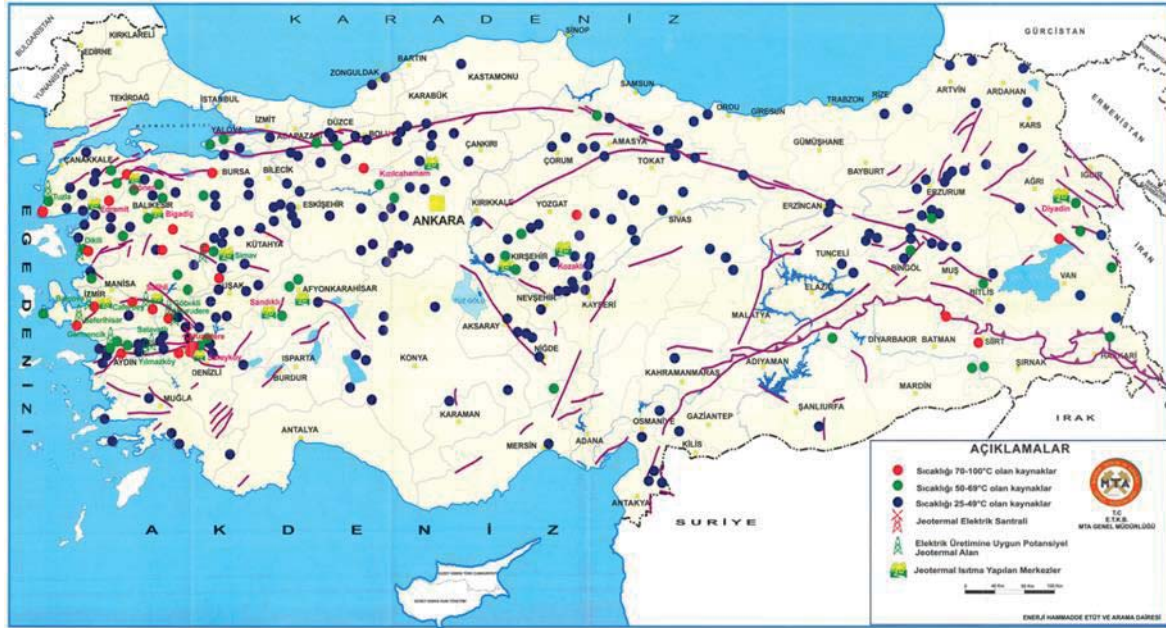
ilk jeotermal santrali de kurulmuştur. 2020 yılında ise en fazla kurulu güç kapasite artışı Türkiye’de gerçekleşmiştir [16,18].

Ülkemizdeki jeotermal kaynakların, Avrupa’ da ilk sırada yer alan ciddi bir potansiyeli sahip olduğu ve bu potansiyelin teorik olarak 35 500 MW_t olduğu değerlendirilmektedir [19]. Ülkemizin jeolojik yapısındaki çeşitlilik dikkate alındığında, jeotermal kaynakların belli yöre ve bölgelerde yer aldığı, özellikle Batı Anadolu bölgesinin jeotermal kaynaklar bakımından en yoğun bölge olduğu Harita 1.1’ de görülmektedir. Yüksek potansiyele sahip olan bu alanların Batı Anadolu’da yoğunlaşması, jeolojik unsurların ve süreçlerin doğal sonucu olup, burada gelişen graben sistemleri yüksek sıcaklığa sahip jeotermal alanlarını barındırmaktadır. Harita 1.1 incelendiğinde, Batı Anadolu’da yüksek ısı içeren rezervuarlar görülürken, Orta ve Doğu Anadolu’da düşük ve orta sıcaklığa sahip alanlar yer almaktadır. Bunu sırasıyla İç Anadolu, Marmara, Güney Doğu Anadolu ve Karadeniz Bölgesi izlemektedir [20].



Harita 1.1. Jeotermal kaynakların sıcaklıklara göre dağılımı

Bölgeler arası potansiyel farklılıklar değerlendirilirken, jeotermal sistemlerinin özellikleri yanında, kaynak ve açılan kuyu sayısının da etkisini belirtmek gerekir [14]. Maden Tetkik ve Arama Genel Müdürlüğü'nün 2019 verilerine göre, ülkemizin her tarafında dağılmış değişik sıcaklıklarda yaklaşık 1 000 adet doğal çıkış şeklinde jeotermal kaynak bulunmaktadır [7,21]. Ülkemizde yer alan bu jeotermal kaynakların dağılımını gösteren harita aşağıda yer almaktadır.



Harita 1.2. Türkiye jeotermal kaynaklar dağılım haritası

Harita 1.2' de görüldüğü üzere ülkemizin jeotermal potansiyeli oldukça yüksek olup, potansiyel oluşturan alanların % 78' i Batı Anadolu'da, % 9' u İç Anadolu'da, % 7'si Marmara Bölgesi'nde, % 5' i Doğu Anadolu'da ve % 1' i diğer bölgelerde yer almaktadır [20]. Bu jeotermal kaynaklarımızın % 90' ı düşük ve orta sıcaklıkta olup, ısıtma, termal turizm ve çeşitli endüstriyel alanlar gibi doğrudan uygulamalar için kullanılabilirken, yüksek sıcaklıklara sahip, kalan % 10' luk kısmı ise, elektrik enerjisi üretimi gibi dolaylı uygulamalarda kullanılabilir [19].

Ülkemizde jeotermal kaynak arama ve ortaya çıkartma çalışmaları ilk olarak, 1960 yıllarında MTA Genel Müdürlüğü tarafından başlatılmış ve bu güne kadar geliştirilerek, 295°C sıcaklığa kadar ulaşan yüksek sıcaklıklı jeotermal kaynaklar keşfedilmiştir [14,21]. Bu süre içerisinde jeotermal enerji uygulamalarında ilk elektrik üretimi, 1975 yılında MTA Genel Müdürlüğü tarafından kurulan ve 0,5 MW_e güce sahip Kızıldere Santrali ile başlamıştır. 1990' lı yıllardan 2004 yılına kadar uygulanan politikalardan dolayı durma noktasına gelen jeotermal enerji arama çalışmaları, 2004 yılı itibarıyla tekrar hızlanarak, sondajlı jeotermal enerji aramaları 2 000 m' lerden 28 000 m' lere, jeotermal enerji aramaları için MTA Genel Müdürlüğüne sağlanan ödenek ise yaklaşık 10 katına çıkarılmıştır [21]. Ayrıca, 5686 sayılı Jeotermal Kaynaklar ve Doğal Mineralli Sular Kanununun 2008 yılında yürürlüğe girmesiyle, özel sektör de jeotermal arama, geliştirme ve yatırım çalışmalarına katılmış ve sonrasında, özellikle de son dönemlerde jeotermal yatırımlarda büyük artışlar olmuştur.

2008 yılından bugüne kadar 16 adedi elektrik üretimine uygun toplam da 101 adet saha, ihale yoluyla yatırımcıya devredilmiştir. Böylece MTA tarafından ihale usulü ile yatırımcıya devredilen jeotermal kaynaklardan yapılan yatırımlarla jeotermal enerji, ekonomi ve istihdama en büyük katkı sağlayan sektör haline gelmiştir [21].

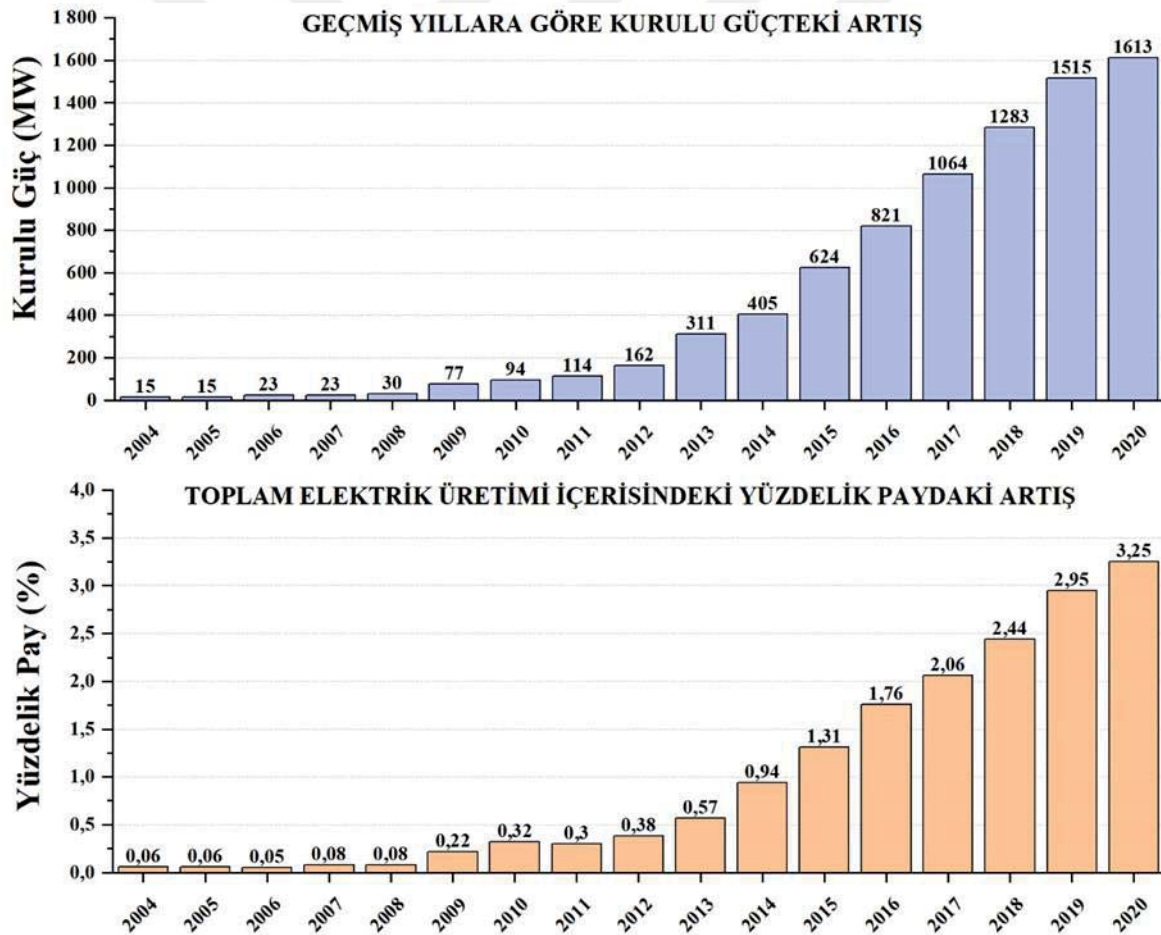
Türkiye’de yapılan bu arama ve ortaya çıkarma çalışmalarının sonuçlarına göre, elektrik üretimine uygun yüksek sıcaklıklı rezervuarlara sahip, Çanakkale, Nevşehir ve Niğde illerindeki alanlar dışında kalan tüm sahalara, Batı Anadolu’da yer almaktadır. Aşağıdaki Çizelge 1.1’ de sıcaklığı 103°C - 295°C arasında değişen ve aynı zamanda bazılarının işletmede olduğu, elektrik üretimine uygun 43 adet jeotermal saha gözükmektedir. Bu sahalardan üretilebilecek tahmini elektrik üretimi kapasitesinin, 2 000 MW’ a kadar ulaşacağı öngörülmektedir [16,22].

Çizelge 1.1. Türkiye’ de elektrik üretimine uygun potansiyel jeotermal sahalara

Saha Adı		Sıcaklık (°C)	Saha Adı		Sıcaklık (°C)	
Niğde	Çiftlik - Bozköy	295	Aydın	Germencik - Ömerbeyli	239	
	Alaşehir - Köseali	287		Yılmazköy	192	
Manisa	Salihli - Çferbey	260		Pamukören	188	
	Alaşehir - Kurudere – Alkan	214		Gümüşköy	181	
	Alaşehir - Kavaklıdere	188		Köşk - Salavatlı	171	
	Salihli - Göbekli	182		Umurlu	155	
	Alaşehir - Kemaliye	170		Merkez - Kalfaköy	151	
	Sarıgöl - Alemşahlı	125		Hıdırbeyli	146	
	Salihli - Kurşunlu	117		Sultanhisar	145	
	Denizli	Kızıldere		242	Bozyurt	140
Sarayköy - Tekkeköy		168		Nazilli - Güzelköy	127	
Bölmekaya		147		Atça	124	
Buharkent		144		Kuyucak - Yöre	160	
Karataş		137		Kütahya	Şaphane	181
Sarayköy - Gerali		125			Simav	162
İzmir	Sarayköy - Tosunlar	103		Çanakkale	Tuzla	174
	Seferihisar - Cumalı	153	Babadere		126	
	Dikili - Hanımçiftliği	145	Nevşehir	Merkez - Göre	183	
	Balçova	145		Merkez - Kepe	124	
	Seferihisar - Akyar	141		Derinkuyu - Suvermez	117	
Bahçesir	Dikili - Kaynarca	130	Afyon	Ömer - Gecek	125	
	Sındırgı - Hisaralan	116				

Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığının web sitesinden alınan 2020 verilerine göre, jeotermal enerji santrallerinin geçmiş yıllara göre kurulu gücündeki gelişimi ve bu üretim kapasitesinin toplam elektrik üretimi içerisindeki payı. Şekil 1.3’ deki grafiklerde görülmektedir. Bu

grafiklerden, Aralık 2020 itibariyle toplam kurulu gücün 1 613 MW' a ulaştığı ve bu kapasite ile jeotermal enerji santrallerinin, elektrik üretimi içerisindeki payının % 3,25' e yükseldiği açıkça görülmektedir [10]. Bu sonuç, ülkemiz açısından umut verici bir gelişmedir. Çünkü ülkemizde de hızla artmakta olan enerji ihtiyacının bir kısmı, milli servetimiz olan bu jeotermal kaynaklarımızdan toplam kurulu gücü, 1 613 MW'e' a ulaşan kayıtlı 60 adet Jeotermal Enerji Santrallerinden karşılanmaktadır. Bu Jeotermal Enerji Santrallerinde 2019 yılında, toplam elektrik ihtiyacının % 1,66'sına tekabül eden 8 929 730,000 kWh elektrik üretimi yapılmıştır. Yakın gelecekte de hâlihazırda kurulumu devam eden 150 MW, üretim lisansı alan 49 MW, ön lisans alan 229 MW ve proje aşamasında olan 49 MW toplamda 477 MW kapasite artışıyla, jeotermal enerji santrallerinin toplam kurulu gücünün % 29,4 artırılması hedeflenmektedir [23].



Şekil 1.3. Jeotermal enerji santrallerinin geçmiş yıllara göre gelişimi

Şekil 1.3' te görüldüğü üzere Türkiye, uzun yıllar sabit kalan jeotermal elektrik üretim kapasitesini geliştirerek dünyada en hızlı büyüyen ülke olmuştur. Jeotermal kaynaklı elektrik üretimini, 2018 yılı hedefi olan 750 MW_e' ı aşarak 1 283,3 MW_e' a çıkarmıştır. Aralık 2020 ayı itibariyle, 20 sahada işletmede olan 60 adet jeotermal santralde 1 613,2 MW_e işletme kapasitesiyle dünyada dördüncü sıraya yerleşmiştir. Kurulumu süren santraller tamamlandığında ise 2 000 MW_e üretim yapılabilecek potansiyele ulaşılacaktır [16].

Sonuç olarak ülkemiz, enerji sorununu en yoğun biçimde yaşayan ülkeler arasında önde gelenlerdendir. Enerji üretimi ve arzıyla ilgili veriler bu durumu apaçık ortaya koymaktadır. Kaynaklarından ürettiği enerjiden fazlasını tüketen ve arz güvenliğini sağlamak için enerji ithal eden Türkiye, kaynaklarını çeşitlendirmek, geliştirmek, üretimini arttırmak, güçlendirmek, en ekonomik ve en fazla yararlanmayı sağlayacak biçimde değerlendirmek zorundadır [10]. Nitekim tüketimin artması, üretimin tüketimi karşılamadaki payının sürekli azalması, enerji arzında giderek artan dışa bağımlılık ve yenilenebilir enerji bilincinin gelişmesinin de etkisiyle, ülkemiz de alternatif enerji kaynaklarına yönelmiş ve bu kaynaklardan jeotermal enerjiye olan ilgisi, yapılan araştırma ve teknik çalışmalarla gün geçtikçe artmıştır. Yapılan bu araştırma ve teknik çalışmalara göre, jeotermal kaynaklardan maksimum düzeyde faydalanmanın en önemli kriterlerinden biri, jeotermal sahanın termofiziksel özelliklerine uygun enerji dönüşüm sisteminin seçilmesi ve bu sistemi oluşturan komponentlerin gerek ilk yatırım aşamasında, gerekse işletme şartlarına uygun olarak optimal koşullarda belirlenmesi gerekmektedir. Bu bağlamda bu çalışmada da Aydın'ın Köşk ilçesinde bulunan Dora 4 Jeotermal Enerji Santralinin, deneysel verileri üzerinden yıllık termodinamik analizlerini yaparak, santralin eksikliklerini ve yetersizliklerini tespit etmek, ardından yapısal ve operasyonel modifikasyon tekniklerini kullanarak sistem için en ideal muhtemel iyileştirme yöntemlerini araştırmak amaçlanmıştır. Bu kapsamda çalışmada ilk etapta, jeotermal enerji santralleri ve işletme kriterleri hakkında genel bilgiler sunulmuş, ikili (binary) tip sistemini oluşturan Organik Rankine çevriminin ve çevrimi oluşturan tüm komponentlerin, DORA-4 Jeotermal Santrali için termodinamik analizleri yapılmış ve ardından santral için optimal çalışma koşulları araştırılmıştır. Öte yandan yapılan bu çalışma ile üreticilere, kullanıcılara ve araştırmacılara, bu tip jeotermal enerji sistemlerinin gerek performans analizleri gerekse performans iyileştirme metodolojilerinin sunulması, çalışmanın ikinci bir amacı olarak hedeflenmiş ve elde edilen bu sonuçların, literatüre katkı sağlaması bakımından önemli olabileceği değerlendirilmiştir.

2. JEOTERMAL ENERJİ SANTRALLERİ

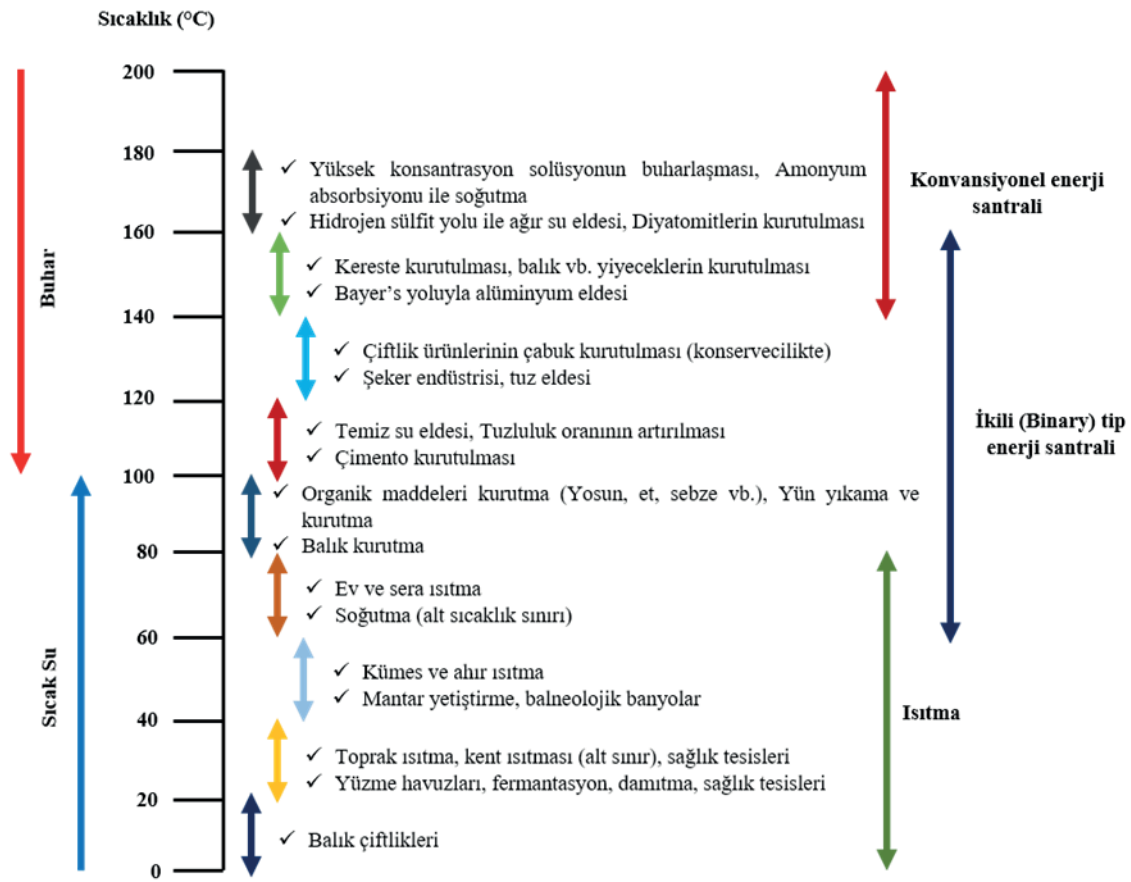
Jeotermal enerji santrallerini, ısı kaynağı olarak jeotermal kaynakların kullanıldığı ve bu ısı kaynağı ile elektrik enerjisi üretiminin gerçekleştirildiği tesisler olarak tanımlayabiliriz. Bu santraller, orta ve yüksek sıcaklıklı jeotermal kaynaklar üzerine kurularak, jeotermal kaynağın termofiziksel özelliklerine göre seçilen bir enerji dönüşüm sistemi ile elektrik enerjisi üretimini gerçekleştirirler. Jeotermal enerji santralleri, jeotermal ısıyı absorbe ederek elektriksel gücün üretilmesini sağlayan, diğer bir deyişle ısı enerjinin elektriksel güce dönüşümünü sağlayan Enerji Dönüştürücü (EC) sistem ile bu sistemin ısı kaynağını oluşturan jeotermal suyun üretildiği üretim kuyuları ve saha yüzey elemanlarından meydana gelmektedir. Ayrıca santral sahasında, kaynağın sürdürülebilirliğini sağlamak ve çevreyi korumak için tekrar basma (re-enjection) kuyuları da mevcut olup, enerjisi alınan jeotermal su, bu kuyular aracılığıyla tekrar rezervuara basılmaktadır. Jeotermal enerji santrallerini, jeotermal kaynağın özellikleri ve enerji dönüşüm sistemi olmak üzere iki bölümde incelemek, bu tesislerin çalışma prensiplerinin daha iyi anlaşılabilir olması bakımından daha yararlı olacağı değerlendirilmiş olup, çalışmanın bu bölümünde, jeotermal kaynaklardan, enerji dönüşüm sistemlerinden ve bu sistemlerin seçim kriterlerinden bahsedilmiştir.

2.1. Jeotermal Sahalar

Jeotermal sahayı kısaca, yeryüzünde jeotermal etkinlik gösteren alan veya yeraltında jeotermal etkinlik gösteren alanın üzerinde kalan bölge veya alan olarak tanımlayabiliriz [12]. Bu sahalarda, jeotermal enerji santrallerinin ısı kaynağını teşkil etmekte olup elektrik üretimi, bu kaynaklardan sağlanan ısı enerjinin elektrik enerjisine dönüştürülmesi ile gerçekleştirilmektedir.

Jeotermal kaynaklar, kesin bir sınıflandırma aralığı bulunmamakla birlikte farklı yaklaşımlar ile düşük, orta ve yüksek sıcaklıklı kaynaklar olarak sınıflandırılabilirler [24,25]. Bu sıcaklıklara bağlı olarak düşük ve orta sıcaklıklı kaynaklar, ısıtma, termal turizm ve çeşitli endüstriyel uygulamalarda doğrudan kullanılabilirlerken, yüksek sıcaklıklı kaynaklar da dolaylı uygulamalar ile elektrik enerjisi üretiminde kullanılabilirler. Ancak son yıllarda yapılan teknolojik gelişmelerle orta sıcaklıklı kaynaklar da elektrik üretiminde kullanılabilirler [26,27].

Jeotermal kaynakların hangi sıcaklık aralıklarında hangi amaçlar için kullanılması gerektiği ile ilgili birçok çalışma literatürde mevcut olup Lindal diyagramı en bilinen referanslar arasındadır [28,29]. Şekil 2.1’ de verilen Lindal diyagramından da anlaşılacağı üzere entegre jeotermal sistemlerden yüksek verimler elde edilebileceği açıkça görülmektedir [12]. Diğer bir deyişle, kojenerasyon ve trijenerasyon gibi birleşik ısı ve güç sistemleri ya da kombine güç sistemleri kurularak, ısı kaynaklarından maksimum düzeyde yararlanılabilmektedir. Ancak böyle bir durumda da kaynağın sürdürülebilirliği de göz ardı edilmemelidir.



Şekil 2.1. Jeotermal kaynakların sıcaklıklarına göre kullanım alanları (Lindal Diyg.)

Şekil 2.1’ deki Lindal diyagramında, jeotermal kaynak sıcaklıklarının 180°C’ den 20°C’ ye kadar hangi alanlarda kullanılabileceği gösterilmiştir. Özellikle 110°C sıcaklık değeri, birçok sınıflandırma yaklaşımına göre doğrudan kullanıma imkân veren ısıtma ve termal turizm gibi uygulamalar için düşük ve orta sıcaklık skalasında yer alırken, geliştirilen teknolojiler sayesinde artık elektrik enerjisi üretiminde de kullanılabilmektedir. Yukarıda, Lindal diyagramında belirtilmeyen, özellikle de son yıllarda artış gösteren hidrojen üretiminde de yenilenebilir enerji kaynaklarından jeotermal enerjinin kullanılmaya

başlanması, bu alanda yapılan çalışmaları gün geçtikçe artırmıştır. Çünkü hidrojen üretim yöntemlerinin başında suyun elektrolizi gelmektedir. Elektroliz için gerekli elektrik ise çevresel gereksinimlerden dolayı yenilenebilir enerji kaynaklarından üretilmelidir. Bu kapsamda, yenilenebilir enerji kaynaklarından jeotermal enerji de hidrojen üretimi bakımından avantajlı bir enerji kaynağıdır [15].

Yukarıda belirtilen sınıflandırmalara farklı bir yaklaşımla jeotermal kaynakları, yeryüzüne doğal sıcak su veya kaynar su olarak ulaşmış rezervuar sıcaklığının 150°C ' den düşük olduğu düşük sıcaklıklı sistemler ya da genellikle buhar, kaynayan çamur göletleri ve altere olmuş yeraltı formasyonlarıyla bilinen rezervuar sıcaklığının, 200°C ' den yüksek olduğu yüksek sıcaklıklı sistemler olarak iki grupta sınıflandırabiliyorken, düşük entalpili veya yüksek entalpili sistemler olarak, entalpilerine göre de ayırmak mümkündür [12].

Ülkemiz jeolojik ve coğrafik konumu itibarı ile aktif bir tektonik kuşak üzerinde yer aldığı için jeotermal potansiyeli bakımından dünya ülkeleri arasında zengin bir konuma sahip olup, Avrupa' da ilk sırada yer almaktadır [19]. Harita 2.1' den de görüldüğü üzere bu potansiyelden, bölgesel ısıtmadan elektrik üretimine kadar bir çok alanda yararlanılmaktadır [20].

2.2. Jeotermal Enerji ile Güç Üretim Sistemleri

Jeotermal enerjiden elektrik enerjisi üretimine imkan veren, diğer bir deyişle ısı enerjisini elektrik enerjisine dönüştüren doğru santral tipinin seçimi ve optimizasyonu, jeotermal sahanın potansiyelinden maksimum düzeyde faydalanılması bakımından önem arz etmektedir. Bu sebepten, hangi tip santralin kullanılacağı, jeotermal kaynağın termofiziksel özellikleri, rezervuarın kimyasal özellikleri, jeotermal sahanın konumu gibi koşulları oluşturan parametrelerin detaylı analizleri sonucu belirlenmelidir [32,33].

Örneğin bir jeotermal kaynağın sıvı baskın, buhar baskın veya her iki fazında aynı anda olup olmamasına göre değerlendirilerek, flaş tip, ikili tip veya her ikisinin kombinasyonu gibi değişik alternatifler uygulanabilmektedir.

Jeotermal enerji kaynakları, çalışmanın önceki bölümlerinde farklı şekillerde ve farklı yaklaşımlarda sınıflandırılmıştı. Ancak, jeotermal saha üzerine inşa edilecek enerji dönüşüm sisteminin belirlenmesinde etken olan, rezervuarın fiziksel durumuna bağlı olarak yapılan sınıflandırma, literatürde daha fazla ilgi görmektedir. Bu yaklaşıma göre üç farklı rezervuar durumu tanımlanmaktadır [12]. Bunlar;

- ❖ Rezervuardaki basınca bağlı olarak su sıcaklığının buharlaşma sıcaklığından daha düşük olduğu, dolayısıyla sıvının etken olduğu rezervuar tipidir. Rezervuar basıncını sıvı su fazı kontrol etmektedir. Bu tür rezervuarlarda, özellikle basıncın düşük olduğu üretim kuyuları civarında su buharına rastlamak olasıdır.
- ❖ Rezervuar basıncına bağlı su sıcaklığının, suyun buharlaşma sıcaklığına yakın olduğu ya da zamanla rezervuar basıncının azaldığı durumlarda, rezervuarda sıvı su ve su buharının birlikte gözlemlendiği iki fazlı rezervuar tipidir. Rezervuar basıncı ve sıcaklığı suyun buhar basıncı eğrisini izlemektedir.
- ❖ Rezervuar basıncındaki akışkan sıcaklığının suyun buhar basıncı eğrisi sıcaklığından daha yüksek olduğu durumlarda gözlemlenen buhar baskın bir rezervuar türüdür. Rezervuardaki basıncı su buharı fazı kontrol etmektedir.

Yukarıdaki yaklaşımdan da anlaşılacağı üzere düşük sıcaklıklı sistemler genelde sıvının etken olduğu sistemler tanımına girerken, yüksek sıcaklıklı sistemler ise üç gruba da girebilmektedir. Ayrıca, bu rezervuarların içinde fiziksel şartlar (sıcaklık ve basınç gibi), yere bağlı olarak değişiklik gösterebileceği gibi zamanla da farklı durumlar meydana gelebilmektedir. Örneğin; sıvının etken olduğu bir rezervuar, üretim sonucu oluşan basınç düşümünden dolayı, zamanla iki fazlı bir jeotermal rezervuar durumuna dönüşebilmektedir [12,34].

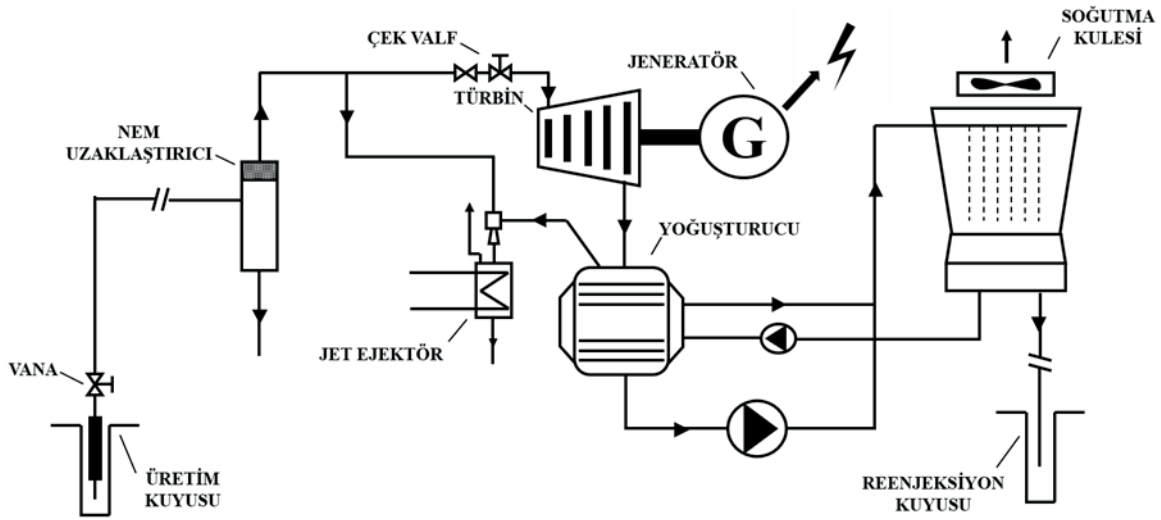
Genel olarak jeotermal enerji santrallerinde kuru, flaş buharlı, ikili (binary) çevrim ve kombine tek flaş buharlı-ikili (binary) çevrim olmak üzere dört tip çevrim kullanılmaktadır [16]. Yüksek sıcaklığa sahip (150°C 'nin üzerinde) jeotermal kaynaklarla ilgili olarak, tek ve çift flaşlı çevrim tipleri daha uygun teknolojiler olarak kabul edilir. Bu santrallerde elektrik üretimi için doğrudan jeotermal sudan yararlanmak mümkündür. Jeotermal kaynak ile dolaylı olarak çalışan ikili tip çevrimler ise, orta sıcaklıktaki (90 ila 150°C arasında değişen) jeotermal kaynaklar için daha uygundur [32,35,36]. Flaş, kuru buhar ve ikili tip jeotermal enerji santralleri, küresel pazarın sırasıyla % 58'ini, % 26'sını ve % 15'ini oluştururken, geriye kalan ve halen gelişmekte olan diğer jeotermal teknoloji ise bu küresel pazarın % 1'lik kısmı oluşturmaktadır [37]. Ülkemizdeki jeotermal kaynaklarımızın % 90'ı düşük ve orta sıcaklıklı olup, doğrudan uygulamalar (ısıtma, termal turizm, çeşitli endüstriyel uygulamalar v.s.) için uygun olup, % 10'u ise dolaylı uygulamalar (elektrik enerjisi üretimi) için uygundur [21]. Ancak, düşük sıcaklıklı kaynaklardan elektrik üretimine imkân veren, Organik Rankine çevrimli bir alt sisteme sahip ikili tip santral türleri sayesinde, düşük ve orta sıcaklıklı kaynaklardan da elektrik enerjisi üretmek mümkün olmaktadır [26]. Çalışmanın bu bölümünde, jeotermal sistemlerdeki ısıl enerjinin elektrik enerjisine dönüşümünü sağlayan enerji dönüşüm sistemlerinden, bu sistemlerin hangi rezervuar tipleri için uygun olduğundan ve seçim kriterlerinden bahsedilmiştir.

2.2.1. Kuru buhar çevrimi

Kuru buhar çevrimleri, diğer çevrim türlerine nazaran daha az bileşene sahip olmaları sebebiyle en basit ve dolayısıyla da en ekonomik çevrimlerdir. Bu çevrimlerde elektrik enerjisi üretimi, jeotermal kaynaktan çıkarılan yüksek basınçtaki buharın, filitasyon işleminden sonra direkt olarak türbine gönderilmesi ve burada çevrimin ekipman durumuna bağlı olarak atmosfer basıncına kadar genişletilmesi ile gerçekleştirilmektedir [38].

Bu tip çevrimler, tasarımları itibariyle yoğuşturuculu veya yoğuşturucusuz olarak yapılabilmekte olup, yoğuşturucusuz olarak tasarlananlar, sistem bileşenlerinin az olması bakımından ekonomik bir avantaj sağlamış olsa da türbinden çıkan buharın direkt olarak atmosfere atılması sebebiyle de çevre kirliliği oluşturmaktadır. Ayrıca bu yoğuşturucusuz çevrimler, türbin çıkışının atmosfere açık olması nedeni ile de çevre koşullarından fazlasıyla etkilenebilmektedirler. Örneğin, atmosfer basıncının düşük olduğu rakımı yüksek olan bölgelerde türbin çıkış basıncı daha da düşürülerek, aynı buhar kalitesinden daha fazla elektrik üretimi gerçekleştirilebilirler [12].

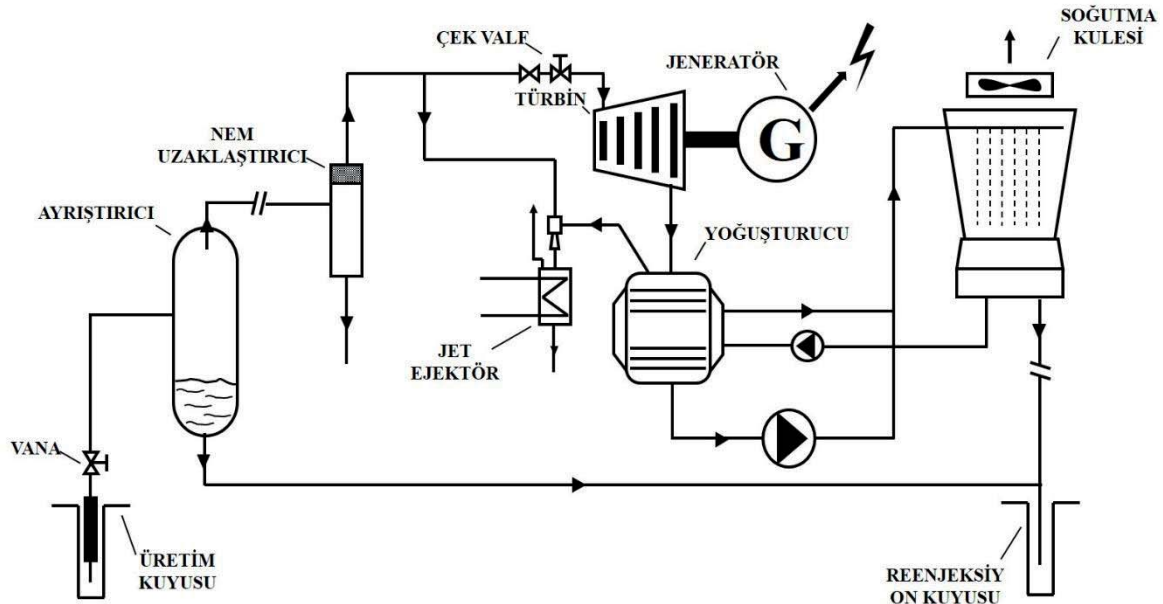
Öte yandan, yoğuşturuculu buhar çevrimlerinde ise türbin çıkışında bir yoğuşturucu olup, bu yoğuşturucular sayesinde türbin çıkışındaki buhar basıncı, atmosfer basıncının altında bir basınca düşürülerek, yani vakum oluşturularak buharın, türbini daha düşük sıcaklıkta, dolayısıyla daha düşük entalpide terk etmesi sağlanabilmektedir. Böylece, türbinin giriş ve çıkışı arasındaki entalpi farkı artırılarak güç üretimi de artırılmaktadır. Ayrıca bu yoğuşturuculu çevrimlerde, yoğuşturulan buharın tekrar rezervuara geri basılabilesinden dolayı, çevrimin çevresel etkilerine bağlı dezavantajları da azaltılabilmektedir. Şekil 2.2' de bir kuru buhar sahası için örnek bir jeotermal elektrik santralinin şematik çalışma prensibi görülmektedir [39].



Şekil 2.2. Kuru buhar için kullanılan elektrik üretim santralinin örnek akış şeması

2.2.2. Tek ve çift flaşlı çevrimler

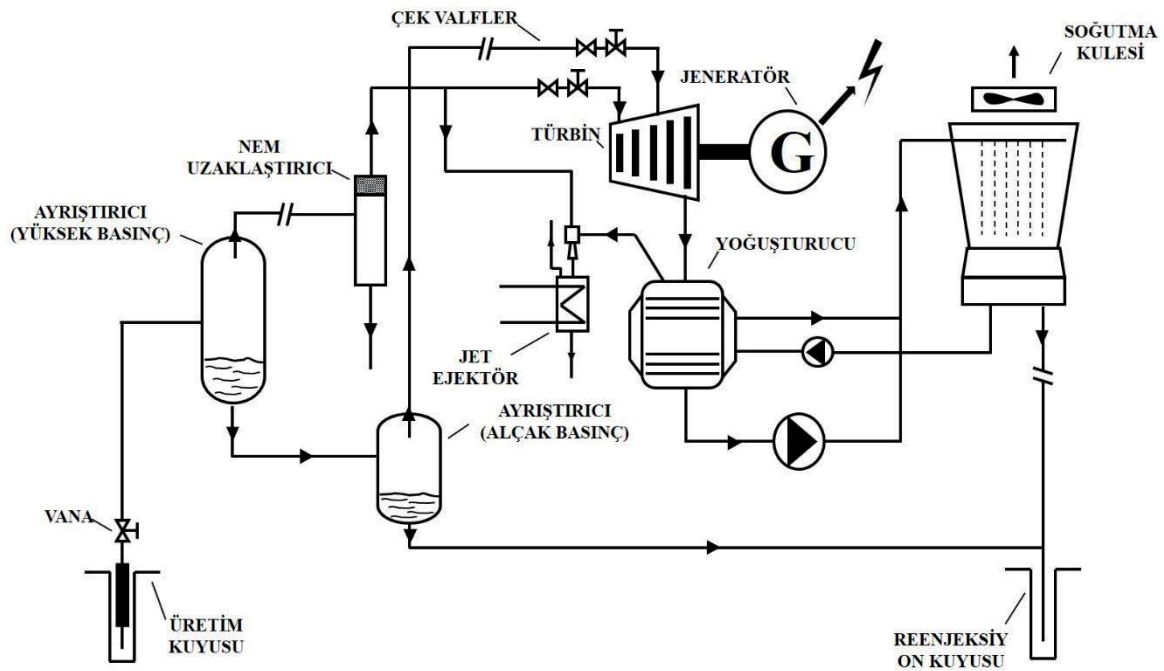
Jeotermal akışkanlar, üzerlerindeki yüksek basınçlar sebebi ile genellikle rezervuarda sıvı faz halinde bulunurlar. Ancak yeryüzüne çıkartılan bu sıvı fazdaki akışkanın yüzeye yaklaştıkça üzerindeki basıncın azalması sebebiyle buharlaşmaya başlaması, bu akışkanların yüzeye doymuş sıvı-buhar fazında çıkmasına sebep olmaktadır. Ancak, bu tür çift fazlı jeotermal akışkanlardan elektrik enerjisi üretim süreci, buharın türbine gönderilmeden önce sudan ayrıştırılmasını gerektirmektedir. Bu işlem, bu tür jeotermal kaynaklarda bir ayrıştırıcı (separator) kullanılarak yapılmaktadır. Sıvı-buhar karışımındaki akışkanın ilk önce bir seperatörde sıvı ve buhar fazlarına ayrıştırılıp ardından yeterli buhar mevcut ise türbine gönderilmektedir. Fakat bazen, kuyu başındaki akışkanın buhar oranının düşük olması yüzünden elde edilen buhar ile yeterli güç üretimi gerçekleştirilememektedir. Böyle bir durumda, jeotermal akışkana kısma ya da püskürtme işlemi uygulanarak basıncının bir miktar düşmesi sağlanır ve düşen basınçla birlikte jeotermal kaynağın buhar oranı da artırılmış olur. Bu süreç tek flaşlı çevrimlerde bir kere yapılırken, çift flaşlı çevrimlerde eğer, tek flaşlı çevrimin seperatöründen çıkan jeotermal sıvının sıcaklık ve basıncı yeterince yüksek ise bir kez daha tekrarlanarak, ilave güç üretimi sağlanabilmektedir [39,40].



Şekil 2.3. Tek flaşlı çevrim kullanılan elektrik üretim santralinin örnek akış şeması

Şekil 2.3' te tek flaşlı bir çevrimin örnek akış şeması görülmektedir. Bu şekle göre, rezervuardan yüzeye çıkarılan jeotermal akışkana, bir defa püskürtme ya da kısma yöntemi uygulanarak basınç düşürme işlemi yapılmaktadır. Basıncı düşürülerek buhar oranı arttırılan doymuş sıvı buhar karışımındaki jeotermal akışkan, bir ayırıştırıcıdan geçirildikten sonra buhar ve sıvı fazlarına ayırıştırılmaktadır. Buhar fazındaki jeotermal akışkan türbine gönderilirken sıvı faza ayrılan jeotermal akışkan ise tekrar rezervuara geri basılmaktadır.

Eğer, tek flaşlı sistemin ayırıştırıcısından çıkan sıvı fazdaki jeotermal akışkanın sıcaklık ve basınç değerleri yeterince yüksek ise akışkana tekrar kısılma ya da püskürtme işlemi uygulanarak, buhar miktarının biraz daha arttırılması suretiyle daha fazla elektrik enerjisi üretilebilmektedir. Çift flaşlı çevrim olarak ifade edilen bu sistemle, Şekil 2.4' teki akış şemasından da görüldüğü üzere birinci kademe ayırıştırma işleminden sonra ikinci kez sıvı ve buhar fazlarına ayırıştırılan jeotermal akışkanın buhar fazı, düşük basınçlı ikinci bir türbine ya da aynı türbinin daha düşük basınçlı kademesine gönderilerek, daha fazla elektrik enerjisi üretiminin gerçekleştirilebileceği görülebilmektedir [39,41].

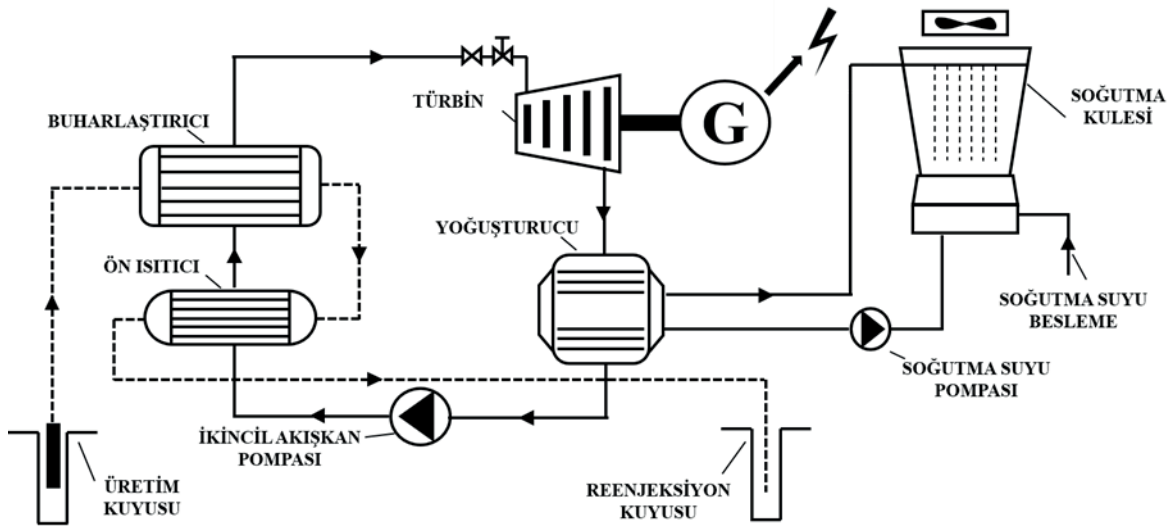


Şekil 2.4. Çift flaşlı çevrim kullanılan elektrik üretim santralinin örnek akış şeması

İki fazlı akışkanlardan elektrik enerjisi üretimi için kullanılan bu çevrimlerde, jeotermal kaynağın sıcaklık ve basınç değerlerinin sistemden maksimum verimin elde edilebilmesi bakımından çok önemli olduğu görülmektedir. Aynı jeotermal sıvı debisi için, çift flaşlı güç çevriminden, tek flaşlı çevrime göre % 20-25 arasında daha fazla güç üretilebileceği tahmin edilebilmektedir. Ancak çift flaşlı çevrim teknolojisinde, ilave ekipman gereksiniminden dolayı tek flaşlı çevrime kıyasla daha fazla ilk yatırım maliyeti ile karşı karşıya kalınabileceği de unutulmamalıdır [39].

2.2.3. İkili (binary) tip çevrim

İkili (binary) tip çevrimde enerji üretimi süreci, jeotermal akışkan enerjisinin ikincil bir akışkana aktarılması ve buharlaşan bu ikincil akışkanın türbinde genişlerken mil işi üretmesi suretiyle gerçekleşmektedir. Burada jeotermal akışkandan ikincil çalışma sıvısına ısı geçişi ısı değiştiricileri ile sağlanmaktadır. Genellikle orta ve düşük entalpili ya da sıvı baskın jeotermal sahalarda uygulama alanı bulan bu çevrim türü, optimal bir ikincil çalışma akışkanının seçimiyle, 85°C ile 170°C arasındaki sıcaklığa sahip jeotermal sahalardan verimli bir şekilde elektrik enerjisi üretimini mümkün kılmaktadır [12,42]. Şekil 2.5’ de basit bir ikili (binary) tip çevrim teknolojisinin akış şeması görülmektedir [39].



Şekil 2.5. İkili (binary) tip çevrimin akış şeması

Şekil 2.5’ de görüldüğü üzere kuyu başı tesislerinde üretilen jeotermal su, ilk önce sistemin buhatlaştırıcısına (evaporator) girerek burada, ikincil akışkanın buharlaşmasını sağlayacak bir miktar ısınıp ikincil akışkana aktarır. Daha sonra daha düşük sıcaklıkta, ön ısıtıcıya (preheater) girerek ikincil akışkana ön ısıtma işlemini gerçekleştirir. Son olarak, ön ısıtıcıdan çıkan jeotermal su, reenjeksiyon kuyusuna tekrar geri basılır. Bu çevrim ikili (binary) çevriminin birincil çevrimi olup, bu çevrimle jeotermal suyun enerjisi, sistemde asıl elektrik üretim işini yapacak olan ikincil akışkana aktarılmış olur. Sistemdeki asıl elektrik üretim prosesinin gerçekleştiği çevrim ise ikincil çevrim olup, bu çevrim düşük sıcaklıklardan elektrik üretimine imkân veren Organik Rankine çevrimidir [43]. Organik Rankine çevriminin (OEC) klasik Rankine çevriminden temel farkı, iş akışkanı olarak su yerine, suya kıyasla daha düşük buharlaşma sıcaklıklarına ve daha yüksek molekül ağırlığına sahip organik çalışma akışkanlarının kullanılmasıdır [4,44,45]. Bu çevrimde ikincil akışkan, Şekil 2.5’ te de görüldüğü üzere ısı değiştiricileri vasıtasıyla sırasıyla ön ısıtma ve buharlaşma işleminden sonra doymuş buhar fazında türbine girer ve türbinde genişlerken yine doymuş halde türbini terk eder. Türbinden doymuş buhar fazında çıkan ikincil akışkan, yoğunlaşmada sıvı faza kadar yoğunlaştırıldıktan sonra pompa ile tekrar yüksek basınçta ön ısıtıcıya gönderilerek çevrim tamamlanmış olur. Çevrim bu şekilde sürekli tekrar eder ve böylece her tekrarda, türbinde gerçekleşen genişleme sonucu üretilen mil işi ile elektriksel güç üretilmiş olur.

2.2.4. Flaşlı-ikili tip birleşik çevrimler

Diğer jeotermal enerji dönüşüm sistemlerine kıyasla en fazla elektrik enerjisi üretiminin gerçekleştirilebildiği bu sistem, genel olarak tek ayrıştırcılı/laş buharlaştırıcı sistem ile ikili (binary) çevriminin tümlenmesiyle oluşturulan “Bottoming Binary Çevrimi” ya da kombine çevrim olarak adlandırılan bir çevrim modelidir [46,47]. Bu sistemde, diğer sistemlerden farklı olarak iki faz halinde olan jeotermal kaynağın her iki fazından da güç üretimi gerçekleştirilebilmektedir.

Sonuç olarak, genel olarak rezervuar sıcaklığına bağlı kullanılan santral çevrim modelleri Çizelge 2.1’ deki gibi özetlenebilir [46].

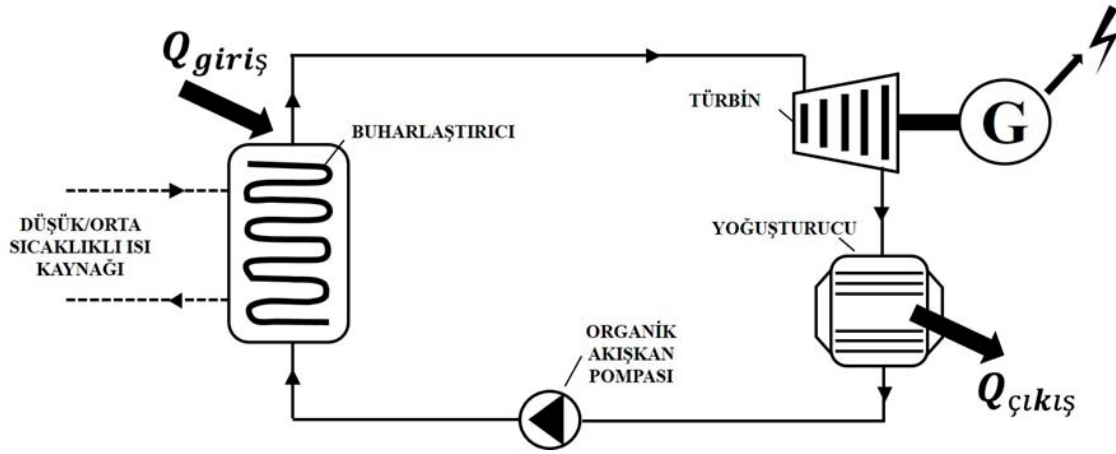
Çizelge 2.1. Jeotermal rezervuar sıcaklığına göre değişen santral tipleri

Santral Tipi	Rezervuar Sıcaklığı (°C)	Kaynak Kullanım Verimliliği (%)
Tek Flaşlı Çevrim	200 – 260	30 – 35
Çift Flaşlı Çevrim	240 – 320	35 – 45
İkili (binary) Tip Çevrim	180 – 300 +	50 – 65
Flaşlı-İkili (binary) Tip Çevrim	125 – 165	25 – 45

Çizelge 2.1’ e dikkat edilirse flaşlı çevrimlerin uygulama alanları, yüksek jeotermal kaynak sıcaklıklarını gerektirmektedir. Öte yandan, ikili çevrim ve birleşik çevrim (Flaşlı-İkili (binary) Tip Çevrim)’ lerin uygulama alanları ise orta ve düşük sıcaklıklı kaynaklarda yüksek verimliliklerde kullanılabilir. Bunun en temel nedeni ise bu tip çevrimlerin, düşük sıcaklıklı kaynaklardan güç üretimine imkân veren Organik Rankine çevrimlerinden oluşmasıdır.

2.3. Organik Rankine Çevrimleri ve Çalışma Akışkanları

Organik Rankine çevrimleri (ORC), termodinamik açıdan Rankine çevrimlerine benzer prensipte çalışan ancak, Rankine çevrimlerine nazaran daha düşük sıcaklıklara ihtiyaç duyan güç sistemleridir [42]. Bu sebepten bu sistemler, enerji üretimi ekonomik olmayan endüstriyel atık ısı, jeotermal ısı ve güneş enerjisi gibi alanlarda verimli şekilde kullanılabilir. Şekil 2.7’ de basit bir Organik Rankine Çevriminin akış şeması görülmektedir. Çevrim, pompa, buharlaştırıcı, türbin ve yoğurturucudan oluşmaktadır. ORC’ ler de kullanılan türbinler sadece bir basamaklı genişlemeye ihtiyaç duymaktadır. Bu yüzden konvansiyonel buhar türbinlere göre çok daha basit ve ekonomik olan ve genişletici ismi ile de anılan türbinler kullanılmaktadır [13,44].



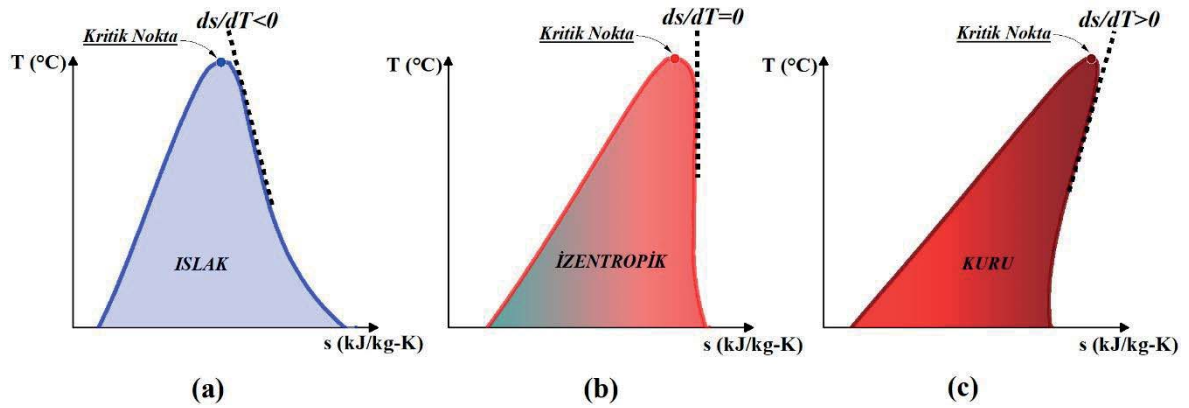
Şekil 2.7. Basit bir ORC akış şeması

Organik Rankine Çevrimlerinin klasik Rankine çevriminden diğer bir farkı da, çevrimde su yerine organik akışkanların kullanılmasıdır [44]. Bu organik akışkanların suya nazaran daha düşük sıcaklıklarda buharlaşması, düşük sıcaklıklardaki ısı kaynaklarından elektrik enerjisi üretimini mümkün kılmaktadır [48]. Özellikle de orta ve düşük entalpili jeotermal rezervuarlara sahip sahalarda uygulama alanı bulan Organik Rankine çevrimi, bu kaynaklardan verimli bir şekilde güç üretimine çok ciddi katkı sağlamaktadır [42,45].

Jeotermal enerji santrallerinde, enerji dönüşüm sisteminin seçimi kadar bu sistemin verimliliğini etkileyen, özellikle ikili tip çevrim santrallerindeki ORC için ikincil çalışma sıvısının seçimi de dikkat edilmesi gereken önemli bir parametredir [49,50]. Özellikle orta ve düşük entalpili jeotermal kaynakların kaynak sıcaklıkları, suyun ikincil çalışma akışkanı olarak kullanılabilmesi bakımından yeterli olamadığından, bu tip çevrimlerde suya kıyasla daha düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen akışkanların kullanılması gerekmektedir. Fakat bu kıstas ikincil akışkan seçiminde tek başına yeterli olmamaktadır. İlaveeten, düşük özgül hacme, yüksek verime, uygulanabilir düşük Ozone Depletion Potential (ODP - Ozon inceltme potansiyeli) değerine, düşük Global Warming Potential (GWP - Küresel ısınma potansiyeli) değerine, göreceli olarak düşük maliyete, düşük zehirlilik oranına ve yüksek güvenilirliğe sahip olması da istenir [12,51]. Ancak, tüm bu özellikleri en iyi şekilde sağlayan mükemmel bir akışkan bulmak neredeyse olanaksızdır. Bu sebepten, diğer özelliklerine nazaran daha az önem taşıyan özellikleri göz ardı edecek şekilde akışkanların tercihi de mümkün olabilmektedir [52,53].

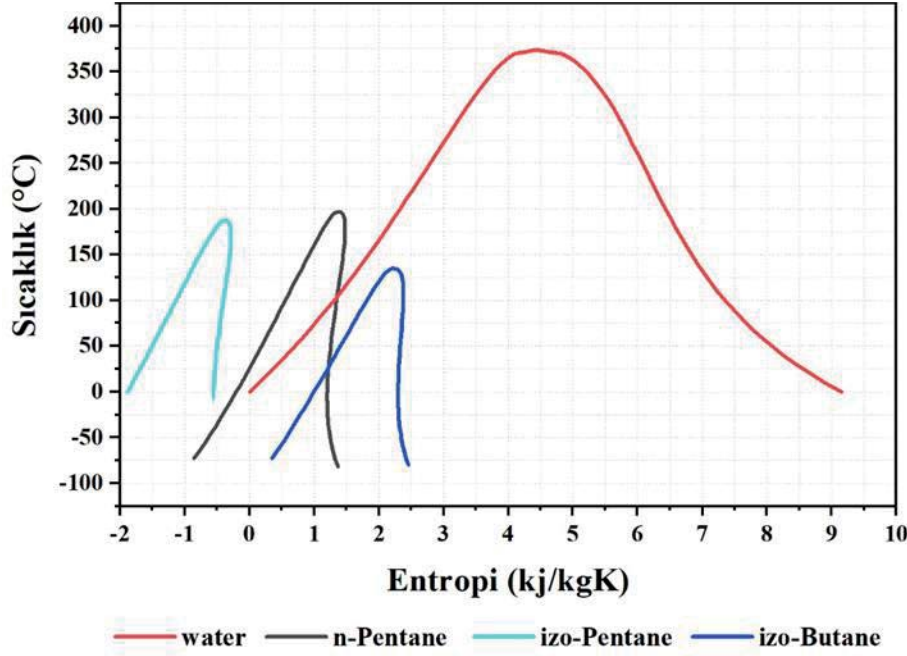
Çalışma sıvısı seçimlerinde incelenmesi gereken ilk özellik, sıvının kritik basıncı, kritik sıcaklığı ve bozulma sıcaklığıdır (maximal temperature). Bu özellikler sistem verimliliğini sınırlayan özelliklerdir [54]. Diğer taraftan türbin ve sistem sağlığı açısından da maksimum basınca sahip olduğu türbin girişinde, organik akışkanın kimyasal yapısında bozulmalar oluşmaması için, bozulma sıcaklığının üzerine çıkılmaması gerekmektedir. Ayrıca, sıvının buharlaşmak için ihtiyaç duyduğu ısı (buharlaşma ısı) ve donma noktası da dikkate alınması gereken diğer bir husustur. Donma noktası daha çok yoğuşturucu sıcaklığının seçiminde göz önünde bulundurulur. Çünkü sıvı, yoğuşturucu da ortam sıcaklığına kadar soğutulmak istenir, bu durumda akışın da sağlanabilmesi için sıvı sıcaklığının yoğuşturucu içerisinde donma sıcaklığının altına düşmemesi gerekmektedir [53,55].

Çalışma sıvıları, kloroflorokarbonlar (CFC), hidroflorekarbonlar (HFC), hidrokarbon (HC) ve karışımlar olarak kimyasal bileşimine göre sınıflandırılabilirken bazı araştırmacılar bu akışkanları, türbin çıkışındaki faz durumuna göre de sınıflandırabilmektedir. Bunlar Şekil 2.8’ de görüldüğü gibi ıslak, izentropik ve kuru tip akışkanlar olmak üzere üç sınıftır [55,56]. Kuru tip akışkanların doymuş buhar hattı pozitif eğimli iken, ıslak tip akışkanlar negatif eğimli ve izentropik tip akışkanlar ise sıfır eğimlidir [57]. Bu sınıflandırma kapsamında da seçilecek olan akışkan tipi, türbin sağlığı açısından önem arz etmektedir. Şöyle ki hem genişleme sırasında türbin kanatlarına sıvı damlacıklarının çarpamaması, hem de aşırı kuru bir çalışma akışkanı kullanılması halinde, akışkanın türbini yüksek sıcaklıkta terk etmesi sebebiyle yoğuşturucu soğutma yükünün artmaması gerekmektedir. Bu sebepten, Organik Rankine çevriminin kullanıldığı sistemlerde, izentropik veya izentropik duruma yakın kuru tip akışkanlar önerilmektedir [55,58].



Şekil 2.8. (a) yaş ; (b) izentropik; ve (c) kuru organik bazlı çalışma sıvıları için sıcaklık-entropi (T-s) diyagramı

Şekil 2.9’ da bu tip çalışma akışkanlarına örnek verilebilecek ve ekseriyetle Organik Rankine Çevrim teknolojisinin kullanıldığı jeotermal enerji santrallerinde kullanılan n-pentan, izo-pentan ve izo-bütan akışkanlarının su ile kıyaslamalı T-s diyagramları gösterilmiştir [59].



Şekil 2.9. n-Pentane, izo-Pentane, izo-Bütan ve suyun doyumluk eğrileri

Şekil 2.9’ a dikkat edilirse söz konusu organik akışkanlarının eğimlerinin dike yakın negatif eğimli oldukları görülebilmektedir. Bu da yukarıda da ifade edildiği üzere bu akışkanların izentropik tip akışkana yakın kuru tip akışkanlar olduğu anlamına gelmektedir. Özellikle de izo-Butane organik akışkanının, neredeyse izentropik tip akışkan olduğunu söylemek mümkün gibi gözükmektedir.

Öte yandan, bu çalışma akışkanının termofiziksel özelliklerinin yanı sıra bulunabilirliği, birim fiyatı, düşük ODP ve GWP değerlerine sahip olması da seçim kriterleri arasında önemli bir faktördür. Çizelge 2.2’ de söz konusu çalışma akışkanlarının, kıyaslamalı termodinamik özellikleri verilmiştir [58-60].

Çizelge 2.2. Suyun ve bazı organik çalışma akışkanlarının termodinamik özellikleri

Parametreler	Su	n-Pentane	İzo-Pentane	İzo-Butane	Birim
Akışkan tipi (kimyasal baz)	inorganik	organik	organik	organik	-
Akışkan tipi (termodinamik temel)	ıslak	kuru	kuru	kuru	-
Moleküler ağırlık	18,015	72,151	72,15	58,12	mol / kg
Kaynama noktası *	99,6	36,1	27,8	-11,7	°C
Kritik sıcaklık	373,94	196,5	187,2	135	°C
Kritik basınç	220,64	33,64	33,7	36,3	bar
Buharlaşma entalpisi *	2 257,5	355,32	344,06	366,20	kJ / kg
Küresel ısınma potansiyelleri (GWP)	-	5	5	20	-
Ozon tabakasını inceltme potansiyelleri (ODP)	-	0	0	0	-

* 1 bar basınçta

3. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Jeotermal enerji kaynaklarından verimli bir şekilde güç üretimi, kaynağın doğru analiz edilebilmesi ve bu bağlamda en doğru enerji dönüşüm sisteminin ve bu sistemi oluşturan en doğru bileşenlerin seçimi ile mümkündür. Ayrıca, sistem bileşenlerinin optimum çalışma koşullarının tayini de diğer önemli bir etkidir. Bu kapsamda, jeotermal kaynaklardan elektrik üretimi üzerine literatürde birçok çalışmaya rastlamak mümkündür. Bu çalışmalar sayesinde jeotermal kaynakların sıcaklıklarına bağlı olarak enerji dönüşüm sistemleri incelenmekte ve bu sistemlerde kullanılabilen farklı çalışma akışkanları ile doğru ekipman ve bu ekipmanların çalışma parametreleri analiz edilerek, sistemlerin optimum çalışma koşulları araştırılmaktadır. Böylece, yapılan bu çalışmalarla literatüre sağlanan katkıların yanında, jeotermal enerji sistemleri de her geçen gün geliştirilmektedir. Çalışmanın bu bölümünde, jeotermal enerji sistemleri ve bu sistemlerin optimum çalışma koşulları ile ilgili yapılmış önceki çalışmalardan bahsedilerek, jeotermal enerji santralleri ile ilgili gelişmelere değinilmiştir.

Yukarıda da ifade edildiği üzere, jeotermal kaynaklardan maksimum düzeyde yararlanmanın en önemli faktörlerinden biri, kaynağın termofiziksel özelliklerine bağlı olarak en uygun enerji dönüşüm sisteminin ve bu sistemlerdeki tüm komponentlerin doğru seçimi ve ayarlanmasıdır. Bu kapsamda Kıvanç ve arkadaşları, Kızıldere jeotermal sahasındaki bir jeotermal santrali için santralin üretim kapasitesini arttıracakları düşünülen en uygun enerji dönüşüm sistemlerini araştırmışlardır. Çalışmalarında, Çift flaşlı Çevrim (MODEL-1), Bottoming Binary Tip Çevrim (MODEL-2) ve Bottoming Binary Tip Çevrim (MODEL-3) olmak üzere, üç farklı çevrim modelini incelemişlerdir. İlk etapta, Kızıldere jeotermal sahasındaki mevcut santral özelliklerini inceleyerek santralin işletilmesi süreci, karşılaşılan problemler ve santral yüzey donanımları hakkında bilgi vermişlerdir. Analizlerde mevcut santrale ait kuyu başı entalpi değerlerini kullanmışlardır. Öne sürdükleri her bir çevrim modelini EES programında analiz etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlarla, mevcut şartlarda 15 MW_e' lık net güç üretim kapasitesine sahip santralin üretim kapasitesini, birinci, ikinci ve üçüncü model çevrimlerle sırasıyla 21,7 MW_e, 28,8 MW_e ve 29,3 MW_e' a kadar arttırabildiklerini tespit etmişlerdir [59].

Öte yandan, jeotermal enerji santrallerindeki enerji dönüşüm sistemlerinin soğutma sisteminin seçimi de santralin verimini etkileyen önemli bir etkidir. Enerji dönüşüm sisteminin su soğutmalı veya hava soğutmalı olması iş akışkanının yoğuşma basıncını doğrudan etkiler. Bu sebepten, çevrimin yoğuşma sıcaklığı, yoğuşma tipine ya da çevre şartlarına göre belirlenmesi gereken önemli bir parametredir [12]. Örneğin, santral üretim gücünün dış sıcaklıklara bağlı değişiminin incelendiği bir çalışmada Erdoğan ve Küçükta, Manisa-Alaşehir’de kurulu ve Organik Rankine çevrimi kullanılan bir jeotermal güç santralinin, santralde hava soğutmalı yoğuşturucu yerine su soğutmalı yoğuşturucu kullanılması durumunda üretim gücündeki ve verimindeki değişimi araştırmışlardır. Çalışmalarında Engineering Equation Solver (EES) paket programı kullanılarak çevrimin termodinamik modelini oluşturmuşlar ve oluşturdukları modelle, yoğuşma basıncının dış sıcaklık ve bağıl neme bağlı değişimleri ile santralin aylık ortalama net gücünü hesaplamışlardır. Ayrıca, soğutma kulesinin su tüketimini hesaplayarak, jeotermal akışkanın separatörde ayrışması sırasında elde edilen buharın, besleme suyu ihtiyacını ne oranda karşılayacağını da incelemişlerdir. Çalışmanın sonunda, su soğutma kulesi ve buna bağlı olarak su soğutmalı yoğuşturucu kullanılması halinde, santral enerji üretiminin yıllık toplamda % 7,4 artacağını ayrıca, su soğutmalı yoğuşturucu kullanılan çevrimde üretimin daha kararlı olacağını bulmuşlardır [61].

Benzer bir çalışma olarak, ortam sıcaklıklarının santral üzerindeki etkilerinin de incelendiği başka bir çalışmada Kahraman ve arkadaşları, Aydın Germencik’teki Sinem jeotermal enerji santralinin, termodinamik ve termoeconomik analizini yapmayı amaçlamışlardır. Yaptıkları çalışmada, ilk etapta gerçek tasarım ve işletme verileri üzerinden santrali sayısal olarak incelemişlerdir. Daha sonra, hava soğutmalı ve ikili tip organik Rankine çevrimli 21 MW üretim kapasitesine sahip bu tesisin, benzer ekserjetik özelliklere sahip Türkiye’deki sekiz farklı jeotermal tesislerle ayrıntılı bir karşılaştırmasını yapmışlardır. Karşılaştırma sonucunda, Sinem Jeotermal Santrali’nin ekserjetik verimliliğinin % 48,2 ile en yüksek olduğunu, diğerlerinin ise % 9,6 ile % 42,7 arasında değiştiğini göstermişlerdir. Bu sonucun, tesisdeki reenjection sıcaklığının düşük olması, ısı transferinin baskılanmasından kaynaklanan ekserji kayıplarının düşük olması ve ekipmanlardaki yüksek verimlilikleri ile ilgili olduğunu bulmuşlardır. Ayrıca çalışmalarında, hava soğutmalı jeotermal santrallerde ortam sıcaklığının, hem santralin termal verimi hem de ekonomik analizi üzerinde kritik bir etkiye sahip olduğunu vurgulayarak, ortam sıcaklığındaki değişimin, tesisin toplam birim maliyeti üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Yapılan inceleme neticesinde ortam sıcaklığının

5°C' den 35°C' ye yükselmesi durumunda, elektrik üretiminin 6,8 MW azaldığını tespit etmişlerdir. Ayrıca bu sıcaklık artışından dolayı tesisin enerji ve ekserji verimliliklerinde ise sırasıyla % 13,7' den % 9,2' ye ve % 54,9' dan % 36,7' ye düşüş yaşandığını tespit etmişleridir. Bu durumun, tesisin toplam birim maliyeti üzerinde 230 \$/GJ' dan 330 \$/GJ' e artış olacak şekilde etki edeceğini hesaplamışlardır [37].

Jeotermal enerji santrallerindeki enerji dönüşüm sistemlerinin, pek çok dinamik (türbinler, pompalar, akış kontrol elemanları vs) ve statik bileşenlere (çeşitli ısı değiştiricileri, akışkan taşıyıcı hatlar, buharlaştırıcılar vs) sahip olduğu, bu bileşenlerin ve bu bileşenlere ait optimal çalışma koşullarının da santrallerin maksimum verimde çalışabilmesi bakımından belirlenmesi gerektiği apaçık ortadadır. Bu kapsamda, türbin giriş basıncı, türbin giriş sıcaklığı, sıkıştırma sıcaklığı farkı ve (ısı geri kazanımlı buhar üretici) yaklaşma sıcaklık farkı da dahil olmak üzere, termodinamik matematiksel modele dayanan bir ORC (organik Rankine çevrimi)' nin temel termodinamik tasarım parametrelerinin etkilerini inceleyerek sistemin parametrik optimizasyonunun gerçekleştirilmesinin amaçlandığı bir çalışmada Wang ve çalışma arkadaşları, çalışmalarında düşük ısı kaynaklı ve re-jeneratörlü bir ORC sistemini incelemişlerdir. Sistem optimizasyonu için genetik algoritma yöntemini kullanarak türbin giriş basıncının, türbin giriş sıcaklığının, sıkıştırma sıcaklık farkının ve yaklaşma sıcaklık farkının hem yüksek basınçlı buhar üreticisi hem de kondenserin net güç çıkışı ve yüzey alanları üzerinde önemli etkileri olduğunu bulmuşlardır. Ayrıca bu parametrik optimizasyon ile, izobütanlı ORC sisteminin, R123 veya R245fa' ya göre en iyi sistem performansına sahip olduğunu göstermişlerdir [62].

Jeotermal enerji dönüşüm sistemlerinden ikili tip çevrimlerin tasarımı ve bu çevrimdeki komponentlerin optimizasyonu kadar sistemin ikincil çalışma sıvısının seçimi de santralin verimliliği açısından dikkat edilmesi gereken önemli bir parametredir. Çünkü özellikle orta ve düşük entalpili jeotermal kaynakların kaynak sıcaklıkları, suyun ikincil çalışma akışkanı olarak kullanılabilmesi bakımından yeterli olamadığından, bu tip çevrimlerde suya kıyasla daha düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen akışkanların kullanılması gerekmektedir. Bu sebeple literatürde sıkça, düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarından güç elde edilmesine imkan veren Organik Rankine çevrimlerinin (ORC) kullanıldığı enerji dönüşüm sistemleri için optimal ikincil çalışma akışkanının araştırıldığı bir çok çalışmaya rastlamak mümkündür. Javanshir ve Sarunac' ın, basit bir kritik ve süper kritik ORC'nin, çevrim performansı üzerindeki çalışma parametrelerinin etkisini belirlemek ve en iyi çalışma akışkanını seçmek

için çeşitli çalışma akışkanlarının termodinamik performansını inceledikleri bir çalışmada, kuru tip çalışma akışkanlarının türbin giriş sıcaklığını artırmasıyla termal verimi düşürdüklerini gözlemlemişlerdir. Ayrıca, izentropik tip çalışma akışkanlarının kullanıldığı ORC' lerde kuru ve ıslak tip akışkanların kullanıldığı ORC' lere kıyasla veriminin daha yüksek olduğunu ve bu tip akışkanların daha yüksek özgül ısı kapasitesine sahip olmaları sebebiyle çevrimden daha yüksek çevrim net güç çıkışı elde ettiklerini belirtmişlerdir [63].

Literatürde sıkça karşılaşılan araştırma konularından bir tanesi de temel ORC çevrimlerinin, ilave ekipmanlarla oluşturulan farklı modifikasyonlarının, termodinamik ve termoekonomik analizleridir. Düşük sıcaklıklı ve ikili çevrim teknolojisinin kullanıldığı bir jeotermal santral için yapılan bir çalışmada Liu ve arkadaşları, temel ORC, kızgın (superheated) ORC, reküperatif ORC ve rejeneratif ORC olmak üzere dört farklı ORC konfigürasyonunu, farklı soğutucu akışkanlar ile çok amaçlı programlama kullanılarak incelemişlerdir. Çalışmalarında ısı kaynağının sıcaklık değerlerini, 80°C ile 95°C arasında değişen bir aralıkta, ikincil çalışma akışkanı olarak, R245fa, R123, R134a ve R152a kullanmışlardır. Jeotermal ısı kaynağının 80°C'den 95°C'ye çıktığı durumda iş akışkanı ve ORC konfigürasyonları incelendiğinde, termal verim, ekserji verimi, güç çıkışı ve yatırım maliyetine bağlı en iyi optimizasyon sonuçlarının, iş akışkanı olarak R123 ve temel ORC konfigürasyonun seçildiği durumda ortaya çıktığını tespit edilmişlerdir [64].

Benzer şekilde, on farklı çalışma sıvısı (R113, R114, R141b, n-pentan, izopentan, R245fa, n-bütan, izobütan, R142b, R236fa) kullanılarak, temel ve çift basınçlı ORC konfigürasyonlarının analiz edildiği başka bir çalışmada Özer, konfigürasyon tipinin, jeotermal akışkan giriş sıcaklığının ve iş akışkanının sistem net güç çıkışına, verime ve ekipman maliyetlerine etkilerini belirlemek için termodinamik ve ekonomik analizler yaparak, elde edilen sonuçları karşılaştırmıştır. Çalışmasında jeotermal akışkanın basıncını 5 bar, debisini 1 400 t/h ve re-enjeksiyon sıcaklığını 65°C alırken, jeotermal akışkan giriş sıcaklığını ise 110°C, 135°C ve 160°C olmak üzere üç farklı sıcaklık değerleri kullanmıştır. Analizinde jeotermal akışkan giriş sıcaklığının artmasının, her iki konfigürasyonda da net güç çıkışını ve verimini artırdığını tespit etmiştir. Ayrıca çift basınç kademeli ORC konfigürasyonun, temel ORC konfigürasyonundan daha fazla net güç çıkışı ve verim sağladığını ancak, çift basınç kademeli ORC konfigürasyonun ekipman maliyetinin, iş akışkanına bağlı olarak dikkate değer miktarlarda temel ORC konfigürasyonundan daha yüksek olduğunu belirlemiştir. Bu yüzden, optimum bir sistem tasarımı için termodinamik

ve ekonomik analizlerin birlikte yapılması gerektiğini öne sürmüştür. Bunlara ek olarak, jeotermal akışkan re-enjeksiyon sıcaklık artışının, sistem net güç çıkışı ve verimine etkilerini de incelemiş ve elde ettiği sonuçları sunmuştur. Son olarak, çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda yüksek ve alçak basınç kademelerinde farklı iş akışkanını kullanılarak, daha fazla net güç çıkışı elde edilebileceğini gösterilmiştir [12].

Enerji sistemlerinin optimizasyonunda, bazen birbiriyle çelişen birden fazla hedefle uğraşmak gerekebilmektedir. Ayrıca bu sistemleri tasarlarken, genellikle daha verimli bir sistemin satın alınmasının ya da kurulmasının, daha düşük verimli bir sisteme kıyasla daha maliyetli olacağı da unutulmamalıdır. Bu sebepten bu tür sistemlerin tasarımında, termodinamik performans ve ekonomik faktörleri aynı anda göz önünde bulunduracak çok amaçlı bir optimizasyon yapmak, faydalı bir yaklaşım olacaktır. Çok amaçlı bir optimizasyon probleminde ideal çözümü, tüm hedeflerin aynı anda optimize edilmiş değerlere sahip olduğu bir nokta olarak tanımlamak mümkündür. Yani, çok amaçlı bir optimizasyonda, tek amaçlı bir optimizasyondaki gibi tek bir çözüm yolu yoktur aksine, çelişen hedefler arasında bir denge kurularak, bir dizi optimal çözüm elde edilebilmektedir [47]. İran' daki Sabalan jeotermal rezervuarlarının daha verimli kullanılması bakımından önerilen Kombine Flaş-İkili (binary) çevrimini, hem termodinamik hem de ekonomik açıdan araştırmak için termodinamik ve eksergoekonomik modellerinin geliştirildiği bir çalışmada Aali ve arkadaşları, sahadaki mevcut kuyuların kuyu başı sıcaklık ve basınç farkları doğrultusunda, elde ettikleri güç çıktılarının spesifik maliyetlerini ve çevrimin ekserji verimliliklerini dikkate alarak, optimal bir çözüm bulmak adına hem tek amaçlı hem de çok amaçlı bir optimizasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında ilk önce n-pentane, R141b, R123 ve R245fa isimli dört farklı çalışma akışkanı ile sistemin çıkış gücünün spesifik maliyetlerini dikkate alarak, tek amaçlı bir optimizasyon gerçekleştirmişlerdir. Bu optimizasyon sonuçlarında, ekonomik açıdan en iyi çalışma sıvısı olarak, % 14,14 ve % 52,56 termal ve ekserji verimliliklerinde, 4,77 \$/GJ en düşük özgül maliyeti ile 16 860 kW güç üretebileceği değerlendirilen R141b' yi tespit etmişlerdir. Ancak bu sonucun, ekonomik açıdan en uygun sonuç olduğunu kabul etseler de termodinamik açıdan da en düşük ekserji verimliliğine sahip olduğunu görmüşlerdir. Diğer bir deyişle ekonomik açıdan en düşük özgül maliyetle (4,77 \$/GJ) çalışan sistemin ekserji verimi de en düşük (% 52,56) çıkmıştır. Öte yandan ekserji verimliliğinin % 55,18 le en yüksek olduğu durumda da 6,21 \$/GJ' lik en kötü/yüksek özgül maliyeti elde etmişlerdir. Bu sebepten çalışmalarında, her iki parametre içinde optimal bir nokta seçmek adına çok amaçlı bir optimizasyon

gerçekleştirerek, % 54,87 ekserji verimliliğinde ve 5,07 \$/GJ özgül maliyette en ideal sonuçları elde etmişlerdir. Son olarak bu çalışmalarında, önerilen çevrim ile Sabalan jeotermal rezervuarları için daha önce önerilen sistemler arasında bir performans karşılaştırması yaparak, burada önerilen Kombine Flaş-İkili (binary) çevriminin, önceki sistemlerden önemli ölçüde daha iyi bir performansa sahip olduğunu göstermişlerdir [47].

Türkiye'nin batısında, 2 700 kW' lık üretim kapasitesine sahip ikili (binary) tip çevrim teknolojisi kullanan Afyon jeotermal santralının, mevcut işletme verileri üzerinden termoekonomik performansını değerlendirildiği ve potansiyel iyileştirmelerinin araştırıldığı bir çalışmada Yılmaz, santralin mevcut çalışma parametrelerini kapsamlı bir şekilde kullanarak bilgisayar ortamında termodinamik olarak modellemiştir. Santralin modellenmesinde termodinamik koşullar altında ekergoekonomik analiz için Mühendislik Denklem Çözme (EES) yazılımı kullanmıştır. Jeotermal suyun sıcaklığı ve kütleli debisi sırasıyla 110°C ve 150 kg/s' dir. Santralin enerji ve ekserji verimliliğini sırasıyla % 10,4 ve % 29,7 olarak hesaplamıştır. Yıllık ortalama jeotermal elektrik gelirini 2 880,277 \$/yıl olarak hesaplariken santralden üretilen elektriğin ekserjetik maliyetini ise 0,0233 \$/kWh olarak hesaplamıştır [65].

Jeotermal enerji santrallerinde fizibilite çalışmaları kapsamında yapılan enerjistik performans ve sistem maliyet analizleri, sistemin ve yapılacak olan yatırımın kararlığı bakımından önemli parametrelerdir. Bu sebepten bu santrallerde yapılan termodinamik analizin amacı, ekonomik olarak jeotermal sahanın potansiyelinden maksimum düzeyde faydalanmaktır. Bu amaçla, enerji dönüşüm sisteminden maksimum güç çıktısının elde edilebilmesi için sistemin ve sistemdeki tüm komponentlerin ekserji ve termal analizlerinin yapılması gerektirmektedir. Üç farklı modifikasyona sahip ORC sisteminin incelendiği diğer bir çalışmada Safarian ve arkadaşları, türbinden ara gaz almalı, rejeneratör ilaveli ve son olarak hem türbinden ara gaz almalı hem de rejeneratöre sahip ORC sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Yapılan analizlerde ilk etapta, temel ORC'nin en düşük ekserji verimi % 31,2 ve toplam ekserji kaybını 50,9 kW olarak hesaplamışlardır. En yüksek ekserji kaybının da buharlaştırıcıda, 37 kW olarak tespit etmişlerdir. Üç farklı konfigürasyondan en iyi sonucun, 42,2 kW toplam ekserji yıkımının elde edildiği hem türbinden ara gaz almalı hem de rejeneratöre sahip ORC sisteminden elde edildiğini görmüşlerdir. Ayrıca bu sistemde, temel ORC'ye göre buharlaştırıcı ekserji kaybındaki azalmayı % 55 olarak hesaplamışlardır. Böylece sistemin ekserji veriminde % 14 oranında bir artış sağlayarak,

toplam ısı ve ekserji verimlerini sırasıyla % 22 ve % 35,5 olarak hesaplamışlardır. Bu iyileşmenin, buharlaştırıcı giriş sıcaklığının dolayısı ile basıncının artmasına bağlı olarak geliştiğini rapor etmişlerdir [66].

Sistem bileşenleri etkileşimleri hakkında bilgi sağlamak için geleneksel ve gelişmiş ekserji analiz yöntemlerinin kullanıldığı başka bir çalışmada da Nami ve arkadaşları, çift akışkanlı bir jeotermal enerji santralinin, gerçek, kaçınılmaz ve ideal performansını incelemişlerdir. Sistem bileşenlerinin ekserji yıkımlarını ekipman bazında incelediklerinde düşük basınçlı buhar jeneratörünün ekserji yıkım oranını % 38,11, yüksek basınçlı buhar jeneratörünün ekserji yıkım oranını % 29,98 ve kondenserin ekserji yıkım oranını % 15,93 olarak bulmuşlardır. Ancak ileri seviye de ekserji analizini yaptıklarında kondenserdeki ekserji yıkımının sadece % 15 mertebesinde önlenebileceğini, bununda sistemin önlenebilir ekserji yıkım oranının % 7' sine tekabül ettiğini ifade etmişlerdir. Ayrıca, bu sistemdeki buhar üreticileri ve düşük basınçlı türbin için bileşenlerdeki kayda değer önlenebilir içsel yıkım oranları nedeniyle, ileri ekserji analizinin önemini vurgulamışlardır [67].

Hidrojen doğada serbest halde bulunmadığından yerinde tüketilmediği takdirde üretilmesi ve depolanması gereken bir enerji taşıyıcısıdır [68]. Hidrojen, mevcut enerji kaynaklarından ve enerji tüketilerek üretilmektedir. Sürdürülebilir bir enerji geleceğinde hidrojenin mutlaka yenilenebilir enerji kaynaklarından üretilmesi gerekmektedir. Güneş ve rüzgâra ilave olarak jeotermal enerjinin de hidrojen üretiminde kullanılması ve bunun hangi metotlarla yapılması gerektiği günümüzde önemli bir araştırma konusu haline gelmiştir [15]. Literatürde jeotermal enerjiden hidrojen üretimine yönelik birçok çalışmaya rastlamak mümkündür. Örneğin, 7 856 kW güç üretim kapasitesine sahip bir jeotermal enerji santrali ile entegre çalışan, 0,05 kg/s hızla hidrojen sıvılaştırma kabiliyetine sahip hidrojen sıvılaştırma ve depolama sisteminin geliştirilmeye çalışıldığı bir çalışmada Yılmaz, bu entegre hidrojen enerji sistemini, termodinamik koşullar altında yaşam döngüsü maliyet analizi ile simüle etmek için EES ve Aspen Plus yazılımlarını kullanmıştır. Bu entegre sistemde, bir jeotermal kaynakla hidrojen üretimi ve sıvılaştırma gerçekleştirilmektedir. Başka bir ifadeyle jeotermal enerji santrali, hem elektroliz ünitesi hem de sıvılaştırma döngüsü için elektrik enerjisi sağlamaktadır. Şöyle ki jeotermal enerjiden elde edilen elektriğin bir kısmı hidrojen gazı üretmek için kullanılırken kalan kısmı ise nitrojen ön soğutmalı Claude döngüsünde hidrojen gazının sıvılaştırılması için kullanılmaktadır. Yapılan analiz ve simülasyonlar neticesinde, elektroliz işleminde ön ısıtma dâhil olmak üzere birim hidrojenin üretimi için

gereken iş miktarı 43,57 kW h/kg H₂ olarak hesaplanırken, Hidrojen birim maliyetleri ve sistem geri ödeme süresi sırasıyla 2,15 \$/kg LH₂ ve 6,17 yıl olarak hesaplanmıştır. Sisteme yaşam döngüsü maliyet analizi uygulandığında ise net bugünkü değer (NPV) ve seviyelendirilmiş yıllık maliyet (LAC) sırasıyla 78 390 000 ve 9 207 000 \$/yıl olarak hesaplanmıştır [69].

Hidrojen üretimi ve sıvılaştırma sistemlerinde toplam maliyetin yaklaşık % 60'ından fazlasını, sistem için ihtiyaç duyulan elektrik üretim maliyetleri oluşturmaktadır. Kalan diğer maliyetler ise sistemin bakımı, işletilmesi ve ilk yatırım maliyetlerinden meydana gelmektedir. Bu sebepten, hidrojen üretimi için ihtiyaç duyulan elektrik enerjisinin üretimi, hem maliyet açısından hem de sürdürülebilir bir enerji geleceğinde mutlaka yenilenebilir enerji kaynaklarından üretilmesi gerekmektedir. Nitekim literatürde, hidrojen üretim yöntemlerinden elektrolize dayalı bir hidrojen üretim sistemi ile hidrojen üretim maliyetlerinin birim kütle başına, rüzgar enerjisi sistemleri ile 7–11 \$/kg arasında, güneş enerjisi sistemleri ile 10–30 \$/kg arasında ve son olarak nükleer sistemleri ile 2–4 \$/kg arasında gerçekleştiğini, nükleer enerji sistemlerine alternatif olarak, diğer alternatif enerji kaynaklarına nazaran daha ucuz olan jeotermal enerji sistemleri ile de 2–7 \$/kg arasında gerçekleştirildiğini görebiliriz [69,70].

Görüldüğü üzere hidrojen üretimi için jeotermal enerjinin kullanılmaya başlanması hem ekonomik açıdan hem de çevresel açıdan önemli bir gelişmedir. Sıvı hidrojen üretimi için geliştirilen jeotermal enerji kaynaklı ve alt modül olarak sırasıyla ORC sistemi, yüksek sıcaklıklı elektroliz, absorpsiyonlu soğutma ve hidrojen sıvılaştırma çevrimlerinden oluşan çok fonksiyonlu bir sistemin modellenerek, modellenen sistemin termodinamik optimizasyonunun ve eksergoekonomik analizlerinin yapıldığı başka bir çalışmada Bademlioğlu, modellenen sistemin termodinamik performansını, ORC sistemlerinde kullanılan farklı çalışma akışkanlar (R123, R245fa, R601, n-Hexane) için farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında (100°C-150°C) incelemiştir. Ayrıca çalışma kapsamında farklı sıvılaştırma çevrimleri ve absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan eriyik çiftleri de dikkate alarak hidrojen üretim sistemi için altı farklı model oluşturmuştur. Modellerin enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmiş, sıvı hidrojen üretim performanslarını karşılaştırarak sistem için optimum çalışma parametrelerini belirlemiştir. Ardından optimum çalışma şartları için eksergoekonomik analizler gerçekleştirmiş ve sistemi oluşturan komponentlerin eksergoekonomik performanslarını değerlendirmiştir. Çalışmasında, oluşturduğu tüm

modelleri birlikte ele alındığında, ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminin kullanıldığı ve absorpsiyonlu soğutma çevriminde NH₃-H₂O eriyik çiftinin tercih edildiği Model 2'nin termodinamik performansının diğer modellere kıyasla daha yüksek olduğunu ve hidrojen üretim miktarı açısından ise daha kullanılabilir olduğunu belirlemiştir. Sabit çalışma şartlarında, soğutucu akışkan ve buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak Model 2'de üretilen hidrojen miktarını maksimum 0,18049 kg/s olarak hesaplamış, enerji ve ekserji verimini ise sırasıyla maksimum % 11,56 ve % 35,09 olarak belirlemiştir. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığı ve n-Hexane için Model 2'nin eksergoekonomik analizlerini gerçekleştirmiş ve elektroliz ünitesinin 441,206 USD/h ile en yüksek yatırım maliyetine sahip komponent olduğunu belirtmiştir. Ayrıca sistemde, ekserji yıkım maliyeti en yüksek olan komponentin 61,206 USD/h maliyet ile Claude sıvılaştırma sistemindeki (2) numaralı eşanjör olduğunu belirtmiştir. Son olarak sıvılaştırılan hidrojenin birim ekserji maliyetini de 11,277 USD/GJ olarak hesaplamıştır [71].

4. MATERYAL

4.1. DORA-4 Jeotermal Enerji Santralinin Tanıtılması

Dora-4 Jeotermal Elektrik Santrali (JES), Aydın'ın Köşk ilçesinde, MB Holding bağlı ortağı olan Menderes Geothermal Elektrik Üretim A.Ş. tarafından işletilen, 17 MW_e kurulu gücü ile Türkiye'nin 593. Aydın'ın ise 37. büyük enerji santralidir. Tesis ayrıca Türkiye'nin 41. büyük Jeotermal Enerji Santrali olup, 126 930 MWh elektrik üretimi ile 34 948 kişinin günlük hayatında ihtiyaç duyduğu (konut, sanayi, metro ulaşımı, resmi daire, çevre aydınlatması gibi) tüm elektrik enerjisi ihtiyacını karşılayabilmektedir. Bu santral, sadece konut elektrik tüketimi dikkate alındığında ise 42 494 konutun elektrik enerjisi ihtiyacını karşılayabilecek elektrik üretimi yapmaktadır [72].

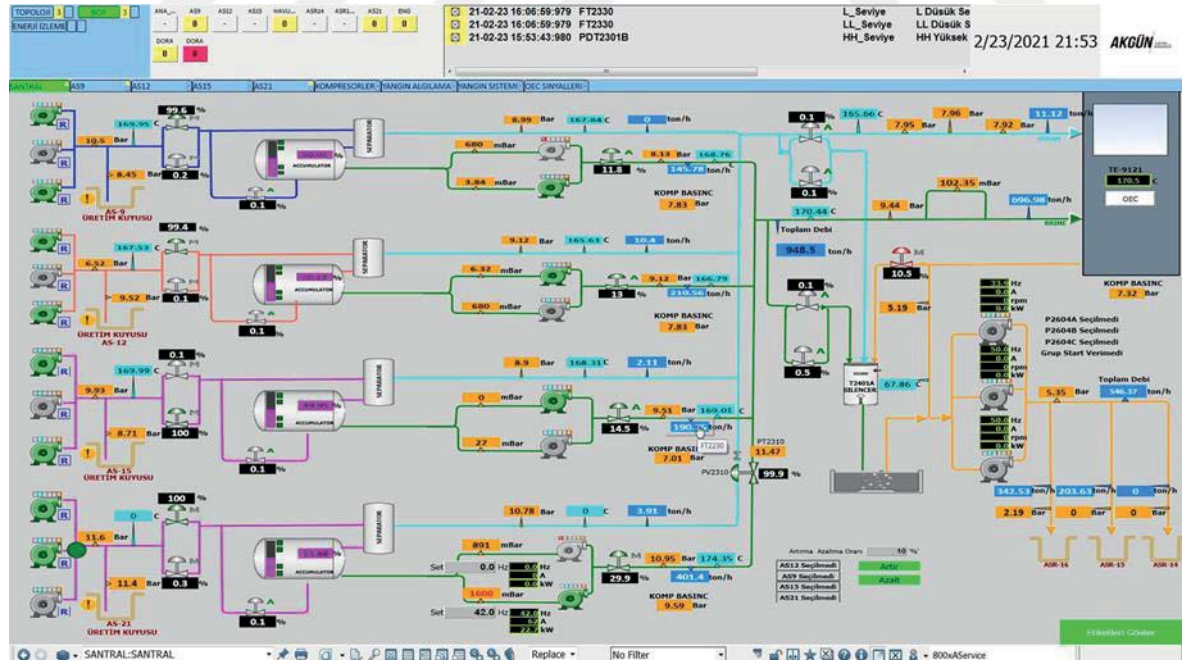
Santral, Resim 4.1' de görüldüğü gibi bir yerleşim alanına sahip olup, DORA-3B Jeotermal santral ile karşı karşıya bulunmaktadır. Santrale ait üretim kuyuları ile re-enjeksiyon kuyularının dağılımı, başka bir ifadeyle saha yüzey donanımlarını oluşturan üretim kuyuları ve re-enjeksiyon kuyularının, enerji dönüşüm sistemi (OEC)' ne olan uzaklığı Resim 4.1' de görülmektedir.



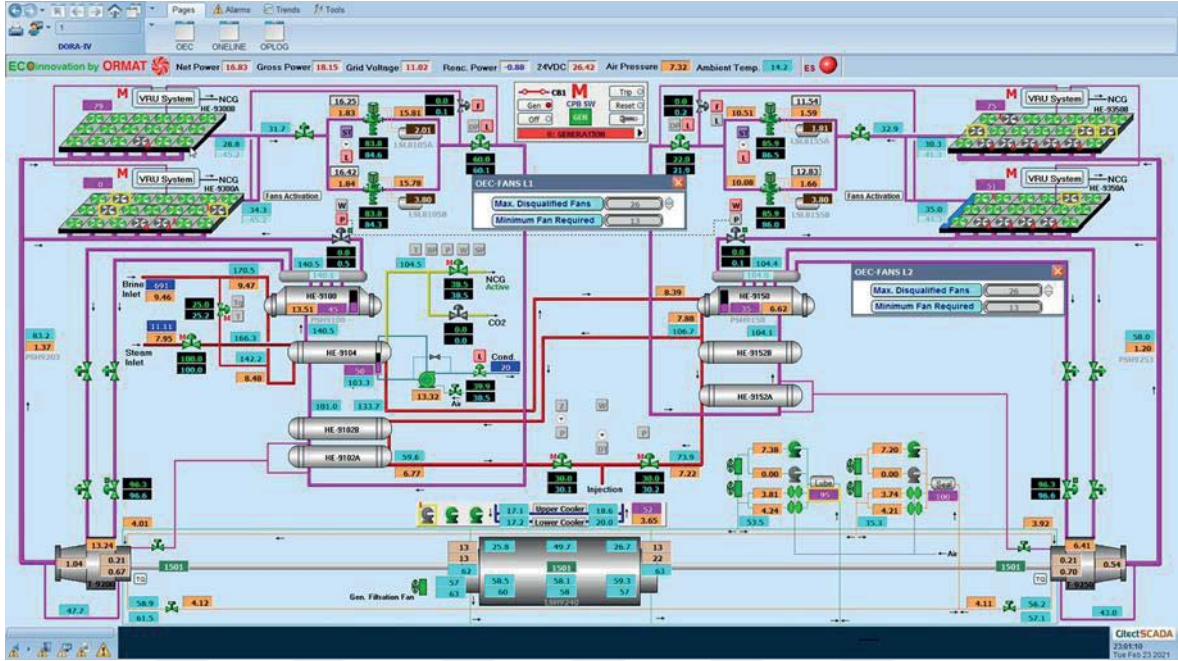
Resim 4.1. DORA-4 Jeotermal enerji santralinin yerleşim krokisi

DORA-4 Jeotermal Enerji Santrali çift basınçlı iki akışkanlı (dual pressure binary cycle) jeotermal elektrik santralidir. Santral iki ana bölümden ve işletme sürecinden meydana gelmektedir. Bu bölümler, jeotermal ısıyı abzorbe ederek elektriksel gücün üretilmesini sağlayan, diğer bir deyişle ısı enerjinin elektriksel güce dönüşümünü sağlayan Ormat Enerji Dönüştürücü (OEC)' sü ile OEC'nin ısı kaynağını oluşturan jeotermal akışkanın üretildiği üretim tesisleri ile gerek kaynağın sürdürülebilirliğini sağlamak, gerekse çevreyi korumak adına geri basma (re-enjeksiyon) kuyularını da ihtiva eden saha yüzey tesisleri ve elemanları (BOP)' dır.

Santralde her iki bölümün de kontrolü PLC işlemcili otomasyon sistemiyle yapılmaktadır. Yani jeotermal akışkanın üretilip sıvı ve buhar fazlarına ayrıştırılarak OEC' ye gönderilmesinden, OEC' deki tüm ekipmanların ve ikincil akışkanın akışına kadar tüm kontrol ve işletme süreçleri, PLC işlemcili otomasyon sistemi ve bu sistemin SCADA bilgisayarından izlenmesi ve gerektiğinde müdahale edilmesi suretiyle gerçekleştirilmektedir. Resim 4.2 ve 4.3' de sırasıyla yukarıda ifade edilen BOP ve OEC bölümlerine ait SCADA bilgisayarının ekran görüntüleri görünmektedir [73].



Resim 4.2. BOP, SCADA bilgisayarına ait örnek ekran görüntüsü



Resim 4.3. OEC, SCADA bilgisayarına ait örnek ekran görüntüsü

Bu ekran görüntülerinden, tesisteki her bir ekipmanın ve her bir borudaki akışın sıcaklık, basınç ve debi değerlerinin anlık olarak izlenebildiği açıkça görülebilmektedir. Böylece, tesiste meydana gelebilecek her türlü arıza ve ters çalışma durumlarına operatörler tarafından gerekli müdahaleler yapılabilmekte ya da gerektiğinde ilgili bakım ekibi ve/veya yetkiliye bilgi verilebilmektedir.

Ayrıca, PLC işlemcili otomasyon sisteminden elde edilen veriler, SCADA bilgisayarına aktarılmakta ve bu sayede, santral bünyesinde yapılan tüm çalışmalar günlük veriler halinde bölüm sorumluları tarafından kayıt altına alınabilmektedir. Bu veriler ışığında günlük işletme raporları hazırlanmakta hatta aylık ya da yıllık raporlar düzenlenerek şirket yönetimi bilgilendirilmektedir. Örneğin, yapılan bu veri kayıtları sayesinde santral ile ilgili geriye dönük işlemler incelenerek, güncel kayıtlarla kıyaslanabilmekte ve santralin yıllara göre performans durumundaki değişimler gözlemlenebilmektedir.

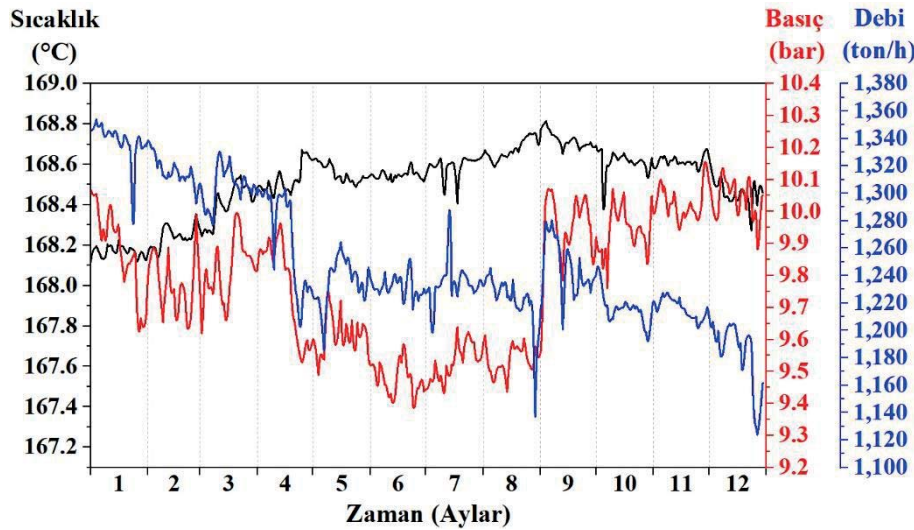
Çalışmanın bundan sonraki bölümünde, yukarıda ifade edilen santralin BOP ve OEC bölümlerinin ayrıntılı olarak çalışma prensibinden bahsedilmiş, gerek jeotermal akışkanın, gerekse ikincil çalışma akışkanının, data kayıtlarından temin edilen basınç, sıcaklık ve akış debileri ve bu parametrelerdeki dönemsel değişimler incelenmiştir.

Sahadaki her bir jeotermal kuyudan üretilen sıvı-buhar karışımı jeotermal akışkan, Şekil 4.1' deki akış şemasında görüldüğü üzere kuyu başlarına konumlandırılmış ayırıştırıcılar "separatör" vasıtası ile sıvı ve buhar fazlarına ayrılmaktadır. Ayırıştırılan ve akümülyasyon tanklarına giden sıvı haldeki jeotermal akışkan, buradan mekanik basınçlandırma yöntemiyle tek bir boru hattında enerji dönüşüm sistemi (OEC)' ne gönderilmektedir. Öte yandan, ayırıştırılan buhar ve içerdiği yoğunlaşmayan gazlar da ayırıştırıcı çalışma basıncında yine tek bir hat ile OEC' ye yollanmaktadır. Ayrı ayrı hatlarla OEC' ye gönderilen sıvı ve buhar fazındaki jeotermal akışkan enerjisini, ısı değiştiricileri aracılığıyla ikincil çalışma sıvısına transfer ettikten sonra tekrar belli bir tasarım sıcaklığında rezervuara geri basılmaktadır. Ayrıca sistemde, herhangi bir arıza veya test durumunda gelen akışkanın değarjı için drenaj havuzu bulunmaktadır.

Jeotermal akışkan yüzeye, rezervuarların kendi iç basıncı ile çıkmaktadır. Bu basınç, rezervuardan yüzeye doğru yaklaştıkça azalmaktadır. Kuyu başı basıncı olarak tabir edilen bu değer, jeotermal kuyunun en önemli termofiziksel özelliklerinden biridir. Bu değerler kuyuların karakteristik özellikleri gereği zamanla değişebilmektedir. Bu sebepten, santraldeki dört kuyunun kuyu başı basınç değerleri de SCADA sisteminden sürekli takip edilmekte ve veriler kayıt altına alınmaktadır. Üretim kuyularının karakteristik özelliklerindeki farklılıklar ve zamanla da değişimlerinden dolayı ayırıştırma basınçları da değişkenlik gösterebilmektedir. Ayrıca üretim kuyularının, OEC' ye girmeden önce jeotermal akışkanın birleştigi birleşim noktasına olan mesafeleri de farklı uzaklıktadır. Bu sebepten, gerek farklı ayırıştırma basınçlarından gerekse birleşim noktasına olan mesafelerden dolayı değişen basınç kayıplarından ötürü jeotermal suya, sürekli ve düzenli akışın sağlanabilmesi için mekanik basınçlandırma yöntemiyle balanslama işlemi yapılmaktadır. Böylece dört farklı üretim tesisinden gelen jeotermal su, hiçbir karşı basınçla karşılaşmadan birleşim noktasında birleşerek tek bir hatla OEC' ye gönderilebilmektedir.

Dört farklı üretim kuyusunda üretilen jeotermal akışkan, Şekil 4.1' de gösterildiği gibi OEC' ye sıvı ve buhar fazlarında ayrı ayrı iki farklı boru hattıyla girmektedir. Burada, yukarıda da ifade edildiği üzere sıvı fazdaki akışkan mekanik basınçlandırma yöntemiyle OEC' ye gönderilirken, buhar fazındaki akışkan ise ayırıştırıcı çalışma basıncında OEC' ye girmektedir. Diğer taraftan, üretim kuyuları ile OEC arasındaki mesafelere bağlı olarak gerek ısı kayıplarından, gerekse sürtünme kayıplarından dolayı akışkanın sıcaklık ve basınç değerleri düşmektedir. Dolayısıyla, her iki fazdaki akışkan için de gerek ısı ve basınç

kayıplarından, gerekse birleşme noktasındaki ortalama değerlerinden dolayı kuyu başındaki sıcaklık ve basınç parametreleri ile OEC girişindeki sıcaklık ve basınç parametrelerinin bir birinden farklı olacağı değerlendirilmiştir. Bu sebepten, santralin OEC kısmının performans durumunu incelerken, OEC' nin ısı kaynağı olan jeotermal akışkanın, kuyu başındaki parametrelerinden ziyade Şekil 4.1' de gösterilen OEC girişindeki parametrelerinin (Nokta 12: sıvı faz girişi, Nokta 21: buhar fazı girişi) incelenmesinin daha doğru bir yaklaşım olacağı düşünülmüştür. Bu kapsamda jeotermal akışkanın Şekil 4.1' de gösterilen 12 ve 21. noktalara ait OEC' ye giriş verilerinin, bir yıllık SCADA kayıtlarına göre termofiziksel özelliklerinin seyri Şekil 4.2 ve 4.3' de gösterilmiştir.

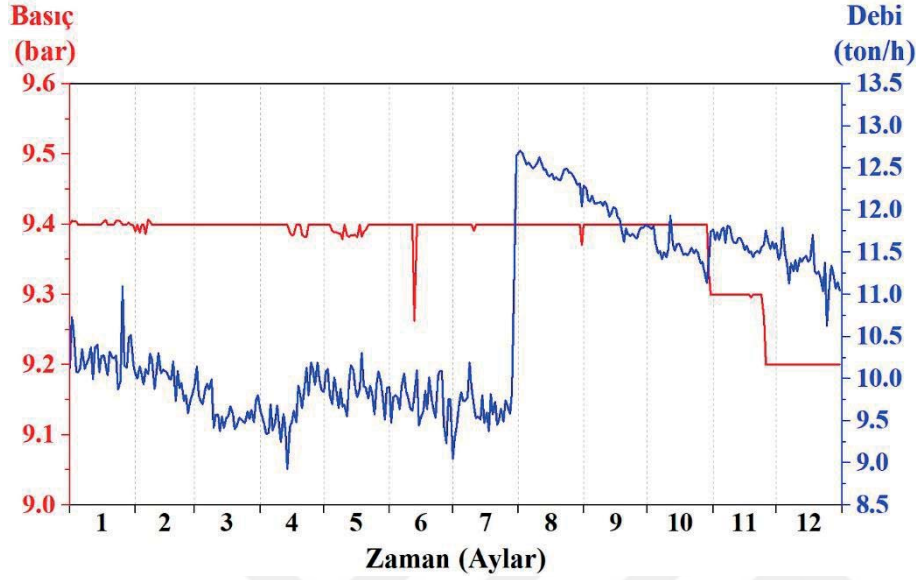


Şekil 4.2. Jeotermal akışkanın (Sıvı faz) OEC giriş parametrelerinin aylara göre değişimi

Şekil 4.2' deki grafikte, sıvı fazdaki akışkanın OEC' ye giriş parametrelerinin yıl boyunca değişimi görülmektedir. Bu grafiğe göre en yüksek sıcaklık ve basınç değerleri dokuzuncu ayda sırasıyla, yaklaşık 168,8 °C ve 10,06 bar olarak kaydedilmiştir. Bu değerlerle birlikte kaydedilen debi değerinin 1 280 ton/h olduğu ancak, bu değer yıl boyunca kaydedilen en yüksek debi değeri olmadığı grafikten görülebilmektedir. Diğer taraftan, kaydedilen en yüksek debi değerinin ise birinci ayda yaklaşık 1 355 ton/h olduğu, bu debinin kaydedildiği birinci aydaki basınç ve sıcaklık değerlerinin de sırasıyla 10,05 bar ile 168,2 °C olduğu aynı grafikten görülebilmektedir.

Kuyu başı tesislerinde üretilen buhar da sıvıya benzer şekilde OEC' ye gönderilmekte olup, tek farkın buharın kendi basıncıyla OEC' ye girmesidir (Bkz. Şekil 4.1-21. Nokta). Şekil

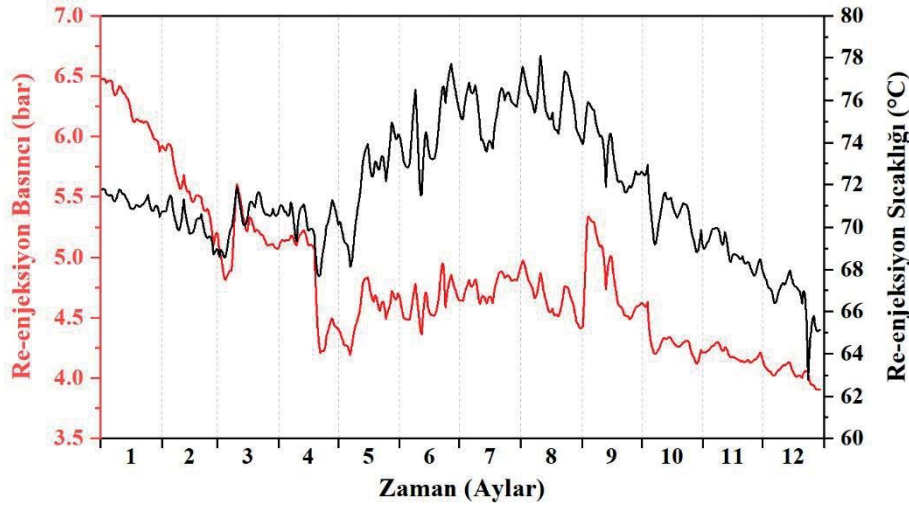
4.3' deki grafikte de buhar fazındaki akışkanın OEC' ye giriş parametrelerinin yıl boyunca değişimi görülmektedir.



Şekil 4.3. Jeotermal akışkanın (buhar fazı) OEC giriş parametrelerinin aylara göre değişimi

Şekil 4.3' deki grafikten, buhar giriş basıncının onuncu ayın sonuna kadar neredeyse sabit bir şekilde yaklaşık 9,4 bar civarında olduğu, on birinci aydan itibaren yıl sonuna doğru 9,2 bar' a kadar düştüğü görülmektedir. En yüksek akışım ise yedinci ayın sonunda yaklaşık 12,7 ton/h civarında bir debide gerçekleştiği görülebilmektedir.

Gerek kaynağın sürdürülebilirliğini sağlamak gerekse bazı çevresel etkilerin önüne geçmek adına OEC' den çıkan jeotermal akışkan tekrar rezervuara geri basılmaktadır. Ancak, jeotermal akışkanın re-enjeksiyon sıcaklığının da santralin performansını etkileyen önemli bir parametre olduğu unutulmamalıdır. Çünkü bu sıcaklık düşürüldükçe, jeotermal akışkanın kimyasal bileşimi sebebiyle sistem ekipmanlarına bazı kimyasallar çökelebilmektedir. Öte yandan yüksek sıcaklıkta re-enjeksiyon yapılması da enerji ve ekserjinin büyük çoğunluğunun re-enjeksiyon ile kaybedilmesi anlamına gelmektedir.



Şekil 4.4. OEC çıkış-re-enjeksiyon sıcaklık ve basınç parametrelerinin yıl boyunca değişimi

DORA-4 Jeotermal enerji santralinde de ısı enerjisini OEC' ye bırakan jeotermal akışkan üç adet ASR14, ASR15 ve ASR16 re-enjeksiyon basma kuyuları vasıtasıyla rezervuara geri basılmaktadır. Şekil 4.4' deki grafikte jeotermal akışkanın OEC çıkış/re-enjeksiyon sıcaklığı ile basıncının yıl boyunca değişimi görülmektedir. Grafiğe göre re-enjeksiyon sıcaklığı ılıman ve sıcak mevsimlerde yüksek, soğuk mevsimlerde ise düşük trend göstermektedir. Bu durumun, soğutma sisteminin yaz aylarında yetersiz kalmasına bağlı olarak, sistemden atılan ısı miktarının artmasından kaynaklandığı değerlendirilmektedir. Çünkü böyle bir durumda sistemin ısı kazançları da düşmektedir. Dolayısıyla düşen ısı girdileri, jeotermal akışkanın OEC' den yüksek sıcaklıkta çıkmasına sebep olmaktadır. Bu kapsamda yıl boyunca kaydedilen en yüksek sıcaklık 78,1°C iken en düşük sıcaklık ise 62,8°C' dir.

Sonuç olarak, DORA-4 jeotermal enerji santrali dört adet üretim tesisinden ve üç adet de re-enjeksiyon kuyusundan meydana gelmektedir. Santralin bu tesisleri, yukarıda da ifade edildiği üzere jeotermal akışkanın üretilip OEC' den geçirildikten sonra tekrar rezervuara geri basıldığı kapalı bir çevrimi oluşturmaktadır. Bu çevrimin çalışma koşullarının da tesisten üretilen ısı gücünün analiz edilebilmesi bakımından incelenmesi gerektiği değerlendirilmektedir. Ancak bu çalışmada bu husus çalışmanın kapsamı dışında bırakılmış, çalışmada sadece tesisin OEC bölümü incelenmiştir.

4.1.2. Santral enerji dönüşüm sistemi (OEC) donanımları ve çalışma prensibi

DORA-4 Jeotermal enerji santralinde, jeotermal suyun üretildiği saha yüzey donanımlarının dışında kalan diğer tüm ekipmanların içinde olduğu ve elektriksel gücün üretildiği bölümün tamamı, Ormat Enerji Dönüştürücüsü (OEC) olarak tanımlanmaktadır. Resim 4.4' de santralin OEC bölümünde bulunan donanımlara ait resimler görülebilmektedir [74]. Burada OEC, yüksek ve alçak basınç kademelerinde iki adet Organik Rankine çevrimi (ORC)' inden meydana gelen, çift basıncılı ikili (binary) tip bir çevrim türü olup, ikincil çalışma akışkanı olarak n-Pentan' nın kullanıldığı bir enerji dönüşüm sistemidir.

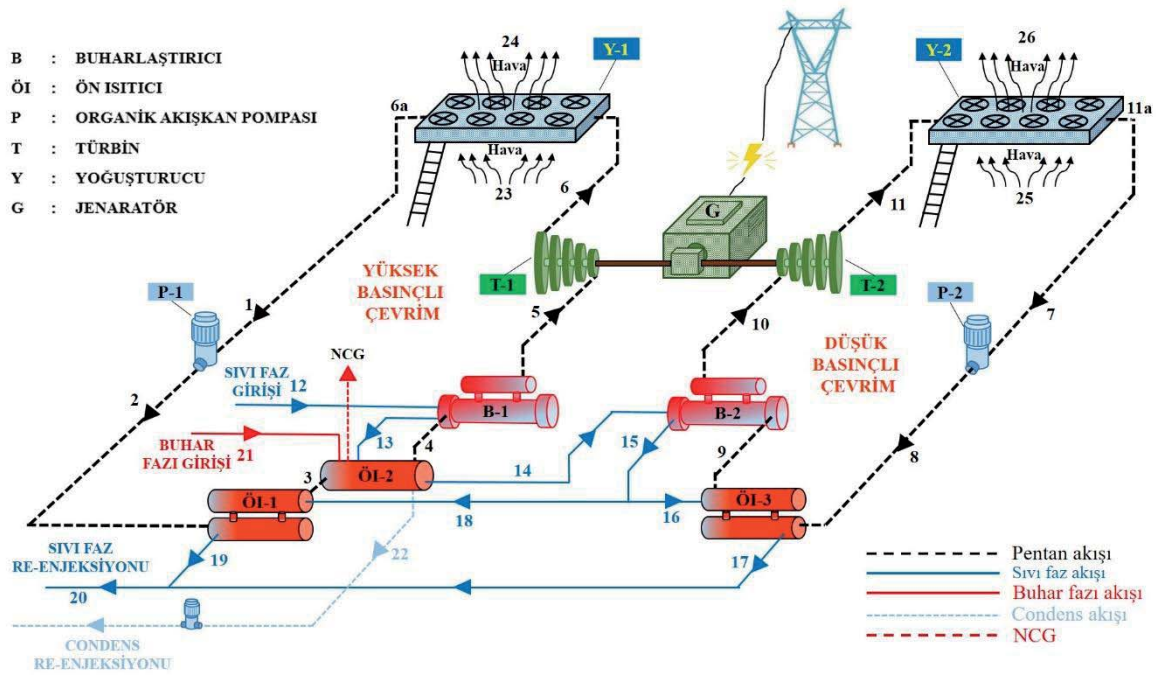


Resim 4.4. DORA-4 OEC Donanımları

Üretim tesislerinde üretilen jeotermal akışkanın OEC' ye giriş sıcaklık ve giriş basınç değerleri, OEC' nin çalışma koşullarını ve verimini etkileyen en önemli hususlardan biridir. Çünkü gerek sistemdeki ekipmanların seçimi ve optimizasyonu gerekse sistemin çalışma koşullarının belirlenmesi bu parametrelere bağlıdır. Örneğin jeotermal akışkanın önce birinci çevrime, ardından da ikinci çevrime girmesi, çevrimlerin çalışma basınçları için önemli bir etkidir. Çünkü birinci çevrimde bir miktar ısı ve basınç kaybına uğrayan jeotermal akışkan ikinci çevrime daha düşük basınç ve sıcaklık değerlerinde girmektedir. Bu durumda ikinci çevrimin de daha düşük basınçlarda çalışması gerekmektedir. Şöyle ki jeotermal akışkanın ikinci çevrime düşük sıcaklıklarda girmesi ve ikincil çalışma akışkanının da türbine doymuş buhar fazında girmesi gerekliliği, türbin giriş basıncının

düşürülmesini gerektirmektedir. Bu da ikinci çevrimin birinci çevrime kıyasla daha düşük basınç ve sıcaklık değerlerinde çalışacağı anlamına gelmektedir. Nitekim DORA-4 jeotermal enerji santralinde de birinci çevrim yüksek basınç ve sıcaklıklarda çalışırken ikinci çevrim, daha düşük jeotermal su giriş sıcaklığından dolayı birinci çevrime kıyasla daha düşük basınçlarda çalışmaktadır.

Şekil 4.5' teki akış diyagramına göre OEC' ye giren jeotermal akışkan, her iki çevrimin de ısı değiştiricilerini dolaştıktan sonra tekrar rezervuara geri basılmaktadır. OEC' de ikincil çalışma akışkanı n-Pentan' ın yer aldığı her bir basınç kademesindeki çevrim, kendi içerisinde birer kapalı çevrim olup, bu çevrimlerde iki ayrı iş üretilmektedir. Sonra üretilen bu mil işi, tek şaft üzerindeki bir jeneratör vasıtasıyla elektriksel güce dönüştürülmektedir.



Şekil 4.5. OEC akış şeması

Şekil 4.5' te görüldüğü üzere OEC, biri yüksek basınçlı diğeri ise düşük basınçlı çevrim olmak üzere iki çevrimden oluşmaktadır. Yüksek basınçlı çevrim iki adet ön ısıtıcıdan teşkil edilmişken düşük basınçlı çevrim ise bir adet ön ısıtıcıdan teşkil edilmiştir. Jeotermal akışkan, ilk önce yüksek basınçlı çevrime girerek burada sırasıyla Buharlaştırıcı-1 ve Ön ısıtıcı-2' yi dolaştıktan sonra düşük basınçlı çevrimin buharlaştırıcısı (Buharlaştırıcı-2)' na girmektedir. Bu aşamada bir miktar enerjisini ikincil çalışma akışkana aktaran jeotermal akışkan son olarak, her iki çevrimin (yüksek basınçlı çevrimdeki Ön ısıtıcı-1 ve düşük

basınçlı çevrimdeki Ön ısıtıcı-3)' de ön ısıtıcılarına girmektedir. Daha sonra ön ısıtıcıları terk eden jeotermal akışkan, sahadaki üç adet re-enejksiyon kuyuları vasıtasıyla rezervuara geri gönderilmektedir. Öte yandan, üretim kuyuları başında sıvı fazdan ayrıştırılarak üretilen buhar da, birleştirilmiş ayrı bir hatla yüksek basınçlı çevrimin ikinci ön ısıtıcısına gönderilmektedir. Bu Ön ısıtıcı-2' de yoğuşana kadar ısıl enerjisini ikincil akışkana aktaran yoğuşmuş buhar (condens), ön ısıtıcıdan çıktıktan sonra sıvı fazdaki akışkanla birleşerek re-enejksiyon kuyuları vasıtasıyla rezervuara geri gönderilmektedir. Ancak burada, buharla birlikte gelen NCG gazlarının varlığından dolayı buharın tamamı yoğuşturulamamaktadır. Şekil 4.5' e bakılırsa, bu NCG gazlarının Ön ısıtıcı-2' den atmosfere atıldığı görülebilmektedir.

NCG gazları, genellikle kütlece % 97-% 98 oranında CO₂ ve % 1.5-2 oranında da H₂S karışımından oluşan, üretilen jeotermal akışkan içinde görülen, yoğuşturulamadıkları için rezervuara geri basılamayan ve bu sebeple de atmosfere atılan gazlardır [75,76]. Çoğunlukla, orta - yüksek entalpili ve sıvı baskın kaynaklarda üretilen jeotermal akışkan içerisinde ağırlıkça % 1-3.5 arasında değişen oranlarda bulunan bu gazlar, flaş buhar güç üretim teknolojisinde sorunlar yaratıp, kuyu çeperleri ve yüzeydeki tesislerde kabuklaşma oluştururken, jeotermal rezervuar içindeki işletme mekanizmasını sağladıkları için de kullanışlıdır [75]. DORA-4 Jeotermal enerji santralinde de üretilen buhar fazındaki jeotermal akışkan içerisinde yaklaşık % 2-3 arasında değişen oranlarda NCG gazları bulunmakta olup, bu gazlar yoğuşturulamadıklarından dolayı Ön ısıtıcı-2' den atmosfere atılmaktadır. Burada, atmosfere atılan bu yoğuşmayan gaz miktarının, üretilen toplam jeotermal akışkana kıyasla çok çok az olması nedeniyle bu gazların sebep olmuş olduğu ekserji yıkımları ihmal edilmiş ve hesaplamalarda Ön ısıtıcı-2' ye giren buharın tamamen yoğuştuğu kabulü yapılmıştır.

Her iki çevrimde de ön ısıtıcılardan ve buharlaştırıcılardan geçerek jeotermal akışkandan aldığı enerji ile yüksek basınç ve sıcaklık altında buharlaşan ikincil (organik) akışkan (n-pentane), türbinlerde genişlerken iş yapıp, yoğuşturucuya girmektedir. Burada sıvı faza kadar yoğuşan akışkan, organik akışkan pompaları ile tekrar yüksek basınçlarda ön ısıtıcılara gönderilmektedir. Çevrim bu şekilde tekrar ederek, her döngüde mil işi üretilmekte ve bu mil işi bir jeneratör vasıtasıyla elektrik enerjisine dönüştürülmektedir.

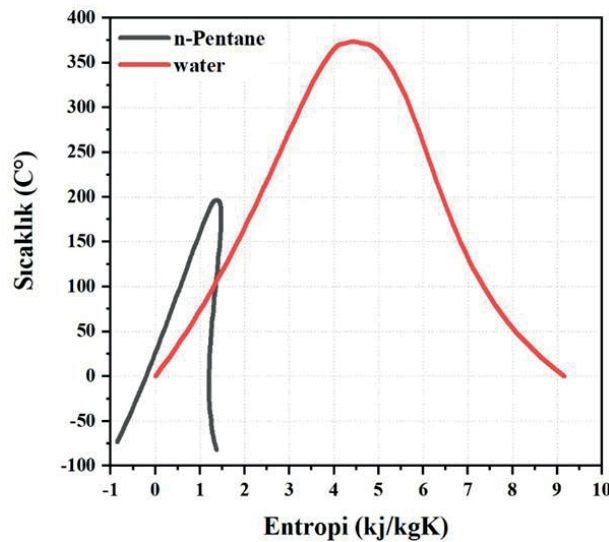
Çalışmada, yukarıda da ifade edildiği üzere santrale ait bir yıllık gerçek işletme parametreleri kullanılmış ve Şekil 4.5' deki güç akış diyagramında gösterilen her bir akış noktasının termodinamik özellikleri, tesisten temin edilen SCADA kayıtları doğrultusunda CoolProp yazılımı ile hesaplanmıştır. Hesaplamalarda Çizelge 4.1' de belirtilen ekipman verimleri ve hava soğutmalı yoğuşturucular için kabul edilen parametrik değerler kullanılmıştır.

Çizelge 4.1. OEC için teknik tasarım parametreleri

Terim	Anlamı	Değer/Birim
$\Delta P_{C,air}$	Yoğuşturucudaki hava basıncı farkı	0.1 kPa
η_F	Fan verimi	90 %
η_T	Türbin verimi	90 %
η_P	Pompa verimi	90 %

4.1.3. İkincil (ORC) çalışma akışkanı

Organik Rankine Çevrim teknolojisinin kullanıldığı DORA-4 jeotermal enerji santrallerinde, suya nazaran daha düşük buharlaşma sıcaklığına ve daha yüksek molekül ağırlığına sahip kuru tip çalışma akışkanı olan n-pentan kullanılmaktadır.



Şekil 4.6. n-Pentan ve suyun doygunluk eğrileri

n-Pentan, Şekil 4.10' da gösterildiği gibi kuru tip bir akışkan olup, suya kıyasla daha düşük kritik basınca, kritik sıcaklığa ve buharlaşma entalpisine sahiptir. Bu çalışma akışkanının

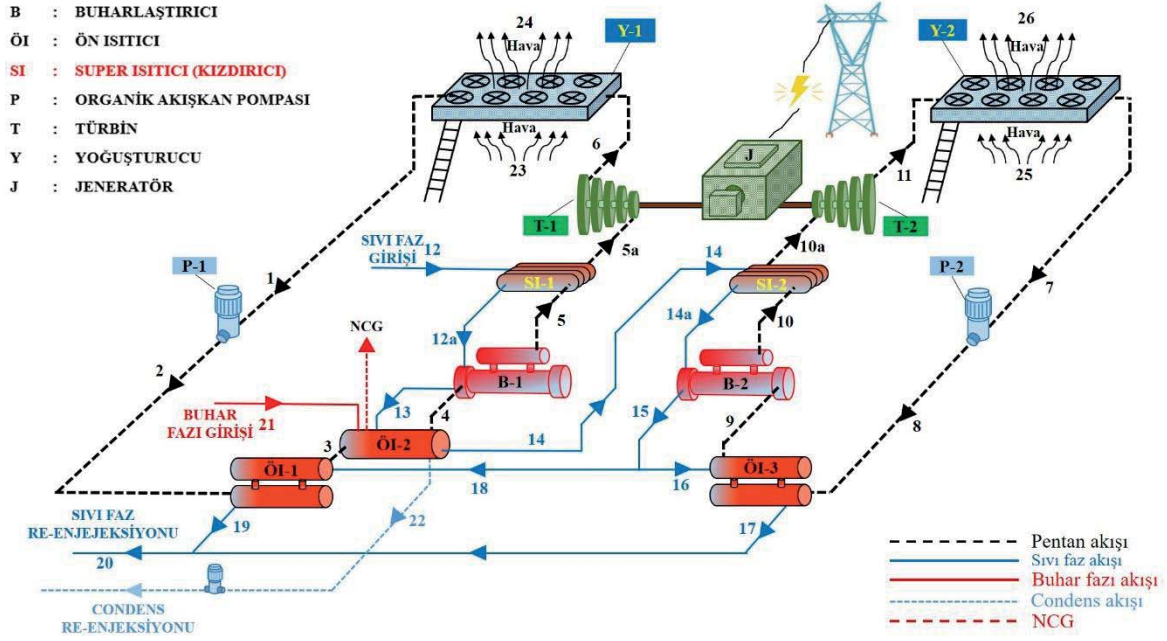
termofiziksel özelliklerinin yanı sıra bulunabilirliği, birim fiyatı, düşük ODP ve düşük GWP değerlerine sahip olması da seçim kriterleri arasında önemli bir faktördür [77]. n-Pentane ve suyun en çok dikkate alınan termodinamik özellikleri Çizelge 4.2’de verilmiştir [12,58,60].

Çizelge 4.2. n-Pentan ve suyun termodinamik özelliklerinin karşılaştırılması

Parametreler	n-Pentane	Su	Birim
Akışkan tipi (kimyasal baz)	organik	inorganik	-
Akışkan tipi (termodinamik temel)	kuru	ıslak	-
Moleküler ağırlık	72,151	18,015	mol/kg
Kaynama noktası *	36,1	99,6	°C
Kritik sıcaklık	196,5	373,94	°C
Kritik basınç	33,64	220,64	bar
Maksimum sıcaklık	376,85	2 000	°C
Buharlaşma entalpisi *	355,32	2 257,5	kJ/kg
Küresel ısınma potansiyelleri (GWP)	5	-	-
Ozon tabakasını inceltme potansiyelleri (ODP)	0	-	-
* 1 bar basınçta			

4.2. DORA-4 Jeotermal Enerji Santrali için Önerilen Sistemin Tanıtılması

Jeotermal akışkanın ORC çevrimine giriş parametreleri, çevrimin çalışma koşullarını ve verimini etkileyen en önemli hususlardan biridir. Çünkü gerek sistemdeki ekipmanların seçimi ya da optimizasyonu, gerekse sistemin optimal çalışma koşullarının belirlenmesi bu parametrelere bağlıdır [78,79]. Bu kapsamda çalışmanın bu bölümünde, jeotermal akışkanın santraldeki ORC çevrimlerine giriş sıcaklıklarına bağlı olarak, türbin giriş parametrelerinin değiştirilmesi suretiyle OEC’ den maksimum güç çıkışının sağlandığı optimum çalışma koşullarının araştırılması hedeflenmiştir. Bu maksatla çevrimlere, Şekil 4.7’ deki akış diyagramında görüldüğü üzere türbinden önce birer süper ısıtıcı entegre edilmiş ve sistem bu haliyle Steag GbmH tarafından geliştirilen EBSILON® Professional yazılımı kullanılarak simüle edilmiştir [54,80]. Daha sonra, simülasyon yazılımından elde edilen performans çıktıları kullanılarak, konfigüre edilmiş sistemin termodinamik analizleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar grafiksel yöntemlerle desteklenerek, simüle edilen türbin giriş parametrelerinin, sistem performansına olan etkileri tartışılmıştır. Analizlerde, beşinci bölümünde detaylı olarak ifade edilen, termodinamiğin enerji ve ekserji tabanlı analiz denklemleri kullanılmıştır.



Şekil 4.7. Önerilen DORA-4 Güç akış şeması – OEC

Şekil 4.7’ deki akış diyagramında da görüldüğü üzere sıvı fazdaki jeotermal akışkan, mevcut akış diyagramından farklı olarak ilk önce çevrimlerin süper ısıtıcılarına girmektedir (Bkz. Şekil 4.5). Bu süper ısıtıcılar da ya da başka bir ifadeyle bu kızdırıcılar da buharlaştırıcılardan doymuş buhar olarak çıkan ikincil çalışma sıvısını yüksek sıcaklıklara kadar ısıtarak, türbinlere kızgın buhar fazında girmesini sağlamaktadır.

5. SİSTEM ANALİZİ VE OPTİMİZASYON YÖNTEMİ

5.1. Genel Enerji ve Ekserji Denklemleri ve Analizi

Santraldeki Organik Rankine Çevriminin, termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına dayanan kapsamlı bir analizi, en iyi performans gösteren çevrim parametrelerine karar vermek için kritik bir öneme sahiptir [81]. Kaynaktan alınan ısıdan üretilebilecek elektrik enerjisinin hesaplanması için termodinamiğin temel formüllerinden yararlanır. Sistemin kararlı haldeki analizinde kütle, enerji ve ekserji dengesi denklemlerini aşağıdaki gibi gösterebiliriz [3,82,83].

Organik Rankine Çevriminde yer alan türbin, pompa ve ısı değiştirici gibi bileşenler sürekli akışlı açık sistemler olarak kabul edilmektedir. Buna göre enerji, ekserji ve kütle dengesi denklemleri aşağıda verilmektedir [82,83].

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (5.1)$$

$$Q + W = \sum (\dot{m}h)_o - \sum (\dot{m}h)_i \quad (5.2)$$

$$\dot{E}x_i = \dot{E}x_o + \dot{E}x_d \quad (5.3)$$

Eş. 5.3' teki i, o ve d alt indisleri sırasıyla ekserji girişini, ekserji çıkışını ve ekserji yıkımını temsil etmektedir. E_x , ise toplam ekserji akışını temsil eder ve şu şekilde hesaplanabilir:

$$\dot{E}x = \dot{m}ex \quad (5.4)$$

Eş. 5.4' te \dot{m} kütle akışını, ex ise özgül ekserjiyi ifade etmekte olup, özgül ekserji aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilmektedir.

$$ex = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (5.5)$$

Isının ekserji verimi ortam sıcaklığına ve ısı transfer yüzey sıcaklığına bağlı olarak değişiklik gösterir dolayısıyla, ısının ekserji akışı şu şekilde hesaplanmalıdır:

$$\dot{E}x_{\text{heat}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{HS}}}\right) \cdot \dot{Q} \quad (5.6)$$

Burada T_{HS} , ısı transfer yüzey sıcaklığıdır ve çalışma akışkanının ortalama sıcaklık değeri olarak alınır. Akışkan giriş ve çıkış sıcaklığı, T_0 olarak alınan ölü hal veya ortam sıcaklığıdır. Burada kastedilen akışkan birincil (jeotermal) akışkandır.

ORC' nin enerji ve ekserji verimlilikleri aşağıdaki eşitliklerle hesaplanabilir;

$$\eta_{\text{tr,ORC}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_i} \quad (5.7)$$

$$\eta_{\text{ex,ORC}} = \frac{\dot{E}x_o}{\dot{E}x_i} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}x_i} \quad (5.8)$$

Sistemde (OEC) üretilen net iş \dot{W}_{net} ORC' de üretilen brüt işten pompa, fan gibi ekipmanların tükettiği işin çıkarılmasıyla hesaplanmalıdır. Bu kapsamda ORC' nin net işi \dot{W}_{net} aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir;

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{T,top}} - \dot{W}_{\text{P,top}} - \dot{W}_{\text{F,top}} \quad (5.9)$$

ORC' nin enerjik ve ekserjitik verimlilikleri (6-9) eşitlikler ile hesaplanmıştır. Hesaplamalar sırasında kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir. Akışın kararlı bir akış olduğu ve ölü hal sıcaklığının da ölçülen çevre sıcaklığı olduğu kabul edilmiştir.

Ayrıca, OEC sistemindeki tüm bileşenlere uygulanan kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri, yukarıdaki temel enerji ve ekserji eşitliklerine (Eşitlik 1-9) göre tasarlanmış ve aşağıda detaylı olarak açıklanmıştır. Sistem bileşenlerinin enerji ve ekserji hesapları da bu eşitliklere göre hesaplanmıştır [51,84].

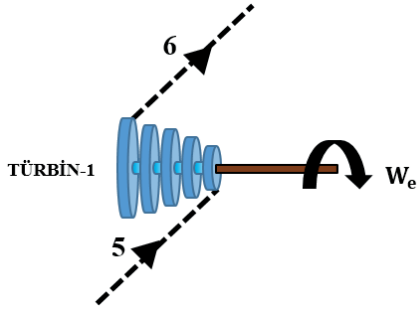
5.2. OEC Ekipmanlarının Analizi ve Denge Denklemleri

Santralin OEC bölümü yukarıda da ifade edildiği üzere yüksek ve alçak basınçlarda çalışan iki adet Organik Rankine çevriminden meydana gelmektedir. Her bir çevrim kendi içinde kapalı bir döngü ile çalışmakta olup, çalışma basınç ve sıcaklıklarındaki farklılıklardan dolayı çevrimdeki ekipmanların da gerek analizinde gerekse optimizasyonunda farklılıklar gözlemlenebilmektedir. Bu sebepten çalışmanın bu bölümünde, OEC ekipmanlarının her biri için analiz ve optimizasyon yöntemini ifade eden ve her bir ekipmana özel enerji ve ekserji denklemleri türetilerek açıklanmaya çalışılmıştır.

5.2.1. Türbin (T) analizi

Sistemde, farklı basınç ve sıcaklıklarda çalışan iki adet türbin olup, bu türbinlerde üretilen mil işi, tek şaft üzerindeki bir jeneratör vasıtasıyla elektriksel güce dönüştürülmektedir (Bkz. Şekil 4.5). Genel termodinamik sistemlerde kabul edilen sürekli ve adiyabatik şartı, bu türbinlerdeki genleşme prosesinde de geçerli olup, potansiyel ve kinetik enerji terimleri ihmal edilmiş ve türbinlerden elde edilecek güç üretimleri, aşağıda Şekil 5.1 ve 5.2' de akış şemaları verilen her bir türbine özel Eş. 5.10 ve 5.14 ile hesaplanmıştır. Hesaplamalarda tesisin SCADA sisteminden temin edilen verilerden yararlanılmıştır. Ancak türbin giriş ve çıkış parametreleri üzerinden hesaplanan güç üretim kapasiteleri, gerçek elektriksel güç üretim kapasiteleri olmadığından, türbin tarafından elde edilen mil işinin elektrik işine dönüştürülmesi kapsamında, türbin şaft verimi de dâhil olmak üzere her bir türbin grubunun verimi, Eş. 5.11 ve 5.15 ifade edildiği üzere %90 kabul edilmiştir.

Türbinlerin ikinci yasa analizi kapsamında ekserji yıkımı ve ekserji verimleri de yukarıda genel formülü verilen eşitlik özelleştirilerek, aşağıda belirtilen her bir türbine özel Eş. 5.12, 5.13, 5.16 ve 5.17 ile hesaplanmıştır.



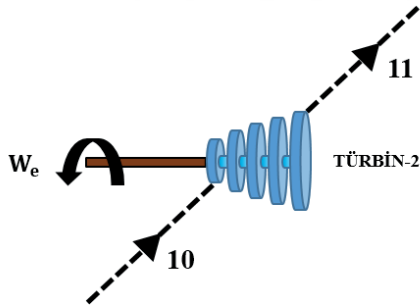
Şekil 5.1. Yüksek basınç türbini (T-1) akış şeması

$$\dot{W}_{T-1} = \dot{m}_{LV-1} \cdot (h_5 - h_6) \quad (5.10)$$

$$\eta_{T-1} = \% 90 \text{ kabul edilmiştir.} \quad (5.11)$$

$$\eta_{ex,T-1} = \frac{\dot{W}_{T-1}}{\dot{E}_{X_5} - \dot{E}_{X_6}} \quad (5.12)$$

$$\dot{E}_{X_{d,T-1}} = \dot{m}_{LV-1} \cdot (ex_5 - ex_6) - \dot{W}_{T-1} \quad (5.13)$$



Şekil 5.2. Alçak basınç türbini (T-2) akış şeması

$$\dot{W}_{T-2} = \dot{m}_{LV-2} \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad (5.14)$$

$$\eta_{T-2} = \% 90 \text{ kabul edilmiştir.} \quad (5.15)$$

$$\eta_{ex,T-2} = \frac{\dot{W}_{T-2}}{\dot{E}_{X_{10}} - \dot{E}_{X_{11}}} \quad (5.16)$$

$$\dot{E}_{X_{d,T-2}} = \dot{m}_{LV-2} \cdot (ex_{10} - ex_{11}) - \dot{W}_{T-2} \quad (5.17)$$

Türbin analizlerine ait yukarıdaki eşitliklerde;

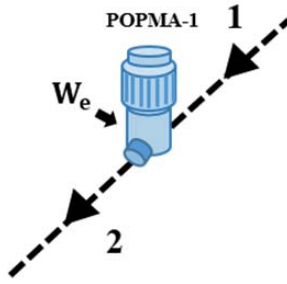
\dot{W}_T	: Türbinlerden elde edilen güç, (kW)
\dot{m}_{LV}	: ORC çevrimlerinin organik akışkan debisi, (kg/s)
η_T	: Türbin verimi, (% 90)
$\eta_{ex,T}$: Türbinlerin ekserji verimi, (%)
$\dot{E}_{x_d,T}$: Türbinlerdeki ekserji yıkımı, (kW)

Eşitliklerdeki diğer h , \dot{E}_x , ve ex terimleri, türbin giriş ve çıkışındaki borulardaki organik akışkanın termodinamik özelliklerini ifade etmektedir.

5.2.2. Organik akışkan pompası (P) analizi

Sistemde, her iki çevrimde de hava soğutmalı kondenser (Yoğuşturucu)' den gelen sıvı fazdaki organik akışkanı ön ısıtıcılara gerekli basınçta göndermek için iki adet çok kademeli, dik shaftlı santrifüj tip pompa bulunmaktadır. Bu pompalarda da sıkıştırma prosesinde genel termodinamik sistemlerde kabul edilen sürekli ve adiyabatik şartı geçerli olup, potansiyel ve kinetik enerji terimleri ihmal edilmiş ve pompaların tükettikleri güçler aşağıda Şekil 5.3 ve 5.4' de akış şemaları verilen her bir pompaya özel Eş. 5.18 ve 5.22 ile hesaplanmıştır. Ancak burada da pompa giriş ve çıkış parametreleri üzerinden hesaplanan güç tüketim kapasiteleri, gerçek tüketim kapasiteleri olmadığından, pompaya dönü hareketini veren shaft ve tahrik motorundaki kayıpları da kapsayacak şekilde her bir pompa grubunun verimi, Eş. 5.19 ve 5.23 ifade edildi üzere %90 kabul edilmiştir.

Diğer taraftan, pompalarla ilgili ikinci yasa veriminin analizi kapsamında, pompalarda meydana gelen ekserji yıkımları ve bu pompaların ekserji verimlilikleri de yukarıda genel formülü verilen eşitlik özelleştirilerek, yine aşağıda belirtilen her bir pompaya özel Eş. 5.20, 5.21, 5.24 ve 5.25 ile hesaplanmıştır.



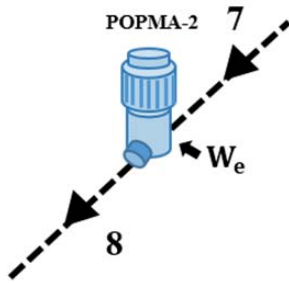
Şekil 5.3. Organik akışkan pompası (P-1) akış şeması

$$\dot{W}_{P-1} = \dot{m}_{LV-1} \cdot (h_2 - h_1) \quad (5.18)$$

$$\eta_{P-1} = \% 90 \text{ kabul edilmiştir.} \quad (5.19)$$

$$\eta_{ex,P-1} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{P-1}} \quad (5.20)$$

$$\dot{E}x_{d,P-1} = \dot{m}_{LV-1} \cdot (ex_1 - ex_2) + \dot{W}_{P-1} \quad (5.21)$$



Şekil 5.4. Organik akışkan pompası (P-2) akış şeması

$$\dot{W}_{P-2} = \dot{m}_{LV-2} \cdot (h_8 - h_7) \quad (5.22)$$

$$\eta_{P-2} = \% 90 \text{ kabul edilmiştir.} \quad (5.23)$$

$$\eta_{ex,P-2} = \frac{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_7}{\dot{W}_{P-2}} \quad (5.24)$$

$$\dot{E}x_{d,P-2} = \dot{m}_{LV-2} \cdot (ex_7 - ex_8) + \dot{W}_{P-2} \quad (5.25)$$

Pompa analizlerine ait yukarıdaki eşitliklerde;

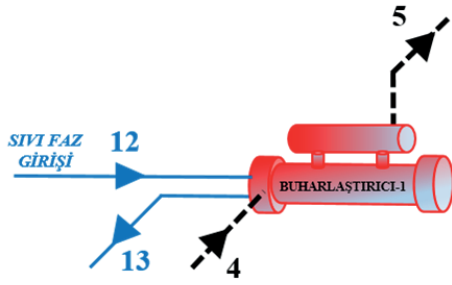
\dot{W}_P	: Pompaların tükettiği güç, (kW)
η_P	: Pompa verimi, (% 90)
$\eta_{ex,T}$: Pompaların ekserji verimi, (%)
$\dot{E}x_{d,T}$: Pompalardaki ekserji yıkımı, (kW)

Eşitliklerdeki diğer h , $\dot{E}x$, ve ex terimleri, pompa giriş ve çıkışındaki borulardaki organik akışkanın termodinamik özelliklerini ifade etmektedir.

5.2.3. Buharlaştırıcı (B) analizi

Sistemde, her iki çevrimde de çevrim çalışma basınçlarında çalışan birer adet buharlaştırıcı bulunmaktadır (Bkz. Şekil 4.5). Bu buharlaştırıcılar, konstrüksiyonları gereği gövde borulu tip ısı değiştiriciler olup, jeotermal sudan aldığı ısıyı organik akışkana aktarmaktadırlar. Organik akışkan, buharlaştırıcının kabuk kısmında ilerlerken jeotermal akışkan ise tüp kısmında ilerlemektedir. Şekil 5.5 ve 5.6' da genel akış şeması verilen bu buharlaştırıcılarda da termodinamiğin birinci yasası gereği kütle ve enerji korunumunun sağlandığı, ısı transferinin hiçbir kayıp olmadan adyabatik şartlarda, sadece jeotermal akışkan ile organik akışkan arasında gerçekleştiği kabul edilmiştir. Ayrıca akışın sabit ve sürekli olduğu ve sistem üzerine etki edebilecek potansiyel ve kinetik enerjilerin de ihmal edileceği kabul edilmiştir. Bu durumda, buharlaştırıcılarda gerçekleşen ısı transfer miktarı, enerji ve kütle korunumunu ifade eden Eş. 5.1 ve 5.2 özelleştirilerek, sistemdeki her bir buharlaştırıcı için Eş. 5.26 ve 5.29 ile hesaplanmıştır.

Öte yandan, buharlaştırıcılarla ilgili ikinci yasa veriminin analizi kapsamında, bu buharlaştırıcılarda meydana gelen ekserji yıkımları ve ekserji verimlilikleri de yukarıda genel formülü verilen eşitlik özelleştirilerek, yine aşağıda belirtilen her bir buharlaştırıcıya özel Eş. 5.27, 5.28, 5.30 ve 5.31 ile hesaplanmıştır.

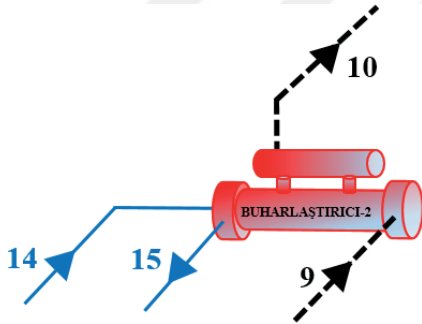


Şekil 5.5. Buharlaştırıcı-1 (B-1) akış şeması

$$\dot{Q}_{B-1} = \dot{m}_{LV-1} \cdot (h_5 - h_4) = \dot{m}_{jeo} \cdot (h_{12} - h_{13}) \quad (5.26)$$

$$\eta_{ex,B-1} = \frac{\dot{E}x_5 - \dot{E}x_4}{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}} \quad (5.27)$$

$$\dot{E}x_{d,B-1} = \dot{m}_{LV-1} \cdot (ex_4 - ex_5) + \dot{m}_{jeo} \cdot (ex_{12} - ex_{13}) \quad (5.28)$$



Şekil 5.6. Buharlaştırıcı-2 (B-2) akış şeması

$$\dot{Q}_{B-2} = \dot{m}_{LV-2} \cdot (h_{10} - h_9) = \dot{m}_{jeo} \cdot (h_{14} - h_{15}) \quad (5.29)$$

$$\eta_{ex,B-2} = \frac{\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_9}{\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15}} \quad (5.30)$$

$$\dot{E}x_{d,B-2} = \dot{m}_{LV-2} \cdot (ex_9 - ex_{10}) + \dot{m}_{jeo} \cdot (ex_{14} - ex_{15}) \quad (5.31)$$

Buharlaştırıcı-1 analizlerine ait yukarıdaki eşitliklerde;

\dot{Q}_B	: Buharlaştırıcıda gerçekleşen ısı transfer miktarı, (kW)
\dot{m}_{jeo}	: Jeotermal su debisi, (kg/s)
$\eta_{ex,B}$: Buharlaştırıcı ekserji verimi, (%)
$\dot{E}X_{d,B}$: Buharlaştırıcıda gerçekleşen ekserji yıkımı, (kW)

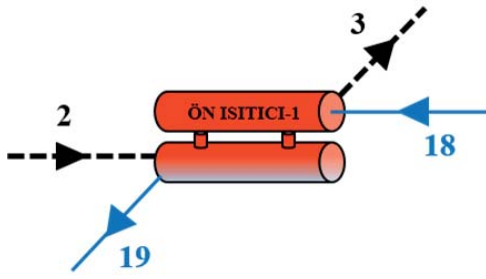
Eşitliklerdeki diğer h , $\dot{E}x$, ve ex terimleri, buharlaştırıcı giriş ve çıkış borularındaki organik akışkanın ve jeotermal suyun termodinamik özelliklerini ifade etmektedir.

5.2.4. Ön ısıtıcı (Öİ) analizi

Sistemde, çevrim çalışma basınçlarında çalışan birinci çevrimde iki, ikinci çevrimde bir olmak üzere toplam üç adet ön ısıtıcı bulunmaktadır (Bkz. Şekil 4.5). Bu ön ısıtıcılar da buharlaştırıcılar gibi konstrüksiyonları gereği gövde borulu tip ısı değiştiriciler olup, jeotermal sudan aldığı ısıyı organik akışkana aktarmaktadırlar. Bu ısı değiştiricilerinde de organik akışkan, ön ısıtıcının kabuk kısmında ilerlerken jeotermal akışkan tüp kısmında ilerlemektedir.

Şekil 5.7, 5.8 ve 5.9' da genel akış şeması verilen bu ön ısıtıcılarda da termodinamiğin birinci yasası gereği kütle ve enerji korunumunun sağlandığı, ısı transferinin hiçbir kayıp olmadan adyabatik şartlarda, sadece jeotermal akışkan ile organik akışkan arasında gerçekleştiği kabul edilmiştir. Ayrıca akışın sabit ve sürekli olduğu ve sistem üzerine etki edebilecek potansiyel ve kinetik enerjilerin de ihmal edileceği kabul edilmiştir. Bu durumda, ön ısıtıcılarda gerçekleşen ısı transfer miktarı, enerji ve kütle korunumunu ifade eden Eş. 5.1 ve 5.2 özeleştirilerek, sistemdeki her bir ısıtıcı için Eş. 5.29, 5.32 ve 5.36 ile hesaplanmıştır.

Öte yandan, bu ön ısıtıcılarla ilgili ikinci yasa veriminin analizi kapsamında da ön ısıtıcılarda meydana gelen ekserji yıkımları ve ekserji verimlilikleri, yukarıda genel formülü verilen eşitlik özelleştirilerek, yine aşağıda belirtilen her bir ön ısıtıcıya özel Eş. 5.30, 5.31, 5.33, 5.34, 5.36 ve 5.37 ile hesaplanmıştır.

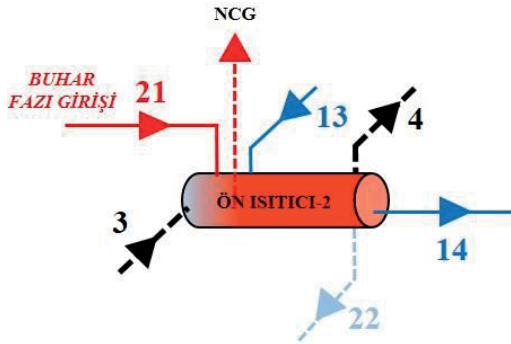


Şekil 5.7. Ön ısıtıcı-1 (ÖI-1) akış şeması

$$\dot{Q}_{\text{ÖI-1}} = \dot{m}_{LV-1} \cdot (h_3 - h_2) = \frac{\dot{m}_{jeo}}{2} \cdot (h_{18} - h_{19}) \quad (5.29)$$

$$\eta_{ex,\text{ÖI-1}} = \frac{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2}{\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19}} \quad (5.30)$$

$$\dot{E}x_{d,\text{ÖI-1}} = \dot{m}_{LV-1} \cdot (ex_2 - ex_3) + \frac{\dot{m}_{jeo}}{2} \cdot (ex_{18} - ex_{19}) \quad (5.31)$$



Şekil 5.8. Ön ısıtıcı-2 (ÖI-2) akış şeması

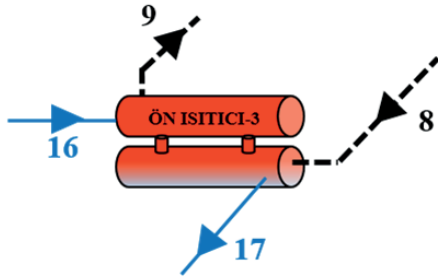
$$\dot{Q}_{\text{ÖI-2}} = \dot{m}_{LV-1} \cdot (h_4 - h_3) = \dot{m}_{jeo} \cdot (h_{13} - h_{14}) + \dot{m}_{buhar} \cdot (h_{21} - h_{22}) \quad (5.32)$$

$$\eta_{ex,\text{ÖI-2}} = \frac{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_3}{(\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}) + (\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{22})} \quad (5.33)$$

$$\dot{E}x_{d,\text{ÖI-2}} = \dot{m}_{LV-1} \cdot (ex_3 - ex_4) + \dot{m}_{jeo} \cdot (ex_{18} - ex_{19}) + \dot{m}_{buhar} \cdot (ex_{21} - ex_{22}) \quad (5.34)$$

Şekil 5.8’ de akış şeması verilen Ön ısıtıcı-2’ nin diğer ön ısıtıcılardan gerek konstrüksiyon yapısı bakımından, gerekse içerisinde geçen akışkan çeşitliliği bakımından farklı olduğu görülebilmektedir. Şöyle ki Ön ısıtıcı -2’ ye diğer ön ısıtıcılardan farklı olarak birde, ayrıştırıcılarda ayrıştırılan jeotermal kaynağın buhar fazı da girmektedir. Böylece sisteme, buhar fazından gelen ek bir ısı kazandırılmaktadır.

Öte yandan, üretilen jeotermal akışkan içerisinde bulunan ve ayrıştırıcılarda ayrıştırılan buharla birlikte sisteme giren NCG gazlarının, Ön ısıtıcı-2’ den atmosfere atıldığı Şekil 5.8’ de görülmektedir. Burada, sistemde biriken bu yoğuşmayan gaz miktarının, üretilen toplam jeotermal akışkana kıyasla çok çok az olması nedeniyle bu gazların sebep olmuş olduğu ekserji yıkımları ihmal edilmiş ve hesaplamalarda Ön ısıtıcı-2’ ye giren buharın tamamen yoğuştuğu kabulü yapılmıştır.



Şekil 5.9. Ön ısıtıcı-3 (ÖI-3) akış şeması

$$\dot{Q}_{\text{ÖI-3}} = \dot{m}_{LV-2} \cdot (h_9 - h_8) = \frac{\dot{m}_{\text{jeo}}}{2} \cdot (h_{16} - h_{17}) \quad (5.35)$$

$$\eta_{\text{ex,ÖI-3}} = \frac{\dot{E}_{x_9} - \dot{E}_{x_8}}{\dot{E}_{x_{16}} - \dot{E}_{x_{17}}} \quad (5.36)$$

$$\dot{E}_{x_{d,\text{ÖI-3}}} = \dot{m}_{LV-2} \cdot (ex_8 - ex_9) + \frac{\dot{m}_{\text{jeo}}}{2} \cdot (ex_{16} - ex_{17}) \quad (5.37)$$

Ön ısıtıcı analizlerine ait yukarıdaki eşitliklerde;

$\dot{Q}_{\text{ÖI}}$: Ön ısıtıcıda gerçekleşen ısı transfer miktarı, (kW)
\dot{m}_{buhar}	: Sisteme giren buhar fazının akış debisi, (kg/s)
$\eta_{\text{ex,ÖI}}$: Ön ısıtıcı ekserji verimi, (%)
$\dot{E}_{\text{d,ÖI}}$: Ön ısıtıcıda gerçekleşen ekserji yıkımı (kW)

Eşitliklerdeki diğer h , \dot{E}_x , ve ex terimleri, ön ısıtıcı giriş ve çıkış borularındaki organik akışkanın, jeotermal suyun ve buharın termodinamik özelliklerini ifade etmektedir.

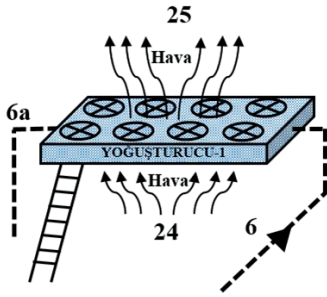
5.2.5. Yoğuşturucu (Y) analizi

Santralde türbinlerden çıkan organik akışkanın soğutulması prosesi, her biri 18 kW gücündeki toplam 78 adet fandan oluşan hava soğutmalı yoğuşturucularla gerçekleştirilmektedir. Burada soğutma işlemi, türbin çıkışındaki yüksek sıcaklıktaki akışkanın sıcaklığını düşürmek ve akışkanın tamamını yoğuşturmak esasına dayanmaktadır. Yukarıda da ifade edildiği üzere santraldeki her bir proses, bir PLC otomasyon sistemiyle kontrol edilip, SCADA ekranından izlenmektedir. Burada da soğutma prosesinin kontrol ve SCADA kaydı, yoğuşturucu çıkışı olarak ifade edilen organik akışkan pompası girişine ait parametrelerin kontrolü ve takibi olarak yapılmaktadır. Ancak, santraldeki yoğuşturucuların zemin kottan 10 m yüksekte bulunması, yoğuşturucu çıkışı ile organik akışkan pompası arasında yaklaşık 9 m' lik bir statik yükseklik farkı olduğu anlamına gelir ki buda yoğuşturucu analizlerinde hatalı sonuçlar elde edilmesine sebebiyet verir. Bu sebepten sisteme, organik akışkan pompası girişi noktalarına ilave olarak, gerçek yoğuşturucu çıkış parametrelerini ifade eden "6a" ve "11a" noktaları eklenmiştir (Bkz. Şekil 4.5).

Sistemdeki yoğuşturucuların çalışma prensibini açıklayan akış şemaları Şekil 5.10 ve 5.11' de görülmektedir. Yukarıdaki açıklamalar gereği, yoğuşturucu çıkış basınçları (6a ve 11a noktaları), pompa giriş basınçlarından (1 ve 8. Noktalar) yoğuşturucu çıkışı ile organik akışkan pompası arasında statik yükseklik farkı kadar düşük kabul edilmiş ve hesaplarda bu yaklaşım kullanılmıştır.

Öte yandan, termodinamiğin 1. yasasına göre enerji ve kütle korunum denklemleri, yoğuşturucuya giren ve çıkan akışkanlara göre yazılırsa, yoğuşturucudan atılan ısı, başka bir ifadeyle organik akışkandan uzaklaştırılan ısı miktarı Eş. 5.38 ve 5.44 ile yoğuşturucuda bulunan fanların güç tüketimi de her bir yoğuşturucudaki fanlara ait aşağıdaki eşitliklerle hesaplanabilmektedir. Burada da fan gücü hesaplanırken fana dönü hareketini veren şaft ve tahrik motorundaki kayıpları da kapsayacak şekilde her bir fan grubunun verimi, Eş. 5.41 ve 5.47 ifade edildi üzere %90 kabul edilmiştir.

Hava soğutmalı yoğuşturucularla ilgili ikinci yasa veriminin analizi kapsamında da yoğuşturucularda meydana gelen ekserji yıkımları ve ekserji verimlilikleri, yukarıda genel formülü verilen eşitlik özelleştirilerek, yine aşağıda belirtilen her bir yoğuşturucuya özel eşitlikler ile hesaplanabilmektedir.



Şekil 5.10. Yoğuşturucu-1 (Y-1) akış şeması

$$\dot{Q}_{Y-1} = \dot{m}_{LV-1} \cdot (h_6 - h_{6a}) \quad (5.38)$$

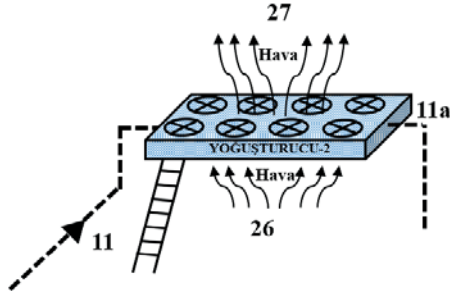
$$\dot{W}_{F-1} = \frac{\dot{V}_{hava-1} \cdot \Delta P_{Y-1}}{\eta_{F-1}} \quad (5.39)$$

$$\dot{V}_{hava-1} = \frac{\dot{m}_{hava-1}}{\rho_{hava}} \quad (5.40)$$

$$\eta_{F-1} = \% 90 \text{ kabul edilmiştir.} \quad (5.41)$$

$$\eta_{ex,Y-1} = \frac{\dot{E}_{x25} - \dot{E}_{x24}}{\dot{E}_{x6} - \dot{E}_{x6a}} \quad (5.42)$$

$$\dot{E}_{d,Y-1} = \dot{m}_{LV-1} \cdot (ex_6 - ex_{6a}) + \dot{m}_{hava-1} \cdot (ex_{24} - ex_{25}) + \dot{W}_{F-1} \quad (5.43)$$



Şekil 5.11. Yoğuşturucu-2 (Y-2) akış şeması

$$\dot{Q}_{Y-2} = \dot{m}_{LV-2} \cdot (h_{11} - h_{11a}) \quad (5.44)$$

$$\dot{W}_{F-2} = \frac{\dot{V}_{hava-2} \cdot \Delta P_{Y-2}}{\eta_{F-2}} \quad (5.45)$$

$$\dot{V}_{hava-2} = \frac{\dot{m}_{hava-2}}{\rho_{hava}} \quad (5.46)$$

$$\eta_{F-2} = \% 90 \text{ kabul edilmiştir.} \quad (5.47)$$

$$\eta_{ex,Y-2} = \frac{\dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{26}}{\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{11a}} \quad (5.48)$$

$$\dot{E}x_{d,Y-2} = \dot{m}_{LV-2} \cdot (ex_{11} - ex_{11a}) + \dot{m}_{hava-2} \cdot (ex_{26} - ex_{27}) + \dot{W}_{F-2} \quad (5.49)$$

Hava soğutmalı yoğuşturucu analizlerine ait yukarıdaki eşitliklerde;

\dot{Q}_Y : Yoğuşturucudan atmosfere atılan ısı miktarı, (kW)

\dot{W}_F : Yoğuşturucudaki toplam fan güç tüketimi, (kW)

\dot{V}_{hava} : Yoğuşturucudan akan hacimsel hava debisi, (m³/s)

ΔP_Y : Yoğuşturucuda meydana gelen hava basınç farkı, (0,1 kPa)

η_F : Yoğuşturucudaki fanların verimi, (% 90)

\dot{m}_{hava} : Yoğuşturucu-2' den akan kütleli hava debisi, (kg/s)

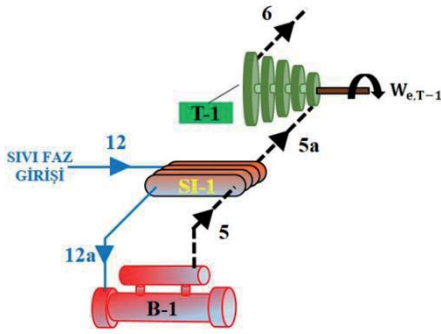
ρ_{hava} : Hava yoğunluğu, (1,225 kg/m³)

Eşitliklerdeki diğer h, $\dot{E}x$, ve ex terimleri, yoğuşturucu giriş ve çıkış borularındaki organik akışkanın termodinamik özellikleri ile yoğuşturucu giriş çıkışındaki havanın termodinamik özelliklerini ifade etmektedir.

5.2.6. Süper ısıtıcı (SI) analizi

Şekil 4.7’ deki akış diyagramında da görüldüğü üzere, türbinlere giren ikincil çalışma sıvısını kızdırmak amacıyla her iki çevrime de türbin girişine birer adet süper ısıtıcı (Kızdırıcı) entegre edilmiştir. Bu süper ısıtıcılar da ön ısıtıcı ve buharlaştırıcılarda olduğu gibi jeotermal sudan aldığı ısıyı organik akışkana aktarmaktadırlar. Şekil 5.12 ve 5.13’ de genel akış şeması verilen bu kızdırıcılarda da termodinamiğin birinci yasası gereği kütle ve enerji korunumunun sağlandığı, ısı transferinin hiçbir kayıp olmadan adyabatik şartlarda, sadece jeotermal akışkan ile organik akışkan arasında gerçekleştiği kabul edilmiştir. Ayrıca akışın sabit ve sürekli olduğu ve sistem üzerine etki edebilecek potansiyel ve kinetik enerjilerin de ihmal edileceği kabul edilmiştir. Bu durumda, süper ısıtıcılarda gerçekleşen ısı transfer miktarı, enerji ve kütle korunumunu ifade eden Eş. 5.1 ve 5.2 özeleştirilerek, sistemdeki her bir süper ısıtıcı için Eş. 5.50 ve 5.53 ile hesaplanmıştır.

Öte yandan, bu süper ısıtıcılarla ilgili ikinci yasa veriminin analizi kapsamında da süper ısıtıcılarda meydana gelen ekserji yıkımları ve ekserji verimlilikleri, yukarıda genel formülü verilen eşitlik özelleştirilerek, yine aşağıda belirtilen her bir süper ısıtıcıya özel Eş. 5.51, 5.52, 5.54 ve 5.55 ile hesaplanmıştır.

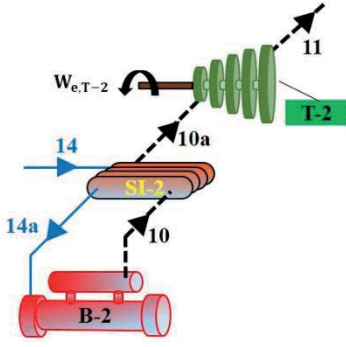


Şekil 5.12. Süper ısıtıcı – 1 (SI-1) akış şeması

$$\dot{Q}_{SI-1} = \dot{m}_{LV-1} \cdot (h_{5a} - h_5) = \dot{m}_{jeo} \cdot (h_{12} - h_{12a}) \quad (5.50)$$

$$\eta_{ex,SI-1} = \frac{\dot{E}x_{5a} - \dot{E}x_5}{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{12a}} \quad (5.51)$$

$$\dot{E}x_{d,SI-1} = \dot{m}_{LV-1} \cdot (ex_5 - ex_{5a}) + \dot{m}_{jeo} \cdot (ex_{12} - ex_{12a}) \quad (5.52)$$



Şekil 5.13. Süper ısıtıcı – 2 (SI-2) akış şeması

$$\dot{Q}_{SI-2} = \dot{m}_{LV-2} \cdot (h_{10a} - h_{10}) = \dot{m}_{jeo} \cdot (h_{14} - h_{14a}) \quad (5.53)$$

$$\eta_{ex,SI-2} = \frac{\dot{E}x_{10a} - \dot{E}x_{10}}{\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{14a}} \quad (5.54)$$

$$\dot{E}x_{d,SI-2} = \dot{m}_{LV-2} \cdot (ex_{10} - ex_{10a}) + \dot{m}_{jeo} \cdot (ex_{14} - ex_{14a}) \quad (5.55)$$

Süper ısıtıcı-1 analizlerine ait yukarıdaki eşitliklerde;

\dot{Q}_{SI} : Süper ısıtıcıda gerçekleşen ısı transfer miktarı, (kW)

$\eta_{ex,SI}$: Süper ısıtıcı ekserji verimi, (%)

$\dot{E}x_{d,SI}$: Süper ısıtıcıda gerçekleşen ekserji yıkımı (kW)

Eşitliklerdeki diğer h , $\dot{E}x$, ve ex terimleri, süper ısıtıcı (kızdırıcı) giriş ve çıkış borularındaki organik akışkanın ve jeotermal suyun termodinamik özelliklerini ifade etmektedir.

5.3. Ekonomik Analiz Yöntemi ve Maliyet Denklemleri

Günümüzde yapılan çalışmalar, bir sistemin kapasitesini ve verimliliğini artırmaya çalışmakla birlikte aynı zamanda çevreci ve ekonomik olmasına da önem vermektedir. Bu kapsamda bu çalışmada, mevcut sistemin performansını değerlendirirken ekonomik yönden de incelenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla ilk etapta, sistemde kullanılan her bir ekipmanın yatırım maliyetleri belirlenerek, sistemin toplam yatırım maliyeti hesaplanmıştır. Hesaplamalarda Çizelge 5.1’de belirtilen yatırım maliyet denklemleri kullanılmıştır.

Çizelge 5.1. Yatırım maliyet denklemleri

Ekipman	Ekipman Yatırım Maliyet Denklemi (\$)	Referanslar
Ön ısıtıcı	$Z_{ÖI} = 2143 \cdot A_{ÖI}^{0,514}$	[85,86]
Buharlaştırıcı	$Z_B = 1397 \cdot A_B^{0,89}$	[85,87]
Süper ısıtıcı	$Z_{SI} = 2143 \cdot A_{SI}^{0,514}$	[85,86]
Hava soğutmalı yoğuşturucu	$Z_Y = 1397 \cdot A_Y^{0,89}$	[85,87]
Türbin	$Z_T = 4405 \cdot \dot{W}_T^{0,89}$	[85,88]
Oganik akışkan pompası	$Z_P = 1120 \cdot \dot{W}_P^{0,8}$	[88,89]
Yoğuşturucu fanı*	$Z_F = (1397 \cdot A_Y^{0,89}) \cdot 0,09$	[90]

Mevcut sistemden elde edilen güç değeri ve Çizelge 5.1’ de belirtilen yatırım maliyeti eşitlikleri kullanılarak, türbin ve pompanın yatırım maliyetleri hesaplanmıştır. Ancak, sistemde bulunan buharlaştırıcı, ön ısıtıcı ve yoğuşturucuların yatırım maliyetini hesaplayabilmek için öncelikle bu ekipmanların ısı transferi yüzey alanlarının hesaplanması gerekmektedir. Bu kapsamda, anılan ekipmanların ısı transferi yüzey alanları Eşitlik 5.56 ile hesaplanmıştır [87].

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_m} \quad (5.56)$$

Burada \dot{Q} anılan ekipmanlar üzerinden transfer edilen ısı miktarı iken U, bu ekipmanlarda kullanılan bileşenlerin ısı transfer katsayısıdır (kW/m²K). ΔT_m ise logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır ve Eşitlik 5.57 ile hesaplanmıştır.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} \quad (5.57)$$

Burada ΔT_{\min} ve ΔT_{\max} , ekipmanlardaki birinden diğerine ısı transferi yapılan bileşenlerin minimum ve maksimum sıcaklık farklılıklarını göstermektedir. Isı transfer katsayısı (U) ekipmanlardaki her bileşen için kendine özgü sabit bir değerdir ve bu değer genellikle bileşenlerde kullanılan malzeme, akan akışın fazı gibi birtakım özelliklere bağlı olarak değişmektedir. Isı transfer katsayısını etkileyen ana faktörler dikkate alınarak ekipmanlarda kullanılan her bir bileşen için U değerleri sabit alınmıştır. Hesaplamalarda kullanılan ısı transfer katsayı değerleri Çizelge 5.2' de sunulmuştur [54,86].

Çizelge 5.2. Hesaplamalarda kullanılan ısı transfer katsayı değerleri

Ekipman	Isı Kaynağı		Soğutucu		Faz Değişimi	U (kW/m ² K)
	Tipi	Faz Durumu	Tipi	Faz Durumu		
Buharlaştırıcı	Brine	Sıvı	n-Pentane	Sıvı/Buhar	Var	0.125
Ön Isıtıcı	Brine	Sıvı	n-Pentane	Sıvı	Yok	0.20
Süper ısıtıcı	Brine	Sıvı	n-Pentane	Kızgın Buhar	Yok	0,50
Yoğuşturucu	Air	Gaz	n-Pentane	Buhar/Sıvı	Var	0.50

Yukarıda verilen formüller kullanılarak, mevcut sistemde kullanılan her bir ekipmanın yatırım maliyetleri bulunabilmektedir. Sistemin toplam yatırım maliyeti ise sistemde kullanılan ve ayrı ayrı hesaplanan her bir elemanın yatırım maliyetlerinin toplanması ile bulunmaktadır. Ancak ekonomik analiz için sadece sistemde kullanılan elemanların yatırım maliyetlerinin hesaplanması yeterli değildir. Bununla beraber sistemin ideal kullanım süresi (kullanım ömrü), cari faiz oranı, kur bilgileri ve bakım onarım giderleri kullanılarak kapsamlı sistem maliyeti hesaplanmalıdır. Bu hesaplamalardan sistemin geri ödeme süresi de hesaplanarak ekonomik analiz tamamlanmaktadır. Bu kapsamda sermaye geri kazanım maliyeti (CRF) Eşitlik 5.58 kullanılarak hesaplanabilmektedir [91].

$$\mathbf{CRF} = \frac{\mathbf{i(1+i)^N}}{\mathbf{(1+i)^N - 1}} \quad (5.58)$$

Burada i , cari faiz oranıdır ve Türkiye’de bu oran %16’dır. N ise sistemin ideal kullanım ömrüdür ve bu tesis için 20 yıl olarak kabul edilmiştir. Sistem tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti ise C_{el} ile ifade edilmektedir ve Eşitlik 5.59 ile hesaplanabilmektedir [89].

$$\mathbf{C_{el}} = \frac{\mathbf{CRF \cdot Z_{OEC} + \emptyset}}{\mathbf{\dot{W}_{OEC,net} \cdot n}} \quad (5.59)$$

Burada Z_{OEC} sistemin toplam yatırım maliyetini ifade etmektedir. Tüm bu hesaplamalardan sonra sistemin toplam yatırım maliyeti Eşitlik 5.60 ile hesaplanabilmektedir.

$$\mathbf{Z_{OEC}} = \mathbf{Z_{T-1} + Z_{T-2} + Z_{P-1} + Z_{P-2} + Z_{E-1} + Z_{E-2} + Z_{PH-1} + Z_{PH-2} + Z_{PH-3} + Z_{C-1} + Z_{C-2} + Z_{F-1} + Z_{F-2}} \quad (5.60)$$

Önerilen sistemin geri ödeme süresi ise Eşitlik 5.61 ile hesaplanabilmektedir.

$$\mathbf{PB} = \frac{\mathbf{\log \frac{(\dot{W}_{OEC,net} \cdot n \cdot c_{el}) - \emptyset}{(\dot{W}_{OEC,net} \cdot n \cdot c_{el}) - \emptyset - (i \cdot Z_{OEC})}}}{\mathbf{\log(1+i)}} \quad (5.61)$$

Burada n , sistemin ön görülen yıllık çalışma süresini saat cinsinden ifade eder ve bu tesisi için 7500 saat olarak kabul edilmiştir. c_{el} , bölgenin birim elektrik fiyatını göstermektedir ve 0.25 \$/kWh olarak kabul edilmiştir. \emptyset sistemin bakım ve işletme maliyetidir ve toplam yatırım maliyetinin %1,5’ i olarak kabul edilmiştir.

Özetle ekonomik analiz denklemlerinde kullanılan ifadelerin anlamları ve hesaplamalar yapılırken kabul edilen değerler Çizelge 5.3’ te verilmiştir.

Çizelge 5.3. Ekonomik analizlerde kullanılan bazı ifadelerin anlamı ve kabul edilen değeri

Terim	Anlamı	Kabul Edilen Değer/Birim	Referanslar
İ	Faiz oranı	% 16	-
N	Sistemin ideal ömrü	20 yıl	[89]
n	Yıllık çalışma süresi	7500 saat/yıl	[73]
c _{el}	Ülkenin birim elektrik fiyatı	0,25 \$/kWh	-
Ø	Sistemin bakım ve işletme maliyeti	toplam yatırım maliyetinin % 1,5	-

5.4. Çevresel Analiz Yöntemi

Hızla artan nüfus ile birlikte gelişen sanayi ve teknolojik gelişmeler, ihtiyaç duyulan enerjiyi de gün geçtikçe artırmaktadır. Mevcut enerji alt yapısı incelendiğinde, enerji ihtiyacının büyük bir bölümünün fosil kaynaklardan sağlandığı görülebilmektedir [92,93]. Ancak ihtiyaç duyulan bu enerjinin en önemlisi olan elektrik enerjisinin, fosil kaynaklardan sağlanması durumunda ise çevresel sıkıntıların da giderek artacağı unutulmamalıdır. Nitekim son yıllarda yaşanan küresel iklim değişikliklerine neden olan özellikle CO₂ emisyonlarının artmasının başlıca nedeninin, fosil yakıt tüketiminden kaynaklandığı açıkça bilinmektedir [94]. Özellikle kömür, petrol ve gazyağı gibi yakıtların kullanımı CO₂ emisyonlarının % 80'ini oluştururken, doğalgaz kullanımının bu yakıtlara kıyasla daha az emisyon yaydığı açıkça görülmüştür [93]. Ancak bu geçiş sürecinde enerji üretiminde doğalgazdan faydalanmak, kısa vadede emisyonların azalmasına katkı sağlamış olsa da uzun vadede daha kalıcı çözümler üretmek artık zorunlu bir hale gelmiştir. Bu sebepten, gerek kesintisiz bir enerji teminini tesis etmek, gerekse daha yaşanabilir ve sürdürülebilir bir çevre için fosil kökenli yakıtların kullanımını sınırlandırılması, yerine yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının yaygınlaştırılması tüm dünyada büyük önem kazanmıştır [11]. Görünen o ki fosil yakıtlardan uzaklaşıldıkça ya da yenilenebilir enerji kaynaklarına eğilim arttıkça sera gazı emisyonunun azaldığı artık tüm çevrelerce de kabul görmeye başlamıştır [95]. Ancak, günümüz enerji ihtiyacının da sadece temiz ve çevre dostu kaynaklardan karşılamak mümkün gibi gözükmemektedir. Bu nedenle, kullanılan enerji sistemlerinin çevreye olan olumsuz etkilerinin en aza indirilmesi kapsamında, bu sistemlerin etkinliklerinin artırılmasının yanında, emisyon değerlerinin de analiz edilmesi oldukça önemli bir boyuttur. Bu sebepten, sistemin genel performansının artırılmasının yanı sıra atmosfere salınan karbondioksit miktarının da azaltılması gerektiğinden çalışmanın bu

bölümünde, çevrimlerin CO₂ emisyonlarının azatılımı da hedeflenmiş ve aşağıda açıklanan yöntemler kullanılarak CO₂ emisyon miktarları analiz edilmiştir.

Jeotermal enerji santrallerinde, jeotermal akışkanın üretimi sırasında oldukça yüksek oranda NCG üretimi gerçekleşmektedir [96,97]. NCG, tekrar rezervuara geri basılamadığından dolayı atmosfere salınmaktadır. Jeotermal kaynaklardan açığa çıkan bu yoğunlaşmayan gazlar, yaklaşık % 98 oranında CO₂, % 1,2 oranında H₂S ve geri kalanı da az miktarda metan ve amonyaktan oluşmaktadır [75]. Bu da jeotermal enerji santrallerinin, atmosfere CO₂ salınımı yaptığı anlamına gelmektedir. Ancak yapılan incelemeler, jeotermal enerji santrallerinden salınan NCG emisyonlarının, santrallerin devreye alındığı ilk zamanlarda % 1,1-3,5 arasında değişen oranlarda gerçekleştiğini, zamanla üçte iki oranında da giderek azaldığını göstermektedir. Bu durum, jeotermal su ile birlikte üretilen NCG' nin, tekrar rezervuara geri basılamaması sebebiyle reenjeksiyon öncesi atmosfere salınmasından kaynaklanmaktadır. Böylece, rezervuarlardaki NCG oranı, dolayısıyla da CO₂ miktarı, yukarıda da ifade edildiği üzere zamanla azalmaktadır. Örneğin, Salavatlı-Aydın jeotermal sahasında 12 yıl önce işletilmeye alınan kuyularda CO₂ oranı, % 1,2' den % 0,4 değerine, Germencik sahasında ise % 1,5 değerinden % 0,5 değerine düştüğü, hatta bu düşüşün önemli bir kısmının, kuyuların üretime alınmasını takip eden 2-3 yıl içerisinde gerçekleştiği tespit edilmiştir. Saha genişletilmeye devam edildiğinde ise yani yeni açılan kuyularla NCG azalması daha da hızlı gerçekleşmiş, hatta bazen ilk bir yılda, % 60 kadar azalma gözlemlenmiştir [98].

Bu kapsamda, DORA-4 Jeotermal enerji santralinde de üretilen buhar fazındaki jeotermal akışkan içerisinde değişen oranlarda NCG gazları bulunmakta olup bu gazlar, yoğunlaştırılmadıklarından dolayı Ön ısıtıcı-2' den atmosfere atılmaktadır (Bkz. Şekil 4.5). Atmosfere atılan bu NCG gazları, yukarıda da ifade edildiği üzere % 98 oranında CO₂ gazı içermektedir. Bu da santralde azda olsa CO₂ salınımının var olduğunu göstermektedir. Bu sebepten santralin, 2019 yılına ait SCADA kayıtları incelenmiş ve yapılan inceleme neticesinde, Ön ısıtıcı-2' ye giren buhar fazındaki jeotermal akışkanın, sadece % 98' inin yoğunlaştırularak rezervuara geri basılabildiği, kalan % 2' lik kısmının ise yoğunlaştırulamayıp atmosfere atıldığı tespit edilmiştir. Bu, Ön ısıtıcı-2' ye giren buhar fazındaki jeotermal akışkanda bulunan NCG oranının, % 2' ye kadar düştüğü anlamına gelmektedir. NCG gazlarının yaklaşık % 98' inin CO₂ gazından oluştuğu kabul edilirse, santralden salınan CO₂ emisyonu, aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilmektedir.

$$\dot{m}_{CO_2}^{Salinan} = \dot{m}_{buhar} \cdot 0,02 \cdot 0,98 \quad (5.62)$$

Burada $\dot{m}_{CO_2}^{Salinan}$, birim zamanda santralden salınan CO₂ miktarını ifade ederken \dot{m}_{buhar} , Ön ısıtıcı-2' ye giren buhar fazındaki jeotermal akışkanın birim zamandaki kütleli akış miktarını ifade etmektedir. Eşitlikteki diğer 0,02 ve 0,98 çarpanları ise sırasıyla Ön ısıtıcı-2' ye giren buharın NCG oranını ve NCG' deki kütlece CO₂ miktarını ifade etmektedir.

Öte yandan, DORA-4 jeotermal enerji santrali tarafından üretilen net elektriksel gücün, gaz türbinli bir sistemde üretilmesi halinde atmosfere salınan CO₂ miktarı da hesaplanarak santralin, CO₂ emisyon durumu gözlemlenebilmektedir. Bunun için ilk etapta, üretilen eş değer elektriksel gücün, bir gaz türbinli sistemde üretilmesi halinde gereken doğalgaz miktarının hesaplanması gerekmektedir. Böylece, bu doğalgazın yanması dikkate alınarak CO₂ emisyon miktarı bulunmuş olur [54]. Bunun için ilk önce, belirlenen net elektriksel gücün gaz türbininde üretilmesi halinde, sisteme girmesi gereken ısı miktarı aşağıdaki eşitlikle hesaplanmalıdır.

$$\dot{Q}_{ISI}^{gerekten} = \frac{W_{net}}{\eta_{GT}} \quad (5.63)$$

Burada $\dot{Q}_{ISI}^{gerekten}$, gaz türbini tarafından üretilmesi gereken eş değer elektriksel güç için gereken ısı miktarıdır. η_{GT} , gaz türbininin termal verimi olup, bu çalışma için gaz türbini verimi % 32 kabul edilmiştir. Gerekli yakıt ısısı ($\dot{Q}_{ISI}^{gerekten}$) hesaplandıktan sonra bu ısı değerini elde etmek için yakılması gereken toplam yakıt kütlesi şu şekilde hesaplanır;

$$\dot{m}_{NG}^{gerekten} = \frac{\dot{Q}_{ISI}^{gerekten}}{LVC_{NG}} \quad (5.64)$$

Burada $\dot{m}_{NG}^{gerekten}$, gerekli ısıyı üretmek için yakılması gereken toplam doğal gazın kütlesidir. LVC_{NG} , doğal gazın düşük kalorifik değeridir (47130 kJ/kg olduğu varsayılır). Gaz türbini tarafından kullanılan doğal gazın yanması sonucu açığa çıkan CO₂ miktarını hesaplamak için ihtiyaç duyulan doğal gazın molü şu şekilde hesaplanır;

$$\dot{n}_{NG}^{gerekten} = \frac{\dot{m}_{NG}^{gerekten}}{M_{NG}} \quad (5.65)$$

Burada $\dot{n}_{NG}^{gereklen}$ ve M_{NG} sırasıyla doğal gazın mol akış hızı ve doğal gazın moleküler ağırlığıdır. Doğal gazın bileşimi % 93 CH₄, % 3.3 C₂H₆, % 1 C₃H₈, % 1 C₄H₁₀ ve % 1.7 CO₂' dir. Doğal gazın bileşiminden kimyasal yanma dengesi şöyle yazılabilir;



Doğal gazın kimyasal yanma dengesinden, 1 kmol doğal gazın yanmasının 1.083 kmol CO₂ açığa çıkardığı bulunmuştur. Böylece, CO₂ indirgeme kütlesi şu şekilde elde edilir;

$$\dot{m}_{CO_2}^{azaltılmış} = M_{CO_2} \cdot \dot{n}_{NG}^{gereklen} \cdot 1,083 \quad (5.66)$$

Burada $\dot{m}_{CO_2}^{azaltılmış}$, elektrik enerjisi üretim prosesinde kullanılan ısı kaynağın, doğalgazla üretilmesi yerine jeotermal enerji kaynağının kullanılması halindeki CO₂ salınımındaki azalmayı temsil etmektedir. M_{CO_2} ise CO₂' nin moleküler ağırlığını temsil etmektedir.

6. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

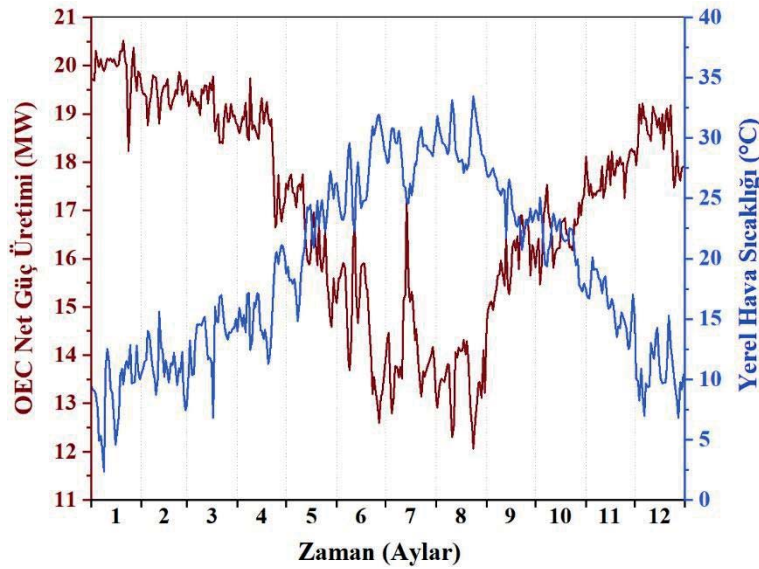
Bu çalışmada, Aydın'ın Köşk ilçesinde bulunan DORA-4 Jeotermal Enerji Santralinin, deneysel verileri üzerinden termodinamik analizleri yapılarak, santralin eksiklikleri ve yetersizlikleri tespit edilmiştir. Bu kapsamda çalışmada ilk etapta, Şekil 4.5'de OEC akış şeması verilen DORA-4 jeotermal enerji santraline ait her bir noktanın spesifik termodinamik özellikleri, bir yıllık SCADA kayıtlarından alınan veriler doğrultusunda CoolProp uygulaması ile hesaplanmıştır [100,101]. Ardından, OEC' deki tüm ekipmanların enerji ve ekserji hesaplamaları yapılarak, elde edilen sonuçlar grafiksel yöntemlerle desteklenip, tesisteki enerji ve ekserji kayıpları tartışılmıştır. Ayrıca santralin üretim kapasitesi mevsimsel olarak değerlendirilmiş ve yıl genelinde en yüksek farkın olduğu maksimum ve minimum üretim kapasiteleri esas alınarak, bu çalışma koşullarındaki ısı ve güç üretim kapasiteleri irdelenmiştir.

Termal enerjinin elektrik enerjisine dönüştürülmesi prosesinde, türbin giriş parametrelerinin optimizasyonu, santralin üretim kapasitesini etkileyen önemli bir faktördür [99]. Bu kapsamda çalışmada ayrıca, jeotermal akışkanın santraldeki ORC çevrimlerine giriş sıcaklıklarına bağlı olarak, türbin giriş parametrelerinin değiştirilmesi suretiyle OEC' den elde edilebilecek maksimum güç çıkışının sağlandığı optimum çalışma koşulları da araştırılmıştır. Bu maksatla çevrimlere, türbinden önce birer süper ısıtıcı entegre edilmiş (Bkz. Şekil 4.7) ve sistem bu haliyle Steag GbmH tarafından geliştirilen EBSILON® Professional yazılımı kullanılarak simüle edilmiştir [54,80]. Daha sonra, simülasyon yazılımından elde edilen performans çıktıları kullanılarak, konfigüre edilmiş sistemin termodinamik analizleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar grafiksel yöntemlerle desteklenerek, simüle edilen türbin giriş parametrelerinin sistem performansı üzerindeki etkileri tartışılmıştır.

Son olarak, sistemin etkinliğinin artırılmasının yanında ekonomik ve çevresel durumu da incelenmiş ve tesisin mevcut durumu için elde edilen sonuçlar ile maksimum güç üretiminin gerçekleştiği optimizasyon sonuçlarının, ekonomik ve CO₂ emisyonu azaltımı üzerindeki etkileri de değerlendirilmiştir.

6.1. Mevcut İşletme Şartlarında OEC Performansının Termodinamik Analizi

Jeotermal akışkanın OEC' ye giriş verileri (Bkz. Şekil 4.2 ve Şekil 4.3), tesisin (BOP) ısı üretim kapasitesini ifade ederken, üretilen bu ısının hangi oranda elektriksel güce dönüştürüleceği de OEC' nin güç üretim kapasitesini ifade etmektedir. Güç üretim kapasitesi, birçok faktöre bağlı olarak değişkenlik gösterebilmektedir. Örneğin santralin bulunduğu bölgedeki yerel hava koşulları, tesisin güç üretim kapasitesi üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Nitekim aşağıda Şekil 6.1' de de görüldüğü üzere DORA-4 jeotermal enerji santralının güç üretim kapasitesi sıcak ve ılıman mevsimlerde düşüş göstermiştir.

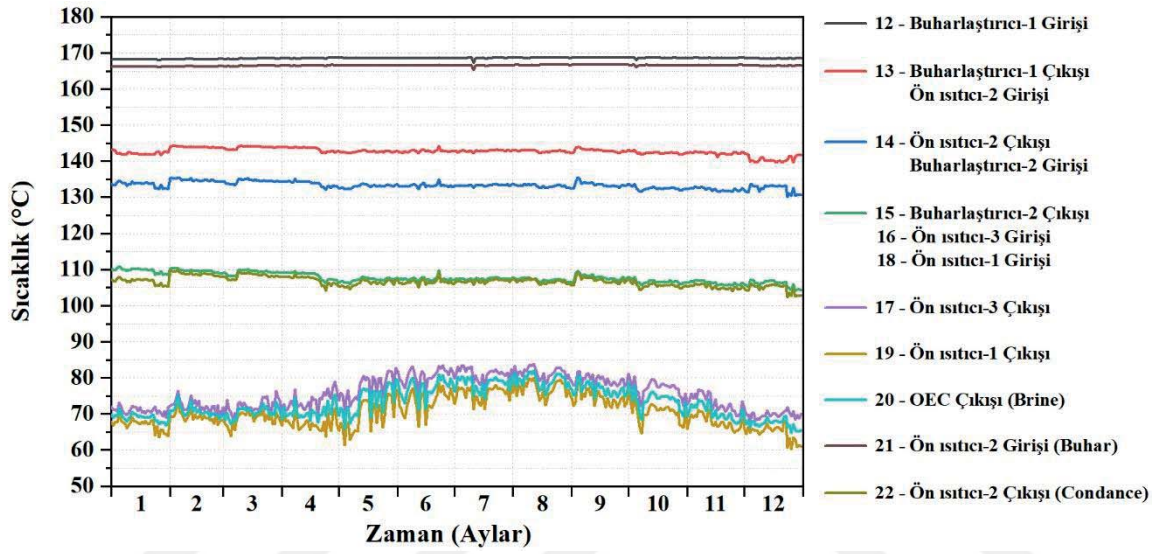


Şekil 6.1. DORA-4 Jeotermal enerji santralının dış hava sıcaklığına bağlı olarak net güç üretimindeki değişimi

Şekil 6.1' deki grafiğe göre santralin net güç üretim kapasitesinin sıcak mevsimlerde düştüğü, soğuk mevsimlerde ise arttığı görülmektedir. Bu durumun, santralin soğutma sisteminin yaz aylarında yetersiz kalmasına bağlı olarak sistemin ısı kazancının düşmesinden ve iç ekipmanların özellikle de fanların güç tüketimlerinin artmasından kaynaklandığı değerlendirilmektedir.

Öte yandan, enerji dönüşüm sistemlerinin güç üretim kapasitelerindeki değişimler, yerel şartlar dışında bazen sistemin çalışma parametrelerinden de kaynaklanabilmektedir. Örneğin jeotermal enerji santrallerindeki jeotermal akışkanın tesisteki ısı değiştiricilerine giriş ve çıkış sıcaklıkları, sistemin ısı kazanımlarını dolayısıyla da güç üretim potansiyelini etkileyen

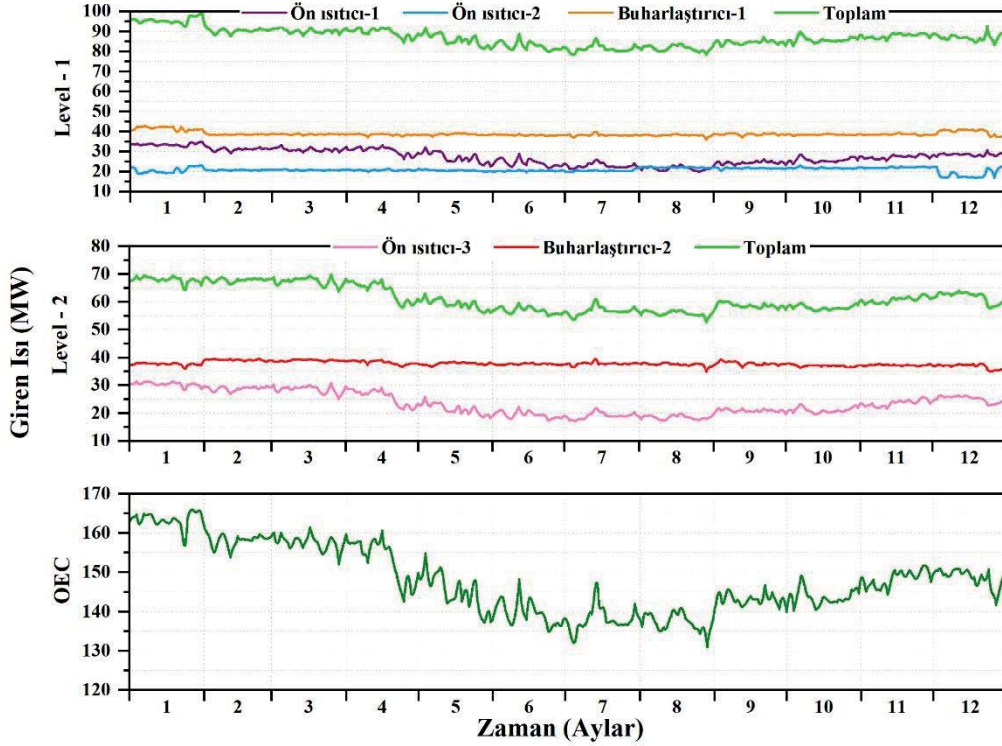
önemli bir parametredir. Çünkü tesisin ısı girdilerinin ve bu ısı girdilerine bağlı olarak sistem davranışlarının net bir şekilde ortaya konulabilmesi, bu parametrelerin detaylı bir şekilde incelenmesi ve icabında gerekli optimizasyon çalışmalarının yapılmasıyla sağlanabilmektedir. Bu kapsamda çalışmanın bu bölümde de ilk önce jeotermal suyun tesis ekipmanlarına giriş çıkış sıcaklıkları incelenmiş ve elde edilen sonuçlar Şekil 6.2’deki grafikte gösterilmiştir.



Şekil 6.2. Jeotermal akışkanın ısı değiştiricilerine giriş ve çıkış sıcaklıklarının yıllık değişimi

Şekil 6.2’de jeotermal akışkanın sistemdeki tüm ısı değiştiricilerine giriş ve çıkış sıcaklıklarının yıl boyunca değişimi görünmektedir. Grafikteki her bir eğri, OEC akış şemasında numaralandırılmış noktaların jeotermal su/buhar sıcaklıklarını ifade etmektedir (Bkz. Şekil 4.5). Grafiğe göre, 17, 19 ve 20 numaralı noktaların sıcaklıklarında yaz aylarında artış gözlemlenirken, diğer noktaların sıcaklıklarında yıl boyunca neredeyse yatay ve lineer bir trend gözlemlenmiştir. Ancak burada 20 numaralı noktanın sıcaklığındaki artışa 17 ve 19 numaralı noktalarındaki sıcaklık artışının etki ettiği göz ardı edilmemelidir (Bkz. Şekil 4.5). 17 ve 19 numaralı noktalar sırasıyla Ön Isıtıcı-3 ve Ön Isıtıcı-1’ in jeotermal su çıkış sıcaklıklarıdır. 15. nokta ise bu ön ısıtıcıların jeotermal su giriş sıcaklıklarıdır. Grafiğe dikkat edilirse 15 noktasının sıcaklığı yıl boyunca neredeyse sabit kabul edebileceğimiz yatay ve lineer bir trend göstermiştir. Bu, sabit giriş sıcaklıkları karşısında artan çıkış sıcaklıklarından dolayı bu ön ısıtıcılardaki ısı transfer kapasitesinin düştüğü anlamına gelmektedir. Yani bu ısı değiştiricilerinden ikincil akışkana aktarılan ısı transfer miktarı sıcak mevsimlerde azalmaktadır. Bu durumu daha net bir şekilde görebilmek amacıyla, sistemdeki tüm ısı

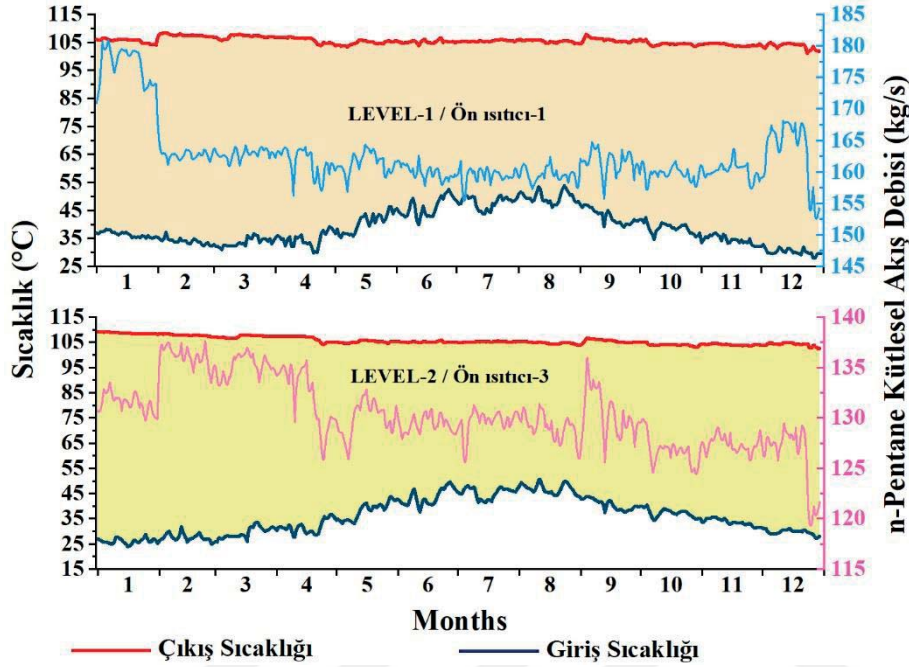
değiştiricilerinin yıl boyunca ısı kazançlarındaki değişimleri Şekil 6.3' teki grafikte özetlenmiştir.



Şekil 6.3. OEC' deki ısı değiştiricilerine ısı girişinin yıllık değişimi

Şekil 6.3' teki grafiğe göre OEC' ye ısı geçiş miktarının en yüksek olduğu zaman diliminin birinci ayda ortalama 167 MW civarında olduğu, en düşük ısı geçişinin ise sekizinci ayda 130 MW' a kadar düştüğü görülmektedir. Diğer taraftan çevrim bazında değerlendirildiğinde yüksek basınçlı çevrime (Level-1) ısı geçişi, yıl boyunca yaklaşık 100 MW ile 77 MW arasında gerçekleşirken, benzer şekilde alçak basınçlı çevrime (Level-2) ise 70 MW ile 52 MW arasında gerçekleşmiştir. Isı geçiş miktarlarının ekipman bazında incelediğimizde ise yıl boyunca en yüksek ısı geçiş miktarlarının Buharlaştırıcı-1' de ortalama 39 MW civarında gerçekleştiği ardından sırasıyla, Buharlaştırıcı-2' de 38 MW, Ön Isıtıcı-1' de yaklaşık 35 MW ile 20 MW arası, Ön Isıtıcı-3' te 30 MW ile 16 MW arası ve son olarak Ön Isıtıcı-2' de 24 MW ile 16 MW arasında değişen değerlerde gerçekleştiği görülmektedir. Dikkat edilirse yaz aylarındaki toplam ısı geçiş miktarlarındaki azalmanın, Level-1' de Ön Isıtıcı-1 ve Level-2' de Ön Isıtıcı-3' teki ısı kazancı düşüşlerinden kaynaklandığı açıkça görülmektedir. Çünkü, diğer ısıtıcılar yıl boyunca neredeyse yatay ve lineer bir trend izlerken, Ön Isıtıcı-1 ve Ön Isıtıcı-3 yaz aylarında azalan bir trend izlemiştir. Bununla birlikte, yaz aylarında artan yüksek sıcaklıklara bağlı olarak, soğutma sisteminin yetersizliğinden dolayı, organik akışkanın bu

ön ısıtıcılara kış aylarına kıyasla daha yüksek sıcaklıklarda girmesinden diğer bir değişle, Şekil 6.4' ten de anlaşılacağı üzere ΔT sıcaklık farkının azalmasından kaynaklandığı değerlendirilmektedir.

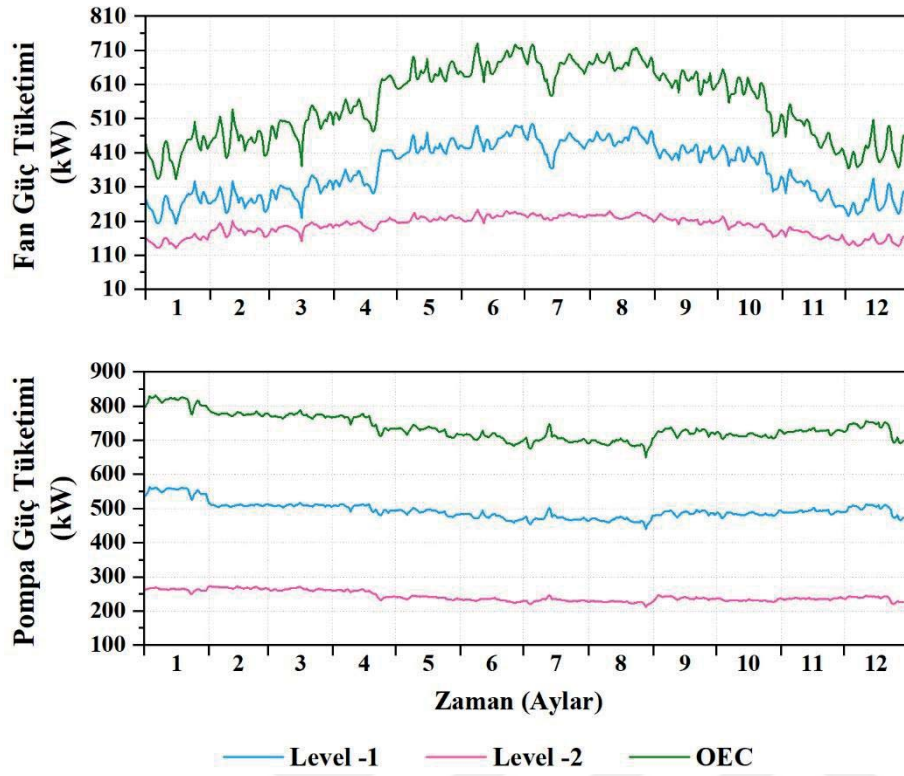


Şekil 6.4. Ön ısıtıcı çalışma sıcaklıkları farkı ve bu sıcaklıklara bağlı olarak organik akışkan debisinin dönemsel olarak değişimi

Şekil 6.4' te Level-1'deki Ön Isıtıcı-1 ve Level-2' deki Ön Isıtıcı-3' ün n-Pentane akış debisi ile çalışma sıcaklık aralıklarının yıl boyunca değişimi görünmektedir. Grafiğe göre ikincil akışkan n-Pentanın, bu ön ısıtıcılara giriş ve çıkış sıcaklıkları farkları, sıcak mevsimlerde azalmaktadır. Bunun sebebi, bu ısı değiştiricilerin her ikisinin de yoğuşturucudan sonra gelen ilk ısıtıcılar olması ve yaz aylarında giriş sıcaklıklarının yüksek olmasıdır. Diğer taraftan ısı transferine etki eden parametrelerden akış debisi, Level-1'de neredeyse yıl boyunca yatay bir trend izlemiştir. Bu durumda sabit kabul edebileceğimiz bir akış debisinde, giriş sıcaklığının yükselmesine bağlı olarak azalan sıcaklık farkından dolayı da Ön Isıtıcı-1' de yaz aylarında ısı kazancı düşmüştür (Bkz. Şekil 6.3). Level-2' de ise akış debisi yılsonuna doğru az miktarda azalan bir eğimle düşüş göstermektedir. Burada da benzer şekilde yaz aylarındaki ısı kazançlarında, ön ısıtıcı giriş sıcaklığının yükselmesi sebebiyle düşüş yaşanmıştır (Bkz. Şekil 6.3).

Şekil 6.4 bize aynı zamanda, Level-1 ve Level-2 çevrimlerine ait organik akışkan (n-Pentane) debilerinin, yıl boyunca göstermiş olduğu değişkenlikleri de göstermektedir. Grafiğe göre ikincil akışkan n-Pentanın yıl boyunca, yüksek basınç ve alçak basınç tarafında farklı trendler gösterdiği açıkça görülmektedir. Şöyle ki yüksek basınç tarafındaki n-Pentan akışı ilk ayda, ortalama 175-180 kg/s değerleri arasında seyrederken yılın sonuna doğru bu değer ortalama 160 kg/s' ye düşmektedir. Aralık ayına kadar nerdeyse yatay ve dalgalı bir trend izleyen akış profili Aralık ayında yaklaşık 167,5 kg/s mertebesine yükselerek tekrar ayın sonuna doğru sert bir düşüşle yaklaşık 152 kg/s' ye kadar düşmektedir. Ayrıca güç üretiminin düşüş gösterdiği yaz aylarında akış debisinde azda olsa bir miktar azalma da göze çarpmaktadır. Alçak basınç tarafında da küçük bir farkla bezer bir durum gözlemlenmiştir. Yani, akış debisi ilk ayda ortalama 130 kg/s değerlerinde gezerken önce 140 kg/s değerine doğru yükseldiği ve ardından tekrar yılsonuna doğru düşüşe geçtiği tespit edilmiştir.

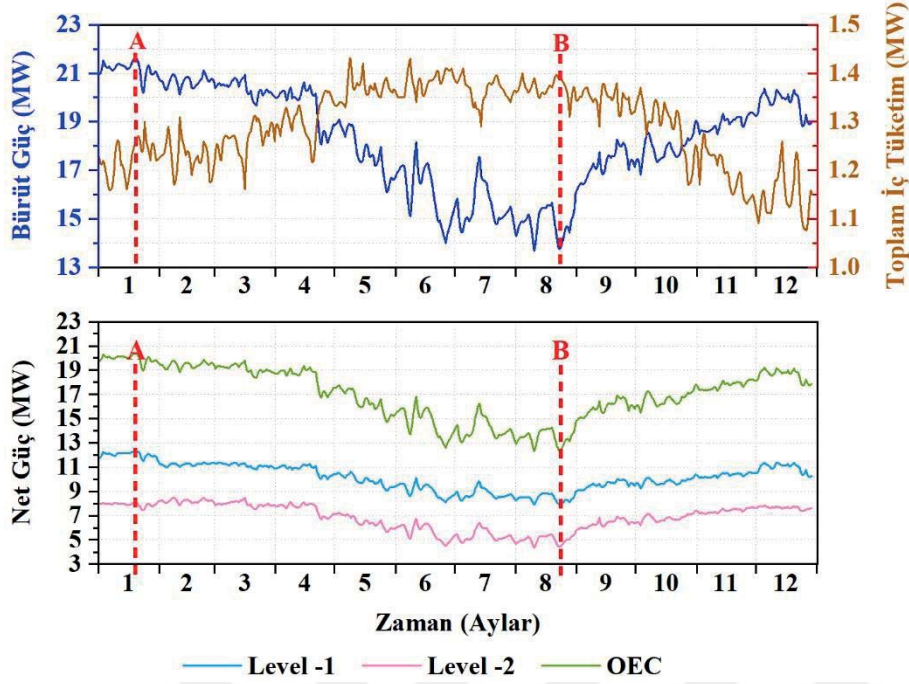
Tesisin iç enerji tüketimi kapsamında ikincil çalışma sıvısının akışı, tek şaftlı dikey tip organik akışkan pompaları ile sağlanırken, soğutma prosesi fanlı hava soğutmalı yoğuşturucularla sağlanmaktadır. Sistemin termal durumunun, gerek ikincil çalışma sıvısının kütleli akış debilerini, gerekse soğutma kapasitesini etkilemesi bakımından anılan bu ekipmanların güç tüketimini dönemsel olarak etkileyeceği unutulmamalıdır. Bu kapsamda, net güç üretimine etki eden, organik akışkan pompaları ile hava soğutmalı yoğuşturucuların fanlarına ait güç tüketimlerinin yıl boyunca değişimleri Şekil 6.5' te görülmektedir.



Şekil 6.5. OEC’deki pompa ve fan güc tüketiminin yıllık değişimi

Şekil 6.5’deki grafiğe göre pompa tüketimlerinde yıl boyunca kayda değer bir değişim gözlemlense de özellikle sıcak mevsimlerde soğutmanın güçlüğünden dolayı fan tüketimlerinde ciddi bir artış gözlemlenmektedir. Çünkü organik akışkanın yoğuşturucu çıkışında sıvı faza kadar soğutulması, pompalarının kavitasyona girmeden sağlıklı bir şekilde çalışabilmesi bakımından önem arz etmektedir. Bu nedenle, soğutma prosesinin tamamlanması yani yüksek hava sıcaklıklarına rağmen yoğuşmanın tam olarak gerçekleşmesi, fanlardaki güç tüketimi artırmaktadır. Ayrıca, Level-1’deki fan güç tüketimlerinin Level-2’ye kıyasla daha fazla artan bir trend göstermesi, Level-1’in daha yüksek basınç ve sıcaklıklarda çalışmasına bağlı olarak yoğuşturucu yükünün daha yüksek olmasındandır. Level-1’deki pompa tüketiminin Level-2’dekinden daha yüksek olmasının sebebi de benzer şekilde, Level-1’in Level-2’ye kıyasla daha yüksek basınç ve sıcaklıkta çalışmasından kaynaklanmaktadır.

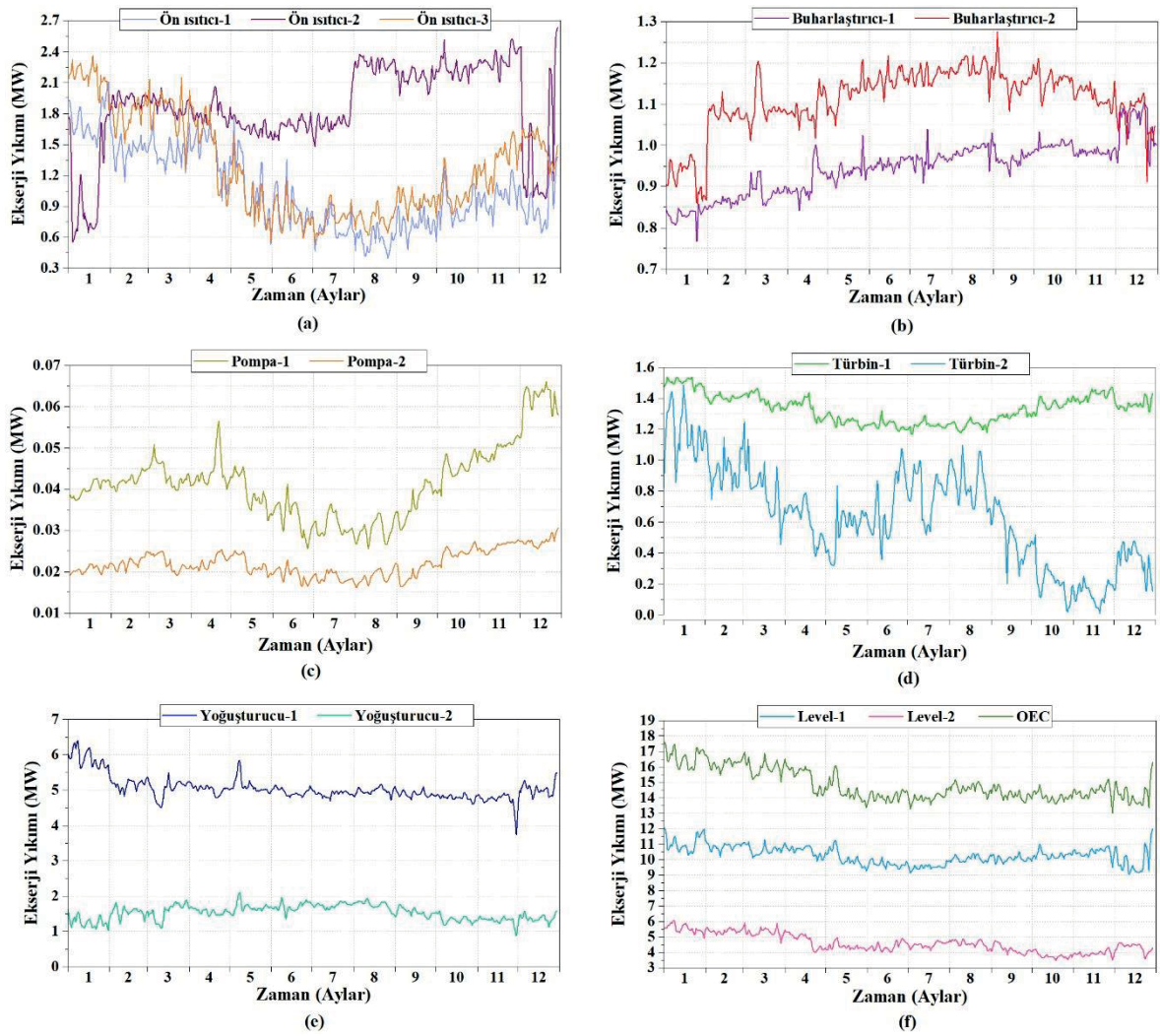
Sonuç olarak, sisteme giren ısı miktarı ve tesisteki güç tüketen iç ekipmanların güç tüketimleri, santralin net güç üretim kapasitesi üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bu durum Şekil 6.6’daki grafiklerde net bir şekilde görülebilmektedir.



Şekil 6.6. OEC için yıllık brüt güç ve toplam güç tüketimi ile net güç üretimindeki değişimi

Şekil 6.6' da santralin brüt güç üretimi, toplam güç tüketimi ve net güç üretiminin yıl boyunca mevsimsel koşullara bağlı olarak nasıl değiştiği görünmektedir. Bu kapsamda, Şekil 6.6' daki grafiklere göre santralin brüt güç üretiminde Nisan ve Eylül ayları arasında düşüş gerçekleşmiştir. Bu durum, yukarıda da ifade edildiği üzere bu aylar arasında OEC' ye giren ısı miktarındaki azalmadan kaynaklanmaktadır. Aynı şekilde santralin net güç üretiminde de benzer bir trend gözlemlenmektedir. Ancak burada, OEC' nin net güç üretimindeki azalma nedenlerine bir de yaz aylarındaki çevre sıcaklığının yükselmesi sebebiyle fanlardaki tüketim artışlarının da sebep olduğunu ilave etmek gerekmektedir. Buna göre brüt güç üretimi ile net güç üretimi en yüksek Ocak ayında (A noktası) sırasıyla 20,7 MW ile 19,5 MW olarak hesaplanırken, en düşük net güç üretimi Ağustos ayında (B Noktası) 12,1 MW olarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde A ve B noktaları için alt çevrimlerin net güç verilerine baktığımızda da en yüksek (A Noktası) net güç üretimi Level-1 için 11,3 MW olarak hesaplanırken, Level-2 için 8,2 MW olarak hesaplanmıştır. En düşük (B Noktası) net güç üretimleri ise aynı şekilde Level-1 için 7,8 MW olarak hesaplanırken, Level-2 için 4,3 MW olarak hesaplanmıştır. Diğer taraftan, santraldeki toplam güç tüketimleri de maksimum ve minimum güç üretimlerinin gerçekleştiği A ve B noktalarında sırasıyla 1,24 MW ve 1,41 MW olarak hesaplanmıştır.

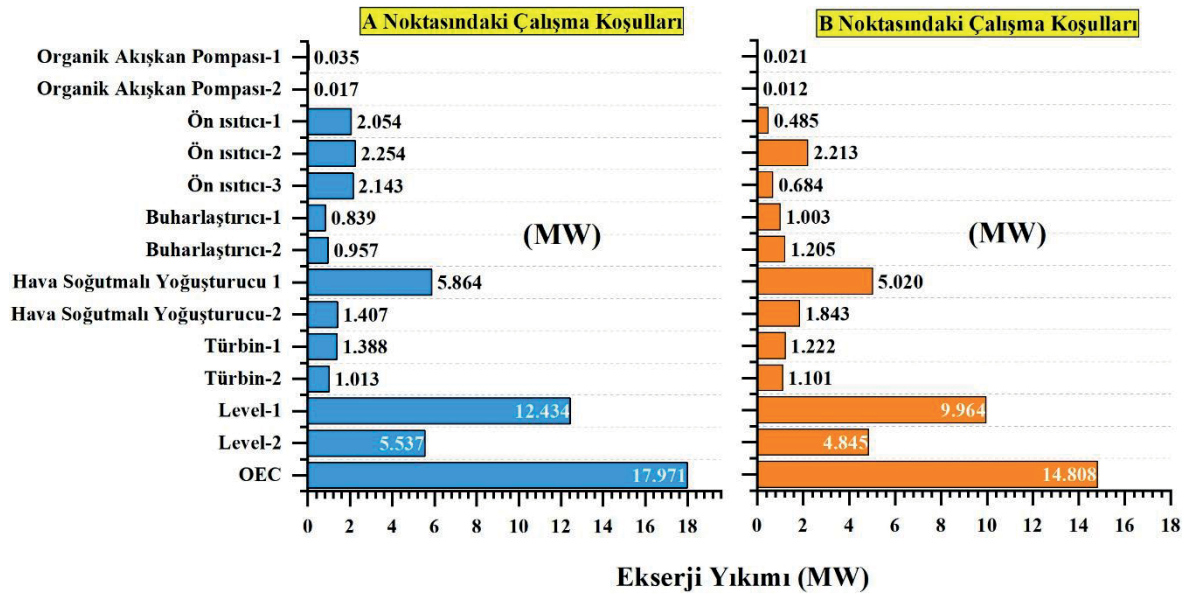
Santralin etkililiğinin de incelenmesi kapsamında termal verimliliği ve ikinci yasa ışığındaki ekserji verimliliği, beşinci bölümde açıklanan temel enerji ve ekserji denklemleri kullanılarak hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar aşağıda belirtilmiştir. Bu kapsamda ilk etapta, belirli iki hal arasındaki hal değişimleri sırasında meydana gelen tersinmezliklerin sebep olduğu ekserji yıkımları hesaplanmış ve yıl boyunca değişen çevre koşullarının bu ekserji yıkımları üzerindeki etkileri aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir.



Şekil 6.7. OEC bileşenlerinden ısı değiştiricileri için ekserji yıkımlarının dönemsel olarak değişimi

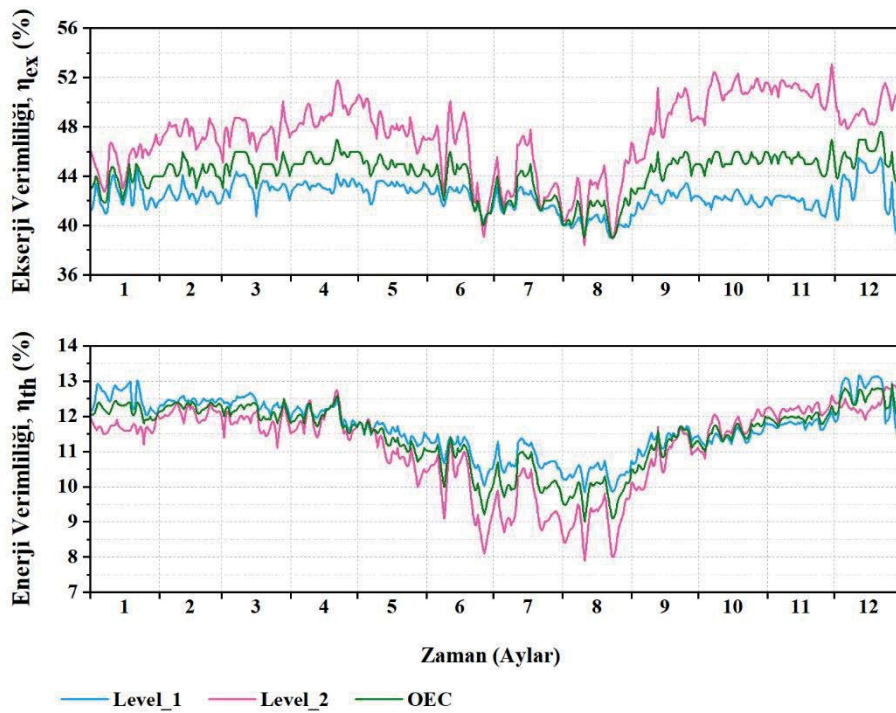
OEC ekipmanlarında meydana gelen ekserji yıkımlarının, yıl boyunca mevsimsel şartlara bağlı olarak nasıl değişkenlik gösterdiği Şekil 6.7’ de görülmektedir. Grafığe göre en yüksek ekserji yıkımı Level-1’ nin yoğusturucusunda gerçekleşirken, en düşük ekserji yıkımı ise tesisin organik akışkan pompalarında gerçekleşmiştir. Tesisin diğer ekipmanlarına baktığımızda ise özellikle Ön ısıtıcı-1 ve Ön ısıtıcı-2’ deki ekserji yıkımlarının, yılın soğuk

dönemlerinde ortalama 1.8 MW' a yaklaştığı, ılık ve sıcak dönemlerinde ise yaklaşık 0.6 MW' a kadar düştüğü görülmektedir. Diğer taraftan, Ön ısıtıcı-2' nin ekserji yıkımına baktığımızda ise birinci ve on ikinci aylar dışında diğer tüm aylarda, ekserji yıkımları yükselmiştir. Tesisteki buharlaştırıcıların ekserji yıkımlarını incelediğimizde ise Buharlaştırıcı-1' in ekserji yıkımlarının yıl boyunca sürekli artış gösterdiği gözlemlenirken Buharlaştırıcı-2' nin ekserji yıkımlarının, hem Buharlaştırıcı-1' in ekserji yıkımlarından daha yüksek hem de sadece sıcak ve ılıman mevsimlerde artış gösterdiği gözlemlenmektedir. Son olarak tesisteki türbinlerin ekserji yıkımlarına baktığımızda da Level-2' deki türbinin ekserji yıkımının yılsonuna doğru azalırken yaz aylarında artış gösterdiği, bu durumun aksine Level-1' deki türbinin ekserji yıkımının da Türbin-2' nin ekserji yıkımlarına kıyasla hem daha yüksek hem de yaz aylarında düştüğü tespit edilmiştir. Öte yandan, sistemi bütün olarak ele aldığımızda, OEC ve çevrimlerin ekserji yıkım miktarlarının yılsonuna doğru azalma eğilimi gösterdiği ayrıca Level-1' in ekserji yıkımlarının, Level-2' ninkinden daha yüksek olduğu Şekil 6.7' den görülmektedir. Level-1' in ekserji yıkımındaki yüksek fark, grafikten de görüldüğü üzere Yoğuşturucu-1' in ekserji yıkımlarından kaynaklanmaktadır. Yoğuşturucu-1' deki bu yüksek ekserji yıkımları ise Level-1' in Level-2' ye kıyasla daha yüksek basınç ve sıcaklıklarda çalışmasından kaynaklanmaktadır. Santralin, yıl içerisinde maksimum ve minimum güç üretim kapasitelerini ifade eden çalışma koşullarındaki ekserji yıkımları miktarları özetle Şekil 6.8' de sunulmuştur.



Şekil 6.8. Tesiste maksimum ve minimum güç üretiminin gerçekleştiği çalışma koşullarında meydana gelen ekserji yıkımları

Ekserji, belirli bir halde ve miktardaki enerjinin faydalı işe ya da başka bir ifade ile kullanılabilir enerjiye dönüştürülecek maksimum kısmını ifade etmektedir [81]. Ekserji verimi ise bu enerji potansiyelinin faydalı işe dönüştürülen oranını göstermektedir. Mühendislik uygulamalarında bir sistemin ekserji veriminin belirlenmesi, sistemden elde edilebilecek en yüksek verimin belirlenebilmesi ve bu değer referans alınması bakımından mühendisler için önemli bir parametredir. Bu kapsamda tesisin ekserji analizleri neticesinde ekserji ve termal verimlilikleri de hesaplanmış ve yıl içerisinde mevsimsel koşulların sistemin verimlilik değerlerine etkileri Şekil 6.9’ daki grafiklerde gösterilmiştir.



Şekil 6.9. OEC ve alt çevrimlerinin enerji ve ekserji verimlerinin yıllık değişimi

Şekil 6.9’ daki grafiklere göre sistemin ekserji verimliliklerinin yaz aylarında düştüğü görülmektedir. Ayrıca aynı grafikler bize, Level-2’ nin ekserji veriminin soğuk ve ılıman mevsimlerde Level-1’ e kıyasla daha yüksek olduğunu da göstermektedir. Çünkü Level-1’ in Level-2’ ye kıyasla daha yüksek basınç ve sıcaklıklarda çalışması sebebiyle ekserji yıkımları daha yüksektir. Bundan dolayı da ekserji verimi de daha düşüktür. Ancak Level-2’ nin ekserji verimliliğinin yaz aylarında Level-1’ in ekserji verimlilik değerlerine yaklaştığı hatta bazı dönemlerde daha da düştüğü görülmektedir. Öte yandan, termal verimlilikleri de ekserji verimliliklerine benzer şekilde yaz aylarında düşüş göstermektedir. Bu durum, daha öncede ifade edildiği üzere sistemin soğutma sisteminin yetersizliğinden dolayı ısı girdilerindeki

düşüşten kaynaklanmaktadır. Ancak grafiğe dikkat edilirse, ekserji verimliliklerinde Level-2' nin ekserji verimliliği daha yüksek gözükürken, termal verimliliklerde Level-1' in termal verimliliği daha yüksek gözükmektedir. Çünkü Level-1'e giren ısı girdilerinin ve bu giren ısının elektriksel güce dönüştürme oranının Level-2' ye kıyasla daha yüksek olması, Level-1'in termal verimini arttırırken, Level-1' in Level-2' ye kıyasla daha yüksek basınç ve sıcaklıklarda çalışmasından kaynaklanan yüksek oranlardaki ekserji yıkımları da çevrimin ekserji verimini düşürmektedir.

Jeotermal enerji santrallerinde birincil kaynak türünün yenilenebilir bir enerji türü olması ve bu tip güç üretim sistemlerinin ticari uygulamalar olması sebebiyle sistemin verimlilik değerlerinden ziyade güç üretim kapasiteleri daha çok ön plana çıkmaktadır. Bu sebepten bu çalışmada da tesisten maksimum ve minimum güç üretiminin gerçekleştirildiği üretim şartlarındaki verimlilik değerleri esas alınmıştır. Bu kapsamda, tesiste maksimum üretimin gerçekleştiği Ocak ayındaki Level-1, Level-2 ve OEC' ye ait ekserji verimleri sırasıyla %40,4, %46,9 ve %42,9 olarak hesaplanırken, minimum üretimin gerçekleştiği Ağustos ayındaki ekserji verimlilikleri, %38,8, %38,2 ve %38,6 olarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde maksimum üretim şartlarındaki termal verimlilik değerleri ise %11,9, %12,0 ve %12,0 olarak hesaplanırken, minimum üretim şartlarındaki termal verimlilik değerleri %9,8, %7,8 ve %9,0 olarak hesaplanmıştır.

Özetlemek gerekirse, üretilen net güç ve sistem verimi, sisteme giren ısı miktarları ile orantılı olduğundan, santral yaz aylarında kış aylarına kıyasla daha düşük performans göstermiştir. Nitekim yapılan analizlere göre de tesiste en yüksek güç üretimleri Ocak ayında, en düşük güç üretimleri ise Ağustos ayında gerçekleşmiştir (Bkz. Şekil 6.6). Şekil 6.6' daki grafiklere bakıldığında, grafiklerde gösterilen "A" noktasının, tesisin maksimum güç üretim kapasitesini ifade ettiği, "B" noktasının da minimum güç üretim kapasitesini ifade ettiği açıkça görülebilmektedir. Ancak bu A ve B noktalarındaki çalışma koşullarına ait sistem davranışlarının, daha net bir şekilde belirlenebilmesi için bu çalışma koşullarının parametrik olarak da incelenmesi gerekmektedir. Bu sebepten, A ve B noktalarındaki çalışma koşullarına ait parametrik değerler hesaplanmış ve aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir. Çizelge 6.1 ve Çizelge 6.2 tesisin maksimum üretim şartlarındaki sırasıyla her bir akış noktasının termodinamik özellikleri ile performans sonuçlarını verirken, Çizelge 6.3 ve Çizelge 6.4' te minimum üretimin gerçekleştiği şartlarındaki çalışma koşullarına ait termodinamik özellikleri ve performans sonuçlarını vermektedir.

Çizelge 6.1. Maksimum güç üretim kapasitesini ifade eden A noktası için borulardaki akışın termodinamik özellikleri

Nokta No	Akışkan	Faz Durumu	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Özgül Entalpi (kJ/kg)	Özgül Entropi (kJ/kg.K)	Debi (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji Akışı (kW)
0	Brine	Ölü hal	9,56	101,30	40,286984	0,144602	---	0,000000	0,00
0'	n-Pantene	Ölü hal	9,56	101,30	-61,112538	-0,206545	---	0,000000	0,00
0''	Hava	Ölü hal	9,56	101,30	408,905763	3,827074	---	0,000000	0,00
1	n-Pantene	Sıvı	34,81	171,66	-3,323034	-0,010748	164,31	2,435221	400,14
2	n-Pantene	Sıvı	35,31	1 675,60	-0,512317	-0,009999	164,31	5,033991	827,15
3	n-Pantene	Sıvı	105,70	1 601,65	178,784208	0,512501	164,31	36,613020	6 015,98
4	n-Pantene	Sıvı	142,79	1 424,26	288,131101	0,788455	164,31	67,943896	11 164,04
5	n-Pantene	D.Buhar	142,79	1 397,20	524,116817	1,355928	164,31	143,497447	23 578,44
6	n-Pantene	D.Buhar	82,40	127,93	442,374654	1,385807	164,31	53,307966	8 759,17
6a	n-Pantene	Sıvı	34,81	127,93	-2,939805	-0,009668	164,31	2,513005	412,92
7	n-Pantene	Sıvı	24,62	143,89	-27,169299	-0,089368	132,05	0,815673	107,71
8	n-Pantene	Sıvı	24,86	1 104,68	-25,366413	-0,088916	132,05	2,490830	328,91
9	n-Pantene	Sıvı	108,47	729,09	186,495461	0,537113	132,05	37,366124	4 934,07
10	n-Pantene	D.Buhar	108,47	706,49	472,699477	1,287157	132,05	111,522600	14 726,18
11	n-Pantene	D.Buhar	59,05	80,61	400,045059	1,314297	132,05	31,195369	4 119,24
11a	n-Pantene	Sıvı	24,62	80,61	-26,791543	-0,088170	132,05	0,854982	112,90
12	Brine	Sıvı	168,13	997,85	711,026618	2,022918	370,76	139,714548	51 799,93
13	Brine	Sıvı	143,95	904,61	606,441682	1,779430	370,76	103,966933	38 546,31
14	Brine	Sıvı	133,80	892,96	563,006515	1,674038	370,76	90,327622	33 489,46
15	Brine	Sıvı	109,80	835,22	461,073380	1,416035	370,76	61,335350	22 740,42
16	Brine	Sıvı	109,80	835,22	461,073380	1,416035	185,38	61,335350	11 370,21
17	Brine	Sıvı	70,75	790,14	296,827425	0,963825	185,38	24,935338	4 622,46
18	Brine	Sıvı	109,80	835,22	461,073380	1,416035	185,38	61,335350	11 370,21
19	Brine	Sıvı	67,10	774,44	281,528469	0,919147	185,38	22,267305	4 127,86
20	Brine	Sıvı	68,93	790,14	289,183464	0,941538	370,76	23,592058	8 746,88
21	Buhar	Buhar	166,13	952,22	2 763,982396	6,662529	2,85	880,990493	2 509,49
22	Condens	Sıvı	106,95	129,29	448,514822	1,385061	2,85	57,533564	163,88
23	Hava	İdeal Gas	9,56	101,30	408,905763	3,827074	3 220,51	0,000000	0,00
24	Hava	İdeal Gas	32,17	101,40	431,652648	3,927538	3 220,51	0,861429	2 774,24
25	Hava	İdeal Gas	9,56	101,30	408,905763	3,827074	1 883,87	0,000000	0,00
26	Hava	İdeal Gas	39,33	101,40	438,863177	3,927538	1 883,87	1,470474	2 770,18

Çizelge 6.2. Maksimum güç üretim kapasitesini ifade eden A noktası için termodinamik özellikler ve verimlilik değerleri

Ekipman	Isı Transfer Kapasitesi Q (MW)	Güç W (MW)	Giren Ekserji Ex _i (MW)	Çıkan Ekserji Ex _o (MW)	Ekserji Yıkımı Ex _d (MW)	Ekserji Verimi η _{ex} (%)	Termal Verim η _{th} (%)
Organik Akışkan Pompası 1	-----	0,51	0,86	0,83	0,03	95,96	-----
Organik Akışkan Pompası 2	-----	0,26	0,35	0,33	0,02	95,12	-----
Ön ısıtıcı 1	33,28	-----	12,20	10,14	2,05	83,16	-----
Ön ısıtıcı 2	22,70	-----	47,07	44,82	2,25	95,21	-----
Ön ısıtıcı 3	30,45	-----	11,70	9,56	2,14	81,69	-----
Buharlaştırıcı 1	38,78	-----	62,96	62,12	0,84	98,67	-----
Buharlaştırıcı 2	37,79	-----	38,42	37,47	0,96	97,51	-----
Hava soğutmalı yoğunlaştırıcı 1	73,17	0,29	9,05	3,19	5,86	35,21	-----
Hava soğutmalı yoğunlaştırıcı 2	56,36	0,17	4,29	2,88	1,41	67,20	-----
Türbin 1	-----	12,09	23,58	22,19	1,39	94,11	-----
Türbin 2	-----	8,63	14,73	13,71	1,01	93,12	-----
Level 1	94,76	11,28	27,90	15,46	12,43	40,4	11,9
Level 2	68,24	8,20	17,50	11,96	5,54	46,9	12,0
OEC	163,00	19,48	45,40	27,42	17,97	42,9	12,0

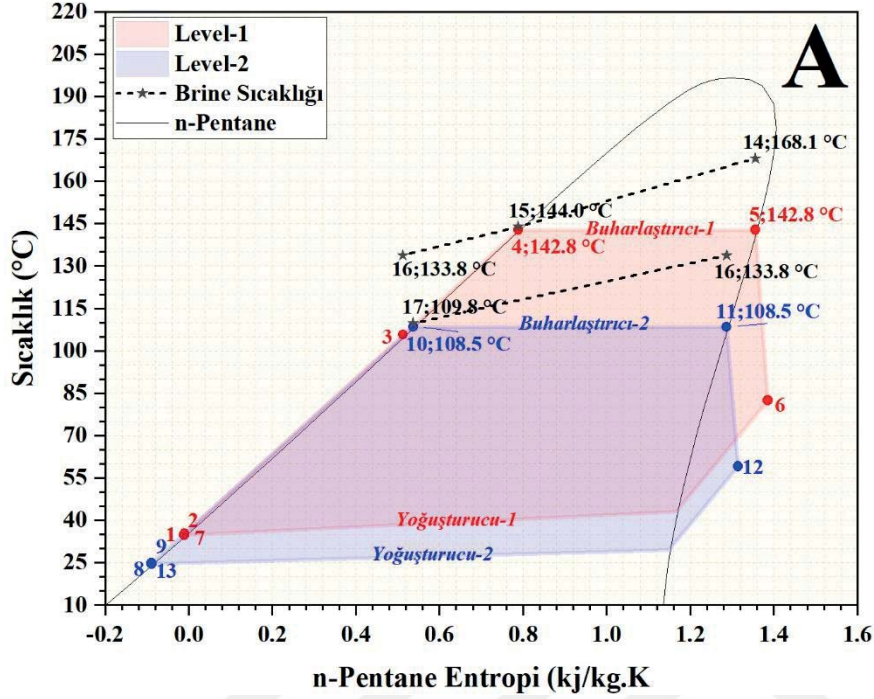
Çizelge 6.3. Minimum güç üretim kapasitesini ifade eden B noktası için termodinamik özellikler ve verimlilik değerleri

Nokta No	Akışkan	Faz Durumu	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Özgül Entalpi (kJ/kg)	Özgül Entropi (kJ/kg.K)	Debi (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekseri Akışı (kW)
0	Brine	Ölü hal	33,48	101,30	140,354745	0,484390	---	0,000000	0, 00
0'	n-Pantene	Ölü hal	33,48	101,30	-6,107758	-0,019835	---	0,000000	0, 00
0''	Hava	Ölü hal	33,48	101,30	432,967896	3,908777	---	0,000000	0, 00
1	n-Pantene	Sıvı	53,41	258,98	41,535961	0,130308	159,11	1,605774	255, 49
2	n-Pantene	Sıvı	53,91	1 625,29	44,118015	0,130730	159,11	4,058248	645, 70
3	n-Pantene	Sıvı	105,50	1 551,34	178,224990	0,511273	159,11	21,480500	3 417, 70
4	n-Pantene	Sıvı	140,98	1 381,49	282,469486	0,775031	159,11	44,849845	7 135, 93
5	n-Pantene	D.Buhar	140,98	1 355,25	521,585549	1,352558	159,11	106,880454	17 005, 44
6	n-Pantene	D.Buhar	93,27	217,72	460,579197	1,377611	159,11	38,192091	6 076, 63
6a	n-Pantene	Sıvı	53,41	217,72	41,907251	0,131232	159,11	1,693544	269, 45
7	n-Pantene	Sıvı	50,36	234,51	34,062322	0,107386	129,24	1,160679	150, 00
8	n-Pantene	Sıvı	50,60	1 023,80	35,609961	0,107691	129,24	2,614531	337, 89
9	n-Pantene	Sıvı	104,83	675,71	176,306735	0,510552	129,24	19,783401	2 556, 72
10	n-Pantene	D.Buhar	104,83	654,76	466,973540	1,279629	129,24	74,630310	9 644, 91
11	n-Pantene	D.Buhar	75,03	171,87	426,265033	1,307405	129,24	25,405186	3 283, 26
11a	n-Pantene	Sıvı	50,36	171,87	34,415702	0,108422	129,24	1,196390	154, 62
12	Brine	Sıvı	168,74	969,64	713,681304	2,029001	339,06	99,707050	33 807, 05
13	Brine	Sıvı	142,80	850,92	601,475089	1,767646	339,06	67,639362	22 934, 06
14	Brine	Sıvı	133,30	844,84	560,840919	1,668840	339,06	57,301790	19 428, 96
15	Brine	Sıvı	107,20	784,06	450,051815	1,387297	339,06	32,841397	11 135, 33
16	Brine	Sıvı	107,20	784,06	450,051815	1,387297	169,53	32,841397	5 567, 66
17	Brine	Sıvı	82,90	739,49	347,732994	1,109442	169,53	15,720469	2 665, 12
18	Brine	Sıvı	107,20	784,06	450,051815	1,387297	169,53	32,841397	5 567, 66
19	Brine	Sıvı	79,20	736,45	332,204752	1,065610	169,53	13,632259	2 311, 10
20	Brine	Sıvı	81,05	739,49	339,968767	1,087578	339,06	14,660154	4 970, 73
21	Buhar	Buhar	166,74	952,22	2 764,613318	6,658283	3,47	731,176401	2 536, 80
22	Condens	Sıvı	106,90	129,07	448,303451	1,384506	3,47	31,948971	110, 85
23	Hava	Ideal Gas	33,48	101,30	432,967896	3,908777	5 461,19	0,000000	0, 00
24	Hava	Ideal Gas	45,61	101,40	445,188465	3,969798	5 461,19	0,234867	1 282, 65
25	Hava	Ideal Gas	33,48	101,30	432,967896	3,908777	2 618,23	0,000000	0, 00
26	Hava	Ideal Gas	52,72	101,40	452,349499	3,969798	2 618,23	0,581863	1 523, 45

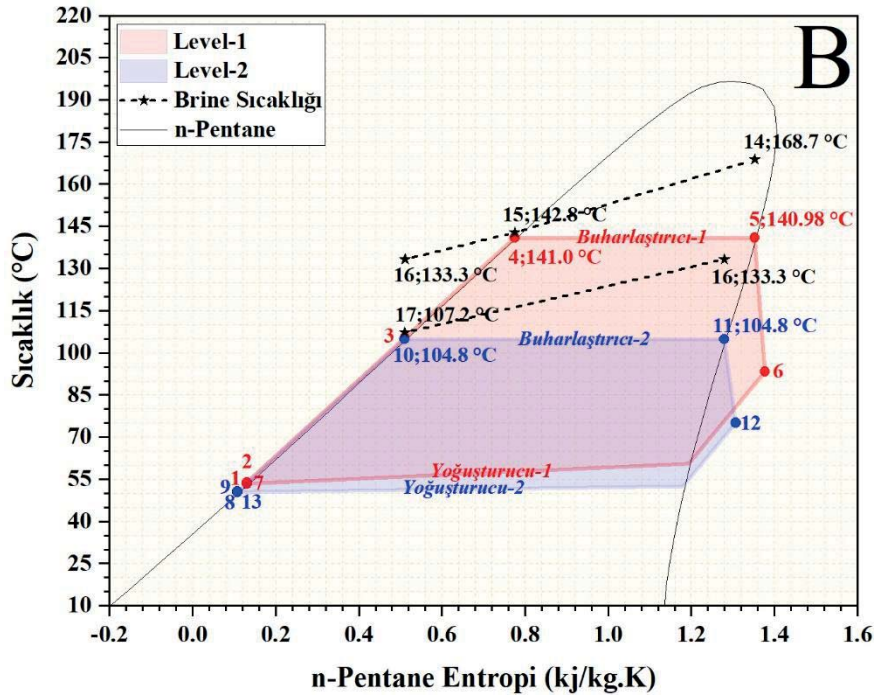
Çizelge 6.4. Minimum güç üretim kapasitesini ifade eden B noktası için termodinamik özellikler ve verimlilik değerleri

Ekipman	Isı Transfer Kapasitesi Q (MW)	Güç W (MW)	Giren Ekserji Ex _i (MW)	Çıkan Ekserji Ex _o (MW)	Ekserji Yıkımı Ex _d (MW)	Ekserji Verimi η _{ex} (%)	Termal Verim η _{th} (%)
Organik Akışkan Pompası 1	-----	0,46	0,67	0,65	0,02	96,91	-----
Organik Akışkan Pompası 2	-----	0,22	0,35	0,34	0,01	96,54	-----
Ön ısıtıcı 1	19,98	-----	6,21	5,73	0,48	92,20	-----
Ön ısıtıcı 2	21,81	-----	28,89	26,68	2,21	92,34	-----
Ön ısıtıcı 3	17,35	-----	5,91	5,22	0,68	88,42	-----
Buharlaştırıcı 1	38,05	-----	40,94	39,94	1,00	97,55	-----
Buharlaştırıcı 2	37,56	-----	21,99	20,78	1,21	94,52	-----
Hava soğutmalı yoğunlaştırıcı 1	66,61	0,50	6,57	1,55	5,02	23,62	-----
Hava soğutmalı yoğunlaştırıcı 2	50,64	0,24	3,52	1,68	1,84	47,66	-----
Türbin 1	-----	8,74	17,01	15,78	1,22	92,81	-----
Türbin 2	-----	4,73	9,64	8,54	1,10	88,59	-----
Level 1	79,84	7,78	20,06	10,10	9,96	38,8	9,7
Level 2	54,91	4,28	11,20	6,35	4,84	38,2	7,8
OEC	134,75	12,06	31,26	16,45	14,81	38,6	8,9

Son olarak, OEC'den maksimum ve minimum güç üretiminin sağlandığı çalışma koşullarına ait T-s diyagramı da hazırlanmış ve Şekil 6.10' da verilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 6.10. OEC'ye ait Minimum ve Maksimum çalışma koşullarının elde edildiği çalışma koşullarının T-s diyagramı

Şekil 6.10' da DORA-4 jeotermal enerji santralindeki ikili (binary) tip çevriminin, alt çevrimlerini oluşturan bir yüksek diğeri de alçak basınçlı olmak üzere iki adet Organik Rankine çevriminin, minimum ve maksimum çalışma koşullarındaki T-s diyagramı görülmektedir. Ayrıca aynı şekilde çevrimlerin buharlaştırıcılarındaki yaklaşma sıcaklıklarının durumları da gösterilmiştir. Diyagrama bakıldığında, her iki çevrimde de ikincil çalışma akışkanın türbine doymuş buhar fazında girdiği (5. nokta), kızgın buhar fazında da çıktığı (6. nokta) açıkça görülebilmektedir. Diğer taraftan, jeotermal suyun buharlaştırıcı giriş sıcaklığına (T_{14} ve T_{16}) dikkat edilirse, ikincil akışkanın türbin giriş sıcaklığının (T_5 ve T_{11}) daha da arttırılabileceği görülebilmektedir. Bu durumda, türbin girişindeki doymuş buhar koşulunun korunması suretiyle organik akışkan basınçlarının kısmen daha yüksek basınçlara çıkarılmasının, sistem performansında artış sağlayacağı düşünülmektedir. Böyle bir durumda ısı girdisini sağlamak için SCADA sisteminde gerekli revizyonların yapılması ve bunu daha yüksek basınçlara çıkarabilecek bir pompa sisteminin tasarlanması gerekmektedir. Bu durumda sistem performansının pompa maliyetine göre önemli ölçüde artacağı ve böylece güç miktarında ve kazançta artış sağlanacağı düşünülmektedir. Ayrıca diyagramlarda, her iki çevrimde de türbin çıkış sıcaklıkları (T_6 ve T_{12}) ile pompa çıkış sıcaklıkları (T_2 ve T_9) arasındaki sıcaklık farkının oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Bu sıcaklık farkının rejeneratif bir sistemle değerlendirilerek, hem güç üretim kapasitesinin arttırılabileceği hem de yaz aylarındaki soğutma yükünün azaltılabileceği ve böylece gerek fan tüketimlerinden gerekse yoğunlaştırıcı çıkındaki organik akışkan pompalarının bakım masraflarından tasarruf edilebileceği düşünülmektedir.

6.2. OEC' deki Türbin Girişlerinin Parametrik Optimizasyonu

Üretim tesislerinde üretilen jeotermal akışkanın OEC' ye giriş sıcaklık ve basınç değerleri, OEC' nin çalışma koşullarını ve verimini etkileyen en önemli hususlardan biridir. Çünkü gerek sistemdeki ekipmanların seçimi ya da optimizasyonu, gerekse sistemin çalışma koşullarının belirlenmesi bu parametrelere bağlıdır. Örneğin, bu çalışmanın konusu olan DORA-4 jeotermal enerji santralinde jeotermal akışkanın ilk önce birinci çevrime ve ardından ikinci çevrime girmesi, bu çevrimlerin farklı basınç ve sıcaklıklarda çalışacağı anlamına gelmektedir. Şöyle ki ikincil çalışma akışkanının türbin girişlerinde asgari doymuş buhar fazında olması gerekmektedir. Buda yüksek sıcaklıklardaki ikinci çalışma akışkanın doymuş buhar basıncının, yüksek olacağı anlamına gelmektedir. Bu sebepten, DORA-4 jeotermal enerji santralinde de jeotermal akışkanın ilk girdiği birinci çevrim yüksek basınç ve sıcaklıklarda çalışırken ikinci çevrim, daha düşük jeotermal su giriş sıcaklığından dolayı birinci çevrime kıyasla daha düşük basınç ve sıcaklıklarda çalışmaktadır. Öte yandan, termal enerjinin elektrik enerjisine dönüştürülmesi proseslerinde, jeotermal akışkanın basınç ve sıcaklığına bağlı olarak türbin giriş parametrelerinin optimizasyonu da bu tip santrallerin üretim kapasitesini etkileyen diğer önemli bir faktördür. Bu kapsamda çalışmanın bu bölümünde, DORA-4 Jeotermal enerji santralinden maksimum performansın elde edildiği çalışma koşullarının araştırılması maksadıyla, santralin ORC çevrimlerine, türbinlerden önce birer süper ısıtıcı entegre edilmiş (Bkz. Şekil 4.7) ve entegre edilen bu ekipmanlar aracılığıyla türbin giriş parametrelerini değiştirerek, OEC' den maksimum güç çıkışının sağlandığı optimum çalışma koşulları incelenmiştir. Çalışmada, belirlenen korelasyonların simüle edilmesi kapsamında Steag GbmH tarafından geliştirilen EBSILON® Professional yazılımından yararlanılmıştır. Ayrıca, gerek anılan uygulamanın kalibre edilmesi, gerekse elde edilen sonuçların mevcut durumla kıyaslanması maksadıyla analizlerde, santralin minimum üretim kapasitesini ifade eden B noktasındaki çalışma şartlarına ait önceki bölümde elde edilen sonuçlar kullanılmıştır (Bkz. Çizelge 6.3 ve 6.4). Bu kapsamda, çalışmada ilk etapta OEC' deki her bir çevrim, türbin giriş parametreleri değiştirilmek suretiyle simüle edilmiş ve daha sonra simülasyon yazılımından elde edilen performans çıktıları kullanılarak, konfigüre edilmiş sistemin termodinamik analizleri yapılmıştır. Ardından, elde edilen sonuçlar grafiksel yöntemlerle desteklenerek, simüle edilen türbin giriş parametrelerinin sistem performansı üzerindeki etkileri tartışılmıştır.

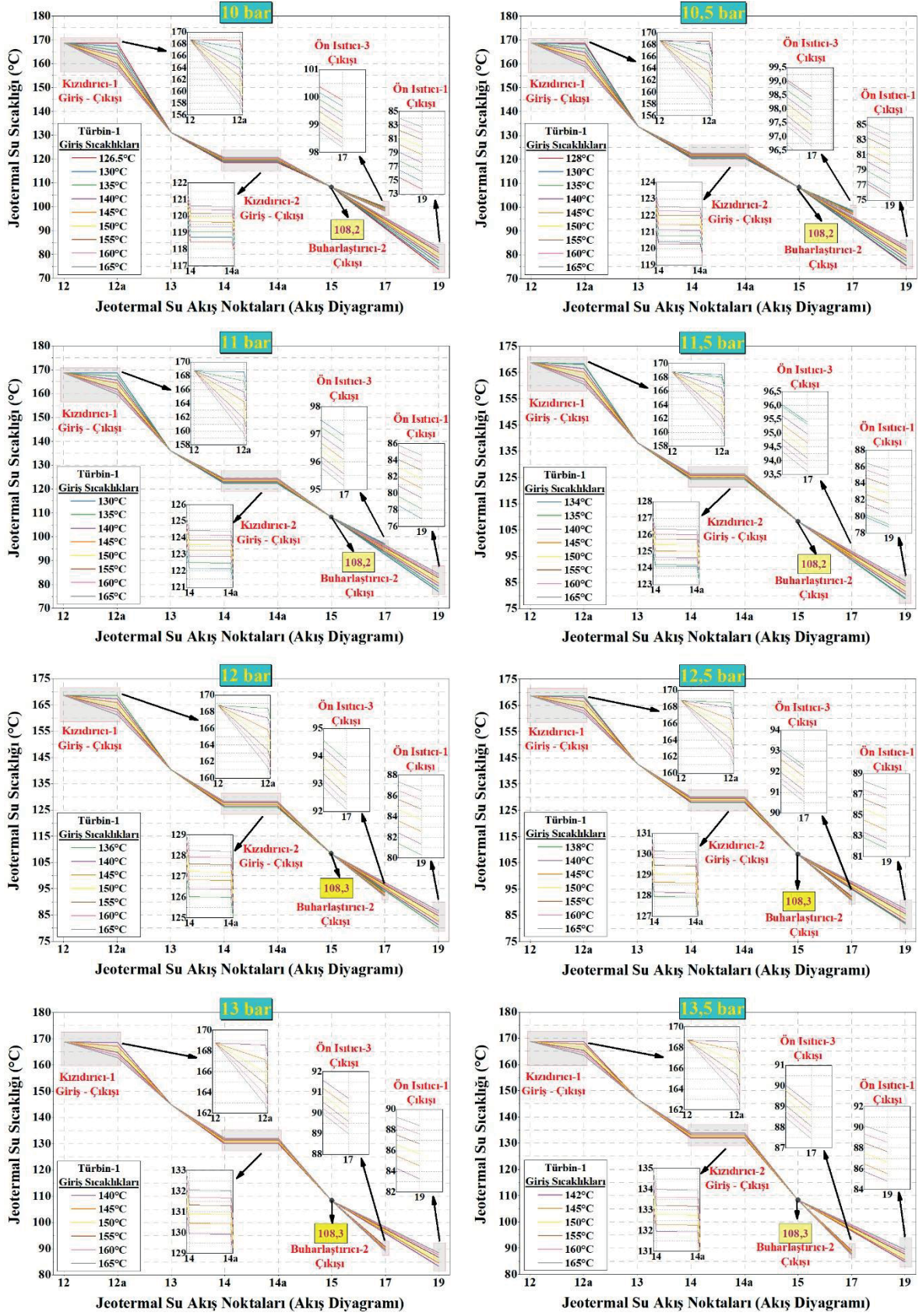
6.2.1. Yüksek basınçlı çevrimin (Level-1) optimizasyonu

Çalışmaya ilk önce, jeotermal suyun ilk girdiği birinci çevrim (Level-1)' in, türbin giriş parametrelerinin optimizasyonu ile başlanmıştır. Bu kapsamda, Level-2' deki Türbin-2 giriş parametreleri 7,04 bar giriş basıncında ve 108 °C sıcaklıkta sabit tutulmak koşuluyla, Level-1' deki Türbin-1 giriş parametreleri Çizelge 6.5' te belirtilen farklı basınçlarda ve karşılıklarında belirtilen doyma sıcaklığından, 165°C türbin giriş sıcaklığına kadar incelenmiştir. Yapılan simülasyon neticesinde elde edilen performans sonuçları, çalışmanın ilerleyen bölümlerinde detaylı olarak açıklanmıştır.

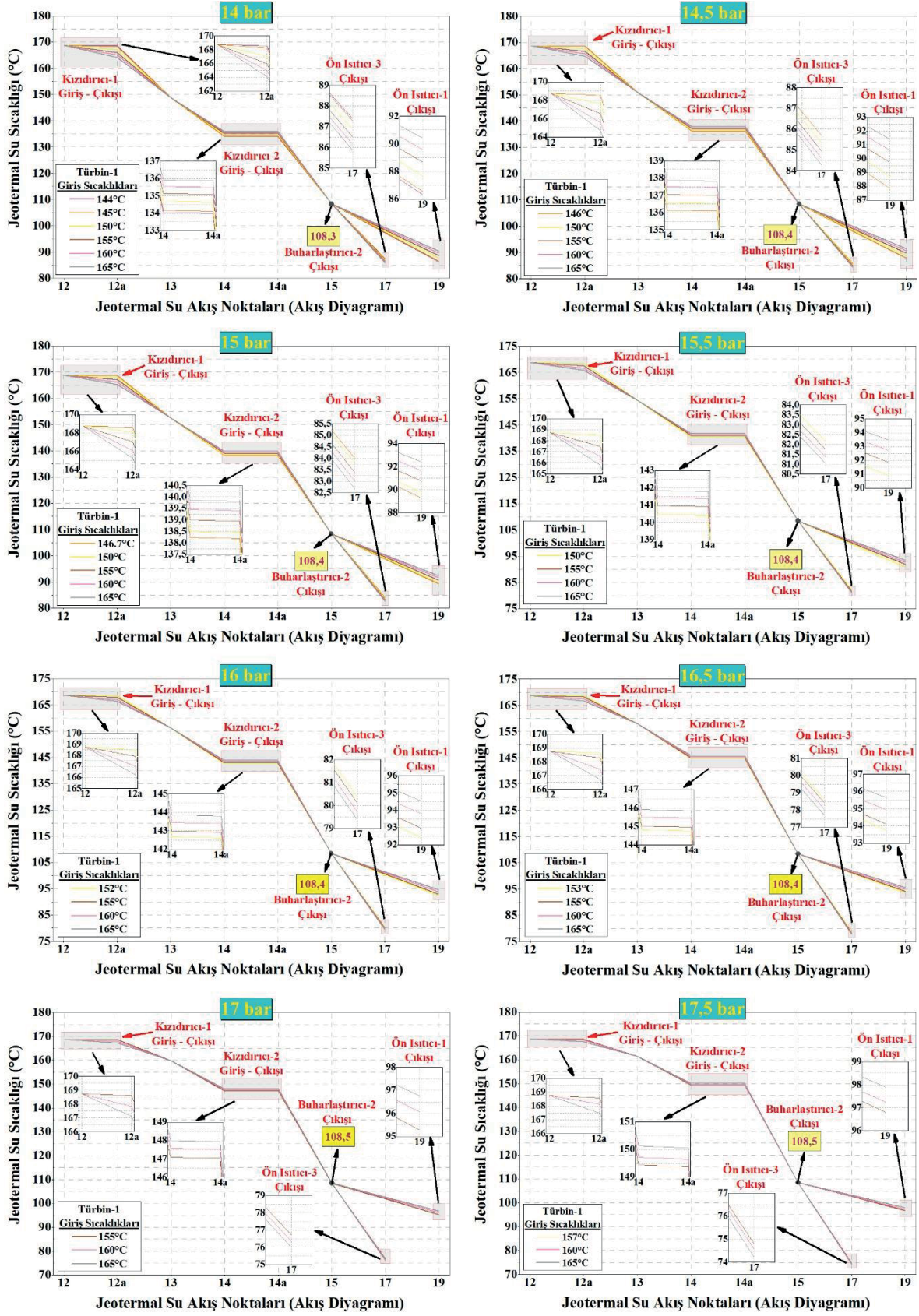
Çizelge 6.5. Türbin-1 girişi optimizasyonu için basınç ve sıcaklık parametreleri

Giriş Basıncı (bar)	Türbin-1										Türbin-2	
	Giriş Sıcaklığı (°C)										Giriş Basıncı (bar)	Giriş Sıcaklığı (°C)
10,0	126,5	130	135	140	145	150	155	160	165			
10,5	128	130	135	140	145	150	155	160	165			
11,0		130	135	140	145	150	155	160	165			
11,5		134	135	140	145	150	155	160	165			
12,0			136	140	145	150	155	160	165			
12,5			138	140	145	150	155	160	165			
13,0				140	145	150	155	160	165			
13,5				142	145	150	155	160	165	7,04	108	
14,0				144	145	150	155	160	165			
14,5					146	150	155	160	165			
15,0					147,6	150	155	160	165			
15,5						150	155	160	165			
16,0						152	155	160	165			
16,5						153	155	160	165			
17,0							155	160	165			
17,5							157	160	165			

Jeotermal suyun, Level-1 ve Level-2 çevrimlerine giriş sıcaklıkları ile bu çevrimlerdeki her bir ekipmana giriş ve çıkış sıcaklıkları, çevrimlerin ya da çevrim bileşenlerinin çalışma koşullarına bağlı olarak değişkenlik gösterebilmektedir. Bu da çevrimlerin performanslarını etkileyen önemli bir etkidir. Bu sebepten, simülasyon sonucu elde edilen performans çıktılarını analiz etmeden önce, uygulanan korelasyonların anılan çevrimlerdeki jeotermal su sıcaklıkları üzerindeki etkilerinin incelenmesi, sistemin aynı zamanda bir bütün olarak değerlendirilebilmesi bakımından önem arz etmektedir. Bu sebepten, Çizelge 6.5' te belirtilen Türbin-1 giriş parametrelerinin, ORC çevrimlerindeki jeotermal su sıcaklıkları üzerindeki etkileri de analiz edilmiş ve elde edilen sonuçlar Şekil 6.11' deki grafiklerle desteklenerek, performans analizlerinden önce detaylı olarak değerlendirilmiştir.



Şekil 6.11. Türbin-1 giriş parametrelerine bağlı olarak jeotermal suyun çevrimdeki dolaşım sıcaklıkları



Şekil 6.11. (Devam) Türbin-1 giriş parametrelerine bağlı olarak jeotermal suyun çevrimdeki dolaşım sıcaklıkları

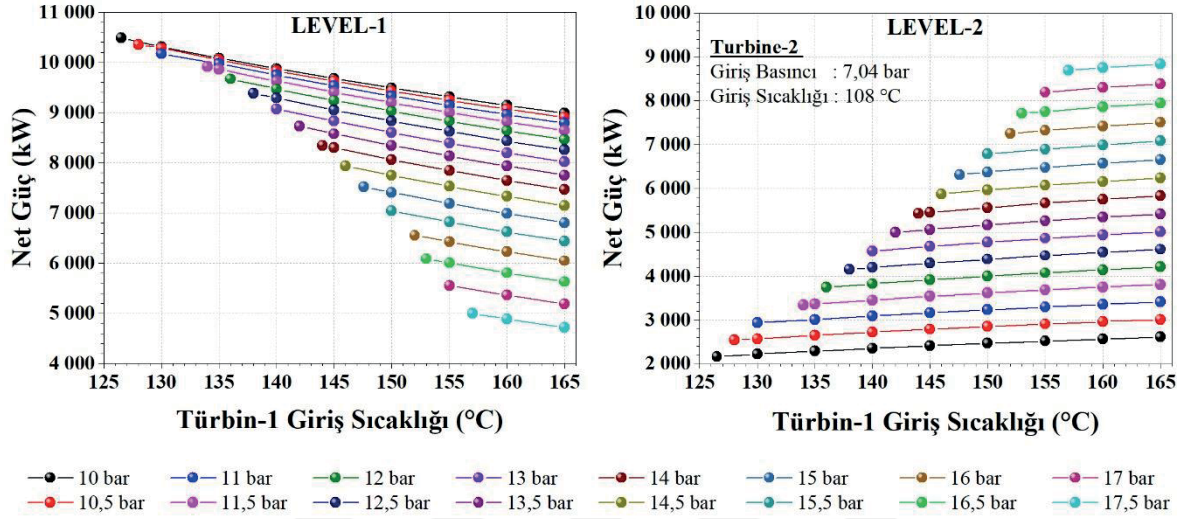
Şekil 6.11' deki grafiklere genel olarak baktığımızda, Çizelge 6.5' te belirtilen uygulanan korelasyonların, özellikle de türbin giriş basınçlarının, jeotermal su sıcaklıkları üzerinde daha fazla etkili olduğu görülebilmektedir. Grafiklere dikkat edilirse, artan türbin giriş basınçları doğrultusunda Level-1' deki jeotermal su sıcaklıklarının yükseldiği görülebilmektedir. Özellikle Level-1 çıkışı, aynı zamanda da Level-2 girişi olarak ifade edilen (Ön Isıtıcı-2 çıkışı ya da Kızdırıcı-2 girişi) 14. noktanın jeotermal su sıcaklıklarına baktığımızda, bu durum net bir şekilde görülebilmektedir. Şöyle ki grafiklere dikkat edilirse, 10 bar' dan 17,5 bar' a artan Türbin-1 giriş basınçlarının, bu noktanın sıcaklığını yaklaşık 120°C' den 150°C' ye yükselttiği görülebilmektedir. Bu durumun artan Türbin-1 giriş basınçları doğrultusunda Level-1' in ısı kazanımlarındaki düşüşten kaynaklandığı tahmin edilmektedir.

Öte yandan, Level-2' deki Buharlaştırıcı-2 çıkışındaki jeotermal su sıcaklıklarına (15. nokta) baktığımızda ise bu noktanın sıcaklığının uygulanan korelasyonların tamamında neredeyse sabit kaldığı görülebilmektedir. Bu durumda, Türbin-1 giriş basınçlarının artmasına bağlı olarak Level-2 girişinde yükselen jeotermal su sıcaklıklarının (14. nokta) Level-2' nin ısı kazanımlarını arttırdığı tahmin edilmektedir. Bu nokta (15. nokta), aynı zamanda Level-1' deki Ön ısıtıcı-1 ve Level-2' deki Ön ısıtıcı-3' ün giriş noktasıdır (Bkz. Şekil 4.7). Dolayısıyla, uygulanan korelasyonların tamamında, neredeyse sabit kabul edeceğimiz bir giriş sıcaklıkları karşısında artan türbin giriş basınçları, Ön ısıtıcı-1' in çıkış sıcaklığını yükseltirken, Ön Isıtıcı-3' ün çıkış sıcaklığını düşürmüştür. Bu da Level-1 ve Level-2 çevrimlerinin ısı kazanımlarının anılan ön ısıtıcılar üzerinden sırasıyla azaldığı ve arttığı anlamına gelmektedir.

Son olarak, çevrimlere entegre edilen kızdırıcıların jeotermal su giriş ve çıkış sıcaklıklarına baktığımızda da artan Türbin-1 giriş sıcaklıkları karşısında Level-2' deki kızdırıcının, jeotermal su sıcaklıkları üzerinde neredeyse hiçbir etkisi olmamıştır. Çünkü uygulanan korelasyonların tamamında, Türbin-2 giriş parametreleri doymuş değerlerde sabitlenmiştir. Ancak, Level-1' deki kızdırıcıda ikincil akışkana kızdırma işlemi yapılmış ve artan kızdırma sıcaklıklarına bağlı olarak jeotermal suyun kızdırıcı çıkış sıcaklığı düşmüştür.

Sonuç olarak, uygulanan korelasyonlar doğrultusunda jeotermal su sıcaklıkları da farklı şekillerde değişkenlik göstermiş ve buda her bir çevrime aşağıda detaylı olarak açıklandığı şekilde farklı yönlerde etki etmiştir.

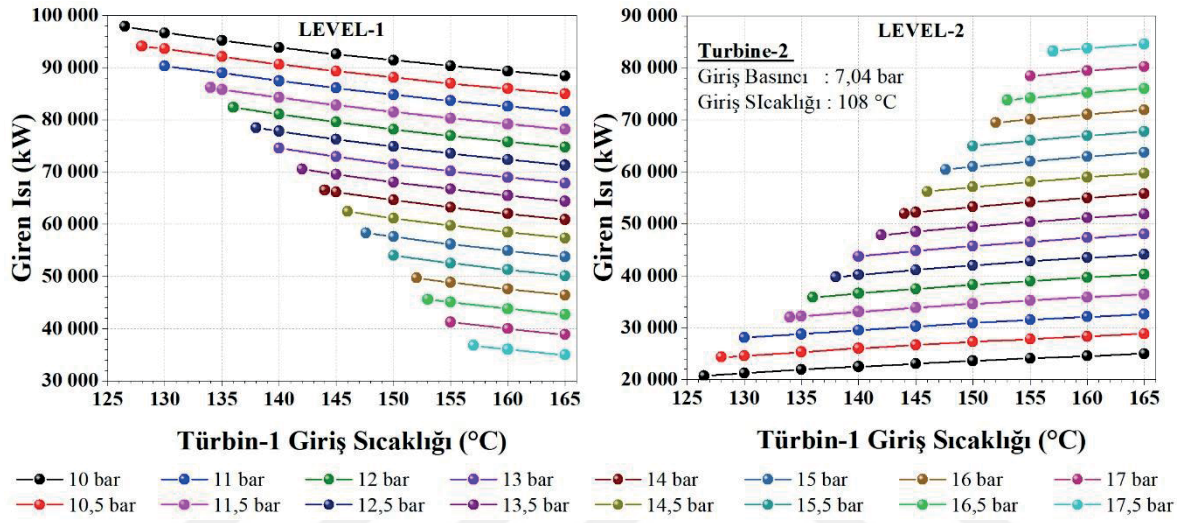
Jeotermal su sıcaklıklarındaki değişimlerin incelenmesinin ardından, uygulanan korelasyonların çevrimlerin güç üretim kapasiteleri üzerindeki etkileri incelenmiş ve yapılan simülasyon neticesinde elde edilen sonuçlardan, Level-1 ve Level-2' ye ait güç üretim verileri, Şekil 6.12' deki grafiklerde gösterilmiştir.



Şekil 6.12. Güç üretiminin Türbin-1 giriş parametrelerine göre değişimi

Şekil 6.12' deki grafiklerden Level-1 için maksimum güç çıktısının, Türbin-1 girişi basınç ve sıcaklığının sırasıyla 10 bar ve 126,5°C doyma sıcaklığında 10 489 kW olarak gerçekleştiği ancak, kızgın buhar sıcaklığına doğru artan sıcaklıklarla da azalan bir trend sergilediği açıkça görülebilmektedir. Bunun aksine en düşük güç çıktısının ise 17,5 bar giriş basıncında ve 165°C giriş sıcaklığında 4 724 kW olarak gerçekleştiği, Şekil 6.12' deki grafiklerden görülebilmektedir. Öte yandan, Level-2' deki güç çıktıları ise 17,5 bar giriş basıncında, 157°C doyma sıcaklığından kızgın buhar sıcaklığına doğru artan bir trendle maksimum 8 694 kW olarak gerçekleşirken, minimum güç çıktısı 10 bar giriş basıncında ve 126,5°C doyma sıcaklığında 2 162 kW olarak gerçekleşmiştir. Dikkat edilirse uygulanan korelasyonlar, her iki çevrim içinde aksi yönde sonuçlar vermiştir. Yani Türbin-1 giriş parametreleri yükseldikçe Level-1' in güç üretim kapasitesi düşerken Level-2' nin güç üretim kapasitesi artmıştır. Bu durumun, Level-1' e giren sabit jeotermal ısı karşısında, artan Türbin-1 giriş parametrelerinden kaynaklandığı apaçık ortadadır. Şöyle ki artan Türbin-1 giriş basınç ve sıcaklık verileri, aynı zamanda Türbin-1 çıkışındaki sıcaklık ve basınç verilerinin yükselmesine sebep olmaktadır. Bu da çevrimin yoğunlaştırıcısından atmosfere atılan ısı miktarının artmasına neden olmaktadır. Bu durum, Level-1' e giren ısı girdilerinin azalması anlamına gelmektedir. Level-1' e giren bu ısı girdilerindeki düşüş, çevrimin güç

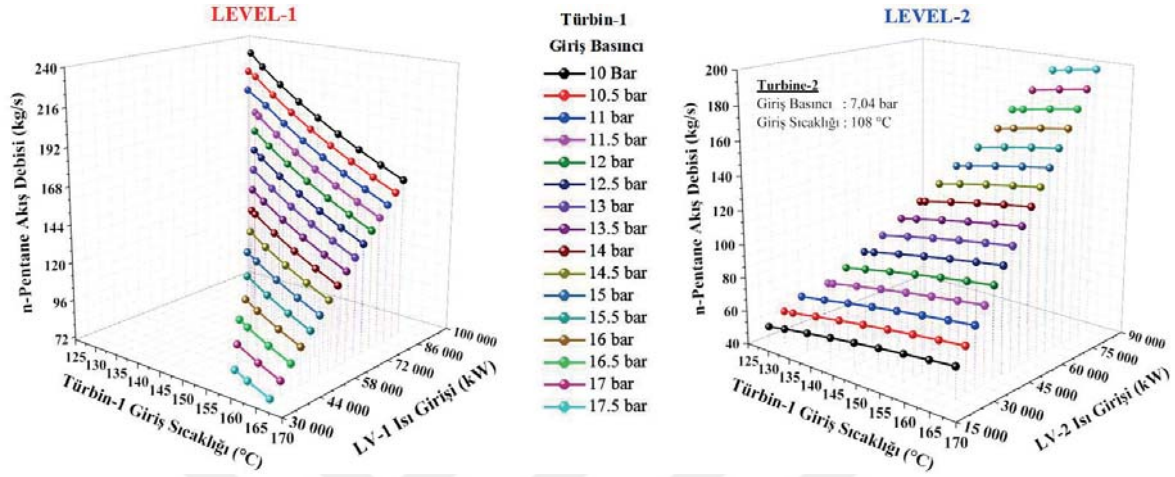
üretim kapasitesini düşürürken, çevrimden çıkan jeotermal suyun sıcaklığını da arttırmaktadır (Bkz Şekil 6.11). Level-2' ye yüksek sıcaklıkta giren jeotermal akışkan, Level-2' deki sabit Türbin-2 giriş parametreleri karşısında, Level-2' nin ısı kazanımlarını ve buna bağlı olarak çevrimin güç üretim kapasitesini arttırmaktadır. Şekil 6.13' deki grafiklerde Türbin-1 girişi basınç ve sıcaklık parametrelerinin Level-1 ve Level-2' deki ısı kazanımlarına etkisi görülmektedir.



Şekil 6.13. Türbin-1 giriş parametrelerinin sistem ısı kazançlarına etkisi

Şekil 6.13' deki grafiklerden Level-1' e giren maksimum ısı miktarının 10 bar giriş basıncında ve 126,5°C doyma sıcaklığında, minimum ısı girişinin ise 17,5 bar giriş basıncında ve 165°C giriş sıcaklığında gerçekleştiği görülebilmektedir. Anılan Türbin-1 giriş parametrelerinde Level-1' e giren maksimum ve minimum ısı girişleri sırasıyla 97 865 kW ve 34 961 kW olarak hesaplanmıştır. Öte yandan, Level-2' ye giren ısı miktarlarına baktığımızda ise maksimum ısı girişi, 17,5 bar ve 165°C Türbin-1 giriş basınç ve sıcaklıklarında 84 622 kW olarak hesaplanırken, minimum ısı girişi 10 bar giriş basıncında ve 126,5°C doyma sıcaklığında 20 699 kW olarak hesaplanmıştır. Görüldüğü gibi Türbin-1 giriş parametreleri yükseldikçe Level-1' e giren ısı miktarı düşerken Level-2' ye giren ısı miktarı artmaktadır. Bu durum, Level-1' e giren sabit jeotermal ısı karşısında artan Türbin-1 giriş basınç ve sıcaklık verilerinin, Level-1' deki organik akışkan debisini düşürmesinden kaynaklanmaktadır. Bu durum, jeotermal akışkanın Level-1' i yüksek sıcaklıkta terk etmesine sebep olmaktadır. Böyle bir durumda, sabit basınç ve sıcaklıkta çalışan Level-2' ye yüksek sıcaklıkta giren jeotermal akışkan, Level-2' nin ısı kazanımlarını ve buna bağlı olarak organik akışkan debisini arttırmaktadır. Nitekim aşağıda Şekil 6.14' deki grafiklerden

de artan Türbin-1 giriş parametrelerinin, Level-1'in ısı girişlerini ve buna bağlı olarak kütleli akış debisini düşürdüğü, bu durumun aksine Level-2' nin ısı girişlerini ve buna bağlı olarak kütleli akış debisini de arttırdığı açıkça görülebilmektedir.

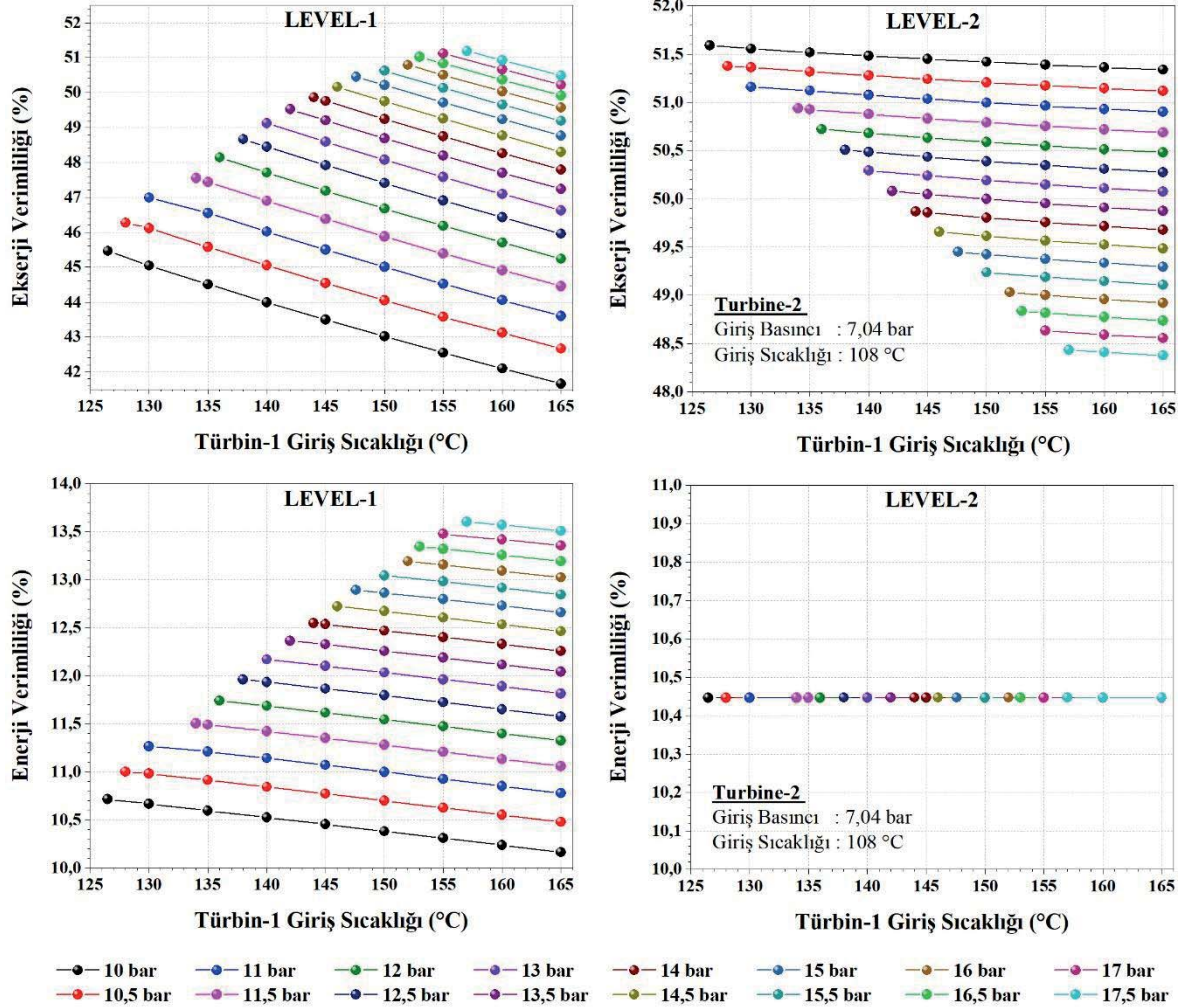


Şekil 6.14. Türbin-1 giriş parametrelerine bağlı olarak Level-1 ve Level-2' deki organik akışkan kütleli akış debilerinin ve ısı girdilerinin değişimi

Çevrimlerin ısı girdileri ile kütleli akış debileri arasındaki ilişkiyi daha açık bir şekilde ifade etmek gerekirse, Türbin-1 girişinde organik akışkanın sıcaklığının süper ısıtıcıda artırılmasıyla jeotermal suyun buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı düşmektedir (Bkz. Şekil 6.11). Bu nedenle, 10 °C' de sabit tutulan yakınsama sıcaklığından dolayı buharlaşan akışkan debisi azalmakta ve sisteme Level-1'e giren toplam ısıda azalmaktadır. Bunun sonucunda jeotermal suyun Level-1' den çıkış sıcaklığı artmakta ve dolayısıyla Level-2' ye giriş sıcaklığı yükselmektedir. Level-2' nin çıkış sıcaklığı sabit olduğundan, Level-2' ye giren toplam ısı ve buna bağlı olarak organik akışkan debisi de artmaktadır.

Uygulanan korelasyonların verimlilik durumlarına baktığımızda, aşağıda Şekil 6.15' deki ekserji verimliliği grafiklerinden, korelasyonların tamamında en yüksek ekserji verimliliklerinin, her iki çevrimde de doyma sıcaklıklarında gerçekleştiği, giriş sıcaklıklarının artmasıyla da giderek azaldığı görülebilmektedir. Dikkat edilirse, Level-1' in ekserji verimliliklerindeki düşüş, Level-2' ye kıyasla daha yüksek oranlarda gerçekleşmiştir. Bu durumun, Level-1' in Level-2' ye kıyasla daha yüksek basınç ve sıcaklıklarda çalışmasından dolayı kaynaklandığı değerlendirilmektedir. Öte yandan, Level-1' de % 50,6 olarak hesaplanan en yüksek ekserji verimliliği, 17,5 bar giriş basıncında ve doyma sıcaklığında gerçekleşirken, en düşük ekserji verimliliği, 10 bar giriş basıncında ve 165°C

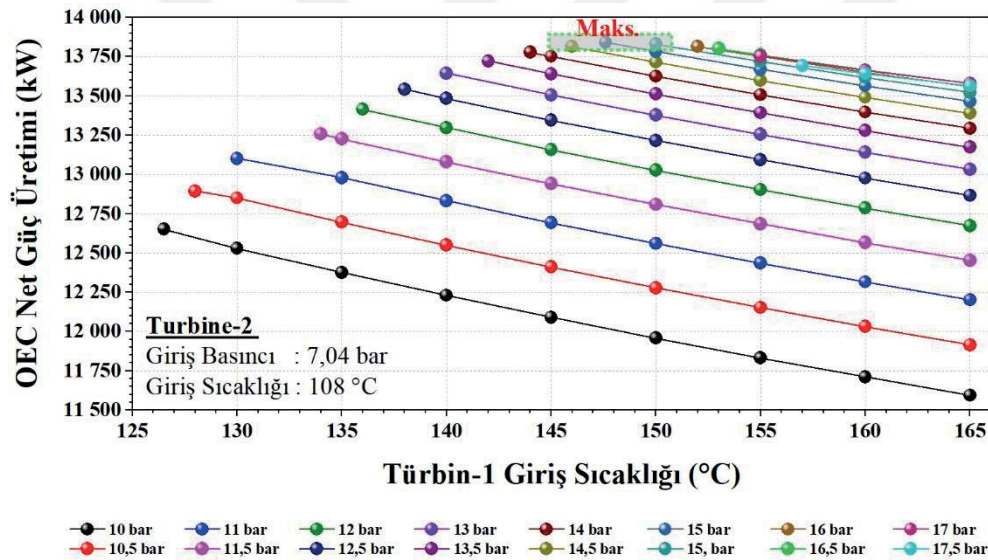
sıcaklıkta % 41,2 olarak hesaplanmıştır. Level-2' nin ekserji verimlilik durumuna baktığımızda da en yüksek ekserji verimliliği, 10 bar giriş basıncında ve doyma sıcaklığında % 51,5 olarak hesaplanırken, en düşük ekserji verimliliği ise 17,5 bar giriş basıncında ve 165°C sıcaklıkta % 48,3 olarak hesaplanmıştır. Görüldüğü gibi çevrimlerin ekserji verimlilik sonuçları da birbirilerinin aksi yönünde sonuçlar vermiştir.



Şekil 6.15. Ekserji ve enerji verimlilik durumları

Termal verimlilik durumlarında ise Level-2' nin termal verimliliği, uygulanan korelasyonların tamamında % 10,4 verimlilik değeri ile sabit kalırken, Level-1' in termal verimliliği, ekserji verimliliğinde olduğu gibi doyma sıcaklıklarında maksimum, giriş sıcaklıklarının artmasıyla da azalan bir trend göstermiştir. Bu kapsamda, Level-1 için en yüksek termal verimlilik 17,5 bar giriş basıncında ve doyma sıcaklığında % 13,6 olarak hesaplanırken, en düşük termal verimliliği 10 bar giriş basıncında ve 165°C sıcaklığında % 10,1 olarak hesaplanmıştır.

Görüldüğü gibi her bir çevrim ayrı ayrı kendi içinde değerlendirildiğinde, birbirilerinden çok farklı ve aksi yönde güç üretim kapasiteleri ortaya çıkmaktadır. Çünkü jeotermal akışkanın çevrimlere giriş sıcaklıkları, çevrimlerin çalışma koşullarına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Bu sebepten, bu optimizasyon uygulamasında en ideal koşulların ya da başka bir ifadeyle maksimum güç üretiminin gerçekleştiği çalışma koşullarının belirlenebilmesi, sistemin bir bütün olarak incelenmesiyle sağlanacağı değerlendirilmektedir. Bu bağlamda, her bir çevrimden elde edilen güç çıktılarını ayrı ayrı değerlendirmek yerine, iki çevrimin de toplamına bakarak, bu şekilde elde edilebilecek maksimum güç çıktısının bulunmasının, daha doğru bir yaklaşım olacağı düşünülmektedir. Bu kapsamda, uygulanan korelasyonlar sonucunda OEC' den elde edilen toplam güç üretimleri, aşağıda Şekil 6.16' daki grafikte gösterilmektedir.

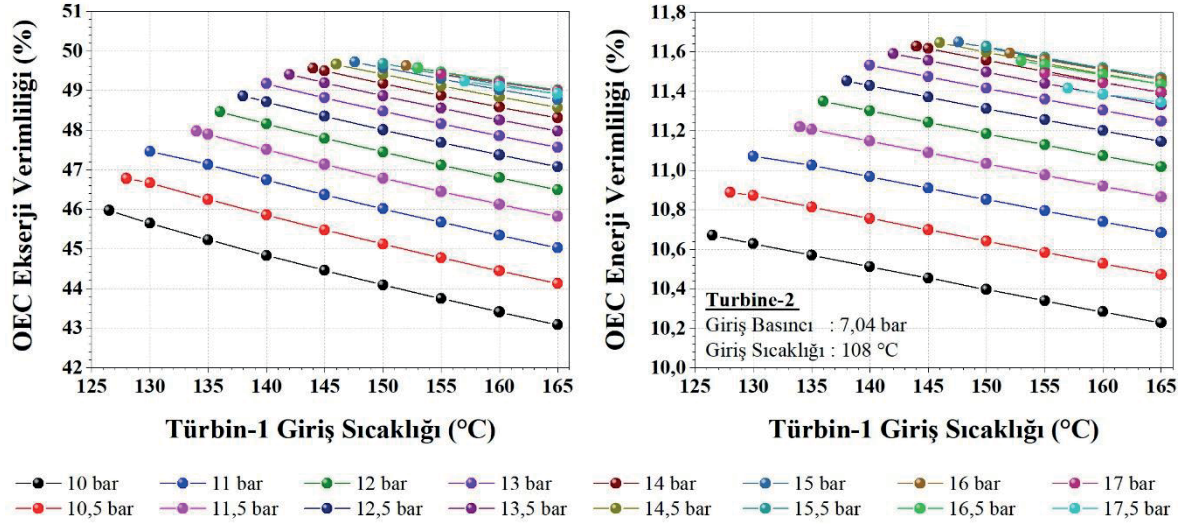


Şekil 6.16. Türbin-1 giriş parametrelerine göre güç üretimindeki değişim

Şekil 6.16' daki grafiğe göre, OEC' den elde edilen en iyi güç üretim kapasiteleri 14,5 bar, 15 bar ve 15,5 bar Türbin-1 giriş basınçlarında ve bu basınçlara karşılık gelen doyma sıcaklıklarında sırasıyla, 13 813 kW, 13 840 kW ve 13 830 kW olarak hesaplanmıştır. Türbin-1 girişi için anılan bu basınç ve sıcaklık değerlerinin, OEC' den elde edilen güç üretimi kapasiteleri bakımından, en ideal sonuçlar olduğu değerlendirilmektedir.

Elde edilen bu sonuçlar doğrultusunda OEC' yi ekserji ve enerji verimliliği bakımından değerlendirdiğimizde de en yüksek ekserji ve termal verimliliklerin doyma sıcaklıklarında

gerçekleştiği ancak, artan giriş sıcaklıklarıyla da giderek azaldığı Şekil 6.17’ deki ekserji ve enerji verimliliği grafiklerinden açıkça görülmektedir.



Şekil 6.17. OEC’ ye ait ekserji ve termal verimlilikleri

Bu kapsamda, en yüksek termal verimlilik, maksimum güç üretiminin gerçekleştiği 15 bar giriş basıncında ve doyma sıcaklığında % 11,6, en düşük termal verimlilik ise 10 bar giriş basıncında ve 165°C sıcaklıkta % 10,2 olarak hesaplanmıştır. Diğer taraftan en yüksek ekserji verimliliği de termal verimlilikte olduğu gibi maksimum güç üretiminin gerçekleştiği 15 bar giriş basıncında ve doyma sıcaklığında % 49,7 olarak hesaplanırken en düşük ekserji verimliliği 10 bar giriş basıncında ve 165°C sıcaklıkta % 43,0 olarak hesaplanmıştır.

Özetle, Level-2’ deki türbin giriş parametreleri sabit kalmak koşuluyla uygulanan korelasyonlardan elde edilen en iyi OEC çıktıları ve bu çıktıları sağlayan en ideal Türbin-1 giriş parametreleri Çizelge 6.6’ da sunulmuştur.

Çizelge 6.6. Türbin-1’ in optimizasyonu kapsamında OEC’ den maksimum performansın elde edildiği en iyi üç çalışma koşulları

Level-1					Level-2					OEC		
$P_{T-1,in}$ bar	$T_{T-1,in}$ °C	\dot{W}_{net} kW	η_{th} %	η_{ex} %	$P_{T-2,in}$ bar	$T_{T-2,in}$ °C	\dot{W}_{net} kW	η_{th} %	η_{ex} %	\dot{W}_{net} kW	η_{th} %	η_{ex} %
14,5	146	7 940	12,7	49,7	7,04	108	5874	10,4	49,7	13 813	11,6	49,6
15,0	147,6	7 524	12,9	50,0			6316	10,4	49,5	13 840	11,6	49,7
15,5	150	7 043	13,0	50,0			6786	10,4	49,2	13 830	11,6	49,7

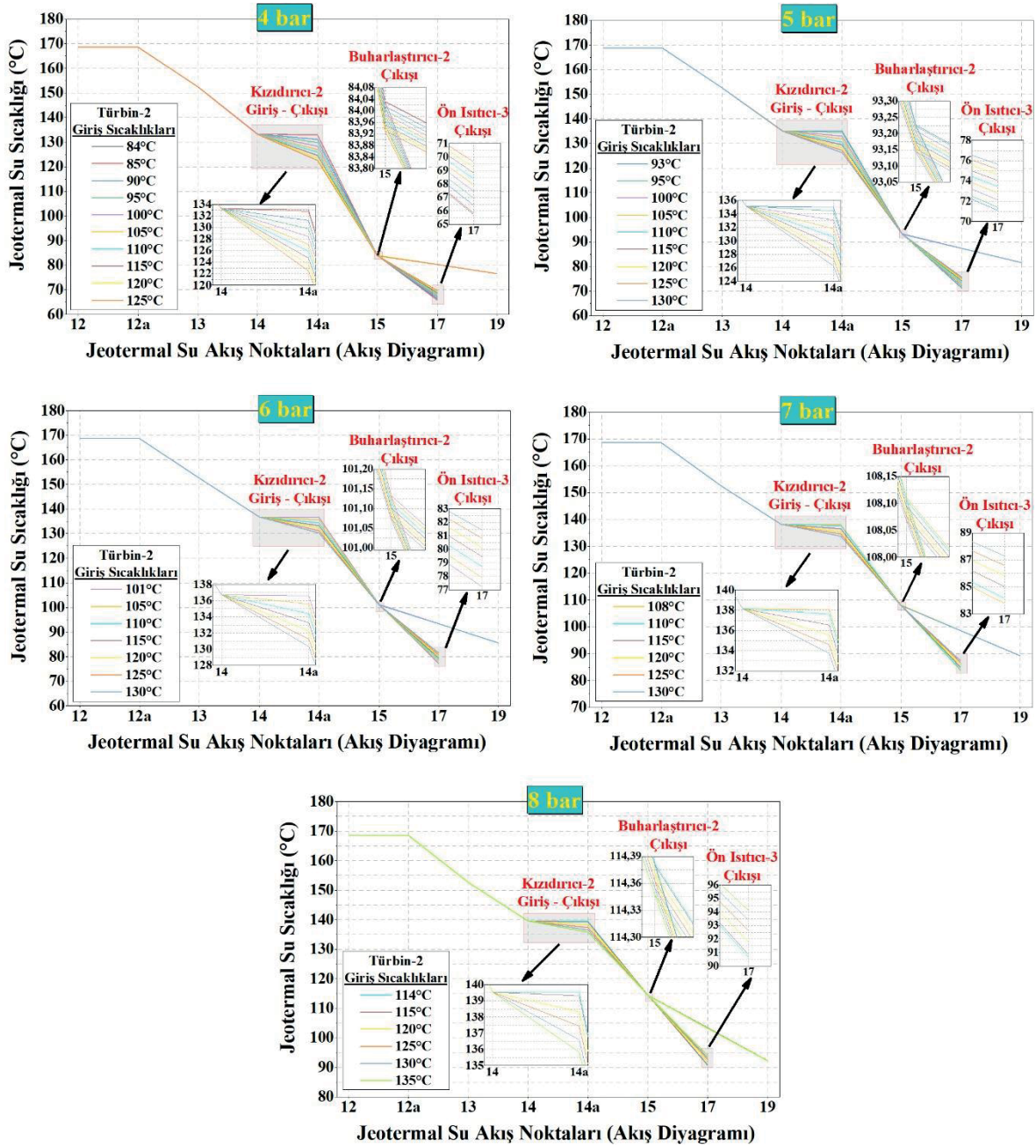
6.2.2. Alçak basınçlı çevrimin (Level-2) optimizasyonu

Jeotermal suyun çevrimlere giriş ve çıkış sıcaklıklarının, çevrimlerin güç üretim kapasitelerine etki eden önemli bir faktör olduğu daha önce ifade edilmişti. Nitekim Türbin-1 için yapılan analizlerde de bu etki açıkça görülmüştür. Jeotermal suyun, sırasıyla ilk önce birinci çevrime, oradan ikinci çevrime girdiği OEC' nin akış şemasında görünmektedir (Bkz. Şekil 4.7). Burada özellikle, jeotermal suyun bir kısmının ikinci çevrimden sonra re- enjeksiyon yapılmadan önce tekrar birinci çevrime girmesi göz ardı edilmemlemedir. Çünkü böyle bir durum, ikinci çevrimin çalışma koşullarının birinci çevrim üzerinde de etkili olabileceği anlamına gelmektedir. Bu sebepten, Türbin-2 için uygulanacak korelasyonların birinci çevrim üzerindeki etkilerini de gözden kaçırmamak için ikinci çevrimin analizi, birinci çevrim ile birlikte yapılmıştır. Bu kapsamda, Level-1' deki Türbin-1 giriş parametreleri 15,0 bar giriş basıncında ve 147,6°C doyma sıcaklığında sabit tutulması koşuluyla Level-2' deki Türbin-2 giriş parametreleri, (Çizelge 6.7' de görüldüğü gibi) farklı basınçlarda ve karşılarında belirtilen doyma sıcaklıklarından, jeotermal suyun ikinci çevrime giriş sıcaklığına kadar artan sıcaklıklarda incelenmiştir. Yapılan simülasyon neticesinde elde edilen performans sonuçları, çalışmanın ilerleyen bölümlerinde detaylı olarak açıklanmıştır.

Çizelge 6.7. Türbin-2 girişi optimizasyonu için basınç ve sıcaklık parametreleri

Türbin-1			Türbin-2										
Giriş Basıncı (bar)	Giriş Sıcaklığı (°C)	Giriş Basıncı (bar)	Giriş Sıcaklığı (°C)										
15,0	147,6	4	84	85	90	95	100	105	110	115	120	125	
		5			93	95	100	105	110	115	120	125	130
		6					101	105	110	115	120	125	130
		7						108	110	115	120	125	130
		8							114	115	120	125	130

Uygulanan korelasyonların, Level-1 ve Level-2 çevrimlerdeki jeotermal su sıcaklıkları üzerindeki etkilerinin incelenmesinin, sistemin bir bütün olarak değerlendirilebilmesi bakımından önem arz ettiği, daha öncede ifade edilmişti. Bu sebepten, çalışmanın bu kısmında da simülasyon sonucu elde edilen performans çıktılarını analiz etmeden önce, Çizelge 6.7' de belirtilen uygulanan korelasyonların, anılan çevrimlerdeki jeotermal su sıcaklıkları üzerindeki etkileri incelenmiş ve Şekil 6.18' deki grafiklerde ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 6.18. Türbin-2 giriş parametrelerine bağlı olarak jeotermal suyun çevrimdeki dolaşım sıcaklıkları

Şekil 6.18' deki grafiklere göre, Türbin-2 giriş parametrelerinin optimizasyonu kapsamında uygulanan bu korelasyonlarda da türbin giriş basınçlarının, giriş sıcaklıklarına kıyasla jeotermal su sıcaklıkları üzerinde daha fazla etkili olduğu gözükmemektedir. Özellikle Buharlaştırıcı-2 çıkışındaki jeotermal su sıcaklığına baktığımızda, bu sıcaklığın, 4 bar' dan 8 bara' artan Türbin-2 giriş basınçlarıyla yaklaşık, 84°C' den 114°C' ye yükseldiği görülebilmektedir. Bu durumun, artan türbin giriş basınçlarıyla Level-2' nin ısı kazançlarındaki düşüşten kaynaklandığı tahmin edilmektedir.

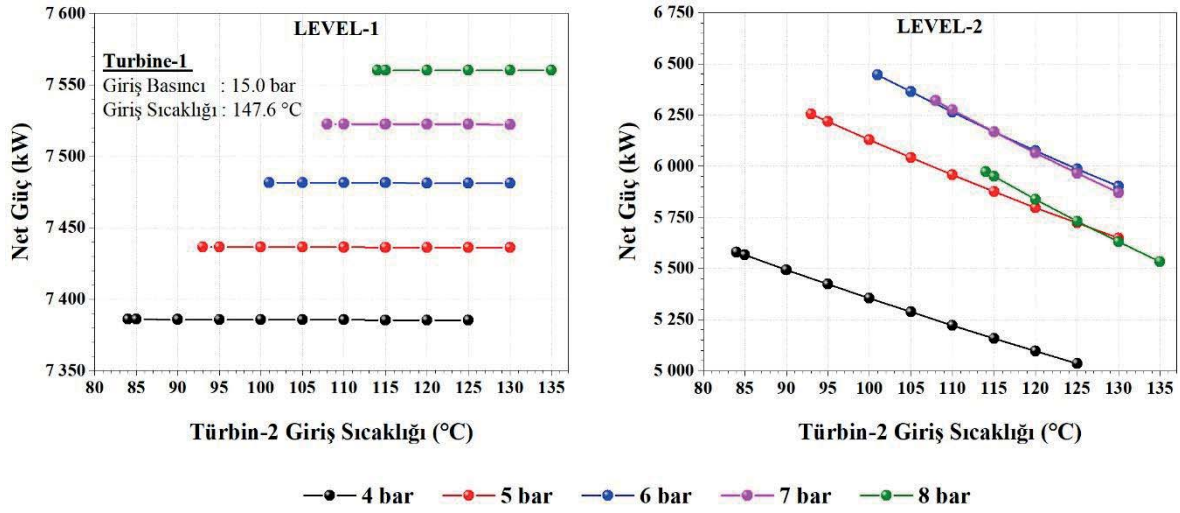
Öte yandan, uygulanan korelasyonların Level-1 üzerindeki etkisine baktığımızda ise artan türbin giriş parametrelerinin sadece, jeotermal suyun Level-1' den çıkış sıcaklığını (14. nokta) yaklaşık 5°C arttıracak kadar etki ettiği görülebilmektedir. Bu etkinin, Buharlaştırıcı-2' den çıkan jeotermal suyun bir kısmının, rezervuara gönderilmeden önce tekrar Level-1' deki Ön ısıtıcı-1' e girmesinden dolayı kaynaklandığı değerlendirilmektedir. Çünkü Türbin-2 giriş basıncının artmasıyla Buharlaştırıcı-2 çıkışındaki jeotermal su sıcaklığının da arttığı (15. nokta), dolayısıyla Ön ısıtıcı-1' giren jeotermal su sıcaklığının yükseldiği Şekil 6.20' deki grafiklerde net bir şekilde görülebilmektedir. Ancak, Ön ısıtıcı-1 çıkışındaki jeotermal su sıcaklığındaki artışa dikkat edilirse, bu artışın, giriş sıcaklığındaki artışa kıyasla daha düşük oranlarda gerçekleştiği görülmektedir. Bu, Level-1' in Ön ısıtıcı-1 üzerinden olan ısı kazanımlarının bir miktar artacağı anlamına gelmektedir. Bu durum, sabit Türbin-1 giriş parametrelerinden dolayı jeotermal suyun Level-1' den çıkış sıcaklığını (14. nokta) bir miktar yükseltmektedir.

Artan türbin giriş parametrelerinin, Ön ısıtıcı-3 çıkışındaki jeotermal su sıcaklıkları üzerindeki etkisine baktığımızda da türbin giriş basınçlarının giriş sıcaklıklarına kıyasla daha fazla etkili olduğu, artan türbin giriş basınçlarıyla jeotermal su sıcaklığının yaklaşık (66-70)°C' den (91-94)C' ye yükseldiği görülebilmektedir. Bu Level-2' nin Ön ısıtıcı-3 üzerinden olan ısı kazançlarının azaldığı anlamına gelmektedir.

Son olarak, çevrimlere entegre edilen kızdırıcıların bu korelasyonlardaki jeotermal su giriş ve çıkış sıcaklıklarına baktığımızda da artan Türbin-2 giriş sıcaklıklarının Level-2' de kızdırıcı çıkışındaki jeotermal su sıcaklığını düşürdüğü, Level-1' de kızdırıcı çıkışındaki jeotermal su sıcaklıkları üzerinde ise neredeyse hiçbir etkisinin olmadığı gözükmemektedir. Çünkü uygulanan korelasyonların tamamında, Türbin-1 giriş parametreleri doymuş değerlerde sabitlenmiştir. Ancak, Level-2' deki kızdırıcıda ikincil akışkana kızdırma işlemi yapılmış ve artan kızdırma sıcaklıklarına bağlı olarak jeotermal suyun kızdırıcı çıkış sıcaklığı düşmüştür.

Sonuç olarak, Türbin-2 giriş parametrelerinin optimizasyonu kapsamında uygulanan korelasyonlar, Level-1' deki jeotermal su sıcaklıkları üzerinde neredeyse hiçbir etki yapmamış ancak, Level-2' deki jeotermal su sıcaklıklarında değişkenlik göstermiştir.

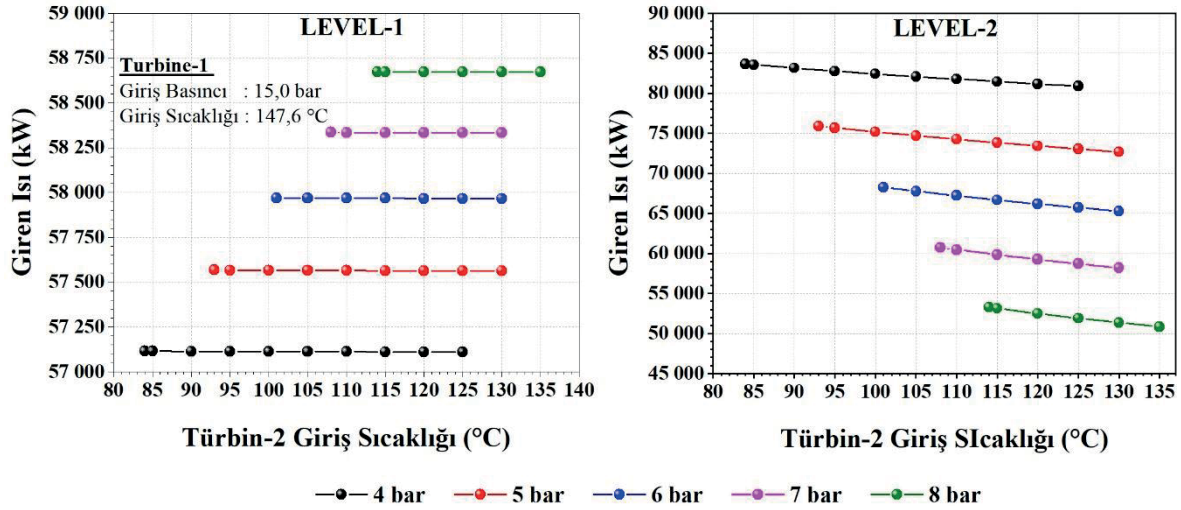
Türbin-2 giriş parametrelerinin optimizasyonu kapsamında jeotermal su sıcaklıklarındaki değişmişlerin incelenmesinin ardından, uygulanan korelasyonların çevrimlerin güç üretim kapasiteleri üzerindeki etkileri incelenmiş ve yapılan simülasyon neticesinde elde edilen sonuçlardan Level-1 ve Level-2' ye ait güç üretim verileri, Şekil 6.19' daki grafiklerde gösterilmiştir.



Şekil 6.19. Level-1 ve Level-2 güç üretim kapasitelerinin Türbin-2 giriş parametrelerine göre değişimi

Yapılan optimizasyon neticesinde Level-2'in en yüksek net güç üretim değerleri, 6 bar ve 7 bar Türbin-2 giriş basınçlarında ve bu basınçlardaki doyma sıcaklıklarında (101°C ve 108°C) sırasıyla 6 447 kW ve 6 320 kW olarak hesaplanmıştır. Level-2' deki bu güç üretimlerine kıyasla aynı Türbin-2 giriş parametrelerinde Level-1'in güç üretimleri ise sırasıyla, 7 482 kW ve 7 523 kW olarak hesaplanmıştır. Bu değerlerin, Level-1 için maksimum değerler olmadığı Şekil 6.19' daki grafiklerden görülebilmektedir. Ancak grafiklere dikkat edilirse Level-1 için hesaplanan 6 bar ve 7 bar Türbin-2 giriş basınçlarındaki net güç üretim değerleri ile 8 bar Türbin-2 giriş basıncında hesaplanan maksimum net güç üretim değeri arasında yaklaşık 60 kW lık bir fark olduğu Şekil 6.19' daki grafiklerden görülebilmektedir. Bu da Türbin-2 giriş basınçlarının Level-1'in güç üretim değerleri üzerinde kayda değer bir etki yapmadığı anlamına gelmektedir. Ayrıca, Türbin-2 giriş sıcaklıklarındaki artışın, Level-2' deki güç üretim kapasitesini düşürürken, Level-1 üzerinde önemli bir etki yapmadığı görülmektedir. Level-2' deki bu düşüşün, Türbin-1 giriş parametrelerinin optimizasyonunda olduğu gibi türbin giriş parametrelerine

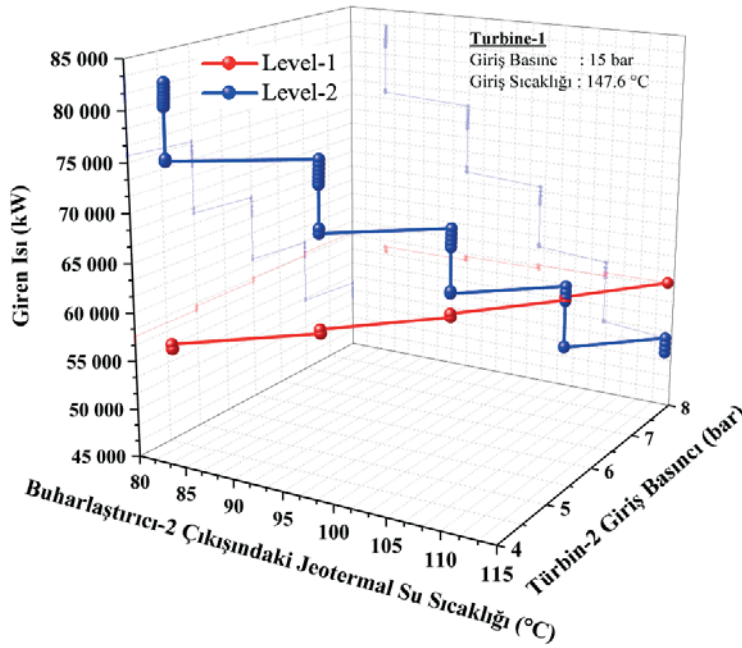
paralel olarak türbin çıkışı değerlerinin yükselmesi sonucu sistemden atılan ısı miktarının artmasından dolayı kaynaklandığı düşünülmektedir.



Şekil 6.20. Türbin-2 giriş parametrelerinin sistem ısı kazançlarına etkisi

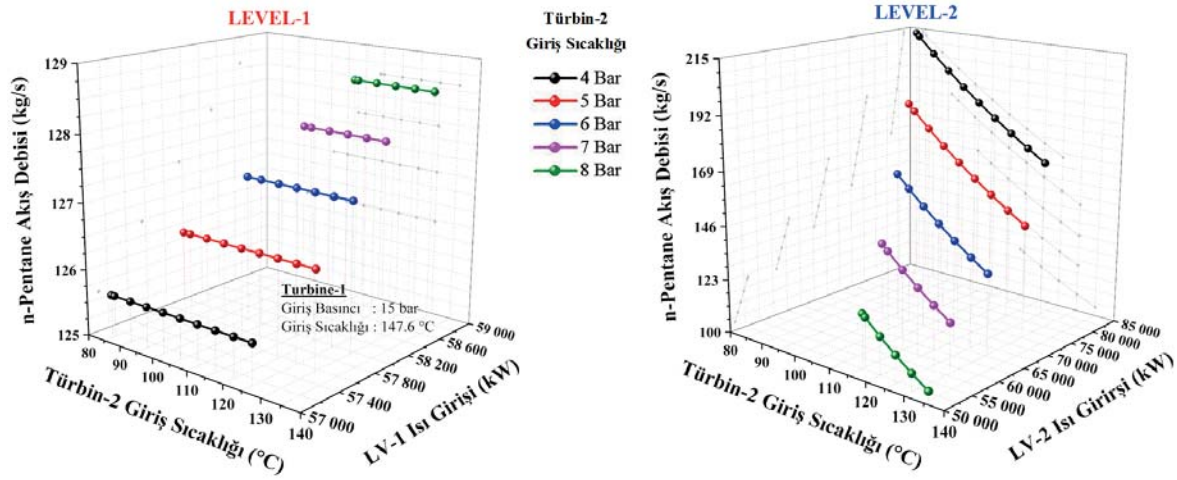
Sistemdeki ısı kazanımlarına baktığımızda ise Şekil 6.20’ deki grafiklere göre maksimum ısı girişi Level-2 için 4 bar giriş basıncında ve 84°C doyma sıcaklığında 83 635 kW olarak gerçekleşirken, Level-1’ de 8 bar giriş basıncında ve 114°C doyma sıcaklığında 58 674 kW olarak gerçekleşmiştir. Öte yandan minimum ısı girişleri de Level-2 için 8 bar giriş basıncında ve 135°C giriş sıcaklığında 50 827 kW olarak hesaplanırken, Level-1 için 4 bar giriş basıncında ve 125°C sıcaklığında 57 109 kW olarak hesaplanmıştır. Görüldüğü gibi uygulanan korelasyonlar her iki çevrim için de farklı ve aksi yönde sonuçlar vermiştir. Bu durum, ORC çevrimlerinin çalışma koşullarının, birbirileri üzerinde etkili olmasından kaynaklanmaktadır. Diğer bir değişle Türbin-2 için uygulanan korelasyonlar, Level-1’ in ısı girdileri üzerinde azda olsa etkili olmaktadır. Şöyle ki Türbin-2 giriş basınçlarının, Level-1 üzerinde yaklaşık 1 700 kW’ lık bir ısı girişi farkı oluşturacak kadar etki ettiği, giriş sıcaklıklarının ise sadece Level-2 üzerinde etkili olduğu, Level-1’de neredeyse hiçbir etkisinin olmadığı Şekil 6.22’ deki grafiklerden gözlemlenebilmektedir. Bu etkilerin, yukarıda da ifade edildiği üzere jeotermal akışkanın Level-2’ nin buharlaştırıcısından çıktıktan sonra rezervuara gönderilmeden önce bir kısmının, tekrar Level-1’ e girmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Yani Level-2’in süper ısıtıcı ve buharlaştırıcısında gerçekleşen yüksek miktarlardaki ısı kazanımı, jeotermal akışkanın Buharlaştırıcı-2’yi düşük sıcaklıkta terk etmesine sebep olmaktadır. Bu da jeotermal akışkanın Level-1’ deki Ön ısıtıcı-1’ e düşük sıcaklıkta girmesi anlamına gelmektedir. Böyle bir durumda da Level-

1' in Ön ısıtıcı-1 üzerinden olan ısı kazancı düşmektedir. Bu durumun tam tersinde ise yani Level-2'de ısı girdileri düşük miktarlarda gerçekleştiğinde, jeotermal akışkanın Level-1' deki Ön ısıtıcı-1' e yüksek sıcaklıkta girmesinden dolayı, Level-1' in Ön ısıtıcı-1 üzerinden olan ısı kazançlarını artırmaktadır. Nitekim Şekil 6.23' deki grafikten de Level-2' nin ısı kazanımlarının düşmesi sonucu Buharlaştırıcı-2 çıkışındaki jeotermal su sıcaklığının arttığı ya da başka bir bakış açısıyla Buharlaştırıcı-2 çıkışındaki artan jeotermal su sıcaklığıyla Level-1' in ısı kazanımlarının azda olsa arttığı görülebilmektedir.



Şekil 6.21. Jeotermal suyun Evaporator-2 çıkış sıcaklığının ısı girdilerine etkileri

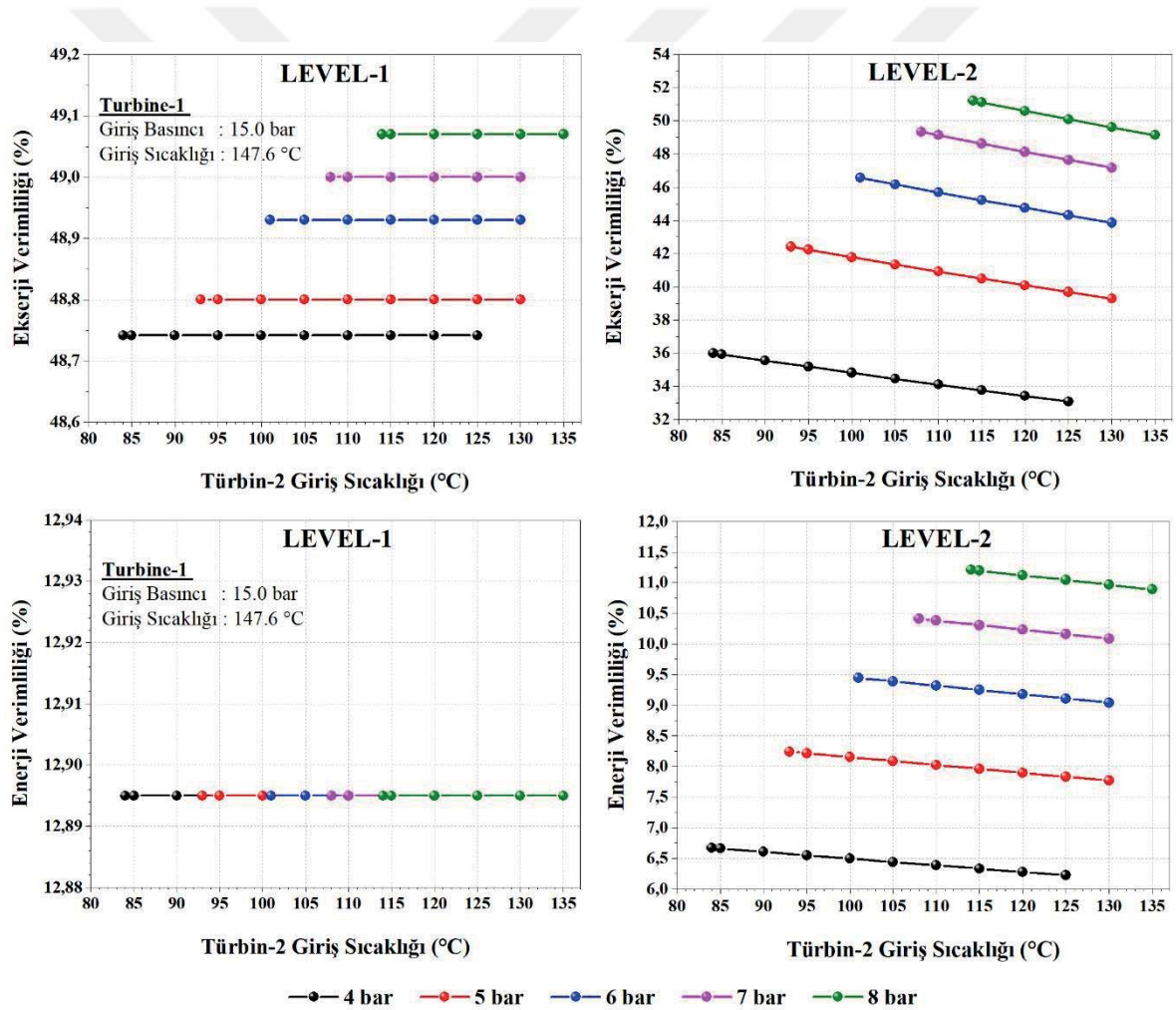
Şekil 6.21' deki grafiğe göre, Level-2' deki ısı girdilerinin azalma hızı, Türbin-2 giriş basıncının artması sonucu Level-1' deki ısı girdilerindeki artıştan çok daha fazladır. Ayrıca Level-2' de artan türbin giriş sıcaklıkları sonucu oluşan tüm türbin giriş basınçlarında ısı girdisi önemli ölçüde azalmakta ve bu sıcaklık artışlarının Level-1 üzerinde önemli bir etkisi bulunmamaktadır (Bkz. Şekil 6.20). Sonuç olarak Şekil 6.21' den de görüleceği üzere Türbin-2 giriş parametrelerinin, sistemin ısı girdileri açısından Level-1 üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı söylenebilir. Öte yandan, Level-2' de maksimum ısı girişi 4 bar Türbin-2 giriş basıncında gerçekleşmesine rağmen, Level-2' nin net güç üretimi 4 bar Türbin-2 giriş basıncında minimumdur (Bkz. Şekil 6.19). Bu durumun, Türbin-2 giriş ve çıkış basınçları arasındaki 1,6 bar' lık küçük farktan kaynaklandığı düşünülmektedir. Bunun yanı sıra Türbin-2 giriş sıcaklığı ve ısı girişlerine bağlı olarak, ORC çevrimlerinin kütleli debi değişimi de incelenmiş ve Şekil 6.22' te sunulmuştur.



Şekil 6.22. Türbin-2 giriş sıcaklığının ve sistem ısı kazançlarının organik akışkan debilerine etkileri

Şekil 6.22’deki grafiklerde sistemin organik akışkan debilerinin de ısı kazanımlarına benzer bir eğilim gösterdiği görülmektedir. Çünkü enerjinin korunumu gereği daha fazla akışkana ancak, daha fazla ısıyla enerji aktarılabilmektedir. Yani artan ısı girdileri kütleli akış debilerini de yükseltmektedir. Bu da organik akışkan debilerinin, enerjinin korunumu gereği değişen ısı girdilerine bağlı olarak, ısı kazanımlarına benzer eğilimlerde değişeceği anlamına gelmektedir. Nitekim Şekil 6.22’deki grafiklerden de ORC çevrimlerine ait kütleli akış debilerinin, çevrimlerin ısı girişlerine paralel olarak değişkenlik gösterdiği görülebilmektedir. Bu kapsamda, Level-1’ in en yüksek kütleli akış debisi, 8 bar Türbin-2 giriş basıncında ve 114°C sıcaklığında 128,59 kg/s olarak hesaplanırken en düşük kütleli akış debisi ise 4 bar Türbin-2 giriş basıncında ve 125°C sıcaklığında 125,60 kg/s olarak hesaplanmıştır. Görüldüğü gibi Level-2’ nin türbin giriş parametrelerindeki değişim, Level-1’ in kütleli akış debilerinde kayda değer bir değişiklik yapmamıştır. Bu durumun aksine, Level-2’ nin kütleli akış debilerine baktığımızda da Türbin-2 giriş parametrelerindeki değişimin, Level-2’ nin kütleli akış debilerinde oldukça etkili bir şekilde değişiklik yaptığı Şekil 6.22’deki grafiklerden görülebilmektedir. Şöyle ki Level-2 için en yüksek kütleli akış debisi, 4 bar Türbin-2 giriş basıncında ve 84°C doyma sıcaklığında 213,58 kg/s olarak hesaplanırken, en düşük kütleli akış debisi de 8 bar Türbin-2 giriş basıncında ve 135°C sıcaklığında 103,81 kg/s olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak, ORC çevrimlerindeki kütleli akış debileri de uygulanan korelasyonlar sonucu ısı girdilerinde olduğu gibi aksi yönde sonuçlar vermiştir. Bu durumu daha detaylı bir şekilde ifade etmek gerekirse, Türbin-2 girişinde organik akışkanın sıcaklığının süper ısıtıcı da

arttırılmasıyla jeotermal suyun buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı düşmektedir. Bu nedenle, 10°C’ de sabit tutulan yakınsama sıcaklığından dolayı buharlaşan akışkan debisi azaldığından Level-2’ ye giren toplam ısıda yukarıda ifade edildiği üzere azalmaktadır. Bunun sonucunda jeotermal suyun Buharlaştırıcı-2 çıkış sıcaklığı artmakta ve dolayısıyla Ön ısıtıcı-1’ e giriş sıcaklığı yükselmektedir. Ancak, Ön ısıtıcı-1 girişindeki bu sıcaklık artışı Level-1’ in ısı kazanımlarında kayda değer bir etki yapmadığından organik akışkan debisinde de kayda değer bir değişiklik olmamaktadır. Nitekim artan Türbin-2 giriş basınçları karşısında Level-2’ nin organik akışkan debisi neredeyse yarı yarıya düşerken, Level-1’ in organik akışkan debisi, Level-2’ in organik akışkan debisine kıyasla neredeyse yok denecek kadar çok az bir miktar yükselmiştir.



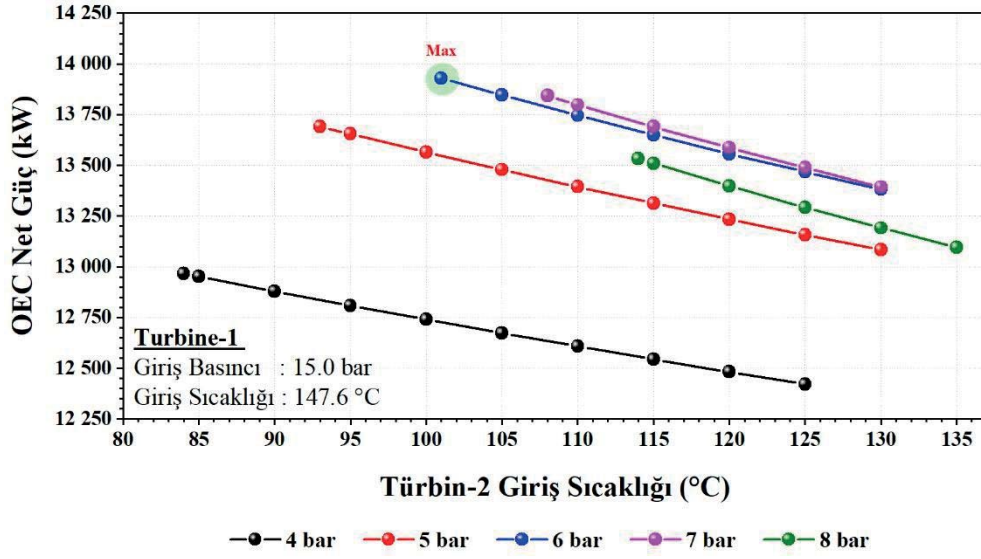
Şekil 6.23. Türbin-2 giriş parametrelerinin Level-1 ve Level-2 ekserji ve enerji verimliliklerine etkisi

Türbin-2 giriş parametrelerinin optimizasyonu kapsamında uygulanan korelasyonların, çevrim bazında ekserji ve enerji verimlilik durumları incelendiğinde, Türbin-2 giriş

parametrelerinin daha çok Level-2 çevrimine etki ettiği, Level-1' de ise çok bir değişiklik yapmadığı, özellikle de türbin giriş sıcaklıklarının artmasının, Level-2' nin ekserji verimini düşürürken Level-1' in ekserji verimine neredeyse hiçbir etki yapmadığı Şekil 6.23' deki grafiklerden açıkça görülebilmektedir. Bu kapsamda, her iki çevrimde de en yüksek ekserji verimliliği 8 bar giriş basıncında, Level-1' de tüm giriş sıcaklıklarında % 49,9 olarak gerçekleşirken, Level-2' de 114°C giriş sıcaklığında % 51,2 olarak gerçekleşmiştir. Öte yandan en düşük ekserji verimlilikleri de her iki çevrimde de 4 bar giriş basıncında gerçekleşmiş fakat giriş sıcaklıklarına bağlı olarak, Level-1' de tüm giriş sıcaklıklarında % 48,7 olarak hesaplanırken Level-2' de 125°C giriş sıcaklığında % 33,1 olarak hesaplanmıştır.

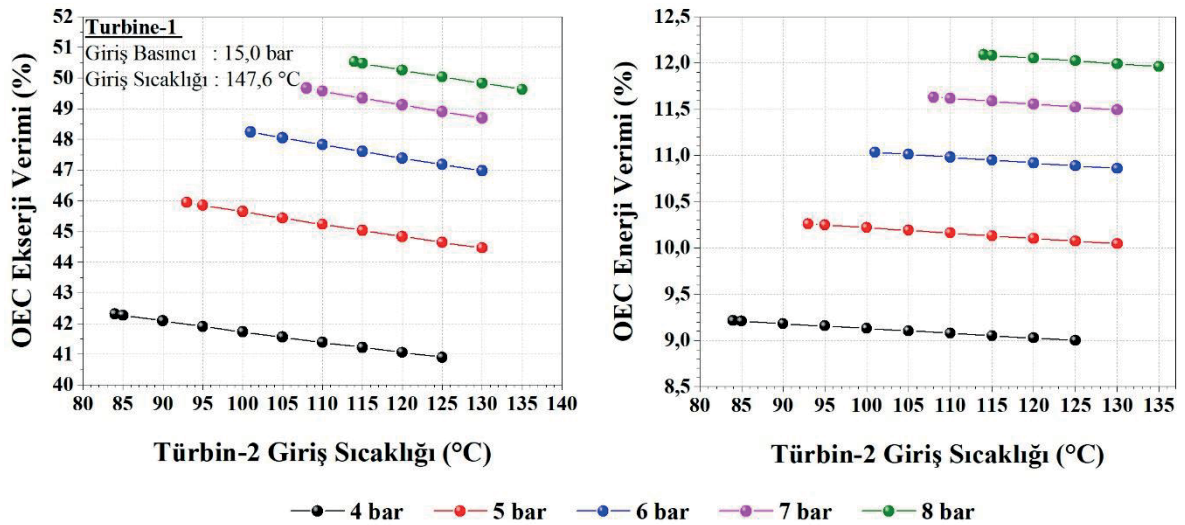
Sistemin termal verimlilik durumlarına baktığımızda da Level-2' nin maksimum termal verimi, 8 bar ve 114°C Türbin-2 giriş parametrelerinde % 11.21 olarak hesaplanırken, minimum termal verimi, 4 bar ve 125°C Türbin-2 giriş parametrelerinde % 6.22 olarak hesaplanmıştır. Görüldüğü üzere Level-2' nin termal verimi de ekserji veriminde olduğu gibi artan Türbin-2 giriş basınçlarıyla artmış ancak, uygulanan basınçlardaki doyma sıcaklıklarından kızgın buhar sıcaklığına doğru artan Türbin-2 giriş sıcaklığıyla da giderek azalmıştır. Öte yandan, Level-1'in termal veriminin ise uygulanan korelasyonların tamamında sabit kaldığı Şekil 6.23' deki grafiklerden görünmektedir. Burada, Level-1' in termal veriminin sabit kalmasına rağmen, ekserji veriminin artan Türbin-2 giriş parametreleriyle az bir miktar artması, gözden kaçmamaktadır. Bu durumun, artan Türbin-2 giriş parametreleri doğrultusunda Level-1' in ekserji yıkımlarının azalmasından kaynaklandığı değerlendirilmektedir.

Görüldüğü üzere, Türbin-2 giriş parametrelerinin optimizasyonu kapsamında uygulanan korelasyonlar, Level-1' in performansı üzerinde çok az etki yaparken, daha çok Level-2' nin performansı üzerinde etkili olmuştur. Ancak, bu optimizasyon çalışmasının temel amacının, çevrimleri ayrı ayrı değerlendirmek yerine sistemi bir bütün olarak inceleyip, OEC' den elde edilebilecek maksimum net güç üretiminin araştırılması olduğundan, sistem bir bütün olarak ele alınmış ve uygulanan korelasyonlar sonucunda OEC' den elde edilen net güç çıktıları ile ekserji ve enerji verimlilikleri, aşağıdaki Şekil 6.24 ve 6.25' deki grafiklerde gösterilmiştir.



Şekil 6.24. Türbin-2 giriş parametrelerinin OEC güç üretim kapasitesine etkisi

Şekil 6.24' den, OEC Net güç üretim kapasitelerinin artan Türbin-2 giriş basınçlarıyla arttığı ancak, doyma sıcaklıklarından artan Türbin-2 giriş sıcaklıklarına doğru da azaldığı görülebilmektedir. Bu durumun yukarıda da ifade edildiği üzere, artan Türbin-2 giriş sıcaklıklarından dolayı türbin çıkış sıcaklıklarının yükselmesi sonucu, Level-2' den atmosfere atılan ısı miktarının artmasından kaynaklandığı değerlendirilmektedir. Sonuç olarak, OEC için en yüksek net güç çıkışları birbirine çok yakı bir şekilde, 6 bar ve 7 bar Türbin-2 giriş basınçlarında ve bu basınçlara karşılık gelen 101°C ve 108°C doyma sıcaklıklarında sırasıyla 13 928 kW ve 13 843 kW olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6.25. Türbin-2 giriş parametrelerinin OEC ekserji ve enerji verimine etkileri

Şekil 6.25’ deki grafikler, Türbin-2 giriş parametrelerinin, OEC ekserji ve enerji verimlilikleri üzerindeki etkilerini göstermektedir. Grafiğe göre OEC’ nin en yüksek ekserji ve termal verimliliklerinin sırasıyla % 50,5 ve % 12,1 olarak 8 bar giriş basıncında ve 114°C giriş sıcaklığında gerçekleştiği, açıkça görülebilmektedir. Öte yandan en düşük ekserji ve termal verimliliklerinin ise sırasıyla % 4,9 ve % 9,0 olarak 4 bar giriş basıncında ve 125°C giriş sıcaklığında gerçekleştiği yine aynı grafiklerden net bir şekilde görülebilmektedir. Her ne kadar sistemin en yüksek ekserji ve termal verimlilikleri, 8 bar ve 114°C Türbin-2 giriş parametrelerinde gerçekleşmiş olsa da sistemden elde edilen en yüksek güç üretimleri sırasıyla 6 bar ve 7 bar giriş basınçlarındaki doyma sıcaklıklarında gerçekleşmiştir (Bkz Şekil 6.26).

Sonuç olarak, Level-1’ deki türbin giriş parametrelerinin sabit kalması koşuluyla uygulanan korelasyonlardan elde edilen en iyi Türbin-2 giriş parametreleri ve bu parametreler doğrultusunda alınan OEC çıktıları Çizelge 6.8’ de sunulmuştur.

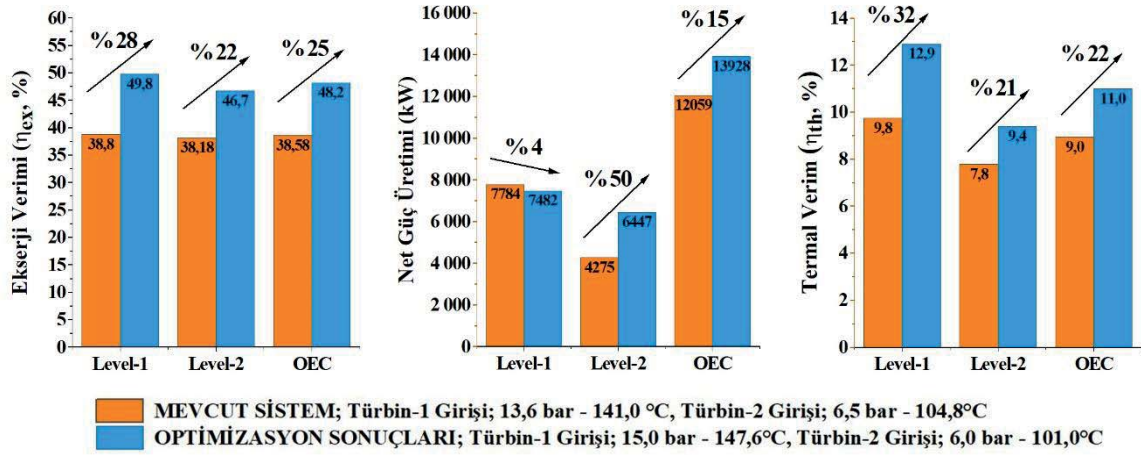
Çizelge 6.8. Türbin-2 giriş parametrelerinin optimizasyonu sonucu OEC’ den en yüksek güç çıktılarının sağlandığı Türbin-2 giriş parametreleri ve OEC performans çıktıları

Level-1					Level-2					OEC		
$P_{T-1,in}$ bar	$T_{T-1,in}$ °C	\dot{W}_{net} kW	η_{th} %	η_{ex} %	$P_{T-2,in}$ bar	$T_{T-2,in}$ °C	\dot{W}_{net} kW	η_{th} %	η_{ex} %	\dot{W}_{net} kW	η_{th} %	η_{ex} %
15,0	147,6	7 482	12,9	49,8	6,0	101	6447	9,4	46,7	13 928	11,0	48,2
					7,0	108	6320	10,4	49,3	13 843	11,6	49,7

6.2.3. Optimizasyon sonuçlarının mevcut durumla kıyaslanması

Jeotermal akışkanın çevrimlere giriş ve çıkış sıcaklıklarının, çevrimlerin çalışma koşullarına bağlı olarak değişkenlik gösterdiği ve bu değişkenliğin, çevrimlerin güç üretimlerine ne derecede etki ettiği yukarıda yapılan optimizasyon analizleri sonucunda net bir şekilde görülmüştür. Bu sebepten, OEC’ den maksimum güç çıktısının elde edildiği en ideal çalışma koşulları, sistemin bir bütün olarak incelenmesiyle sağlanmıştır. Mevcut durumda Dora-4 jeotermal santrali 13,6 bar ve 141,0 °C Türbin-1 giriş parametrelerinde ve 6,5 bar ve 104,8°C Türbin-2 parametrelerinde çalışmaktadır (Bkz. Çizelge 6.3). Mevcut sistemin bu çalışma koşulundan hareketle sisteme entegre edilen kızdırıcının sistem performansı üzerindeki etkisini net bir şekilde vurgulayabilmek için optimizasyon sonuçlarından elde edilen

maksimum performans parametreleri ile mevcut sistem çıktıları birbirleriyle karşılaştırılmış ve bu karşılaştırmalar Şekil 6.26 ve Çizelge 6.9' da gösterilmiştir.



Şekil 6.26. Optimizasyon sonuçlarının mevcut durum karşısındaki durumu

Şekil 6.26' daki grafiğe göre Level-1 ve Level-2 çevrimlerinin ekserji verimleri sırasıyla % 28 ve % 22 oranlarında artarak % 49,8' e ve % 46,7' ye yükselirken ekserji verimlilikleri ise % 32 ve % 21 artış oranıyla % 12,9' a ve % 9,4' de yükselmiştir. Yapılan optimizasyonun, çevrimlerin güç üretim kapasitesi üzerindeki etkilerine baktığımızda da Level-1' in güç üretim kapasitesinin % 4 oranında düştüğü, Level-2 güç üretim kapasitesinin ise % 50 artarak 6 447 kW' a ulaştığı görülmektedir. Görüldüğü gibi yapılan bu optimizasyon sonucunda elde edilen parametreler, her iki çevrime de olumlu yönde etki etmektedir. Öte yandan sistemi bir bütün olarak değerlendirdiğimizde ise OEC' nin ekserji ve termal verimleri sırasıyla % 25 ve % 22 artış oranıyla % 48,2' ye ve % 11' e yükseldiği, güç üretim kapasitesinin ise % 15,5 artış oranıyla yaklaşık 1 870 kW daha artarak 13 928 kW değerine ulaştığı tespit edilmiştir. Özetle, yapılan optimizasyon sonucunda elde edilen, OEC' den maksimum gücün elde edildiği türbin giriş parametreleri ve bu parametreler doğrultusunda elde edilen performans çıktıları, mevcut sistemle kıyaslamalı olarak Çizelge 6.9' da gösterilmiştir.

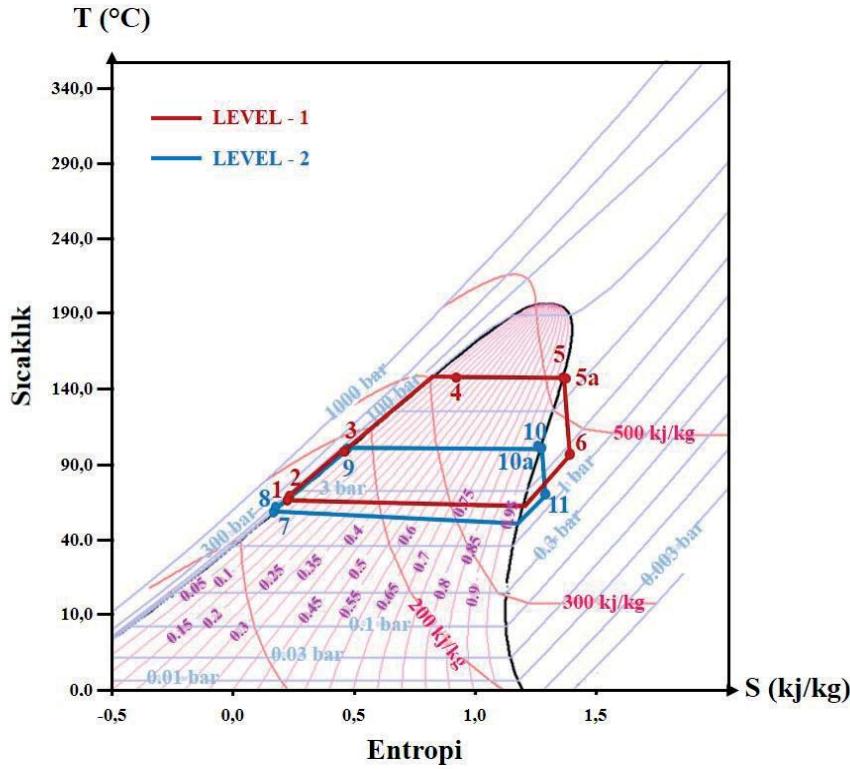
Çizelge 6.9. Mevcut işletme parametreleri doğrultusunda OEC performansının optimizasyon sonuçları ile yaslması

Sistem		Türbin Giriş Parametreleri		Performans Çıktıları			
		$P_{T,in}$ bar	$T_{T,in}$ °C	\dot{Q}_{in} kW	\dot{W}_{net} kW	η_{ex} %	η_{th} %
LEVEL-1	Mevcut Durum	13,6	141,0	79 838	7 784	38,80	9,75
	Optimizasyon Sonuçları	15,0	147,6	57 969	7 482	49,80	12,90
LEVEL-2	Mevcut Durum	6,5	104,8	54 911	4 275	38,18	7,79
	Optimizasyon Sonuçları	6,0	101,0	68 254	6 447	46,70	9,40
OEC	Mevcut Durum	-	-	134 749	12 059	38,58	8,95
	Optimizasyon Sonuçları	-	-	126 223	13 928	48,20	11,00

Çizelge 6.9' a göre, optimizasyon çalışmaları sonucunda OEC' den maksimum gücün elde edildiği çalışma koşullarındaki ekserji ve termal verimlilikleri, sırasıyla % 48,2 ve % 11 olarak hesaplanmıştır. Bu değerler, uygulanan korelasyonlar sonucunda OEC için elde edilen en yüksek verimlilik değerli değildir (Bkz. Şekil 6.25). Ancak, ticari güç üretim sistemlerinin temel amacının, sistemden maksimum gücün elde edilmesi olduğundan, bu çalışmada da maksimum güç üretim kapasitesinin sağlandığı çalışma koşullarındaki verimlilik değerleri esas alınmıştır.

Mühendislikte, tasarlanan güç üretim sistemlerinin termodinamik analizlerinde kullanılan özellik diyagramları, sistemin hal değişimlerinin termodinamik çözümlenmesinde önemli ölçüde faydalı olmaktadır. Özellikle ikinci yasayla ilgili çözümlenmelerdeki hal değişimlerini, eksenlerden birinin entropi olduğu diyagramlarda göstermek, çözümü daha da kolaylaştırmaktadır. Bu bağlamda, bu tip sistemlerin ikinci yasa çözümlenmesinde en çok kullanılan iki diyagramdan biri sıcaklık-entropi (T-s) diyagramlarıdır [82]. T-s diyagramları, mutlak sıcaklık ve entropi değişimini inceleyen koordinat sistemidir ve hal değişimlerinin ve çevrimlerin ikinci yasa çözümlenmelerini yaparken çok yararlıdır. Bu nedenle termodinamikte sıkça kullanılmaktadır.

Bu kapsamda, yapılan optimizasyon çalışmaları sonunda elde edilen OEC' den maksimum güç üretiminin sağlandığı en ideal türbin giriş parametrelerinin, sisteme sağladığı katkıyı daha net bir şekilde görebilmek adına sistemin T-s diyagramı hazırlanmış ve aşağıda Şekil 6.27' de verilmiştir.



Şekil 6.27. Maksimum performansın elde edildiği çalışma koşullarında OEC' ye ait T-s diyagramı

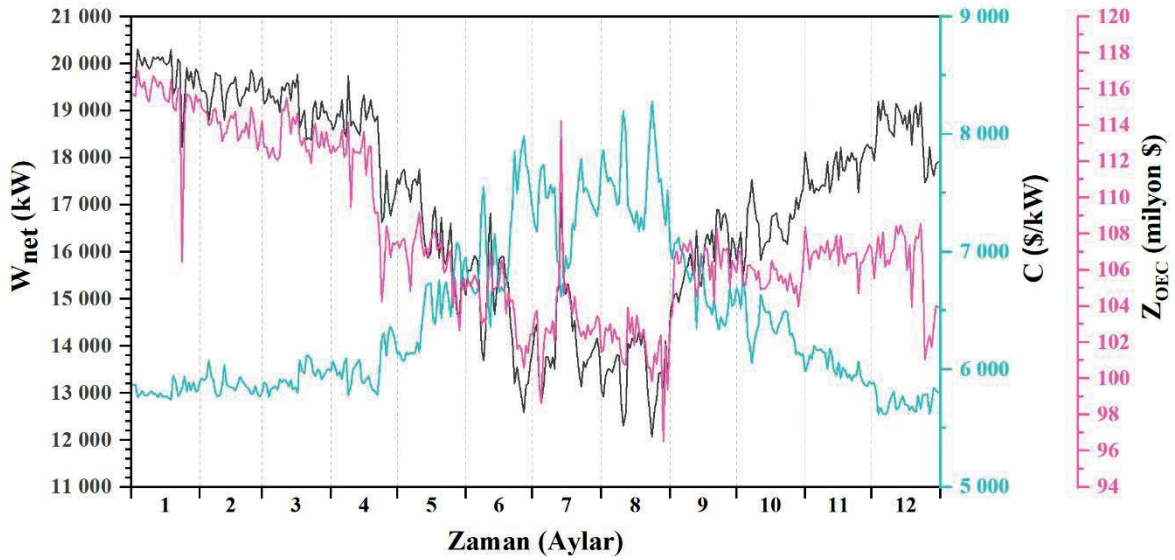
Yukarıda Şekil 6.27' de DORA-4 jeotermal enerji santralindeki ikili (binary) tip çevriminin, alt çevrimlerini oluşturan bir yüksek diğeri de alçak basınçlı olmak üzere iki adet Organik Rankine çevriminin T-s diyagramı görülmektedir. Bu çevrim her iki Organik Rankine çevrimi için ikişer adet olmak üzere toplamda dört adet sabit basınç eğrisinden oluşmaktadır. Bunlar, yüksek basınç eğrileri olarak adlandırılan buharlaştırıcı çalışma basıncı eğrileri ile alçak basınç eğrileri olarak tanımlanan yoğuşurucu çalışma basıncı eğrileridir. Diyagrama dikkat edilirse, her iki çevrimde de ikincil çalışma akışkanın türbine, doymuş buhar eğrisine çok yakın bir şekilde hatta doymuş buhar olarak girdiği açıkça görülebilmektedir (5a ve 10a noktaları). Bu durum, çevrimlere entegre edilmiş olan kızdırıcıların (5-5a ve 10-10a) sisteme, neredeyse hiçbir katkısının olmadığı anlamına gelmektedir. Çünkü ikincil çalışma akışkanını n-Pentan, pozitif eğimli (kuru tip) doymuş buhar eğrisine sahiptir. Bu da ikincil çalışma akışkanının her koşulda türbin çıkışında kızgın buhar fazında olacağı anlamına gelmektedir. Böyle bir durum, türbin çıkış basıncını yükselteceği gibi yoğuşurucu yükünü (6-1 ve 11-7) de artıracaktır. Nitekim uygulanan tüm korelasyonlarda, türbin giriş sıcaklığının artması sonucu yükselen türbin çıkış sıcaklığı ve basınçlarından dolayı sistemin ısı kazançları düşmüş bu da güç üretimini düşürmüştür.

6.3. Ekonomik Analiz

Ekonomik analizde toplam yatırım maliyeti, kW başına yatırım maliyeti, geri ödeme süresi ve üretilen elektriğin birim maliyeti, değerlendirilmesi gereken önemli parametrelerdir. Çalışmanın bu bölümünde ilk önce mevcut sistemin ekonomik durumu değerlendirilmiş ardından, yapılan optimizasyon sonuçlarının tesisin ekonomik durumu üzerindeki etkileri tartışılmıştır. Ekonomik analiz için literatürde kullanılan bazı denklemler esas alınmıştır. Bu denklemler çalışmanın beşinci bölümünde detaylı olarak açıklanmıştır.

6.3.1. Tesisin ekonomik durumunun değerlendirilmesi

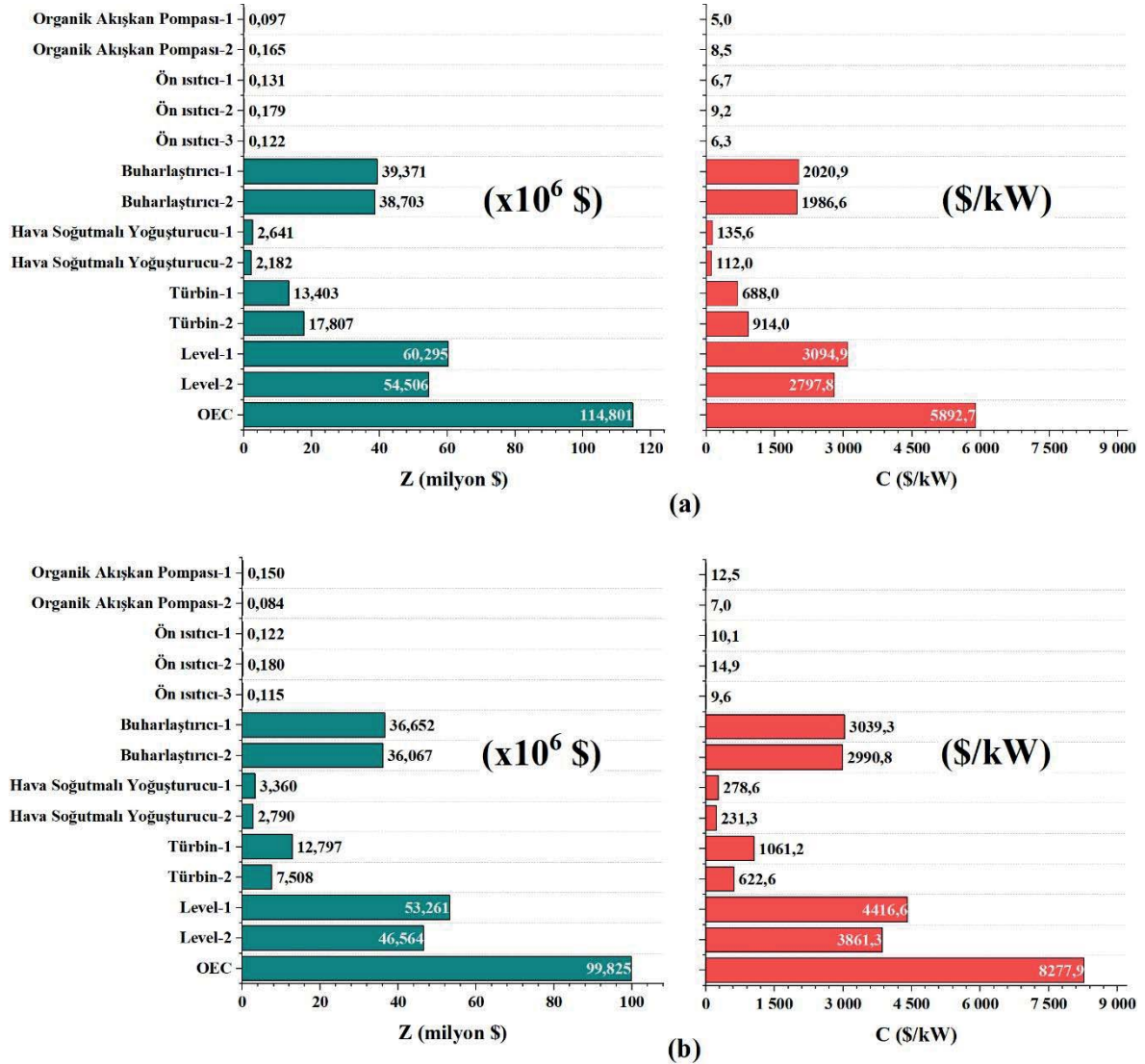
Sistemden üretilen güce bağlı olarak, sistemdeki her bir bileşenin yatırım maliyetleri hesaplanmış ve hesaplanan bu parametreler toplanarak toplam sistem maliyeti elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar ve meydana gelen dönemsel değişkenlikler Şekil 6.28' de gösterilmiştir.



Şekil 6.28. Tesis yatırım maliyetlerinin güç üretim kapasitesine bağlı olarak dönemsel değişimi

Şekil 6.28' deki grafikte güç üretim kapasitesindeki artışın, sistemin ilk yatırım maliyetlerini yükselttiğini, birim kW başına yatırım maliyetlerini ise düşürdüğü gözlemlenmektedir. Bu kapsamda, tesisin maksimum üretim kapasitesindeki yatırım maliyetleri, 114 800 000,00 \$ ve 5 892,70 \$/kW olarak hesaplanırken, minimum üretim kapasitesindeki yatırım maliyetleri

ise 99 825 330,00 \$ ve 8 277,90 \$/kW olarak hesaplanmıştır. Şekil 6.29' da sistemin maksimum ve minimum güç üretim kapasitelerine ait yatırım maliyetleri detaylı olarak verilmiştir.

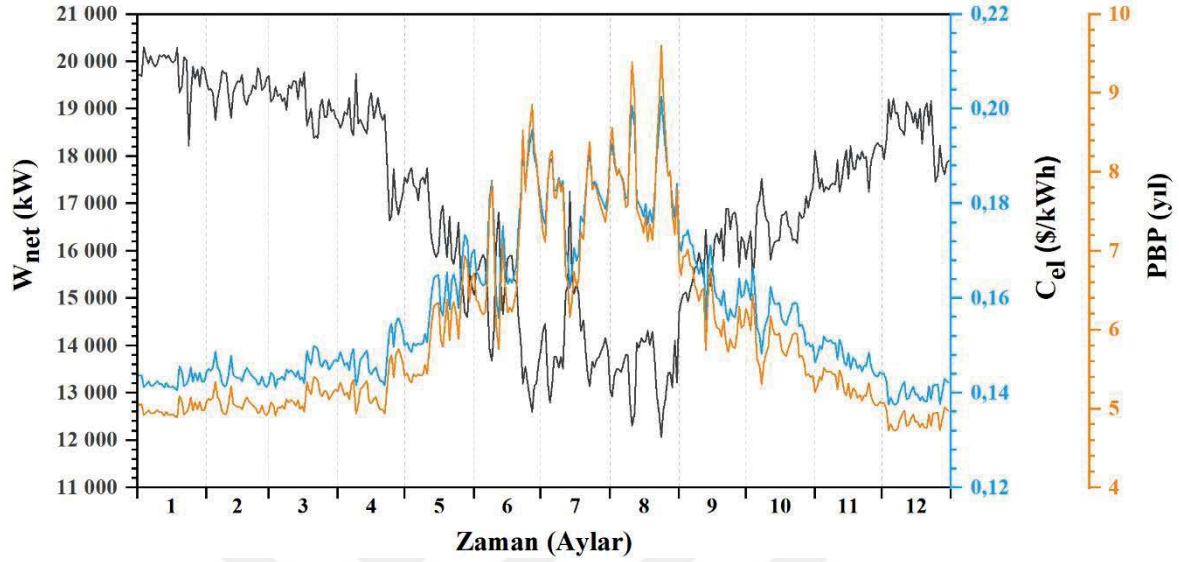


Şekil 6.29. Maksimum ve minimum üretim koşullarındaki sistemin ekipman bazındaki yatırım maliyetleri

Sistemin maksimum üretim kapasitesindeki yatırım maliyetleri Şekil 6.29 (a)' da, minimum üretim kapasitesindeki yatırım maliyetleri ise Şekil 6.29 (b)' de görülmektedir. Görüldüğü üzere sistemin üretim kapasitesi düştükçe ilk yatırım maliyetleri düşmüş, bu durumun aksine birim kW başına yatırım maliyetlerinin ise artmıştır.

Öte yandan, sistemden üretilen güce bağlı olarak, sistemin elektrik üretim maliyetleri de hesaplanmış ve hesaplanan bu maliyetler doğrultusunda tesisin geri ödeme süresi

belirlenmiştir. Bu bağlamda, tesisten üretilen güce bağlı olarak, elektrik üretim maliyetleri ve geri ödeme süresindeki dönemsel değişimler Şekil 6.30' da gösterilmiştir.



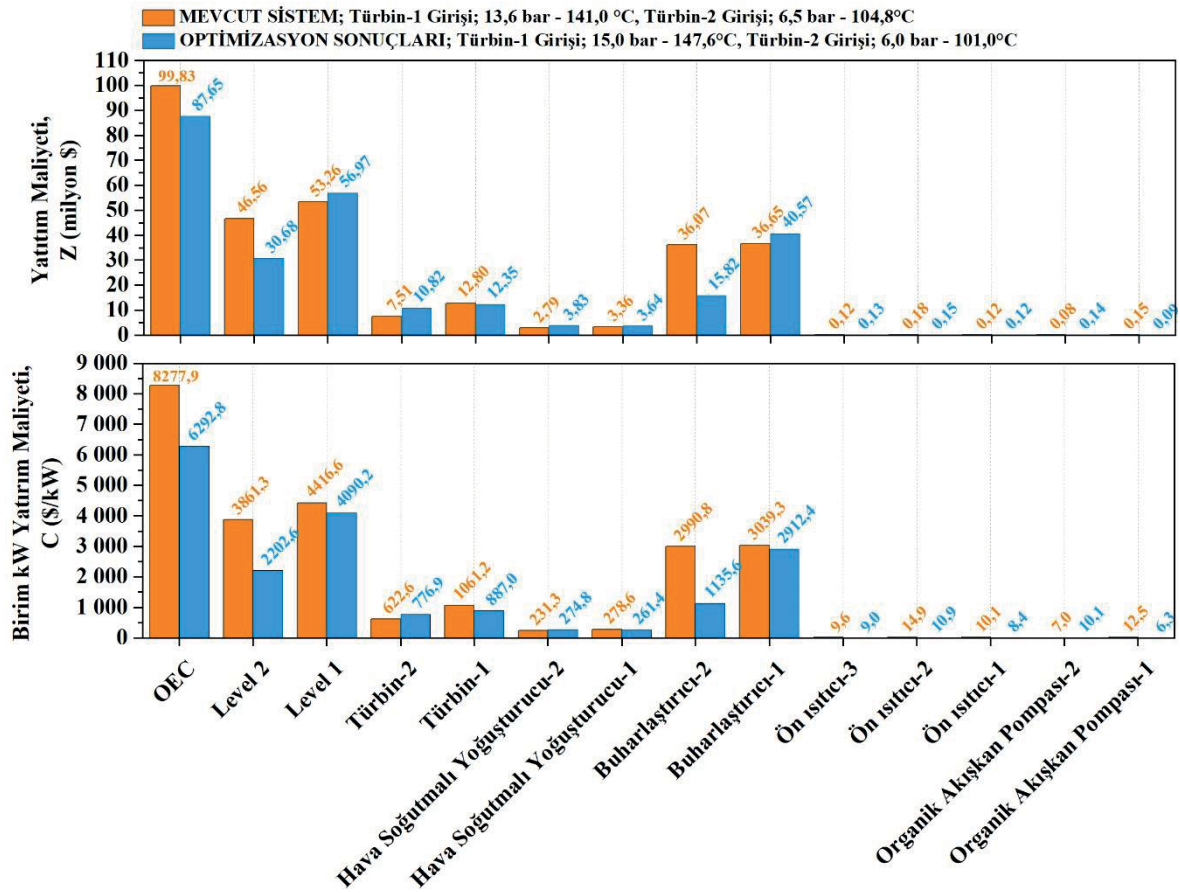
Şekil 6.30. Birim enerji üretim maliyetleri ile tesis geri ödeme süresinin güç üretim kapasitelerine bağlı olarak dönemsel değişimi

Şekil 6.30' daki grafikten görüldüğü üzere güç üretim kapasitesinin düştüğü yaz aylarında sistemin geri ödeme süresi ve birim elektrik üretim maliyetleri artmaktadır. Bu da tesisin ticari karlılığının bu dönemlerde düştüğü anlamına gelmektedir. Ancak, birim elektrik üretim maliyetinin arttığı bu dönemde bile bu maliyetin en fazla, o da çok kısa bir süre için 0,20 \$' a kadar çıktı görülmektedir. Bu da yerel elektrik satış fiyatının 0,25 \$/kWh olduğu bölgede azda olsa karlılığın devam ettiği anlamına gelmektedir. Fakat maksimum üretim kapasitesinin gerçekleştiği ve birim elektrik üretim maliyetinin 0,14 \$'a düştüğü durumda da 19,5 MW güç üreten tesis, 2 145 \$/h kar etmektedir.

6.3.2. Optimizasyon sonuçlarının ekonomik değerlendirilmesi

Güç üretim kapasitesinin artırılmasına yönelik yapılan optimizasyon çalışmaları, tesisin güç üretim kapasitesinde yaklaşık % 15,5 civarında bir artış sağlamıştır. Bu artışın, tesisin ekonomik değerlemesi üzerinde de etkili olacağı aşikârdır. Bu sebepten, yapılan optimizasyon çalışmaları sonucunda tesis için elde edilen en ideal çalışma koşullarının, tesisin ekonomik değerleri üzerindeki etkileri de incelenmiş ve elde edilen sonuçlar, mevcut durumla kıyaslamalı olarak aşağıda Şekil 6.31' de verilmiştir.

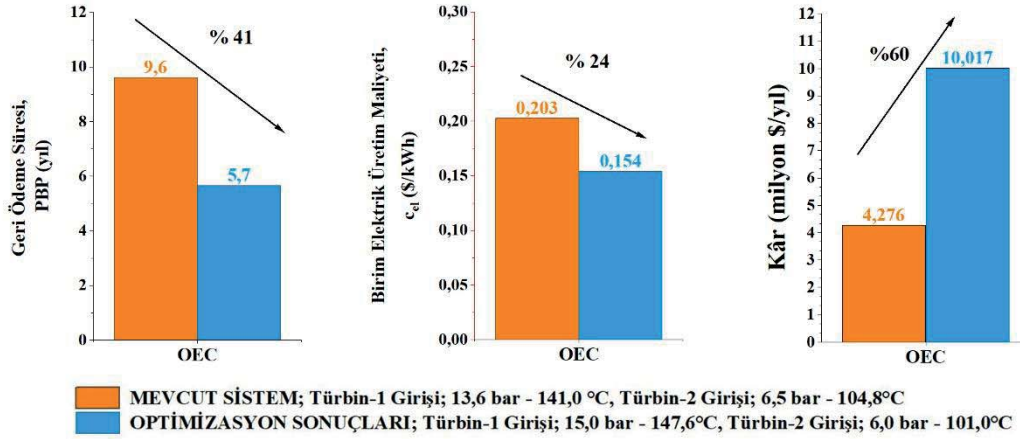
Sisteme entegre edilen kızdırıcıların, tesisin güç üretim kapasitesindeki artışa hiçbir katkısı bulunmamaktadır (Bkz. Şekil 6.27). Tesisin güç üretim kapasitesindeki artış, operasyonel ayarlarla sağlanmıştır. Yani güç üretim kapasitesindeki artış, türbin giriş parametrelerinin optimize edilmesi ile sağlanmıştır. Bu sebepten, optimizasyon sonucu yapılan ekonomik değerlendirmelere, ilave bir ekipman yatırımı yapılmamış sadece, mevcut ekipmanların operasyonel değişimlerinden kaynaklanan ekonomik sonuçları incelenmiştir.



Şekil 6.31. Optimizasyon sonuçlarının yatırım maliyetlerine etkisi

Şekil 6.31’ deki grafikte de görüldüğü üzere optimizasyon sonuçları Level-2’ nin yatırım maliyetlerini düşürürken, Level-1’ in toplam yatırım maliyetlerini arttırdığı, birim kW başına yatırım maliyetlerini ise düşürdüğü tespit edilmiştir. Ekipmanlara baktığımızda ise Buharlaştırıcı-1 hariç diğer tüm ekipmanlarda kayda değer bir değişim gözlenmezken. Buharlaştırıcı-1’ in yatırım maliyetlerinde göz ardı edilemeyecek bir düşüş gerçekleşmiştir. Sistemi bir bütün olarak değerlendirdiğimizde de Şekil 6.31’ de de görüldüğü üzere OEC’ nin yatırım maliyetinde yaklaşık 12 000 000 \$, birim kW başına yatırım maliyetinde ise yaklaşık 2 000 \$ düşüş gerçekleşmiştir. Bu sonuçlar bize, daha düşük yatırım maliyetlerine

sahip optimize edilmiş bir sistemle daha fazla güç üretilebileceğini göstermektedir. Diğer bir değişle iyi tasarlanmış bir sistemle daha fazla güç üretilebileceği gibi sistemin yatırım maliyetlerinde de tasarruf edilebilecektir.



Şekil 6.32. Optimizasyon sonuçlarının birim elektrik üretim maliyetleri ve geri ödeme süresi üzerindeki etkileri

Öte yandan, optimizasyon sonuçlarının birim elektrik üretim maliyetleri ve geri ödeme süresi üzerindeki etkisine baktığımızda ise Şekil 6.32’ de görüldüğü gibi sistemin birim elektrik üretim maliyeti % 24 düşüş oranıyla 0,154 \$/kW’ a düşerken, geri ödeme süresi de % 41 daha da kısalarak 5,7 yıla inmiştir. Ayrıca, elektrik satış bedelinin 0,25 \$/kWh olduğu bölgede tesisin, yaklaşık 13 900 kW güç üretim kapasitesi ile yılda 7 500 saat çalışması durumunda 10 000 000 \$/yıl kar edebileceği tespit edilmiştir. Bu değer, mevcut durumdaki değerden yaklaşık 6 000 000 \$/yıl daha fazladır.

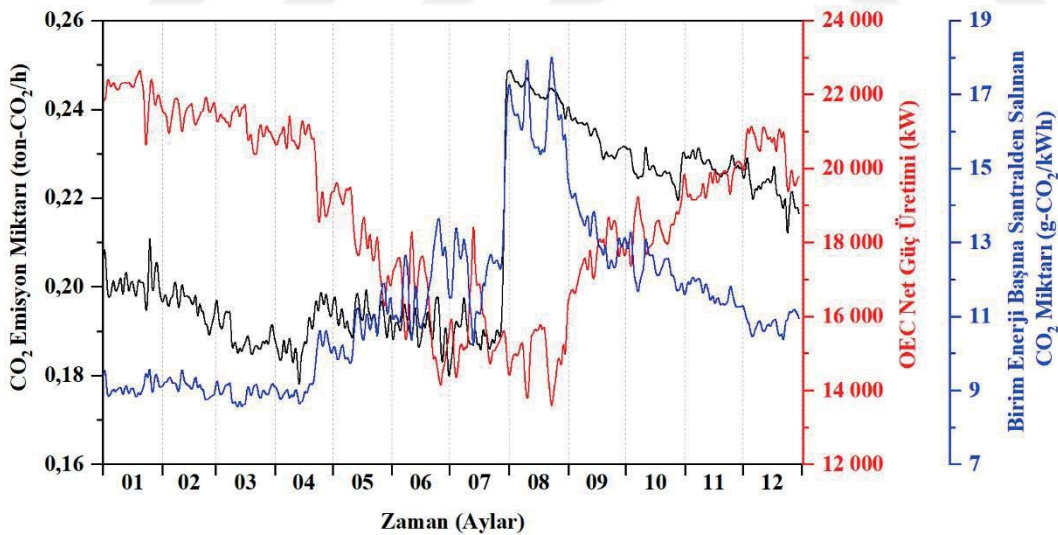
Sonuç olarak, yapılan optimizasyon çalışmaları tesisin güç üretim kapasitesinde bir artış sağladığı gibi ekonomik durumunda da iyileştirmeler sağlamıştır. Bu sebepten, gerek işletme şartlarında gerekse ilk tasarım aşamasında, sistemin optimum çalışma koşullarının belirlenmesi, hem gereksiz yere yüksek miktarlarda yatırım maliyetlerine katlanmamak hem de işletme koşullarında karlılık oranını daha yüksek tutmak adına önem arz etmektedir.

6.4. Çevresel Analiz

Enerji dönüşüm sistemlerinin çevreye olan olumsuz etkilerinin en aza indirilmesi kapsamında, emisyon değerlerinin de analiz edilmesi oldukça önemli bir konudur. Bu sebepten çalışmanın bu bölümünde, ilk etapta tesisin mevcut durumdaki CO₂ emisyon değerleri analiz edilmiş ve elde edilen sonuçlar aşağıda belirtilmiştir. Daha sonra tesiste yapılan optimizasyon çalışmalarından elde edilen sonuçların CO₂ emisyonu üzerindeki etkileri tartışılmıştır.

6.4.1. Tesisin CO₂ emisyon miktarlarının değerlendirilmesi

DORA-4 Jeotermal enerji santralinde, rezervuarlarda bulunan NCG gazlarından dolayı atmosfere bir miktar CO₂ salınımının yapıldığı daha önce ifade edilmişti. Bu kapsamda, santralin 2019 yılına ait SCADA kayıtlarından yapılan inceleme neticesinde, atmosfere salınan CO₂ miktarları belirlenmiş ve bu CO₂ salınımının, güç üretimi karşısında dönemsel olarak nasıl değişkenlik gösterdiği Şekil 6.32’deki grafikte gösterilmiştir.

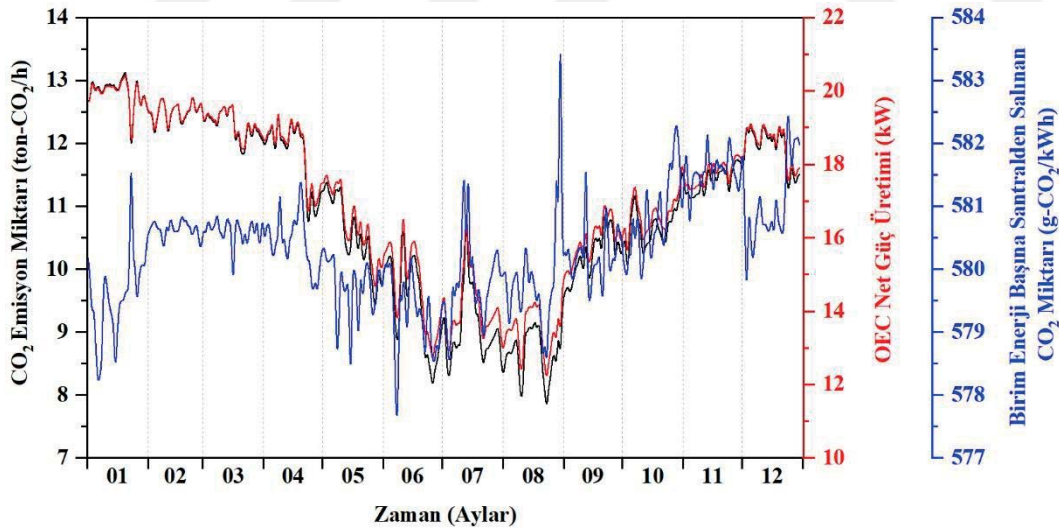


Şekil 6.33. NCG’den kaynaklanan, santralin CO₂ emisyon değerlerinin güç üretim kapasitesi karşısındaki durumu

Şekil 6.33’deki grafiğe dikkat edilirse santralden salınan CO₂ miktarının, OEC’ye giren buhar fazındaki jeotermal akışkanla benzer trend gösterdiği net bir şekilde görülebilmektedir (Bkz. Şekil 4.3). Çünkü jeotermal akışkan ile birlikte üretilen NCG gazlarının yaklaşık % 98’ni CO₂ gazı oluşturmaktadır. Bu sebepten CO₂ salınım miktarları, üretilen buhar fazındaki

jeotermal akışkanla bezer bir eğilim göstermektedir. DORA-4 jeotermal enerji santralinde üretilen buhar fazındaki jeotermal akışkan miktarı, üretilen toplam jeotermal akışkan (su+buhar) miktarının yaklaşık % 0,7 - % 1 tekabül etmektedir. Jeotermal akışkanla birlikte üretilen NCG gazlarının da buhar fazındaki jeotermal akışkanın yaklaşık % 0,2' ni oluşturduğu düşünülürse santralden salınan CO₂ emisyonunun, neredeyse yok denilebilecek kadar çok az miktarlarda gerçekleştiği tahmin edilebilmektedir. Nitekim Şekil 6.32' daki grafiğe bakıldığında, birim enerji başına CO₂ emisyon miktarlarının, yıl genelinde 7-19 g-CO₂/kWh arasında gerçekleştiği görülebilmektedir. Bu değerler bize, DORA-4 Jeotermal enerji santralinin, bir otomobilden bile daha az CO₂ emisyonu yaptığını göstermektedir.

Görüldüğü üzere DORA-4 jeotermal enerji santralinde CO₂ emisyon miktarları, yok denebilecek kadar çok az miktarlarda gerçekleşmektedir. Hatta santralde üretilen elektriksel güce eşdeğer gücün, bir gaz türbinli sistemde üretilmesi halinde santralden salınacak CO₂ miktarı kadar da emisyon azaltımı yaptığı söylenebilmektedir. Şöyle ki DORA-4 jeotermal enerji santralinde üretilen elektriksel güce eşdeğer gücün, bir gaz türbinli sistemde üretilmesi halinde atmosfere salınan CO₂ miktarları aşağıda Şekil 6.34' deki grafikte görülmektedir.



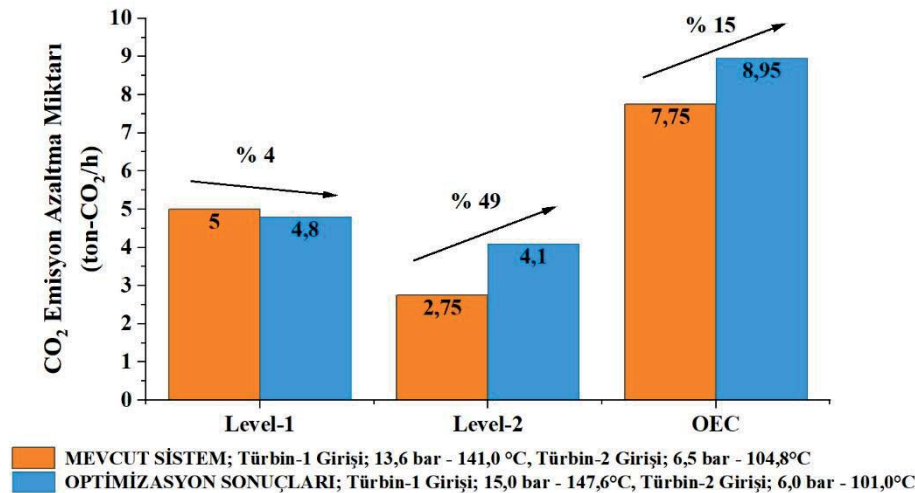
Şekil 6.34. Eş değer elektriksel gücün bir gaz türbininde üretilmesi durumunda santralin CO₂ emisyon değerlerinin güç üretim kapasitesi karşısındaki durumu

Grafiğe göre gaz türbinli bir elektrik üretim santrali, ürettiği birim enerji başına yaklaşık (578-583) g arasında değişen miktarlarda CO₂ salınımı yapmaktadır. Bu değer, DORA-4 Jeotermal enerji santralinden salınan CO₂ miktarından çok çok fazladır. Diğer taraftan, üretilen güce bağlı olarak CO₂ emisyon değerlerine baktığımızda ise bir gaz türbinli

sistemden salınan CO₂ miktarları, ürettiği elektriksel güce bağlı olarak yaklaşık 8-13 ton-CO₂/h arasında değişkenlik göstermektedir. Bu, ortalama 12 ton-CO₂/h emisyon yayan bu gaz türbinli sistemin, yılda 7 500 saat çalışması durumunda 90 000 ton CO₂ salınımı yapacağı anlamına gelmektedir. Bu aynı zamanda, anılan elektriksel gücün, hali hazırda DORA-4 Jeotermal enerji santralinde üretilmesiyle bu kadar CO₂ salınımının önlenildiği anlamına da gelmektedir. Yani üretilen elektriksel gücün, bir gaz türbinli sistem yerine, DORA-4 jeotermal enerji santralinde üretilmesiyle yaklaşık 90 000 ton-CO₂/yıl salınımının önüne geçilmiş ve böylece, global anlamdaki çevre yönetim politikalarına katkı sağlanması bakımından, ülkemiz nezdinde önemli bir gelişme kaydedilmiştir.

6.4.2. Optimizasyon sonuçlarının CO₂ azaltım miktarı üzerindeki etkileri

Aynı zamanda santralin performans iyileştirilmesinin de araştırıldığı bu çalışmada, sistemin etkinliğinin artırılmasının yanında, optimizasyon sonuçlarının emisyon değerleri üzerindeki etkileri incelenmiş ve maksimum güç üretiminin sağlandığı optimizasyon sonuçlarına karşılık gelen, CO₂ emisyonu azaltım miktarları da analiz edilmiştir. Bu kapsamda, santralin mevcut işletme koşullarındaki CO₂ emisyon azaltım miktarı ile maksimum güç üretiminin gerçekleştiği şartlardaki CO₂ emisyon azaltım miktarı karşılaştırmalı olarak Şekil 6.35’ deki grafikte gösterilmiştir.



Şekil 6.35 CO₂ emisyonu azaltım miktarlarının karşılaştırılması

Şekil 6.35’ deki grafikte de görüldüğü üzere Level-1’ in CO₂ azaltım miktarında 0,2 ton-CO₂/h’ lık yani % 4’ lük bir düşüş gözlemlenirken Level-2’ nin CO₂ azaltım miktarında 1,35

ton-CO₂/h' lik, yaklaşık % 49' luk bir artış gözlemlenmektedir. Bu durumun, optimizasyon sonuçları gereği çevrimlerin üretim kapasitelerindeki düşüş ya da artışlarından kaynaklandığı açıkça bilinmektedir. Ancak, performans analizinde olduğu gibi çevrimleri ayrı ayrı değerlendirmek yerine santrali bir bütün olarak değerlendirdiğimizde ise mevcut çalışma koşulları altında 7,6 ton-CO₂/h' lık CO₂ emisyon azalım miktarına sahip santralin, CO₂ emisyon azalım miktarı % 15 arttırılarak, yaklaşık 9,0 ton-CO₂/h' a yükseltilmiştir. Bu, sistem performansının arttırılmasının yanında aynı zamanda çevresel açıdan da kazanç sağlandığı anlamına gelmektedir. Çünkü santralin yılda 7 500 saat çalıştığı düşünülürse, mevcut duruma kıyasla yıllık yaklaşık olarak yılda 10 500 ton-CO₂/yıl daha CO₂ emisyonu azaltılmıştır.

Sonuç olarak, elde edilen bu sonuçları KYOTO protokolü kapsamında değerlendirdiğimizde [102], hem jeotermal kaynakların yenilenebilir enerji kaynakları arasındaki öneminin daha da anlam kazanması sağlanmış, hem de mevcut jeotermal enerji santrallerinde ilave bir ekipmana gerek kalmaksızın, sadece işletme koşullarının optimizasyonu ile bile CO₂ salınımlarının daha da azaltılabileceği tespit edilmiştir. Ayrıca elde edilen bu sonuçların, KYOTO protokolü gereği ülkemiz açısından da olumlu bir gelişme olduğu değerlendirilmiştir.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

DORA-4 jeotermal enerji santralının, gerçek zamanlı işletme parametreleri üzerinden performans analizinin yapıldığı ve iyileştirme modifikasyonlarının araştırıldığı bu çalışmada, ilk önce santralin SCADA kayıt sisteminden alınan bir yıllık veriler kullanılarak santralin yıllık performansı değerlendirilmiş ve ardından, türbinlerin giriş parametrelerinin değiştirilmesi suretiyle OEC' den maksimum güç çıkışının elde edildiği optimum çalışma koşulları incelenmiştir. Çalışmada sistemden elde edilen deneysel veriler kullanılarak, OEC akış şemasında belirtilen her bir akış noktasının diğer tüm termodinamik özellikleri, CoolProp programından yararlanılarak hesaplanmıştır. Ayrıca, sisteme eklenen kızdırıcılar vasıtasıyla türbin giriş parametreleri değiştirilmiş, seçilen konfigürasyonlar EBSILON uygulamasında simüle edilerek en ideal çalışma koşulları araştırılmıştır.

İlk etapta santralının mevcut çalışma şartlarındaki her bir ekipmanın, alt çevrimlerinin ve tüm sistemin detaylı termodinamik analizleri sonucunda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- ❖ Santraldeki brüt güç üretiminin Nisan ve Ağustos ayları arasında düşüş gösterdiği tespit edilmiş olup bu durumun, bu aylar arasında OEC' ye giren jeotermal su miktarındaki debinin azalması ve dış ortam sıcaklığının artması nedeni ile OEC' ye giren ısı miktarındaki (Bkz. Şekil 6,3) azalmadan kaynaklı olduğu değerlendirilmiştir.
- ❖ Santralin net güç üretiminde de brüt güç üretimine benzer bir trend gözlemlenmiştir. Ancak, burada OEC' ye ısı girişindeki azalmaya ilave olarak, net güç üretimindeki asıl düşüşün, yaz aylarındaki çevre sıcaklığının yükselmesi sebebiyle fanlardaki güç tüketim artışlarından kaynaklandığı tespit edilmiştir.
- ❖ Fanlardaki yaz aylarında tüketilen güç miktarının yüksek olmasının temel nedeni yaz aylarında artan hava sıcaklıklarından dolayı yoğuşturucuların çalışma sıcaklıklarının yükselmesidir. Bu durum, yoğuşturucu çalışma sıcaklığının organik akışkan yoğuşma sıcaklığına yaklaştığı anlamına gelir ki bu da sıcaklık farkının küçülmesine bağlı olarak sabit akış debisinde birim zamandaki ısı transfer miktarını düşürecektir. Yani yoğuşmanın tam olarak tamamlanmamasından dolayı yoğuşturucu çıkışında

çalışma sıvısı, sıvı-buhar fazında olacaktır. Organik akışkanın yoğuşturucu çıkışında sıvı faza kadar soğutulması, pompalarının kaviteyona girmeden sağlıklı bir şekilde çalışabilmesi bakımından önem arz etmektedir. Bu sebepten soğutma prosesinin tamamlanması yani yoğuşmanın tam olarak gerçekleşmesi, fanlardaki güç tüketimi artırmaktadır.

- ❖ Sistem iç parametrelerinden pompaların güç tüketimi yıl boyunca kayda değer bir değişimi göstermemiş olsa da mevsimlere bağlı olarak ve özellikle yaz aylarında kayda değer artan sıcaklıklara bağlı olarak soğutmanın güçlüğünden dolayı fanların güç tüketimi artış göstermektedir. Bu sebepten, tesisin bulunduğu konum ve saha şartları elverişli ise soğutma proseslerinin, hava soğutmalı yoğuşturucular yerine su soğutmalı yoğuşturucularla gerçekleştirilmesi santralin net güç üretimlerinin artırılabilmesi bakımından önem arz etmektedir. Çünkü hava sıcaklıkları yıl boyunca mevsimlere bağlı olarak örneğin DORA-4 jeotermal enerji santralının bulunduğu Aydın ili için hava sıcaklığı 2°C ile 35°C derece arasında kayda değer bir değişim göstermektedir.
- ❖ Diğer taraftan, türbinde doymuş buhar girişi kabulü korunarak organik akışkan basınçlarını kısmen daha yüksek basınçlara kadar artırabilecek bir pompa sistemi tasarlanarak sistem performansında artış sağlanacağı düşünülmektedir. Böyle bir durumda ısı girdisini sağlamak için SCADA sisteminde gerekli revizyonların yapılması ve bunu daha yüksek basınçlara çıkarabilecek bir pompa sisteminin tasarlanması gerekmektedir. Bu durumda, sistem performansının pompa maliyetine göre önemli ölçüde artacağı ve böylece güç miktarında ve kazançta artış sağlanacağı düşünülmektedir.
- ❖ Her iki çevrimde de türbin çıkış sıcaklıkları (T_6 ve T_{12}) ile pompa çıkış sıcaklıkları (T_2 ve T_9) arasındaki sıcaklık farkının oldukça yüksek olduğu tespit edilmiştir (Bkz. Şekil 6.10). Bu sıcaklık farkının rejeneratif bir sistemle değerlendirilerek, hem güç üretim kapasitesinin artırılacağı hem de yaz aylarındaki soğutma yükünün azaltılabileceği ve böylece gerek fan tüketimlerinden gerekse yoğuşturucu çıkışındaki organik akışkan pompalarının bakım masraflarından tasarruf edilebileceği düşünülmektedir.

- ❖ DORA-4 jeotermal güç üretim tesisinde maksimum performansın elde edildiği çalışma şartlarında (A noktası) toplam güç tüketimi, net güç üretimi, termal verim ve ekserji verimi sırasıyla ocak ayında 1,24 MW, 19,5 MW, % 12,00 ve % 42,9 olarak hesaplanmıştır. Öte yandan, tesiste minimum performansın elde edildiği çalışma şartlarında (B noktası) toplam güç tüketimi, net güç üretimi, termal verim ve ekserji verimi sırasıyla Ağustos ayında 1,41 MW, 12,1 MW, % 9,0 ve % 38,6 olarak hesaplanmıştır.

Santralin, yıllık performansının değerlendirilmesinin ardından, her iki çevrimde de türbin giriş parametrelerinin değiştirilmesi suretiyle OEC' den maksimum güç çıkışının sağlandığı optimum çalışma koşullarını araştırılmıştır. Analizlerde EBSILON programından yararlanılmış ve bu kapsamda, santralin minimum üretim kapasitesini ifade eden B noktasındaki çalışma şartlarına ait parametrik değerler kullanılmıştır. Bu parametrik değerler doğrultusunda kalibre edilen EBSILON programında, seçilen konfigürasyonlar simüle edilmiş ve aşağıda belirtilen sonuçlar elde edilmiştir.

- ❖ Jeotermal akışkanın çevrimlere giriş ve çıkış sıcaklıklarının, çevrimlerin çalışma koşullarına bağlı olarak değişkenlik gösterdiği bu durumun, çevrimlerin güç üretimlerine etki ettiği, bu sebepten de OEC' den maksimum güç çıktısının elde edildiği en ideal çalışma koşullarının, sistemin bir bütün olarak incelenmesiyle sağlanabileceği tespit edilmiştir. Bu bağlamda, bir OEC sistemi tasarlanırken akışkanlar arasında gerçekleşecek ısı transfer mekanizmasının çok iyi analiz edilmesi gerektiği tespit edilmiştir.
- ❖ Yapılan optimizasyon çalışmaları kapsamında uygulanan en ideal korelasyonun, güç üretimi kapasitesi bakımından küçük bir farkla, Level-1' üzerinde olumsuz, Level-2 üzerinde ise olumlu yönde bir etki yaptığı, ancak bu durumun aksine, ekserji ve termal verimlilikleri bakımından da Level-1'in verimlilik değerleri yükselirken Level-2' nin verimlilik değerlerinin düştüğü tespit edilmiştir. Öte yandan, sistemi bir bütün olarak değerlendirdiğimizde ise elde edilen en iyi sonucun, yaklaşık 1 870 kW'lık bir güç üretimi kapasitesi artışıyla 15 ve 6 bar türbin giriş basınçlarında sağlanabildiği tespit edilmiştir.

- ❖ Uygulanan tüm türbin giriş basınçlarında en iyi sonuçların, doyma sıcaklıklarında gerçekleştiği, aynı giriş basıncında giriş sıcaklığı yükseldikçe güç üretim kapasitelerinin düştüğü tespit edilmiştir. Bu durumun, sistemde kullanılan ikincil çalışma akışkanın karakteristik özelliği gereği artan türbin giriş basıncı ve sıcaklığıyla çıkış değerlerinin yükselmesi sonucu, iş akışkanının türbini kızgın buhar fazında terk etmesinden dolayı kaynaklandığı tespit edilmiştir. Bu bağlamda, sisteme entegre edilebilecek bir kızdırıcı vasıtasıyla kızgın buhar fazına kadar ısıtılacak izentropik tip ya da ıslak tip ikincil çalışma akışkanların kullanımıyla sistem güç üretim kapasitelerinin daha da artırılabilmesi değerlendirilmiştir. Bu sebepten, bu tip çevrimlerde kuru tip organik akışkanların yanında ıslak ve izentropik tip akışkanlarında değerlendirilmesinin ve hatta ileri bir araştırma ile detaylı olarak ele alınmasının önem arz ettiği düşünülmüştür.
- ❖ Santralde, Level-1 ve Level-2 çevrimlerinin birlikte ele alınarak kapsamlı bir parametrik analizinden sonra, Level-1' in optimum Türbin-1 çalışma parametreleri 15 bar ve 146,7°C olarak bulunurken, Level-2' nin optimum Türbin-2 giriş basıncı ve sıcaklık değerleri ise 6 bar ve 101°C olarak bulunmuştur. Bu durumda OEC' nin (Level-1 ve Level-2 geneli) maksimum net gücü, ısıl verimi ve ekserji verimi sırasıyla 13 928 kW, % 11,03 ve % 48,24 olarak hesaplanmıştır.

Son olarak, tesisin etkinliğinin artırılmasının yanında ekonomik ve çevresel durumu da incelenmiş ve tesisin mevcut durumu için elde edilen sonuçlar ile maksimum güç üretiminin gerçekleştiği optimizasyon sonuçlarının, ekonomik ve CO₂ emisyonu azaltımı üzerindeki etkileri aşağıda belirtilmiştir.

- ❖ Bu kapsamda, tesisin maksimum üretim kapasitesindeki yatırım maliyetleri, 114 800 000,00 \$ ve 5 892,70 \$/kW olarak hesaplanırken, minimum üretim kapasitesindeki yatırım maliyetleri ise 99 825 330,00 \$ ve 8 277,90 \$/kW olarak hesaplanmıştır.
- ❖ Tesisin yaz aylarında, geri ödeme süresi ve birim elektrik üretim maliyetlerinin arttığı tespit edilmiştir. Bu da ticari karlılığının bu dönemlerde düştüğü anlamına gelmektedir. Ancak, maksimum üretim kapasitesinin gerçekleştiği ve birim elektrik

üretim maliyetinin 0,14 \$'a düştüğü durumda da 19,5 MW güç üreten tesisin, 2 145 \$/h kar edebileceği tespit edilmiştir.

- ❖ Güç üretim kapasitesinin artırılması kapsamında yapılan optimizasyon çalışması, OEC' nin yatırım maliyetinde yaklaşık 12 000 000 \$, birim kW başına yatırım maliyetinde ise yaklaşık 2 000 \$ düşüş gerçekleştirmiştir. Bu sonuçlar bize, daha düşük yatırım maliyetlerine sahip optimize edilmiş bir sistemle daha fazla güç üretilebileceğini göstermiştir. Diğer bir deyişle iyi tasarlanmış bir sistemle daha fazla güç üretilebileceği gibi sistemin yatırım maliyetlerinde de tasarruf edilebileceği tespit edilmiştir.
- ❖ Yapılan optimizasyon çalışması neticesinde, sistemin birim elektrik üretim maliyetinin % 24 düşüş oranıyla 0,154 \$/kW' a düştüğü, geri ödeme süresinin de % 41 daha da kısalarak 5,7 yıla indiği tespit edilmiştir. Ayrıca, elektrik satış bedelinin 0,25 \$/kWh olduğu bölgede tesisin, yaklaşık 13 900 kW güç üretim kapasitesi ile yılda 7 500 saat çalışması durumunda 10 000 000 \$/yıl kar edebileceği tespit edilmiştir.
- ❖ Santralin, jeotermal akışkan üretimiyle birlikte rezervuardan gelen NCG gazlarından ötürü, üretilen birim enerji başına 7-19 g CO₂ salınımı yaptığı, ancak santralde üretilen elektriksel güce eşdeğer gücün, bir gaz türbininde üretilmesi halinde salınacak yıllık 90 000 ton CO₂ salınımını da önlediği tespit edilmiştir.
- ❖ Yapılan optimizasyon sonuçlarını çevresel açıdan değerlendirdiğimizde ise santralin yüksek basınçlı çevrim (Level-1)' nin CO₂ azalım miktarında % 4' lük bir düşüş tespit edilirken alçak basınçlı çevrim (Level-2)' de % 49' luk bir artış tespit edilmiştir. Bu durumun, optimizasyon sonuçları gereği çevrimlerin üretim kapasitelerindeki düşüş ya da artışlarından kaynaklandığı açıkça bilinmektedir. Ancak, santrali bir bütün olarak değerlendirdiğimizde de CO₂ emisyon azalım miktarında % 15 artış sağlanarak çevresel açıdan olumlu yönde bir kazanç elde edilmiştir.

Sonuç olarak, yapılan bu çalışma neticesinde, elde edilen deneysel veriler, sistem çalışma konfigürasyonu ve mevsimlere bağlı performans değişimleri bir arada ele alındığında, sisteme entegre edilmiş kızdırıcılar vasıtasıyla türbin giriş parametrelerinin (türbin giriş basıncı, türbin giriş sıcaklığı vs.) değiştirilmesi suretiyle yapılan simülasyonların, sistem performansına olan etkileri incelenmiş ve elde edilen sonuçlar doğrultusunda ilave bir ekipmana gerek duymaksızın, sadece türbin giriş parametrelerinin optimizasyonu ile sistem performansının arttırılabileceği tespit edilmiştir.



KAYNAKLAR

- 1 A. Koç, H. Yağlı, Y. Koç ve İ. Uğurlu, “Dünyada ve Türkiye’de enerji görünümünün genel değerlendirilmesi”, *Mühendis ve Makina Derg.*, c. 59, sayı 692, ss. 84–112, 2018.
- 2 O. Akbay ve F. Yılmaz, “Flaş İkili Jeotermal Güç Üretim Santralinin Termodinamik Analizi ve Performans Karşılaştırması”, *El-Cezeri Fen ve Mühendislik Derg.*, c. 2021, sayı 1, ss. 445–461, Ara. 2020.
- 3 T. H. Cetin, M. Kanoglu ve F. Bedir, “Integration of cryogenic energy storage and cryogenic organic cycle to geothermal power plants”, *Geothermics*, c. 87, sayı February, s. 101830, Eyl. 2020.
- 4 P. D. Malwe vd., “Dynamic simulation and exergy analysis of an Organic Rankine Cycle integrated with vapor compression refrigeration system”, *Sustain. Energy Technol. Assessments*, c. 53, sayı PD, s. 102684, Eki. 2022.
- 5 N. DeLovato, K. Sundarnath, L. Cvijovic, K. Kota ve S. Kuravi, “A review of heat recovery applications for solar and geothermal power plants”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, c. 114, sayı April, s. 109329, 2019.
- 6 A. Razmjoo, L. Gakenia Kaigutha, M. A. Vaziri Rad, M. Marzband, A. Davarpanah ve M. Denai, “A Technical analysis investigating energy sustainability utilizing reliable renewable energy sources to reduce CO2 emissions in a high potential area”, *Renew. Energy*, c. 164, ss. 46–57, Şub. 2021.
- 7 N. Karabağ, C. B. Çobanoğlu Kayıkcı ve A. Öngen, “%100 Yenilenebilir Enerjiye Geçiş Yolunda Dünya ve Türkiye”, *Eur. J. Sci. Technol.*, sayı 21, ss. 230–240, Oca. 2021.
- 8 T. S. Uyar ve D. Beşikci, “Integration of hydrogen energy systems into renewable energy systems for better design of 100% renewable energy communities”, *Int. J. Hydrogen Energy*, c. 42, sayı 4, ss. 2453–2456, Oca. 2017.
- 9 İnternet: Renewables - Fuels & Technologies - IEA. URL: <https://www.iea.org/fuels-and-technologies/renewables>, Son Erişim Tarihi: 14.09.2021.
- 10 İnternet: Elektrik - T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı. URL: <https://enerji.gov.tr/bilgi-merkezi-enerji-elektrik>, Son Erişim Tarihi: 16.09.2021.
- 11 G. E. Halkos ve E.-C. Gkampoura, “Reviewing Usage, Potentials, and Limitations of Renewable Energy Sources”, *Energies*, c. 13, sayı 11, s. 2906, Haz. 2020.
- 12 Ö. Özer, “Jeotermal elektrik santrallerinde optimum performans ve verim için sistem tasarımı ve işletme şartlarının incelenmesi”, Pamukkale Üniversitesi, 2018.
- 13 O. Ağırkaya, “Jeotermal enerji kaynaklı Organik Rankine Çevriminin modellenmesi ve analizi”, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2015.
- 14 İ. Akkuş ve H. Alan, “Türkiye’nin jeotermal kaynakları projeksiyonlar, sorunlar ve

- öneriler raporu”, Ankara, 2016.
- 15 C. Yılmaz, “Kombine flaş ikili jeotermal santrali ve entegre hidrojen üretim sisteminin yaşam döngü maliyet analizi”, Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Derg., c. 35, sayı 1, ss. 1–16, Eki. 2019.
 - 16 Anonim, “Türk Mühendis ve Mimarlar Odası Birliği Büyük Menderes Havzasında jeotermal enerji santralleri gerçeği ve Aydın ilinde kurulu JES’lerin çevresel etkileri Raporu”, Ankara, 2021.
 - 17 İnternet: ThinkGeoEnergy’s Top 10 Geothermal Countries 2020 – installed power generation capacity (MWe). URL: <https://www.thinkgeoenergy.com/thinkgeoenergys-top-10-geothermal-countries-2020-installed-power-generation-capacity-mwe/>, Son Erişim Tarihi: 07.01.2022.
 - 18 İnternet: Yenilenebilir Enerjiler 2019 Küresel Durum Raporu – Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi, 2019, URL: <https://www.dunyaenerji.org.tr/yenilenebilir-enerjiler-2019-kuresel-durum-raporu/>, Son Erişim Tarihi: 08.01.2022.
 - 19 İnternet: Jeotermal - Kaynaklar - Enerji İşleri Genel Müdürlüğü - T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı. URL: <https://enerji.gov.tr/eigm-yenilenebilir-enerji-kaynaklar-jeotermal>, Son Erişim Tarihi: 26.12.2021.
 - 20 İnternet: MTA Genel Müdürlüğü. URL: <https://www.mta.gov.tr/v3.0/hizmetler/jeotermal-harita>, Son Erişim Tarihi: 18.08.2021.
 - 21 İnternet: MTA Genel Müdürlüğü. URL: <https://www.mta.gov.tr/v3.0/arastirmalar/jeotermal-enerji-arastirmalari>, Son Erişim Tarihi: 18.08.2021.
 - 22 İ. Akkuş, “Neden Jeotermal Enerji ? Türkiye İçin Önemi , Hedefler ve Beklentiler”, Mavi Gezegen, c. 23, ss. 25–39, 2017.
 - 23 İnternet: Jeotermal Enerji Santralleri. URL: <https://www.enerjiatlası.com/jeotermal/>, Son Erişim Tarihi: 18.08.2021.
 - 24 M. Astolfi, M. C. Romano, P. Bombarda ve E. Macchi, “Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium–low temperature geothermal sources – Part B: Techno-economic optimization”, Energy, c. 66, ss. 435–446, Mar. 2014.
 - 25 G. Axelsson, T. Jónasson, M. Ólafsson, T. Egilson ve Á. Ragnarsson, “Successful Utilization of Low-Temperature Geothermal Resources in Iceland for District Heating for 80 Years”, Proc. World Geotherm. Congr., ss. 25–29, 2010.
 - 26 T. Durmuş, “Salavatlı jeotermal enerji santralının ekserji analizi”, İstanbul Teknik Üniversitesi, 2006.
 - 27 D. Moya, C. Aldás ve P. Kaparaju, “Geothermal energy: Power plant technology and direct heat applications”, Renew. Sustain. Energy Rev., c. 94, sayı June, ss. 889–901, 2018.

- 28 S. Arnórsson, “Isotopic and chemical techniques”. ss. 1–12, 2012.
- 29 J. C. Kurnia, M. S. Shatri, Z. A. Putra, J. Zaini, W. Caesarendra ve A. P. Sasmito, “Geothermal energy extraction using abandoned oil and gas wells: Techno-economic and policy review”, *Int. J. Energy Res.*, c. 46, sayı 1, ss. 28–60, Oca. 2022.
- 30 S. Yamanlar, E. D. Korkmaz ve U. Serpen, “Assessment of geothermal power potential in Buyuk Menderes Basin, Turkey”, *Geothermics*, c. 88, sayı May, 2020.
- 31 J. Faulds, M. Coolbaugh, V. Bouchot, I. Moeck, K. Oğuz ve O. Cedex, “Characterizing Structural Controls of Geothermal Reservoirs in the Great Basin , USA , and Western Turkey : Developing Successful Exploration Strategies in Extended Terranes”, *World, c. C*, sayı 2010, ss. 25–29, 2008.
- 32 C. Koroneos, A. Polyzakis, G. Xydis, N. Stylos ve E. Nanaki, “Exergy analysis for a proposed binary geothermal power plant in Nisyros Island, Greece”, *Geothermics*, c. 70, sayı August 2016, ss. 38–46, Kas. 2017.
- 33 H. Ghaebi, B. Farhang, T. Parikhani ve H. Rostamzadeh, “Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a cogeneration system for power and hydrogen production purpose based on TRR method and using low grade geothermal source”, *Geothermics*, c. 71, sayı July 2017, ss. 132–145, Oca. 2018.
- 34 A. Satman, “Jeotermal enerjinin doğası”, *Makina Mühendiesleri Odası Yayını*, ss. 3–17, 2011.
- 35 Y. Başoğul, “Environmental assessment of a binary geothermal sourced power plant accompanied by exergy analysis”, *Energy Convers. Manag.*, c. 195, sayı May, ss. 492–501, Eyl. 2019.
- 36 M. Melikoglu, “Geothermal energy in Turkey and around the World: A review of the literature and an analysis based on Turkey’s Vision 2023 energy targets”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, c. 76, sayı November 2016, ss. 485–492, 2017.
- 37 M. Kahraman, A. B. Olcay ve E. Sorgüven, “Thermodynamic and thermoeconomic analysis of a 21 MW binary type air-cooled geothermal power plant and determination of the effect of ambient temperature variation on the plant performance”, *Energy Convers. Manag.*, c. 192, sayı December 2018, ss. 308–320, Tem. 2019.
- 38 L. A. Prananto, F. B. Juangsa, R. M. Iqbal, M. Aziz ve T. A. F. Soelaiman, “Dry steam cycle application for excess steam utilization: Kamojang geothermal power plant case study”, *Renew. Energy*, c. 117, ss. 157–165, Mar. 2018.
- 39 R. DiPippo, *Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact*, 3. baskı. Butterworth-Heinemann, 2012.
- 40 E. Hernández Martínez, M. C. P. Avitia Carlos, J. I. Cisneros Solís ve M. C. M. del C. Prieto Avalos, “Thermodynamic simulation and mathematical model for single and double flash cycles of Cerro Prieto geothermal power plants”, *Geothermics*, c. 83, sayı August 2019, s. 101713, Oca. 2020.
- 41 S. Mohammadzadeh Bina, S. Jalilinasrabad, ve H. Fujii, “Exergoeconomic analysis

- and optimization of single and double flash cycles for Sabalan geothermal power plant”, *Geothermics*, c. 72, sayı August 2017, ss. 74–82, Mar. 2018.
- 42 M. Hijriawan vd., “Organic Rankine Cycle (ORC) in geothermal power plants”, *J. Phys. Conf. Ser.*, c. 1402, sayı 4, s. 044064, Ara. 2019.
- 43 P. Ziółkowski vd., “Different design aspects of an Organic Rankine Cycle turbine for electricity production using a geothermal binary power plant”, *Energy Convers. Manag.*, c. 246, 2021.
- 44 A. Ahmadi vd., “Applications of geothermal organic Rankine Cycle for electricity production”, *J. Clean. Prod.*, c. 274, 2020.
- 45 R. Loni vd., “A review of solar-driven organic Rankine cycles: Recent challenges and future outlook”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, c. 150, sayı June, s. 111410, 2021.
- 46 A. H. Kıvanç, “Kızıldere jeotermal santralinde uygulanabilecek farklı çevrim modelleri ile santral güçlerinin karşılaştırılması”, İstanbul Teknik Üniversitesi, 2010.
- 47 A. Aali, N. Pourmahmoud, ve V. Zare, “Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of a novel combined flash-binary cycle for Sabalan geothermal power plant in Iran”, *Energy Convers. Manag.*, c. 143, ss. 377–390, Tem. 2017.
- 48 H. Yağlı, Y. Koç ve H. Kalay, “Optimisation and exergy analysis of an organic Rankine cycle (ORC) used as a bottoming cycle in a cogeneration system producing steam and power”, *Sustain. Energy Technol. Assessments*, c. 44, sayı January, s. 100985, Nis. 2021.
- 49 T. Van Nguyen, T. Knudsen, U. Larsen ve F. Haglind, “Thermodynamic evaluation of the Kalina split-cycle concepts for waste heat recovery applications”, *Energy*, c. 71, ss. 277–288, 2014.
- 50 L. Cao, J. Wang, ve Y. Dai, “Thermodynamic analysis of a biomass-fired Kalina cycle with regenerative heater”, *Energy*, c. 77, ss. 760–770, Ara. 2014.
- 51 Ö. Köse, Y. Koç, ve H. Yağlı, “Performance improvement of the bottoming steam Rankine cycle (SRC) and organic Rankine cycle (ORC) systems for a triple combined system using gas turbine (GT) as topping cycle”, *Energy Convers. Manag.*, c. 211, sayı March, s. 112745, May. 2020.
- 52 G. Pei, J. Li, ve J. Ji, “Working Fluid Selection for Low Temperature Solar Thermal Power Generation with Two-Stage Collectors and Heat Storage Units”, içinde *Solar Collectors and Panels, Theory and Applications*, Sciyo, 2010.
- 53 A. Kurbanoglu, H. Yağlı, C. Karakuş, A. Koç ve E. Baltacıoğlu, “Demir çelik sektöründe atık ısının Organik Rankine Çevrimi ile kullanılabilirliği ve ekserjisi”, içinde *Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 2013, c. 19, ss. 5–10.
- 54 Ö. Köse, Y. Koç ve H. Yağlı, “Energy, exergy, economy and environmental (4E) analysis and optimization of single, dual and triple configurations of the power systems: Rankine Cycle/Kalina Cycle, driven by a gas turbine”, *Energy Convers. Manag.*, c. 227, sayı November, s. 113604, Oca. 2021.

- 55 H. Chen, D. Y. Goswami ve E. K. Stefanakos, “A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, c. 14, sayı 9, ss. 3059–3067, Ara. 2010.
- 56 Y. Koç, H. Yağlı ve I. Kalay, “Energy , Exergy , and Parametric Analysis of Simple and Recuperative Organic Rankine Cycles Using a Gas Turbine – Based Combined Cycle”, *Enerj. Mühendisliği Derg.*, c. 146, sayı 5, ss. 1–20, 2020.
- 57 Y. Koç, H. Yağlı ve A. Koç, “Exergy Analysis and Performance Improvement of a Subcritical/Supercritical Organic Rankine Cycle (ORC) for Exhaust Gas Waste Heat Recovery in a Biogas Fuelled Combined Heat and Power (CHP) Engine Through the Use of Regeneration”, *Energies*, c. 12, sayı 4, s. 575, Şub. 2019.
- 58 J. Bao ve L. Zhao, “A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, c. 24, ss. 325–342, 2013.
- 59 A. H. Kıvanç ve U. Serpen, “Jeotermal santrallerin karşılaştırılması”, *X. Ulus. Tesisat Mühendisliği Derg.*, ss. 111–128, 2011.
- 60 W. C. Reynold, *Thermodynamic properties in SI*. 1979.
- 61 A. Erdoğan ve S. Küçüka, “Bir Jeotermal Enerji Santralının Termodinamik Analizi ve Hava ve Su Soğutmalı Çevrim Performanslarının Değerlendirilmesi”, *14. Ulus. Tesisat Mühendisliği Kongresi*, ss. 183–194, 2019.
- 62 J. Wang, Z. Yan, M. Wang, S. Ma ve Y. Dai, “Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source”, *Energy*, c. 49, sayı 1, ss. 356–365, Oca. 2013.
- 63 A. Javanshir ve N. Sarunac, “Thermodynamic analysis of a simple Organic Rankine Cycle”, *Energy*, c. 118, ss. 85–96, Oca. 2017.
- 64 X. Liu, M. Wei, L. Yang, ve X. Wang, “Thermo-economic analysis and optimization selection of ORC system configurations for low temperature binary-cycle geothermal plant”, *Appl. Therm. Eng.*, c. 125, ss. 153–164, Eki. 2017.
- 65 C. YILMAZ, “Düşük Enerji Seviyeli Kaynakla Çalışan Afyon Jeotermal Güç Santralının Performans Değerlendirilmesi”, *Konya J. Eng. Sci.*, c. 8, sayı 3, ss. 448–465, Eyl. 2020.
- 66 S. Safarian ve F. Aramoun, “Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs)”, *Energy Reports*, c. 1, ss. 1–7, Kas. 2015.
- 67 H. Nami, A. Nemati, ve F. Jabbari Fard, “Conventional and advanced exergy analyses of a geothermal driven dual fluid organic Rankine cycle (ORC)”, *Appl. Therm. Eng.*, c. 122, ss. 59–70, Tem. 2017.
- 68 M. K. Baltacıoğlu, H. Yağlı, C. Baydar ve Yasin Erdoğan, “6th International Hydrogen Technologies Congress”, içinde *An Alternative Pathway from Hot Dry Rock to Green Hydrogen*, 2022, ss. 244–246.
- 69 C. Yilmaz, “Life cycle cost assessment of a geothermal power assisted hydrogen

- energy system”, *Geothermics*, c. 83, sayı September 2019, s. 101737, Oca. 2020.
- 70 J. Eichman, A. Townsend ve M. Melaina, “Economic Assessment of Hydrogen Technologies Participating in California Electricity Markets Economic Assessment of Hydrogen Technologies Participating in California Electricity Markets”, *Natl. Renew. Energy Lab.*, sayı February, s. 31, 2016.
- 71 A. H. Bademlioğlu, “Jeotermal enerji kullanılarak sıvı hidrojen üretimi için geliştirilen ORC destekli çok fonksiyonlu bir sistemin modellenmesi, termodinamik optimizasyonu ve eksergoekonomik analizi”, *Uludağ Üniversitesi*, 2020.
- 72 İnternet: Dora 4 Jeotermal Enerji Santrali. URL: <https://www.enerjiatlası.com/jeotermal/dora-4-jeotermal-enerji-santrali.html>, Son Erişim Tarihi: 08.09.2021.
- 73 DORA-4 Jeotermal Enerji Santrali, “MEGE - Menderes Jeotermal Elektrik Üretim A.Ş.” DORA-4 Jeotermal Enerji Santrali, Aydın, Köşk.
- 74 İnternet: MEGE - Menderes Jeotermal Elektrik Üretim A.Ş. URL: <https://megeelektrik.com.tr/page/dora-4>, Son Erişim Tarihi: 20.10.2022.
- 75 H. K. Ates ve U. Serpen, “Jeotermal kaynaklardan açığa çıkan karbondioksitten elektrik üretimi ve uygulama projeleri”, 2017.
- 76 N. Aksoy, O. S. Gok, H. Mutlu ve G. Kılınc, “CO2 Emission from Geothermal Power Plants in Turkey”, *Proc. World Geotherm. Congr. 2015*, c. 1, sayı April, ss. 19–25, 2015.
- 77 A. Koc, H. Yagli, C. Karakus, Y. Koc ve S. Aslan, “Analysis of a Kalina cycle integrated with a reheat furnace”, *Int. J. Exergy*, c. 38, sayı 4, s. 457, 2022.
- 78 J. Clarke ve J. T. McLeskey, “Multi-objective particle swarm optimization of binary geothermal power plants”, *Appl. Energy*, c. 138, ss. 302–314, Oca. 2015.
- 79 M. A. Ehyaei, A. Ahmadi, M. A. Rosen ve A. Davarpanah, “Thermodynamic Optimization of a Geothermal Power Plant with a Genetic Algorithm in Two Stages”, *Processes*, c. 8, sayı 10, s. 1277, Eki. 2020.
- 80 G. Wang, C. Wang, Z. Chen ve P. Hu, “Design and performance evaluation of an innovative solar-nuclear complementarity power system using the S–CO2 Brayton cycle”, *Energy*, c. 197, s. 117282, Nis. 2020.
- 81 E. Assareh, S. Hoseinzadeh, D. E. Ghersi, E. Farhadi, S. Keykhah ve M. Lee, “Energy, exergy, exergoeconomic, exergoenvironmental, and transient analysis of a gas-fired power plant-driven proposed system with combined Rankine cycle: thermoelectric for power production under different weather conditions”, *J. Therm. Anal. Calorim.*, sayı 0123456789, Eki. 2022.
- 82 Y. A. Cengel ve M. A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 8. baskı. New York, USA, 2011.
- 83 A. Bejan, G. Tsatsaronis, ve M. Moran, *Thermal Design and Optimization*, 1. baskı.

- New York, NY, USA, 1996.
- 84 A. Ustaoglu, H. Torlaklı, A. Ergün, E. Erdoğan ve M. Emin Akay, “Advanced exergy analysis of an integrated solid waste fueled cogeneration system based on organic Rankine Cycle for different working fluids”, *Energy Convers. Manag.*, c. 270, sayı June, s. 116294, Eki. 2022.
 - 85 A. H. Mosaffa, N. H. Mokarram ve L. G. Farshi, “Thermo-economic analysis of combined different ORCs geothermal power plants and LNG cold energy”, *Geothermics*, c. 65, ss. 113–125, 2017.
 - 86 H. Ghaebi, A. S. Namin ve H. Rostamzadeh, “Exergoeconomic optimization of a novel cascade Kalina/Kalina cycle using geothermal heat source and LNG cold energy recovery”, *J. Clean. Prod.*, c. 189, ss. 279–296, 2018.
 - 87 S. Mohammadzadeh Bina, S. Jalilinasrabad ve H. Fujii, “Energy, economic and environmental (3E) aspects of internal heat exchanger for ORC geothermal power plants”, *Energy*, c. 140, ss. 1096–1106, Ara. 2017.
 - 88 S. Yao, Y. Zhang ve X. Yu, “Thermo-economic analysis of a novel power generation system integrating a natural gas expansion plant with a geothermal ORC in Tianjin, China”, *Energy*, 2018.
 - 89 S. Mohammadzadeh Bina, S. Jalilinasrabad ve H. Fujii, “Thermo-economic evaluation of various bottoming ORCs for geothermal power plant, determination of optimum cycle for Sabalan power plant exhaust”, *Geothermics*, c. 70, sayı June, ss. 181–191, Kas. 2017.
 - 90 S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, S. De Schampheleire ve M. De Paepe, “Part load based thermo-economic optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system”, *Appl. Energy*, c. 111, ss. 871–881, Kas. 2013.
 - 91 S. M. S. Mahmoudi, A. Pourreza, A. D. Akbari ve M. Yari, “Exergoeconomic evaluation and optimization of a novel combined augmented Kalina cycle/gas turbine-modular helium reactor”, *Appl. Therm. Eng.*, c. 109, ss. 109–120, Eki. 2016.
 - 92 Y. E. Yuksel, M. Ozturk ve I. Dincer, “Thermodynamic analysis and assessment of a novel integrated geothermal energy-based system for hydrogen production and storage”, *Int. J. Hydrogen Energy*, c. 43, sayı 9, ss. 4233–4243, Mar. 2018.
 - 93 Y. E. Yüksel ve M. Öztürk, “Thermodynamic analysis of a multigeneration energy system based geothermal energy”, *Pamukkale Univ. J. Eng. Sci.*, c. 26, sayı 1, ss. 113–121, 2020.
 - 94 A. Mikhaylov, N. Moiseev, K. Aleshin ve T. Burkhardt, “Global climate change and greenhouse effect”, *Entrep. Sustain. Issues*, c. 7, sayı 4, ss. 2897–2913, Haz. 2020.
 - 95 A. Qazi vd., “Towards Sustainable Energy: A Systematic Review of Renewable Energy Sources, Technologies, and Public Opinions”, *IEEE Access*, c. 7, ss. 63837–63851, 2019.

- 96 T. Fridriksson, A. M. Merino, A. Y. Orucu ve P. Audinet, “Greenhouse Gas Emissions from Geothermal Power Production”, Proceedings, 42nd Work. Geotherm. Reserv. Eng., ss. 1–12, 2017.
- 97 J. Bonafin, C. Pietra, A. Bonzanini ve P. Bombarda, “CO2 emissions from geothermal power plants: evaluation of technical solutions for CO2 reinjection”, Eur. Geotherm. Congr. 2019, Den Haag, Netherlands, 11-14 June 2019, sayı June, s. 9, 2019.
- 98 N. Aksoy, “Türkiye’de jeotermal kaynaklardan elektrik üretimi”, içinde 14. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 2019, ss. 15–24.
- 99 K. Rahbar, S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah ve N. Moazami, “Modelling and optimization of organic Rankine cycle based on a small-scale radial inflow turbine”, Energy Convers. Manag., c. 91, ss. 186–198, Şub. 2015.
- 100 E. Fadiga, N. Casari, A. Suman ve M. Pinelli, “CoolFOAM: The CoolProp wrapper for OpenFOAM”, Comput. Phys. Commun., c. 250, s. 107047, May. 2020.
- 101 I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin ve V. Lemort, “Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp”, Ind. Eng. Chem. Res., c. 53, sayı 6, ss. 2498–2508, Şub. 2014.
- 102 R. He, L. Luo, A. Shamsuddin ve Q. Tang, “Corporate carbon accounting: a literature review of carbon accounting research from the Kyoto Protocol to the Paris Agreement”, Account. Financ., c. 62, sayı 1, ss. 261–298, 2022.

DİZİN

A

adiyabatik · 52, 54
ayırıştırıcı · 17, 40

B

bakım onarım giderleri · 67
birim elektrik fiyatı · 68
birleşik ısı ve güç sistemleri · 11
Bottoming Binary Çevrimi · 20
bozulma sıcaklığı · 24
buhar baskın · 14
buhar oranı · 17, 18
buharlaşma · 14, 20, 24, 47
buharlaşma entalpisi · 47
buharlaşma ısısı · 24
buharlaştırıcı · 20, 22, 32, 34, 56, 58, 66, 88, 113
Büyük Menderes grabeni · xvi, 13

C

cari faiz oranı · 67
CoolProp yazılımı · 47

Ç

Çalışma sıvıları · 24
çevre dostu · 3, 69
çevre kirliliği · 3, 16
çevre sıcaklığı · 51
Çevrim · xviii, 20, 22, 25, 27, 46, 47, 132
çift basınçlı · 30, 37, 44

D

doğalgaz · 69, 71
donma sıcaklığı · 24
doymuş buhar · 20, 24, 44, 49, 88, 89, 113, 124
doymuş sıvı-buhar · 17
drenaj havuzu · 40
dual pressure binary cycle · 37
düşük entalpili · 12, 19, 23, 29
düşük sıcaklıklardan · 20

E

EBSILON® · 48, 73, 89
ekolojik denge · 1
ekserji akışı · 50
ekserji çıkışı · 50
ekserji dengesi · 50
ekserji girişi · 50
ekserji verimleri · 52, 84, 111
ekserji yıkımı · 50
elektriğin birim maliyeti · 68, 114
elektrik enerjisi · 2, 3, 6, 10, 11, 14, 15, 17, 18, 19, 20, 21, 23, 33, 36, 72
elektrik enerjisi üretimi · 2, 6, 15, 19
emiyon · iv, ix, xiv, 69, 71, 119, 120, 121, 122, 127
endüstriyel atık ısısı · 22
Enerji Dönüştürücü · 10, 37
enerji dönüşüm sistemi · 9, 14, 23, 27
enerji politikası · 2
entropi · xi, xvii, 24, 112

F

filtrasyon · 15
flaşlama · 21
Flaşlı-ikili tip birleşik çevrimler · vii, 20
fosil · 1, 2, 69

G

geri ödeme süresi · 34, 67, 68, 114, 115, 116, 118, 126
graben sistemleri · 5

H

hava soğutmalı · 28, 47, 54, 61, 78, 124
hidrojen üretimi · 12, 33, 34, 133

I

ısı değiştiricileri · xii, 19, 20, 29, 40, 81

ısı geçişi · 19, 76
ısı kaynağı · 10, 41
ısı transfer katsayısı · 66
ısı transfer yüzey sıcaklığı · 50, 51
ısının ekserji akışı · 50
ısıtma · 6, 10, 11, 15, 20, 33
ıslak tip akışkanlar · 24

İ

ideal kullanım süresi · 67
iki akışkanlı · 37
İki fazlı · 19
ikili (binary) tip · 9, 19, 32, 44, 88, 113
ikinci yasa · 50
ikinci yasa analizi · 52
ikincil akışkana · 20, 46, 75, 93, 102
ikincil çevrim · 20
ilk yatırım maliyeti · 19
izentropik tip akışkanlar · 24

J

jeneratör · 45, 46, 52
jeotermal akışkan · 18, 19, 30, 39, 40, 42, 43, 44, 45, 46, 49, 56, 58, 60, 64, 70, 95, 119, 127
Jeotermal enerji · iv, xi, xii, xv, xviii, 3, 8, 10, 14, 23, 27, 29, 32, 36, 39, 43, 44, 46, 70, 74, 84, 89, 119, 120, 128, 133
jeotermal etkinlik · 10
jeotermal havza · 13
jeotermal saha · 7, 14
jeotermal su · 10, 20, 40, 45, 70, 75, 89, 90, 93, 100, 101, 102, 103, 105, 123

K

kabuklaşma · 21, 46
karbondioksit · 69
kinetik enerji · 52, 54
kojenerasyon · 11
kombine güç sistemleri · 11
konvansiyonel · 22
kömür · 69
kritik basıncı · 24
kritik sıcaklığı · 24

kullanım ömrü · 67
 kur bilgileri · 67
 Kuru buhar çevrimi · vii, 15
 Kuru tip akışkanlar · 24
 kuyu başı · 20, 27, 31, 40
 Kuyu başı basıncı · 40
 Küresel ısınma potansiyeli · xviii, 23
 küresel iklim değişiklikleri · 1, 69
 kütle akışı · 50
 kütle korunum denklemleri · 62
 KYOTO · 122

L

Lindal diyagramı · 11
 logaritmik ortalama sıcaklık farkı · 66

M

MB Holding · 36
 Menderes Geothermal · 36
 mil işi · 19, 20, 45, 46, 52

N

NCG gazları · 46, 70
 net iş · 51
 n-pentan · 25, 30, 47

O

optimizasyonu · viii, x, 14, 21, 29, 44, 48, 73, 89, 90, 99, 100, 101, 102, 103, 107, 108, 110, 127, 133
 organik çalışma akışkanı · x, 20, 26

Organik Rankine çevrimi · 9, 20, 24, 88, 113
 ortam sıcaklığı · 24, 50
 Ozon inceltme potansiyeli · xviii, 23

Ö

ölü hal · 51
 ön ısıtma · 20
 özgül ekserji · 50

P

petrol · 69
 PLC işlemcili otomasyon · 37, 38

R

Rankine çevrimi · 20, 21, 23, 52
 reenjeksiyon · 20, 70
 rejeneratif · 30, 88, 124
 rezervuar · 10, 16, 18, 39, 40, 42, 43, 45, 46, 70, 102, 104
 Rezervuar basıncı · 14

S

sanayileşme · 1
 SCADA · xv, 37, 38, 40, 41, 47, 52, 61, 70, 73, 88, 119, 123, 124
 sera gazı · 69
 sera gazları · 1
 sermaye geri kazanım maliyeti · 67
 sıvı baskın · 14, 19, 46
 sıvı faz · 17, 41

simülasyon · 48, 73, 89, 90, 94, 100, 103
 suyun buhar basıncı · 14
 suyun elektrolizi · 12
 süper ısıtıcı · 48, 64, 65, 73, 89, 104, 106
 sürdürülebilir · iv, 1, 2, 3, 34, 69

T

Tek ve çift flaşlı çevrimler · vii, 17
 termal enerji · 3
 termal turizm · 6, 10, 11, 15
 termodinamik · x, 9, 22, 25, 26, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 48, 52, 54, 58, 61, 63, 65, 73, 84, 85, 86, 89, 112, 133
 trijenerasyon · 11
 T-s diyagramları · 25, 112
 türbin giriş basıncı · 29, 44

Ü

üretim kuyuları · 10, 14, 36, 39, 40, 46

Y

Yatırım maliyet denklemleri · x, 66
 yatırım maliyetleri · xiii, 66, 67, 114, 115, 126
 yenilenebilir enerji · 1, 2, 3, 9, 11, 33, 34, 69, 122
 yeraltı kaynağı · 3
 yoğunlaştırıcı · 16, 24, 28, 61, 63, 66, 79, 85, 86, 88, 113, 123, 124
 yüksek entalpili · 12, 13, 46



TEKNOVERSİTE



teknoversite **AYRICALIĞINDASINIZ**

İSTE

