

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FARKLI İKLİM ŞARTLARINDAKİ
JEOTERMAL SANTRALLERİN SOĞUTMA
SİSTEMİNİN OPTİMİZASYONU**

TUĞRUL BAŞARAN

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. BURHANETTİN ÇETİN**

İSTANBUL, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FARKLI İKLİM ŞARTLARINDAKİ
JEOTERMAL SANTRALLERİN SOĞUTMA
SİSTEMİNİN OPTİMİZASYONU

Tuğrul BAŞARAN tarafından hazırlanan tez çalışması 31.07.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Burhanettin ÇETİN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

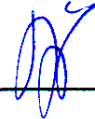
Doç. Dr. Burhanettin ÇETİN
Yıldız Teknik Üniversitesi



Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM
Yıldız Teknik Üniversitesi



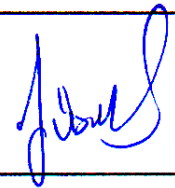
Prof. Dr. İsmail EKMEKÇİ
İstanbul Ticaret Üniversitesi



Doç. Dr. Ali Volkan AKKAYA
Yıldız Teknik Üniversitesi



Dr.Öğr. Üyesi Füsün Servin Tut HAKLIDIR
İstanbul Bilgi Üniversitesi



ÖNSÖZ

Tez çalışmamda bilgi ve deneyimlerini her zaman benimle paylaşarak çalışmama yön veren ve çok değerli katkı sağlayan üniversite hocalarım başta danışman hocam Doç.Dr. Burhanettin ÇETİN olmak üzere Doç.Dr. Hasan Hüseyin ERDEM'e, Prof.Dr.İsmail EKMEKÇİ'ye, çalışmamı başlatan Prof.Dr.Ahmet DAĞDAŞ'a; ilgili jeotermal santrallerde çalışmama teknik bilgi sağlayarak önemli destek sunan ve çalışmamın aksamadan devam etmesine yardımcı olan santral personellerine teşekkürlerimi sunarım.

Hayatımın her anında yanımda olan, benim için her türlü fedakarlıkta bulunan, zorlukları ve mutlulukları benimle paylaştıkları gibi bu süreçte de desteklerini esirgemeyen anne ve babama minnettarım.

Bu çalışma için onlarla geçirmem gereken zamandan çaldığım, bu konuda beni sonsuz anlayışla karşılayan, beni manevi yönden müthiş motive eden eşim ve çocuklarıma şükranlarımı sunarım.

Yine her zaman desteklerini esirgemeyen iş arkadaşlarıma, tecrübeleri ile bana eşsiz yardımda bulunan meslektaşım ve yakın arkadaşım Ruhi ÖZGÜR'e içten teşekkürler ederim.

Bu çalışmada kullanılan Epsilon Professional programı için oldukça uzun süreli deneme lisansı sağlayarak tarifsiz katkıda bulunan Steag AG firmasına çok teşekkür ederim. Steag firmasından Sayın Detlef GÜNZEL, Dr.Hans-Peter WOLF, Renate KUNERT-KRAUSS, Heike WIESER ve Jan SCHMITT'e bu hususta gösterdikleri yardımseverlikleri için minnettarım.

Temmuz, 2019

Tuğrul BAŞARAN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖZET	xv
ABSTRACT.....	xix
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	18
1.3 Hipotez	19
BÖLÜM 2	
JEOTERMAL ENERJİ VE JEOTERMAL SANTRALLER	21
2.1 Jeotermal Enerji ve Kullanımı	21
2.1.1 Dünya’da Jeotermal Enerji	22
2.1.2 Türkiye’de Jeotermal Enerji	25
2.2 Jeotermal Santraller.....	27
2.2.1 Kuru Buhar Kullanan Jeotermal Santraller	27
2.2.2 Flaşlı Jeotermal Santraller	28
2.2.3 Binary (ikili) Jeotermal Santraller	30
2.2.4 Kalina Çevrimi	33
BÖLÜM 3	
ENERJİ TESİSLERİNDE KULLANILAN SOĞUTMA SİSTEMLERİ	34
3.1 Soğutma Sistemleri	34
3.1.1 Doğrudan (Once-Through) Soğutma	36

3.1.2	Kapalı Çevrim Islak Soğutma.....	39
3.1.3	Kuru Soğutma	42
3.1.4	Hibrit (Islak/Kuru) Soğutma	44
3.1.4.1	Sis Önleyici Soğutma	47
3.1.4.2	Evaporatif Hibrit Soğutma.....	48
3.1.4.3	Hibrit Soğutma Sistemleri	49
3.2	Soğutma Sistemleri ve Su Kullanımı.....	53
BÖLÜM 4		
SANTRAL VE HİBRİT SOĞUTMA SİSTEMLERİ ANALİZ METODU		58
4.1	Veri Toplama	60
4.2	Santralin Modellenmesi.....	61
4.3	Matematiksel Modelleme.....	62
4.4	Sonuçlar	62
BÖLÜM 5		
JEOTERMAL SANTRALİN BİLGİSAYAR ORTAMINDA MODELLENMESİ.....		64
5.1	Modelleme Aracı Epsilon Professional	65
5.2	Modelleme Araçları Teorik Altyapısı.....	67
5.2.1	Isı Değiştiricileri.....	67
5.2.2	Türbin.....	69
5.2.3	Hava Soğutmalı Kondenser.....	71
5.2.4	Evaporatif Soğutucu	72
5.2.5	Islak Soğutma Kulesi	73
5.2.6	Yüzey Kondenseri	76
5.3	Jeotermal Santralin Modellenmesi.....	78
5.3.1	Referans Jeotermal Santralin Modellenmesi	79
5.3.2	Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santralin Modellenmesi	83
5.3.3	Evaporatif Soğutuculu Jeotermal Santralin Modellenmesi	83
5.3.4	Hibrit Kuleli Jeotermal Santralin Modellenmesi.....	84
5.3.5	Hibrit Soğutma Sistemli Jeotermal Santralin Modellenmesi.....	85
5.3.6	İlave Hava Soğutmalı Kondenserli Jeotermal Santralin Modellenmesi	85
BÖLÜM 6		
JEOTERMAL SANTRALİN MATEMATİKSEL MODELLENMESİ		87
6.1	Hava Soğutmalı Kondenser Jeotermal Santral Modeli (Referans Model) Analizi.....	88
6.2	Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santral Modeli Analizi.....	91
6.3	Evaporatif Soğutma Sistem Modeli Analizi.....	95
6.4	Hibrit Kule Modeli Analizi	102
6.5	Hibrit Soğutma Sistemi Modeli Analizi	108
6.6	İlave Hava Soğutmalı Kondenserli Jeotermal Santral Modeli Analizi	115
6.7	Hibrit Soğutma Jeotermal Santral Ekonomik Analizi	118

BÖLÜM 7

ÜÇ FARKLI BÖLGE İÇİN ÖRNEK ÇALIŞMA	122
7.1 Evaporatif Soğutuculu Model Analizi.....	124
7.2 Hibrit Soğutma Kuleli Model Analizi	130
7.3 Hibrit Soğutma Sistemli Model Analizi	134
7.4 İlave Soğutma Sistemli Model Analizi	138

BÖLÜM 8

SONUÇ VE ÖNERİLER	139
-------------------------	-----

SİMGE LİSTESİ

A	Alan [m^2]
C_a	İncelenen zaman aralığında düzeltme katsayısı
C_{su}	İncelenen zaman aralığında su sarfiyat katsayısı
c_p	Özgül ısı kapasitesi [$kJ/(kg \times ^\circ C)$]
dA	Diferansiyel ısı transfer alanı [m^2]
dt_w	Su sıcaklığı diferansiyel farkı [$^\circ C$]
EFF	Evaporatif soğutucunun efektiflik değeri
evp	Evaporatif soğutma sistem modeli indisi
h	Entalpi [kJ/kg]
hs	Hibrit soğutma sistemi modeli indisi
hk	Hibrit kule modeli indisi
h_L	Sudan geçen havanın entalpisi [kJ/kg]
$h_{L,s}$	Su yüzey sıcaklığında doymuş havanın entalpisi [kJ/kg]
ısl	Islak soğutma kuleli model indisi
ihk	İlave hava soğutmalı kondenser modeli indisi
k	Isı transfer katsayısı [$W/(m^2 \times K)$]
LMTD	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
M_{hk}	Hibrit kule maliyeti [$\$$]
M_{hsk}	İlave hava soğutmalı kondenser maliyeti [$\$$]
M_{kond}	Kondenser maliyeti [$\$$]
M_{sk}	Soğutma kulesi maliyeti [$\$$]
$\dot{m}$	Akışkan kütle akışı [kg/s]
$\dot{m}_a$	İncelenen zaman aralığında tüketilen su miktarı [kg/s]
$\dot{m}_{bl}$	Soğutma kulesinde yapılan blöf miktarı [kg/s]
$\dot{m}_{bu}$	Soğutma kulesinde buharlaşan su miktarı [kg/s]
$\dot{m}_{buhar}$	Buhar türbini çıkış buhar debisi [kg/s]
$\dot{m}_{circ}$	Soğutma suyu debisi [kg/s]
$\dot{m}_d$	Referans olarak alınan dizayn şartlarında harcanan su miktarı [kg/s]
$\dot{m}_{hava}$	Hava debisi [kg/s]
$\dot{m}_{mu}$	Soğutma kulesinde tamamlanan su debisi [kg/s]
$\dot{m}_{sür}$	Soğutma kulesinden çıkan hava ile sürüklenen su debisi [kg/s]
$\dot{m}_w$	Su debisi [kg/s]
net	Net güç üretim indisi
P	Akışkan basıncı [bar]

P_b	Buhar türbini çıkış basıncı [bar]
ref	Referans modeli indisi
RH_a	Dış ortam havası bağıl nemi [%]
Q_{cond}	Kondenser Isı Yüğü [kW]
Q_K	Isı değıştiricisi içinde gerçekleşen ısı kaybı [kW]
t	Zaman
th	Termal enerji indisi
T_a	Kuru termometre sıcaklığı [°C]
T_{yt}	Dış ortam yaş termometre sıcaklığı [°C]
T_c	Doğal kaynak suyu sıcaklığı [°C]
T_{cond}	Dizayn kondenser basıncına denk gelen sıcaklık [°C]
T_h	Kondenserden çıkan soğutma suyu sıcaklığı [°C]
T_o	Hava soğutmalı kondenser çıkış sıcaklığı [°C]
$T_{w,out}$	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı [°C]
$T_{w,in}$	Soğutma suyu giriş sıcaklığı [°C]
v	İş akışkanı özgül hacmi [kg/m^3]
$\dot{W}$	Güç [kW]
W	Enerji [kWh]
$\dot{W}_a$	İncelenen zaman aralığında santralde üretilen güç [kW]
$\dot{W}_d$	Dizayn koşullarında santralde üretilen güç [kW]
$\dot{W}_{fan}$	Fanlarda tüketilen elektrik gücü [kW]
x	Buhar türbini çıkış buhar kalitesi
ΔT_{WBT}	Yaş termometre sıcaklığı ile soğutma suyu çıkış sıcaklığı farkı [°C]
η_{fan}	Fan verimi
η_m	Fan motor verimi
η_{mek}	Türbin mekanik verimi
η_{iz}	Türbin izentropik verimi
ρ_{hava}	Hava Yoğunluğı [kg/m^3]
σ	Kütle transfer katsayısı [m/s]

KISALTMA LİSTESİ

ABD	Amerika Birleşik Devletleri
ACC	Air-Cooled Condenser, Hava Soğutmalı Kondenser
ASME	American Society of Mechanical Engineers, Amerikan Makine Mühendisleri Birliği
AWR	Air-water ratio, Hava su oranı
BF	Hava soğutmalı kondenser kurulum birim fiyatı [\$/kW]
CCS	Carbon Capture and Storage, Karbon Yakalama ve Depolama
CSP	Concentrating Solar Power, Konsantre edilmiş güneş enerjisi sistemleri
CTL	Coal-to-Liquid, Kömürden sıvı yakıt üretimi prosesi
EES	Engineering Equation Solver, F-Chart firmasının kapsamlı mühendislik denklem çözüm programı
EF	Elektrik Fiyatı [\$/kWh]
EGS	Enhanced Geothermal System, Geliştirilmiş Jeotermal Sistemleri
EOR	Enhanced Oil Recovery, Geliştirilmiş Petrol Kazanımı
GDS	Geri Dönüş Süresi
GTL	Gas-to-Liquid, Doğalgazdan sıvı yakıt üretimi prosesi
HSM	Hibrit Sistem Maliyeti [\$]
IECM	Integrated Environmental Control Model, Carnegie Mellon Üniversitesi fosil yakıtlı santral analiz programı
IGCC	Integrated Gasification Combined Cycle, Entegre Gazlaştırma Kombine Çevrim
İSF	İlk Sıcaklık Farkı
ORÇ	Organik Rankine Çevrimi
PVC	Poli Vinil Clorür, Petrol ve tuzdan oluşan polimer
SF	Su Maliyeti [\$/ton]
SGK	Saatlik Güç Artışı Kazancı [\$/saat]
SHS	Saatlik Harcanan Su [ton/saat]
SK	Saatlik Kazanç [\$/saat]
SSM	Saatlik Su Maliyeti [\$/saat]
TK	Toplam Kazanç [\$]
TSF	Terminal Sıcaklık Farkı [°C]

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Lindal Diyagramı.....	23
Şekil 2.2 Birincil Enerji Kaynakları.....	24
Şekil 2.3 Elektrik Üretiminde Enerji Kaynaklarının Payı	24
Şekil 2.4 Türkiye Jeotermal Kaynaklar Haritası	26
Şekil 2.5 Kuru Buhar Jeotermal Santrali Çevrimi.....	28
Şekil 2.6 Tek Flaş Prosesi Basınç-Güç Optimizasyonu	29
Şekil 2.7 Tek Flaşlı Jeotermal Santrali Çevrimi	30
Şekil 2.8 Çift Flaşlı Jeotermal Santrali Çevrimi	31
Şekil 2.9 Binary Jeotermal Santrali Çevrimi.....	32
Şekil 3.1 Doğrudan Soğutma Sistem Şeması	37
Şekil 3.2 Yüzey Kondenseri Isı Transferi	38
Şekil 3.3 Kapalı Çevrim Islak Soğutma Kulesi İşletme ve Dizayn Değişkenleri	41
Şekil 3.4 Kapalı Çevrim Islak Soğutma Kulesi İşletme ve Dizayn Değişkenleri	44
Şekil 3.5 Hibrit Soğutma Sistemi Şeması	45
Şekil 3.6 Hibrit Soğutma Kulesi Şeması	46
Şekil 3.7 Sis Önleyici Kule Sistemi.....	47
Şekil 3.8 Sis Önleyici Kule	48
Şekil 3.9 Hava Soğutmalı Kondenser Sprayleme Sistemi	49
Şekil 3.10 Hibrit Soğutma Sistemli Comanche Santrali	50
Şekil 3.11 Seri Bağlı Hava Soğutmalı Kule+Islak Soğutma Kulesi.....	51
Şekil 3.12 Entegre Hibrit Kule.....	51
Şekil 3.13 Paralel Bağlı Hava Soğutmalı Kule+Islak Soğutma Kulesi.....	52
Şekil 3.14 Heller Soğutma Sistemi.....	53
Şekil 3.15 Yakıt Hazırlama Tesisleri Su Kullanım Değerleri.....	55
Şekil 4.1 Analiz Metodu Akış Şeması	59
Şekil 5.1 Epsilon Professional Programı Arayüzü	66
Şekil 5.2 Epsilon Professional Komponent Veri Giriş Ekranı	66
Şekil 5.3 Isı Değiştirici Modeli.....	67
Şekil 5.4 Türbin Modeli.....	69
Şekil 5.5 Türbinde Farklı İzantropik Verim Değerlerinde İş Akışkanı Genişlemesi	70
Şekil 5.6 Hava Soğutmalı Kondenser Modeli.....	71
Şekil 5.7 Evaporatif Soğutucu Modeli	72
Şekil 5.8 Islak Soğutma Kulesi Modeli	73
Şekil 5.9 Merkel Grafiği	74

Şekil 5.10	Hibrit Kule Akış Şeması.....	75
Şekil 5.11	Kondenser Modeli.....	76
Şekil 5.12	Dora II Jeotermal Santrali Akış Şeması.....	78
Şekil 5.13	Referans Model.....	79
Şekil 5.14	Referans Model h-s Diyagramı.....	81
Şekil 5.15	Referans Model P-h Diyagramı	81
Şekil 5.16	Referans Model T-s Diyagramı	82
Şekil 5.17	Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santral Modeli	83
Şekil 5.18	Evaporatif Soğutuculu Jeotermal Santral Modeli	84
Şekil 5.19	Hibrit Kuleli Jeotermal Santral Modeli	84
Şekil 5.20	Hibrit Soğutma Sistemli Jeotermal Santral Modeli.....	85
Şekil 5.21	İlave Hava Soğutmalı Kondenserli Jeotermal Santral Modeli.....	86
Şekil 6.1	Referans Model Güç Karakteristik Eğrisi.....	89
Şekil 6.2	Referans Model Net Güç Karakteristik Eğrisi	90
Şekil 6.3	Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santral Modeli Güç Karakteristik Eğrisi	93
Şekil 6.4	Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santral Modeli Su Sarfiyatı Karakteristik Eğrisi.....	95
Şekil 6.5	Evaporatif Soğutmalı Model Güç Karakteristik Eğrisi	98
Şekil 6.6	Evaporatif Soğutmalı Model Su Sarfiyatı Karakteristik Eğrisi	100
Şekil 6.7	Evaporatif Soğutmalı Model Net Güç Karakteristik Eğrisi	102
Şekil 6.8	Hibrit Soğutma Kuleli Model Güç Karakteristik Eğrisi.....	104
Şekil 6.9	Hibrit Soğutma Kuleli Model Su Sarfiyatı Karakteristik Eğrisi.....	107
Şekil 6.10	Hibrit Soğutma Kuleli Model Net Güç Karakteristik Eğrisi	107
Şekil 6.11	Hibrit Soğutma Sistemli Model Güç Karakteristik Eğrisi	110
Şekil 6.12	Hibrit Soğutma Sistemli Model Su Sarfiyatı Karakteristik Eğrisi	112
Şekil 6.13	Hibrit Soğutma Sistemli Model Net Güç Karakteristik Eğrisi	114
Şekil 6.14	Referans Model Güç Karakteristik Eğrisi.....	117
Şekil 6.15	İlave Hava Soğutmalı Kondenserli Santralin Net Güç Karakteristik Eğrisi	118
Şekil 7.1	Mayıs 2018 Saatlik Dış Ortam Sıcaklık Grafiği.....	123
Şekil 7.2	Mayıs 2018 Saatlik Dış Ortam Bağıl Nem Grafiği	124
Şekil 7.3	Mayıs 2018 Evaporatif Soğutma Saatlik Güç Kazancı Grafiği	125
Şekil 7.4	Mayıs 2018 Evaporatif Soğutma Saatlik Güç Kazancı Topografik Grafiği.....	126
Şekil 7.5	Mayıs 2018 Evaporatif Soğutma Saatlik Su Sarfiyatı Grafiği.....	126
Şekil 7.6	Mayıs 2018 Evaporatif Soğutma Saatlik Su Sarfiyatı Topografik Grafiği ...	127
Şekil 7.7	Mayıs 2018 Hibrit Kule Saatlik Güç Kazancı Grafiği	131
Şekil 7.8	Mayıs 2018 Hibrit Kule Saatlik Güç Kazancı Topografik Grafiği	131
Şekil 7.9	Mayıs 2018 Hibrit Kule Saatlik Su Sarfiyatı Grafiği.....	132
Şekil 7.10	Mayıs 2018 Hibrit Kule Saatlik Su Sarfiyatı Topografik Grafiği	133
Şekil 7.11	Mayıs 2018 Hibrit Soğutma Saatlik Güç Kazancı Grafiği	135
Şekil 7.12	Mayıs 2018 Hibrit Soğutma Saatlik Güç Kazancı Topografik Grafiği.....	135
Şekil 7.13	Mayıs 2018 Hibrit Soğutma Saatlik Su Sarfiyatı Grafiği	136
Şekil 7.14	Mayıs 2018 Hibrit Soğutma Saatlik Su Sarfiyatı Topografik Grafiği	136
Şekil 8.1	Hibrit Kule Su Fiyatına göre Yıllık Kazanç Eğrileri.....	143
Şekil 8.2	Evaporatif Soğutma Su Fiyatına göre Yıllık Kazanç Eğrileri	144

Şekil 8.3	Hibrit Soğutma Su Fiyatına göre Yıllık Kazanç Eğrileri	144
Şekil 8.4	Hibrit Kule Su Fiyatına göre Geri Dönüş Süresi.....	146
Şekil 8.5	Evaporatif Soğutma Su Fiyatına göre Geri Dönüş Süresi	146
Şekil 8.6	Hibrit Soğutma Su Fiyatına göre Geri Dönüş Süresi.....	147

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1	Enerji Santrallerinin Kaynaklardan Çektikleri ve Tükettikleri Su Değerleri 54
Çizelge 5.1	Dora II Jeotermal Santrali Akış Değerleri 80
Çizelge 6.1	Hava Soğutmalı Santralin Güç Karakteristik Katsayıları 88
Çizelge 6.2	Hava Soğutmalı Santralin Net Güç Karakteristik Katsayıları 90
Çizelge 6.3	Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santralin Güç Üretim Değerleri..... 92
Çizelge 6.4	Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santralin Güç Üretim Düzeltme Katsayıları 92
Çizelge 6.5	Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santralin Su Sarfiyat Miktarları 93
Çizelge 6.6	Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santralin Su Sarfiyat Katsayıları 94
Çizelge 6.7	Evaporatif Soğutmalı Santralin Güç Üretim Değerleri 96
Çizelge 6.8	Evaporatif Soğutmalı Santralin Güç Üretim Düzeltme Katsayı Değerleri..... 97
Çizelge 6.9	Evaporatif Soğutmalı Santralin Su Sarfiyat Miktarları..... 99
Çizelge 6.10	Evaporatif Soğutmalı Santralin Su Sarfiyat Katsayıları 100
Çizelge 6.11	Evaporatif Soğutmalı Santralin Net Güç Üretim Değerleri 101
Çizelge 6.12	Evaporatif Soğutmalı Santralin Net Güç Üretim Düzeltme Katsayıları . 101
Çizelge 6.13	Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Güç Üretim Değerleri..... 103
Çizelge 6.14	Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Güç Düzeltme Katsayıları..... 104
Çizelge 6.15	Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Su Sarfiyat Miktarları 105
Çizelge 6.16	Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Su Sarfiyat Katsayıları 105
Çizelge 6.17	Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Net Güç Üretim Değerleri..... 108
Çizelge 6.18	Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Net Güç Düzeltme Katsayıları 108
Çizelge 6.19	Hibrit Soğutma Sistemli Santralin Güç Üretim Değerleri..... 109
Çizelge 6.20	Hibrit Soğutma Sistemli Santralin Güç Düzeltme Katsayıları 110
Çizelge 6.21	Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Su Sarfiyatı Miktarları 112
Çizelge 6.22	Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Su Sarfiyatı Katsayıları..... 113
Çizelge 6.23	Hibrit Soğutma Sistemli Santralin Net Güç Üretim Değerleri 114
Çizelge 6.24	Hibrit Soğutma Sistemli Santralin Net Güç Düzeltme Katsayıları 115
Çizelge 6.25	İlave Hava Soğutmalı Kondenserli Santralin Güç Karakteristik Katsayıları 116
Çizelge 6.26	İlave Hava Soğutmalı Kondenserli Santralin Net Güç Karakteristik Katsayıları 118
Çizelge 7.1	Evaporatif Soğutucu için Regresyon Denklemi ile Yapılan Hesaplama . 128

Çizelge 7.2	Evaporatif Soğutucu ile Yapılan Hassas Hesaplama.....	128
Çizelge 7.3	Evaporatif Soğutucu ile Yapılan Hesaplama Hata Payı.....	129
Çizelge 7.4	Evaporatif Soğutucu ile Yatırım Geri Dönüş Süresi	129
Çizelge 7.5	Hibrit Kule ile Soğutma Regresyonlu Analiz	130
Çizelge 7.6	Hibrit Kule ile Soğutma Hassas Analiz	130
Çizelge 7.7	Hibrit Kule ile Soğutma Hata Payı Analizi.....	132
Çizelge 7.8	Hibrit Kule ile Soğutma Hata Payı Analizi.....	133
Çizelge 7.9	Hibrit Soğutma Sistemi ile Soğutma (Regresyonlu Analiz).....	134
Çizelge 7.10	Hibrit Soğutma Sistemi ile Soğutma (Hassas Analiz).....	134
Çizelge 7.11	Hibrit Soğutma Sistemi Hata Payı	137
Çizelge 7.12	Hibrit Soğutma Sistemi Ekonomik Analizi	137
Çizelge 7.13	İlave Kuru Soğutma Sistemi ile Soğutma (Regresyon Analizi).....	138
Çizelge 7.14	İlave Kuru Soğutma Sistemi Ekonomik Analiz	138
Çizelge 8.1	Tüm Sistemlerin Ekonomik Analizi	140
Çizelge 8.2	Net Güç Üretim Değerlerine göre Sistemlerin Ekonomik Analizi.....	141
Çizelge 8.3	Su Fiyatına göre Hassasiyet Analizi	142
Çizelge 8.4	Su Fiyatına göre Geri Dönüş Süreleri Hassasiyet Analizi	145

**FARKLI İKLİM ŞARTLARINDAKİ
JEOTERMAL SANTRALLERİN SOĞUTMA
SİSTEMİNİN OPTİMİZASYONU**

Tuğrul BAŞARAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Burhanettin ÇETİN

Modern dünyada elektrik enerjisi, gıda, barınma, sağlık gibi en temel ihtiyaçlardan birisi haline gelmiştir. Elektrik enerjisi evlerden sanayiye tüm alanlarda ve sağlıktan ulaşıma tüm sektörler için yaşamsal önem taşımaktadır. Bu enerjinin önemli bir kısmı hala fosil yakıtlı konvansiyonel elektrik santralleri ile üretilmektedir. İklim değişikliğine negatif etkileri nedeniyle söz konusu santraller yavaş yavaş kullanımdan çıkarılmaktadır. Almanya gibi bazı gelişmiş ülkeler ileride bu santralleri tamamen kapatacaklarını açıklamaktadırlar. Nükleer enerji konusundaki atıkların depolanması ve güvenlik endişeleri, nükleer santrallerin yaygınlaşmasında soru işaretleri oluşturmaktadır. Bununla birlikte, nükleer enerji sera gazları yaymadan elektrik üretimi yapabilen önemli bir alternatiftir. Son yıllarda ise rüzgar, jeotermal, güneş, biyokütle gibi yenilenebilir enerji kaynakları daha önemli hale gelmiştir.

Jeotermal enerji de dünya genelinde yaygın olarak kullanılan yenilenebilir kaynaklarından biridir. Jeotermal enerjinin diğer yenilenebilir enerji çeşitlerine göre önemli avantajları vardır. Jeotermal kaynaklardan kesintisiz, sürekli, sürdürülebilir ve meteorolojik koşullara bağlı olmadan, güvenilir enerji elde edilebilir. Diğer yenilenebilir kaynaklardan enerji üretimi jeotermale göre daha kısıtlı olabilmektedir.

Jeotermal santrallerde su ve hava soğutmalı sistemler soğutma işlemi için kullanılabilir. Yaygın olarak enerji üretiminde kullanılan binary tip santrallerde, ağırlıklı olarak hava soğutmalı sistemler kullanılmaktadır. Bu nedenle bu tip jeotermal santrallerde soğutma akışkanı olarak havanın kullanıldığı kuru soğutma sistemleri tercih edilmektedir. Kuru soğutma sistemleri su tüketmezler. Bununla birlikte kuru soğutma sistemlerinin uygulandığı santrallerin sıcak günlerde performansları önemli ölçüde düşer. Bir miktar suyun kullanıldığı ıslak soğutma sistemlerinin kuru soğutma bileşenlerine eklenmesi ile hibrit soğutma sistemleri oluşturulabilir. Hibrit soğutma sistemleri tamamen ıslak soğutma sistemlerine göre daha az su harcarlar ve santral performansı daha yüksektir. Bu sistemler sayesinde sıcaklığın yüksek olduğu günlerde daha az soğutma suyu harcanarak santralin üretim kapasitesi artar.

Bu çalışmada farklı hibrit soğutma sistemi seçenekleri değerlendirilmiştir. Bu amaçla bir analiz metodu geliştirilmiştir. Çalışmada ortaya çıkarılan metod ile jeotermal santralde sıcak havalarda düşen performansı iyileştirmek için kullanılan sistemlerin ekonomik analizi gerçekleştirilebilmektedir. Ayrıca bu sistemlerin kullandığı su miktarları da hesaplanabilmektedir.

Çalışmada geliştirilen analiz metodunun adımları takip edilerek gerçek bir jeotermal santralin verileri ile bilgisayar ortamında jeotermal santral ve hibrit soğutma sistem modelleri Epsilon Professional programında hazırlanmış, ardından matematiksel modelleme ile analiz için kullanılan denklemler türetilmiştir. Denklemlerde iklim verileri yerlerine konarak hesaplama yapılabilir. Çalışmada, kuru hava termometre sıcaklığı ve bağıl nem, denklemlerde değişken olarak kullanılan iklim değerleridir. Analizin yapılacağı bölgede bulunan yerel meteoroloji istasyonundan alınan değerler geliştirilen denklemlerde yerlerine konularak hesaplamalar yapılabilir. Böylece çalışmada üretilen denklemler ile farklı iklimlerde çalışan santrallerin analizlerinin yapılması imkanı olmaktadır. Analizlerde kullanılan iklim verileri için istenilen zaman aralığı kullanılabilir. Zaman dilimi küçüldükçe, hesaplamalardaki hata oranı azalır. Çalışmada saatlik veriler kullanılmıştır.

Epsilon Professional programı, ticari bir profesyonel termodinamik dizayn ve analiz yazılımıdır. Çalışmada, jeotermal santralin referans modeli, tamamen ıslak soğutma yapılan model, ilave kuru soğutma yapılan model ve üç farklı hibrit soğutma sistemi modelleri kurulmuştur. Hazırlanan hibrit soğutma modelleri şunlardır: hava soğutmalı kondenser giriş havası sıcaklığının evaporatif soğutma tekniği ile düşürüldüğü model, ıslak ve kuru soğutma sektörlerinin entegre edildiği hibrit kulenin kullanıldığı model ve ıslak ve kuru soğutma sistemlerinin seri olarak bağlandığı hibrit soğutma sistem modeli. Modellerin güç üretim ve su tüketim karakteristik özellikleri bulunmuştur. Bu veriler kullanılarak matematiksel modelleme yapılmış ve her bir model için dış ortam ve bağıl nem değerlerine göre santralin ürettiği gücü ve harcanan su miktarının hesaplanabildiği denklemler geliştirilmiştir. Böylece farklı iklim şartlarında hibrit soğutma sistemlerinin gösterdiği performans ve bu sistemlerde tüketilen su miktarlarının hesaplanabildiği matematiksel modeller literatüre kazandırılmıştır.

Hazırlanan modeller ile farklı iklimlerde bulunan santrallerin güç üretim ve su tüketim değerleri bulunabilir. Saatlik dış ortam sıcaklık ve bağıl nem değerleri kullanılarak hassas hesaplamalar yapılabilir. İncelenen santralin bulunduğu bölgenin su rezervleri dikkate alınarak hibrit soğutma sistemlerinin yıl içerisinde çalıştırılacağı zaman aralıkları

belirlenebilir. Çalışmada sunulan modeller ile santral işletmecileri kendi koşullarına göre hibrit soğutma sistemlerini kıyaslayabilir.

Bu çalışmada oluşturulan modeller kullanılarak Türkiye’de jeotermal sahaların ve üretim santrallerinin bulunduğu üç farklı bölgenin iklim koşulları göz önüne alınarak örnek vaka analizi gerçekleştirilmiştir. Analiz için Aydın-Köşk, Kütahya-Simav ve Çanakkale-Ayvacık ilçeleri seçilmiştir. Örnek çalışma için faal jeotermal kuyuların bulunduğu yerlerden seçim yapılmıştır. Bu bölgelerde hâlihazırda üretim yapan jeotermal santraller bulunmaktadır. Ayrıca iklimleri birbirinden farklı olan bölgeler seçilmiştir. Aydın-Köşk sıcak ve nemli bir iklime sahip iken Kütahya-Simav daha soğuk ve kuru bir iklime sahiptir. Çanakkale-Ayvacık ise ılıman ve fazla nemli olmayan bir iklime sahiptir. Bu ilçelerdeki Meteoroloji Müdürlüğü yerel istasyon verilerinden elde edilen Mayıs-Eylül arası beş aylık zaman diliminin saatlik dış ortam sıcaklık ve bağıl nem değerleri kullanılarak tüm modeller için analizler gerçekleştirilmiştir. Bütün modeller için saatlik güç artışı ve su tüketim değerleri bulunmuş, toplam mali getiri hesaplanmıştır. Hibrit sistemlerin beş aylık çalışma getirisinin yıllık kazanca tekâbül ettiği varsayılmış ve her hibrit sistemin maliyeti göz önüne alınarak yatırım geri dönüş süreleri hesaplanmıştır.

Hibrit kule sistemi kullanıldığında Köşk’te 623.651 \$/yıl, Ayvacık’ta 496.829 \$/yıl ve Simav’da 498.498 \$/yıl kazanç elde edildiği hesaplanmıştır. Bu değerler brüt güç üretimi dikkate alınarak hesaplanmıştır. Santral iç ihtiyacı hesaplamaya dâhil edilip net güç üretimine göre analiz yapılırsa Köşk’te 443.525 \$/yıl, Ayvacık’ta 326.527 \$/yıl ve Simav’da 316.689 \$/yıl getiri olacağı bulunmuştur. Hibrit kule çalıştırıldığında Köşk’te 317.802 ton/yıl, Ayvacık’ta 259.340 ton/yıl ve Simav’da 233.834 ton/yıl su harcandığı gözlenmiştir. Bu değerler tamamen ıslak soğutma sisteminde harcanan suyun sırasıyla %59,5; %51,1 ve %47,3’üdür. Bu sistemin yatırım geri dönüş süresi 12 yıldan fazla bulunduğu için ekonomik bir seçenek olmadığı değerlendirilmiştir.

Hibrit soğutma sistemi modeli ile yapılan hesaplamalarda Köşk’te 551.595 \$/yıl, Ayvacık’ta 491.485 \$/yıl ve Simav’da 510.933 \$/yıl kazanç elde edildiği, bununla birlikte sırası ile 247.101 ton/yıl, 226.506 ton/yıl ve 215.971 ton/yıl su harcandığı tespit edilmiştir. Buna göre hibrit sistem modeli ile kullanılacak su miktarının, tamamen ıslak soğutmalı sistemin tüketeceği su miktarının Köşk’te %46,28’i; Ayvacık’ta %44,6’sı ve Simav’da %43,69’u olduğu bulunmuştur. Santralin ürettiği net güç değerlerine göre yapılan analizde Köşk için 709.032 \$/yıl, Ayvacık için 653.209 \$/yıl ve Simav için 671.002 \$/yıl kazanç hesaplanmıştır. Aynı zamanda hibrit soğutma sisteminin yatırım geri dönüş süreleri tüm bölgeler için yaklaşık 1,5 yıl olarak hesaplanmıştır. Bu sonuç sistemin ekonomik olarak uygun bir tercih olduğunu göstermiştir.

Evaporatif soğutma modeli ile yapılan hesaplamada Köşk’te 275.904,7 \$/yıl, Ayvacık’ta 176.266,3 \$/yıl ve Simav’da 170.545,2 \$/yıl kazanç elde edilebileceği, bunun için sırası ile yıllık 260.919 ton, 197.826 ton ve 168.131 ton su harcandığı gözlenmiştir. Bulunan sonuçlar tamamen ıslak soğutma su tüketim değerlerinin %48,87’si, %38,96’sı ve %34,01’idir. Net güç üretimine göre Köşk’te 257.389 \$/yıl, Ayvacık’ta 162.953 \$/yıl ve Simav’da 155.442 \$/yıl maddi getiri olduğu bulunmuştur. Evaporatif soğutma ile geri dönüş süreleri 2 ile 3,5 yıl arasında değişmektedir. Çıkan sonuçlar evaporatif soğutmanın yatırım yapılabilir bir sistem olduğunu ortaya koymuştur. Evaporatif soğutma pratik manada da uygulaması en kolay ve en ucuz hibrit soğutma sistemidir.

Çıkan sonuçlar en fazla kazancın hibrit kule kullanımı ile sağlandığı, bununla beraber bu sistemin yatırım geri dönüş süresi çok fazla olduğu için ekonomik bir tercih olmadığını ortaya koymuştur. Hibrit soğutma sistemi ile hibrit kule seçeneğine yakın getiri elde edilirken yatırım geri dönüş süresi 2 yıl gibi kısa bir süre olduğu bulunmuştur. Evaporatif soğutma sistemleri ile elde edilen kazancın diğer sistemlere göre kısıtlı kaldığı, bununla birlikte su tüketiminin daha az olduğu tespit edilmiştir. Bu sistemlerin geri dönüş sürelerinin yatırım yapmak için mâkul sürelerde olduğu gözlenmiştir. Elde edilen sonuçlar farklı iklim koşullarının jeotermal santrali performans ve su tüketim değerlerini önemli ölçüde etkilediğini, bu nedenle jeotermal santral ile ilgili hesaplamalarda santralin bulunduğu bölgenin iklim koşullarının mutlaka dikkate alınması gerektiğini ortaya koymuştur.

Anahtar kelimeler : Hibrit soğutma sistemleri, jeotermal santraller, hava soğutmalı kondenser, binary jeotermal santraller.

**OPTIMISATION OF GEOTHERMAL POWER PLANT COOLING
SYSTEMS AT DIFFERENT CLIMATIC CONDITIONS**

Tuğrul BAŞARAN

Department of Mechanical Engineering
PhD Thesis

Adviser: Assoc.Prof. Dr. Burhanettin ÇETİN

Electrical energy became one of the basic human needs in the modern world as food, shelter and health. Electrical energy has vital importance from houses to the industry in all sectors from health to transportation. The important part of this energy is still produced from fossil fuelled conventional power plants. Due to environmental pressures, these power plants are gradually taken out of operation. Developed countries for example, Germany, declared that these power plants will be closed permanently in the near future. Storage of nuclear energy waste and safety fears on nuclear energy prevents spreading of nuclear power plants. On the other hand, nuclear energy is an important alternative for the generation of electricity without emission of green house gasses. In recent years, renewable energy such as hydroelectric, wind, geothermal and solar became popular.

Geothermal energy is one of the widely used renewable energy sources. Geothermal energy has some important advantages compared to other renewable energy sources. Other renewable energy sources are not reliable and consistent. However, consistent, sustainable and reliable energy can be produced from geothermal sources, independent of meteorological conditions.

In geothermal power plants, water and air cooling systems can be used for cooling process. Binary type power plants that are commonly used in energy production

mainly use air cooling systems. Therefore dry cooling systems are used in geothermal power plants where air is used as the cooling fluid. Dry cooling systems do not consume water. However the performance of these power plants with dry cooling systems drops substantially at hot days. Hybrid cooling systems can be created with addition of wet cooling systems using low amount of water to dry cooling systems. Hybrid cooling systems consume less water than completely wet cooling systems and power plant performance is higher. Due to these systems, the performance of power plants is increased with the consumption of low amount of water at hot days.

In this study, different hybrid cooling system alternatives are evaluated. For this purpose, an analysis method is developed. The generated method in this study can be used for economic analysis of systems applied for improving decreased performance of geothermal power plants under hot temperature conditions. Additionally, it is possible to calculate water consumption of these systems.

Steps of the analysis method developed in this study are followed, geothermal power plant and hybrid cooling system models based on real geothermal power plant data are prepared on Ebsilon Professional program in computer environment and equations for analysis are derived for mathematical modelling. Climate data can be used as variables in these equations for calculations. In this study, dry air thermometer temperature and relative humidity are climate values selected as variables for equations. Values obtained from local meteorological stations in analyzed region can be used in equations for calculations. Thus, it is possible to conduct analysis for different power plants operating in different climatic conditions by using these equations. Desired timeframe can be used for climatic data used in the analysis. As timeframe decreases, calculation errors decrease as well. For this study, hourly data is selected.

Ebsilon Professional program is a professional commercial thermodynamic design and analysis software. In this study, geothermal power plant reference model, the model with completely wet cooling, model with additional dry cooling system and three different hybrid cooling system models were developed. Prepared hybrid cooling models are these: the model that evaporative air coolers are added to air cooled condensers, hybrid cooling tower model which dry and wet cooling elements are integrated and the model that dry and wet cooling systems are connected in series. Power production and water consumption characteristic properties of different models were found. Mathematical modelling is conducted based on this data and for each model, equations to calculate power plant power production and consumed water amount which use dry air bulb temperature and relative humidity values as variables are developed. For each model, depending on the ambient temperature and relative humidity values, equations were developed to calculate the power production and water consumption of the power plant. As a result, equations for calculation of performance and water consumption of different hybrid systems at different climatic conditions were presented to the literature.

With models derived, values for power production and water consumption of power plants at different climates can be calculated. Using hourly ambient temperature and relative humidity, precise calculations can be made. Considering water reserves in the area where power plant is located, time periods when the hybrid cooling system will

be operated can be determined. With models derived, power plant operators can compare hybrid cooling systems according to their conditions.

With models developed in this study, case study analysis were carried out considering climatic conditions in three different regions in Turkey where geothermal fields and power plants are present. Aydın-Köşk, Kütahya-Simav and Çanakkale-Ayvacık provinces are selected for analysis. For the case study, locations with active geothermal wells are selected. These regions have operating geothermal power plants. Regions with different climatic conditions are selected. While Aydın-Köşk has hot and humid climate, Kütahya-Simav has relatively cold and dry climate. Çanakkale-Ayvacık has mild and less humid climate. For these provinces, General Directorate of Meteorology local station data are obtained for five month period between May-September and hourly dry air bulb temperature and relative humidity values are used for calculations in all models. For all these models, hourly power increase and water consumption values and total financial gain are calculated. Five month operation gain of hybrid system is accepted as annual gain and return of investment durations are calculated for each hybrid system by considering investment cost.

With the application of hybrid tower, the benefits are as follows: Köşk 623.651 \$/year, Ayvacık 496.829 \$/year and Simav 498.498 \$/year. These revenues are calculated with gross power values. If auxiliary power consumption of the geothermal power plant is considered results would be as follows; Köşk: 443.525 \$/year, Ayvacık: 326.527 \$/year and Simav: 316.689 \$/year. With the application of hybrid tower, water consumptions are as follows; Köşk: 317.802 ton/year, Ayvacık: 259340 ton/year and Simav: 233.834 ton/year. These values are 59,5%, 51,1% and 47,3% respectively compared with the water consumption of complete wet cooling systems. Return on investment was found to be more than 12 years. Therefore it was concluded that hybrid tower system is not an economic choice.

In calculations with hybrid system model, benefits are; Köşk: 551.595 \$/year, Ayvacık: 491.485 \$/year and Simav: 510.933 \$/yıl; water consumptions are: 247.101 ton/year, 226.506 ton/year and 215.971 ton/year respectively. These values are 46,28%, 44,6% and 43,69% respectively compared with the water consumption of complete wet cooling systems. Analysis with net power generation values revealed following gains; Köşk: 709.032 \$/year, Ayvacık: 653.209 \$/year and Simav: 671.002 \$/year. At the same time, return on investment for hybrid system is calculated as approximately 1,5 years in all regions. This result shows hybrid system is economically the reasonable preference.

Benefits with the evaporative cooling model are; Köşk: 275.904,7 \$/year, Ayvacık: 176.266,3 \$/year and Simav: 170.545,2 \$/year; annual water consumptions are: 260.919 ton, 197.826 ton and 168.131 ton respectively. These values are 48,87%, 38,96% and 34,01% respectively compared with the water consumption of complete wet cooling systems. Results are calculated as Köşk: 257.389 \$/year, Ayvacık: 162.953 \$/year and Simav:155.442 \$/year if analysis is carried out according to net power production values. With the evaporative cooling system the rate of return on investment varies from 2 to 3,5 years. These results emphasise that evaporative cooling is an appropriate system that is economically viable. Also evaporative cooling systems are the cheapest hybrid cooling system that can be implemented easily compared to other systems.

Results show that highest income can be gained with the application of hybrid tower. However, since the rate of return of investment is too high, it is not preferred from economic point of view. With the application of hybrid cooling system, benefits are very close to hybrid tower model, but return of investment is a short time as 2 years. The benefit with the application of evaporative cooling system is rather limited compared with other systems, however water consumption is less than others. The return of investment period for other systems were seen to be reasonable. Results found proved that the performance and water consumption of geothermal power plants are affected substantially in different climatic conditions. Therefore it was determined that climatic conditions in the area where the geothermal power plant is located should be definitely considered in calculations for geothermal power plants.

Keywords : Hybrid cooling systems, geothermal power plants, air cooled condenser, binary geothermal power plants.

1.1 Literatür Özeti

Ashwood ve Bharathan (2011) sıcak hava şartlarında jeotermal santrallerin üretimini düşük su tüketimi ile artıran alternatif hibrit soğutma sistemlerini incelemişlerdir. Çalışmada hava soğutmalı kondenser kullanan binary jeotermal santraller analiz edilmiştir. Hibrit soğutma sistemlerinin, tamamen ıslak soğutma yapılması için yeteri kadar su bulunmayan bölgelerde kuru soğutmaya ek olarak kullanılabileceği bildirilmiştir. Islak kısım için sınır değerler belirlenmiştir. Buna göre ıslak kısım soğutma yükünün %30'unu karşılamakta, yıllık çalışma süresi 1.000 saati geçmemekte ve tamamen ıslak sistemde kullanılacak suyun %3,5 kadarını kullanmaktadır. Mevcut kuru soğutma sistemlerini hibrit hale dönüştürmek için eklenen ekipmanların getirdiği maliyet dikkate alınmıştır. Seçenekler arasından iki farklı hibrit soğutma yönteminin uygun olduğunu ileri sürmüşlerdir. Birincisi, hava soğutmalı kondenserin giriş havasının evaporatif yöntemle soğutulmasıdır. Bu yöntemin geri dönüş süresinin 2 yıldan az olduğu ve mevcut bir santrale uygulanmasının kolay olduğu vurgulanmıştır. Diğer yöntem ise mevcut hava soğutmalı kondenser sistemine paralel kondenser ve ıslak soğutma kulesi kurulmasıdır. Bu yöntemin piyasada bulunabilen ekipmanlar ile uygulanabildiği ve 4,5 ila 6,1 yıl geri dönüş süresi olduğu belirtilmiştir. Bu yöntemi uygulamak için daha az araştırma ve geliştirme çalışmasına ihtiyaç duyulduğu, ilk yöntemin ise mevcut santrallerin performansını artırmak için daha uygun bir yöntem olduğu bildirilmiştir. Bununla birlikte bu yöntemde püskürtme nozullarının, nem tutucuların vb. ekipmanların, santralin çalışmasını kötü yönde etkilemeden dizayn edilmeleri gerekmektedir. Çalışmada binary jeotermal santrallerde kullanılmayan

Heller soğutma sistemleri de incelenmiştir [1]. Maulbetsch (2004) elektrik santrallerinde en fazla su tüketiminin soğutma işleminde gerçekleştiğini bildirmiştir. Çalışmasında soğutma sistem seçeneklerini maliyet, performans gibi birçok parametreyi göz önüne alarak ayrıntılı olarak incelemiştir. Kuru soğutma sistemleri tercih edilerek önemli miktarda su tasarrufu sağlandığı, fakat bu durumda ıslak soğutma sistemli santrallere göre performansın bir hayli düştüğü vurgulanmıştır. Islak ve kuru soğutma sistemlerinin birlikte kullanıldığı hibrit soğutma sistemleri oluşturularak hem su tasarrufu sağlanabileceği hem de performans kaybının telafi edilebileceğini öne sürmüşlerdir. Islak/kuru hibrit sistemlerin genellikle hava soğutmalı kondenser ile ıslak soğutma kulesine bağlı yüzey kondenserinin paralel olarak bağlandığı sistem kastedilir. Bu sistemin boyutlandırılması, hedeflenen su tasarrufu miktarına göre yapılır. Tamamen ıslak soğutma sistemlerinin kullanıldığı santrallerde harcanan miktarın %15 ile %85'i arasında su tüketen hibrit soğutma sistemleri göz önüne alınır. Sahada bulunan su miktarı, tamamen ıslak soğutma sisteminde kullanılan suyun %15'inden az ise daha düşük maliyetli evaporatif soğutma sistemleri daha ekonomik olabilir. Kapalı çevrimli ıslak soğutma sistemlerinin, doğrudan soğutma sistemlerine göre doğal kaynaklardan 20 ile 50 kat arasında daha az su çektiğini, fakat alınan suyun buharlaşarak tüketildiği bildirilmiştir. Çalışmada yeni kurulacak bir santral için soğutma sistem alternatifleri değerlendirilmiştir. Mevcut santrallerin soğutma sistemlerini iyileştirme imkanları araştırılmamıştır. Islak soğutma sistemli 500 MW'lık bir kombine çevrim santralinde kuru soğutma sistemlerinin kullanımı ile yıllık 900 milyon galon (3,4 milyon m³) su tasarrufu sağlanabileceğini göstermiştir. 350 MW'lık kömür santrali için bu değer yıllık 2 milyar galon (7,57 milyon m³) olmaktadır. Bununla birlikte kuru soğutma sistemlerinin kurulum maliyetlerinin ıslak soğutma sistemlerine göre yaklaşık 4 kat fazla olduğunu belirtmiştir. Ayrıca kuru soğutma sistemli santrallerin sıcak yaz aylarında %25'e varan oranda güç kaybettiğini göstermiştir. Bununla birlikte her bin galon (3,785 m³) su için 3,5 \$ ile 4,45 \$ arasında tasarruf yapılmaktadır. Çalışmada 500 MW'lık kombine çevrim santralinde ve 350 MW'lık kömür santrali için kuru, ıslak ve hibrit soğutma sistemlerinin kullanımı, 5 farklı bölgenin meteorolojik verileri göz önüne alınarak ekonomik, performans ve çevresel olarak kıyaslanmıştır. Büyük ve yüksek kapasiteli soğutma sistemlerinin ilk kurulumunun pahalı olduğu, bununla birlikte santral gücünü arttıracığı ve santralin işletme ömrü boyunca çevrim

veriminin daha yüksek olduğunu vurgulamıştır. Soğutma sistem değerlendirmesinin gerçeğe uygun olması için ilk yatırım, işletme, bakım, düşük performans gibi bütün maliyet kalemlerinin göz önüne alınması gerektiği bildirilmiştir. Su fiyatının bu tip bir karşılaştırma çalışmasında önemli bir parametre olduğu gösterilmiştir [2]. Maulbetsch (2012) soğutma sistemi seçeneklerinden bazılarının kullanılması ile önemli miktarda su tasarrufu sağlanabileceğini, bununla birlikte tasarrufa imkân veren sistemlerin daha pahalı olduğunu, santral iç ihtiyaç elektrik tüketiminin daha fazla olduğunu ve santral çevrim performansının düşük kaldığını bildirmiştir. Bir santralin dizayn aşamasında soğutma sistem seçenekleri değerlendirilirken iklim ve su rezervi gibi sahaya özel şartların çok önemli olduğu vurgulanmıştır. Ayrıca çevresel kaygılar gibi günümüzün etkilerinin de soğutma sistemi seçiminde belirleyici olduğunu bildirmiştir. Bunun yanında hızlı üretim lisansı alabilme, yakıtın ucuz olduğu bölgede bulunma gibi farklı sebeplerin de bu seçimi etkileyebileceğini açıklamıştır. Bu çalışmada kombine, kömür ve nükleer santrallerin soğutma sistem alternatifleri incelenmiştir. Hibrit soğutma sistemleri detaylı olarak ele alınmıştır. Su maliyetleri ayrıntılı olarak sunulmuştur [3]. Bharathan (2013) binary (ikili) çevrim prensibi ile çalışan jeotermal santrallerde genellikle hava soğutmalı kondenserlerin kullanıldığını belirtmiştir. Bunun sebebinin santrallerin suyun az olduğu bölgelerde kurulması ve bu sistemin santral çevrimine kolayca entegre edilebilmesi olduğunu vurgulamıştır. Bu santrallerde çevre sıcaklığının 30°C'nin üstündeki sıcaklıklarda gücün %50'den fazla düşebildiğini bildirmiştir. Çalışmada sıcak günlerde santralin performansını artırmak için bir miktar su kullanan hibrit soğutma sistemlerinin öngörüldüğünü vurgulamıştır. Yazar hibrit soğutma sistemlerin içinde en az maliyete sahip olanın deluj sistemi olduğunu not ederek bu sistemi analiz etmiştir. Çalışmada hava soğutmalı kondenser giriş havasını su püskürterek soğutan evaporatif sistemlerin pratik anlamda uygulanabilir olmadığı savunulmuştur. Evaporatif soğutma sistemlerinin içinde uygulanabilir çözümün deluj soğutma sistemi olduğunu öne sürmüştür. Genellikle kurak bölgelerde kurulan jeotermal santrallerde bu sistemi çalıştırmak için gereken suyu atıksu tesislerinden, sulama kaynaklarından ya da ters osmos ile arıtılmış jeotermal sudan elde edilebileceğini bildirmiştir. İşletmede olan bir hava soğutmalı kondenserin tek hücresinde deluj sistemi ile soğutma yapılarak hava soğutmalı kondenserin giriş havasının 4-8 °C arasında soğutulabileceğini öne sürmüştür [4]. Carter vd. (2013)

ABD’de temiz su kaynaklarından alınan toplam suyun %39’unun elektrik santralleri tarafından çekildiğini ve toplam temiz su tüketiminin %3’ünün elektrik santrallerinde gerçekleştiğini bildirmişlerdir. Su tasarrufu sağlayacağı iddia edilen, ıslak soğutma sistemli santrallerde kullanılmak üzere “termosifon soğutucu” isimli yeni bir kuru soğutma sistemi geliştirmişlerdir. Bu sistemde sadece ıslak soğutma yapılan santrale, yeni geliştirilen kuru soğutma prensibi ile çalışan termosifon soğutucu eklenerek santral hibrit soğutmalı hale gelmektedir. Bu sayede önemli miktarda su tasarrufu sağlanarak santral performansının artırılacağı vurgulanmıştır. Termosifon soğutucu bir ısı değiştirici ve kuru tip soğutma kulesinden oluşmaktadır. Kondenserden çıkan soğutma suyu termosifon soğutucu ısı değiştiricisinin boruları içerisinde yol alırken borunun dış kısmında yer alan soğutucu organik akışkanı buharlaştırır. Buharlaştıran akışkan kuleye gider ve burada hava yardımı ile yoğuşturularak tekrar ısı değiştiriciye yönlendirilir. Çalışmada söz konusu sistem ile tasarruf edilen su miktarı ile bunun için harcanan elektrik enerjisinin maliyetini oranlayan yeni bir parametre tanımlanmıştır. Analizler için simülasyon programı geliştirilmiştir. Ayrıca deneyler için pilot bir termosifon soğutucu sistemi gerçek bir santralde kurulmuştur. Elde edilen sonuçlar termosifon soğutucunun ıslak soğutma kuleli santrallerde önemli miktarda su tasarrufu sağlayabileceğini göstermiştir [5]. Card (2014) hava soğutmalı kondenser ve ıslak soğutma kulesine bağlanmış konvansiyonel yüzey kondenserinden oluşan paralel bir hibrit soğutma sistemi tasarlamıştır. Bu hibrit soğutma sisteminin su tasarrufu sağlarken aynı zamanda hava soğutmalı kondenserin performansını artırabileceğini öne sürmüştür. Sistemi analiz edebilmek için Thermoflow firması tarafından geliştirilen Thermoflex termodinamik simülasyon yazılımı kullanılarak hibrit soğutma sistemli bir kombine çevrim santralinin bilgisayar ortamında modeli oluşturulmuştur. Hibrit soğutma sistemi; kuru soğutma tarafı soğutma yükünün %70’ini, ıslak sektör ise kalan %30’u karşılayacak şekilde dizayn edilmiştir. Çalışmanın yazıldığı dönemde, ABD’de çoğu kombine çevrim santrallerinde olmak üzere toplam 9 adet paralel hibrit soğutma sisteminin bulunduğunu bildirmiştir. Bu santrallerin soğutma yüklerinin 30 MW ile 300 MW arasında olduğunu ortaya koymuştur. Ayrıca söz konusu santrallerin bir kısmının ilk kurulumunda ıslak soğutma sistemine sahip iken sonradan modifikasyon ile hibrit soğutma sistemine dönüştürüldüğünü bildirmiştir. Çalışmada elektrik santrallerinde hibrit soğutma sistemlerinin kullanımının yeni bir konu olduğu ve bu

sistemler için henüz ASME test kodları gibi kabul görmüş performans standartlarının mevcut olmadığını vurgulamıştır. Bununla birlikte hibrit soğutma sistemini oluşturan hava soğutmalı kondenser, yüzey kondenseri ve soğutma kulesi gibi bileşenlerin her birinin kendi performans kodları olduğunu bildirmiş ve hibrit soğutma sisteminin performans değerlendirmesinin mevcut ASME test standartları ile gerçekleştirilebileceğini öne sürmüştür. Çalışmada hazırlanan model değişik koşullarda çalıştırılmış ve elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Buna göre kuru termometre sıcaklığı, yaş termometre sıcaklığı, hava soğutmalı kondenserde çalışan fan sayısı gibi parametrelerin santral performansına etkileri ve hibrit soğutma sisteminde kuru ve ıslak sektörler arasındaki soğutma yükünün paylaşımını hesaplamıştır [6]. Clayton vd. (2010) doğrudan soğutma sistemine sahip elektrik santrallerinde su tüketimini azaltmak için kullanılabilecek üç farklı alternatif soğutma sistemini araştırmışlardır. Birincisi doğrudan soğutmalı santrallerin kapalı çevrim soğutmaya çevrilmesidir. İkinci seçenek bütün soğutma çevrimlerinin hibrit ıslak/kuru soğutmaya döndürülmesidir. Son yöntem ise tüm soğutma bileşenlerinin hava soğutmalı kondenserli kuru soğutmaya çevrilmesidir. Bu yöntemlerle sağlanabilecek su tasarrufunun miktarını insan kullanımı ile boyutlandırmışlardır. Hesaplarına göre bu üç yöntem ile tasarruf edilen su miktarı sırasıyla 1,3 milyon, 2,6 milyon ve 3,7 milyon insanın ihtiyacını karşılayacak kadardır. Dikkat çekici bir diğer sonuç ise hibrit soğutma sisteminin kapalı çevrimli soğutma sisteminin yarısı kadar, hava soğutmalı kondenserli kuru soğutma sisteminin ise kapalı çevrim soğutma sisteminin yaklaşık onda biri kadar su harcamasıdır [7]. Maulbetsch (2011) elektrik santrallerinde su tüketiminin son zamanlarda önemli bir konu haline geldiğini, bu nedenle su tasarrufu sağlayan hibrit ve kuru soğutma sistemlerine ilginin arttığını bildirmiştir. Çalışmada alternatif hibrit soğutma sistemleri ile alakalı ayrıntılı bilgi sunulmuştur. Hibrit soğutma sistem seçeneklerini ve santral kurulumunda hibrit soğutma sisteminin dizayn prosedürlerini anlatmıştır. Hibrit soğutma sistemlerinin seçimi için yöntem geliştirmiştir. Şu ana kadar hibrit soğutmanın kullanıldığı santralleri ve buralardaki işletme tecrübelerini iletmiştir. Hibrit soğutma sistemlerini üreten firmalardan bahsetmiştir. Hibrit soğutma sistemlerinin, ıslak soğutma sistemlerine göre çok az su tükettiğini, santral performansını kuru soğutma sistemleri kadar kötü etkilemediğini ve kuru soğutma sistemlerine göre maliyetinin daha az olduğunu vurgulamıştır. Çalışmada hava

soğutmalı kondenser ile ıslak soğutma kulesine bağlı yüzey kondenserinin birbirine paralel olarak tasarlandığı hibrit soğutma tekniği üzerinde durulmuştur. Hibrit soğutma sistemlerinin, ıslak soğutma yapılan kapalı çevrim soğutma sistemlerinin harcadığı su miktarının yaklaşık %30'u ile %70'i kadar su tüketecek şekilde tasarlandığını bildirmiştir. %50 su tasarrufu sağlayan hibrit bir soğutma sisteminin, tamamen kuru soğutma yapılan bir hava soğutmalı kondenserin yaklaşık %75'i ile %90'ı arasında malolacağı öne sürülmüştür. Buhar türbininden çıkan buharın doğrudan hava soğutmalı kondenserde yoğunlaştırıldığı sisteme direk kuru soğutma, yüzey kondenserinden çıkan soğutma suyunun kuru hava soğutmalı kuleye gönderildiği sisteme ise direk olmayan kuru soğutma denir. Çalışmada nükleer santral gibi yüksek kapasiteli santrallerde hibrit soğutma sistemi kurulması düşünülürse, sistemin kuru kısmının direk olmayan soğutma yöntemi ile gerçekleştirilebileceği bildirilmiştir. Bunun nedeni bu ölçekte bir santralde hava soğutmalı kondenser uygulamasının henüz mevcut olmamasıdır. Öte yandan doğrudan soğutmalı ya da kapalı çevrim soğutmalı mevcut santrallerin kuru hava soğutma bileşenleri eklenerek hibrit soğutmaya çevrilmesi için direk olmayan kuru sistemin kullanılmasının daha uygun olacağı vurgulanmıştır. Doğrudan soğutmalı ve kapalı çevrim soğutmalı santralde buhar türbini çıkışı doğrudan kondensere bağlıdır. Hibrit soğutma sistemine çevirme amacıyla buhar türbini çıkış buhar hattını sonradan eklenecek hava soğutmalı kondensere bağlamak çok zor ve maliyetli olacaktır. Çalışmada hali hazırda ABD'de hibrit soğutma sistemi kullanan kömür, kombine çevrim ve çöp santralleri olduğu, bu santrallerde hibrit soğutma sistemi performansının tatminkâr olduğu bildirilmiştir. Bu santrallerin 8'i direk kuru soğutmalı, sistemlerin ıslak soğutma bileşenleri ile paralel olarak tasarlandığı sistemlerdir. 1 tane de kuru ve ıslak sektörlerin seri bağlandığı direk olmayan kuru soğutma işleminin yapıldığı entegre hibrit kule bulunmaktadır [8]. Asvapoositkul ve Kuansathan (2014) hibrit soğutma kulesinin performansını numerik simülasyonlar ve deneylerle incelemişlerdir. Kuru, ıslak ve hibrit soğutma sistemlerinin performanslarını araştırmak için bilgisayar tabanlı bir model geliştirmişlerdir. Etkiflik- NTU denklemi ve soğutma kulelerindeki ısı transferinin temel denklemi olan Merkel denklemi sunulmuş ve tartışılmıştır. Her soğutma tekniğinde, soğutma kulelerinin karakteristiğinin, hava-su oranına göre belirlendiğini belirtmişlerdir. Çalışmada bilgisayar modelini doğrulamak için deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneğinde

elde edilen sonuçlara göre ıslak soğutma kulesinde, kuru soğutma kulesine göre yaklaşık 5 kat daha fazla ısı atıldığı gözlenmiştir. Hava debisinin fan gücü ile doğru orantılı olduğunu vurgulamışlardır [9]. Streng (1998) ıslak/kuru hibrit soğutma kulelerinin teknik gelişimi hakkında ayrıntılı inceleme yapmıştır. Çalışmada düşük maliyetli ve düzgün çalışan soğutma kulesi tasarımında meteorolojik koşulların ve kule çıkış havasının istenen özelliklerinin temel alınması gerektiği vurgulanmıştır. Islak soğutmanın tartışmasız en verimli soğutma tekniği olduğu, bununla birlikte son yıllarda bu tekniğin çevresel kaygılar nedeni ile tartışılır hale geldiğini aktarmıştır. Sislenme, gürültü ve özellikle doğal çekişli kulelerin çok yer kaplaması soğutma kulelerine karşı çıkılmasının ana etmenleridir. Sislenmenin, soğutma yükünün bir kısmının hava ile soğutma işlemi yapılan kuru bileşenlerin eklendiği sis önleyici entegre hibrit kule kullanılarak çözülebildiği, gürültüyü engellemek için ses izolasyonu sağlayan plakaların kule etrafına monte edildiği bildirilmiştir [10]. Zhai ve Rubin (2016) hibrit soğutma sistemlerinin kombine çevrim ve kömür santrallerindeki kullanımını incelemiştir. Hibrit soğutma sistemlerinin ekonomik, teknik ve çevresel özelliklerini ortaya koymuşlardır. Çalışmalarında mevcut soğutma sistemlerinin hibrit soğutma ile değiştirildiği takdirde önemli su tasarrufu sağlanabileceğini öne sürmüşlerdir. Küresel ısınma nedeni ile fosil yakıtlı santrallerde karbon salınımının kontrol edilmesinin zorunlu hale geldiğini, bu nedenle santrallerde karbon tutma ve depolama sistemlerinin kullanılmaya başlandığını fakat bu sistemlerin çok miktarda su harcadığını vurgulamışlardır. Bu durumun zaten soğutma için önemli ölçüde su tüketen santrallerde sorun oluşturabileceğini öne sürmüşlerdir. ABD’de yeni çıkan çevre kanunları nedeni ile doğrudan soğutma sistemleri yerine ıslak kapalı çevrim soğutma tekniklerinin tercih edilmeye başlandığını, bu durumun doğal kaynaklardan çekilen suyu önemli ölçüde azaltmakla birlikte su tüketimini arttırdığını vurgulamışlardır. Kuru soğutmanın su tüketimini önemli ölçüde düşüren sistemler olmakla beraber santral performansının ıslak soğutma sistemleri ile daha yüksek olduğu vurgulanmıştır. Ayrıca ıslak soğutma sistemlerine göre kuru soğutma sistemlerinin pahalı olduğu bilgisi verilmiştir. Hibrit soğutma sistemleri ile su tasarrufu sağlandığını, santralin daha az performans kaybettiğini ve soğutma sisteminin daha ucuza malolduğu bildirilmiştir. Bununla birlikte şu anda kurulmuş az sayıda hibrit soğutma sistemine sahip santral olduğu, bu sistemin ekonomik anlamda incelendiği az sayıda mühendislik çalışması olduğu ve

hibrit soğutma sistemlerinin tüm santral performansını ve elektrik üretim maliyetini nasıl etkilediğine dair az sayıda çalışma olduğunu vurgulamışlardır. Ayrıca kuru, ıslak ve hibrit soğutma sistemlerini kıyaslayan az sayıda çalışmada farklı iklimlerde bu sistemlerin nasıl çalışacağına dair araştırma yapılmadığını belirtmişlerdir. Çalışmada Carnegie Mellon Üniversitesi tarafından geliştirilen IECM yazılımını kullanarak hibrit soğutma sistemi simülasyonu tasarlamışlardır. Kurulan model hava soğutmalı kondenser ile ıslak soğutma kulesine bağlı yüzey kondenserinin paralel düzenlendiği hibrit soğutma sistemidir. Yapılan analizler sonucu hibrit soğutma sisteminin kömür ve doğalgaz kombine çevrim santrallerinde ilk yatırım maliyetini fazla artırmadığı ve ciddi su tasarrufu sağladığı bu nedenle ilerisi için umut veren bir teknoloji olduğu öne sürülmüştür [11]. Kozubal ve Kutscher (2003) 1 MW gücündeki bir jeotermal santralde hibrit soğutma sistemi kullanımını araştırmışlardır. Makalelerinde hava soğutmalı kondenser ile konvansiyonel kondenserin seri olarak bağlandığı hibrit soğutma sistemi ile çevrimin performansını hesaplamış ve sonuçları sunmuşlardır. Öngörülen sistemde kış aylarında sadece kuru soğutma kullanılırken yaz aylarında ıslak soğutma sistemi de devreye alınır ve sıcak havalarda yaşanan performans kaybı kısmen telafi edilir. Çalışmada hibrit soğutmalı jeotermal santrali bilgisayar ortamında modellemek için EES programı kullanılmıştır. Çevre sıcaklığının 54 °F (12,2 °C) altındaki sıcaklıklarda sadece hava soğutmalı kondenserin bütün soğutma yükünü karşılayabildiğini, üstü sıcaklıklarda ıslak soğutma sistemlerinin devreye girdiği bildirilmiştir. Hava soğutmalı kondenser ile kondenserin seri olarak kullanıldığı hibrit soğutma sisteminin santral performansını arttırdığı, bununla birlikte ekonomik kazancın fazla olmadığı vurgulanmıştır [12]. Buys vd. (2006) hava soğutmalı kondenser giriş havasının evaporatif yöntemlerle soğutulmasının güç artışı sağlayabileceğini fakat jeotermal santrallerin kurulduğu bölgelerin genellikle su fakiri yerler olduğunu bildirmişlerdir. Evaporatif soğutma için gerekli suyun enerji üretiminde kullanılan jeotermal su ile yapılabileceğini öne sürmüşlerdir. Fakat jeotermal su kullanıldığında, sprej nozullarında tıkanma, finli borularda tortulaşma gibi problemlerin ortaya çıktığını bildirerek jeotermal suyun önce flaşlanarak minerallerden arınmış buhar haline geldiği ve çevrim içinde buharın yoğunlaştırılarak ortaya çıkan saf suyun evaporatif soğutma sisteminde kullanıldığı yöntemi önermişlerdir. Bu tekniği analiz etmek için EES yazılımı ile santralin modeli geliştirilmiştir. İki tip (sprej ve munters) evaporatif soğutma

yöntemi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar bu yöntemin uygun olmadığını ortaya koymuştur. Evaporatif soğutma ile güç kazanılsa da, flaşlama esnasında yaklaşık %10 ekserji kaybı olmakta ve flaşlama işleminden arta kalan jeotermal suyu tekrar çevrime basmak için fazladan pompa gücü çekilmektedir. Bu nedenle bu sistemin ekonomik olmadığı sonucuna varmışlardır. Sonuç olarak jeotermal suyun doğrudan evaporatif soğutma sisteminde kullanılmasının çevrim performansını arttırmak için daha uygun bir teknik olduğu bununla birlikte jeotermal suyun zararlı etkilerinden ekipmanları korumak için finli boruları kaplamak gibi tedbirlerin alınması gerektiğini vurgulamışlardır [13]. Jung ve Wai (2002) jeotermal çevrimde kullanılmış sıcak suyun evaporatif yöntemle hava soğutmalı kondenserin giriş havasının soğutulduğu tekniği öne sürmüşlerdir. 160 °F (71,1 °C) sıcaklığındaki atık jeotermal su ile 90 °F (32,2 °C) sıcaklığındaki soğutma havasının 60 °F'a (15,6 °C) düşürülebileceğini bildirmişlerdir. Evaporatif soğutma için püskürtülen su yüzünden genellikle finli boruların değiştirilmesinin gerektiğini açıklamıştır. Jeotermal santrallerin performansı için en iyi çözümün hava soğutmalı kondenser ve yazın sıcak günlerde kullanılmak üzere ıslak soğutma kulesi olduğunu, fakat bu sistemin pahalı olduğu ve temiz su gerektirdiğini vurgulamıştır. Sıcak yaz aylarında hava soğutmalı kondenserin performansını artıracak kendini kanıtlamış güvenilir ve ekonomik bir sistemin ortaya konulamadığını, mevcut sistemlerin pahalı ve temiz su ihtiyacı olduğu için çözüm olamadıklarını bildirmişlerdir. Bu bağlamda “Jeotermal su ile artırılmış hava soğutması” adında yeni bir yöntem önermişlerdir. Bu teknikte evaporatif soğutma için santralde kullanılmış atık jeotermal su kullanılır. Reinjeksiyon kuyusuna pompalanan suyun bir kısmı bu amaçla ayrılır. Çalışmada ayrılan jeotermal suyun temizlenerek hava soğutmalı kondensere gönderildiği iki ayrı yöntem sunulmuştur. Ayrıca sıcak jeotermal suyun hava soğutmalı kondenserin giriş havasına uzaktan püskürtüldüğü deney düzeneği kurulmuştur. Deney sonuçlarına göre bu yöntem ile finli borularda tortulaşma olmadan giriş havasının soğutulabileceği iddia edilmiştir [14]. Pan vd. (2018) son yıllarda “su-enerji bağı” adı ile kavramsallaşan enerji santrallerinde su kullanımı konusunu detaylı olarak incelemişlerdir. Çalışmada bütün soğutma teknikleri sunulmuş ve teknik olarak birbirleriyle kıyaslanmıştır. Soğutma tekniklerinin ne kadar su tükettiği ile ilgili kapsamlı bir literatür taraması yapılmıştır. ABD ve Avrupa ülkelerinde doğal su kaynaklarından çekilen suyun %50'sinin elektrik santralleri için kullanıldığı, Çin'de bu oranın %84'lere

vardığı belirtilmiştir. Örnek olarak 500 MW'lık bir kömür santralinin dakikada 26,5 m³ su çektiğini, bunun %90'ının soğutma işleminde yararlanıldığı vurgulanmıştır. Çalışmada enerji üretiminde su kullanımını azaltabilecek yöntemler üzerinde durulmuştur [15]. Faletti (1981) hibrit soğutma sistemlerinin gündeme girdiği ilk dönemlerde konu ile ilgili araştırmasını yayınlamıştır. Binary jeotermal santrallerde kullanılabilecek kuru ve hibrit soğutma sistemlerini araştırmıştır. Jeotermal santral kurulabilecek bölgelerin su kaynak rezervinin genelde yetersiz olduğunu, bununla birlikte jeotermal santrallerin çevrim verimi düşük olduğu için aynı güç değerini üretebilmek için fosil yakıtlı elektrik santrallere göre soğutma işleminde yaklaşık 4 kat daha fazla suya ihtiyaç duyulduğu bildirilmiştir. Çalışmada hibrit soğutma sisteminde soğutma yükünün değişik oranlarda ıslak soğutma ile karşılandığı çevrimler incelenmiştir. Raporda o dönemde soğutma sistemi önerisi olarak sunulan kuru/ıslak amonyak soğutma sisteminin gelecek vadeden bir teknik olduğu öne sürülmüştür. Yazarın öngörüsü kısmen gerçek olmuştur, çalışmada tarifi yapılan sistemin günümüzde ticari olarak piyasada benzerleri bulunmaktadır [16]. Boulay vd. (2005) soğutma sistemi tasarımının işletme ekonomisi üzerine etkilerini hesaplayabilen genel bir metod geliştirmişlerdir. Farklı iklim koşullarında santralin termal performansını hesaplayabilmek için General Electric firmasının termodinamik dizayn ve değerlendirme yazılımı Gatecycle ile bilgisayar tabanlı model geliştirmişlerdir. Dizayna bağlı olarak hibrit soğutma sistemlerinin yaz aylarında kuru soğutma sistemli santrallerde görülen performans düşüşünün önüne geçebileceği öne sürülmüştür. Çalışmada hibrit soğutma sistemlerinin tamamen kuru ve tamamen ıslak soğutma sistemlerinden daha ekonomik olduğu, yatırım geri dönüş süresinin daha iyi olduğunu ileri sürmüşlerdir. Bununla birlikte suyun pahalı olduğu bölgelerde hibrit sistemlerinin ekonomik olarak uygun olmadığını belirtmişlerdir [17]. Larinoff ve Forster (1976) konvansiyonel kuru soğutma kulesi ve konvansiyonel ıslak soğutma kulesinden meydana gelen hibrit soğutma sistemini ele almışlardır. Kuru soğutma sürekli devrede iken ıslak kısmın sadece sıcaklığın yüksek olduğu günlerde çalışması öngörülmüştür. Çalışmada dış hava kuru termometre sıcaklığına göre kuru ve ıslak sistemlerin soğutma yükünü paylaştıkları farklı işletme koşulları incelenmiştir. ıslak ve kuru soğutma kulelerinden çıkan soğutma suları aynı kondensere farklı hatlarla bağlanır. Hatlarda yer alan izolasyon hat ve valflerinin yardımı ile gerekirse ıslak kuleden çıkan soğutma suyu

kuru kule soğutma suyu hattına aktarılabilir. Bunun tam tersi de mümkündür. Bu konfigürasyonun avantajları şunlardır: Islak ve kuru soğutma sistemleri koşullara göre birbirlerinden bağımsız olarak kullanılabilir, kuru kısım korozyon etkilerden uzak kalır, böylece daha uzun ömürlü olur, ıslak kulede buzlanma ve sis oluşumunun önüne geçilir [18]. Card (2013) büyük bir kombine çevrim santralinde hibrit soğutma sisteminin kullanılabileceğini öne sürmüştür. İyi tasarlanmış hibrit soğutma sistemli bir santralin ıslak soğutmalı santrallere göre çok daha az su tüketerek yıl boyunca tatminkâr performans gösterebileceğini izah etmiştir. Hibrit sistemin dizayn optimizasyonu için santralin bulunduğu bölgenin iklim koşullarının, su fiyatının ve elektrik fiyatının belirleyici parametreler olduğunu açıklamıştır. Çalışmada gerekli analizleri gerçekleştirmek için Thermoflow şirketinin geliştirdiği termodinamik analiz yazılımı Thermoflex kullanılmıştır. Yazar hibrit soğutma sistemlerini incelemek için Thermoflex ile iki adet model geliştirmiştir. Sistemde konvansiyonel kondenserin soğutma suyu, paralel bağlanmış ıslak ve kuru soğutma kuleleri ile soğutulmaktadır. Hibrit soğutma sistemlerinin maliyet analizinde ilk yatırım ücreti ile birlikte su tüketimi maliyeti ve iç ihtiyaç bedelinin de mutlaka hesaba katılması gerektiği vurgulanmıştır. Çalışmada dizayn edilen direk olmayan hibrit soğutma sisteminin direk hibrit sisteme göre düşük verimli olduğu bununla beraber pratik anlamda uygulanmasının daha kolay olduğu dile getirilmiştir. Direk hibrit soğutma sisteminin mevcut bir santrale modifikasyon olarak uygulanmasının çok zor olduğu belirtilmiştir. Hazırlanan modeller kullanılarak tamamen ıslak soğutma, tamamen kuru soğutma, %30 kuru soğutma ve %70 ıslak soğutma ile %70 kuru soğutma ve %30 ıslak soğutma olmak üzere 4 adet vaka analizi yapılmıştır. Vakaları kıyaslayan, güç düşüklüğü ve su kazancı parametreleri tanımlanmış bir metod geliştirilmiştir. Su ve elektrik fiyatının optimizasyon hesaplarında belirleyici olduklarını göstermiştir. Değişik iklim koşullarında 4 ayrı bölge için vaka analizi yapılmış ve saha koşullarına göre soğutma sistem maliyetinin çok fazla değiştiğini göstermiştir. [19]. Maulbetsch (2002) kuru ve ıslak soğutma sistemlerinin santral ekonomisi ve performansı ile birlikte çevresel etkilerini incelemiş ve açıklamıştır. Soğutma sistemlerinin literatür taraması yapılmıştır. Soğutma ile ilgili yeni teknolojilere değinilmiştir. Çalışmada soğutma sistemi tasarımında elektrik fiyatı ve su bedelinin iki önemli optimizasyon değişkeni olduğu vurgulanmıştır. Doğrudan soğutmalı ve kapalı ıslak çevrimli bir santralin kuru soğutmaya çevrilmesi gerektiğinde en uygun sistemin

direk olmayan kuru soğutma olduğu söylenmiştir. Literatürde bütün soğutma sistemleri ile ilgili kapsamlı çalışmalar ve geniş bilgi birikimi olduğu bilgisi verilerek her bir soğutma sistemi için literatürde referans kabul edilmiş kaynaklar hakkında açıklamalar yapılmıştır. Bununla birlikte soğutma sistem ekipmanlarının maliyeti konusunda bilgi veren kısıtlı kaynak olduğunu belirtmişlerdir. Hibrit soğutma sistemlerinin ilk olarak 1970’lerde gündeme geldiğini fakat o dönemde sadece sislenmeyi engelleme amacıyla düşünüldüğünü izah etmiştir. Çalışmada Kaliforniya, ABD’de kurulu Pacific Ultrapower şirketine ait 22 MW’lık Chinese Elektrik Santrali’nde soğutma sistemi olarak hava soğutmalı kondenser kullanıldığı ve sıcak havalarda görülen güç düşümünü telafi etmek için sonradan spreyleme soğutma sistemi ilave edildiğini dile getirmiştir. Sprey sisteminde ters osmoz tekniği ile arıtılmış su kullanıldığı ve çalıştığında 1 ile 1,5 MW arası güç artışı olduğu bildirilmiştir. Sistemin çalışmasının hava soğutmalı kondenserin finli borularında korozyona sebep olmadığı bilgisi verilmiştir. Bununla birlikte sprej nozullarında tıkanmalar olduğu ve 5 yıl içerisinde iki kere komple nozul değişimi gerektiği bildirilmiştir. Bütün soğutma sistemlerinin performansını değerlendirirken en önemli parametrenin santralin bulunduğu bölgenin meteorolojik özellikleri olduğu vurgulanmıştır. Kuru soğutma sistemlerinin performansı ve maliyeti ile ilgili en önemli konunun, yılın en sıcak günlerinde ünite veriminin çok düşmesi olduğu bildirilmiştir. Bu durumun daha büyük hava soğutmalı kondenser kullanılarak aşılabileceği fakat bu çözümünde ilk yatırım maliyetini bir hayli arttıracığı dile getirilmiştir. Bununla birlikte hava soğutmalı kondenserin büyüklüğü ne olursa olsun kuru termometre sıcaklığının ekipmanın performansını sınırladığını belirtmiştir. Bu nedenle az miktarda su kullanarak sıcak günlerde performansı artıran sistemlerin değerlendirildiği söylenmiştir. Literatürde kuru ve hibrit soğutma sistemleri hakkında az sayıda çalışma olduğu bilgisi verilmiştir. Çalışmada evaporatif kondenser adlı yeni bir soğutma tekniğinden de bahsedilmiş, gelecekte kullanımının değerlendirilebileceğini öne sürmüştür [20]. Zhang vd. (2017) ıslak ortam kullanarak evaporatif soğutma ile doğal çekişli kuru soğutma kulesinde ısı transferinin artırılabilirliğini öne sürmüşlerdir. Bununla birlikte bu sistemin ekstra basınç düşümü ile hava debisini azaltacağını ve kulenin performansını düşüreceğini belirtmişlerdir. Evaporatif soğutma sistemlerinin en büyük avantajının kuru soğutma sistemine ekstra ısı değiştirici eklemekten kolayca uygulanabilmesi olduğunu söylemişlerdir. Çalışmada kuru, evaporatif soğutmalı ve ıslak

doğal çekişli kuleler ele alınmıştır. Analiz için Matlab programı ile kod yazılmıştır. Evaporatif soğutma yönteminin hava sıcak ve kuru iken etkin olduğu, örnek simülasyonlarda 49 MW'tan 71,6 MW'a yaklaşık %46'lık artış olduğu gözlemlenmiştir. Sonuç olarak incelenen farklı üç soğutma kulesi tipinin de iklim koşullarından çok fazla etkilendiği bulunmuştur [21]. Mills vd. (2012) Texas bölgesinde yaşanan kuraklığı incelerken en önemli su tüketicisinin elektrik santralleri olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmada mevcut santrallerin soğutma sistemlerinde yapılabilecek değişimlerin etkileri araştırılmıştır. Soğutma sistemlerinin incelenmesinde iklim, su erişim imkanları gibi saha koşullarının çok önemli olduğu vurgulanmıştır. Doğrudan soğutma sistemlerinin çok su kullandığını ama kapalı çevrim ıslak soğutma sistemlerine göre az su harcadığını, kapalı çevrim ıslak soğutma sistemlerinin ise soğutma suyu için büyük bir kaynağa ihtiyaç duymadığı bildirilmiştir. Kapalı çevrim ıslak soğutma sistemlerinin doğrudan soğutma sistemlerine göre %5 su kullandığı bununla birlikte bu sisteme göre yaklaşık %50 daha fazla su harcadığı dile getirilmiştir. Kuru soğutma sistemlerinin ise su kullanmadığını, bununla birlikte verimli olmadığı ve kurulumunun pahalı olduğu belirtilmiştir. Soğutma suyu sistemi seçiminin saha şartlarına göre belirlendiği açıklanmıştır. Çalışmada santral soğutma sistemlerinin en büyük ekipmanlardan olduğu ve genellikle ileride yapılan geliştirmeler düşünülmeden inşa edildiği belirtilmiştir. Dolayısı ile soğutma sistemlerine sonradan yapılacak modifikasyonların kompleks ve zor olacağı vurgulanmıştır. Ayrıca kondenserin genellikle buhar türbininin altına inşa edildiği ve burada sık düzenlenmiş borular ve ulaşımı zorlaştıran birçok ekipmanla çevrildiği bilgisi verilmiştir. Soğutma kuleleri çok yer kaplayan ekipmanlar olduğu için sonradan yapılması planlanan sistemler için yer ayırmanın da büyük problem olduğu açıklanmıştır [22]. Bamberger ve Allemann (1982) jeotermal santrallerin fosil yakıtlı ve nükleer santrallere göre daha düşük çevrim verimi olduğu için soğutma yükünün bu santrallere göre 3-4 kat fazla olduğunu belirtmiştir. Bu nedenle jeotermal santrallerde ıslak soğutma sistemleri kullanıldığı zaman kulede buharlaşan su miktarının da diğer santrallere göre aynı oranda fazla olacağı eklenmiştir. Bu bağlamda jeotermal santrallerin kuru veya hibrit soğutma sistemleri ile teçhiz edilmesinin su tüketimini azaltacağı dile getirilmiştir. 5 MW kurulu gücündeki bir santralde su kullanımını azaltmak için sonradan kurulabilecek ve tatlı su yerine jeotermal su kullanılabilecek dört farklı hibrit soğutma sisteminin analizini yapmışlardır. Değerlendirilen soğutma

sistemleri şunlardır: Tower Systems şirketi: Binary (İkili) Soğutma Kulesi; Baltimore Aircoil firması: Evaporatif kondenser; Hudson Products şirketi: Combin-aire soğutma sistemi ve deluj sistemi takılmış hava soğutmalı kondenser. Binary soğutma kulesinde düşük kaliteli tuzlu su kullanılabileceği dile getirilmiştir. Kondenserde iş akışkanı izobütanı yoğuşturan birincil soğutma suyu, binary soğutma kulesinde plastik bir ısı değiştiricide tuzlu su tarafından soğutulur. İkincil soğutucu olan tuzlu su ise hava ile ıslak kulede soğutulur. Bu sırada tuzlu suyun bir kısmı buharlaşır. İki akışkan karışmadığı için ikincil akışkan olarak jeotermal su, deniz suyu veya atık su kullanılabilir. Binary soğutma kulesi havanın soğuk olduğu günlerde tamamen kuru soğutma yapacak şekilde çalışabilir. Sıcak havalarda ise yukarıda tarif edilen tuzlu su kullanılan ıslak kısmı devreye sokulabilir. Böylece soğutma kapasitesi artırılmış olur. Evaporatif kondenserde iş akışkanı izobütan, hava soğutmalı kondenser borularında yoğuşturulur. Soğutma kapasitesini artırmak için jeotermal su, hava soğutmalı kondenser borularının üzerine püskürtölür. Boru yüzeyinde buharlaşan jeotermal su, boru içinde bulunan iş akışkanı izobütanı soğutur. Bu sistemin sağlıklı çalışması için boru malzemesinin jeotermal suyun korozyon etkisine dayanıklı olması gerekir. Combin-aire soğutma kulesinde hava soğutmalı kapalı soğutma kulesinin giriş havası ayrı bir spreyleme sistemi ile soğutulur. Spreylenen su ile iş akışkanı arasında temas olmadığı için bu sistemde de jeotermal su kullanılabilir. Deluj kullanılan sistemde iş akışkanı izobütan hava soğutmalı kondenserde yoğuşturulur. Soğutma kapasitesini artırmak için hava soğutmalı kondenser borularının üstüne deluj sistemi ile su verilir. Boru üstünde buharlaşan su izobütanın ısını alır. Kurulması düşünölen soğutma sistemlerinin önemli ölçüde su tasarrufu sağlayabileceği ve yeni inşa edilecek bir santralin yer seçiminde esneklik sağlayacağı bildirilmiştir. Çalışmada düşünölen hibrit soğutma sistemlerinin kurulum ve işletme maliyetleri hesaplanmış ve kıyaslanmıştır. Buna göre seviyelendirilmiş elektrik maliyeti sırasıyla şu şekilde hesaplanmıştır: Binary soğutma kulesi: 0,453 cent/kWh; Evaporatif kondenser: 0,401 cent/kWh; Combin-aire: 1,144 cent/kWh; Deluj sistemli hava soğutmalı kondenser: 0,657 cent/kWh [23]. DiFilippo ve Maulbetsch (2003) düşük basınçlı spreyleme ile hava soğutmalı kondenserin giriş havasının soğutulmasını incelemişlerdir. Bu sistem düşük maliyeti, basit ve uygulanabilir oluşu ve kısa yatırım geri dönüş süresi öngöröldüğu için seçilmiştir. Çalışmada giriş havasına püskürtölün tam buharlaşmaz ise çeşitli sorunların ortaya çıkabileceği vurgulanmıştır.

Buharlaşmayan damlalar havanın soğutulmasında etki göstermez ve geri toplama sistemi kurulmamışsa su tüketimini artırır. Ayrıca buharlaşmayan su damlaları boru fin yüzeylerine ulaşarak burada korozyona neden olur. Damla boyutunun mümkün olduğunca düşürülmesi tam buharlaşmayı kolaylaştırırken yüksek basınç gerektirdiği için sistem maliyetini artırır. Çalışmada düşük basınçlı az maliyetli bir spreyleme sisteminin, boru yüzeylerine zarar vermeden yeterli soğutmayı sağlayabilme olanağı araştırılmıştır. Sistemin sıcak ve bağıl nem ortalaması % 40'ın altında olan bölgelerde uygulanmasının anlamlı olduğu bildirilmiştir. Çalışmada 500 MW gücündeki kombine çevrim santraline kurulacak sistem maliyetinin yaklaşık 600.000 \$ olduğu ve 1 yıldan daha az bir zamanda geri ödemesinin gerçekleşeceği öne sürülmüştür. Çalışma için öncelikle 15 adet nozul ve 3 adet nem alıcı laboratuvar ortamında test edilmiş, seçilen ekipmanlar 220 MW'lık gerçek bir kombine çevrim santrali hava soğutmalı kondenserinin bir hücreğine monte edilerek spreyleme deney düzeneği kurulmuştur. Deneylerden elde edilen sonuçlara göre soğutmaya en fazla etki eden faktörler spreylenen su miktarı ve meteorolojik koşullardır. Damla boyutu ve suyun havada bekleme süresi ikincil önemde parametrelerdir. Sonuç olarak yazarlar ıslak çevrimli soğutma kuleli sisteme göre %10-%15 arası daha az su kullanarak kuru soğutma ile azalan performansın %50 oranlarında geri kazanabileceğini iddia etmişlerdir [24]. Çengel ve Kanoğlu (1999) Nevada, ABD'de bulunan gerçek bir jeotermal santrali EES programı ile modellemişlerdir. Santralin farklı hava şartlarında gösterdiği performansı analiz etmişlerdir. Ardından santralin daha iyi performans gösterebileceği iki bölge belirlemişlerdir. Bunlardan birisi kuru havası olup santralde evaporatif soğutma uygulandığında soğutma havasının oldukça düşürülebildiği Kuzey Nevada'dır. Hava soğutmalı kondenser giriş havası sıcaklığı yaş termometre sıcaklığına kadar düşürülebilirse santral gücünün yaklaşık %29 artacağını bulmuşlardır. Bu durumun gerçekleşmesi için harcanması gereken su miktarı yıllık 200.000 ton olarak hesaplanmıştır. Çalışmada hazırlanan santral modeli yardımı ile çalışma basıncı optimizasyonu yapılmış ve sonuçta %2,8 güç artışı elde edilebileceği açıklanmıştır. Ayrıca santralde kullanılan iş akışkanı izobütan yerine bütan, R-114, izopentan ve pentan kullanılsa idi gerçekleştirilecek performans çıktıları ayrı ayrı hesaplanmıştır. Analiz sonucunda bu akışkanların performans artışı sağlamadığı ve mevcut izobütanın en uygun iş akışkanı olduğu kanaatine varılmıştır. Çalışmada evaporatif soğutucu ile

10°C ile 30°C arasında her Celcius derece sıcaklık düşümünde 287 kW güç kazanıldığı bulunmuştur. Evaporatif soğutucu çıkış bağıl nemi %100'den %50'ye kadar olduğu zaman gerçekleşen sıcaklık düşüm değerlerini Haziran ayından Eylül ayına kadar hesaplanmış ve ortalamaları bulunmuştur. Evaporatif soğutucu çıkış bağıl nemi %100 olduğunda ortalama 11,9 °C ve bu sıcaklık düşümünde ortaya çıkan güç artışının 3.415 kW olduğu ortaya çıkarılmıştır [25]. Rezaei vd. (2010) hibrit soğutma kulesini bilgisayar ortamında modellemişlerdir. Simülasyon sonuçlarını doğrulamak için pilot hibrit soğutma ünitesi kurmuşlardır. Kuru kısım için geliştirilen model sonucu ile deneyde elde edilen netice arasında %12 hata oluşmuştur. Islak kısımda ise hata %6 hesaplanmıştır. Islak kule karakteristik eğrisi de yapılan beş adet deney ile çıkarılmıştır. Deneylerle doğrulanan modeli gerçek endüstriyel bir tesisin analizlerini yapmak için kullanmışlardır. Çalışmada hibrit oranı, kuru sistemin karşıladığı soğutma yükünün toplam soğutma yüküne oranı olarak bulunmuştur. %20, %40, %60 ve %80 hibrit oranlarına göre toplam su kaybı ve gereken ısı değiştirici yüzey alanı hesaplanmıştır. Çıkan neticelere göre ıslak ve kuru sektörler paralel monte edildiğinde aynı soğutma yükü için kuru ve ıslak ünitelerin seri bağlandığı sisteme göre daha fazla yüzey alanı gerektiği fakat seri sisteme göre daha az su harcandığı bulunmuştur. Yaz ayları için en iyi hibrit oranının %20-%40 arasında olduğu belirtilmiştir. Kış aylarında ıslak kısım hiç kullanılmadan tamamen kuru soğutulma yapılabilmesi için kuru soğutma sistemi yüzey alanının 112.556 m² olması gerektiği dile getirilmiştir. Bu yüzey alanının maliyetini 1.300.000 \$ hesaplamışlardır. %20'lik faiz oranı ile hibrit sistem paralel bağlandığı zaman yatırımı karşılamadığı, seri bağlandığı zaman ise 7,2 yıl olduğu izah edilmiştir. Su maliyeti iki ile çarpılıp hesaplar tekrar edildiğinde geri dönüş süresi paralel hibrit sistem için 12,1 yıl, seri hibrit sistem için ise 5,2 yıl olmuştur. Bu sonuç su fiyatının artmasının kuru sistemin yatırım yapılabilirliğini yükselteceğini göstermiştir [26]. Hu vd. (2018) 660 MW gücünde hibrit soğutma sistemli bir santralin bilgisayar ortamında modelini Ebsilon Professional yazılımı ile oluşturmuşlardır. Oluşturulan model ile santralin tamamen kuru soğutma, tamamen ıslak soğutma ve hibrit soğutma sistemleri ile göstereceği performans sunulmuştur. Santralin, üç soğutma sistemi ile 0°C-39°C arası dış hava kuru termometre sıcaklığı 3°C'lik adımlarla ve %25-%75 bağıl nemi %5'lik artışlarla performans davranışı gösterilmiştir [27]. Barigozzi vd. (2014) hibrit soğutma sistemli çöp santralinin bilgisayar modelini geliştirmişlerdir. Modeli geliştirirken

Thermoflex programından yararlanmışlardır. Modelde hava soğutmalı kondenser ve bir ıslak soğutma kulesine bağlanmış konvansiyonel kondenserin paralel olarak bağlanması ile hibrit soğutma sistemi oluşturulmuştur. Çalışmada kuru ve ıslak soğutma sistemleri optimize edilip uygun bir şekilde kullanıldığında net gücün en yükseğe çıktığı gösterilmiştir. [28]. Graaff (2017) hava soğutmalı kondenser üzerinde uygulanabilecek deluj sistemi üzerine çalışmıştır. Sistemin performansını incelemek için nümerik bir model geliştirmiştir. Çalışma için deney düzeneği kurulmuştur. İncelenen sistemde ilk kademe kuru soğutmanın gerçekleştiği finli boru paketlerinden oluşurken ikinci kısımda deluj sisteminin kullanıldığı düz boru paketi bulunmaktadır. İkinci kademe istenildiğinde sadece kuru soğutma yapacak şekilde çalıştırılabilir. Deney sonuçlarında kuru havalarda deluj sistemi ile %140'a varan performans artışı gözlenirken doymuş havada aynı oran %35'te kalmıştır. Bu netice deluj sistemi ile donatılmış hava soğutmalı kondenserin konvansiyonel hava soğutmalı kondensere mantıklı bir alternatif olabileceğini göstermiştir [29]. DiFilippo ve Maulbetsch (2018) kapalı çevrim ıslak, kuru ve hibrit soğutma sistemlerinin dizayn parametrelerini tanımlamak için Excel ortamında bir program geliştirmişlerdir. Programda tamamen ıslak, tamamen kuru ve hibrit soğutma sistem performansları hesaplanabilmektedir. 3 farklı soğutma sistemi modelini, gerçek santrallerden alınan değerlerle kıyaslayarak doğrulamışlardır. Sistemlerin maliyetlerini beş farklı bölge için kıyaslayan örnek bir vaka analizi yapmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre soğutma sistemlerinin maliyet ve performanslarında santralin kurulduğu bölgenin meteorolojik özelliklerinin belirleyici olduğu yorumunu yapmışlardır. 2050 yılında California eyaletinde 20 adet 530 MW gücünde kombine çevrim santrali kullanılacağı öngörülmüş, santrallerin soğutma sistemi toplam maliyeti, enerji üretimi ve su tüketiminin belirlenmesinde santrallerin kurulduğu iklimin önemli rol aldığı belirtilmiştir. Yirmi santralin California eyaletinde farklı bölgelerde kurulması ile senaryolar çalışılmıştır. Farklı bölgelerde kurulan santrallerin tamamen kuru, tamamen ıslak ve hibrit soğutma olmaları halinde çıkan neticeler değerlendirilmiştir. Hibrit soğutma sistemleri araştırılırken soğutma yükünün paylaşımının değiştiği farklı hibrit oranı değerlerine göre hesaplamalar yapılmıştır. [30]. Dehaghani ve Ahmadikia (2017) ıslak bir soğutma kulesinin kuru soğutma bileşenleri eklenerek hibrit kule haline getirildiğinde su tasarrufu sağlanacağını ileri sürmüşlerdir. Araştırma için bilgisayarda oluşturulan model sonuçları deneysel olarak doğrulanmıştır

[31]. Xiao vd. (2018) hava soğutmalı kondenserin giriş havasının spreyleme ile soğutulmasını incelemişlerdir. 300 MW gücündeki bir santrali ele almışlardır. Sprey ile giriş havası soğutulduğunda oluşan sıcaklık dağılımını ve akış profilini çıkarmışlardır. Çalışma için oluşturulan numerik model, deneysel yöntemlerle doğrulanmıştır [32]. Heyns (2008) hava soğutmalı kondenserlerde kullanılan deflagmatör ünitesine su püskürten bir sistem ilave edilerek soğutma performansının arttırılabileceğini öne sürmüştür. Hipotezini deneyler ile desteklemiştir [33]. Kutscher ve Costenaro (2002) dört farklı evaporatif soğutma yöntemini kıyaslamak için bilgisayar ortamında program hazırlamışlardır. Program ile evaporatif sistemlerin maliyetlerini ve performanslarını analiz etmişlerdir [34].

Literatür taraması neticesinde hibrit soğutma sistemleri ile ilgili 1970'lerde araştırmaların başladığı fakat çalışmaların yeteri kadar olgunlaşmadığı ve pratik anlamda santrallerde kullanımının yaygınlaşmadığı, günümüze kadar çok az sayıda tesiste uygulandığı görülmüştür. Bununla birlikte son yıllarda suyun değerinin artması ve enerji piyasasının şartları gereği hibrit soğutma sistemlerinin tekrar gündeme gelmeye başladığı ve bu konuda yapılan çalışmaların yoğunlaştığı tespit edilmiştir. Güncel çalışmalar incelendiğinde görülen eksiklikler gözlenmiş ve çalışma bu yönde gelişmiştir. Literatürde gerçek santrallerin iş akışkan çevrimini birebir modelleyen çalışma birkaç tanedir. Bu çalışmada incelenen jeotermal santral gerçeğe yakın şekilde modellenmiştir. Önceki araştırmalarda, hesaplamalarda iklim koşullarını dikkate alan az sayıda yayın vardır. Bu çalışmada farklı iklimlerde santralin performansının ve su tüketiminin hesaplanabildiği denklemler üretilmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmada, jeotermal santrallerin sıcak havalarda düşen performanlarını arttırabilecek alternatif soğutma sistemlerinin ekonomik analizinde kullanılacak bir hesaplama metodunun geliştirilmesi amaçlanmıştır. Çalışmada bu amaçla oluşturulan metod ile alternatif soğutma sistemlerinin ekonomik getirileri hesaplanabilmektedir. Metod yardımı ile hangi sistemlerin yatırım yapılabilir olduğuna ve aralarından hangisinin seçilmesi gerektiğine karar verilebilir.

Geliştirilen metodun ilk adımı olarak gerçek bir jeotermal santral bilgisayar ortamında modellenmiştir. Gerçekte sadece hava ile soğutma yapılan santrale, su kullanan farklı soğutma sistemleri ilave edilmiş, yeni santral modelleri geliştirilmiştir. Hibrit soğutma olarak adlandırılan bu sistemler yardımıyla elde edilen güç artışı, kullanılması gereken su miktarı, para kazancı, yatırım geri dönüş süresi gibi hesaplamaları yapabilmek için modeller geliştirilmiştir.

Daha sonra oluşturulan modeller ile güç artışı ve su sarfiyatının farklı sıcaklık ve nem değerleri için karakteristik eğrileri çıkartılmıştır. Karakteristik değerler kullanılarak regresyon yöntemi ile matematiksel modelleme yapılmıştır. Bu sayede bilgisayarda pahalı programlarla geliştirilmiş, karmaşık ve kurulması zor modeller ile gerçekleştirilen analizler ile aynı sonuçların bulunabildiği denklemler türetilmiştir.

Çalışmada geliştirilen metodun uygulamasını göstermek için jeotermal santrallerin bulunduğu üç farklı bölgenin iklim verileri kullanılarak vaka analizleri yapılmıştır. Bilgisayar ortamında geliştirilen modellerde elde edilen sonuçlarla, regresyon yöntemiyle bulunmuş denklemlerle hesaplanan değerler karşılaştırılmıştır.

Ülkemizde kurulu jeotermal santrallerin büyük kısmı hava soğutmalı kondenserler ile çalışmaktadırlar. Hava sıcaklığının yüksek olduğu dönemlerde bu santrallerin performansı oldukça düşmektedir. Bu çalışmada söz konusu probleme çözüm olabileceği öne sürülen hibrit soğutma sistemleri incelenmiştir. Hibrit soğutma sistemlerinin kullanımı ile elde edilebilecek elektrik üretim artışı ve su tüketim değerleri hesaplanmış, sistem ilk kurulum ve işletme maliyetleri de hesaba katılarak ekonomik analiz yapılmıştır. Böylece optimum faydayı sağlayacak çözümün bulunması amaçlanmıştır.

1.3 Hipotez

Hibrit soğutma sistemleri kullanıldığı takdirde jeotermal santrallerde performans artışı sağlanabileceği öne sürülmüştür. Hibrit soğutma için alternatif çözümler değerlendirilmiştir.

Optimum hibrit soğutma sistemi seçimi ile, yapılan yatırım kısa sürede geri kazanılabilecek ve büyük güç kayıplarının önüne geçilecektir. Jeotermal kaynaklarla üretilen enerji, ülkemizin ödediği ithal ve pahalı doğalgaz faturasını biraz daha

azaltacaktır. Dolayısı ile jeotermal kaynakları optimum kullanabilmek ülkemiz için hayati önemdedir.

Jeotermal santral sahibi firmaların hibrit soğutma sistemlerine yatırım yapabilmesi için, bu sistemlerin ekonomik analizi yapılmalı ve hibrit soğutma sistemlerinin yatırım yapılabilir olup olmadığı araştırılmalıdır. Eğer bir sistem kendini makul sürelerde amorti edemez ise, santral performansını arttırsa bile yatırımcı tarafından rağbet görmez. Bu nedenle hibrit soğutma sistemlerinin mevcut jeotermal santrallerde uygulanabilmesi için, sistemlerin ekonomik analizinin yapılabildiği bir çözüm metodu geliştirilmelidir.

JEOTERMAL ENERJİ VE JEOTERMAL SANTRALLER

Jeotermal Enerji insanlığın başlangıcından beri kullanılmaktadır. Termal kaynaklardan çıkan jeotermal su evleri ısıtmak, hastalıkları iyileştirmek, banyo yapmak ve benzeri birçok amaçla eski devirlerden beri kullanılmıştır. Bununla birlikte jeotermal enerji elektrik üretiminde ancak yirminci yüzyılın başlarında kullanılmaya başlanmıştır. Bu sayede elektrik iletimi ile termal kaynaklardan çok uzakta yaşayan insanlar dahi jeotermal enerjiden faydalanmıştır [35].

2.1 Jeotermal Enerji ve Kullanımı

Jeotermal enerji yeraltından gelen ısı olup, temiz ve sürdürülebilir bir enerji kaynağıdır. Dünya nüfusu arttığı için ve enerji-yoğun teknolojiler geliştirildiği için enerjiye ihtiyaç her geçen gün artmaktadır. 2030'lu yıllarda enerji kullanımının günümüze göre yaklaşık %50 oranında artması beklenmektedir. Yenilenebilir enerji kaynakları yıllık %2,8 artış oranı ile en hızlı büyüyen enerji kaynağıdır. 2035 yılında enerji ihtiyacının yaklaşık %15'inin yenilenebilir enerji ile karşılanacağı öngörülmektedir. Önemli bir yenilenebilir enerji kaynağı olan jeotermal enerji, dünyanın enerji talebini temiz ve çevresel olarak sürdürülebilir bir şekilde karşılamada çok önemli bir rol oynayabilir. Jeotermal enerji çok yönlü olarak kullanılabilen bir yenilenebilir enerji kaynağıdır. Binlerce yıldır banyo, temizlenme, yemek pişirme, sağlık ve ısınma gibi birçok alanda kullanılmaktadır [36].

2.1.1 Dünya’da Jeotermal Enerji

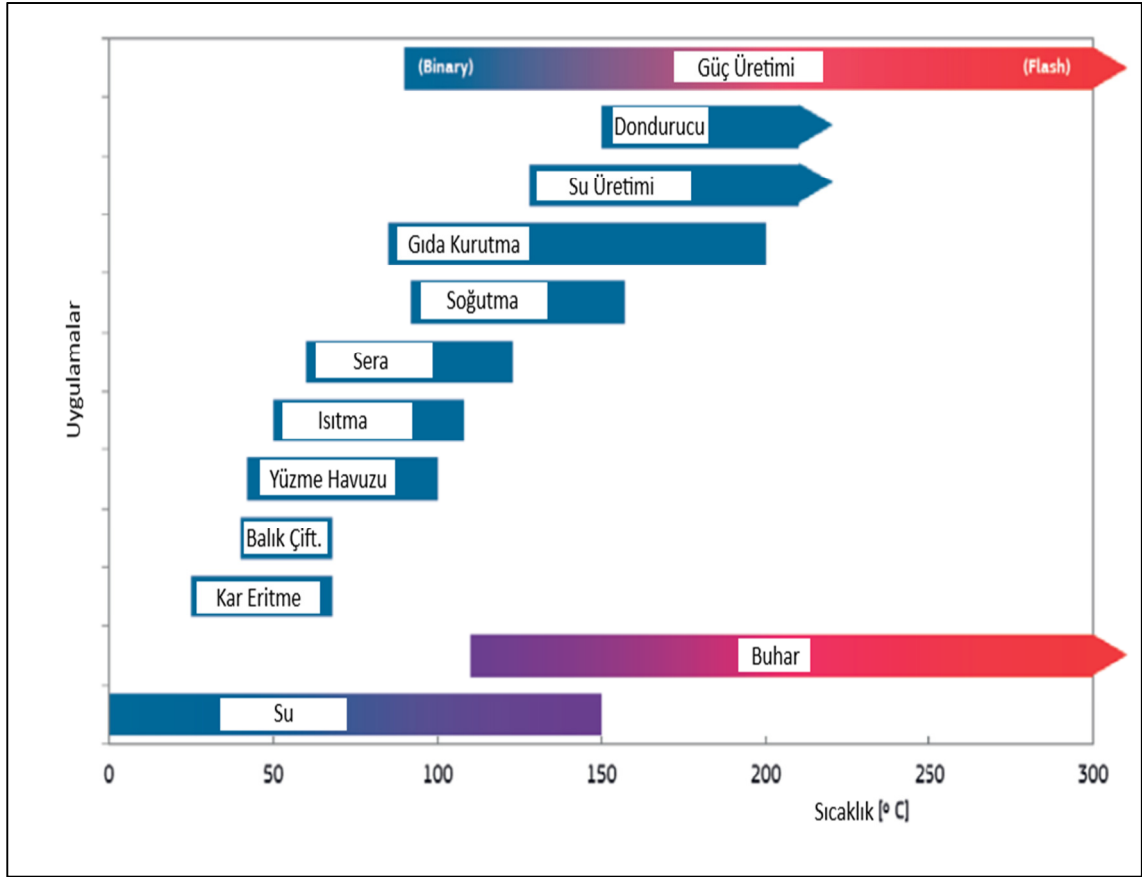
Dünyada ilk bölgesel ısıtma, 14. Yüzyılda Fransa’nın Chaudes-Aigues bölgesinde kurulmuştur. İlk jeotermal kuyu 1755 yılında İzlanda, Reykjavik şehrinde açılmıştır. Bununla birlikte jeotermal enerjinin büyük ölçekte ısınma, elektrik üretimi ve endüstriyel kullanımı yirminci yüzyılda başlamıştır. İlk büyük bölgesel ısıtma İzlanda’da 1930’lu yıllarda devreye girmiştir. Bu sistem hali hazırda iki yüz bin nüfuslu Reykjavik kentinde bölgesel ısıtmanın %99’unu karşılamaktadır. Dünyadaki ilk ticari elektrik santrali ise Larderello, İtalya’da 1913 yılında üretime başlamıştır. Jeotermal enerji kullanımı 1970’lerden itibaren çok hızlı bir artış göstermiştir. 2000-2010 yılları arasında jeotermal enerji üretimi yaklaşık üç kat artarak 15 GW_{th}’tan 50 MW_{th}’a çıkmıştır [36].

Dünya’da fosil enerji kaynaklarına bağımlı enerji sektörü gittikçe daha temiz ve sürdürülebilir olan yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmektedir. Jeotermal enerji, düşük çevresel etkisi olduğu, çok az sera gazı salınımı olduğu ve oturmuş bir üretim teknolojisi olduğu için diğer yenilenebilir enerji kaynaklarına göre avantajlıdır. Ayrıca jeotermal enerjinin rüzgar ve güneş enerjisi gibi iklim koşullarından etkilenmemesi önemli bir özelliğidir [37].

Jeotermal enerji diğer yenilenebilir kaynakların aksine kesintisizdir. Güneş ve rüzgar kesintili ve süreksiz enerji kaynaklarıdır. Bununla birlikte elektrik üretiminde kullanılabilen jeotermal enerji kaynakları volkanik veya tektonik olarak aktif olan bölgelerde bulunmaktadır. Jeotermal enerji büyük bir potansiyel barındırmaktadır. Yerin 10 km altında bulunan ısı, bütün petrol ve gaz kaynaklarından elli bin kat daha fazla enerji ihtiva etmektedir. Bununla birlikte jeotermal enerji ile elektrik üretiminin maliyetleri oldukça rekabetçi düzeylere gelmiştir. Maliyetlerin 2050 yılına kadar daha da düşeceği öngörülmektedir. Jeotermal enerji küresel ısınmayı azaltma yolunda önemli bir araçtır. Konvansiyonel enerji kaynaklarının kullanımını azaltması toplum sağlığı yönünden de önemlidir [38].

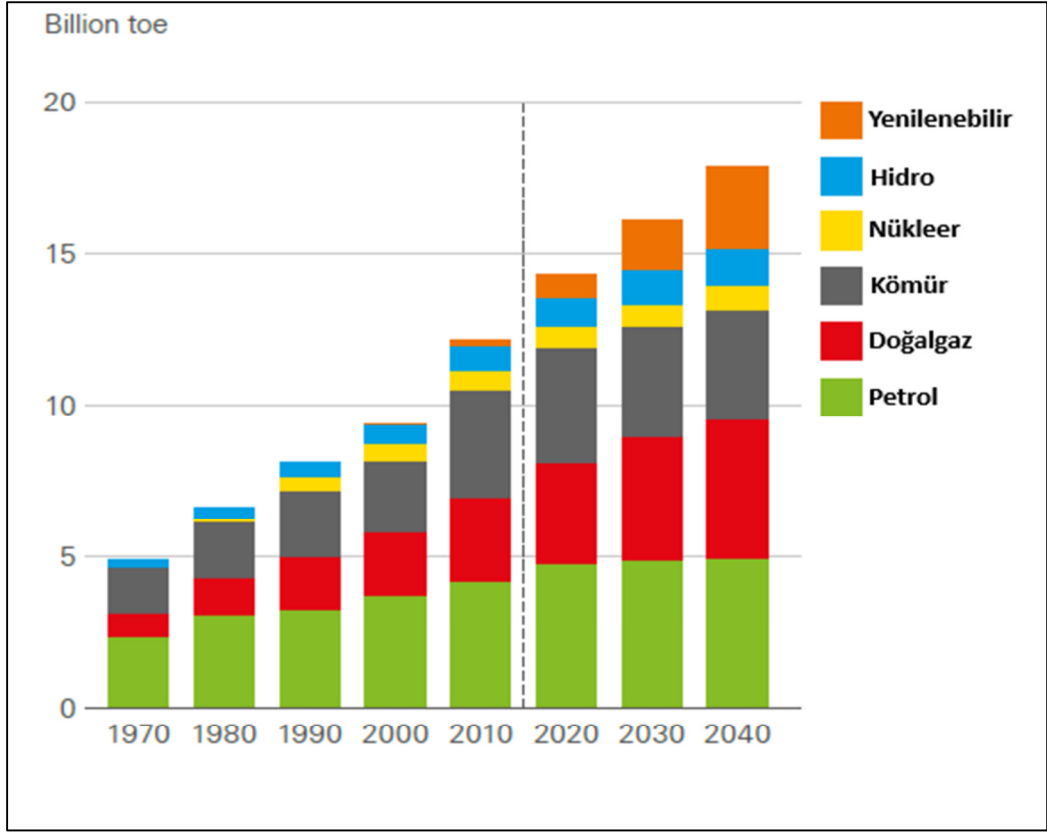
1973 yılında Lindal, jeotermal kaynakların akışkan sıcaklığına göre kullanım alanlarını belirten “Lindal Diyagramını” tanıtmıştır [39]. Şekil 2.1’de Lindal Diyagramı gösterilmiştir.

Uluslararası Yenilenebilir Enerji Ajansı'nın (IRENA) 2019 yılında yayınladığı rapora göre Dünya çapında jeotermal enerji santrallerinin kurulu gücü 2018 itibari ile 13.329 MW olmuştur [40].

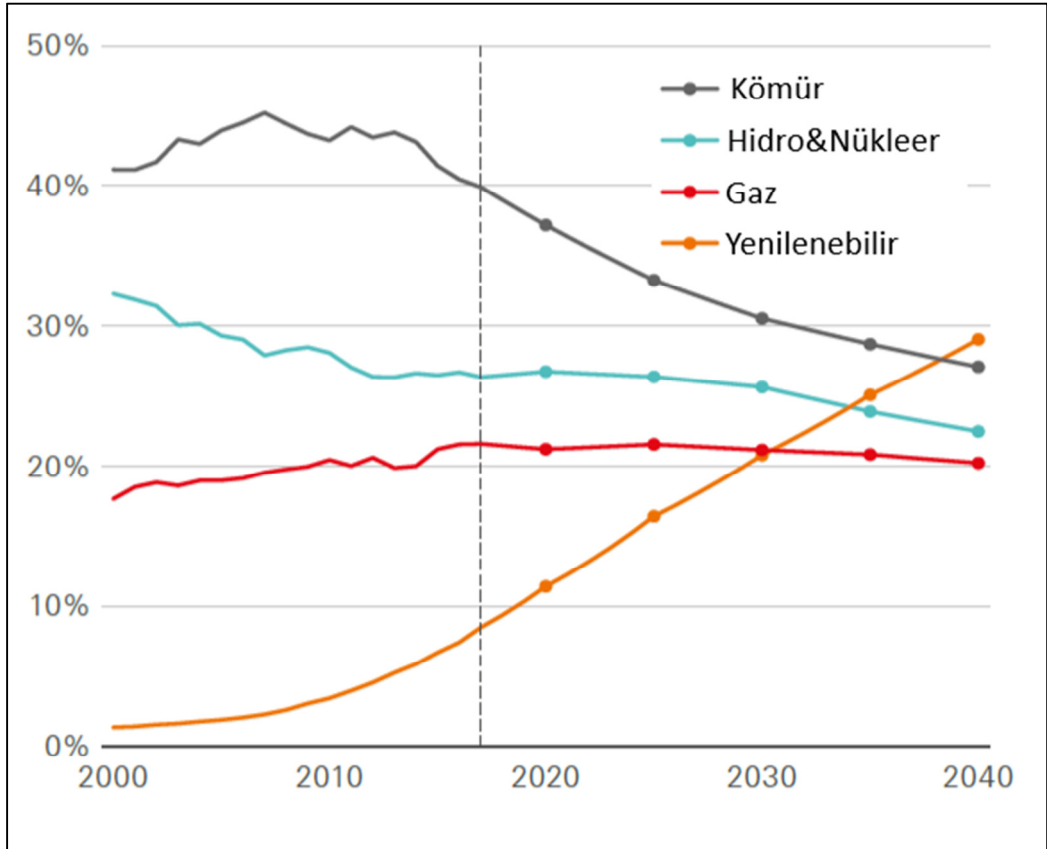


Şekil 2.1 Lindal Diyagramı [39]

Enerji tüketimi insanlığın yaşam standardı ile doğrudan orantılıdır. Dolayısı ile ülkelerin refahı arttıkça enerji ihtiyaçları da yükselir. Enerji ile ilgili yapılan projeksiyonlar kişi başına düşen elektrik tüketimi değerinin önümüzdeki yıllarda artmaya devam edeceğini öngörmektedir. Bununla birlikte küresel dünyayı büyük bir ikilem beklemektedir: Daha çok enerji ihtiyacı ve daha düşük karbon salınımı hedefleri. Bu bağlamda birincil enerji arzında yenilenebilir enerji kaynakları payının önümüzdeki yıllarda hızla artması beklenmektedir. Şekil 2.2'de 2040 yılına kadar tahmin edilen dünyadaki birincil enerji arzı yakıt kaynakları üretim değerleri görülmektedir. Elektrik üretiminde de jeotermal enerji gibi yenilenebilir enerji kaynaklarının payının artacağı düşünülmektedir. Şekil 2.3'de ise dünyada yenilenebilir enerji kaynakları kullanımı oranının süratle arttığı gösterilmiştir [41].



Şekil 2.2 Birincil Enerji Kaynakları 1970-2040 [41]



Şekil 2.3 Elektrik Üretiminde Enerji Kaynaklarının Payı [41]

2.1.2 Türkiye’de Jeotermal Enerji

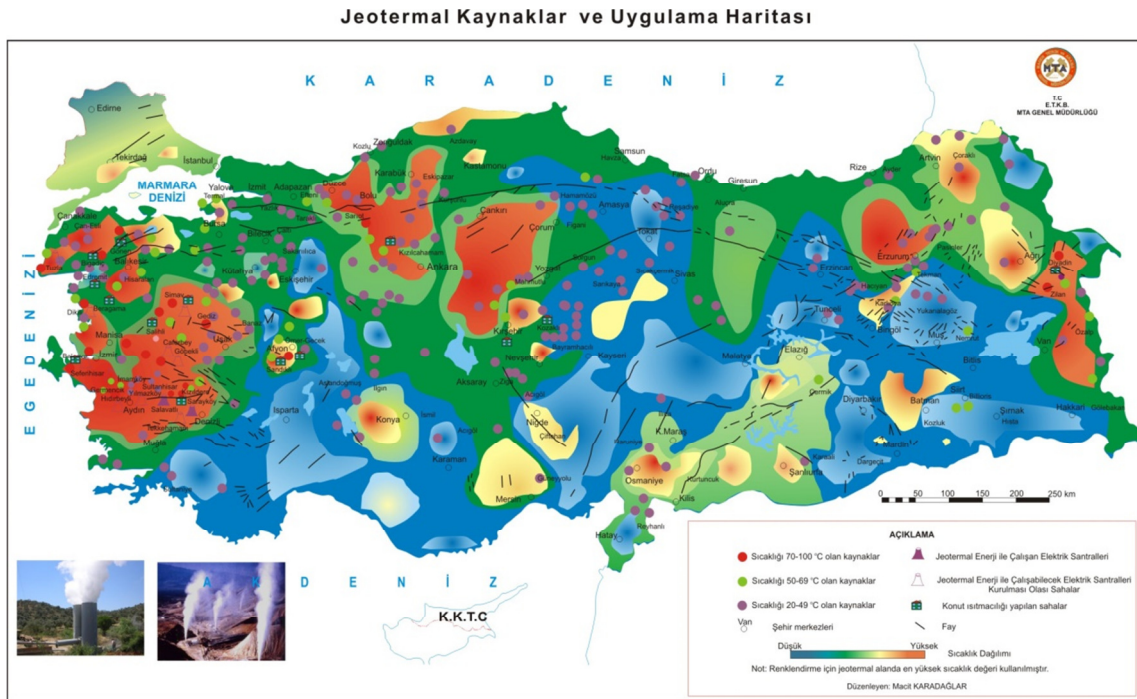
Türkiye’nin enerji tüketimi son 25 yılda ekonomik büyümeye, nüfus artışına, sanayileşmeye ve şehirleşmeye paralel olarak artmıştır. Bu nedenle Türkiye’nin enerji altyapısı ve elektrik santrallerinin toplam kurulu gücü yükselmiştir. Enerji tüketiminin artması ülke ekonomisine ciddi yük olmaktadır. Bunun nedeni Türkiye’de yeterli enerji üretimi olmadığı için enerji ihtiyacının büyük kısmını başka ülkelerden ithal ederek karşılamasıdır. Dış ülkelere fosil enerji kaynakları olan kömür, doğalgaz ve petrol alınmaktadır. Petrol yoğun olarak petrokimya endüstrisi ve ulaşımda kullanılmaktadır. Dünya’da bu üç fosil kaynak, enerji talebinin büyük kısmını karşılamaktadır. Yenilenebilir kaynakların toplam enerji üretimindeki payı hala küçüktür. Türkiye enerji ithalatına 2013 yılında 60 milyar dolar harcamıştır. Bu Türkiye’nin toplam ithalatının yaklaşık dörtte biridir. Doğalgaz en fazla ithal edilen enerji kaynağıdır. Doğalgazın %75’in üstünde kısmı Rusya ve İran’dan sağlanmaktadır. Enerji sektöründeki bu durum Türkiye açısından dezavantajlı olup, sorunun zararlarını hafifletmek için ithal fosil kaynaklarının kullanımı mümkün olduğunca azaltmalı ve sahip olunan yerli enerji kaynakları kullanılmalıdır. Fakat Türkiye’de bulunan en önemli fosil enerji yakıtı linyit kömürüdür. Linyit kömürünün kullanımı ise sera gazı etkisi ve çevresel etkileri nedeniyle sakıncalıdır. Bu nedenle Türkiye yenilenebilir enerji kullanımını mümkün olduğunca arttırmalı ve fosil yakıt kullanımını azaltmalıdır [42].

Dünya çapında da artan sera gazı etkileri ve fosil yakıt fiyatlarındaki değişimler yenilenebilir enerjiye ilgiyi arttırmıştır. Bu bağlamda Türkiye oldukça iddialı bir hedef belirlemiştir. Türkiye 2023 yılında enerji tüketiminin %30’unu yenilenebilir enerji ile karşılamayı amaçlamıştır. Yenilenebilir enerjinin payını bu oranda artırmak eğer önlemler alınmaz ise ülke elektrik şebekesinin güvenilirliğini azaltacaktır. Yenilenebilir enerji kaynakları süreksiz ve kesintili olduğu için daha güvenilir olan biyokütle, jeotermal ve hidroelektrik gibi yenilenebilir kaynaklara gereksinim vardır. Bununla birlikte kuraklık olması halinde hidroelektrik enerji kesintiye uğrar, biyokütle enerjisi üretimi için gerekli kaynakların edinimi çeşitli sebepler ile kesintiye uğrayabilir. Söz konusu kaynaklar içerisinde de en güvenilir ve sürekli olan kaynak jeotermal enerjidir. Türkiye 1984 yılından beri jeotermal enerjiyi elektrik üretimi için kullanmaktadır.

Denizli Kızıldere’de kurulan 20,4 MW gücündeki santral Türkiye’nin ilk, Avrupa’da ise İtalya’dan sonra kurulan ikinci jeotermal santraldir [42].

Türkiye jeolojik yapısı nedeni ile zengin jeotermal enerji kaynaklarına sahiptir. Elektrik üretimi için uygun, yüksek sıcaklıktaki jeotermal kaynaklar özellikle Ege Bölgesi’nde yer almaktadır. Kaynak sıcaklıkları 140-287 °C arasında değişmektedir. Türkiye’nin jeotermal enerjiden elektrik üretim potansiyelinin 4.000 MW üzerinde olduğu değerlendirilmektedir [43]. Türkiye’de jeotermal enerjiden üretilen elektriğe devlet teşviği uygulanmaktadır. Mevcut elektrik tarifesine göre; 2020 yılına kadar jeotermal santral kuran firmalara 10 yıl boyunca 10,5 cent/kWh elektrik alım garantisi verilmektedir. Santral ekipmanlarının tümünün yerli üretimi olması ile teşvik 13,2 cent/kWh’a kadar çıkabilmektedir [44].

Türkiye’deki jeotermal kaynakların büyük bir kısmı %90’ı düşük ve orta sıcaklıkta olup termal turizm, ısıtma gibi amaçlarla kullanılır. Keşfedilen kaynaklarla kalan %10’luk kısmı elektrik üretimi için uygundur. Türkiye; ABD, Filipinler, Yeni Zelanda ve Endonezya ile birlikte jeotermal enerjiden en fazla elektrik üreten ülkeler arasında yer almaktadır [45]. Şekil 2.4’te Türkiye jeotermal kaynaklar haritası sunulmuştur.



2019 Temmuz sonu itibariyle Türkiye’de kurulu 48 adet jeotermal santral bulunmaktadır. Bu santrallerin toplam kurulu güçleri 1.335,5 MW ve 2018 yılında toplam elektrik üretimine katkıları %1,4’tür [46].

2.2 Jeotermal Santraller

Bütün konvansiyonel elektrik santrallerinde olduğu gibi jeotermal santraller de akışkan sıvıyı buhar fazına geçirmek için ısı kaynağı kullanır. Yüksek basınçlı buhar, jeneratöre bağlı türbini çevirecek mekanik enerjiyi sağlar. Jeotermal santrallerde ısı kaynağı jeotermal akışkandır. Bu nedenle yakıt maliyeti yoktur. Bununla beraber, jeotermal suyun santrallere getirilmesinin; kuyu açma, suyun iletimi, kimyasal şartlandırma vb. gibi maliyetleri vardır.

Jeotermal santrallerde kullanılabilen temel termodinamik çevrimler şunlardır:

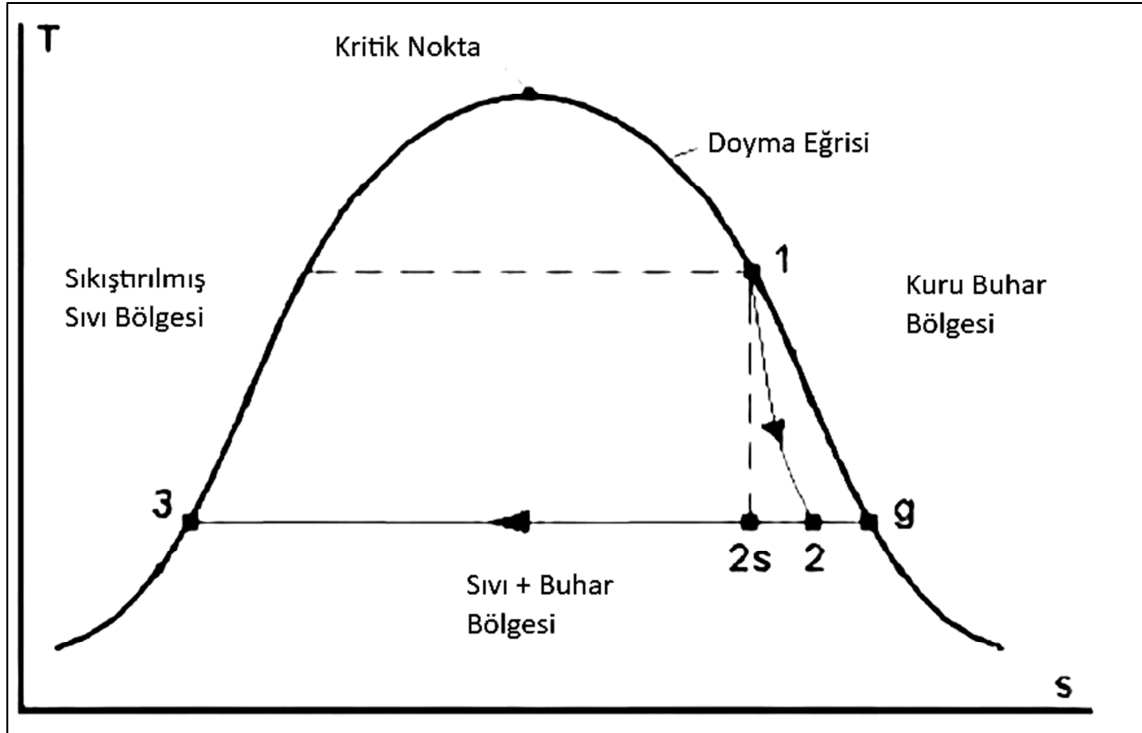
- Kuru Buhar
- Flaş
- Binary (İkili)
- Kalina

Bu çevrimler kaynağın ısıl kapasitesine göre kombine çevrim olarak da kullanılabilir [47].

2.2.1 Kuru Buhar Kullanan Jeotermal Santraller

Kuru buhar jeotermal santralleri ticari işletmeye geçen ilk jeotermal çevrim tipidir. İtalya’nın Larderello şehrinde 1904 yılında Prens Piero Ginori Conti jeotermal kaynaktan çıkan buhar ile çalışan ilk küçük buhar makinesini icat etmiştir. Bu makine sadece 5 ampul yakabilen bir makine olmasına rağmen büyük santrallerin öncüsü olmuştur. Kuru buhar ile çalışan jeotermal santraller diğer jeotermal santral tiplerine göre oldukça basittir. Jeo-akışkan sade buhardan oluştuğu için enerji üretmek için türbine doğrudan gönderilir. Dünyada kuru buhar üretilen başlıca bölgeler Lardarello ve ABD, Kaliforniya’da bulunan Geysers alanıdır. Ünitelerin ortalama güç üretimi 40 MW’a kadar çıkmaktadır. Kuru buhar santrallerinin turbo-jeneratör setleri flaşlı jeotermal santralleri ile aynıdır. Türbinler, tek basınç girişli impals-reaksiyon kanatlıdır.

Ünite büyüklüğüne göre tek akışlı ya da çift akışlı olabilirler. Türbinden çıkan çürük buharı yoğunlaştırmak için yüzey kondenseri ya da direk temaslı kondenser kullanılabilir. Şekil 2.5'te kuru buhar jeotermal santrali çevrimi gösterilmiştir [48].

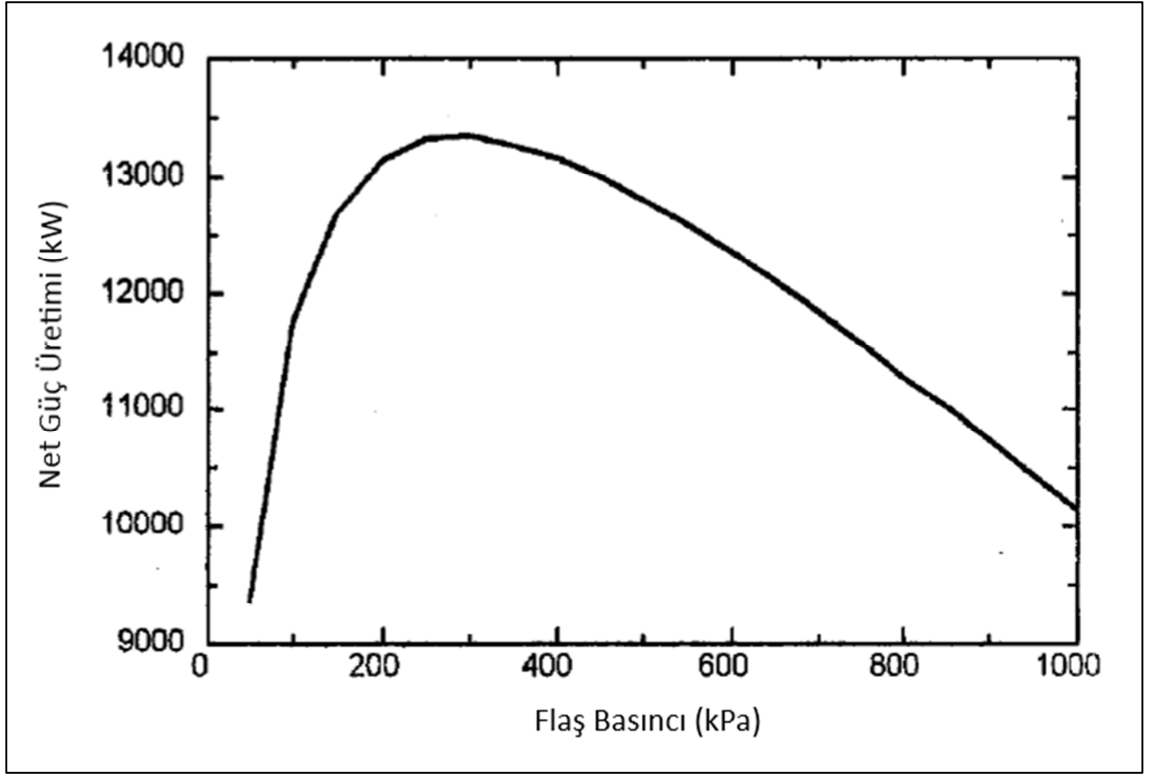


Şekil 2.5 Kuru Buhar Jeotermal Santrali Çevrimi [48]

Jeotermal kuyu doymuş buhar ürettiği için 1 başlangıç hali doymuş buhar eğrisi üzerindedir. 1-2 prosesi türbinde gerçek genişlemeyi, 1-2s izentropik genişlemeyi temsil eder. 2-3 işleminde kondenserden dış ortama ısı geçişi olur [48].

2.2.2 Flaşlı Jeotermal Santraller

Flaş prosesi yeraltından çıkan basınçlı jeotermal suyun basıncı düşürülerek bir seperasyon istasyonunda buhar ve su fazına ayrılarak, buharın sisteme alınmasıdır. Flaş prosesinde entalpi sabittir. Flaş basıncı küçük seçilirse buharlaşan su miktarı artar. Fakat buharın entalpisi düşer. Aynı şekilde flaş basıncı büyük seçilirse buharlaşan miktar azalır. Bununla birlikte entalpi yükselir. Güç üretimi kütle debisi ve buhar entalpisi ile orantılı olduğu için belli bir flaş basıncında güç maksimum olur. Bu basınç değeri optimum flaş basıncıdır. Şekil 2.6'da flaş basıncına göre güç değişimi gösterilmiştir [49].



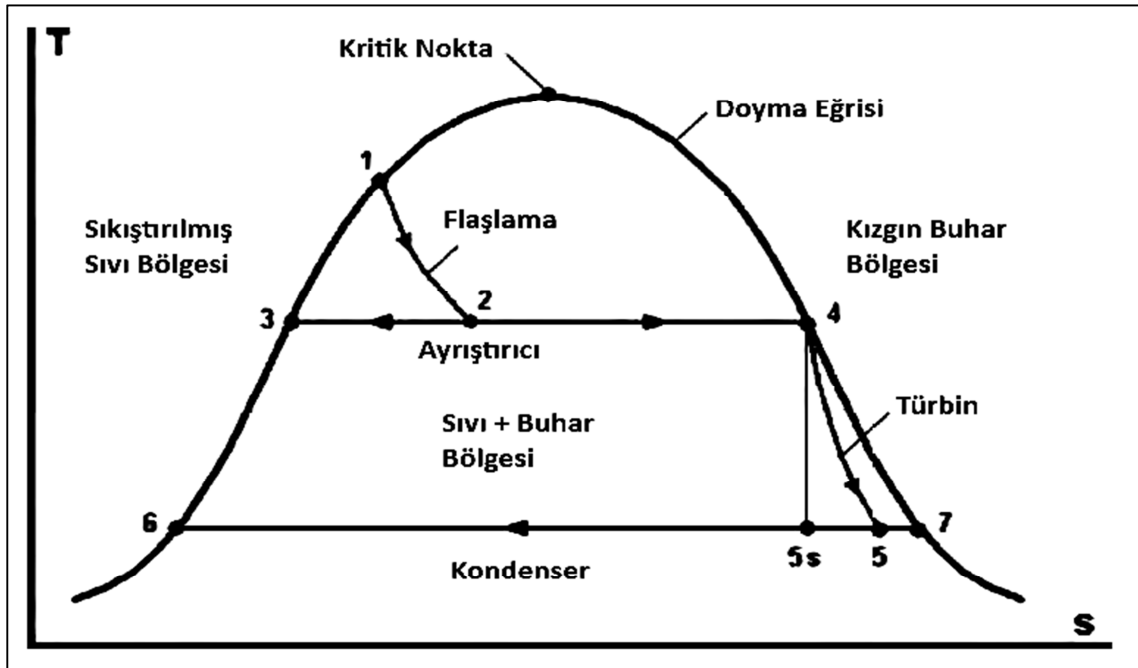
Şekil 2.6 Tek Flaş Prosesi Basıncı-Güç Optimizasyonu [49]

Şekil 2.7’de tek flaşlı jeotermal santral çevrimi sunulmuştur. Jeotermal akışkan 1 hal noktasında doymuş sıvı eğrisi üzerindedir. Flaş prosesi sabit entalpide akışkan basıncının kısılması ile gerçekleşir. 2 hal noktasına gelen jeotermal akışkan su-buhar karışımı haline gelmiştir. Bu noktada sabit basınçta karışımın sıvı ve buhar fazları ayrıştırılır. Ayrıştırma neticesinde sıvı kısım 3 noktasında doymuş su eğrisi üzerine, buhar ise doymuş buhar eğrisi üzerine 4 noktasına gelir. 4 noktasında türbine giren buhar 5 hal noktasına genişler ve iş yapar. 5s noktası izentropik genişleme noktasını gösterir. 5 hal noktasında kondensere giren akışkan yoğunlaşır ve 6 noktasında doymuş sıvı eğrisi üzerinde çevrim tamamlanır [48].

Flaş prosesinden ayrılan jeotermal su yeterli enerjiyi barındırıyorsa daha düşük bir basınçta birkaç kez tekrar flaş prosesi yapılabilir. İki kere flaş işlemi yapılanlara çift flaşlı jeotermal santraller denilmektedir [49]. Türkiye’de, Germencik (Aydın) ve Alaşehir (Manisa)’da bu tip santraller bulunmaktadır [43].

Çift flaşlı santraller aynı jeotermal akışkan özelliklerinde tek flaşlı santrallere göre %15-%25 daha fazla güç üretir. Çift flaşlı santraller tek flaşlılara göre daha karmaşık ve daha maliyetlidir. Bununla birlikte elde edilen güç artışı fazladan maliyeti karşılamaktadır.

Şekil 2.8’de çift flaşlı santral çevrimi görülmektedir. Çevrimde iki kez flaş prosesi ve iki sefer ayırıştırma uygulanmaktadır [48].

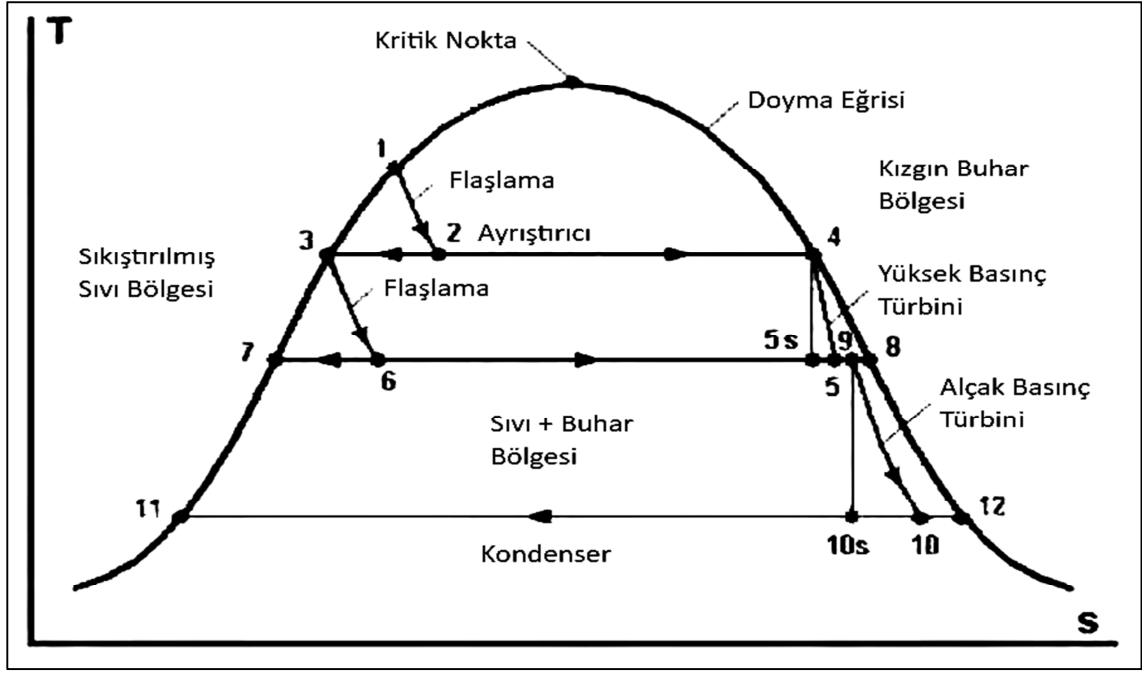


Şekil 2.7 Tek Flaşlı Jeotermal Santrali Çevrimi [48]

Buhar-su ayrımı 3 kez yapıldığında bu prosese üçlü flaş sistemi adı verilir. Türkiye, ABD ve Yeni Zelanda’da bu sistemler mevcuttur [43].

2.2.3 Binary (İkili) Jeotermal Santraller

Düşük sıcaklıklı (150°C altı) jeotermal kaynaklarda binary jeotermal çevrimi kullanılır. Binary çevrimde ikinci iş akışkanı kapalı Rankine çevrimini oluşturur. Bu çevrimde organik akışkanlar kullanılır. Bu nedenle çevrim “Organik Rankine Çevrimi” (ORÇ) olarak adlandırılır. ORÇ’nde iş akışkanı seçimi çok kritiktir. Kaynak sıcaklığı, güç, maliyet, termal stabilite, yoğunlaşma basıncı, çevresel etki ve güvenlik gibi birçok parametre göz önüne alınmalıdır. Ozon tabakasına en az zarar veren akışkanlar tercih edilmelidir. Aynı zamanda küresel ısınma nedeniyle sera etkisi en az olan akışkanlar kullanılmalıdır. R114, R245fa, R123, R601a, n-pentane ve R113 uygun çalışma basıncı ve maksimum güç elde edebilmek için ideal organik akışkanlardır. Kaynağın en fazla 100°C olduğu durumda R236ea, R245ca, R245fa, R600 ve R601 kullanımı tavsiye edilmektedir [50].



Şekil 2.8 Çift Flaşlı Jeotermal Santrali Çevrimi [48]

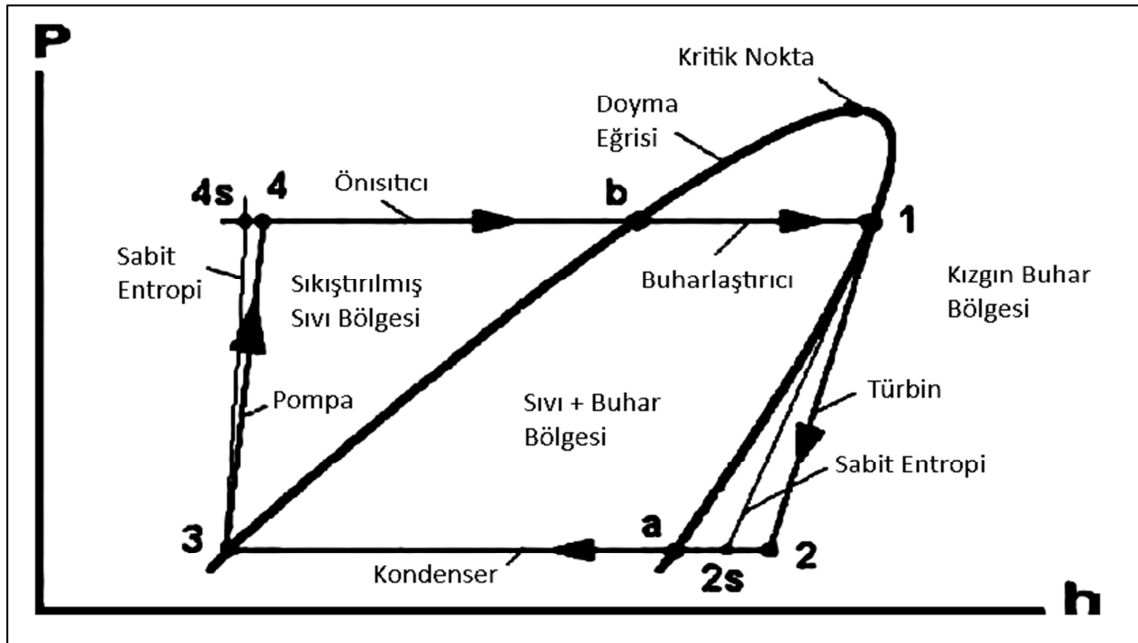
Binary çevrimde ikincil çevrim kullanımı termodinamik çevrim dizaynında esneklik ve kolaylık sağlar. Organik akışkanın termodinamik özelliklerine göre optimum çevrim elde edilebilir [51].

Dünya’da ilk binary jeotermal santrali Rusya’nın Kamçatka bölgesinde 1967 yılında inşa edilmiştir. Bu düşük sıcaklıkta gaz fazına geçen organik akışkanın binary çevrimde kullanıldığı ilk uygulamadır. İlk santral bu yıllarda yapılmasına rağmen 2000’li yıllara kadar binary çevrimi ve teknolojisinin gelişimi kısıtlı kalmıştır. 2000 yılından sonra özellikle son yıllarda binary çevrimli santrallerin kullanımında adeta patlama yaşanmıştır. 2000’den 2010 yılına kadar geçen 10 yıllık zamanda dünyada kurulu binary çevrimli santrallerin kurulu gücü 200 MW’tan 2.000 MW’a çıkmıştır [52].

Dünya’da binary jeotermal santrallerin yaklaşık %77’si 150°C-200°C sıcaklık aralığındaki kaynaklardan beslenmektedirler. Binary çevrimli santrallerin ortalama gücü 6,3 MW’tır. Tek flaşlı jeotermal santrallerin 30,4 MW, çift flaş 37,4 MW ve kuru buhar jeotermal santrallerinin ortalama gücü 45,4 MW’tır [52].

Binary jeotermal santrallerinde jeotermal su, eşanjör içinde ısısını kaynama sıcaklığı düşük olan organik iş akışkanına aktarır. İş akışkanı eşanjörde doymuş veya kızgın buhar haline gelir. Kızgın buhar haline gelen iş akışkanı türbinde iş yapar ve buradan kondensere aktarılır. Kondenserde iş akışkanı yoğunlaşır ve pompa ile ön ısıtıcı ve

buharlaştırıcıya tekrar yönlendirilir. Böylece kapalı Organik Rankine Çevrimi tamamlanmış olur [53].



Şekil 2.9 Binary Jeotermal Santrali Çevrimi [48]

Şekil 2.9'da binary jeotermal santrali çevrimi gösterilmiştir. Burada 3 hal noktasında akışkan pompa ile basınçlandırılarak 4 noktasına gelir. 4s izantropik sıkıştırma noktasıdır. 4 hal noktasında önısıtıcıya giren akışkan doymuş sıvı halinde buharlaştırıcıya girer ve 1 hal noktasında doymuş buhar eğrisi üzerine gelir. 1 noktasında türbine giren iş akışkanı 2 noktasına kadar genişleyerek iş yapar. 2s izentropik genişleme noktasını gösterir. 2 hal noktasından kondensere giren akışkan doymuş sıvı eğrisi üzerindeki 3 noktasına kadar yoğuşur. Diyagramda gösterilen termodinamik çevrim tipi soğutma ve iklimlendirme konularında sıkça karşılaşılmaktadır. Görüldüğü gibi binary çevrimde kullanılan organik akışkanların doyma eğrisi su-buhar doyma eğrisinden farklıdır. Buhar doyma eğrisinin bu şekilde olması sayesinde doymuş buhar olarak türbine giren akışkan, kuru buhar bölgesinde iş yapar [48].

Sistemi daha verimli hale getirmek, iç tüketimi düşürmek amacıyla flaş-binary santraller birlikte kullanılabilir. Bunlara ileri jeotermal sistemleri denilmektedir. Denizli, Türkiye'de bulunan Kızıldere II ve Kızıldere III santralleri bu tip tesislerdendir [43].

2.2.4 Kalina Çevrimi

Alexander Kalina'nın tasarladığı termodinamik çevrim Kalina Çevrimi olarak adlandırılmıştır. Kalina Çevrimi aslında bir binary çevrimdir. Kalina Çevrimi'nin diğer Organik Rankine Çevrimi'nden farkı iş akışkanı olarak amonyak-su karışımının kullanılmasıdır. Bu iş akışkanı ile diğer organik iş akışkanlarına göre eşanjörlerde gerçekleşen ısı transferi daha efektiftir [54].

ENERJİ TESİSLERİNDE KULLANILAN SOĞUTMA SİSTEMLERİ

3.1 Soğutma Sistemleri

Soğutma sistemleri elektrik santralleri için önemli bileşenlerdendir. Soğutma ekipmanları toplam elektrik üretim maliyetinde büyük pay sahibidir. İlk yatırım, işletme ve çevresel etkiler maliyetin önemli kalemlerindendir. Soğutma sisteminin seçimi santral ekonomisi için çok önemlidir. Bunun nedeni soğutma sisteminin santral verimi ve kapasitesini doğrudan etkilemesidir. Soğutma sisteminin seçiminde santralin kurulacağı bölgenin iklimi ve su kaynaklarının özellikleri dikkate alınır. Soğutma sistemlerinin teknik özelliklerinin yanında çevresel etkileri son yıllarda daha fazla dikkate alınmaya başlanmıştır. Enerji santrallerinin çevresel etkileri son yıllarda daha sıkı incelenmektedir. Soğutma sistemleri su kaynaklarındaki organik yaşamı tehdit edebilir. Bunun yanında soğutma sistemleri çok fazla miktarda su kullandığı için su rezervlerini kritik seviyelere getirebilirler. Bu nedenle soğutma sistemlerinde mümkün olduğunca az su tüketen gelişmiş soğutma teknolojilerinin hayata geçirilmesi her geçen gün daha fazla zorunluluk haline gelmektedir. Fakat bu sistemlerin ilk yatırım ve işletme maliyetleri konvansiyonel soğutma sistemlerine göre oldukça fazladır. Ayrıca bu sistemler çevrim verimini ve gücünü önemli ölçüde düşürmektedir. Dolayısı ile soğutma sistemlerinin seçiminde alternatif yöntemler dikkatle analiz edilmeli, santral performansını ve toplam maliyeti optimize eden çözümler bulunmalıdır [55].

Bütün santraller türbinden çıkan iş akışkanını atmosfer basıncının altında bir basınç değeri ile yoğunlaştırmak zorundadır. Yoğunlaştırma işlemi soğutucu sistemler ile yapılır.

Soğutma sistem seçenekleri şunlardır: doğrudan soğutma, kapalı çevrim ıslak soğutma, kuru soğutma (hava ile) ve hibrit (ıslak/kuru) soğutma [2].

Soğutma sisteminin seçimi bir santralin dizaynını, maliyetini ve performansını önemli ölçüde etkiler. Soğutma sistemi optimizasyonu yapılırken göz önüne alınması gereken değişkenler şunlardır: sistem yatırım maliyeti, işletme ve bakım maliyeti, santral verim ve gücüne etkisi, su ile ilgili kısıtlar (Su edinimi ve deşarjı) ve çevresel faktörler (emisyonlar, atık su, gürültü, su sürüklenmesi, sislenme ve estetik görünüm). Santralin kurulduğu bölgenin kanunlarına göre bazı soğutma sistemi seçenekleri kısıtlanabilir. Örneğin doğrudan soğutma sistemi doğal kaynaklardan çok fazla miktarda su çektiği ve su canlılarının yaşam alanlarını etkilediği için bazı bölgelerde yasaklanmıştır. Soğutma sistemi seçiminde yakıtın ucuz olduğu bölgeye ya da yük ve iletim merkezlerine yakınlık gibi faktörlerde belirleyici olabilir [3].

Soğutma sistem seçeneklerinin doğru kıyaslamasını yapabilmek için aşağıdaki kriterlerin sağlanması gerekir:

- Kıyaslama optimize edilmiş sistemler arasında yapılmalı. Optimize edilmiş bir sistemde soğutma sistemi ile ilgili bütün masraflar en aza indirilmeli,
- Optimizasyon, soğutma sisteminin seçiminden ve performansından kaynaklanan bütün maliyet kalemlerini içermelidir.

Santrallerin dizayn aşamasında gerçekleşen soğutma sistemi seçiminde çoğu zaman kapsamlı optimizasyon yapılmaz. Genellikle ilk yatırım maliyeti düşük olan soğutma sistemi seçilir. Geçmiş tecrübeler ve firmaların tercihleri de bu seçimin sonucunu belirleyebilir [3].

Bir soğutma sisteminin toplam maliyeti 3 kısımdan oluşur:

İlk yatırım maliyeti: Kondenser, soğutma kulesi gibi ana bileşenlerin yanında su pompaları, boru hatları, su arıtma üniteleri gibi yardımcı ekipmanları içerir. Bu yatırım kalemine ekipmanların sahaya taşınması, montajı ve santral çevrimine bağlanma masrafları da dahil edilmelidir. Soğutma sistem seçimi bazen buhar türbini gibi ana ekipmanların dizayn ve maliyetinde belirleyici olabilir [3].

İşletme ve bakım maliyetleri: İşletme maliyetleri, su pompaları ve hava soğutmalı kondenser fanı gibi yardımcı ekipmanların tükettiği enerjiyi ve soğutma sisteminde harcanan suyun tamamlanmasının masrafını içerir. İşletme maliyetleri seçilen soğutma sistemine göre dikkate değer farklılıklar gösterir. Bakım maliyetleri; rutin muayene, döner ekipman ve eşanjörlerin bakımlarını kapsar. Kuru soğutma sistemlerinde ısı transfer yüzeylerinin temizlenmesi de bakım kalemi içine alınır [3].

Performans kısıtları: Soğutma sistemi seçiminin santral çevrim verimi ve gücü üzerindeki etkilerini belirtir. Soğutma sistemi kapasitesi buhar türbini çıkış basıncını belirler. Düşük performanslı soğutma sistemleri ile buhar türbini çıkış basıncı yüksek olacak ve dolayısı ile çevrim verimi azalacaktır. Bu nedenle buhar türbini kapasitesi kısıtlanacaktır. Çevrim performansının düşmesi ile yakıt maliyeti artar, kapasite sınırlandığı için güç üretiminden elde edilen kazanç azalır. Bir soğutma sisteminin temel görevi, yüksek sıcaklık ve nem değerlerinde bile buhar türbini çıkış basıncının dizayn değerlerine yakın olmasını sağlamaktır. Buhar türbini çıkış basıncı kondenser basıncı ile doğrudan bağlantılıdır [3].

3.1.1 Doğrudan (Once-Through) Soğutma

Doğrudan soğutma sisteminde buhar türbininden çıkan çürük buhar konvansiyonel bir yüzey kondenserinde yoğuşturulur. Kondenserde soğutma suyu olarak kullanılan soğuk su; göl, nehir veya deniz gibi büyük bir su kaynağından sağlanır. Çürük buhar kondenserin içindeki boruların üstünde yoğuşur. Buhar yoğuşurken ısını boruların içerisinde akan soğutma suyuna aktarır. Sistem dizaynına göre soğutma suyu sıcaklığı 8 °C ila 15 °C arasında artar. Sıcaklığı artan su, alındığı kaynağa geri gönderilir. Kullanılan soğutma suyu miktarı 95 m³/MWh'ten 190 m³/MWh'a kadar değişmektedir. Soğutma suyu santrallerde doğrudan kullanılmadığı halde taşıma esnasında yaklaşık % 0,5 ile % 2 oranında suyun buharlaşarak harcandığı varsayılmaktadır [56].

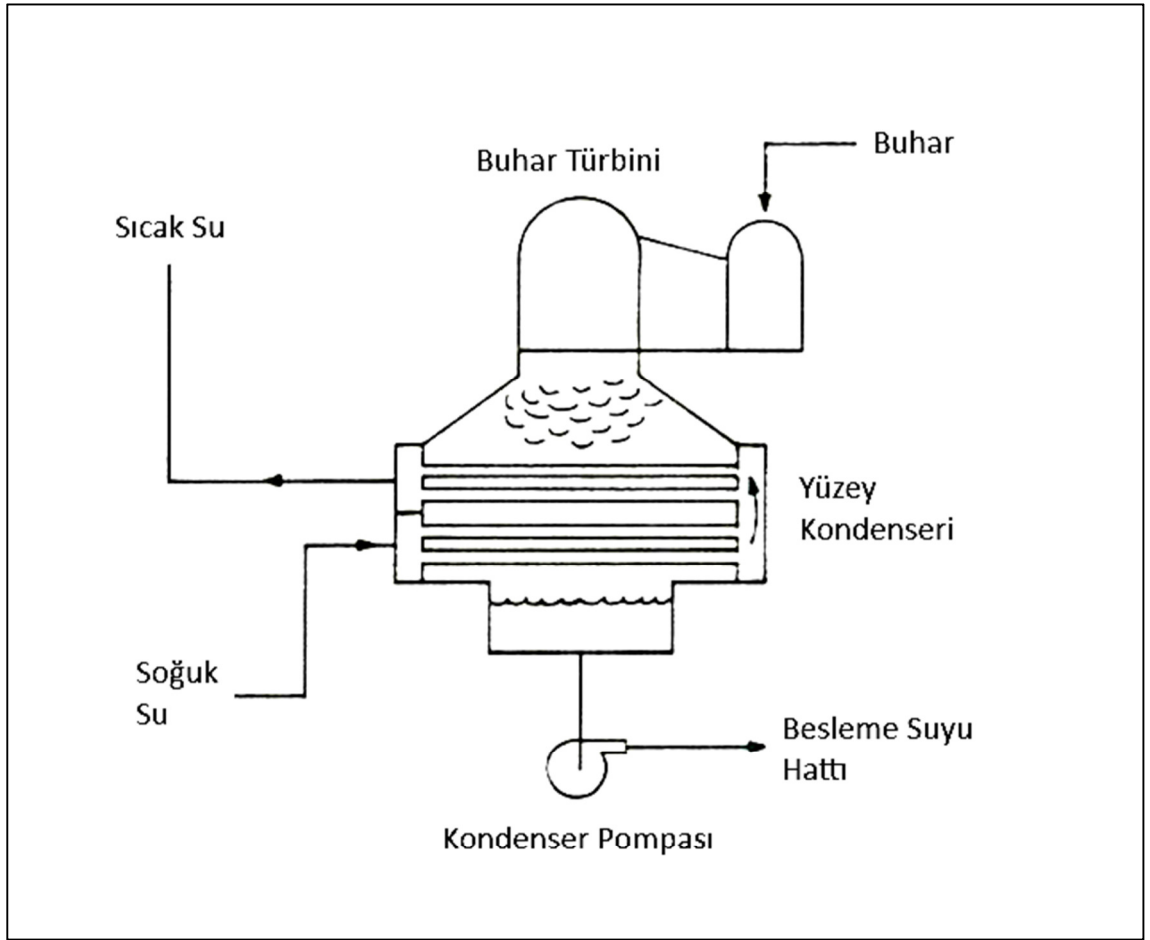
Doğrudan soğutma eskiden beri ilk tercih edilen soğutma sistemi seçeneği olmuştur. Bunun sebepleri şunlardır:

- Teknik olarak basit olması,
- Kurulum maliyetinin ucuz olması,

- Kondenser basıncını mümkün olan en düşük değere düşürebildiği için santral performansının yüksek olmasıdır.

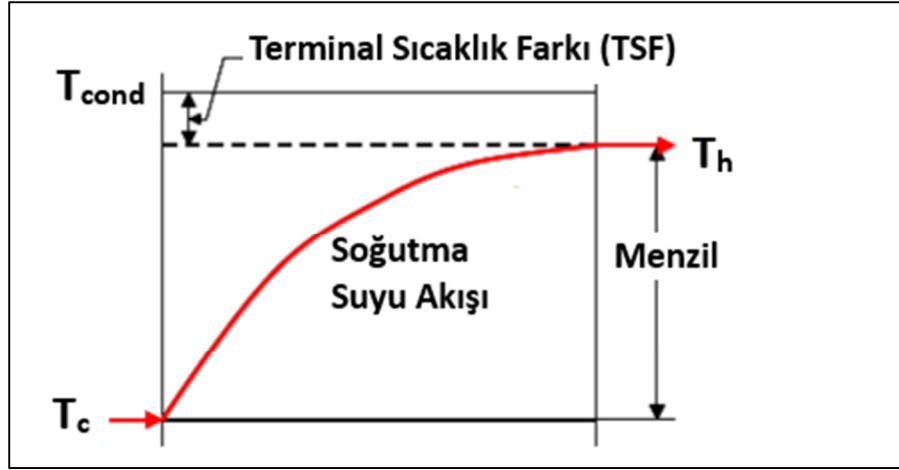
Doğrudan soğutma sistemlerinin dezavantajı ise santralin büyük su kaynağına yakın olmasının gerekmesidir. Öte yandan bu soğutma sisteminin en önemli problemi, kaynağa geri verilen suyun sıcak olması nedeniyle su kaynağında yaşayan canlıları olumsuz yönde etkilemesidir. Son yıllarda oldukça sıkı hale gelen çevre kanunları ve artan çevresel bilinç nedeni ile yeni inşa edilen santrallerde doğrudan soğutma sistemi kullanılmamaktadır [56].

Şekil 3.1’de doğrudan soğutma sisteminin şeması gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Doğrudan Soğutma Sistem Şeması [3]

Şekil 3.2’de doğrudan soğutma sistemlerinde kullanılan yüzey kondenserinin önemli dizayn parametreleri; sıcaklıklar, sıcaklık farkları ve kondenser dizayn terimleri gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Yüzey Kondenseri Isı Transferi

Soğutma sistemi işletme noktası aşağıdaki parametreler ile belirlenir:

- Kondenser ısı yükü Q_{cond} [kW]
- Soğutma suyu debisi, $\dot{m}_{circ}$ [kg/s]
- Doğal kaynak suyu sıcaklığı, T_c [°C]
- Kondenserden çıkan soğutma suyu sıcaklığı, T_h [°C]
- Buhar türbini çıkış basıncı, P_b [bar]
- Dizayn kondenser basıncı doyma sıcaklığı, T_{cond} [°C]

Bu değerler ile kondenser dizayn parametresi “Terminal Sıcaklık Farkı (TSF)” olarak çıkarılır. Buna göre:

$$TSF = T_{cond} - T_h \quad (3.1)$$

$$T_h - T_c = Q_{cond} / (\dot{m}_{circ} \times c_p) \quad (3.2)$$

Burada c_p : Özgül ısı kapasitesidir [kJ/(kg x °C)]

Belirlenmiş kondenser yükü ve soğutma suyu sıcaklığında düşük buhar türbini çıkış basıncı elde edebilmek için ya soğutma suyu debisi, ya da kondenser yüzey alanı artırılır (Bu işlem terminal sıcaklık farkını azaltır). Daha büyük kondenser ilk yatırım maliyetini yükseltirken soğutma suyu debisinin artırılması da pompaları daha fazla güç harcayan büyük ekipmanların seçilmesine neden olur. İki parametre optimize edilmelidir [3].

3.1.2 Kapalı Çevrim Islak Soğutma

Kapalı çevrim ıslak soğutma sistemlerinde buhar türbini-kondenser konfigürasyonu, doğrudan soğutma sistemindeki ile aynıdır. Bu sistemde de buhar türbininden çıkan çürük buhar kondensere akıp burada içinde soğutma suyu akan boruların üstünde yoğunlaşır. Bu sistemdeki fark şudur: Kondenserde ısınan soğutma suyu deniz, nehir ve göl gibi doğal su kaynaklarına gönderilmez. Bunun yerine bir soğutma ekipmanına gönderilir. Soğutma ekipmanı olarak soğutma kulesi, soğutma havuzu ya da soğutma kanalı kullanılabilir. Bu ekipmanlarda soğutma suyunun küçük bir kısmı buharlaşır. Böylece soğutma suyu soğur. Buharlaştıran su atmosfere karışır. Soğutulmuş su tekrar kondensere yönlendirilir. Bu şekilde soğutma suyu kapalı bir çevrim içinde dolaşır. Soğutma suyu dış ortam havasının yaş termometre sıcaklığına kadar soğutulabilir [2].

Islak soğutma kuleleri soğutma suyunun enerjisini atmosfere aktaran ekipmanlardır. Isı transferi duyulur ısı transferi ve suyun buharlaşması ile gerçekleşir. Islak soğutma kulesinde hava, kulenin yüksek kısmından aşağı dökülen su akımının içinden geçer. Bu sırada suyun bir kısmı buharlaşır. Buharlaşma ile hava doymuş hale gelir. Böylece dış ortamdan kuru termometre sıcaklığındaki hava yaş termometre sıcaklığına yakın olacak kadar soğur. Kulede daha iyi ısı transferi sağlamak için yüzey alanını ve su ile hava arasındaki temas süresini artırmak gerekir. Bu amaçla su kulesinde suyun üstüne püskürtüldüğü özel dolgu malzemeleri bulunur. Dolgu için genellikle PVC malzemesi kullanılır [2].

İki tip ıslak soğutma kulesi bulunmaktadır. Birincisi havanın kule içerisinde yoğunluk farkı ile kendiliğinden aktığı doğal çekişli soğutma kulesidir. Diğer kule tipinde hava akışı fan ile cebri olarak sağlanmaktadır. Doğal çekişli kuleler deprem bölgeleri için uygun değildir ve ilk yatırım maliyeti cebri çekişli soğutma kulelerine göre çok yüksektir. Bununla birlikte cebri çekişli kulelerin işletme maliyeti yüksektir. Buhar çevrimi kurulu gücü 250 MW'ın altında olan santrallerde doğal çekişli kuleler ekonomik olarak uygun değildir. İşletme maliyeti daha yüksek olmasına rağmen bu santrallerde cebri çekişli kuleler ekonomik yönden daha uygundur [2].

Soğutma kulesi hava kullandığı için doğal su kaynaklarına herhangi bir kötü etkisi yoktur. Fakat ıslak soğutma kuleleri ciddi miktarda su harcarlar. Bu kayıp buharlaşma, blöf ve sürüklenme ile oluşmaktadır. Islak soğutma kulesinin kapalı çevrim bileşenlerini

korumak ve sağlıklı çalışmasını temin etmek için suyun belli kimyasal özelliklerde olması gerekir. Bu sebeple suyun bir kısmı belli aralıklarla atılarak yerine taze temiz su alınması gerekir. Bu işlem blöf olarak adlandırılır. Bunun yanında kuleden akan hava, soğutma suyunu damlalar halinde dışarı sürükler. Bu kayıp, kullanılan eleklerle toplam suyun % 0,0005'i oranına indirebilir [57].

Soğutma kuleleri birçok hücrenin birleşmesi ile oluşur. Dikdörtgen ve yuvarlak diziliş gibi farklı dizayn ve şekillerde olabilirler [58].

Islak soğutma kuleleri çok miktarda su harcamaktadır. Su kullanımını azaltmak için çeşitli çözümler önerilmiştir. Islak kuleyi kuru ya da hibrit soğutma kulesine çevirmek bunlardan birisidir. Blöf oranını azaltarak da su kullanımı düşürülebilir. Son olarak buharlaşma ile atmosfere karışan suyun geri kazanımı için çalışmalar yapılmıştır [59].

Kapalı çevrim ıslak soğutma sistemleri ile doğaya çok daha az miktarda su geri deşarj edilir. Bu sayede akarsularda ve denizlerde doğrudan santrallerin yol açtığı ısıl kirlenmenin önüne geçilmektedir. Bu sistemlerin dezavantajları ise şunlardır: çevrim verimi doğrudan soğutma sistemine göre daha düşüktür, ilk yatırım maliyeti daha yüksektir, yüksek miktarda su buharlaşarak tüketilmektedir, ıslak kulelerden çıkan ısınmış hava sise neden olarak kara ve hava ulaşımında olumsuz durumlara neden olabilir, atık suyun temizlenmesi gerekir. Bu soğutma sisteminde soğutma, çevrimdeki suyun %1 ila %2 arasında kısmının buharlaşması ile gerçekleşir. Sistem bir kere doldurulduktan sonra buharlaşma, blöf ve hava ile suyun taşınımı nedeni ile harcanan su sürekli olarak tamamlanır. Bu amaçla doğadan alınan su doğrudan soğutma sistemine göre çok düşüktür. Kaynaktan çekilen su miktarı 2.270 lt/MWh ile 3.400 lt/MWh arasındadır [2].

$$\dot{m}_{mu} = \dot{m}_{bu} + \dot{m}_{bl} + \dot{m}_{sür} \quad (3.3)$$

Burada;

$\dot{m}_{mu}$: Soğutma kulesinde tamamlanan su,

$\dot{m}_{bu}$: Soğutma kulesinde buharlaşan su,

$\dot{m}_{bl}$: Soğutma kulesinde yapılan blöf miktarı,

$\dot{m}_{sür}$: Soğutma kulesinden çıkan hava ile sürüklenen su

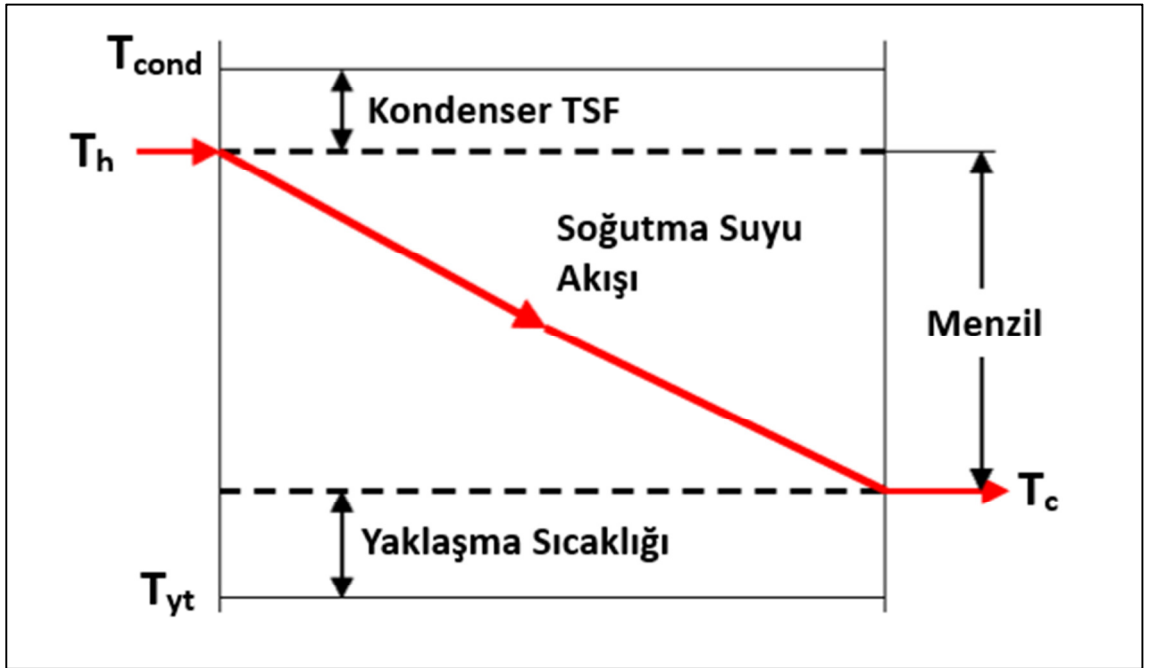
Bunların arasından su en fazla buharlaşmada harcanır. Buharlaşma oranı kule işletme şartlarına ve bağıl neme göre değişir. Soğutma kulesinde buharlaşan su miktarı hava koşullarına göre 18,9 [lt/dakika x MW] ile 37,8 [lt/dakika x MW] arasında değişir.

Kapalı çevrim ıslak soğutma sistemleri dizayn ve optimizasyon işlemleri doğrudan soğutma sistemlerine göre daha karmaşıktır.

Dizayn hesaplamaları için aşağıda sayılan parametreler gerekir:

- Buhar türbini çıkış buhar debisi, $\dot{m}_{\text{buhar}}$
- Buhar türbini çıkış basıncı, P_b
- Dış ortam yaş termometre sıcaklığı, T_{yt}

Şekil 3.3’de kapalı çevrim ıslak soğutma kulesinin dizayn parametreleri gösterilmiştir.



Şekil 3.3 Kapalı Çevrim Islak Soğutma Kulesi İşletme ve Dizayn Değişkenleri

Burada görüldüğü gibi soğutma sistemi kondenser ve dış ortam yaş termometre sıcaklıkları (T_{yt}) arasında çalışacaktır. Soğutma suyunun kondensere giriş yaptığı sıcaklık (T_h) ile kondenser sıcaklığı (T_{cond}) arasındaki fark terminal sıcaklık farkını, soğutma suyunun kondenserden çıktığı sıcaklık (T_c) ile dış ortam yaş termometre sıcaklığı (T_{yt}) arasındaki fark ise yaklaşma sıcaklığını göstermektedir. Menzil ise T_h ile T_c arasındaki soğutma aralığını göstermektedir.

Buna göre ıslak soğutma kulelerinin önemli dizayn özellikleri şunlardır:

- Soğutma suyu debisi,
- Soğutma aralığı, Menzil: $(T_h - T_c)$,
- Dış ortam yaş termometre sıcaklığı,
- Terminal sıcaklık farkı,
- Blöf oranı

Islak soğutma kuleleri doğal çekişli ve cebri çekişli olmak üzere iki çeşittir. Doğal çekişli kulelerde hava yoğunluk farkı ile kendiliğinden hareket eder. Bu kulelerin ilk yatırım maliyeti çok fazladır. Bununla birlikte işletme ve bakım masrafları azdır. Bu kuleler 70'li ve 80'li yıllarda genellikle büyük kapasiteli kömür ve nükleer santrallerde kullanılmıştır. Son yıllarda inşa edilen kurulu gücü daha az olan fosil yakıtlı santrallerde tercih edilmemiştir. Cebri çekişli ıslak soğutma kulelerinde, havayı soğutucu sektörlerin üzerinde hareket ettirmek için fanlar kullanılır. Cebri çekişli ıslak kuleler genellikle her birinde bir adet fan bulunan hücrelerden meydana getirilir. Hücrelerin dizilişi değişik şekillerde yapılabilir. Fanlar üretici firmaların tercihinə göre soğutucu ünitelerden önce ya da sonra monte edilebilir [3].

3.1.3 Kuru Soğutma

Kuru soğutma sistemlerinde sadece duyulur ısı transferi gerçekleşir. Atmosferik hava, finli borularla yapılmış eşanjörlerden geçirilir. Soğutma prosesi, arabalarda kullanılan radyatörlerdeki ısı transferi gibi gerçekleşir. Kuru soğutma direkt ve direkt olmayan şeklinde iki tiptir. Direkt sistemde buhar doğrudan hava soğutmalı kondensere yönlendirilir. Bu üniteye buhar finli boruların içerisinde yoğuşturulur. Direkt sistem cebri ya da doğal çekişli olabilir. Direkt olmayan kuru soğutma sistemlerinde ise buhar türbini, doğrudan soğutma ve kapalı çevrim ıslak soğutma sistemlerinde olduğu gibi konvansiyonel kondensere bağlıdır. Burada farklı olarak kondenserden çıkan ısınmış soğutma suyu tekrar soğutulmak üzere tamamen hava ile soğutulan kuru bir eşanjöre aktarılır [60].

Atmosferik hava sıcaklığı yüksek olduğu zaman kuru soğutma sistemlerinin performansı oldukça düşer. Bunun nedeni kuru soğutma sistemlerinde ısı transferinin sadece

konvektif olarak gerçekleşmesidir. Islak soğutma sistemlerinde olduğu gibi buharlaşma ile ısı transferi yapılmamaktadır. Dolayısı ile kuru sistemlerde sıcak havalarda soğutma yetersiz olduğu için kondenser basıncı yüksek olur. Bu durum santrallerin gücünü ve verimini ciddi oranda düşürür [61].

Kuru soğutma sistemleri en az su kullanan soğutma sistemidir. Suda yaşayan canlılara etkisi yoktur. Bununla birlikte, soğutma sistemleri içerisinde en yüksek kurulum ve işletme maliyeti olan sistemdir. Kuru sistem ile santral çevrim verimi en düşük olmaktadır. Sıcak günlerde santral gücü çok düşmektedir. Bu sistemler çok yer kaplamaktadır [2].

Hava soğutmalı kondenserlerin dizayn hesapları yapılırken şu iki parametre göz önüne alınır: Sistem, belirlenen dış ortam hava kuru termometre sıcaklığında istenilen buhar türbini çıkış basıncını sağlar. Hava soğutmalı kondenser tasarlanırken aşağıdaki parametreler hesaba katılır:

- Buhar debisi, $\dot{m}_{\text{buhar}}$
- Türbin çıkış basıncı P_b
- Buhar türbini çıkış buhar kalitesi, x
- Kuru termometre sıcaklığı, T_a
- Deniz seviyesinden yükseklik

Dizayn aşamasında zorlu işletme koşulları belirlenir. Hava soğutmalı kondenser için söz konusu şartlar sıcak yaz günleridir. Hava soğutmalı kondenser dizaynı bazen sadece ilk sıcaklık farkı (İSF) değeri ile tanımlanır. Şekil 3.4’de görüldüğü gibi ilk sıcaklık farkı, yoğuşma sıcaklığı ile hava soğutmalı kondenser giriş hava sıcaklığının farkıdır.

$$\text{İSF} = T_{\text{cond}} - T_a \quad (3.4)$$

Kuru soğutma eskiden beri bilinen bir teknolojidir. Son yıllarda inşa edilen santrallerin çoğunda soğutma sistemi olarak tercih edilmiştir. Bunun sebebi su tasarrufunun gittikçe önem kazanmasıdır [3].



Şekil 3.4 Kapalı Çevrim Islak Soğutma Kulesi İşletme ve Dizayn Değişkenleri

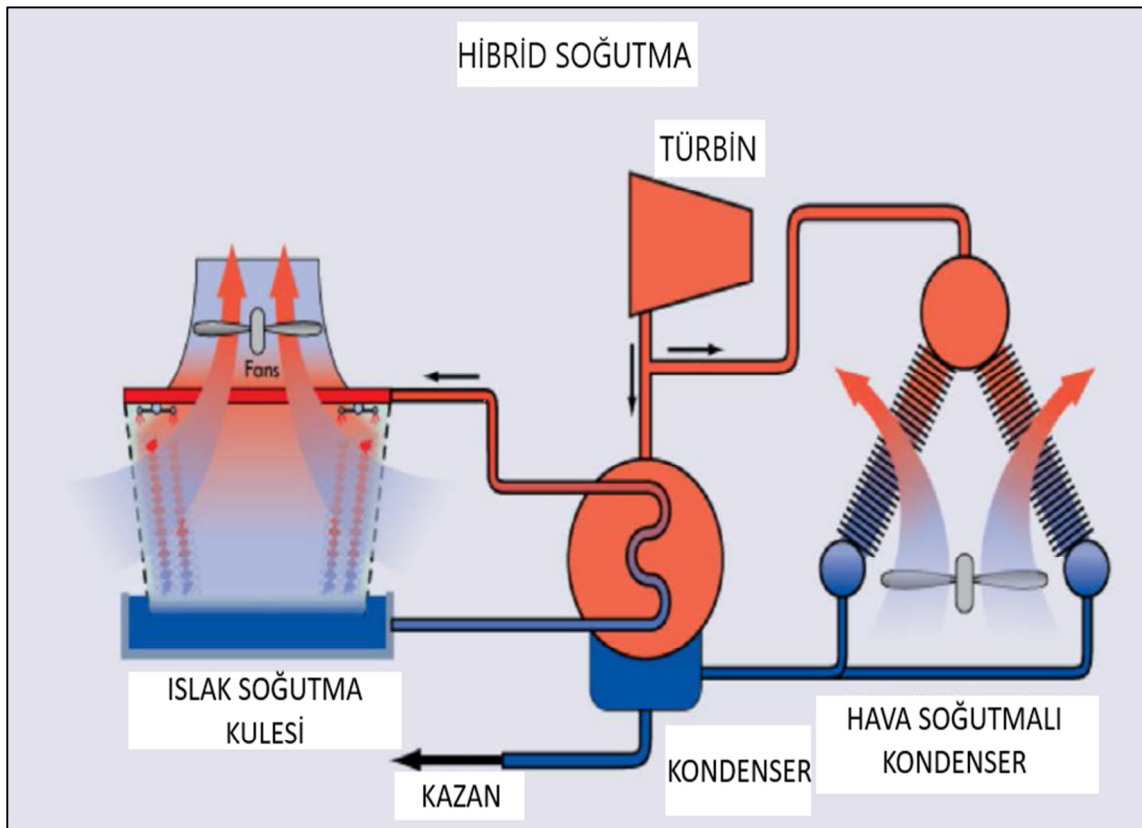
3.1.4 Hibrit (Islak/Kuru) Soğutma

Elektrik santrallerinin soğutma sistemlerinde kullanılan su miktarı günümüzde kritik bir konu haline gelmiştir. Yeni santral inşaatlarında su tüketimi göz önüne alınması gereken önemli bir parametre olmuştur. Dolayısı ile son zamanlarda inşa edilen santrallerin hemen hemen hepsinde soğutma işlemi için su kullanılmayan kuru sistemler tercih edilmektedir. Bununla birlikte soğutma prosesi için yüksek miktarda su harcayan eski santraller de su tüketimini azaltacak modifikasyonlar planlamak zorunda kalmışlardır. Islak soğutmanın ilk yatırım ve işletme maliyetleri düşüktür. Bunun yanında ıslak soğutma ile santrallerin performansı yüksek olmaktadır. Kuru soğutma sistemlerinin ise ilk yatırım maliyeti çok yüksektir. Ayrıca santral performansı özellikle sıcak havalarda düşüktür. Bununla birlikte kuru soğutma sistemleri ile yüksek miktarda su tasarrufu sağlanabilir, su kaynaklarının kirlenmesi, ısınması gibi problemler ortaya çıkmaz. Hibrit soğutma sistemlerinde kuru ve ıslak soğutma bileşenlerinin avantajları birleştirilir. Hibrit soğutma sistemlerinde su kullanımı kuru sistemlerden fazla fakat tamamen ıslak soğutma sistemlerinden azdır. Santral performansı kuru sistemlerden daha iyidir. Ayrıca maliyetler ıslak soğutma sistemlerinden çok, kuru soğutma sistemlerinden azdır [62].

Islak/kuru hibrit sistemler ilk olarak ıslak soğutma kulelerinde meydana gelen sislenme problemini çözmek için geliştirilmiştir. Islak soğutma kulesinden çıkan doymuş havanın bağıl nemini düşürerek sislenmeyi engellemek için kuru soğutucu bileşenler eklenmiştir. Bu sayede soğuk ve bağıl nemin yüksek olduğu atmosferik hava koşullarında sisin oluşumu engellenmiştir [63].

Dünyada hibrit soğutma sistemine sahip çok az sayıda santral olmasına rağmen bu sistem son yıllarda ilgi çekmeye başlamıştır. Hibrit soğutma sisteminde havanın soğuk olduğu dönemlerde kuru soğutma kısmını çalıştırarak su tasarrufu sağlanabilir. Öte yandan havanın sıcak olduğu ve santral performansının düştüğü dönemlerde ise ıslak kısım kullanılarak soğutma prosesine takviye yapılarak çevrim verimi ve gücü artırılabilir [8].

Şekil 3.5’de günümüzde en çok tercih edilen hibrit soğutma sistemi gösterilmiştir. Burada buhar türbininden çıkan çürük buhar hattı ikiye ayrılır. Birinci hat ile buhar hava soğutmalı kondensere giderken diğer hat ile ıslak soğutma kulesine bağlı yüzey kondenserine yönlendirilir [8].

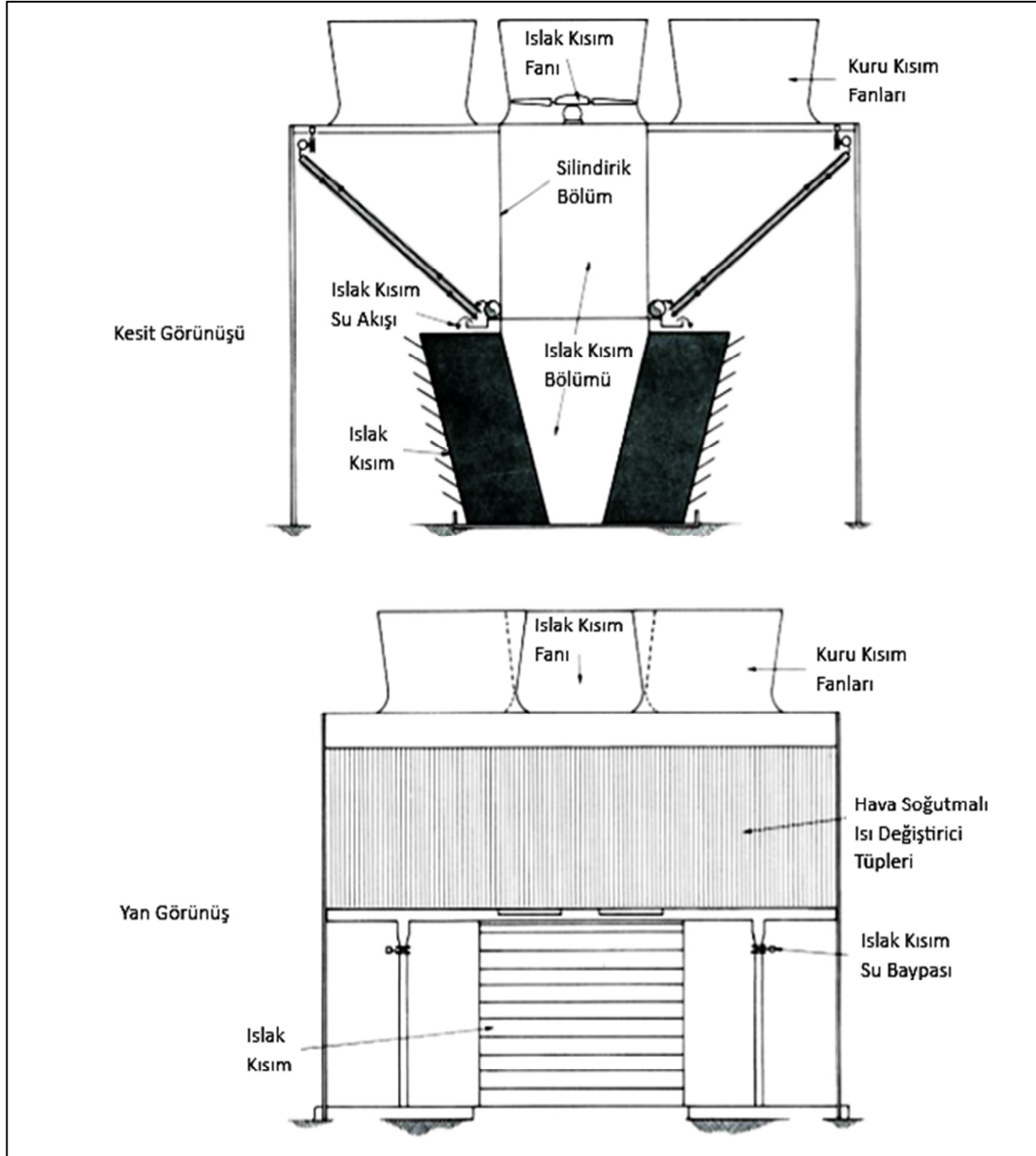


Şekil 3.5 Hibrit Soğutma Sistemi Şeması [8]

Yukarıda sunulan hibrit soğutma sistemine alternatif olarak Şekil 3.6’da gösterilen hibrit soğutma kulesi kullanılabilir. Burada buhar türbininden çıkan buharın tamamı yüzey kondenserine yönlendirilir. Kondenserde kullanılan soğutma suyu, ıslak ve kuru bileşenlerin seri olarak bağlandığı hibrit soğutma kulesine gönderilir. Her iki hibrit sistemde ıslak ve kuru sistemlerin soğutma yükünü nasıl paylaşacağı çevre ve işletme şartlarına göre belirlenir. Kuru soğutma sisteminin tüm yükü karşılayabildiği soğuk

günlerde ıslak taraf kullanılmaz. Hibrit kuleye, gerektiğinde ıslak kısmın kullanılmaması için hatlar ve vanalar yerleştirilir [3].

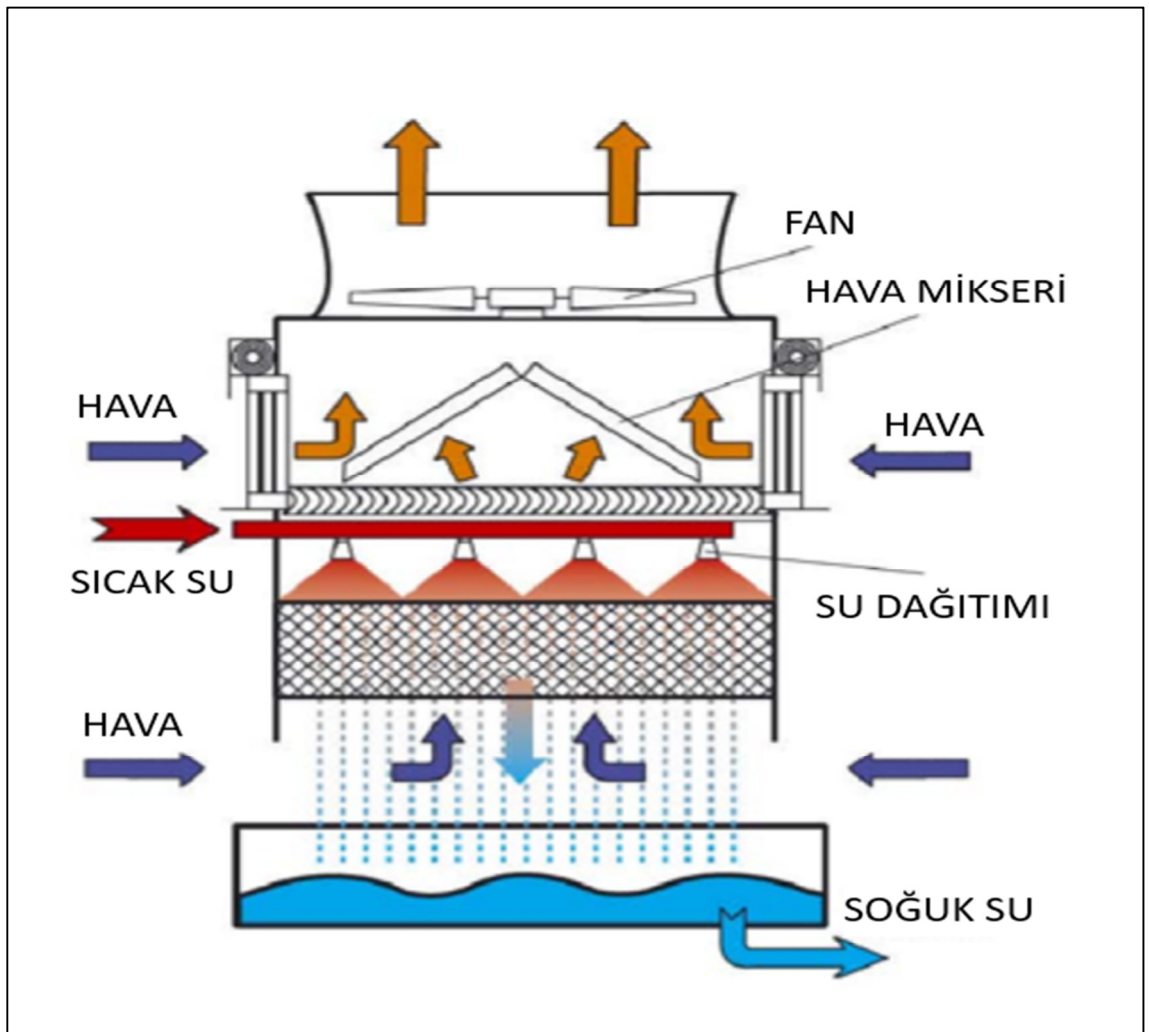
Hava soğutmalı kondenserin giriş havasını soğutarak santral performansını artırmak için gaz türbinlerinde uygulanan evaporatif soğutma yöntemleri kullanılabilir. Kuru soğutma sistemine su kullanan bileşenler eklendiği için bu yöntem hibrit soğutma teknikleri içinde sayılabilir [24].



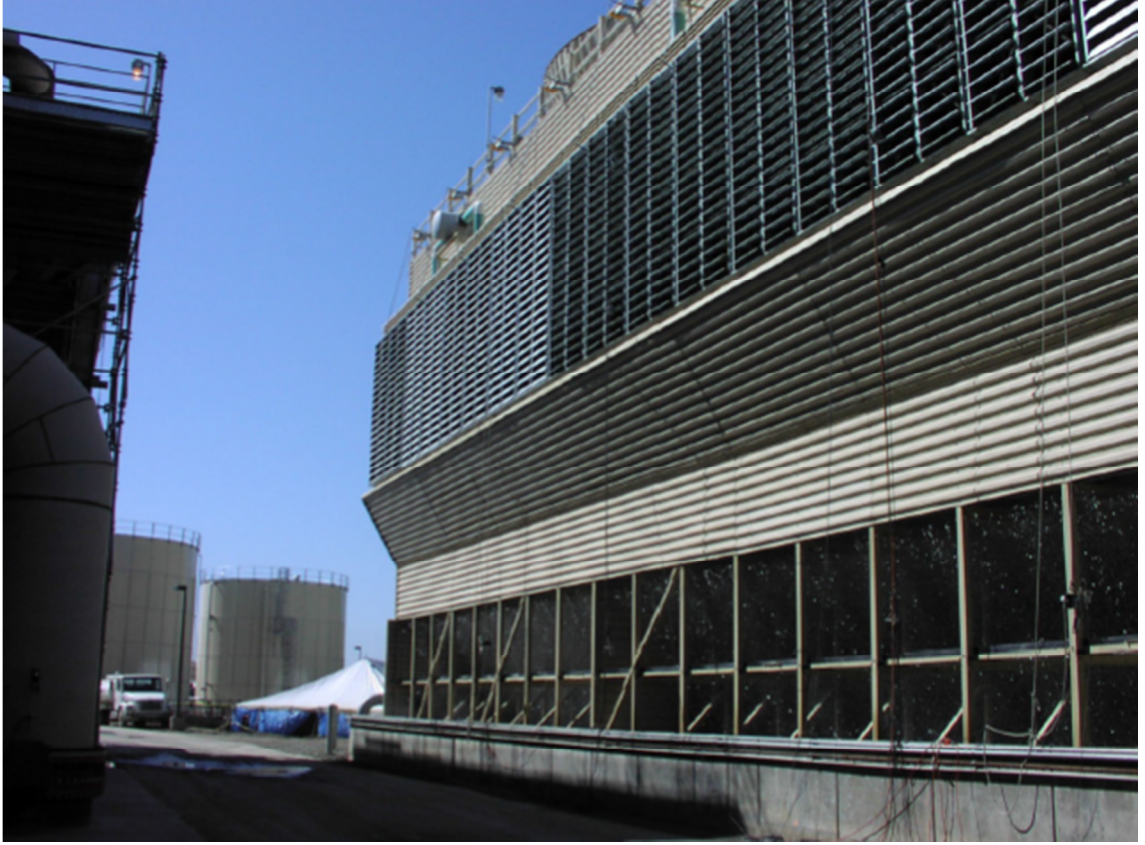
Şekil 3.6 Hibrit Soğutma Kulesi Şeması [3]

3.1.4.1 Sis Önleyici Soğutma

Sis önleyici kule, küçük kapasiteli kuru soğutma bileşenlerinin ıslak soğutma sektörlerine seri bağlandığı ıslak soğutma kulesidir. Şekil 3.7’de sis önleyici kulenin şeması gösterilmiştir. Kuru soğutma kısmı soğutma yükünün bir kısmını karşılarken tamamen ıslak soğutma sistemine göre yaklaşık %5 su tasarrufu sağlar. Bununla birlikte not edilmelidir ki, bu kule tipinin tek kullanım amacı sis oluşumunun engellenmesidir. Soğutma kulesinden çıkan sis, görüş açısını düşürdüğü için özellikle ulaşımda ciddi problemlere neden olabilir. Sis önleyici kulede ıslak kısımdan çıkan doymuş havanın bağıl nemi kuru kısımda azalır. Bu sayede kuleden çıkan havanın sislenme yapmasının önüne geçilir. Bu kulede sıcak su önce kuru kısımdan geçerek bir miktar soğutulur, daha sonra ıslak kısımda kulede aşağı doğru püskürtülür [8]. Şekil 3.8’de örnek olarak kurulu bulunan gerçek bir sis önleyici kule gösterilmiştir.



Şekil 3.7 Sis Önleyici Kule Sistemi [8]



Şekil 3.8 Sis Önleyici Kule [8]

3.1.4.2 Evaporatif Hibrit Soğutma

Evaporatif soğutma gaz türbinlerinin performansını artırmak amacıyla uzun yıllardır kullanılmaktadır. Gaz türbinlerinin gücünü artırmak için birçok yöntem bulunmasına rağmen giriş havasını soğutmak en çok kullanılan yöntem olmuştur. Giriş havasını soğutmak için evaporatif yöntemler olan spreyleme, sisleme ve ıslak medya uygulanmaktadır [64].

Evaporatif soğutma için gereken su miktarının hesaplanması kolaydır. Gerçekte ise; giriş havasına püskürtülen suyun tamamının buharlaşması çoğu zaman mümkün değildir. Buharlaşmamış damlalar hava ile sürüklenerek fan kanatlarına ve gövdesine çarpıp zarar verdiği gibi boru yüzeylerinde de korozyona neden olur. Ayrıca sürüklenip ekipmanların üzerine gelen su buralarda birikerek büyük su damlaları oluşturup yere doğru geri akarlar. Bu suyun geri kazanımı için fazladan maliyet getiren toplama, arıtma ve tahliye ekipmanları gerekir. Sürüklenen suyun borularda korozyon oluşturmasını engellemek için saf su kullanılabilir ya da nem alıcılar devreye sokulabilir. Saf su elde etmek için su arıtma üniteleri kurmak gerekir. Nem alıcılar ise hava akımından fazla su

damlası olarak soğutma etkisini azaltabilir. Ayrıca maliyeti artırır ve fan performansını kötü yönde etkileyebilir. Şekil 3.9'da hava soğutmalı kondenser giriş havasının soğutulmasında kullanılan evaporatif soğutma sistemi gösterilmiştir [24].

Islak medya ile evaporatif soğutma tekniği, doğal çekişli kuru soğutma kulesinde de uygulanabilir [65].



Şekil 3.9 Hava Soğutmalı Kondenser Sprayleme Sistemi [24]

3.1.4.3 Hibrit Soğutma Sistemleri

Hibrit soğutma sistemleri su tasarrufu sağlarken santral çevrim performansının mümkün olduğunca yüksek kalması amacıyla geliştirilmiş sistemlerdir. Şu anda dünya'da kurulu az sayıda hibrit soğutma ünitesi olmasına rağmen, sisteme ilgi son yıllarda artmıştır. Hibrit soğutma sistemleri enerji sektöründe kullanılan konvansiyonel kuru ve ıslak soğutma ekipmanlarına seri veya paralel olarak bağlanırlar. Hibrit soğutma sistemleri, kullanılan ekipman ve bu ekipmanların dizilişine göre değişik tiplerde olabilirler. Şekil 3.10'da Xcel Energy firmasına ait Pueblo, Colorado, ABD'de bulunan hibrit soğutma sistemine sahip 1466 MW kurulu gücündeki Comanche kömür santrali gösterilmiştir [8].



Şekil 3.10 Hibrit Soğutma Sistemli Comanche Santrali [8]

Paralel Bağlı Hava Soğutmalı Kondenser – Kondenser + Islak Soğutma Kulesi

Şekil 3.5’de basitçe açıklanan bu sistem, son zamanlarda en uygulanabilir hibrit soğutma sistemi olarak değerlendirilmektedir. Sistemde buhar türbininden çıkan buhar, hava soğutmalı kondenser ile ıslak soğutma kulesine bağlanmış yüzey kondenseri arasında paylaştırılır [8].

Seri Bağlı Hava Soğutmalı Kule + Islak Soğutma Kulesi

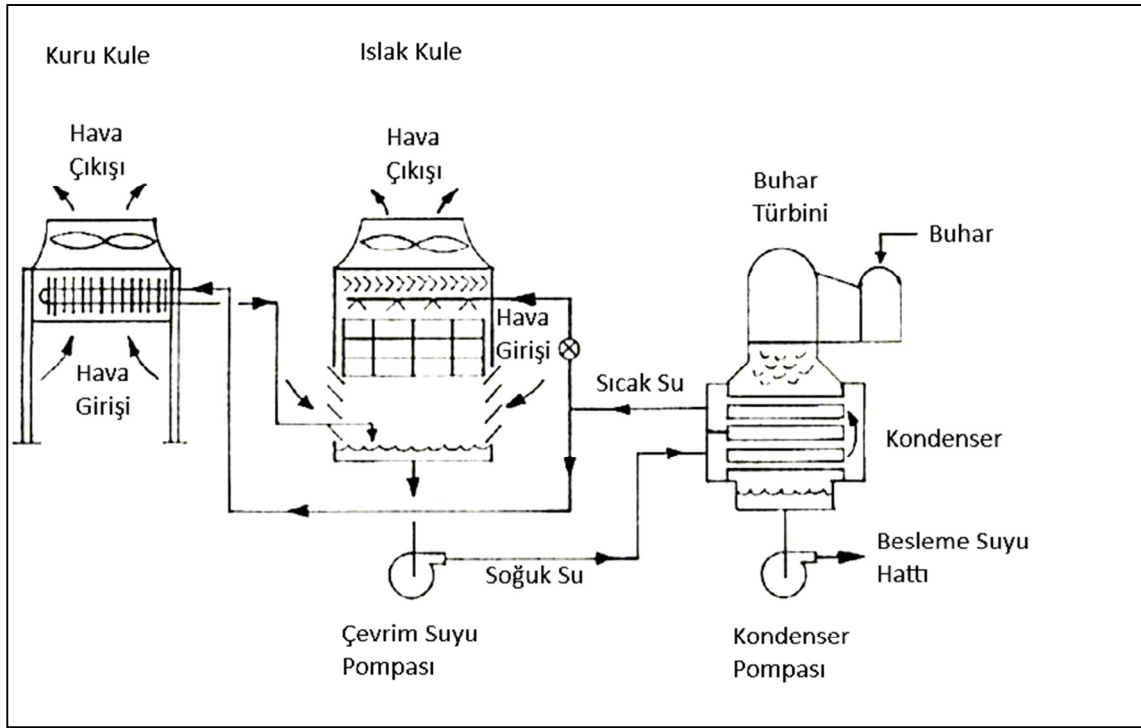
Bazı durumlarda kuru soğutma için hava soğutmalı kondenser tercih edilmez. Örneğin nükleer santrallerin hiçbirinde hava soğutmalı kondenserin kullanıldığı tesis yoktur. Nükleer santrallerde direk olmayan kuru soğutma sistemleri tercih edilir. Bu nedenle nükleer tesislerde, yüzey kondenserinden çıkan soğutma suyunun seri bağlanmış hava soğutmalı kule ve ıslak soğutma kulesinde soğutulduğu hibrit sistem tasarlanabilir. Örnek sistem Şekil 3.11’de gösterilmiştir. Kondenserden çıkan soğutma suyu önce hava soğutmalı kulede, daha sonra ıslak soğutma kulesinde soğutulur. Şekil 3.12’de

A photograph of a large industrial building under construction. The structure features a complex steel framework with numerous vertical and diagonal beams. On the roof, several large cylindrical storage tanks are visible. The foreground is a dirt area with some construction equipment, including a yellow excavator. The sky is clear and blue.

51

Paralel Bağlı Hava Soğutmalı Kule + Islak Soğutma Kulesi

Direkt olmayan hibrit soğutma sisteminde kuru ve ıslak soğutma kuleleri paralel olarak da bağlanabilir. Şekil 3.13’de bu konfigürasyon gösterilmiştir [8].

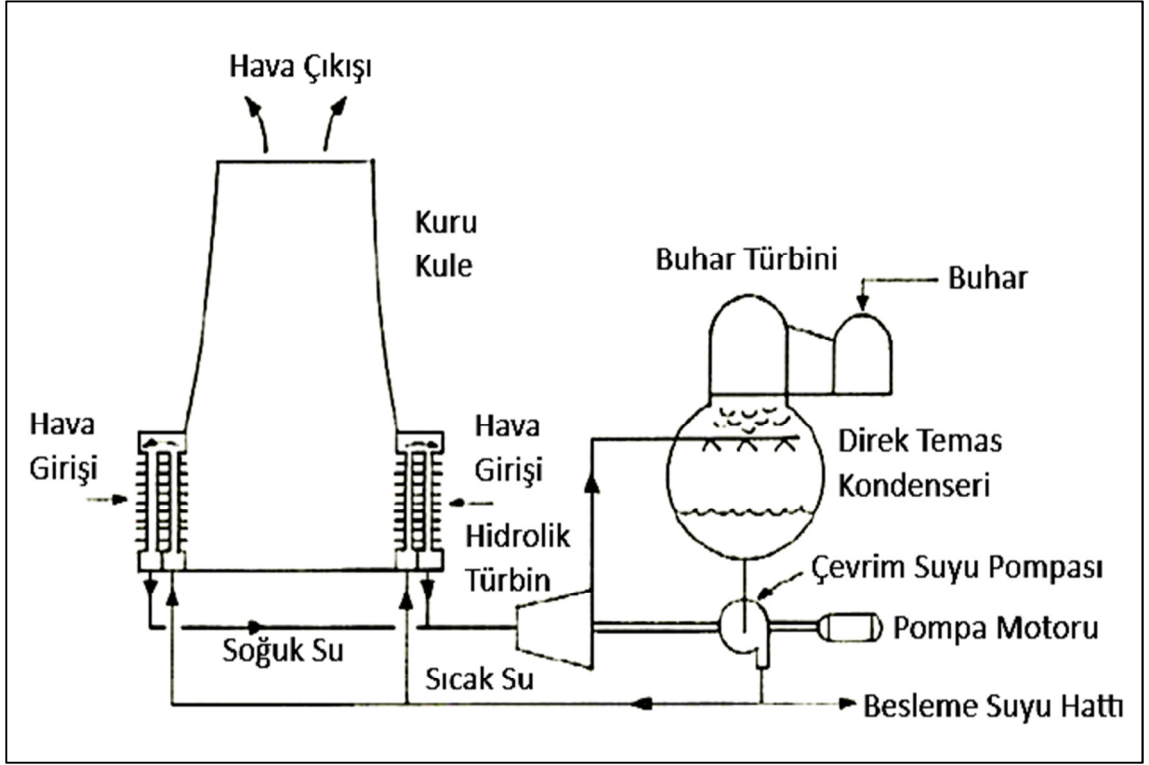


Şekil 3.13 Paralel Bağlı Hava Soğutmalı Kule+Islak Soğutma Kulesi [8]

Heller Soğutma Sistemi

Heller soğutma sistemi Macaristan'da 1940'lı yıllarda Prof. H. Heller'in geliştirdiği alternatif bir kuru soğutma tekniğidir. Avrupa'da yaygın olarak kullanılan bir sistem olmasına rağmen ABD'de hiç uygulanmamıştır. Heller sistemi, kondenser dışında direk olmayan soğutma sistemleri ile benzerdir. Kondenserdeki fark şudur: soğutma suyu boruların içinden geçen yüzey kondenserinin aksine su doğrudan kondenserin içine püskürtülür. Türbinden çıkan buhar, püskürtülen su damlaların yüzeyinde yoğunlaşır. Kondenserin alt tankında biriken yoğunlaşmış buhar ve soğutma suyu karışımı hava soğutmalı kuleye tekrar soğutulur ve kondensere geri gönderilmek üzere pompalanır. Dünya'da inşa edilmiş Heller tipi soğutma sistemlerinde genelde doğal çekimli hava soğutmalı kule kullanılmakla beraber cebri hava soğutmalı kulenin tercih edildiği santraller de vardır. Heller soğutma sistemlerinde iç ihtiyaç enerjisini azaltmak için soğutulmuş su kondensere girmeden önce bir hidroelektrik ünitesini çalıştırır [8]. Şekil 3.14'de Heller soğutma sisteminin şeması sunulmuştur.

Heller soğutma sistemlerinin hibrit hale gelmesi için hava soğutma sektörlerine su püskürtülebilir.



Şekil 3.14 Heller Soğutma Sistemi [8]

3.2 Soğutma Sistemleri ve Su Kullanımı

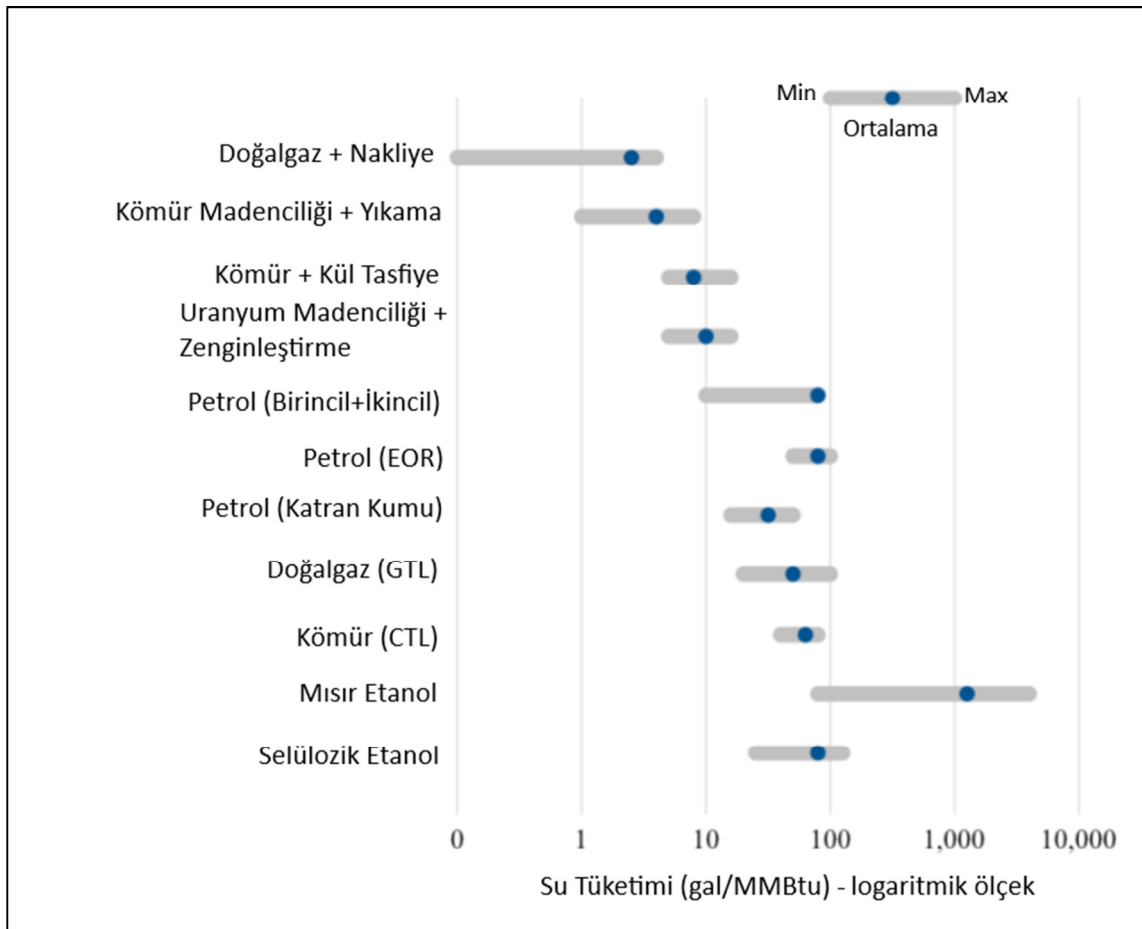
Enerji sektörü çok miktarda su kullanmaktadır. Hidroelektrik santraller dışında diğer santraller suyun büyük kısmını buhar türbininden çıkan çürük buharı yoğunlaştırmak için kullanır. Su, elektrik santrallerinde; türbin giriş havasını soğutma, kül atımı ve desülfirizasyon gibi birçok amaçla kullanılmasına rağmen en fazla su, soğutma amacıyla kullanılmaktadır. Enerji üretimi için gereken su miktarı, elektrik üreten tesisin yakıt tipine, teknolojisine, soğutma sistemine, çevresel parametrelere ve santralin kurulduğu iklim koşullarına göre değişir. Literatürde “Enerji-su ilişkisi” kavramı su kaynaklarının azalması ile birlikte önemli bir konu haline gelmiştir. Santrallerde su kullanımı, doğal kaynaklardan çekilen toplam su ve tüketilen su miktarları olarak ikiye ayrılır. Çizelge 3.1’de değişik enerji üretim tesislerinin kaynaklardan çektikleri ve tükettikleri su miktarları görülmektedir [66].

Çizelge 3.1 Enerji Santrallerinin Kaynaklardan Çektikleri ve Tükettikleri Su Değerleri [66]

Yakıt	Soğutma Sistemi	Çevrim	Su Tüketimi [litre/MWh]	Kaynaktan Çekilen Su [litre/MWh]
CSP	Yok	Stirling	18,92706	18,92706
CSP	Kuru	Güç Kule	98,42071	98,42071
CSP	Kuru	Doğrudan	295,2621	295,2621
CSP	Hibrit	Güç Kule	643,52	643,52
CSP	Hibrit	Doğrudan	1279,469	1279,469
CSP	Islak Kule	Güç Kule	2975,334	2975,334
CSP	Islak Kule	Doğrudan	3429,583	3429,583
CSP	Islak Kule	Fresnel	3785,412	3785,412
Jeotermal	Kuru	Flaş	18,92706	18,92706
Jeotermal	Kuru	Binary	1022,061	1022,061
Jeotermal	Kuru	EGS	1911,633	1911,633
Jeotermal	Hibrit	Binary	1745,075	1745,075
Jeotermal	Islak Kule	Flaş	56,78118	56,78118
biyokütle	Kuru	Biyogaz	132,4894	132,4894
biyokütle	Islak Kule	Biyogaz	889,5718	889,5718
biyokütle	Islak Kule	Buhar	2093,333	3323,592
biyokütle	Doğrudan	Buhar	1135,624	132,4894
biyokütle	Havuz	Buhar	1476,311	1703,435
Doğalgaz	Kuru	Kombine Çevrim	7,570824	7,570824
Doğalgaz	Islak Kule	Kombine Çevrim	776,0094	965,28
Doğalgaz	Islak Kule	Kombine Çevrim (CCS ile)	1487,667	1915,418
Doğalgaz	Islak Kule	Buhar	3126,75	4553,85
Doğalgaz	Doğrudan	Kombine Çevrim	378,5412	43,07799
Doğalgaz	Doğrudan	Buhar	908,4988	132,4894
Doğalgaz	Havuz	Kombine Çevrim	908,4988	22523,2
Kömür	Islak Kule	IGCC	1438,456	1487,667
Kömür	Islak Kule	Subkritik	1813,212	2222,037
Kömür	Islak Kule	Süperkritik	1866,208	2399,951
Kömür	Islak Kule	IGCC ; CCS	2078,191	2430,234
Kömür	Islak Kule	Jenerik	2600,578	3804,339
Kömür	Islak Kule	CCS ile Kombine Çevrim	3202,458	4341,867
Kömür	Islak Kule	Kombine Çevrim + CCS	3486,364	5030,812
Kömür	Doğrudan	Süperkritik	389,8974	85,51245
Kömür	Doğrudan	Subkritik	427,7515	102,5392
Kömür	Doğrudan	Jenerik	946,3529	137,5997
Kömür	Havuz	Süperkritik	158,9873	56,95531
Kömür	Havuz	Jenerik	2063,049	46,27666
Kömür	Havuz	Subkritik	2948,836	67,81187
Nükleer	Islak Kule	Jenerik	2543,797	4167,738
Nükleer	Doğrudan	Jenerik	1018,276	167,883
Nükleer	Havuz	Jenerik	2309,101	26687,15

Enerji sektöründe su kullanımı çok yoğundur. Su ile ilgili kısıtlar santral kurulumunda teknolojik, saha ve enerji üretim tipleri ile ilgili seçimleri doğrudan etkiler. Her enerji

Üretim tesisinin su ihtiyaı farklı olduğu gibi santrallerde kullanılan yakıtların hazırlığında kullanılan su miktarları da değişiktir. şekil 3.15’de enerji üretiminde kullanılan yakıt hazırlama tesislerinde sarfedilen su miktarları sunulmuştur. Biyoyakıtın birim enerji başına en fazla su ihtiyaı olan yakıt olduğu görülmektedir. Bununla birlikte rüzgar ve güneş santrallerinin önemli su tasarrufuna imkân sağlayabilecekleri gözlenmiştir. Su tüketimini düşürebilecek soğutma alternatifleri mevcuttur. Fakat bunların kullanımı beraberinde yüksek maliyet getirir ve santral performansının düşmesine sebep olur [67].



şekil 3.15 Yakıt Hazırlama Tesisleri Su Kullanım Değerleri [8]

Santralin bulunduğu bölgede bol ve temiz su olması işletme ve mali yönden birçok yarar sağlar. Geçmişte, enerji üretim tesislerinin saha seçiminde en önemli faktör, su kaynaklarına yakınlığı idi. Bununla birlikte son yıllarda değişen şartlar su kaynaklarının değerini çok arttırmıştır. Artık suyun santrallerde harcanamayacak kadar değerli bir kaynak olduğu dile getirilmeye başlanmıştır. Dolayısı ile su fiyatları her geçen gün artmakta ve su ile ilgili çevresel kanunlar sıkılaştırılmaktadır. Bu gelişmeler neticesinde

enerji üretim tesislerinde su tüketimini en aza indiren teknolojilerin kullanımı kaçınılmaz olmaktadır. Bu amaçla, santralde kullanılan suyun arıtma tesisleri ile geri kazanımı, kuru soğutma sistemleri kullanımı ve belediye atık sularının, kirli yeraltı sularının veya tuzlu suyun kullanıldığı tesislerin yapımı gibi alternatif çözümler öne sürülmektedir. Suyun geri dönüşümü için ilave su arıtma tesisleri kurulmalı ve su kalitesini artırabilmek için kimyasallar kullanılmalıdır. Kuru soğutma sistemleri su kullanmazlar ama ilk yatırım maliyetleri çok yüksektir ve santral performansını çok düşürürler. Kirli ve atık su kaynaklarını santrale taşımak ve arıtmak için yatırım gerekmektedir. Özetle su tasarrufu sağlayan bütün seçenekler enerji üretim maliyetini artırmaktadır. Farklı iklim koşulları belli bir soğutma yükünde soğutma sisteminde buharlaşıp tüketilen su miktarını değiştirir. Nemli bölgelerde kuru yerlere göre su tüketimi daha azdır. Tüketim oranlandığında nemlilik ve kuruluk miktarına göre %70'lerden %90'lara kadar çıkabilir [68].

Kuru ve ıslak soğutma sistemleri ekonomik olarak kıyaslanırken, su maliyeti önemli bir parametre olmaktadır. Su fakiri bölgelerde su kullanımının bedeli yüksek olduğu için kuru soğutma daha uygun bir seçenek olmaktadır. Su maliyeti şu kalemlerden oluşmaktadır:

- Suyun doğadan çekilmesi
- Suyun sahaya ulaştırılması
- Santralde suyun işlenmesi
- Atık suyun arıtılması

Santrallerde kullanılan su; nehir, göl ve deniz gibi doğal kaynaklardan çekilebildiği gibi yeraltı kuyularından da çıkarılabilir. Genellikle su kullanımı için su kullanım izinlerinin alınması gerekir. Su yerel yönetimlerden doğrudan satın da alınabilir. Suyun iletimi ile ilgili maliyetler; pompa istasyonu, boru hattı ve kuyunun ilk kurulum maliyetleri ile elektrik tüketimi ve bakımı gibi işletme maliyetlerini kapsar. Doğal kaynaklardan santrallere getirilen su çoğu zaman doğrudan kullanılamaz. Suyun içeriğinde yer alan organik ve inorganik bileşenler santral ekipmanlarına zarar verir. Bu nedenle santralde kullanılan su, arıtma ve kimyasal işlemlerden geçirilip uygun kimyasal özelliğe getirilir. Bu sırada kullanılan kimyasallar suyun maliyetini artırır. Aynı şekilde santralde

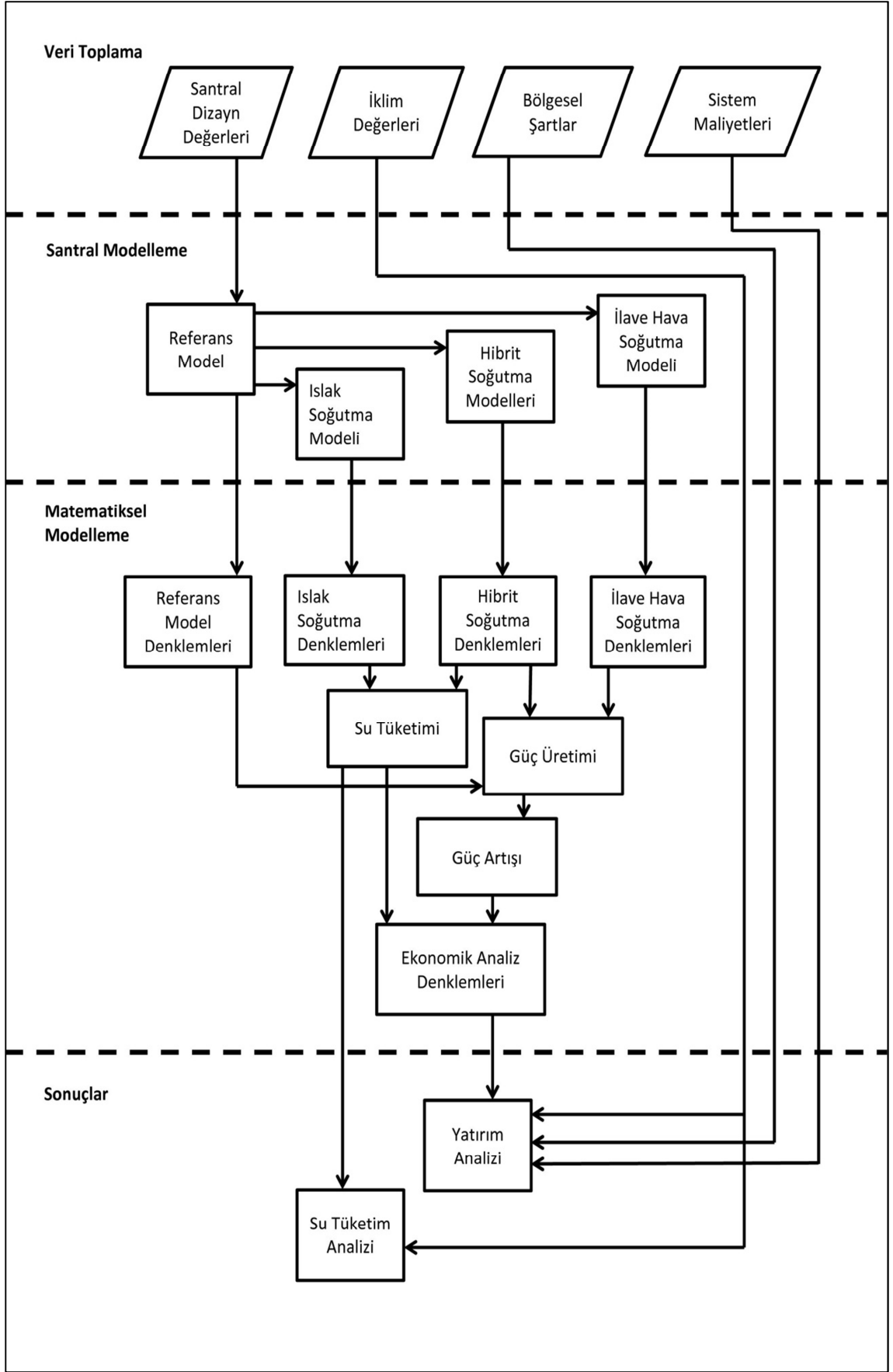
kullanılmış su, çevreyi kirletici özellikte ise doğrudan deşarj edilemez. Su doğaya geri verilmeden önce gerekli arıtma işlemlerinden geçirilmelidir [2].

Türkiye’de elektrik ve enerji ihtiyacı son 20 yılda çok hızlı artmıştır. Bu nedenle önümüzdeki yıllarda Türkiye’de çok sayıda santral inşa edileceği öngörülmektedir. Türkiye’de mevcut kurulu santrallerin %44’ü ıslak soğutma kuleleri kullanmaktadır. Bu kuleler doğrudan soğutma ve kuru soğutma tekniklerine göre çok daha fazla su tüketirler. Türkiye’de 2016 yılı içerisinde elektrik üretimi için kullanılan toplam su miktarının %71’i kömürlü santrallerde tüketilmiştir [69].

SANTRAL VE HİBRİT SOĞUTMA SİSTEMLERİ ANALİZ METODU

Jeotermal santrallerin kuruldukları yerler genellikle su kaynaklarının yetersiz olduğu bölgelerdir. Bu nedenle jeotermal santrallerin çoğunda soğutma işlemi için kuru (hava ile) soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Söz konusu sistemler diğer soğutma tekniklerine göre su tasarrufu sağlar. Fakat kuru soğutma sistemlerinin kullanıldığı santrallerde performans, alternatif soğutma yöntemlerinin uygulandığı tesislere göre daha düşüktür. Bu soruna çare bulmak için önceki kısımlarda sunulan hibrit soğutma teknikleri önerilmiştir. Bu çalışmada hibrit soğutma tekniklerinin çevrim performansına etkileri ve hibrit soğutma sistemlerinin kullanılması neticesinde ortaya çıkan su tüketimi değerleri analiz edilmiştir. Bu amaçla Ebsilon Professional programında çeşitli modeller geliştirilmiştir. Modeller yardımı ile santralin karakteristik özellikleri ortaya çıkarılmıştır. Ayrıca dış ortam kuru hava termometre sıcaklığı ve bağıl nem değerleri ile santral performansının ve su tüketiminin hesaplanabildiği denklemler geliştirilmiştir. Bu denklemler ile karmaşık ve pahalı ısı-kütle balansı programlarına ihtiyaç duyulmadan alternatif hibrit soğutma tekniklerinin farklı iklimlerde birbirleriyle kıyaslanabilmeleri mümkün olmaktadır. Çalışmada üç farklı bölge için ele alınan modellerin analizleri yapılmıştır. Denklemler ile hesaplanan değerler, Ebsilon programında geliştirilmiş modeller ile bulunan sonuçlarla doğrulanmıştır.

Yukarıda ifade edilen analiz sonuçlarını elde etmek için Şekil 4.1’de akış şeması gösterilen metod geliştirilmiştir. Metod; verilerin toplanması, santralin modellenmesi, matematiksel modellerin bulunması ve sonuçların hesaplanması olmak üzere dört ana kısımdan oluşmaktadır.



Şekil 4.1 Analiz Metodu Akış Şeması

4.1 Veri Toplama

Analiz metodunun ilk adımında analizler için gerekli veriler toplanır. Veriler; santral dizayn değerleri, iklim değerleri, bölgesel şartlar ve sistem maliyetleridir.

Santral dizayn verileri, santral termodinamik çevriminin gösterildiği akış şemasını ve çevrimin hal değerlerini içerir. Dış ortam şartları da dizayn verisidir. Modellemede, referans olarak alınan dış ortam koşullarındaki hal değerleri dikkate alınır. Ayrıca çevrimde hangi iş akışkanının kullanıldığı da dizayn verilerindendir.

Çalışmada kullanılan iklim değerleri, santralin kurulduğu bölgede ölçülen kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem değerleridir. Bu bilgiler, santralin bulunduğu bölgede kurulu yerel meteoroloji istasyonu ölçümlerinden elde edilebilir. Analizin yapılacağı zaman aralığında istasyonda ölçülen iklim değerleri, istasyon ölçümlerinden sorumlu ilgili mercilerden talep edilebilir. Analizde kullanılan zaman dilimi ne kadar küçük olursa hesaplamanın doğruluğu o oranda artar. Bu çalışmada saatlik ölçüm değerleri kullanılmıştır. Bir saat boyunca kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem değerlerinin sabit kaldığı varsayılmıştır. Saatlik zaman diliminin, hesaplamalarda yeterli hassasiyeti sağlayacağı kabul edilmiştir. Bunun nedeni, kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem değerlerinin bir saatlik zaman dilimlerinde genelde çok fazla değişmemesidir.

Bölgesel şartlar ile ilgili veriler, santralin bulunduğu yerdeki elektrik satış fiyatı ve su maliyetini kapsar. Elektrik satış fiyatları, çeşitli nedenlerle bölgeden bölgeye göre değişebilir. Hatta gün içerisinde, piyasa koşullarına ve tüketim yoğunluğuna göre saatlik olarak da değişebilir. Elektrik satışında serbest piyasa koşullarının uygulandığı yerlerde elektrik ihtiyacının çok olduğu zaman elektrik fiyatı artar, ihtiyaç azaldığı dönemlerde fiyatlar düşer. Bazı ülkelerde, jeotermal enerji gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından üretilen elektrik için teşvikler uygulanmakta ve piyasa haricinde tutularak sabit tarifeli alım garantileri verilmektedir. Türkiye yenilenebilir enerji kaynaklarından üretilen elektrik için alım garantili sabit elektrik tarifi uygulayan ülkelerdendir. Santrallerde kullanılan suyun maliyeti de bölgeden bölgeye göre değişmektedir. Suyun kaynaktan çıkarılmasının zorluğuna, bölgedeki su rezervlerinin durumuna ve suyu şartlandırmak için kullanılan kimyasal miktarı ve muhteviyatına göre suyun maliyeti değişmektedir.

Sistem maliyetleri ile ilgili veriler, santral performansını artırmak için yapılması öngörülen ilave sistemlerin kurulumunun bedelini içerir. Kurulacak sistemde bulunan ekipman sayısı arttıkça ve sistem karmaşık hale geldikçe maliyet artar. Ayrıca sistemde pahalı malzemelerin kullanılmasının gerektiği durumlarda da kurulum bedeli artabilir. Bunun yanında işçilik maliyetleri de farklı bölgelerde önemli oranda değişiklik gösterebilir.

Bu çalışmada, analiz için kullanılan verilerin toplandığı kaynaklar ve verilerle ilgili detaylar ilgili bölümlerde izah edilmiştir.

4.2 Santralin Modellenmesi

Santralin modellenmesi için çeşitli bilgisayar programları kullanılabilir. Model, genel programlama dillerinde yazılabileceği gibi EES, Excel ve Matlab gibi denklem çözen programlarda da kodlanabilir. Bununla beraber, piyasada “ısı-kütle balansı programları” olarak adlandırılan, sadece termodinamik çevrimlerin modellenmesi için hazırlanmış yazılımlar mevcuttur. Bu çalışmada, son yıllarda enerji sektöründe ve akademik dünyada popüler hale gelen, STEAG firmasının geliştirdiği Epsilon Professional programı kullanılmıştır.

Santral bilgisayar ortamında modellendikten sonra santralle alakalı birçok farklı analiz gerçekleştirilebilir. Örneğin, santrale yapılan ilave sistemlerin, santral performansını ne ölçüde artırdığı hazırlanan modeller yardımı ile bulunabilir. Ayrıca ilave edilen sistemin tükettiği su miktarı gibi işletme maliyetini artıran parametreler bulunabilir.

Modelleme adımı, veri toplama safhasında elde edilmiş santral dizayn değerlerinden faydalanarak, analizi yapılan santralin referans modeli oluşturulur. Referans model kurulduktan sonra, incelenen soğutma seçenekleri için modellemeler yapılır. Her bir alternatif sistemin ayrı modeli oluşturulur.

Bu çalışmada öncelikle referans model oluşturulmuştur. Referans model baz alınarak çalışma için analiz edilen diğer modeller kurulmuştur. Çalışmada, tamamen ıslak soğutma yapılan model, üç farklı hibrit soğutma sistemi modeli ve ilave hava soğutmalı model olmak üzere çeşitli santral modelleri geliştirilmiştir.

Çalışmanın 5. Bölüm'ünde, geliştirilen çözüm metodunun santralin modellenmesi adımı izah edilmiştir

4.3 Matematiksel Modelleme

Santral modelleri kurulduktan sonra santralin değişen dış hava koşullarına göre sergilediği karakteristik özellikleri bulunur. Bunun için modeller, belirlenen kuru termometre sıcaklık ve bağıl nem değerleri aralıklarında çalıştırılır. Çıkan sonuçlar yardımı ile regresyon yönteminden faydalanarak matematiksel modeller geliştirilir. Bulunan denklemler, farklı iklim değerlerinde santralin ürettiği gücü ve ilave edilen sistemlerde tüketilen su miktarını bulmak için kullanılır. Matematiksel modelleme ile analiz için gereken denklemlerin çıkarılması önemli avantajlar sağlar. Örneğin bu sayede sonradan yapılacak analizler için pahalı bilgisayar programlarına ihtiyaç kalmaz. Ayrıca işlem süresi, programlarla yapılan analize göre oldukça kısadır. Çalışmada, tüm modellerin güç üretim değerlerinin, kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem değerlerine göre bulunabildiği denklemler geliştirilmiştir. Ayrıca su tüketiminin gerçekleştiği modellerde harcanan su miktarlarının hesaplanabildiği denklemler üretilmiştir.

İlave sistemlerin bulunduğu modellerin güç üretim denklemlerinden, referans model güç üretim denklemleri çıkarılarak güç artışı denklemi elde edilir. Güç artışı ve su tüketimi denklemleri ile elektrik satış fiyatı, su bedeli ve sistem maliyeti gibi parametreler hesaba katılarak ekonomik analiz denklemleri türetilir.

Santralin matematiksel modellenmesinin yöntemlerinin gösterildiği analiz metodunun bu safhası, çalışmanın 6. Kısmı'nda detaylı şekilde sunulmuştur.

4.4 Sonuçlar

Bu aşamada, analiz edilen santralin bulunduğu bölgenin kuru hava termometre sıcaklığı ve bağıl nem değerleri, elektrik fiyatı, su maliyeti bilgileri ve santrale ilave edilen sistemlerin bedelleri hesaba katılarak ekonomik analiz yapılır ve santral performansını iyileştirmek için değerlendirilen ilave soğutma sistemlerinin yatırım yapılabilir olup olmadığı bulunur. Ayrıca suyun kullanıldığı sistemlerde, kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem değerlerine göre tüketilen su miktarları da bulunur. Su tüketiminin referans modeller de bulunan değerleri ile kıyaslamalar yapılır.

Bu çalışmada, yukarıda izah edilen metod, Türkiye’de jeotermal santrallerin bulunduğu üç farklı bölgede uygulanmıştır. Bölgelerin yerel iklimsel değerleri, bölgesel şartları ve ilave sistem maliyetleri hesaplamalarda kullanılan verilerdir. Çalışmada geliştirilen denklemlerde veriler yerlerine konarak hesaplamalar yapılmıştır.

JEOTERMAL SANTRALİN BİLGİSAYAR ORTAMINDA MODELLENMESİ

Jeotermal Santralinin modellenmesi için STEAG firmasının geliştirdiği Ebsilon Professional yazılımı kullanılmıştır. Ebsilon Professional tüm santral çevrimlerinin bilgisayar ortamında modellenbildiği bir programdır. Yazılımda termodinamik kurallar ve denklemler kullanılmaktadır. Söz konusu program ve benzeri ticari yazılımlar enerji sektöründe ısı ve kütle balans yazılımları olarak adlandırılmaktadır. Ebsilon Professional programının rakiplerine göre en önemli üstünlüklerinden birisi modellerde iş akışkanı olarak organik akışkanların kullanılabilmesidir. Bu sayede jeotermal binary (ikili) çevrimi gibi Organik Rankine Çevrimi prensibi ile çalışan santrallerin bilgisayar ortamında simülasyon modelleri geliştirilebilmektedir [70]. Literatürde konvansiyonel santrallerin ısı-kütle balansı programlarıyla modellendiği çalışmalar mevcuttur. Fakat Organik Rankine Çevrimi'nin söz konusu programlarla modellendiği çalışmalar daha azdır. Wendt ve Mines (2011) AspenTech firmasının geliştirdiği Aspen Plus programı ile basit olarak modelledikleri hava soğutmalı kondenserli binary jeotermal santral performansının dış ortam kuru hava termometre sıcaklığına göre davranışını incelemişlerdir [71]. Roedder vd. (2016) Ebsilon Professional programı ile biyogaz yakıtlı pistonlu motor egzostunun ısı kaynağı olduğu Organik Rankine Çevrimini modellemişlerdir. Çalışmada uygun iş akışkanı seçim analizi yapılmıştır [72]. Ghasemi vd. (2013) çalışmalarında Aspen Plus programı ile binary jeotermal santrali modellemişlerdir. Geliştirilen model ile santralin performansını analiz etmişlerdir [73].

Bu çalışmada Aydın, Köşk ilçesinde bulunan Dora II santrali modellenmiştir. Dora II binary (ikili) çevrim prensibi ile çalışmaktadır. İş akışkanı olarak n-pentane

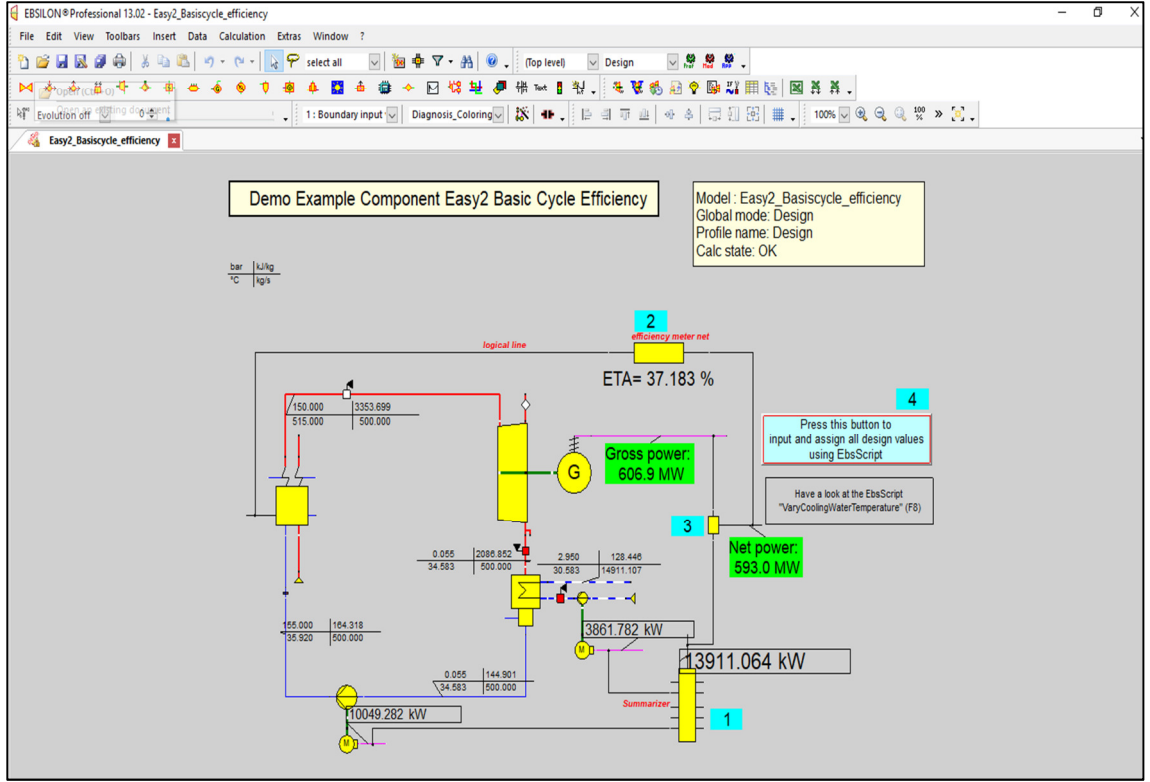
kullanılmıştır. Model oluşturmak için gerekli veriler Ganjehsarabi vd. (2012) [74] çalışmalarından elde edilmiştir. Elde edilen bilgiler ile geliştirilen model bu çalışmada temel teşkil etmektedir. Jeotermal santral, akış diyagramı kullanılarak birebir modellenmiştir. Daha sonra akışkan hal nokta değerleri dikkate alınarak modeldeki ekipmanların kalibrasyonu yapılmış, böylece gerçeğe oldukça yakın bir santral modeli bilgisayar ortamında oluşturulmuştur. Model geliştirildikten sonra analizler gerçekleştirilmiştir.

Çalışmada hibrit soğutma sistemlerinin santral performansına etkileri ve bu sistemler uygulandığında harcanan su miktarları hesaplanmıştır. Farklı hibrit soğutma sistemlerinin yatırım bedelleri ve ekonomik faydaları incelenerek kıyaslamalar yapılmıştır.

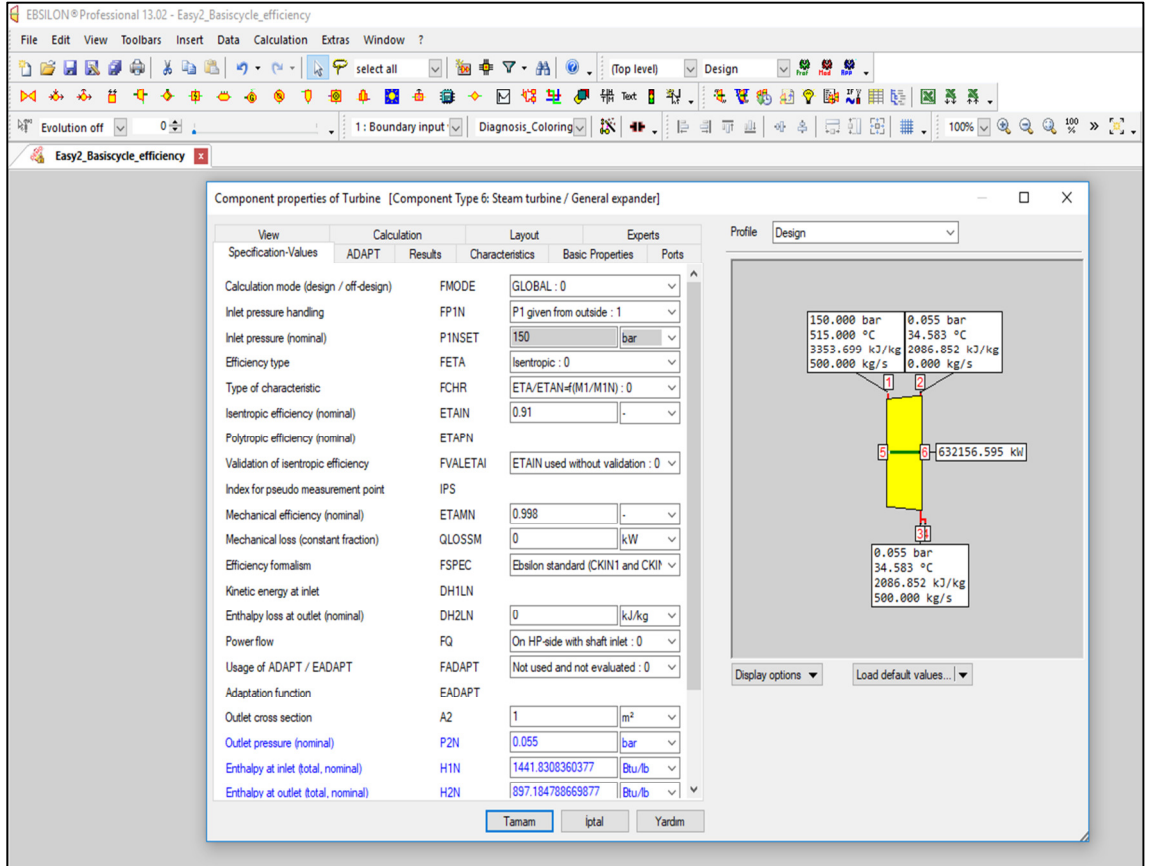
5.1 Modelleme Aracı Epsilon Professional

Bu çalışmada jeotermal santral modellerini bilgisayar ortamında geliştirmek için STEAG firmasının yazılımı olan Epsilon Professional programı kullanılmıştır. Epsilon Professional enerji sektöründe ısı-kütle balans yazılımları olarak bilinen ticari programlardandır. Epsilon Professional, iş akışkanı olarak organik akışkanları kullanma imkânı sağlamaktadır. Bu sayede yazılım ile Organik Rankine Çevrimli binary jeotermal santraller modellenabilmektedir. Şekil 5.1’de Epsilon Professional arayüzü gösterilmiştir. Şekil 5.2’de ise santral bileşenlerinin tasarlandığı giriş ekranı örnek olarak sunulmuştur. Programda öncelikle santral akış şemasına göre ekipmanlar dizilir. Daha sonra her ekipmanın ayarı dizayn parametrelerine göre ayrı ayrı yapılır.

Şekil 5.2’de türbin komponenti veri giriş ekranı görülmektedir. Bu komponent için türbin giriş basıncı, türbin çıkış basıncı, türbin izentropik verimi gibi dizayn parametreleri tanımlanır. Her komponentin dizayn parametreleri farklıdır. Dizayn parametreleri uygun şekilde tanımlanmaz ise model çalışmaz, çalışır ise de doğru sonuçları vermez.



Şekil 5.1 Ebsilon Professional Programı Arayüzü



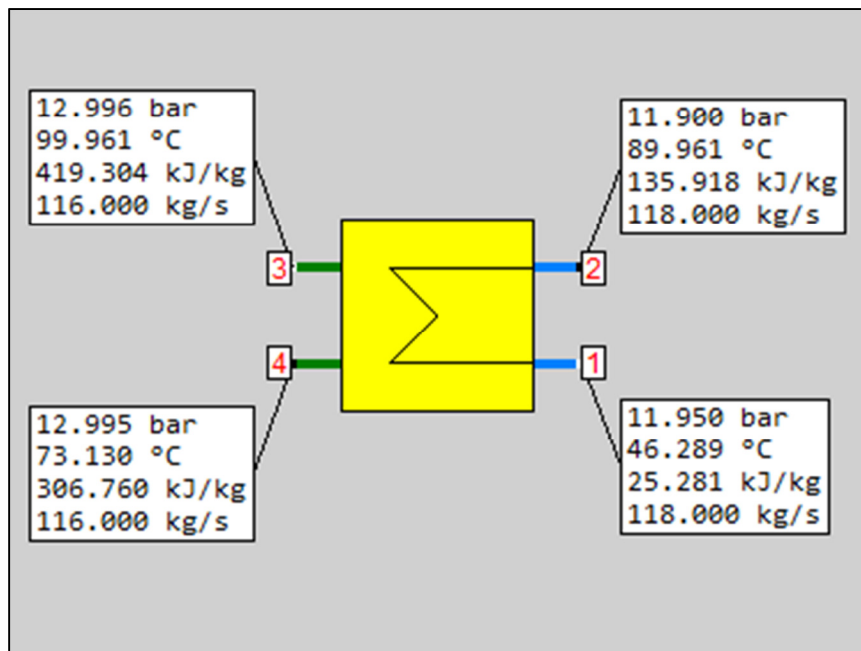
Şekil 5.2 Ebsilon Professional Komponent Veri Giriş Ekranı

5.2 Modelleme Araçları Teorik Altyapısı

Isı ve kütle balansı programları, hesaplamalar için termodinamik, ısı transferi ve akışkanlar mekaniği disiplinlerinin teorik altyapısını kullanır [75-77]. Bu çalışmadaki santral modelinde kullanılan ana bileşenlerin hesaplamalarında Epsilon programının yararlandığı teorik bilgiler aşağıda sunulmuştur.

5.2.1 Isı Değiştiricileri

Epsilon programında ön ısıtıcı ve buharlaştırıcı ekipmanlarını modellemek için ısı değiştirici bileşeni kullanılır. Şekil 5.3’de ısı değiştirici modeli gösterilmiştir. Burada 1 numaralı nokta soğuk akışkan girişini, 2 numaralı nokta soğuk akışkanın çıkışını, 3 numaralı nokta sıcak akışkan girişini ve 4 numaralı nokta ise sıcak akışkanın çıkış hattını temsil etmektedir.



Şekil 5.3 Isı Değiştirici Modeli

Epsilon Professional programı, ısı değiştiricisinin yerel ısı ve kütle balans hesaplamalarını aşağıdaki denklemler ile gerçekleştirir [78]:

Kütle Balansı:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (5.2)$$

Burada;

$\dot{m}_1$: Soğuk akışkan giriş debisi [kg/s],

$\dot{m}_2$: Soğuk akışkan çıkış debisi [kg/s],

$\dot{m}_3$: Sıcak akışkan giriş debisi [kg/s] ve

$\dot{m}_4$: Sıcak akışkan çıkış debisidir [kg/s].

Basınç değerleri şu şekilde hesaplanır:

$$P_1 = P_2 + dP_{12} \quad (5.3)$$

$$P_3 = P_4 + dP_{34} \quad (5.4)$$

Burada;

P_1 : Soğuk akışkanının giriş basıncı [bar],

P_2 : Soğuk akışkanın çıkış basıncı [bar],

dP_{12} : Isı değiştirici içinde gerçekleşen basınç kaybı,

P_3 : Sıcak akışkanının giriş basıncı [bar],

P_4 : Sıcak akışkanın çıkış basıncı [bar] ve

dP_{34} : Isı değiştirici içinde gerçekleşen basınç kaybıdır.

Isı balansı:

$$(k \times A) \times \text{LMTD} = \dot{m}_2 \times h_2 - \dot{m}_1 \times h_1 \quad (5.5)$$

$$(k \times A) \times \text{LMTD} = \dot{m}_3 \times h_3 - \dot{m}_4 \times h_4 - Q_K \quad (5.6)$$

Burada,

k : Isı transfer katsayısı [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

A : Yüzey alanı [m^2]

LMTD: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı

h_1 : Soğuk akışkanının giriş entalpisi [kJ/kg],

h_2 : Soğuk akışkanın çıkış entalpisi [kJ/kg],

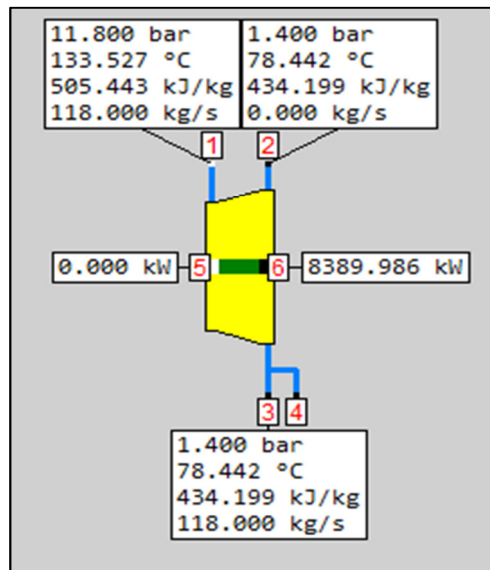
h_3 : Sıcak akışkanının giriş entalpisi [kJ/kg],

h_4 : Sıcak akışkanın çıkış entalpisi [kJ/kg] ve

Q_K : Isı değıştircisi içinde gerçekleşen ısı kaybı [kW]

5.2.2 Türbin

Ebsilon yazılımında bulunan türbin komponenti Şekil 5.4’de gösterilmiştir. 1 numaralı nokta türbin girişini gösterir. 3 numaralı nokta akışkanın türbinden çıkışını ve 6 numarada türbin şaft gücünü gösterir.



Şekil 5.4 Türbin Modeli

Türbin bir akışkanın termal ve potansiyel enerjisini mekanik enerjiye çevirerek bir şaftı döndüren ekipmandır. Türbinlerde iş akışkanı olarak su, buhar, organik gaz ve atık egzost gazı gibi birçok değışik iş akışkanı kullanılır. Türbinde enerji, iş akışkanının genişlemesi ile elde edilir. Ebsilon Professional’da türbin termodinamik hesapları için aşağıda sunulan Stodola formülü kullanılır [78]:

Stodola Kanunu:

$$\text{Sabit} = \dot{m}_1 / \sqrt{\frac{P_1}{v_1}} \quad (5.7)$$

$\dot{m}_1$: İş akışkanı giriş debisi [kg/s],

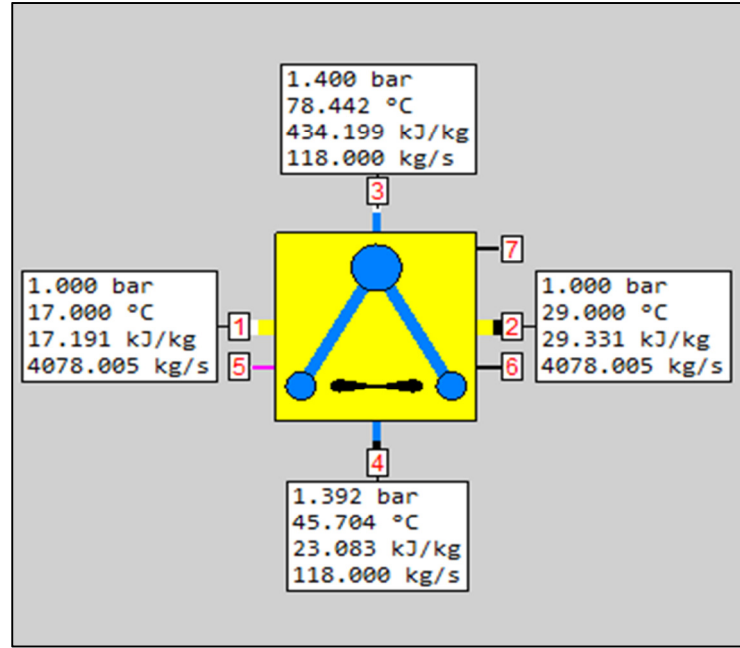
P_1 : İş akışkanı giriş basıncı [bar],

v_1 : İş akışkanı giriş özgül hacmi [kg/m³],

Türbinin ürettiği güç hesaplanırken izantropik verim göz önüne alınır (Şekil 5.5).

5.2.3 Hava Soğutmalı Kondenser

Hava soğutmalı kondenser türbinden çıkan iş akışkanını yoğuşturur. Bu ekipmanda soğutucu akışkan olarak hava kullanılır ve hava fanlar ile cebri olarak içinde iş akışkanının dolaştığı finli boruların üzerinden geçirilir. Hava soğutmalı kondenserler her birinde bir adet fan bulunan hücrelerin dizilişinden meydana gelir. Hücre sayısı soğutma yüküne göre belirlenir. Hava soğutmalı kondenserin Ebsilon Professional programında gözüktüğü hali Şekil 5.6'da sunulmuştur [78]. Kondensere yoğuşturulmak için giren akışkan 3 numaralı noktadan girer, 4 numaralı noktadan sıvı fazda çıkar. Burada soğutucu akışkan olarak kullanılan hava, 1 numaralı noktadan girer, 2 numaralı noktadan çıkar. 5 numaralı nokta hava soğutmalı kondenserin fanlarının harcadığı elektrik gücünü gösterir.



Şekil 5.6 Hava Soğutmalı Kondenser Modeli

Ebsilon'da hava soğutmalı kondenserde tüketilen fan gücü aşağıdaki formül ile hesaplanır [78]:

$$\dot{W}_{fan} = \frac{\dot{m}_{hava}}{\rho_{hava}} x \Delta P x \frac{1}{\eta_{fan}} x \frac{1}{\eta_m} \quad (5.10)$$

$\dot{W}_{fan}$: Fanlarda tüketilen elektrik gücü [kW],

$\dot{m}_{hava}$: Hava debisi [kg/s],

ρ_{hava} : Hava yoğunluğu [kg/m³],

ΔP : Hava akımı basınç kaybı [kPa],

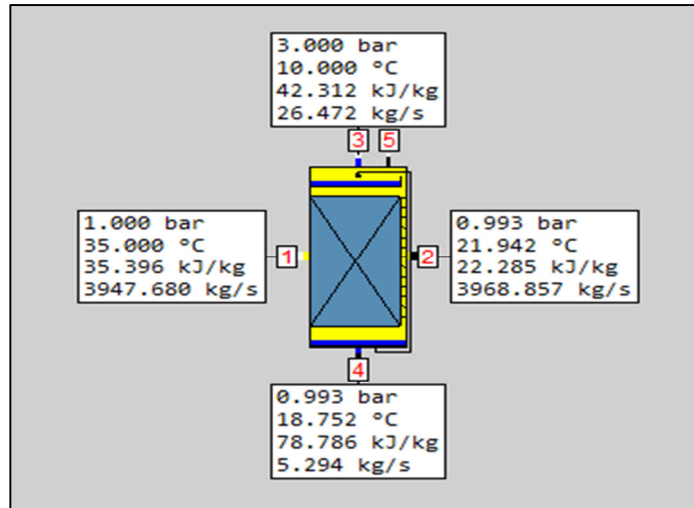
η_{fan} : Fan verimi [%],

η_m : Fan motor verimi [%],

Hava soğutmalı kondenserin ısı transfer yüzeylerinin hesaplanması ısı değiştirici komponenti ile aynı şekilde yapılır.

5.2.4 Evaporatif Soğutucu

Şekil 5.7’de evaporatif soğutucu ekipmanın Ebsilon programında gösterildiği hali sunulmuştur. 1 numaralı nokta hava girişini gösterir. 2 numaralı nokta soğutulmuş havanın çıkışını belirtir. 3 numara evaporatif soğutucuda kullanılan su akışını, 4 numaralı nokta soğutucuda kullanılan sudan arta kalıp dışarı atılan su hattını göstermektedir.



Şekil 5.7 Evaporatif Soğutucu Modeli

Evaporatif soğutucu giriş havasının, hava soğutmalı kondensere gitmeden önce suyun buharlaştırılması ile soğutulduğu ekipmandır. Havayla çeşitli yöntemlerle karşılaştırılan suyun buharlaşma ısısı hava akımından çekilir. Bu şekilde havanın sıcaklığı düşer. Evaporatif soğutucunun efektiflik değeri aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$EFF = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{YT}} \quad (5.11)$$

Burada;

EFF: Evaporatif soğutucunun efektiflik değeri [%];

T_1 : Evaporatif soğutucu giriş hava sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$],

T_2 : Evaporatif soğutucu çıkış hava sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$],

T_{YT} : Yaş termometre sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$],

Evaporatif soğutucu kütle dengesi

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4 \quad (5.12)$$

Burada;

$\dot{m}_1$: Hava giriş debisi [kg/s],

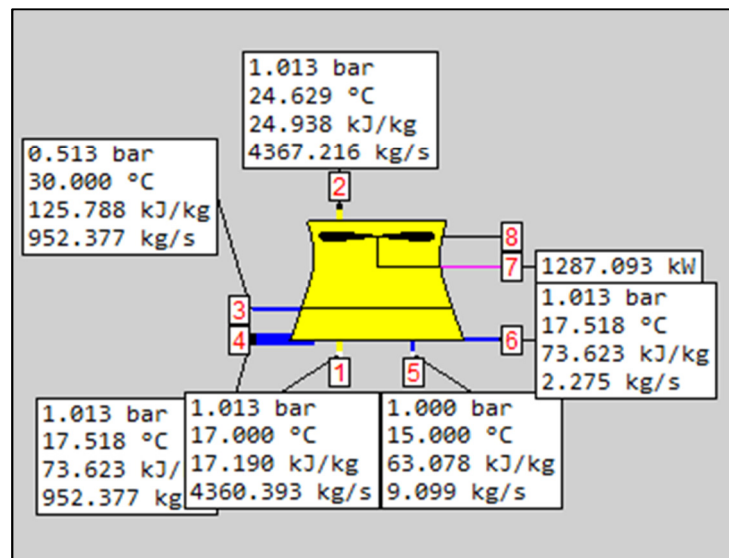
$\dot{m}_2$: Hava çıkış debisi [kg/s],

$\dot{m}_3$: Su giriş debisi [kg/s] ve

$\dot{m}_4$: Su çıkış debisidir [kg/s].

5.2.5 Islak Soğutma Kulesi

Islak soğutma kulesi modeli Şekil 5.8’de gösterilmiştir. Modelde 1 numaralı nokta hava girişini, 2 numaralı nokta havanın kuleden çıkışını ifade eder. 4 numaralı noktadan soğutma suyu kuleye giriş yapar, 3 numaralı noktadan çıkar. 5 numaralı nokta kulede buharlaşma ve blöf ile azalan suyun tamamlandığı giriş bölümüdür. 6 numara kuleden blöf maksadıyla atılan su miktarını gösterir. 7 numaralı nokta ise kule fanlarının harcadığı enerji miktarını belirtir.



Şekil 5.8 Islak Soğutma Kulesi Modeli

Epsilon Professional’da ıslak soğutma kulesi modeli hesaplamalarında Merkel denklemi kullanılır [78]:

Merkel Denklemi:

$$\int \frac{c_p x dt_w}{h_{L,s} - h_L} = \int \frac{\sigma x dA}{\dot{m}_w} \quad (5.13)$$

c_p : su özgül ısısı [kJ/kg x °C],

dt_w : Su sıcaklığı diferansiyel farkı [°C],

$h_{L,s}$: Su yüzey sıcaklığında doymuş havanın entalpisi [kJ/kg],

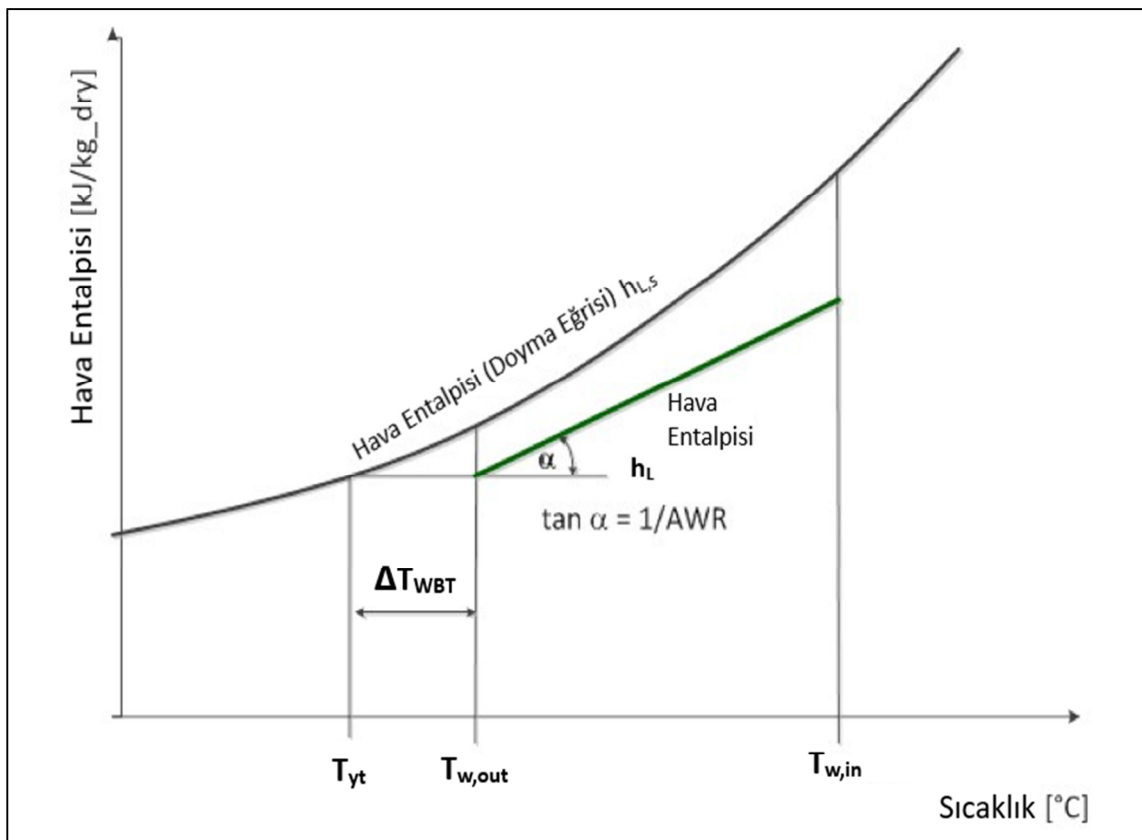
h_L : Sudan geçen havanın entalpisi [kJ/kg],

σ : Kütle transfer katsayısı [m/s],

dA : Diferansiyel ısı transfer alanı [m²],

$\dot{m}_w$: Su debisi [kg/s],

Şekil 5.9’da Merkel grafiği sunulmuştur.



Şekil 5.9 Merkel Grafiği

T_{yt} : Hava yaş termometre sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$],

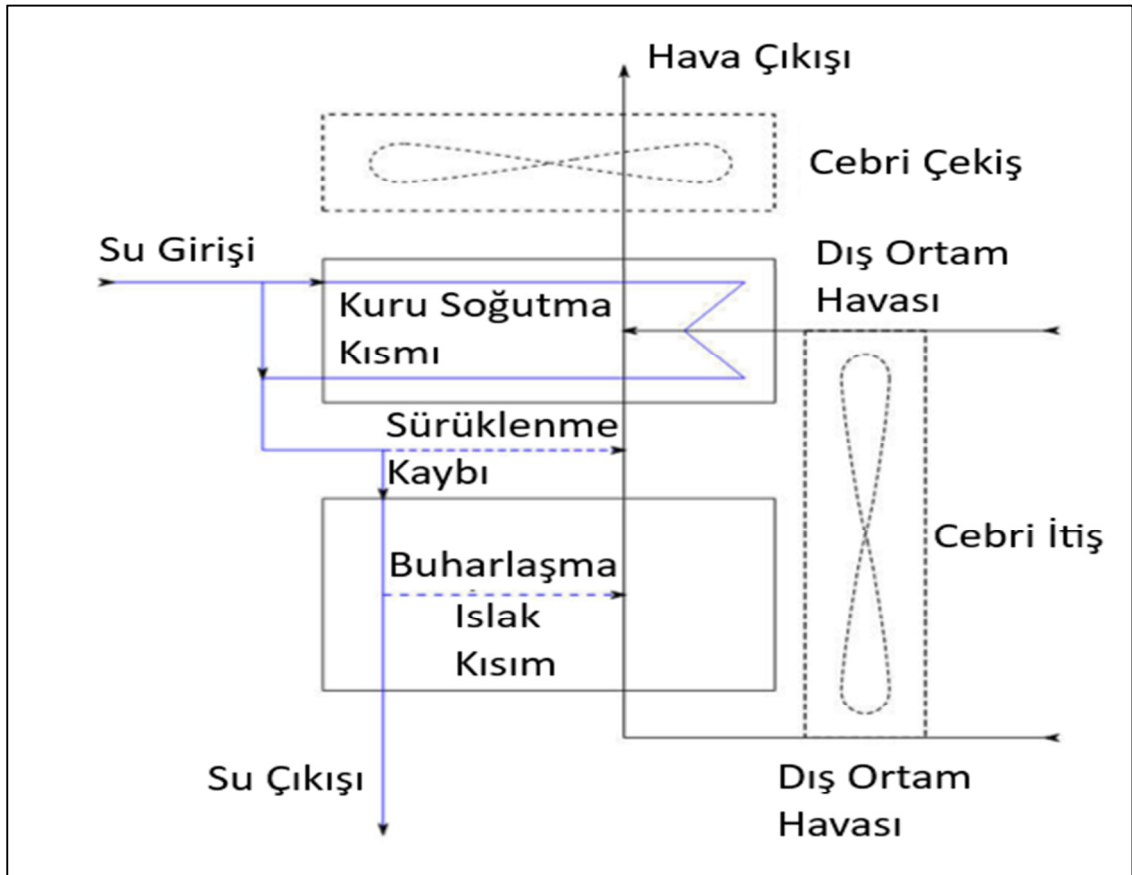
$T_{w,out}$: Soğutma suyu çıkış sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$],

$T_{w,in}$: Soğutma suyu giriş sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$],

ΔT_{WBT} : Yaş termometre sıcaklığı ile soğutma suyu çıkış sıcaklığı farkı [$^{\circ}\text{C}$],

AWR: Hava-su oranı

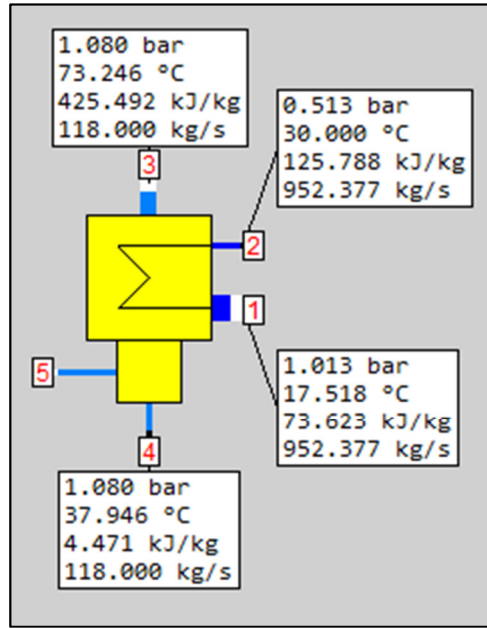
Epsilon Professional programı ıslak ve kuru soğutma bileşenlerinin yer aldığı hibrit soğutma kulesini de inceleme imkânı verir. Şekil 5.10'da hibrit kule çalışma mantığı gösterilmiştir. Buna göre hibrit kulede ıslak ve kuru soğutma sektörleri seri olarak bağlanmıştır. Kondenserdan gelen soğutma suyu önce kuru kısımda soğutulur, daha sonra ıslak kısımda soğutma işlemi tamamlanır. Böylece soğutma yükü ıslak ve kuru ünitelerde paylaşılır. Soğutma yükü paylaşım oranı ayarlanabilir. Kuru soğutma kısmının yükü arttığı zaman su tüketimi artar, soğutma performansı azalır. Aynı şekilde ıslak kısmın soğutma yükünü paylaşma oranı artarsa su tüketimi artar, santral performansı yükselir.



Şekil 5.10 Hibrit Kule Akış Şeması

5.2.6 Yüzey Kondenseri

Ebsilon Professional programında bulunan yüzey kondenser modeli Şekil 5.11’de sunulmuştur. Burada 3 noktası türbinden çıkan iş akışkanının kondensere girdiği, 4 numaralı nokta ise yoğuşan iş akışkanının kondenserden çıktığı hattır. 1 numaralı nokta soğutma suyunun kondensere giriş yaptığı, 2 numara ise soğutma suyunun kondenserden çıkış yaptığı noktadır. Santral çevriminde çeşitli nedenlerle eksilen suyun tamamlandığı hat 5 numaralı nokta ile temsil edilir.



Şekil 5.11 Kondenser Modeli

Yüzey kondenseri iş akışkanının yoğuşturulduğu ekipmandır. İş akışkanı, soğutma suyu ısıyı aktararak yoğuşur. Ebsilon Professional, aşağıda sunulan prensipler yardımı ile kondenser yerel termodinamik hesaplamalarını gerçekleştirir [78].

Kütle Balansı:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (5.14)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \quad (5.15)$$

Burada;

$\dot{m}_1$: Soğutma suyu giriş debisi [kg/s],

$\dot{m}_2$: Soğutma suyu çıkış debisi [kg/s],

$\dot{m}_3$: Sıcak akışkan giriş debisi [kg/s],

$\dot{m}_4$: Sıcak akışkan çıkış debisi [kg/s] ve

$\dot{m}_5$: Tamamlama suyu debisidir [kg/s].

Basınç değerleri şu şekilde hesaplanır:

$$P_2 = P_1 - dP_{12} \quad (5.16)$$

$$P_4 = P_3 - dP_{34} \quad (5.17)$$

Burada;

P_1 : Soğutma suyu giriş basıncı [bar],

P_2 : Soğutma suyu çıkış basıncı [bar],

dP_{12} : Kondenser içinde gerçekleşen basınç kaybı,

P_3 : Sıcak akışkanının giriş basıncı [bar],

P_4 : Sıcak akışkanın çıkış basıncı [bar] ve

dP_{34} : Kondenser içinde gerçekleşen basınç kaybıdır.

Isı balansı:

$$(k \times A) \times LMTD = \dot{m}_2 \times h_2 - \dot{m}_1 \times h_1 \quad (5.18)$$

$$(k \times A) \times LMTD = \dot{m}_3 \times h_3 + \dot{m}_5 \times h_5 - \dot{m}_4 \times h_4 \quad (5.19)$$

Burada,

k : Isı transfer katsayısı [W/m²K]

A : Yüzey alanı [m²]

LMTD: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı

h_1 : Soğutma suyu giriş entalpisi [kJ/kg],

h_2 : Soğutma suyu çıkış entalpisi [kJ/kg],

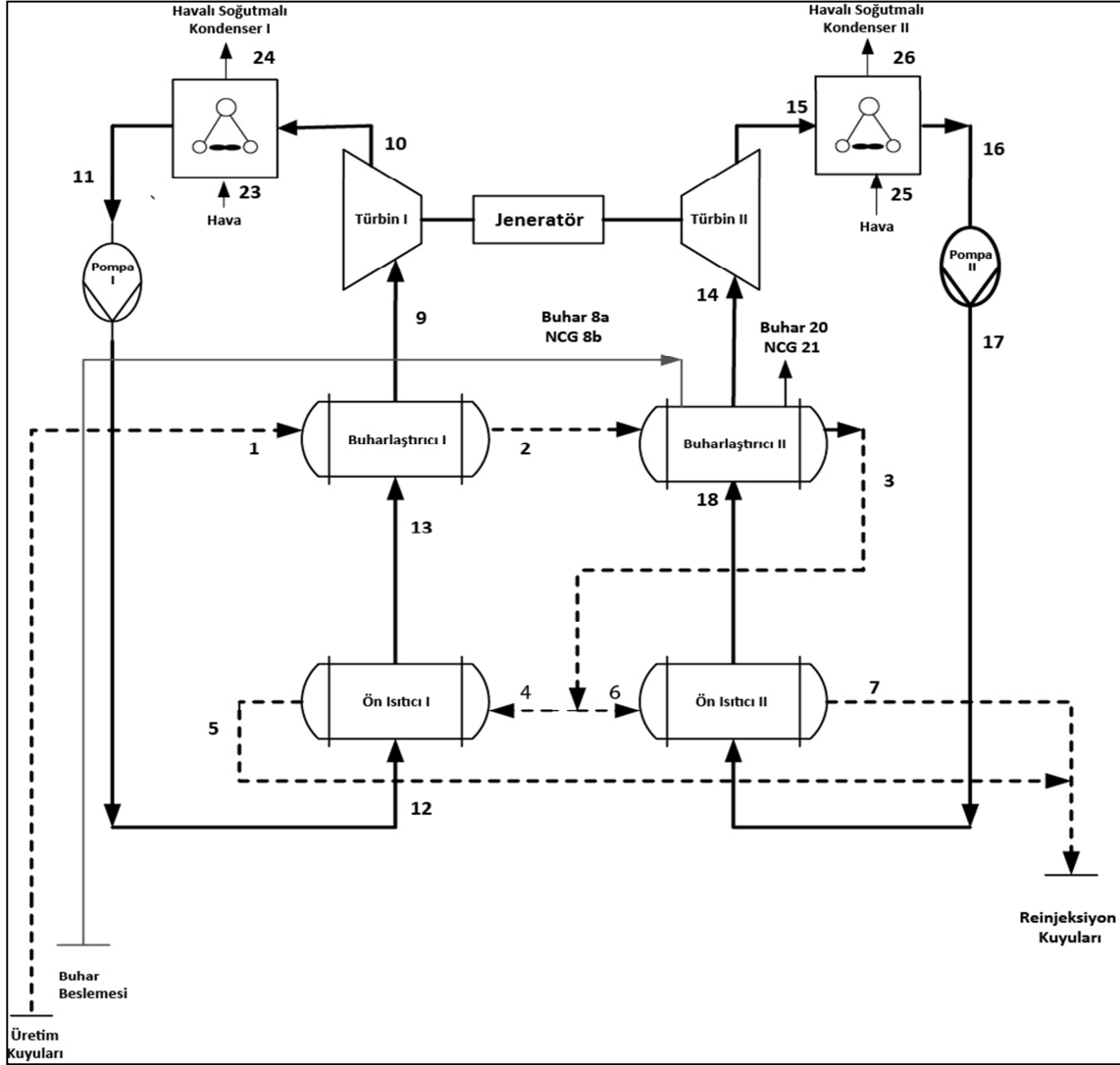
h_3 : Sıcak akışkanının giriş entalpisi [kJ/kg],

h_4 : Sıcak akışkanın çıkış entalpisi [kJ/kg] ve

h_5 : Tamamlama suyu giriş entalpisi [kJ/kg].

5.3 Jeotermal Santralin Modellenmesi

Bu çalışmada Ormat firmasının tasarladığı ve kurduğu, Aydın ili, Köşk ilçesinde bulunan Dora II Jeotermal Santrali modellenmiştir. Santralin bütün ekipmanları dahil edilerek gerçeğe yakın bir model kurulmuştur. Akış şeması Şekil 5.12’de gösterilmiştir:



Şekil 5.12 Dora II Jeotermal Santrali Akış Şeması [74]

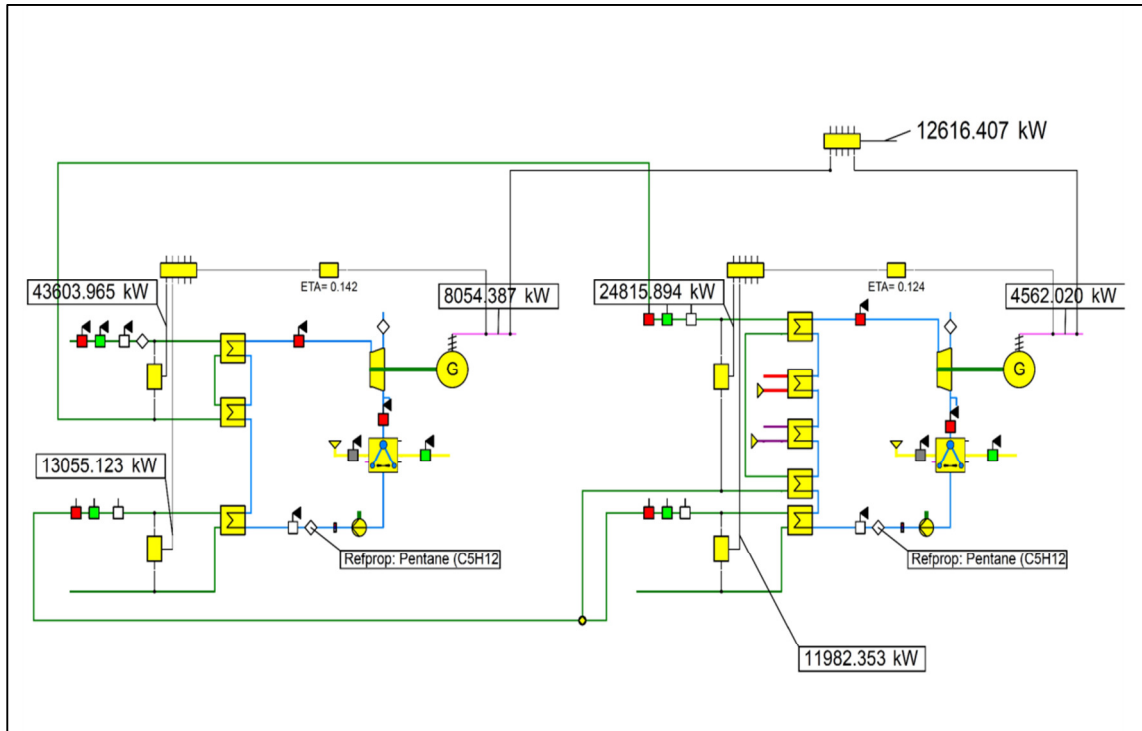
Yukarıda gösterilen akış şemasında sayı ile gösterilen noktalardaki akışkan hal özellikleri Çizelge 5.1’de gösterilmiştir.

Akış şeması incelendiğinde birbirinden bağımsız iki ayrı binary çevrimi olduğu gözlenmektedir. Ayrı devrelerde iş akışkanı olarak kullanılan n-pentane birbiri ile karışmaz. İki çevrimin tüm ekipmanları ayrıdır. Yalnız iki ayrı çevrim için tek jeneratör kullanılır ve iki türbin bu jeneratöre bağlıdır. İki çevrimin basınç kademeleri farklıdır. Jeotermal suyun giriş yaptığı ilk buharlaştırıcıya ait çevrim yüksek basınç, diğeri alçak

basınç çevrimidir. Üretim kuyularından çekilen jeotermal su 1 noktasında Buharlaştırıcı 1 ekipmanına yönelerek çevrime dahil olur. Buharlaştırıcı 1’de pentanı doymuş buhar haline getiren jeotermal su, 2 noktasında buharlaştırıcı 2’ye giriş yapar ve ikinci devrede bulunan pentanı doymuş buhar haline getirir. Buharlaştırıcıdan 3 noktasında çıkan jeotermal su ikiye ayrılır, 4 ve 6 noktalarında önısıtıcı 1 ve önısıtıcı 2’ye yönlendirilir. Önısıtıcılarda pentan doymuş sıvı fazına getirilir. Önısıtıcılardan 5 ve 7 noktalarından çıkan jeotermal su tekrar yeryüzüne gönderilmek üzere reinjeksiyon kuyularına basılır. Pentan çevrimleri incelendiğinde pompa ile basınçlandırılan iş akışkanının ön ısıtıcıda doymuş sıvı fazına geçtiği, buharlaştırmacıda doymuş buhar haline geldiği, türbinde genişleyip iş yapan akışkanın hava soğutmalı kondenserde yoğuşarak çevrimi tamamladığı gözlenmektedir.

5.3.1 Referans Jeotermal Santralin Modellenmesi

Yukarıda verilen santral akış şeması ve hal nokta değerlerine göre Ebsilon Professional programında santralin gerçek modeli üretilmiştir. Referans model Şekil 5.13’te gösterilmiştir. Referans model soğutma işleminin tamamen hava ile yapıldığı santralin orijinal modelidir.

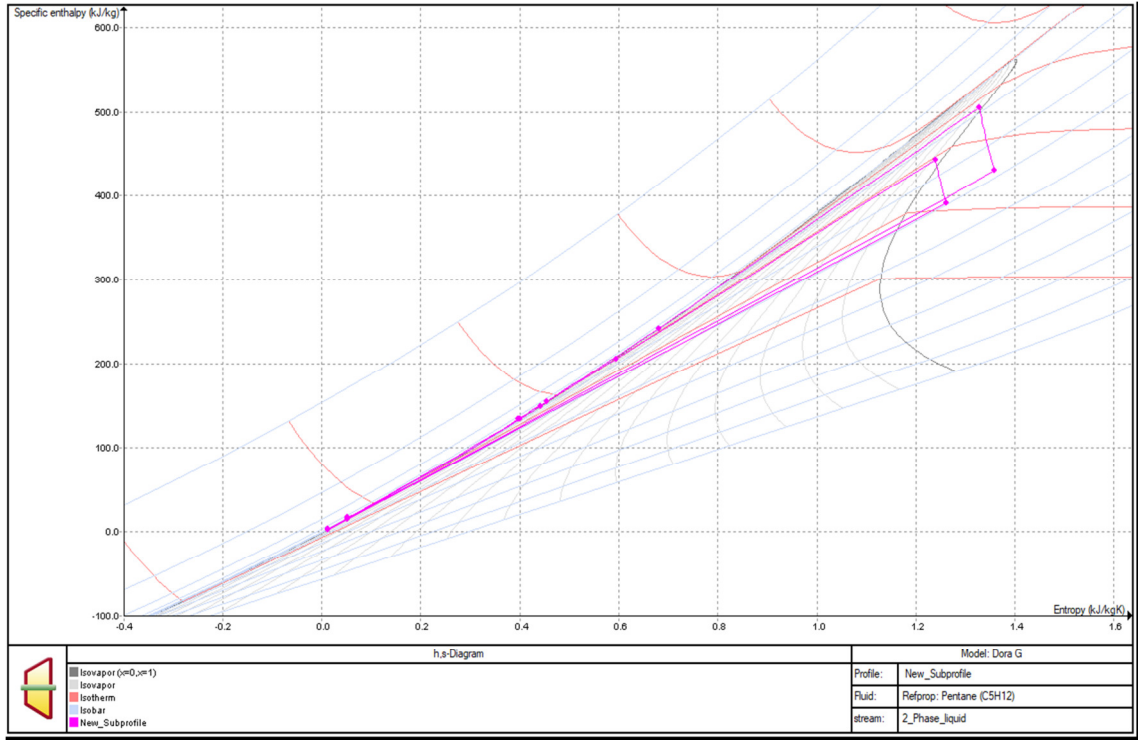


Şekil 5.13 Referans Model

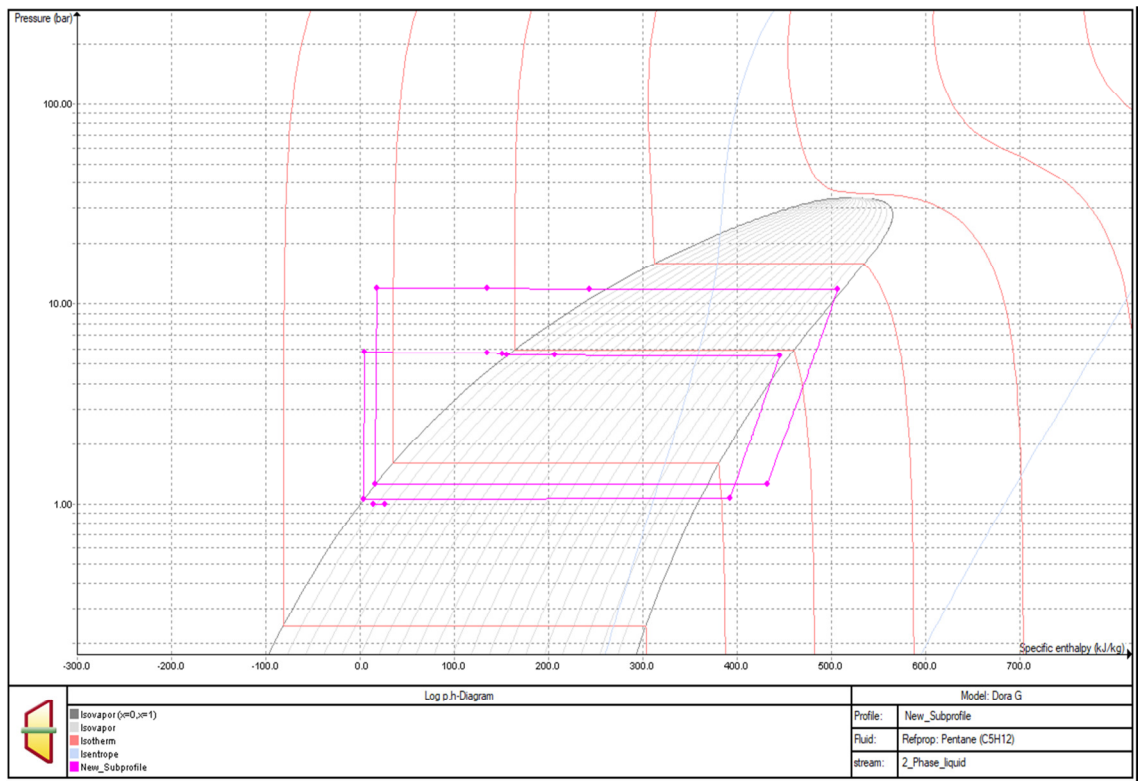
Çizelge 5.1 Dora II Jeotermal Santrali Akış Değerleri [74]

Hal no	Açıklama	Akışkan	Hal	Sıcaklık T (°C)	Basınç P (kPa)	Spesifik entalpi h (kJ/kg)	Kütle Debisi m (kg/s)
0	-	Brine	Ölü Hal	17,1	101,3	70,75	
0'	-	n-Pentane	Ölü Hal	17,1	101,3	-44,05	
0''	-	CO ₂	Ölü Hal	17,1	101,3	206,12	
0'''	-	Hava	Ölü Hal	17,1	101,3	290,25	
1	Buharlaştırıcı I giriş	Jeotermal Su	Sıvı	169	1296,96	715,11	231,94
2	Buharlaştırıcı II giriş	Jeotermal Su	Sıvı	124,4	1296,96	523,15	231,94
3	Buharlaştırıcı II çıkış	Jeotermal Su	Sıvı	100	1246,3	424,077	231,94
4	Ön Isıtıcı I giriş	Jeotermal Su	Sıvı	100	1246,3	424,077	115,97
5	Ön Isıtıcı I çıkış	Jeotermal Su	Sıvı	81,8	1215,9	343,36	115,97
6	Ön Isıtıcı II giriş	Jeotermal Su	Sıvı	100	1246,3	424,077	115,97
7	Ön Isıtıcı II çıkış	Jeotermal Su	Sıvı	83,77	1246,3	351,75	115,97
8a	Buharlaştırıcı II giriş	Jeotermal Su	Buhar	169	1246,3	2767,7	2,49
8b	Buharlaştırıcı II giriş	CO ₂	Buhar	169	1246,3	343,91	2,10
9	Turbin I giriş	n-Pentane	Buhar	133,08	1185,5	510,23	118,61
10	Turbin I çıkış	n-Pentane	Buhar	83,7	141,85	444,46	118,61
11	ACC I çıkış	n-Pentane	Sıvı	41,87	141,85	20,66	118,61
12	Pompa I çıkış	n-Pentane	Sıvı	43,3	1185,5	24,89	118,61
13	Ön Isıtıcı I giriş	n-Pentane	Sıvı	89,3	1185,5	133,88	118,61
14	Turbin II giriş	n-Pentane	Buhar	95,3	547,15	452,83	97,24
15	Turbin II çıkış	n-Pentane	Buhar	69,6	121,5	418	97,24
16	ACC II çıkış	n-Pentane	Sıvı	45,4	121,5	23,06	97,24
17	Pompa II çıkış	n-Pentane	Sıvı	47,55	547,15	27,85	97,24
18	Ön Isıtıcı II giriş	n-Pentane	Sıvı	92,3	547,15	142	97,24
19	Jeotermal su re-injeksiyon	Jeotermal Su	Sıvı	83	1215,9	348,4	231,94
20	Buharlaştırıcı II, Çıkış, Atık	Jeotermal Su	Buhar	112,5	1215,9	2695,25	0,10
21	Buharlaştırıcı II, Çıkış, Atık	CO ₂	çözülmüş	140	1215,9	290,23	2,71
22	Buharlaştırıcı II çıkış	Jeotermal Su	Sıvı	96,9	1215,9	405,96	2,39
23	ACC I giriş	Hava	Gaz	17,1	1013	290,25	4350
24	ACC I çıkış	Hava	Gaz	29,1	1013	302,3	4350
25	ACC II giriş	Hava	Gaz	17,1	1013	290,25	4350
26	ACC II çıkış	Hava	Gaz	26,1	1013	290,25	4350

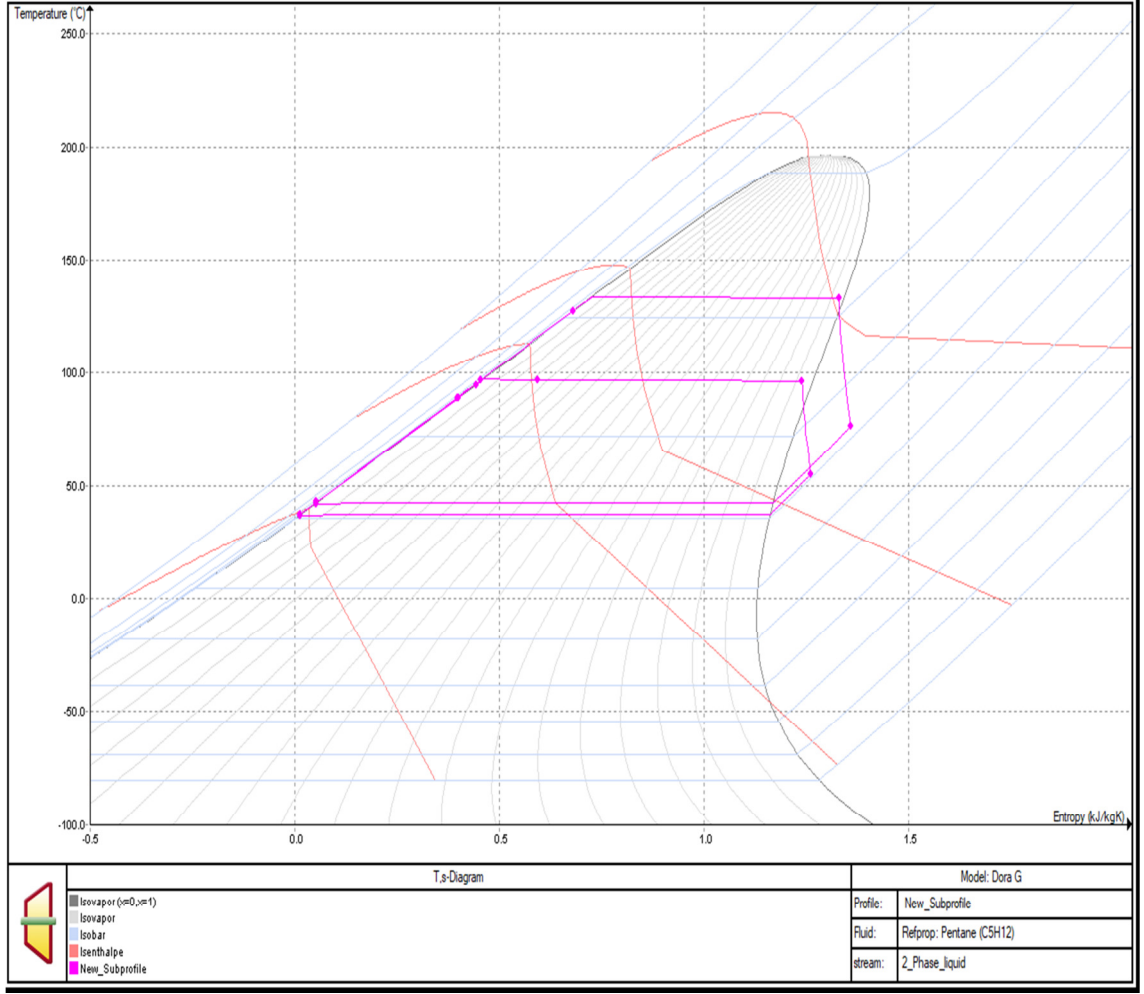
Referans modelin Epsilon Professional programında çizilen h-s diyagramı Şekil 5.14'te, P-h diyagramı Şekil 5.15'te ve T-s diyagramı Şekil 5.16'da gösterilmiştir.



Şekil 5.14 Referans Model h-s Diyagramı



Şekil 5.15 Referans Model P-h Diyagramı



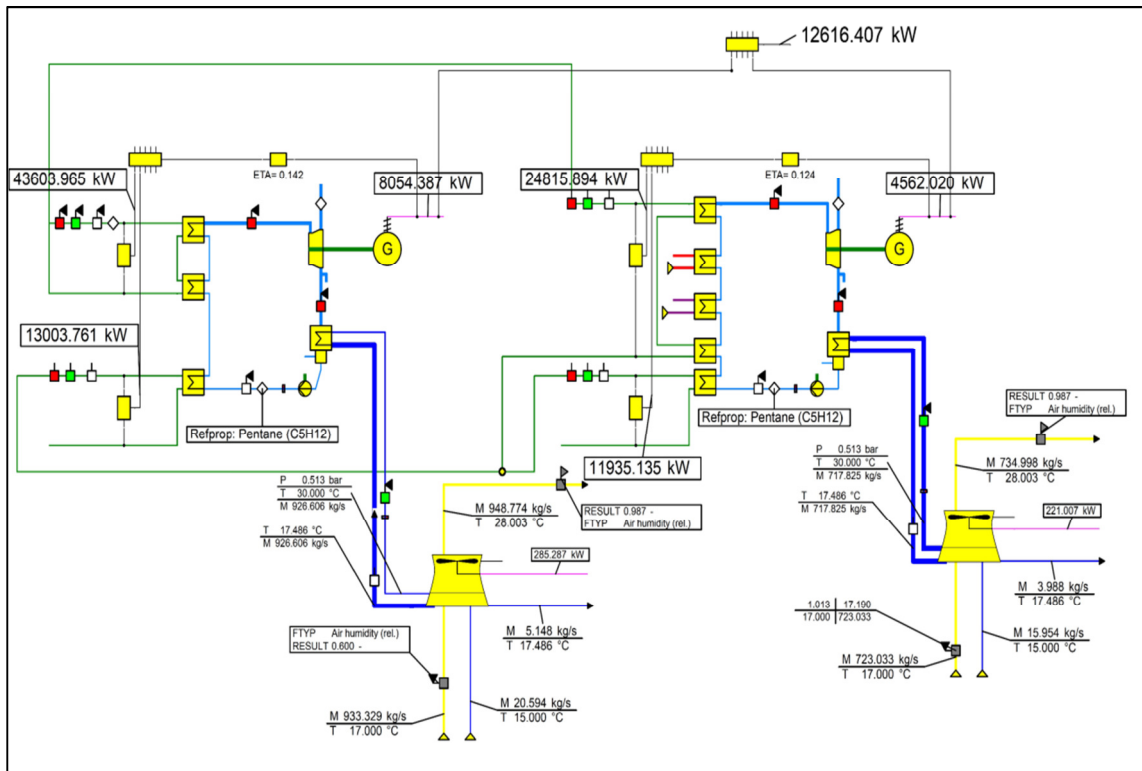
Şekil 5.16 Referans Model T-s Diyagramı

Kısım 2.2.3'te organik akışkanların doyma eğrilerinin su-buhar çevrimi doyma eğrisinden farklı olduğu belirtilmiştir. Yukarıda sunulan şekillerde bu durum organik bir akışkan olan pentanın doyma eğrisinde de açıkça görülmektedir. Doyma eğrisinin buhar tarafının eğimi 90 dereceden küçük olduğu için buharlaştırıcıdan çıkan doymuş buhar türbine girip iş yaparken kuru buhar bölgesinde bulunur. Bu sayede Organik Rankine Çevrim'lerinde, buharlaştırıcıdan çıkan doymuş buharın su-buhar çevriminde olduğu gibi buhar türbininden önce kızdırıcıda kuru buhar haline getirilmesine ihtiyaç duyulmaz [48].

Referans modelde birbirinden bağımsız iki ayrı Organik Rankine Çevrimi bulunmaktadır. Bu iki çevrimin biri yüksek basınç, diğeri alçak basınç çevrimi olacak şekilde santral dizayn edilir. Referans modelde yüksek basınç kademesi 11,8 bar ve alçak basınç kademesi 5,5 bar değerlerindedir.

5.3.2 Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santralin Modellenmesi

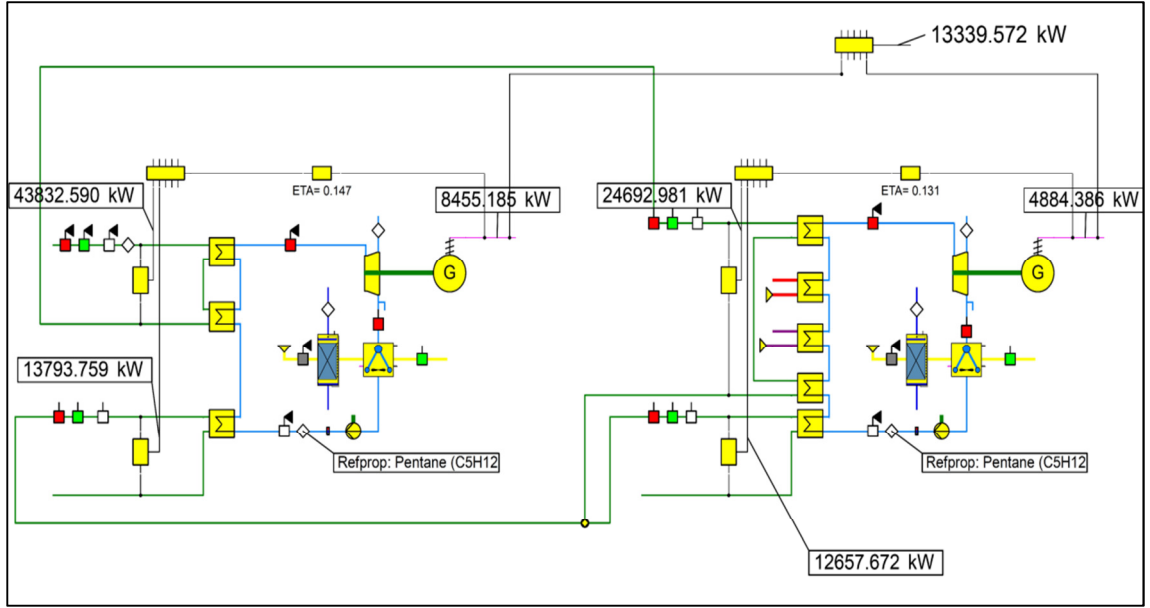
Hibrit soğutma sistemlerinin su kullanım miktarlarına referans değer üretebilmek için bu model geliştirilmiştir. Şekil 5.17’de ıslak soğutma kuleli jeotermal santralin modeli sunulmuştur. Bu modelde referans modeldeki hava soğutmalı kondenser tamamen kaldırılarak yerine ıslak soğutma kulesine bağlanmış yüzey kondenseri konulmuştur. Burada amaç soğutma prosesi için tamamen ıslak soğutma sistemi kullanıldığında harcanması gereken su miktarını bulmaktır. Bu sayede hibrit soğutma sistemlerinde harcanan su miktarını kıyaslama imkanı doğmuştur.



Şekil 5.17 Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santral Modeli

5.3.3 Evaporatif Soğutuculu Jeotermal Santralin Modellenmesi

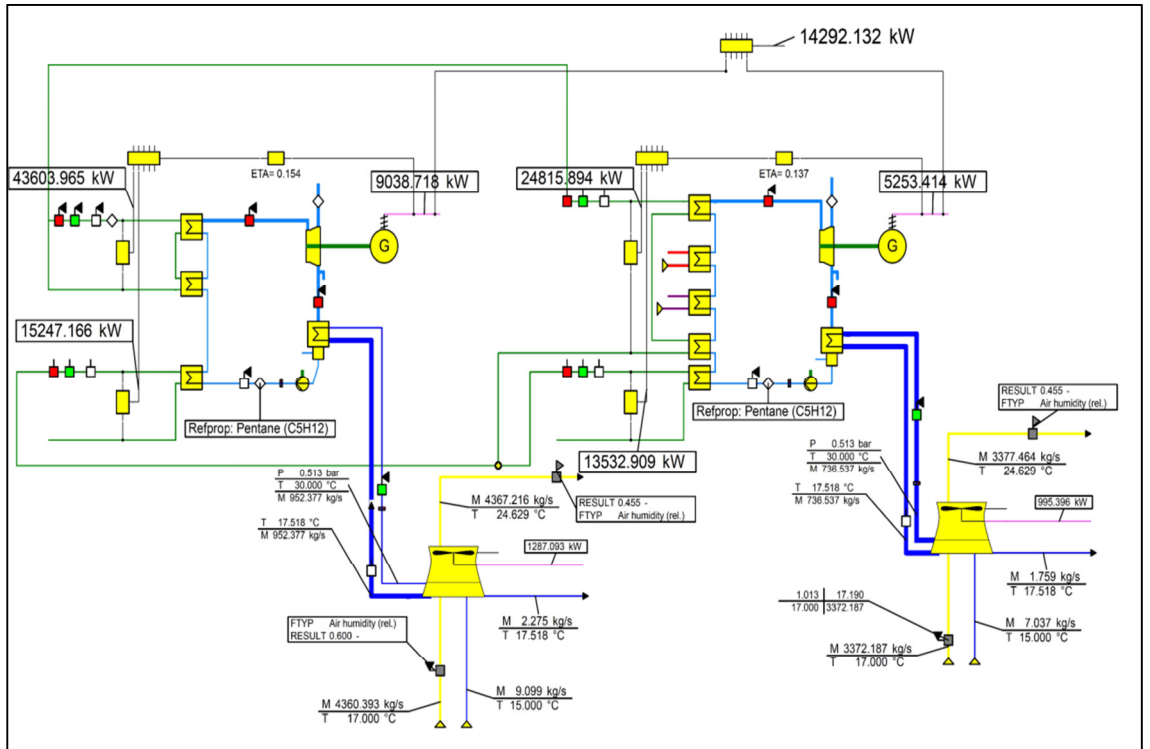
Hibrit soğutma sistemi alternatiflerinden birisi hava soğutmalı kondenser giriş havasını evaporatif yöntemle soğutan sistemlerin uygulanmasıdır. Evaporatif soğutma için çeşitli teknikler kullanılmakla beraber havanın soğuması prensibi aynıdır. Hava akımına eklenen su buharlaşır, buharlaşmak için gereken ısıyı havadan aldığı için soğutma işlemi gerçekleşir. Evaporatif soğutma sistemlerini analiz edebilmek için Şekil 5.18'deki gösterilen model geliştirilmiştir. Modelde, referans modelde tasarlanan hava soğutmalı kondenser giriş havası öncesine evaporatif soğutucu yerleştirilmiştir.



Şekil 5.18 Evaporatif Soğutuculu Jeotermal Santral Modeli

5.3.4 Hibrit Kuleli Jeotermal Santralin Modellenmesi

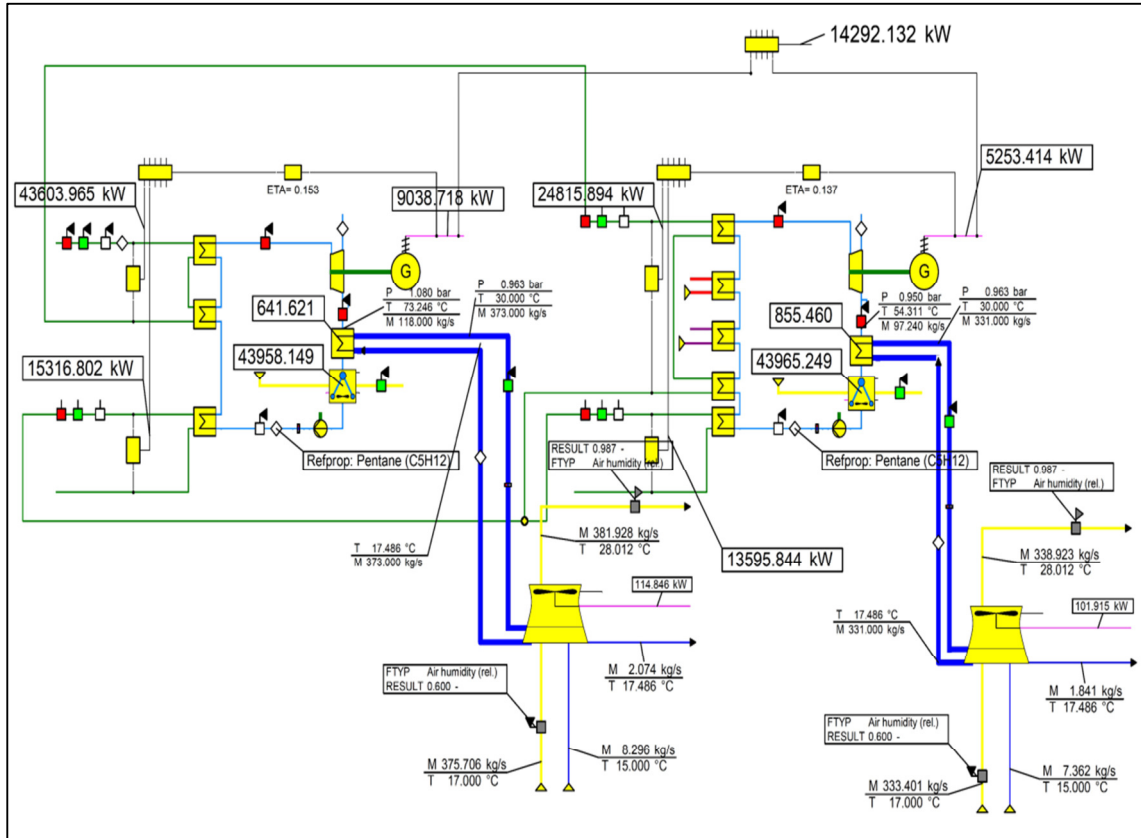
Bünyesinde hem kuru hem de ıslak soğutma üniteleri barındıran hibrit kule modeli Şekil 5.19'da gösterilmiştir. Bu modelde hava soğutmalı kondenser yerine yüzey kondenseri monte edilmiştir. Yüzey kondenseri hibrit kuleye bağlanmıştır.



Şekil 5.19 Hibrit Kuleli Jeotermal Santral Modeli

5.3.5 Hibrit Soğutma Sistemli Jeotermal Santralin Modellenmesi

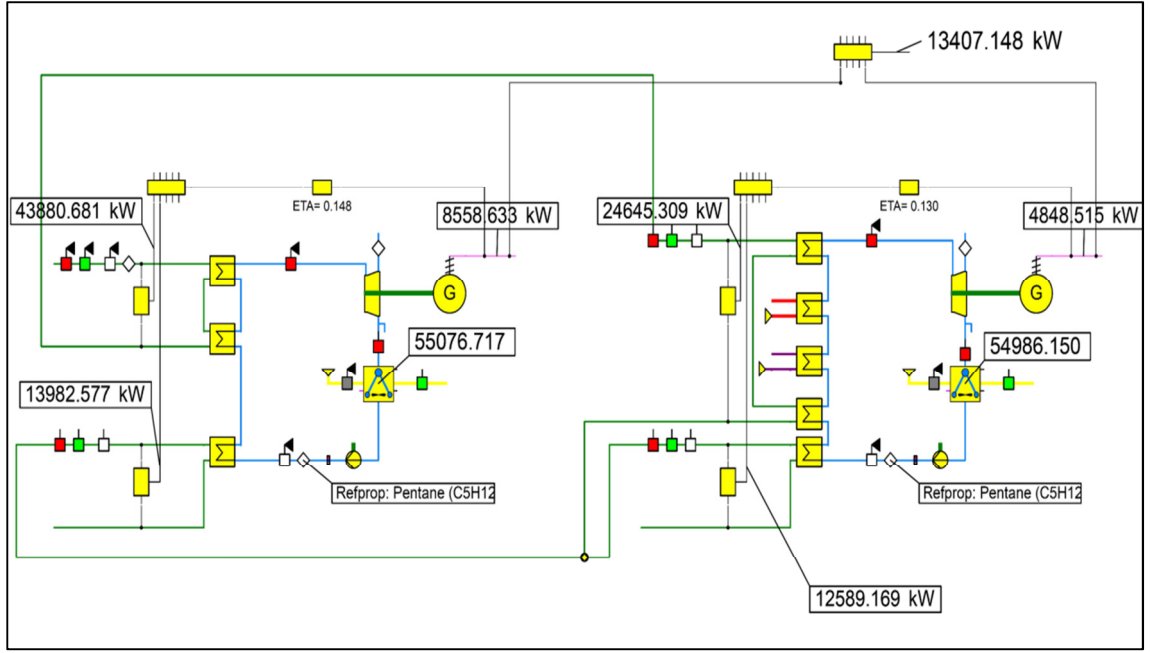
Islak ve kuru soğutma ekipmanlarının birlikte uygulanması ile oluşturulan hibrit soğutma sistemli jeotermal santral modeli Şekil 5.20’de sunulmuştur. Referans modelde yer alan hava soğutmalı kondenser ile türbin arasına ıslak soğutma kulesine bağlı ısı değiştirici konulmuştur. Böylece ıslak ve kuru soğutma bileşenleri seri olarak bağlanmıştır.



Şekil 5.20 Hibrit Soğutma Sistemli Jeotermal Santral Modeli

5.3.6 İlave Hava Soğutmalı Kondenserli Jeotermal Santralin Modellenmesi

Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen saha görüşmelerinde santral yetkilileri sıcak havalarda düşen performansı iyileştirmek için üretici firmalardan talepte bulunduklarını bildirmişlerdir. Firmaların genelde buna karşılık mevcut sisteme ilave hava soğutmalı kondenser eklemeyi teklif ettikleri öğrenilmiştir. Bu nedenle konu bütünlüğü açısından referans modelde tasarlanan hava soğutmalı kondenserin kapasitesinin yaklaşık %25 artırıldığı model geliştirilmiştir. Şekil 5.21’de model gösterilmiştir.



Şekil 5.21 İlave Hava Soğutmalı Kondenserli Jeotermal Santral Modeli

JEOTERMAL SANTRALİN MATEMATİKSEL MODELLENMESİ

Bu bölümde, önceki kısımda geliştirilen modeller ile gerçekleştirilen analizler sunulmuştur. Öncelikle, soğutma sistemi olarak sadece hava soğutmalı kondenser kullanan referans model için hesaplamalar yapılmıştır. Bağıl nem, sadece hava ile yapılan soğutma işleminde ihmal edilebilir etkidir. Bu nedenle referans modelde bağıl nem %60 değerinde sabit alınmıştır. Farklı sıcaklıklarda referans modelde santralin ürettiği güç değerleri bulunmuştur. Bulunan değerler ile 17 °C dizayn koşulunda gerçekleşen üretim miktarı referans alınarak farklı sıcaklıklar için düzeltme katsayıları hesaplanmıştır. Referans olarak alınan dizayn koşullarında düzeltme katsayısı 1'dir. Katsayı 1'den küçük olduğunda santral üretiminin dizayn değerinden küçük olduğu, 1'den büyük olduğunda ise dizayn değerinden fazla üretim yapıldığı anlaşılır. Hesaplanan katsayılar ile santralin güç karakteristik eğrisi çizilmiştir. Regresyon yöntemi yardımıyla verilen dış ortam sıcaklığına göre santralin üretmesi gereken gücü hesaplayan model geliştirilmiştir. Bu model yardımıyla santralin herhangi bir dış hava kuru termometre sıcaklığında ürettiği güç değeri hesaplanabilmektedir.

Üstte izah edilen, referans model için yapılmış analizler; evaporatif soğutma sistemi, hibrit soğutma kulesi, hibrit soğutma sistemi, ıslak soğutma kulesi ve ilave hava soğutmalı kondenser modelleri için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar aşağıdaki bölümlerde açıklanmıştır. Kuru soğutma sisteminin kullanıldığı santral modeline suyun kullanıldığı soğutma bileşenleri eklendiği zaman su sarfiyatı, güç üretimi gibi önemli bir parametre olmaktadır. Ayrıca bu modellerde, dış ortam bağıl neminin, güç üretimini ve su sarfiyatını ciddi şekilde etkileyen bir değişken olduğu gözlemlenmiştir. Bu nedenle bağıl nem, suyun kullanıldığı evaporatif soğutma sistemi modeli, hibrit soğutma kulesi

modeli, hibrit soğutma sistemi modeli ve ıslak soğutma kuleli modellerinde değişken olarak yer almaktadır. Ayrıca bu modeller için su sarfiyat katsayıları hesaplanmış ve su sarfiyat karakteristik eğrileri bulunmuştur.

6.1 Hava Soğutmalı Kondenser Jeotermal Santral Modeli (Referans Model) Analizi

Hava soğutmalı jeotermal santralde soğutma prosesi yalnızca hava soğutmalı kondenser ile yapılmaktadır. Sadece hava ile soğutulan gerçek bir santral (Dora II Jeotermal Santrali) baz alınarak kurulan model, bu çalışmanın referans modelidir. Referans modele göre jeotermal santral, 17 °C dış ortam sıcaklığında brüt 12.616 kW elektrik üretmektedir. Oluşturulan model ile farklı sıcaklıklarda santralin gerçekleştirdiği üretim değerleri hesaplanmıştır. Bulunan değerler ile aşağıdaki formüle göre düzeltme katsayıları hesaplanmıştır. Bu katsayılarla Çizelge 6.1'deki sonuçlar elde edilmiştir.

$$C_{a,ref} = 1 - (\dot{W}_{d,ref} - \dot{W}_{a,ref}) / \dot{W}_{d,ref} \quad [-] \quad (6.1)$$

Burada; $C_{a,ref}$ incelenen dış hava kuru termometre sıcaklığında güç düzeltme katsayısı, $\dot{W}_{d,ref}$ santralin referans olarak alınan dizayn şartlarında ürettiği gücü, $\dot{W}_{a,ref}$ ise analiz edilen dış ortam hava kuru termometre sıcaklığında üretilen gücü göstermektedir.

Çizelge 6.1 Hava Soğutmalı Santralin Güç Karakteristik Katsayıları

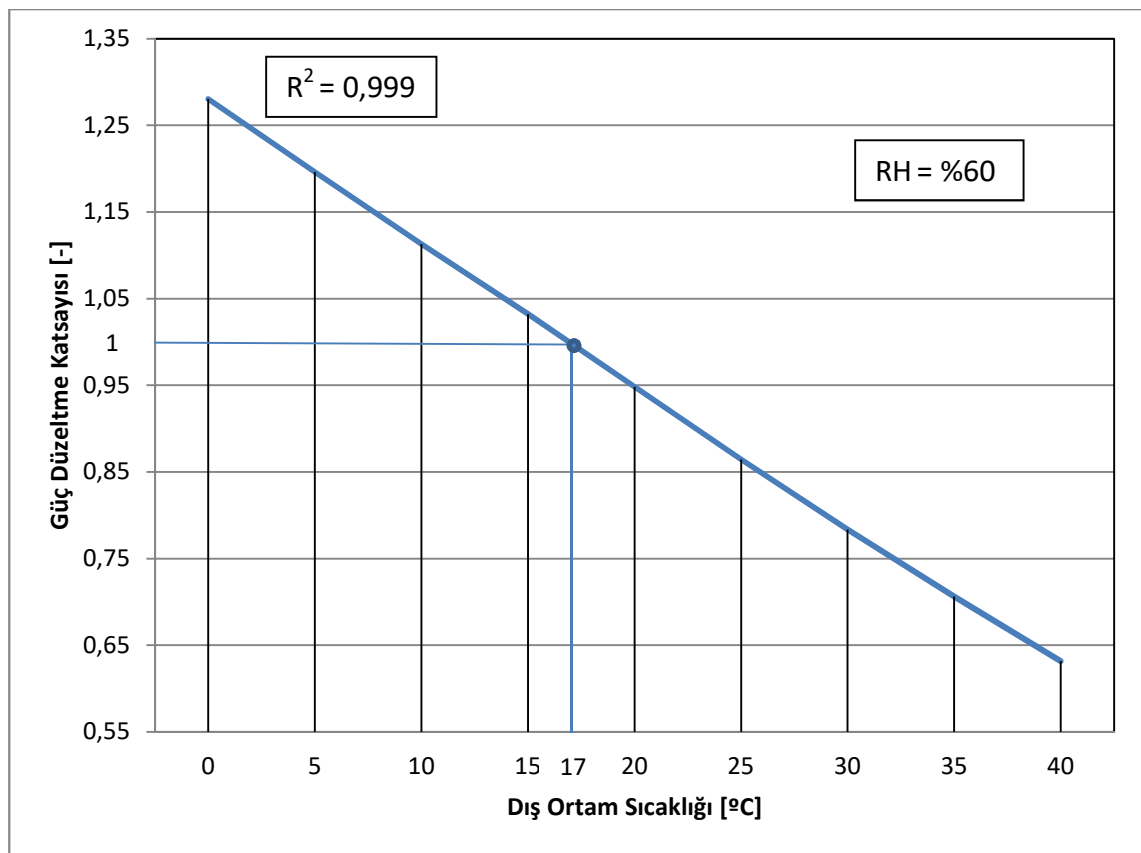
Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]	Katsayı [-]
0	1,280372
5	1,195955
10	1,113102
15	1,031977
17	1
20	0,948161
25	0,864332
30	0,783558
35	0,706155
40	0,631484

Bulunan bu katsayılarla santralin farklı dış hava kuru termometre sıcaklıklarında ürettiği gücü bulabilmek için regresyon yöntemi ile şu denklem geliştirilmiştir:

$$\dot{W}_{a,ref} = \dot{W}_{d,ref} \times (1,276679 - 0,01631 \times T_a) \quad [\text{kW}] \quad (6.2)$$

Burada; $\dot{W}_{a,ref}$ istenen dış hava kuru termometre sıcaklığında santralin ürettiği güç değeri, $\dot{W}_{d,ref}$ santralin referans olarak alınan, dizayn koşulu dış ortam sıcaklığında santralin ürettiği güç değeri ve T_a ise dış ortam kuru termometre hava sıcaklığıdır.

Güç karakteristik düzeltme katsayılarının dış ortam kuru termometre sıcaklığına göre değişimini gösteren grafik Şekil 6.1’de gösterilmiştir. Burada bağıl nem oranı % 60 sabit alınmıştır. Şekil incelendiğinde dış ortam kuru termometre hava sıcaklığı yükseldiği zaman jeotermal santralin ürettiği gücün düştüğü görülmektedir.



Şekil 6.1 Referans Model Güç Karakteristik Eğrisi

Jeotermal santralde pompaların ve hava soğutmalı kondenser fanlarının harcadığı enerji iç ihtiyaç olarak adlandırılır. İç ihtiyaç güç tüketimi brüt üretimden düşülürse jeotermal santralin ürettiği net güç değeri bulunur. Ekonomik analizlerde net güç kullanılması ile sonuçlar daha gerçekçi olur. Referans model için hesaplanan net güç düzeltme katsayıları Çizelge 6.2’de sunulmuştur. Referans koşullarda net üretim 10.500,7 kW hesaplanmış ve toplam 2.115,7 kW iç ihtiyaç tüketimi olduğu bulunmuştur.

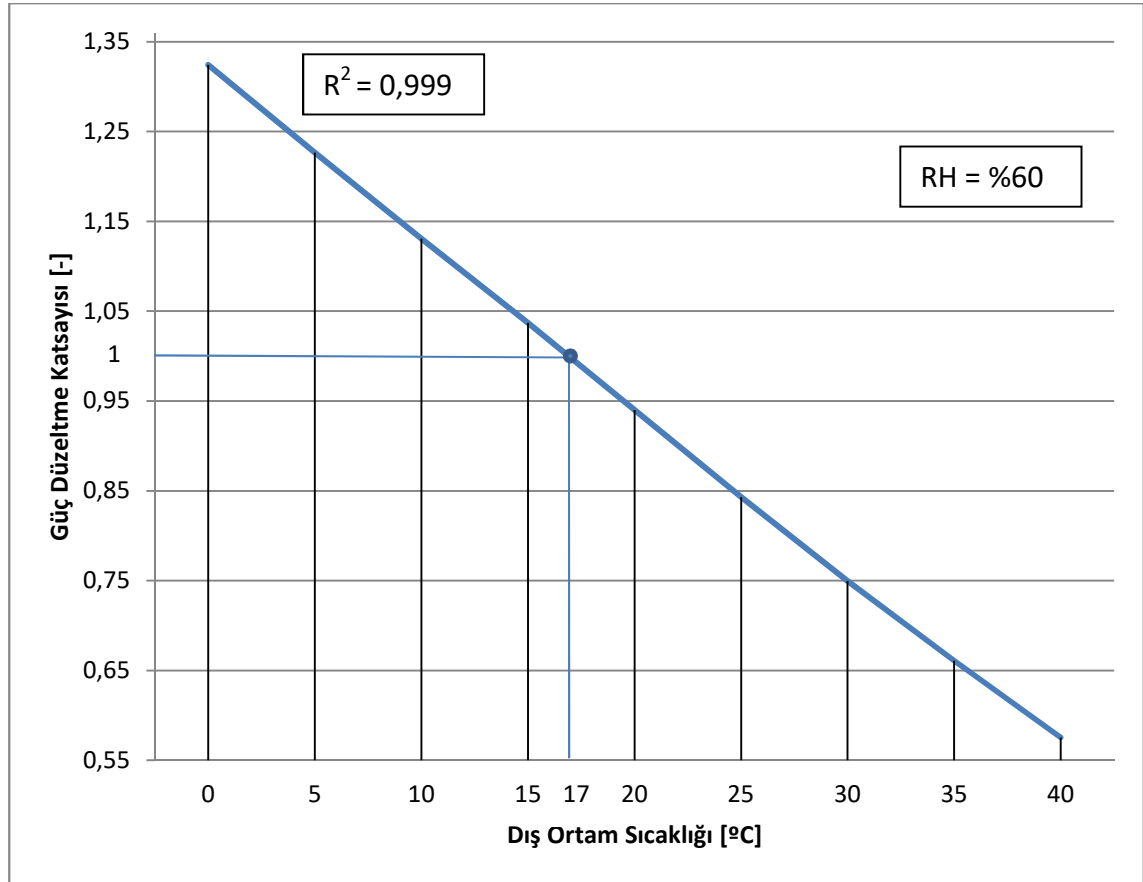
Çizelge 6.2 Hava Soğutmalı Santralin Net Güç Karakteristik Katsayıları

Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]	Katsayı [-]
0	1,324361
5	1,226574
10	1,130669
15	1,036869
17	1
20	0,93989
25	0,842965
30	0,749808
35	0,660839
40	0,57532

Net güç düzeltme katsayılarına göre bulunan denklem aşağıda gösterilmiştir.

$$\dot{W}_{a,ref_net} = \dot{W}_{d,ref_net} \times (1,319632475 - 0,018829979 \times T_a) \quad [\text{kW}] \quad (6.3)$$

Net güç karakteristik eğrisi Şekil 6.2’de gösterilmiştir.



Şekil 6.2 Referans Model Net Güç Karakteristik Eğrisi

6.2 Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santral Modeli Analizi

Referans modelde soğutma işlemi yalnızca hava soğutmalı kondenser ile gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmada hibrit soğutma modellerindeki su kullanım miktarlarının kıyaslanabilmesi için tamamen ıslak soğutma kullanılan “Islak soğutma kuleli jeotermal santral modeli” geliştirilmiştir. Bu modelde soğutma prosesinde hava kullanılmamaktadır. Soğutma işlemi için hava soğutmalı kondenser yerine yüzey kondenseri ve ıslak tip soğutma kulesi yerleştirilmiştir. Modelde jeotermal santral, 17 °C dış ortam sıcaklığı ve % 60 bağıl nem koşullarında brüt 12.616 kW elektrik üretmektedir. Kurulan model ile farklı sıcaklıklarda ve bağıl nem değerlerinde santralde gerçekleşen üretim ve su kaybı miktarları gözlenmiştir. Bulunan değerler ile (6.4) denklemi ile güç düzeltme katsayıları hesaplanmıştır.

$$C_{a,isl} = 1 - (\dot{W}_{d,isl} - \dot{W}_{a,isl}) / \dot{W}_{d,isl} \quad [-] \quad (6.4)$$

Burada; $C_{a,isl}$ incelenen dış ortam kuru termometre hava sıcaklığında güç düzeltme katsayısı, $\dot{W}_{d,isl}$ santralin referans olarak alınan dizayn şartlarında santralin ürettiği gücü, $\dot{W}_{a,isl}$ ise analiz edilen dış ortam kuru termometre hava sıcaklığında üretilen gücü ifade eder. Çizelge 6.3’de dış ortam sıcaklık ve bağıl nem değerlerine göre hesaplanan güç değerleri sunulmuştur. Çizelge 6.4’de ise düzeltme katsayıları gösterilmiştir.

Çizelge 6.4’de gösterilen sonuçlarla santralin farklı dış ortam kuru termometre hava sıcaklıklarında ve farklı bağıl nem değerlerinde ürettiği güç değerlerini bulmak için regresyon işlemi ile aşağıdaki denklem geliştirilmiştir:

$$\dot{W}_{a,isl} = \dot{W}_{d,isl} \times (1,236267002 - 0,00865679 \times T_a - 0,0016747 \times RH_a) \text{ [kW]} \quad (6.5)$$

Burada; $\dot{W}_{a,isl}$ istenen dış ortam kuru termometre hava sıcaklığında santralin ürettiği güç, $\dot{W}_{d,isl}$ santralin referans olarak alınan dizayn şartlarında ürettiği güç, T_a dış ortam hava kuru termometre sıcaklığı ve RH_a dış ortam bağıl nemidir.

Güç karakteristik düzeltme katsayılarının dış ortam kuru termometre sıcaklığına ve bağıl neme göre değişimini gösteren grafik Şekil 6.3’de gösterilmiştir.

Güç karakteristik eğrisi incelendiğinde hem dış ortam sıcaklığı, hem de bağıl nem değerleri yükseldiğinde güç üretiminin düştüğü görülmüştür. Hava ısındıkça güç üretim değerinin bağıl neme karşı hassasiyetinin arttığı görülmektedir.

Islak soğutma kuleli jeotermal santral modeli su kullanımının en yüksek olduğu modeldir. Hibrit sistemlerde kullanılan su miktarı bu modelde harcanan su debisi ile karşılaştırılmalıdır. Bu amaçla model ile farklı sıcaklık ve bağıl nem değerlerinde harcanan su miktarları hesaplanmıştır. Sonuçlar Çizelge 6.5’de sunulmuştur. Çizelge 6.6’da ise bulunan düzeltme katsayıları gösterilmiştir. Düzeltme katsayıları aşağıdaki formül ile bulunmuştur:

$$C_{su,isl} = 1 - (\dot{m}_{d,isl} - \dot{m}_{a,isl}) / \dot{m}_{d,isl} \quad [-] \quad (6.6)$$

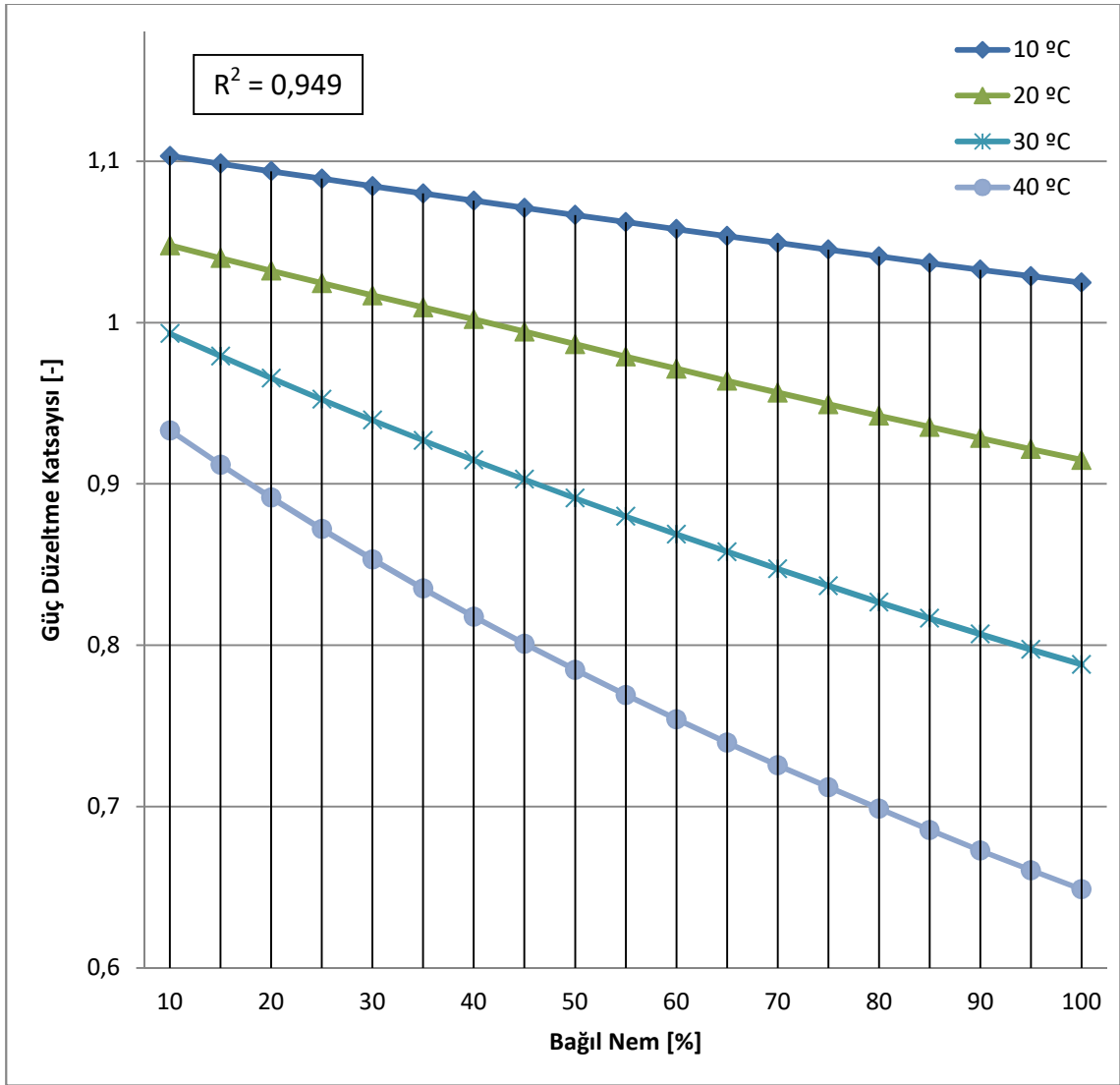
Burada; $C_{su,isl}$ ıslak soğutma kule modeli su tüketim katsayısı, $\dot{m}_{d,isl}$ dizayn şartlarında su tüketimi ve $\dot{m}_{a,isl}$ incelenen dış ortam hava şartlarında bulunan su tüketimidir.

Çizelge 6.3 Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santralin Güç Üretim Değerleri

[kW]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	13918,4	13219,9	12530	11772,4
	20	13799,2	13020,9	12181,7	11247,6
	30	13682,5	12828,6	11852,5	10764,7
	40	13568,3	12642,4	11540,3	10316,7
	50	13456,3	12446,7	11243,2	9900,99
	60	13346,5	12254,6	10960	9514,33
	70	13238,8	12068,5	10688,8	9154,01
	80	13133,1	11887,9	10428,9	8815,39
	90	13029,3	11712,4	10180,1	8487,59
	100	12927,4	11542,1	9942,05	8184,72

Çizelge 6.4 Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santralin Güç Üretim Düzeltme Katsayıları

[-]		Kuru termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	1,10324	1,04787	0,99318	0,93313
	20	1,09379	1,0321	0,96558	0,89153
	30	1,08454	1,01685	0,93948	0,85325
	40	1,07548	1,00209	0,91473	0,81775
	50	1,0666	0,98658	0,89119	0,7848
	60	1,0579	0,97136	0,86874	0,75415
	70	1,04937	0,9566	0,84724	0,72559
	80	1,04099	0,94229	0,82664	0,69875
	90	1,03276	0,92838	0,80692	0,67276
	100	1,02468	0,91488	0,78805	0,64876



Şekil 6.3 Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santral Modeli Güç Karakteristik Eğrisi

Çizelge 6.5 Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santralin Su Sarfiyat Miktarları

[ton/saat]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	130,288	151,576	172,649	193,1
	20	128,33	148,228	167,224	184,744
	30	126,405	144,985	162,06	176,979
	40	124,514	141,835	157,134	169,653
	50	122,655	138,773	152,419	162,775
	60	120,827	135,797	147,9	156,289
	70	119,03	132,899	143,548	150,147
	80	117,261	130,077	139,327	144,306
	90	115,521	127,329	135,259	138,696
	100	114,07	125,149	132,281	135,19

Çizelge 6.6 Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santralin Su Sarfiyat Katsayıları

[-]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	0,99003	1,15179	1,31192	1,46733
	20	0,97515	1,12635	1,2707	1,40383
	30	0,96053	1,10171	1,23146	1,34483
	40	0,94615	1,07777	1,19403	1,28916
	50	0,93203	1,05451	1,1582	1,23689
	60	0,91814	1,03189	1,12386	1,18761
	70	0,90448	1,00987	1,09079	1,14093
	80	0,89104	0,98843	1,05872	1,09655
	90	0,87782	0,96754	1,0278	1,05392
	100	0,8668	0,95098	1,00517	1,02728

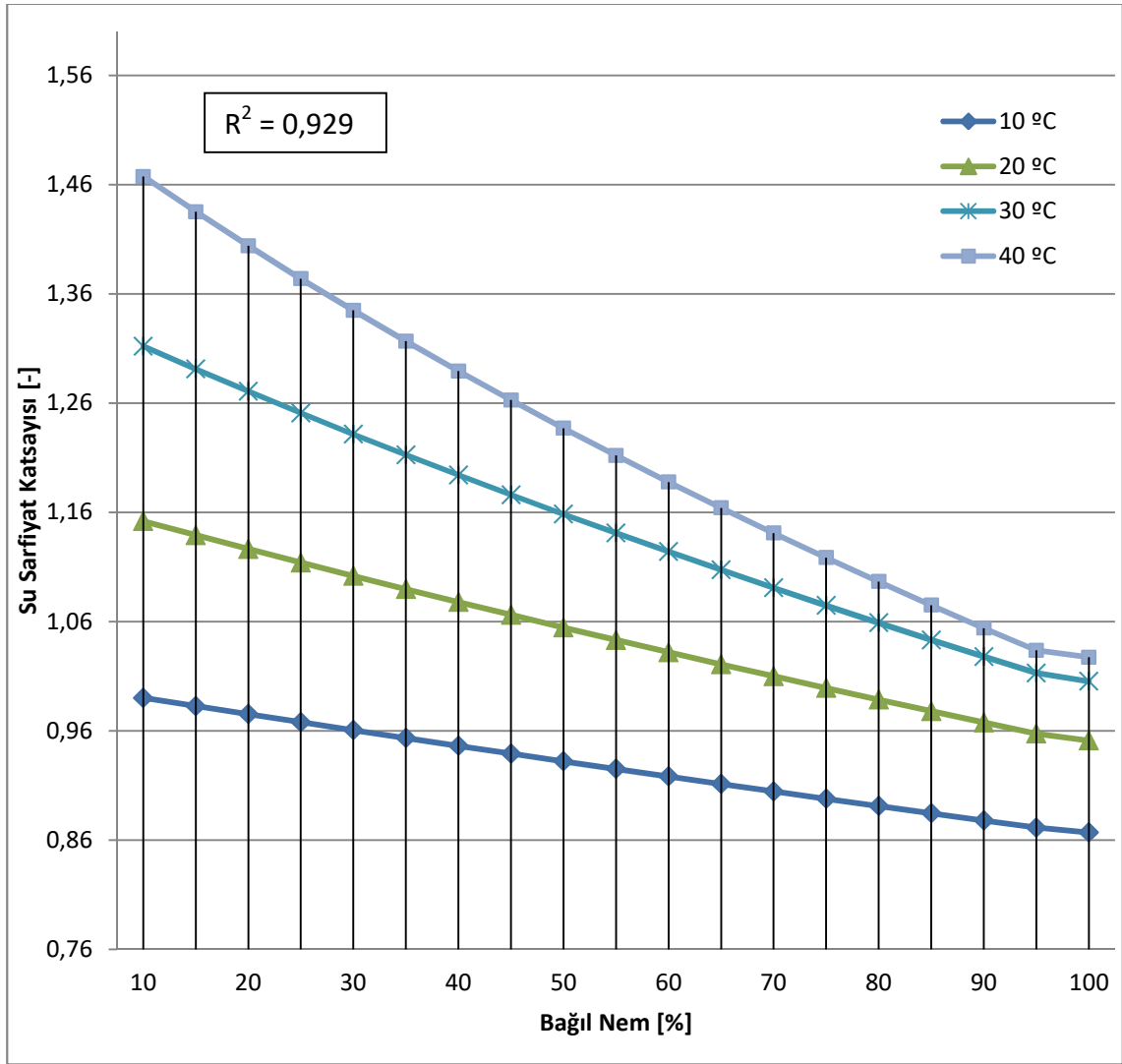
Elde edilen katsayılarla değişik dış ortam hava kuru termometre sıcaklıklarında ve bağıl nem değerlerinde ıslak soğutma kulesinde kullanılan su debisini hesaplayabilmek için şu denklem geliştirilmiştir:

$$\dot{m}_{a,isl} = \dot{m}_{d,isl} \times (0,9385845 + 0,01155635 \times T_a - 0,002543 \times RH_a) \text{ [ton/saat]} \quad (6.7)$$

Burada; $\dot{m}_{a,isl}$ istenen dış ortam hava kuru termometre sıcaklığında santralin harcadığı su miktarı, $\dot{m}_{d,isl}$ santralin referans olarak alınan dizayn şartlarında ıslak soğutma kulesinde harcanan su miktarı, T_a dış ortam kuru termometre hava sıcaklığı ve RH_a dış ortam bağıl nemidir.

Su sarfiyatı karakteristik düzeltme katsayılarının dış ortam kuru termometre sıcaklığına ve bağıl neme göre değişimini gösteren grafik Şekil 6.4’de gösterilmiştir.

Şekil 6.4 analiz edilirse dış ortam sıcaklığı arttıkça su tüketiminin arttığı, bağıl nem yükseldikçe su ihtiyacının azaldığı görülür. Yüksek sıcaklıklarda su tüketiminin bağıl neme göre değişimi artmaktadır.



Şekil 6.4 Islak Soğutma Kuleli Jeotermal Santral Modeli Su Sarfiyatı Karakteristik Eğrisi

6.3 Evaporatif Soğutma Sistem Modeli Analizi

Referans olarak alınan jeotermal santral modelinde iş akışkanını soğutmak için hava soğutmalı kondenser kullanılmaktadır. Hava soğutmalı kondenselerde dış ortam havası, hücre merkezinde yer alan fan ile içerisinden iş akışkanının geçtiği finli borulara doğru yönlendirilir. Finli boruların arasından geçen hava, iş akışkanını soğutarak boruların içinde yoğuşmasını sağlar. Soğutucu havanın sıcaklığı düşürülebilirse, iş akışkanı da daha düşük sıcaklıklara soğutulabilir. Bunun neticesinde kondenser çalışma basıncı düşer ve çevrimde üretilen güç miktarı artar. Literatürde hava soğutmalı kondensere giren havayı soğutmak için evaporatif soğutma teknikleri kullanılabileceği öne sürülmüştür [24]. Evaporatif soğutma sistemlerinde giriş havası çeşitli yöntemlerle sıvı fazdaki su ile karşılaştırılır. Sıvı haldeki suyun bir kısmı havanın enerjisini kullanarak

buhar fazına geçer ve böylece giriş havasını soğutur. Bu yöntemle evaporatif soğutma denir. Bu konfigürasyon, kuru soğutma sisteminde su kullanılarak ilave soğutma yapıldığı için ıslak ve kuru soğutmanın beraber uygulandığı hibrit soğutma olarak kabul edilebilir.

Evaporatif soğutma sistemlerinde bağıl nem önemli bir parametredir. Havanın bağıl nemi %100 olduğu zaman hava doymuş hale gelir ve daha fazla suyu buharlaştıramaz. Dolayısı ile bağıl nem %100 olduğu zaman evaporatif soğutma sonlanır. Bu nedenle evaporatif soğutma kuru iklimler için daha uygun bir soğutma yöntemidir.

Bu çalışmada evaporatif soğutma sistemlerini analiz etmek için oluşturulan model Kısım 4.3.3’de açıklanmıştır. Bu model yardımıyla farklı dış ortam şartlarında yapılan analizler Çizelge 6.7’de verilmiştir. 17 °C dış ortam sıcaklığı ve %60 bağıl nemin olduğu dizayn koşullarında üretim brüt 13.339,6 kW olarak hesaplanmıştır. Çalışmanın referans modeli, 17 °C ve % 60 bağıl nem dış ortam şartlarında brüt 12.616 kW üretmekteydi. Referans modele, %90 etkinlik değeri ile çalışan bir evaporatif sistem ilave edildiğinde, aynı dış ortam koşullarında 723,6 kW güç artışı olduğu gözlenmiştir. Güç artışı % 5,7’dir.

Evaporatif soğutma modeli ile farklı sıcaklıklarda ve farklı bağıl nem değerlerinde santralin gerçekleştirdiği üretim değerleri bulunmuştur. Bulunan değerler ile referans üretim miktarı (6.8) denklemine göre düzeltme katsayıları hesaplanmıştır. Bu katsayılarla Çizelge 6.8’deki sonuçlar elde edilmiştir.

Çizelge 6.7 Evaporatif Soğutmalı Santralin Güç Üretim Değerleri

[kW]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	15457,8	14029,8	12739,1	11452,9
	20	15280	13755,9	12315,8	10867
	30	15107,9	13497,4	11920,7	10357,2
	40	14941,2	13253	11560,1	9908,58
	50	14779,8	13021,6	11229,2	9508,93
	60	14623,4	12802	10923,6	9148,94
	70	14471,8	12591	10639,6	8821,6
	80	14324,8	12372,6	10374,7	8521,52
	90	14182,2	12165	10127	8244,2
	100	14043,8	11967	9894,31	7980,15

Çizelge 6.8 Evaporatif Soğutmalı Santralin Güç Üretim Düzeltme Katsayı Değerleri

[-]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	1,15879	1,05174	0,95499	0,85856
	20	1,14546	1,03121	0,92325	0,81464
	30	1,13256	1,01183	0,89363	0,77642
	40	1,12006	0,99351	0,8666	0,74279
	50	1,10796	0,97616	0,84179	0,71283
	60	1,09624	0,9597	0,81889	0,68585
	70	1,08488	0,94388	0,7976	0,66131
	80	1,07386	0,92751	0,77774	0,63881
	90	1,06317	0,91194	0,75916	0,61802
	100	1,05279	0,8971	0,74172	0,59823

$$C_{a, evp} = 1 - (\dot{W}_{d, evp} - \dot{W}_{a, evp}) / \dot{W}_{d, evp} \quad [-] \quad (6.8)$$

Burada; $C_{a, evp}$ incelenen dış hava kuru termometre sıcaklığında güç düzeltme katsayısı, $\dot{W}_{d, evp}$ santralin referans olarak alınan dizayn şartlarında santralin ürettiği güç, $\dot{W}_{a, evp}$ ise analiz edilen dış ortam kuru termometre sıcaklığında üretilen güç değeridir.

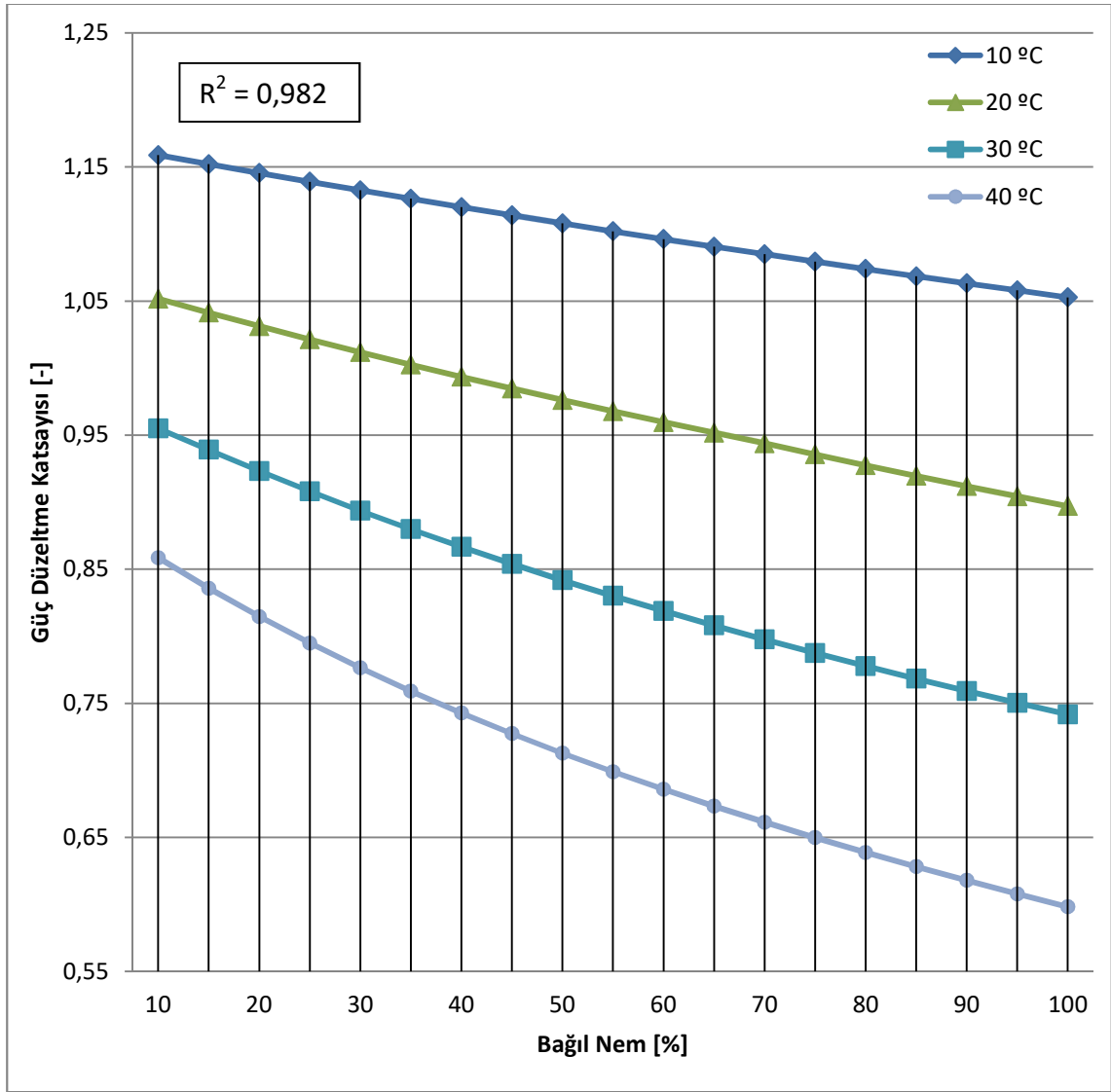
Bulunan bu katsayılarla santralin farklı dış hava kuru termometre sıcaklıklarında ve farklı bağıl nem değerlerinde ürettiği gücü bulabilmek için şu denklem geliştirilmiştir:

$$\dot{W}_{a, evp} = \dot{W}_{d, evp} \times (1,3346506 - 0,01302554 \times T_a - 0,00183449 \times RH_a) \quad [kW] \quad (6.9)$$

Burada; $\dot{W}_{a, evp}$ istenen dış hava şartlarında santralin ürettiği güç miktarı, $\dot{W}_{d, evp}$ santralin referans olarak alınan dizayn şartlarında santralin ürettiği güç, T_a dış ortam hava kuru termometre sıcaklığı ve RH_a dış ortam bağıl nemidir.

Güç karakteristik düzeltme katsayılarının dış ortam sıcaklığına ve bağıl neme göre değişimini gösteren grafik Şekil 6.5’de gösterilmiştir.

Güç karakteristik eğrileri, dış ortam sıcaklığı arttıkça güç üretim değerinin nasıl düştüğünü göstermektedir. Eğriler bağıl nem değerinin yükselmesinin de güç üretimini azalttığını ortaya koymaktadır. Hava kuru termometre sıcaklığı arttıkça bağıl nemin yol açtığı güç değişimi daha fazla olmaktadır.



Şekil 6.5 Evaporatif Soğutmalı Model Güç Karakteristik Eğrisi

Hesaplanan güç artışlarını elde edebilmek için evaporatif soğutma sistemi önemli miktarda su sarfetmektedir. Geliştirilen model yardımıyla farklı sıcaklık ve bağıl nem değerlerinde harcanan su miktarları hesaplanmıştır. Sonuçlar Çizelge 6.9’da sunulmuştur. Su sarfiyat katsayıları Çizelge 6.10’da gösterilmiştir. Düzeltme katsayıları şu şekilde hesaplanır:

$$C_{su,evp} = 1 - (\dot{m}_{d,evp} - \dot{m}_{a,evp}) / \dot{m}_{d,evp} \quad [-] \quad (6.10)$$

Burada; $C_{su,evp}$ evaporatif soğutma sistemi modeli su tüketim katsayısı, $\dot{m}_{d,evp}$ dizayn şartlarında su tüketimi ve $\dot{m}_{a,evp}$ incelenen dış hava şartlarında bulunan su tüketimidir.

Elde edilen katsayılarla değişik dış hava kuru termometre sıcaklıklarında ve bağıl nem değerlerinde evaporatif soğutucuda kullanılan su debisini bulabilmek için şu denklem geliştirilmiştir:

$$\dot{m}_{a,evp} = \dot{m}_{d,evp} \times (2,196934 + 0,044253 \times T_a - 0,0320872 \times RH_a) \text{ [ton/saat]} \quad (6.11)$$

Burada; $\dot{m}_{a,evp}$ istenen dış hava kuru termometre sıcaklığında santralin tükettiği su miktarı, $\dot{m}_{d,evp}$ santralin referans olarak alınan dizayn şartlarında evaporatif soğutucuda kullanılan su miktarı, T_a dış ortam hava kuru termometre sıcaklığı ve RH_a dış ortam bağıl nemidir.

Su sarfiyatı karakteristik düzeltme katsayılarının dış ortam sıcaklığına ve bağıl neme göre değişimini gösteren grafik Şekil 6.6'da gösterilmiştir.

Bu modelde çevrim pompalarının ve hava soğutmalı kondenser fanlarının tükettiği gücü brüt güçten çıkararak net güç üretim değerleri bulunmuştur. Referans koşul olan 17°C dış ortam sıcaklık ve %60 bağıl nem altında çalışan jeotermal santralin net 10.500,6 kW güç ürettiği, iç ihtiyaç gücünün 2.115,7 kW olduğu bulunmuştur. Çıkan net güç üretim değerleri Çizelge 6.11'de gösterilmiştir. Bu değerlere göre hesaplanan net güç üretim düzeltme katsayıları Çizelge 6.12'de sunulmuştur. Katsayılara göre oluşan karakteristik eğri Şekil 6.7'de görülmektedir.

Net güç üretim değerlerine göre üretilen denklem aşağıda sunulmuştur.

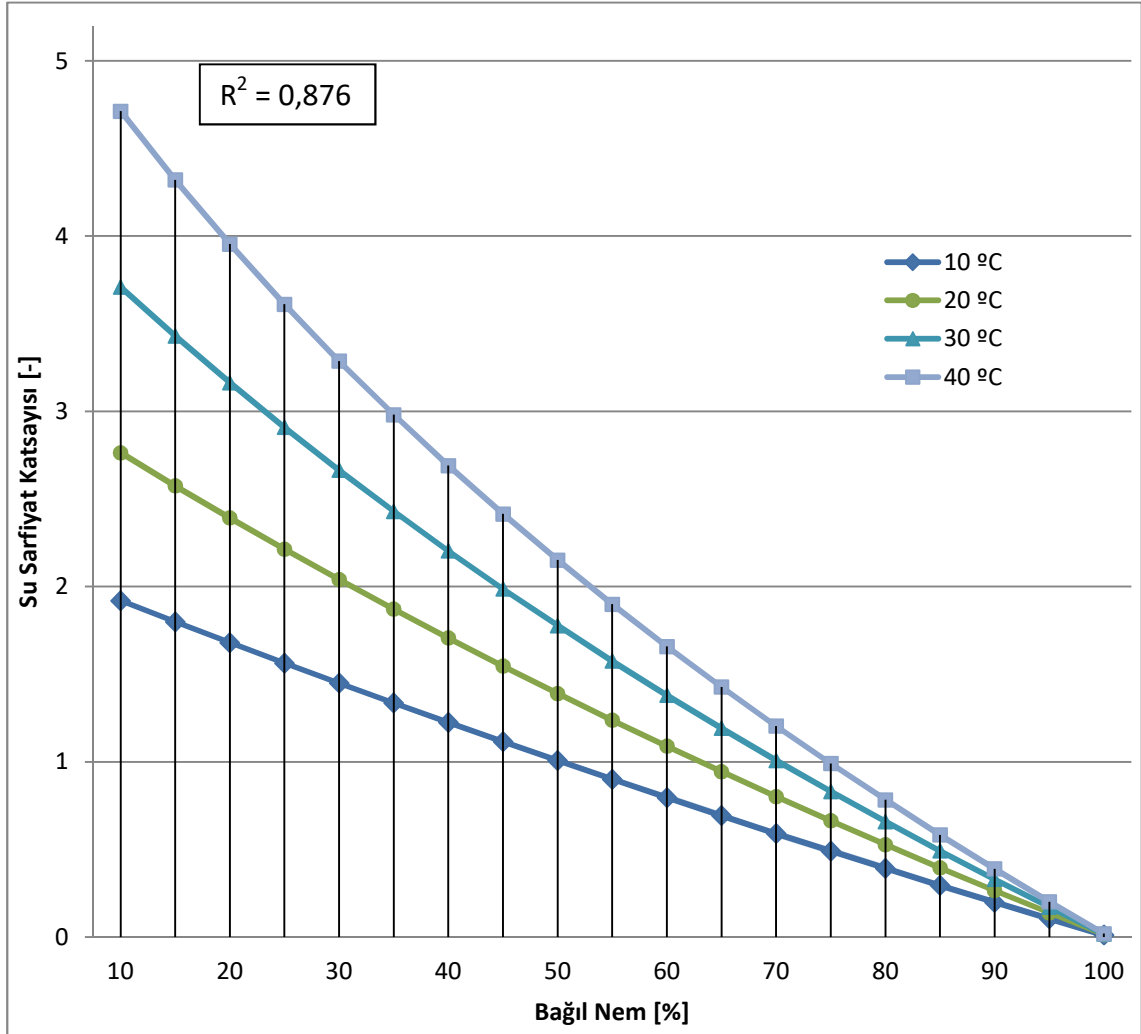
$$\dot{W}_{a,evp_net} = \dot{W}_{d,evp_net} \times (1,382866 - 0,014906 \times T_a - 0,002094 \times RH_a) \text{ [kW]} \quad (6.12)$$

Çizelge 6.9 Evaporatif Soğutmalı Santralin Su Sarfiyat Miktarları

[ton/saat]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	92,6772	133,44	179,096	227,561
	20	81,1338	115,48	152,763	190,972
	30	69,9507	98,4932	128,642	158,733
	40	59,1129	82,3955	106,415	129,928
	50	48,6055	67,1109	85,8193	103,883
	60	38,414	52,5701	66,636	80,0921
	70	28,5246	38,7108	48,6839	58,1708
	80	18,9236	25,4766	31,8116	37,8185
	90	9,59794	12,8166	15,8903	18,7984
	100	0,5351	0,68447	0,81245	0,91911

Çizelge 6.10 Evaporatif Soğutmalı Santralin Su Sarfiyat Katsayıları

[-]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	1,91918	2,7633	3,70877	4,71239
	20	1,68014	2,39139	3,16344	3,9547
	30	1,44855	2,03962	2,66394	3,28708
	40	1,22412	1,70626	2,20367	2,69058
	50	1,00653	1,38975	1,77716	2,15122
	60	0,79549	1,08863	1,37991	1,65857
	70	0,59069	0,80163	1,00816	1,20461
	80	0,39187	0,52757	0,65876	0,78315
	90	0,19876	0,26541	0,32906	0,38928
	100	0,01108	0,01417	0,01682	0,01903



Şekil 6.6 Evaporatif Soğutmalı Model Su Sarfiyatı Karakteristik Eğrisi

Su sarfiyat katsayıları analiz edildiğinde bağıl nem arttıkça su tüketiminin hızla azaldığını, bağıl nem %100'e ulaştığında ise tamamen sıfırlandığı görülmektedir. Dış ortam sıcaklığı ne kadar yüksek olursa su ihtiyacının da o oranda arttığı gözlenmiştir.

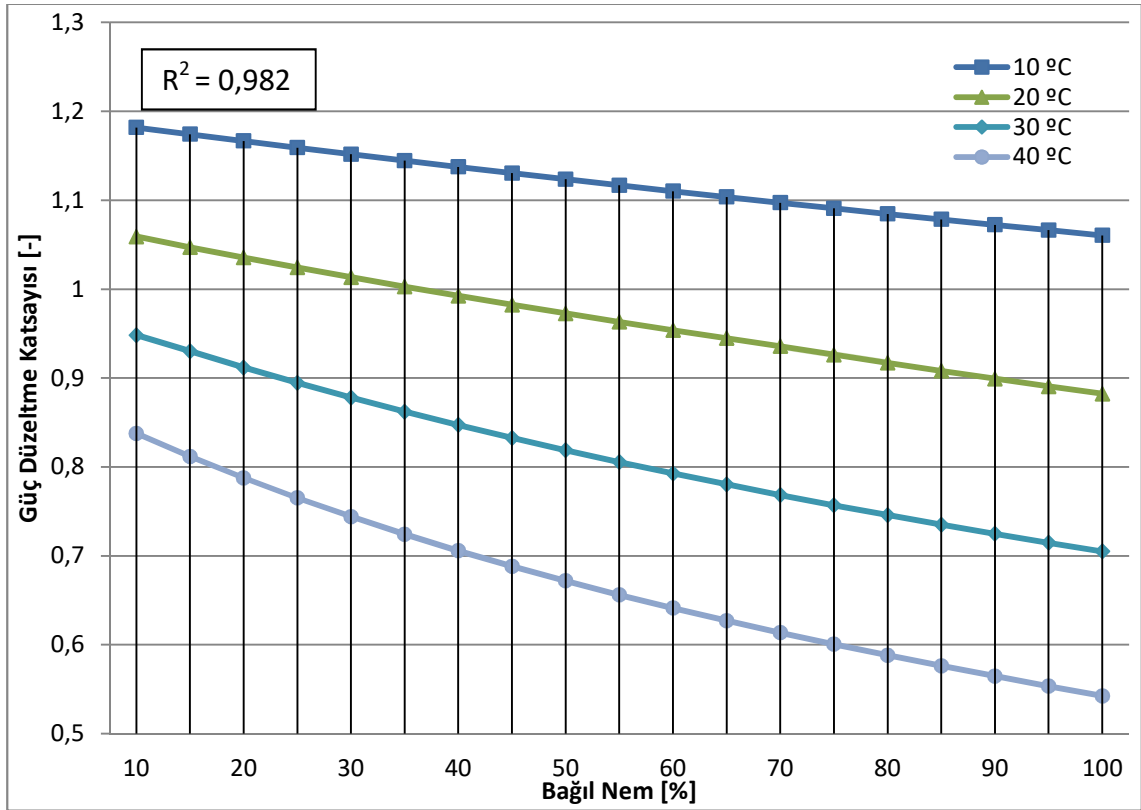
Şekil 6.7'deki net güç karakteristik eğrileri Şekil 6.5'te gösterilen brüt üretim güç katsayıları ile benzer özellik gösterir. Aynı şekilde dış ortam sıcaklığı ve bağıl nem yükseldikçe güç üretimi azalır. Yalnız farklı hava kuru termometre sıcaklığı değerlerine göre bağıl neme karşı güç değişiminin hassasiyeti değişir.

Çizelge 6.11 Evaporatif Soğutmalı Santralin Net Güç Üretim Değerleri

[kW]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	13248,6	11872,4	10630,4	9391,21
	20	13077,4	11609	10223,3	8829,14
	30	12911,7	11360,6	9843,29	8340,94
	40	12751,2	11126	9496,95	7912,26
	50	12595,9	10903,8	9179,36	7531,14
	60	12445,4	10693,2	8886,52	7188,55
	70	12299,6	10490,7	8614,58	6877,67
	80	12158,2	10280,6	8361,19	6593,24
	90	12021,1	10081	8124,49	6330,92
	100	11888,1	9890,73	7902,47	6081,17

Çizelge 6.12 Evaporatif Soğutmalı Santralin Net Güç Üretim Düzeltme Katsayıları

[-]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	1,18187	1,05911	0,94831	0,83777
	20	1,1666	1,03561	0,91199	0,78763
	30	1,15182	1,01346	0,8781	0,74408
	40	1,13751	0,99252	0,8472	0,70583
	50	1,12365	0,97271	0,81887	0,67184
	60	1,11023	0,95391	0,79275	0,64127
	70	1,09722	0,93585	0,76849	0,61354
	80	1,08461	0,91711	0,74588	0,58817
	90	1,07238	0,8993	0,72477	0,56477
	100	1,06051	0,88233	0,70496	0,54249



Şekil 6.7 Evaporatif Soğutmalı Model Net Güç Karakteristik Eğrisi

6.4 Hibrit Kule Modeli Analizi

Hibrit kule kullanılan sistemlerde soğutma kulesinde kuru ve ıslak soğutma bileşenleri seri şekilde bağlanmıştır.

Hibrit kule modelinin ayrıntıları 4.3.4 bölümünde sunulmuştur. Model ile farklı dış ortam koşullarında hesaplanan güç üretim değerleri Çizelge 6.13'te gösterilmiştir. Referans dizayn koşulları 17 °C dış ortam sıcaklığı ve % 60 bağıl nem giriş değerleri ile santralin üretimi brüt 14.292 kW olarak hesaplanmıştır. Referans model, aynı koşullarda 12.616 kW üretmekteydi. Referans modeldeki hava soğutmalı kondenser yerine konvansiyonel yüzey kondenseri ve hibrit soğutma kulesinin kullanılması, aynı şartlarda 1.676 kW güç artışı sağlamıştır. Artış yüzde 13,3'tür.

Hibrit soğutma kulesi modeli ile değişik sıcaklıklarda ve bağıl nem değerlerinde santralin üretmesi beklenen üretim değerleri hesaplanmıştır. Bulunan değerler ve modelin referans şartlarda gerçekleştirdiği üretim değeri ile düzeltme katsayıları (6.13) denklemi ile hesaplanmıştır. Bu katsayılarla Çizelge 6.14'deki sonuçlar elde edilmiştir.

$$C_{a,hk} = 1 - (\dot{W}_{d,hk} - \dot{W}_{a,hk}) / \dot{W}_{d,hk} \quad [-] \quad (6.13)$$

Burada; $C_{a,hk}$ incelenen dış hava kuru termometre sıcaklığında güç düzeltme katsayısı, $\dot{W}_{d,hk}$ santralin referans olarak alınan dizayn şartlarında santralin ürettiği güç, $\dot{W}_{a,hk}$ ise analiz edilen dış ortam hava kuru termometre sıcaklığında üretilen güç değeridir.

Hesaplanan katsayılarla jeotermal santralin farklı dış hava kuru termometre sıcaklıklarında ve farklı bağıl nem değerlerinde gerçekleştirdiği üretimi bulmak için regresyon yöntemi ile aşağıdaki denklem bulunmuştur:

$$\dot{W}_{a,hk} = \dot{W}_{d,hk} \times (1,269172668 - 0,01107943 \times T_a - 0,0012795 \times RH_a) \text{ [kW]} \quad (6.14)$$

Burada; $\dot{W}_{a,hk}$ istenen dış hava kuru termometre sıcaklığında santralin ürettiği güç miktarı, $\dot{W}_{d,hk}$ santralin referans olarak alınan dizayn şartlarında santralin ürettiği güç, T_a dış ortam hava kuru termometre sıcaklığı ve RH_a dış ortam bağıl nemidir.

Güç karakteristik düzeltme katsayılarının dış ortam sıcaklığına ve bağıl neme göre değişimini gösteren grafik Şekil 6.8’de gösterilmiştir.

Güç karakteristik eğrileri dış ortam sıcaklık artışının güç üretimini azalttığını göstermektedir. Ayrıca bağıl nemin artması da güç üretimini düşürmektedir. Karakteristik eğrilerin eğimleri her dış ortam sıcaklığı değeri için farklıdır. Yüksek sıcaklıklarda karakteristik eğri eğimi artmakta dolayısı ile bağıl neme göre güç değişimi miktarı artmaktadır.

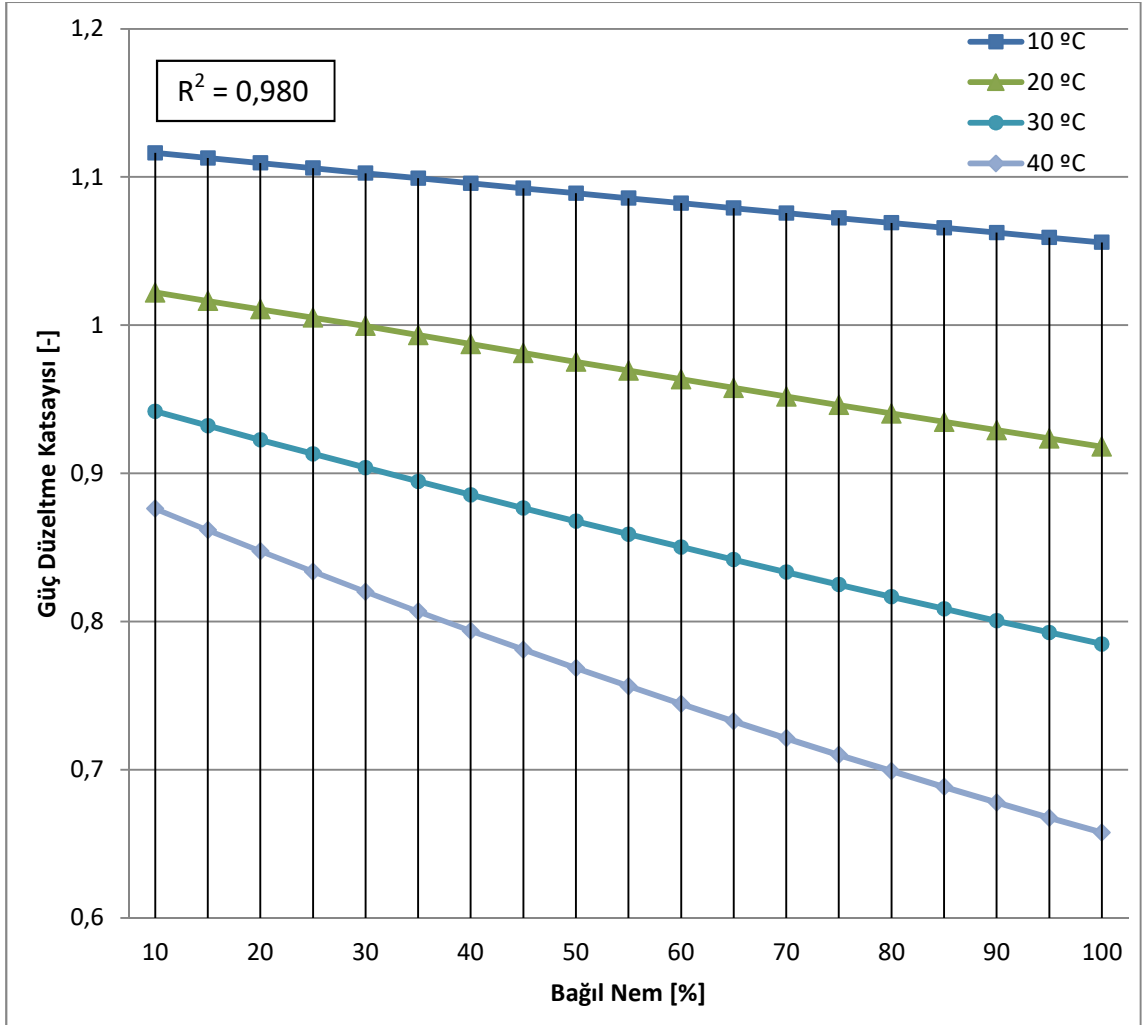
Net güç karakteristik eğrileri de yukarıda açıklanan brüt üretim eğrileri ile benzer davranış gösterir.

Çizelge 6.13 Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Güç Üretim Değerleri [kW]

[kW]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	15954,1	14607,5	13462,1	12521,5
	20	15855,5	14445,1	13186,3	12113,2
	30	15757,5	14284,2	12917,8	11720,4
	40	15660,3	14110,4	12656,2	11344,1
	50	15563,8	13939,3	12401,3	10983,9
	60	15468	13770,6	12153	10638,8
	70	15372,8	13604,5	11910	10308,2
	80	15278,3	13440,7	11672,8	9991,6
	90	15184,3	13279,2	11441,7	9688,26
	100	15091	13120,2	11217,1	9399,35

Çizelge 6.14 Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Güç Düzeltme Katsayıları

[-]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	1,1163	1,02208	0,94193	0,87612
	20	1,10939	1,01071	0,92263	0,84755
	30	1,10254	0,99945	0,90385	0,82007
	40	1,09574	0,98729	0,88555	0,79374
	50	1,08899	0,97532	0,86771	0,76853
	60	1,08228	0,96352	0,85033	0,74439
	70	1,07562	0,95189	0,83333	0,72126
	80	1,06901	0,94044	0,81673	0,6991
	90	1,06243	0,92914	0,80057	0,67788
	100	1,0559	0,91801	0,78485	0,65766



Şekil 6.8 Hibrit Soğutma Kuleli Model Güç Karakteristik Eğrisi

Hibrit soğutma kuleli santralde, soğutma kulesinde kısmen ıslak soğutma gerçekleştiği için soğutma suyunun bir kısmı buharlaşarak kaybolacaktır. Harcanan su miktarı

hazırlanan model ile hesaplanabilir. Model ile farklı dış ortam sıcaklık ve bağıl nem değerlerinde kullanılan su miktarları hesaplanmıştır. Sonuçlar Çizelge 6.15’de gösterilmiştir. Çizelge 6.16’da ise su tüketim katsayıları sunulmuştur. Düzeltme katsayıları aşağıda sunulan denklem ile hesaplanır:

$$C_{su,hk} = 1 - (\dot{m}_{d,hk} - \dot{m}_{a,hk}) / \dot{m}_{d,hk} \quad [-] \quad (6.15)$$

Burada; $C_{su,hk}$ hibrit kule modeli su tüketim katsayısı, $\dot{m}_{d,hk}$ dizayn şartlarında su tüketimi ve $\dot{m}_{a,hk}$ incelenen dış hava şartlarında bulunan su tüketimidir.

Çizelge 6.15 Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Su Sarfiyat Miktarları

[ton/saat]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	64,3867	101,382	147,694	201,165
	20	60,0345	94,0443	136,001	183,331
	30	55,6992	86,7684	124,494	165,955
	40	51,3808	79,5492	113,162	149,049
	50	47,0793	72,4007	102,017	132,641
	60	42,7949	65,3048	91,0656	116,701
	70	38,5277	58,2705	80,2834	101,215
	80	34,2777	51,3054	69,6742	86,1903
	90	30,0462	44,3933	59,2573	71,6128
	100	26,1054	38,0714	50,0046	59,3163

Çizelge 6.16 Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Su Sarfiyat Katsayıları

[-]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	1,1082	1,74496	2,54207	3,4624
	20	1,0333	1,61866	2,34082	3,15543
	30	0,95868	1,49343	2,14276	2,85636
	40	0,88435	1,36918	1,94772	2,56538
	50	0,81031	1,24614	1,75589	2,28299
	60	0,73657	1,12401	1,56739	2,00863
	70	0,66313	1,00293	1,38181	1,74208
	80	0,58998	0,88305	1,19921	1,48348
	90	0,51715	0,76408	1,01992	1,23258
	100	0,44932	0,65527	0,86066	1,02093

Bulunan katsayılar ile farklı dış hava kuru termometre sıcaklıklarında ve bağıl nem değerlerinde hibrit soğutma kuleli modelde kullanılan su miktarını hesaplayabilmek için regresyon ile aşağıdaki denklem geliştirilmiştir:

$$\dot{m}_{a,hk} = \dot{m}_{d,hk} \times (1,066693 + 0,046796 \times T_a - 0,0137656 \times RH_a) \text{ [ton/saat]} \quad (6.16)$$

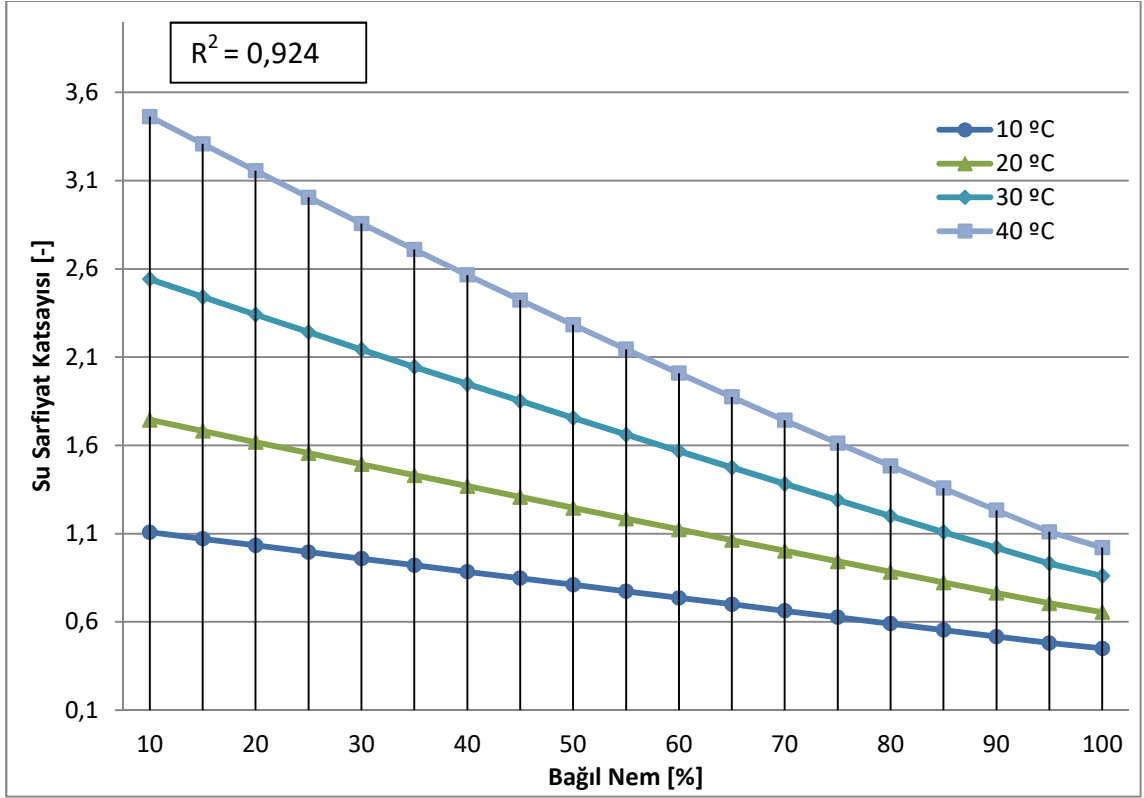
Burada; $\dot{m}_{a,hk}$ incelenen dış hava kuru termometre sıcaklığında hibrit kulede harcanan su debisi, $\dot{m}_{d,hk}$ santralin dizayn şartlarında hibrit kulede harcanan su debisi, T_a dış ortam hava kuru termometre sıcaklığı ve RH_a dış ortam bağıl nemidir.

Su sarfiyatı karakteristik düzeltme katsayılarının dış ortam sıcaklığına ve bağıl neme göre değişimini gösteren grafik Şekil 6.9'da gösterilmiştir. Dış ortam sıcaklığı arttıkça su tüketimi fazlaşırken bağıl nem değeri yükseldikçe su tüketimi azalmaktadır. Bağıl neme göre su sarfiyat hassasiyetinin her sıcaklık için farklı mertebede olduğu görülmektedir.

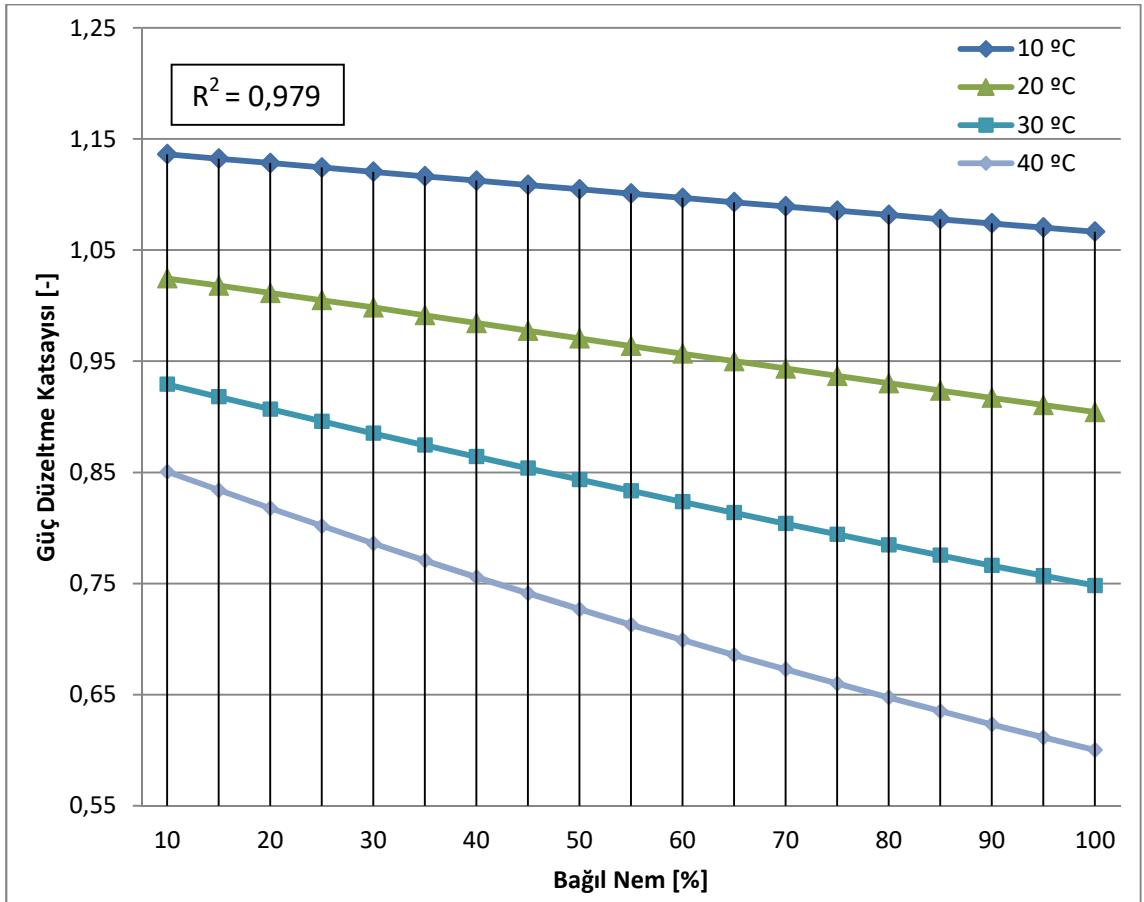
Hibrit kule fanlarının ve çevrim pompalarının tükettiği güç dikkate alınıp net güç üretim değerleri bulunmuştur. Sonuçlar Çizelge 6.17'de gösterilmiştir. Buna göre bulunan net güç üretim katsayıları Çizelge 6.18'de sunulmuştur. Net güç üretimi için referans değer 17°C dış ortam sıcaklık ve %60 bağıl nem'de üretilen 11.650 kW'tır. İç ihtiyaç 2.642 kW'tır. Net güç üretim karakteristik eğrileri Şekil 6.10'da görülmektedir.

Net güç üretim düzeltme katsayıları ile çıkarılan denklem aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$\dot{W}_{a,hk_net} = \dot{W}_{d,hk_net} \times (1,315595 - 0,0130743 \times T_a - 0,001474 \times RH_a) \text{ [kW]} \quad (6.17)$$



Şekil 6.9 Hibrit Soğutma Kuleli Model Su Sarfiyatı Karakteristik Eğrisi



Şekil 6.10 Hibrit Soğutma Kuleli Model Net Güç Karakteristik Eğrisi

Çizelge 6.17 Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Net Güç Üretim Değerleri

[kW]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	13237,9	11936,3	10824,4	9908,71
	20	13145	11783,7	10564,6	9525,49
	30	13052,7	11632,5	10311,9	9157,13
	40	12961,2	11468,3	10065,8	8804,71
	50	12870,3	11306,8	9826,18	8467,78
	60	12780,1	11147,6	9592,87	8145,47
	70	12690,4	10990,8	9364,7	7837,21
	80	12601,4	10836,3	9142,09	7542,37
	90	12513,3	10684,2	8925,43	7260,36
	100	12425,5	10534,8	8715,54	6992,59

Çizelge 6.18 Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Net Güç Düzeltme Katsayıları

[-]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	1,1363	1,02457	0,92913	0,85053
	20	1,12832	1,01147	0,90683	0,81764
	30	1,1204	0,99849	0,88514	0,78602
	40	1,11255	0,9844	0,86401	0,75577
	50	1,10474	0,97053	0,84345	0,72685
	60	1,097	0,95687	0,82342	0,69918
	70	1,08931	0,94341	0,80383	0,67272
	80	1,08167	0,93016	0,78473	0,64741
	90	1,0741	0,9171	0,76613	0,62321
	100	1,06657	0,90428	0,74811	0,60022

6.5 Hibrit Soğutma Sistemi Modeli Analizi

Hibrit soğutma sistemi modelinde, referans modelde bulunan hava soğutmalı kondensere su kullanılan ıslak soğutma sistemi seri olarak bağlanmıştır. Modelde ıslak soğutma kulesine bağlanmış bir ısı değiştirici hava soğutmalı kondenserden önce prosese bağlanmıştır.

Hibrit soğutma sisteminin konfigürasyonu ve çalışma prensipleri kısım 4.3.5’de açıklanmıştır. Model ile hesaplanan değerler Çizelge 6.19’da sunulmuştur. Dizayn koşulları 17 °C dış ortam sıcaklığı ve % 60 bağıl nem değerleri ile model referans üretimi brüt 14.292 kW olarak hesaplanmıştır. Referans model, aynı koşullarda 12.616 kW üretmekteydi. Referans modeldeki hava soğutmalı kondensere, ıslak

soğutma kulesine bağlı konvansiyonel yüzey kondenserinin seri olarak bağlanması, aynı şartlarda 1.676 kW güç artışı sağlamıştır. Bu sonuç, %13,3'lük artışa tekabül eder.

Hibrit soğutma sistemi modeli ile farklı sıcaklıklarda ve bağıl nem değerlerinde santralin ürettiği güç miktarları hesaplanmıştır. Gözlenen değerler ve modelin referans şartlarda ürettiği güç değeri ile düzeltme katsayıları hesaplanmıştır. Bu katsayılarla Çizelge 6.20'deki sonuçlar elde edilmiştir.

$$C_{a,hs} = 1 - (\dot{W}_{d,hs} - \dot{W}_{a,hs}) / \dot{W}_{d,hs} \quad [-] \quad (6.18)$$

Burada; $C_{a,hs}$ incelenen dış hava kuru termometre sıcaklığında güç düzeltme katsayısı, $\dot{W}_{d,hs}$ santralin referans olarak alınan dizayn şartlarında santralin ürettiği güç, $\dot{W}_{a,hs}$ ise analiz edilen dış ortam hava kuru termometre sıcaklığında üretilen güç değeridir.

Elde edilmiş katsayılarla hibrit soğutma sistemli santralin değişik koşullarda ürettiği güç miktarını bulmak için regresyon hesabı ile aşağıdaki denklem üretilmiştir:

$$\dot{W}_{a,hs} = \dot{W}_{d,hs} \times (1,25338764 - 0,013473863 \times T_a - 0,0004648 \times RH_a) \quad [kW] \quad (6.19)$$

Burada; $\dot{W}_{a,hs}$ istenen dış hava kuru termometre sıcaklığında santralin ürettiği güç miktarı, $\dot{W}_{d,hs}$ santralin referans olarak alınan dizayn şartlarında santralin ürettiği güç, T_a dış ortam hava kuru termometre sıcaklığı ve RH_a dış ortam bağıl nemidir.

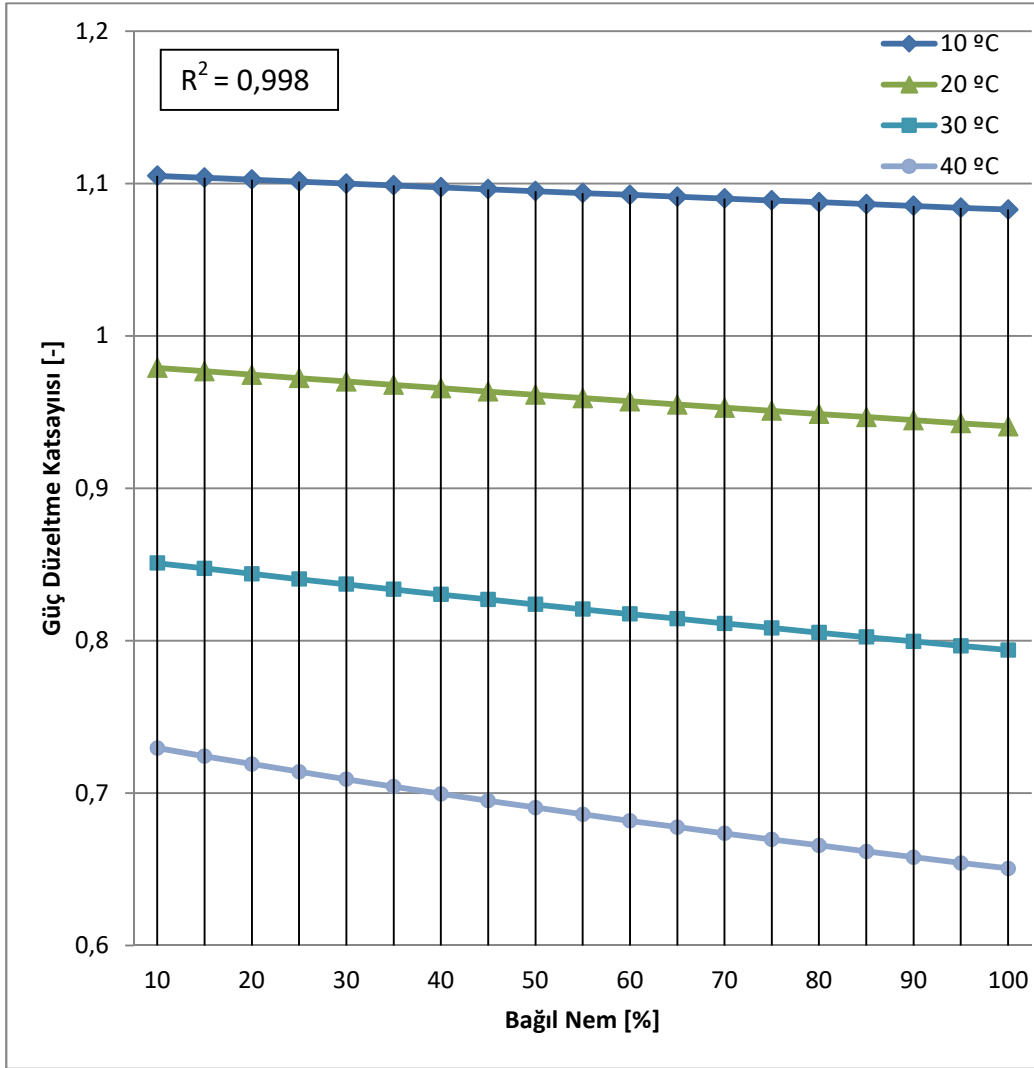
Güç karakteristik düzeltme katsayılarının dış ortam sıcaklığına ve bağıl neme göre değişimini gösteren grafik Şekil 6.11'de gösterilmiştir.

Çizelge 6.19 Hibrit Soğutma Sistemli Santralin Güç Üretim Değerleri [kW]

[kW]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	15793,2	13992,9	12161,8	10427,3
	20	15756,7	13927,9	12061,2	10277,9
	30	15720,5	13864	11963	10135,3
	40	15684,8	13801,3	11867,5	9999,12
	50	15649,4	13739,5	11774,6	9869,2
	60	15614,3	13678,8	11684,2	9745,39
	70	15579,5	13619	11596,2	9627,49
	80	15545	13560,2	11510,4	9514,97
	90	15510,9	13502,2	11427	9403,56
	100	15477	13445,2	11345,9	9299,58

Çizelge 6.20 Hibrit Soğutma Sistemli Santralin Güç Düzeltme Katsayıları [-]

[-]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	1,10503	0,97907	0,85095	0,72959
	20	1,10248	0,97452	0,84391	0,71914
	30	1,09995	0,97005	0,83704	0,70916
	40	1,09745	0,96567	0,83036	0,69963
	50	1,09497	0,96135	0,82386	0,69054
	60	1,09252	0,9571	0,81753	0,68188
	70	1,09009	0,95291	0,81137	0,67363
	80	1,08767	0,9488	0,80538	0,66576
	90	1,08528	0,94474	0,79954	0,65796
	100	1,08291	0,94075	0,79386	0,65068



Şekil 6.11 Hibrit Soğutma Sistemli Model Güç Karakteristik Eğrisi

Güç karakteristik düzeltme katsayıları analiz edildiğinde dış ortam sıcaklığının yükselmesinin güç üretimini düşürdüğü tespit edilmiştir. Bununla birlikte bağıl nem artışı da güç katsayılarını azaltmakta dolayısı ile güç üretimini kısıtlamaktadır. Önceki sistemlerden farklı olarak tüm dış ortam sıcaklık değerlerine göre çıkarılan karakteristik eğri eğimlerinin hemen hemen aynı olması dikkat çekmektedir. Bu durum, bağıl neme göre güç değişimi hassasiyetinin farklı dış ortam sıcaklıklarında aynı olduğunu ortaya koymaktadır.

Hibrit soğutma sistemli santralde, soğutma kulesi ıslak tipte olduğu için soğutma suyunun bir kısmı buharlaşacaktır. Kullanılan su miktarı model yardımıyla hesaplanmıştır. Farklı dış ortam sıcaklık ve bağıl nem değerlerinde gereken su miktarları hesaplanmıştır. Sonuçlar Çizelge 6.21’de gösterilmiştir. Aşağıda gösterilen denklem ile su sarfiyat katsayıları hesaplanmıştır.

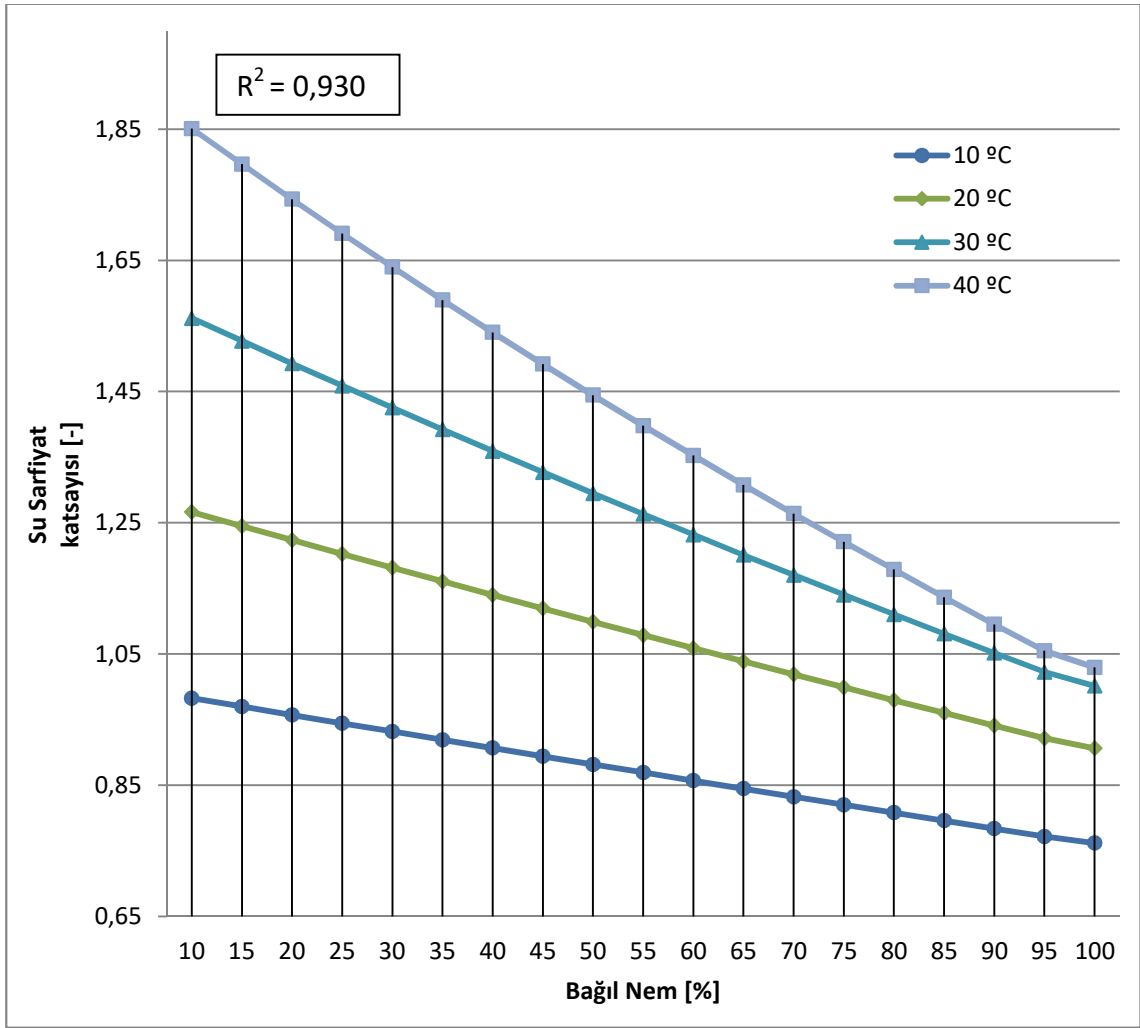
$$C_{su,hs} = 1 - (\dot{m}_{d,hs} - \dot{m}_{a,hs}) / \dot{m}_{d,hs} \quad [-] \quad (6.20)$$

Burada; $C_{su,hs}$ hibrit soğutma sistem modeli su tüketim katsayısı, $\dot{m}_{d,hs}$ dizayn şartlarında su tüketimi ve $\dot{m}_{a,hs}$ incelenen dış hava şartlarında bulunan su tüketimidir.

Bulunan katsayılar ile farklı dış hava kuru termometre sıcaklıklarında ve bağıl nem değerlerinde hibrit soğutma kuleli modelde kullanılan su miktarını hesaplayabilmek için regresyon ile aşağıdaki denklem geliştirilmiştir:

$$\dot{m}_{a,hs} = \dot{m}_{d,hs} \times (0,908907 + 0,020344 \times T_a - 0,00461456 \times RH_a) \quad [\text{ton/saat}] \quad (6.21)$$

Burada; $\dot{m}_{a,hs}$ incelenen dış hava kuru termometre sıcaklığında soğutma kulesinde harcanan su debisi, $\dot{m}_{d,hs}$ santralin dizayn şartlarında soğutma kulesinde harcanan su debisi, T_a dış ortam hava kuru termometre sıcaklığı ve RH_a dış ortam bağıl nemidir.



Şekil 6.12 Hibrit Soğutma Sistemli Model Su Sarfiyatı Karakteristik Eğrisi

Çizelge 6.21 Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Su Sarfiyatı Miktarları [ton/saat]

[ton/saat]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	55,3876	71,3806	88,0376	104,324
	20	53,9499	68,9757	84,1516	98,2637
	30	52,5229	66,6035	80,3484	92,4312
	40	51,1069	64,264	76,6298	86,8188
	50	49,7017	61,9553	72,9982	81,4203
	60	48,3069	59,6785	69,4487	76,2327
	70	46,9227	57,4328	65,9807	71,2485
	80	45,5489	55,2167	62,5909	66,4506
	90	44,1854	53,0307	59,2777	61,7291
	100	42,9461	51,0896	56,4515	58,0281

Çizelge 6.22 Hibrit Soğutma Kuleli Santralin Su Sarfiyatı Katsayıları [-]

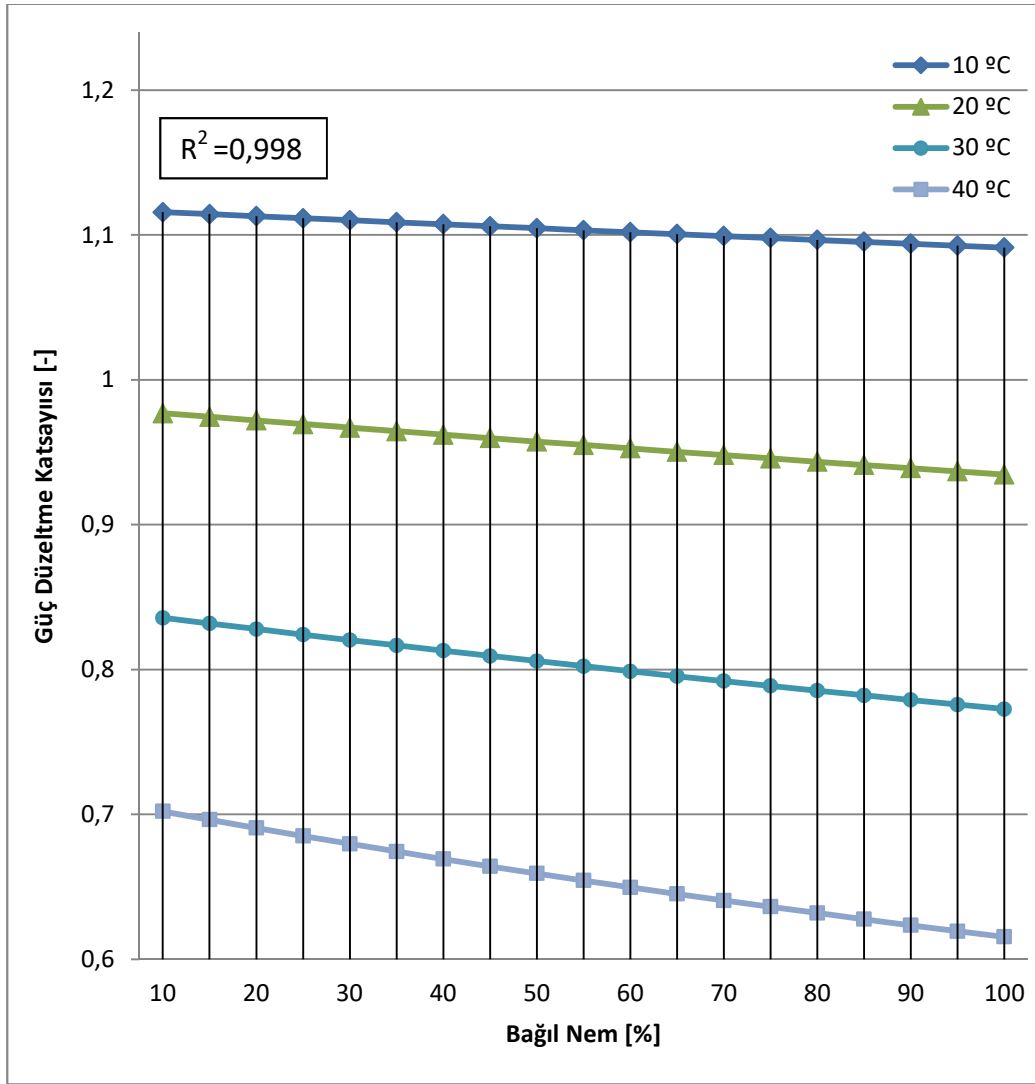
[-]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	0,98257	1,26629	1,56178	1,85069
	20	0,95707	1,22362	1,49284	1,74319
	30	0,93175	1,18154	1,42537	1,63972
	40	0,90663	1,14004	1,35941	1,54016
	50	0,8817	1,09908	1,29498	1,44439
	60	0,85696	1,05869	1,23202	1,35236
	70	0,83241	1,01885	1,17049	1,26394
	80	0,80803	0,97954	1,11036	1,17883
	90	0,78385	0,94076	1,05158	1,09507
	100	0,76186	0,90633	1,00145	1,02942

Hibrit soğutma sisteminde hava soğutmalı kondenser fanları, ıslak soğutma kule fanları ve çevrim pompalarının çektiği güç brüt üretimden çıkarılırsa net güç üretimi bulunur. Net güç üretim değerleri Çizelge 6.23'te sunulmuştur. Buna göre hesaplanan net güç üretim düzeltme katsayıları Çizelge 6.24'te gösterilmiştir. Hesaplamalara göre referans koşullarda 12.660,7 kW net güç üretilirken, 1.631,4 kW iç ihtiyaç için harcanmaktadır.

Net güç karakteristik eğrileri Şekil 6.13'te görülmektedir. Net güç üretimi hesabı için oluşturulan denklem aşağıda sunulmuştur:

$$\dot{W}_{a,hs_net} = \dot{W}_{d,hs_net} \times (1,27919 - 0,0148457 \times T_a - 0,0005128 \times RH_a) \text{ [kW]} \quad (6.22)$$

Net güç karakteristik eğrileri, brüt güç üretimi karakteristik eğrileri ile benzer davranış göstermektedir. Dış ortam sıcaklığı yükseldikçe güç üretimi azalır, bağıl nemin artması da güç üretimini kısıtlar.



Şekil 6.13 Hibrit Soğutma Sistemli Model Net Güç Karakteristik Eğrisi

Çizelge 6.23 Hibrit Soğutma Sistemli Santralin Net Güç Üretim Değerleri

[kW]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem (%)	10	14126,2	12369	10580,5	8889,01
	20	14090,5	12305,3	10482,2	8743,39
	30	14055	12242,7	10386,2	8604,44
	40	14020	12181,2	10292,8	8471,81
	50	13985,3	12120,7	10202	8345,3
	60	13950,9	12061,2	10113,6	8224,8
	70	13916,8	12002,7	10027,5	8110,1
	80	13883	11945	9943,75	8000,69
	90	13849,5	11888,2	9862,2	7892,31
	100	13816,3	11832,3	9782,97	7791,22

Çizelge 6.24 Hibrit Soğutma Sistemli Santralin Net Güç Düzeltme Katsayıları

[-]		Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]			
		10	20	30	40
Dış Ortam Bağıl Nem [%]	10	1,11575	0,97696	0,83569	0,70209
	20	1,11293	0,97192	0,82793	0,69059
	30	1,11013	0,96698	0,82035	0,67962
	40	1,10736	0,96213	0,81297	0,66914
	50	1,10462	0,95735	0,8058	0,65915
	60	1,1019	0,95265	0,79882	0,64963
	70	1,09921	0,94802	0,79202	0,64057
	80	1,09654	0,94347	0,7854	0,63193
	90	1,0939	0,93898	0,77896	0,62337
	100	1,09127	0,93456	0,7727	0,61538

6.6 İlave Hava Soğutmalı Kondenserli Jeotermal Santral Modeli Analizi

Bu çalışma için jeotermal santrallerde saha incelemelerinde bulunulmuştur. Jeotermal santral yetkilileri ile yapılan görüşmelerde bu çalışmaya konu olan sorununun çözümü için çalıştıkları gözlenmiştir. Çözüm için orijinal üretici firmalara başvurmuşlardır. Buna karşılık üretici firmaların santrallere ilave hava soğutuculu kondenser eklemeyi teklif ettikleri öğrenilmiştir. Bu çalışmayla doğrudan ilgisi olmasada konu bütünlüğünü sağlamak ve hibrit soğutma sistemleri ile kıyaslayabilmek için “İlave Hava Soğutmalı Kondenserli Jeotermal Santral Modeli” geliştirilmiştir. Bu modelde mevcut hava soğutmalı kondenserin kapasitesinin yaklaşık % 25’ine tekabül eden ilave hava soğutmalı kondenser eklendiği varsayılmıştır. Bu modele göre jeotermal santral, referans koşulları 17 °C dış ortam sıcaklığında 13.407 kW elektrik üretmektedir. Santrale mevcut ünitenin yaklaşık %25’i kadar ilave hava soğutmalı kondenser eklendiği zaman, referans modele göre 791 kW güç artışı olduğu bulunmuştur.

Oluşturulan model ile farklı sıcaklıklarda santralin gerçekleştirdiği üretim değerleri hesaplanmıştır. Bulunan değerler ile aşağıdaki denkleme göre düzeltme katsayıları hesaplanmıştır. Bu katsayılarla Çizelge 6.25’deki sonuçlar elde edilmiştir.

$$C_{a,ihk} = 1 - (\dot{W}_{d,ihk} - \dot{W}_{a,ihk}) / \dot{W}_{d,ihk} \quad [-] \quad (6.23)$$

Burada; $C_{a,ihk}$ incelenen dış hava kuru termometre sıcaklığında güç düzeltme katsayısı, $\dot{W}_{d,ihk}$ santralin referans olarak alınan dizayn şartlarında santralin ürettiği güç, $\dot{W}_{a,ihk}$ ise analiz edilen dış ortam hava kuru termometre sıcaklığında üretilen güç değeridir.

Çizelge 6.25 İlave Hava Soğutmalı Kondenserli Santralin Güç Karakteristik Katsayıları

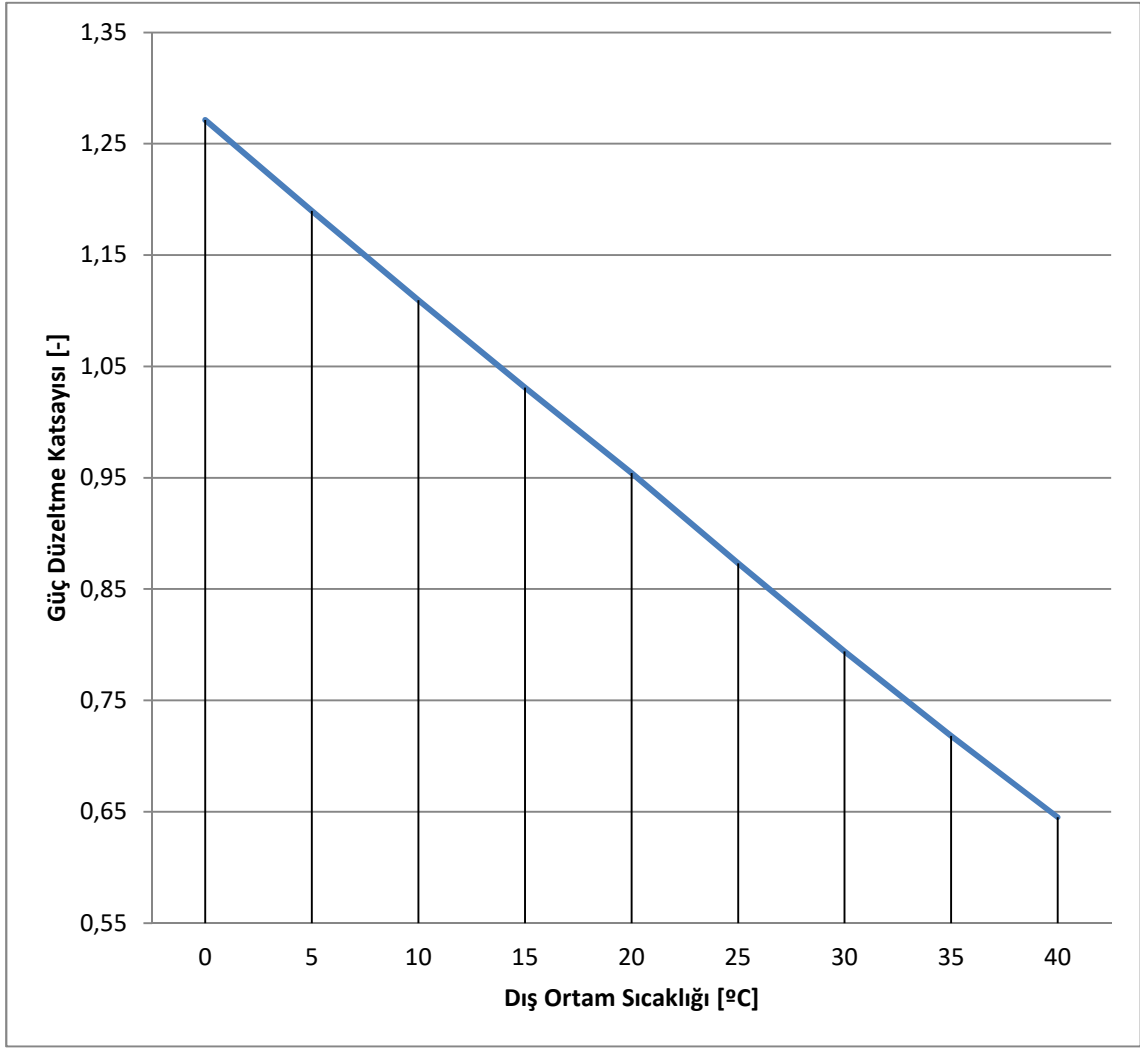
Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]	Katsayı [-]
0	1,271414
5	1,18981
10	1,109594
15	1,03098
20	0,954085
25	0,873207
30	0,794114
35	0,717957
40	0,645046

Bulunan bu katsayılarla santralin farklı dış hava kuru termometre sıcaklıklarında ürettiği enerjiyi bulabilmek için regresyon yöntemi ile (6.24) denklemi geliştirilmiştir:

$$\dot{W}_{a,ihk} = \dot{W}_{d,ihk} \times (1,268007182 - 0,015699212 \times T_a) \quad [\text{kW}] \quad (6.24)$$

Burada; $\dot{W}_{a,ihk}$ istenen dış hava kuru termometre sıcaklığında santralin ürettiği güç miktarı, $\dot{W}_{d,ihk}$ santralin referans olarak alınan, dizayn koşulu dış ortam sıcaklığında santralin ürettiği güç, T_a ise dış ortam hava kuru termometre sıcaklığıdır.

Güç karakteristik düzeltme katsayılarının dış ortam sıcaklığına göre değişimini gösteren grafik Şekil 6.14'te gösterilmiştir. Burada bağıl nem oranı % 60 sabit alınmıştır.



Şekil 6.14 Referans Model Güç Karakteristik Eğrisi

Net güç üretim değerleri Çizelge 6.26’da verilmiştir. Net güç karakteristik eğrisi Şekil 6.15’de görülmektedir.

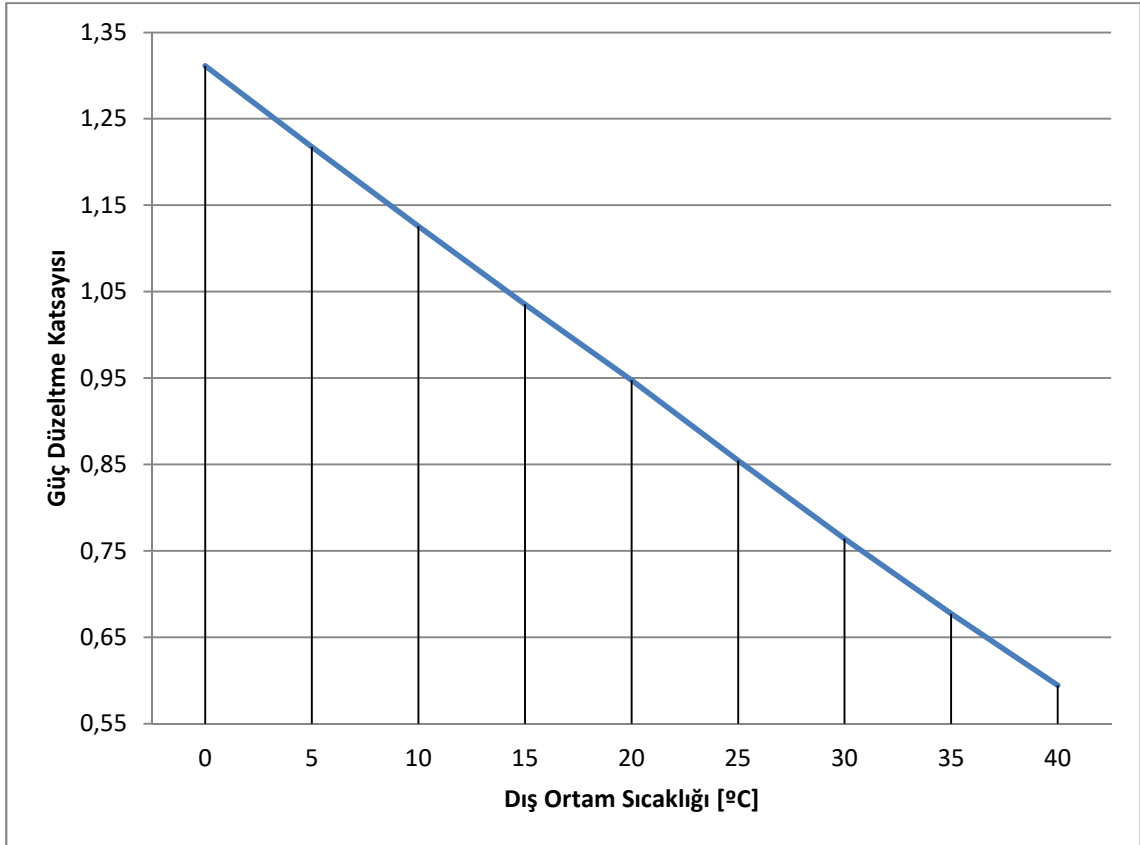
Net güç üretim denklemi şu şekilde bulunmuştur:

$$\dot{W}_{a,ihk_net} = \dot{W}_{d,ihk_net} \times (1,307096643 - 0,017975821 \times T_a) \quad [\text{kW}] \quad (6.25)$$

Santralin ürettiği net güç incelemesinde, dizayn koşullarında 11.270,2 kW güç üretildiği ve 2.136,9 kW iç ihtiyacı olduğu bulunmuştur.

Çizelge 6.26 İlave Hava Soğutmalı Kondenserli Santralin Net Güç Karakteristik Katsayıları

Kuru Termometre Sıcaklığı [°C]	Katsayı [-]
0	1,31140365
5	1,21768595
10	1,12561926
15	1,03547755
20	0,94742599
25	0,85470416
30	0,76419437
35	0,67729483
40	0,59441617



Şekil 6.15 İlave Hava Soğutmalı Kondenserli Santralin Net Güç Karakteristik Eğrisi

6.7 Hibrit Soğutma Jeotermal Santral Ekonomik Analizi

Bu bölümde önceki bölümde türetilmiş güç üretim ve su tüketim denklemleri kullanılarak, ekonomik analizleri gerçekleştirecek denklemler çıkarılmıştır. Saatlik gelir;

hibrit soğutma sisteminin kullanımı ile güç artışından elde edilen gelirden, hibrit soğutma sistemi çalıştırıldığında harcanan su bedeli çıkartılarak bulunur. Bu parametreler, incelenen saatte görülen dış ortam sıcaklık ve bağıl nem değerlerini önceki bölümlerde üretilen denklemlerde yerine konularak hesaplanabilir.

Saatlik kazancı hesaplamak için şu adımlar uygulanır:

İncelenen saatteki dış ortam sıcaklık ve bağıl nem değişkenleri kullanılarak, referans model güç üretimi, hibrit soğutma sistemi güç üretimi ve harcanan su tüketimi yukarıdaki bölümlerde elde edilen denklemlerle bulunur.

$$\dot{W}_{a,ref} = f(T_a)$$

$$\dot{W}_{a,x} = f(T_a, RH_a)$$

$$\dot{m}_{a,x} = f(T_a, RH_a)$$

Burada;

$\dot{W}_{a,ref}$: Referans model dış ortam sıcaklığına göre güç üretimi [kW],

$\dot{W}_{a,x}$: Araştırılan hibrit soğutma sistemi ile dış ortam sıcaklık ve bağıl nem değerlerine göre santral güç üretimi [kW],

$\dot{m}_{a,x}$: Araştırılan hibrit soğutma sistemi ile dış ortam sıcaklık ve bağıl nem değerlerine göre santralde harcanan su değeri. [ton/saat]

Saatlik kazanç, hibrit soğutma sisteminin uygulanması ile elde edilen güç artışının getirdiği saatlik kazançtan, ıslak soğutma sistemleri eklendiği için harcanan suyun saatlik bedeli çıkartılarak bulunur.

$$SK = SGK - SSM \quad (6.26)$$

Burada;

SK: İncelenen bir saatlik zaman diliminde elde edilen kazanç [\$/\$aat]

SGK: İncelenen saatte güç artışından elde edilen kazanç [\$/\$aat]

SSM: İncelenen saatte harcanan suyun maliyeti [\$/\$aat]

$$SGK = \Delta \dot{W} \times t \times EF \quad (6.27)$$

Burada;

$\Delta\dot{W}$: Güç Kazancı [kW]

t: Zaman [saat]

EF: Elektrik Fiyatı [\$/kWh]

Güç kazancı, referans model hibrit soğutma sistemine çevrildiği zaman elde edilen güç kazancını ifade eder. Bu değeri hesaplayabilmek için, hibrit modelde hesaplanan veri, referans modelde bulunan değerden çıkarılır. Santrallerin bir saat boyunca aynı güç değerinde çalıştıkları varsayılarak elde edilen değeri zaman parametresi ile çarparak bir saat içinde kazanılan enerji miktarı [kWh] biriminde hesaplanır.

$\Delta\dot{W}$ = Hibrit Model Güç Üretimi – Referans Model Güç Üretimi:

$$\Delta\dot{W} = \dot{W}_{a,x} - \dot{W}_{a,ref} \text{ [kW]} \quad (6.28)$$

$$\Delta W = \Delta\dot{W} \times t \text{ [kWh]} \quad (6.29)$$

Bu değer elektrik fiyatı ile çarpıldığında hibrit soğutma sistemiyle artan gücün incelenen saatte kazandırdığı para miktarı bulunur.

$$SSM = SHS \times SF \quad (6.30)$$

SHS: Saatlik harcanan su [ton/saat]

SF: Su maliyeti [\$/ton]

Denklemler ve değişkenler yardımı ile bulunan, incelenen saatte harcanan su miktarı, su fiyatı ile çarpıldığında suyun saatlik maliyeti bulunur.

Sonuç olarak elde edilen güç artışının getirdiği saatlik kazançtan tüketilen suyun saatlik maliyetini çıkarınca incelenen saatte elde edilen kar ya da zarar ortaya çıkar. Bu sonuç artı değerde çıkarsa kar, eksi değerde çıkarsa zarar edilmiş olur.

$$SK = \Delta\dot{W} \times t \times EF - SHS \times SF \quad (6.31)$$

Eşitlik incelendiğinde güç artışının ekonomik getiri sağladığını, su tüketiminin ise maliyeti arttırdığı görülmektedir. Yukarıda sunulan denklemler ile farklı iklim şartları için alternatif hibrit soğutma sistemlerinin ekonomik analizi ve optimizasyonu yapılabilir.

Bir hibrit sisteminin toplam ekonomik getirisini hesaplayabilmek için hibrit soğutma sisteminin çalıştığı zaman diliminde bulunan bütün saatler için yukarıda açıklanan hesaplama adımları uygulanır. Dış ortam sıcaklık ve bağıl nem değerleri sürekli değiştiği için elde edilen değerler her saat için farklı olacaktır.

$$TK = \sum SK \text{ [$/kWh]} \quad (6.32)$$

Burada;

TK: İncelenen zaman aralığında saatlik kazançların toplanması ile elde edilen toplam kazanç [\$].

Hibrit soğutma sisteminin bir yıl içerisinde çalıştırılabildiği zaman aralığını genellikle bölgede bulunan suyun miktarı belirler. Hibrit soğutma sistemleri tipik olarak havanın soğuk olduğu ve yeterli soğutmanın yapılabilirdiği kış aylarında devreye alınmazken soğutma yükünün karşılanamadığı sıcak yaz aylarında çalıştırılırlar. Tüm yıl boyunca çalışmasa da yukarıda elde edilen değer yıllık kazanç olarak kabul edilebilir ve bir hibrit soğutma sisteminin uygulanması maliyetinin geri dönüş süresi sistemin kuruluş bedelinin yıllık kazançla bölünmesi ile elde edilir.

$$GDS = HSM \div TK \quad (6.33)$$

Burada;

GDS: Geri dönüş süresi,

HSM: Hibrit sistem yatırım maliyeti [\$].

ÜÇ FARKLI BÖLGE İÇİN ÖRNEK ÇALIŞMA

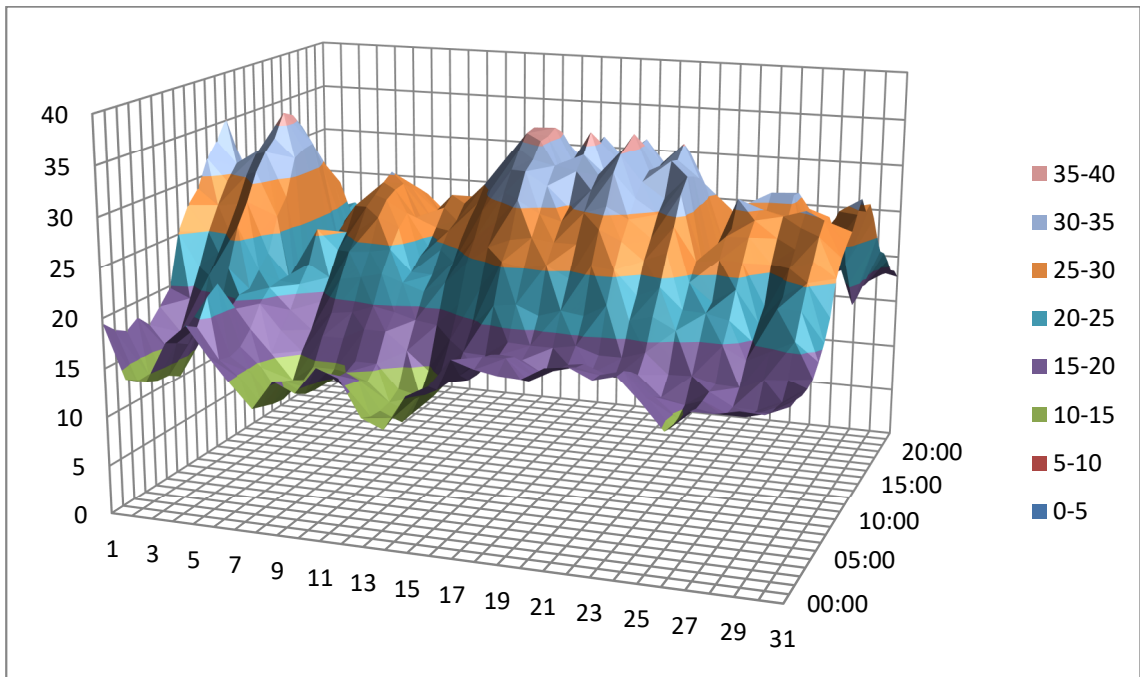
Soğutma sistemlerinin gösterdiği performans ve sistemlerin maliyetleri kıyaslanırken santrallerin kuruldukları sahaların karakteristik özellikleri göz önüne alınır. Önemli saha özellikleri şunlardır:

- Bölgenin iklimi (Hava kuru termometre sıcaklık ve bağıl nem değerleri, rüzgar hızı ve yönü),
- Saha rakımı,
- Su bulunabilirliği ve maliyeti,
- Su deşarj gereksinimleri,
- Sislenme limitleri,
- Gürültü limitleri

Soğutma sistemlerinin performans ve maliyetini en fazla santralin kurulduğu bölgenin iklim özellikleri etkiler. Farklı bölgelerde suyun maliyeti çok fazla değişebilir. Maulbetsch (2004) farklı iklim şartları altında soğutma sistemleri optimize edildiğinde dizayn değerlerinin değiştiğini göstermiştir [2].

Bu çalışma kapsamında sunulan örnek vaka analizinde değişken olarak saatlik sıcaklık ve saatlik bağıl nem değerleri ile üç bölgedeki farklı su bedelleri kullanılmıştır. Türkiye’de jeotermal enerji gibi yenilenebilir kaynaklar için özel tarife uygulanır, bu nedenle elektrik fiyatı hesaplamalarda sabit olarak alınmıştır.

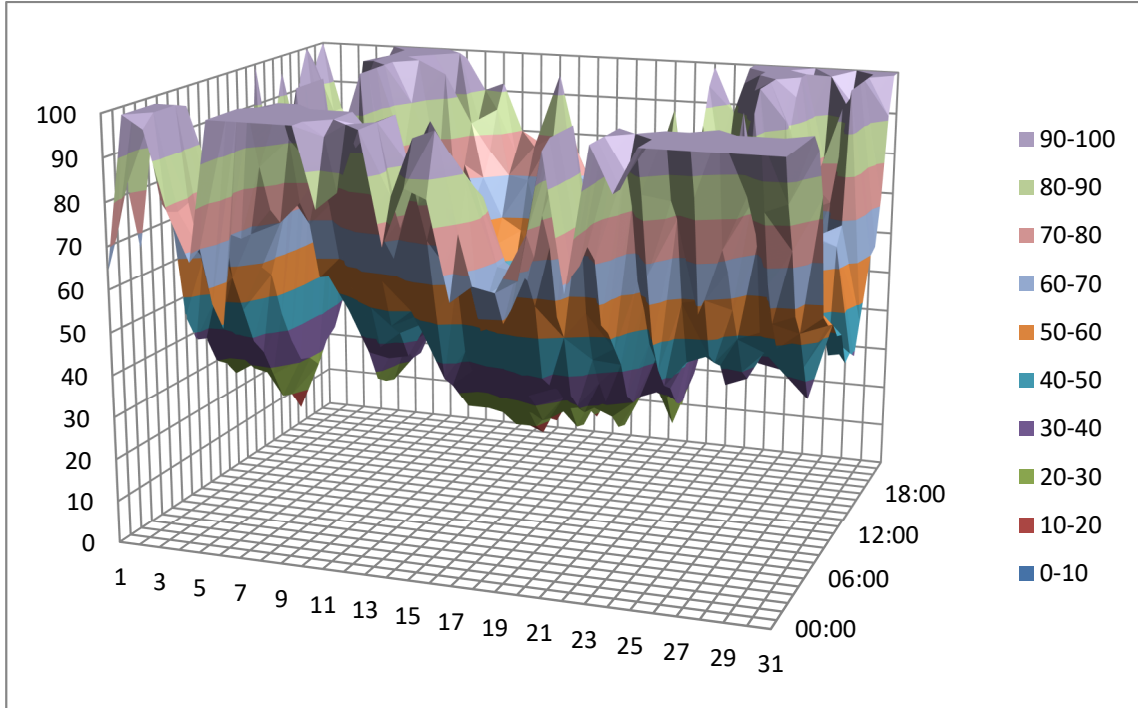
Bu bölümde, önceki kısımda bulunan denklemler ile Türkiye’deki üç farklı bölge için örnek analiz çalışması yapılmıştır. Belirlenen sahalar, jeotermal alanların ve jeotermal santrallerin bulunduğu bölgelerden seçilmiştir. Çalışma için Aydın ili Köşk, Kütahya ili Simav ve Çanakkale ili Ayvacık ilçeleri seçilmiştir. Meteorolojik değerler Meteoroloji Genel Müdürlüğü, Meteorolojik Veri Bilgi Sunum ve Satış Sistemi’nden alınmıştır. Meteoroloji Genel Müdürlüğü’nün Aydın Köşk’te 18428, Çanakkale Ayvacık’ta 18435 ve Kütahya Simav’da 17748 numaralı istasyonlarından alınan değerler kullanılmıştır. İstasyonlardan alınan verilere örnek olarak Köşk İlçesi’nde 2018 Mayıs ayında ölçülen dış ortam sıcaklık değerleri Şekil 7.1’de ve bağıl nem değerleri Şekil 7.2’de gösterilmiştir. Şekil 7.1’deki grafiğin y eksenı sıcaklık ve Şekil 7.2’deki y eksenı bağıl nemi gösterirken her iki şekilde x eksenı ayın kaçınıcı günü olduğunu, z eksenı ise gün içinde ölçümün yapıldığı saat dilimini göstermektedir.



Şekil 7.1 Mayıs 2018 Saatlik Dış Ortam Sıcaklık Grafiği [°C]

Üç bölge için daha önceki kısımlarda üretilen denklemler ile modellenen hibrit sistemlerin sağladığı performans artışları ve kullanılan su miktarları hesaplanmıştır. Örnek çalışma için Mayıs 2018-Eylül 2018 aylarının verileri kullanılmıştır.

Türkiye Cumhuriyeti jeotermal enerji ile elektrik üreten firmalara alım garantisi vermektedir. Bu nedenle analizlerde elektrik fiyatı olarak kanunda belirtilen 10,5 \$-cent/kWh değeri kullanılmıştır [79].



Şekil 7.2 Mayıs 2018 Saatlik Dış Ortam Bağıl Nem Grafiği [%]

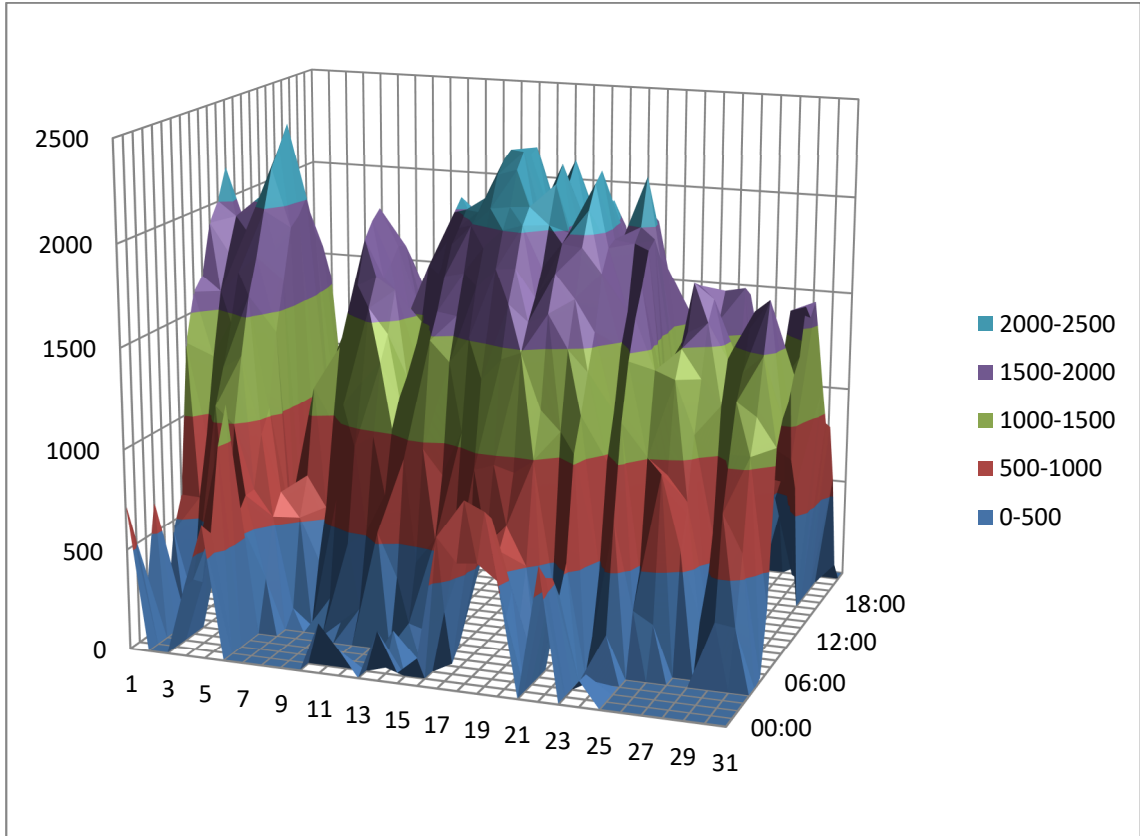
Jeotermal santrallerden sağlıklı veri alınamadığı için, su maliyet değişkeni için incelenen üç bölgede bulunan termik kömür santrallerinden elde edilen veriler kullanılmıştır. Aydın Köşk için Muğla-Milas'ta yer alan Yeniköy Santrali'nden [80], Kütahya Simav için Kütahya Tunçbilek ilçesinde bulunan Tunçbilek Santrali'nden [81] ve Çanakkale Ayvacık için Çanakkale Çan'da bulunan Çan Santrali'nden [82] elde edilen veriler kullanılmıştır. Döviz kuru 22/05/2019 tarihi Merkez Bankası kur değerlerine göre 6,0872 TL/\$ alınmıştır [83]:

- Yeniköy Santrali Su Maliyeti: 3,6 TL/ton = 0,5914 \$/ton.
- Tunçbilek Santrali Su Maliyeti: 3,9 TL/ton = 0,6406 \$/ton
- Çan Santrali Su Maliyeti: 4,7 TL/ton = 0,7721 \$/ton

7.1 Evaporatif Soğutuculu Model Analizi

Evaporatif soğutuculu santral modelinde regresyon ile bulunan denklemlerle hesaplanan değerler aşağıda sunulmuştur. Burada evaporatif soğutucu sistemlerin

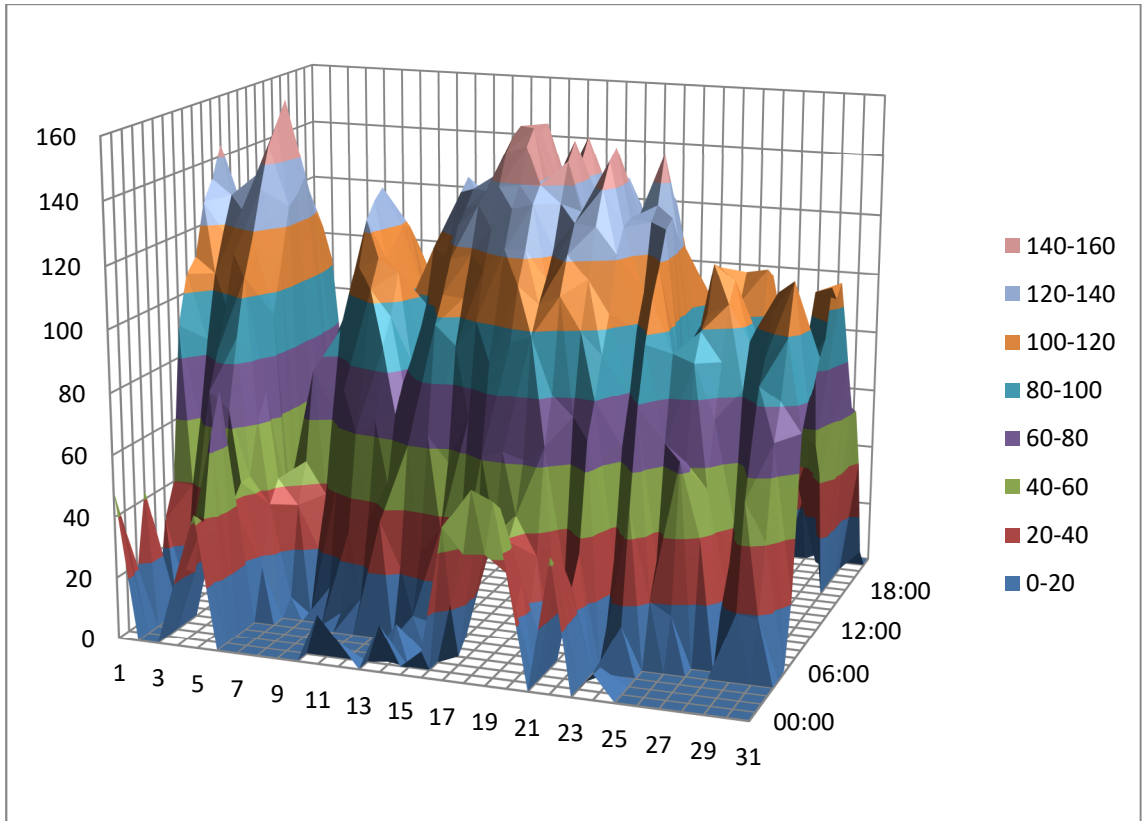
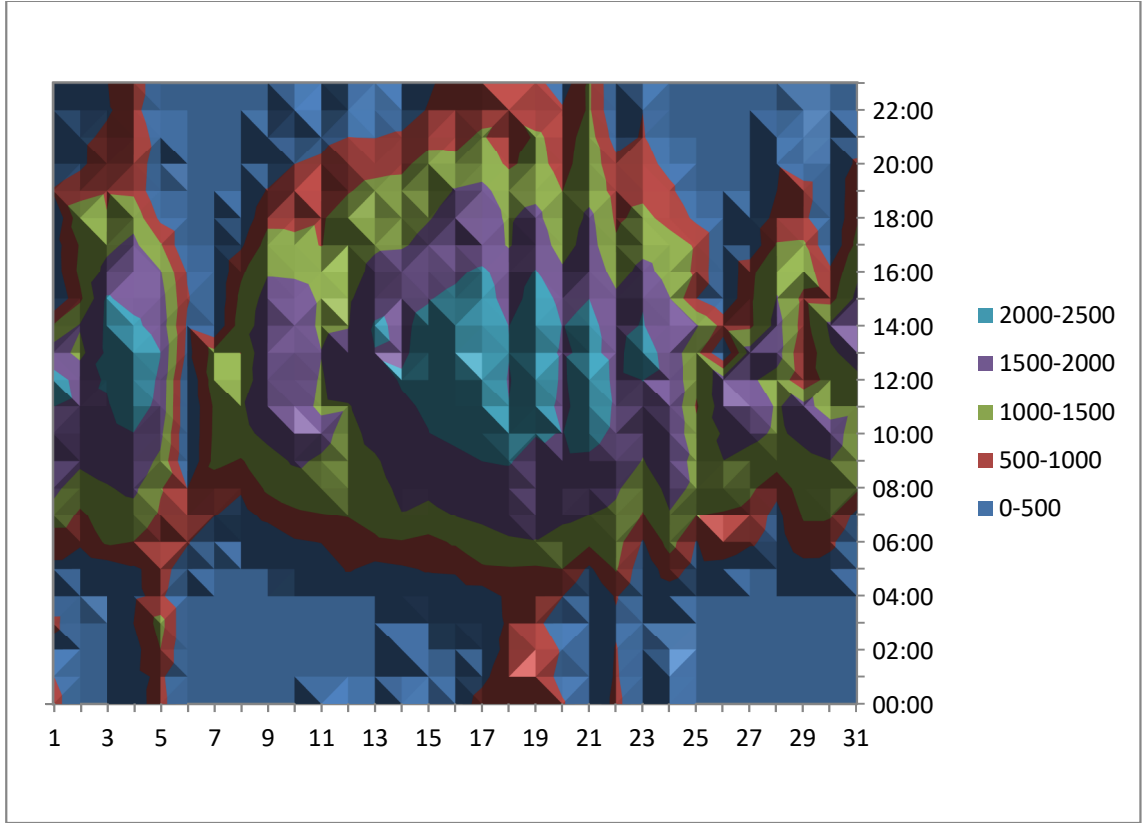
santrale eklenmesi ile elde edilen aylık kazançlar gösterilmiştir. Aylık kazançları hesaplamak için saatlik zaman dilimleri ile hesaplama yapılmıştır. Aylık para kazancını bulabilmek için saatlik güç kazancı, saatlik su sarfiyatı, saatlik para kazancı gibi birçok parametre incelenen zaman aralığında saatlik olarak hesaplanmıştır. Bu değerlerden saatlik güç kazancının Köşk ilçesi için Mayıs 2018 ayında yapılan analiz sonuçları Şekil 7.3'te gösterilmiştir. Aynı verilerin topografik grafiği Şekil 7.4'te sunulmuştur.

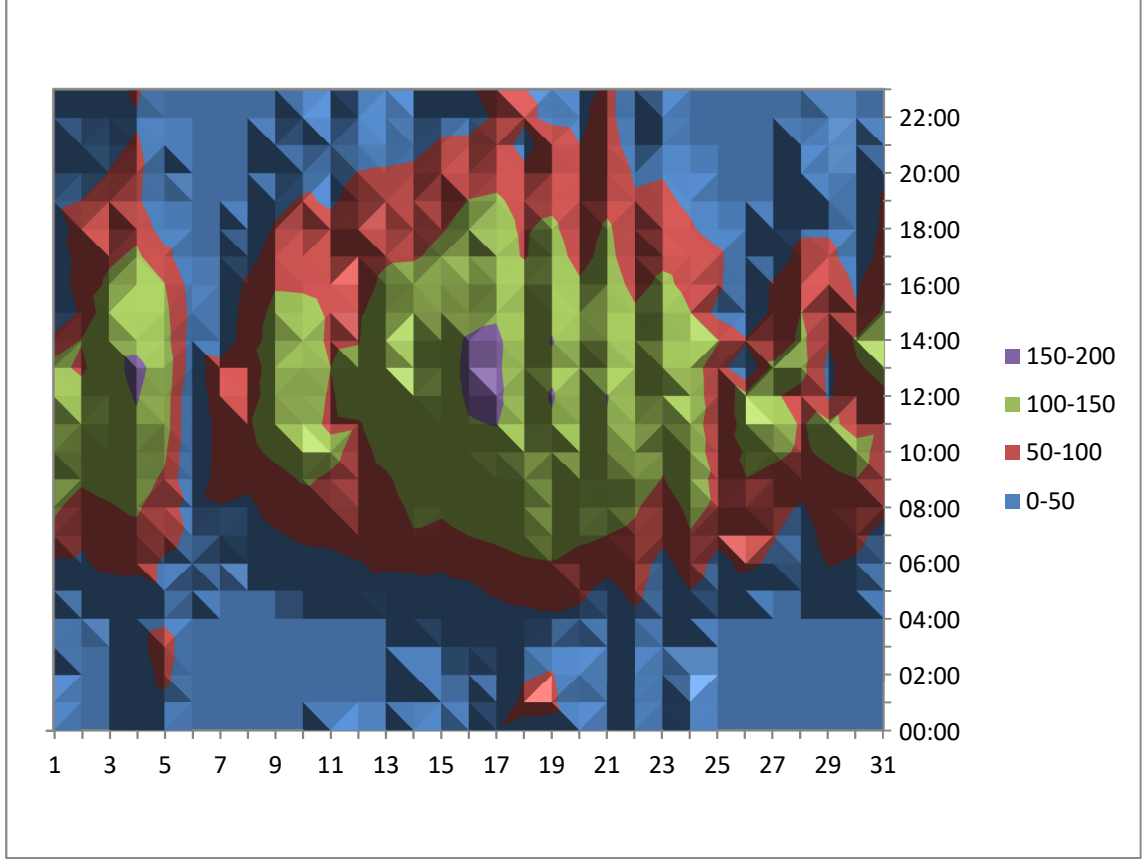


Şekil 7.3 Mayıs 2018 Evaporatif Soğutma Saatlik Güç Kazancı Grafiği [kW]

Şekil 7.3 ve Şekil 7.4 incelendiğinde en fazla güç kazancının öğle vakitlerinde gerçekleştiği tespit edilmiştir. Bununla birlikte ayın bazı günlerinde öğle saatlerinde dahi fazla güç artışı görülmediği gözlenmiştir. Şekil 7.1 ve Şekil 7.2 grafikleri ile birlikte değerlendirme yapıldığında havanın nemli ve sıcaklığın düşük olduğu durumlarda evaporatif soğutma ile güç kazancının kısıtlı kaldığı görülmüştür.

Evaporatif soğutucuda kullanılan saatlik su miktarlarından yine örnek olması amacıyla Köşk ilçesi için hesaplanan 2018 Mayıs ayı değerleri Şekil 7.5'te sunulmuştur. Aynı ayın verileri ile çıkarılan saatlik su sarfiyat değerleri topografik grafiği ise Şekil 7.6'da gösterilmiştir.





Şekil 7.6 Mayıs 2018 Evaporatif Soğutma Saatlik Su Sarfiyatı Topografik Grafiği [ton/saat]

Şekil 7.5 ve Şekil 7.6 incelendiği zaman, havanın kuru olduğu öğle saatlerinde su sarfiyatının yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bağıl nemin yüksek olduğu günlerde ise öğle saatlerinde dahi, daha önceki grafiklerde güç kazancında görüldüğü gibi su sarfiyatı değerleri de düşük kalmaktadır.

İncelenen zaman aralığında Köşk'te 260.919 ton, Ayvacık'ta 197.826 ton ve Simav'da 168.131 ton su harcanması gerektiği hesaplanmıştır. Bu değerler, tamamen ıslak soğutma kullanıldığında kullanılacak su miktarının sırasıyla %48,87'si, %38,96'sı ve %34,01'idir.

Bağıl nemin %100 olduğu veya buna yakın olduğu durumlarda regresyon işleminden kaynaklanan sapma nedeni ile hesaplamalarda su tüketimi ve güç kazancı eksi değerlerde çıkabilir. Bu sonuç fiziksel olarak imkansızdır. Bu nedenle eksi değer çıkan sonuçlar sıfır değerine eşitlenmiştir. Zaten gerçek koşullarda da bağıl nem %100 olduğunda evaporatif soğutma prosesi gerçekleşmez. Doymuş havada evaporatif

soğutma işleminde su tüketimi sifıra eşit olur. Evaporatif soğutucu çalışmadığında güç kazancı da olmaz. Bu yargı, hassas model ile matematiksel model neticeleri kıyas edildiğinde çıkan ihmal edilebilir hata payları ile doğrulanmıştır.

Çizelge 7.1 Evaporatif Soğutucu için Regresyon Denklemi ile Yapılan Hesaplama

DENKLEM ile AYLIK KAZANÇ ANALİZİ [\$]			
EVAPORATİF SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Mayıs	47.029,12	28.906,66	24.187,18
Haziran	50.255,49	38.436,21	30.119,24
Temmuz	69.315,13	44.473,34	42.782,86
Ağustos	59.770,17	43.134,23	41.662,84
Eylül	55.730,45	29.236,44	33.302,4
Toplam (\$)	282.100,4	184.186,9	172.054,5

Çizelge 7.1’de önceki bölümlerde regresyon yöntemi ile üretilen denklemlerle hesaplanan sonuçlar sunulmuştur.

Çalışmada geliştirilen denklemler ile yapılan hesabı doğrulamak için Epsilon Professional programı üzerindeki model ile aynı sıcaklık ve bağıl nem değerleri ile simülasyonlar yapılmıştır. Saat değerleri tek tek hesaplanmıştır. 3 bölge için aylık olarak hesaplanan değerler Çizelge 7.2’de sunulmuştur.

Çizelge 7.2 incelendiğinde evaporatif soğutucunun etkisinin farklı iklimlerde oldukça değişik olduğu gözlenmektedir. Köşk ilçesinde elde edilen değer, diğer iki bölge için çıkan sonuçtan çok yüksektir. Bu sonuç, evaporatif soğutucu sistemlerinin kullanımında iklim faktörlerinin mutlaka göz önüne alınması gerektiğini kanıtlamaktadır.

Çizelge 7.2 Evaporatif Soğutucu ile Yapılan Hassas Hesaplama

EBSILON ile AYLIK KAZANÇ ANALİZİ [\$]			
EVAPORATİF SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Mayıs	47.050,32	28.401,01	25.446,26
Haziran	48.438,08	37.311,57	29.506,33
Temmuz	68.502,94	41.732	41.389,75
Ağustos	56.721,75	40.076,51	40.131,08
Eylül	55.191,63	28.745,2	34.071,83
Toplam (\$)	275.904,7	176.266,3	170.545,2

Sonuçlar arasında yapılan hata analizi Çizelge 7.3'te sunulmuştur. Hata paylarının kabul edilebilir mertebede olduğu gözlenmiştir. Aylık bazda en yüksek hata yaklaşık %7'dir. Genel toplamlarda ise en büyük hata %4'tür. Bununla birlikte çıkan sonuçların birçoğunda hata yüzdesi oldukça düşüktür.

Çizelge 7.3 Evaporatif Soğutucu ile Yapılan Hesaplama Hata Payı

HATA ANALİZİ [%]			
EVAPORATİF SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Mayıs	0,04508	1,749238	5,205565
Haziran	3,61634	2,925994	2,034961
Temmuz	1,17174	6,164013	3,256237
Ağustos	5,10024	7,088845	3,676565
Eylül	0,966827	1,680216	2,310445
Toplam	2,196261	4,300292	0,877236

Yukarıda çıkarılan hesaplamalar brüt güç üretimi değerlerine göre gerçekleştirilmiştir.

Referans modele uygulanacak evaporatif soğutucu maliyeti DiFilippo'nun (2003) çalışması baz alınarak 542.000 \$ olarak belirlenmiştir [24].

Buna göre üç bölge için bulunan geri dönüş süreleri Çizelge 7.4'te sunulmuştur. Geri dönüş süreleri incelendiğinde Köşk'te bulunan santralde evaporatif soğutma sistemlerinin geri dönüş süresi yaklaşık iki yıl bulunmuştur. Ayvacık'da ve Simav'da aynı evaporatif soğutucu sistemin yatırım geri dönüş süresinin yaklaşık 3 sene olduğu görülmektedir.

Çizelge 7.4'te gösterilen geri dönüş süresi analizi, evaporatif soğutucu yatırımı yapılırken iklim şartlarının önemli olduğunu ve modifikasyon planlamasında santralin bulunduğu bölgenin şartlarının mutlaka göz önüne alınması gerektiğini göstermiştir.

Çizelge 7.4 Evaporatif Soğutucu ile Yatırım Geri Dönüş Süresi

EKONOMİK ANALİZ			
EVAPORATİF SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Toplam [\$]	275.904,7	176.266,3	170.545,2
Geri Dönüş Süresi [Yıl]	1,957198	3,063546	3,166316

7.2 Hibrit Soğutma Kuleli Model Analizi

Hibrit Kule soğutma modeli ile yapılan analizler aşağıda sunulmuştur. Hibrit soğutma kulesi kullanıldığında elde edilen kazanç öncelikle üretilen denklemler ile hesaplanmış ve Epsilon Professional programında yapılan hassas hesaplamayla doğrulanmıştır. Çizelge 7.5'te regresyon yöntemi ile türetilen denklemler ile yapılan hesap sonuçları, Çizelge 7.6'da ise Epsilon Professional programında bulunan hassas değerler gösterilmiştir. Çizelge 7.7'de matematiksel model ile Epsilon modelleri arasında gözlenen yüzdelik hata oranları sunulmuştur.

Şekil 7.7'de ve Şekil 7.8'de örnek olarak hibrit kule ile Mayıs 2018 ayında elde edilen saatlik kazanç değerleri gösterilmiştir.

Çizelge 7.5 Hibrit Kule ile Soğutma Regresyonlu Analiz

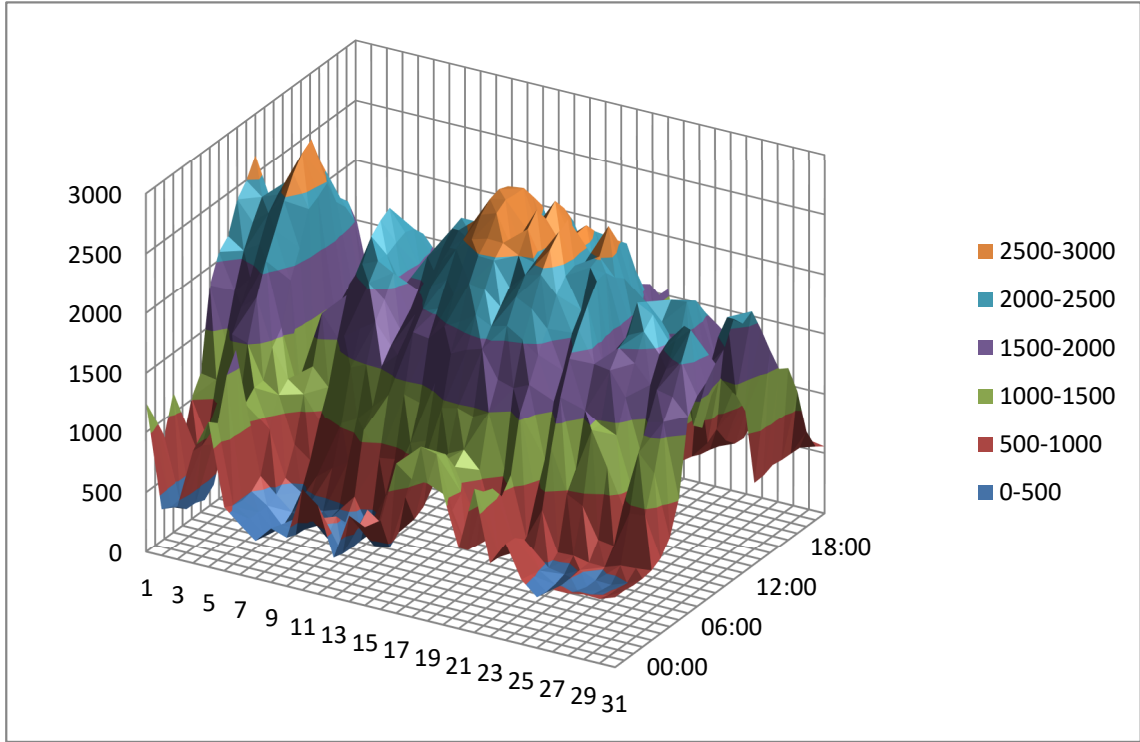
DENKLEM ile KAZANÇ ANALİZİ [\$]			
HİBRİT KULE SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Mayıs	113.918,2	92.101,08	87.423,86
Haziran	118.337,9	102.317,9	93.824,98
Temmuz	140.621,3	112.765,4	110.736
Ağustos	132.267,4	111.580,6	110.297,4
Eylül	122.484,5	92.031,8	95.341,44
Toplam [\$]	627.629,3	510.796,8	497.623,7

Çizelge 7.6 Hibrit Kule ile Soğutma Hassas Analiz

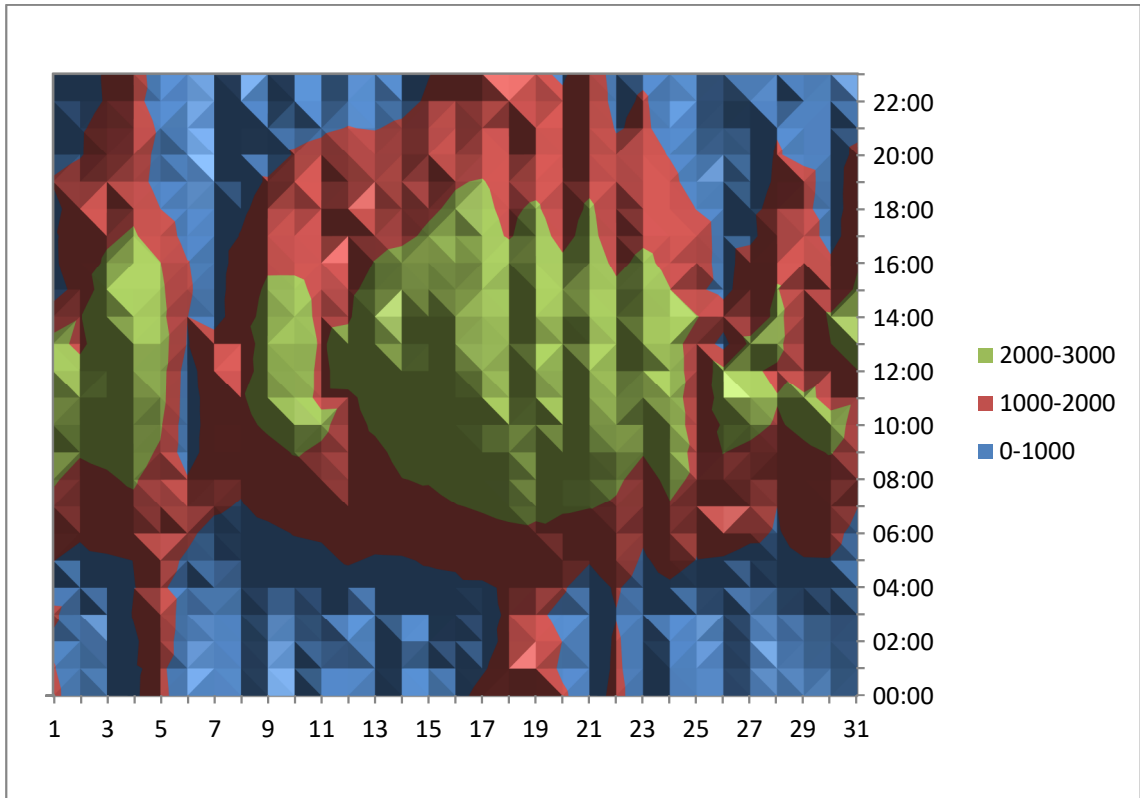
EBSILON ile KAZANÇ ANALİZİ			
HİBRİT KULE SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Mayıs	114.307	91.316,79	90.506,39
Haziran	116.325,1	99.155,4	93.637,66
Temmuz	141.372,6	108.708,7	108.927,7
Ağustos	130.401,6	106.989,1	108.350,2
Eylül	121.244,7	90.659,31	97.075,54
Toplam [\$]	623.650,9	496.829,3	498.497,5

Epsilon Professional programında yapılan hesaplamalar ile regresyon yöntemi ile üretilen denklemlerle hesaplanan genel toplam değerlerinde en fazla %2,7 hata payı olduğu gözlenmiştir. Bu hata payının kabul edilebilir olduğu varsayılmıştır. Bununla birlikte aylık hesaplarda da en büyük hata oranı %4'tür. Diğer hata değerleri çok

düşüktür. Bu durum regresyon yöntemi ile üretilmiş denklemlerin doğruluğunu kanıtlamıştır.



Şekil 7.7 Mayıs 2018 Hibrit Kule Saatlik Güç Kazancı Grafiği [kW]



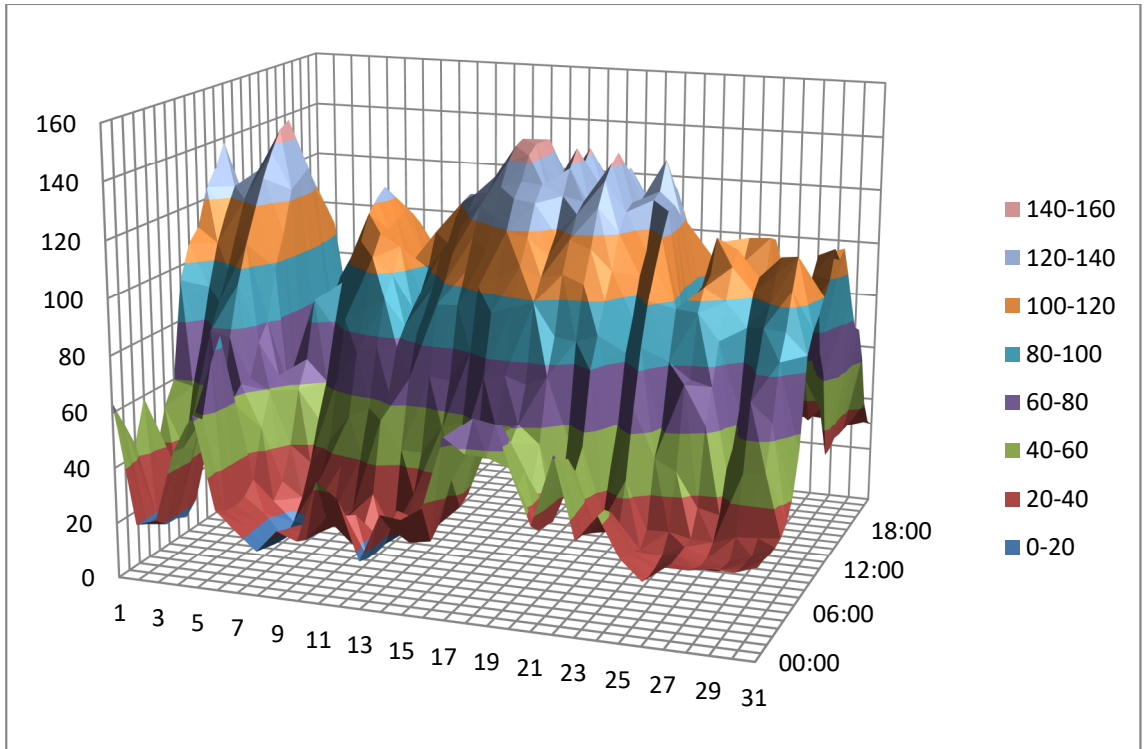
Şekil 7.8 Mayıs 2018 Hibrit Kule Saatlik Güç Kazancı Topografik Grafiği [kW]

Çizelge 7.7 Hibrit Kule ile Soğutma Hata Payı Analizi

HATA ANALİZİ [%]			
HİBRİT KULE SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Mayıs	0,3413	0,851554	3,52596
Haziran	1,700892	3,090857	0,199648
Temmuz	0,53427	3,597469	1,632983
Ağustos	1,410627	4,114963	1,765409
Eylül	1,01221	1,491321	1,81883
Toplam	0,633877	2,734453	0,17559

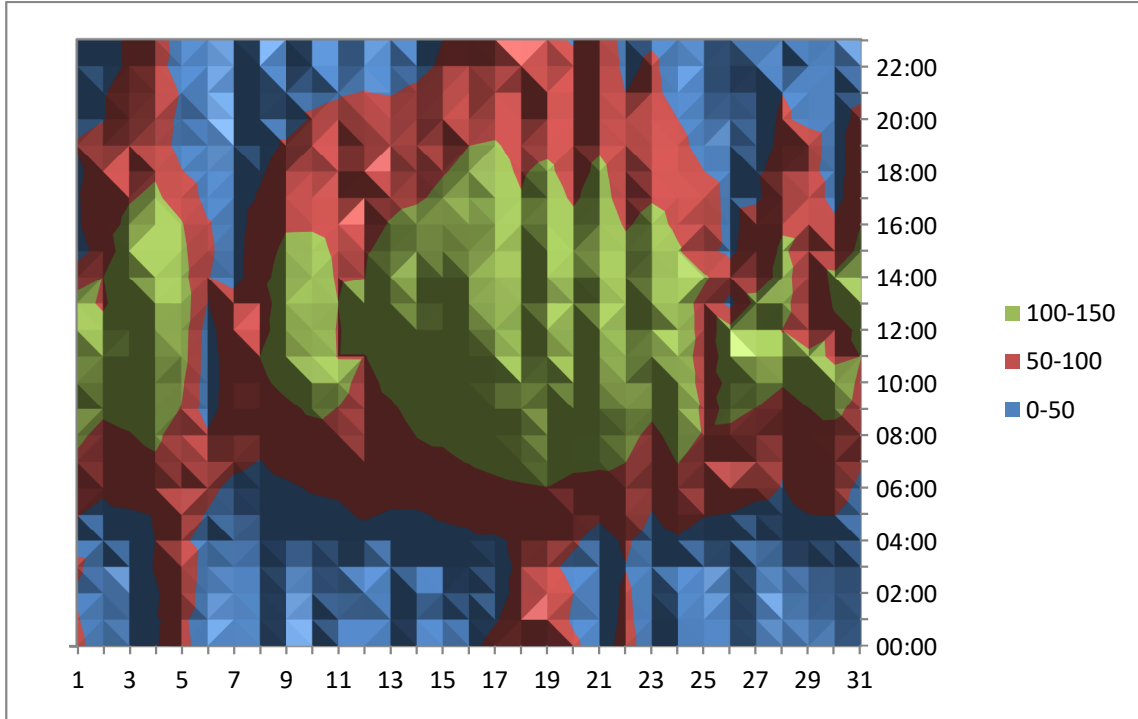
Hibrit kule modelinde Köşk'te Mayıs 2018'de harcanan saatlik su miktarları Şekil 7.9'da ve Şekil 7.10'da gösterilmiştir.

Hibrit Kule modelinde analiz edilen zaman diliminde Köşk'te 317.802 ton, Ayvacık'ta 259.340 ton ve Simav'da 233.834 ton su tüketildiği bulunmuştur. Bu değerler, tamamen soğutma uygulandığında harcanan su tüketiminin sırasıyla %59,5'i, %51,1'i ve %47,3'üdür.



Şekil 7.9 Mayıs 2018 Hibrit Kule Saatlik Su Sarfiyatı Grafiği [ton/saat]

Hibrit kule modelinde referans modelde hava soğutmalı kondenser yerine yüzey kondenseri ve hibrit kule konulmuştur. Sistem maliyetini bulmak için iki ekipmanın ne kadara mal olacağı bulunmalıdır.



Şekil 7.10 Mayıs 2018 Hibrit Kule Saatlik Su Sarfiyatı Topografik Grafiği [ton/saat]

Kondenser maliyeti aşağıda gösterilen denklem ile bulunmuştur [3]:

$$M_{\text{kond}} = 3 \times 10^{-5} x A^2 - 5,0672 x A + 4 \times 10^6 \quad [\$] \quad (7.1)$$

Hibrit kule maliyeti ise (7.2) denklemini ile bulunur [84]:

$$M_{\text{hk}} = -0,0001 x A^2 + 196,07 x A + 71424 \quad [\$] \quad (7.2)$$

(7.1) ve (7.2) denklemlerinde yer alan “A” değişkeni ısı transfer yüzey alanıdır.

Denklemler yardımı ile toplam hibrit soğutma sistemi maliyeti 7.510.000 \$ hesaplanmıştır. Ekonomik analiz Çizelge 7.8’de gösterilmiştir.

Çizelge 7.8 Hibrit Kule ile Soğutma Hata Payı Analizi

EKONOMİK ANALİZ			
HİBRİT KULE SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Toplam [\$]	627.629,3	510.796,8	497.623,7
Geri Dönüş Süresi [Yıl]	11,96566	14,70252	15,09173

7.3 Hibrit Soğutma Sistemli Model Analizi

Hibrit soğutma sistemi modeli yardımıyla türetilen denklemler ile hesaplanan aylık kazanç değerleri Çizelge 7.9’da sunulmuştur:

Çizelge 7.9 Hibrit Soğutma Sistemi ile Soğutma (Regresyonlu Analiz)

DENKLEM ile AYLIK KAZANÇ ANALİZİ			
HİBRİT SİSTEM SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Mayıs	106.763,2	94.837,59	96.619,77
Haziran	105.891,8	96.508,09	96.254,03
Temmuz	115.114	101.836,3	104.527,5
Ağustos	112.197,1	101.453	104.165,8
Eylül	107.716,4	92.603,39	97.437,99
Toplam [\$]	547.682,5	487.238,4	499.005,1

Ebsilon Professional programı modeli ile gerçekleştirilen hassas hesap sonuçları Çizelge 7.10’da, hata analizi Çizelge 7.11’de gösterilmiştir.

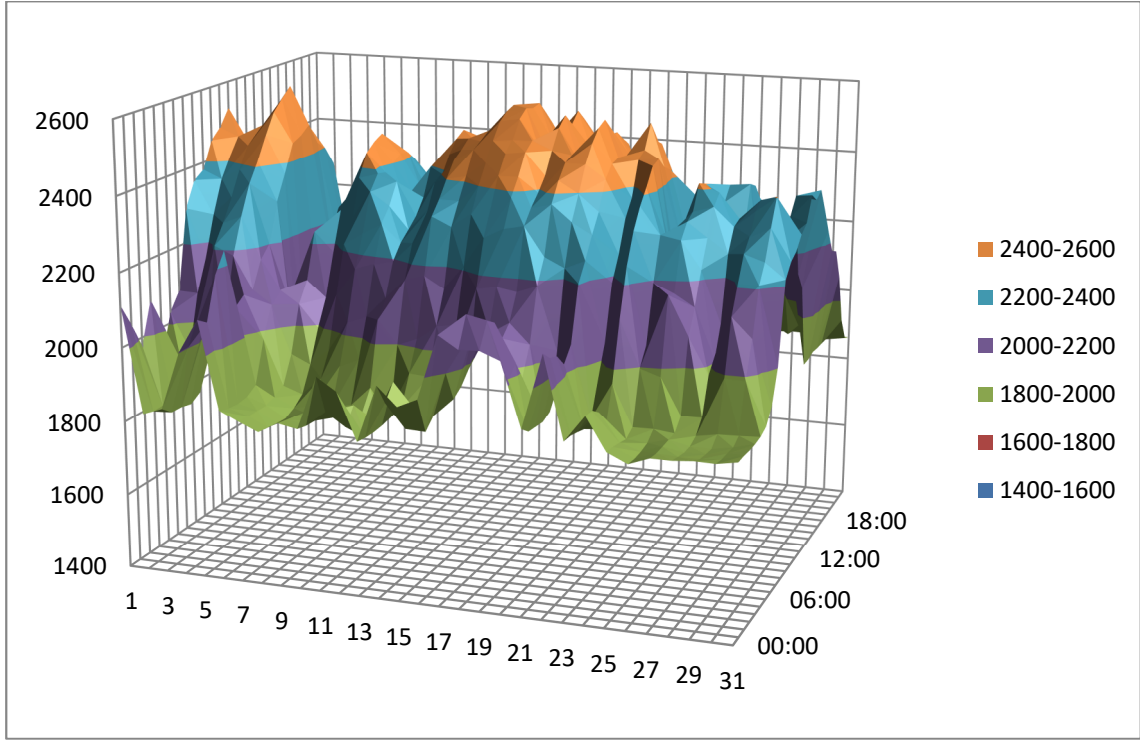
Çizelge 7.10 Hibrit Soğutma Sistemi ile Soğutma (Hassas Analiz)

EBSILON ile AYLIK KAZANÇ ANALİZİ			
HİBRİT SİSTEM SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Mayıs	109.095	97.457,9	100.631,2
Haziran	106.387,1	97.317,27	98.792,13
Temmuz	115.598,8	101.352,7	105.812,7
Ağustos	111.809,4	100.787,6	105.296,7
Eylül	108.704,5	94.569,59	100.400,4
Toplam [\$]	551.594,9	491.485,1	510.933,1

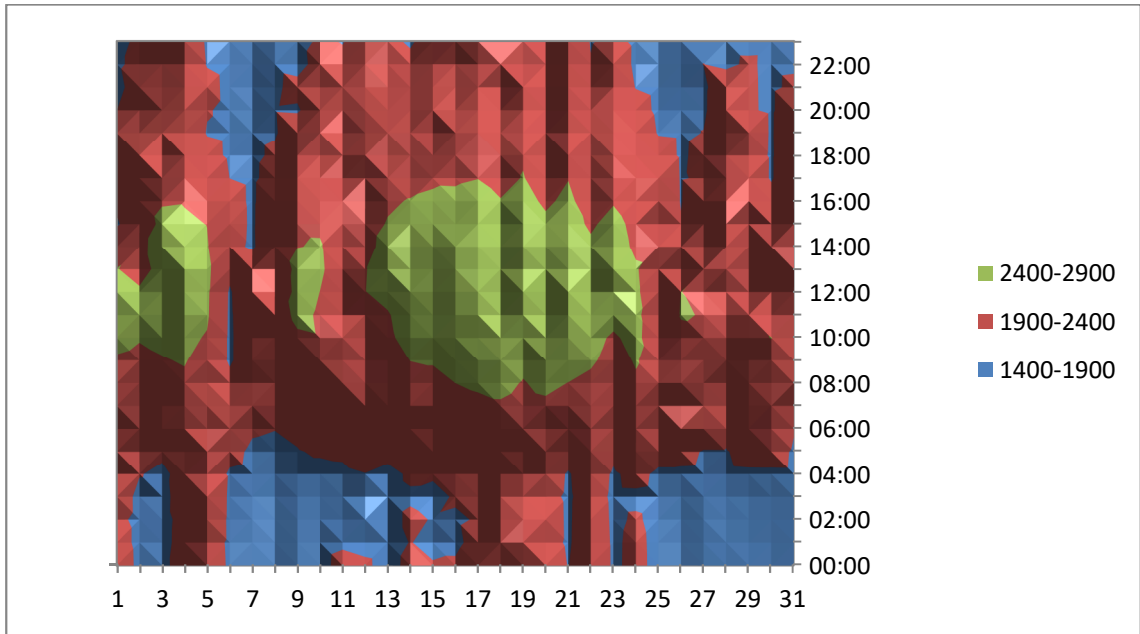
Yukarıda gösterilen analizi gerçekleştirebilmek için hibrit soğutma sistem modeli ile gerçekleştirilen saatlik hesaplamalara örnek olarak daha önceki bölümlerde olduğu gibi Köşk ilçesi Mayıs 2018 ayı değerleri göz önüne alınmıştır. Saatlik güç kazanç değerleri Şekil 7.11’de gösterilmiştir. Şekil 7.12’de aynı grafik topografik olarak sunulmuştur.

Şekil 7.13’te ve Şekil 7.14’te, aynı yer ve zaman aralığında hibrit soğutma sisteminde harcanan saatlik su miktarlarını gösteren grafikler görülmektedir.

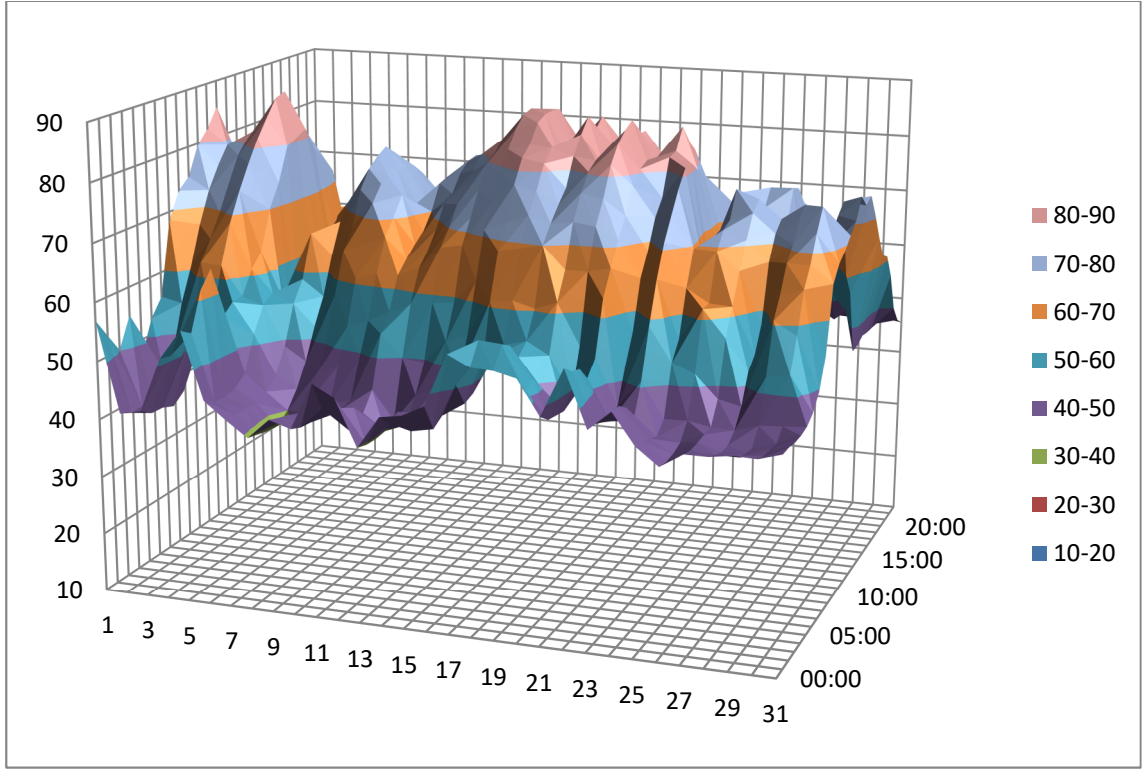
Hibrit soğutma sistemi kullanıldığında, analiz yapılan süre içerisinde Köşk'te 247.101 ton, Ayvacık'ta 226.506 ton ve Simav'da 215.971 ton su kullanılması gerektiği bulunmuştur. Çıkan sonuçlar, tamamen ıslak soğutma yapılan durumun sırası ile %46,28'i, %44,6'sı ve %43,69'u kadar su tükedildiğini ortaya koymuştur.



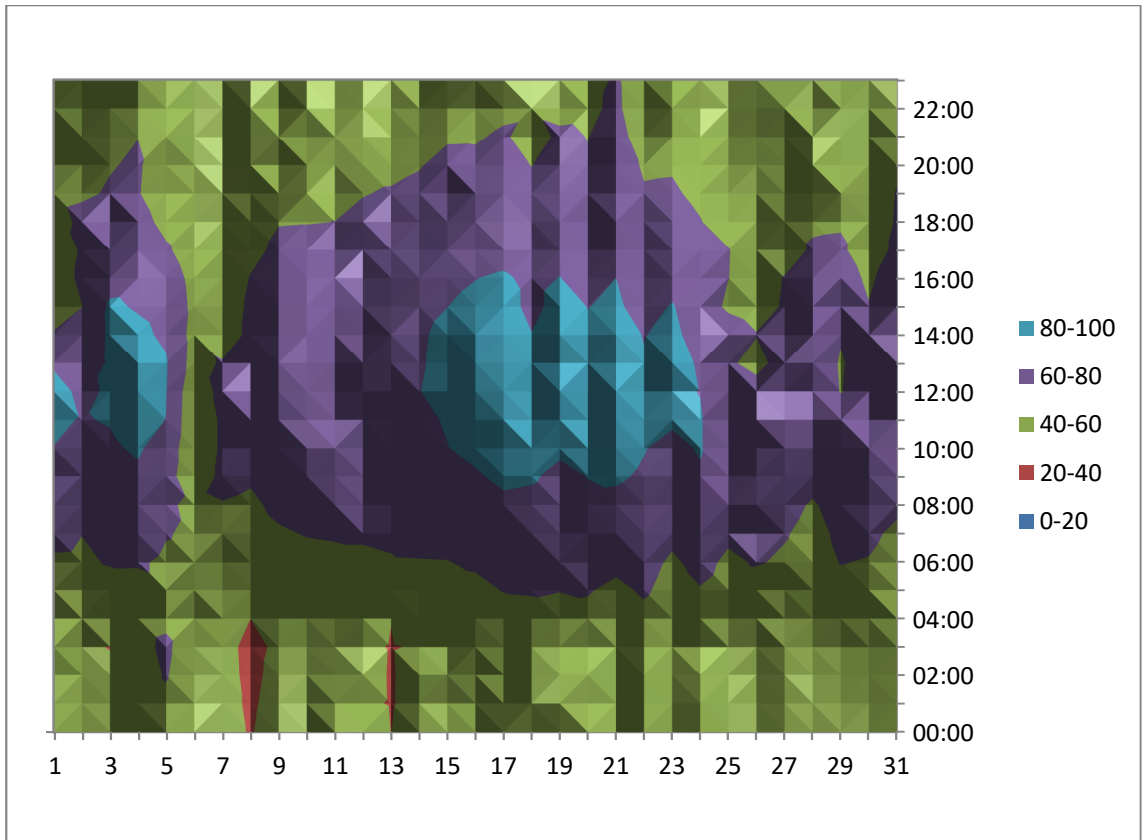
Şekil 7.11 Mayıs 2018 Hibrit Soğutma Saatlik Güç Kazancı Grafiği [kW]



Şekil 7.12 Mayıs 2018 Hibrit Soğutma Saatlik Güç Kazancı Topografik Grafiği [kW]



Şekil 7.13 Mayıs 2018 Hibrit Soğutma Saatlik Su Sarfiyatı Grafiği [ton/saat]



Şekil 7.14 Mayıs 2018 Hibrit Soğutma Saatlik Su Sarfiyatı Topografik Grafiği [ton/saat]

Çizelge 7.10’da sunulan değerler incelendiğinde yıllık kazancın en fazla olduğu bölgenin Aydın, Köşk İlçesi’nde gerçekleştiği görülmektedir. Yıllık kazanç sıralaması yapıldığında Köşk’ten sonra sırası ile Simav ve Ayvacık ilçeleri gelmektedir.

Çizelge 7.11’de hata oranları incelendiğinde aylık bazda en yüksek hata oranının yaklaşık %4 olduğu, toplamda ise en büyük hata payının yaklaşık %2,4 olduğu tespit edilmiştir. Çıkan sonuçlarda hata paylarının çoğu oldukça düşüktür.

Çizelge 7.11 Hibrit Soğutma Sistemi Hata Payı

HATA ANALİZİ [%]			
HİBRİT SİSTEM SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Mayıs	2,184086	2,762945	4,151769
Haziran	0,467742	0,838458	2,636877
Temmuz	0,421148	0,4748798	1,229533
Ağustos	0,3455526	0,6558702	1,085673
Eylül	0,917316	2,123248	3,040303
Toplam	0,714355	0,871586	2,390356

Hibrit soğutma sisteminde, mevcut kuru soğutma sistemine seri olarak eklenen, ıslak soğutma kulesine bağlanmış yüzey kondenseri kullanılır. Yüzey kondenseri maliyeti (7.1) denklemi ile bulunurken ıslak soğutma kulesi bedeli aşağıdaki denklemle hesaplanmıştır [84]:

$$M_{sk} = -9x 10^{-11}xA^3 - 8x10^{-6}xA^2 + 50,395xA + 44058 \quad [\$] \quad (7.3)$$

Burada “A” değişkeni ısı transferi yüzey alanını ifade eder.

Buna göre hibrit soğutma sistemi toplam maliyeti 1.052.820 \$ bulunmuştur. Yatırım maliyeti değerlerini göz önüne alarak elde edilen geri dönüş süreleri Çizelge 7.12’de gösterilmiştir:

Çizelge 7.12 Hibrit Soğutma Sistemi Ekonomik Analizi

EKONOMİK ANALİZ			
HİBRİT SİSTEM SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Toplam [\$]	547.682,5	487.238,4	499.005,1
Geri Dönüş Süresi [Yıl]	1,825875	2,052383	2,003988

7.4 İlave Soğutma Sistemli Model Analizi

İlave hava soğutma sistemli modelin regresyon denklemleri ile analizi yapılmıştır.

Çizelge 7.13 İlave Kuru Soğutma Sistemi ile Soğutma (Regresyon Analizi)

AYLIK KAZANÇ ANALİZİ			
İLAVE KURU SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Mayıs	63.728,01	64.464,33	64.807,37
Haziran	61.345,92	62.296,46	62.033,96
Temmuz	61.671,59	64.071,2	64.095,17
Ağustos	62.211,73	64.192,69	63.924,73
Eylül	61.454,44	62.198,71	62.593,25
Toplam [\$]	310.411,7	317.223,4	317.454,5

İlave hava soğutmalı kondenserin eklenmesi ile jeotermal santralde yaklaşık 800 kW güç artışı olduğu gözlenmiştir. 630 MW'lık kömür santrali için hava soğutmalı kondenserin yapım maliyeti 470 \$/kW olarak verilmiştir [85]. Hava soğutmalı kondensere ilave edilen ünite birim maliyeti 940 \$/kW olduğu varsayılırsa:

$$M_{hsk} = \Delta \dot{W} \times BF \text{ [$]} \quad (7.4)$$

Burada;

M_{hsk} : İlave hava soğutmalı kondenser bedeli

$\Delta \dot{W}$: İlave hava soğutmalı kondenser ile gerçekleşen güç kazancı

BF : Hava soğutmalı kondenser kurulum birim fiyatı [\$/kW]

$$M_{hsk} = 800[\text{kW}] \times 940 \left[\frac{\$}{\text{kW}} \right]$$

$$M_{hsk} = 752.000 \text{ \$}$$

Çizelge 7.14 İlave Kuru Soğutma Sistemi Ekonomik Analiz

EKONOMİK ANALİZ			
İLAVE HAVA SOĞUTMALI KONDENSER			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Toplam [\$]	310.411,7	317.223,4	317.454,5
Geri Dönüş Süresi [Yıl]	2,422589	2,370569	2,368844

BÖLÜM 8

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, jeotermal santrallerde hava soğutmalı sistemlerin yetersiz kaldığı sıcak günlerde, kuru soğutma sistemine ıslak soğutma bileşenleri eklenerek oluşturulan hibrit soğutma sistemleri incelenmiştir. Hibrit soğutma sistemleri gerçek bir santral modeli üzerinden analiz edilmiştir. Bu amaçla ORÇ'ne sahip binary (ikili) çevrim prensibi ile çalışan gerçek bir jeotermal santrali, bir ticari profesyonel termodinamik analiz programı olan Epsilon Professional ile modellenmiştir. Çalışmada çeşitli analizleri gerçekleştirmek için referans model, tamamen ıslak soğutma yapılan model, ilave kuru soğutma yapılan model ve üç farklı hibrit soğutma sistemi gibi çok sayıda santral modeli geliştirilmiştir. Modeller ile santrallerin performans ve su tüketim karakteristik özellikleri çıkarılmıştır. Her model için denklemler üretilerek, farklı iklimlerde santrallerin güç üretim ve su harcama değerlerinin hesaplanabilmesi imkânı sunulmuştur. Bulunan denklemleri doğrulamak için santral modelleri toplamda 33048 kez çalıştırılmıştır. Simülasyon sonuçları hata paylarının kabul edilebilir olduğunu ve çalışmada üretilen denklemlerin analizlerde kullanılabileceğini doğrulamıştır. Güç üretimi ve su kullanımı ile ilgili denklemler kullanılarak hibrit soğutma sistem alternatiflerinin ekonomik açıdan değerlendirilebileceği matematiksel modeller kurulmuştur.

Elde edilen denklemler ile her bölge için santral güç ve su tüketim değerleri hesaplanabilir. Bunun için bölgenin dış ortam ve bağıl nem değerleri meteoroloji

birimlerinden elde edilip, denklemlerde yerlerine konulursa saatlik hassas hesaplamalar yapılabilir. Bölgede bulunan su miktarına göre hibrit soğutma sistemlerinin çalıştırılacağı zaman dilimleri belirlenip sonuçlar buna göre çıkarılabilir. Bulunan denklemler ile santral işletmecisi kendi koşullarına göre hibrit soğutma sistemlerini değerlendirebilirler.

Bu çalışmada çıkarılan modeller ve denklemler ile üç farklı bölge göz önüne alınarak örnek bir vaka analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar Çizelge 8.1’de sunulmuştur:

Çizelge 8.1 Tüm Sistemlerin Ekonomik Analizi

EKONOMİK ANALİZ			
EVAPORATİF SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Toplam [\$]	275.904,7	176.266,3	170.545,2
Geri Dönüş Süresi [Yıl]	1,957198	3,063546	3,166316
HİBRİT KULE SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Toplam [\$]	627.629,3	510.796,8	497.623,7
Geri Dönüş Süresi [Yıl]	11,96566	14,70252	15,09173
HİBRİT SOĞUTMA SİSTEMİ			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Toplam [\$]	547.682,5	487.238,4	499.005,1
Geri Dönüş Süresi [Yıl]	1,825875	2,052383	2,003988
İLAVE HAVA SOĞUTMALI KONDENSER			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Toplam [\$]	310.411,7	317.223,4	317.454,5
Geri Dönüş Süresi [Yıl]	2,422589	2,370569	2,368844

Sonuçlar incelendiğinde en fazla kazancın hibrit kule soğutma sistemi ile elde edildiği gözlenmektedir. Hibrit soğutma sisteminin geri dönüş süresi farklı bölgelerde yaklaşık 2 sene hesaplanmıştır. Evaporatif soğutma sistemi için bölgenin iklim şartlarının çok önemli olduğu ortaya çıkmıştır. Köşk’te 2 sene gibi bir sürede yatırım amorti edilirken Ayvacık ve Simav’da bu süre 3 yıla çıkmaktadır. Hibrit kule seçeneğinin geri dönüş süresi çok yüksektir. Bu nedenle ekonomik yönden uygulanabilir bir seçenek olmadığı

ortaya çıkmıştır. İlave hava soğutmalı kondenser eklendiği zaman geri dönüş süresi her bölge için yaklaşık 2,5 sene hesaplanmıştır.

Analiz sonuçları, en uygun hibrit soğutma sisteminin, ıslak ve kuru soğutma sistemlerinin beraber kullanıldığı hibrit soğutma sisteminin olduğunu göstermiştir. Bu yöntemin işletme kolaylığı ve ekipman sağlığı açısından da avantajları vardır. Evaporatif soğutma sistemleri için makul geri dönüş süreleri gözlenmiştir. Hibrit kule yöntemi geri dönüş zamanı çok uzundur. Hesaplamalar neticesinde üretici firmaların tavsiyesi olan ilave hava soğutuculu kondenser eklemenin de ekonomik olarak değerlendirmeye alınabilir bir çözüm olduğu tespit edilmiştir. Bununla beraber mevcut sistemin kapasitesini %25 oranında artırmak ancak yaklaşık 800 kW'lık güç artışı sağlayabilmiştir.

Çalışmada modellerin net güç üretim değerleri de hesaplanmıştır. Net güç üretimleri dikkate alınarak yapılan analiz sonuçları Çizelge 8.2'de verilmiştir.

Çizelge 8.2 Net Güç Üretim Değerlerine Göre Sistemlerin Ekonomik Analizi

EKONOMİK ANALİZ			
EVAPORATİF SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Toplam [\$]	257.388,9	162.953	155.441,8
Geri Dönüş Süresi [Yıl]	2,097993	3,313839	3,473969
HİBRİT KULE SOĞUTMA			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Toplam [\$]	443.524,6	326.527,2	316.689,3
Geri Dönüş Süresi [Yıl]	16,91	22,96899	23,68252
HİBRİT SOĞUTMA SİSTEMİ			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Toplam [\$]	709.032,4	653.208,9	671.001,7
Geri Dönüş Süresi [Yıl]	1,484869	1,611766	1,569027
İLAVE HAVA SOĞUTMALI KONDENSER			
	Köşk	Ayvacık	Simav
Toplam [\$]	274.867,7	281.165,5	284.561,8
Geri Dönüş Süresi [Yıl]	2,735862	2,674582	2,64266

Çizelge 8.2 incelendiğinde net güç üretimi ve brüt güç üretimine göre yapılan hesaplamaların çok farklı sonuçlar verdiği görülmektedir. İkisi arasında net güç üretimi

dikkate alınarak bulunan değerleri kullanmak daha gerçekçi olacaktır. Brüt ve net güç üretim sonuçlarının değişik çıkması, modeller arasındaki iç ihtiyaç tüketimlerinin farklı olmasına bağlıdır. Referans modelde yaklaşık 2.115 kW olan iç ihtiyaç, hibrit kule modelinde 2.642 kW'a çıkarken, hibrit soğutma sistemi modelinde 1.631 kW'a düşmüştür. Bu nedenle hibrit kule modelinde net güç üretimine göre yapılan hesapta kazanç düşerken, hibrit soğutma sistemi modelinde net güç üretimi dikkate alındığında maddi getiri artmaktadır. Böylece hibrit soğutma sistemi geri dönüş süreleri 1,5 seneye kadar düşmektedir. Hibrit kule yatırımı geri dönüş süresi ise 17 yılı geçmektedir. Sonuçlar ıslak ve kuru soğutma sistemlerinin beraber kullanıldığı hibrit soğutma sisteminin en uygun soğutma sistemi olduğunu ortaya koymaktadır.

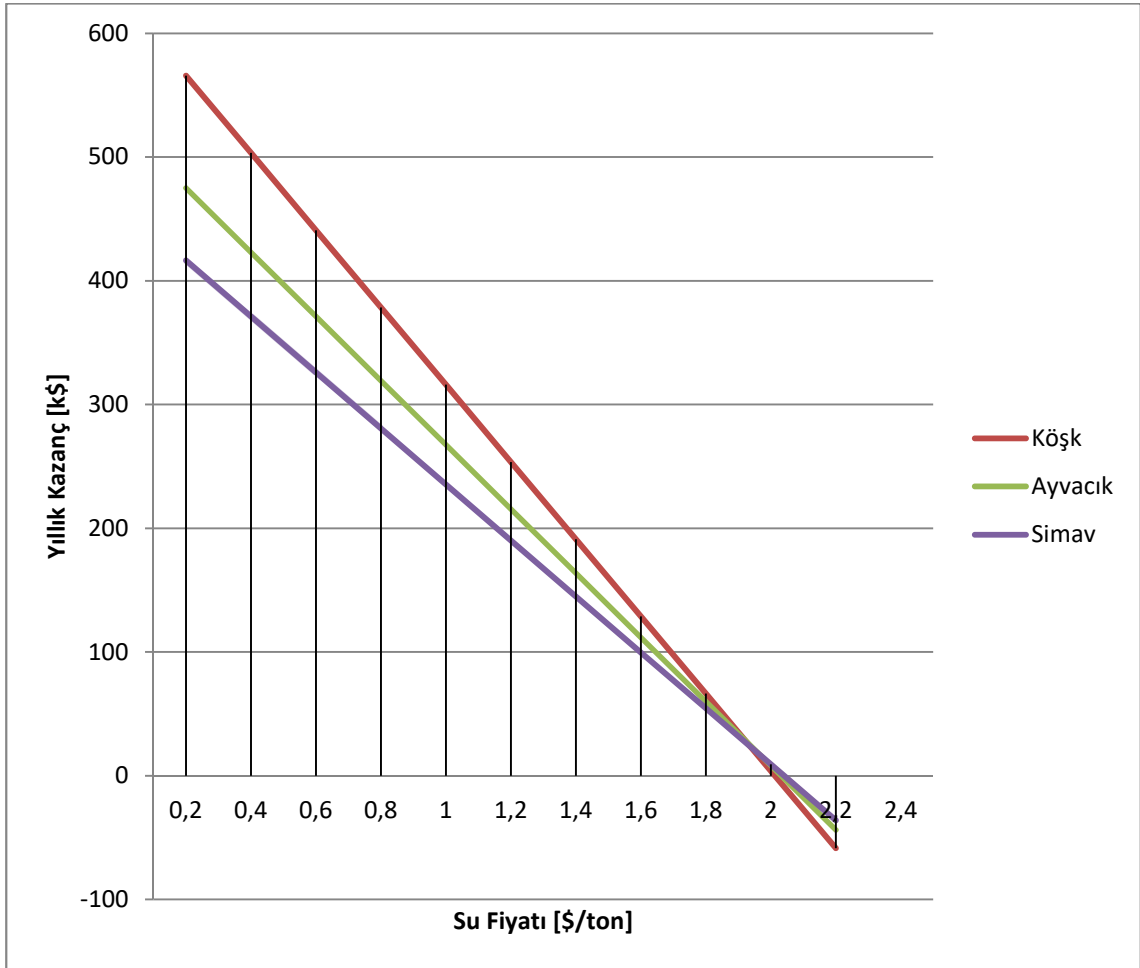
Hibrit soğutma sistemleri değerlendirilirken santralin bulunduğu bölgedeki su maliyetinin önemli bir parametre olduğu ortaya konmuştur. Çizelge 8.3'te su maliyetinin 0,2 \$/ton ile 4 \$/ton arasında değiştiği durumda 3 bölge için hassasiyet analizi yapılmıştır.

Çizelge 8.3 Su Fiyatına göre Hassasiyet Analizi

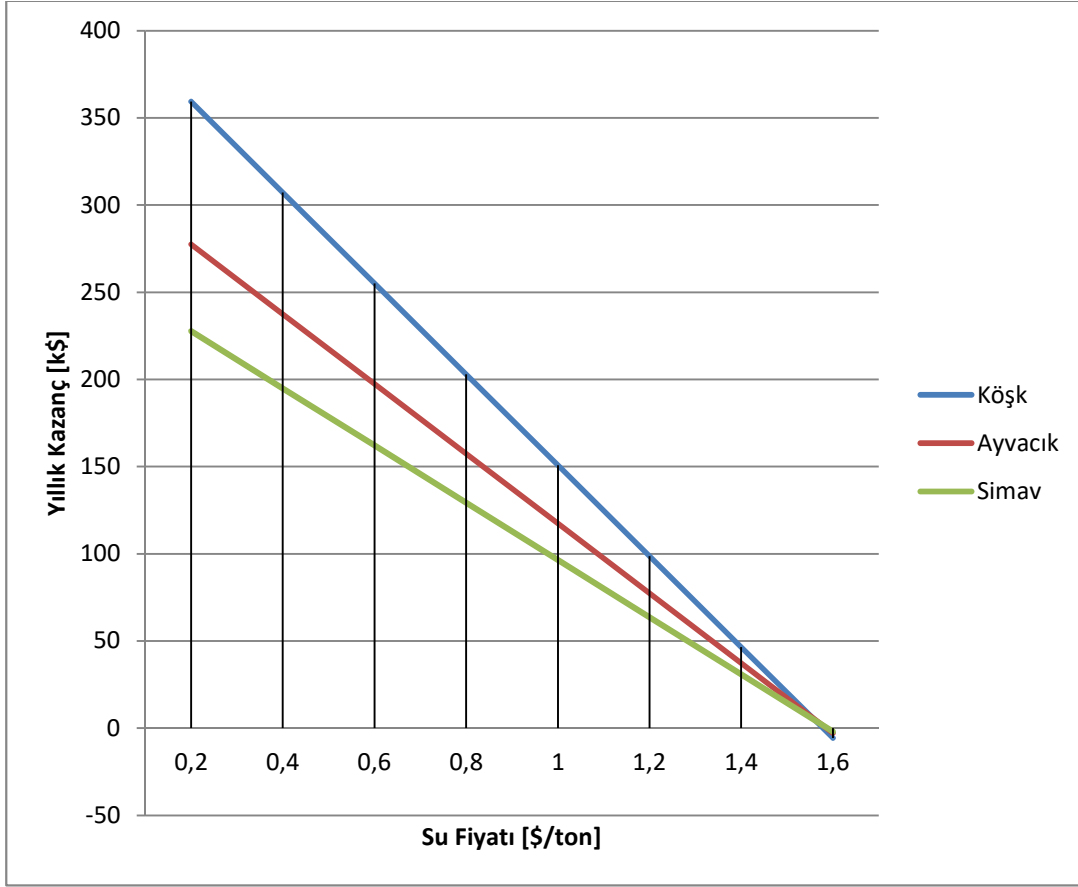
	Hibrit Kule Yıllık Kazanç [k\$]			Evaporatif Soğutma Yıllık Kazanç [k\$]			Hibrit Soğutma Yıllık Kazanç [k\$]		
Su Fiyatı [\$/ton]	Köşk	Ayvacık	Simav	Köşk	Ayvacık	Simav	Köşk	Ayvacık	Simav
0,2	566	475	416	359	277	228	803	779	762
0,4	503	423	371	307	237	195	755	735	721
0,6	441	371	326	255	197	162	707	691	679
0,8	378	319	281	203	157	129	659	647	638
1	316	267	235	151	117	96	611	603	596
1,2	254	216	190	99	77	64	563	559	555
1,4	191	164	145	47	37	31	515	515	514
1,6	129	112	100	-6	-3	-2	466	471	472
1,8	66	60	54	-	-	-	418	427	431
2	4	8	9	-	-	-	370	383	389
2,2	-59	-44	-36				322	339	348
2,4	-	-	-	-	-	-	274	295	306
2,6	-	-	-	-	-	-	226	251	265
2,8	-	-	-	-	-	-	178	207	223
3	-	-	-	-	-	-	130	163	182
3,2	-	-	-	-	-	-	82	119	140
3,4	-	-	-	-	-	-	34	75	99
3,6	-	-	-	-	-	-	-14	31	57
3,8	-	-	-	-	-	-	-	-13	16
4	-	-	-	-	-	-	-	-	-25

Çizelge 8.3 incelendiğinde hibrit kule modelinde suyun maliyeti 2 \$/ton'u geçtiği zaman artık kazanç elde edilemediği görülmektedir. Bu değer evaporatif soğutma sisteminde 1,4 \$/ton ve hibrit soğutma sisteminde Köşk için 3,4 \$/ton, Ayvacık için 3,6 \$/ton ve Simav için 3,8 \$/ton'dur. Hibrit soğutma sistemi uygulandığı zaman suyun çok pahalı olduğu durumlarda bile kazanç elde edilebildiği görülmüştür.

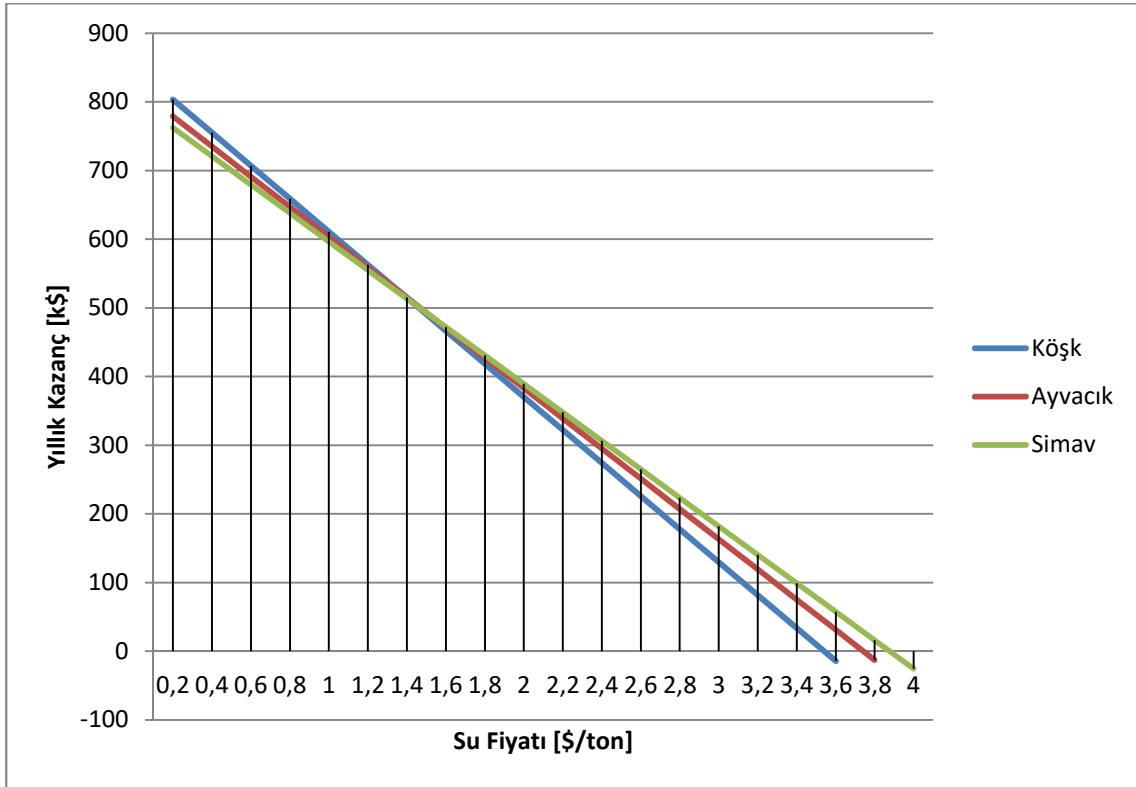
Şekil 8.1'de hibrit kule sisteminin 3 bölge için su fiyatı hassasiyet analiz grafiği gösterilmiştir. Aynı grafik evaporatif soğutma için Şekil 8.2'de, hibrit soğutma için Şekil 8.3'de sunulmuştur.



Şekil 8.1 Hibrit Kule Su Fiyatına Göre Yıllık Kazanç Eğrileri



Şekil 8.2 Evaporatif Soğutma Su Fiyatına Göre Yıllık Kazanç Eğrileri



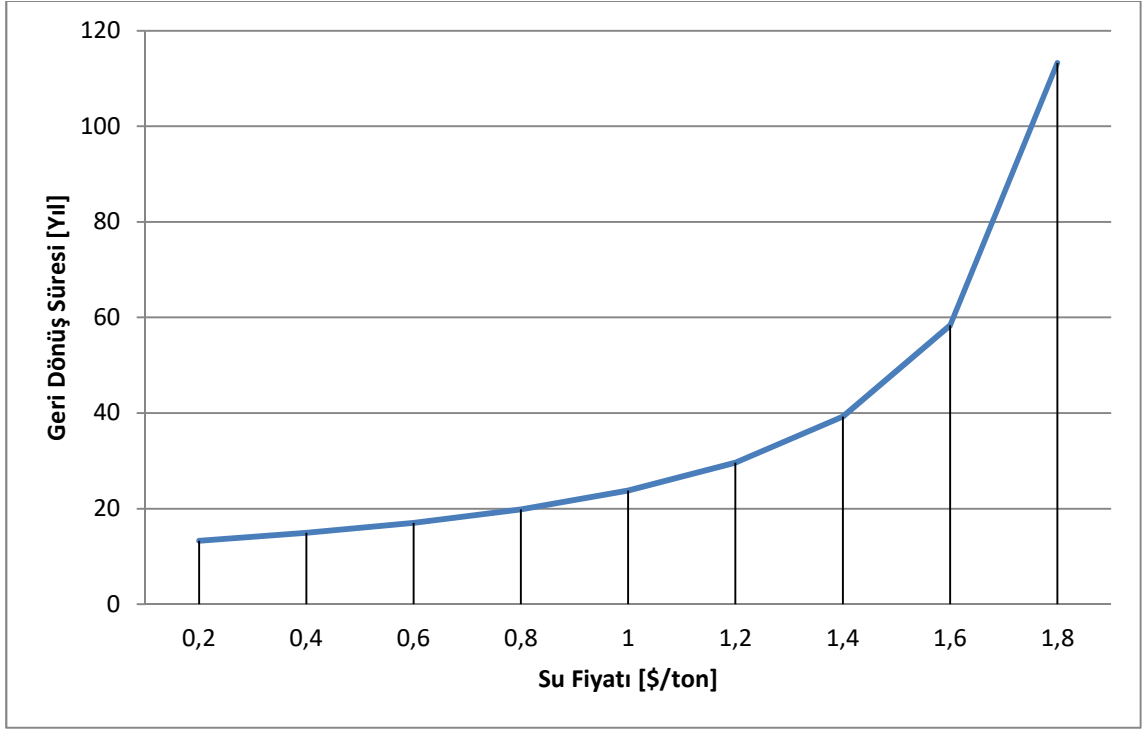
Şekil 8.3 Hibrit Soğutma Su Fiyatına Göre Yıllık Kazanç Eğrileri

Çizelge 8.4'te ise bu çalışmada incelenen üç hibrit sistemi; hibrit kule, evaporatif soğutma ve hibrit soğutma sistemleri için su fiyatına göre yatırım geri dönüş süreleri hesaplanarak gösterilmiştir. Bu analiz Köşk İlçesi için yapılmıştır. Çizelge 8.4'te gözüktüğü üzere, hibrit kule pahalı bir yatırım olduğu için bütün su maliyeti aralığında yatırım yapılabilir değildir. Evaporatif soğutucu ise 1,2 \$/ton su bedeline kadar cazip bir yatırım iken bu değerden sonra geri dönüş süresi yatırım yapmak için uzun kabul edilebilecek mertebeye gelmektedir. Hibrit soğutma sistemleri ise pahalı sayılabilecek su fiyatlarında bile yatırım yapılabilir özelliğini korumaktadır. Yaklaşık 3 \$/ton su bedeline kadar bu sistemlere yatırım yapılabilir. Bu sonuçlar hibrit soğutma sistemleri içinde ıslak ve kuru soğutma bileşenlerinin beraber kullanılarak oluşturulan hibrit soğutmanın en uygun seçenek olduğunu göstermiştir.

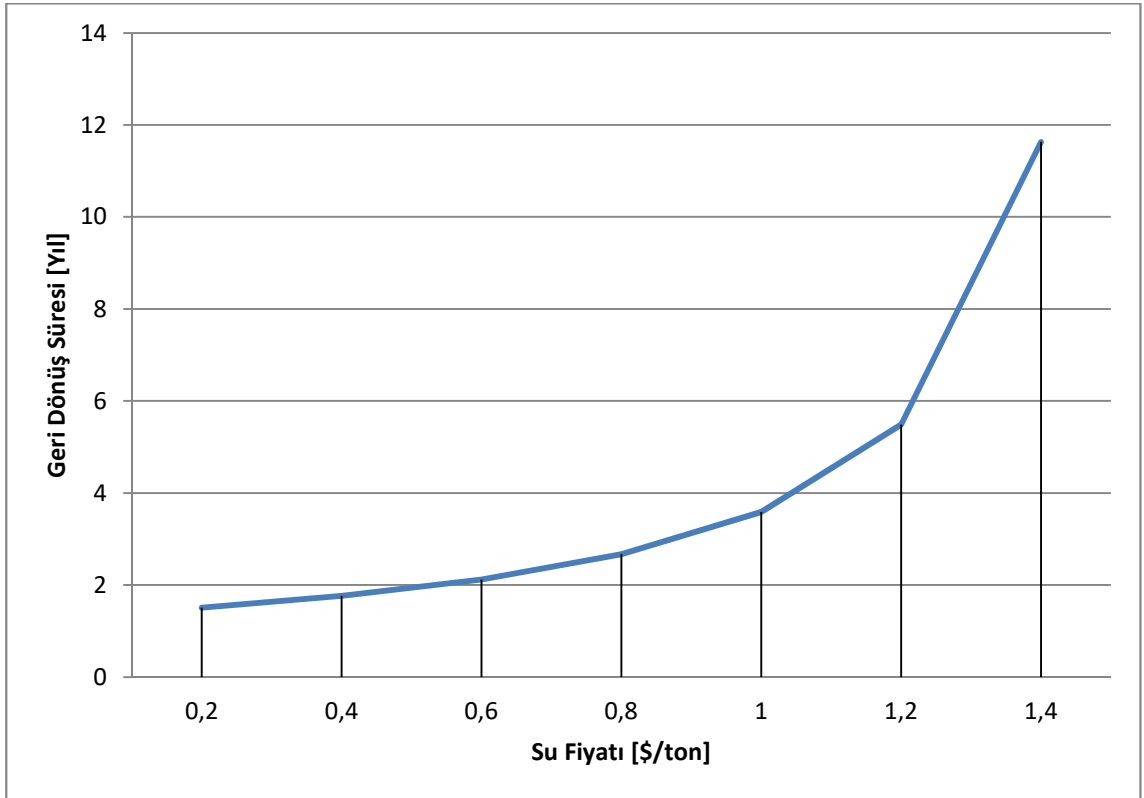
Çizelge 8.4 Su Fiyatına göre Geri Dönüş Süreleri Hassasiyet Analizi

Su Fiyatı [\$/ton]	Hibrit Kule	Evaporatif Soğutucu	Hibrit Soğutma
0,2	13,28	1,51	1,31
0,4	14,92	1,76	1,39
0,6	17,04	2,12	1,49
0,8	19,85	2,67	1,60
1	23,77	3,59	1,72
1,2	29,62	5,49	1,87
1,4	39,29	11,63	2,05
1,6	58,34	-	2,26
1,8	113,25	-	2,52
2	-	-	2,84
2,2	-	-	3,27
2,4	-	-	3,84
2,6	-	-	4,66
2,8	-	-	5,92
3	-	-	8,11
3,2	-	-	12,89
3,4	-	-	31,34

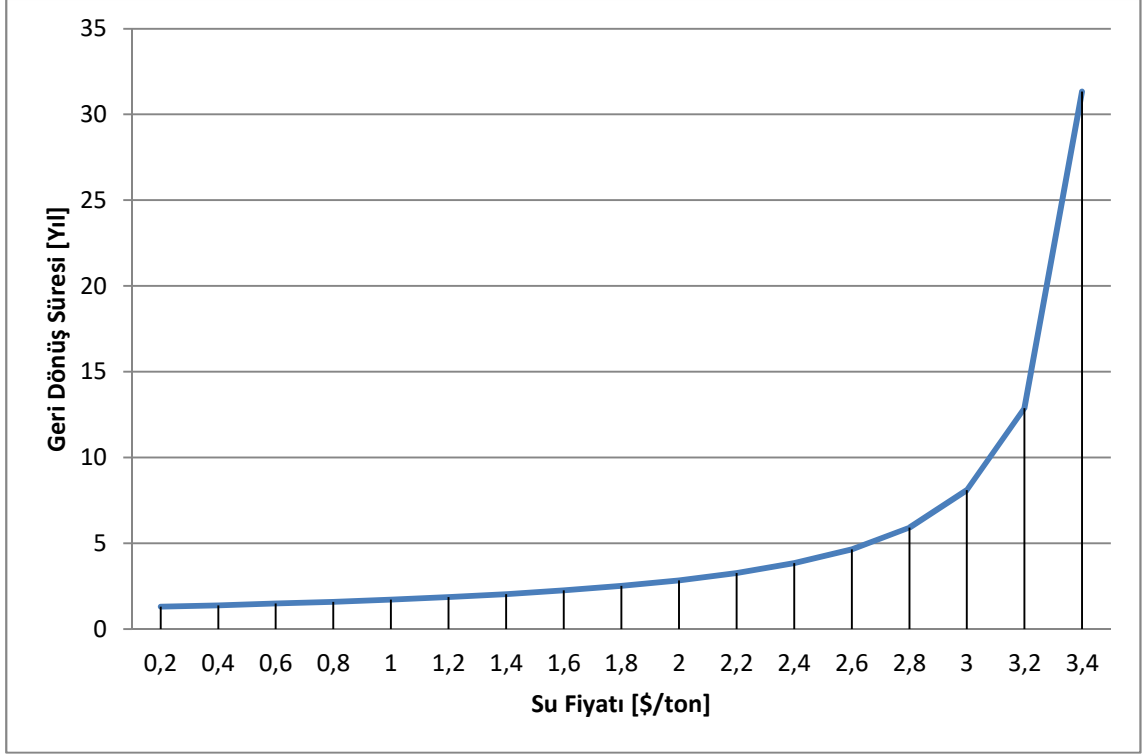
Şekil 8.4'te hibrit kule modeli için farklı su maliyet değerlerine göre geri dönüş süreleri hassasiyet analizi grafikte gösterilmiştir. Şekil 8.5'te evaporatif soğutma sistemlerinin değişik su bedelleri için hesaplanan geri dönüş süreleri sunulmuştur. Şekil 8.6'da ise ucuz maliyetliden pahalı su fiyatlarına göre hibrit soğutma sistemleri için bulunan yatırım geri dönüş süreleri gösterilmiştir.



Şekil 8.4 Hibrit Kule Su Fiyatına göre Geri Dönüş Süresi



Şekil 8.5 Evaporatif Soğutma Su Fiyatına göre Geri Dönüş Süresi



Şekil 8.6 Hibrit Soğutma Su Fiyatına göre Geri Dönüş Süresi

Örnek vaka analizi, farklı iklim koşullarının santral performansını ve işletme maliyetlerini önemli ölçüde etkilediğini açıkça ortaya koymuştur. Bu sonuç, bir santralin dizayn ya da modifikasyon yapımı aşamasında iklim koşullarının dikkate alınmayarak başka sahalarda bulunan santraller için hazırlanmış kullanıma hazır dizayn değerlerinin değiştirilmeden başka bir iklim ve bölgede bulunan değişik bir santral için kullanılmasının maddi yönden çok ciddi zararlara neden olabileceğini göstermiştir. Bu nedenle her santralle ilgili dizayn veya modifikasyon aşamasında, santralin bulunduğu iklim ve bölgesel şartlar mutlaka dikkate alınmalı ve dizayn optimizasyonları buna göre yapılmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] Ashwood, A. ve Bharathan, D., (2011). Hybrid Cooling Systems for Low-Temperature Geothermal Power Production, Technical Report, NREL/TP-5500-48765.
- [2] Maulbetsch, J., (2004). Comparison of Alternate Cooling Technologies for U.S. Power Plants, Electric Power Research Institute, Final Report 1005358.
- [3] Maulbetsch, J., (2012). Economic Evaluation of Alternative Cooling Technologies, Electric Power Research Institute, Technical Update 1024805.
- [4] Bharathan, D., (2013). Hybrid Cooling for Geothermal Power Plants, Technical Report, NREL/TP-5500-58024.
- [5] Carter, T.P., Furlong, J.W., Bushart, S.P. ve Shi, J., (2013). "Thermosyphon Cooler Hybrid System for Water Saving Power Plant Heat Rejection", ASME 2013 Power Conference, 29 July-01 August, Boston.
- [6] Card, R.W., (2014). "Performance Testing of Hybrid Wet-Dry Cooling Systems: Insights from Numerical Modeling", ASME 2014 Power Conference, 28-31 July, Baltimore, Maryland.
- [7] Clayton, M.E., Stillwell, A.S. ve Webber, M.E., (2010). "Model of Implementing Advanced Power Plant Cooling Technologies to Mitigate Water Management Challenges in Texas River Basins", ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, 12-18 November, Vancouver.
- [8] Maulbetsch, J., (2011). Hybrid Cooling Systems-Technology Overview, Electric Power Research Institute, Final Report 1024710.
- [9] Asvapoositkul, W., Kuansathan, M., (2014). "Comparative Evaluation of Hybrid (Dry/Wet) Cooling Tower", Applied Thermal Engineering, 71: 83-93.
- [10] Streng, A., (1998). "Combined Wet/Dry Cooling Towers of Cell-Type Construction", Journal of Energy Engineering, 124 (3): 104-121.
- [11] Zhai, H. ve Rubin, E.S., (2016). "A Techno-Economic Assessment of Hybrid Cooling Systems for Coal and Natural-Gas-Fired Power Plants with and without Carbon Capture and Storage", Environmental Science & Technology, 50: 4127-4134.

- [12] Kozubal, E. ve Kutscher, C., (2003). "Analysis of a Water-Cooled Condenser in Series with an Air-Cooled Condenser for a Proposed 1 MW Geothermal Power Plant", Geothermal Resources Council Transactions, Vol 27, 12-15 October, 587-591.
- [13] Buys, A., Gladden, C. ve Kutscher, C., (2006). "Annual Simulation Results for an Air-Cooled Binary Power Cycle Employing Flash Cooling Enhancement", Geothermal Resources Council Transactions, 30:723-727.
- [14] Jung, D. ve Wai, K., (2002). "Brine Enhanced Air Cooling (BEAC) Utilizing Hot Geothermal Brine for Air Cooling", Geothermal Resources Council Transactions, 26: 755-761.
- [15] Pan, S.Y., Snyder, S.W., Packman, A.I., Lin, Y.J. ve Chiang, P.C., (2018). "Cooling Water Use in Thermoelectric Power Generation and its Associated Challenges for Addressing Water-Energy Nexus", Water-Energy Nexus, 1: 26-41.
- [16] Faletti, D.W., (1981). Cost Benefits from Applying Advanced Heat Rejection Concepts to a Wet/Dry-Cooled Binary Geothermal Plant, U.S. Department of Energy, DE-AC06-76RL0 1830.
- [17] Boulay, R.B., Cerha, M.J. ve Massoudi, M., (2005). "Dry and Hybrid Condenser Cooling Design to Maximize Operating Income", PWR2005 ASME Power, 5-7 April, Chicago.
- [18] Larinoff, M.W. ve Forster, L.L., (1976). "Dry and Wet-Peaking Tower Cooling Systems for Power Plant Application", Journal of Engineering for Power, July 1976, 335-346.
- [19] Card, R.W., (2013). "Economic Design of Hybrid Wet-Dry Cooling Systems", ASME 2013 Power Conference, 29 July-01 August, Boston.
- [20] Maulbetsch J., (2002). Comparison of Alternate Cooling Technologies for California Power Plants: Economic, Environmental and Other Tradeoffs, California Energy Commission, 500-02-079F.
- [21] Zhang, G., He, S., Zhang, Z., Xu, Y. ve Wang, R., (2017). "Economic Analyses of Natural Draft Dry Cooling Towers Pre-Cooled Using Wetted Media", 10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, ISHVAC2017, 19-22 October, Procedia Engineering 205: 423-430.
- [22] Mills, W., Gabriel, A. ve Gabriel, D., (2012). Viability and Impacts of Implementing Various Power Plant Cooling Technologies in Texas, Texas Water Resources Institute.
- [23] Bamberger, J.A. ve Allemann, R.T., (1982). Economic Evaluation of Four Types of Dry/Wet Cooling Applied to the 5-MWe Raft River Geothermal Power Plant, U.S. Department of Energy, DE-AC06-76RL0 1830.
- [24] DiFilippo, M. ve Maulbetsch, J., (2003). Spray Cooling Enhancement of Air-Cooled Condensers, Electric Power Research Institute, Final Report 1005360.
- [25] Çengel, Y.A. ve Kanoğlu, M., (1999). "Improving the Performance of an Existing Air-Cooled Binary Geothermal Power Plant: A Case Study", Journal of Energy Resources Technology, 121: 196-202.

- [26] Rezaei, E., Shafiei, S. ve Abdollanezhad, A., (2010). "Reducing Water Consumption of an Industrial Plant Cooling Unit Using Hybrid Cooling Tower", *Energy Conversion and Management*, 51: 311-319.
- [27] Hu, H., Li, Z., Jiang, Y. ve Du, X., (2018). "Thermodynamic Characteristics of Thermal Power Plant with Hybrid (Dry/Wet) Cooling System", *Energy*, 147: 729-741.
- [28] Barigozzi, G., Perdichizzi, A. ve Ravelli, S., (2014). "Performance Prediction and Optimization of a Waste to Energy Cogeneration Plant with Combined Wet and Dry Cooling System", *Applied Energy*, 115: 65-74.
- [29] Graaff, A.H., (2017). Performance Evaluation of a Hybrid (Dry/Wet) Cooling System, Yüksek Lisans Tezi, Stellenbosch University.
- [30] DiFilippo, M.N., Maulbetsch, J., (2018). Evaluating Cost, Performance and Water Conserving Capability of Hybrid Cooling, California Energy Commission, CEC-500-2018-015.
- [31] Dehaghani, S.T. ve Ahmadikia, H., (2017). "Retrofit of a wet Cooling Tower In Order To Reduce Water and Fan Power Consumption Using a Wet/Dry Approach", *Applied Thermal Engineering*, 125: 1002-1014.
- [32] Xiao, L., Ge, Z., Yang, L. ve Du, X., (2018). "Numerical Study on Performance Improvement of Air-Cooled Condenser by Water Spray Cooling", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 125: 1028-1042.
- [33] Heyns, J.A., (2008). Performance Characteristics of an Air-Cooled Steam Condenser Incorporating a Hybrid (Dry/Wet) Dephlegmator, Yüksek Lisans Tezi, Stellenbosch University.
- [34] Kutscher, C. ve Costenaro, D., (2002). "Assessment of Evaporative Cooling Enhancement Method for Air-Cooled Geothermal Power Plants", *Geothermal Resources Council Annual Meeting*, 22-25 September, Nevada.
- [35] DiPippo, R., (2015). "Geothermal Power Plants: Evolution and Performance Assessments", *Geothermics*, 53: 291-307.
- [36] Saibi, H., Finsterle, S., Bertani, R. ve Nishijima, J., (2013). Chapter 54: Geothermal Energy, *Handbook of Sustainable Engineering*, Springer Science, ISBN: 978-1-4020-8938: 1019-1042.
- [37] Moya, D., Aldas, C., ve Kaparaju, P., (2018). "Geothermal Energy: Power Plant Technology and Direct Heat Applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 94: 889-901.
- [38] Ito, T. ve Ruiz, C., (2017). Geothermal Power Technology Brief, International Renewable Energy Agency, ISBN 978-92-9260-036-5.
- [39] Sigfusson, B. ve Uihlein, A., (2015). 2014 JRC Geothermal Energy Status Report: Technology, Market and Economic Aspects of Geothermal Energy in Europe, JRC Science and Policy Reports, European Commission.
- [40] Whiteman, A., Esparrago, J., Rueda, S., Elsayed, S. ve Arkhipova, I., (2019). Renewable Capacity Statistics 2019, International Renewable Energy Agency (IRENA), Abu Dabi.

- [41] BP, (2019). BP Energy Outlook: 2019 Edition, London.
- [42] Melikoğlu, M., (2017). "Geothermal Energy in Turkey and Around the World: A Review of the Literature and an Analysis Based on Turkey's Vision 2023 Energy Targets", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 76: 485-492.
- [43] Haklıdır, F.S.T., Balaban, T.Ö., (2019). "A Review of Mineral Precipitation and Effective Scale Inhibition Methods at Geothermal Power Plants in West Anatolia (Turkey)", Geothermics, 80: 103-118.
- [44] Aksoy, N., (2014). "Power Generation from Geothermal Resources in Turkey", Renewable Energy, 68: 595-601.
- [45] Türkiye Cumhuriyeti Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı Resmi Sitesi, <https://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Sayfalar/Jeotermal>, 13 Mart 2019.
- [46] Türkiye Elektrik İletim A.Ş. Resmi Sitesi, <https://www.teias.gov.tr/>, 15 Ağustos 2019.
- [47] Kagel, A., (2008). The State of Geothermal Technology, Part II: Surface Technology, Geothermal Energy Association, U.S. Department of Energy.
- [48] DiPippo, R., (2007). Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact, Second Edition, Butterworth-Heinemann, Massachusetts.
- [49] Çengel, Y.A. ve Kanoğlu, M., (1999). "Retrofitting a Geothermal Power Plant to Optimize Performance: A Case Study ", Journal of Energy Resources Technology, ASME, 121: 295-301.
- [50] Usman, M., Imran, M., Yang, Y., Lee, D.H. ve Park, B.S. (2017). "Thermo-economic Comparison of Air-Cooled and Cooling Tower Based Organic Rankine Cycle (ORC) with R245fa and R1233zde as Candidate Working Fluids for Different Geographical Climate Conditions", Energy, 123: 353-366.
- [51] Colonna, P., Casati, E., Trapp, C., Mathijssen, T., Larjola, J., Saaresti, T.T. ve Uusitalo, A., (2015). "Organic Rankine Cycle Power Systems: From the Concept to Current Technology, Applications and an Outlook to the Future", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 137: 100801:1-100801:19.
- [52] Tomarov, G.V. ve Shipkov, A.A., (2016). "Modern Geothermal Power: Binary Cycle Geothermal Power Plants", Thermal Engineering, Energy Conservation, New and Renewable Energy Sources, 64: 243-250.
- [53] Karadaş, M., (2013). Performance Assesment of a Binary Cycle Geothermal Power Plant, Yüksek Lisans Tezi, İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü.
- [54] Yüzer, O., (2010). Kalina Çevrimli Jeotermal Elektrik Santrallerinin Performans Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [55] Maulbetsch, J., (2014). Chapter 4: Economic Considerations and Drivers, Thermal Power Plant Cooling: Context and Engineering, ISBN: 9780791860250.

- [56] Shi, J., Zapke, A., Maulbetsch, J., (2015). Power Plant Cooling System Overview: Guidance for Researchers and Technology Developers, Electric Power Research Institute, Final Report 3002007194.
- [57] Tsou, J.L., Maulbetsch, J. ve Shi, J., (2013). Power Plant Cooling System Overview for Researches and Technology Developers, Electric Power Research Institute, Report 3002001915.
- [58] Hensley, J.C., (2009). Cooling Tower Fundamentals, Second Edition, SPX Cooling Technologies, Kansas.
- [59] Deziani, M., Rahmani, Kh., Roudaki, S.J.M. ve Kordloo, M., (2017). "Feasibility Study for Reduce Water Evaporative Loss in a Power Plant Cooling Tower by Using Air to Air Heat Exchanger with Auxiliary Fan", Desalination, 406: 119-124.
- [60] Wilber, K., Maulbetsch, J., (2005). Air-Cooled Condenser Design, Specification and Operation Guidelines, Electric Power Research Institute, Final Report 1007688.
- [61] He, S., Gürgenci, H., Guan, Z., Hooman, K., Zou, Z. Ve Sun, F., (2016). "Comparative Study on the Performance of Natural Draft Dry, Pre-Cooled and Wet Cooling Towers, Applied Thermal Engineering, 99: 103-113.
- [62] Maulbetsch, J., (2013). "Hybrid Cooling for Thermal-Electric Power Generation", ASME 2013 Heat Transfer Summer Conference, 14-19 July, Minneapolis.
- [63] De Backer, L. ve Wurtz, W. M., (2003). "Why Every Air Cooled Steam Condenser Needs a Cooling Tower", Cooling Technology Institute Annual Conference, 10-13 February, Texas.
- [64] Molis, S. ve Levine, P., (1999). Combustion Turbine Spray Cooler Guide, Electric Power Research Institute, Interim Report TR-113983.
- [65] He, S., Xu, Y., Zhang, G., Hooman, K. ve Gao, M., (2017). "Selection of Wetted Media for Pre-Cooling of Air Entering Natural Draft Dry Cooling Towers", Applied Thermal Engineering, 114: 857-863.
- [66] Sanders, K. T., (2015). "Critical Review: Uncharted Waters? The Future of the Electricity-Water Nexus", Environmental Science&Technology, American Chemical Society, 49: 51-66.
- [67] Mielke, E., Anadon, L.D. ve Narayanamurti, V., (2010). Water Consumption of Energy Resource Extraction, Processing and Conversion, Belfer Center for Science and International Affairs, Harvard Kennedy School, Cambridge.
- [68] Barker, B. ve Maulbetsch, J., (2008). Water Use for Electric Power Generation, Electric Power Research Institute, Final Report 1014026.
- [69] El-Khozondar, B., (2017). Investigating the Use of Water for Electricity Generation at Turkish Power Plants, Yüksek Lisans Tezi, Hacettepe Üniversitesi.
- [70] Steag Energy Services, <https://www.steag-systemtechnologies.com/en/products/ebsilon-professional/>, 13 Mart 2019

- [71] Wendt, D. ve Mines, G., (2011). "Effect of Ambient Design Temperature on Air-Cooled Binary Plant Output" , Geothermal Research Council Transactions, 35: 1357-1363.
- [72] Roedder, M., Neef, M., Laux, C. ve Priebe, K.P., (2016). "Systematic Fluid Selection for Organic Rankine Cycles and Performance Analysis for a Combined High and Low Temperature Cycle" , Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, ASME, 138: 031701-1: 031701-9.
- [73] Ghasemi, H., Paci, M., Tizzanini, A. ve Mitsos, A., (2013). "Modeling and Optimization of a Binary Geothermal Power Plant" , Energy, 50: 412-428.
- [74] Ganjehsarabi, H., Güngör, A. ve Dinçer, İ., (2012). "Exergetic Performance Analysis of Dora II Geothermal Power Plant in Turkey", Energy, 46: 101-108.
- [75] Çengel, Y. A. ve Boles, M. A., (2011). Termodinamik: Mühendislik Yaklaşımıyla, Beşinci Baskı, İzmir Güven Kitabevi, İzmir.
- [76] Çengel, Y. A., (2012). Isı ve Kütle Transferi: Pratik Bir Yaklaşım, Üçüncü Basım, İzmir Güven Kitabevi, İzmir.
- [77] Çengel, Y.A. ve Cimbala, J.M., (2012). Akışkanlar Mekaniği: Temelleri ve Uygulamaları, İzmir Güven Kitabevi, İzmir.
- [78] Steag Energy Services, Epsilon Professional Help Files, 13 Mart 2019.
- [79] Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Elektrik Enerjisi Üretimi Amaçlı Kullanımına İlişkin Kanun, Kanun No:5346, Kabul Tarihi: 10/05/2005, Resmi Gazete, Tarih:18/05/2005, Sayı:25819.
- [80] Yeniköy Santrali, (2019). Su Maliyet Hesabı, Kütahya.
- [81] Tunçbilek Santrali, (2019). Su Maliyet Hesabı, Muğla.
- [82] Çan Santrali, (2019). Su Maliyet Hesabı, Çanakkale.
- [83] Türkiye Cumhuriyeti Merkez Bankası, Günlük Kur Değerleri, <https://www.tcmb.gov.tr/wps/wcm/connect/tr/tcmb+tr/main+page+site+area/bugun>, 22/05/2019.
- [84] Office of Water, EPA, (2000). Economic and Engineering Analyses of the Proposed 316(b) New Facility Rule, U.S. Environmental Protection Agency, EPA-821-R-00-019.
- [85] Tenaska Trailblazer Partners, (2011). Cooling Alternatives Evaluation for a New Pulverized Coal Power Plant with Carbon Capture, Texas, ABD.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Tuğrul BAŞARAN
Doğum Tarihi ve Yeri : 08.09.1980, İstanbul
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : tugrulbasaran@me.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Mekatronik Mühendisliği	Sabancı Üniversitesi	2010
Lisans	Makine Mühendisliği	Gazi Üniversitesi	2004
Lise	Fen - Matematik	Kadıköy Anadolu Lisesi	1999

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2019 - Halen	Integrity NDT	Teknik Müdür
2009 - 2019	Trakya Elektrik Santrali	Mekanik Bakım Mühendisi
2007 - 2008	Eczacıbaşı İlaç Fabrikası	Validasyon Uzmanı
2004 - 2006	Siemens A.Ş. Türbin Servisi	Saha Mühendisi

YAYINLARI

Bildiri

1. Başaran, T. ve Çetin, B., (2018). "Improving Performance of a Geothermal Power Plant by Evaporative Air Cooling", International Conference on Multidisciplinary Science (ICOMUS), 19-21 Ekim, Antalya.

Makale

1. Başaran, T., Dağdaş, A. ve Akkoyunlu, M.T., (2015). "Effects of Steam Conditions on Performance of Coal Fired Power Plants: Power Plant Strategies for Turkey", Kasma Journal, 43/2: 91-116.
2. Başaran, T., Dağdaş, A. ve Akkoyunlu, M.T., (2015). "Performance Analysis of Supercritical Binary Geothermal Power Plants", Advances in Mechanical Engineering, 7/1: 326839.

Yüksek Lisans Tezi

1. Başaran, T., (2010). Performance and Degradation Evaluation of a Combined Cycle Power Plant, Ms Thesis, Sabancı University.