

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**JEOTERMAL ENERJİ KAYNAKLARININ OPTİMAL
KULLANIM MODELİNİN GELİŞTİRİLMESİ VE
YÖRESEL UYGULAMASI**

Mak. Yük. Müh. Ahmet DAĞDAŞ

**F.B.E. Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programında
Hazırlanan**

DOKTORA TEZİ

154317

Tez Savunma Tarihi
Tez Danışmanı
Jüri Üyeleri

: 21 Haziran 2004
: Prof. Dr. Recep ÖZTÜRK (YTÜ)
: Prof. Dr. Bahri ŞAHİN (YTÜ)
: Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ (İTÜ)
: Prof. Dr. Ahmet BAYÜLKEN (İTÜ)
: Prof. Dr. Osman ISIKAN (MÜ)

İSTANBUL, 2004

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	vi
ALT İNDİSLER:	vi
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖNSÖZ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xiv
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	3
2.1 Önceki Çalışmaların Değerlendirilmesi	16
3. JEOTERMAL ENERJİ İLE İLGİLİ GENEL BİLGİLER	18
3.1 Jeotermal Enerjiden Yararlanma Alanları	18
3.2 Jeotermal Enerjiden Yararlanmanın Tarihsel Gelişimi	18
3.3 Dünyadaki Jeotermal Enerji Potansiyeli	20
3.4 Türkiye'deki Jeotermal Enerji Potansiyeli	24
3.4.1 Elektrik Üretimi	24
3.4.2 Bölgesel Isıtma Sistemi	25
3.4.3 Sera Uygulamaları	25
3.4.4 Kaplıca, Termal Tesis ve Diğer Kullanımlar	26
4. JEOTERMAL ENERJİDEN ELEKTRİK ÜRETMEK AMACIYLA KULLANILAN GÜÇ ÇEVİRİMLERİ	28
4.1 Doğrudan Buhar Çevrimi	28
4.2 Flaş - Buhar Çevrimleri	30
4.2.1 Tek Flaşlı Çevrim	31
4.2.2 Çift Flaşlı Çevrim	32
4.3 Binary (İkili) Çevrim	33
4.4 Kombine Tek Flaş-Binary Çevrimi	36
4.5 Doğrudan Buhar – Binary Hibrid Çevrimi	37
4.6 Çift Kademeli Binary Çevrimi	38
4.7 Kalina Çevrimi	39
4.7.1 Buharlaştırma	40

4.7.2	Yoğuşma.....	41
4.7.3	Rekuperasyon	42
4.7.4	Çevrimin Çalışma Prensipleri.....	43
4.8	Çift Fazlı Döner Ayırıştırıcı Güç Çevrimi.....	43
4.8.1	Üst Çevrim.....	45
4.8.2	Alt Çevrim	45
4.8.3	Çift fazlı santral maliyetleri.....	46
4.8.4	Çift Fazlı Çevrimin Termodinamiği	47
4.9	Trilateral Çevrimi	48
5.	DENİZLİ-KIZILDERE JEOTERMAL GÜÇ SANTRALİ.....	52
5.1	Mevcut Santralin Çalışma Şartları.....	53
5.2	Ekserji ve Enerji Analizleri	55
5.3	Mevcut Santralin Performansı	57
5.4	Optimum Flaşlama Basıncının Belirlenmesi	58
5.5	Mevcut Santralin Güç Üretimini Artırmak İçin Önerilen Kombine Tek Flaş-Binary Sisteminin Analizi	59
5.6	Optimum Flaşlama Basıncı ve Optimum İzobütan Basıncındaki Performansın Analizi	62
5.6.1	İzopentan Kullanımı:	64
5.6.2	R 114 Kullanımı:	65
5.7	Analiz Sonuçları ve Değerlendirme	66
6.	BİNARY SİSTEM ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN TEKNİK ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU	67
6.1	Binary Sistem Isı Değiştiricisi	67
6.1.1	Kızdırıcı Bölgesi (1. Bölge).....	70
6.1.2	Buharlaştırma Bölgesi (2. Bölge):.....	70
6.1.3	Ön Isıtma Bölgesi (3. Bölge):.....	72
6.2	Binary Isı Değiştiricisi Optimizasyonuna Dayanarak Kombine Sistemin Performans Analizi	74
6.2.1	Isı Değiştiricisi Çıkışındaki Optimum İş Akışkanı Basıncının Belirlenmesi:	75
6.3	Isı Değiştiricisi Optimizasyonlu Binary Çevrim Analizi Sonuçları	81
7.	JEOTERMAL BÖLGESEL ISITMA SİSTEMLERİ.....	84
7.1	Doğrudan Tip Jeotermal Isıtma Sistemleri.....	85
7.2	Dolaylı Tip Jeotermal Isıtma Sistemleri.....	87
7.3	Bölgesel Isıtma Sistemlerinin Temel Kısımları.....	88
7.3.1	Üretim Birimleri	89
7.3.1.1	Rezervuarlar ve Kuyular.....	89
7.3.1.1.1	Kaynak Geliştirme Çalışmaları:	89
7.3.1.1.2	Akışkan Sıcaklığı:.....	89
7.3.1.1.3	Elde Edilebilir Debi:	89
7.3.1.1.4	Akışkan Kimyası:	90
7.3.1.1.5	Potansiyel Pazardan Uzaklık:	90
7.3.2	Isı Merkezleri.....	92
7.3.2.1	Isı Değiştiriciler	92
7.3.3	Toplama ve Ana İletim Boru Hattı	94
7.3.4	Dağıtım Sistemi	95
7.4	Kullanıcı Hatları	97

7.4.1.1	Radyatörler:	99
7.4.2	Sayaç ve Ölçüm Sistemi	99
7.4.3	Deşarj Sistemi.....	102
7.5	Türkiye’deki Jeotermal Bölgesel Isıtma Sistemlerine Genel Bir Bakış	103
7.5.1	Kırşehir JBIS	103
7.5.2	Sandıklı JBIS	103
7.5.3	Kızılcahamam JBIS	104
7.5.4	İzmir JBIS.....	104
7.5.5	Çeşme Projesi	105
7.5.6	Gönen JBIS.....	106
7.5.7	Simav JBIS	106
7.5.8	Nevşehir-Kozaklı JBIS	106
7.5.9	Afyon JBIS	106
7.5.10	Ağrı-Diyadin JBIS	106
7.5.11	Salihli JBIS Projesi.....	106
7.6	Türkiye JBIS Ekonomisi	107
7.7	Mekan Isıtma (ve ya Soğutma) İhtiyaçlarını Etkileyen Faktörler	107
7.7.1	İklim.....	107
7.7.2	Nüfus ve Nüfus Yoğunluğu.....	109
7.7.3	Bina Tipleri.....	109
7.7.4	Teknoekonomik Görünüş	110
7.8	Jeotermal Bölgesel Isıtma Sistemi Isıl Yük Hesabında Dikkat Edilecek Faktörler.....	110
7.9	Ülkemizdeki Klasik Isıtma Sistemlerinin Jeotermal Bölgesel Isıtma Sistemine Dönüştürülmesi.....	111
7.10	Bölgesel Isıtma Sistemi Isı Değiştiricileri.....	111
8.	DÜŞÜK SICAKLIKLI JEOTERMAL KAYNAKLARIN BÖLGESEL ISITMADA KULLANIMI İÇİN GEREKEN ISI DEĞİŞTİRİCİSİ OPTİMUM BOYUTLARININ BELİRLENMESİ	117
8.1.1	Termodinamik Analiz.....	118
8.1.2	Isı Değiştiricisi Etkinliği (ε):	121
8.1.3	ε -NTU ilişkisi:	123
8.2	Bölgesel Isıtma Sistemi Isı Değiştiricisinin Maliyet Analizi	124
8.2.1	Nümerik Analiz ve Sonuçları:	125
9.	DENİZLİ KOMBİNE TEK FLAŞ-BİNARY JEOTERMAL GÜÇ SANTRALİ VE BÖLGESEL ISITMA SİSTEMİ (ÜÇ KADEMELİ SİSTEM).....	133
9.1	Üç Kademeli Sistemin Performans Analizi.....	133
9.1.1	Üç Kademeli Kombine Sistem Elemanlarının II. Kanun Analizleri	137
9.1.1.1	Flaşlama İşlemi.....	137
9.1.1.2	Yüzey Tipi Isı Değiştiricisi.....	137
9.1.1.3	Karışım Tipi Isı Değiştiricisi	138
9.1.1.4	Pompa	139
9.1.1.5	Türbin:	139
10.	SONUÇLAR.....	141
	KAYNAKLAR.....	146

ÖZGEÇMİŞ..... 151



SİMGE LİSTESİ

h	Entalpi
e_n	Özgöl enerji
e_k	Özgöl ekserji
T	Sıcaklık
s	Entropi
$\dot{m}$	Kütleli debi
$\dot{E}_n$	Enerji
$\dot{E}_k$	Ekserji
$\dot{W}$	Güç
η	Verim
v	Özgöl hacim
C	Isıl kapasite
C_p	Özgöl ısı
R	Özgöl ısılar oranı
ε	Isı değiştiricisi etkinliği
NTU	Number of Transfer Units
A	Isı değiştiricisi ısı transfer alanı
$\dot{Q}$	Isıl güç
LMTD	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (Log-mean Temperature Difference)
C_a	Isı değiştiricisi yıllık yatırım maliyeti
I_c	Isı değiştiricisi birim maliyeti
CRF	Yatırım geri dönüş faktörü
i	Faiz oranı
n	Isı değiştiricisi ömrü
b_e	Özgöl yakıt maliyeti
H_u	Yakıt alt ısı değeri
η_k	Kazan verimi
B_e	Özgöl yıllık yakıt tüketimi
H	Yıllık çalışma saati
B	Yıllık toplam yakıt miktarı
F	Yakıt birim maliyeti
YPT	Yıllık parasal tasarruf
NK	Yıllık net kar
sirk	Sirkülasyon

ALT İNDİSLER:

g:	Giren
ç:	Çıkan
0:	Ölü hal
gen:	Jeneratör
R:	Rezervuar
kb:	Kuyu başı
I	I. kanun

II	II.kanun
f	İş akışkanı
j	Jeotermal
b	Binary ısı değıştiricisi kızdırıcı bölgesi
s	Binary ısı değıştiricisi ön ısıtma bölgesi
buh	Buharlaşma
vapg	Doymuş buhar noktası
vapf	Doymuş sıvı noktası
pp	Dirsek noktası (Pinch-point noktası)
max	Maksimum
min	Minimum
h	Sıcak (jeotermal) akışkan
c	Soğuk (sirkülasyon) akışkan
jeo	Jeotermal akışkan
sirk	Sirkülasyon suyu
hi	Isı değıştiricisine giren jeotermal akışkan
ho	Isı değıştiricisinden çıkan jeotermal akışkan
ci	Isı değıştiricisine giren soğuk akışkan
co	Isı değıştiricisinden çıkan soğuk akışkan



KISALTMA LİSTESİ

UNDP	Birleşmiş Milletler Geliştirme Programı
JBIS	Jeotermal Bölgesel Isıtma Sistemi
BIS	Bölgesel Isıtma Sistemi
ppm	Milyonda bir partikül
COP	Performans Katsayısı
SGC	Özgül Jeoakışkan Tüketimi
NPV	Net Şimdiki Değer
IRR	Dönüş Oranı
PBV	Geri Ödeme Zamanı
FYYF	Fosil Yakıt Yararlanma Faktörü



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 3.1	Lindal diyagramı.....	19
Şekil 4.1	Kondenserli doğrudan buhar santralinin tesis şeması.....	28
Şekil 4.2	Flaşlama prosesine ait basınç-entalpi diyagramı	30
Şekil 4.3	Tek flaşlı jeotermal güç santralinin tesis şeması.....	32
Şekil 4.4	Çift flaşlı jeotermal güç santralinin tesis şeması.....	33
Şekil 4.5	Binary (İkili) jeotermal güç santralinin tesis şeması	34
Şekil 4.6	Kombine tek flaş-binary jeotermal güç santralinin tesis şeması.....	37
Şekil 4.7	Doğrudan buhar-binary hibrid jeotermal güç santrali tesis şeması.....	38
Şekil 4.8	Çift kademeli binary jeotermal güç santralinin tesis şeması.....	39
Şekil 4.9	Kalina çevrimli jeotermal güç santralinin (KCS34) tesis şeması.	40
Şekil 4.10	Kalina çevrimi buharlaştırıcısında farklı akışkanların buharlaşma eğrileri	41
Şekil 4.11	Kalina çevrimi yoğunlaştırıcısında farklı akışkanlar için ısınma ve yoğunlaşma eğrileri.	42
Şekil 4.12	Çift fazlı ve kondensasyonlu santralin tesis şeması (Üst çevrim olarak).....	45
Şekil 4.13	Çift fazlı Blundell güç santralinin şematik resmi (Alt çevrim olarak).....	46
Şekil 4.14	Çift fazlı çevrimin T-s diyagramı	48
Şekil 4.15	Trilateral çevrimin tesis şeması ve T-s diyagramında gösterilmesi.....	50
Şekil 4.16	Trilateral ve binary güç çevrimlerinin T-s diyagramında mukayesesi.	50
Şekil 5.1	Flaşlama işlemi sabit entalpide basınç düşüşüyle gerçekleşerek doymuş sıvının bir kısmı buharlaşır.	54
Şekil 5.2	Denizli-Kızıldere jeotermal santralinin basitleştirilmiş şeması	55
Şekil 5.3	Santralde üretilen net gücün, flaşlama basıncına göre değişimi.....	58
Şekil 5.4	Denizli tek flaşlı jeotermal güç santrali için önerilen kombine tek flaş-binary modeli	60
Şekil 5.5	Önerilen kombine tek flaş-binary çevrimi için izobütanın ısı değiştiricisi çıkışındaki optimum basıncı (Binary ünitesinde üretilen net gücü maksimum yapan optimum basınç)	61
Şekil 5.6	İzobütanlı Rankine çevriminin optimum çalışma şartlarındaki Sıcaklık-Entropi diyagramı.....	62
Şekil 5.7	Isı değiştiricisi çıkışında, net gücü maksimum yapan, optimum izopentan basıncı.	65
Şekil 5.8	Isı değiştiricisi çıkışında net gücü maksimum yapan optimum R 114 basıncı	65
Şekil 6.1	Kombine santral binary kısmının şematik resmi	67
Şekil 6.2	Binary ısı değiştiricisi ısı değiştiricisinde sıcaklık değişimi prosesi	68
Şekil 6.3	Isı değiştiricisi kızdırıcı bölgesi sıcaklık değişim grafiği	70
Şekil 6.4	Isı değiştiricisi buharlaştırıcı bölgesi sıcaklık değişim grafiği	71
Şekil 6.5	Isı değiştiricisinin ön ısıtma bölgesine ait sıcaklık değişim grafiği.....	72
Şekil 6.6	Binary iş akışkanı basıncı ile binary ünitelerden elde edilen net gücün değişimi	75
Şekil 6.7	Binary çevrime ait ısı transfer alanı, net güç, basınç ilişkisi	76
Şekil 6.8	Binary türbin giriş basıncı ile ısı değiştiricisi çıkışındaki jeoakışkan sıcaklığı arasındaki ilişki.	76
Şekil 6.9	Isı değiştiricisine giren jeotermal akışkan sıcaklığı ile binary ünite güç üretimi arasındaki ilişki.....	78
Şekil 6.10	Binary sistem ısı değiştiricisine giren jeoakışkan ile ısı değiştiriciden çıkan iş akışkanı arasındaki sıcaklık ilişkisi	78
Şekil 6.11	Isı değiştiricideki dirsek noktası sıcaklık farkı, toplam ısı transfer alanı ve binary ünite üretilen net güç arasındaki ilişki.....	79
Şekil 6.12	Farklı dirsek noktası sıcaklık farkları için, iş akışkanı türbin giriş basıncının binary santralde üretilen net güce bağlı değişimi	79

Şekil 6.13	Farklı dirsek noktası sıcaklık farkları için, iş akışkanı türbin giriş basıncının toplam ısı transfer alanına bağlı değişimi.....	80
Şekil 6.14	İzobütanlı binary ünitesine ait Rankine çevrimi T-s diyagramı	82
Şekil 7.1	Doğrudan tip tek borulu jeotermal ısıtma sistemi.....	86
Şekil 7.2	Doğrudan tip çift borulu jeotermal ısıtma sistemi.	86
Şekil 7.3	Dolaylı jeotermal bölgesel ısıtma sisteminin şeması.	87
Şekil 7.4	Tipik bir jeotermal üretim kuyusunun kesit resmi.....	93
Şekil 7.5	Dolaylı tip kademeli ısıtma sistemi.	98
Şekil 7.6	Doğrudan tip kademeli ısıtma sistemi.	99
Şekil 7.7	Plakalı ısı değiştiricisinin kesit resmi	112
Şekil 8.1	Zıt akışlı ısı değiştiricisinin basitleştirilmiş şeması.	117
Şekil 8.2	Ters akışlı ısı değiştiricisindeki sıcaklık alan ilişkisi.....	119
Şekil 8.3	Isı değiştiricisi analizinde yararlanılan sıcaklık alan grafiği.....	122
Şekil 8.4	Jeotermal ısıtma sisteminde yıllık net karı maksimum yapan optimum ısı transfer alanı	127
Şekil 8.5	Sistemden elde edilen yıllık net karın ısı transfer alanına bağlı değişimi	128
Şekil 8.6	Jeotermal akışkanın ve sirkülasyon suyunun ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklıklarının ısı transfer alanına bağlı değişimi	128
Şekil 8.7	NTU ile ısı transfer alanının değişimi.....	129
Şekil 8.8	Etkinlik ile ısı transfer alanının değişimi	129
Şekil 8.9	Farklı ısı değiştiricisi birim maliyetleri için net karın ısı transfer alanına bağlı değişimi	130
Şekil 8.10	Farklı faiz oranlarında yıllık net karın ısı transfer alanına bağlı değişimi.....	131
Şekil 8.11	Farklı birim yakıt maliyetleri için yıllık net karın ısı transfer alanına bağlı değişimi.....	132
Şekil 9.1	Teklif edilen Denizli kombine tek flaş-binary jeotermal güç santrali ve bölgesel ısıtma sisteminin tesis şeması (üç kademeli sistem).....	133
Şekil 9.2	Yüzey tipi ısı değiştiricisinin şematik resmi.....	137
Şekil 9.3	Karışım tipi ısı değiştiricisinin şematik resmi	138

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1	Jeotermal kurulu güç kapasitelerinin ülkelere göre dağılımları.....	21
Çizelge 3.2	Dünya jeotermal kurulu güç toplam kapasitelerinin gelişimi	22
Çizelge 3.3	Dünya jeotermal doğrudan kullanım istatistikleri	22
Çizelge 3.4	Türkiye’de elektrik üretimine uygun jeotermal sahalar ve rezervuar sıcaklıkları.....	25
Çizelge 3.5	Ülkemizdeki jeotermal bölgesel ısıtma sistemleri ve bazı işletme bilgileri	26
Çizelge 3.6	Türkiye’deki jeotermal sera uygulamaları ve kapasiteleri.....	26
Çizelge 5.1	Santraldeki temel noktalara ait özellikler.....	57
Çizelge 5.2	Bazı jeotermal güç santrallerinin I. ve II. kanun verimleri	58
Çizelge 5.3	Kızıldere tek flaşlı jeotermal güç santralinin mevcut değerleri ile optimum flaşlama basıncında çalışması durumundaki değerlerinin mukayesesi	59
Çizelge 5.4	Binary çevrimine ait karakteristik ve seçilen değerler.....	61
Çizelge 5.5	Kızıldere tek flaşlı jeotermal güç santralinin mevcut değerleri ile önerilen kombine izobütanlı santralin optimum basınç şartlarında çalışması durumundaki değerlerinin mukayesesi	63
Çizelge 5.6	Farklı iş akışkanları için tek flaş-binary kombine santral modelinin güç ve verim değerleri	66
Çizelge 6.1	Farklı türbin giriş basınçları için binary sisteme ait bazı parametrelerin değişimi.....	77
Çizelge 6.2	Farklı dirsek noktası sıcaklık farkları için binary sistem ısı değiştiricisi toplam alanının, üretilen net güçlerin, ısı değiştiricisi çıkışında jeoakışkanın ve iş akışkanının sıcaklık değişimleri	80
Çizelge 6.3	Optimum ısı değiştiricisi şartlarına göre binary çevrime ait karakteristik ve seçilen değerler	82
Çizelge 6.4:	Kızıldere tek flaşlı jeotermal güç santralinin mevcut değerleri ile önerilen ısı değiştiricisi optimizasyonlu kombine izobütanlı santralin optimum şartlarda çalışması durumundaki değerlerinin mukayesesi	83
Çizelge 8.1	Analizlerde kullanılan karakteristik değerler.....	126
Çizelge 8.2	Analiz sonuçları	127
Çizelge 8.3	Farklı birim ısı değiştiricisi maliyetleri için belirlenen optimum ısı transfer alanları	130
Çizelge 8.4	Farklı faiz oranları için belirlenen optimum ısı transfer alanları	131
Çizelge 8.5	Farklı birim yakıt maliyetleri için belirlenen optimum ısı transfer alanları ...	132
Çizelge 9.1	Binary jeotermal güç sistemine ait seçilen değerler.	134
Çizelge 9.2	Bölgesel ısıtma sistemi için seçilen değerler	134
Çizelge 9.3	Üçlü kombine sistemin temel noktalarına ait özellik değerleri	135
Çizelge 9.4	Üçlü kombine sistemin I. ve II. kanuna göre yararlanma oranları	136
Çizelge 9.5	Üç kademeli sistemdeki temel elemanların II. kanun verimleri	140

ÖNSÖZ

Bu tezin hazırlanmasındaki çok değerli yardımları için değerli hocam Doç. Dr. Recep ÖZTÜRK beye, tez konusunu ilk kez ortaya koyan değerli hocam Prof. Dr. Ahmet BAYÜLKEN'e, tezin planlanması ve bilimsel teorilerinin geliştirilmesi sırasında her zaman bana vakit ayırarak değerli görüşlerini esirgemeyen kıymetli hocalarım Prof. Dr. Bahri ŞAHİN, Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ ve Prof. Dr. İsmail TEKE beylere, literatür çalışmalarım sırasında doğru kaynakları bulmam konusunda yardımcı olan sayın Prof. Dr. Yunus ÇENGEL ve Doç. Dr. Mehmet KANOĞLU beylere, hazırladığı değerli makalelerini göndererek tezime katkı sağlayan Prof. Dr. Ronald DI PIPPO beye, bu yoğun çalışmalarım sırasında en büyük neşe kaynağım olan biricik oğlum Ömer ve eşime teşekkürü bir borç bilirim.



ÖZET

Jeotermal kaynakların termodinamik, kimyasal, fiziksel, çevresel ve ekonomik özellikleri farklı olduğundan, her bir kaynaktan yüksek verimde yararlanmayı sağlamak için kaynağa özel yararlanma modelinin belirlenmesi gerekir. Bu tezde yüksek entalpili bir kaynaktan optimum oranda yararlanmayı mümkün kılacak bir modelin teknik analizi yapılmıştır.

Jeotermal güç santralleri, 1970'li yıllardaki petrol krizi ile birlikte kurulmaya başlamıştır. O yıllarda tek flaşlı sistemde kurulan santraller bugün de çalışmaya devam etmektedir. Ancak tek flaşlı santrallerin dönüşüm verimleri çok düşüktür ve jeotermal akışkanın enerjisinin çok az bir kısmı kullanılabilir. Enerjinin büyük bir kısmı ya kaynağa ya da çevreye atılmaktadır. Bu durum tek flaşlı santrallerin geliştirilmesi gerçeğini gündeme getirmektedir. Bu amaçla literatürde önerilen tekliflerden birisi de kombine tek flaş-binary jeotermal güç santralidir. Bu tip bir santralde tek flaşlı üniteden yüksek sıcaklıkta çıkan jeotermal akışkan bir ısı değiştiricisinden geçirilerek enerjisini düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen bir akışkana aktarmakta ve elde edilen buhar Rankine çevrimini gerçekleştirmektedir.

Diğer taraftan, ısı değiştiriciden çıkan jeoakışkanın sıcaklığı 60°C 'den daha büyük oluyorsa, bu akışkan bölgesel ısıtma sistemlerinde kullanılabilir. Bu şekildeki kademeli kullanımlarla jeotermal akışkanın enerjisinden daha fazla yararlanmak mümkündür.

Bu tezde, tek flaşlı bir güç santralinin performansını artırmaya yönelik çalışmaların ardından kombine tek flaş-binary jeotermal güç santralinin performans analizi yapılmıştır. Geliştirilen yararlanma modeline göre, kombine santralden yüksek sıcaklıkta ayrılan jeotermal akışkan ile bölgesel ısıtma da yapılmaktadır. Bu şekilde hazırlanan üç kademeli sistemin performans analizleri sonucunda optimal kullanım modeli belirlenmiştir.

Tek flaşlı güç santralinin separatöründen ayrılan yüksek sıcaklıklı jeoakışkan ardışık iki ısı değiştiricisinden geçirilmiş ve birinci ısı değiştiricisi ile binary güç çevrimi, ikinci ısı değiştiricisi ile de bölgesel ısıtma sistemi kurulmuştur. Isı değiştiricilerinin optimizasyonu yapılarak, giriş şartları belli olan akışkanların optimal çıkış sıcaklıkları ve optimal ısı transfer alanları bilgisayar programı yardımıyla belirlenmiştir.

Performans analizlerini yapmak için tüm sistemin temel noktalarının enerji ve ekserjileri hesaplanmış ve optimal modelin I. ve II. kanuna göre yararlanma oranları belirlenmiştir. Optimizasyonların amaç fonksiyonu, üretilen net elektrik ve termal güçtür.

Geliştirilen modelin uygulanabilir olduğunu göstermek ve ülkemize de katkı sağlamak amacıyla Denizli-Kızıldere jeotermal sahasına ait ölçülen değerler ve teknik bilgiler kullanılmıştır. Ayrıca, jeotermal enerjiden güç üretimi ve ısıtma uygulamaları konusunda Türkçe yayınların azlığı nedeniyle, bu konulara ait genel bilgiler de sunulmuştur.

Anahtar kelimeler: Jeotermal, jeotermal enerji, jeotermal ısıtma, elektrik üretimi, bölgesel ısıtma sistemleri, Denizli, Kızıldere, jeotermal santral, ekserji, optimizasyon.

ABSTRACT

Special utilization methods to provide high efficiency should be determined for each geothermal reservoir since they have different thermodynamical, chemical, physical, economical and environmental properties. In this thesis, an optimal utilization method applied to high enthalpy geothermal reservoir have been analyzed.

Geothermal power plants are being installed since energy crisis in 1970's. Since then, single flash type power plants are still in usage. However, their conversion efficiencies are very low and all reservoir exergy in these plants can be used to a limited level. Most of the reservoir exergy is discharged to either the reservoir or to the environment. Therefore, these types of power plants need to be improved. One of the proposed methods for improvement of these types of geothermal power plant is adding binary power cycle to the existing flashing cycle. In these plants, water leaving from the first cycle separator enters to a heat exchanger for to transfer heat energy to the selected working fluid of secondary power cycle. The working fluid is a fluid that can easily evaporate like isobutane and it operates in Rankine cycle. On the other hand, if geofluid, that is leaving from the heat exchanger has a temperature over 60 °C, it can be used for district heating systems. In cascaded uses like this, more utilisation from geofluid is possible.

In this dissertation, firstly, performance improvement studies have been carried out of a single flash geothermal power plant. Secondly, the performance analysis of a combined single flash-binary geothermal power plant have been investigated. According to the proposed utilization model, the geothermal brine leaving from the combined power cycle is used in a district heating application. After the performance analysis of arranged three cascaded utilisation model like this, the optimum utilization model is determined.

High temperature geofluid that is leaving from single flash cycle separator, passes through two consecutive heat exchangers. The first heat exchanger belongs to binary geothermal power cycle, and the second heat exchanger belongs to geothermal district heating system. Heat exchangers' optimization have been carried out and output temperatures of each fluid from the heat exchangers have been determined. After that, optimum heat transfer area of the heat exchangers have been calculated via a computer software.

For the performance analysis of the system, at basic points energy and exergy values have determined. The first and the second law utilization efficiency have been calculated. The objective function of the optimization is to maximize the net electrical and the thermal power of the system.

To prove the proposed model is applicable and it is useful for Turkey, real measurement values from Denizli-Kızıldere geothermal power plant were used in computer analysis.

Keywords: Geothermal, geothermal energy, geothermal heating, power production, district heating, Denizli, Kizildere, geothermal power plant, exergy, optimization.

1. GİRİŞ

1970’de yaşanan petrol krizi ile petrol fiyatları yükselmiş ve dünyada ciddi anlamda bir enerji krizi başlamıştır. Özellikle petrol kaynaklarına sahip olmayan tüm ülkeler, kendi ülkelerinde var olan çeşitli potansiyel enerji kaynaklarına yönelmişlerdir. Bu çalışmalar arasındaki en önemli paylardan birisi de jeotermal enerjiden yararlanma üzerine olmuştur. Özellikle volkanik ve sismik açıdan uygun bir kuşak üzerinde olan ülkeler, bu çalışmalarla yakından ilgilenmiş ve enerji üretimi konusunda alternatif projeler geliştirerek, bunları uygulamaya çalışmışlardır. Jeotermal enerjiden yararlanma açısından bu gün en ileri seviyede olan ülkeler arasında, ABD, İtalya, Japonya, Meksika, Yeni Zelanda, Endonezya ve Filipinler’i saymak mümkündür.

Ülkemizin enerji üretimindeki dışa bağımlılığı, hem ekonomik hem de siyasi olumsuzlukları beraberinde getirmektedir. Bu sonuçları ülkemiz lehine çevirmek, mümkün olduğunca yerli kaynaklardan enerji üretmemize bağlıdır. Sahip olduğumuz önemli enerji kaynaklarımızdan birisi de jeotermal enerjidir. Türkiye’de 600’den fazla jeotermal kaynak bulunmaktadır (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003). Ülkemiz, tahmini jeotermal güç potansiyeli bakımından 31 500 MW_t ile Avrupa’da 1. dünyada ise 7. sıradadır (Batık vd., 2000), (Mertoğlu, 2001), (Mertoğlu vd., 2001). Jeotermal potansiyelimizin önemli bir kısmı (%77,94) Ege bölgesinde bulunmaktadır. Sahip olunan kaynaklarla birlikte ülkemizin görünür jeotermal güç kapasitesi 3170 MW_t’dir. Bu potansiyelin ülke ekonomisine yıllık katkısı, yaklaşık 3 milyar \$ olarak hesaplanmıştır. Ayrıca jeotermal elektrik üretim potansiyelimiz 772,2 MW_e’dir (Akkuş vd., 2002). Şu anda bu kapasite içerisinde termal olarak yararlanılan kısım 992 MW_t’dir. Yani toplam termal kapasitemizin %3,2’sinden yararlanılabilmektedir. Ülkemizde jeotermal güç santrali olarak sadece Denizli-Kızıldere jeotermal güç santrali bulunmaktadır. Bu santralin güç üretimi ortalama 8-12 MW_e civarındadır. Yani mevcut jeotermal elektrik üretim kapasitemizin de ancak %1,5’inden yararlanabilmekteyiz. Bu rakamlardan da anlaşılabileceği gibi ülkemiz çok önemli jeotermal enerji potansiyeline sahipken bu potansiyelden neredeyse hiç yararlanamamaktadır.

Jeotermal kaynaklardan güç üretimi konusunda ilk geliştirilen çevrimlerden birisi flaş-buhar çevrimidir. 1980’li yıllara kadar dünyada yapılan jeotermal güç santrallerinin çok büyük bir kısmı flaş-buhar santralleri idi. Ülkemizde 1984 yılında işletmeye açılan Kızıldere Jeotermal Güç Santrali de flaş-buhar çevrimli bir santraldir. Flaş-buhar santrallerinin enerji dönüşüm verimleri oldukça düşüktür. Bu santrallerin I. kanun verimleri %8-12 arasında olmaktadır. Verim düşüklüğünün temel sebebi jeotermal kaynaktan elde edilen buharın, klasik fosil yakıtlı

sistemlere göre oldukça düşük basınç ve sıcaklığa sahip olmasıdır. Böylesine düşük verimler sebebiyle jeotermal kaynaklardan verimli olarak yararlanıldığı söylenemez. Hazırlanan bu tezde, flaş-buhar güç santrallerinin modernizasyonunu sağlayacak ve böylece varolan jeotermal kaynakların potansiyel enerjisinden mümkün olduğunca daha fazla yararlanmayı mümkün kılacak bir modelin teknik analizi yapılmıştır.

Tezin sayısal uygulaması olarak Denizli-Kızıldere Jeotermal güç santralinden alınan gerçek değerler kullanılmıştır. Hazırlanan model, jeotermal enerjiden kademeli olarak yararlanmayı mümkün kılacak bir modeldir.



2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Kanoğlu vd. (1996), ABD - Nevada eyaletinin Steamboat bölgesinde kurulu olan bir tek flaşlı jeotermal güç santralini incelemişlerdir. İncelemede, mevcut santralden alınan ölçüm değerleri ile ekserji ve enerji analizleri yapılmış ve santralin performansını artırmaya yönelik bazı yöntemler belirtilmiştir. Bu yöntemler; mevcut santral yerine binary, çift flaşlı veya kombine tek flaş-binary güç santrallerinin yapılmasıdır. Bu yöntemlerin herbirisine ait enerji ve ekserji hesaplamaları yapılarak en uygun yöntemin uygulanması teklif edilmiştir. Ancak bu araştırmalar yapılırken alternatif yöntemlere ait hemen hemen tüm değerler seçilmiştir. Ayrıca binary güç sistemlerindeki en uygun iş akışkanı seçimi de yapılmıştır. Sonuç olarak çift flaşlı güç çevriminin bu saha için en pratik ve uygulanabilir sistem olduğuna karar verilmiştir.

Kanoğlu ve Çengel (1999c), jeotermal enerjiden güç üretimi, ısıtma ve soğutma uygulamalarının ekonomik etüdlerini yapmışlardır. Yapılan analizlerde, sadece elektrik üretimi yapılan bir jeotermal kaynak ile jeotermal ısıtma yapıldığında 3.1 kat, absorpsiyonlu soğutma yapıldığında ise 2.9 kat daha fazla kar sağlandığı belirtilmiştir. Güç üretimi ve ısıtmanın birlikte yapıldığı sistem sadece güç üreten sisteme göre 2.1 kat fazla kazanç sağlamıştır. Güç üretimi ve absorpsiyonlu soğutmanın birlikte uygulandığı sistemde ise bu kazanç 1.2 kat olmaktadır. Analizi yapabilmek için 165 °C sıcaklıkta ve 10 000 kg jeotermal akışkan üreten bir kaynak temel alınmıştır. Öncelikle, 90 °C'lik deşarj sıcaklığı için bu akışkanın verebileceği ısı miktarı hesaplanmıştır. Elektrik üretiminde binary tip bir santralin kullanıldığı düşünülmüş ve bu santralin dönüşüm veriminin (η_c) %12 olduğu kabul edilerek üretilebilecek elektrik enerjisi bulunmuştur. Elektriğin birim satış fiyatı 0,0832 \$/kWh olarak kabul edilerek, Satıştan elde edilecek potansiyel kazanç hesaplanmıştır. Böylece 10 ton jeotermal akışkandan elektrik üretildiği takdirde ne kadarlık kazanç olabileceği belirlenmiştir.

İkinci olarak, aynı hesaplama yöntemi kullanılarak, jeotermal ısıtma uygulamasının potansiyel kazancı belirlenmiştir. Burada karşılaştırma yapabilmek için doğal gazla ısıtılan bir mekan tasarlanmıştır.

Üçüncü olarak, aynı kaynak değerleri ve bağıntılar kullanılarak jeotermal absorpsiyonlu soğutma uygulamasının potansiyel kazancı belirlenmiştir. Jeotermal soğutma sistemi için COP=1.1 olarak kabul edilmiş ve elektrikle yapılan soğutmada (klima) COP=3 olduğu varsayılarak analiz yapılmıştır.

Dördüncü olarak, jeotermal elektrik üretimi ve ısıtma uygulamasının birlikte yapıldığı bir sistemin potansiyel kazancı hesaplanmıştır. Bu analizde 165 °C'de binary güç sistemine giren

akışkanın 90 °C'de sistemden çıktığı ve bu sıcaklıkta ısıtma sistemine girerek 50 °C'de deşarj edildiği kabul edilmiştir. Her bir kısma ait potansiyel kazançlar ayrı ayrı hesaplanarak toplam potansiyel kazanç belirlenmiştir. Hesaplamalarda daha önce kullanılan verim ve birim fiyat değerleri aynen kullanılmıştır.

Beşinci olarak, jeotermal elektrik üretimi ve absorpsiyonlu soğutma uygulamasının birlikte yapıldığı bir sistemin potansiyel kazancı hesaplanmıştır. Bu hesaplamada soğutmaya ait olan COP=0,7 olarak kabul edilmiştir. Çünkü burada soğutma için kullanılan sıcaklık önceki hesaplamada kullanılan değere göre çok daha küçüktür.

Sonuç olarak her bir sisteme ait potansiyel kazançlar mukayese edildiğinde kombine sistemlerin çok daha kazançlı oldukları vurgulanmıştır.

Kanoğlu vd., (1996b), ABD-Nevada'nın Reno şehrinde yapılması planlanan bir endüstriyel parkın jeotermal ısıtma ve soğutma uygulamasına ait ekonomik değerlendirmeleri yapmışlardır. 47 MW güç üreten Steamboat jeotermal güç santralinin reinjeksiyon suyunun sıcaklığı yazın 100 °C ve kışın ise 85 °C, debisi ise 1135,6 kg/s olarak belirtilmiştir. Santralin yakınına kurulacak olan Reno endüstriyel parkının ısıtma ve soğutma ihtiyacının bu atık sudan yararlanarak karşılanması düşünülmüş ve bu çerçevede ekonomik analizler yapılmıştır. Jeotermal akışkanın çözünmüş madde içeriği fazla olduğu için ısıtma sistemi dolaylı tip olarak tasarlanmış ve bu amaçla kullanılacak ısı değiştiricisinde 10 °C'lik bir sıcaklık farkı ile sirkülasyon suyu elde edilebileceği kabul edilmiştir. Soğutma ihtiyacının karşılanması için mevcut atık suyun yeterli olamayacağı belirtilerek, yeni açılacak 4 adet kuyudan sağlanacak yüksek sıcaklıklı su ile atık suyun sıcaklığının artırılması teklif edilmiştir. Kuyulardan gelecek su 160 °C'de ve 500 kg/s debide olursa, atık suyun sıcaklığının 115 °C'ye getirilebileceği belirtilmiştir. Bu sıcaklıktaki su ise absorpsiyonlu soğutmada kullanılabilecektir.

Bu çalışmada bahsedilen endüstriyel park için pik ısıtma ve pik soğutma ihtiyaçları hesaplanmıştır. Literatürde var olan konut, dükkan, hastane, alışveriş merkezi, banka, restaurant, okul ve bürolar için tipik ısı kaybı değerleri göz önüne alınarak ortalama teorik ısı kaybı 95 W/m² olarak seçilmiştir. Bu değer, parkın ısıtılması gereken alanı ile çarpılarak pik ısı ihtiyacı belirlenmiştir. Diğer taraftan 115 °C'lik sirkülasyon suyunun, ısıtma sistemine taşıyacağı ısı potansiyeli 50 °C'lik dönüş sıcaklığı için hesaplanmıştır. Buna göre sirkülasyon suyunun ısıtma potansiyelinin, pik ısıtma ihtiyacından daha büyük olduğu belirtilmiştir.

Parkın soğutulması için gereken pik ihtiyaç belirlenirken, yine literatürde çeşitli binalar için belirtilen birim soğutma yüklerinden yararlanılmıştır. Buna göre Reno için pik soğutma yükü

79 W/m² olarak seçilmiştir. Soğutma sisteminden genellikle büyük binaların yararlanacağı varsayılarak parkın %45'inin soğutulacağı kabul edilmiştir. Buna göre belirlenen alan değeri, birim pik soğutma yükü ile çarpılarak toplam pik soğutma yükü hesaplanmış ve önceden hesaplanan jeotermal kaynaklı ısının bu ihtiyacı karşılayabileceği, ancak fazla talep olması durumunda doğalgazlı yedek bir sistemin kurulması gerektiği belirtilmiştir.

Sonuç olarak ısıtma ve soğutma sistemlerinin maliyetleri hesaplanmış ve klasik sistemlerle mukayese edilerek jeotermal sistemin toplam kazancı belirlenmiştir.

Kanoğlu vd. (1998), mevcut bir jeotermal güç santraline ısıtma veya soğutma sisteminin eklenmesi durumunda nasıl bir performans elde edileceği araştırılmıştır. Güç santraline ait analizlerde, santraldeki ekserji kaybı ölçülmüş ve ekserji kaybının ana kaynağının reinjeksiyona giden jeotermal akışkan olduğu sonucuna varılmıştır. Buradaki ekserji kaybının, toplam ekserjinin %48,1'i olduğu belirtilmiştir. Bu ekserji kaybindan yararlanabilmek için incelenen güç santraline bir ısıtma sistemi veya soğutma sistemi eklenmesi teklif edilmiştir. Analizleri yapılan santral ABD-Nevada eyaleti Reno şehrindeki 47 MW'lık bir jeotermal güç santralidir. Santral iki tanesi özdeş olmak üzere üç üniteden oluşmaktadır. Bu iki özdeş ünitelerin herbiri 17 MW güç üretmektedir. Bu çalışmada, bu iki üniteden birisi incelenmiştir. Jeotermal akışkanın sıcaklığı 160 °C, debisi 474,13 kg/s'dir. Santral, binary tip bir güç santralidir. İş akışkanı olarak izobütan kullanılmaktadır. Analizlerde öncelikle jeotermal akışkanın rezervuar şartlarındaki özgül ve toplam ekserjileri hesaplanmıştır.

Diğer taraftan rezervuar şartlarındaki jeotermal akışkanın özgül ve toplam enerjisi de bulunarak santralin rezervuar şartlarına göre I. ve II. kanun verimleri belirlenmiştir. Santralin bu ünitesinin rezervuar şartlarına göre I. ve II. kanun verimleri sırasıyla %5,6 ve %28,3 olarak hesaplanmıştır.

Tasarlanan ısıtma/soğutma sistemi dolaylı tip sistemdir. Bu sistemin ikincil kısmında ısıtma ve soğutma yapmak için temiz su kullanılacaktır. Reinjeksiyon suyunun sıcaklığı kışın 85 °C olmaktadır. Bu sıcaklık ısıtma için uygun bir değerdir. Ancak soğutma yapılabilmesi için bu sıcaklık yetersizdir. Soğutma yapabilmek için 4 adet yeni kuyu açılacak ve bu kuyulardan 160 °C'de 505 kg/s'de yeni jeotermal akışkan getirilecek ve reinjeksiyon suyu ile karıştırılarak jeoakışkan sıcaklığı 115 °C'ye getirilecektir. Kışın, ısıtma sistemindeki dolaşım suyunun 115 °C'de gönderilip 50 °C'de geri döneceği kabul edilmiştir. Yazın, soğutma sisteminden dönen suyun sıcaklığı ise 70 °C olarak kabul edilmiştir. Dolaşım suyu öncelikle birinci ısı değiştiricide reinjeksiyon suyu tarafından ısıtılacak, daha sonra da ikinci ısı

değiştiricide yeni jeoakışkan tarafından ısıtılacaktır. Kış mevsiminde reinjeksiyon suyunun, sirkülasyon suyunu en çok 85 °C'ye getirebileceği varsayılarak sirkülasyon suyunun debisi hesaplanmıştır. Yaz mevsimi için de benzer şekilde, gerekli debi belirlenmiştir.

Bu çalışmada ısı değiştiricisindeki ısı değişim prosesinde akışkanlar arasında 5 °C'lik bir yaklaşma olduğu ve jeoakışkan ile dolaşım suyunun özgül ısılarının aynı olduğu kabulleri yapılmıştır.

Isıtma ve soğutma için pik yüklerin hesapları yapılırken, birim pik ısıtma yükü olarak 95 W/m² değeri ve birim soğutma yükü için de 85 W/m² değerleri kullanılarak ısıtılacak veya soğutulacak zemin alanları ile çarpılmış ve pik yük talepleri bulunmuştur. Daha sonra mevcut jeotermal akışkanın ısı potansiyeli belirlenerek bu pik yüklerin karşılanabileceği sonucuna varılmıştır.

Yapılan çalışmanın ikinci bölümünde dolaylı sistemden dönen soğuk sirkülasyon suyunun, güç santrali türbininden çıkan izobütanı kısmen soğutmak için kullanılabileceği belirtilmiş ve buna ait hesaplamalar yapılmıştır. Böylece kondensasyon sistemindeki fanların harcadığı enerji %15 kadar azaltılarak santral veriminin artacağı vurgulanmıştır.

Kanoğlu ve Çengel (1998b), ABD-Nevada'da bulunan ve 1,2 MW güç üreten binary tip jeotermal güç santralini incelemişlerdir. Santrale ait iki buhar türbininden birisinin yenilenmesinin, güç üretiminde %12 artış sağlayacağını ve santralden daha iyi yararlanabilmek için mevcut sisteme kojenerasyon ilave edilmesinin ekonomik ve teknik açıdan uygun olduğunu belirtmişlerdir. Kojenerasyon uygulaması için santralin hemen yakınında bulunan bir plastik üretim tesisi seçilmiştir. Bu tesis, kendisi için gereken proses ısını jeotermal kaynaklardan sağladığı takdirde, jeotermal santral yılda 18 000 \$ daha fazla kazanç sağlayacak ve bu kazanç güç üretiminden sağlanan kazancı %5 artırmış olacaktır. Analizin birinci kısmında santralin çalışma şartları anlatılmıştır. Buna göre santral, iş akışkanı olarak izopentan kullanılan iki ünitelerden oluşur ve toplam üretilen güç 1,2 MW'dır. I. ünitenin kütleli debisi ikinci üniteninkinden %15 daha fazla olmasına rağmen ürettiği güç diğerinden %8 daha düşüktür. Bu tespit sonucunda yapılan analizlerde I. ünite türbininden fazla miktarda ısı kaçıışı olduğu belirtilmiş ve yalıtım yapılması önerilmiştir. Türbindeki ısı kaçışını belirlemek için türbin izentropik verimi hesaplanmış ve verimin 1,05 (1'den büyük) olduğu belirlenmiştir. Bunu sebebi türbin içerisinde izopentanın entropisinin azalmasıdır. Entropi ise sistemden ısı kaybı olduğu zaman azalabilir. Bu durumda, I. ünite türbininde ısı kaybının olması, bu türbinin verimsiz çalışmasına sebep olmaktadır.

Çalışmanın ikinci kısmında ise santralden 1,6 km uzaklıkta bulunan bir plastik tesisin ısı ihtiyacı incelenmiştir. Tesis, kendi buhar ihtiyacını karşılamak için kuyudan su çekmekte ve bu suyu doğalgazlı bir kazanda buhar haline getirmektedir. Oysa güç santralının reinjeksiyon suyu, reinjeksiyon olmadan önce ısısını, kuyudan çıkan suya aktararak suyun ön ısıtılmasında kullanılabilir. Böylece kazanda harcanan yakıt miktarı azaltılabilir. Bahsedilen ön ısıtma sisteminin 100 000 \$ civarında mal olacağı (ısı değiştiricisi, borular ve montaj dahil), yılda 18 000 \$ net kazanç sağlayacağı ve sistemin yaklaşık 5,6 yılda kendisini ödeyeceği belirtilmiştir. Bu tesis için kullanılacak atık jeoakışkan debisi, toplam atık debinin 1/265 'i kadar olmaktadır. Güç santralindeki atık jeotermal akışkanın tamamının bu tip kojenerasyon sistemlerinde kullanılmasının santrale getireceği kazancın yılda 4,75 milyon \$ olacağı ve bu gelirin ise santralin güç satışından elde ettiği kazancın 10 katı olacağı belirtilmiştir. Öte yandan bu güç santralının düşük sıcaklıklı jeotermal kaynak kullanan (103°C) tek binary santral olduğu belirtilmiştir.

Kanoğlu ve Çengel (1999a), ABD-Kuzey Nevada'da bulunan tek flaşlı bir jeotermal güç santralini inceleyerek santralin güç performansını artırmaya yönelik bazı tasarımlar önermişlerdir. Öncelikle mevcut güç santralının performansı belirlenmiş ve sonra da mevcut sisteme alternatif olarak çift flaşlı, binary ve kombine flaş-binary sistemleri değerlendirilmiştir. Bu sistemlerin bazı parametrelerinin optimum işletme şartları belirlenerek ekonomik kıyaslamaları yapılmıştır. Ancak alternatif sistemler için yapılan analizlerde kullanılan değerlerin hepsi kabul edilmiştir. Buna göre mevcut sisteme binary sistem ilave edildiğinde elde edilecek kombine sistemde üretilen gücün %54 oranında artacağı, sadece binary tesis yapılırsa gücün %35 artacağı ve çift flaşlı tesis yapılırsa da gücün %31 artacağı belirtilmiştir. Bunlara ilaveten mevcut tek flaşlı santralde, sadece flaşing basıncı optimize edildiğinde güç üretiminin %4 civarında artacağı da belirtilmiştir.

Kanoğlu ve Çengel (1998a), ABD-Kuzey Nevada'da ortalama 27 MW güç üreten hava soğutmalı bir binary jeotermal güç santralini incelemişlerdir. İncelemede santralin performansının iklim değişikliklerinden nasıl etkilendiği araştırılmıştır. Ayrıca santralin performansını geliştirmek için iki ayrı yöntem teklif edilmiştir. Kuzey Nevada'nın özellikle sıcak yaz aylarında kuru bir havaya sahip olduğu belirtilmiş ve binary güç sistemine ait soğutma havası sıcaklığının, buharlaştırmalı soğutma uygulaması ile azaltılabileceği ifade edilmiştir. Hava sıcaklığı yaşı termometre sıcaklığına düşürüldüğü zaman, kondenser sıcaklığındaki düşüşün net güçte %29'luk bir artış sağlayabileceği açıklanmıştır. Bu uygulama için gereken su miktarının yılda yaklaşık 200 000 ton olduğu belirtilmiştir. Ayrıca

santral çevrimindeki maksimum basıncın optimizasyonu vasıtasıyla üretilen net gücün %2,8 oranında artacağı belirlenmiştir. Çalışmanın diğer kısmında ise mevcut binary sistemde iş akışkanı olarak kullanılan izobütan yerine, bütan, R-114, izopentan ve pentan gibi akışkanlar kullanıldığında güç üretiminin %2,5'a kadar artabileceği ifade edilmiştir.

Kanoğlu (2002), ABD-Nevada'daki Stillwater binary jeotermal güç santralini incelemiştir. Bu santral çift kademeli binary çevrime sahiptir. Yani ardışık iki adet binary güç ünitesi de aynı jeotermal akışkandan yararlanmaktadır. Analizde santralin mevcut performansını değerlendirmek ve ekserji kayıp bölgelerini bulmak için santralden alınan değerler kullanılmış ve ekserji analizleri yapılmıştır. Santraldeki temel ekserji kayıpları; kondenserde iş akışkanının kaybettiği ekserjiyi, reinjeksiyon olan jeoakışkanın kaybettiği ekserjiyi, türbin-pompa kayıplarını ve ön ısıtıcı-buharlaştırıcı kayıplarını kapsamaktadır. Buralardaki ekserji kayıplarının, santrale giren toplam ekserjinin, sırasıyla, %22.6, %14.8, %13.9 ve %13'ü olduğu belirtilmiştir. Santraldeki temel elemanların ekserji verimleri (II. kanun verimleri) hesaplanarak, bireysel performansları da analiz edilmiştir. Jeotermal akışkanın buharlaştırıcıya giriş ekserjisi temel alınarak, santralin II. kanun verimi %29,1 olarak hesaplanmıştır. Bu temelde santralin termik verimi de %5,8 olarak bulunmuştur. Ayrıca santralden alınan değerlere göre binary sistem ısı değiştiricisinde, jeoakışkan ile izopentan arasındaki ısı değişim prosesi de incelenmiştir. Analiz sonuçlarına göre mevcut ekserjinin %64.5'inin kaybolduğu, kalan %35,5'unun da güce dönüştüğü belirtilmiştir. Santralin temel elemanlarının ekserji verimleri; I. kademe buharlaştırıcı-ön ısıtıcı sisteminde %87, II. kademe ön ısıtıcı-buharlaştırıcı sisteminde %83, I.kademe türbininde %75, II.kademe türbininde %70, kondenserlerde ise %30 olarak hesaplanmıştır. Yani en kötü performans gösteren elemanlar kondenserlerdir. Bunun temel sebebi olarak, soğutma havası ile izopentan arasındaki sıcaklık farkının büyük olması gösterilmiştir. Bu değerlere göre, incelenen santralin performansının iyi olduğu belirtilmiştir.

Çerçi (2003), Denizli'de bulunan tek flaşlı jeotermal güç santralinin performansı üzerine bir araştırma yapmıştır. Jeotermal akışkanın temel santral elemanlarındaki ekserjileri hesaplanarak tablolarda gösterilmiştir. Böylece kuyubaşından, buharın deşarjına kadar olan ekserji kayıpları belirlenmiş ve bir ekserji kademe diyagramında gösterilmiştir. Santraldeki temel ekserji kayıplarının, separatörde buharla sıvının ayrılması sırasında, seperatörden ayrılan sıvının deşarj edilmesinde, türbin-jeneratör-kompresör sistemi veriminin düşük olmasında ve buharın doğrudan atmosfere atılmasında olduğu ifade edilmiştir. En büyük ekserji kaybının ise atık jeoakışkanın B. Menderes nehrine deşarj edilmesinden kaynaklandığı

belirtilmiştir. Buna göre buradaki kayıp, santrale giren ekserjinin %46,9'udur. Santralin II. kanun verimi %20,8 olarak hesaplanmış ve diğer santrallerle kıyaslandığında santralin düşük verimde çalıştığı sonucuna varılmıştır. Analiz sonucunda santral performansını artırmak için, çift flaşlı model veya mevcut sisteme binary çevriminin ilave edilmesi önerilmiştir. Çalışmada mevcut santralin flaşlama basıncı optimize edilmemiş ve alternatif tasarımlara ait verim değerleri çok kabaca verilmiştir. En uygun alternatif tasarımın, çift flaşlı sistem olduğu belirtilerek, bu sistemden atılacak jeoakışkan sıcaklığının yaklaşık 100 °C'de olduğu ve bu akışkanın da mekan ve proses ısısı sağlamada kullanılabileceği belirtilmiştir.

Di Pippo (1999), temel jeotermal enerji dönüşüm sistemlerini; tasarımlarına, termodinamik performanslarına ve ekonomilerine göre incelemiştir. Çalışmanın özel ilgi alanı küçük kapasiteli jeotermal güç santralleridir. Küçük santrallerin jeotermal enerji gelişiminde çok önemli bir paylarının olduğu belirtilmiş. Buna sebep olarak da yüksek sıcaklıklı buharın uzak mesafelere borularla pratik olarak taşınamayacağı gösterilmiş ve bu nedenle jeotermal santrallerin kuyulara yakın yerlerde inşa edildiği belirtilmiştir. Özellikleri belirtilen santraller şu başlıklar altında incelenmiştir: doğrudan buhar santralleri, flaş buhar santralleri, tek flaşlı ve çift flaşlı buhar santralleri, binary santralleri, kombine ve ya hibrid santralleri. Santrallere ait güç performanslarının belirlenmesinde termodinamiğin II. kanununun yeri ifade edilmiş, güç sisteminin yararlanma veriminin, “kaynaktaki ekserjinin ne kadarının faydalı işe çevrildiğinin bir ölçüsü “ olduğu belirtilmiştir.

Performansı gösteren bir diğer terimin de “özellik jeoakışkan tüketimi (SGC)” olduğu açıklanmıştır. SGC; birim iş üretimi için harcanan jeotermal buharın kütlesidir (kg/MWh).

Bu çalışmada küçük jeotermal güç santrallerinin maliyet analizleri hakkında kısa bilgiler de bulunmaktadır. Jeotermal güç santrallerinin işletme, bakım ve yapımıyla ilgili maliyetleri etkileyen faktörler belirtilerek ABD’de bulunan jeotermal santrallere ait veriler tablo halinde verilmiştir.

Bombarda ve Macchi (2000), jeotermal güç santralleri için optimum çevrimler üzerine bir araştırma yapmışlardır. Jeotermal güç santralleri için optimum çevrimin, jeoakışkan sıcaklığı ve saha karakteristiklerine bağlı olduğu belirtilerek optimum çevrimin kaynak ve çevre şartlarına dayanacağı açıklanmıştır. Araştırmada 4 farklı jeotermal kaynak için en uygun güç konfigürasyonu araştırılmıştır. İncelenen kaynakların sıcaklıkları, düşük sıcaklıklı su üretenden yüksek sıcaklıklı buhar üretene doğru gitmektedir. Araştırma için, farklı iş akışkanlarını ve çeşitli santral konfigürasyonlarını içeren kapsamlı bir hesaplama modeli

kullanılmıştır. Bu modelin, en yüksek ekonomik kazancı sağlamak için, termodinamik çevrim parametrelerini optimize etme kabiliyetine sahip olduğu belirtilmiştir. İncelenen güç çevrimleri; “klasik” flaş ve binary çevrimlerini, “gelişmiş” kombine çevrimleri ve karışık tip çevrimleri kapsamaktadır. İncelenen çevrimlerin uygunluğunu gösteren bir kaç ekonomik parametre olduğu ve bu parametrelerden en çok kullanılanların; Net Şimdiki Değer (Net Present Value) (NPV), Dönüş Oranı (Internal Rate of Return) (IRR) ve Geri Ödeme Zamanı (Pay Back Value) (PBV) olduğu belirtilmiştir. Kendi araştırmalarında üretilen işi maksimize eden gösterge olarak dönüş oranı seçilmiştir. Santralde üretilen net gücün ve ekonomik dönüşün, kaynak kalitesinin artmasıyla yükseldiği belirtilmiştir. Araştırma sonuçlarında, düşük sıcaklıklı sıcak sular için kullanılan binary çevrimin en iyi dönüş oranına sahip olduğu belirtilmiştir. Düşük buhar kaliteli flaş çevrimi ve karışık çevrimin hemen hemen aynı dönüş oranına sahip olduğu görülmüş fakat karışık çevrimde üretilen gücün daha yüksek olduğu açıklanmıştır. Orta-yüksek sıcaklıklı buhar kalitesine sahip, hava ile kondensasyon yapılan kombine çevrimin en karlı çözümü sunduğu belirtilerek “gelişmiş” çevrimin bundan dolayı “klasik” flaş ve binary çevrimlerine alternatif olacağı vurgulanmıştır. Karışık çevrimin ise yüksek yatırım maliyeti dezavantajına sahip olduğu açıklanmıştır.

Wang (2000), Çin-Tianjin’de bulunan 120 000 m² zemin alanlı kömür kazanlı bir bölgesel ısıtma sisteminin, jeotermal bölgesel ısıtma sistemine başarıyla dönüştürülmesine ait bilgileri içeren bir araştırma sunmuştur. Jeotermal bölgesel ısıtma sistemi (JBIS), 74 - 47 °C’lik sıcaklık aralığında çalışmaktadır. Çalışmanın ilk bölümünde kazanlı sisteme ait sirkülasyon suyu debisi ve sıcaklık kayıtlarından, sistemin pik ısı yükü hesaplanmış ve radyatörlerin ısı üretimi analizleri yapılmıştır. Tianjin şehrinin pik yükünü bulmak için dış tasarım hava sıcaklığının -9 °C olduğu belirtilmiştir. Jeotermal kuyudan daha çok yararlanabilmek için JBIS’nde titanyum plakalı ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Yeni ısıtma sisteminin, 3 yıldan beri kullanıldığı belirtilerek ekonomik ve çevresel açıdan yararlı olduğu vurgulanmıştır. Isıtma yapılan 120 000 m²’lik sahanın pik ısıtma yükü, 1995 kışı verilerine göre, 7 774 kW ve birim ısıtma yükü ise 65 W/m² olarak açıklanmıştır. Yapılan hesaplama sonucunda, bölgedeki radyatör alanının daha büyük olması gerektiği görülmüş ve bu alan %40 oranında artırılmıştır. Ayrıca sahanın jeotermal potansiyeli göz önüne alınarak ısıtma alanının 200 000 m²’ye çıkarılabileceği açıklanmıştır.

Dai ve Liang (2000), düşük sıcaklıklı doğrudan ve dolaylı tip jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerini incelemişlerdir. Bu çalışmada, doğrudan ve dolaylı bölgesel ısıtma sistemleri arasındaki termodinamik farklılıklar değerlendirilmiştir. Ayrıca dolaylı JBIS için en iyi

çalışma şartlarının belirlenmesi ve optimum tasarım parametrelerinin bulunması üzerinde durulmuştur. Doğrudan ve dolaylı JBIS'lerinin termal performanslarını karşılaştırmak için "bağıl termal verim" fikri ortaya atılmıştır. Plakalı ısı değiştiricisine sahip bir JBIS için, optimum jeoakışkan ve sirkülasyon suyu oranlarını veren bir denklem belirlenmiş ve formülün doğruluğu pratik olarak da ispatlanmıştır. Doğrudan ve dolaylı JBIS'lerinin termal performanları, kuyubaşı sıcaklıkları, ısı yükü ve iç-dış hava sıcaklıklarına dayalı olarak yapılmıştır. Bulunan tüm denklemler, sürekli hal şartlarında yani çevre şartları sabit iken türetilmiştir.

Dai (1997), dolaylı JBIS'lerine ait termal analizleri yapmış, ısı değiştiricisi seçimi ile birlikte optimum işletme şartlarını incelemiştir. Makalede basit dolaylı JBIS veya pik yük kazanı çalıştırılmayan dolaylı JBIS'inin arz veya dönüş sıcaklıklarını belirlemek için nümerik bir metodun analizleri yapılmıştır. Arz ve dönüş suyu sıcaklıklarının, kapalı çevrimde kurulu olan tüm ısı transfer ekipmanlarının performansı tarafından belirlendiği açıklanmıştır. Dolaylı jeotermal bölgesel ısıtma sisteminin, sabit jeoakışkan debisinde ve jeoakışkan ile sirkülasyon suyu arasındaki debi uyumunun en iyi olduğu yerde, sabit bir iç sıcaklık vereceği belirtilmiştir. Dolaylı JBIS'nin kontrolü için en etkili yöntemin, jeoakışkan debisini düzenlemekten geçeceği, sistemde eğer bir pik yük kazanı veya geri dönüş hattı yoksa, verilecek ısı enerjisinin dolaşım suyundan çok, jeoakışkana duyarlı olduğu anlatılmıştır. Ayrıca dolaylı JBIS'nin optimum işletme şartının, jeoakışkan debisine, plakalı ısı değiştiricisinin ısı transfer performansına ve kullanıcı radyatörlerinin performansına bağlı olacağı açıklanmıştır. Tüm bu sonuçların, ancak ısıtma sistemi sabit sıcaklık şartlarına sahipken geçerli olduğu, fakat gerçekte dış sıcaklığın günden geceye sürekli değiştiği belirtilerek bu farkın ısıtma sistemi tasarımında mutlaka dikkate alınması gerektiği belirtilmiştir.

Desideri ve Bidini (1997), jeotermal güç santrallerindeki optimizasyon kriterlerini incelemişlerdir. Bu çalışmada klasik Rankine çevriminin üç konfigürasyonu incelenmiş ve klasik tek flaşlı ile çift flaşlı jeotermal güç santralleri ile mukayeseleri yapılmıştır. Ayrıca Kalina Çevrimi Tip 12 üzerinde de çalışmalar yapılmıştır. Araştırma sonuçlarında türbin giriş basıncı ve iş akışkanı tipi gibi ana karakteristiklerin değiştirilmesiyle performans optimizasyonu yapılabileceği belirtilmiştir. Jeotermal güç santrallerinin performanslarını belirlemek için klasik tek ve çift flaşlı santraller, amonyak ve amonyak-su karışımı kullanılan hem basit çevrimli hem de rejeneratörlü Rankine çevrimleriyle kıyaslanmıştır. Ek olarak amonyak-su karışımı kullanılan Kalina çevrimiyle de kıyaslama yapılmıştır. Sonuç olarak;

özellikle kapalı tip ısı değıştircili, rejenerasyonlu Rankine çevriminin, düşük sıcaklıklı ve sıvı ağırlıklı jeotermal kaynaklardan yararlanma adına çok ümit verici olduğu belirtilmiştir.

Henry ve Mlcak (2001), İzlanda’da Orkuveita Husavikur jeotermal güç santralinin tasarım ve ilk çalışma tecrübelerini sunmaktadır. Bildiride incelenen santral, 2 MW_e güç üreten Kalina Çevrimli ilk jeotermal güç santralidir. Santral 124 °C sıcaklıklı ve 90 kg/s debiye sahip bir jeotermal kaynakla beslenmektedir. Güç üretiminden sonra jeoakışkan 80 °C’de santrali terketmekte ve Husavik kasabasının bölgesel ısıtılmasında kullanılmaktadır. Güç santralindeki Kalina çevriminin, iş akışkanı olarak amonyak-su karışımını kullandığı belirtilmiş ve Kalina çevriminin bugünkü en verimli enerji dönüşüm çevrimi olduğu ifade edilmiştir. Bu santralin, iş akışkanı olarak “hidrokarbon” kullanan diğerk organik Rankine Çevrim teknolojilerinden, ticari ve çevresel açıdan daha avantajlı olduğu vurgulanmıştır. Tesisin, daha yüksek verimde çalıştığı, daha düşük yatırım maliyetine sahip olduğu, esneklik ve güvenilirliğinin daha iyi olduğu, sistem kontrolünün daha kolay olduğu, ve çevresel açıdan daha temiz olduğu ifade edilmiştir.

Bidini vd. (1998), gaz türbinli jeotermal güç santralinin optimizasyonu üzerine bir çalışma yapmışlardır. Jeotermal kaynaklı buharın kullanılmasındaki başlıca engelin, düşük sıcaklık ve basınçtan dolayı, güç sisteminin termal veriminin düşük olması gösterilmiştir. Bu çalışmada, jeotermal buharın sıcaklığını gaz türbininin egzost gazlarından yararlanarak artırmak için jeotermal güç santrali ile bir gaz türbininin birleştirilmesi incelenmiştir. Özellikle, buhar türbinine girişteki en uygun şartları belirlemek ve en yüksek genel verimi sağlamak için gaz türbini optimizasyonu yapılmıştır.

Elektrik üretmek için genellikle doğrudan veya flaşlamalı sistemlerin kullanıldığı fakat bunların tümünün düşük dönüşüm verimlerine sahip olduğu ve verimlerin %8 ile 20 arasında değıştiğı belirtilmiştir. Bu düşük verimlerin başlıca sebebinin, kuyulardan elde edilen akışkanın nisbeten düşük basınç ve sıcaklıkta olması gösterilmiştir. Eğer jeotermal ısı daha verimli enerji dönüşüm sistemlerinde kullanılabilse, dönüşüm veriminin artırılabilceğı ifade edilmiştir. 1978’den beri, jeotermal kaynak ile fosil yakıtlı güç santrallerinin birleştirilmesinden oluşan yeni çözümlerin ortaya atıldığı ve bu sistemlerin, jeotermal güç santrallerine göre oldukça yüksek dönüşüm verimlerine sahip olduğu belirtilmiştir. Jeotermal ısının, klasik buhar güç santrallerinde besleme suyu ön ısıtılmasında kullanılabileceğı ve böylece toplam dönüşüm veriminin %40’ı aşabileceğı belirtilmiştir. Ayrıca gaz buhar kombine güç santrallerinin alt çevrimindeki suyun bir kısmının ön ısıtılması ve buharlaştırılması ile toplam verimin %50’ye ulaşabileceğı açıklanmıştır. Fosil yakıtların

kullanılmasıyla çok flaşlı güç santrallerindeki jeotermal buharın kızdırılmasının güç üretimini ve dönüşüm verimini artıracak ifade edilmiştir. Bahsedilen diğer bir çözüm, jeotermal buhar sıcaklığını artırmak için gaz türbini egzost gazlarındaki ısının kullanılması ve böylece hem buhar türbinindeki özgül işin artırılması hem de genişleyen buhardaki su miktarının azaltılmasıdır. Bu prosesle, mevcut jeotermal güç santrallerinden daha fazla güç üretmek mümkün olabilecektir. Fakat bu düzenek ile gaz türbininin egzostundan çıkan ısının çok büyük bir kısmının atmosfere atıldığı belirtilmiştir. Bu çalışmada, 20 MW'lık standart gaz türbinli jeotermal güç santralinden daha fazla güç üretebilme ihtimali incelenmiştir. Özel olarak, Monte Amiata (İtalya) gibi buhar ağırlıklı jeotermal saha seçilmiştir ki, bu sahadan üretilen buhar, doymuş buhar şartlarında ve 18 bar basınçta. Sunulan çalışmada, gaz türbini egzost ısısı, jeotermal buharın kızdırılmasında ve bir organik Rankine çevriminin ısı kaynağı olarak kullanılmıştır. Makalede sunulan termodinamik analizler, gaz türbini için optimum işletme parametrelerini belirlemeye imkan tanır.

Tüm santralin termodinamik analizleri, bu amaç için geliştirilen simülasyon programı yardımıyla yapılmıştır. Programın, kanat soğutmalı bir gaz türbini modelini içerdiği belirtilmiştir. Optimum işletme şartlarını bulmak için, üzerinde çalışılan değişkenler; jeotermal buhar kızdırma sıcaklığı, gaz türbini basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığıdır. Hibrit güç santralının performansını değerlendirmek için, fosil yakıt yararlanma faktörü (FYYF) tanımlanmıştır. FYYF, ilave yakıttan efektif yararlanmanın bir ölçüsüdür ve hibrid çevriminin dönüşüm veriminin belirlenmesini temsil etmektedir. I. kanun verimi veya üretilen güç gibi diğer performans değerlendirme parametrelerinin, fosil yakıtlı güç santralleri ile tam bir mukayeseye izin vermedikleri belirtilmiştir.

Bu çalışmadaki hesaplamalara göre, toplam üretilen gücü yaklaşık %100 artırmanın mümkün olduğu ve fosil yakıttan yararlanma faktörünün (FYYF) %40'dan daha büyük değerlere ulaşabileceği gösterilmektedir. Makaledeki deney çalışmasında ticari bir gaz türbinine ait optimum boyutların seçiminin, kombine sistemin verimi ve FYYF için temel bir olgu olduğu belirtilmiştir. Daha yüksek gaz türbini verimlerinin, daha büyük boyutlara bağlı olduğu açıklanmıştır. Hibrit çevrimlerin daha fazla avantajlara sahip olduğu belirtilmiş ve örnek olarak, işletmeye alma zamanının daha kısa olduğu ve daha düşük yatırım maliyetlerine sahip oldukları ifade edilmiştir. Bundan başka, jeotermal güç santralının gaz türbinsiz de çalışabileceği ve gaz türbini sisteminin de jeotermal güç santrali olmadan çalışabileceği belirtilmiştir.

Gu ve Sato (2001), jeotermal güç üretimi için kritik üstü çevrimlere ait çevrim

parametrelerinin optimizasyonu üzerine çalışmışlardır. Yazarlar, teorik olarak jeotermal güç üretimi için en uygun çevrimin rejenerasyonlu kritiküstü güç çevrimi olduğunu belirtmişler ve çevrimdeki uygun iş akışkanının seçimi, yoğunlaşma sıcaklığı ve basıncı gibi çevrim hal parametrelerinin optimizasyonu ile maksimum termal verimi belirlemeye çalışmışlardır. Bu amaçla belirli bir jeotermal kaynakta, kritiküstü güç çevrimi özelliklerini göstermek için termodinamik hal parametreleri hesaplanmış ve iş akışkanı olarak propan kullanılarak optimize edilmiştir. Kritiküstü güç çevriminden üretilen net gücün Kanoğlu (1999)'nun yaptığı çalışmalarda belirtilen diğer dizaynlarda elde edilen güçlerden daha büyük olduğu ifade edilmiştir. Bundan başka, türbin giriş ve çıkışında iş akışkanının kızgın buhar şartlarında olması sonucu daha yüksek türbin verimi sağlandığı belirtilmiştir.

Kritiküstü güç çevrimlerinde, eğer reinjeksiyon akışkanının sıcaklığı belirli bir değerin üzerindeyse, rejenerasyon veya ısı geri kazanımı için ısı değiştiricisinin gerekli olduğu ifade edilerek, bu çalışmada ısı atım sıcaklığının 93°C olduğu belirtilmiştir. Isı atım sıcaklığı küçük değerlerde ise, örneğin 47°C 'den daha düşük ise, ısı değiştiricisine gerek olmadığı açıklanmış (47°C 'lik sıcaklık, iş akışkanının optimize edilmiş yoğunlaşma sıcaklığıdır), fakat aynı zamanda kondenserin soğutma kapasitesinin artırılması gerektiği vurgulanmıştır.

Hesaplamalarda, ortalama izentropik üssün $k=1.30$ olarak kullanıldığı ve gerçek izentropik üs bu değerden daha küçük olduğunda, daha fazla güç üretmek için genişleme prosesindeki basınç oranının artırılması gerektiği belirtilmiştir. Gerçek izentropik üs 1.30 dan daha büyük olduğunda ise, genişleme prosesinin basınç oranının azaltılması gerektiği ve sonuçta yoğunlaşma sıcaklığının tekrar seçilmesi gerektiği vurgulanmıştır.

Shokouhmand ve Atashkadi (1997), jeotermal güç santrallerinde kombine tek flaş-binary çevrimleri üzerine bir çalışma yapmışlardır. Flaş çevrimlerinin 180°C 'nin üzerindeki kaynaklarda uygun olduğu ve seperatörden ayrılarak reinjeksiyon yapılan sıcak suyun yüksek entalpili olması sebebiyle bu akışkanın bir binary çevrimde dolaştırılarak ilave güç üretilebileceği belirtilmiştir. Böylece elde edilecek kombine çevrimin hem veriminin daha yüksek hem de daha ekonomik olacağı ifade edilmiştir. "Gelişmiş tek flaş-binary çevrim" adı verdikleri, rejenerasyonlu kombine çevrimin tesis şeması verilerek, flaş ünitelerindeki seperasyon basıncının performansa etkisi incelenmiştir. Bu çalışmadaki analizlerde kullanılan giriş ve çıkış sıcaklıkları (rezervuar ve reinjeksiyon) seçilerek belirlenmiştir. Normal kombine ve gelişmiş kombine çevrimlerde kullanılacak buhar türbinlerinin boyutlarının daha küçük olabileceği belirtilerek, bu durumun düşük yatırım maliyeti sağlayacağı ifade edilmiştir. Özellikle gelişmiş kombine çevrimin çok ekonomik bir çevrim olduğu

belirtilmiştir.

Schochet (1997), orta ve yüksek sıcaklıklı kaynaklar için, ABD-ORMAT firmasına ait binary ve kombine buhar-binary çevrimli güç santrallerinin performanslarını belirten bir çalışmayı sunmuştur. ORMAT firmasının dünyadaki bir çok ülkede 1 MW'dan 120 MW'a kadarlık kapasitelerde jeotermal güç santralleri kurduğu ve 1996 yılı sonu itibarıyla toplam güç üretiminin 500 MW'a ulaştığı belirtilmektedir. Güç sistemlerinin, 120 °C ile 315 °C arasındaki sıcaklığa sahip jeotermal kaynaklar için kurulduğu ifade edilmiştir. Çalışmada şu anki mevcut santrallere ait istatistiksel bilgiler verilerek, jeotermal santrallerin tasarım prosesinde tüm sistemin optimizasyonunun göz önüne alındığı, güç dönüşüm veriminin yanında, santralin çevreye uygunluğu, rezervuar basıncının uzun süreli korunması ve jeotermal kaynağın ekserjisi üzerinde de durulduğu belirtilmiştir. ORMAT firmasına ait, binary, çift fazlı binary, kombine çevrimli güç santrallerinin dizaynlarına ait bilgiler ve dünya üzerindeki örneklerine ait performans istatistikleri verilmiştir. ORMAT jeotermal kombine buhar-binary çevrim teknolojisinin, bir çok jeotermal santral problemini ortadan kaldırdığı, çevreye zararlı emisyonları sıfıra yaklaştırdığı ve üst seviyede performans gösterdiği belirtilmiştir. Hawai'deki Puna kombine buhar-binary güç santralinin yukarıda ifade edilen özellikleri sağlamasının yanında şu çevresel avantajlara da sahip olduğu ifade edilmiştir; jeotermal akışkandaki yoğuşmayan gazların ve sıvının %100'ünün reinjeksiyonunun sağlandığı, hava emisyonlarının sıfıra çok yakın olduğu, küçük boyutlu olduğu, az gürültü seviyesine sahip olduğu, hava soğutmalı kondenserinin su tüketiminin olmadığı, buharlaşma gözlenmediği ve kimyasal madde yaymadığı, güç üretiminin yılda 20 milyon galonluk petrol ithalinin yerini aldığı belirtilmiştir.

Ragnarsson ve Hrolfsson (1998), İzlanda'nın Akranes ve Borgarfjörður şehirlerini kapsayan jeotermal bölgesel ısıtma sistemini incelemişlerdir. İzlanda'da ülke nüfusunun %85'inin jeotermal bölgesel ısıtma sistemleri ile ısıtıldığı ve bu sistemlerin toplam kapasitesinin 1400 MW olduğu belirtilmiştir. Belirtilen şehirlerin toplam nüfusunun yaklaşık 7000 olduğu ve jeotermal BIS kurulmadan önce nüfusun %93'ünün petrole dayalı, %7'sinin ise elektriğe dayalı ısıtma yaptıkları ifade edilmiştir.

Isıtma için kullanılan jeotermal kaynak Deildartunga ve Baer bölgelerinden çıkarılmaktadır. Deildartunga'daki kaynak 180 kg/s debide 96 °C sıcaklıkta akışkan üretirken, Baer'deki kaynak 20 kg/s debide akışkan üretmektedir. Yani toplam debi 200 kg/s olmaktadır. Belirtilen sistemin pik yükteki debi ihtiyacının 170 kg/s olduğu belirtilerek, gerekli debinin tamamının Deildartunga'dan sağlandığı, Baer'deki kuyuların ise sadece arıza durumunda kullanıldığı

vurgulanmıştır. JBIS'inin Akranes ve Borgarnes şehirlerinde iki adet depolama tankı ve boru hattı boyunca da 6 adet pompa istasyonunun olduğu belirtilmiştir. Çalışmada sisteme ait toplama, iletme ve dağıtma şebekelerinin teknik özellikleri de vurgulanmış, bu sahadaki jeotermal rezervuarın dünyanın en büyük rezervuarı olduğu ve yine dünyanın en uzun boru hattına sahip olduğu ifade edilmiştir. Buna göre Deildartunga'dan Akranes'deki depolama tanklarına kadar olan iletim hattının uzunluğu 62 km'dir. Bu hattın 43 km'sinin 400 mm çapında, kalan 19 km'sinin ise 450 mm çapında olduğu belirtilmiştir.

Isıtma sisteminin toplam yatırım maliyetinin 1998 fiyatlarıyla tutarının 43 milyon US\$ olduğu belirtilerek, bu maliyetin %3'ünün kuyu maliyeti, %55'inin iletim hattı ve pompa istasyonları maliyeti, %42'sinin ise dağıtım hattı maliyeti olduğu ifade edilmiştir. Sistemin ekonomik açıdan pek parlak olmadığı, fakat ülkenin petrol ithalatını azalttığı ve çevresel açıdan çok büyük avantajları olduğu belirtilerek iyi bir yatırım olduğu açıklanmıştır.

2.1 Önceki Çalışmaların Değerlendirilmesi

Jeotermal enerji üzerine bu güne kadar yazılan önemli makaleler incelendiğinde, bu konudaki çalışmaların büyük çoğunluğunun ısıtma amaçlı olduğu görülmektedir. Özellikle jeotermal enerjiden optimal yararlanma konusundaki çalışmalar oldukça azdır. Bu çalışma, öncelikle, böyle bir boşluğu dolduracaktır. Performans analizlerine dayalı önceki çalışmalar incelendiğinde tek flaşlı ve binary jeotermal santrallere ait olan analizlerde, ya santralden ölçülen değerler kullanılmış ya da tamamen seçilen değerler kullanılmıştır. Geliştirilen bir yararlanma modelinde kademeler arasında termodinamik etkileşmenin olduğu bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Jeotermal güç santrali olarak dünyada kurulan ilk ticari santraller tek flaşlı çevrimlere dayanmaktadır. Oysa bu santrallerin verimleri oldukça düşük olmaktadır. Genellikle I. kanun verimleri %5-8 arasında gerçekleşmektedir. Bu şekilde düşük verimlere sahip olmasının temel nedeni jeotermal kaynaktan elde edilen buharın, düşük basınç ve sıcaklıkta olmasıdır. Bu sebeplerden dolayı jeotermal enerjiden daha verimli yararlanmayı mümkün kılacak çeşitli termodinamiksel yaklaşımlara ihtiyaç vardır. Özellikle 1970-1990'lı yıllar arasında yapılan tek flaşlı santrallerin performanslarını iyileştirmeye yönelik çalışmalar oldukça önemli olacaktır. Bu konudaki çalışmaların azlığı ise önemli bir dezavantaj oluşturmaktadır.

Jeotermal akışkanlarda çeşitli korozyon ve kabuklaşmaya sebep olan minerallerin yoğun olarak bulunması, akışkanın jeotermal uygulamalarda doğrudan kullanımının önündeki en büyük

engeldir. Bu nedenle jeotermal uygulamaların büyük bir çoğunluğunda ısı değıştircileri kullanılmaktadır. Isı değıştircilerin performansları da jeotermal enerjiden yararlanma oranını doğrudan etkilemektedir. Önceki yapılan çalışmalarda jeotermal uygulamalara ait ısı değıştircilerinin performansına dayalı analiz ise hemen hemen hiç bulunmamaktadır. Varolan çalışmalarda da akışkanların ısı değıştircisine giriş ve çıkış sıcaklıkları seçilerek performans hesaplamaları yapılmıştır.

Jeotermal enerjiden yararlanmada en verimli yararlanma biçimi kademeli yararlanmalardır. Yani jeotermal akışkan çeşitli sayıdaki yararlanma sistemlerinde geçirilerek, sahip olduğu enerji mümkün olduğu kadar faydalı enerjiye dönüştürülür. Kademe sayısını ve tipini jeotermal kaynak sıcaklığı ve debisi belirler. Literatürde, jeotermal güç santrali ile entegre çalışan jeotermal şehir ısıtma sistemlerinin performans analizlerine rastlanmamıştır. Varolan uygulamalar, ya küçük bir sahanın veya mekanın ısıtmasını sağlamaktadır. Öte yandan jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerinin ekserji analizlerine dayanan çalışmalara da rastlanmamıştır.

Ülkemizin en önemli enerji zenginliklerinden birisi de jeotermal enerjidir. Ancak 2004 yılına kadar, jeotermal enerjiden elektrik üretilen sadece bir tek santral kurulabilmiş ve bu santralin performans analizleri konusunda da çok az çalışma yapılmıştır.

Hazırlanan bu tez, belirtilen tüm bu eksikleri bir miktar giderebilecek ve sonraki çalışmalara ışık tutabilecek kapsamda geliştirilmiştir.

3. JEOTERMAL ENERJİ İLE İLGİLİ GENEL BİLGİLER

3.1 Jeotermal Enerjiden Yararlanma Alanları

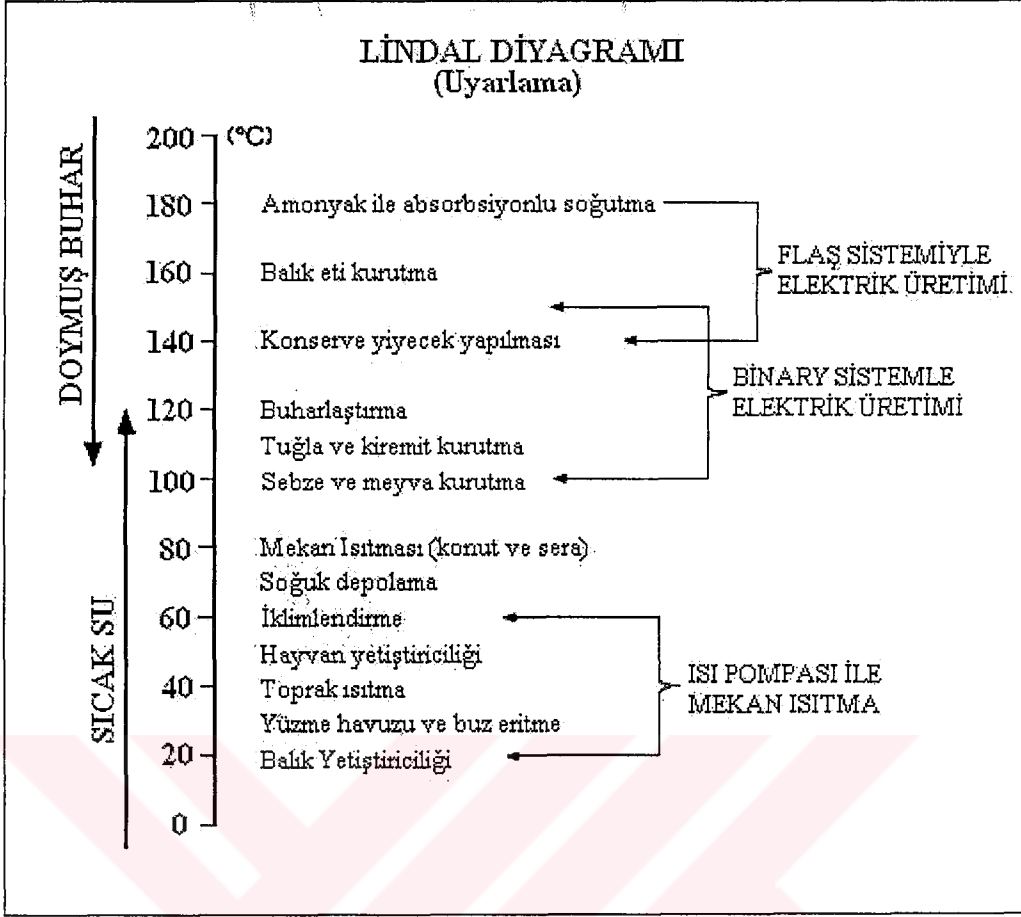
Jeotermal enerji kaynaklarını başlıca dört sınıfa ayırmak mümkündür.

- Yüksek sıcaklıklı kaynaklar ($T > 150^{\circ}\text{C}$)
- Orta sıcaklıklı kaynaklar ($90^{\circ}\text{C} < T < 150^{\circ}\text{C}$)
- Düşük sıcaklıklı kaynaklar ($T < 90^{\circ}\text{C}$)
- Isı pompası uygulamalarına uygun olan kaynaklar ($T < 35^{\circ}\text{C}$)

Sıcaklığı ne olursa olsun jeotermal enerji kaynaklarından bir çok alanda yararlanmak mümkündür. Başlıca kullanım alanları, elektrik üretimi, mekan ve bölgesel ısıtma sistemleri, sera ısıtma uygulamaları, endüstride proses ısısı sağlama uygulamaları, balneolojik amaçlı yararlanma, kaplıca, yüzme havuzu ve buz eritme sistemlerinde yararlanmadır. Bu alanları detaylı olarak ifade etmek üzere Lindal diyagramı hazırlamıştır. Şekil 3.1’de Lindal diyagramından uyarlanan çeşitli kullanım alanları gösterilmektedir.

3.2 Jeotermal Enerjiden Yararlanmanın Tarihsel Gelişimi

Jeotermal kaynaklardan yararlanma tarih boyunca süregelmiştir. Özellikle ülkemizde bulunan, jeotermal kaynakları ile ünlü antik şehirler buna en önemli kanıttır. Örneğin Denizli’de bulunan Pamukkale (Hierapolis) antik kentinin o çağlardaki popüleritesi, ünlü jeotermal kaynaklarından ileri gelmektedir. Jeotermal kaynaklardan endüstriyel anlamdaki ilk yararlanma 19. yy’ın başlarında kimya sektöründe olmuştur. İtalya-Larderello’da o yıllarda kurulan bir kimya tesisinde, sıcak sudan borik asit üretimi yapılmakta idi. Bu amaçla Larderello sahasındaki doğal kuyular ya da sonradan açılan sığ kuyular kullanılmıştır. Borik asit, çıkartılan sıcak suyun kazanlarda buharlaştırılması ile elde ediliyordu. Kazanda yakıt olarak çevre ormanlardan toplanan odunlar kullanılıyordu. 1827’de bu kimya tesisinin sahibi Francesco Larderel, buharlaşma prosesinde ormanları hızla tüketen yöntem yerine, borlu akışkanın ısısından yararlanan bir sistem geliştirdi. Çıkartılan doğal buharın mekanik enerjiye çevrilmesi çalışmaları da aynı yıllarda başladı. Jeotermal buhar, ilkel asansörlerdeki sıvının yükseltilmesinde kullanılıyordu. Daha sonra pistonlu ve santrifüj pompalarda ve vinçlerde kullanıldı. Tüm bu araçlar, kuyu açma aktiviteleri ile ya da yerel borik asit endüstrisi ile ilgili araçlardı.



Şekil 3.1 Lindal diyagramı

Jeotermal buhardan ilk elektrik üretme girişimi 1904 yılında Larderello'da yapıldı. Bu girişimin başarıyla sonuçlanması, jeotermal enerjinin endüstriyel anlamdaki değerinin artmasına sebep olmuştur. Larderello'daki elektrik üretimi ciddi bir ticari başarı olarak değerlendirilmiştir. 1940 yılına kadar, kurulu jeotermal elektrik kapasitesi 126,8 MW_e'ye ulaşmıştır. İtalya'daki bu örnek tesis, diğer ülkeleri de harekete geçirdi. İlk jeotermal kuyular, 1919'da Japonya-Beppu'da ve 1921'de ABD-The Geysers'de açılmıştır. İzlanda, jeotermal enerjiden ısıtmada yararlanma uygulamalarına 1928 yılında başladı. Aynı yıllarda, İtalya-Larderello'daki düşük kaliteli buhar, çevredeki köylerin ısıtılması ve sıcak su ihtiyaçlarının karşılanması için ısı değiştiricilerde kullanılmaya başlanmıştır (Dickson ve Fanelli, 1995).

Ülkemizde jeotermal sular ile ilgili araştırmalar, MTA bünyesinde 1962 yılında başlamıştır (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003). Türkiye, jeotermal enerjili ısıtma uygulamalarından yararlanmaya ise 1964 yılında Gönen Park Oteli ile başlamıştır. Balıkesir-Gönen'de 1987 yılından beri jeotermal bölgesel ısıtma sistemi uygulanmaktadır. Sistemin termal kapasitesi 32 MW_t'dir. Ayrıca ilçedeki tabakhanelerin sıcak su ihtiyaçları da jeotermal enerjiyle

sağlanmaktadır (Jeotermal Enerji Çalışma Grubu Raporu, 1996). Ülkemizde şu an 11 adet jeotermal şehir ısıtma sistemi bulunmaktadır. Bu sistemler ve işletmeye alınma tarihleri Çizelge 3.5’de gösterilmektedir.

Ülkemizdeki ilk jeotermal elektrik santrali, Denizli Kızıldere’de 0,5MW_e’lik kurulu kapasite ile 1974’te yapılmıştır. 1984 yılında ise aynı sahada 20,4 MW_e kapasiteli yeni bir santral inşa edilmiştir. Halen Aydın-Germencik jeotermal sahasında Türkiye’nin ikinci jeotermal güç santrali inşasına devam edilmektedir. Bu santral çok kısa bir zaman sonra 25 MW_e’lik ilk kapasite ile işleme açılacak ve daha sonra da kapasitesi kademeli olarak 100 MW_e’ye çıkartılacaktır. 2002 yılında Türkiye’nin toplam elektrik üretiminde jeotermal kökenli elektriğin payı %0,05 olmuştur (Mertoğlu vd., 2003).

3.3 Dünyadaki Jeotermal Enerji Potansiyeli

Yerkabuğunun ilk 9,5 km’lik mesafesinde varolan termal enerji, dünyanın tüm petrol ve gaz rezervlerinde varolan enerjiden yaklaşık 50 000 kez daha fazladır (US DOE, 1997). Jeotermal kaynaklar dünyanın en büyük enerji kaynaklarıdır. Dünyanın merkezi, yüzeyden 6400 km derindedir. Mağma tabakası denilen bu bölgenin sıcaklığı en iyi tahminlere göre 4000 °C dolaylarıdır. Yapılan bir araştırmaya göre dünyanın içerisinde varolan enerji, 15 °C’lik yüzey sıcaklığına göre yaklaşık 12.6×10^{24} MJ’dür (Dickson ve Fanelli, 1995). Bu enerji potansiyeli olağanüstü bir potansiyeldir. Bizler bu potansiyelin çok çok az bir kısmından yararlanabilmekteyiz. Yararlanma sahaları da ancak jeolojik açıdan uygun olan yerlerden olabilmektedir. Bu yerler özellikle sık depremler üreten fay hatlarının olduğu bölgelerde bulunmaktadır. Dünyadaki başlıca jeotermal sahaları, Batı ABD, Batı Anadolu, İtalya, Meksika, Filipinler, Yeni Zellanda, İzlanda, Japonya gibi yerlerde bulunmaktadır. Belirtilen yerlerde tarih boyunca büyük ve orta ölçekli depremler süregelmış ve halen de sürmektedir. Gerçekleşen deprem aktiviteleri ile mağma tabakası yüzeye yakın bölgelere kadar ulaşarak üzerindeki uygun bölgelerde sıcak su oluşumunu sağlamıştır.

Şubat 2000 itibariyle, halen 21 ülke jeotermal enerjiden elektrik üretmektedir. Dünya çapında kurulu güç 7974 MW_e’ye ulaşmıştır. Bu güç 1995’ten beri %16,7 artmıştır. Üretilen toplam enerji 49 261 GWh’a ulaşmıştır. 1995-2000 yılları arasında derinliği 100 m’den daha büyük olan 1165 adet kuyu açılmıştır (Hutter, 2000). Belirtilen yıllar arasında Güneydoğu Asya’da patlak veren ekonomik kriz ve ABD-The Geysers jeotermal sahasında üretilen buhar miktarının ve kaynak kalitesinin azalması, jeotermal güç üretimi konusunda ciddi bir artış olmasını engellemiştir. Bu olumsuzluklar olmamış olsa idi bugünkü jeotermal kapasitenin

daha fazla olması beklenebilirdi. Çizelge 3.1’de dünyadaki jeotermal enerjiden elektrik üreten ülkelerin kurulu güçleri gösterilmektedir (Hutter, 2000). Çizelgedeki ülkeler 2000 yılındaki güç kapasitelerine göre sıralanmışlardır. Bu tablodan da görüldüğü gibi ülkemiz halen 16. sırada bulunmaktadır.

Çizelge 3.1 Jeotermal kurulu güç kapasitelerinin ülkelere göre dağılımları

Ülke	1995 (MW _e)	2000 (MW _e)	2005 MW _e (tahmini)	1995-2000 arası artış	% artış
1. ABD	2816,7	2228	2376	-588	---
2. Filipinler	1227	1909	2673	682	55,8
3. İtalya	631,7	785	946	153,3	24,3
4. Meksika	753	755	1080	2	0,3
5. Endonezya	309,75	589,5	1987,5	279,75	90,3
6. Japonya	413,705	546,9	566,9	133,195	32,2
7. Y. Zeland	286	437	437	151	52,8
8. İzlanda	50	170	186	120	240
9. El Salvador	105	161	200	56	53,3
10.Kosta Rika	55	142,5	161,5	87,5	159
11.Nikaragua	70	70	145	0	0
12.Kenya	45	45	173	0	0
13.Guatemala	0	33,4	33,4	33,4	---
14.Çin	28,78	29,17	---	0,39	1,35
15.Rusya	11	23	125	12	109
16.Türkiye	20,4	20,4	250	0	0
17.Portekiz	5	16	45	11	220
18.Etiyopya	0	8,52	8,52	8,52	---
19.Fransa	4,2	4,2	20	0	0
20.Tayland	0,3	0,3	0,3	0	0
21.Avustralya	0,17	0,17	---	0	0
22.Arjantin	0,67	0	---	-0,67	---
Toplam	6 833,375	7 974,06	11 414,12	1 141,385	16,69

Jeotermal enerjiden güç üretimi konusunda 1980 yılından itibaren beşer yıllık periyotlardaki güç kapasiteleri ve artış yüzdeleri Çizelge 3.2’de görülmektedir (Hutter, 2000).

Çizelge 3.2 Dünya jeotermal kurulu güç toplam kapasitelerinin gelişimi

Yıl	Kurulu Güç (MW _e)	Artış (%)
1980	3887	
1985	4764	22,6
1990	5832	22,4
1995	6833	17,2
2000	7974	16,7
2005	11398 (tahmini)	42,9 (tahmini)

Çizelge 3.3, dünyadaki jeotermal doğrudan kullanım uygulamalarının ülkelere göre dağılımını ve sıralamasını göstermektedir (Lund ve Freeston, 2001) (Mertoğlu vd., 2003). Kapasite faktörü, kullanım miktarının bir göstergesidir. Yani 1,0'lık bir yük faktörünün anlamı, sistemin tüm yıl boyunca maksimum kullanıldığını, 0,5'lik bir kapasite faktörü ise sistemin yılda 4380 eşdeğer tam yük saati için kullanıldığını gösterir. Dünya çapındaki ortalama yük faktörü ise 0,40 olmaktadır (Lund ve Freeston, 2001). Türkiye'nin de aralarında bulunduğu ilk beş ülke, mevcut kapasitenin %63,5'inden yararlanmaktadır. Ülkemizin kullandığı kapasitenin toplam içerisindeki payı ise %6,47 olmaktadır. Bu kullanım oranı ile dünyada 5. sırada bulunmaktayız.

Çizelge 3.3 Dünya jeotermal doğrudan kullanım istatistikleri

Ülke	Debi (kg/s)	Kapasite (MW _t)	Kapasite faktörü
1. ABD	4550	3766	0,17
2. Çin	12677	2282	0,53
3. İzlanda	7619	1469	0,44
4. Japonya	---	1167	0,73
5. Türkiye	700	992	0,61
6. İsviçre	120	547,3	0,14
7. Macaristan	677	472,7	0,27
8. Almanya	371	397	0,13
9. Kanada	---	377,6	0,09
10. İsveç	455	377	0,35
11. Fransa	2793	326	0,48
12. İtalya	1656	325,8	0,37
13. Rusya	1466	308,2	0,63
14. Yeni Zelanda	132	307,9	0,73
15. Avusturya	210	255,3	0,20
16. Gürcistan	894	250	0,80
17. Meksika	4367	164,2	0,76
18. Ürdün	574	153,3	0,32

19.Romanya	890	152,4	0,60
20.Slovakya	623	132,3	0,51
21.Hırvatistan	927	113,9	0,15
22.Bulgaristan	1690	107,2	0,48
23.Cezayir	516	100	0,50
24.Makedonya	761	81,2	0,20
25.Finlandiya	---	80,5	0,19
26.Sırbistan	827	80	0,94
27.Hindistan	316	80	1,00
28.Polonya	242	68,5	0,13
29.İsrail	1672	63,3	0,86
30.Yunanistan	258	57,1	0,21
31.Slovenya	656	42	0,53
32.Kore	1054	35,8	0,67
33.Avustralya	90	34,4	0,32
34.Arjantin	2515	25,7	0,55
35.Tunus	---	23,1	0,28
36.Litvanya	13	21	0,90
37.Kolombiya	222	13,3	0,63
38.Çek Cumhuriyeti	---	12,5	0,33
39.Hollanda	---	10,8	0,17
40.Danimarka	44	7,4	0,32
41.Portekiz	49	5,5	0,20
42.Norveç	---	6	0,17
43.Guatemala	---	4,2	0,88
44.Belçika	58	3,9	0,87
45.Britanya Adası	25	2,9	0,23
46.Peru	---	2,4	0,65
47.Endonezya	---	2,3	0,59
48.Kenya	---	1,3	0,25
49.Nepal	25	1,1	0,66
50.Yemen	---	1,0	0,48
51.Filipinler	---	1,0	0,79
52.Mısır	---	1,0	0,58
53.Ermenistan	---	1,0	0,48
54.Honduras	12	0,7	0,76
55.Tayland	---	0,7	0,68
56.Venezuela	---	0,7	0,63
57.Şili	---	0,4	0,55
58.Karayip Adaları	---	0,1	0,62
TOPLAM	52 746	15 317	0,40

Çizelgeden görülebileceği gibi dünya çapındaki jeotermal enerjiden doğrudan yararlanma kapasitesi 15 317 MW_t olmaktadır. Bu kapasiteyi sağlamak için kullanılan toplam jeoakışkan debisi ise 52 746 kg/s'dir. Elde edilen toplam termal kapasitenin çeşitli doğrudan kullanım uygulamalarına göre dağılımı; banyo ve yüzme havuzu ısıtması %42, mekan ısıtma

uygulamaları %23, jeotermal ısı pompası uygulamaları %12, sera ısıtması %9, aquakültür uygulamaları %6, endüstriyel uygulamalar %5, diğer kullanımlar %2, tarımsal kurutma, kar eritme ve iklimlendirme uygulamaları %1 olmaktadır (Lund ve Freeston, 2001).

1995-2000 yılları arasındaki 5 yıllık periyotta, Türkiye, Kanada, Almanya, İsviçre ve İsveç doğrudan kullanım uygulamalarındaki en büyük artışı gerçekleştirmişler ve kapasitelerini yaklaşık iki katına çıkarmışlardır. Türkiye, çok sayıda yeni bölgesel ısıtma sistemini devreye almıştır.

3.4 Türkiye'deki Jeotermal Enerji Potansiyeli

Jeotermal sular ile ilgili ilk araştırmalar 1962 yılında MTA tarafından başlatılmıştır. O zamandan beri elde edilen istatistiklere göre, ülkemizin jeotermal elektrik güç potansiyeli yaklaşık olarak 4500 MW_e iken jeotermal ısıtma potansiyeli ise 31500 MW_t'dir (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003). Türkiye'de jeotermal enerjiden yararlanma konusundaki en önemli faaliyetler doğrudan kullanım uygulamalarıdır. Halen jeotermal enerjiden yararlanarak 61 000 konut eşdeğeri ısıtma yapılmaktadır. (Mertoğlu vd., 2003) Mühendislik tasarımı açısından 300 000 konut eşdeğeri ısıtma projesi tamamlanmıştır (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003). Konut ısıtmasında ve toplam 565 000 m²'lik sera ısıtmasında yararlanılan termal kapasite 665 MW_t'dir. Jeotermal akışkan, 195 adet kaplıcada sağlık amaçlı kullanılmaktadır. Buralardaki kullanım kapasitesi 327 MW_t'dir. Bu durumda, doğrudan kullanım uygulamalarındaki toplam kapasite 992 MW_t olmaktadır (Mertoğlu vd., 2003). Şu andaki tahmini jeotermal kapasitemizin 31 500 MW_t olduğu göz önüne alınırsa, mevcut potansiyelimizin ancak %3,2'sinden yararlanılabilmektedir. Ülkemizdeki tüm kuyulardan ve artezyenlerden elde edilen jeotermal akışkanların görünür kapasitesi ise 3170 MW_t'dir (Akkuş vd., 2002).

3.4.1 Elektrik Üretimi

Elektrik üretimi açısından görünür jeotermal enerji potansiyelimiz 772,2 MW_e'dir. Halen tek jeotermal elektrik santralimiz olan Kızıldere Jeotermal güç santralinde ortalama 12 MW_e'lik güç üretilmektedir. Yani mevcut jeotermal güç kapasitemizin de %1,5'inden yararlanabilmekteyiz. Ülkemizde elektrik üretmeye uygun olan jeotermal kaynaklar Çizelge 3.4'de gösterilmiştir. Özellikle Manisa-Salihli-Göbekli'de bulunan jeotermal kaynak henüz literatüre girmemiştir. Halen Aydın-Germencik'te santral yapım çalışmaları devam etmektedir. Buradaki potansiyelin 100 MW_e olduğu belirtilmektedir (Jeotermal Enerji Raporu, 1996)

Çizelge 3.4 Türkiye’de elektrik üretimine uygun jeotermal sahalar ve rezervuar sıcaklıkları

Jeotermal Saha	Rezervuar Sıcaklığı
Denizli-Kızıldere	242 °C
Aydın-Germencik	232 °C
Manisa-Salihli-Göbekli	183 °C
Çanakkale-Tuzla	174 °C
Aydın-Salavatlı	171 °C
Kütahya-Simav	162 °C
İzmir-Seferihisar	153 °C
Manisa-Salihli-Caferbeyli	150 °C
Aydın-Yılmazköy	142 °C
İzmir-Dikili	130 °C

3.4.2 Bölgesel Isıtma Sistemi

Ülkemizde halen işletmede olan 11 adet bölgesel ısıtma sistemi bulunmaktadır. Bu sistemlerin eşdeğer konut kapasiteleri, sistemlere birleşik diğer yararlanma tipleri, işletmeye alınma yılları, kaynak sıcaklıkları ve kullanıcılar tarafından 2002-2003 ısıtma sezonunda ödenen ücretler Çizelge 3.5 ’de gösterilmektedir (Mertoğlu vd., 2003).

Halen Denizli ve Sarayköy bölgesel ısıtma sistemleri üzerinde çalışılmaktadır. Sarayköy’de 2000 konutluk ısıtma sistemi devreye alınmıştır. Ülkemizde 1983’ten beri jeotermal bölgesel ısıtma sistemine bağlanan konut sayısı, yılda ortalama %23 oranında artmıştır (Mertoğlu vd., 2000).

3.4.3 Sera Uygulamaları

Türkiye’deki mevcut jeotermal sera ısıtma uygulamalarının yerleri, ısıtılan alanları ve kapasiteleri Çizelge 3.6’da gösterilmektedir (Mertoğlu vd., 2003).

Çizelge 3.5 Ülkemizdeki jeotermal bölgesel ısıtma sistemleri ve bazı işletme bilgileri

Şehir	Jeotermal Isıtma Kapasitesi (eş değer konut sayısı)	Sisteme entegre olan kullanımlar	İşletmeye alınma yılı	Jeotermal akışkan sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	Kullanıcıların ödediği aylık ücret (2002-2003 ısıtma sezonu) (US\$)
Gönen	3400	K, E	1987	80	27
Simav	3200	K, S	1991	120	26
Kırşehir	1800	K	1994	57	21
Kızılcahamam	2500	K,S	1995	80	21
Balçova	11500	K	1996	137	19
Afyon	4500	S	1996	95	25
Kozaklı	1000	S	1996	90	28
İzmir-Narlıdere	1500	-	1998	98	19
Diyadin	400	K	1999	70	belirtilmemiş
Sandıklı	2000/5 000	K	2000	70	14
Salihli	2000/20 000	K	2002	94	15

K: Kaplıca, E:Endüstriyel amaçlı, S:Sera

Çizelge 3.6 Türkiye'deki jeotermal sera uygulamaları ve kapasiteleri

Yer	Alan (m^2)	Kapasite (MW_t) ^a	Yer	Alan (m^2)	Kapasite (MW_t) ^a
Şanlıurfa	106 000	24,5	Dikili	120 000	24
Simav	120 000	33	Gölemezli	1 000	0,2
Sındırgı	2 000	0,4	Seferihisar	6 000	1,06
Afyon	5 500	1,5	Bergama	2 000	0,4
Kızıldere	10 750	2,4	Germencik	500	0,1
Balçova	100 000	17,6	Edremit	49 620	8,7
Kestanbol	2 000	0,4	Ezine	1 500	0,3
Sarayköy	2 000	0,6	Niksar	500	0,14
Tekkehamam	8 000	1,8	Kızılcahamam	5 000	1,45
Yalova	600	0,12	Gediz	8 500	2,1
Kozaklı	4 000	1,2	Tuzla (Ç.kale)	50 000	9

^a Yük faktörü 0,6

3.4.4 Kaplıca, Termal Tesis ve Diğer Kullanımlar

Son yıllarda ülkemizde sağlık amaçlı kaplıca kullanımı (balneoloji) artış göstermektedir. Balneolojik amaçlı, yaklaşık 40°C sıcaklığa sahip debi potansiyelimiz $50\,000\text{ kg/s}$ 'dir. Bu debiyle günde 8 milyon kaplıca müşterisine hizmet verilebilir (Mertoğlu vd., 2003).

Ülkemizde aşağıda belirtilen jeotermal tesisler ve jeotermal uygulamalar da mevcuttur (Mertoğlu vd., 2003)

- 70 °C'lik jeoakışkan ile ısıtılan Balçova termal tesisleri
- 125 °C'lik jeoakışkan ile ısıtılan Balçova Thermal Princess Hoteli
- 78 °C'lik jeoakışkan ile ısıtılan Gediz kaplıcası ve moteli
- 54 °C'lik jeoakışkandan yararlanan Havza kaplıcası yerden ısıtma sistemi.

Isıtılan toplam alan 1000 m²'dir.

- 54 °C'lik jeoakışkan ile ısıtılan Rize-Ayder termal tesisleri. Deniz seviyesinden 1700 m yükseklikte bulunmaktadır.
- 43 °C'lik jeoakışkan ile ısıtılan Haymana'daki iki adet cami. Jeotermal akışkan artezyen olarak çıktığından işletme maliyeti neredeyse hiç yoktur. Plastik borularla yerden ısıtma yapılmaktadır. Jeoakışkan çok temiz olduğundan kabuklanma ve ya korozyonu önleyen inhibitör kullanımı yoktur.
- 46 °C'lik jeoakışkan ile ısıtılan Sivas Çermik kaplıcası.

Isıtılan alan 2100 m²'dir. Akışkan sera ısıtmasında da kullanılmaktadır.

- 68 °C'lik jeoakışkandan ısıtma, banyo ve tedavi amacıyla yararlanılan Afyon-Gazlıgöl kaplıcası.

- 48 °C'lik jeoakışkandan, ısıtma, banyo ve tedavi amacıyla yararlanılan Oruçoğlu Termal Tesisleri

- 56 °C'lik jeoakışkandan, ısıtma ve balneolojik amaçlı yararlanılan Çankırı-Çavundur termal tesisleri

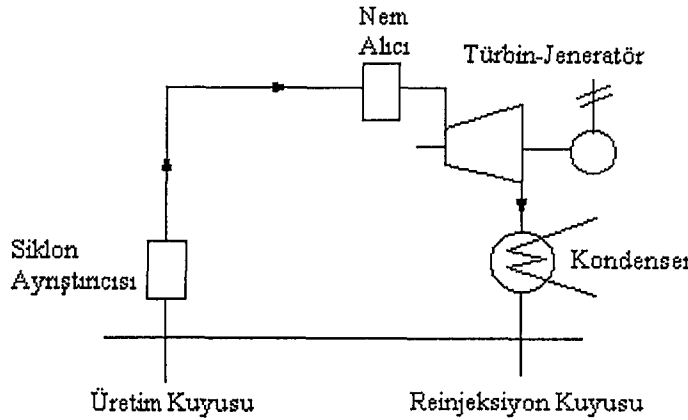
- 44 °C'lik jeoakışkandan, ısıtma, banyo ve balneolojik amaçlı yararlanılan Bolu-Karacasu termal tesisleri.

4. JEOTERMAL ENERJİDEN ELEKTRİK ÜRETMEK AMACIYLA KULLANILAN GÜÇ ÇEVİRİMLERİ

Jeotermal kaynaklar çok farklı termodinamik, kimyasal, çevresel ve fiziksel özelliklere sahip kaynaklardır. Bu nedenle optimal kullanımın sağlanabileceği bir model hazırlanırken, tek tip bir çevrimin kullanılması mümkün değildir. Her kaynağın belirli özellikleri için en uygun güç çevrimi veya çevrim kombinasyonu belirlenmelidir. Literatürde, jeotermal enerjiden elektrik üretmeye yönelik çok sayıda çevrim önerilmiştir. Bu bölümde, önerilen çevrimlere ait kısa bilgilere yer verilerek, incelenen kaynak ve diğer kaynaklar için en uygun çevrimin belirlenmesine yardımcı olunacaktır.

4.1 Doğrudan Buhar Çevrimi

Jeotermal kaynaktan çıkan buhar, kuru buhar veya hafif kızgın buhar şartlarında ise doğrudan buhar türbini-jeneratör grubuna gönderilerek elektrik üretilebilir. Dünya’da bu özelliğe sahip bilinen iki kaynak vardır. Bunlar; İtalya-Larderello’daki ve ABD-The Geysers’deki kaynaklardır (Di Pippo, 1999). Farklı kuyulardan üretilen buhar, türbin binasına boru hattı vasıtasıyla taşınır. Bu boru hattının kuyuya yakın kısmında bir siklon ayırıştırıcısı bulunur. Bu ayırıştırıcı buhar içerisine karışmış toz ve küçük kaya kırıntılarını temizler. Türbin binası girişinde ise bir nem alıcı bulunur. Burada da buhar içindeki nem alınır. Böylece türbine temiz ve kuru buhar girmiş olacaktır. Doğrudan-buhar santralinin basitleştirilmiş şeması Şekil 4.1’de görülmektedir.



Şekil 4.1 Kondenserli doğrudan buhar santralinin tesis şeması

Bu tip santraller kondenserli veya kondensersiz olarak yapılırlar. Kondensersiz tipte, türbinde genişleyen buhar doğrudan atmosfer basıncında atmosfere atılır. Bu uygulama çevresel açıdan

bazı dezavantajlara sahiptir. Kondensersiz santrallerde üretilen güç, bulunulan yerin atmosferik şartlarından etkilenir. Örneğin yüksek rakımlı bölgelerde aynı buhar kalitesi için daha fazla güç üretilir. Buralarda atmosferik basınç düşük olduğundan, türbin çıkış basıncı da daha düşük olacaktır (Hudson, 1995). En basit yapılı ve en ucuz tip jeotermal güç santrali kondensersiz doğrudan buhar santralidir.

Dünyada üretilen tüm jeotermal elektrik enerjisinin yaklaşık yarısı, altı adet buhar ağırlıklı sahadan üretilmektedir. Bu sahalar; Larderello (İtalya), Mt. Amiata (İtalya), The Geysers (ABD), Matsukawa (Japonya), Karnojang (Endonezya) ve Darajat (Endonezya)'dır. Bu tip sahalarından elde edilen buharın entalpisi genellikle 2800 kJ/kg (670 kcal/kg) civarında olmaktadır. Ancak yeryüzünde bu şekilde doğrudan buhar üretebilen kaynak sayısı çok değildir. Üretilen akışkanın durumu bakımından, mevcut jeotermal kaynakların yaklaşık %10'u buhar ağırlıklı, %60'ı su ağırlıklı ve %30'u da sıcak su kaynağıdır (Barbier, 2002).

Kondensersiz doğrudan buhar çevrimli santralde 1 kWh elektrik enerjisi üretmek için gereken buhar 15-25 kg civarındadır. Bu teknolojiye sahip türbinin güç kapasitesi, 20 MW_e ile 120 MW_e arasındadır. Şu anda İtalya'da 20 MW_e kapasiteli standart modüler üniteler de kullanılmaya başlanmıştır.

Buhar içerisindeki yoğuşmayan gaz içeriği oldukça yüksek ise (%50 den fazla) kondensersiz sistem kullanılmalıdır. Çünkü kondenserde yoğuşmayan bu gazların sistemden uzaklaştırılması için büyük güçlere ihtiyaç duyulur. Eğer buhardaki yoğuşmayan gaz içeriği %15 den daha düşük ise, kondenserli santraller de 1 kWh güç üretmek için gereken buhar miktarı 6-10 kg arasındadır. Bu ünitelerin özgül buhar tüketimi türbin giriş basıncından oldukça etkilenir. Giriş basıncı azaldıkça buhar tüketimi artar. 15 bar ile 20 bar (1,5-2,0 MPa) arasındaki basınçlardaki özgül buhar tüketimi 6 kg/kWh'a yakın olur. 15 bar ile 5 bar arasında ise 7-9 kg/kWh buhar tüketilir. Daha düşük basınçlarda ise özgül buhar tüketimi daha da artar (Barbier, 2002).

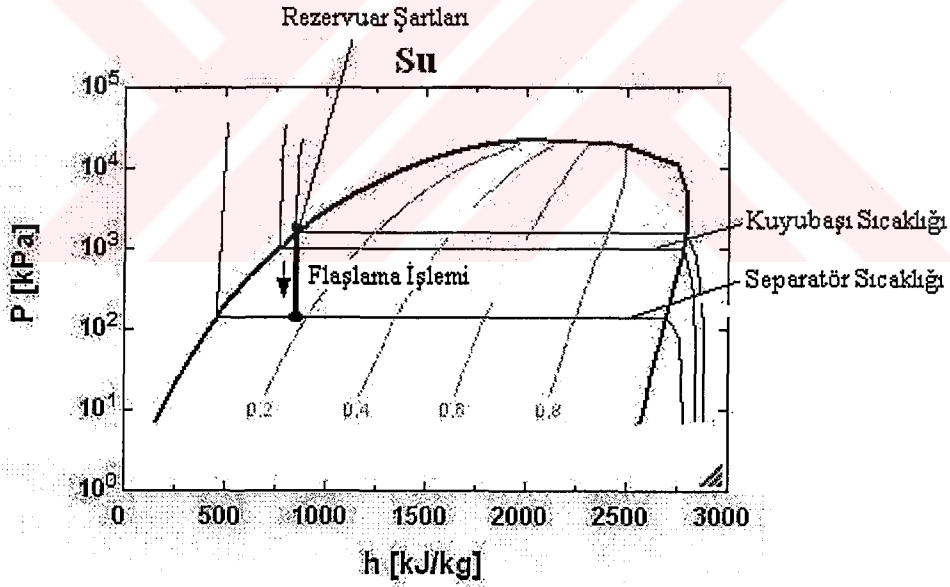
Doğrudan buhar santrallerinin sermaye maliyeti yaklaşık 2200 \$/kW'dır (saha geliştirme çalışmaları ve ekipmanlar dahil) (Braun ve Mc Cluer, 1993).

İtalya-Larderello'da bulunan Valle Secolo jeotermal güç santrali bir doğrudan buhar santralidir. Burada, 204 °C sıcaklığındaki ve 111,1 kg/s debideki buhar kullanılarak 52,2 MW_e güç üretilmektedir (Braun ve Mc Cluer, 1993).

4.2 Flaş - Buhar Çevrimleri

Dünyadaki mevcut kaynakların büyük bir kısmının sıvı ağırlıklı ya da sıcak su kaynağı olması (yaklaşık %90), elektrik üretimi için gereken yeterli buharın farklı yöntemler ile elde edilmesi zorunluluğunu doğurmuştur. Bu yöntemlerden birisi jeotermal akışkanın flaşlanması işlemidir. Akışkan yeraltında yüksek basınçta bulunur. Kuyu başına ulaştığında ise basıncı bir miktar düşer. Jeotermal akışkan, eğer bir kısılma vanası kullanılarak daha düşük basınçlara kısılırsa, yüksek basınçlı sıvı ağırlıklı akışkan, düşük basınçlı fakat daha çok buhar içeren akışkana dönüşecektir. Bu prosese “flaşlama prosesi” denir. Şekil 4.2’de suyun flaşlanmasına ait basınç-entalpi diyagramı görülmektedir.

Flaşlama prosesi bir sabit entalpi prosesidir. Proses sonucunda genellikle kuruluk derecesi 0,10-0,50 arasında buhar elde edilir. Buharın kuruluk derecesini etkileyen faktörler; rezervuardaki akışkanın termofiziksel şartları, kuyunun boyutları ve kuyu başı basıncıdır (Di Pippo, 1999).



Şekil 4.2 Flaşlama prosesine ait basınç-entalpi diyagramı

Flaş buhar çevrimleri “tek flaşlı çevrim” ve “çift flaşlı çevrim” olarak iki kısımda incelenebilir. Bir kaynaktan hangi tip flaş çevriminin kullanılacağını belirten parametreler: kaynak karakteristikleri, güç santralinin kapasitesi, termodinamik/ekonomik optimizasyon analizleri, ekipman kullanılabilirliğidir (Braun ve Mc Cluer, 1993).

Flaş santrallerinin sermaye maliyetleri 1700 ile 2100 \$/kW arasında değişir (saha geliştirme ve ekipmanlar dahil). Flaş santrallerinin kullanılabilirlik faktörleri ve kapasite faktörleri yüksektir. Bu değerler sırasıyla %95,1-99,8 ve %95-100 arasında değişir (Braun ve Mc Cluer, 1993).

Flaş santralleri genellikle yüksek basınçlı kaynaklar için uygun olmaktadır. Fakat son zamanlarda düşük basınçlı sahalara da uygun olabilecek flaş tipi santraller üzerinde çalışılmaktadır. Yamada (2000) yapmış olduğu çalışmada düşük sıcaklıklı ve düşük basınçlı bir kaynak için flaş tipi bir santralin kullanılabileceğini belirterek, bu dizayna ait özellikleri açıklamıştır (Yamada, 2000).

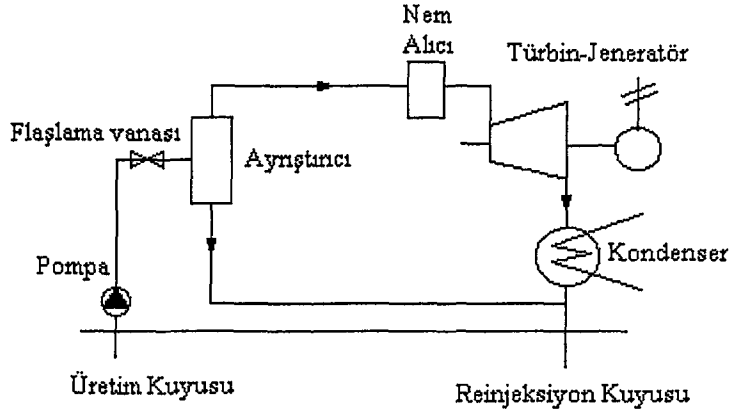
4.2.1 Tek Flaşlı Çevrim

Akışkanın, güç çevriminde sadece bir kez flaşlandığı çevrime “tek flaşlı çevrim” denir. Flaşlamadan sonra elde edilen çift fazlı akışkan bir ayırıştırıcıya (separatör) gönderilir. Ayırıştırıcıda çeşitli yöntemler ile buhar ve sıvı birbirinden ayrılır. “Siklon Ayırıştırıcıları” buhar ve sıvı arasındaki büyük yoğunluk farkını kullanarak, santrifüj hareketi sonucunda sıvı ile buharı ayırıştırır. Bu tip ayırıştırıcılar kuruluk derecesi %99,9’a kadar olan buhar üretimini gerçekleştirebilmektedir (Di Pippo, 1999).

Ayırıştırıcıdan alınan buhar, bir buhar türbininden geçirilerek mekanik enerji elde edilir. Mekanik enerji, türbin shaftı vasıtasıyla bir jeneratörü döndürerek elektrik enerjisi üretilir. Şekil 4.3’de tek flaşlı bir santralin şematik resmi görülmektedir.

Flaşlama teknolojisini kullanan türbin-jeneratör ünitesinin güç kapasitesi 10 ile 55 MW_e aralığındadır. 20 MW_e’lik standart modüler üniteler de bulunmaktadır (Barbier, 2002).

Bu tip santraller, doğrudan buhar santralleri ile mukayese edildiğinde temel farklılığın ürettikleri atık sıvı miktarında olduğu görülür. Örneğin 55 MW_e’lik bir güç için, tek flaşlı bir santral 630 kg/s atık sıvı üretirken, doğrudan buhar santrali 20 kg/s lik atık üretir. Yani oran 30’a 1’dir. Eğer tüm atık sıvı reinjeksiyon yapılırsa, tek flaşlı bir santralde üretilen kütlenin yaklaşık %85’i kaynağa geri dönerken, direkt-buhar santrallerinde bu oran %15’tir (Di Pippo, 1999). Yani rezervuarın korunması açısından tek flaşlı santral daha uygun olmaktadır.



Şekil 4.3 Tek flaşlı jeotermal güç santralinin tesis şeması

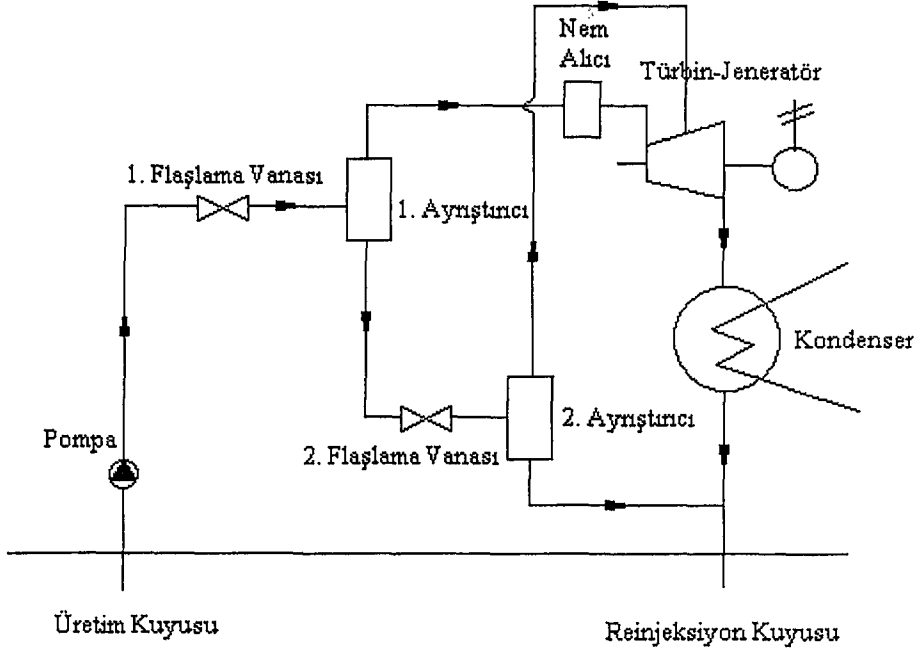
Ülkemizde bulunan Kızıldere jeotermal güç santrali bir tek flaşlı santraldir. Bu sahada, 200 °C sıcaklığındaki ve 264 kg/s debideki jeotermal akışkandan 8-12 MW_e arasında net güç üretilmektedir.

4.2.2 Çift Flaşlı Çevrim

Tek flaşlı sistemin ayrıştırıcısından çıkan jeotermal sıvının sıcaklık ve basıncı yeterince yüksek ise, daha fazla buhar elde etmek amacıyla bir kez daha flaşlama yapılabilir. Bu şekilde elde edilen ilave buhar, ya mevcut türbinin uygun bir basınç kademesinden ya da ayrı bir alçak basınç türbininden geçirilerek ilave güç üretimi sağlanır. Bu tip çevrime “çift flaşlı çevrim” adı verilir. Şekil 4.4’te bir çift flaşlı güç çevriminin şematik resmi görülmektedir.

Aynı jeotermal sıvı debisi için, çift flaşlı güç çevriminden, tek flaşlı çevrime göre, %20-25 daha fazla güç üretilebilir (Di Pippo, 1999). Fakat çift flaş teknolojisi ilave yatırımlar gerektirdiğinden daha pahalı olmaktadır.

Flaşlama ve kondensasyon basınçları, santral performansı ve ekonomisi üzerinde büyük etkilere sahiptir. Bu nedenle bu basınç değerlerinin ekonomik limitler ve santralin bulunduğu yerin çevre şartlarının fonksiyonu olarak optimize edilmesi gereklidir (Bombarda ve Macchi, 2000).



Şekil 4.4 Çift flaşlı jeotermal güç santralinin tesis şeması

Flaşlama teknolojisinde ticari türbin-jeneratör ünitelerinin kapasitesi 10-55 MW_e arasındadır. 20 MW_e'lik standart kapasitelerdeki üniteler de bulunmaktadır (Barbier, 2002)

ABD-Nevada'da bulunan Beowawe jeotermal güç santrali çift flaşlı bir santraldir ve 1985 yılında işletmeye alınmıştır. Santralde 16 MW_e güç üretilmektedir. Jeoakışkanın kaynak sıcaklığı 215 °C ve debisi ise 157,5 kg/s dir (Di Pippo, 1999).

ABD'deki uygulamalara bakıldığında, jeotermal akışkan sıcaklığı 260 °C'den fazla ise tek flaşlı santral, sıcaklık 175-260 °C'ler arasında ise çift flaşlı santral uygulamaları yapılmaktadır (Braun ve Mc Cluer, 1993).

4.3 Binary (İkili) Çevrim

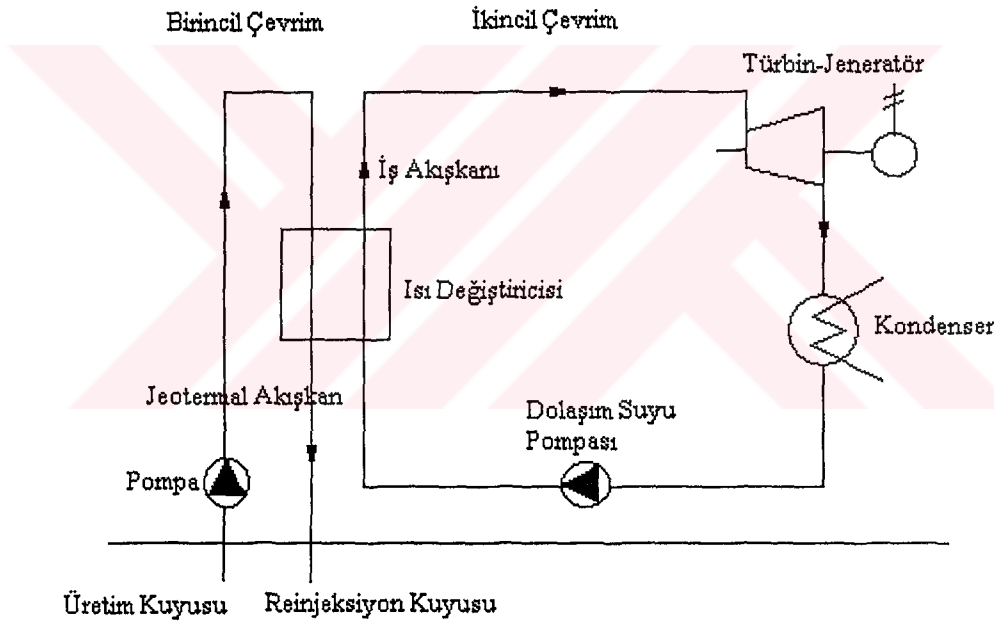
Jeotermal kaynaklar çok çeşitli sıcaklıkta ve termodinamik özellikte akışkan üretirler. Bu akışkanlardan bir çok durumda yararlanmak mümkündür. Fakat elektrik üretimi için akışkanın sıcaklığı genellikle 150 °C'den daha büyük olmalıdır. Binary sistemler düşük ve orta sıcaklıklı kaynaklardan veya atık jeotermal ısıdan yararlanarak elektrik üretmek amacıyla tasarlanmıştır.

Uygun bir iş akışkanının seçimiyle, 85 °C ile 170 °C arasındaki jeotermal akışkanlardan, binary teknolojisiyle elektrik üretmek mümkündür (Hudson, 1995). Özellikle tek flaşlı

santralin ayrıştırıcısından çıkan sıvı akışkan, binary sistemler için çok uygun bir akışkandır. Orta ve düşük sıcaklıklı kaynaklarda, flaş santrallerine göre binary santraller daha verimlidirler.

Binary sistemde jeotermal akışkan “birincil çevrim” de dolaşmaktadır. Bir ısı değiştiricisinden geçen jeoakışkan, ısısını ikincil “iş akışkanı”na aktarmaktadır. İş akışkanı, düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen bir akışkandır. Gerçek anlamda Rankine çevrimini, iş akışkanı gerçekleştirir. Şekil 4.5’te binary güç çevriminin tesis şeması görülmektedir.

Bir ısı değiştiricisinde jeotermal akışkanın ısı enerjisini alan iş akışkanı buharlaşarak kızgın buhar şartlarına gelir. Üretilen kızgın buhar türbinde genişleyip, kondenserde yoğunlaştırılarak tekrar ısı değiştiricisine gönderilir. Görüldüğü gibi, bu sistemin ikincil çevriminde termodinamiksel anlamda Rankine çevrimi gerçekleştirilebilmektedir.



Şekil 4.5 Binary (İkili) jeotermal güç santralinin tesis şeması

Binary santrallerin güç kapasiteleri genellikle, birkaç yüz kW_e'den 3 MW_e'ye kadardır. 10-50 MW_e' lik daha büyük sistemler ise genellikle birkaç küçük modüler ünitenin bir araya getirilmesiyle sağlanabilir. Akışkan sıcaklıkları düşük olduğu için binary güç çevriminin termal verimleri %2,8 ile %5,5 arasındadır. Fakat yine de dünyanın hemen hemen her yerinde bulunan düşük sıcaklıklı jeotermal kaynaklardan, güvenilir ve uygun maliyetlerle elektrik üretmek için bu sistemi kullanmak oldukça avantajlıdır (Barbier, 2002).

Birincil çevrimde dolaşan jeotermal akışkanın kendiliğinden buhar fazına geçmemesi için

kuyu içi pompaları kullanılır. Pompalar jeoakışkanın kendiliğinden flaşlanmasını engellemek için akışkan basıncını akışkanın doyma basıncı üzerine yükseltir. Böylece akışkan birincil çevrim boyunca sıvı fazda kalır. Kuyularda kabuk oluşumu tehlikesi olan yerlerde bu uygulama yapılmalıdır.

Binary santrallerin kuruluş maliyetleri daha pahalıdır. Yaklaşık olarak 2400 \$/kW dır (saha geliştirme ve ekipmanlar dahil). Fakat işletme ve bakım masrafları daha düşüktür. Ayrıca binary sistemlerin kullanılabilirlik ve kapasite faktörleri de yüksek olup, sırasıyla %94-100 ve % 87-98,5'dir (Braun ve Mc Cluer, 1993). Binary sistemler, çevresel açıdan daha temiz enerji dönüşüm sistemleridir. Jeotermal akışkanın korozif etkilerinden ve kabuk oluşturma sorunlarından kurtulmak için binary sistemler tercih edilir. Bu sistemde jeoakışkan, santralin hareketli elemanlarıyla temas etmediğinden, özellikle türbin gibi hassas elemanlar jeoakışkanın zararlı etkilerinden korunmuş olur.

Tarihteki ilk ticari jeotermal güç santrali bir binary tip santral idi. 1904 yılında İtalya-Larderello'da kurulan bu santralde, yeraltından çıkartılan buhar, temiz suyu buharlaştırmak için kullanılıyordu. Bu şekilde elde edilen temiz buhar, türbinden geçirilerek elektrik üretiliyordu. Bu yöntemin kurulma sebebi, o yıllardaki türbin malzemelerinin korozif özelliği olan buharı doğrudan kullanmaya izin vermemesiydi (Di Pippo, 1999).

Binary santrallerde türbinden çıkan çürük buharı yoğusturmak amacıyla gerekli olan kondensasyon, hem hava hem de su kullanılarak yapılabilir. Ancak su kullanılacaksa, soğutma suyu olarak kullanılabilecek yoğuşmuş buhar olmadığından dolayı, bağımsız bir kaynağın (deniz, göl, ırmak gibi) bulunması gerekir. Eğer dış soğutma suyu bulunamaz ise çevresel hava da soğutmada kullanılabilir. Binary santraller, kuru tip soğutmaya, flaş santrallerine göre daha uygundur. Çünkü hidrokarbonların buhar yoğunluğunun yüksek olması kuru tip soğutmayı kolaylaştırmaktadır. Ayrıca hidrokarbonlar donmadıklarından dolayı düşük kış sıcaklığına sahip bölgelerde daha iyi termodinamik performans gösterirler (Braun ve Mc Cluer, 1993).

Rankine çevriminden oluşan ikincil çevrimdeki iş akışkanının seçiminde bir çok alternatif vardır. Bu alternatifler arasındaki seçimi, iş akışkanının kritik sıcaklığı ile jeoakışkanın sıcaklığı arasındaki uyum belirleyecektir (Bombarda ve Macchi, 2000). Sık kullanılan iş akışkanları; izobütan, izopentan, n-pentan, propan gibi düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen akışkanlardır. Seçilecek optimum akışkan, en yüksek yararlanma oranı ile güvenilir ve ekonomik işletimi vermelidir (Di Pippo, 1999).

Eğer iş akışkanı olarak bir karışım kullanılacaksa (yani izobütan-izopentan ile su-amonyak karışımları gibi) her bir akışkanın buharlaşma ve yoğuşma noktaları farklı sıcaklıklarda olacaktır. Bu durum, buharlaşma sırasında iş akışkanı ile jeoakışkan arasında ve yoğuşma sırasında iş akışkanı ile soğutma suyu arasında daha iyi bir uyuma sebep olur. Böylece daha yüksek bir ısı değiştiricisi verimi ve daha iyi bir santral genel verimi elde edilir. Türbinden çıkan akışkan hala yüksek enerji taşıyorsa iş akışkanının ön ısıtılması için bir reküperatör kullanılabilir (Di Pippo, 1999). Bu özellikler ileride bahsedilecek olan Kalina çevriminin temellerini oluştururlar.

İzopentan ve izobütan iş akışkanı olarak iyi bir seçimdir. Bu akışkanların doymuş buhar eğrileri pozitif eğime sahip olduğundan türbin çıkışı şartlarında, buhar hala kızgın buhar olmaktadır (Kanoğlu, 2002). Bu nedenle türbin prosesi sırasında nem ile karşılaşılmadığından dolayı türbin aşınmaları mümkün olduğunca önlenmiş olur. Bilindiği gibi türbinlerde sık karşılaşılan problemlerden birisi de, türbinin son basamaklarında oluşan ıslak buhardaki sıvı parçacıkların, santrifüj kuvvetler etkisiyle özellikle türbin kanatlarında deformasyona sebep olmasıdır. İş akışkanı olarak izopentan ve izobütanın seçilmesinin diğer önemli avantajları (Kanoğlu, 2002);

- Nispeten düşük kaynama noktasına sahiptirler
- Nispeten yüksek ısı kapasiteye sahiptirler
- Güvenli akışkanlardır
- Korozyon ve zehirli değildirler

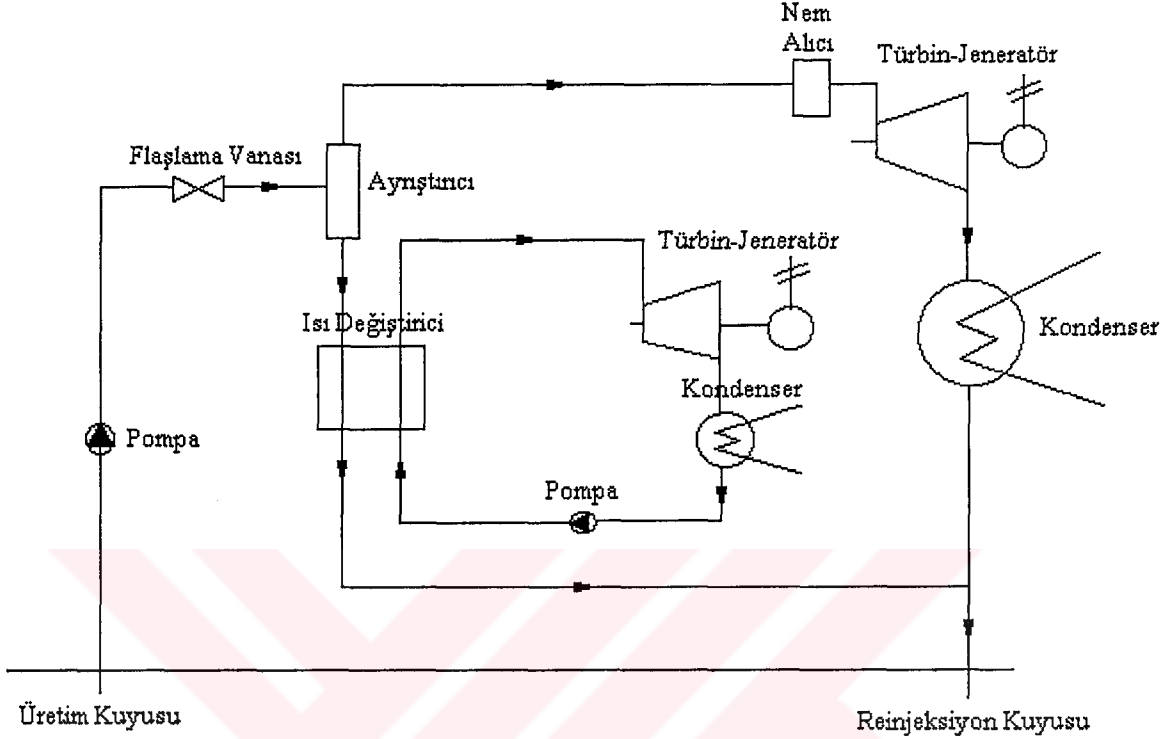
ABD-Kaliforniya’da bulunan Amedee jeotermal güç santrali bir binary tip santraldir. Burada, 103 °C sıcaklığındaki ve 205 kg/s debideki jeotermal akışkan ile 1,6 MWe güç üretilmektedir (Di Pippo, 1999).

4.4 Kombine Tek Flaş-Binary Çevrimi

Kombine tek flaş-binary çevriminde ayrıştırıcıdan çıkan jeotermal akışkan bir ısı değiştiricisinden geçirilerek aynen binary çevriminde olduğu gibi uygun bir iş akışkanını buharlaştırmak için kullanılır. Böylece jeoakışkanın enerjisinden daha çok yararlanılmış olunur. Bu çevrim, çift flaşlı çevrimin bir alternatifi olarak ortaya atılmıştır.

Ayrıştırıcıdan ayrılan jeotermal sıvının çözünmüş madde içeriği çok fazla ise, bu tip akışkanların daha düşük basınçlara flaşlanması, beraberinde kabuklaşma problemini

getireceğinden dolayı uygun olamamaktadır. Bu durumda tek flaşlı sisteme, ikinci flaşlama yerine binary sistemin ilave edilmesi daha yerinde olacaktır. Ayrıca çift flaşlı sisteme göre, kombine sistemin yapım ve işletme masrafları daha düşüktür.

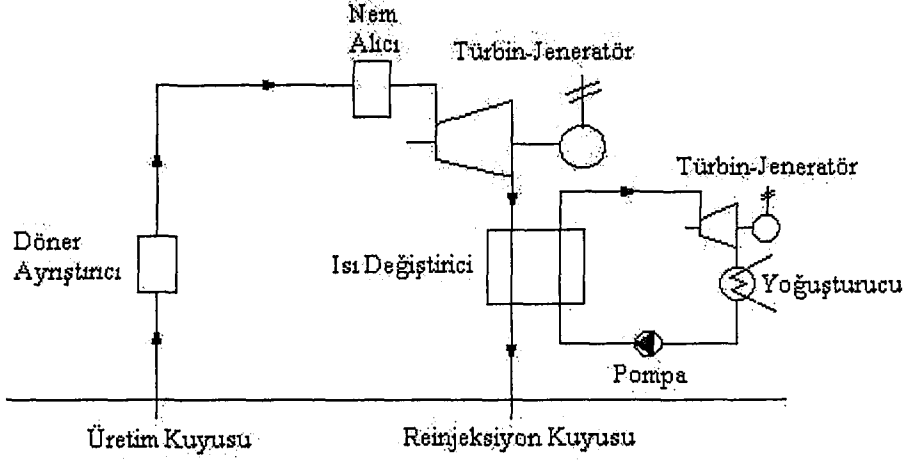


Şekil 4.6 Kombine tek flaş-binary jeotermal güç santralinin tesis şeması

Literatürde, kombine tek flaş-binary jeotermal güç santrali olarak verilebilecek bir örneğe rastlanamamıştır. Şekil 4.6'da kombine tek flaş-binary jeotermal güç santralinin şematik resmi görülmektedir.

4.5 Doğrudan Buhar – Binary Hibrid Çevrimi

Bu sistemde doğrudan-buhar sisteminin türbininden ayrılan çürük buhar, bir ısı değiştiricisindeki binary çevrim iş akışkanını buharlaştırmada kullanılır. Doğrudan buharlı sistemin kuru buharı, ya doğrudan kuru buhar üreten kaynaktan, ya da sıcak su kaynağından gelen suyun flaşlanmasıyla elde edilen yüksek basınçlı buhardan sağlanır. ABD'de 2 tane doğrudan buhar-binary çevrimli hibrid santral bulunmaktadır. Bunlar; Cove Fort-Utah ve Puna-Hawai'dedir. Cove Fort'ta doğrudan buhar üretilirken, Puna'da flaş buharı kullanılmaktadır (Braun ve Mc Cluer, 1993). Şekil 4.7'de doğrudan buhar-binary çevrimli hibrid santralin şematik resmi görülmektedir. Isı değiştiricisi aynı zamanda doğrudan-buhar sisteminin kondenseri gibi görev yapmaktadır.

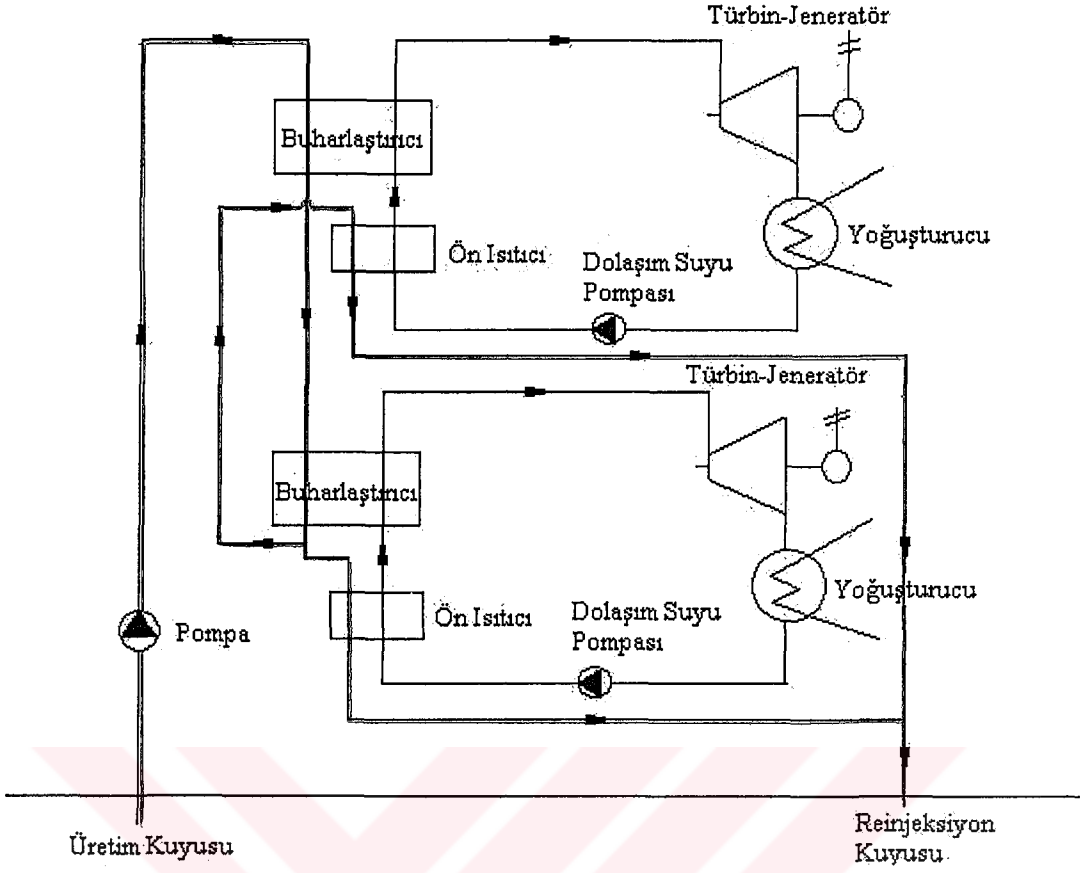


Şekil 4.7 Doğrudan buhar-binary hibrid jeotermal güç santrali tesis şeması

4.6 Çift Kademeli Binary Çevrimi

Bu çevrime ait tesis şeması Şekil 4.8'de görülmektedir. Jeotermal kuyudan üretilen jeotermal sıvı önce I.kademe binary sistemine ait buharlaştırıcıdan geçerek II.kademe buharlaştırıcısına gelir. Buralarda jeoakışkandan, seçilen bir iş akışkanına ısı iletimi gerçekleşir. Böylece her iki kademedeki düşük kaynama sıcaklığına sahip iş akışkanlarının da buharlaşması sağlanır. II.kademe buharlaştırıcısından çıkan ve nisbeten ısını kaybetmiş jeotermal sıvı iki eşit parçaya ayrılarak her bir kısmı I. ve II. kademe ön ısıtıcılarından geçirilir. Bu yöntem ile jeotermal sıvının atık ısısından yararlanarak iş akışkanının ön ısıtılması sağlanır. Ön ısıtıcılardan ayrılan jeotermal sıvılar toplanarak yeraltına reinjeksiyon yapılır. Bu sistemde jeotermal akışkan proses boyunca sıvı fazda kalmakta ve böylece kabuklaşma sorunları ortadan kalkmaktadır.

Stillwater-Kuzey Nevada'da (ABD) bu prosese göre çalışan bir çift kademeli binary jeotermal güç santrali bulunmaktadır. Bu santralde Şekil 4.8'de görülen ünitelerden 7 tane özdeş ünite vardır. Santral 12,4 MW_e'lik net güç üretim kapasitesine sahiptir. Binary çevrimde iş akışkanı olarak izopentan kullanılmaktadır. Santralin kondenseri hava soğutmalı bir kondenserdir. (Kanoğlu, 2002).



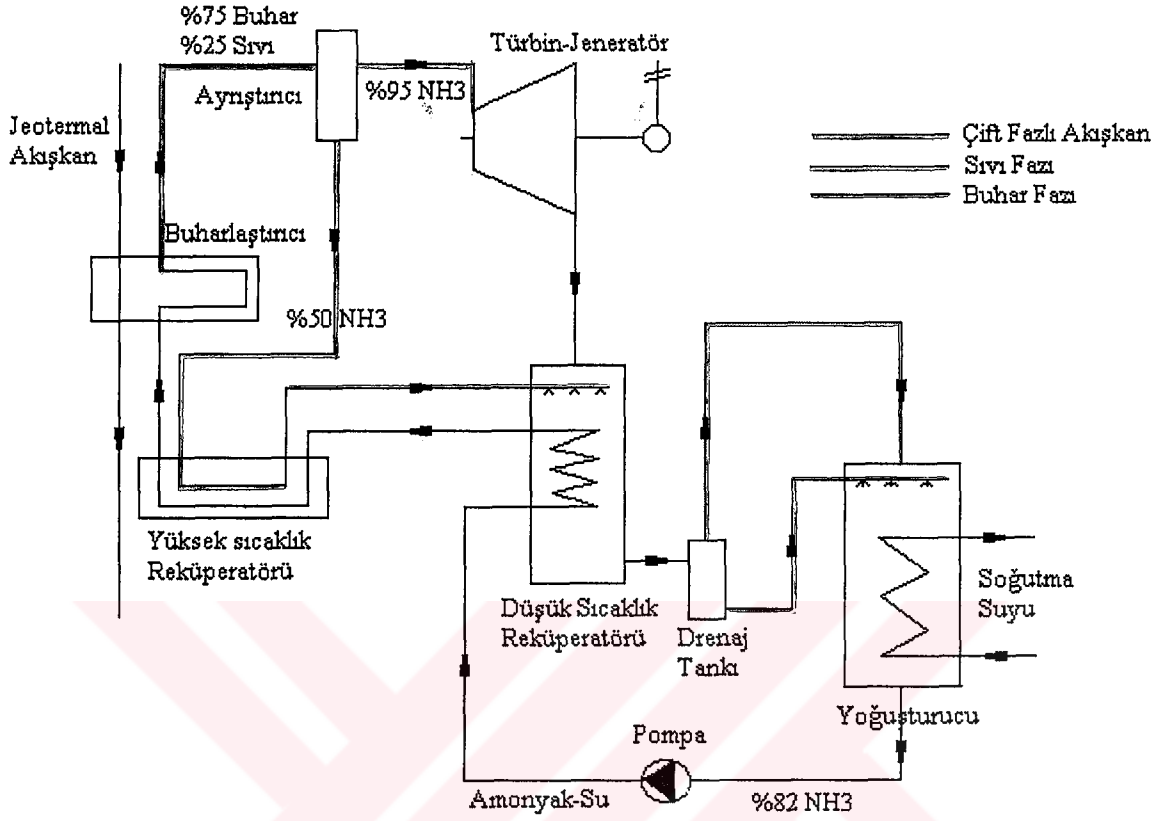
(Kırmızı çizgi, jeotermal akışkanı göstermektedir.)

Şekil 4.8 Çift kademeli binary jeotermal güç santralinin tesis şeması

4.7 Kalina Çevrimi

Kalina çevrimi Dr Alexander Kalina tarafından tasarlanmış bir çeşit binary çevrimdir. Bu çevrimin diğer binary çevrimlerden farkı, iş akışkanı olarak amonyak-su karışımı kullanılmasıdır. Çevrimin amacı düşük ve orta entalpili jeotermal kaynaklardan daha verimli elektrik üretmektir. Kalina çevriminin (KCS34) tesis şeması Şekil 4.9'da gösterilmektedir (Henry ve Mlcak, 2001). Çevrimin temel elemanları; buhar türbini, jeneratör, buharlaştırıcı, ayırıştırıcı, yoğusturucu, reküperatör ve pompadır. İş akışkanı olarak kullanılan amonyak-su karışımında %82 oranında amonyak vardır. Çevrimin kazançları, buharlaştırıcıdaki ısı değişimi prosesinden ve yoğusturucudaki ısı deşarjı prosesinden gelmektedir. Ayrıca reküperatörler sebebiyle ilave ısı kazancı da sağlanır. Bu avantajların hepsi, iş akışkanı olarak kullanılan amonyak-su karışımının değişken buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığına sahip olmasından ileri gelmektedir (Henry ve Mlcak, 2001).

Aynı jeotermal akışkan sıcaklığı ve debisi için, Kalina çevriminden üretilen güç miktarı diğer Organik Rankine Çevrimi (ORC) güçlerinden yaklaşık %25-30 daha fazla olmaktadır.



Şekil 4.9 Kalina çevrimli jeotermal güç santralinin (KCS34) tesis şeması.

Bu verim artışının sebepleri Kalina çevrimindeki buharlaşma, yoğuşma ve reküperasyon prosesleri sebebiyledir.

4.7.1 Buharlaşma

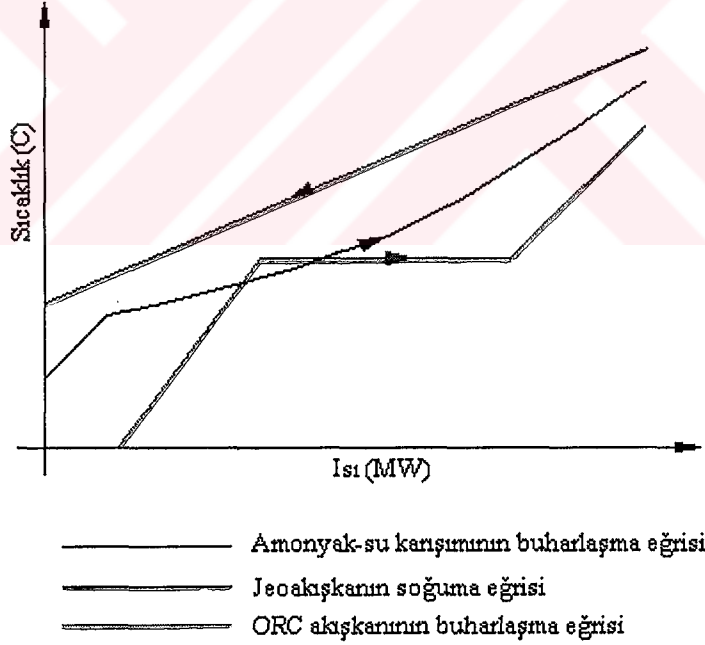
Jeotermal akışkanın enerjisi bir termik makinada doğrudan faydalı enerjiye dönüşemiyorsa yapılacak en uygun şey, jeoakışkanın ısı değişim eğrisine en çok uyan bir iş akışkanı seçmektir. Bu özelliğe uyan en iyi akışkan amonyak-su karışımıdır. Jeoakışkandan enerji alındığında, jeoakışkanın sıcaklığı lineer olarak azalır. Diğer bir deyişle sıcaklık belirli bir aralıkta değişkendir. Bilindiği gibi saf su diğer tüm saf akışkanlar gibi sabit bir sıcaklıkta buharlaşır. Oysa amonyak-su karışımı değişken sıcaklıklarda buharlaşmaktadır (Henry ve Mlcak, 2001).

Kalina çevriminde iş akışkanı olarak amonyak-su karışımının seçilmesinin sebeplerinden birisi, bu karışımın buharlaşma sırasındaki sıcaklık değişim eğrisi ile jeotermal akışkanın ısı

verme sırasındaki sıcaklık azalma eğrisinin birbiriyle çok yakın aralıkta olmasıdır. Bu yakınlık enerji dönüşümündeki verimliliğin temel sebeplerinden birisidir. Şekil 4.10, Kalina çevrimi buharlaştırıcısındaki buharlaşma prosesinin sıcaklık değişimini göstermektedir. Jeoakışkanın lineer sıcaklık düşüş eğrisi ile amonyak-su karışımının buharlaşma eğrisi arasında kalan alan, çevrimdeki termodinamik kayıpları gösterir. Şekil 4.10'dan görülebileceği gibi bu alan, amonyak-su karışımının değişken buharlaşma sıcaklığı sebebiyle ORC (Organik Rankine Çevrimi) akışkanı eğrisiyle olan alandan daha küçüktür.

Oysa saf bir akışkan olan ORC akışkanı sabit sıcaklıkta buharlaştığından, jeoakışkan ile ORC akışkanı eğrileri arasında kalan alan daha büyük olmaktadır. Yani ORC santralindeki termodinamik kayıplar Kalina Çevrimli santraldekenden daha büyük olur (Henry ve Mlcak, 2001).

Ayrıca buharlaştırıcıda amonyak-su karışımının sadece %75'inin buharlaştığı not edilmelidir. Bu kısmi buharlaşma, iki akışkan eğrisi arasındaki alanın azalmasına da yardım eder ve santral verimini artırır.

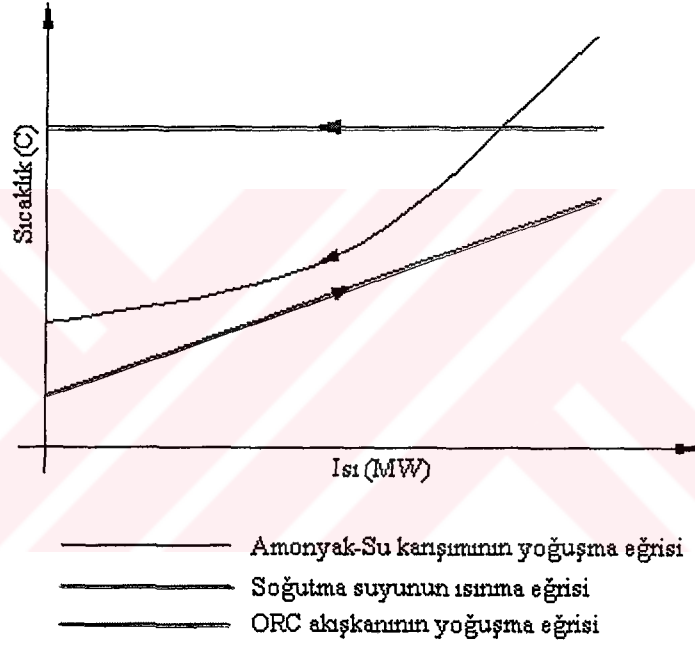


Şekil 4.10 Kalina çevrimi buharlaştırıcısında farklı akışkanların buharlaşma eğrileri

4.7.2 Yoğuşma

Şekil 4.11'de Kalina çevrimi yoğuşturucusundaki ısı atımı prosesinin sıcaklık profili görülmektedir. Şekilden de anlaşılabileceği gibi amonyak-su karışımının yoğuşma prosesi

değişken bir sıcaklıkta olurken, saf ORC akışkanının yoğuşma prosesi sabit sıcaklıkta olmaktadır. Amonyak-su karışımı yoğuşma prosesinin değişken sıcaklıkta olması sebebiyle, ters akışlı bir yoğuşturucuda, bu karışımın çıkış sıcaklığı, soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığından daha düşük olabilir. Bu durum, daha düşük türbin çıkış basıncına (kondensasyon basıncı) izin verir. Oysa saf bir ORC akışkanı sabit sıcaklıkta yoğuştuğundan, akışkanın kondenserden çıkış sıcaklığı soğutma suyunun çıkış sıcaklığından daha büyük olmaktadır. Bu tip çalışmada, Kalina çevrimine kıyasla, daha büyük türbin çıkış basıncı olmakta ve daha büyük soğutucu akışkan pompalama gücü gerekmektedir (Henry ve Mlcak, 2001). Bunlar da verimi düşüren etkenlerdir.



Şekil 4.11 Kalina çevrimi yoğuşturucusunda farklı akışkanlar için ısınma ve yoğuşma eğrileri.

4.7.3 Reküperasyon

Diğer kapalı buhar güç çevrimlerinde olduğu gibi, Kalina çevriminde de türbinden çıkan çürük buhar yoğuşturulmaktadır. Fakat amonyak-su karışımı değişken sıcaklık aralığında yoğuştuğundan türbin çıkışında bu akışkanda olan enerjinin bir kısmı buharlaştırıcıya girecek ana akışkana transfer edilebilir. Amonyak-su karışımının değişken yoğuşma sıcaklığı, bir reküperatördeki ısı transferi için gereken sıcaklık farkını sağlar. Reküperatördeki bu ön ısıtma, güç dönüşüm veriminin yüksek olmasını ve bölgesel ısıtma için kullanılacak atık jeoakışkan sıcaklığının daha yüksek olmasını mümkün kılar. Bu avantajların kazanılması, ORC güç

santrallerinde kullanılan ve sabit sıcaklıkta yoğunlaşan bir akışkanla mümkün değildir (Henry ve Mlcak, 2001).

4.7.4 Çevrimin Çalışma Prensipleri

Kalina çevrimli bir santralin tesis şeması (KCS 34) Şekil 4.9'da görülmektedir. Su soğutmalı yoğunlaştırıcı çıkışındaki iş akışkanı, doymuş sıvı şartlarındaki %82 amonyak-su karışımıdır. Akışkanın basıncı bir pompa ile artırılır. Basıncı artan akışkan, bir düşük sıcaklık reküperatörü ve bir yüksek sıcaklık reküperatörüne uğrayarak buharlaştırıcıya girmeden önce ön ısıtılır. Buharlaştırıcıda, jeotermal akışkandan elde edilen etkili bir ısı transferi ile iş akışkanının %75'i buharlaşır (ağırlıkça %75 buhar %25 sıvı). Bu çift fazlı akışkan, buhar ile sıvı kısımlarının ayrıştırıldığı yer olan ayrıştırıcıya gönderilir. Ayrışma sonucunda sıvı akışkan amonyakça zayıf, buhar ise amonyakça zengindir. Ayrıştırıcıdan çıkan amonyakça zengin yüksek basınçlı buhar, türbinde genişleyerek, düşük basınç ve sıcaklıkta türbinden çıkar (Henry ve Mlcak, 2001).

Ayrıştırıcıdan çıkan düşük amonyak konsantrasyonlu sıvı akışkan, sahip olduğu ısı enerjisini yüksek sıcaklık reküperatöründe, buharlaştırıcıya girecek olan ana akışkana vererek ön ısıtmada kullanılır. Yüksek sıcaklık reküperatöründen çıkan sıvı akışkan, daha sonra düşük sıcaklık reküperatörüne gönderilerek burada türbinden çıkan amonyakça zengin çürük buhar ile karıştırılır. Karışmayı sağlamak için sıvı akışkan buhar üzerine spreylenebilir. Böylece %82'lik amonyak-su karışımı tekrar elde edilir.

İki fazlı durumda olan iş akışkanı, sahip olduğu gizli ve duyulur ısının bir kısmını burada ana akışkana transfer ederek bir miktar daha soğur. Bu soğuma ile türbinden çıkan buharın bir kısmı daha yoğunlaşır. Düşük sıcaklık reküperatöründen çıkan sıvı akışkan bir drenaj tankına pompalanırken, kalan buhar ise doğrudan kondensere gönderilir. Bu noktada buhar amonyakça zengin, sıvı ise amonyakça zayıftır fakat her ikisinin sıcaklıkları ise aynı değerdedir. Drenaj tankından gelen sıvı akışkan yoğunlaştırıcıda buhar üzerine spreylenebilir. Amonyakça zengin buhar üzerine spreylenecek olan amonyakça zayıf sıvı, absorpsiyon prosesi ile buharın tamamen yoğunlaşmasını sağlar. Böylece doymuş sıvı şartlarındaki amonyak-su karışımı tekrar elde edilerek çevrim tamamlanmış olur.

4.8 Çift Fazlı Döner Ayrıştırıcılı Güç Çevrimi

Çift fazlı döner ayrıştırıcı sistemler, çift fazlı buhar/su karışımından güç elde etmek için geliştirilmiştir. Sistem üç ana elemandan oluşur. Bir döner ayrıştırıcı, iki fazlı nozüller serisi

ve bir sıvı türbini (Şekil 4.12). İki fazlı nozül, iki fazlı karışımın entalpisinin bir kısmını kinetik enerjiye dönüştürür. Karışım nozülden geçerken yüksek giriş basıncından düşük çıkış basıncına genişler ve buhar ile su damlacıkları iyice karışır. Genişleyen gaz, sıvı damlacıklarıyla birlikte hızlanır böylece buhar ve suyun kinetik enerjisi artar. Sonuç olarak yüksek kinetik enerjili çift fazlı jet sağlanmış olur.

İki fazlı jet, döner ayrıştırıcının iç yüzeyine teğetsel olarak yönlendirilir. Ayrıştırıcı, jetin hızına yakın bir hızda döner, böylece çok küçük bir sürtünme kaybı oluşur ve sıvı, yüksek kinetik enerjili olarak kalır. Yüksek santrifüj kuvvetler (merkezkaç kuvvetleri) ile daha ağır olan sıvı damlacıkları bir cidara çarparak buhardan tamamen ayrılır. Buhar, bir çıkış manifolduna doğru akarken, ayrılan sıvı ayrıştırıcı ile birlikte döner

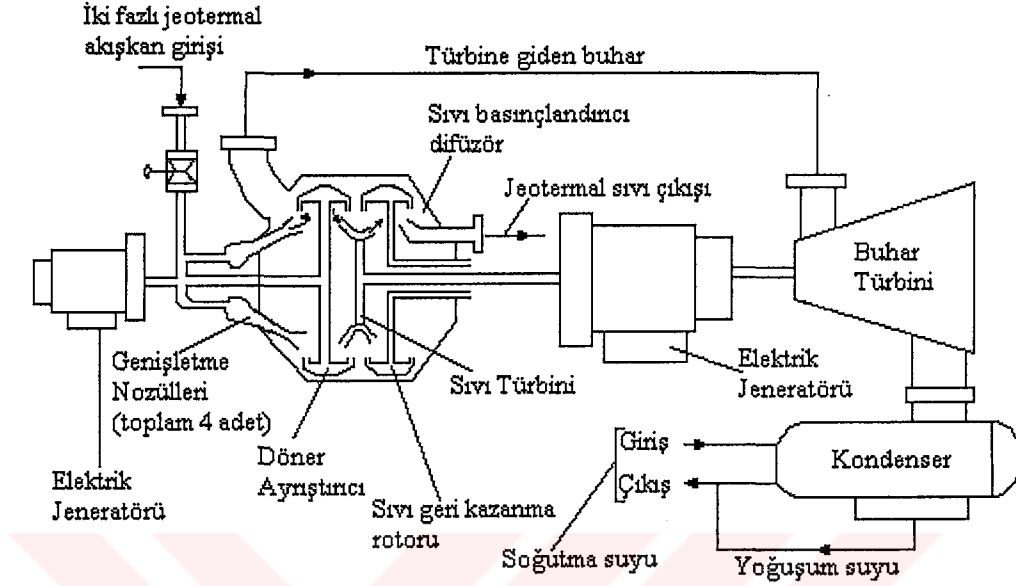
Ayrıştırıcı rotorunun nozül tarafında bulunan sıvı, disk içerisindeki sıvı iletim kanalı boyunca akarak, rotorun sıvı türbini tarafında bir sıvı tabakası oluşturur. Sıvı türbini, rotora bağlı olan kanatlar ile itme prensibini kullanarak sıvının kinetik enerjisini shaft gücüne çevirir. Sıvı türbinin kanatları, ayrıştırıcı rotorundan sıvıyı alarak akışı 180°C ters döndürür ve sıvı transfer rotoruna deşarj eder. Türbin kanadı içerisinde sıvının ters yöne çevrilmesi, kanat üzerinde bir kuvvet ve türbin rotorunda da bir dönme momenti (tork) oluşturur.

Sıvı türbini kanatlarından ayrılan sıvı, sıvı transfer rotorunun içine girer. Bu rotor, sıvıda kalan kinetik enerji tarafından döndürülen bir rotordur (birinci rotora benzer konstrüksiyonda). Böylece sıvıda kalan kinetik enerjinin hemen hemen tamamı mekanik güce dönüşür.

Tipik olarak, sıvı türbininin rotasyonel hızı (N_u) yaklaşık olarak dönen ayrıştırıcı hızının (N_s) %60'ı civarındadır. Türbin kanat kayıpları ihmal edilirse, sıvının kinetik enerjisinin yaklaşık %96'sı mekanik güce dönüşür. Kalan enerji ise sıvı transfer rotorunun döndürülmesinde kullanılır. Tipik olarak $N_u = 0,6 N_s$ ve sıvı transfer rotorunun hızı $N_{lt} = 0,2 N_s$ 'dir. Kullanılan sıvı, sıvı transfer rotorundan sabit bir difüzör yardımıyla toplanır. Difüzör kesit farklılığına sahiptir ve 1'e 3 genişleme oranı sağlar. Difüzörün ıraksaklığı ile, sıvının kalan kinetik enerjisi basınca dönüştürülür ve böylece sıvının reinjeksiyon basıncının bir kısmı bu şekilde sağlanmış olur. N_u/N_s hız oranının artmasıyla, sıvıda daha çok enerji kalabilir ve difüzörün sağlayacağı basınç da artabilir. Hız oranının 0,75 olmasıyla, reinjeksiyon pompası kullanılmadan, injeksiyon basıncının 17 bar' a kadarlık olan kısmı karşılanabilmektedir (Hudson, 1995).

Çift faz ünitesi genellikle, çift faz döner ayrıştırıcısından ayrılan buharın bir buhar türbininden

geçirildiği klasik sistemle birlikte kullanılır. Fakat çift fazlı ünitenin, üst çevrim ve alt çevrim olarak kullanıldığı sistemler de vardır. Aşağıdaki kısımda bu tip kullanımlara ait bilgiler verilecektir.



Şekil 4.12 Çift fazlı ve kondensasyonlu santralin tesis şeması (Üst çevrim olarak)

4.8.1 Üst Çevrim

Çift fazlı güç santralinin şematik resmi Şekil 4.12’de gösterilmektedir. Burada çift fazlı sistem klasik bir kondensasyonlu sistemin üst çevrimi olarak kullanılmaktadır. Bununla birlikte çift fazlı döner ayırıştırıcılı türbin, bir atmosferik çıkışlı türbinle birlikte veya doğrudan atmosfere deşarj edilecek şekilde de kullanılabilir.

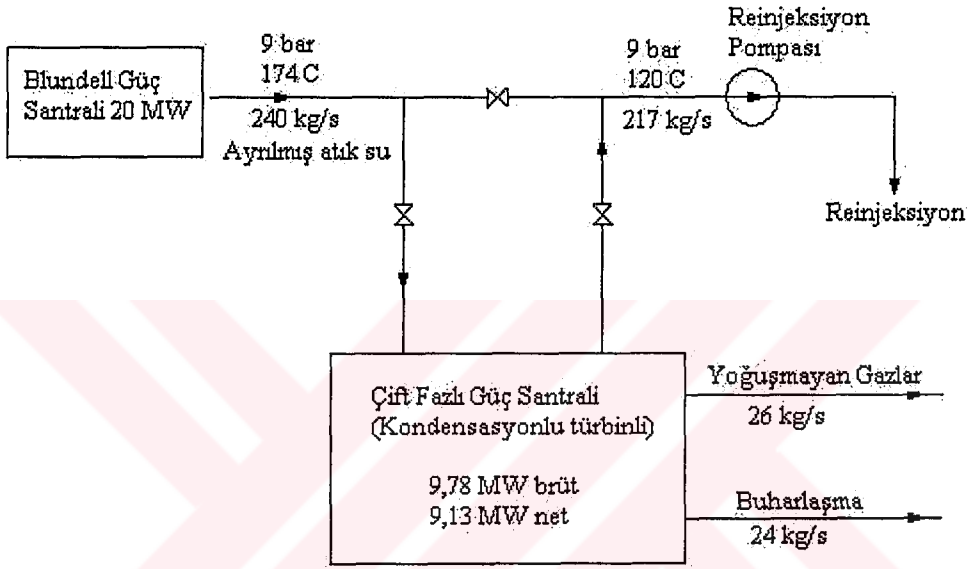
Yapılan araştırmalara göre, çift fazlı türbinin kullanımı sadece jeotermal akışkanın büyük bir kısmının su olduğu, nisbeten düşük entalpili akışkanlar için önemli bir fayda sağlamaktadır.

4.8.2 Alt Çevrim

Bu sistemde, klasik bir flaş separasyonundan deşarj olan su, doğrudan reinjeksiyon olmak yerine bir çift faz türbininden geçer. Yani çift fazlı sistem, flaşlamalı sistemin bir alt çevrimi olarak kullanılmaktadır. Bu çalışma ile akışkan debisi, alt sistemin giriş basıncı ne olursa olsun sabit kalır. Bu uygulamada çift fazlı ünitenin diğer bir avantajı da çift faz ünitesinden çıkan suyun, giriş akışkanı ile aynı ya da daha büyük basınçta deşarj edilebilmesidir. Bu durum reinjeksiyon uygulamaları için çok kullanışlı olabilir. Akışkan basıncı, klasik buhar

türbinli sistemlerde flaş buharı basıncına düşürülmelidir.

Alt çevrim olarak çift fazlı sistemleri kullanmanın başlıca dezavantajı; düşük entalpili akışkanın yüksek debilerini karşılamak için çok büyük boyutlu makinaları gerektirmesidir. Şekil 4.13; ABD deki mevcut 20 MW_e' lık Blundell güç santrali için dizayn edilen çift fazlı alt sistemin tesis şemasını göstermektedir. Bu tip uygulamalar için çift faz santrallerinin kullanımı belirli termodinamik avantajlara sahiptir. Bununla birlikte, ünitelerin büyük boyutlarda olması önemli maliyet sorunlarına neden olmaktadır.



Şekil 4.13 Çift fazlı Blundell güç santralinin şematik resmi (Alt çevrim olarak)

Çift faz santrallerinin ekonomik durumu iyi belirlenememiştir. Çünkü dünyada bu tipte çalışan fazla santral yoktur. Bu santrallerden birisi 9 MW_e güce sahip, Desert Peak-Nevada'da bulunan santraldir. Bununla birlikte, çift fazlı kondensasyonlu üst çevrim santrali özgül kuruluş maliyetinin (kurulu kW başına maliyet) klasik kondensasyonlu santral ile benzer olduğu söylenebilir. Çift fazlı santral genellikle bir kuyudan, klasik santrale göre daha fazla güç üretebilmektedir. Bununla birlikte bu avantaj, çift faz giriş basıncının çok yüksek olmadığı nisbeten düşük entalpili kuyularla sınırlıdır.

4.8.3 Çift fazlı santral maliyetleri

Aşağıda belirtilen maliyetler belirli uygulamalar arasında oldukça değişken olabilir. Çift fazlı üst çevrim uygulaması sadece orta ve düşük entalpili kaynaklar için uygundur. Çift fazlı santralin, maliyet açısından önemli bir avantajı da, ilave bir buhar/su ayırıştırıcısına ihtiyaç

duyulmamasıdır. Bununla birlikte, aşağıdaki tipik kuruluş maliyetleri, 1100 kJ/kg civarında akışkan giriş entalpisine sahip çift fazlı kuyu başı santraller için tahmini değerlerdir (Hudson, 1995).

Çift faz ünitesi (Doğrudan atmosfere egzostlu)	1750 US\$/kW
Çift faz üst ünitesi (Atmosferik çıkışlı türbine sahip)	1620 US\$/kW
Çift faz üst ünitesi (Kondensasyonlu türbine sahip)	1490 US\$/kW

Bu fiyatlar belirlenirken aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Akışkan entalpisi yaklaşık olarak 1100 kJ/kg' dır
- Kuyu maliyetleri hariçtir
- Buhar iletim sistemi kısadır
- Basit reinjeksiyon sistemine sahiptir
- Güç iletim hattı kısadır
- Vergiler hariçtir

4.8.4 Çift Fazlı Çevrimin Termodinamiği

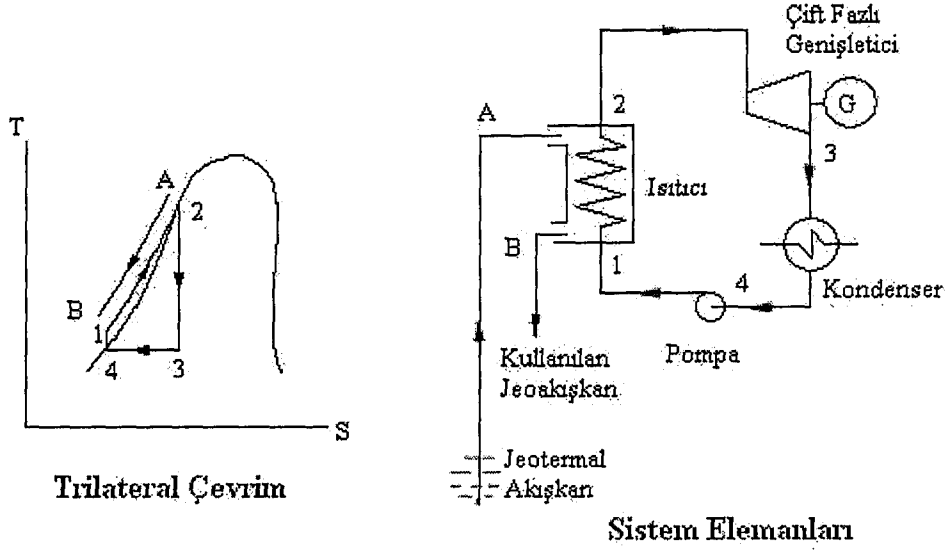
Çift fazlı çevrimin T-s diagramında gösterilişi Şekil 4.14'de görülmektedir. Doymuş sıvı noktası olarak '0' noktası seçilirse, klasik flaşlama prosesi sabit entalpi eğrisini izleyeceği için flaşlamalı sistemde eğri '0-1' arasını izler. Seperatörde akışkandan ayrılan buhar '2_g' noktasına ulaşır ve türbinde genişleyerek '2_g-3' yolunu izler. Bu çevrimde elde edilen güç buradaki entalpi farkı kadardır. Fakat çift fazlı çevrimde doymuş sıvı izentropik proses yapacağından '0-2_i' yolunu izler. Yani çift fazlı genişlemede entalpi 'h₁' den 'h₂' ye düşmektedir. Buradan güç elde etmek mümkündür. Ayrılan buhar (flaşlamalı sistemden daha küçük debide) buhar türbininde '2_g-3' yolunu izleyerek daha fazla güç üretimini mümkün kılar.

Çift fazlı türbinin etkinliği nozül izentropik verimlerine bağlıdır ki % 60-75 arasında değişir.

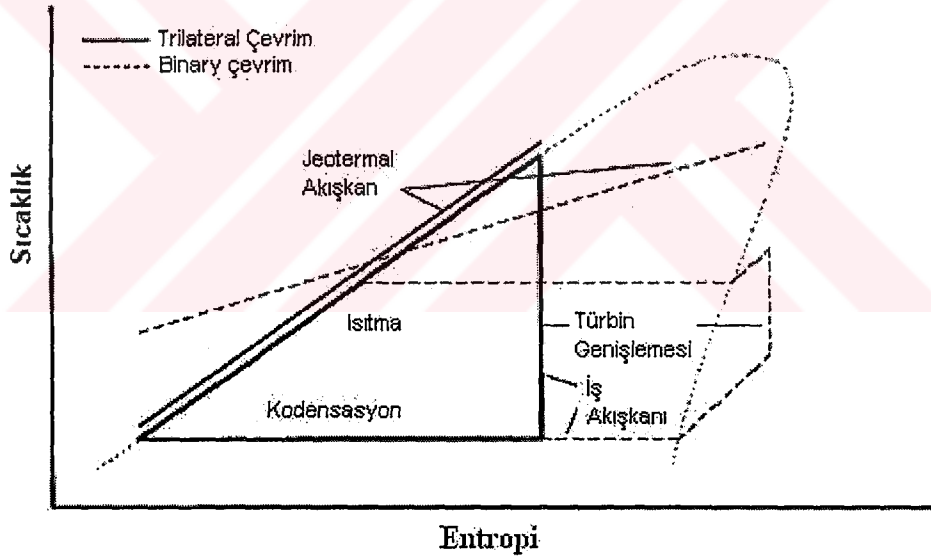
şartlardadır. Bu durum, jeoakışkan ile iş akışkanı arasındaki hassas bir ısı değişim prosesi ile sağlanır ve böylece çevrim tersinmezlikleri azaltılarak sistemin performansı artırılır. Çünkü genişleticiye (türbin) giren akışkan kaynama noktasına çok yakındır ve genişleme sürecinin tamamı çift fazlı bölgede gerçekleşir (Şekil 4.15). Klasik binary çevrimlerde ise genişleme prosesinin kızgın buhar bölgesinde olmasını sağlamak için iş akışkanı buharlaştırılır ve kızdırılır. Binary ve trilateral çevrimlerin T-s diyagramındaki mukayeseleri Şekil 4.16'da görülmektedir.

Trilateral çevriminin tesis şeması ve T-s diyagramındaki ifadesi Şekil 4.15'de görülmektedir (Smith, 1999). Bu çevrimde sıvı fazdaki jeotermal akışkan, üretim kuyusundan çıkarak bir ısı değiştiricisinden geçer (T-s diyagramındaki A-B aralığı) ve ısını bir iş akışkanına aktarır (1-2 aralığı). İş akışkanı doymuş sıvı şartlarında bir çift faz türbininde genişleyerek türbinde mekanik güç elde edilir. Bu mekanik güç bir jeneratör aracılığıyla elektriksel güce dönüştürülür. Türbinden çıkan akışkan kondenserde yoğunlaştırıldıktan sonra tekrar ısı değiştiricisi basıncına yükseltilerek çevrim tamamlanır. Çevrimde kullanılan genişletici eleman yani türbin vida tipi bir genişletme cihazıdır. Bu tip bir türbinde çift fazlı genişleme mümkün olabilmektedir.

Idaho National Engineering and Environmental Laboratory (INEEL)'da yapılan bir araştırmada trilateral çevrim performansı üzerinde çalışılarak, bu tip bir güç sisteminin klasik binary çevrim performansı ile karşılaştırılması yapılmıştır (Şekil 4.16) (Mines, 1998). Araştırmada 95 ile 160 °C sıcaklıklar arasındaki jeotermal kaynaklardan yararlanma üzerinde durulmuş ve bu akışkanlardan ekonomik güç üretiminin sağlanması amaçlanmıştır. Araştırma sonucunda, trilateral çevrimin klasik binary çevrimine göre daha üst seviyede bir performans gösterdiği belirtilmiştir. Trilateral çevrimin performansı belirlenirken, optimum iş akışkanının belirlenmesi üzerinde de çalışılmıştır. Bu amaçla içerisinde 20 adet iş akışkanının termodinamik özelliklerinin olduğu ASPEN PLUS isimli bilgisayar programı kullanılmıştır. Her bir akışkan ve kaynak şartlarında, trilateral çevrimin performansını değerlendirmek için bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller; akışkan sıcaklıkları, pompa ve türbin verimleri, hava sıcaklığı, jeoakışkan debisi ve sistemin basınç düşüşüdür. Binary ve trilateral çevrimi elemanlarının benzer olması ve benzer kabullerin her iki çevrim için de yapılabilmesi sonucunda bu iki çevrimin kıyaslanabileceği belirtilmiştir.



Şekil 4.15 Trilateral çevrimin tesis şeması ve T-s diyagramında gösterilmesi.



Şekil 4.16 Trilateral ve binary güç çevrimlerinin T-s diyagramında mukayesesi.

Araştırma sonucunda iş akışkanlarından R-30 ve Metilen Klorid'in en iyi performansı sağladığı belirtilmiştir. Bu akışkanların en iyi performansı sağlayabilmesi için, trilateral çevrim türbini genişleme oranının 100'e kadarlık değerlerde olması gerektiği ifade edilmiştir. Eğer genişleme oranı 20'den daha az olursa bu durumda amonyağın en uygun iş akışkanı olduğu açıklanmıştır.

Bu araştırmaya göre, aynı jeotermal kaynak şartlarındaki trilateral çevrim, klasik binary çevrimden daha fazla güç üretebilmektedir. Eğer her iki çevrimde de aynı enerjiye sahip jeotermal akışkan kullanılırsa, trilateral çevrim binary çevrimden, 160 °C'lik kaynakta yaklaşık %15, 115 °C'lik kaynakta ise %35 daha fazla güç üretebilmektedir. Eşdeğer sıcaklık yaklaşımını sağlamak için, trilateral çevrim daha düşük çevrim tersinmezliklerine sahip olduğundan ve jeotermal akışkandan daha yüksek miktarda enerji çıkardığından, hem ısı değiştiricisinde hem de kondenserde daha büyük U.A (termal iletkenlik) değeri gerektirmektedir. 160 °C'lik kaynak sıcaklığı için ısıtıcı ve kondenserdeki U.A'lar binary çevrime göre sırasıyla %86 ve %17 daha büyük olmaktadır. Her iki çevrim aynı ısı değiştiricisi ve kondenser U.A değerleri, hava debisi ve türbin verimleri ile kıyaslandığında, 160 °C'lik kaynak için çevrim performansında çok küçük bir farkın olduğu belirlenmiştir. 115 °C'lik kaynakta ise trilateral çevrim yaklaşık %4.5 daha fazla güç elde etmektedir. Buradan anlaşılabileceği gibi, trilateral çevrim düşük kaynak sıcaklıklarında binary çevrimden daha avantajlı olmaktadır. Trilateral çevrimle ilgili en temel belirsizlik, iş akışkanının tamamı iki fazlı bölge içerisinde genişlediğinden, genişletici (türbin) veriminde olmaktadır. Çift fazlı türbinlerle ilgili çalışan araştırmacılar binary çevrim türbinin izentropik verimi %85 olduğunda trilateral çevrim türbininin %76'lık izentropik verime sahip olduğunu belirtmişlerdir (Mines, 1998).

5. DENİZLİ-KIZILDERE JEOTERMAL GÜÇ SANTRALİ

1998 yılı verilerine göre dünya üzerindeki tüm kaynaklardan üretilen elektrik enerjisi 14 411 milyar kWh (2000 yılında 15 342 milyar kWh)'dır. 14 411 milyar kWh'lık üretimin 2 826 milyar kWh'ı yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanmıştır. 2 600 milyar kWh'ı sadece hidroelektrik sistemlerinden geri kalan 226 milyar kWh'ı da jeotermal, güneş, rüzgar, biomass ve gelgit enerjisinden elde edilmiştir. Dünya jeotermal kurulu elektrik kapasitesi 8256 MW_e'ye ulaşmıştır. (Barbier, 2002). 2001 yılı verilerine göre Türkiye'nin kurulu gücü 28332.4 MW_e'dir (16623.1 MW_e'i termik, 11672.9 MW_e'i hidrolik). Ülkemizin toplam elektrik üretiminde hidroelektrik enerji hariç, yenilenebilir enerjinin payı % 0,12'dir (36.4MW_e) [1]. Türkiye'de halen yenilenebilir enerjilerden jeotermal ve rüzgar enerjisi ile elektrik üretimi mevcuttur. Kuşkusuz bu payın artırılmasında jeotermal potansiyelin aktif hale getirilmesi önemli bir rol oynayacaktır.

Türkiye, jeotermal enerji potansiyeli bakımından dünyanın 7. Avrupa'nın ise 1. ülkesidir. Jeotermal enerjiden başlıca yararlanma alanları, mekan ve bölgesel ısıtma uygulamaları, sera uygulamaları, elektrik üretimi, kuru buz ve sıvı CO₂ üretimi, tekstil endüstrisinde beyazlatıcı olarak kullanım, ve balneolojik uygulamalardır. Doğrudan yararlanma uygulamalarında ise dünyanın 5. büyük ülkesi konumundadır. Elektrik üretiminde kullanılan mevcut tek güç santrali vardır o da Ege Bölgesinde bulunan Denizli-Kızıldere jeotermal güç santralidir. Santralin kurulu gücü 20.4 MW_e olmasına rağmen, kabuklaşma problemleri ve akışkanın yüksek yoğunlaşmayan gaz içeriğinden dolayı 8-12 MW_e arasında güç üretilebilmektedir.

Denizli, çok önemli jeotermal enerji rezervlerine sahip olan bir ildir. İl, ayrıca ülkemizin en büyük sanayi şehirlerinden birisidir. Özellikle tekstil endüstrisi dünyaca ünlüdür. Pamukkale (Hierapolis) ve Laodikya antik şehirleri gibi çok sayıda antik şehire sahip olmasından dolayı aynı zamanda önemli bir turizm bölgesidir. Pamukkale (Hierapolis)'de var olan kaplıca ve Roma hamamları, bölgenin tarih boyunca çok önemli bir jeotermal saha olduğunu kanıtlar. Kızıldere jeotermal sahası ise Denizli'nin 35 km batısında, Büyük Menderes nehrinin yanındadır. Burada kurulu olan güç santrali 1974 yılında 0.5 MW_e güç ile test üretimine başlamış ve 1984 yılında kurulu kapasite 20.4 MW_e' a çıkarılmıştır. Jeotermal sahanın güç üretim kapasitesinin 30 MW_e olduğu tespit edilmiştir (Serpen, 2000).

Sahanın en önemli problemi, çıkarılan jeotermal akışkanın yüksek kimyasal partikül ve yoğunlaşmayan gaz içeriğine sahip olmasıdır. Jeoakışkandaki toplam çözünmüş partikül miktarı 2500-3200 ppm arasında ve yoğunlaşmayan gaz konsantrasyonu da %10-21 aralığındadır

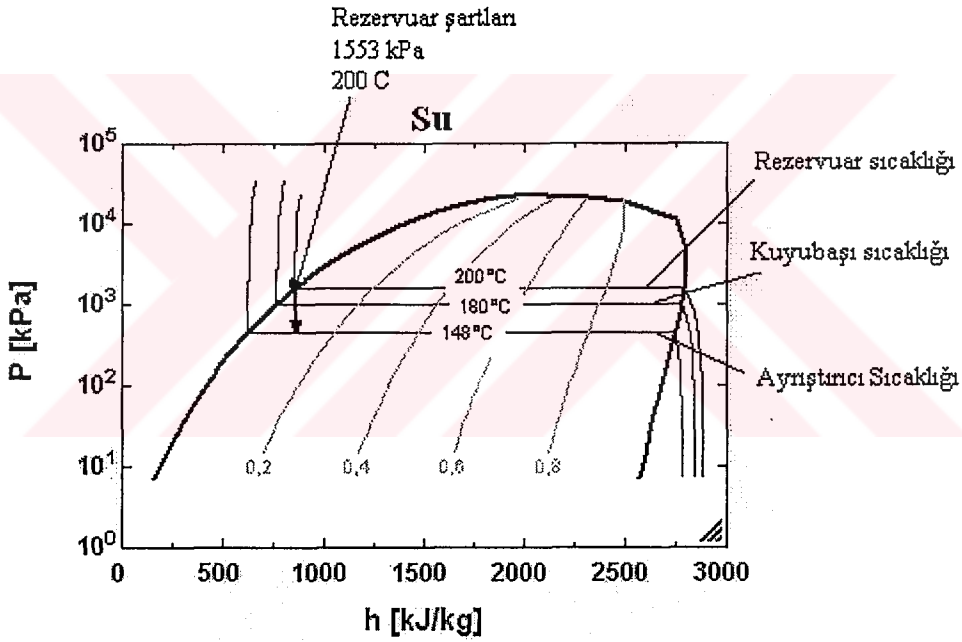
(ağırlıkça). Yoğuşmayan gazların büyük bir kısmı (%96-99) CO_2 'dir (Gökçen vd., 2004). Bu nedenle yıllardan beri tam kapasiteye yakın kapasitelerde çalıştırılmamıştır (Serpen, 2000). Çünkü kabuklaşma sorunu tam manasıyla giderilememiştir. Bu sahada, 20 den fazla araştırma kuyusu ve 9 adet üretim kuyusu vardır. Kuyular, sığ kuyulardır ve derinlikleri 500 ile 900 m arasındadır. Her bir kuyunun debisi 25-28 kg/s'dir. Bu kuyuların taban sıcaklıkları 200-210 $^{\circ}\text{C}$ arasında değişmektedir. Rezervuardaki akışkan $x=0$ şartlarında doymuş sıvıdır. Yeni açılan R1 kuyusunun taban sıcaklığı 242 $^{\circ}\text{C}$, basıncı 3430 kPa ve derinliği 2261 m dir. Bu kuyu tek başına 6-7 MW_e güç üretim kapasitesine sahiptir. Kuyunun debisi 63 kg/s' dir ve buradan üretilen buhar ise 15,5 kg/s'dir (Sarıkurt, 2001).

Bu güne kadar Kızıldere jeotermal santrali ile ilgili yapılan çalışmalarda tek flaşlı sistemin ayrıştırıcılarından atılan jeotermal sıvının ekserjisi ve enerjisinin oldukça yüksek olduğu belirtilmiş ve bu atık enerjiyi değerlendirecek bir binary sistemin mevcut sisteme ilave edilmesi önerilmiştir (Kılış vd., 1994), (Serpen, 2000), (Çerçi, 2003). Bu bölümde tek flaşlı sistemin ayrıştırıcısından B.Menderes nehrine atılan akışkan, bir binary çevrimin ısı değiştiricisinde, seçilen bir binary akışkan için ısı kaynağı olarak kullanılmış ve bu şekilde elde edilen kombine tek flaş-binary çevriminin performans analizi yapılmıştır. Bu araştırma, Kızıldere sahası için yapılan ilk kapsamlı kombine sistem analizi olma özelliğini taşımaktadır.

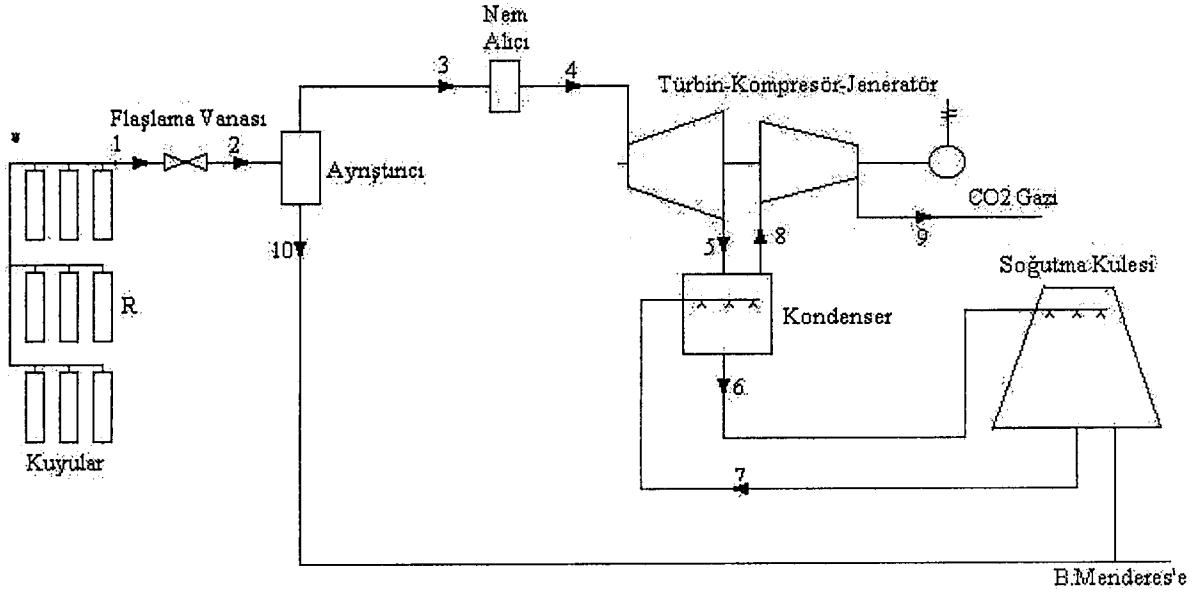
5.1 Mevcut Santralin Çalışma Şartları

Üretim kuyularında 200 $^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta üretilen, 264 kg/s kütleli debili, doymuş sıvı fazındaki jeotermal akışkan, kuyu yüzeylerine ulaştığında 180 $^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta çift fazlı akışkan (sıvı-buhar karışımı) haline gelir. Kuyulardan çıkan çift fazlı akışkandaki buhar miktarı az olduğu için flaşlama işlemi yapılarak buhar miktarı artırılır. Buhar oranı artan çift fazlı akışkan, bir ayrıştırıcıya getirilir. Flaşlama işlemi sabit entalpide gerçekleşen bir basınç düşüşü işlemidir. Böylece düşük nitelikli fakat daha çok buhar elde edilir. Bu noktadaki akışkanın kuruluk derecesi $x = 0.108$ 'dir (Şekil 5.1). Ayrıştırıcıda, çift fazlı akışkandaki sıvı ile buhar birbirinden ayrılır. Ayrışma sonucunda 148 $^{\circ}\text{C}$ 'de ve 28.5 kg/s debide doymuş kuru buhar elde edilirken, 148 $^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta 235.5 kg/s debide sıvı akışkan elde edilir. Ayrıştırıcıdan çıkan sıvı akışkan, herhangi bir değerlendirme yapılmadan doğrudan B.Menderes nehrine gönderilirken, elde edilen buhar bir nem alıcıda nemi alındıktan sonra buhar türbinine gönderilerek genişletilir. Türbinin mekanik enerjisi jeneratör tarafından elektrik enerjisine dönüştürülür. Santraldaki türbin, gaz kompresörü ve jeneratör birbirine bağlı olarak çalışmaktadır. Türbinden çıkan çürük buhar, karışım tipi kondenserde yoğuşturulur. Bu

noktadaki akışkan sıcaklığı 48°C ve basıncı da 10 kPa 'dır. 2378 kg/s 'lik debiye sahip kondenser soğutma suyu, soğutma kulelerinde hava ile soğutulan jeotermal akışkandır. Soğutma için 4 adet fan kullanılmaktadır. Kondenserden çıkan akışkan soğutma kulesine gönderilerek spreyleme işlemine tabii tutulur. Türbine bağlı olarak çalışan 2 adet gaz kompresörü, kondenserde yoğuşmayan CO_2 gazını alarak santralin hemen yanında bulunan bir kurubuz üretim tesisine gönderir. KARBOGAZ şirketine ait bu tesiste yılda $40\ 000$ ton kurubuz üretilirken, 1999'da üretim kapasitesi $120\ 000\text{ ton/yıl}$ 'a ulaşmıştır (Günerhan, 1999) (Gökçen vd., 2004). Denizli jeotermal güç santralinin basitleştirilmiş şeması Şekil 5.2'de görülmektedir.



Şekil 5.1 Flaşlama işlemi sabit entalpide basınç düşüşüyle gerçekleşerek doymuş sıvının bir kısmı buharlaşır.



Şekil 5.2 Denizli-Kızıldere jeotermal santralinin basitleştirilmiş şeması

5.2 Ekserji ve Enerji Analizleri

Santralin daha verimli nasıl çalışabileceğine dair karar verebilmek için, santralin temel noktalarına ait ekserji ve enerji analizleri yapılmıştır. Enerji ve ekserji analizleri için gereken ölü hal değerleri olarak, santralin bulunduğu bölgenin ölü hal sıcaklığı $T_0=16^\circ\text{C}$ ve basıncı ise $P_0=95,9\text{ kPa}$ olarak alınmıştır. Bu değerler yerel meteorolojik verilerdir.

Jeotermal sahanın ve santralin, enerji, ekserji ve verim hesaplamaları, aşağıdaki bağıntılar kullanılarak yapılmıştır (Çengel ve Boles, 1996) (Kanoğlu vd., 1998).

Jeotermal akışkanın enerji analizi için;

$$e_n = h - h_0 \quad (5.1)$$

$$\dot{E}_n = \dot{m} \cdot e_n \quad (5.2)$$

Jeotermal akışkanın ekserji analizi için;

$$e_k = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (5.3)$$

$$\dot{E}_k = \dot{m} \cdot e_k \quad (5.4)$$

Türbinde üretilen güç;

$$\dot{W}_{\text{türbin}} = \dot{m} \cdot (h_g - h_c) \quad (5.5)$$

Jeneratörde üretilen güç;

$$\dot{W}_{\text{gen}} = \dot{W}_{\text{türbin}} \cdot \eta_{\text{gen}} \quad (5.6)$$

Santralde üretilen net güç (üretilen gücün %9'unun santralde tüketildiği kabul edildi);

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{gen}} \cdot 0,91 \quad (5.7)$$

Santralin genel I.kanun verimleri ;

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}_{nR}} \quad (\text{Rezervuar şartlarına göre}) \quad (5.8)$$

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}_{nkb}} \quad (\text{Kuyu başı şartlarına göre}) \quad (5.9)$$

Santralin genel II.kanun verimleri ise;

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}_{kR}} \quad (\text{Rezervuar şartlarına göre}) \quad (5.10)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}_{knb}} \quad (\text{Kuyu başı şartlarına göre}) \quad (5.11)$$

Jeotermal santrallerin performans analizleri için yaygın olarak kullanılan yöntem, santralin I. ve II. kanun verimlerinin değerlendirilmesidir. Jeotermal santrallerin performansları için özellikle II. kanun verimlerinin değerlendirilmesi çok iyi bir yöntemdir (Di Pippo, 1999). Bazı araştırmacılar klasik santrallerin I. kanun verimleri ile jeotermal santrallerin II. kanun verimlerinin doğrudan karşılaştırılabileceğini belirtmişlerdir (Kanoğlu vd., 1996). Bu nedenle bu çalışmada, santral işletiminin matematiksel modeli hazırlanmıştır. Gerçekte her bir üretim kuyusunda ayrı ayrı flaşlama ve ayrıştırma yapılmasına rağmen, analizlerde kolaylık sağlaması amacıyla üretim kuyularından sağlanan akışkanların toplanarak hep birlikte flaşlama yapıldığı ve tek ayrıştırıcı kullanıldığı kabul edilmiştir. Buna göre santralin temel noktalarının enerji ve ekserji analizleri yapılarak sonuçlar Çizelge 5.1'de sunulmuştur.

Çizelgedeki verilere dayanan analizler sonucunda, santral performansının nasıl artırılacağı

Denizli jeotermal santralinde flaşlama basıncı optimize edilmemiştir ve gelecekteki rezervuar basınç azalmasını ayarlamak için mümkün olduğunca düşük seçilmiştir (Serpen, 2000). Bu nedenle bu çalışmada, maksimum gücün üretilebileceği optimum flaşlama basıncı belirlenmiştir.

Çizelge 5.1 Santraldeki temel noktalara ait özellikler

Referans Noktası	Sıcak. T (°C)	Basınç P (kPa)	Debi $\dot{m}$ (kg/s)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kg K)	Toplam Enerji $\dot{E}_n$ (kW)	Toplam Ekserji $\dot{E}_k$ (kW)
0	16	95,9	-	67,23	0,2389	0	0
R	200	1 553	-	852,1	2,329	207 198	47 734
1	180	1 002	264	852,1	2,335	207 198	47 275
2	148	450,8	264	852,1	2,364	207 198	45 056
3	148	450,8	28,5	2 743	6,855	76 261	21 761
4	147	438,7	28,5	2 742	6,864	76 226	21 651
5	48	10	28,5	2 354	7,381	65 190	6 360
6	39	6,984	2 406,5	163,2	0,5586	230 533	8 588
7	29	4,001	2 378	121,5	0,4228	128 947	2 557
8	36	10	4,36	9,26	0,4681	-252,8	-535,6
9	130	99	4,36	93,46	0,2727	114,4	72,61
10	148	450,8	235,5	623,2	1,82	130 937	25 530

5.3 Mevcut Santralin Performansı

Santralin matematiksel modeli bir bilgisayar programı kullanılarak yazılmış ve ölçülen değerler kullanılarak santralin mevcut performansı tespit edilmiştir. Santral, belirtilen şartlarda jeneratörde 10 374 kW_e güç üretmektedir. Bu gücün % 9'unun santraldeki yardımcı elemanlarda harcadığı kabul edildiğinden, üretilen net güç 9440 kW_e olmaktadır. Kuyu başı şartlarına göre santralin I. kanun verimi % 4,556 ve II. kanun verimi de % 19,97 olmaktadır. Rezervuar şartlarına göre I. ve II. kanun verimleri ise sırasıyla %4,556 %19,78'dir. Bu verimlerden ve üretilen güç değerlerinden anlaşılabileceği gibi santral, benzerlerine göre düşük değerlerde çalışmaktadır (Çizelge 5.2) (Kanoğlu vd., 1996) (Kanoğlu ve Çengel, 1997).

Çizelge 5.2 Bazı jeotermal güç santrallerinin I. ve II. kanun verimleri

Santral Adı	Tipi	I.Kanun verimi	II.Kanun verimi
Nevada	Tek flaşlı	5,7*	21,6*
		5,7**	23,2**
Nevada	Binary	5,6*	26,9*
		5,9**	29,2**

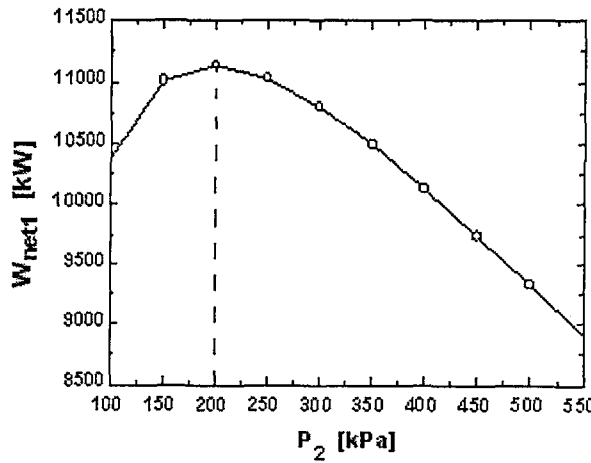
* rezervuar şartlarına göre

**kuyubaşı şartlarına göre

5.4 Optimum Flaşlama Basıncının Belirlenmesi

Yapılan analizler sonucunda, üretilen net gücü maksimum yapan flaşlama basıncı 200 kPa olarak bulunmuştur (Şekil 5.3). Flaşlama prosesi bu basınçta yapıldığında 11140 kW_e net güç üretmek mümkün olmaktadır. Bu durumda 1700 kW_e fazla güç üretilecek ve güç artışı ise % 18 olacaktır. Optimum çalışma şartlarında santralin I. kanun verimi % 5.376, II.kanun verimi ise % 23.34 olmaktadır. Verim ve güç değerlerinin mukayeseleri Çizelge 5.3'de verilmiştir.

Kızıldere sahasının jeotermal akışkanındaki çözünmüş mineral konsantrasyonu oldukça yüksek olduğundan (2500-3200 ppm), flaşlama basıncının bir alt sınırı söz konusu olmaktadır. Çünkü düşük basınçlarda, bu maddelerin katı faza geçerek santral elemanlarında kabuklaşmaya sebep olmaları muhtemeldir. Fakat bu olgu, bu çalışmanın konusu değildir. Çünkü gelecekte, kabuklaşmaya sebep olmadan düşük basınçta flaşlama yapılabilecek bir teknoloji geliştirilebilir.



Şekil 5.3 Santralde üretilen net gücün, flaşlama basıncına göre değişimi

Çizelge 5.3 Kızıldere tek flaşlı jeotermal güç santralinin mevcut değerleri ile optimum flaşlama basıncında çalışması durumundaki değerlerinin mukayesesi (verimler rezervuar şartlarına göredir).

	Mevcut Değerler	Optimum flaşlama basıncındaki değerler
Üretilen Net Güç (kWe)	9 440	11 140
Genel I. Kanun Verimi (%)	4,556	5,376
Genel II. Kanun Verimi (%)	19,78	23,34

5.5 Mevcut Santralin Güç Üretimini Artırmak İçin Önerilen Kombine Tek Flaş-Binary Sisteminin Analizi

Santralin yapım yıllarında, henüz jeotermal güç üretim teknolojisi bu günkü kadar gelişmiş değildi. 1972'de teknolojik olarak yeni gelişmekte olan binary çevrimli santral düşünülmüştü. Kullanılacak binary modelde 2000 ton/h (555.55 kg/s) lik akışkan debisinde 30 MW_e'lik güç üretimi hesaplanmıştı. Binary çevrimin iş akışkanı olarak izobütanın kullanılması tasarlanmıştı. Fakat bu model hakkındaki tecrübeler henüz az olduğundan, cazip maliyetine rağmen UNDP, binary çevrimli santral yapımına cesaret edememiş ve 1984 yılında mevcut tek flaşlı güç santrali işletmeye açılmıştır. 20.4 MW_e kurulu güce sahip santral, 28.75 milyon \$' a mal olmuş ve ortalama 10 MW_e güç üretmiştir. (Serpen, 2000).

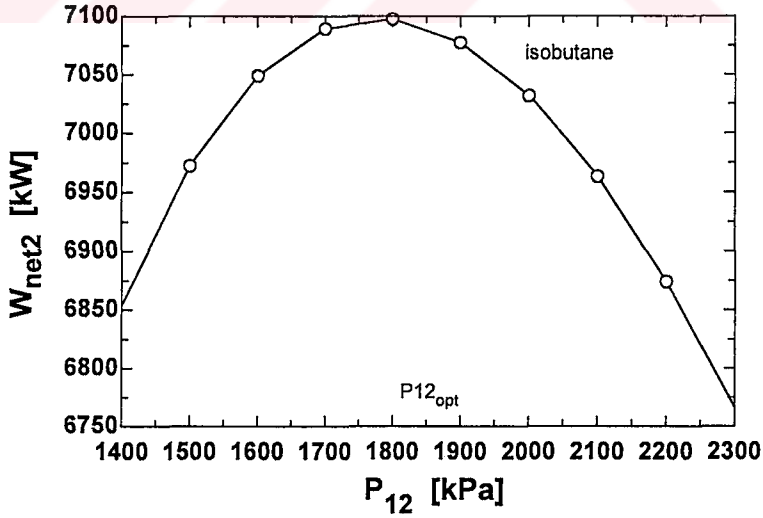
Mevcut tek flaşlı santralin yerine yeni bir santral yapmak şu an için fizibl olmadığından, santralin modifiye edilmesi daha uygun görülmektedir. Çizelge 5.2'deki veriler incelendiğinde ayrıştırıcıdan çıkan jeotermal sıvının yüksek sıcaklığa sahip olduğu görülür. Bu sıvı akışkan, herhangi bir şekilde değerlendirilmeden, doğrudan B. Menderes Nehrine deşarj edilmektedir. Buradaki ekserji kaybı kuyu başındaki ekserjinin %53.48'üdür (25530 kW). Halbuki mevcut santrale bir binary sistem ilave ederek bu yüksek ekserjiden faydalanılabilir. Bu nedenle çalışmamızda, mevcut santralin bu noktasına bir binary sistem ilave edilerek daha fazla güç üretimini gerçekleştirme yoluna gidilmiştir. Teklif edilen modelin tesis şeması Şekil 5.4'de görülmektedir. Bu modelde, tek flaşlı santralin ayrıştırıcısından çıkan sıcak jeotermal sıvı alınarak bir ısı değiştiricisinden geçirilecek ve seçilen bir iş akışkanı kızgın buhar haline getirilebilecektir. Bu iş akışkanının klasik Rankine çevrimini tamamlamasıyla ilave güç üretimi gerçekleştirilmiş olacaktır.

edilmiştir.

Çizelge 5.4 Binary çevrimine ait karakteristik ve seçilen değerler (optimum basınçta)

No	Faz	Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)	Basınç (kPa)	Debi (kg/s)
11	Doymuş sıvı (jeoakışkan)	75,32	200	222,3
12	Kızgın Buhar (iş akışkanı)	135	1800	130,7
13	Kızgın Buhar (İş akışkanı)	93,78	405,6	130,7
14	Sıvı (İş akışkanı)	30	405,6	130,7
15	Sıvı (İş akışkanı)	31,15	1 800	130,7
16	Sıvı (su)	20	-	2 801
17	Sıvı (su)	25	-	2 801

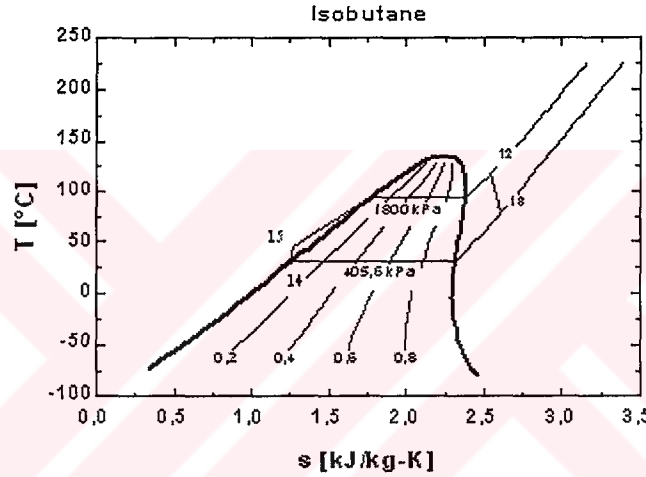
Isı değiştiricisi çıkışındaki izobütanın basıncı, net işi maksimum yapacak şekilde optimize edilmiş ve Şekil 5.5'deki grafik elde edilmiştir. Bu grafiğe göre binary üniteden elde edilen net gücü maksimum yapan optimum izobütanın basıncı 1800 kPa olarak bulunmaktadır.



Şekil 5.5 Önerilen kombine tek flaş-binary çevrimi için izobütanın ısı değiştiricisi çıkışındaki optimum basıncı (Binary ünitesinde üretilen net gücü maksimum yapan optimum basınç)

5.6 Optimum Flaşlama Basıncı ve Optimum İzobütan Basıncındaki Performansın Analizi

Önerilen kombine tek flaş-binary güç santralinde üretilebilecek maksimum gücü bulmak için hem optimum flaşlama basıncı hem de optimum izobütan basıncı alınarak analiz tekrarlanmıştır. Yapılan optimizasyon sonucunda tek flaşlı santral türbininden alınan net güç 11140 kW_e olurken binary santral türbininden alınan güç 7098 kW_e olmaktadır. Bu durumda kombine santralde üretilen toplam güç 18238 kW_e olarak bulunmuştur. Binary ünitedeki izobütanın Rankine çevrimi Şekil 5.6'da görülmektedir



Şekil 5.6 İzobütanlı Rankine çevriminin optimum çalışma şartlarındaki Sıcaklık-Entropi diyagramı

Optimum şartlarda kombine santralin çalışması sonucunda elde edilen güç ile halen kullanılmakta olan santralde üretilen net güç arasındaki fark ;

$$= 18238 - 9440$$

$$= 8798 \text{ kW}_e$$

Görüldüğü gibi optimum şartlarda çalışacak kombine santralin güç üretimi, mevcut santralin güç üretiminden yaklaşık %93,2 daha fazla olmaktadır (Çizelge 5.5).

Çizelge 5.5 Kızıldere tek flaşlı jeotermal güç santralının mevcut değerleri ile önerilen kombine izobütanlı santralin optimum basınç şartlarında çalışması durumundaki değerlerinin mukayesesi

	Mevcut değerler	Optimum şartlarda kombine çevrimin Değerleri*	Optimum şartlarda kombine çevrimin Değerleri**
Üretilen net güç (kW_e)	9 440	18 238	18 238
Genel I.Kanun verimi (%)	4,556*	8,802	8,802
Genel II Kanun Verimi (%)	19,78*	38,21	38,58

(* rezervuar şartlarına göre; ** kuyu başı şartlarına göre)

Elde edilen güç artışlarının 1700 kW_e'i tek flaşlı çevrimin optimizasyonundan, kalan 7098 kW_e'i da optimum basınçta çalışan ilave binary sistemden sağlanmaktadır.

Yapılan analizlerde Denizli jeotermal güç santraline bir binary sistem ilave ederek santrali kombine santral haline dönüştürmek çok uygun ve ekonomik olarak da oldukça karlı görünmektedir. Çünkü yapılan yatırım yaklaşık 3,5 yıl içerisinde geri kazanılacak ve sonrasında santral her yıl yaklaşık 5,5 milyon \$ ilave kazanç sağlayacaktır.

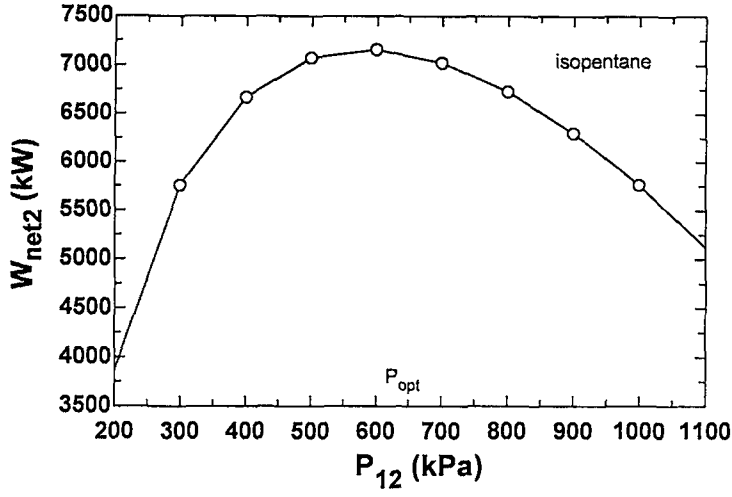
Diğer taraftan binary sistem ısı değiştiricisinden çıkan jeotermal akışkanın sıcaklığı hala 75 °C'dir. Bu sıcaklık, bölgesel ısıtma uygulamaları için de uygundur. Santralin hemen önünde akmakta olan Büyük Menderes ırmağının etrafında çok verimli tarımsal araziler bulunmaktadır. Geniş ölçekli bir sera projesi ile jeotermal ısıdan sera ısıtmasında yararlanılabilir ve daha çok kazanç elde edilebilir. Gerçi şu anda santralin hemen önünde birkaç sera yapılmış durumdadır. Ama bunlar deneme mahiyetindeki yapılardır. Yine çıkan atık jeotermal sıvı ile yakın yerleşim merkezleri olan Sarayköy, Buldan, Buharkent gibi ilçelerin konut ısıtımları ekonomik olarak yapılabilir. Ayrıca bir sanayi şehri olan Denizli'nin sanayi bölgesi jeotermal sahaya tam zıt istikamette büyümektedir. Bunun yerine, büyüme santrale doğru olsa, bir çok fabrikanın proses ısısı atık jeotermal akışkan ısısından

sağlanabilir. Bu kademeli uygulamalar sonucunda jeotermal akışkan sıcaklığı, çevre sıcaklığına yakın hale kadar indirilerek kaynaktan daha fazla yararlanmak ve para kazanmak mümkündür. Bu değerlendirme çevreyi koruma adına da çok önemlidir. Çünkü halen tek flaşlı santralin ayrıştırıcısından çıkan akışkan her herhangi bir uygulamada değerlendirilmemekte, reinjeksiyon yapılmamakta ve doğrudan B.Menderes nehrine deşarj edilmektedir. Bu sıcak akışkan, nehirde termal ve kimyasal kirlenmeye sebep olmakta ve nehrin ekolojisini bozmaktadır. Diğer taraftan santralden nehre bırakılan akışkan içerisinde yüksek oranda bor bulunmaktadır (30 ppm). Nehir suyu ile karışan atık su, çevredeki tarımsal arazilerde sulama amaçlı olarak kullanılmaktadır. Nehir suyunda izin verilen bor miktarının <1 ppm olduğu dikkate alınırsa 30 ppm'lik miktar çok büyüktür (Arıtürk ve Parlaktuna, 2001). Bu olumsuzluğu bir miktar giderebilmek için özellikle sulama zamanlarında santral devre dışında bırakılmakta bu da ekonomik kayba neden olmaktadır (Sarıkurt, 2001). Kızıldere jeotermal atık suyunun nehre etkisi için yapılan bir araştırmada, santralin çalışmadığı ve nehre atık su bırakılmadığı bir zamanda nehrin Kızıldere sonrasındaki bir yerinden alınan su numunesinde 1.4 mg/l bor ölçülmüş, nehrin Kızıldere öncesindeki bir yerinden alınan sudaki bor konsantrasyonu ise 0.38 mg/l olarak tespit edilmiştir (Serpen, 2000). Santalin çalıştığı bir durumda, nehrin Kızıldere santrali sonrasındaki bor konsantrasyonunun çok daha fazla olacağı açıktır. Bor, bölgede önemli bir yere sahip olan tarımsal ürünlere özellikle narenciye ürünlerine büyük zararlar vermektedir. Bu nedenle uygun bir reinjeksiyon kuyusunun bulunarak, atık suyun reinjeksiyon yapılması konusunda acele edilmelidir.

Denizli tek flaşlı jeotermal santrali yerine önerdiğimiz kombine tek flaş-binary jeotermal güç santralinde farklı iş akışkanları kullanıldığında üretilen güç ile santralin genel I. ve II. kanun verimlerinin durumu incelenmiştir. İş akışkanları olarak ilk değerlendirmede ele alınan izobütanın yerine sırasıyla izopentan ve R 114 akışkanları incelenmiştir.

5.6.1 İzopentan Kullanımı:

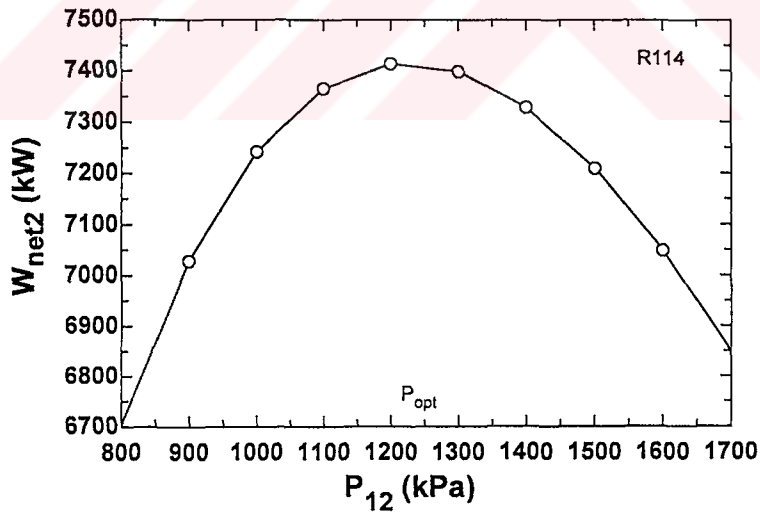
Kullanılan bilgisayar programında, izopentanın termodinamik özellikleri göz önüne alınarak analizler tekrar yapılmıştır. İzobütanlı modelde olduğu gibi ısı değiştiricisi çıkışındaki izopentan sıcaklığı 135 °C olarak kabul edilerek, çevrimde net işi maksimum yapan ısı değiştiricisi çıkışındaki izopentan basıncı 600 kPa olarak bulunmuştur (Şekil 5.7). Çevrimde dolaşacak izopentan kütleli debisi 119,5 kg/s olarak hesaplanmıştır. Bu çalışmada elde edilen güç ve verim değerleri Çizelge 5.6'da listelenmiştir.



Şekil 5.7 Isı değıştiricisi çıkışında, net gücü maksimum yapan, optimum izopentan basıncı.

5.6.2 R 114 Kullanımı:

Kombine modelin binary kısmında iş akışkanı olarak R 114 kullanıldığında, net gücü maksimum yapan optimum ısı değıştiricisi çıkışındaki R 114 basıncı 1200 kPa olarak bulunmuştur (Şekil 5.8). Çevrimde dolaşacak R 114 kütleli debisi ise 340,2 kg/s olarak hesaplanmıştır (optimum şartlarda). Bu çalışmada elde edilen güç ve verim değeri de Çizelge 5.6’da listelenmiştir.



Şekil 5.8 Isı değıştiricisi çıkışında net gücü maksimum yapan optimum R 114 basıncı

Çizelge 5.6’daki bulunan değeri incelendiğinde, teklif edilen Denizli kombine tek flaş-binary jeotermal güç santrali için maksimum güç üretimini sağlamak için en uygun binary akışkanının izobütan olduğu görülmektedir.

Çizelge 5.6 Farklı iş akışkanları için tek flaş-binary kombine santral modelinin güç ve verim değerleri (Optimum çalışma şartlarında)

Akışkan	Binary Ünite gücü (kW _e)	Kombine santral toplam gücü (kW _e)	Kombine santral I.Kanun verimi (%)*	Kombine santral II.Kanun verimi (%)*	Kombine santral I.Kanun verimi (%)**	Kombine santral II.Kanun verimi (%)**
İzobütan	7 098	18 238	8,802	38,21	8,802	38,58
İzopentan	6 760	17 900	8,639	37,5	8,639	37,86
R 114	6 999	18 139	8,754	38	8,754	38,37

* Rezervuar şartlarına göre

** Kuyubaşı şartlarına göre

5.7 Analiz Sonuçları ve Değerlendirme

Denizli tek flaşlı jeotermal güç santrali benzerlerine göre düşük I. ve II. kanun verimlerinde çalışmaktadır. Verim düşüklüğünün başlıca sebepleri; santralin eski bir teknoloji ile yapılmış olması, jeoakışkanın yüksek kimyasal madde ve gaz içeriğine sahip olması ve en önemlisi de ayrıştırıcılardan çıkan jeotermal sıvının 148 °C' ye sahip yüksek nitelikli bir sıvı olmasına rağmen herhangi bir şekilde değerlendirilmeyip doğrudan B.Menderes nehrine deşarj edilmesidir (Mertoğlu vd., 1994). Oysa bir çok ülkede bu sıcaklıkta bulunan jeotermal akışkan, yararlanma işleminin ilk basamağını oluştururken, Denizli'de maalesef son basamağını bile oluşturmamaktadır. 148 °C sıcaklığa sahip atık akışkandan binary yöntemle elektrik üretmek artık mümkün hale gelmiştir. Bu nedenle bu çalışmada, mevcut tesise bir binary ünite ilave edilerek daha fazla güç üretmenin yöntemleri araştırılmıştır. Ayrıca santralin yapıldığı yıllarda optimizasyon yöntemleri bu günkü kadar gelişmemiş olduğundan, flaşlama basınçları belirli bir yaklaşımla seçilmiştir. Çalışmamızda net işi maksimum yapacak optimum flaşlama basıncı 200 kPa olarak bulunmuş ve santral bu basınçta çalıştığında üretilen güçte %18'lik bir artış olacağı hesaplanmıştır. Mevcut sisteme bir binary ünite ilave edildiğinde ve binary ünite iş akışkanı olarak izobütan kullanıldığında maksimum güç üretimi gerçekleştirilebilir. Bu modelde elde edilebilecek net güç 18238 kW_e olarak bulunmuştur. Santralin kuyubaşı şartlarına göre I. kanun verimi %8.802, II.kanun verimi ise %38.58 olacaktır. Bu verimler, teklif edilen modeldeki santralin oldukça iyi bir performans sağlayacağını bir göstergesidir.

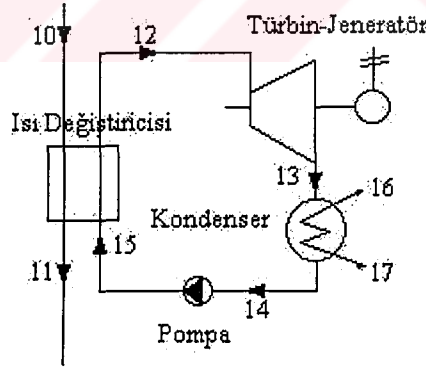
Mevcut sisteme ilave edilecek binary ünite 3,5 yılda kendini amorti edebileceği gibi, ülke ekonomisine yılda yaklaşık 5,5 milyon \$ ilave kazanç sağlayacaktır. Bu rakamlar önerilen teklifin finansal açıdan da cazip olduğunun göstergesidir.

6. BİNARY SİSTEM ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN TEKNİK ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

Bu bölümde tek flaşlı bir santralin ayrıştırıcısından çıkan yüksek sıcaklıklı sıvının binary güç sistemi ile elektrik üretilmesinde kullanılmasının analizi yapılacaktır. Bundan önceki bölümde, binary sisteme ait ısı değıştircisine giren ve çıkan akışkanların sıcaklıkları uygun değerler belirlenerek seçilmişti. Bu incelemede ise binary sisteme ait ısı değıştircisinin matematiksel modeli hazırlanarak, ısı değıştircisinden çıkan iş akışkanı ve jeotermal akışkanın sıcaklıkları parametre olarak belirlenecek ve bilgisayar programı ile hesaplanacaktır. Bulunan bu değerlere göre santralin analizi yeniden yapılacaktır.

6.1 Binary Sistem Isı Değıştircisi

Ayrıştırıcıdan çıkan sıvı fazdaki jeotermal akışkan bir ısı değıştircisinden geçirilerek, ısısını düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen bir soğutucu akışkana transfer eder. Yani jeotermal akışkan, seçilen uygun özellikteki bir iş akışkanını buharlaştırmakta kullanılan ısı kaynağı gibi davranır. Bu amaçla kullanılan zıt akımlı plakalı ısı değıştircisi de, klasik sistemlerdeki kazan yerine kullanılır. Şekil 6.1’de kombine tek flaş-binary jeotermal güç santralinin binary kısmına ait şematik resim görölmektedir. Aşağıda yapılacak analizlerde buradaki numaralandırma kullanılmıştır.



Şekil 6.1 Kombine santral binary kısmının şematik resmi

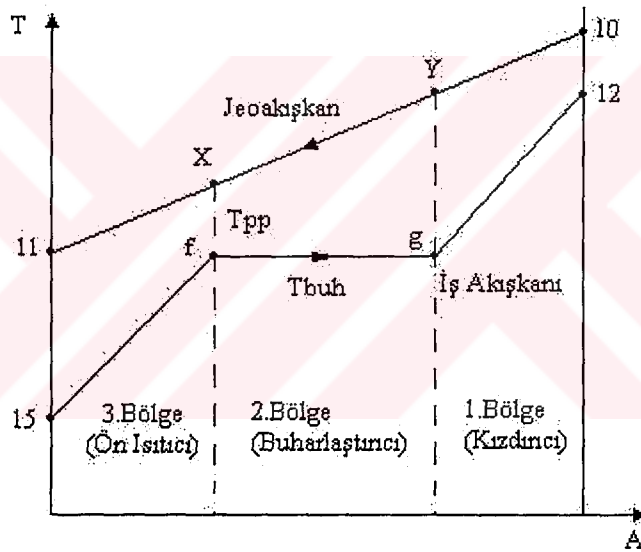
Binary kısım için seçilen iş akışkanı izobütandır. İzobütan, bir ısı değıştircisinde jeotermal sıvının ısısını alarak ön ısıtılır, buharlaştırılır ve kızdırılır. Böylece ısı değıştircisi çıkışında kızgın buhar şartlarında izobütan elde edilir. Kızgın buhar bir buhar türbininde genişletilerek iş elde edilir. Türbine bağlı olarak çalışan jeneratör de elektrik üretir. Türbinden çıkan izobütan yine kızgın buhar şartlarındadır. Çünkü izobütanın doymuş buhar eğrisi pozitif eğime sahiptir. Bu akışkan bir kondenserden geçirilerek yoğunlaştırılır ve sıvı izobütan bir

pompa ile tekrar ısı değiştiricisi basıncına pompalanır. Kondenserde kullanılan soğutma suyu, B. Menderes nehrinden pompalanan sudur.

Aşağıda binary sisteme ait bir zıt akışlı plakalı ısı değiştiricisinin termodinamik analizi yapılmaktadır. Isı değiştiricisi üç bölümden incelenecektir. Bu bölümler;

- Ön Isıtma Bölgesi
- Buharlaştırma Bölgesi
- Kızdırma Bölgesi'dir.

Isı değiştiricisi boyunca jeotermal sıvının ve izobütanın sıcaklık değişimi grafiği şekil 6.2'deki gibidir.



şekil 6.2 Binary ısı değiştiricisi ısı değiştiricisinde sıcaklık değişimi prosesi

Analizlerde kullanılacak her bir bölgedeki akışkanların ısı kapasiteleri şöyle bulunur;

Jeotermal akışkanın ısı kapasitesi ;

$$C_j = \dot{m}_j \cdot C_{pj} \quad (6.1)$$

Kızdırıcı bölgesinde iş akışkanının ısı kapasitesi;

$$C_b = \dot{m}_f \cdot C_{pb} \quad (6.2)$$

Ön ısıtıcı bölgesinde iş akışkanının ısı kapasitesi;

$$C_s = \dot{m}_f \cdot C_{ps} \quad (6.3)$$

Isıl kapasiteler belirlendikten sonra her bölgeye ait ısı değişimi denklemlerini belirleyelim;

Kızdırıcı bölgesinde;

$$C_j \cdot (T_{10} - T_y) = C_b \cdot (T_{12} - T_{buh}) \quad (6.4)$$

Buharlaştırıcı bölgesinde;

$$C_j \cdot (T_y - T_x) = \dot{m}_f \cdot (h_{vapg} - h_{vapf}) \quad (6.5)$$

Ön ısıtıcı bölgesinde;

$$C_j \cdot (T_x - T_{11}) = C_s \cdot (T_{buh} - T_{15}) \quad (6.6)$$

Diğer taraftan Şekil 6.2’de görüldüğü gibi

$$T_x = T_{buh} + \Delta T_{pp} \quad (6.7)$$

yazılabilir.

Denklem (6.5)’dan T_y çekilerek, denklem (6.4)’te yerine konulursa ve T_x yerine denklem (6.7) yazılırsa;

$$T_{12} = \frac{C_j}{C_b} \cdot \left(T_{10} - T_{buh} - \Delta T_{pp} - \frac{\dot{m}_f}{C_j} \cdot (h_{vapg} - h_{vapf}) \right) + T_{buh} \quad (6.8)$$

bulunur. Bu denklem kullanılarak ısı değiştiricisine giren jeotermal akışkanın sıcaklığı biliniyorsa, kütleli debisi bilinen iş akışkanının ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığı bulunabilir.

Denklem (6.6)’dan T_{11} çekilerek elde edilen denklemde, denklem (6.7)’de yerine konulursa;

$$T_{11} = T_{buh} + \Delta T_{pp} - \frac{C_s}{C_j} \cdot (T_{buh} - T_{15}) \quad (6.9)$$

bulunur. Böylece ısı değiştiricisinden çıkan jeotermal akışkanın sıcaklığı da bilinenler cinsinden ifade edilmiş olur.

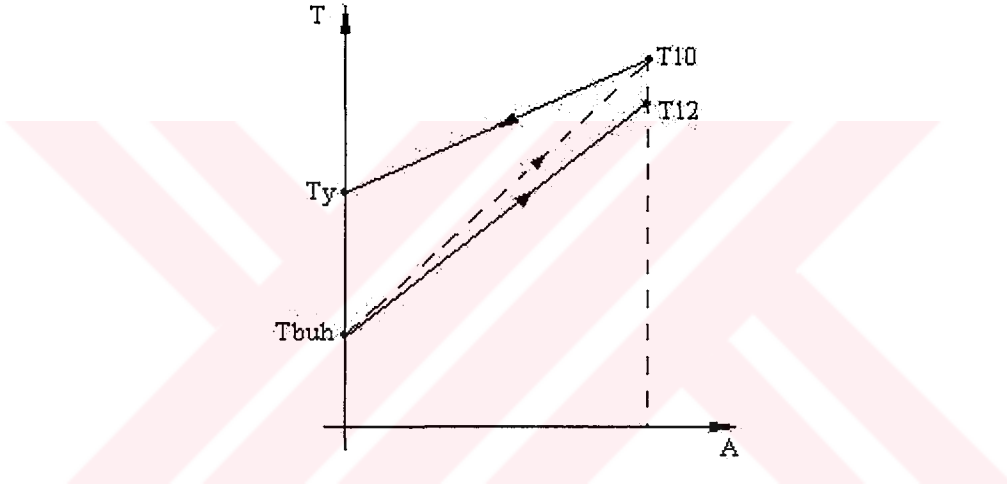
Isı değiştiricisinin etkinlik değeri; jeotermal akışkandan iş akışkanına transfer edilen gerçek ısı miktarının, maksimum ısı transferi miktarına oranı olarak tanımlanır. Her bölge için ısı

değiştiricisi etkinlik değerleri şu şekilde bulunur (Ramesh ve Kenneth, 2000);

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (6.10)$$

6.1.1 Kızdırıcı Bölgesi (1. Bölge)

Isı değiştiricisinin kızdırıcı bölgesi boyunca, akışkanların sıcaklık değişim grafiği Şekil 6.3'deki gibidir. Kızdırıcı bölgesinde jeotermal akışkanın ısıl kapasitesi iş akışkanı ısıl kapasitesinden büyük olduğundan ($C_j > C_b$), iş akışkanı çıkış sıcaklığı jeotermal akışkan giriş sıcaklığına yaklaşır. Yani $\dot{Q}_{\max}$ hesaplanırken $T_{12} = T_{10}$ olur (Ramesh ve Kenneth, 2000). Buna göre etkinlik değeri yazılırsa;



Şekil 6.3 Isı değiştiricisi kızdırıcı bölgesi sıcaklık değişim grafiği

$$\varepsilon_1 = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_b \cdot (T_{12} - T_{buh})}{C_b \cdot (T_{10} - T_{buh})} \quad \text{ifadeyi sadeleştirirsek;}$$

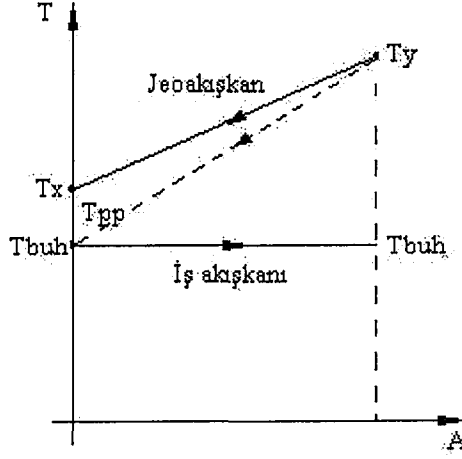
$$\varepsilon_1 = \frac{(T_{12} - T_{buh})}{(T_{10} - T_{buh})} \quad (6.11)$$

bulunur. Böylece bu bölgeye ait etkinlik değeri hesaplanır.

6.1.2 Buharlaştırma Bölgesi (2. Bölge):

Buharlaştırıcı bölgesinde iş akışkanının ısıl kapasitesi sonsuza gittiği için iş akışkanı ısıl kapasitesi, jeotermal akışkan ısıl kapasitesinden büyüktür. Öyleyse jeotermal akışkan çıkış sıcaklığı iş akışkanının giriş sıcaklığına yaklaşır. Yani $\dot{Q}_{\max}$ hesaplanırken $T_x = T_{buh}$ olur. Bu

bölgeye ait sıcaklık değişim grafiği Şekil 6.4'deki gibidir.



Şekil 6.4 Isı değiştiricisi buharlaştırıcı bölgesi sıcaklık değişim grafiği

Buna göre etkinlik değeri;

$$\varepsilon_2 = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_j \cdot (T_y - T_x)}{C_j \cdot (T_y - T_{buh})} \text{ ifade sadeleşirse,}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{(T_y - T_x)}{(T_y - T_{buh})} \quad (6.12)$$

$T_x = T_{buh} + \Delta T_{pp}$ idi. Bu ifade denklem (6.12)'de yerine konulursa;

$$\varepsilon_2 = \frac{(T_y - T_{buh} - \Delta T_{pp})}{(T_y - T_{buh})} \quad (6.13)$$

ifadesi bulunur.

Denklem (6.5)'den;

$T_y = T_{buh} + \Delta T_{pp} + \frac{\dot{m}_f}{C_j} \cdot (h_{vapg} - h_{vapf})$ bu ifade denklem (6.13)'de yerine konulursa ve denklem düzenlenirse,

$$\varepsilon_2 = \frac{\frac{\dot{m}_f}{C_j} \cdot (h_{vapg} - h_{vapf})}{\Delta T_{pp} + \frac{\dot{m}_f}{C_j} \cdot (h_{vapg} - h_{vapf})} \quad (6.14)$$

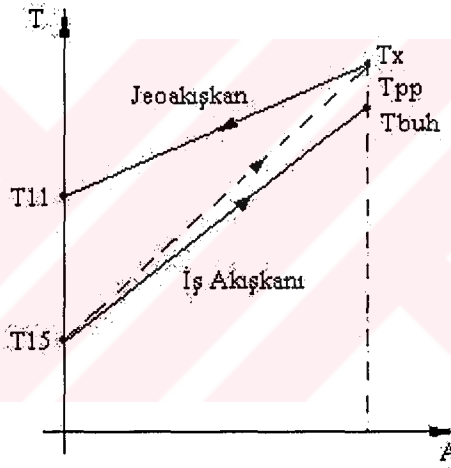
Böylece buharlaşma bölgesine ait etkinlik değeri ifadesi bilinenler cinsinden ifade edilmiş olur.

6.1.3 Ön Isıtma Bölgesi (3. Bölge):

Ön ısıtma bölgesinde jeotermal akışkanın ısıl kapasitesi, iş akışkanının ısıl kapasitesinden büyüktür ($C_j > C_s$). Bu durumda $q_{\max}$ hesaplanırken, iş akışkanının ön ısıtıcı bölgesinden çıkış sıcaklığı, jeotermal akışkanın ön ısıtıcı bölgesine giriş sıcaklığına yaklaşır (Şekil 6.5). Bu bölgeye ait etkinlik ifadesini yazılırsa,

$$\varepsilon_3 = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_s \cdot (T_{buh} - T_{15})}{C_s \cdot (T_x - T_{15})}$$

bu ifade sadeleştirilir ve T_x yerine denklem (6.7) yazılırsa,



Şekil 6.5 Isı değiştiricisinin ön ısıtma bölgesine ait sıcaklık değişim grafiği

$$\varepsilon_3 = \frac{(T_{buh} - T_{15})}{(T_{buh} + \Delta T_{pp} - T_{15})} \quad (6.15)$$

ifadesi bulunur.

Denklem (6.11), (6.14) ve (6.15) kullanılarak her bir bölgeye ait etkinlik değerleri kolayca hesaplanabilir.

$\varepsilon - NTU$ ilişkisi denklemleri ile her bölgenin NTU değerleri aşağıdaki gibi bulunabilir.

Kızdırıcı Bölgesi (1. Bölge):

Kızdırıcı bölgedeki akışkanların ısıl kapasiteler oranı (R_1) aşağıdaki gibi yazılır (Ramesh ve Kenneth, 2000), (Incropera ve Dewitt, 2001);

$$R_1 = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{C_b}{C_j}$$

Denklem (6.2)'den

$$\dot{m}_f = \frac{C_b}{C_{pb}} \quad \text{ve denklem (6.3)'den;}$$

$$\dot{m}_f = \frac{C_s}{C_{ps}} \quad \text{bulunur. Bu iki ifadenin eşitliğinden;}$$

$$C_b = C_s \cdot \frac{C_{pb}}{C_{ps}} \quad \text{bulunur. Buna göre } R_1 \text{ ifadesi aşağıdaki gibi olur;}$$

$$R_1 = \frac{C_s}{C_j} \cdot \frac{C_{pb}}{C_{ps}} \quad (6.16)$$

$\varepsilon - NTU$ denklemine göre;

$$\varepsilon_1 = \frac{1 - e^{-NTU_1(1-R_1)}}{1 - R_1 \cdot e^{-NTU_1(1-R_1)}} \quad (6.17)$$

Buharlaştırma Bölgesi (2. Bölge):

$$\varepsilon_2 = 1 - e^{-NTU_2} \quad (6.18)$$

Ön Isıtma Bölgesi (3. Bölge):

Isıl kapasiteler oranı (R_3);

$$R_3 = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{C_s}{C_j} \quad \text{yani}$$

$$R_3 = \frac{C_s}{C_j} \quad (6.19)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1 - e^{-NTU_3(1-R_3)}}{1 - R_3 \cdot e^{-NTU_3(1-R_3)}} \quad (6.20)$$

Denklem (6.17), (6.18) ve (6.20) kullanılarak her üç bölgeye ait NTU değerleri hesaplanabilir.

Elde edilen NTU değerleri kullanılarak her bir bölgeye ait ısı transfer alanları hesaplanabilir. Bunun için NTU'nun tanımı olan bağıntıdan yararlanılır (Ramesh ve Kenneth, 2000), (Incropera ve Dewitt, 2001).

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad \text{ise} \quad A = \frac{NTU \cdot C_{\min}}{U}$$

Buna göre;

$$A_1 = \frac{NTU_1 \cdot C_b}{U_1} \quad (6.21)$$

$$A_2 = \frac{NTU_2 \cdot C_f}{U_2} \quad (6.22)$$

$$A_3 = \frac{NTU_3 \cdot C_s}{U_3} \quad (6.23)$$

Isı değiştiricisinin toplam ısı transfer alanı, üç bölgenin alanlarının toplamıyla bulunur.

$$A = A_1 + A_2 + A_3 \quad (6.24)$$

Isı değiştiricisinde iş akışkanına transfer olan toplam ısı miktarı;

$$\dot{Q} = C_f \cdot (T_{10} - T_{11}) \quad (6.25)$$

bağıntısı ile bulunur.

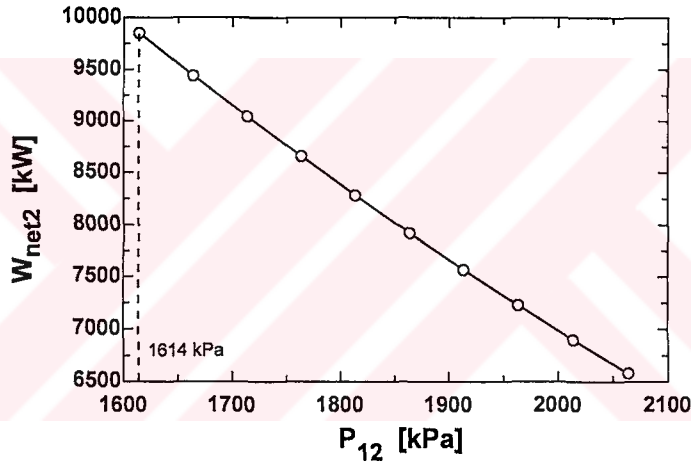
6.2 Binary Isı Değiştiricisi Optimizasyonuna Dayanarak Kombine Sistemin Performans Analizi

Bundan önceki kısımda yapılan kombine santrale ait performans analizinde, ısı değiştiricisine giren ve çıkan akışkan sıcaklıkları uygun değerlerde seçilmişti. Bu bölümde ise, binary ısı değiştiricisinin analitik yöntemlerle elde edilen denklemleri kullanılarak kombine sistemin performans analizi yapılacaktır. Burada, sadece ısı değiştiricisine giren akışkan sıcaklıkları seçilmiştir, akışkanların çıkış sıcaklıkları ise parametre olarak kabul edilmiştir. Hazırlanan

bilgisayar programı ile giriş sıcaklıkları bilinen jeotermal akışkan ve iş akışkanlarının, ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklıkları hesaplanarak, kombine çevrimin performansı tekrar yapılacaktır. Böylece daha detaylı ve daha gerçekçi bir analiz mümkün olabilecektir.

6.2.1 Isı Değiştiricisi Çıkışındaki Optimum İş Akışkanı Basıncının Belirlenmesi:

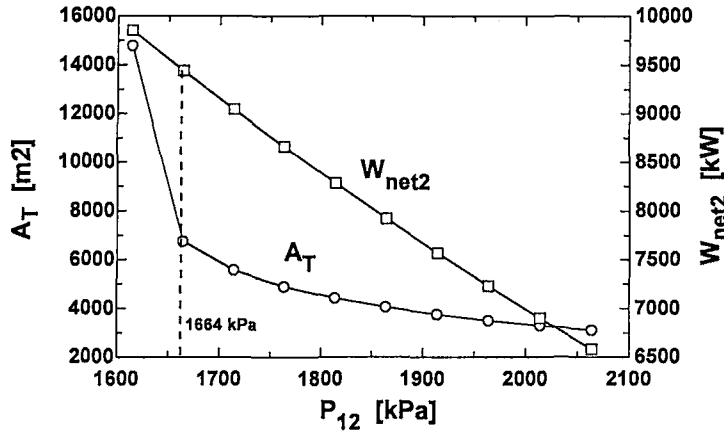
Şekil 6.6'da görüldüğü gibi, ısı değiştiricisi çıkışındaki iş akışkanının basıncı arttıkça binary sistemden elde edilen güç azalmaktadır. Bu durumda basıncı mümkün olduğunca düşük tutmak gerekmektedir. Hazırlanan nümerik modele göre ısı değiştiricisi çıkışında net işi maksimum yapan minimum izobütan basıncı 1614 kPa olarak bulunmuştur. Basınç, daha küçük değerlerde olduğunda çözüm bulunamamakta çünkü bazı parametreler (etkinlik değerleri gibi) olması gereken sınırları geçmektedir (örneğin iş akışkanının max sıcaklığı 148 °C olabilir). Buna göre sistemin çalışabileceği en düşük basınç 1614 kPa olmaktadır.



Şekil 6.6 Binary iş akışkanı basıncı ile binary üniteden elde edilen net gücün değişimi

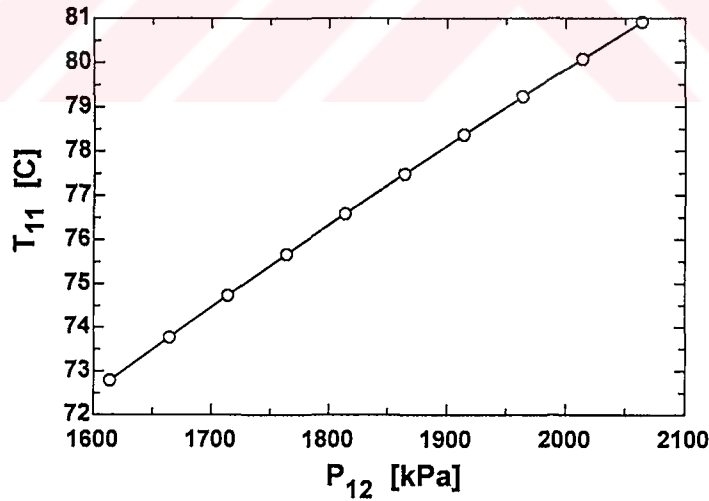
En uygun basınç değeri belirlenirken, elde edilen güç ve toplam ısı transfer alanının değişimi göz önünde bulundurulmuştur. Çünkü alanın artmasıyla elde edilen güç artacaktır fakat aynı zamanda maliyetlerde artacaktır.

Şekil 6.7'de görüldüğü üzere, ısı değiştiricisi çıkışındaki iş akışkanının basıncı arttıkça toplam ısı transfer alanı azalmaktadır. Öte yandan alan azaldıkça üretilen net güç te azalmaktadır. Bu durumda bir optimizasyon yapmak yerinde olacaktır. Çünkü hem ısı transfer alanının fazla büyük olması maliyetleri artıracığından pek istenmez, hem de mümkün olduğunca fazla güç üretilmesi istenir. Böylece üretilen güç miktarından biraz fedakarlık yapılarak, tesisin daha düşük maliyetle kurulması sağlanabilir.



Şekil 6.7 Binary çevrime ait ısı transfer alanı, net güç, basınç ilişkisi

Buradaki bir diğer önemli seçim faktörü de ısı değiştiricisi çıkışındaki jeoakışkanın sıcaklığıdır (T_{11}). Çünkü buradan çıkan akışkan bölgesel ısıtma sisteminde kullanılacaksa, sıcaklığın ısıtma yapılabilecek değerde olması gerekir. Şekil 6.8 ve Çizelge 6.1'den de görülebildiği gibi binary türbin giriş basıncı (ısı değiştiricisi çıkış basıncı) arttıkça T_{11} sıcaklığı da artmaktadır. Çizelge 6.1, farklı türbin giriş basınçları için, ısı transfer alanları, ısı değiştiricisi etkinlikleri, binary sistemden üretilen net güç ve jeoakışkan ile izobütanın ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklıklarındaki rakamsal değişimleri göstermektedir.



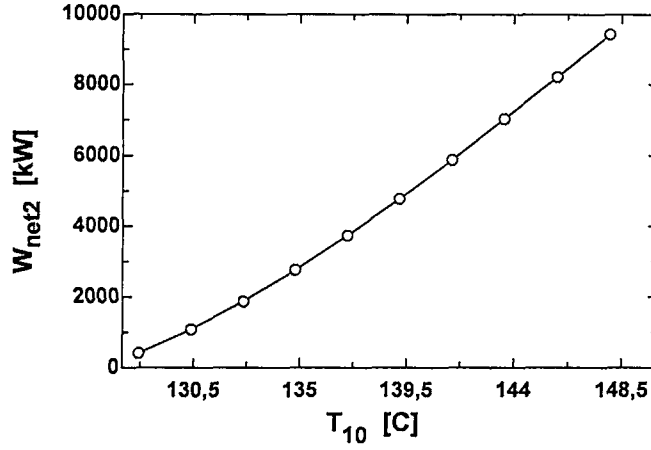
Şekil 6.8 Binary türbin giriş basıncı ile ısı değiştiricisi çıkışındaki jeoakışkan sıcaklığı arasındaki ilişki.

Çizelge 6.1 Farklı türbin giriş basınçları için binary sisteme ait bazı parametrelerin değişimi

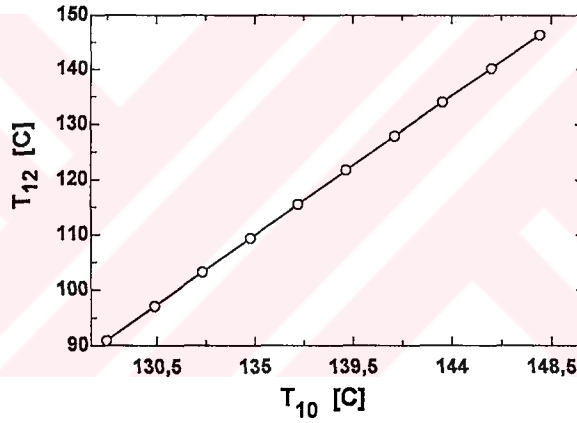
P_{12} (kPa)	1614	1664	1750	1850	2000
A_1 (m ²)	13489	5458	3770	2852	2046
A_2 (m ²)	724,4	720,1	712,6	703,6	689,6
A_3 (m ²)	582,8	589,4	600	611,5	627
A_T (m ²)	14796	6768	5083	4167	3362
ε_1	0,9997	0,9726	0,9250	0,8683	0,7801
ε_2	0,8679	0,8663	0,8635	0,8600	0,8544
ε_3	0,9196	0,9215	0,9246	0,9278	0,9319
T_{11} (°C)	72,80	73,78	75,41	77,24	79,85
T_{12} (°C)	147,98	146,42	143,90	141,18	137,53
W_{net} (kW)	9 856	9 444	8 767	8 024	6 992

Yukarıda belirtilen tüm bu sebeplerden dolayı, alandaki sıçramanın gözlemlendiği nokta olan $P_{12}=1664$ kPa değeri, ısı değiştiricisi maliyetlerini makul düzeyde tutabilecek en uygun basınç değeri olarak seçilebilir. $P_{12}=1664$ kPa'lık basınçta ısı değiştiricisinin toplam alanı 6768 m² olmakta, etkinlik değerleri ise kızdırma, buharlaşma ve ön ısıtma bölgeleri için sırasıyla 0.9726 , 0.8663 ve 0.9215 olmaktadır. Herbir bölge için NTU değerleri ise sırasıyla 4.930, 2.012 ve 3.390 olarak bulunmaktadır. Bu ısı değiştiricisi boyutlarına göre ısı değiştiricisinden çıkan izobütan buharı 146,42 °C olurken, jeotermal akışkan sıcaklığı ise 73,78 °C olmaktadır. Daha sonraki aşamada tasarlanacak bölgesel ısıtma sistemine ait ısı değiştiricisine girecek jeotermal akışkanın sıcaklığı bu değerde olacaktır.

Hazırlanan bilgisayar programında $T_{10}=128,2$ °C den daha düşük jeoakışkan sıcaklıklarında ters ısı değişimi sebebiyle binary üniteden pozitif güç üretilmemektedir. Yani güç üretilmesi için gereken minimum jeoakışkan sıcaklığı 128,2 °C olmaktadır. Buna göre, ısı değiştiricisine giren jeotermal akışkan sıcaklığının binary üniteye üretilen güç ile ve ısı değiştiricisinden çıkan iş akışkanının sıcaklığı ile arasındaki ilişkiler sırasıyla Şekil 6.9 ve Şekil 6.10'daki gibi olmaktadır.

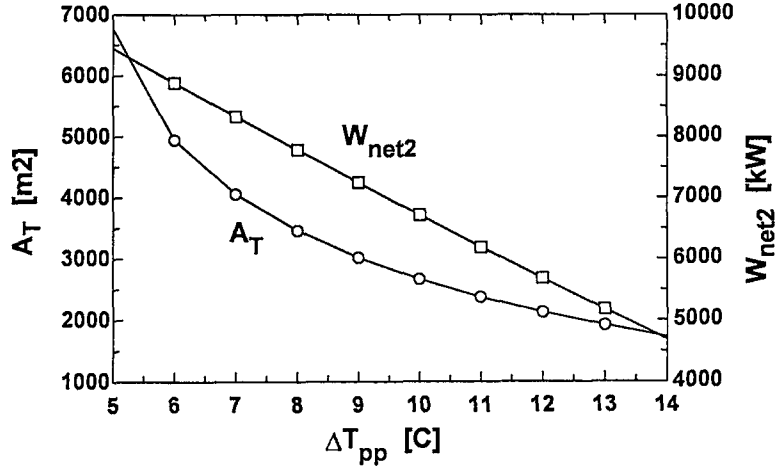


Şekil 6.9 Isı değiştiricisine giren jeotermal akışkan sıcaklığı ile binary ünite güç üretimi arasındaki ilişki



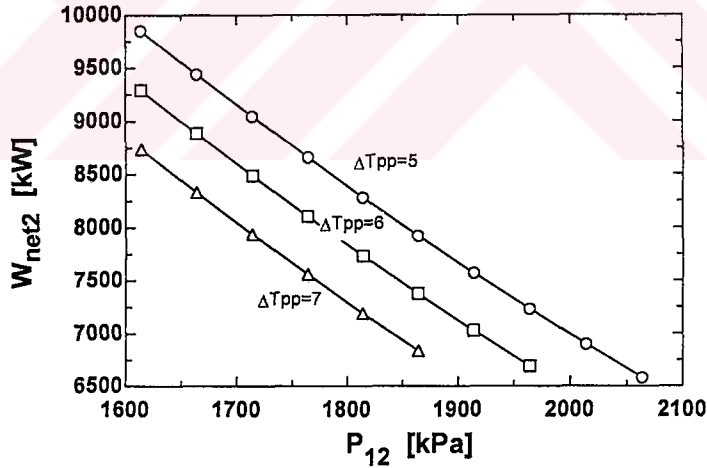
Şekil 6.10 Binary sistem ısı değiştiricisine giren jeoakışkan ile ısı değiştiriciden çıkan iş akışkanı arasındaki sıcaklık ilişkisi

$T_{10}=148$ °C ve $P_{12}=1664$ kPa için dirsek noktası sıcaklık farkı (ΔT_{pp}) ile toplam ısı transfer alanı ve üretilen net güç arasındaki ilişki Şekil 6.11'deki gibidir. Şekilde görüldüğü gibi $\Delta T_{pp}=8$ °C 'ye kadar gerekli ısı transfer alanı keskin bir düşüş göstermekte ve daha sonra yaklaşık olarak lineer azalma olmaktadır. Yani dirsek noktası sıcaklık farkı arttıkça, gerekli ısı transfer alanı azalmaktadır. Fakat Şekil 6.11'de görüldüğü gibi dirsek noktası sıcaklık farkı arttıkça üretilen net güç de azalmaktadır.



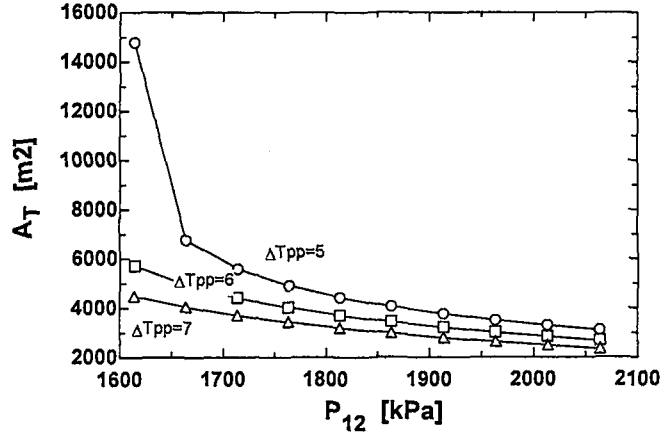
Şekil 6.11 Isı değiştiricideki dirsek noktası sıcaklık farkı, toplam ısı transfer alanı ve binary üniteye üretilen net güç arasındaki ilişki.

Şekil 6.12’de farklı dirsek noktası sıcaklık farkları için, iş akışkanı türbin giriş basıncının binary üniteye üretilen net güce bağlı değişim grafiği görülmektedir. Şekilden de anlaşılabileceği gibi dirsek noktası sıcaklık farkı arttıkça üretilen net güçte düşüş gözlenmektedir.



Şekil 6.12 Farklı dirsek noktası sıcaklık farkları için, iş akışkanı türbin giriş basıncının binary santralde üretilen net güce bağlı değişimi

Şekil 6.13’de farklı dirsek noktası sıcaklık farkları için, iş akışkanı türbin giriş basıncının toplam ısı transfer alanına bağlı değişim grafiği görülmektedir. Dirsek noktası sıcaklık farkı arttıkça, ısı transfer alanı da azalmaktadır. Aynı zamanda, dirsek noktası sıcaklık farkı arttıkça, ısı transfer alanındaki sıçramaların olduğu optimum türbin giriş basınçları da azalmaktadır.



Şekil 6.13 Farklı dirsek noktası sıcaklık farkları için, iş akışkanı türbin giriş basıncının toplam ısı transfer alanına bağlı değişimi

Çeşitli dirsek noktası sıcaklık farkları için, binary sistemden üretilen net güçlerin, ısı değiştiricisi toplam ısı transfer alanlarının ve ısı değiştiricisi çıkışındaki jeoakışkan ile iş akışkanı sıcaklıklarının değişimleri Çizelge 6.2’de görülmektedir. Buna göre dirsek noktası sıcaklık farkı 5 °C’ den 7 °C’ ye çıkartıldığında üretilen net güçte %11,8 düşme olurken ısı transfer alanı %40 azalmaktadır. Yapılan bu çalışmada, üretilen net gücü maksimum yapacak optimum sistem araştırıldığı için, net güçten fazla fedakarlık yapılmadan, yatırım maliyetlerini biraz daha düşürmek amacıyla dirsek noktası sıcaklık farkının $\Delta T_{pp}=7$ °C olarak seçilmesi uygun görülmüştür. Ayrıca dirsek noktası sıcaklık farkının artmasıyla ısı değiştiricisinden çıkan jeotermal akışkanın sıcaklığı da artmaktadır. Bu akışkan daha sonraki bölümde bölgesel ısıtma uygulamasında kullanılacağından dolayı sıcaklığının artması avantajlı olmaktadır.

Çizelge 6.2 Farklı dirsek noktası sıcaklık farkları için binary sistem ısı değiştiricisi toplam alanının, üretilen net güçlerin, ısı değiştiricisi çıkışında jeoakışkanın ve iş akışkanının sıcaklık değişimleri

ΔT_{pp} (°C)	W_{net} (kW)	A_T (m ²)	T_{11} (°C)	T_{12} (°C)
5	9444	6768	73,78	146,42
6	8885	4950	74,78	143,62
7	8331	4060	75,78	140,82

Burada ΔT_{pp} , dirsek noktası sıcaklık farkını; W_{net} , binary sistemde üretilen net gücü; A_T , ısı

değiştiricisinin toplam ısı transfer alanını; T_{11} , ısı değiştiricisi çıkışındaki jeotermal akışkan sıcaklığını ve T_{12} ise iş akışkanının türbin giriş sıcaklığını temsil etmektedir.

$P_{12}=1664$ kPa, $T_{10}=148$ °C, $\Delta T_{pp}=7$ °C, $m_f=130$ kg/s ve türbin izentropik verimi 0,80 olarak seçildiğinde, türbinde üretilen güç;

$$\dot{W}_{turbin} = \dot{m}_f \cdot (h_{12} - h_{13}) \quad (6.26)$$

bağıntısı ile $\dot{W}_{turbin} = 10293$ kW olarak bulunur.

Binary sistemdeki pompanın tükettiği güç;

$$\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_f \cdot v_{14} \left[\frac{P_{15} - P_{14}}{\eta_{pompa}} \right] \quad (6.27)$$

bağıntısı ile $\dot{W}_{pompa} = 417,4$ kW olarak bulunur.

Binary sistemdeki tüm yardımcı ekipmanların harcadığı parazitik güç, türbinde üretilen gücün %15'i olarak kabul edilirse, parazitik güç 1544 kW, binary sistemde üretilen net güç ise 8 331 kW_e olur. Bu verilerle binary sistem ısı değiştiricisinin kızdırıcı, buharlaştırıcı ve ön ısıtıcı bölgeleri için etkinlik değerleri sırasıyla 0.8748, 0.8223 ve 0.8935 olurken NTU değerleri de sırasıyla 2.649, 1.728, 2.927 olmaktadır. Aynı bölgeler için ısı transfer alanları sırasıyla 2932 m², 618.4 m² ve 508.9 m² olurken toplam alan ise 4060 m² olmaktadır.

6.3 Isı Değiştiricisi Optimizasyonlu Binary Çevrim Analizi Sonuçları

Denizli-Kızıldere için önerilen kombine tek flaş-binary jeotermal güç santraline ait ısı değiştiricisi optimize edildiğinde elde edilen performans sonuçları aşağıda sunulmuştur. Optimum şartlarda dizayn edilen ısı değiştiricisi ile sağlanan sıcaklık, basınç ve debi değerleri Şekil 5.4'deki referans noktalarına göre Çizelge 6.3'de gösterilmiştir.

Önerilen modelin binary kısmındaki iş akışkanının gerçekleştirdiği Rankine Çevrimine ait T-s diyagramı Şekil 6.14'de görülmektedir.

Çizelge 6.3 Optimum ısı değıştiricisi şartlarına göre binary çevrime ait karakteristik ve seçilen değerler

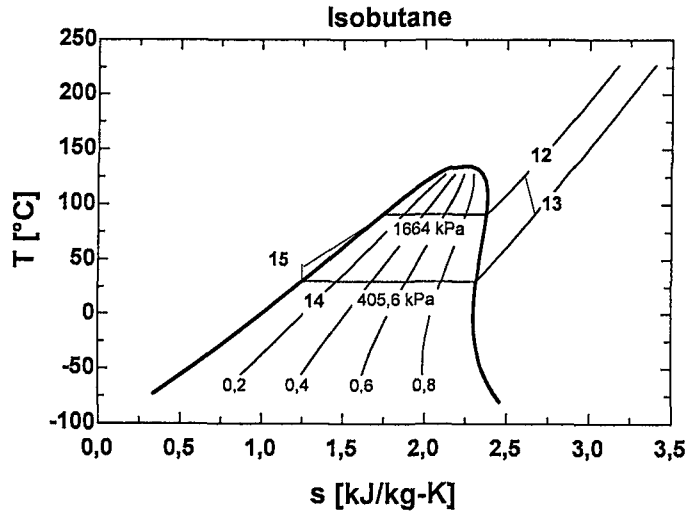
No	Faz	Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)	Basınç (kPa)	Debi (kg/s)
11	Doymuş sıvı (jeoakışkan)	75,78	200	222,3
12	Kızgın Buhar (iş akışkanı)	140,82	1664	130
13	Kızgın Buhar (İş akışkanı)	80	405,6	130
14	Sıvı (İş akışkanı)	30	405,6	130
15	Sıvı (İş akışkanı)	32	1 664	130
16	Sıvı (su)	20	-	2 764
17	Sıvı (su)	25	-	2 764

Optimum şartlarda kombine santralin çalışması sonucunda elde edilen güç ile halen kullanılmakta olan santralde üretilen net güç arasındaki fark ;

$$= 19\,471 - 9\,440$$

$$= 10\,031 \text{ kW}_e$$

Görüldüğü gibi optimum şartlarda çalışacak kombine santralin güç üretimi, mevcut santralin güç üretiminden yaklaşık %106,2 daha fazla olmaktadır (Çizelge 6.4).



Şekil 6.14 İzobütanlı binary ünitesine ait Rankine çevrimi T-s diyagramı

Çizelge 6.4: Kızıldere tek flaşlı jeotermal güç santralının mevcut değerleri ile önerilen ısı değiştiricisi optimizasyonlu kombine izobütanlı santralin optimum şartlarda çalışması durumundaki değerlerinin mukayesesi

	Mevcut değerler	Optimum şartlarda kombine çevrimin değerleri*	Optimum şartlarda kombine çevrimin değerleri**
Üretilen net güç (kW_e)	9 440	19 471	19 471
Genel I.kanun verimi (%)	4,556*	9,397	9,397
Genel II kanun Verimi (%)	19,78*	40,79	41,19

(* rezervuar şartlarına göre; **kuyubaşı şartlarına göre)

Elde edilen güç artışlarının 1700 kW_e'i tek flaşlı çevrimin optimizasyonundan, kalan 8331 kW_e'i da optimum şartlarda çalışan ilave binary sistemden sağlanmaktadır.

7. JEOTERMAL BÖLGESEL ISITMA SİSTEMLERİ

Bu bölümde, jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerinin teknik ve ekonomik özellikleri konusunda bilgi verilecektir. Jeotermal uygulamalardaki ana eleman ısı değiştiricilerdir. Jeotermal akışkanın düşük sıcaklıklı olması, akışkan enerjisinden mümkün olduğunca fazla yararlanmayı zorunlu kılar. Bunu sağlamak ancak etkili bir ısı değişim prosesi ile mümkündür. Ayrıca jeotermal ısıtma uygulamalarında, yatırım maliyetinin en önemli kısmını ısı değiştiricileri oluşturur. Diğer taraftan, jeotermal akışkanda çeşitli kimyasal çözünmüş maddelerin, korozyif elementlerin ve gazların bulunması ekipman ömrünü azaltıcı faktörlerdendir. Isıtma uygulamalarında kullanılan ekipmanların uzun ömürlü olması, ısıtmanın ekonomik olmasını doğrudan etkiler.

Bir jeotermal sahanın bölgesel ısıtma amaçlı kullanılabilmesi için, üretilen akışkan sıcaklığının 60°C ile 125°C aralığında olması gerekmektedir (Lienau ve Lunis, 1991). Jeotermal sahadan yeterli miktarda ve kalitede jeotermal akışkan üretimi sağlanabiliyorsa kaynağın ekonomik kullanımı söz konusu olabilir. Isıtma sisteminin tipi ise jeoakışkanın sıcaklığına bağlıdır.

Jeotermal enerji ile mekan ve bölgesel ısıtma uygulamaları, günümüzün en başarılı uygulama alanlarından birisidir. Bugün 20'den fazla ülkede, jeotermal enerji bu amaç için kullanılmaktadır. Isıtma uygulamalarının sıcaklık aralığı nispeten düşük değerlerde olduğundan (100°C 'nin altı), jeotermal enerjiden bu şekilde yararlanmanın çok daha büyük boyutlara ulaşacağından şüphe yoktur

Jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerindeki ısı tüketimi dış sıcaklığa bağlı olarak değiştiğinden, kullanıcılara arz edilen enerji miktarı da değişecektir. Bu değişkenlik iki yöntemle sağlanabilir. Birinci yöntem kullanıcılara gönderilen sirkülasyon suyu sıcaklığını değiştirmektir. Bu yol izlendiği takdirde, sıcaklık değişimi boru sisteminde olumsuz etkiler meydana getirecektir. Boru sistemi maliyetinin, JBIS toplam maliyetinin %70'ini oluşturduğu düşünülürse, bu uygulamanın ekonomik olmadığı kolayca anlaşılır. Ayrıca bu tip uygulamaların işletme maliyetleri de yüksektir ve kullanıcıların farklı ısı taleplerini dengelemek uzun zaman alır. İkinci yöntem; değişken sıcaklık yerine değişken debi sağlama yöntemidir. Bu yöntemde ısıtma suyunun kullanıcıya gidiş ve dönüş sıcaklıkları sabit tutulur. Böylece sıcaklık değişimlerinden boru hattının zarar görmesi engellenir, kullanıcıların ısı taleplerinin tamamı anında karşılanabilir ve bu yöntemin işletme maliyetleri çok daha düşüktür (Mertoğlu vd., 2000). Şehir sirkülasyon pompalarının bilgisayarla kontrolü, gereken

miktarda akışkanın şehre pompalanmasını sağlar

Isıtma uygulamalarında jeotermal akışkandan yararlanmayı maksimum yapmak için, deşarj sıcaklığı mümkün olduğunca düşük olmalıdır. Bunu sağlamak için, konutların radyatörlerinden çıkan akışkan sıcaklıklarının, kontrol edilmesi gerekir. Bu kontrol, ısı merkezine dönen akışkanın sıcaklık ve debisinin kontrol edilmesiyle sağlanır. Isı merkezindeki ısı değiştiricisine dönen akışkanın sıcaklığı ne kadar düşük olursa, jeotermal akışkan ısısından o kadar çok yararlanılmış olur.

Jeotermal bölgesel ısıtma sistemleri genellikle iki tipte incelenir. Bunlar;

- Doğrudan tip jeotermal ısıtma sistemi
- Dolaylı tip jeotermal ısıtma sistemi

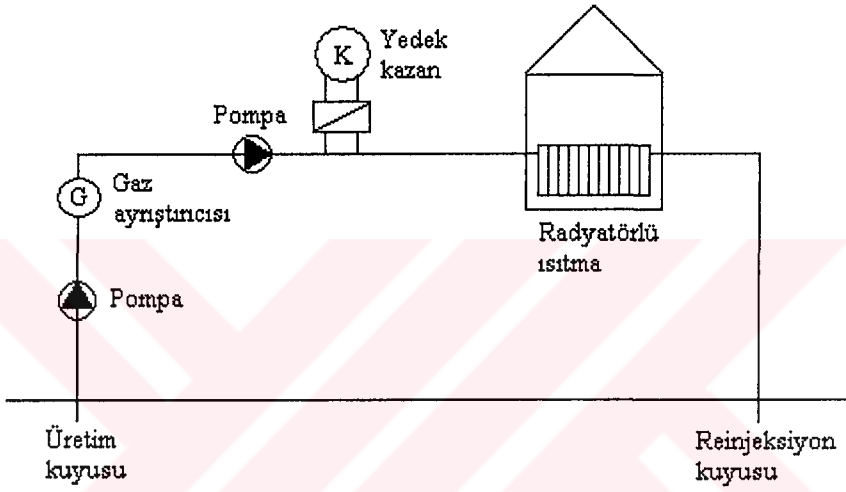
7.1 Doğrudan Tip Jeotermal Isıtma Sistemleri

Doğrudan tip ısıtma sisteminde kuyudan çıkartılan uygun sıcaklıktaki jeotermal akışkan doğrudan bölgesel ısıtma sistemine gönderilir. Yani bina içerisindeki radyatörlerde dolaşan akışkan, jeotermal akışkandır. Dünyada bu tip ısıtma sistemi sadece İzlanda'da bulunmaktadır. Çünkü İzlanda'daki jeotermal kaynakların çoğunda üretilen jeoakışkan içme suyu kalitesindedir. Bu tip akışkanın ısıtma sisteminde dolaşmasının bir sakıncası yoktur. Oysa jeotermal akışkanlar, içerisinde oldukça fazla oranlarda çözünmüş katı maddeler içermektedir. Bu maddeler hem koroziftir hem de kabuklaşma etkisine sahiptir. Bu nedenle jeotermal akışkanın doğrudan sistemde dolaşması bir çok işletme problemini meydana getirir.

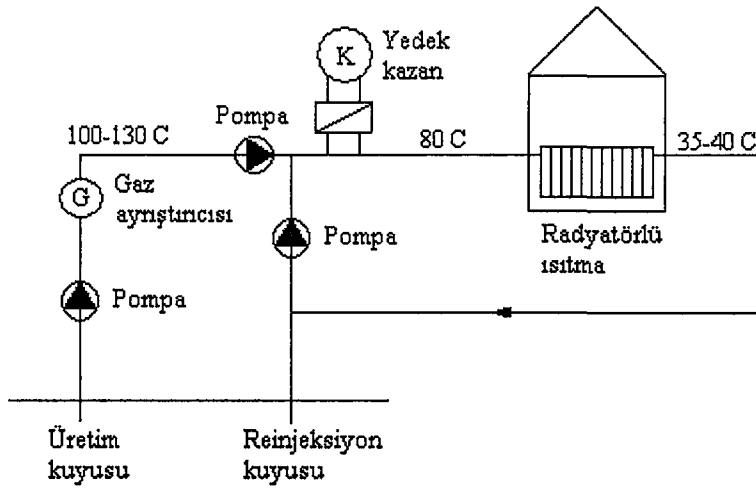
Doğrudan tip jeotermal ısıtma sistemlerini ikiye ayırabiliriz.

- **Tek borulu doğrudan ısıtma sistemi;** Bu sistem jeotermal akışkanı doğrudan kullanır. Bu tip kullanımda jeoakışkan sıcaklığı 100°C 'den daha düşük olmalıdır. Kullanılan akışkan atık olarak deşarj edilir. Radyatörlerde dolaşan jeotermal akışkanın dönüş sıcaklığı genellikle $35\text{-}40^{\circ}\text{C}$ civarındadır. (Şekil 7.1)
- **Çift borulu direkt ısıtma sistemi;** Eğer jeoakışkan kimyasal açıdan doğrudan kullanıma uygun, fakat sıcaklığı fazla ise ($100\text{-}130^{\circ}\text{C}$) çift borulu sistem kullanılır. Bu sistemde, konut hattından dönen akışkanın bir kısmı, kaynaktan gelen jeotermal akışkanın sıcaklığını azaltmak ve belirli bir değerde sabit tutabilmek için (örneğin 80°C 'de) jeoakışkan ile karıştırılır. Dönüş suyunun artan kısmı ise atık olarak deşarj edilir ya da reinjeksiyon yapılır. (Şekil 7.2)

Şekil 7.1 ve 7.2’de görülmekte olan yedek kazanlar, pik ısıtma yükünü karşılamak ya da jeotermal akışkan kesintisinde sisteme destek vermek amacıyla kurulmaktadır. Pik yük durumlarında yeterli jeotermal akışkan kapasitesini sağlamak yerine, ısı talebini karşılamak için fosil yakıtlı kazanların kurulması genellikle daha ekonomiktir. Kazan tesisini kurmak nispeten düşük sermaye gerektirirken, işletmek ise pahalıdır. Bu durum, kazan tesisini kurmayı, ilave jeotermal kuyuların hazırlanmasına göre daha ekonomik yapar. Bir jeotermal kuyunun genellikle, aynı termal kapasitedeki bir kazan tesisinden daha pahalı olduğu tespit edilmiştir (Eliasson vd., 1995).



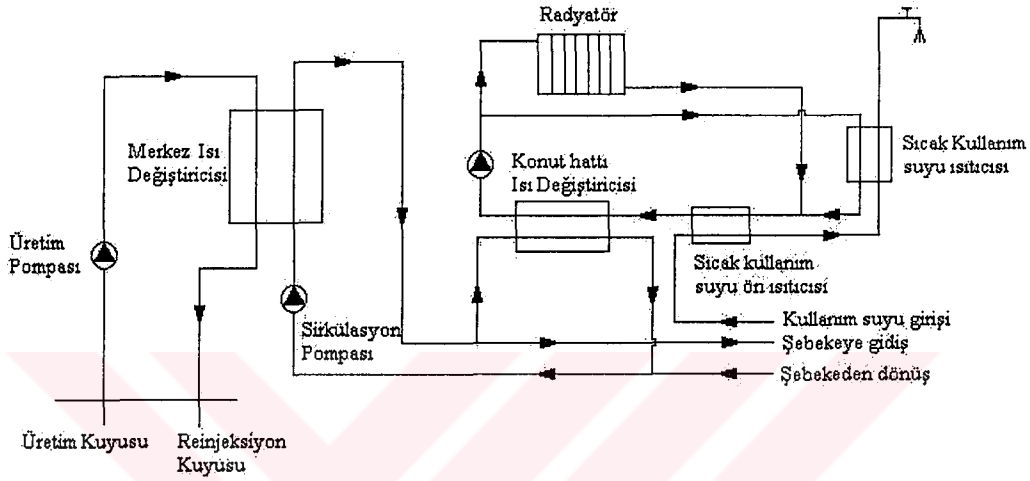
Şekil 7.1 Doğrudan tip tek borulu jeotermal ısıtma sistemi



Şekil 7.2 Doğrudan tip çift borulu jeotermal ısıtma sistemi.

7.2 Dolaylı Tip Jeotermal Isıtma Sistemleri

Üretilen jeotermal akışkanın korozif özellikli kimyasal madde konsantrasyonu (klor vb.) fazla ise dolaylı jeotermal bölgesel ısıtma sistemleri kullanılır. Dolaylı sistemde, jeotermal akışkan bir ısı değiştiricisinden geçirilerek ısısını temiz dolaşım suyuna aktarır. Bölgesel ısıtma sisteminde dolaşan akışkan ise temiz dolaşım suyudur. Bu sistemin ve konut bağlantı hattının şemaları Şekil 7.3’de görülmektedir.



Şekil 7.3 Dolaylı jeotermal bölgesel ısıtma sisteminin şeması.

İzlanda gibi bazı bölgelerde jeotermal akışkan, doğrudan kullanıcılara ve radyatörlere gönderilebilecek kadar temizdir. Bununla birlikte, jeotermal akışkanın kimyasal bileşimi bir çok yerde bu tip bir doğrudan kullanıma izin vermez. Bu nedenle jeoakışkanın ısısını almak için, ısı değiştiricisi kullanma zorunluluğu vardır.

Jeotermal uygulamalarda yaygın olarak kullanılan ısı değiştiriciler, **gövde ve boru tipi ısı değiştiriciler** ile **plakalı ısı değiştiriciler**dir. Plakalı ısı değiştiriciler, sahip oldukları avantajlar ile gövde ve boru tipi ısı değiştiricilerden daha üstündürler.

Jeotermal akışkandan çekilebilecek maksimum ısı miktarı, jeoakışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığına eşit oluncaya kadar çekilebilen ısıdır. Genellikle jeoakışkanın deşarj sıcaklığı 40 °C civarındadır (Dai ve Liang, 2000). Jeotermal bölgesel ısıtma sistemleri genellikle 20-40 °C’lik sıcaklık düşüşüne sahip olacak şekilde dizayn edilirler (Kanoğlu ve Çengel, 1999c).

Doğrudan ve dolaylı tip ısıtma sistemlerinde bina içi ısıtma, radyatörler ile yapılır. 90/70 °C sıcak sulu ısıtma tesislerinde ortalama radyatör yüzey sıcaklığı 80 °C’dir. Ortalama oda

sıcaklığı 20°C olarak kabul edilirse radyatör yüzeyi ile oda sıcaklığı arasındaki fark 60°C olur (Küçükçalı ve Arısoy, 2000). Radyatörlü sistemlerden başka ısıtma sistemleri de vardır. Örneğin radyant - panel ısıtma sistemi de yaygın olarak kullanılır. Bu tip ısıtmada radyatörlerin yerine tabana veya tavana döşenen borular vardır. Bu sistem, $35-40^{\circ}\text{C}$ kadar düşük sıcaklıktaki jeoakışkandan yararlanmayı mümkün kılar. Fakat elde edilen ısı miktarı daha düşük olur. Daha verimli bir yararlanma için radyatörlü ve radyant tip ısıtma sistemlerinin kombine olarak dizayn edilmesi de mümkündür (Şekil 7.5 ve 7.6). 30°C den daha düşük sıcaklıklardaki jeotermal akışkanlardan yararlanma imkanı oldukça zor ve pahalıdır.

Jeotermal enerjinin mekan ısıtması için kullanımında sıcak havalı ısıtma sistemleri de uygulanır. Burada jeotermal akışkandan havaya ısı iletimini sağlayan ısı değiştiriciler kullanılır. Bu tip sistemler ısı pompası kullanarak da kurulmaktadır. Bu gibi ısı pompası sistemleri, çift yönlü olarak yapılabilir. Böylece sıcak havalarda ısı pompası ters yönde çalıştırılarak hava ısıtma sistemi, soğutma sistemine dönüştürülebilir. Bu tip sistemler Oregon-ABD ve Japonya da kurulmuştur.

Jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerinde ısıtmanın yanında, evsel sıcak su üretimi de bulunmaktadır. Klasik ısı yükü hesaplarında evsel sıcak su yükü, ısı yüküne doğrudan eklenmez. Bunun sebebi, ısıtma sistemi radyatörlerinden çıkan akışkanın sıcaklığının $35-40^{\circ}\text{C}$ olmasıdır. Evsel kullanım suyunu, çevre sıcaklığı olan 15°C 'den $40-45^{\circ}\text{C}$ 'ye çıkarmak için bu atık ısıdan yararlanır. Böylece ilave bir ısı yükü ortaya çıkmaz. Isı yükü hesabında, teorik hesaplamalar yerine tecrübelerle dayanan sonuçları kullanmak, ilk yatırım ve işletme maliyetlerini oldukça düşürmektedir (Mertoğlu vd., 2000).

7.3 Bölgesel Isıtma Sistemlerinin Temel Kısımları

Bir bölgesel ısıtma sistemi genellikle şu bölümlerden oluşmaktadır (Rafferty, 1990).

- Üretim Birimleri

- Rezervuarlar ve kuyular

- Pompalar

- Isı Merkezleri

- Isı değiştiriciler

- Sirkülasyon pompaları
- Toplama ve ana iletim hatları
- Dağıtım Sistemi
- Kullanıcı Hatları
- Sayaç sistemleri
- Atık akışkan deşarj sistemleri
- Pik yük / yedek yük sistemleri

7.3.1 Üretim Birimleri

7.3.1.1 Rezervuarlar ve Kuyular

Jeotermal rezervuarlarla ilgili temel faktörler aşağıda belirtildiği gibi sıralanabilir (Eliasson vd., 1995).

7.3.1.1.1 Kaynak Geliştirme Çalışmaları:

Bir jeotermal kaynağın, araştırma safhasından sıcak su üretim safhasına kadar geçen süre genellikle 7 ile 10 yıl arasındadır. Bundan dolayı jeotermal projeler başlangıçtan itibaren çok iyi bir planlanmaya ihtiyaç duyarlar. Zaman kazanmak için bazı aşamaların iptal edilmesi, riskleri önemli ölçüde artırır.

Jeotermal projelerin ilk aşamaları genellikle araştırma stratejileri üzerinedir. Sonraki aşamalar ise inşa faaliyetlerini kapsar.

7.3.1.1.2 Akışkan Sıcaklığı:

Bir jeotermal kaynağın değeri, su sıcaklığının artmasıyla yükselir. 100-150 °C aralığındaki düşük entalpili akışkan, binary tip santralde elektrik üretimi ve ısıtma uygulamaları birleştirildiğinde, bir değer ifade eder.

Genellikle jeotermal ısıtma projeleri için minimum jeoakışkan sıcaklığı 60 °C'dir. Daha düşük sıcaklıktaki akışkanlar, fosil yakıtlı (veya elektrikli) kazan tesisleri veya ısı pompaları gibi özel destekleme üniteleri gerektirir.

7.3.1.1.3 Elde Edilebilir Debi:

Jeotermal akışkan debisi ve sıcaklığı, bölgesel ısıtma projeleri için, kaynağın enerji

potansiyelini belirler. Herhangi bir bölgesel ısıtma sisteminde sıcak su, kullanıcıya genellikle 60-90 °C de gönderilir ve 35-50 °C de geri döner. Bu dönüş sıcaklığı, klasik fosil yakıtlı ısıtma sistemlerinden, yaklaşık 30 °C daha düşük olmaktadır.

Isıtma verimi, son kullanıcıda gerçekleştirilen sıcaklık düşüşüne bağlıdır. Jeotermal akışkandan alınan termal güç hakkında bir fikir vermek gerekirse, 6 kg/s'lık sıcak su, 40 °C soğuduğunda (sözgelimi 80 °C den 40 °C ye) 1 MW_t'lik güç sağlar.

Her jeotermal kuyu, üretim karakteristikleri bakımından farklılık arzeder. Hatta aynı jeotermal saha içerisinde bile farklılıklar vardır. Kuyularda derin kuyu pompalarının kullanımı debi üretimini artıracaktır.

7.3.1.1.4 Akışkan Kimyası:

Jeotermal akışkanlar, soğuk yeraltı sularına göre, mineral bakımından daha zengindir. Sıcaklık ne kadar artarsa, mineral içeriği de o kadar fazla olur. Çünkü katı maddelerin çözünürlüğü sıcaklık ile artar.

Jeotermal enerjiden yararlanma uygulamalarına geçmeden önce, jeoakışkanın kimyasal bileşimi mutlaka bilinmelidir. Böylece, uygulama ekipmanlarında kullanılacak malzemelerin seçimi (yumuşak çelik, paslanmaz çelik, fiberglas, plastik, titanyum) ve sahaya en uygun yararlanma yöntemi belirlenebilir.

Bu seçimi etkileyen başlıca kimyasal bileşenler; silisyum, oksijen, klor, kalsiyum, magnezyum, hidrojen sülfür ve suyun pH'ıdır. Akışkan nispeten saf ise (yani klor içeriği 50 ppm'den az, silisyum içeriği 150 ppm'den az ise) ve oksijensiz ise (yani oksijen 5 ppm'den daha az ise), jeoakışkanın, hem radyatörler için hem de musluk suyu olarak doğrudan kullanılması mümkündür. Eğer jeotermal akışkan mineral bakımından zengin ya da kullanıcıya ve/veya sisteme zararlı olan bileşikler içeriyorsa, ısı değiştiricilerinin ve çift borulu (gidiş-dönüş) dağıtım sisteminin kullanımı gerekli olabilir. Isı değiştiricilerin kullanıldığı kapalı sirkülasyonlu (çift-boru) sistem, jeotermal akışkanın içilebilir kalitede olduğu İzlanda hariç, her yerde yaygın olarak kullanılan sistemdir.

7.3.1.1.5 Potansiyel Pazardan Uzaklık:

Jeotermal kaynağın, potansiyel ısıtma pazarından uzaklığı, ısıtma sisteminin teknik ve ekonomik uygunluğu bakımından çok önemli bir parametredir. 60 km uzunluğundaki bir boru hattı, ısı kayıpları bakımından kabul edilebilir uzunluktadır. Yine de kısa iletim hatları daha uygundur.

Jeotermal saha ile pazar arasındaki maksimum ekonomik uzaklık, başlıca iki parametre grubu ile ilgilidir. Bunlardan birincisi; ana iletim borularında ve ilgili ekipmanlardaki sermaye yatırımını etkileyen gruptur. Bu gruba giren faktörler; ısıtma pazarının büyüklük ve yoğunluğu, boru çapı, boru kalınlığı, malzeme tipi, termal yalıtım, termal genleşme önleyicisi, boru sabitleme elemanları (yerüstü ve ya yeraltı borular için), destek pompaları, sıcaklık düzenleme cihazı, pik yük santrali, depolama tanklarıdır. İkinci grup ise işletme maliyetleri ile ilgilidir. Bunlar; boru hatlarındaki ısı kayıpları, pompalama giderleri, oksijen emicisi kullanımı, kabuklanma inhibitörü kullanımı, termal destekleme miktarı ve destekleme tipi, pik yük üretiminin miktarı ve tipi vb.

Yukarıdaki parametre gruplarının birbiriyle ilişkili olduğu açıktır. Kuyularda pompa kullanılan, doğrudan kullanımlı jeotermal ısıtma sistemleri (kurulu kapasitesi 200 MW_t' i aşan) için, ekonomik iletim uzaklığı 30 km olabilirken benzer küçük ölçekli sistemler için (yaklaşık 10 MW_t) ekonomik uzaklık 2-3 km olabilir.

Jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerinde kullanılan üretim kuyularının sıcaklık ve derinlikleri oldukça geniş bir aralıktadır. Kuyulardaki jeoakışkan genellikle pompa kullanılarak yüzeye getirilir. Bazı kuyular ise artezyendir yani akışkan kendiliğinden fişkırlarak yüzeye çıkar.

Jeotermal akışkanı yüzeye ve ana ısı değiştiricisine getirmek için derin kuyu pompaları kullanılır. Bu pompalar; hem jeoakışkan debisini artırmak hem de jeoakışkanın gaz üretmesini ve buhar fazına geçmesini önlemek için akışkanın basıncını artırmak amacıyla kullanılırlar. Gazlaşmayı önlemek için, artezyen kuyularında da derin kuyu pompaları kullanılmaktadır.

Derin kuyu pompalarının başlıca avantajları, sıcaklık ve debinin kontrolünü sağlamak, kuyulardaki kabuklaşma oluşumunu minimize etmek ve böylece daha az kimyasal inhibitör kullanmak, atmosfere buharın ve ya kirletici gazların (CO₂, SO₂, NO_x) kaçmasını engellemektir (Mertoğlu vd., 2000).

Kuyulardaki su seviyesi, yer yüzeyinden yaklaşık 9 m aşağıda olduğundan jeoakışkanın üretilebilmesi için pompaların kuyuya yerleştirilmesi gerekmektedir. Doğrudan kullanım uygulamalarında genellikle iki tip pompa kullanılmaktadır. Bunlar;

- Eksenel (lineshaft) pompalar
- Su altı (submersible) pompalarıdır.

Bu iki pompa arasındaki temel farklılık elektrik motorlarının bulunduğu yerdir. Eksenel

pompalarda motor kuyubaşına kurulur ve pompaya güç iletir. Pompa ise kuyubaşından 600 m kadar aşağıya yerleştirilir. Motor ile pompa düşey bir mil ile bağlıdır. Su altı pompalarında ise motor pompanın altına yerleştirilir. Motor ince ve uzun yapıdadır. Diğerine göre daha kısa bir mille pompaya bağlıdır. Motorun kuyudaki akışkandan etkilenmemesi için sızdırmaz bir bölüm bulunmaktadır (Culver ve Rafferty, 1999). Jeotermal uygulamalarda genellikle eksenel pompalar tercih edilmektedir.

Su altı pompaları, 3600 m derinliğe kadar yerleştirilebilirler ve su sıcaklığı 85 °C'den daha düşük olan yerlerde kullanılırlar. Su altı pompalarının teknolojik gelişimleri son yıllarda artmıştır ve sıcaklık toleransları yaklaşık 120 °C seviyesine kadar yükselmiştir. Fakat bu pompaların yüksek sıcaklıklı jeotermal sahalardaki işletme tecrübeleri henüz çok azdır (Culver ve Rafferty, 1999) (Eliasson vd., 1995).

Eksenel şaftlı derin kuyu pompaları akışkan sıcaklığına, su altı pompalarından daha az duyarlıdır ve bundan dolayı genellikle su sıcaklığı 80 °C yi geçen ve yerleştirme derinliği 230 m den daha az olan yerler için seçilirler (Eliasson vd., 1995).

Jeotermal üretim sistemlerindeki enerji tüketim maliyetleri genellikle pompayı çalıştırmak için kullanılan elektrik maliyetlerinden oluşmaktadır. Birim pompalama maliyetleri; pompa verimi, basma yüksekliği ile elektrik birim maliyetinin bir fonksiyonudur. Buna göre pompalama maliyetleri genellikle, 300 kWh'lık enerji tüketimi için, 0.10 \$ ile 0.35 \$ arasındadır (Rafferty, 1990).

Şekil 7.4'de bir jeotermal üretim kuyusunun kesit resmi görülmektedir (Rafferty, 1990).

Jeotermal akışkan pompalarının değişken hızlarda çalışabilmesi önemli miktarda elektrik tasarrufu sağlamaktadır. İyi bir işletme planı ve değişken hızlı pompaların tam otomatik kontrolü ile, yıllık elektrik tüketimi %63 oranında azaltılabilir (Mertoğlu vd., 2000).

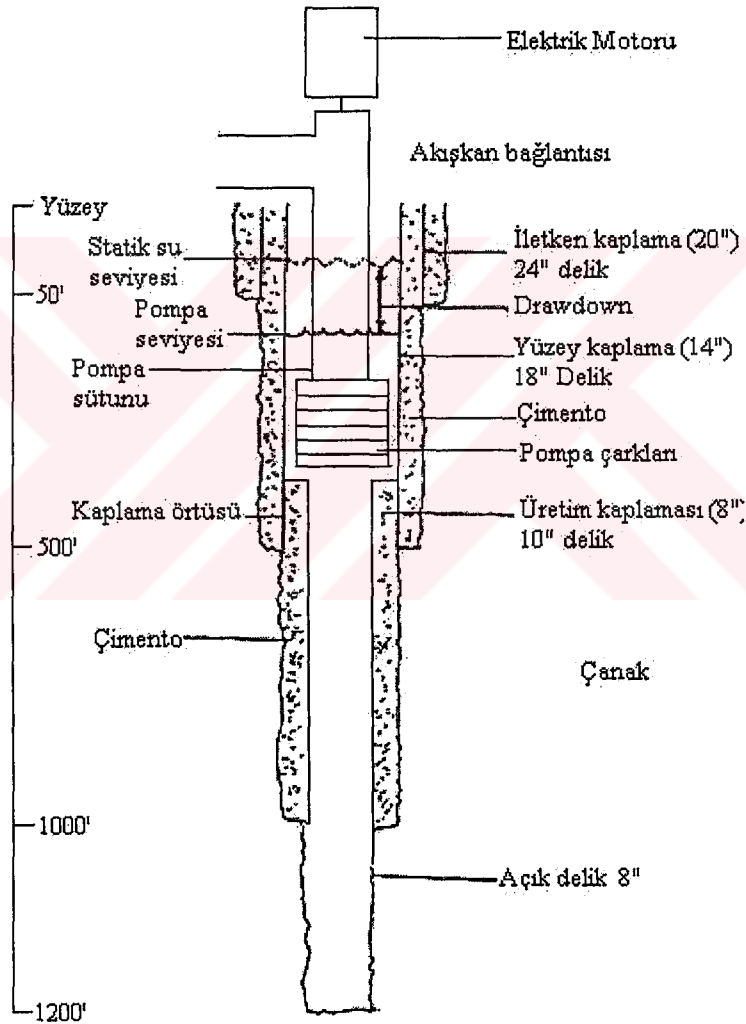
7.3.2 Isı Merkezleri

Isı merkezleri, ısıtma sisteminin ısı değiştiricilerini, sirkülasyon pompalarını, akışkan genişleme dengeleme ve kontrol ünitelerini kapsar.

7.3.2.1 Isı Değiştiriciler

Isı değiştiricileri, tüm jeotermal doğrudan kullanım uygulamaları için en önemli elemandır. Jeotermal tesislerdeki ısı değiştiricilerinin termal performansı da çok önemlidir. Çünkü jeotermal kaynak sıcaklıkları, fosil yakıtlı ısıtma sistemi kaynak sıcaklıklarından çok daha

düşük seviyelerde olduğundan, kaynak ile kullanıcılar arasındaki sıcaklık kaybı minimum seviyede olmalıdır. Ekonomik olarak 5 °C'lık bir yaklaşım plakalı ısı değiştiriciler ile mümkün olabilmektedir. Teknik olarak ise 2 °C'lık yaklaşım sağlanabilmektedir. Jeotermal akışkanlar ile tüm standart tip ısı değiştiriciler, gövde ve borulu, plakalı, kanatlı borulu ve kuyu içi ısı değiştiricileri kullanılabilmektedir. Fakat farklı kullanımlar için, malzeme seçiminde farklı dizayn karakteristikleri kullanılmaktadır. Bölgesel ısıtma sistemlerindeki ısı değiştiricilerin çoğunda 316 paslanmaz çelik malzemeli plakalar ve nitril contalar kullanılır. Son zamanlarda titanyum plakalar oldukça yaygınlaşmıştır.



Şekil 7.4 Tipik bir jeotermal üretim kuyusunun kesit resmi

Isı değiştiricileri, dolaylı jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerinin en önemli elemanları olduğundan, ilerleyen bölümlerde ısı değiştiricileri hakkında daha ayrıntılı bilgiler verilecektir.

Jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerindeki sirkülasyon pompaları, genleşme dengeleme ve kontrol elemanlarının çoğu, klasik sistemlerde olduğu gibi, ısı değiştiricisinin şebeke tarafına yerleştirilirler.

7.3.3 Toplama ve Ana İletim Boru Hattı

Jeotermal doğrudan kullanım uygulamaları genellikle jeotermal kaynaklardan uzakta inşa edilmektedir. Bu durumda jeotermal enerjinin, kullanım sahasına iletilmesi gerekmektedir. Jeotermal enerji genellikle sıvı fazdaki jeotermal akışkanın boru hatlarından geçirilmesiyle iletilir. Bu nedenle jeotermal boru hatları, klasik su dağıtım sistemleri ile benzer dizayn parametrelerine sahiptir. İletim sisteminin seçiminde bazı faktörleri dikkate almak gerekmektedir. Bu faktörler; boru malzemesi, çözünmüş kimyasal madde konsantrasyonu, boyut, kurulum metodu, ısı kaybı, pompa gücü, sıcaklık, yalıtım, borulardaki genleşme miktarlarıdır.

İletim hattındaki boru çapı; boru hattının döşendiği arazinin eğimi, pompalama için gereken güç vb gibi lokal şartlar tarafından belirlenir. Boru çapının tasarımına ait pratik bir yaklaşım şöyle ifade edilir; maksimum debide, borunun düz bölümündeki basınç düşüşü 0,5-1,0 bar/km (0,05- 0,1 MPa/km) aralığında olmalıdır (Lienau ve Lunis, 1991).

Jeotermal uygulamalarda hem metalik olan hem de metalik olmayan çok çeşitli borular kullanılabilir. Metalik borular, özellikle yüksek akışkan sıcaklığı olan yerlerde tercih edilmektedir. Metalik olmayan borular ise jeotermal akışkanda bulunan kimyasal maddelerden etkilenmedikleri için tercih edilirler. Boru hattı olarak en yaygın kullanılan malzeme karbon çeliğidir. Karbon çeliği borular için en önemli dezavantaj korozyondur. Jeotermal akışkanın korozif olması çelik boruların ömrünü kısaltır. Bu nedenle çelik boruları, ısı değiştiricili sistemlerde temiz su tarafında kullanmak daha uygundur. Çelik boruların zemine montajı için bazı düzenekler gereklidir. Bu borular bazı uygulamalarda alüminyum kaplamalarla kullanılırlar. Alüminyum kaplamalar, kaya yüzüyle yapılan izolasyonu koruyarak topraktaki suyun çelikle temas etmesini engellerler. Bu kaplamaları yeterince sıkı geçirmek ve izolasyonu kuru tutmak zordur. Bu durumda borularda bir iç korozyon olur. Böyle korozyon problemleri, birçok JBIS'lerinde görülebilmektedir.

Küçük boyutlu boru hatlarında farklı plastik malzemeler (polipropilen, polietilen ve polibütilen) de kullanılabilir. Plastik boruların kullanımı durumunda boru cidarlarından suya atmosferdeki oksijenin difüzyonu mümkün olmakta ve bu durum ısıtma ekipmanlarında korozyona sebep olabilmektedir.

Asbest çimentolu borular, sıcak suyun bol olduğu ve sıcak su pompalama giderlerinin düşük olduğu yerlerdeki uzun boru hatlarında kullanılmaktadır. Çünkü bu boruların kuruluş maliyetleri diğer malzemelerden daha düşüktür. Boru hatlarının maliyeti jeotermal BIS toplam maliyetinin yarısından fazlasını oluşturmaktadır. Ayrıca asbest malzeme sıcaklık ve termal özellikler bakımından jeotermal akışkana oldukça iyi uygunluk göstermektedir. Bu tip borular cazip olmasına rağmen, son yıllarda asbest çimentosunun kanserojen etkilerinin olduğunun belirtilmesi bu malzemenin popüleritesini kaybettirmiştir. Diğer dezavantajı ise kırılkan olmaları dolayısıyla sık sık kesintilere yol açmalarıdır. İzlanda-Akranes'deki boru hattının yılda 20 veya 30 kez bu sebepten ötürü kesintiye uğradığı, fakat kolayca tamir edilebildiğinden kullanıcıların kesintileri hiç hissetmedikleri belirtilerek boru hattının "memnun edici" olduğu ifade edilmiştir (Ragnarsson ve Hrolfsson, 1998).

Asbest boruların ömrünü etkileyen en önemli faktörlerden birisi de, çimentodaki kalsiyumun çözünmesidir. Kalsiyum, boru malzemesinin bağlayıcı elemanıdır. Bu durum, boru dayanımını azaltır ve çözünme devam ederse boru hattı çökebilir. Çözünme hızı, suyun kimyasal bileşimine bağlıdır. Asbest boru hatlarının en az 20-30 yıl için dayanıklılığını koruyabileceği belirtilmiştir (Ragnarsson ve Hrolfsson, 1998). Ayrıca ABD'deki jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerindeki toplam boru hatlarının % 56'sında asbest boruların kullanıldığı belirtilmiştir (Rafferty, 1990).

İletim boru hatları çok farklı uzunluklarda olabilmektedir. İzlanda'daki Akranes bölgesel ısıtma sisteminin iletim hattı 62 km uzunluktadır ve dünyanın en uzun jeotermal iletim hattıdır (Ragnarsson ve Hrolfsson, 1998).

7.3.4 Dağıtım Sistemi

Jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerindeki dağıtım sistemleri iki gruba ayrılır.

- Açık Sistemler (Doğrudan tip)
- Kapalı Sistemler (Dolaylı tip)

Açık sistem, jeotermal akışkan kimyasının; korozyon, kabuklanma ve su kalitesi bakımından direkt kullanıma uygun olduğu durumlarda kullanılabilir. Bu dağıtım sisteminde, kuyudan üretilen jeoakışkan doğrudan kullanıcılara dağıtılır. Kullanılan jeoakışkan ise dönüş boruları ile toplanarak deşarj sistemine iletilir ve ya reinjeksiyon yapılır. Jeotermal akışkanın kimyasal yapısı, su kalitesi ve sıcaklığı, doğrudan kullanıma uygun değilse kapalı sistemler tercih edilir. Kapalı sistemlerde jeoakışkan, ısı değişiminin gerçekleştiği ısı merkezine gönderilir ve

elde edilen ısı, bir kapalı çevrim boyunca dolaşan temiz su ile kullanıcılara dağıtılır.

Dağıtım sisteminde kullanılan boru şebekesi, sistem tasarımından (açık veya kapalı sistem) etkilenir. Açık sistemde, boru şebekesi jeotermal akışkan ile temas ettiği için öncelikle metal olmayan borular kullanılır. Çünkü jeotermal akışkanın korozyif etkileri ancak bu şekilde önlenabilir. Kapalı sistemlerde, jeotermal akışkana maruz kalma durumu olmadığından metal boruların kullanımı daha yaygındır. Ayrıca kapalı sistemlerde, tüm gömülü borular için (gidiş ve dönüş) ön yalıtımlı boru kullanma eğilimi vardır. Açık sistemlerde ise genellikle sadece gidiş boruları yalıtımlıdır, dönüş ya da deşarj boruları ise yalıtımsızdır.

Kapalı tip sistemlerin avantajları şunlardır;

- Herhangi bir arızanın tamiri sırasında, o bölge tamamen kapatılabileceğinden daha az tehlike ile karşılaşılır.
- Pompa istasyonundan en uzak noktadaki kullanıcılar için gereken su basıncının düşük olma ihtimali azalır.

Kapalı sistemlerin yapımı, açık sistemlerden daha pahalıdır. Bu nedenle kapalı sistemler yaygın olarak kullanılmazlar. Örneğin ABD'deki jeotermal BIS'lerinin %78'i açık sistem, %22'si kapalı sistemdir (Rafferty, 1990).

Jeotermal sistemlerdeki boruların çoğu, ön yalıtımlı ve toprağa gömülü olarak yerleştirilmektedir. Yalıtım malzemelerinin bileşimleri değişkendir fakat genellikle polyenthan köpük yalıtımı kullanılır. Yerüstü veya yeraltında döşenen borulardaki ısı kayıpları, bir bölgesel ısıtma sisteminin en büyük ısı kaybını ve bundan dolayı da gelir kaybını oluşturur. Bu kayıpları minimuma indirmek için en önemli faktör, boru izolasyonunun nemli olmamasıdır. Çünkü bu durum, boru mukavemetini azaltırken, ısı kayıplarını da önemli derecede artırır. Çelik boru izolasyonundaki nem tabakası, boruda çok hızlı korozyona sebep olur.

Bir dağıtım sistemi, genellikle 12 bar'lık iç basınca (1,2 MPa) dayanacak şekilde tasarlanan borulardan inşa edilir. Sistem, maksimum yükte, eve girişteki en düşük basınç asla 1,5-2,0 bar (0,15 – 0,2 MPa) dan daha düşük olmayacak şekilde projelendirilir. Öte yandan, binalardaki radyatör sistemleri 7-8 bar (0,7-0,8 MPa)'dan daha büyük basınçlara dayanamayabilirler. Bu nedenle en yüksek ve en düşük seviyedeki binalar arasında büyük kot farkının olduğu bölgelerde, dağıtım sistemi bir kaç ayrı parçaya bölünerek yapılmalıdır. Bu parçalardan her birisi belirli yükseklik aralığındaki binalara hizmet verir. Isıtılan bölgeler, geniş bir alana

yayıldığından dolayı büyük basınç kayıplarına sahip olmaktadır. Bu nedenle maksimum basıncı, yukarıda verilen kabul edilebilir basınç limitleri arasında tutmak için, birden daha fazla pompa istasyonuna ihtiyaç vardır. Yapım sırasında, dağıtım sistemi tipik olarak 12 bar basınçta test edilir (Eliasson vd., 1995).

Jeotermal akışkanların iletiminde kullanılan boru sistemi ve şehirdeki sirkülasyon hattı, klasik boru sistemlerine göre iki temel farklılığa sahiptir. Birinci fark; bu borular doğrudan yer altına gömülürler ve beton bağlantı bloklarına gerek yoktur. Bu durumda, toplam yatırım maliyeti yaklaşık %10-20 azalmaktadır. İkinci temel fark; bu borular herhangi bir genişleme elemanı gerektirmez. Çünkü, termal gerilmeden dolayı oluşan genişleme dayanımı, boru direncinin altında kalır. Fiberglasla kuvvetlendirilmiş borular, %100 yerli imkanlarla üretilmektedir (hammadde hariç). 80 °C sıcaklığa kadar, yerli yapım fiberglasla kuvvetlendirilmiş reçineli borular (FRP) kullanılabilir (Mertoğlu vd., 2000) (Mertoğlu, 2001). Bu borularda iç boru malzemesinin ve reçine tipinin seçiminde optimizasyon gerekmektedir.

Kapalı sistemlerdeki çelik borularda korozyonu önlemek için, özel korozyon inhibitörü kullanılır. İzolasyon, dayanıklı bir kaplama borusu ile korunur. Ayrıca, yalıtımlı çelik boru sistemi daha az bakım gerektirir.

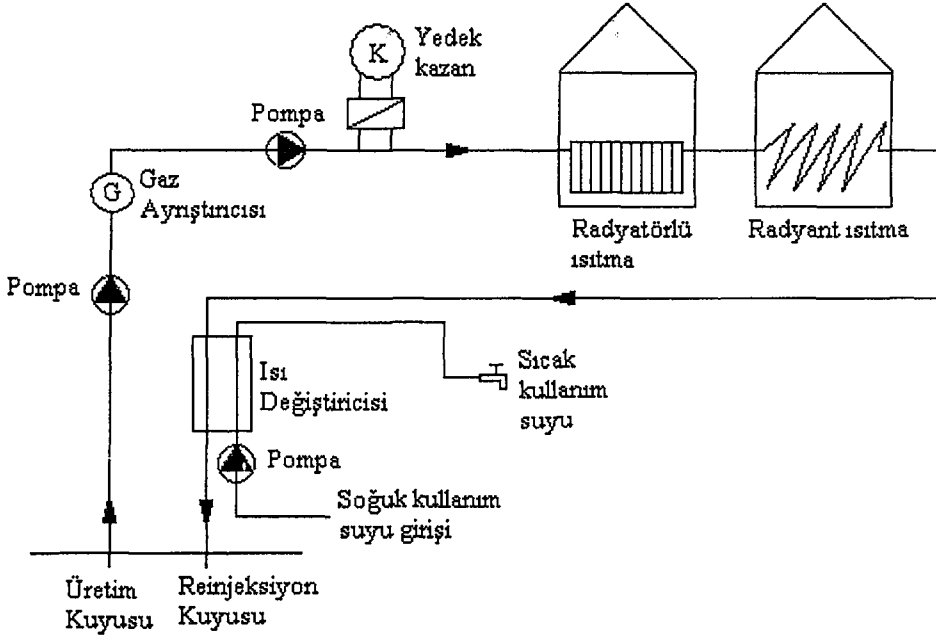
Ülkemizde, önceden, büyük ölçekli bölgesel ısıtma sistemleri olmadığı için, yeni kurulan jeotermal dağıtım sistemleri, jeotermal bölgesel ısıtma sistemi tasarım parametrelerine göre inşa edilmiştir. Bu durum teknik ve ekonomik açıdan çok önemli bir avantaj sağlamaktadır (Mertoğlu vd., 2000). Eğer önceden klasik sisteme sahip bir bölgesel ısıtma sistemi olsaydı ve bu sistem jeotermal sisteme dönüştürülseydi daha fazla sorunla karşılaşılacaktı.

7.4 Kullanıcı Hatları

Dağıtım sistemiyle kullanıcıyı birleştiren sisteme “kullanıcı hattı” adı verilir. Kullanıcı hatlarının boyutları farklıdır. Boyutlar binanın büyüklüğüne ve ısıtma yüküne bağlıdır. En yaygın kullanılan boyutlar, poliüretan köpüklü ve polietilen koruyucu boru ile kaplı olarak 20 ve 25 mm nominal çaptadır. Daha büyük binalar, daha büyük borulara ihtiyaç duyarlar (32 mm’den 100 mm nominal çapa kadar) (Eliasson vd., 1995).

Kullanıcı hattı, kullanıcı ile şebeke arasındaki fiziksel bağlantıyı sağlamaktadır. Bağlantı sistemi; branş hattı, ısı değiştiricisi ile ölçüm, kontrol ve kapatma valflerini içermektedir.

Bir konut ısıtma sistemi, jeotermal enerjiden maksimum yararlanmayı sağlayacak şekilde dizayn edilmelidir. Çünkü jeotermal ısıtma sistemleri, **tek geçişli sistemlerdir**. Yani sıcak su,



Şekil 7.6 Doğrudan tip kademeli ısıtma sistemi.

7.4.1.1 Radyatörler:

Radyatörler, bölgesel ısıtma sisteminin en ucunda bulunan ve kullanıcıdaki havayı ısıtmak için kullanılan sudan havaya ısı değiştiricileridir. Isı, konveksiyonla ve radyasyonla olmak üzere iki şekilde transfer edilir. Jeotermal akışkan sıcaklığının nisbeten düşük olması, radyatör alanlarının klasik sistemlere göre daha büyük olmasını gerektirir. Jeotermal akışkan sıcaklığı azaldıkça, gereken radyatör alanı da artar.

Radyatör seçiminde, yukarıdaki performans kriterlerinden başka, estetiklik ve uzun ömürlülük gibi kriterler de vardır. Bunların her ikisi için (özellikle ikincisi için) malzeme önemli rol oynar ve genellikle akışkanın çözünmüş oksijen ($O_2 > 50$ ppb) içermesinden ve özellikle klor varlığından ($Cl^- > 100$ ppm) şüphelenilen yerlerde dökme demir radyatörler seçilirler (Eliasson vd., 1995).

7.4.2 Sayaç ve Ölçüm Sistemi

Bölgesel ısıtma şirketleri, özel ya da belediyeye ait şirketler olabilir. Mümkün olan yerlerde, ısıtma enerjisi ve ya sıcak su dağıtımı üzerinde tekel olan bir şirketin varlığının daha iyi olduğu bilinmelidir. Bu durum, ısıtma sistemi ekonomisi üzerinde nüfus yoğunluğunun etkisi sebebiyle çok önemlidir. Fakat rekabetçi piyasalarda tekelleşme mümkün olamamaktadır.

Şirketler, genel olarak üç farklı tarife sistemi kullanmaktadır.

- 1) Bir kez ödenen bir **bağlantı harcı** alınması. Bağlantı harcı, şirket yatırımlarının bir kısmını ve bireysel kullanıcıdaki kurulum masraflarının bir kısmını karşılar.
- 2) Isıtılan binanın hacmine göre değişen sabit bir harç alınması.
- 3) Tüketilen ısıya göre belirlenen ve değişen olan bir ücretin alınması. Bu tarife, kullanılan suyun miktarı ve ya enerji tüketimine dayanır.

Satış politikası seçiminde dikkate alınacak bir çok parametre vardır. Jeotermal akışkanın enerji içeriği sahadan sahaya çok farklı olabilir. 80  C sıcaklığa sahip 1 m³ l k su, 60  C deki aynı miktar suyla aynı enerjiyi içermez. Aynı enerji için 60  C'lik sudan 1,33 m³ gerekmektedir. Büyük sistemlerde ise, farklı yerlerdeki boru hatlarında farklı sıcaklık kaybı olacağından, bireysel kullanıcıya ulaşan su sıcaklığında da bazı farklılıklar olabilir.

Sıcak sudan yararlanma miktarı tüketiciden tüketiciye değişebilir. Bireysel kullanıcıdan çıkan akışkan sıcaklıkları da farklıdır. Bu sıcaklık 35-40  C civarında olur. Fakat  ıkış sıcaklığı, bireysel kullanıcının alışkanlıkları veya ev yalıtımı gibi sebeplerden dolayı çok fazla değişebilir. Bazı tüketiciler sıcak suyu, mekan ısıtmanın dışında farklı amaçlar için de kullanabilirler. Örneğin buz eritmek, sera ısıtmak ve yüzme havuzu ısıtmak gibi.

Bireysel kullanıcılara gelen jeotermal ısının satışı için genellikle üç yöntem kullanılmaktadır;

- Kullanılan su miktarının hacimsel ölçümü yöntemi
- Maksimum debiyi sınırlandırma yöntemi
- Enerji  l  m  yöntemi

En yaygın kullanılan yöntemlerden birisi, hacimsel ölçüm yöntemidir. Bu yöntem, diğerlerine göre daha basittir ve jeotermal uygulamalar için oldukça başarılı bir şekilde uygulanabilmektedir. İlk iki yöntemde, giden ve dönen suyun sıcaklığı ölçülmez, bu nedenle kullanılan gerçek enerji değeri bilinemez. Bu sistemde ise sadece kullanılan suyun hacmi ölçülür. Böylece  l  m sebebiyle daha az karmaşıklık olur. Bunlardan başka; ısıtılan binanın m³ ya da zemin m²'si üzerinden sabit ücret alınmasına dayanan alternatif satış ölçümleri de yapılabilir.

Özellikle, artezyen kuyularına dayanan k  k bölgesel ısıtma sistemlerinde, debiyi sınırlandırma yöntemi uygun fiyatlı bir alternatif olabilir. Bu yöntem, şu anda İzlanda'nın kırsal bölümlerinde en yaygın kullanılan yöntemdir. Bu yöntemde kullanıcı ne kadarlık debiye ihtiyaç duyacağına önceden karar verir (lt/dk olarak) ve debi bu miktara göre

sınırlandırılır. Bu yöntem kullanıldığında, su tüketiminin yıl bazındaki dağılımı, diğer iki yönteme göre çok daha homojen olmaktadır. Fakat bu yöntem debiyi sınırlandırmasına rağmen, enerji kaynaklarını korumayı teşvik etmez. İzlanda'daki tecrübeler göstermiştir ki, ölçüm yöntemi debi sınırlandırıcı tipten hacimsel tipe dönüştürüldüğünde sıcak su tüketimi % 20-30 civarında azalmaktadır. Bazı durumlarda ise maksimum debi ölçümü yöntemi daha uygun olabilir. Örneğin, jeotermal saha ile tüketiciler arasında uzun bir mesafe varsa, suyun sıcaklığını kullanıcıların istediği derecede sabit tutabilmek için, daha fazla debi gerekebilir. Maksimum debi ölçümünün bir avantajı da pik yük etkisini de sınırlandırmasıdır.

Jeotermal kaynaklar sınırlı kapasitede olduklarından, enerji tasarrufu dikkate alınmalıdır. Öyleyse su miktarını ölçen yöntem, enerji tasarrufu açısından en etkili yöntemdir. Eğer tüketiciler, sadece kullandıkları enerjinin bedelini ödemek isterlerse, bu amaçla kullanılacak tek yöntem enerji ölçümü yöntemidir. Bu yöntemin dezavantajı da şudur; jeotermal sistemlerin çoğu tek geçişli sistemlerdir. Yani kullanılan akışkan doğrudan kanalizasyona boşaltılır. Bu yöntem kullanıcıları, su tasarrufunu sağlamak için, suyu düşük sıcaklık değerlerine kadar kullanma konusunda teşvik edici olmaz. Çünkü o zaman, çok enerji kullanıldığından daha çok para ödeyecektir. Bu durumu ortadan kaldırmanın yolu, uygun dönüş sıcaklığının belirlenmesi ve enerji ölçüm sayacının ayarlanması ile dönüş sıcaklığının sabitlenmesidir. Eğer enerji fiyatı uygun değerde olur ve sistemdeki sıcaklık değişimi büyük olursa, tüketiciler bu ölçüm yöntemini talep edebilirler.

Enerji ölçümü jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerinin yaklaşık %60'ında kullanılır. Ölçümdeki problemler, akışkanın kimyasal özelliği ve korozyon gibi sorunlardan çok, ekipmanların performansları ile ilgilidir. Bunlar; pille çalışan sayaçlarda pillerin erken bitmesi ve bulunulan ortamdaki nem sebebiyle (yer seviyesinin altındaki durumlarda) ölçüm elemanlarının bozulmalarıdır. Sayaçlarla ilgili başka bir problem ise, sayaç boyutlarının büyük olmasıdır (Rafferty, 1990).

Jeotermal enerjinin satış politikası, büyük ölçüde, mevcut sıcak suyun miktar ve maliyetine göre değişir. Jeotermal kaynak kapasitesi sınırlı ise, satış politikası enerji tasarrufunu teşvik edici olmalıdır.

Sayaç fiyatları arasında da çok büyük farklılık vardır. Hacimsel ölçüm yapan sayaçlarının bireysel konutlara maliyeti yaklaşık olarak 60-70 US\$'dır. Bu sayaçların kullanım ömürleri de yaklaşık 5 yıldır. Maksimum debiyi sınırlandıran sayaçların fiyatları yaklaşık 160 US\$'dır. Enerji ölçümü yapan sayaçların fiyatı ise 300 US\$ civarındadır ve bunlar 10 yıllık kullanım

ömrüne sahiptirler (Eliasson vd., 1995).

Ülkemizde bulunan jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerinde sayaç ölçümleri yapılmamakta, onun yerine belirlenen bir sabit ücret kullanıcılardan tahsil edilmektedir. Örneğin İzmir-Balçova jeotermal ısıtma sisteminde 100 m²'lik bir bina için kullanıcılar, 2004 yılında, 40 milyon TL ödeyeceklerdir (Çanakçı, 2003).

7.4.3 Deşarj Sistemi

Kullanılan akışkanın deşarj edilmesi, jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerini diğer fosil yakıtlı sistemlerden ayıran en önemli sorundur. Jeotermal akışkan, yeraltından çıkarıldıktan sonra ısı enerjisi çeşitli uygulamalarla kullanılır ve atık akışkan deşarj edilir. Genellikle deşarj için iki yöntem kullanılır.

- Yüzey deşarjı

- Reinjeksiyon

Yüzey deşarjı, kullanılan jeoakışkanın dere, göl ve ya soğutma havuzu gibi bir yüzeysel ortama bırakılmasıdır. Bu yöntemin reinjeksiyondan çok daha az bir maliyeti vardır. Fakat üretilen akışkan miktarı fazla ise bazı problemler oluşur. ABD'nin önemli jeotermal uygulamalarının olduğu iki bölgesinde (Boise-Idaho ve Klamath Falls-Oregon) yüzey deşarjının yoğun olarak kullanılması, jeotermal su tabakasının ölçülebilir oranda azalmasına sebep olmuştur. Boise'de daha önceleri artezyen olarak akan kuyular bu gün akmamaktadır. Bu nedenle buradaki deşarj sistemi reinjeksiyona dönüştürülmüştür (Rafferty, 1990). Bugün ABD' nin her yerinde reinjeksiyon uygulaması zorunlu hale getirilmiştir.

Yüzey deşarjı aynı zamanda bazı çevresel problemlere de sebep olur. Jeotermal akışkanlar, yüzey sularına göre nisbeten daha büyük seviyelerde kimyasal maddeler içerirler. Bu maddeler, hidrojen sülfid, bor, flor ve bazı yerlerde bulunan radyoaktif maddelerdir. Bu kimyasalların yüzey sularındaki oranları, yerel ve uluslararası çevre kanunları ile sınırlandırılmıştır. Kimyasal kirliliğe ilave olarak jeotermal sular, termal kirlenmeye de sebep olmaktadır.

Reinjeksiyon kuyusunun başarılı bir şekilde açılması, üretim kuyusu prosedürlerinden çok daha detaylıdır. Rezervuara geri dönen suyun aynı özelliklerde olması istendiğinden, reinjeksiyon kuyusu en az üretim kuyusu kadar derin olmalıdır. Bu durum, ilave maliyetleri de beraberinde getirir.

Reinjeksiyon kuyularının maliyetleri, genellikle aynı sistemdeki üretim kuyularından daha büyük olmaktadır. Bunun sebeplerinden birisi de, hidrolojik ve jeolojik danışma servislerine olan ihtiyaçların artmasıdır. Bu servisler, genellikle kuyuların doğru yerleştirilmesi için çalışırlar. Böylece injeksiyon yapılan akışkanın “kısa devre” sonucu üretim kuyusuna karışması engellenir. Çünkü böyle bir durumda kaynak sıcaklığı önemli miktarda azalacaktır. Ayrıca reinjeksiyon kuyusu açma teknikleri, kuyunun jeolojisini tam olarak tanımak ve ulaşılabilecek potansiyel akifere zarar vermeyi önlemek için, kusursuz olmalıdır.

7.5 Türkiye’deki Jeotermal Bölgesel Isıtma Sistemlerine Genel Bir Bakış

Ülkemizdeki bölgesel ısıtma uygulamaları jeotermal enerjili sistemler ile başlamıştır. Halen kullanılmakta olan JBIS’i Çizelge 3.5’de görülmektedir. Aşağıda, bu JBIS’lerinden bazılarına ait özellikler kısaca belirtilecektir (Mertoğlu vd., 2000).

7.5.1 Kırşehir JBIS (18 MW_t)

Kırşehir JBIS’nde 54 °C’lik jeotermal akışkandan, çok ekonomik şartlarda ve ısı pompası kullanmadan yararlanılmaktadır. Bu sistem bir pik yük sistemini de kapsamaktadır. Pik yük sistem, yılda sadece kışın olmak üzere 2 haftalık pik yük süresinde kullanılmaktadır. Reinjeksiyon boruları ve şehir dolaşım suyu dönüş hattının bir kısmı yalıtılmamıştır. Kırşehir JBIS’nde 1 kWh ısı enerjisinin toplam maliyeti sadece 0,65 cent’tir. Mart 1994’ten beri 1800 konut bu sistemle ısıtılmaktadır.

Kullanılan jeotermal akışkanın üretim sıcaklığı 54 °C olduğundan, burada gövde ve borulu ısı değiştiricileri kullanmak mümkün değildir. Fakat plakalı ısı değiştirisi kullanılarak, ısı enerjisi temiz sirkülasyon suyuna transfer edilir. Isı değişimi sonunda jeotermal akışkan sıcaklığı 41 °C’ye düşmektedir. 200 kg/s debideki jeotermal su kullanımıyla 12560 kW’lık ısı enerjisi elde edilmektedir (Mertoğlu vd., 2000). Şehre gönderilen akışkanın sıcaklığı 48 °C, dönen akışkanın sıcaklığı ise 42 °C’dir. Dağıtım sistemi iki döngülü çelik borulardan oluşmuştur (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003).

7.5.2 Sandıklı JBIS (45 MW_t)

Jeotermal akışkan sıcaklığı 70 °C’dir. Şehre gönderilen akışkanın sıcaklığı 70 °C, dönen akışkanın sıcaklığı ise 40 °C’dir. Kurulu kapasite 5000 konut eşdeğeridir. Sistem iki çevrimden oluşmaktadır. Jeotermal çevrimin boruhattı fiberglasla güçlendirilmiş polyester, ısıtma sistemi hattı ise çelik borulardan yapılmıştır (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003).

Sandıklı JBIS'nde jeotermal akışkanın iletim hattı 9318 m olup ısı merkezi üretim kuyularından 95 m daha yukarıdadır. Jeoakışkan üretimi için kuyu içi pompaları kullanılmaktadır ki buradaki dinamik seviye 20 m'dir. Kullanılan teknoloji ile, bu uzun boru hattı boyunca sadece 2 °C'lik bir sıcaklık kaybı olmaktadır. Jeoakışkan kuyu içi pompası ile çıkartılırken bu pompalar, değişken hızlı elektrik motorları ile çalıştırılmaktadır. Sandıklı'da mart 1998'den beri 1600 konut jeotermal enerji ile ısıtılmaktadır. Konut bağlantıları ise halen devam etmektedir (Mertoğlu vd., 2000).

Sandıklı JBIS'i değişken hızlı sistem dizaynı için çok iyi bir örnektir. Pompaların yeri ve pozisyonu şöyledir (Mertoğlu vd., 2000);

- a) Pompa istasyonu (Jeotermal kuyulara 100 m uzaklıkta)
- b) Destekleme istasyonu (Jeotermal kuyulara 4600 m uzaklıkta ve +35 m yükseklikte)
- c) Pompa istasyonu (Destekleme istasyonuna 4618 m uzaklıkta ve ısı merkezi içerisinde, +95 m seviyesinde)

7.5.3 Kızılcahamam JBIS (25 MW_t)

Kızılcahamam coğrafik olarak çok çeşitli kot farklarına sahip bir bölgededir. Bu nedenle, JBIS'nde iki ısı merkezi inşa edilmiştir. Kullanılan jeotermal su, 80 °C lik ortalama sıcaklıkta üretilmektedir ve kasım 1995'ten beri toplam 2500 konut eşdeğeri jeotermal ısıtma yapılmaktadır (Mertoğlu vd., 2000). Sistem, iki çevrimlidir ve boru hatları çelik borulardan oluşmuştur (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003).

7.5.4 İzmir JBIS (72 MW_t)

Jeotermal akışkan sıcaklığı 115 °C'dir. Şehre gönderilen akışkanın sıcaklığı ortalama 85 °C, dönen akışkanın sıcaklığı ise 60 °C'dir. Kurulu kapasite 20 000 konut eşdeğeridir. Şu anda Balçova'da 6849 adet konut, Narlıdere'de ise 758 adet konut ısıtılmaktadır. Sistem üç çevrimden oluşmaktadır. Her çevrimin boruhatları çelik borulardan oluşmuştur (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003) (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2001).

İzmir JBIS'nde en yeni teknolojiler kullanılmıştır ve işletme maliyetleri çok düşüktür. Bu sistem, ekim 1996'dan beri kullanılmaktadır. Sistem, Balçova ve Narlıdere'de 10 000 konut eşdeğerinden fazla ısıtma yapmaktadır. 15 000 konut eşdeğerine ulaşana kadar sisteme konut bağlantısı devam edecektir.

İzmir JBIS'ndeki her kuyu içi ve arz pompasında değişken hızlı elektrik motorları

kullanılmaktadır. Bu durum ısıtmada çok düşük elektrik maliyetlerine sebep olmaktadır. 1 milyon kcal için 26 kWh elektrik gerekmektedir ve bunun maliyeti yalnızca 2,5 US\$' dir. Kullanılan kuyu içi pompaları 140 °C' lik akışkan ortamında çalışmaktadır.

ORME Jeotermal AŞ tarafından yapılan uygulamalarda genellikle iki tip LSP(ABD malı Lineshaft pompalar) derin kuyu pompası kullanılmaktadır. Sığ kuyularda yerli üretim pompalar kullanılırken (Kurulum derinliği yaklaşık 70-80 m), derin kuyularda ise İzlanda tipi derin kuyu pompalarına ihtiyaç vardır (kurulum derinliği yaklaşık 150-200 m, kapasitesi 40-45 kg/s ve işletme sıcaklığı 150 °C) (Mertoğlu vd., 2000).

Balçova'da derin kuyu pompalarının kullanımıyla, büyük ölçekli JBIS uygulaması gerçekleştirilmektedir. Derin kuyu pompası kullanılmadan önce, bu jeotermal sahada, kuyu içi ısı değiştiricileri kullanılmaktaydı ve 9 adet kuyudan toplam olarak 6 MW_t ısı güç üretilmekteydi. Balçova sahasının tarihi bir özelliği de, ülkemize ait ilk kuyu içi ısı değiştiricisi uygulamasının 1963 yılında bu sahada uygulanmış olmasıdır (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003). Bu gün, derin kuyu pompaları aracılığıyla 3 sığ ve 4 derin kuyudan 60 MW_t ısı güç üretilmektedir.

Kalsit kabuklanmasını önlemek için, European Specification ISO 9003'e uygun kabuklaşma inhibitörü kullanılmakta ve inhibitör, özel bir injeksiyon sistemi kullanılarak kuyulardaki pompa seviyesinin altına injekte edilmektedir.

Bunlardan başka, Dokuz Eylül Tıp Fakültesi ve kampüsü, 100 000 m² sera alanı ve çeşitli termal tesisler, Balçova jeotermal sahasından elde edilen ısı ile ısıtılmaktadır (toplam 131 MW_t).

7.5.5 Çeşme Projesi (10 MW_t)

Çeşme'de termal turizm ve jeotermal ısıtma birleştirilmiştir. Burası hem deniz hem de kaplıca turizmi için çok güzel bir konumdadır. JBIS'nde çok tuzlu, korozif jeotermal akışkan (toplam çözünmüş madde yaklaşık 36 000 ppm, Cl içeriği 20 000 ppm) tek boru sistemi ile hotel ve konutlara iletilecektir.

Jeotermal akışkan iletim ve şehir dağıtım boru hatları, doğrudan toprağa gömülmüş ve korozyona karşı güçlendirilmiştir, sürtünme direnci çok düşüktür ve ısı yalıtımı çok fazladır (ekonomik ömrü 30 yıl).

7.5.6 Gönen JBIS (32 MW_t)

Ülkemizdeki ilk şehir bazlı jeotermal ısıtma sistemi haziran 1987'de Gönen'de uygulanmaya başlamıştır. Toplam kapasitesi 32 MW_t'dir. Jeotermal akışkan sıcaklığı 80 °C, kurulu kapasitesi 4500 konut eşdeğeri, ısıtılan konut sayısı ise 3400 adettir. Sistem, iki çevrimlidir ve çevrimler çelik boru hatlarından oluşmuştur (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003).

7.5.7 Simav JBIS (25 MW_t)

Toplam kapasitesi 25 MW_t'dir. Jeotermal akışkan sıcaklığı 120 °C, kurulu kapasitesi 6500 konut eşdeğeri, ısıtılan konut sayısı ise 3200 adettir. Dağıtım hatlarının iki çevrimi fiberglas polyesterli sistem, üç çevrimi ise çelik borulu sistemdir. Sistem, ekim 1991'de işletmeye alınmıştır. Dağıtım hattına giren akışkan sıcaklığı 65 °C, dönen akışkan sıcaklığı ise 50 °C'dir (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003).

7.5.8 Nevşehir-Kozaklı JBIS (11,2 MW_t)

Toplam kapasitesi 11,2 MW_t'dir. Jeotermal akışkan sıcaklığı 90 °C, kurulu kapasitesi 1250 konut eşdeğeri, ısıtılan konut sayısı ise 1000 adettir. Isıtma sistemi, iki çevrimlidir ve çevrimler çelik boru hatlarından oluşmuştur. Sistem 1996'da işletmeye alınmıştır. (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003).

7.5.9 Afyon JBIS (40 MW_t)

Toplam kapasitesi 40 MW_t'dir. Jeotermal akışkan sıcaklığı 95 °C, kurulu kapasitesi 10000 konut eşdeğeri, ısıtılan konut sayısı ise 4000 adettir. Isıtma sistemi, üç çevrimlidir ve çevrimler çelik boru hatlarından oluşmuştur. Sistem ekim 1996'da işletmeye alınmıştır. Şehre gönderilen akışkanın sıcaklığı ortalama 60 °C, dönen akışkanın sıcaklığı ise 45 °C'dir. (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003).

7.5.10 Ağrı-Diyadin JBIS (42 MW_t)

Toplam kapasitesi 42 MW_t'dir. Jeotermal akışkan sıcaklığı 78 °C, kurulu kapasitesi 2000 konut eşdeğeri, ısıtılan konut sayısı ise 1037 adettir. Isıtma sistemi, üç çevrimlidir ve çevrimler çelik boru hatlarından oluşmuştur. Sistem eylül 1998'de işletmeye alınmıştır. Şehre gönderilen akışkanın sıcaklığı ortalama 78 °C, dönen akışkanın sıcaklığı ise 45 °C'dir (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003).

7.5.11 Salihli JBIS Projesi (142 MW_t)

Toplam hedeflenen kapasite 142 MW_t olarak belirlenmiştir. Jeotermal akışkan sıcaklığı 94 °C,

kurulu kapasitesi 20000 konut eşdeğeri, ısıtılan konut sayısı ise 2000 adettir. Sistem 2002 yılında işletmeye alınmıştır. (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003) (Mertoğlu vd., 2003).

Türkiye’deki 4 uygulamada (Rize-Ayder, Sivas-Çermik, Afyon-Oruçoğlu termal tesisleri, Haymana Cami ısıtması) 40-45 °C kadar düşük sıcaklıktaki jeotermal akışkan, ısı pompası olmaksızın, kullanılmaktadır. Haymana camii ısıtmasında, jeotermal akışkan kimyasal açıdan çok temiz ve uygun özelliklerde olduğu için, kimyasal inhibitör, pompa ve ısı değiştiricisi kullanılmamaktadır (Mertoğlu vd., 2000).

7.6 Türkiye JBIS Ekonomisi

JBIS’lerinin en büyük avantajı, klasik sistemlerde toplam maliyetin büyük bir kısmını oluşturan yakıt masraflarının olmamasıdır. JBIS toplam maliyetlerinin en büyük kısmını boru hatlarının maliyetleri oluşturmaktadır. Türkiye şartlarında JBIS’lerindeki toplam yatırımın %70’i boru hattına, %10’u üretim ve reinjeksiyon kuyularına, %10’u binaların jeotermal sisteme uygun hale getirilmesine, %5’i ısı merkezlerine, %5’i de mühendislik hizmetlerine gitmektedir (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003).

Ülkemiz şartlarında 100 m²’lik bir konutun jeotermal ısıtma sistemine bağlanma maliyeti yaklaşık 1500-2500 \$’dır (konuttaki ısıtıcıların maliyetleri hariç). Alınan bağlantı ücretleri ile JBIS toplam yatırım maliyetlerinin %30-50’si kullanıcılar tarafından karşılanmaktadır. Sisteme bağlanan kullanıcıların ödedikleri ücreti amorti etme süresi 5 ile 8 yıl arasında değişmektedir. Konutların 2001 ısıtma sezonu için ödediği aylık sabit ücretler 14-29 \$ arasında olmaktadır (Hepbaşlı ve Çanakçı, 2003).

7.7 Mekan Isıtma (ve ya Soğutma) İhtiyaçlarını Etkileyen Faktörler

Jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerinin dizayn edilmesinden önce, ısıtılacak sahanın ısıtma ihtiyaçlarının çok iyi hesaplanması ve mevcut jeotermal kaynakların bu ihtiyaçlara ne ölçüde karşılık verebileceklerinin belirlenmesi gereklidir. Bir bölgesel ısıtma sisteminde ısı yükleri etkileyen faktörler aşağıda belirtilmektedir (Eliasson vd., 1995).

7.7.1 İklim

Isıtma projelerinde, ısıtma (veya soğutma) yükünü hesaplamak için hava istatistiklerini incelemek gerekir. Dış hava sıcaklığı, gün boyunca, günden güne ve mevsimden mevsime önemli miktarda değişebilir. Mekan ısıtma enerjisi ve gücü, oda tasarım sıcaklığı (T_i) ile dış hava sıcaklığı (T_o) arasındaki fark ile orantılıdır. Yani, maksimum yük talebi, oda tasarım

sıcaklığı ve ısıtma sisteminin tasarlanacağı minimum dış sıcaklık (T_{min}) arasındaki fark ile orantılıdır.

“Yük-süreç eğrisi” olarak isimlendirilen eğri, belirli bir sıcaklık değerinden daha düşük günlük sıcaklık ortalamasına sahip olan, bir yıldaki gün sayısını gösterir. Bu eğrinin altında kalan bölge, ısıtmanın gerektiği derece-gün sayısı ile orantılıdır ve bu nedenle enerji (veya yük) ihtiyacının bir ölçüsüdür. Bir yıldaki, belirli bir sıcaklığın altındaki derece-gün sayısı, yıldaki toplam gün sayısı için verilen bir sıcaklık değerinin altındaki birikmiş dereceler toplamı (ortalama sıcaklık) olarak tanımlanır (Eliasson vd., 1995). İç sıcaklığın 20°C 'de sabit tutulması halinde, iç ve dış sıcaklık farkının zamanla çarpımı yıl boyunca (ısıtma mevsimi boyunca) toplandığında derece-gün değeri bulunmaktadır. Belirtilen değer, bütün yıl boyunca esas alınan 20°C ile günlük ortalama dış sıcaklık değeri farkının (bu farkın pozitif değer verdiği yılın bütün günleri için) toplamıdır. Denizli için derece gün sayısı 2059,5 'dür (20°C nin altındaki yıllık toplam değerler) (Şen vd., 2000). $18,3^{\circ}\text{C}$ 'lik temel sıcaklığa göre Denizli için yıllık derece-saat değeri ise 43 560 $^{\circ}\text{C}$ -saat'dır (Satman ve Yalçınkaya, 1999).

Derece-gün değeri ile yıllık enerji kaybı (Q) hesaplanmak istenirse aşağıdaki bağıntı kullanılır (Şen vd., 2000);

$$Q = \frac{Q_{st}}{T_i - T_o} \cdot DG \cdot 24$$

Q_{st} : Binanın standart ısı kaybı değeri

T_i : İç sıcaklık

T_o : Dış hava tasarım sıcaklığı

DG: Derece gün sayısı

Yük Faktörü: Yıllık ortalama ısı yükünün, yıllık maksimum talep veya pik ısı yüküne oranına yük faktörü denir. Yük faktörü, kullanıcıya dağıtılan enerjinin birim maliyetinden etkilenir. Bölgesel ısıtma sisteminin yatırım maliyeti, doğrudan sistemin kapasitesine (maksimum güç talebi) ve yıllık işletme giderlerine bağlıdır. Bunun anlamı “ ne kadar yüksek yıllık yük faktörü, o kadar düşük jeotermal enerji birim maliyeti” dir. Bölgesel ısıtma sisteminin gerekli gücünü (kapasite) hesaplamak için, en soğuk geçen yerel hava kayıtlarına ihtiyaç duyulur. Yılın en soğuk gününü karşılama kapasitesine sahip bir jeotermal bölgesel ısıtma sistemi, yılın büyük bölümünde kısmi bir yükte ve bundan dolayı da düşük yük

faktörlerinde çalışır. Dış sıcaklık tarafından temsil edilen maksimum yükü karşılamak için dizayn edilen bir sistem, yıllık minimum değerin oldukça üstünde, çok daha yüksek yük faktörlerinde çalışır. Buna göre, dizayn edilen bir ısıtma sistemi, yıl boyunca doğan ısıtma enerjisi hacmini karşılayabilmeli ve yüksek yük faktöründe çalışarak daha ekonomik olmalıdır.

Ekonomik açıdan, dış hava sıcaklığının tasarım değeri, bir kriter belirlenerek seçilmelidir. Bu kriter, en soğuk geçen günler sırasındaki oda sıcaklığının, tasarım değerinin ne kadar altına düşebileceğini gösteren bir kriterdir. Dış tasarım sıcaklık değeri, en düşük yıllık değerden oldukça yüksek (5-10 °C) seçilebilir.

7.7.2 Nüfus ve Nüfus Yoğunluğu

Bölgesel ısıtma sisteminin planlandığı alanda, nüfus yoğunluğu ve büyüklüğü belirlenmelidir. Bu tip bir sistem yıllarca çalışacağından, gelecek yıllara ait nüfus eğilimi (sözgelimi 20-30 yıllık eğilim)'de belirlenmelidir. Bölgesel ısıtma sisteminin tasarımı, nüfus eğilimi ve nüfus yoğunluğu hesaba alınarak, mevcut nüfus değerine de dayalı olabilir.

7.7.3 Bina Tipleri

Özgül mekan ısıtma enerjisinin, güvenilir olarak hesaplanabilmesi için bölgedeki tipik binalara ait karakteristik ısı kayıplarının ve bir kişi tarafından işgal edilen ortalama mekanın belirlenmesi gereklidir. En soğuk hava dalgası sırasındaki iç sıcaklık düşüşünün belirlenebilmesi için, yöreye özgü tipik binanın ısı depolama karakteristiğinin yeterince bilinmesi gereklidir. Bu bağlamda, inşa malzemesi önemli bir faktörü oluşturur. Beton, briket ve tuğla gibi ağır malzemeler, kereste ve diğer lifli malzemeler gibi hafif malzemelerden daha yüksek ısı kapasitesine sahiptirler. Binanın duvarlarının izolasyonlu olup olmaması da önemlidir. Çünkü dış yüzeyleri izolasyonlu olan bina, iç yüzeyleri izolasyonlu olan binalara göre daha yüksek ısı depolama kapasitesine sahiptir.

Belirli yerlerde, ısıtma için gereken sıcak su miktarını azaltmak mümkün olabilir. Bu ihtimal, aşağıdaki faktörlere bakılarak araştırılabilir;

- 1) Mevcut inşaat kanunları tarafından belirlenen inşaat malzemeleri ve yalıtım elemanları
- 2) İnşaattaki çalışanların ustalığı duvarların ve pencerelerin hava sızdırmazlığını etkileyecektir.

7.7.4 Teknoekonomik Görünüş

Jeotermal bölgesel ısıtma sistemi planlandığında aşağıdaki faktörlere dikkat edilmelidir.

- 1) Fiziksel faktörler; ısıtılacak sahanın seçimi, sahadaki bina yoğunluğu, ısı kaybı ve ısı tüketiminin belirlenmesi
- 2) Teknik faktörler; sıcaklık, iletim ve dağıtım sistemi gibi tüketici gereksinimleri ile jeotermal akışkanın kimyası, sıcaklık ve basınç gibi ısı kaynağı karakteristikleri.
- 3) Ekonomik Faktörler; jeotermal kuyulardaki, toplama, iletim ve dağıtım sistemlerindeki yatırımlar ve sistemin işletilmesine bağlı yıllık giderler. Bunlar, şebeke konfigürasyonu ve boru boyutlarıyla ilgilidir.

7.8 Jeotermal Bölgesel Isıtma Sistemi Isıl Yük Hesabında Dikkat Edilecek Faktörler

Bölgesel ısıtma sistemlerinde ısı yükü hesaplarırken, klasik metodlar yerine yeni yaklaşımların kullanılması ilk yatırım maliyetleri azaltacaktır.

Jeotermal ısıtma firmalarının tecrübelerine göre, gerçek ısı yükleri, teorik olarak hesaplanan ısı yüklerinden yaklaşık 3 kat daha düşük çıkmaktadır. Bu durumun başlıca sebepleri şunlardır (Mertoğlu, 2001);

- 1) Günlük ortalama dış tasarım sıcaklıklarını kullanma, %20' lik fazla ısı yükü hesabına neden olmaktadır. Bu durum ilk yatırım maliyetlerini artırır.
- 2) Teorik ısı yükünü hesaplarırken, ısı kaybı ve kazançlarının sabit olduğu kabul edilir, fakat gerçekte ısı kaybı ve kazancı değişkendir. Isı yükü hesaplamalarında oluşan farklı değerler, hesaba katılmayan değişken etkilerden dolayıdır.
- 3) Jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerinde, ısıtma uygulamalarının yanında, evsel sıcak su arzı da mevcuttur. Küçük hesaplamalarda, evsel sıcak su yükü, ısı yüküne doğrudan eklenmez. Bu iki sebep için olur. Jeotermal akışkan yararlanmasını maksimize etmenin yolu, jeotermal dönüş suyu sıcaklığını minimum seviyeye indirmektir. Isıtma sisteminden (radyatörlerden) dönen suyun sıcaklığı yaklaşık 40 °C'dir. Evsel sıcak su sıcaklığı ise yaklaşık 45-50 °C'dir. Şebeke suyunu 15 °C'den 43 °C'ye ısıtmak için, ilave yük gerekli değildir ve atık suyun sıcaklığı bu amaç için kullanılır. Evsel sıcak su yükü, bir günde çok kısa zaman için olur ki bu durum teorik tasarım yükünü etkilemez.
- 4) Isı kaybı binanın dış yüzeylerinden olur. Bununla birlikte, güneş radyasyonundan,

insanlardan ve elektrikli cihazlardan da ısı kazancı vardır. Bunların hiçbirisi ısı yükü hesaplamalarında dikkate alınmaz.

Jeotermal akışkandan maksimum yararlanmayı sağlamak için, atık akışkanın sıcaklığı mümkün olduğu kadar düşük tutulmalıdır. Bu nedenle, binaların radyatör dönüş suyu sıcaklık kontrolü kendi başına çalışan, debi, sıcaklık ve basınç farkı kontrol valfleri ile yapılmaktadır. Radyatör deşarj suyu kontrolünün anlamı, ısı merkezine dönüşü kontrol etmektir. Isıtma merkezinde ısı değiştiricisine giren suyun dönüş suyu sıcaklığı ne kadar az ise jeotermal akışkandan çıkarılan ısı o kadar fazladır ve jeotermal akışkandan daha çok yararlanılmış olur. Sirkülasyon pompası, bilgisayar sistemi ile kontrol edilir. Böylece şehre gereken miktarda suyun pompalanması sağlanır.

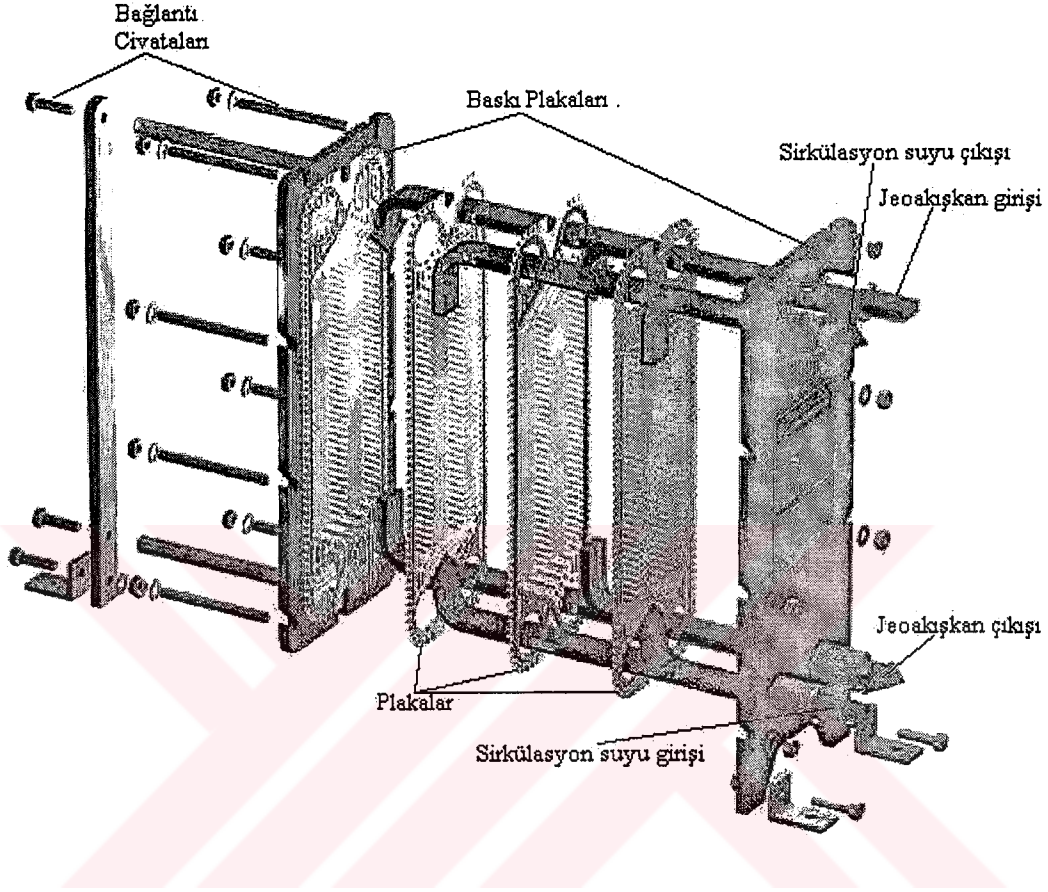
7.9 Ülkemizdeki Klasik Isıtma Sistemlerinin Jeotermal Bölgesel Isıtma Sistemine Dönüştürülmesi

Ülkemizde, bölgesel ısıtma sistemi uygulamaları jeotermal sistemler ile başlamıştır. Önceden yapılmış fosil yakıtlı bir şehir ısıtma sistemi yoktur. Bunun yerine şehirlerdeki nüfusumuzun önemli bir kısmı apartmanlarda yaşamakta ve apartmanlarda da fosil yakıtlı merkezi ısıtma sistemleri kullanılmaktadır. Son yıllarda fosil yakıt olarak doğalgaz kullanımı yaygınlaşmaya başlasa da henüz bir çok bölgeye doğalgazın getirilemeyişi, kömürlü ve fuel-oilli merkezi ısıtma sistemlerinin kullanılmasına sebep olmaktadır. Kalorifer tesisatı önceden var olan bölgelerin, jeotermal bölgesel ısıtma sistemine dönüştürülmesi maliyet açısından çok daha avantajlıdır. Fakat bu sistemlerde de bazı sorunlarla karşılaşılır. Bunlardan en önemlisi, klasik merkezi sistemdeki radyatörlerde dolaşan akışkan, fosil yakıtlı kazandan yeterince yüksek değerlerde çıkabilmektedir. Eğer jeotermal kaynak tarafından sağlanan ısı, sirkülasyon suyunu önceki sistem kadar ısıtamazsa, konutlarda aynı ısıtmayı sağlamak için daha büyük radyatör yüzey alanları gerekmektedir. Bu da yeterli olmaz ise, fosil yakıtlı bir pik yük sistemi kullanmak çözüm olabilir. Eğer jeotermal akışkanın sıcaklığı eski sistemin tasarım sıcaklığına eşit ya da daha büyük ise herhangi bir sorun olmayacaktır.

7.10 Bölgesel Isıtma Sistemi Isı Değiştiricileri

Dolaylı jeotermal bölgesel ısıtma sistemindeki en önemli ekipman ısı değiştiricisidir. Jeotermal kaynakların sıcaklıklarının düşük olması, mevcut ısıdan en verimli şekilde yararlanmayı zorunlu kılar. Bu da ancak ısı değiştiricisinin sağlayacağı yüksek performans ile sağlanabilir. Daha önce de belirtildiği gibi dolaylı JBIS'lerinde kullanılan en yaygın ısı değiştiricileri gövde ve boru tipi ısı değiştiriciler ile plakalı ısı değiştiricilerdir. Ancak plakalı

ısı değiştiriciler, yüksek performansları ve bir çok avantajı sebebiyle yeni tasarımların vazgeçilmez elemanlarıdır. Plakalı ısı değiştiricisinin şematik resmi şekil 7.7’de görülmektedir.



şekil 7.7 Plakalı ısı değiştiricisinin kesit resmi

şekilden de anlaşılabileceği gibi, ısı değiştiricisi, seri haldeki plakalardan oluşmuştur. Plakaların başında ve sonunda iki ağır baskı plakası mevcuttur. Tüm plaka sistemi civatalarla sıkı biçimde sabitlenir. Her bir plaka, üstte taşıyıcı bir çubuğa asılırken alt tarafta da kılavuz çubuğuna geçirilir. Plakalardaki akışkanların akış yönleri de şekilde görülebilmektedir. Birinci ve ikinci akışkanlar plakanın her iki yüzeyinden de zıt yönlerde akarlar. Su akışı ve dolaşımı yerleştirilen plaka contaları tarafından kontrol edilir. Su, contanın pozisyonunun değişmesi ile plaka üzerine yönlendirilir ya da plakayı pas geçer. Contalar, herhangi bir nedenle arızlanmaları durumunda bile akışkanlar birbiriyle karışmayacak şekilde yerleştirilirler. Bunlara ilaveten, tüm contaların dış çevreleri atmosferle irtibatlıdır. Böylece bir sızıntı olduğu taktirde sızıntının yeri kolayca görülebilir. Plakalı ısı değiştiricileri diğer ısı değiştiricilere göre daha avantajlıdır. Bu avantajlar aşağıdaki gibi sıralanabilir (Rafferty ve Culver, 1991).

1) *Üst seviyede termal performans;*

Plakalı ısı değıştirciler, 2 °C ile 5 °C'lik bir sıcaklık yaklaşımını sağlayabilirler. Yani jeoakışkan ile sirkülasyon akışkanı arasındaki sıcaklık farkını 2-5 °C'ye kadar düşürmek mümkündür. Bu yaklaşma gövde ve boru tipi ısı değıştircilerde 11 °C civarında olmaktadır. Ayrıca plakalı ısı değıştircilerin toplam ısı transfer katsayısı (U), gövde ve borulu ısı değıştircilerinininkinden üç ya da dört kat daha fazladır. Yüksek termal performansın bedeli ise daha yüksek basınç kayıplarının oluşmasıdır. Plakalı ısı değıştircisinin seçimi U katsayısı ve basınç düşüşü arasındaki tercihe göre yapılır. U katsayısı ısı transfer yüzeyi alanına ve sistem maliyetine etki ederken, basınç kaybı da pompa basma yüksekliğine ve işletme maliyetine sebep olur.

2) *Çok çeşitli sayıda korozyona dayanıklı alaşımların kullanılabilmesi;*

Isı transfer alanı ince plakalardan inşa edildiğinden, paslanmaz çelik ve ya diğer yüksek alaşımlı konstrüksiyonlar maliyet olarak, benzer malzemeli gövde ve boru tipi ısı değıştircilerden daha ucuza mal olurlar.

3) *Bakım kolaylığı;*

Isı değıştircisi plakaları sökülebilir olduğundan temizlenmesi oldukça kolaydır. Sökme işlemi, az sayıdaki saplamanın gevşetilmesiyle sağlanır. Ayrıca gövde ve boru tipi ısı değıştirciler, plakalı tip ısı değıştircilere göre daha büyük akış hacimleri ve sıcaklıkları gerektirdiğinden çeşitli bakım problemlerine sahiptirler.

4) *Genişletilerek kapasite artırılabilme özelliği;*

Plaka sayısı artırılarak ilk kurulumdan sonra da ısı transfer kapasitesi artırılabilir. Böylece ısıtılacak bölgenin zamanla genişletilmesi daha kolaydır. Bunlara ilaveten, iki ya da daha fazla ısı değıştircisi tek bir çerçeve içerisine yerleştirilebileceğinden boş mekan ihtiyacı ve maliyeti düşük olur.

5) *Kompakt tasarım;*

Plakalı ısı değıştircilerin üst seviyedeki termal performansı ve plakaların mekan avantajı ekipmanların kompakt biçimde kullanımına uygundur. Plakalı ısı değıştircilerin mekan ihtiyacı aynı ısıtma görevi için gövde ve borulu ısı değıştircilerinininkinin %10-50'si arasındadır.

6) *Plakalı tip ısı değıştirciler özellikle düşük sıcaklıklı (40-50 °C) ısıtma uygulamalarında*

çok kullanışlıdır. Örneğin ülkemizdeki Kırşehir JBIS'nde, jeotermal akışkanın üretim sıcaklığı 54°C 'dir. Jeotermal akışkanın çıkış sıcaklığı, şehirde dolaşan su sıcaklığından en az 7°C daha yüksek olmak zorunda olduğundan bu sistemde ısı enerjisini temiz suya transfer etmek için gövde ve boru tipi ısı değiştiriciler kullanılamaz. Çünkü $50/40^{\circ}\text{C}$ 'lik şehir dolaşım suyuna sahip olmak için jeotermal su çıkış sıcaklığının 57°C olması gerekecektir (Mertoğlu, 2001).

7) Elektrik fiyatları yüksek olan ülkelerde, ısı pompası uygulamaları yaygın değildir. Plakalı tip ısı değiştiriciler, düşük sıcaklıklı jeotermal akışkanları kullanmak için uygundur. Bu sebeple, plakalı ısı değiştiriciler bu tip ülkelerdeki jeotermal uygulamaların önemli bir parçasını oluştururlar.

8) 70°C sıcaklığındaki jeotermal akışkan ile gövde ve boru tipi ısı değiştiriciler kullanıldığında, jeotermal akışkan ihtiyacı 2-3 kat, şehir sirkülasyon suyu debisi ise 2-6 kat artar. Bu durumda, ilk yatırım maliyeti ve işletme maliyetlerini de artırır (Mertoğlu, 2001).

9) Bunlara ilaveten boru temizleme gibi işlemlere de gerek yoktur.

Plaka tipi ısı değiştiriciler, gövde ve boru tiplilere göre, geçiş başına, daha büyük NTU elde etme kapasitesine sahiptirler. Özellikle, gövde ve boru tipi ısı değiştiricilerinin geçiş başına maksimum NTU'ları 0.3-0.5 arasında iken plakalı ısı değiştiricilerde 0.6-4.0 arasındadır ve bu sayı kullanılan plakanın tipine göre değişir. Plakalı ısı değiştiricilerde toplam ısı transfer katsayısı $6800 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ 'e kadar ulaşabilmektedir (Rafferty ve Culver, 1991).

Plakalı ısı değiştiriciler, gövde ve boru tipi ısı değiştiricilere göre nispeten daha düşük sıcaklık ve düşük basınçlı cihazlardır. Şu anda üreticilerin kullandığı tasarım değerleri 200°C ve 2050 kPa civarındadır. Plakalı ısı değiştiricilerdeki bir plakanın alanı $0,03\text{-}2 \text{ m}^2$ aralığındadır. Tek bir ısı değiştiricisinin maksimum ısı transfer alanı da 1200 m^2 civarında olmaktadır. En büyük ünitelerin kaldırabileceği akışkan debisi 380 kg/s 'dir, en küçük üniteler ise $0,3 \text{ kg/s}$ 'ye kadar debileri kullanabilmektedir (Lienau ve Lunis, 1991).

Plakalı ısı değiştiriciler, gövde ve boru tipi ısı değiştiricilere göre çok daha üstün bir termal performansa sahiptirler. Plakalı ısı değiştiriciler, sudan suya ısı transferinde 2°C 'lik bir sıcaklık yaklaşımına imkan tanırırlar ve ısı transfer katsayıları $6800 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ 'dir. Gövde ve boru tipi ısı değiştiricilerde ise sıcaklık yaklaşımı 11°C civarında ve ısı transfer katsayısı da $850\text{-}1550 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ 'dir. Plakalı ısı değiştiricilerdeki bu sıcaklık yaklaşımının temel sebebi, ısı transfer yüzeylerinin konfigürasyonudur. Sıcak ve soğuk akışkanlar, bir plakanın her iki

yüzeyinden zıt yönlerde akarlar. Bu zıt akışla sıcaklık yaklaşımı çok iyi sağlanır. Eşit geçişli sistemlerde, logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) düzeltme faktörü, bir çok uygulamada, 0,85'in üzerinde olur. Gövde ve boru tipi ısı değiştiricilerdeki çapraz akışlı ve zıt akışlı sistemlerde ise bu faktör yaklaşık olarak 0,50 civarındadır. Yüksek seviyedeki termal performansın sebebi sadece ısı değiştiricisinin dizaynından değil, aynı zamanda her bir plakanın şeklidir. Her bir üretici kendisine özgü plaka tasarımı yapar. Fakat yine de bunların çalışma prensipleri aynıdır. Plakalı ısı değiştiricilerde türbülanslı akım, ısı transferini artırdığı gibi, akımın fırçalama etkisi ile kirlenme (fouling) de azalır (Lienau ve Lunis, 1991). Ayrıca jeotermal uygulamalarda, ikincil çevrimdeki ısı transfer ekipmanlarının maliyeti arz suyu sıcaklığının bir fonksiyonudur. Jeotermal ısıtmada kaynak sıcaklığı, klasik ısıtma sistemlerinin sıcaklıklarından çok daha düşük olduğundan, ısı değiştiricisi boyunca çok küçük bir sıcaklık kaybı tolere edilebilir. Bu durumda jeotermal ısıtma uygulamalarının ısı değiştiricilerinde düşük LMTD/yüksek NTU durumu olmalıdır. Plakalı ısı değiştiriciler bu duruma tam olarak uyduğu için jeotermal uygulamalarda sık olarak kullanılır.

Plakalı ısı değiştiriciler, jeotermal ısıtma sistemlerindeki maliyetlerin önemli bir kısmını oluştururlar. Bu nedenle bir ısıtma sistemi dizayn edileceği zaman, ısı değiştiricisinin yatırım maliyetini değerlendirmek yararlı bir yöntemdir. Isı değiştiricilerin maliyeti; malzemenin, çerçeve boyutlarının ve plaka konfigürasyonunun bir fonksiyonudur.

Plakalı ısı değiştiricilerde malzeme seçimi, plaka ve conta malzemelerinin seçimi üzerine yoğunlaşır. Bu ekipmanlar ısı değiştiricisinin ömrünü ve maliyetlerini etkilediğinden bu konu dikkate alınmalıdır.

Plakalı ısı değiştiricileri jeotermal uygulamalarda cazip hale getiren özelliklerden birisi de, ısı transfer yüzeylerinin yapımında korozyona dirençli çok çeşitli alaşımların kullanılabilmesidir. Plaka üreticilerini çoğu şu malzemeleri kullanırlar

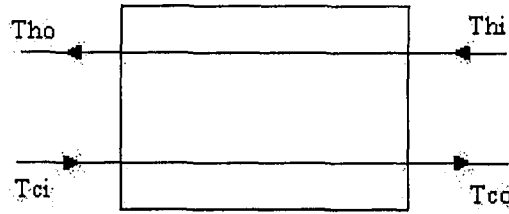
- 304 Paslanmaz çelik
- 316 Paslanmaz çelik
- 317 Paslanmaz çelik
- Titanyum
- Tantalyum
- Alüminyum / Bronz

Üreticilerin çoğu ana malzeme olarak 304 ve ya 316 paslanmaz çelikleri kullanırlar. Jeotermal doğrudan kullanım uygulamalarındaki malzeme seçimi genellikle 304, 316 paslanmaz çelikleri ile titanyum malzemeler arasında olur. 304 ve 316 çelikleri arasındaki seçim, jeotermal akışkanın sıcaklığı ve klor içeriği kombinasyonuna bağlıdır. Titanyum, jeotermal uygulamalarda daha nadir kullanılır. Eğer jeotermal akışkanın sıcaklık / klor içeriği miktarları 316 çeliğinin kaldırabileceğinden daha fazla ise titanyum malzemesi en uygun alternatifi sağlar. Bu tip uygulamalarda yüksek krom ve molibden içerikli östenitik çelik alaşımları da tavsiye edilebilir (Lienau ve Lunis, 1991).

Jeotermal uygulamalarda titanyumun kullanıldığı tipik yerler ise, ikincil akışkanın yüksek oranda klor içerdiği yüzme havuzu uygulamaları gibi yerlerdir. Havuz suyu yüksek oranda klor ve oksijen içerdiğinden paslanma riski çok daha fazla olur. Bu nedenle genellikle titanyum malzeme seçilir. Plaka malzemesi olarak 316 çeliğinin seçildiği Oregon Teknoloji Enstitüsündeki yüzme havuzu ısı değiştiricisinin 2 yıldan az bir sürede korozyon sebebiyle devre dışı kalması, bu konuda verilebilecek güzel bir örnektir (Lienau ve Lunis, 1991).

8. DÜŞÜK SICAKLIKLI JEOTERMAL KAYNAKLARIN BÖLGESEL ISITMADA KULLANIMI İÇİN GEREKEN ISI DEĞİŞTİRİCİSİ OPTİMUM BOYUTLARININ BELİRLENMESİ

Kaynak sıcaklığı 150°C ' den daha düşük olan kaynaklara “düşük sıcaklıklı jeotermal kaynak” denir (Barbier, 2002). Tüm dünyada varolan jeotermal kaynakların yaklaşık % 90'ı düşük sıcaklıklı jeotermal kaynak sınıfına girmektedir. Bu tip kaynaklardan genellikle mekan ve bölgesel ısıtma, sera ısıtması, balık yetiştiriciliği, endüstride proses ısısı sağlama ve balneolojik amaçlar için yararlanılmaktadır. Jeotermal kaynaklar, içerisinde bol miktarda çözünmüş kimyasal maddeler olmasından dolayı, genellikle ısıtma sistemlerinde doğrudan kullanılamazlar. Bu nedenle jeotermal enerjinin temiz sirkülasyon akışkanına aktarılması için ısı değiştiricilerine ihtiyaç duyulur. En yaygın kullanılan ısı değiştiricisi, zıt akışlı plakalı tip ısı değiştiricilerdir (Şekil 8.1). Zıt akışlı plakalı ısı değiştiricisi kullanımının başlıca iki sebebi vardır. Birincisi, bölgesel ısıtma sisteminde temiz ve daha az korozif bir akışkanın dolaşması ve ikincisi de bu tip ısı değiştiricilerin termal performanslarının yüksek olmasıdır (Dai ve Liang, 1999). Jeotermal sistemlerde ısı değiştiricilerin termal performansı çok önemlidir. Çünkü jeotermal kaynaklar tamamen “yenilenebilir” değildir. Eğer jeotermal kaynak yer altı suları ile düzenli olarak beslenebiliyorsa ve kaynak işletme şartları (sıcaklık, basınç vb.) zamanla sabit kalabiliyorsa, ancak bu durumda jeotermal enerjinin “yenilenebilir” olduğunu söyleyebiliriz. Ülkemizde şu anda “yenilenebilir” durumda hiçbir jeotermal kaynağın olmadığını belirtilebilir. Bu nedenle jeotermal ısıtma sistemlerindeki ısı değiştiricilerin optimal şartlarda dizayn edilmesi çok önemlidir.



Şekil 8.1 Zıt akışlı ısı değiştiricisinin basitleştirilmiş şeması.

Ülkemiz, düşük sıcaklıklı jeotermal kaynaklar bakımından oldukça zengin bir potansiyele sahiptir. Türkiye’de yaklaşık 600 adet jeotermal kaynak bulunmaktadır ve bunların %95’i düşük sıcaklıklı kaynaktır (Akkuş, 2002). Düşük sıcaklıklı kaynaklardan, genellikle ısıtma uygulamalarında yararlanır. Jeotermal ısıtma sistemleri çoğunlukla dolaylı tip sistemlerdir.

Yani jeoakışkanın enerjisi bir ısı değiştiricisi aracılığıyla temiz sirkülasyon suyuna aktarılır. Jeotermal projelerde ısı değiştiriciler, yatırım maliyetinin önemli bir kısmını oluştururlar. Bu nedenle optimum ısı transfer alanı belirlenmelidir. Böylece maliyet, önemli miktarda düşecektir. Daha önceki kısımda belirtildiği gibi, jeotermal uygulamalarda en yaygın kullanılan ısı değiştiriciler zıt akışlı plakalı ısı değiştiricilerdir.

Bu bölümde, öncelikle, giriş sıcaklıkları ve debileri bilinen bir zıt akışlı jeotermal ısı değiştiricisinin optimum ısı transfer alanını bulmaya yönelik matematiksel model verilecektir. Daha sonra ise optimal ısı transfer alanına sahip ısı değiştiricisi ile jeotermal bölgesel ısıtma sistemi tasarımı yapılacaktır.

Yapılan optimizasyonun amaç fonksiyonu; jeotermal ısıtma sisteminin dizayn edilmesiyle elde edilecek net kardır.

8.1.1 Termodinamik Analiz

Klasik fosil yakıtlı bir ısıtma sisteminde ısı kaynağı olarak kazan kullanılır. Dolaylı jeotermal uygulamalarda ise genellikle zıt akışlı plakalı ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Bu durumda jeotermal sistemlerde, klasik sistemlerdeki yakıt maliyetleri ortadan kalkmaktadır. Jeotermal sistemin net karı olarak, elde edilen yakıt tasarrufundan ısı değiştiricisi maliyeti çıkarıldığında bulunan değer kabul edilebilir (Teke, 1993) (Şahin ve Vardar, 1991). Bu çalışmanın amacı, jeotermal ısıtma uygulamalarında kullanılan ısı değiştiricilerde, elde edilen net karı maksimum yapan, optimum ısı transfer alanının belirlenmesidir.

Bir akışkanın ısı kapasitesi, akışkanın sıcaklığını 1 °C artırmak için akışkana transfer edilmesi gereken ısı miktarı olarak tanımlanabilir. Sıcak ve soğuk akışkanlar için ısı kapasiteleri şöyle hesaplanır;

$$C_h = \dot{m}_{jeo} \cdot C_{psu} \quad [W/^\circ C] \quad (\text{Jeotermal akışkanın ısı kapasitesi}) \quad (8.1)$$

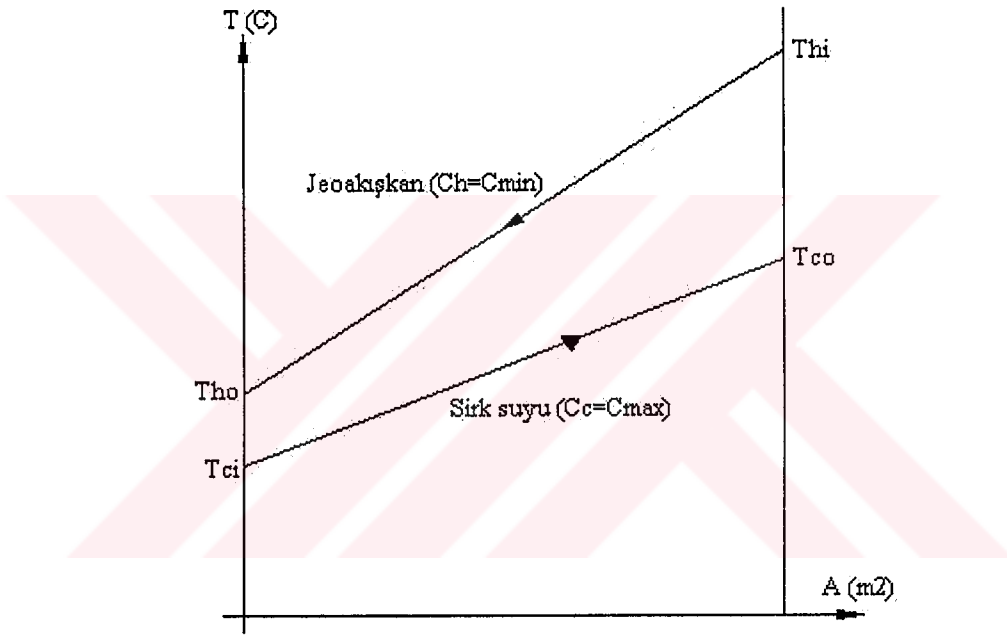
$$C_c = \dot{m}_{sirk} \cdot C_{psu} \quad [W/^\circ C] \quad (\text{Dolaşım suyunun ısı kapasitesi}) \quad (8.2)$$

Jeotermal akışkanın enerjisinden mümkün olduğunca fazla yararlanmak için iki temel kural vardır (Harrison vd., 1990) (Dimitrov ve Dimitrov, 2000). Bunlar;

- Isı değiştiricisine giren dolaşım suyu debisi, jeoakışkan debisinden daima büyük olmalıdır ($\dot{m}_{sirk} > \dot{m}_{jeo}$).
- Isıtma şebekesinden ısı merkezine dönen dolaşım suyunun sıcaklığı mümkün olduğu kadar

düşük olmalıdır.

Bu çalışmada incelenecek jeotermal akışkanın kütleli debisinin, dolaşım suyunun debisinden küçük olduğu ve jeotermal akışkan ile dolaşım suyunun özgül ısılarının da birbirine eşit olduğu kabul edilmiştir. Bu durumda jeotermal akışkanın ısı kapasitesi dolaşım suyununkinden daha küçük olacaktır ($C_c > C_h$). Bu kabuller altında, ısı değiştiricisi için çizilecek sıcaklık-alan grafiği Şekil 8.2'deki gibi olur. Dolaşım suyunun ısı kapasitesi daha büyük olduğundan sıcaklık değişimi daha küçük olacaktır. Yani ısı kapasitesi büyük olan akışkanın sıcaklık-alan grafiğindeki eğimi daha küçük olur (Şekil 8.2).



Şekil 8.2 Ters akışlı ısı değiştiricisindeki sıcaklık alan ilişkisi

Isı değiştiricisinde, jeoakışkandan dolaşım suyuna olan gerçek ısı transferi miktarı;

$$\dot{Q} = C_h \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \quad (8.3)$$

Soğuk akışkanın aldığı ısı miktarı;

$$\dot{Q} = C_c \cdot (T_{co} - T_{ci}) \quad (8.4)$$

Isı iletimi kanununa göre ısı değiştiricide iletilen ısı miktarı;

$$\dot{Q} = U.A. \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left(\frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})} \right)} \quad (8.5)$$

bağıntısı ile ifade edilir. Bu ifadede eşitliğin diğer tarafındaki büyüklük, “Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (LMTD=Log-mean Temperature Difference)” dır.

$$LMTD = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left(\frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})} \right)} \quad (8.6)$$

Jeotermal akışkanın verdiği ısı ile dolaşım suyunun aldığı ısılar birbirine eşit olmalıdır. Yani;

$$C_h \cdot (T_{hi} - T_{ho}) = C_c \cdot (T_{co} - T_{ci}) \quad (8.7)$$

Bu ifadeden T_{co} değeri çekilir, bulunan ifade (8.3) ile birlikte (8.5)’de yerine konulursa;

$$\frac{C_h}{U.A} \cdot \ln \left[\frac{(T_{hi} - T_{ci}) - \frac{C_h}{C_c} (T_{hi} - T_{ho})}{T_{ho} - T_{ci}} \right] = 1 - \frac{C_h}{C_c} \quad (8.8)$$

bulunur.

Denklem geliştirilirse;

$$\ln \left[\frac{(T_{hi} - T_{ci}) - \frac{C_h}{C_c} (T_{hi} - T_{ho})}{T_{ho} - T_{ci}} \right] = U.A. \left[\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right] \quad (8.9)$$

Bu denklemde bir D katsayısı tanımı yapılırsa (Stoecker, 1989);

$$D = U.A. \left[\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right] \quad (8.10)$$

$$\ln \left[\frac{(T_{hi} - T_{ci}) - \frac{C_h}{C_c} (T_{hi} - T_{ho})}{T_{ho} - T_{ci}} \right] = D \quad (8.11)$$

olur ve

$$\frac{(T_{hi} - T_{ci}) - \frac{C_h}{C_c} (T_{hi} - T_{ho})}{T_{ho} - T_{ci}} = e^D \quad (8.12)$$

olur.

Elde edilen bağıntı düzenlenirse;

$$T_{ho} = \frac{T_{hi} \cdot \left(1 - \frac{C_h}{C_c}\right) - T_{ci} \cdot (1 - e^D)}{e^D - \frac{C_h}{C_c}} \quad (8.13)$$

bulunur.

Bu denklem ile, giriş sıcaklıkları ve kütleli debileri bilinen akışkanların, jeotermal ısıtma sistemi ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklıkları kolayca bulunabilir. Bu denklem şu şekilde de yazılabilir;

$$T_{ho} = T_{hi} - (T_{hi} - T_{ci}) \cdot \frac{(1 - e^D)}{\left(\frac{C_h}{C_c} - e^D\right)} \quad (8.14)$$

Buna göre;

$$\frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{hi} - T_{ci})} = \frac{(1 - e^D)}{\left(\frac{C_h}{C_c} - e^D\right)} \quad (8.15)$$

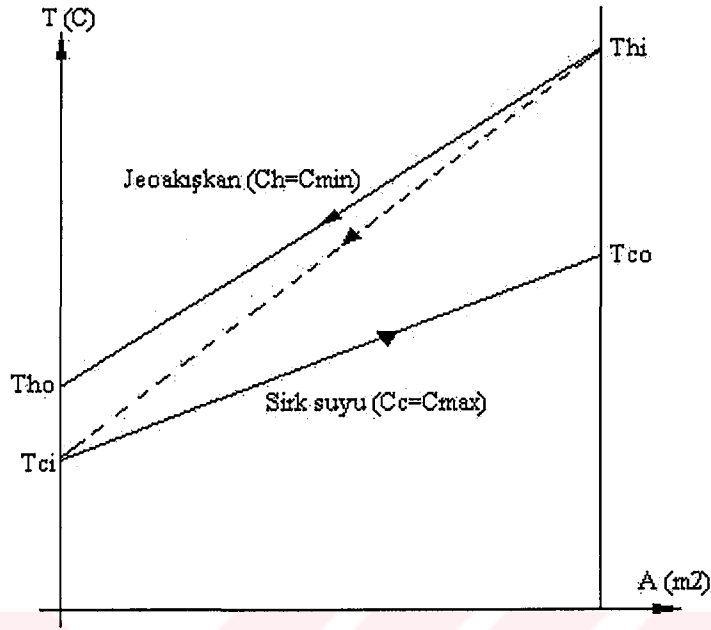
8.1.2 Isı Değiştiricisi Etkinliği (ε):

Isı değiştiricilerde etkinlik (ε); “Isı değiştiricide transfer olan gerçek ısı, ideal şartlarda transfer olabilecek maksimum ısıya oranı” olarak tanımlanır.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (8.16)$$

$\dot{Q}_{\max}$, ısı transfer alanı veya ısı transfer süresi sonsuz olduğunda (ideal şartlar), ısı değiştiricide transfer olacak ısı miktarıdır. $\dot{Q}_{\max}$ hesaplanırken ısı kapasitesi küçük olan akışkanın çıkış sıcaklığı, ısı kapasitesi büyük olan akışkanın giriş sıcaklığına eşitlenir. Yapılan analizde $C_c > C_h$ olduğundan, jeoakışkanın çıkış sıcaklığı, sirkülasyon suyunun giriş

sıcaklığına eşit olur. Yani $T_{ho} = T_{ci}$ olur (Şekil 8.3).



Şekil 8.3 Isı değiştiricisi analizinde yararlanılan sıcaklık alan grafiği

Buna göre $\dot{Q}_{\max}$ aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{Q}_{\max} = C_h \cdot (T_{hi} - T_{ci}) \quad [\text{W}] \quad (8.17)$$

Eğer $C_c < C_h$ olsaydı bu durumda jeoakışkanın çıkış sıcaklığı sirkülasyon suyunun giriş sıcaklığına eşit olacaktı ($T_{hi} = T_{co}$). Yani;

$$\dot{Q}_{\max} = C_c \cdot (T_{hi} - T_{ci}) \text{ olurdu. Öyleyse } \dot{Q}_{\max} \text{ ın en genel biçimi;}$$

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{hi} - T_{ci}) \text{ şeklinde olmaktadır.}$$

Burada $C_{\min}$, ısıl kapasitesi küçük olan akışkanın ısıl kapasitesidir. İncelediğimiz sistemde ise $C_{\min} = C_h$ ' dir.

Şekil 8.3'e göre ısı değiştiricisinin etkinliğini yazarsak;

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_h \cdot (T_{hi} - T_{ho})}{C_h \cdot (T_{hi} - T_{ci})} = \frac{C_c \cdot (T_{co} - T_{ci})}{C_h \cdot (T_{hi} - T_{ci})} \text{ olur. Buna göre etkinlik;}$$

$$\varepsilon = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{hi} - T_{ci})} \quad (8.18)$$

olarak ifade edilebilir. (8.15) ifadesinde (8.18) yerine konulursa;

$$\varepsilon = \frac{(1 - e^D)}{\left(\frac{C_h}{C_c} - e^D \right)} \quad (8.19)$$

Bu denklem ile etkinlik ifadesi sabitler cinsinden bulunmuş olur (sıcaklıklardan bağımsız olarak).

8.1.3 ε -NTU ilişkisi:

Isı değiştiricisi etkinliği NTU'nun ve ısıl kapasiteler oranının (R) fonksiyonu olarak da yazılabilir.

$$\varepsilon = f(NTU, R)$$

NTU (The Number of Transfer Units), ısı değiştiricisi ebatlarını belirten boyutsuz bir sayıdır ve ısı değiştiricisi analizlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır (Incropera ve Dewitt, 2001). En genel haliyle NTU ve R şöyle ifade edilir;

$$NTU = \frac{U.A}{C_{\min}}$$

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

Buna göre incelenen jeotermal sistem için;

$$NTU = \frac{U.A}{C_h} \quad (8.20)$$

$$R = \frac{C_h}{C_c} \quad (8.21)$$

olur.

Denklem (8.10) 'da belirtilen D tanımı, NTU ve R cinsinden yazılırsa;

$$D = NTU.(1 - R) \quad (8.22)$$

olur.

Buna göre etkinlik;

$$\varepsilon = \frac{(1 - e^{NTU \cdot (1-R)})}{(R - e^{NTU \cdot (1-R)})} \quad (8.23)$$

olarak ifade edilebilir.

Isı değıştircilerde etkinlik $0 \leq \varepsilon \leq 1$ aralığında değışir.

8.2 Bölgesel Isıtma Sistemi Isı Değıştircisinin Maliyet Analizi

Bu bölümde, bölgesel ısıtma sisteminde kullanılacak bir zıt akışlı plakalı ısı değıştircisinin maliyet analizi yapılarak, yakıt tasarrufundan dolayı oluşacak net karı, maksimum yapan optimum ısı transfer alanı belirlenecektir.

Jeotermal projelerin en önemli ekipmanlarından birisi olan ısı değıştircisinin yıllık yatırım maliyeti (C_a) aşağıdaki bağıntı ile bulunur;

$$C_a = I_c \cdot A \cdot CRF \quad [$/yıl] \quad (8.24)$$

Burada CRF, yatırımın geri dönüş faktörü, I_c ise birim ısı değıştircisi alanın maliyetidir. Yatırım geri dönüş faktörü (CRF) şu bağıntı ile hesaplanır;

$$CRF = \frac{(1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1} \quad (8.25)$$

Burada i faiz oranı, n ısı değıştircisinin ortalama ömrüdür.

Bölgesel ısıtma sistemlerinde jeotermal enerjiden yararlanıldığında, klasik yakıtlı sistemlere göre önemli miktarda yakıt tasarrufu sağlanır. Çünkü klasik sistemlerde aynı miktar ısıyı üretmek için fosil yakıtların yakılması gerekirken, jeotermal sistemlerde yakıt maliyeti olmayacak ya da sadece pik yükleri karşılayacak kadar olacaktır. Bu nedenle jeotermal sisteme ısı değıştircisi ilave etmenin sağlayacağı yıllık yakıt tasarrufunun parasal değeri, aynı miktar ısıyı üretmek için klasik sistemde yakılacak fosil yakıtın parasal değeri kadardır. Klasik fosil yakıtlı bir sistem kullanıldığında özgül yakıt tüketimi (b_e);

$$b_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_k} \quad [kg/kWh] \quad (8.26)$$

Burada; H_u yakıtın alt ısı değeri, η_k kazan verimidir.

Özgöl yıllık yakıt tüketimi (B_e);

$$B_e = H \cdot \frac{3600}{H_u \cdot \eta_k} \quad [\text{kg/kW.yıl}] \quad (8.27)$$

$\dot{Q}$ ısınıı elde edebilmek için tüketilen yıllık yakıt miktarı (B);

$$B = \dot{Q} \cdot H \cdot \frac{3600}{H_u \cdot \eta_k} \quad [\text{kg/yıl}] \quad (8.28)$$

Klasik bir sistemin kullanılması halinde yıllık yakıt tüketiminin parasal değeri, aynı zamanda jeotermal sistemin yıllık parasal tasarrufuna (YPT) eşittir.

$$YPT = \dot{Q} \cdot H \cdot \frac{3600}{H_u \cdot \eta_k} \cdot F \quad [\$/\text{yıl}] \quad (8.29)$$

Burada, F fosil yakıtın maliyetidir (\$/kg).

Buna göre, jeotermal bölgesel ısıtma sistemi ısı değıştiricisinin sağlayacağı net kar (NK);

$$NK = YPT - C_a \quad [\$/\text{yıl}] \quad (8.30)$$

ile bulunur (Şahin ve Vardar, 1991).

8.2.1 Nümerik Analiz ve Sonuçları:

İncelenilen bölgesel ısıtma sistemine ait zıt akışlı plakalı ısı değıştiricisinin termodinamik ve ekonomik analizlerinde kullanılan veriler Çizelge 8.1’de gösterilmektedir. Isı değıştiricisine giren jeoakışkanın sıcaklık ve debisi sırasıyla 76 °C ve 222.3 kg/s’dir. Ülkemizde bu sıcaklıkta akışkan üreten bir çok jeotermal kaynak bulunmaktadır. Bu kaynakların çoğu Ege bölgesindedir. Analizde kullanılan jeoakışkan sıcaklığı ve debisi Denizli kombine tek flaş-binary jeotermal güç santrali modelinden alınan değerlerdir. Binary santral ısı değıştiricisinden çıkan jeotermal akışkanın bölgesel ısıtmada kullanılması düşünülmüştür. Çünkü 76 °C’lik jeotermal akışkan sıcaklığı ile bölgesel ısıtma yapmak mümkündür. Dünyada bu sıcaklıktaki ısıtma sistemleri halen başarıyla uygulanmakta ve oldukça verimli çalışmaktadır (Dai ve Liang, 2000), (Wang, 2000), (Gunnlaugsson vd., 2000), (Dimitrov ve Dimitrov, 2000). Dolaşım suyunun ısı değıştiriciye giriş sıcaklığı ve debisi ise sırasıyla 50 °C ve 540 kg/s olarak kabul edilmiştir. Bu değerler, İzmir-Balçova jeotermal bölgesel ısıtma sistemindeki gerçek değerler oranlanarak belirlenmiştir.

Çizelge 8.1 Analizlerde kullanılan karakteristik değerler

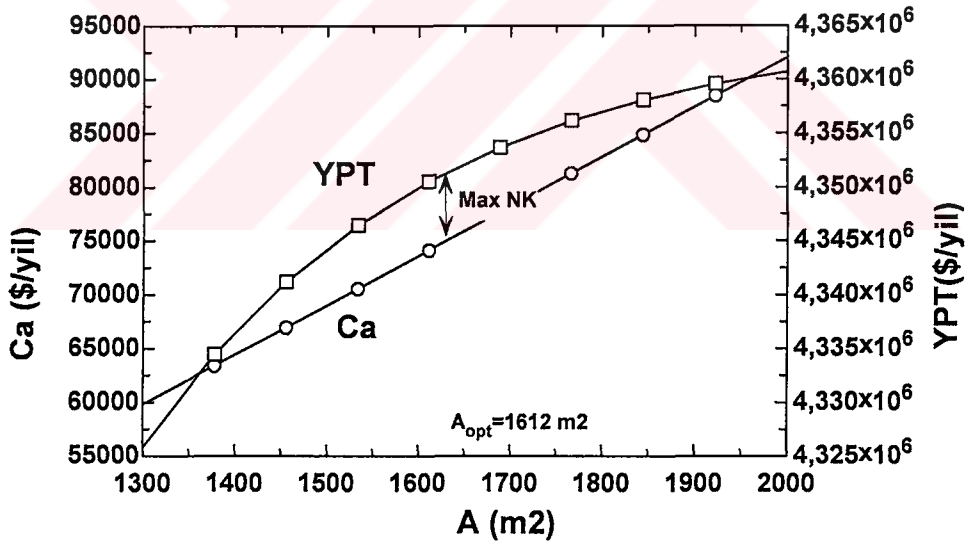
Jeoakışkanın ısı değiştiriciye giriş sıcaklığı	76 °C
Jeoakışkanın kütleli debisi	222.3 kg/s
Dolaşım suyunun ısı değiştiricisine giriş sıcaklığı	50 °C
Dolaşım suyu kütleli debisi	540 kg/s
Dolaşım suyunun konut hattından çıkış sıcaklığı	48 °C
Suyun özgül ısısı (Cp)	4186 J/kg K
Isı değiştiricisi ısı iletim katsayısı (U)	5100 W/m ² K
Kazan verimi (η_k)	0,85
Birim ısı değiştiricisi maliyeti (Ic)	350 \$/m ²
Yakıt alt ısı değeri (Hu)	41900 kJ/kg
Yakıt Fiyatı (F)	0.50 \$/kg
Isı değiştiricisi ömrü (n)	15 yıl
Faiz oranı (i)	0,10

Yukarıdaki değerlere göre yapılan hesaplamalarda, yıllık net karı maksimum yapan optimum ısı transfer alanı 1612 m² olarak bulunmuştur (Şekil 8.4). Bu alana sahip ısı değiştiricisinin kullanımıyla sağlanacak yıllık parasal tasarruf (YPT) 4 350 500 \$/yıl, ısı değiştiricisi yatırım maliyeti (Ca) 74 178 \$/yıl, yıllık net kar ise 4 276 385 \$/yıl olmaktadır (Çizelge 8.2).

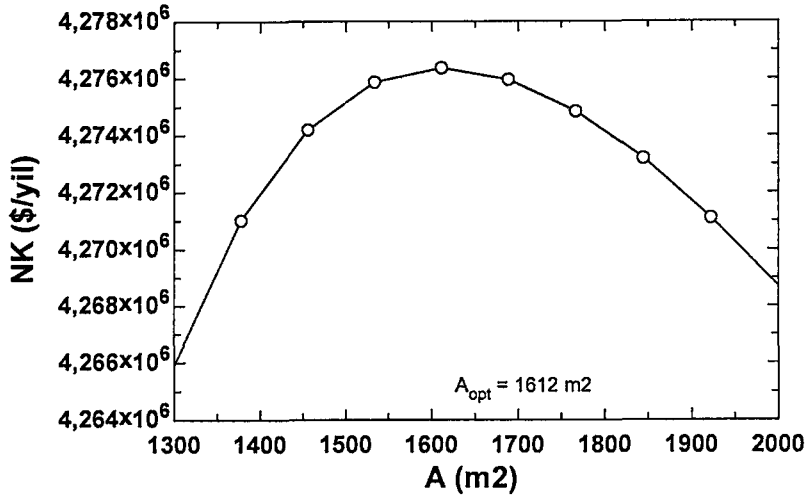
1612 m²'lik ısı değiştiricisi ile elde edilecek jeoakışkan ve sirkülasyon suyu çıkış sıcaklıkları, sırasıyla, 50,08 °C ve 60,58 °C olmaktadır (Şekil 8.6). Şekil 8.5'de yıllık net karın ısı transfer alanına bağlı değişimi görülmektedir. Optimum şartlarda ısı değiştiricisinin NTU değeri 8.835 ve etkinlik değeri ise 0,9967 olmaktadır (Şekil 8.7 ve 8.8). Etkinlik değerlerinin bu kadar yüksek çıkmasının başlıca iki sebebi vardır. Bunlardan birincisi, fosil yakıtlı sistemlere göre jeotermal ısıtma sistemlerinden elde edilen yıllık parasal tasarruf, jeotermal sistemin yatırım maliyetlerine göre çok fazla olmaktadır. İkincisi, yapılan analizlerde ısı değiştiricisi toplam alanı çok büyük değerlerde çıkmıştır. Pratikte, ısı değiştiricisi üreticileri bu kadar büyük alana sahip ısı değiştiricisi üretmediklerinden, piyasadaki ısı değiştiricilerin etkinlik değerleri de düşük olmaktadır.

Çizelge 8.2 Analiz sonuçları (optimum şartlarda)

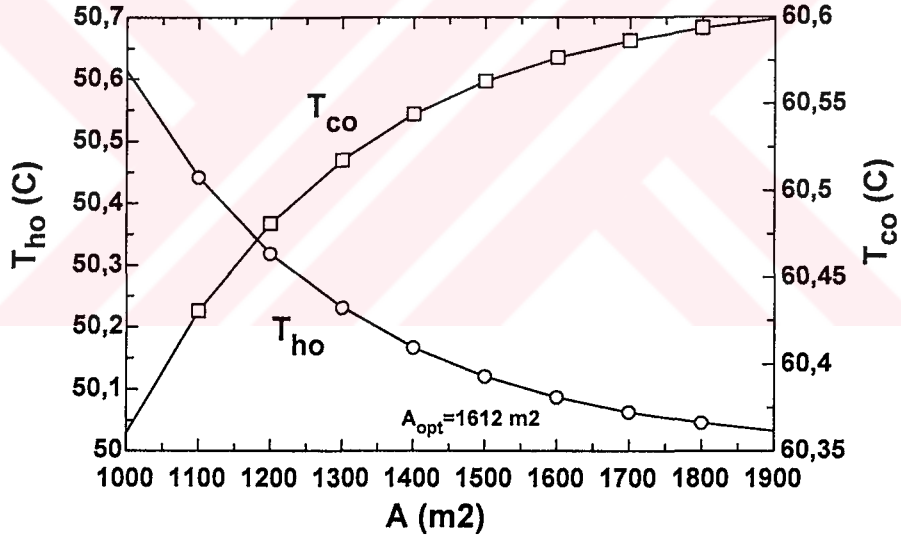
Jeoakışkanın çıkış sıcaklığı	50,08 °C
Dolaşım suyunun çıkış sıcaklığı	60,58 °C
Yatırım maliyeti (C_a)	74 178 \$/yıl
Yıllık parasal tasarruf (YPT)	4 350 500 \$/yıl
Yıllık net kar (NK)	4 276 385 \$/yıl
Isı değıştiricisi etkinliği (ϵ)	0,9967
NTU	8,835
Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD)	2,908 °C
Yatırımın geri dönüş faktörü (CRF)	0.1315
Özgöl yakıt tüketimi (b_e)	0.1011 kg/kWh



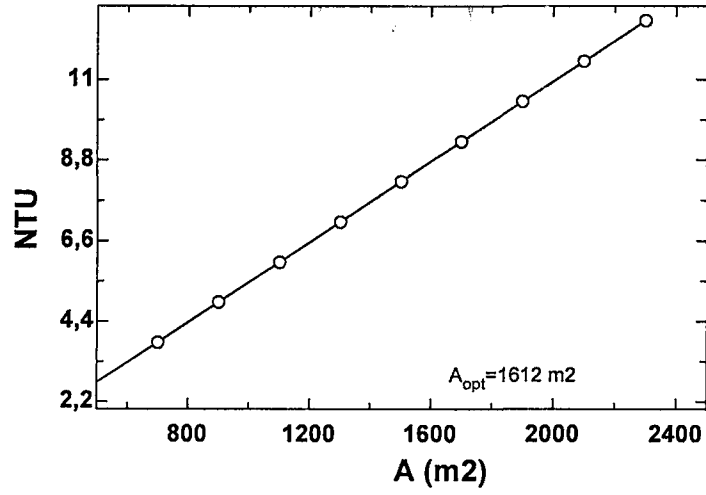
Şekil 8.4 Jeotermal ısıtma sisteminde yıllık net karı maksimum yapan optimum ısı transfer alanı



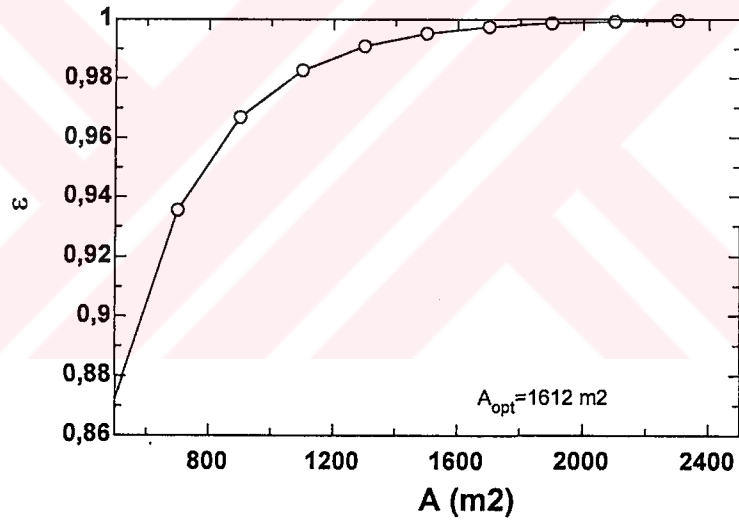
Şekil 8.5 Sistemden elde edilen yıllık net karın ısı transfer alanına bağlı değişimi



Şekil 8.6 Jeotermal akışkanın ve sirkülasyon suyunun ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklıklarının ısı transfer alanına bağlı değişimi (optimum şartlarda)

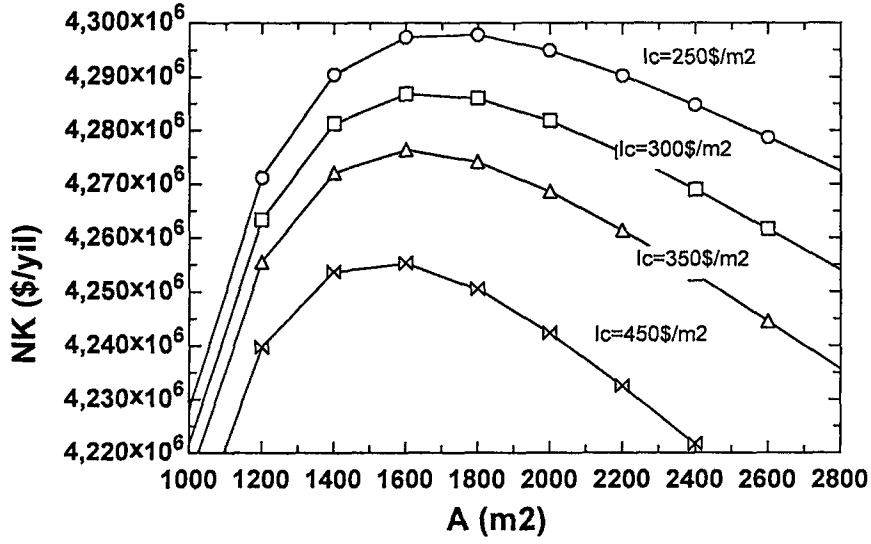


Şekil 8.7 NTU ile Isı transfer alanının değişimi



Şekil 8.8 Etkinlik ile ısı transfer alanının değişimi

$i=0,10$ ve $F=0,50$ $\$/\text{kg}$ için, farklı birim ısı değiştiricisi maliyetlerinin (I_c) optimum ısı transfer alanı üzerindeki etkisi Şekil 8.9'da görüldüğü gibidir.



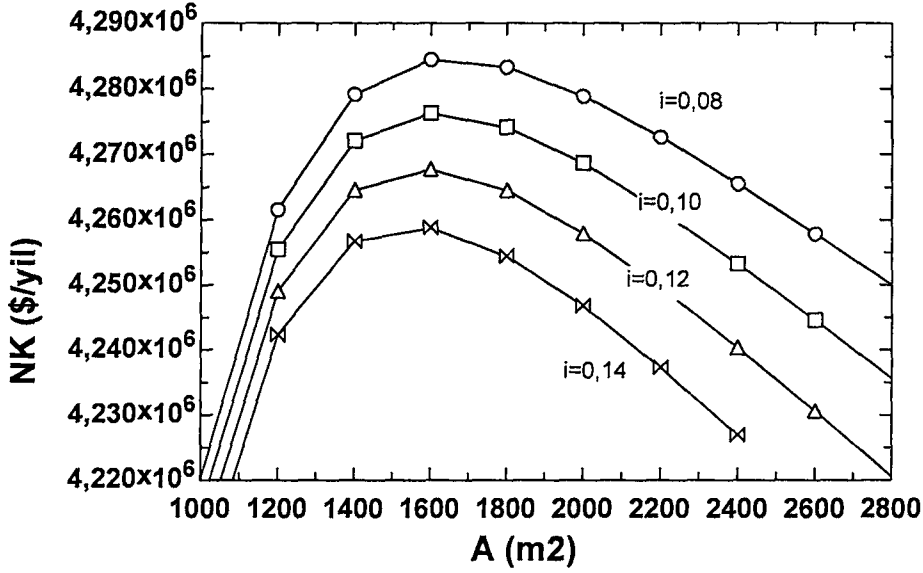
Şekil 8.9 Farklı ısı değiştiricisi birim maliyetleri için net karın ısı transfer alanına bağlı değişimi

Şekil 8.9 ve Çizelge 8.3'den de görüleceği gibi, ısı değiştiricisi birim maliyeti arttıkça optimum ısı transfer alanı azalmaktadır ($i = 0,10$ için).

Çizelge 8.3 Farklı birim ısı değiştiricisi maliyetleri için belirlenen optimum ısı transfer alanları

Birim ısı değiştiricisi maliyeti (I_c)	Optimum ısı transfer alanı (A_{opt})
250 $\$/m^2$	1716 m^2
300 $\$/m^2$	1659 m^2
350 $\$/m^2$	1612 m^2
450 $\$/m^2$	1534 m^2

$I_c = 350 \$/m^2$ ve $F = 0,50 \$/kg$ değerleri için faiz oranının optimum ısı transfer alanı üzerindeki etkisi Şekil 8.10'da görülmektedir.



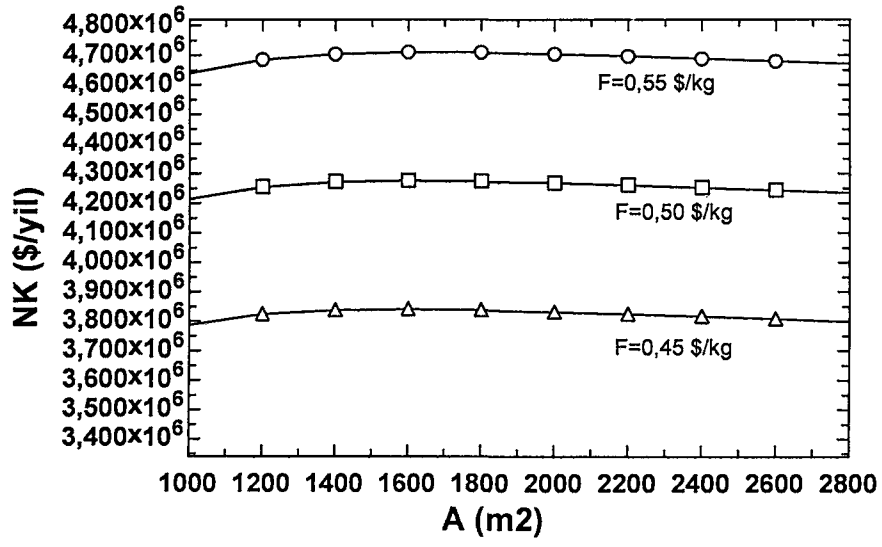
Şekil 8.10 Farklı faiz oranlarında yıllık net karın ısı transfer alanına bağlı değişimi

Şekil 8.10 ve Çizelge 8.4'den de görüldüğü gibi, faiz oranı arttıkça optimum ısı transfer alanı ve sistemden elde edilen net kar azalmaktadır ($I_c=350$ \$/m² için)

Çizelge 8.4 Farklı faiz oranları için belirlenen optimum ısı transfer alanları

Faiz oranı (i)	Optimum ısı transfer alanı (A_{opt})
0,08	1648 m ²
0,10	1612 m ²
0,12	1578 m ²
0,14	1546 m ²

$I_c=350$ \$/m² ve $i=0,10$ için farklı birim yakıt maliyetlerinde yıllık net karın ısı transfer alanına bağlı değişimi Şekil 8.11'de görülmektedir. Farklı birim yakıt maliyetleri için belirlenen ve net karı maksimum yapan optimum ısı transfer alanları da Çizelge 8.5'de görülmektedir. Buna göre birim yakıt maliyeti arttıkça JBIS'nin net karı ve optimal ısı transfer alanı artmaktadır.



Şekil 8.11 Farklı birim yakıt maliyetleri için yıllık net karın ısı transfer alanına bağlı değişimi

Çizelge 8.5 Farklı birim yakıt maliyetleri için belirlenen optimum ısı transfer alanları

Birim yakıt maliyeti (F)	Optimum ısı transfer alanı (A_{opt})
0,45 \$/kg	1579 m ²
0,50 \$/kg	1612 m ²
0,55 \$/kg	1642 m ²

modelinin ekserji analizi yapılacaktır. Şekil 9.1’de gösterilen temel noktaların özellik değerleri ve akışkan özellikleri Çizelge 9.3’deki gibidir.

Çizelge 9.1 Binary jeotermal güç sistemine ait seçilen değerler.

Jeoakışkanın 1. ısı değiştiriciye giriş sıcaklığı (T_{10})	148 °C
İş akışkanının 1. ısı değiştiriciye giriş sıcaklığı (T_{15})	32 °C
İş akışkanının 1. ısı değiştiricisinden çıkış basıncı (P_{12})	1664 kPa
İş akışkanı kütleli debisi (m_f)	130 kg/s
Jeoakışkan kütleli debisi (m_{jeo})	222,3 kg/s
Dirsek noktası sıcaklık farkı (ΔT_{pp})	7 °C
İş akışkanının türbinden çıkış sıcaklığı (T_{13})	80 °C
İş akışkanının kondenserden çıkış sıcaklığı (T_{14})	30 °C
Soğutma suyunun kondensere giriş sıcaklığı (T_{16})	20 °C
Soğutma suyunun kondenserden çıkış sıcaklığı (T_{17})	25 °C
Türbin izentropik verimi	0,80
Pompa verimi	0,72
Isı değiştiricisi kızdırıcı bölgesi ısı transfer katsayısı (U_1)	300 W/m ² K
Isı değiştiricisi buharlaştırıcı bölgesi ısı transfer katsayısı (U_2)	2600 W/m ² K
Isı değiştiricisi ön ısıtıcı bölgesi ısı transfer katsayısı (U_3)*	2000 W/m ² K

* (Uzun, 2004)

Çizelge 9.2 Bölgesel ısıtma sistemi için seçilen değerler

Dolaşım suyunun ısı değiştiriciye giriş sıcaklığı (T_{21})	50 °C
Dolaşım suyunun ısıtma sisteminden çıkış sıcaklığı (T_{20})	48 °C
Dolaşım suyu özgül ısısı (C_p)	4186 J/kg °C
Isı değiştiricisi plakalarının ısı transfer katsayısı (U)	5100 W/m ² K
Dolaşım suyu kütleli debisi (m_s)	540 kg/s
Isı değiştiricisinin toplam ısı transfer alanı (A)	1612 m ²

Çizelge 9.3 Üçlü kombine sistemin temel noktalarına ait özellik değerleri

Durum	Hal	Sıcaklık T (°C)	Debi $\dot{m}$ (kg/s)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kg K)	Toplam Enerji $\dot{E}_n$ (kW)	Toplam Ekserji $\dot{E}_k$ (kW)
0	Sıvı	16	-	67,23	0,2389	-	-
R	Sıvı	200	264	852,1	2,329	207 198	47 734
1	Karışım	180	264	852,1	2,335	207 198	47 275
2	Karışım	148	264	852,1	2,615	207 198	25 888
3	Doy.Buh.	148	41,68	2743	6,855	111 508	31 819
4	Doy.Buh.	147	41,68	2706	7,129	109 973	26 990
5	Karışım	48	41,68	2393	7,503	96 950	9 463
6	Sıvı	39	2415	163,2	0,5586	231 797	8 636
7	Sıvı	29	2378	121,5	0,4228	128 947	2 557
8	Gaz	36	4,36	9,26	0,4681	-252,8	-541,6
9	Gaz	130	4,36	93,46	0,2727	114,4	71,72
10	Sıvı	148	222,3	623,2	1,82	123 612	21 992
11	Sıvı	75,78	222,3	317	1,024	55 522	5 093
12	Kız.buh	140,8	130	795,6	2,700	27 386	18 876
13	Kız.buh	80	130	716,4	2,610	17 094	11 968
14	Sıvı	30	130	272	1,248	-40 676	5 343
15	Sıvı	32	130	277	1,265	-40 025	5 380
16	Sıvı	20	2764	83,87	0,2964	45 071	-3,542
17	Sıvı	25	2764	104,8	0,3672	103 713	1252
18	Sıvı	50,08	222,3	209,5	0,7041	31 623	1736
19	Sıvı	60,58	540	253,3	0,8375	100 500	7088
20	Sıvı	48	540	200,8	0,6771	72 116	3728
21	Sıvı	50	540	209,1	0,703	76 627	4198

Teklif edilen üçlü kombine sistemin (tek flaş-binary güç üretimi ve bölgesel ısıtmadan oluşan sistem) yararlanma oranları aşağıdaki bağıntılar yardımıyla hesaplanabilir;

Rezervuar şartlarında I. kanuna göre yararlanma oranı;

$$\eta_{lyR} = \frac{\dot{W}_{net1} + \dot{W}_{net2} + \dot{Q}_{net}}{\dot{E}_{nR}} \quad (9.1)$$

Rezervuar şartlarında II. kanuna göre yararlanma oranı;

$$\eta_{IlyR} = \frac{\dot{W}_{net1} + \dot{W}_{net2} + \dot{Q}_{net}}{\dot{E}_{kR}} \quad (9.2)$$

Kuyubaşı şartlarında I. kanuna göre yararlanma oranı;

$$\eta_{lykb} = \frac{\dot{W}_{net1} + \dot{W}_{net2} + \dot{Q}_{net}}{\dot{E}_{nkb}} \quad (9.3)$$

Kuyubaşı şartlarında II. kanuna göre yararlanma oranı;

$$\eta_{Ilykb} = \frac{\dot{W}_{net1} + \dot{W}_{net2} + \dot{Q}_{net}}{\dot{E}_{k kb}} \quad (9.4)$$

Bu bağıntılara göre optimum şartlardaki yararlanma oranları Çizelge 9.4’de gösterildiği gibi bulunmuştur.

Çizelge 9.4 Üçlü kombine sistemin I. ve II. kanuna göre yararlanma oranları

Yararlanma Oranları	%
η_{lyR}	11,02
η_{lykb}	11,02
η_{IlyR}	47,83
η_{Ilykb}	48,30

R: Rezervuar şartları, kb:kuyubaşı şartları

Çizelge 9.4’ten de görüldüğü gibi teklif edilen model kullandığında tek flaşlı santralin kullandığı bir rezervuardaki II. kanun verimi % 19,78’ den %47,83 değerine ulaşmaktadır. Yani rezervuardan yararlanma oranı yaklaşık olarak %242 oranında artmaktadır.

9.1.1 Üç Kademeli Kombine Sistem Elemanlarının II. Kanun Analizleri

Üç kademeli sistemin temel elemanlarının II. kanun verimleri aşağıda belirtilen bağıntılara göre yapılmıştır.

9.1.1.1 Flaşlama İşlemi

Flaşlama prosesi sabit entalpide gerçekleşen bir prosestir ($h_2=h_1$). Bu işlem sonucunda akışkan ekserjisinde bir miktar azalma olur. Flaşlama vanasının II. kanun verimi;

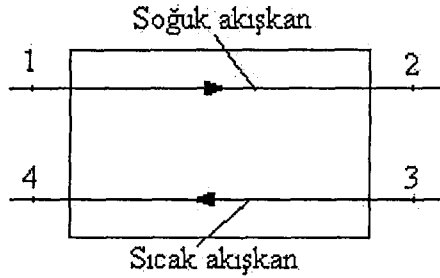
$$\eta_{Flas} = \frac{\dot{E}_{k2}}{\dot{E}_{k1}} \quad (9.5)$$

bağıntısı ile bulunur II. kanun verimi, akışkanın cinsine sıcaklık ve basınç değerine bağlı olarak değişir (Wark, 1995).

9.1.1.2 Yüzey Tipi Isı Değiştiricisi

Isı değişimi yapan akışkanların birbiriyle karışmadığı, Şekil 9.2’de görülen ısı değiştiricisinde üç tip ekserji kaybı söz konusudur.

- Akışkanlar arasında ısı değişimi olmasından kaynaklanan kayıplar
- Akışkan sürtünmesinden doğan kayıplar
- Çevre ile ısı alışverişinden kaynaklanan kayıplar



Şekil 9.2 Yüzey tipi ısı değiştiricisinin şematik resmi

Akışkanları birbiriyle karışmayan ısı değiştiricilerde II. kanun verimi iki farklı tipte tanımlanır. İlk tanıma göre II. kanun verimi, soğuk akışkanın ekserjisindeki artışın, sıcak akışkanın ekserjisindeki negatif değişime bölünmesiyle bulunur.

$$\eta_{Ihx} = \frac{\dot{m}_c (e_{k2} - e_{k1})}{-\dot{m}_h (e_{k4} - e_{k3})} \quad (9.6)$$

Diğer tanıma göre II. kanun verimi, çıkan akışkanların ekserjilerinin, giren akışkanların

ekserjilerine bölünmesiyle elde edilir. Yani,

$$\eta_{IIhx} = \frac{\dot{m}_c \cdot e_{k2} + \dot{m}_h \cdot e_{k4}}{\dot{m}_c \cdot e_{k1} + \dot{m}_h \cdot e_{k3}} \quad (9.7)$$

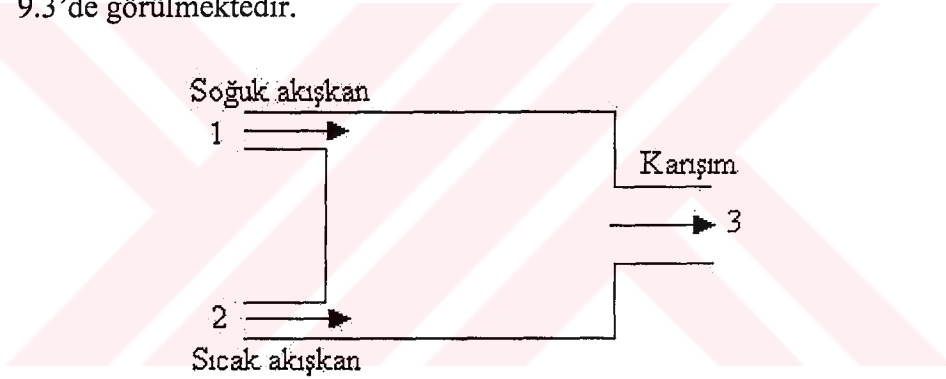
Isı değıştircilerde genellikle birinci tanım tercih edilmektedir (Wark, 1995).

Bejan vd. (1996)'ne göre yüzey tipi ısı değıştircilerin II. kanun verimleri aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_{k2} - \dot{E}_{k1}}{\dot{E}_{k3} - \dot{E}_{k4}} \quad (9.8)$$

9.1.1.3 Karışım Tipi Isı Değıştircisi

Karışım tipi kondenserler bu tip ısı değıştircilerin grubuna girmektedir. Prosesin şematik resmi Şekil 9.3'de görülmektedir.



Şekil 9.3 Karışım tipi ısı değıştircisinin şematik resmi

birinci tanıma göre bu tip ısı değıştircisinin II. kanun verimi; giren soğuk akışkanın kazandığı ekserjinin, giren sıcak akışkanın kaybettiği ekserjiye oranı olarak tanımlanır.

$$\eta_{IIhx} = \frac{\dot{m}_c (e_{k3} - e_{k1})}{\dot{m}_h (e_{k2} - e_{k3})} \quad (9.9)$$

İkinci tanıma göre II. kanun verimi; çıkan akışkanın ekserjisinin, giren akışkanların ekserjileri toplamına oranıdır.

$$\eta_{IIhx} = \frac{(\dot{m}_c + \dot{m}_h) \cdot e_{k3}}{\dot{m}_c \cdot e_{k1} + \dot{m}_h \cdot e_{k2}} \quad (9.10)$$

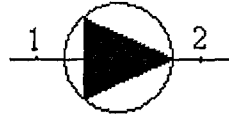
Karışım tipi ısı değıştirciler için her iki tanımda kullanılmaktadır (Wark, 1995).

Bejan vd. (1996)'ne göre karışım tipi ısı değıştircilerin II. kanun verimleri aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_{k3}}{\dot{E}_{k1} + \dot{E}_{k2}} \quad (9.11)$$

9.1.1.4 Pompa

Pompalarda giren iş, akışkanın ekserjisini artırır. Pompanın II. kanun verimi, akışkanın ekserjisindeki artışın, pompaya verilen güce oranı olarak tanımlanır.



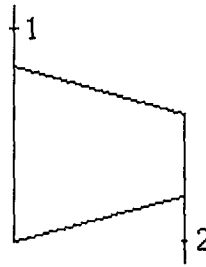
Buna göre pompa, kompresör ve ya fan gibi elemanların II kanun verimleri aşağıdaki bağıntı ile bulunur (Wark, 1995) (Bejan vd., 1996);

$$\eta_{IIpompa} = \frac{\dot{E}_{k2} - \dot{E}_{k1}}{\dot{W}_{şaft}} \quad (9.12)$$

Burada, 1 giriş şartlarını, 2 ise çıkış şartlarını simgelemektedir.

9.1.1.5 Türbin:

Türbinler güç üretmek için kullanılan enerji dönüşüm makinalarıdır. Türbinin II. kanun verimi, akışkan ekserjisinin ne kadar iyi oranda şaft işine dönüştürüldüğünü gösterir.



Buna göre türbinin II kanun verimi aşağıdaki gibi hesaplanır (Wark, 1995) (Bejan vd., 1996);

$$\eta_{IItürbin} = \frac{\dot{W}_{şaft}}{\dot{E}_{k1} - \dot{E}_{k2}} \quad (9.13)$$

Yukarıda belirtilen bağıntılar kullanılarak, üçlü kombine sistemdeki temel elemanların II. kanun verimleri Çizelge 9.5'deki gibi bulunmuştur.

Çizelge 9.5 Üç kademeli sistemdeki temel elemanların II. kanun verimleri

Tesis elemanı	II.kanun verimi (%)
Flaşlama prosesi	54,76 (Denk. 9.5'den)
Nem alıcı	84,82
Tek flaşlı ünite türbini	74,3 (Denk. 9.13'den)
Tek flaşlı ünite kondenseri	71,84 (Denk. 9.11'den)
Binary ünite ısı değıştiricisi	79,86 (Denk. 9.8'den)
Binary ünite türbini	76,06 (Denk. 9.13'den)
Binary çevrim kondenseri	40,38
Isıtma sistemi ısı değıştiricisi	86,13 (Denk. 9.8'den)

10. SONUÇLAR

Jeotermal enerjiden güç üretimi konusunda geliştirilen ilk önemli santral tipi tek flaşlı santrallerdir. Bu nedenle 1970'li ve 80'li yıllarda kurulan jeotermal santrallerin tamamına yakını bu tip santrallerden oluşmuştur. Tek flaşlı santrallerin I.kanun verimleri %5-8 aralığında değişirken II. kanun verimleri de %30-50 arasında olmaktadır (Çerçi, 2003). Denizli'de 1984 yılında İtalyan üretici Ansaldo tarafından işletmeye açılan tek flaşlı jeotermal santralin I. kanun verimi rezervuar ve kuyu başı şartlarına göre % 4,556 olarak hesaplanmıştır. Santralin rezervuar ve kuyu başı şartlarına göre II. kanun verimleri ise, sırasıyla, %19,78 ve %19,97 olmaktadır. Santral türbininde üretilen güç 11036 kW_e'dir. Bu gücün %9'unun santraldeki pompa, kondenser fanları ve diğer iç tüketimlere harcandığı kabul edilirse parazitik güçler toplamı 993 kW_e olmaktadır. Yani santralde üretilen net güç 9440 kW_e olarak hesaplanmıştır.

Santraldeki flaşlama basıncı 450,8 kPa'dır. Flaşlama basıncı değiştikçe, üretilen buhar miktarı ve santralin net gücü de değişir (Şekil 5.1). Flaşlama basıncı ile üretilen net güç arasında bir optimal nokta bulunmaktadır (Şekil 5.3). Yapılan analizlerde, net gücü maksimum yapan optimum flaşlama basıncı, 200 kPa olarak bulunmuştur. Flaşlama işlemi bu basınçta yapılırsa üretilen net güç 11140 kW_e olacaktır. Yani santralin ürettiği net güç %18 artacaktır. Optimum flaşlama basıncında çalışan santralin I. ve II. kanun verimleri, rezervuar şartlarına göre, sırasıyla, % 5,376 ve % 23,34, kuyubaşı şartlarına göre sırasıyla, %5,376 ve %23,56 olarak hesaplanmıştır (Çizelge 5.3).

Tek flaşlı santralin ayrıştırıcısından 222,3 kg/s debide ve 148 °C'de ayrılan sıvı jeotermal akışkan, mevcut durumda hiç bir yararlanmada kullanılmaksızın B. Menderes nehrine atılmaktadır. Bu şekilde kaybolan ekserji miktarı 25530 kW'dır yani rezervuardaki ekserjinin %53,5'undan yararlanılamamaktadır. Optimum flaşlama basıncında çalışan santralde ise bu kayıp %46 olmaktadır. Yani sadece bu şartlarda, rezervuar ekserjisinden %7,5 daha fazla yararlanılabilecektir. Bu kayıp ekserjiden yararlanmak mümkündür. Bu amaçla teklif edilen II. kademe kullanımı, mevcut santrale bir binary jeotermal güç santrali ilave etmektir. Bölüm 5.5'de açıklandığı gibi, tek flaşlı santral ayrıştırıcısından çıkan jeotermal akışkan bir ısı değiştiricisinden geçirilerek, mevcut enerjisi seçilen bir iş akışkanına aktarılmış ve bu akışkanın Rankine çevrimini gerçekleştirmesi sonucunda ilave güç üretimi sağlanmıştır. İş akışkanı olarak seçilen akışkan izobütandır. Bu bölüme ait incelemede jeotermal akışkan ve iş akışkanların ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları uygun değerlerde seçilerek, binary sistemden elde edilen ilave net güç hesaplanmıştır. İzobütanın ısı değiştiricisinden çıkış

basıncı yani kızgın buhar fazındaki izobütanın binary türbine giriş basıncı, üretilen net iş maksimum yapacak şekilde optimize edildiğinde 1800 kPa olarak bulunmuştur.

Kombine tek flaş-binary jeotermal güç santrali için hazırlanan bilgisayar programında, optimum flaşlama basıncı ve optimum izobütan basıncı değerleri kullanıldığında, binary üniteden sağlanan güç 7098 kW_e, ve kombine sistemden sağlanan net güç ise 18238 kW_e olarak hesaplanmıştır. Bu şartlardaki sistemin rezervuar şartlarına göre I. ve II. kanun verimleri sırasıyla, % 8,802 ve %38,21 olurken kuyubaşı şartlarına göre verimleri ise sırasıyla %8,802 ve %38,58 olarak belirlenmiştir. Bu sistemde üretilen güç mevcut santrale göre 8798 kW_e daha fazladır yani güç üretimi %93,2 oranında artmaktadır (Çizelge 5.5).

Binary ünitedeki iş akışkanı olarak seçilen izobütan yerine alternatif iş akışkanları olan izopentan ve R114 akışkanlarının da performans analizleri yapılarak, üretilen net iş maksimum yapan en uygun iş akışkanı da belirlenmiştir. Bu analizlerde, iş akışkanı olarak izopentan seçildiğinde, türbin girişindeki optimum izopentan basıncı 600 kPa olarak bulunmuş ve bu basınçta, binary üniteden elde edilen güç 6760 kW_e ve kombine sistemden sağlanan toplam güç ise 17900 kW_e olmuştur. İzopentanlı kombine sistemin rezervuar şartlarına göre I. ve II. kanun verimleri sırasıyla %8,639 ve %37,5 olurken, kuyubaşı şartlarına göre bu verimler sırasıyla %8,639 ve % 37,86 olmaktadır. Binary çevrim iş akışkanı olarak R114 seçildiğinde ise, türbin girişindeki optimum R114 basıncı 1200 kPa olarak bulunmuş ve bu basınçta, binary üniteden elde edilen güç 6999 kW_e ve kombine sistemden sağlanan toplam güç ise 18139 kW_e olmuştur. R114'lü kombine sistemin rezervuar şartlarına göre I. ve II. kanun verimleri sırasıyla %8,754 ve %38 olurken, kuyubaşı şartlarına göre bu verimler sırasıyla %8,754 ve % 38,37 olmaktadır (Çizelge 5.6).

İzobütan, izopentan ve R114 iş akışkanları ile yapılan analizlerde kombine sistemde maksimum güç üretimini sağlayan binary iş akışkanının izobütan olduğu sonucuna varılmıştır.

Yukarıda belirtilen sonuçların elde edildiği Bölüm 5.5 ve 5.6'daki analizlerde, ısı değiştiricisi optimizasyonu yapılmamış, sadece ısı değiştiricisine giren ve çıkan akışkanların sıcaklıkları seçilerek, türbine giren iş akışkanlarının basınç optimizasyonu yapılmıştır. Bölüm 6'da ise binary sisteme ait ısı değiştiricisinin optimizasyonu yapılarak çıkış verileri elde edilmiştir. Bu kısımda ısı değiştiricilerine giriş sıcaklıkları bilinen akışkanların, ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklıkları optimum şartlarda belirlenmiş ve elde edilen güç, enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Isı değiştiricisi optimizasyonu yapılırken, ısı değiştiricisi üç bölümde

incelenmiştir. Jeotermal akışkan ısı enerjisini üç bölgede de iş akışkanına transfer ederek, iş akışkanını önce ısıtmış, sonra buharlaştırmış, son olarak da kızgın buhar haline getirmiştir (Şekil 6.2). Optimizasyonun amaç fonksiyonu, termodinamik ve ekonomik açıdan en uygun ısı transfer alanına sahip ısı değiştiricili binary çevrim gücüdür. Bu şartlardaki ısı değiştiricisinden çıkan iş akışkanı ve jeotermal akışkan sıcaklıkları belirlenmiştir. Isı değiştiricisi çıkışındaki iş akışkanının optimal basıncı, yani türbine giren kızgın buharın basıncı 1664 kPa olarak belirlenmiştir (Şekil 6.7). Bu değer, optimal ısı transfer alanına sahip ısı değiştiricili sistemde, maksimum gücün üretildiği basınç değeridir. Bu basınç değerinde ısı değiştiricisinin toplam alanı 4060 m^2 olurken ısı değiştiricisinden ayrılan jeotermal akışkan ve iş akışkanı sıcaklıkları sırasıyla, 75.78°C ve 140.8°C olmaktadır (Çizelge 6.1). Akışkanların sıcaklıkları arasındaki dirsek noktası sıcaklık farkı arttıkça, üretilen net güç ve ısı değiştiricisi toplam alanı yani maliyeti azalmaktadır (Şekil 6.11). Bu nedenle dirsek noktası sıcaklık farkının 7°C olarak seçilmesi uygun görülmüştür.

$P_{12}=1664 \text{ kPa}$, $T_{10}=148^\circ\text{C}$, $\Delta T_{pp}=7^\circ\text{C}$, $m_f=130 \text{ kg/s}$ ve türbin izentropik verimi 0,80 olarak seçildiğinde, binary türbinde üretilen net güç 8331 kW_e , kombine tek flaş ve binary güç sisteminden üretilen toplam net güç de 19471 kW_e olmaktadır. Bu değere göre optimal şartlarda çalışacak kombine sistem, mevcut tek flaşlı sisteme göre 10031 kW_e daha fazla güç üretecek yani güç artışı %106,2 oranında olacaktır. Kombine güç sistemin rezervuar şartlarına göre I. ve II. kanun verimleri sırasıyla %9,397 ve %40,79 olurken, kuyubaşı şartlarına göre bu verimler sırasıyla %9,397 ve % 41,19 olmaktadır (Çizelge 6.4). Bu değerler, Denizli'deki mevcut santral verileriyle kıyaslandığında I. kanun verimi % 206, II. kanun verimi ise %206,2 oranında artmıştır.

Binary ısı değiştiricisinden optimal şartlarda ayrılan jeotermal akışkanın sıcaklığı 75.78°C olmaktadır. Bu sıcaklık değeri bölgesel ısıtma uygulamaları için oldukça uygun bir sıcaklıktır. Akışkan debisinin de $222,3 \text{ kg/s}$ olduğu göz önüne alınırsa bu akışkanı yakınlardaki bir kentin bölgesel ısıtma sisteminde değerlendirmek oldukça verimli bir kullanım olacaktır. Bu amaçla binary sistem ısı değiştiricisinden çıkan jeotermal akışkan bir bölgesel ısıtma sistemi ısı değiştiricisinden de geçirilerek, enerjisinden daha fazla yararlanma sağlanmıştır. Jeotermal bölgesel ısıtma sistemleri, fosil yakıtların kullanılmadığı ekonomik ve temiz sistemlerdir. Bölüm 7'de bu tip bir ısı değiştiricisinin optimal boyutları belirlenmiştir. Optimizasyonunun amaç fonksiyonu, sistemin net karıdır. Bölgesel ısıtma sisteminde gereken ısı, jeotermal akışkan yerine fosil yakıtlı bir sistemden sağlandığında, yakıt maliyetleri çok önemli miktarlara ulaşır. Jeotermal enerjili sistemlerde ise yakıt maliyeti sıfırdır, bunun yerine ısı

değiştiricisi maliyeti vardır. Buna göre JBIS'lerinde sistemin net karı, kabaca yakıt maliyeti ile ısı değiştiricisi maliyeti arasındaki fark olmaktadır. Bu bölümde net karı maksimum yapan optimum ısı değiştiricisi alanı bulunarak, bu ısı değiştiricisinden geçirilen jeotermal akışkan ve sirkülasyon suyunun, ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklıkları bilgisayar yardımıyla hesaplanmıştır. Buna göre net karı maksimum yapan optimum ısı transfer alanı 1612 m^2 olarak bulunmuştur (Şekil 8.4). Bu alana sahip zıt akışlı plakalı ısı değiştiricisine giren jeotermal akışkanın ve sirkülasyon suyunun sıcaklıkları sırasıyla, $75,78^\circ\text{C}$ ve 50°C , ısı değiştiricisinden çıkan akışkan sıcaklıkları ise sırasıyla $50,08^\circ\text{C}$ ve $60,58^\circ\text{C}$ olmaktadır (Çizelge 8.2). Bölgesel ısıtma sistemine $60,58^\circ\text{C}$ de giren temiz akışkanın, sistemde yaklaşık 12°C lik sıcaklık düşüşü sağladığı kabul edilmiştir. Buna göre sirkülasyon suyu konut sisteminden 48°C 'de ayrılarak pompa ile tekrar ısı değiştiricisine basılmaktadır.

JBIS'lerde kullanılacak zıt akışlı plakalı ısı değiştiricilerin farklı birim maliyetlerdeki net karları ve optimal ısı transfer alanı değişimleri de incelenmiştir. Buna göre birim ısı değiştiricisi maliyeti arttıkça net kar ile birlikte optimal ısı transfer alanı da azalmaktadır (Şekil 8.9) (Çizelge 8.3). Ayrıca yıllık faiz oranı arttıkça sistemden sağlanan net karla birlikte optimal ısı transfer alanı da azalmaktadır (Şekil 8.10) (Çizelge 8.4). JBIS olmaması halinde kullanılacak fosil yakıtlı sistemde kullanılacak yakıtın birim maliyetinin artması, JBIS'nin net karını ve optimal ısı transfer alanını arttıracaktır (Şekil 8.11) (Çizelge 8.5).

Bölüm 5 ve 6'da önerilen ve analizleri yapılan kombine tek flaş-binary jeotermal güç santraline, Bölüm 8'de optimizasyonu yapılan jeotermal bölgesel ısıtma sistemi ilave edildiğinde elde edilecek üç kademeli sistemin performans analizleri de yapılmıştır. Bu şekilde elde edilen üç kademeli sistem Şekil 9.1'de şematik olarak gösterilmektedir. Önceki bölümlerde belirlenen optimal değerler kullanılarak, Analizler tekrar yapıldığında, üç kademeli sistemin rezervuar şartlarına göre I. ve II. kanun yararlanma oranları sırasıyla, % 11,02 ve %47,83 olarak bulunmuştur. Kuyu başı şartlarına göre ise aynı yararlanma oranları sırasıyla %11,02 ve %48,30 olmaktadır. Kombine tek flaş-binary jeotermal güç sisteminden sağlanan net güç $19\,471 \text{ kW}_e$ olurken, jeotermal bölgesel ısıtma sisteminde yararlanılan termal güç 3361 kW olmaktadır.

Jeotermal enerji üretim sistemlerinin performans analizlerinde termodinamiğin II. kanun verimleri kullanılmaktadır. Bu sonuçlara göre yüksek entalpili bir jeotermal rezervuardan sadece tek flaşlı çevrimle güç üretimi yerine, kombine tek flaş-binary güç çevrimi ve jeotermal bölgesel ısıtma sisteminin birleştirildiği üç kademeli sistem kullanıldığında, kaynaktan yaklaşık 2.4 kat daha fazla yararlanmak mümkün olmaktadır. Bu tip kullanımlar ile

hem ÷lkemizin hem de jeotermal potansiyele sahip diğer ÷lkelerin fosil yakıt tüketimleri belirli bir oranda azalacak, böylece çevresel açıdan olduğu kadar ekonomik açıdan da önemli kazançlar sağlanacaktır. Ayrıca, fosil yakıtların insan sağlığı ve çevreye verdikleri zararların telafisinin ne kadar pahalı olduğu düşün÷l÷rse, jeotermal enerjili sistemlerinin ekonomik avantajları çok daha büyük rakamlara ulaşacaktır.



KAYNAKLAR

- Akkuş, İ., Aydoğdu, Ö., Sarp, S. (2002) "Ülkemiz Enerji Gereksiniminin Karşılanmasında Jeotermal Enerjinin Yeri", IV. UTES Bildiriler Kitabı, İstanbul, Cilt II, s.619-628.
- Arıtürk, S., Parlaktuna, M., (2001), "Estimation of Silica Scaling Temperatures of Kızıldere Geothermal Field Effluent Turkey", Energy Sources, 23: 529-539.
- Barbier, E., (2002) "Geothermal Energy Technology and Current Status: An Overview" Renewable and Sustainable Energy Reviews, Pergamon, 6; 3-65.
- Batik, H., Koçak, A., Akkuş, İ., Şimşek, Ş., Mertoğlu, O., Bakır, N., Dokuz, İ., (2000) "Geothermal Energy Utilisation Development in Turkey-Present Geothermal Situation and Projections", Proceedings World Geothermal Congress, May 28-June 10, Kyushu- Japan, 85-91.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., (1996), Thermal Design and Optimization, JohnWiley and Sons Inc.,USA.
- Bidini, G., Desideri, U., Maria, F., Baldacci, A., Papale, R., Sabatelli, F., (1998), "Optimization of an Integrated Gas Turbine-Geothermal Power Plant", Energy Conversion and Management, 39(16-18):1945-1956.
- Bombarda, P., Macchi, E., (2000) "Optimum Cycles for Geothermal Power Plants", Proceedings World Geothermal Congress, May 28-June 10, Kyushu - Japan, 3133-3138.
- Braun G, Mc Cluer H.K., (1993), "Geothermal Power Generation in United States" , Proceedings of The IEEE, 81 (3); 434-448.
- Culver, G., Rafferty, K., (1999) "Well Pumps", GHC Quarterly Bulletin, 19(1);
- Çanakçı, C., (2003), Balçova Jeotermal AŞ. Yetkili mühendisi, kişisel görüşme.
- Çengel, Y., Boles, M., (1996), Mühendislik Yaklaşımı ile Termodinamik, Literatür Yayınevi, İstanbul.
- Çerçi, Y., (2003), "Performance Evaluation of a Single-Flash Geothermal Power Plant in Denizli Turkey", Pergamon, Energy, 28; 27-35.
- Dai, C., Liang J., (1999), "Optimum Design and Running of PHEs in Geothermal District Heating" Heat Transfer Engineering, 20(4); 52-61.
- Dai, C., (1997), "Thermal Analysis of Indirect Geothermal District Heating Systems" Geothermics, 26(3);351-364.
- Dai, C., Liang, J., (2000) "Direct and Indirect Low Temperature Geothermal District Heating Systems", Proceedings World Geothermal Congress, May 28-June 10, Kyushu - Japan, 3395-3399.
- Desideri, U., Bidini, G., (1997), "Study of Possible Optimisation Criteria for Geothermal Power Plants", Energy Conversion and Management, 38(15-17); 1681-1691.
- Dickson, M., Fanelli, M., (1995), Geothermal Energy, John Wiley and Sons, England.

Dimitrov, K., Dimitrov, O., (2000), "Geothermal District Heating Schemes in the Republic of Macedonia", Proceedings World Geothermal Congress, May 28-June 10, Kyushu - Japan, 3401-3406

Di Pippo, R., (1999), "Small Geothermal Power Plants - Design, Performance and Economics" GHC Bulletin, 20(2);1-8.

Eliasson, E.T., Armannsson, H., Fridleifsson, I.B., Gunnarsdottir, M.J., Bjornsson, O., Thorhallsson, S., Karlsson, T., (1995), "Space and District Heating", Geothermal Energy, Editörler: Dickson, M. ve Fanelli, M., John Wiley and Sons, England, 74-107.

Gökçen, G., Öztürk, H., Hepbaşlı, A., (2004), "Overview of Kızıldere Geothermal Power Plant in Turkey". Energy Conversion and Management, 45; 83 -98.

Gu, Z., Sato, H. (2001). "Optimization of Cyclic Parameters of a Supercritical Cycle for Geothermal Power Generation", Energy Conversion and Management, 42;1409-1416.

Gunnlaugsson, E., Frimannsson, H., Sverrisson, G., (2000), "District Heating in Reykjavik-70 years Experience. Proceedings World Geothermal Congress, May 28-June 10, Kyushu - Japan, 2087-2092

Günerhan, G., (1999), "An Upstream Reboiler Design for Removal of Noncondensable Gases from Geothermal Steam for Kızıldere Geothermal Power Plant, Turkey", Geothermics, 28: 739-757

Harrison, R., Mortimer, N.D., Smarason, O.B., (1990), "Geothermal Heating", Pergamon press, Brussels-Luxembourg.

Henry, A., Mlcak, P., (2001), "Design and Start-up of the 2 MW Kalina Cycle Orkuveita Husavikur Geothermal Power Plant in Iceland" European Geothermal Energy Council 2th Business Seminar, Altheim-Austria, 1-8.

Hepbaşlı, A., Çanakçı, C., (2001), "Jeotermal Bölge Isıtma Sistemlerinde Yük Analizi ve Tepe Yük Yardımcı Sistemleri", Jeotermal Enerji Doğrudan Isıtma Sistemleri-Temelleri ve Tasarımı, Makine Mühendisleri Odası Seminer Bildirisi, 143-183.

Hepbaşlı, A., Çanakçı, C., (2003), "Geothermal District Heating Applications in Turkey: A Case Study of İzmir - Balçova", Energy Conversion and Management, 44; 1285-1301.

Hudson, R.B., (1995), "Electricity Generation", Geothermal Energy, Editörler: Dickson, M. ve Fanelli, M., John Wiley and Sons, England, 39-71.

Hutter, G., (2000), "The Status of World Geothermal Power Generation 1995-2000". Proceedings World Geothermal Congress, May 28-June 10, Kyushu - Japan, 23-37.

Incropera, F P, Dewitt, D. P., (2001), "Isı ve Kütle Transferinin Temelleri", İstanbul, Literatur Yayıncılık.

Jeotermal Enerji Çalışma Grubu Raporu, (1996), Madencilik Özel İhtisas Komisyonu Enerji Hammaddeleri Alt Komisyonu.

Kanoğlu, M., (2002), "Exergy Analysis of a Dual-level Binary Geothermal Power Plant" Geothermics, 31;709-724.

Kanoğlu, M., Çengel, Y., Turner, R., (1998), "Incorporating a District Heating-Cooling System into an Existing Geothermal Power Plant" Transactions of the ASME, Journal of

Energy Resources Technology, 120(2);179-184.

Kanoğlu, M., Çengel, Y. A., (1998a), "Improving the Performance of an Existing Air-Cooled Binary Geothermal Power Plant: A Case Study", ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Nov. 15-20, Anaheim, California, USA, Proceedings AES-38;157-164.

Kanoğlu, M., Çengel, Y. A., (1998b), "Incorporating Cogeneration into a Geothermal Power Plant to Enhance Utilization and Profitability ", ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Nov. 15-20, Anaheim, California, USA, Proceedings AES-38 ;41-46.

Kanoğlu, M., Çengel, Y., (1999a), "Retrofitting a Geothermal Power Plant to Optimize Performance – A Case Study" Transactions of the ASME, Journal of Energy Resources Technology, 121(4); 295-301.

Kanoğlu, M., Çengel, Y., (1999b), "Improving the Efficiency of an Existing Air-Cooled Binary Geothermal Power Plant-A Case Study" Transactions of the ASME, Journal of Energy Resources Technology, 121(3);196-202.

Kanoğlu, M., Çengel, Y., (1999c) "Economic Evaluation of Geothermal Power Generation, Heating and Cooling ", Energy-The International Journal, 24(6);501-509.

Kanoğlu, M., Çengel, Y., Turner, R., (1996), " Thermodynamic Evaluation of a Single Flash Geothermal Power Plant in Nevada" ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, November17-22, Atlanta,Georgia,USA, Proceedings: AES-36;347-354.

Kanoğlu, M., Çengel, Y.A., (1997), "Performance Evaluation of a Binary Geothermal Power Plant in Nevada". ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Nov. 16-21, Dallas, Texas,USA. Proceedings: AES-37;139-146.

Kanoğlu, M., Çerçi,Y., Çengel, Y. A., Turner, R.H., (1996b), "Economics of Geothermal Heating/Cooling of Reno Industrial Park " Geothermal Research Council Annual Meeting, September 29- October 2, Portland, Oregon, USA, GRC Transactions, 20;87-94.

Kılış, İ., Eltez, M., Eltez, A., (1994), " Jeotermal Enerjinin Denizli'de Optimum Kullanımı ve Teknik Seçenekler", Jeotermal Uygulamalar Sempozyumu Bildiriler Kitabı, 27-30 Eylül, Denizli, 10-26.

Küçükçalı, R., Arısoy, A., (2000), "Isıtma Tesisatı", ısısan Yayınları, No:265.

Lienau, P., Lunis B. (1991) "Geothermal Direct Use Engineering and Design Guidebook" Oregon Institute of Technology Publications, USA.

Lund, W., Freeston, D., (2001), "Worldwide Direct Uses of Geothermal Energy 2000". Geothermics, 30;29-68.

Mertoğlu, O., Canlan, A., Bakır, N., Dokuz, İ., Kaya, T., (2000), "Geothermal Direct Use Application in Turkey: Technology and Economics", Proceedings World Geothermal Congress, May 28-June 10, Kyushu - Japan, 3505-3510.

Mertoğlu, O., Mertoğlu, M., Başarır, N., (1994), " Jeotermal Merkezi Isıtma Sistemlerinin Çevreye Müspet Katkısı, Teknolojisi ve Ekonomik Değerlendirmesi", Jeotermal Uygulamalar Sempozyumu Bildiriler Kitabı, 27-30 Eylül, Denizli, 1-10.

Mertoğlu, O., (2001), "Geothermal District Heating Experience in Turkey", GHC Bulletin,

14-18.

Mertoğlu, O., Bakır, N., Kaya, T., (2003), "Geothermal Applications in Turkey", *Geothermics*, 32;419-428.

Mertoğlu, O., Şimşek, Ş., Yeşin, O., (2001), "The Importance of the Existing Geothermal Applications and Geothermal Projections in Turkey", *World Energy Council, 18th Congress, Buenos Aires*.

Mines, G., (1998), "Trilateral Cycle for Low-Temperature Resources". *Geothermal Energy R&D Program FY-98 Report. Conversion Technology Bölümü*.

Rafferty, K. D., (1990), "An Overview of US Geothermal District Heating Systems", *ASHRAE Transactions*, 96(2);912-920.

Rafferty K, Culver G, (1991), "Heat Exchangers", *Geo-Heat Center Bulletin*, 19(1).

Ragnarsson, A., Hrolfsson, I., (1998), "Akranes and Borgarfjörður District Heating System". *Geo-Heat Center Bulletin*, December, 19(2);10-13

Ramesh, K.S., Kenneth, J.B., (2000), "Heat Exchangers", *The CRC Handbook of Thermal Engineering*, Editör: Kreith, F., CRC Press LLC, USA, 4.50-4.113.

Sarı Kurt, H., Denizli Jeotermal Elektrik Santrali Müdürü, kişisel görüşme, 2001.

Satman, A., Yalçınkaya, N., (1999), "Heating and Cooling Degree-Hours for Turkey" *Energy*, 24;833-840.

Schochet, D., (1997), "Performance of ORMAT Binary and Steam/Binary Cycle Power Plants with Moderate and High Temperature Resources". *Renewable Energy*, 10(2/3);379-387

Serpen, U., (2000), *Kızıldere Jeotermal Rezervuarının Teknik ve Ekonomik Değerlendirilmesi, Doktora Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü*.

Shokouhmand, H., Atashkadi, P., (1997), "Performance Improvement of a Single Flashing, Binary, Combined Cycle for Geothermal Power Plants", *Energy*, 22(7):637-643.

Smith, I.K. (1999) "Review of the Development of Two-Phase Screw Expanders" *City University, London*.

Stoecker, W.F., (1989), *Design of Thermal Systems*, McGraw Hill, New York.

Şahin, B., Vardar, N., (1991), "Diesel Motorlu Gemi Tahrik Sisteminde Egzost Isısının Ekonomik Olarak Geri Kazanımı", *Seri Konferanslar, İstanbul, Türk Loydu*: 91-103.

Şen, O., Şaylan, L., Toros, H., (2000), "Türkiye İklim Verileri", *Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınları*.

Teke, İ., (1993), "Determination of the Most Economic Heat Exchanger Type Recovering Waste Energy from Effluents", *Symposium of Energy Systems and Ecology*, July 1993, Poland.

US Department of Energy (DOE), (1997), "Geothermal Energy-Power from the Depths", *DOE/GO-10097-518 FS 188,1-8*.

Uzun, E., (2004) *SWEP International-Termoline AŞ. Genel müdürü ile kişisel görüşme*.

Wang, W., (2000), "A Successful Example of a Retrofit to a Geothermal District Heating

System”, Proceedings World Geothermal Congress, May 28-June 10, Kyushu - Japan, 3585-3588.

Wark, K., (1995), Advanced Thermodynamics for Engineers, Mc Graw-Hill, USA.

Yamada, S., (2000), “Flash Cycle for Low Temperature Geothermal Resources – Very Low Pressure (VLP) Flash Cycle”. Proceedings World Geothermal Congress, May 28-June 10, Kyushu - Japan, 3345-3348.

INTERNET KAYNAKLARI

[1] www.teas.gov.tr



ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	04.04.1971	
Doğum yeri	Muğla	
Lise	1985-1989	Denizli Teknik Lisesi Makina Bölümü
Lisans	1989-1993	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1993-1997	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh. Anabilim Dalı, Enerji Makinaları Programı
Doktora	1997-2004	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh. Anabilim Dalı, Enerji Makinaları Programı

Çalıştığı kurum

1998-Devam ediyor Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği
Bölümü, Hidromekanik ve Hidrolik
Makinalar Anabilimdalı
Araştırma Görevlisi