

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

**ULTRA SÜPER KRİTİK TERMİK SANTRALLERİN
TERMODİNAMİK VE EKONOMİK ANALİZİ**

ERMAN ÖZEN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. BURHANETTİN ÇETİN**

İSTANBUL, 2017

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ULTRA SÜPER KRİTİK TERMİK SANTRALLERİN
TERMODİNAMİK VE EKONOMİK ANALİZİ**

Erman ÖZEN tarafından hazırlanan tez çalışması 02.06.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Burhanettin ÇETİN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Burhanettin ÇETİN
Yıldız Teknik Üniversitesi



Prof. Dr. Duriye BİLGE
Yıldız Teknik Üniversitesi



Prof. Dr. İsmail EKMEKÇİ
İstanbul Ticaret Üniversitesi



ÖNSÖZ

Bu çalışmada Ultra-süperkritik termik santrallerin termodinamik ve ekonomik analizi yapılmıştır. Çalışmada Türkiye’de bulunan Soma Termik Santrali’nin değerleri baz alınarak termik santrallerde enerji ve ekserji verimlerinin nasıl arttırılabileceği araştırılmıştır. Analizlerde hesaplamaların yapılması için Epsilon Professional programı kullanılmıştır.

Tez çalışmamda; planlamasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın hocam Doç. Dr. Burhanettin ÇETİN’e sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, çalışmalarım sırasında beni sürekli motive eden, maddi ve manevi desteğini benden esirgemeyen aileme sonsuz teşekkürlerimi borç bilirim.

Mayıs, 2017

Erman ÖZEN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	x
KISALTMA LİSTESİ	xii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
ABSTRACT	xxi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	1
1.3 Hipotez	2
1.4 Enerji ve Toplum	2
1.5 Enerji Kullanım Yerleri	4
1.6 Enerji Kullanımının Tarihçesi	5
1.7 Türkiye’deki Enerji Görünümü	6
1.7.1 Genel Görünüm	6
1.7.2 Üretim ve Tüketim	7
1.7.3 Türkiye için Talep Tahminleri	10
1.8 Enerji Santrallerinin Sınıflandırılması	11
BÖLÜM 2	
RANKİNE BUHAR ÇEVİRİMİ VE SÜPERKRİTİK GÜÇ SANTRALLERİ.....	12
2.1 Carnot Buhar Çevrimi	12

2.2 Rankine Çevrimi	14
2.3 İdeal Rankine Çevriminin Enerji Çözümlemesi.....	15
2.4 Çevrim Performansına Etkiler	15
2.4.1 Kızdırma.....	15
2.4.2 Basıncı Arttırmak	16
2.4.3 Egzoz Basıncını Düşürmek	17
2.4.4 Ara Kızdırma	17
2.4.5 Besleme Suyu Ön Isıtma.....	18
2.5 Kritik-üstü Basınlarda Çalışma.....	19
2.6 Dizayn Buhar Şartları.....	19
2.7 Besleme Suyu Ön Isıtıcısı Sayısı.....	20
2.8 Besleme Suyu Ön Isıtıcısı Dizayn Parametreleri.....	21
2.9 Ara Kızdırma Sistemi Basınç Düşüşünün Etkisi.....	23
2.10 Buhar Çekiş Hattındaki Basınç Düşüşünün Etkisi	24
2.11 Make-up Çevriminin Etkisi	24
2.12 Türbin Egzoz Basıncının Etkisi	24
2.13 Hava Ön Isıtıcısının Etkisi.....	25
2.14 Kondensatın Aşırı Soğutulması	26
2.15 Kızdırma ve Ara Kızdırma Sprey Akışının Etkisi	26
2.16 Yaş Termometre Sıcaklığının Etkisi	27
2.17 Besleme Suyu Isıtıcılarının Kaldırılmasının Etkisi	28
2.18 Yüksek Basınç Isıtıcı Tahliye Pompasının Etkisi	30
2.19 Süperkritik Güç Santralleri	30
2.19.1 Santral Dizaynı ve Teknolojisi.....	30
2.19.2 Ultra-süperkritik Termik Santralin Avantajları ve Sınırlamaları	31
2.19.3 Buhar Çevrimi Konfigürasyonu	33
2.19.4 Buhar Şartlarının Özgöl ısı sarfiyatına Etkisi.....	33
BÖLÜM 3	
EKSERJİ ANALİZİ	35
3.1 Ekserjinin Tanımı	35
3.2 Ekserji Çeşitleri	38
3.2.1 Fiziksel Ekserji.....	38
3.2.2 Kimyasal Ekserji.....	39

3.2.2.1 Standart Kimyasal Ekserji	39
3.2.2.2 Gaz Karışımlarının Kimyasal Ekserjileri.....	39
3.2.2.3. Yakıtların Kimyasal Ekserjileri.....	40
3.2.4 Termik Ekserji	40
3.2.5 İş Ekserjisi	41
3.2.6 Isı Transferinin Ekserjisi	41
3.3 İkinci Yasa (Ekserji) Verimi	41
BÖLÜM 4	
KÖMÜR PROSESİ	44
4.1 Kömür Yakıtlı Termik Santrallerin Anatomisi	44
4.2 Termik Santrallerde Kömür Transferi.....	45
4.3 Kömür Süreci	50
4.3.1 Kömür Elleçleme	50
4.3.2 Kömür Depolama	51
4.3.3 Kömür Prosesi	53
BÖLÜM 5	
BUHAR KAZANLARI	65
5.1 Buhar Kazanlarının Çalışma İlkesi.....	65
5.2 Kazan Tipleri	66
5.2.1 Büyük Su Hacimli Kazanlar	66
5.2.2 Su Borulu Kazanlar	67
5.2.2.1 Doğal Sirkülasyonlu Kazanlar	69
5.2.2.2 Zoraki (Cebri) Sirkülasyonlu Kazanlar	69
5.2.2.3 Benson Kazanları	70
5.2.2.4 Sulzer Kazanları	71
5.2.2.5 Domsuz (Benson ve Sulzer) Kazanların, Domlu Kazanlara Göre Avantajları ve Dezavantajları	71
5.2.3 Akışkan Yataklı Kazanlar	72
5.2.3.1 Akışkan Yataklı Kazanların Avantajları.....	74
5.3 Kritik-üstü Kazan Dizaynı ve Teknolojisi.....	75
5.3.1 Kazan Tipleri ve Yapıları	76
5.3.1.1 Buhar Parametreleri Esasına Göre Sınıflandırma.....	76
5.3.1.2 Buhar-su Sirkülasyonu Esasına Göre Sınıflandırma.....	77

5.3.1.3 Yanma Methodu Esasına Göre Sınıflandırma.....	78
5.3.1.4 Dizayn Konfigürasyonu Esasına Göre Sınıflandırma.....	78
5.3.2 Süperkritik Kazanlarda Kullanılan Malzemeler	80
5.4 Kazan Ekipmanları	80
5.4.1 Kazan Domu	80
5.4.2 Ocak Tipleri.....	82
5.4.3 Kızdırıcılar ve Ara Kızdırıcılar	87
5.4.4 Ekonomizerler	88
5.4.5 Hava Ön Isıtıcıları.....	89
5.4.6 Besleme Suyu Pompaları.....	91
5.4.7 Fanlar.....	91
5.4.8 Kurum Üfleyeciler.....	92
5.4.9 Kül ve Curuf Atma Sistemleri	93
5.4.9.1 Curuf Atma Sistemleri	93
5.4.9.2 Kül Sistemleri.....	94
5.4.10 Elektrofiltre	94
5.4.11 Degazörler	95
5.5 Süperkritik ve Kritik-altı Kazanların Karşılaştırılması.....	97
BÖLÜM 6	
BUHAR TÜRBİNLERİ.....	100
6.1 Buhar Türbinlerinin Çalışma İlkesi.....	100
6.2 Aksiyon Türbinleri	103
6.2.1 Basınç Basamaklı Aksiyon Türbinleri.....	104
6.3 Reaksiyon Türbinleri.....	105
6.4 Kombine Türbinler	106
6.5 Buhar Türbinlerinin Farklı Yönlerden Sınıflandırılması	106
6.5.1 Buharın Akış Yönüne Göre	106
6.5.2 Çalışma Şekline Göre.....	106
6.5.3 Taze Buhar Basıncına Göre.....	107
6.5.4 Taze Buhar Sıcaklığına Göre	107
6.5.5 Çıkan Buharın Türüne Göre.....	107
6.6 Türbin İçindeki Kayıplar.....	108
6.7 Ultra-süperkritik Buhar Türbini Dizaynı	110

6.7.1 Tek Ara Kızdırmalı Güç Üretim Uygulaması	110
6.7.2 Çift Ara Kızdırma Uygulaması	111
BÖLÜM 7	
KONDENSER	113
7.1 Kondenserlerin Çalışma İlkesi	113
7.2 Vakum Pompaları ve Ejektörler	115
BÖLÜM 8	
SOĞUTMA SİSTEMİ	117
8.1 Soğutma Kuleleri	117
8.1.1 Islak Tip Soğutma Kuleleri	117
8.1.2 Kuru Tip Soğutma Kuleleri.....	119
8.1.2.1 Direkt Tip Soğutma Kuleleri.....	119
8.1.2.2 İndirekt Tip Soğutma Kuleleri.....	120
BÖLÜM 9	
ÖRNEK UYGULAMA.....	123
9.1 Sistem Tanımı.....	123
9.2 Analizler İçin Yapılan Varsayımlar	124
9.3 Sistemlerin Konfigürasyonu	125
9.3.1 Kritik-altı Termik Santrali (Soma Termik Santrali).....	125
9.3.2 Tek Ara Kızdırmalı Altı Buhar Çekişli Süperkritik Termik Santrali (Uygulama 1)	129
9.3.3 Çift Ara Kızdırmalı Yedi Buhar Çekişli Ultra-Süperkritik Termik Santrali (Uygulama 2).....	133
9.3.4 Çift Ara Kızdırmalı On Buhar Çekişli Ultra-Süperkritik Termik Santrali (Uygulama 3)	138
9.3.5 Çift Ara Kızdırmalı on Buhar Çekiş ve Besleme Suyu Pompası Türbinli Ultra-Süperkritik Termik Santrali (Uygulama 4).....	143
9.4 Sistemlerin Enerji ve Ekserji Analizlerinin Karşılaştırılması.....	148
9.4.1 Enerji Analizi.....	148
9.4.2 Ekserji Analizi.....	150
9.4.3 Ekonomik Analiz	157

BÖLÜM 10

SONUÇ VE ÖNERİLER 170

BÖLÜM 11

KAYNAKLAR 177

ÖZGEÇMİŞ.....181



SİMGE LİSTESİ

η_{carnot}	Carnot verimi
T_L	Düşük ısı depo sıcaklığı
T_H	Yüksek ısı depo sıcaklığı
w_{net}	Birim kütledeki iş çıkışı
q_g	Birim kütledeki ısı girişi
η_{th}	Termik verim
P_0	Çevre basıncı
T_0	Çevre sıcaklığı
B_{fiz}	Fiziksel ekserji
B_{kim}	Kimyasal ekserji
B_{th}	Termik ekserji
B_w	İş ekserjisi
B_Q	Isı transferinin ekserjisi
$\dot{Q}$	Isı geçişi
h	Entalpi
h_0	Çevre şartlarında entalpi
s	Entropi
s_0	Çevre şartlarında entropi
φ	Yakıt ekserjisinin ısıl değerine oranı
NKD_0	Net kalorifik değer
w	Yakıt içerisindeki nem oranı
h_{fg}	Ölü hal sıcaklığındaki doymuş buharın entalpisi
COP	Etkinlik katsayısı
ΔB_{ex}	Ekserji Kaybı
$B_{ex,kömür}$	Kömürün ekserji değeri
$m_{kömür}$	Kömür debisi
CC	Yatırım maliyeti

COE	Elektrik fiyatı
C_F	Yıllık yakıt gideri
C_I	Yıllık yakıtım gideri
CRF	Geri kazanım faktörü
C_{OM}	Yıllık bakım ve onarım gideri
C_{BT}	Buhar türbini fiyatı
N	Santralin güç çıkışı
t	Yıllık çalışma saati
F	Kömür fiyatı
r	İskonto oranı
i	İnşaat süresince faiz
γ	Yıllık bakım ve onarım oranı



KISALTMA LİSTESİ

AB	Alçak Basınç
ABI	Alçak Basınç Isıtıcısı
ABT	Alçak Basınç Türbini
BSP	Besleme Suyu Pompası
BSPT	Besleme Suyu Pompası Türbini
DCA	Drain Cooler Approach
DEG	Degazör
DES	Desüperhiter
ETKB	Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı
JEN	Jeneratör
KON	Kondenser
OB	Orta Basınç
OBT	Orta Basınç Türbini
TEİAŞ	Türkiye Elektrik İletim Anonim Şirketi
TTD	Upper Terminal Differences
YB	Yüksek Basınç
YBI	Yüksek Basınç Isıtıcısı
YBT	Yüksek Basınç Türbini

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Dünya genelinde kullanılan birincil enerji kaynağı tüketimi[1]	3
Şekil 1.2 Enerji tüketiminin sektörlere göre dağılımı[2]	4
Şekil 1.3 Yıllar itibarıyla elektrik enerjisi talebi ve artış oranı[4].....	7
Şekil 1.4 Yıllar itibarıyla puant talep ve artış oranı[4]	7
Şekil 1.5 Yıllar itibarıyla puant talep ve enerji talebi artış oranları (%) [4]	8
Şekil 1.6 2015 yılı elektrik üretim ve tüketiminin aylık dağılımı (GWh)[4]	8
Şekil 1.7 2015 Yılı üretiminin kaynaklara dağılımı (%) [4]	9
Şekil 1.8 2015 Yılı sonu itibarıyla kurulu gücün kaynaklara göre dağılımı (%) [4]	9
Şekil 1.9 Talep tahmini referans (Baz) Talep[5]	11
Şekil 1.10 Enerji santrallerinin sınıflandırılması[6]	11
Şekil 2.1 İki Carnot buhar çevriminin T -s diyagramı[7]	13
Şekil 2.2 Basit ideal Rankine çevrimi[7]	14
Şekil 2.3 Kızdırmanın Rankine çevrim verimine etkisi[8]	16
Şekil 2.4 Kazan basıncının Rankine çevrim verimine etkisi[8]	16
Şekil 2.5 Egzoz basıncının Rankine çevrim verimine etkisi[8]	17
Şekil 2.6 Ara kızdırmanın Rankine çevrimi verimine etkisi[8]	18
Şekil 2.7 Açık besleme suyu ön ısıtıcılı sistem[8]	19
Şekil 2.8 Kritik basınç üzerinde çalışan örnek bir ideal Rankine çevrimi[9]	19
Şekil 2.9 Buhar şartlarına bağlı olarak türbindeki özgül ısı tüketimi[8]	20
Şekil 2.10 Kapalı besleme suyu ısıtıcısı için sıcaklık profili[8]	22
Şekil 2.11 TTD'nin türbin özgül ısı sarfiyatına etkisi, ısıtıcı 7 (500MW) çevrim, yüksek basınç ısıtıcısı 6 ve 7[8].....	22
Şekil 2.12 TTD'nin türbin özgül ısı sarfiyatına etkisi, ısıtıcı 7 (500MW) çevrim, alçak basınç ısıtıcısı 1, 2, 3 ve 4[8]	22
Şekil 2.13 DCA'nın türbin özgül ısı sarfiyatına etkisi, ısıtıcı 7 (500MW) çevrim[8]	23
Şekil 2.14 Ara kızdırma basınç düşüşü doğrulama eğrisi[8].....	23
Şekil 2.15 Standartlaştırılmış net türbin özgül ısı tüketimine santral %100 ve %50 yüklerde çalışırken yanma havası ön ısıtıcısının etkisi[8]	25
Şekil 2.16 -15 °C (5 °F) aşırı soğuma için çeşitli valf akışlarında türbin özgül ısı sarfiyatına etkisi[8].....	26
Şekil 2.17 Aşırı soğutmanın çeşitli miktarda ve farklı türbin yüklemelerinde türbin özgül ısı sarfiyatına etkisi[8].....	26
Şekil 2.18 %1 Taze Buhar ve ara buhar sprey akışlarında çeşitli akış kısılmalarında türbin güç çıkışına ve özgül ısı tüketimine etkileri[8].....	27

Şekil 2.19 Yaş termometre sıcaklığındaki değişimin türbin çıkış gücüne ve özgül ısı sarfiyatına etkisi[8]	28
Şekil 2.20 Ultra-süperkritik termik santral basitleştirilmiş diyagramı[9]	31
Şekil 2.21 Çeşitli güç teknolojilerin termik verimlerinin karşılaştırılması[9].....	32
Şekil 2.22 CO ₂ emisyonunun termik santrallerdeki verime bağlı grafiği[10].....	32
Şekil 2.23 Buhar sıcaklık ve basıncının özgül ısı sarfiyatına etkisi[9]	34
Şekil 4.1 Kömür yakıtlı termik santral şeması[20]	46
Şekil 4.2 100 ton taşıma kapasitesine sahip kömür kamyonu[20]	47
Şekil 4.3 25 ton taşıma kapasitesine sahip kömür kamyonu[20]	47
Şekil 4.4 Ray sistemi ile kömürlerin taşınması[20]	48
Şekil 4.5 Karadan Konveyör sistemi[20]	49
Şekil 4.6 Bredford Kırıcısı [20]	54
Şekil 4.7 Kafes Kırıcıları [20]	55
Şekil 4.8 Ufalayıcılar [20].....	55
Şekil 4.9 Darbeli Kırıcı [20]	56
Şekil 4.10 Darbeli Kırıcı [20]	56
Şekil 4.11 Çift Merdaneli Darbeli Kırıcı [20]	57
Şekil 4.12 Bilyalı Değirmen Örneği [20]	62
Şekil 4.13 Foster Wheeler MBF Değirmeni [20]	63
Şekil 4.14 Tamburlu Tip Değirmen [21]	64
Şekil 5.1 Katı yakıt kullanılan duman borulu bir kazanın basitleştirilmiş şeması[21]	66
Şekil 5.2 Su borulu kazanların inşaatları[22]	67
Şekil 5.3 Su borulu kazanların içten görünüşü [23]	68
Şekil 5.4 Su borulu kazanlardaki yakıcı ağızlar [23]	68
Şekil 5.5 Doğal sirkülasyonlu bir kazanın şeması [21].....	69
Şekil 5.6 Zoraki sirkülasyonlu bir kazanın şeması [21].....	69
Şekil 5.7 Seperatörlü bir Benson kazanının şeması [21]	70
Şekil 5.8 Akışkan yatağın çeşitli durumları [21]	73
Şekil 5.9 Sirkülasyonlu akışkan yataklı bir kazanın detay şeması[21]	75
Şekil 5.10 Özgül ısı sarfiyatının buhar basıncına bağlı eğrisi[9]	76
Şekil 5.11 Çeşitli buhar-su sirkülasyonu sistemlerinin şematik gösterimi	77
Şekil 5.12 Sirkülasyonlu akışkan yataklı kazan şeması[9]	78
Şekil 5.13 Modern termik santrallerdeki iki çeşit pulverize yakıtlı kazan çeşitleri	79
Şekil 5.14 Yerçekimi Yöntemi[21].....	81
Şekil 5.15 Mekanik ayrıştırma yöntemi [21]	81
Şekil 5.16 Santrifüj yöntemi [21]	82
Şekil 5.17 Yürür ızgara [21]	83
Şekil 5.18 Pülverize kömür sistemi [22]	83
Şekil 5.19 Pülverize kömür ocaklarında yakıcıların yerleştirilmesi [21].....	84
Şekil 5.20 Siklonlu ocak [21]	85
Şekil 5.21 Alev topunun yukarı - aşağı kaydırılması [21]	86
Şekil 5.22 Rekuperatif hava ön ısıtıcısı [22]	90
Şekil 5.23 Rejeneratif hava ön ısıtıcısı [22]	90
Şekil 5.24 Baca gazı fanları [21]	92
Şekil 5.25 Buharlı kurum üfleme [23]	93
Şekil 5.26 Sulu kurum üfleme [23]	93

Şekil 5.27 Kömür yakıtlı santrallerde kül-curuf alma yerleri [21]	94
Şekil 5.28 Son yanma ızgarası [22]	94
Şekil 5.29 Bir termik santralde elektrofiltre tesisi [22]	95
Şekil 5.30 İş akışkanının kritik-altı ve süper kritik kazanlarda karşılaştırılması[9]	97
Şekil 5.31 Kritik-altı ve Süper kritik kazanlarda ısı transfer prosesinin karşılaştırılması[9]	98
Şekil 6.1 Tek gövdeli, ara buharlı kondensasyonlu türbin kesiti[21]	101
Şekil 6.2 Üç gövdeli buhar türbinleri[23]	102
Şekil 6.3 İki basamaklı buhar türbini[23]	103
Şekil 6.4 Basınç basamaklı aksiyon türbinleri[21]	104
Şekil 6.5 İki basamaklı reaksiyon türbininin hız diyagramı[21]	106
Şekil 6.6 Bir alçak basınç türbin rotorunun gövdeye yerleştirilmesi[23]	107
Şekil 6.7 Tek ara kızdırmalı Ultra-süperkritik ürün grubu[24]	110
Şekil 6.8 Kombine edilmiş YB/OB bölgesi Ultra-süperkritik türbini[24]	110
Şekil 6.9 Ayrı YB/OB bölgesi Ultra-süperkritik türbini[24]	111
Şekil 6.10 Ayrı YB ve çift akışlı OB bölgesi Ultra-süperkritik türbini[24]	111
Şekil 6.11 Çift ara kızdırmalı Ultra-süperkritik ürün grubu[24]	112
Şekil 6.12 Çift ara kızdırmalı Ultra-süperkritik türbinin YB ve ara kızdırma bölümleri[24]	112
Şekil 7.1 Tek geçişli kondense şeması[21]	113
Şekil 7.2 İki geçişli kondenser şeması[21]	114
Şekil 7.3 Kondenser borularının aynaya yerleştirilişi[22]	115
Şekil 7.4 Ejektör[21]	115
Şekil 8.1 Doğal çekimli soğutma kulesi[21]	118
Şekil 8.2 Zoraki çekimli soğutma kulesi[21]	118
Şekil 8.3 Direkt tip kuru soğutma kulesi[21]	120
Şekil 8.4 Yüzeyli tip kondenserli indirekt kuru soğutma kulesi[21]	120
Şekil 8.5 Karışmalı tip kondenserli indirekt kuru soğutma kulesi[21]	121
Şekil 8.6 Hamitabat soğutma kuleleri[22]	122
Şekil 9.1 Soma Termik Santrali T-s Diyagramı	125
Şekil 9.2 Kritik-altı termik santrali (Soma Termik Santrali) akış şeması	126
Şekil 9.3 Uygulama 1 santrali T-s diyagramı	129
Şekil 9.4 Tek ara kızdırmalı altı buhar çekimli süperkritik termik santrali akış şeması	130
Şekil 9.5 Uygulama 2 santrali T-s diyagramı	133
Şekil 9.6 Çift Ara Kızdırmalı Yedi Buhar Çekimli Ultra-Süperkritik Termik Santrali akış şeması	134
Şekil 9.7 Uygulama 3 santrali T-s diyagramı	138
Şekil 9.8 Çift ara kızdırmalı on buhar çekimli Ultra-Süperkritik Termik Santralin akış şeması	139
Şekil 9.9 Uygulama 4 santrali T-s diyagramı	143
Şekil 9.10 Çift ara kızdırmalı on buhar çekim ve besleme suyu pompası türbinli ultra-süperkritik termik santrali akış şeması	144
Şekil 9.11 Sistemlerin yıllık 8760 saat çalışması durumunda kömür fiyatına bağlı olarak elektrik üretim fiyatı değişim grafikleri	164

Şekil 9.12 Sistemlerin yıllık 8760 saat çalışması durumunda Uygulama 2'nin Uygulama 1'e, Uygulama 3'ün Uygulama 2'ye, Uygulama 4'ün Uygulama 3'e göre kömür fiyatına bağlı amortisman sürelerinin değişim grafikleri	164
Şekil 9.13 Sistemlerin yıllık 7900 saat çalışması durumunda kömür fiyatına bağlı olarak elektrik üretim fiyatı değişim grafikleri	165
Şekil 9.14 Sistemlerin yıllık 7900 saat çalışması durumunda Uygulama 2'nin Uygulama 1'e, Uygulama 3'ün Uygulama 2'ye, Uygulama 4'ün Uygulama 3'e göre kömür fiyatına bağlı amortisman sürelerinin değişim grafikleri.....	166
Şekil 9.15 Sistemlerin yıllık 6900 saat çalışması durumunda kömür fiyatına bağlı olarak elektrik üretim fiyatı değişim grafikleri	166
Şekil 9.16 Sistemlerin yıllık 6900 saat çalışması durumunda Uygulama 2'nin Uygulama 1'e, Uygulama 3'ün Uygulama 2'ye, Uygulama 4'ün Uygulama 3'e göre kömür fiyatına bağlı amortisman sürelerinin değişim grafikleri	167
Şekil 9.17 Sistemlerin yıllık 5900 saat çalışması durumunda kömür fiyatına bağlı olarak elektrik üretim fiyatı değişim grafikleri	168
Şekil 9.18 Sistemlerin yıllık 5900 saat çalışması durumunda Uygulama 2'nin Uygulama 1'e, Uygulama 3'ün Uygulama 2'ye, Uygulama 4'ün Uygulama 3'e göre kömür fiyatına bağlı amortisman sürelerinin değişim grafikleri.....	168
Şekil 10.1 Sistemlerin enerji verimlerinin karşılaştırılması	171
Şekil 10.2 Sistemlerin ekserji verimlerinin karşılaştırılması.....	173

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1.1 2015 yılı sonu itibariyle üretim ve tüketime ilişkin veriler[4].....	6
Çizelge 1.2 Türkiye için 2016-2025 yılı arası talep tahminleri[5]	10
Çizelge 2.1 Besleme suyu ısıtıcılarının sayısı[8]	20
Çizelge 2.2 500 MW ünitadaki besleme suyu ön ısıtıcısının (ısıtıcı 7) servis dışı edilmesi.....	29
Çizelge 4.1 Çeşitli kömür iletim yollarının kullanım yüzdeleri[20]	45
Çizelge 4.2 Kömür depolama şekil ve boyutları [20]	52
Çizelge 4.3 Temel (Ana) Kırma İçin Ekipman Özellikleri [20]	57
Çizelge 4.4 İkinci Kırma için Ekipman Özellikleri [20]	58
Çizelge 4.5 Değirmenler için Ekipman Özellikleri [20]	59
Çizelge 4.6 Yanma Prosesinin Yakıtlara Göre Boyutlandırılması [20]	60
Çizelge 4.7 Yakıt Boyutlandırma Ekipmanları [20]	60
Çizelge 5.1 Taze Buhar ve ara kızdırma sıcaklığının net elektrik verimine etkisi	87
Çizelge 5.2 Buhar parametrelerinin ve besleme suyu sıcaklığının kazan verimi üzerine etkisi[9]	88
Çizelge 5.3 Farklı buhar parametrelerindeki ısı emilim oranı gösterir[9]	98
Çizelge 9.1 Kritik-altı termik santralinin (Soma Termik Santrali) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri.....	127
Çizelge 9.2 Süperkritik Termik Santralin (Uygulama 1) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri.....	131
Çizelge 9.3 Ultra- süperkritik Termik Santralin (Uygulama 2) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri.....	135
Çizelge 9.4 Ultra- süperkritik Termik Santralin (Uygulama 3) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri.....	140
Çizelge 9.5 Ultra- süperkritik Termik Santralin (Uygulama 4) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri.....	145
Çizelge 9.6 Farklı yükler altında sistemlerin enerji analizlerinin karşılaştırılması.....	149
Çizelge 9.7 Ana bileşenlerin ekserji kayıpları.....	150
Çizelge 9.8 Sistemlerde kullanılan kömürün özellikleri.....	150
Çizelge 9.9 Soma Termik Santralinin ekserji analizi.....	152
Çizelge 9.10 Uygulama 1 ekserji analizi.....	153
Çizelge 9.11 Uygulama 2 ekserji analizi.....	154
Çizelge 9.12 Uygulama 3 ekserji analizi.....	155
Çizelge 9.13 Uygulama 4 ekserji analizi.....	156
Çizelge 9.14 750 MW gücündeki santrallerin yatırım maliyeti[9]	158

Çizelge 9.15 1000 MW gücündeki santrallerin yatırım maliyetleri.....	158
Çizelge 9.16 Ekonomik analiz sabit parametreleri.....	159
Çizelge 9.17 Santralin yıllık 8760 saat çalışma altında elektrik üretim fiyatı ve amortisman süreleri.....	160
Çizelge 9.18 Santralin yıllık 7900 saat çalışma altında elektrik üretim fiyatı ve amortisman süreleri.....	161
Çizelge 9.19 Santralin yıllık 6900 saat çalışma altında elektrik üretim fiyatı ve amortisman süreleri.....	162
Çizelge 9.20 Santralin yıllık 5900 saat çalışma altında elektrik üretim fiyatı ve amortisman süreleri.....	163



ULTRA-SÜPERKRİTİK TERMİK SANTRALLERİN TERMODİNAMİK VE EKONOMİK ANALİZİ

Erman ÖZEN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Burhanettin ÇETİN

Küresel ısınma, dünyayı tehdit eden en önemli sorunlardan biridir. Çalışmalar atmosferdeki sera gazı konsantrasyonu ile küresel sıcaklık artışı arasında doğrusal bir orantı bulunduğunu göstermektedir. Birçok ülkede, elektrik üretimi yakıt olarak fosil kullanan buhar güç santrallerinde yapılmaktadır. Son yıllarda, birçok güç üretim şirketi termik santrallerde verimleri arttırmak ve çevresel etkileri azaltmak için çalışmalar yapmaktadır.

Diğer taraftan, elektrik enerjisi enerjinin en uygun formudur ve modern hayatın ayrılmaz bir parçasıdır. Ek olarak, enerji tüketim seviyesi, ülkelerin gelişmişlik seviyesini belirlemek için kullanılan kriterdir. Günümüzde elektrik enerjisinin %86'sı fosil yakıt kullanan termik güç santrallerinden ve %14'ü ise hidrolik, nükleer, rüzgar, güneş, jeotermal ve biyogazdan temin edilmektedir. Türkiye'de 2015 yılında, termik santraller kurulu güçte %58'lik paya sahipken, üretimde ise %69'luk bir paya sahip olmuştur.

Enerji, ekonomik ve sosyal gelişme için çok önemlidir ve diğer ülkelerde olduğu gibi Türkiye'de de yaşam kalitesini artırır. Fakat, Türkiye'de termik güç santrallerinde üretilen gücün ortalama %50'si, ithal yakıt kullanan santrallerde üretilmektedir. Özellikle doğalgaz ithalatı gün geçtikçe artmaktadır. Sonuç olarak enerji dönüşümü, enerji güvenliği, çevrenin korunması emisyon ve ithal yakıtın azaltılması için son derece önemlidir.

Türkiye'deki güç santrallerinin buhar parametreleri yaklaşık 130 Bar ve 550°C civarındadır. Ayrıca termik verimleri %30 ila %35 arasındadır. Bu santraller, yüksek oranda CO₂ salınımı yaparlar ve küresel ısınmaya katkıları yüksektir. Güç santrallerinin, enerji ve ekserji verimlerini arttırmak için yüksek buhar şartları altında işletilmelidir. Taze Buhar basıncı 300 bar'a kadar ulaşabilir ve Taze Buhar sıcaklığı 600 °C'ye kadar yükseltilebilir. Bu yüzden, Ultra-süperkritik termik santraller, enerji ve ekserji verimlerini arttırmak için Türkiye ve diğer ülkeler için oldukça önemlidir ve dışa bağımlılığı azaltmak için en iyi çözüm yollarından biridir.

Bu çalışmada, 5 farklı termik güç santralinin analizi Ebsilon Professional programı kullanılarak analiz edilmiştir. Bir adet kritik-altı, bir adet süper-kritik ve üç adet Ultra-süperkritik termik santral bulunmaktadır. Kritik-altı termik santralin buhar parametreleri, Soma Termik Santrali'nden alınmıştır. Farklı yüklemeler altında, Ultra-süperkritik termik santrallerindeki enerji ve ekserji analizleri incelenmiştir. Kritik-altı olarak işletilen Soma Termik Santrali tek ara kızdırma, bir adet yüksek basınç(YB) türbini, bir adet orta basınç (OB) türbini, bir adet alçak basınç (AB) türbini, iki adet yüksek basınçlı besleme suyu ısıtıcısı (YBI), dört adet alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı (ABI) ve bir adet degazörden (DEG) oluşmaktadır. Soma Termik Santrali'nin Taze Buhar basıncı 139,26 Bar ve 540 °C'dir. Ultra-süperkritik buhar şartlarında işletilen Uygulama 4 ise çift ara kızdırma, bir adet YB türbini, iki adet OB türbini, bir adet AB türbini, dört adet YBI, altı adet ABI ve bir adet DEG'den oluşmaktadır. Uygulama 4'ün buhar parametreleri 600 °C ve 300 Bar olarak alınmıştır. Uygulama 4'ün termik verimi, Soma Termik Santrali ile karşılaştırıldığında, %100 yükleme altında %9,241, %75 yükleme altında %8,217 ve %50 yükleme altında %7,672 artmıştır. Uygulama 4'ün ekserji verimi, Soma Termik Santrali ile karşılaştırıldığında ise, %100 yükleme altında %8,062, %75 yükleme altında %7,198 ve %50 yükleme altında ise %6,692 yükselmiştir. Bu sonuçlar, buhar şartlarının, ara kızdırma ve besleme suyu ısıtıcılarının sayısının enerji ve ekserji verimi üzerinde büyük etkisi olduğunu göstermiştir. Son olarak, çalışmada sistemlerin ekonomik analizleri de farklı şartlar altında incelenmiş ve elektrik üretim maliyeti en yüksek santral kapasitesinin %50, yıllık çalışma saatinin 5900 ve kömür fiyatının 37,14 \$/ton olması durumunda, en düşük ise santral kapasitesinin %100, yıllık çalışma saatinin 8760 ve kömür fiyatının 8,57 \$/ton olması durumunda gerçekleştiği bulunmuştur. Ayrıca, en kısa amortisman süresi ise santral kapasitesinin %100, yıllık çalışma saati 8760 ve kömür fiyatının 37,14 \$/ton olması durumunda gerçekleşir.

Anahtar Kelimeler : Termik Verim, Ekserji Verimi, Kritik-altı Termik Santral, Ultra-Süperkritik Termik Santral, Enerji, Ekserji

**THERMODYNAMIC AND ECONOMIC ANALYSIS AT
ULTRA-SUPERCRITIC POWER PLANTS**

Erman ÖZEN

Department of Mechanic Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Burhanettin ÇETİN

Global warming has been one issue of great concern in the world. The study shows that there is a very good correlation between the greenhouse gas concentration in atmosphere and the global temperature. In most countries, electricity are generated by steam power plants that are driven by fossil fuels. During the past decade, many power generation companies have analyzed to process improvement in steam power plants by taking measures to improve the efficiency and minimize the environmental impact.

On the other hand, electric power is the most convenient form of energy and is an integral part of modern life. In addition, the energy consumption level is used as the criteria to indicate the development level of the countries.

Currently, 86% of primary energy in the world approximately produced from fossil fuels (coal, petroleum, fuel-oil, naturel gas) fired thermal power plants (TPPs), whereas %14 of the electricity is compensated from different sources such as hydraulic, nuclear, wind, solar, geothermal and biogas. In Turkey, although the share of TPPs generating electricity is almost 58% within the total installed power, its ratio at the compensation of electricity demand is about 69% (37,9% natural gas, 28,7 % coal and 2% others) in 2015.

Energy is very essential for economic and social development and improved quality of life in Turkey, as in other countries. However, In Turkey, 50% of the amount of electricity generated from thermal power plants is depended on imported fuel sources, especially natural gas. As a result, energy conservation is extremely significant to energy security, environment protection and emission and imported fuel reduction in Turkey.

The live steam parameters of power plants at Turkey are around 130 Bar and 550 °C and their thermal efficiency are between 30% and 35%. They release great ratio of CO₂ and contribute global warming effect. Power plants should operate at a high parameter condition in supercritical and Ultra-supercritical domains to increase energy and exergy efficiencies. Live steam pressure can reach 30 MPa and live steam temperature has increased to 600 °C. Therefore, USC power plants are obligation for Turkey and other countries to improve energy and exergy efficiencies and Ultra- supercritic power plants (USCPPs) is will be one of the best choice to decrease external dependence at energy.

In this study, five TPPs have been analysed by using Ebsilon Professional software. There are one sub-critic power plant, one super-critic power plant and three Ultra-supercritic power plants at this thesis. Steam parameters of the sub-critic power plant are given from Soma Power Plant. Improvement of energy and exergy analysis of Ultra-supercritic power plants under various load conditions have been investigated. Soma Power Plant(Base Case) which operates sub-critic, has single reheat stagge, one high pressure(HP) turbine, two intermediate pressure(IP) turbine, low pressure(LP) turbine, two high pressure regenerative heaters(HPRHs) and four low pressure regenerative heaters(LPRHs) with one deaerator(DEA). Live steam conditions of Soma Power Plant set at 139,26 Bar and 540 °C. Case 4 which operates Ultra-supercritic, has double reheat stages, one HP turbine, two IP turbine, one LP turbine, 4 HPRHs, 6LPRHs with one DEA. Steam parameters of Case 4 is 300 Bar and 600 °C, respectively. Thermal efficiency of Case 4 under 100%, 75% and 50% load condition are increased 9,241%, 8,217% and 7,672% compared with Soma Power Plant. Exergy efficiency of Case 4 under 100%, 75% and 50% load conditions rise 8,062%, 7,198% and 6,692% compared with Soma Power Plant. The result indicates that steam conditions and adding reheat stage, HPRHs, LPRHs have huge role to improve thermal and exergy efficiencies. Finally, economic analysis of all cases have been investigated under various conditions and the highest cost of electricity occurs in case of working %50 load, 5900 h/yr and choosing coal price 37,14 \$/tonne. The lowest cost of electricity occurs in case of working %100 load, 8760 h/yr and choosing coal price 8,57 \$/tonne. Moreover, period of redemption changes depending on plant load, capacity and coal price.

Keywords: Thermal Efficiency, Exergy Efficiency, Sub-Critical Power Plant, Ultra Super-Critical Power Plant, Energy, Exergy

1.1 Literatür Özeti

Elektrik enerjisi günümüzde artan talepten ve küresel ısınmadan dolayı bir çok ülkenin önemli konuları arasına girmiştir. Elektrik üretimi, fosil yakıtlardan ve yenilenebilir kaynaklardan üretilmekte olup, ülkelerin coğrafi konumuna ve fosil rezerv miktarına göre şekillenmektedir. Fosil yakıtlı üretim şekillerinden birisi de buharlı güç santralleridir. Genelde buharlı güç santrallerinden kritik-altı santraller tercih edilsede, günümüzde kritik-üstü santrallerin sayısı yüksek verim ve düşük CO₂ emisyonundan dolayı hızla artmaktadır. Literatürde, kritik-üstü buharlı güç santrallerinin verim arttırma ve emisyon düşürme yöntemleri ile ilgili makale sayısı gün geçtikçe artmaktadır. Özellikle Çin’de buharlı güç santralleri büyük bir öneme sahip olduğundan, orada bulunan bilim adamları bu konu hakkında bir çok makale yayınlamaya başlamışlardır.

1.2 Tezin Amacı

Ülkemizde termik güç santralleri elektriğin %69’unu üretmektedir ve doğalgaz büyük bir bölümünü karşılamaktadır. Bu tezin amacı ülkemizde kritik-üstü termik santraller kurularak hem doğal gaz nedeniyle olan dışa bağımlılığın azaltılmasını sağlamak ve kritik-altı santraller yerine kritik-üstü santraller kullanılarak emisyon değerlerinin nasıl düşürüleceğini göstermektedir. Ayrıca, santralin verim arttırma yöntemleri ekonomik analizleri belli parametreler kullanılarak incelenmiştir.

1.3 Hipotez

Buharlı güç santralleri belirli iki sıcaklık arasında çalışan çevrimlerdir. Bu çevrimlerin verimlerini arttırmak için ya sistemin ortalama sıcaklığı arttırılmalı veya düşük sıcaklık kaynağının sıcaklığı azaltılmalıdır. Sistemin ortalama sıcaklığını arttırmak için Taze Buharın giriş şartlarının yükseltilmesi, ara kızdırıcıların eklenmesi veya besleme suyu ön ısıtıcılarının eklenmesiyle gerçekleştirildiği gözlemlenmiştir. Düşük sıcaklık kaynağının sıcaklığını azaltma işlemi kondenser basıncının düşürülmesiyle gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Bu işlemler gerçekleştirilerek sistemlerin enerji ve ekserji verimlerinin yükseldiği ve ekonomik analiz parametrelerinin ise kömür fiyatına, yıllık işletme saatine ve santralin kapasite bağlı olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

1.4 Enerji ve Toplum

Elektrik enerjisi, enerjinin en uygun formudur ve modern hayatın ayrılmaz parçasıdır. Enerji tüketiminin miktarı, ülkelerin ve toplulukların yaşam standartlarını anlamak için kullanılan en önemli parametrelerden biridir. Nüfus artışı, şehirleşme, sanayileşme ve teknolojik gelişmeler enerji tüketimini direkt olarak etkiler. Şu anda dünya genelinde, toplam birincil enerji tüketiminin %86'sı fosil yakıtlı termik santraller tarafından karşılanmaktadır (kömür, fuel-oil, doğal gaz) ve geri kalan %14'lük kısmı ise hidrolik, nükleer, rüzgar, güneş, jeotermik ve biyogaz gibi farklı kaynaklardan sağlanmaktadır. Şekil 1.1, dünya genelinde kullanılan birincil enerji kaynağı tüketiminin 2015 yılındaki değerlerini göstermektedir.

Dünya genelinde, kömür enerji sektöründe yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Gelecek on yıl içerisinde de önemini korumaya devam edecektir. 2012 ila 2040 yılları arasında dünyada enerji için kullanılan kömür tüketiminin %10 düşerek %31 seviyesine gelmesi hedeflenmektedir. Kömür yakıtlı termik santraller dünyada enerji tedariğinin temelini oluşturmaktadır. Bunun nedeni ise güvenilirliği, kolay temin edilmesi, ucuzluğu ve elektrik üretimi için uygun teknolojiye sahip olmasıdır.

Diğer bir taraftan, küresel ısınma dünyanın en büyük tehditlerinden biridir. Çalışmalar sera gazı konsantrasyonu ile küresel sıcaklık arasında doğrudan bir ilişki olduğunu göstermektedir. CO₂ gazı, küresel ısınmaya neden olan sera gazlarının %50'sinden

fazlasını oluşturmaktadır. Dünyada toplam CO₂ gazının %30-40'ı, kömür yakıtlı termik santrallerden kaynaklanmaktadır.

Primary energy: Consumption by fuel*

Million tonnes oil equivalent	2014							2015						
	Oil	Natural gas	Coal	Nuclear energy	Hydro-electricity	Renewables	Total	Oil	Natural gas	Coal	Nuclear energy	Hydro-electricity	Renewables	Total
US	838.1	692.7	453.8	189.9	59.3	66.8	2300.5	851.6	713.6	396.3	189.9	57.4	71.7	2280.6
Canada	103.3	93.8	21.4	24.2	86.6	6.3	335.5	100.3	92.2	19.8	23.6	86.7	7.3	329.9
Mexico	85.2	78.1	12.8	2.2	8.6	3.0	190.0	84.3	74.9	12.8	2.6	6.8	3.5	185.0
Total North America	1026.6	864.6	487.9	216.3	154.5	76.1	2826.0	1036.3	880.7	429.0	216.1	150.9	82.6	2795.5
Argentina	30.9	42.4	1.5	1.3	9.3	0.8	86.3	31.6	42.8	1.4	1.6	9.6	0.9	87.8
Brazil	143.4	35.5	17.6	3.5	84.5	13.2	297.6	137.3	36.8	17.4	3.3	81.7	16.3	292.8
Chile	16.7	3.4	7.6	—	5.2	1.8	34.7	16.9	3.5	7.2	—	5.3	2.0	34.9
Colombia	14.6	9.8	6.0	—	10.1	0.3	40.9	15.5	9.5	7.0	—	10.1	0.4	42.5
Ecuador	12.0	0.6	—	—	2.6	0.1	15.3	11.7	0.6	—	—	3.0	0.1	15.4
Peru	10.2	6.5	0.9	—	5.0	0.3	22.9	10.9	6.8	0.9	—	5.3	0.4	24.1
Trinidad & Tobago	1.8	19.8	—	—	—	—	21.5	1.8	19.4	—	—	—	—	21.2
Venezuela	36.7	27.7	0.2	—	16.7	—	81.2	32.0	31.1	0.2	—	17.3	—	80.5
Other S. & Cent. America	63.6	6.9	3.0	—	20.9	3.4	97.8	65.0	6.9	3.0	—	20.7	4.3	100.0
Total S. & Cent. America	329.8	152.6	36.7	4.8	154.4	19.9	698.2	322.7	157.3	37.1	5.0	152.9	24.2	689.3
Austria	12.5	7.1	3.0	—	9.3	2.0	33.9	12.6	7.5	3.2	—	8.3	2.4	34.1
Azerbaijan	4.4	8.5	—	—	0.3	—	13.2	4.5	8.8	—	—	0.4	—	13.7
Belarus	7.3	16.5	—	—	—	—	24.9	7.1	15.5	—	—	—	—	22.6
Belgium	29.8	12.4	—	—	—	—	55.9	30.5	13.5	—	—	—	—	56.5
Bulgaria	3.9	2.4	6.4	3.6	1.0	0.6	17.9	4.2	2.6	6.7	3.5	1.3	0.7	18.9
Czech Republic	9.1	6.2	15.9	6.9	0.4	1.6	40.1	9.4	6.5	15.6	6.1	0.4	1.7	39.6
Denmark	7.9	2.8	—	—	—	—	17.5	8.1	2.9	—	—	—	—	16.9
Finland	8.6	2.3	4.1	5.4	3.0	2.9	26.3	8.3	1.9	3.5	5.3	3.8	3.1	25.9
France	76.9	32.6	8.7	98.8	14.0	6.5	237.5	76.1	35.1	8.7	99.0	12.2	7.9	239.0
Germany	110.4	64.0	78.8	22.0	4.4	32.3	311.9	110.2	67.2	78.3	20.7	4.4	40.0	326.6
Greece	14.4	2.4	6.7	—	1.0	1.7	26.3	14.8	2.5	5.7	—	1.3	1.9	26.3
Hungary	6.5	7.5	2.2	3.5	0.1	0.6	20.5	7.0	8.0	2.2	3.6	0.1	0.7	21.5
Ireland	6.5	3.7	2.0	—	0.2	1.3	13.7	6.9	3.8	2.2	—	0.2	1.6	14.6
Italy	55.8	50.7	13.1	—	13.1	14.1	146.8	59.3	55.3	12.4	—	9.9	14.7	151.7
Kazakhstan	13.5	6.9	35.5	—	1.9	—	57.7	12.7	7.8	32.6	—	1.8	—	54.8
Lithuania	2.6	2.1	0.2	—	0.1	0.3	5.2	2.6	2.1	0.2	—	0.1	0.3	5.3
Netherlands	39.6	28.8	9.1	0.9	—	2.6	81.1	38.7	28.6	10.6	0.9	—	2.7	81.6
Norway	10.2	4.2	0.9	—	30.6	0.6	46.4	10.2	4.3	0.8	—	31.1	0.6	47.1
Poland	23.9	14.6	49.4	—	0.5	4.0	92.4	25.1	15.1	49.8	—	0.4	4.6	95.0
Portugal	11.1	3.7	2.7	—	3.5	3.6	24.6	11.4	3.9	3.3	—	2.0	3.5	24.1
Romania	9.0	9.5	5.8	2.6	4.2	1.5	32.5	9.1	9.3	6.1	2.6	3.7	2.2	33.1
Russian Federation	150.8	370.7	87.6	40.9	39.7	0.1	689.8	143.0	352.3	88.7	44.2	38.5	0.1	666.8
Slovakia	3.4	3.8	3.4	3.5	1.0	0.4	15.5	3.8	3.9	3.3	3.4	0.9	0.5	15.8
Spain	59.0	23.7	11.6	13.0	8.8	16.0	132.1	60.5	24.8	14.4	12.9	6.3	15.4	134.4
Sweden	14.5	0.8	2.1	14.8	14.5	5.0	51.7	14.1	0.8	2.1	12.9	16.9	6.2	53.0
Switzerland	10.6	2.4	0.1	6.3	8.5	0.6	28.4	10.7	2.6	0.2	5.3	8.5	0.7	27.9
Turkey	34.4	40.2	36.1	—	9.2	2.8	122.8	38.8	39.2	34.4	—	15.1	3.8	131.3
Turkmenistan	6.3	24.9	—	—	—	—	31.3	6.4	30.9	—	—	—	—	37.3
Ukraine	10.0	33.1	35.6	20.0	1.9	0.4	101.0	8.4	25.9	29.2	19.8	1.4	0.3	85.1
United Kingdom	69.9	60.0	29.9	14.4	1.3	13.3	188.9	71.6	61.4	23.4	15.9	1.4	17.4	191.2
Uzbekistan	2.8	43.9	1.2	—	2.3	—	50.3	2.8	45.3	1.1	—	2.5	—	51.6
Other Europe & Eurasia	32.8	13.4	22.0	2.0	21.7	2.2	94.1	33.1	13.7	23.4	1.9	21.5	2.3	96.0
Total Europe & Eurasia	858.6	905.8	481.0	266.2	196.7	124.1	2832.3	862.2	903.1	467.9	264.0	194.4	142.8	2834.4
Iran	93.1	162.0	1.2	1.0	3.4	0.1	260.8	88.9	172.1	1.2	0.8	4.1	0.1	267.2
Israel	10.3	6.8	6.9	—	—	—	24.2	11.0	7.6	6.7	—	—	—	25.6
Kuwait	22.7	16.8	—	—	—	—	39.5	23.6	17.5	—	—	—	—	41.0
Qatar	10.0	35.7	—	—	—	—	45.7	10.9	40.6	—	—	—	—	51.5
Saudi Arabia	160.1	92.1	0.1	—	—	—	252.4	168.1	95.8	0.1	—	—	—	264.0
United Arab Emirates	37.6	59.6	1.6	—	—	—	99.0	40.0	62.2	1.6	—	—	—	103.9
Other Middle East	83.2	42.2	0.8	—	1.4	—	127.6	83.3	45.4	0.8	—	1.8	0.1	131.4
Total Middle East	417.1	415.3	10.7	1.0	4.8	0.4	849.2	425.7	441.2	10.5	0.8	5.9	0.5	884.7
Algeria	18.2	33.7	0.2	—	—	—	52.2	19.3	35.1	0.2	—	—	—	54.6
Egypt	38.3	43.2	0.7	—	3.0	0.3	85.5	39.2	43.0	0.7	—	3.0	0.4	86.2
South Africa	29.3	4.5	90.1	3.3	0.2	0.6	128.0	31.1	4.5	85.0	2.4	0.2	1.0	124.2
Other Africa	91.4	34.1	11.4	—	23.8	1.8	162.6	93.5	39.2	11.0	—	23.8	2.4	169.9
Total Africa	177.2	115.6	102.4	3.3	27.0	2.7	428.2	183.0	121.9	96.9	2.4	27.0	3.8	435.0
Australia	45.4	32.4	44.7	—	3.3	4.1	129.9	46.2	30.9	46.6	—	3.1	4.5	131.4
Bangladesh	5.7	21.5	0.9	—	0.1	—	28.3	5.5	24.1	0.8	—	0.2	0.1	30.7
China	526.9	169.6	1949.3	30.0	242.8	51.9	2970.3	550.7	177.6	1920.4	38.6	254.9	62.7	3014.9
China Hong Kong SAR	16.7	2.3	8.1	—	—	—	27.1	18.3	2.9	6.7	—	—	—	27.9
India	180.8	45.6	388.7	7.8	29.6	13.6	666.2	195.5	45.5	407.2	8.6	28.1	15.5	709.5
Indonesia	76.0	36.8	69.8	—	3.4	2.3	188.3	73.5	35.8	80.3	—	3.6	2.4	195.6
Japan	197.3	106.2	118.7	—	20.0	11.6	453.9	189.6	102.1	119.4	1.0	21.9	14.5	448.5
Malaysia	35.0	36.7	15.4	—	3.1	0.2	90.3	36.2	35.8	17.6	—	3.3	0.2	93.1
New Zealand	7.2	4.4	1.5	—	5.5	2.3	20.8	7.5	4.1	1.4	—	5.6	2.4	21.0
Pakistan	22.8	37.7	4.7	1.1	7.4	0.2	73.9	25.2	39.0	4.7	1.1	7.8	0.4	78.2
Philippines	16.1	3.2	10.6	—	2.1	2.4	34.4	16.4	3.0	11.4	—	2.2	2.7	37.7
Singapore	65.9	9.8	0.4	—	—	0.2	76.3	69.5	10.2	0.4	—	—	0.2	80.2
South Korea	107.9	43.0	84.6	35.4	0.9	1.2	273.1	113.7	39.2	84.5	37.3	0.7	1.6	276.9
Taiwan	45.4	15.5	39.0	9.6	1.0	0.9	111.4	46.0	16.5	37.8	8.3	1.0	1.0	110.7
Thailand	54.9	47.4	17.9	—	1.2	2.1	123.4	56.6	47.6	17.6	—	0.9	2.3	124.9
Vietnam	18.0	9.2	19.3	—	13.6	—	60.1	19.5	9.6	22.2	—	14.4	0.1	65.9
Other Asia Pacific	20.4	6.5	18.8	—	13.0	0.2	58.9	20.6	7.1	19.3	—	14.1	0.3	61.3
Total Asia Pacific	1442.2	627.7	2792.5	83.9	346.9	93.4	5386.6	1501.4	631.0	2798.5	94.9	361.9	110.9	5498.5
Total World	4251.6	3981.5	3911.2	575.5	884.3	316.6	13029.6	4331.3	3195.2	3839.9	583.1	892.9	364.9	13147.3
of which: OECD	2033.8	1436.8	1043.2	450.2	317.3	217.9	5499.2	2056.4	1458.9	979.2	447.6	314.6	246.3	5503.1
Non-OECD	2217.7	1644.7	2867.9	125.3	567.0	98.7	7521.4	2274.9	1676.3	2860.7	135.5	578.3	118.5	7644.2
European Union	591.2	346.0	267.2	198.5	84.5	118.3	1605.7	600.2	361.9	262.4	194.1	76.4	136.0	1630.9
CIS	198.7	509.0	162.6	61.5	53.3	0.6	985.7	188.5	490.9	154.2	64.6	51.5	0.6	950.4

*In this review, primary energy comprises commercially-traded fuels, including modern renewables used to generate electricity.

†Less than 0.05.

Note: Oil consumption is measured in million tonnes; other fuels in million tonnes of oil equivalent.

Şekil 1.1 Dünya genelinde kullanılan birincil enerji kaynağı tüketimi[1]

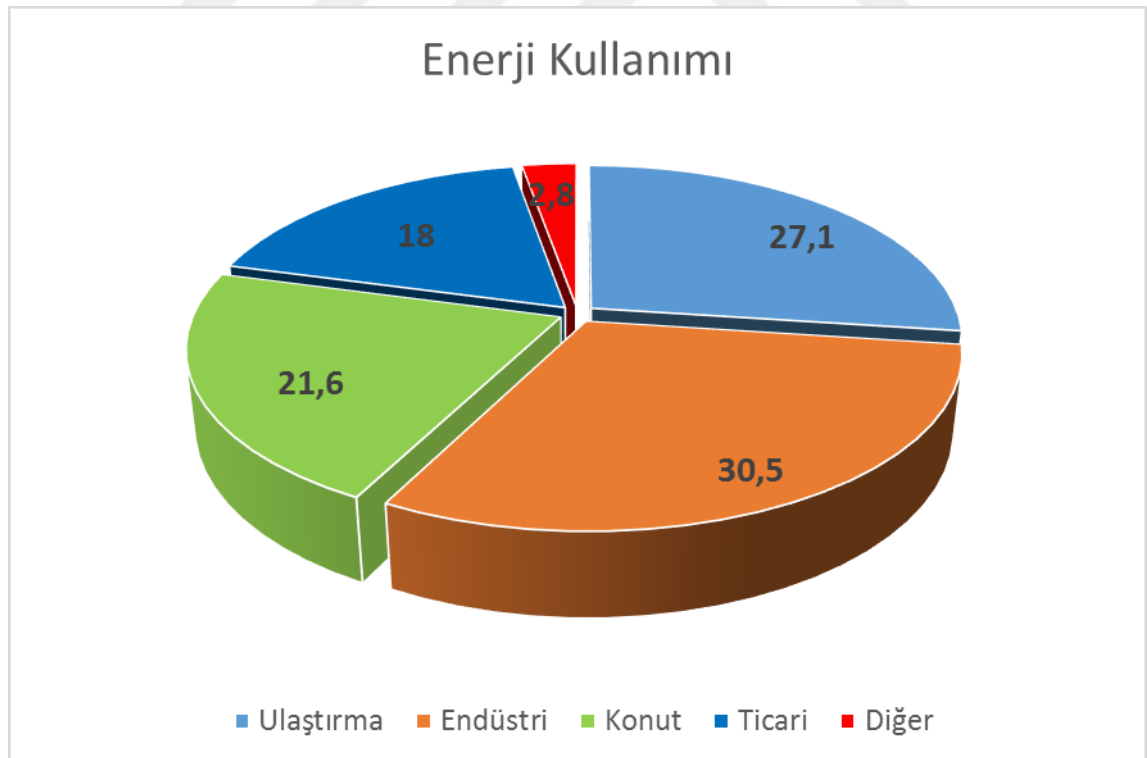
1.5 Enerji Kullanım Yerleri

Evlerde, işyerlerinde, işletmelerde ve ulaştırma gibi birçok sektörde çok fazla enerji kullanılmaktadır. Bu sektörlerden son kullanım noktasına göre enerji tüketen dört temel sektör vardır:

Sanayi sektörü; imalat, tarım, madencilik ve inşaat için kullanılan tesis ve donanımları içermektedir. Ulaştırma sektörü; otomobil, kamyon, otobüs, motorsiklet, tren, metro, uçak, tekne ve gemi gibi insan veya eşya taşıması yapan araçlardan oluşur. Konut sektörü; ev, daire, villa gibi barınma binalarından oluşur.

Ticari sektör; ofis alışveriş merkezi, mağaza, okul hastane, otel, depo, restoran, ibadet yeri ve bunun gibi binaları içerir. Her bir nihai kullanım sektörü, elektrik enerjisi sektörü tarafından üretilen elektriği tüketmek zorundadır.

2011 yılı verilerine göre, dünya enerji tüketiminin sektörel dağılımı şekil 1.2’de gösterilmektedir. Buna göre dünya enerji tüketiminde %27.1 ulaştırma, %30.5 endüstri, %21.6’sı konut sektörü ve %18’i ticari sektör pay almaktadır.



Şekil 1.2 Enerji tüketiminin sektörlere göre dağılımı[2]

1.6 Enerji Kullanımının Tarihçesi

Bilim ve teknoloji gelişmeleri son 30 yılda, önceden misli görülmemiş biçimde artmıştır. Özellikle, 1960 sonrasında endüstrileşmenin çevreye verdiği ve verebileceği zararlar daha da anlaşılır hale gelmiştir. Bunun sonucunda petrol atıkları ve atmosfere olan salınımlarının büyük ölçüde çevre kirlenmesine yol açtığı anlaşılmıştır. 1970 yıllarında ortaya çıkan petrol ve ekonomik kriz sonrasında, bir taraftan eldeki enerji kaynaklarının nasıl daha verimli kullanılmasının gerektiği, diğer taraftan da yenilenebilir enerji kaynaklarının gündeme gelmesi söz konusu olmuştur. Petrol kullanımının önemli oranda azaltılabileceği bugün artık teknik ve teknolojik olarak anlaşılmış ve binaların ısı yalıtımının geliştirilmesi, düşük enerji isteyen meteryallerin üretimi gibi konular ağırlık kazanmaya başlamıştır. Bilhassa, 1990'lı yıllarda fosil yakıtların çevreye verdiği zararlar ve atmosfer kirlenmesi daha iyi anlaşılmış, ancak özellikle gelişmiş ülkelere ekonomik sıkıntı ve kısıtlamalar getireceğinden uygulaması geciktirilmiştir. Diğer taraftan, 1980 sonrası petrol fiyatlarında görülen çok önemli düşüşler sonrasında artık çevre kirlenmesine karşı petrol kullanımını kısıtlayıcı tedbirlerin alınması yönündeki çalışmaların da yapılması ve özellikle uygulanması zorlaşmıştır. Bunun sonucunda, petrol ve fosil yakıtlara karşı daha ekonomik olabilecek yenilenebilir enerji kaynaklarının geliştirilmesi ve enerji tüketimindeki savurganlığa son vererek tasarruf tedbirlerin alınması zorlaşmıştır. Çünkü, çevre sorunlarının ekonomik sorunlarla rekabet etmesi çok zordur. Kazanan daima ekonomik sorunlar olmuştur, yerine göre çevre sorunları göz ardı edilmiştir. Ancak ekonomi geliştiği takdirde çevre sorunları ile mücadele edebilme yol ve yöntemleri ağırlık kazanır.

Verimliliğin artırılması, üretim yollarının değiştirilmesini, tasarım usullerinin geliştirilmesini, personel ve tüketicilerin eğitimini zorunlu kılar, fakat bu tür yeni atılımlar başlangıçta faydalı olmayabilir. Çünkü başlangıçta alt yapı tesislerini gerektirir, enerji temin yerlerinin geliştirilmesini ister ve müşteri beklentisini artırır.

1.7 Türkiye'deki Enerji Görünümü

1.7.1 Genel Görünüm

Çizelge 1.1'de 2015 yılı sonu itibariyle üretim ve tüketime ilişkin veriler geçtiğimiz yıllardaki değerler ile birlikte gösterilmiştir.

Çizelge 1.1 2015 yılı sonu itibariyle üretim ve tüketime ilişkin veriler[4]

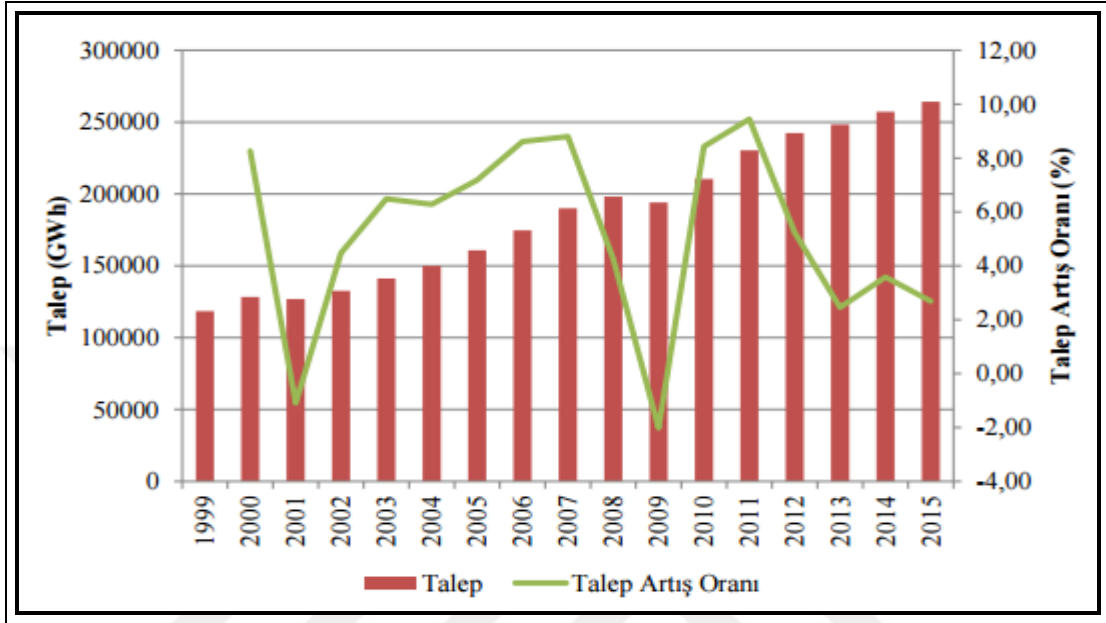
	Birim	2013	2014	Değişim(%) 2013 ⇒ 2014	2015	Değişim(%) 2014 ⇒ 2015
Kurulu Güç	MW	64.007	69.520	8,61	73.146,70	5,22
Puant Talep	MW	38.274	41.003	7,13	43.289,00	5,58
Üretim	GWh	242.121	251.962	4,06	259.690,30	3,07
İthalat	GWh	7.429	7.953	7,05	7.411,10	-6,81
İhracat	GWh	1.227	2.696	119,72	2.964,60	9,96
Tüketim	GWh	248.324	257.220	3,58	264.136,80	2,69

Çizelgede görüldüğü üzere 2014 yılına kıyasla 2015 yılında üretim ve tüketim sırasıyla %3,07 ve %2,69 oranlarında artmıştır. Benzer şekilde 2015 yılında puant talep ve kurulu güç sırasıyla %5,58 ve %5,22 oranlarında arttığı görülmektedir. Bir önceki yıl ile karşılaştırıldığında, üretim, tüketim, kurulu güç ve puant talep artış hızında yavaşlama dikkat çekmektedir.

İthalat bir önceki yıla göre %6,81 azalış göstererek 7,41 TWh olarak gerçekleşmiştir. İhracat ise %9,96 oranında artış ile 2,96 TWh'e ulaşmıştır. Elektrik fiyatlarında yaşanan düşüş ve döviz kurunda yaşanan yükseliş nedeniyle ithalat azalırken ihracatın arttığı gözlemlenmektedir. Ancak ihracatın ithalata oranı hala düşüktür ve ihracat, ithalatın yalnızca %40 kadarını karşılamaktadır. Türkiye zengin kömür rezervlerine sahip olmasına rağmen, yaklaşık yakıtının %50'sini ithal etmektedir. Eğer bu ithalat aynı oranda devam ederse, 2020 yılında Türkiye'nin ürettiği elektriğin %70'i ithal yakıtlarla gerçekleşecektir.

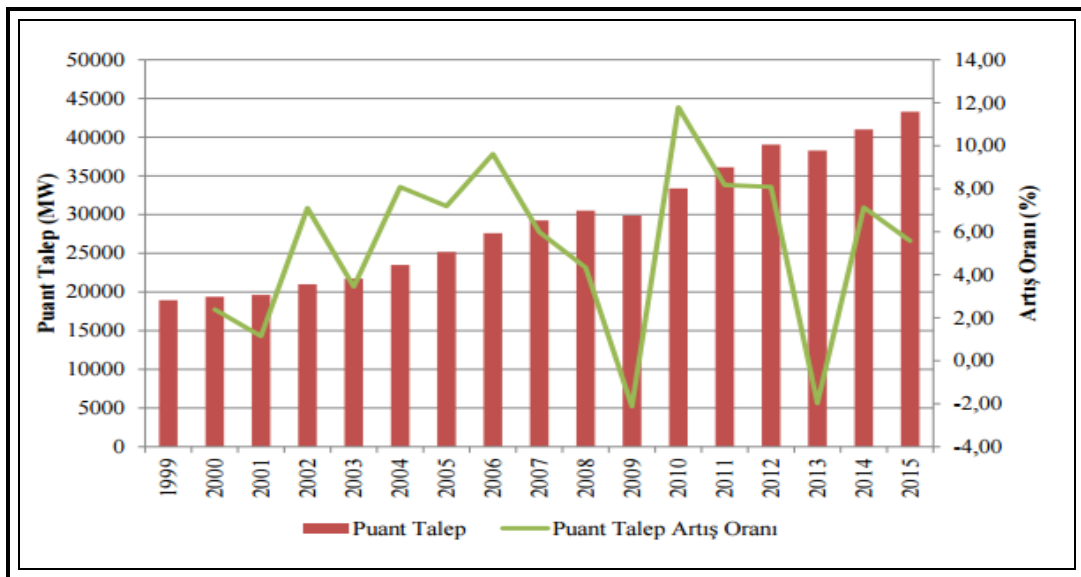
1.7.2 Üretim ve Tüketim

Şekil 1.3’de yıllar itibariyle enerji talebi ve artış oranı gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere enerji talebi 2009 yılından itibaren aralıksız artmakla beraber özellikle 2011 yılından itibaren artış hızında düşüş gerçekleşmiştir.



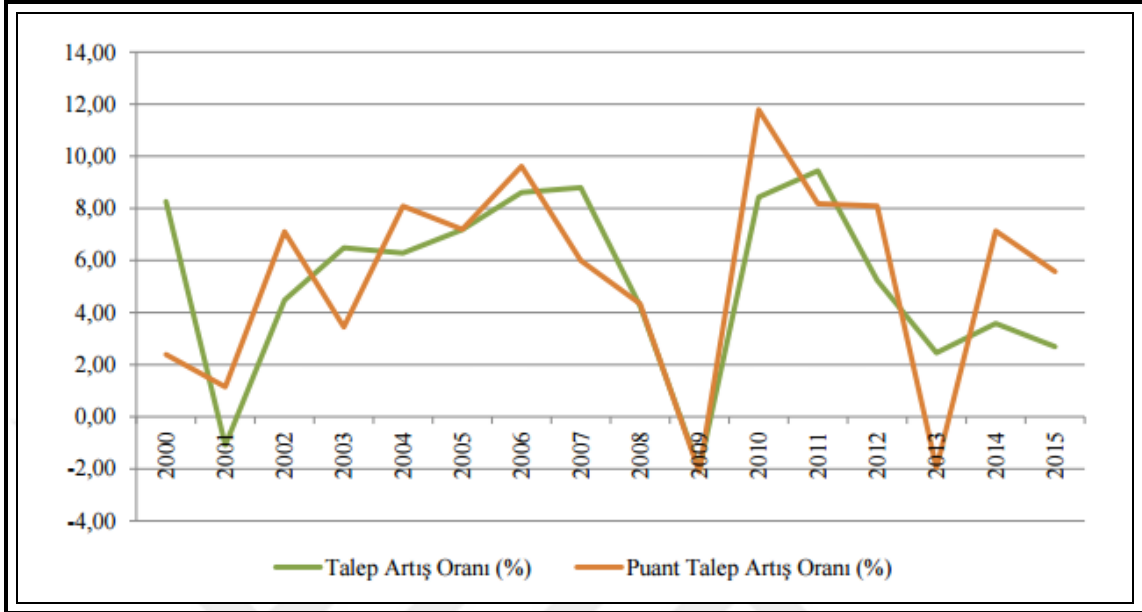
Şekil 1.3 Yıllar itibariyle elektrik enerjisi talebi ve artış oranı[4]

Puant talebin gelişimi ve artış oranı Şekil 1.4’de sunulmuştur. Puant talebin değişimi genel olarak enerji talebine benzer şekilde gerçekleşmiştir; ancak daha değişken hareket etmektedir. 2015 yılında puant talep artışının %5,58 olduğu görülmektedir.



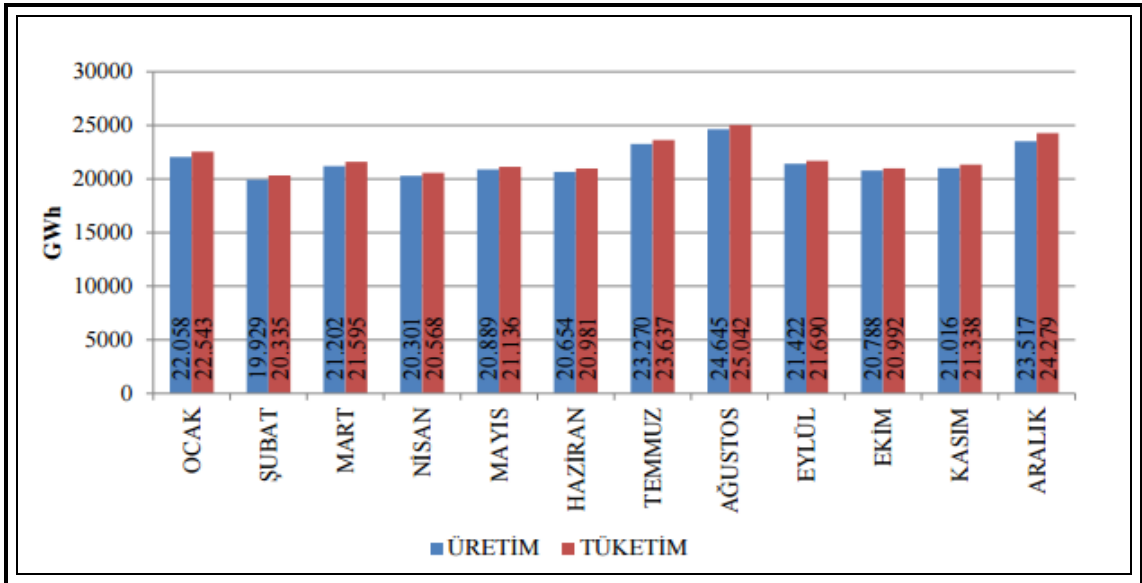
Şekil 1.4 Yıllar itibariyle puant talep ve artış oranı[4]

Şekil 1.5'te görüldüğü üzere enerji talebi ve puant talebin artış oranlarının genel olarak birbirlerine yakın gerçekleşmiştir. Bununla beraber son iki yılda fark ciddi oranda yükselmiştir.



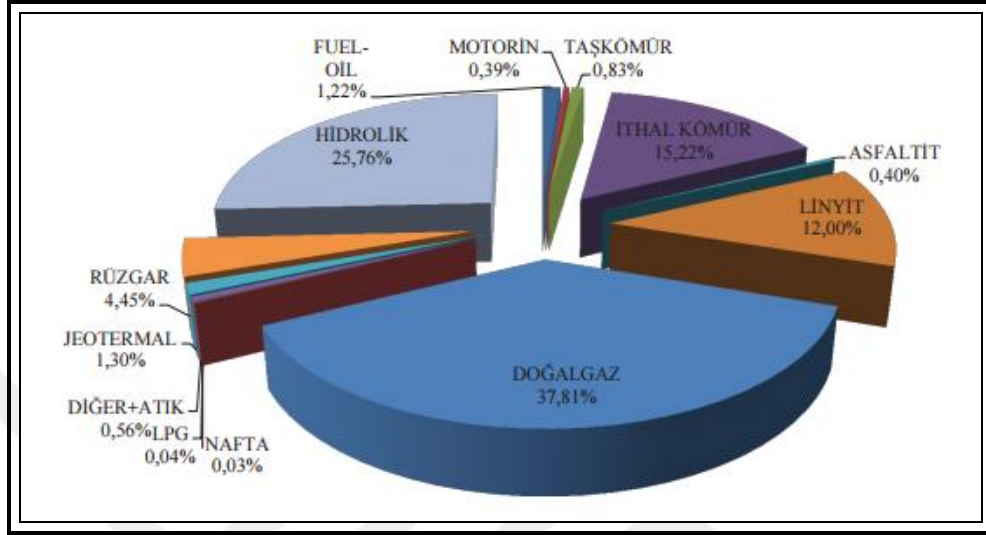
Şekil 1.5 Yıllar itibariyle puant talep ve enerji talebi artış oranları (%) [4]

İthalat ve ihracat değerlerinin, üretim ve tüketim oranlarının düşük olması nedeniyle üretim ve tüketim değerleri birbirlerine yakın gerçekleşmektedir. Şekil 1.6'da üretim ve tüketimin aylık değişimi gösterilmektedir. Aylık tüketim Ağustos ayında en yüksek değerlerine ulaşmıştır.



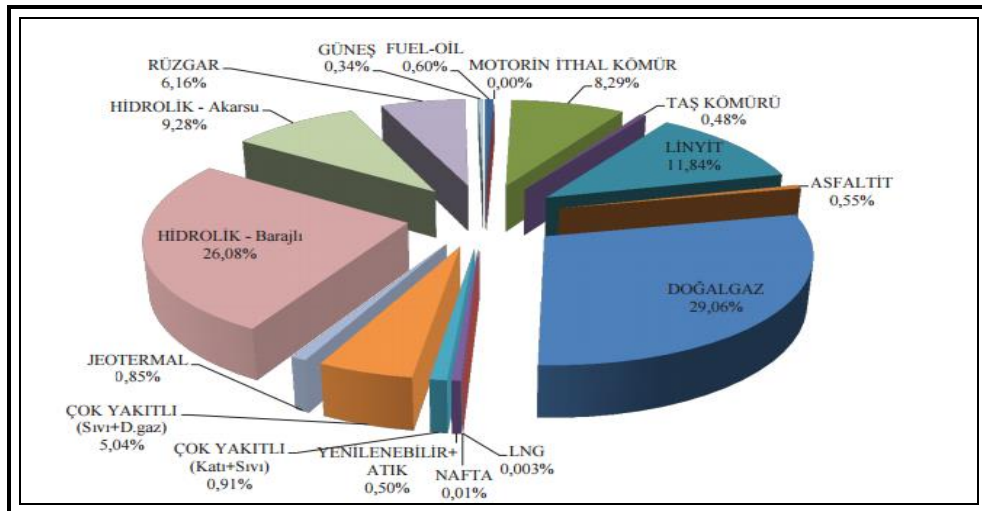
Şekil 1.6 2015 yılı elektrik üretim ve tüketiminin aylık dağılımı (GWh) [4]

Türkiye üretiminin kaynaklara göre dağılımı Şekil 1.7’de verilmiştir. Elektrik enerjisi üretiminde 2015 yılında doğalgaz yakıtlı santrallerin payı %37,81 olarak gerçekleşmiştir. Hidrolik, yerli kömür (linyit, taş kömürü ve asfaltit) ve ithal kömür santralleri ise sırasıyla %25,76, %13,23 ve %15,22 paya sahiptirler.



Şekil 1.7 2015 Yılı üretiminin kaynaklara dağılımı (%) [4]

Kurulu gücün yakıt türlerine göre dağılımı Şekil 1.8’de gösterilmiştir. Yakıt türleri arasında en yüksek kurulu güç payına %34,1 ile doğalgaz (sıvı ve doğalgaz yakıtlı santraller dahil) sahiptir. Doğalgazı, %26,08 ile hidrolik santraller ve %11,84 ile linyit santraller izlemektedir. Yenilenebilir enerji kaynaklarının (hidrolik dahil) toplam kurulu güç içerisindeki payı %42,71 olarak gerçekleşmiştir. Toplam termik kurulu gücün oranı ise %57,29 olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 1.8 2015 Yılı sonu itibariyle kurulu gücün kaynaklara göre dağılımı (%) [4]

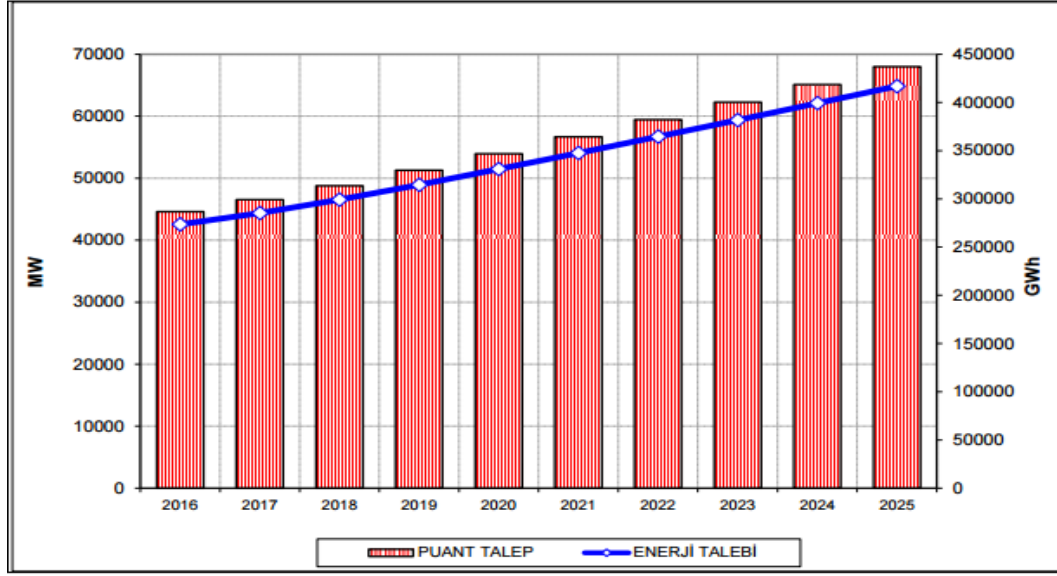
1.7.3 Türkiye için Talep Tahminleri

2016 – 2020 dönemini kapsayan Üretim Kapasite Projeksiyonu çalışmasında Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı (ETKB) tarafından, makro ekonomik hedeflere uygun olarak yapılan model çalışması sonucunda elde edilen 10 yıllık Referans (Baz) Talep, Yüksek ve Düşük Talep tahmin serileri bu bölümde verilmiş olup, çalışmada Referans (Baz) talep esas alınarak arz-talep dengeleri hesaplanmıştır. ETKB tarafından belirlenen Referans (Baz) tahminlerinde 10 yıllık ortalama artış Referans Talep serisinde %4,6 olarak gelişmektedir. Bu dönem için yük eğrisi karakteristiğinin değişmeyeceği kabulü ile puant yük serileri Türkiye Elektrik İletim Anonim Şirketi (TEİAŞ) tarafından hesaplanmıştır.

Elektrik Enerjisi Talep tahminleri Türkiye elektrik sistemi için geçerli olup, brüt taleptir. İletim ve dağıtım hatlarındaki kayıplar ve kaçak ile santrallerin iç ihtiyaçları dahildir. Ayrıca dağıtım sistemine bağlı ve Yük Tevzi Merkezi'nden talimat almayan üretim tesislerinin de üretimleri bu çalışmaya dahil edilmiştir.

Çizelge 1.2 Türkiye için 2016-2025 yılı arası talep tahminleri[5]

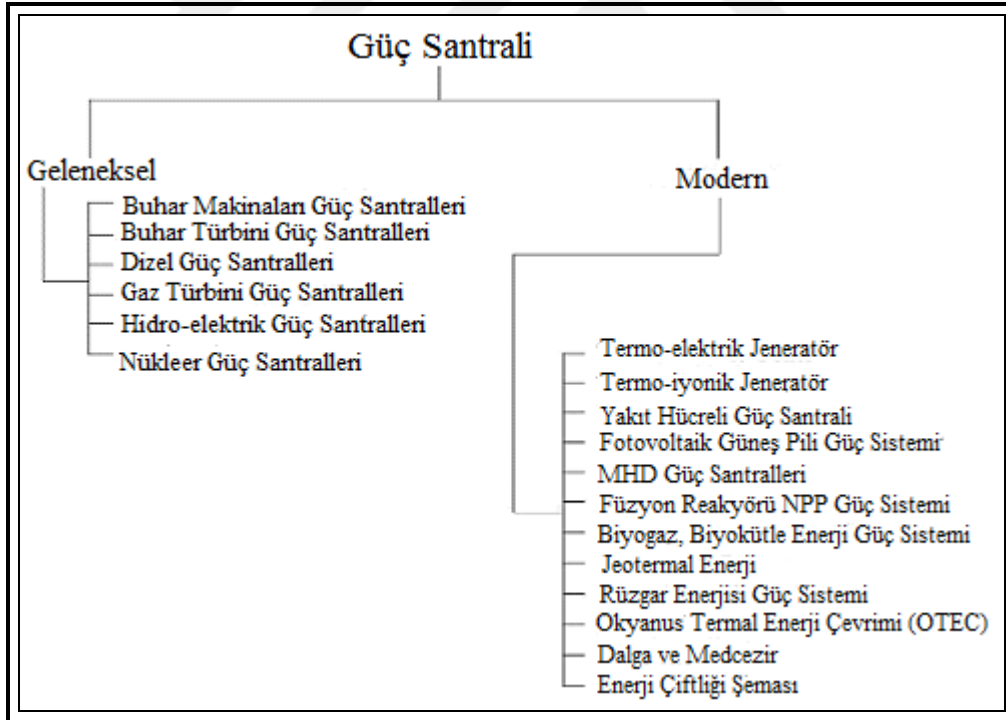
YIL	PUANT TALEP		ENERJİ TALEP	
	MW	Artış (%)	GWh	Artış (%)
2016	44604	3,0	273500	2,9
2017	46526	4,3	285300	4,3
2018	48793	4,9	299200	4,9
2019	51288	5,1	314500	5,1
2020	53947	5,2	330800	5,2
2021	56670	5,0	347500	5,0
2022	59459	4,9	364600	4,9
2023	62264	4,7	381800	4,7
2024	65101	4,6	399200	4,6
2025	67988	4,4	416900	4,4



Şekil 1.9 Talep tahmini referans (Baz) Talep[5]

1.8 Enerji Santrallerinin Sınıflandırılması

Enerji santrallerinin sınıflandırılması Şekil 1.10'da gösterilmiştir.



Şekil 1.10 Enerji santrallerinin sınıflandırılması[6]

RANKİNE BUHAR ÇEVİRİMİ VE SÜPERKRİTİK GÜÇ SANTRALLERİ

2.1 Carnot Buhar Çevrimi

Belirli iki sıcaklık sınırı arasında çalışan en yüksek verimli çevrim Carnot çevrimidir. Bu nedenle, buharlı güç santralleri için ideal bir çevrim düşünüldüğünde önce Carnot çevrimi akla gelmelidir. Eğer uygulanabilirse, Carnot çevriminin ideal buharlı güç çevrimi olarak seçilmesi gerekir. Fakat aşağıda açıklandığı gibi, Carnot çevrimi buharlı güç santralleri için ideal bir çevrim değildir. Su buharı, buharlı güç santrallerinde en uygun iş akışkanı olduğundan, aşağıdaki incelemeler boyunca iş akışkanının su buharı olduğu varsayılacaktır. Şekil 2.1(a) 'da görüldüğü gibi, saf bir maddenin doyma bölgesinde gerçekleşen, sürekli-akışlı bir Carnot çevrimi ele alalım. Akışkan, bir kazanda sabit sıcaklıkta (izotermik) ve tersinir olarak ısıtılmakta (1-2 hal değişimi), bir türbinde izentropik olarak genişlemekte (2-3 hal değişimi), bir yoğuşturucuda tersinir ve izotermik olarak yoğuşturulmakta (3-4 hal değişimi), ve bir kompresörde izantropik olarak sıkıştırılarak çevrimin başlangıcındaki haline getirilmektedir (4-1 hal değişimi).

Bu çevrimin uygulanmasında aşağıdaki nedenlerden dolayı çeşitli zorluklar vardır:

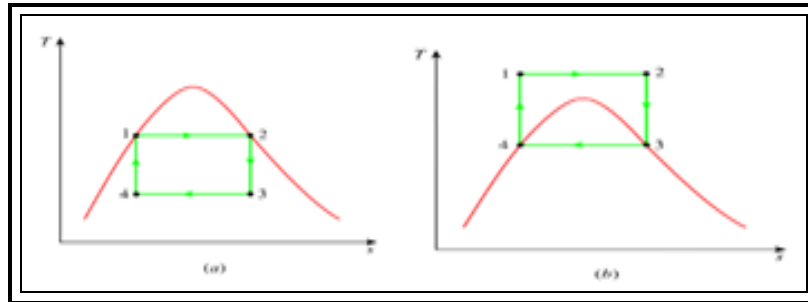
1. Isıtıcı içinde basıncın sabit tutulması, sıcaklığın doyma sıcaklığında sabit kalmasını sağlayacağından; iki fazlı bir sisteme veya sistemden sabit sıcaklıkta ısı geçişinin sağlanması uygulamada zor değildir. Bu nedenle 1-2 ve 3-4 hal değişimleri gerçek kazan ve yoğuşturucularda yaklaşık olarak sağlanabilir. Fakat ısı geçişinin iki fazlı sistemlerle sınırlanması, çevrimde kullanılabilecek en yüksek sıcaklığı önemli ölçüde kısıtlar (çevrimin en yüksek sıcaklığının kritik noktanın altında kalması gerekir ve bu değer su

için 374 °C'dir.) Çevrimin en yüksek sıcaklığının bu şekilde sınırlanması, ısı verimin de sınırlanması anlamına gelir. Çevrimin en yüksek sıcaklığının arttırılmasına yönelik herhangi bir girişim, ısı geçişinin iş akışkanına tek fazlı bölgede (kızgın buhar bölgesinde) uygulanması gerekir. Tek fazlı bölgede sabit sıcaklıkta ısı geçişinin sağlanması ise kolay değildir.

2. İzantropik genişleme işlemi (2-3 hal değişimi) iyi tasarlanmış bir türbinle yaklaşık olarak gerçekleştirilebilir. Fakat Şekil 2.1(a)'da görüldüğü gibi, genişleme işlemi sırasında buharın kuruluk derecesi azalır. Bu durumda türbinden geçen buhar içindeki sıvı zerreciklerinin miktarı artacaktır. Sıvı zerreciklerinin türbin kanatlarına çarpması, türbin kanatlarında aşınmaya yol açar. Bu bakımdan güç santrallerinde, türbindeki genişleme sırasında kuruluk derecesinin %90'ın altına düşmesi istenmez. Bu sorun, doğmuş buhar eğrisi çok dik olan bir akışkan kullanılarak çözülebilir.

3. İzantropik sıkıştırma işlemi (4-1 hal değişimi), sıvı-buhar karışımının doymuş sıvı haline sıkıştırılmasını gerektirmektedir. Bu işlemle ilgili iki zorluk vardır: Birincisi; yoğuşmanın dört halinde istenilen kuruluk derecesine sahip olarak son bulacak şekilde hassas olarak kontrol edilmesi kolay değildir. İkincisi, iki fazlı akışkanı sıkıştıracak şekilde bir kompresörün tasarlanması uygulama zordur.

Carnot çevriminin Şekil 2.1(b)'de görüldüğü gibi farklı bir biçimde gerçekleştirilmesiyle bu sorunlardan bazıları giderilebilir. Fakat bu kez, çok yüksek basınçlara izantropik sıkıştırma ve değişen basınç altında izotermik ısı geçişinin sağlanması gibi başka sorunlar ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle Carnot çevriminin gerçek makinalarda uygulanamayacağı ve buharlı güç çevrimleri için gerçekçi bir model oluşturulamayacağı sonucuna varırız.



Şekil 2.1 İki Carnot buhar çevriminin T-s diyagramı[7]

Carnot çevriminin verimi[7];

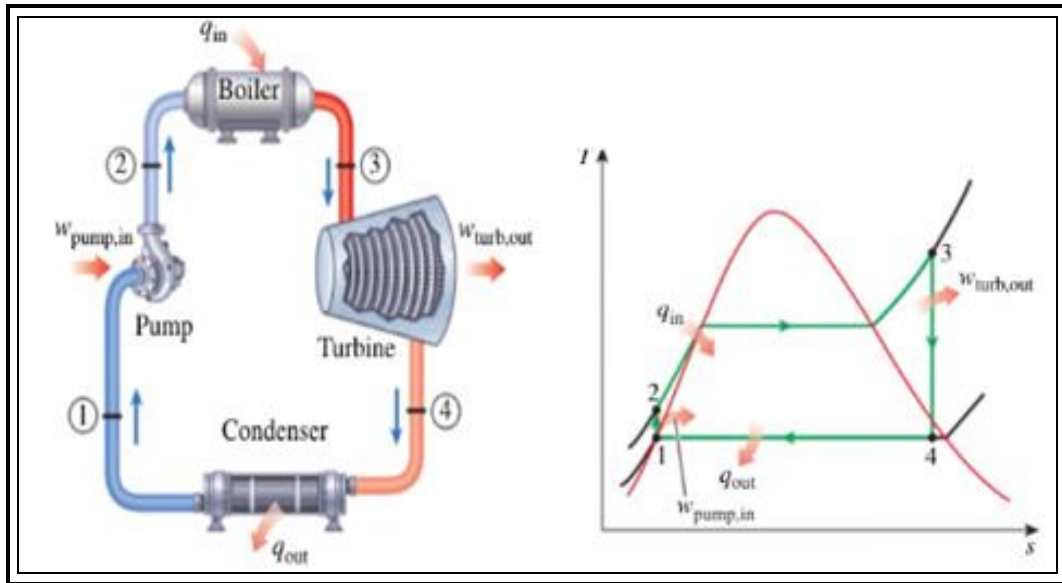
$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.1)$$

Bu verim T_H ve T_L sıcaklıklarındaki iki ısı depo arasında çalışan bir ısı makinasının sahip olabileceği en yüksek verimdir.

2.2 Rankine Çevrimi

Carnot çevriminin uygulanmasında karşılaşılan sorunların bir çoğu, Şekil 2.2'deki T - s diyagramında görüldüğü gibi, kazanda suyun kızgın buhar haline ısıtılması ve yoğuşturucuda doymuş sıvı haline soğutulmasıyla giderilebilir. Oluşan bu çevrim, buharlı güç santrallerinin ideal çevrimi olan **Rankine çevrimidir**. İdeal rankine çevrimi, içten tersinmezliklerin olmadığı dört hal değişiminden oluşur:

- 1-2: Pompada izantropik sıkıştırma
- 2-3: Kazanda sabit basınçta ısı girişi
- 3-4: Türbinde izantropik genişleme
- 4-1: Yoğuşturucuda sabit basınçta ısı atılması



Şekil 2.2 Basit ideal Rankine çevrimi[7]

2.3 İdeal Rankine Çevriminin Enerji Çözümlemesi

İdeal Rankine çevriminin ısı verimi aşağıdaki gibi ifade edilmektedir[7]:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_g} \quad (2.2)$$

Ayrıca ısı verim, 1 kWh'sa elektrik üretimi için gereken ısı miktarı şeklinde değerlendirilmekte ve buna '*özell ısı sarfiyatı*' ismi verilmektedir. Bu oran kJ/kWh cinsinden;

$$\text{Özell ısı sarfiyatı} = \frac{3600}{\eta_{th}} \quad (2.3)$$

olarak ifade edilmektedir. Özell ısı sarfiyatı ne kadar düşük ise çevrim verimi o kadar yüksek olarak değerlendirilmektedir.

2.4 Çevrim Performansına Etkiler

Buhar çevrim performansı birçok dizayn ve işletme parametreleri tarafından etkilenir.

İşletme parametreleri;

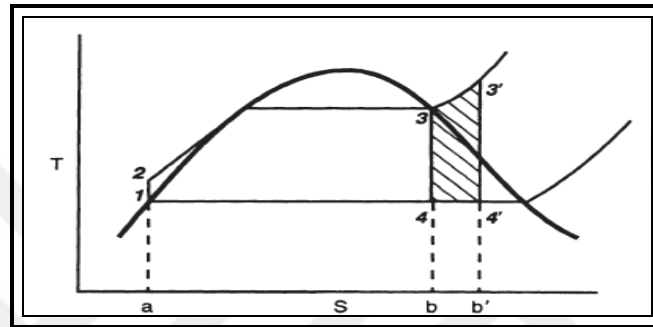
- Taze Buhar basınç ve sıcaklığı,
- Ara kızdırma basınç düşüşü,
- Ara kızdırma basıncı,
- Türbin karşı basıncı,

parametrelerine bağılı olarak etkilenir. Çevrim performansı, yeni termik santraller için karar verilen sayısız dizayn parametrelerine bağılı olarak da değışir. Bu bölümde çevrim performansını etkileyen dizayn ve işletme şartları değerlendirilip bu etkilerin değışiminin buhar çevrim kütlesini ve enerji dengesini nasıl etkilediğı açıklanacaktır.

2.4.1 Kızdırma

Eşitlik 2.1 sadece Carnot çevrimine uygulanmasına rağmen, bu eşitlik diğ er çevrimler içinde rehber olabilecek niteliktedir. Eşitlik 2.1'den görüleceğı üzere, güç çevriminin termik verimliliğini arttırmak için ısı tedarici yapılan sıcaklık miktarı arttırılır. Sıcaklığı arttırarak termik verimi arttırmak için tek yol, sıcaklığın doyma sıcaklığının üzerine

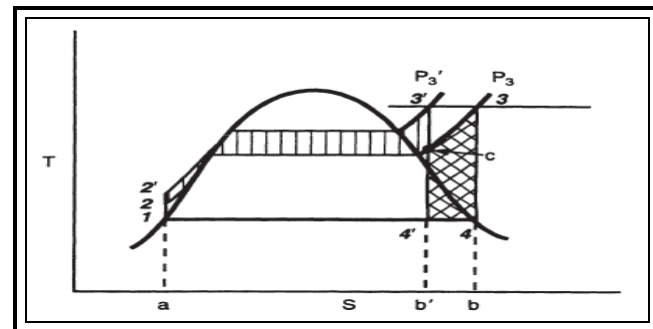
çıkartarak kızdırma yapmaktır. Termik verimdeki artış Şekil 2.3'te gösterilmiştir. Elde edilen ek iş miktarı taralı bölgedeki gibidir. Sıcaklığın düşük olduğu çevrim sınırları (1-2-3-4) ve yüksek sıcaklıktaki çevrimin sınırları (1-2-3'-4')'dür. Ek olarak sisteme verilen ısı miktarını sistemden atmak için gösterilen alan (b-4-4'-b')'dür. Çevrimdeki verim artışı 3-3'-4'-4) alanının b-4-4'-b' alanına oranının, orjinal çevrimdeki net iş çıkış alanının (1-2-3-4), ısı deşarj alanına (a-1-4-b) oranından daha büyük olmasıyla görülebilir. Aynı buhar parametrelerine sahip 2. Ara kızdırma kademesi santral verimini %1 ila %2 arttırabilir.



Şekil 2.3 Kızdırmanın Rankine çevrim verimine etkisi[8]

2.4.2 Basıncı Arttırmak

Kazan basıncının artması, suyun doyma sıcaklığının artmasına ve böylelikle verilen ısıнын ortalama sıcaklığının artmasına neden olur. Sıcaklıktaki artış, termik verimin artmasına sebep olur (Şekil 2.4). Basıncın artmasıyla elde edilen ek iş 2-2'-3'-c alanıdır. Basınç artmasıyla kaybolan iş miktarı ise c-3-4-4' alanıdır. 2-2'-3'-c alanı, c-3-4-4' alanından çok az farkla daha büyüktür. Bu da kazanılan iş miktarını gösterir. Çevrim verimindeki asıl kazanım, sıcaklığın sabit kalması durumunda sistemden atılan ısı miktarının düşmesiyle oluşur. Isı atık miktarındaki düşüş b'-4'-4-b alanıdır.

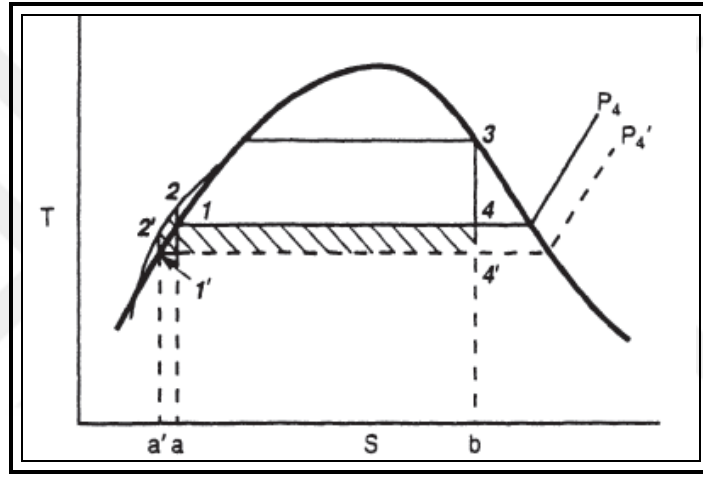


Şekil 2.4 Kazan basıncının Rankine çevrim verimine etkisi[8]

2.4.3 Egzoz Basıncını Düşürmek

Şekil 2.5'ten görüleceği üzere, buharın yoğuşma basıncının (sıcaklığın) düşürülmesinin sonucu olarak çevrim verimi artar. Taralı alan ($1'-2'-2-1-4-4'$) çevrimden elde edilebilir iş artışını temsil eder. Bu alan ayrıca, atılan ısı miktarının düşüşünü gösterir. Termik verimin artmasından dolayı kondenser basıncının düşürülmesi önceden elde edilemeyen işi oluşturur. Ayrıca egzoz basıncının düşürülmesi, sistemde çok küçük ısı girişi yapılmasına neden olur ($2'-2-a-a'$).

Yaygın buhar tasarım koşullarında yoğuşturucu basıncının $6,8 \text{ kN/m}^2$ den $3,4 \text{ kN/m}^2$ 'ye düşülmesi ile %4-5'lik bir verim artışı sağlanabilmektedir.



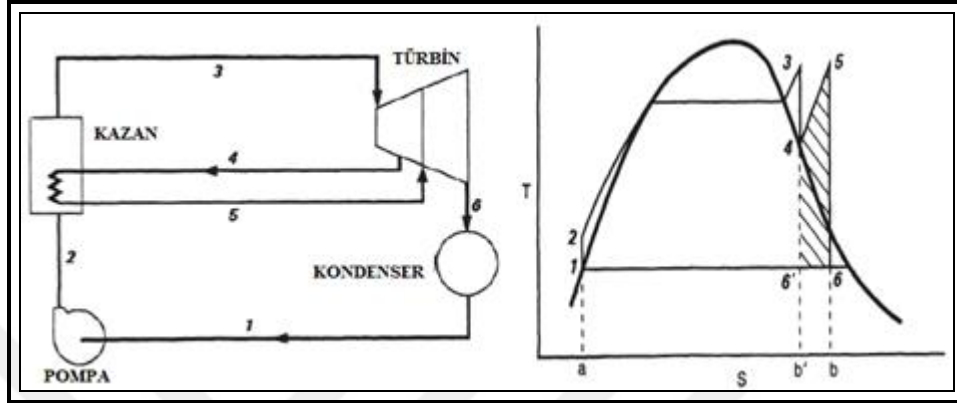
Şekil 2.5 Egzoz basıncının Rankine çevrim verimine etkisi[8]

2.4.4 Ara Kızdırma

Sıcaklığın artmasıyla ortalama sıcaklık artar ve çevrim verimini artırır. Türbinde kısmi olarak genişleyen buharı tekrar kazanın uygun basınç bölgesine göndererek ısıtılması, ortalama sıcaklığı artırır (Şekil 2.6). Ara kızdırmanın sonucunda elde edilen ek iş, taralı alanla gösterilmiştir ($4-5-6-6'$). Kullanılması mümkün olmayan ısı sistemden dışarı atılır ($b'-6'-6-b$). Çevrim verimindeki artış, $4-5-6-6'$ bölgesinin $b'-6'-6-b$ bölgesine oranı, orjinal çevrimdeki ($1-2-3-6'$) bölgesine oranı, orjinal çevrimdeki ($1-2-3-6'$) bölgesinin ($a-1-6'-b$) bölgesine oranından daha büyük olmasından görülebilir. Ara kızdırmanın kademeli olarak arttırılması termik verimi artırır, fakat her ara kızdırma bir önceki ara kızdırmada elde edilen verim artışının yarısı kadar etki eder. Ara kızdırmanın termik verimi arttırmasının yanında, ara kızdırmayla birlikte türbinin son kademesinden çıkan

buharın kuruluk derecesi artar. Bunun sonucunda türbin kanatlarında daha az aşınma gerçekleşir.

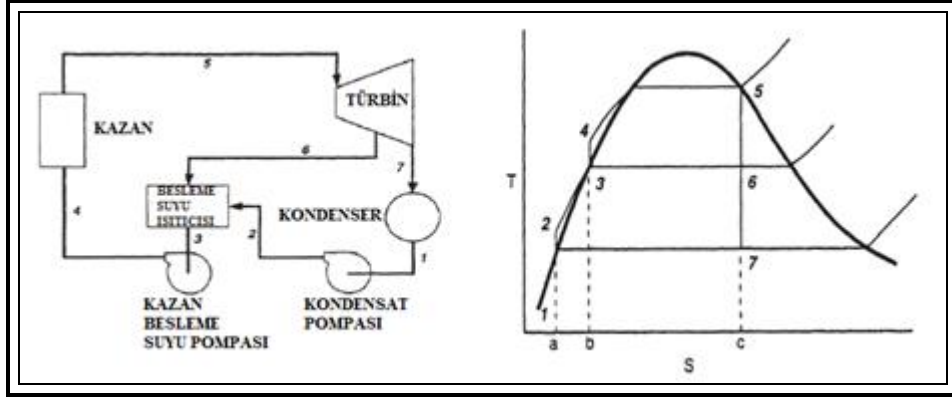
Çift ara kızdırmalı buhar çevrimine sahip termik santral verimi, aynı buhar şartlarındaki tek ara kızdırmalı buhar çevrimine sahip termik santral verimine göre %1-2 daha yüksek olabilir.



Şekil 2.6 Ara kızdırmanın Rankine çevrimi verimine etkisi[8]

2.4.5 Besleme Suyu Ön Isıtma

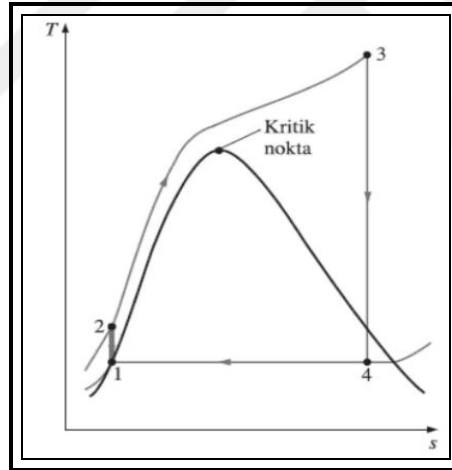
Ortalama sıcaklığın artırılması kazana giden besleme suyu sıcaklığının başarılı bir şekilde ısıtılmasıyla da olabilir. Verim kazanımını gerçekleştirmek için, çevrimde kullanılan ısının bir kısmı besleme suyu sıcaklığını arttırmak için kullanılır. Bu olay, çevrimdeki buharın bir kısmını çekerek ısı değiştiricisine gönderip besleme suyu sıcaklığının artması şeklinde gerçekleşir. Bu proses, besleme suyu ön ısıtması şeklinde adlandırılır (Şekil 2.7). Buhar türbine 5. noktadan girer ve kısmi olarak 6 basıncına kadar genişler. Buharın bir kısmı 6. noktadan çekilir ve besleme suyu ön ısıtıcısına gönderilir. Geri kalan buhar türbinde 7. nokta basıncına kadar genişler. Buhardaki ısı kondenserde çekilir (7-1). Yoğuşmuş su, besleme suyu ön ısıtıcısına basılır ve türbinden çekilen buharla karıştırılarak o basınçtaki doymuş sıvı sıcaklığına kadar ısıtılır. Besleme suyu pompa ile kazan basıncına basılır. Doyma sıcaklığına ısıtılır, buharlaştırılır ve 5 noktasına getirerek tekrar türbine gönderilir. Düşük sıcaklıkta ısı eklenmesinden kaçınılır (2-3) ve ortalama çevrim ısısının artması sağlanarak çevrim verimi artar. Fakat bu olayı T-s diyagramında göstermek zordur, çünkü akış oranları T-s diyagramı üzerindeki bütün noktalarda eşit değildir.



Şekil 2.7 Açık besleme suyu ön ısıtıcılı sistem[8]

2.5 Kritik-üstü Basınçlarda Çalışma

Çevrimde buhar basıncının kritik basıncın ($P > 221$ bar) üzerine çıkması ile fosil yakıtlı santrallerde %40'ların üzerine, nükleer santrallerde ise %34 ısı verimlerine ulaşılmaktadır. Şekil 2.8'de kritik basınç üzerinde çalışan örnek bir ideal Rankine çevrimi sunulmuştur.

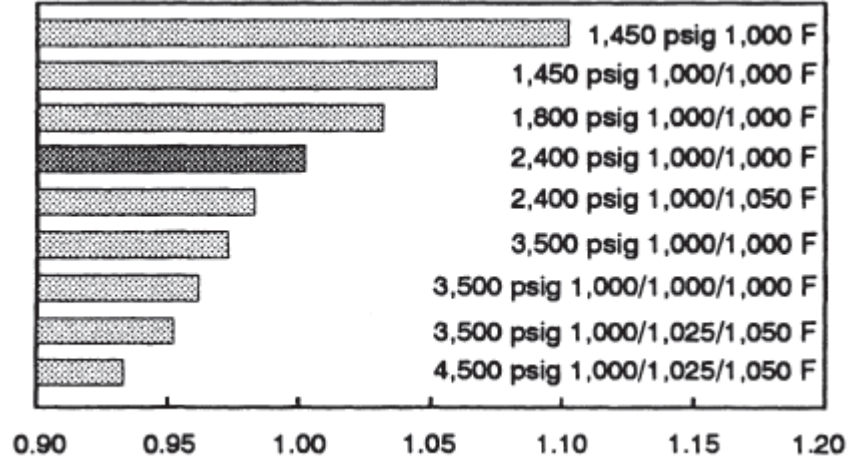


Şekil 2.8 Kritik basınç üzerinde çalışan örnek bir ideal Rankine çevrimi[9]

2.6 Dizayn Buhar Şartları

Güç çevriminde buhar basınç ve sıcaklık değerlerini arttırmak çevrim verimini artırır. Gerçek uygulamalarda kullanılan buharın basınç ve sıcaklık değerlerinde limitler bulunmaktadır. Malzemeler göz önünde bulundurulduğunda, maksimum basınç değeri 345 bar (5000 psig) ve sıcaklık değeri 650 °C (1200 °F)' dir. Kritik-üstü santraller için en geçerli olan basınç değeri 240 bar civarındır. Kritik-altı santraller için en çok geçerli olan basınç değeri yaklaşık 165 bar'dır. En çok geçerli olan sıcaklık değeri 535 °C'dir (Taze

Buhar ve ara kızdırma) ve bazen 565 °C civarında kullanılır. Şekil 2.9’da, buharın sıcaklık ve basınç değerlerine bağlı olarak türbindeki özgül ısı tüketimini gösterir.



Şekil 2.9 Buhar şartlarına bağlı olarak türbindeki özgül ısı tüketimi[8]
(General Elektrik’ten izin alınarak kullanılmıştır.)

2.7 Besleme Suyu Ön Isıtıcısı Sayısı

Tersinir ısı transferi ve sonsuz ısıtıcı kullanılmasında çevrim verimi, Carnot çevrimi verimine eşit olur. Çok sayıda ön ısıtıcı kullanılması daha iyi çevrim verimi meydana getirir, fakat her ön ısıtıcı eklenmesi sonucunda ideal besleme suyu ön ısıtma çevrimine yaklaşma yararı düştüğünden dolayı, art arda eklenmesi özgül ısı tüketimini iyileştirmesini düşürür. Çevrim verimindeki iyileştirmeyi azaltmasından, yatırım maliyetlerini arttırmasından ve türbin fiziksel hazırlama limitlerinden dolayı ilave ısıtıcıların ekonomik yararları sınırlıdır. Çeşitli santral boyutları aralığı ideal ısıtıcı sayısı Çizelge 2.1’te gösterilmiştir.

Çizelge 2.1 Besleme suyu ısıtıcılarının sayısı[8]

Ünite Gücü (MW)	Isıtıcı Sayısı
0-50	3-5
50-100	5 veya 6
100-200	5-7
200 üstü	6-8

2.8 Besleme Suyu Ön Isıtıcısı Dizayn Parametreleri

Kapalı besleme suyu ısıtıcılarında, besleme suyu ile ısıtıcı buhar direkt olarak karışmaz. Alçak basınç (AB) ve yüksek basınç (YB) besleme suyu ısıtıcıları tipik olarak kapalı besleme suyu ön ısıtıcılarıdır. Açık besleme suyu ısıtıcılarında besleme suyu ile ısıtma sistemi direkt olarak karışır (Degazör).

Kapalı besleme suyu ön ısıtıcıları üç alandan oluşur. Bunlar:

- Kızgınlık Giderici Alanı
- Yoğuşturma Alanı
- Drain Cooling Alanı

Bütün kapalı ısıtıcılar, ısıtıcı sistemin yoğuşmasıyla besleme suyunun ısıtıldığı yoğuşma alanını içerir. Besleme suyu ön ısıtıcıları, türbinden çekilen yüksek kızgın buharın sıcaklığını, doyma sıcaklığı üzerinde olacak şekilde yaklaşık 10 °C (50 °F) düşüren kızgınlık giderici alan bulunur. Türbinden çekilen buhar ilk buradan geçer.

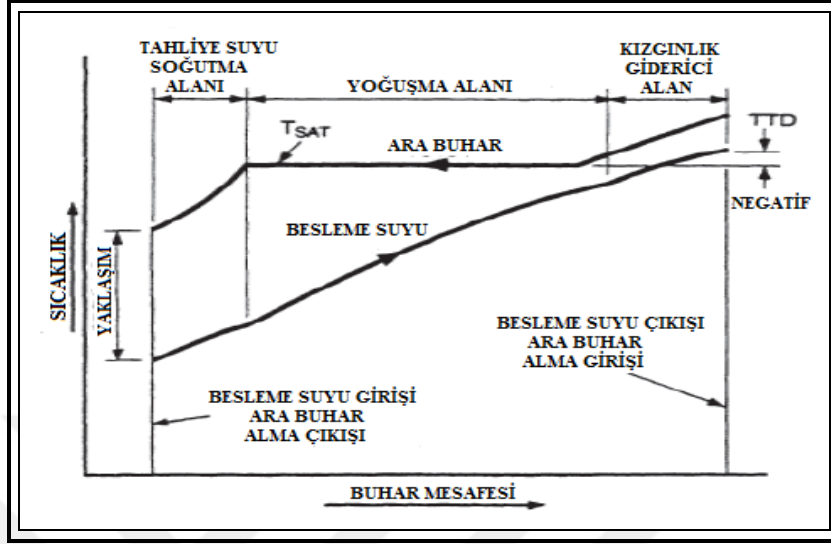
Genellikle Drain Cooler, tahliye suyu ısıtıcıdan ayrılmadan önce, tahliye suyundaki ısıyı geri kazanmak için besleme suyu ön ısıtıcısında bulunur. Şekil 2.10, üç alanlı kapalı besleme suyu ön ısıtıcısındaki baştan sona olan sıcaklık profilini gösterir.

Besleme suyu ön ısıtıcısı performansını Drain Cooler yaklaşımı (DCA) ve terminal sıcaklık farkı (TTD) ile belirlenir. Her ikisi de şekil 2.10'de gösterilmiştir. DCA, tahliye suyu sıcaklığı ile ısıtıcıya giren besleme suyu sıcaklığı arasındaki farktır. TTD, yoğuşma alanı işletme basıncının doyma sıcaklığı ile ısıtıcıdan ayrılan besleme suyu sıcaklığı arasındaki farktır.

Drain Cooler, besleme suyu ön ısıtıcısı tahliye hattındaki ısıyı geri kazanmak için kullanılır. Tahliye hattındaki ısıyı geri kazanmak çevrim verimini artırır. Isıtıcıdaki DDA'yi azaltmak ve çevrim verimini arttırmak için ısıtıcı yüzey alanı artar, fakat yatırım maliyeti yükselir. Dahili Drain Cooler sistemleri için pratikte kullanılan minimum DDA -12 °C (10 °F)'dir. Harici Drain Cooler sistemleri için pratikte kullanılan minimum DDA -15 °C (5 °F)'dir.

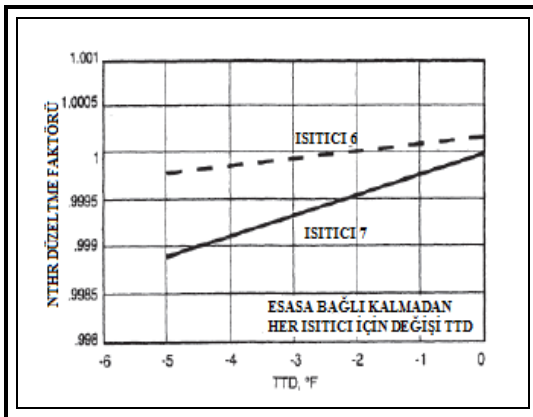
TTD şekil 2.10'da gösterildiği üzere ısıtıcıdaki kızgınlık giderici alan içindir. Kızgınlık giderici alandan dolayı, ısıtıcıdan ayrılan besleme suyu sıcaklığı yoğuşma alanı doyma sıcaklığından daha yüksek olabilir. Bu yüzden, ısıtıcı negatif TTD değerine sahip olabilir. Eğer ısıtıcıdaki kızgınlık giderici alan kaldırılırsa, besleme suyu çıkış sıcaklığı doyma

sıcaklığından daha düşük olur ve TTD pozitif olur. Pratikte kızgınlık giderici alanı olmayan ısıtıcıda en düşük TTD değeri -17°C (2°F)'dir. Kızgınlık giderici alanına sahip ısıtıcıda negatif TTD değeri, ısıtıcıya giren çekilen buharın kızdırma miktarına bağlıdır.

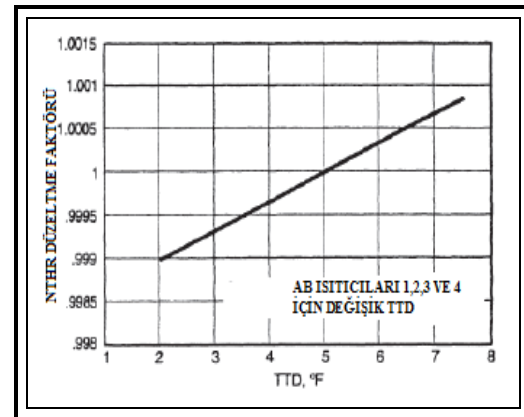


Şekil 2.10 Kapalı besleme suyu ısıtıcısı için sıcaklık profili[8]

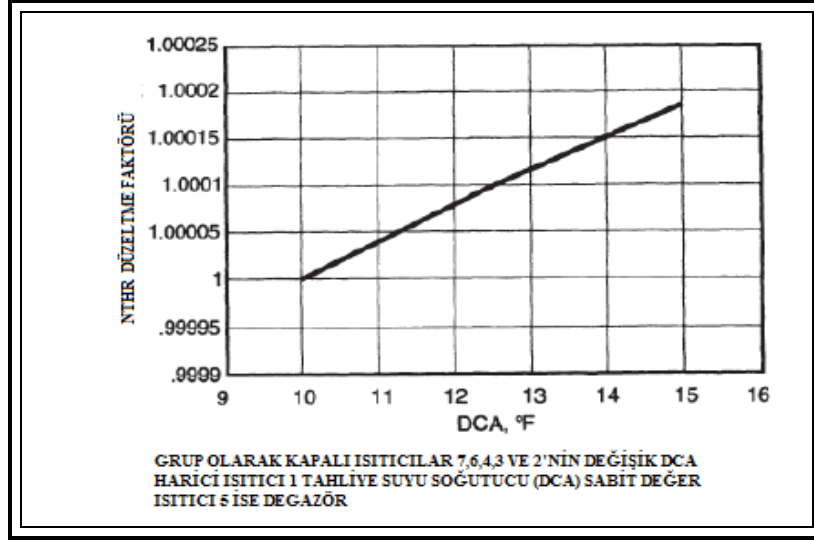
Düşük DDA ve TTD değeri, daha verimli çevrim ve daha geniş yüzey alanlı ısıtıcılarla olur. Daha verimli çevrim sonucunda ısı kaybı düşer ve yakıt masrafları azalır. Fakat, daha geniş ısıtıcı yüzey alanı yatırım maliyetini artırır. Şekil 2.11, Şekil 2.12 ve Şekil 2.13 çeşitli TTD ve DCA değerlerinin 7 adet düşük basınç ve yüksek basınç ön ısıtıcı bulunan 500 MW'lık santralde, çevrim özgül ısı tüketimi değişimlerini göstermektedir. Detaylı mühendislik çalışmaları ve ekonomik parametrelerle birlikte optimum besleme suyu ön ısıtıcı sayısı belirlenir.



Şekil 2.11 TTD'nin türbin özgül ısı sarfiyatına etkisi, Isıtıcı 7 (500MW) çevrim, yüksek basınç ısıtıcısı 6 ve 7 [8]



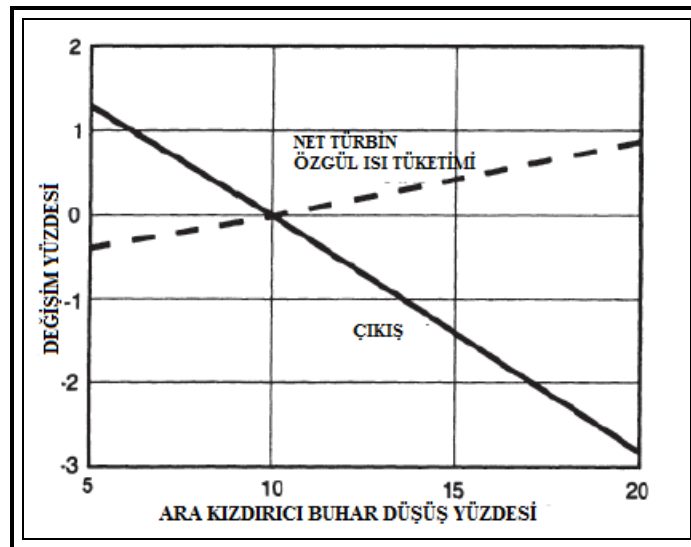
Şekil 2.12 TTD'nin türbin özgül ısı sarfiyatına etkisi, Isıtıcı 7 (500MW) çevrim, alçak basınç ısıtıcısı 1,2,3 ve 4 [8]



Şekil 2.13 DCA'nın türbin özgül ısı sarfiyatına etkisi, Isıtıcı 7 (500MW) çevrim[8]

2.9 Ara Kızdırma Sistemi Basınç Düşüşünün Etkisi

Toplam ara kızdırma sistemi basınç düşüşü, YB türbinin egzozundan kazanın ara kızdırma bölgesine gönderilen buharın, soğuk ara kızdırma borularındaki basınç düşüşü, kazan içerisindeki ara kızdırma aşaması ve kazandan orta basınç türbini giriş valfine kadar olan borulardaki kayıplarını içerir. Tipik bir termik santralde toplam ara kızdırma sistemi basınç düşüşü, yüksek basınç türbininin egzoz basıncının %10'u kadardır. Şekil 2.14, basınç kaybının türbin özgül ısı tüketimine ve türbin gücüne etkisini gösterir. Ara kızdırma basınç düşüşündeki %1'lik azalış, özgül ısı tüketiminin ve güç çıkışının sırasıyla %0.1 ve %0.3 iyileşmesini sağlar.



Şekil 2.14 Ara kızdırma basınç düşüşü doğrulama eğrisi[8]

2.10 Buhar Çekiş Hattındaki Basınç Düşüşünün Etkisi

Buhar çekiş hattındaki basınç düşüşü, türbin kademesi basıncı ile ısıtıcı gövde basıncı arasındaki basınç düşüşüdür. Türbin egzoz kademesi dışındaki buhar çekişlerinde dizayn parametresi olarak %6 basınç düşüşü olur. %3'lük basınç düşüşü nozül boyunca gerçekleşir ve %3'lük kısım ise buhar çekiş borularında ve valflerinde oluşur. Türbin egzoz kısmından çekilen buharlar nozülden geçmediği için %3'lük basınç düşüşü olur. Basınç kaybının bütün ön ısıtıcı hatlarında %2 artması durumunda (%6'dan %8'e), türbin güç çıkışında kabaca %0.09'luk düşüş gerçekleşir.

2.11 Make-up Çevriminin Etkisi

Make-up çevrimi, su kayıplarını dengelemek için gereklidir ve kazan blöf edildiğinde çok önemlidir. Kazanı blöf etmek, kazan suyu kimyasının uygun şekilde sürmesi için gereklidir ve genellikle türbin giriş akışı yüzdesi olarak açıklanır. Miktarı %0 ila %3 arasındadır. Genellikle kondenserde bulunun hotwell kısmından sisteme tedarik edilir. Make-up suyu, ısıtıcılar ve pompalardaki toplam akışı arttırarak, kondensat ve besleme suyu sistemlerinden akar. Bu ilave akışın sonunda, besleme suyu ısıtıcılarının kapasitesi artar ve bunun sonucunda daha çok buhar çekilir. Ayrıca pompalarda daha yüksek beygir gücü gerektirir. İlave make-up suyunu ısıtmak ve basmak için çevrimden çekilen enerji, kazanda blöf edilmesiyle boşa harcanır. Bu çevrim performansına negatif etki eder. Yüksek yüzdeli yapılan make-up, net türbin özgül ısı tüketimini kabaca %0.4, düşük yüzdeli yapılan make-up ise güç akışını kabaca %0.2 oranında etkiler. Bu değerler, kazanın dom basıncı doyma şartlarında yapılan kazan blöf etmesiyle belirlenir.

2.12 Türbin Egzoz Basıncının Etkisi

Tıkanmış türbin egzoz şartları dışında, daha önceki bölümlerde anlatıldığı üzere, türbin egzoz basıncı ne kadar düşük olursa çevrim verimi o kadar artar. Şu belirtilmelidir ki, bütün çevrimler ve türbinler için gerekli olan türbin egzoz basıncının performans üzerine etkisi göz kararı ile geliştirmek oldukça zordur. Gerçek türbin karakteristikleri (son basamak kanat dizaynı ve egzoz alanı) ve ünite boyutu, egzoz basıncının performans üzerindeki etkilerini etkiler.

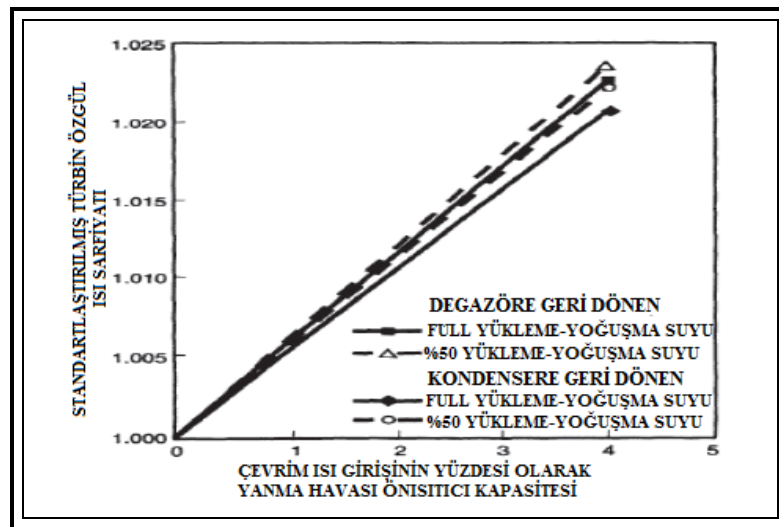
2.13 Hava Ön Isıtıcısının Etkisi

Yanma havası buhar üreteçlerine girmeden önce hava ısıtıcısına girer ve kazandan ayrılan duman gazı ile ısıtılır. Hava ısıtıcısı, duman gazı sıcaklığını düşürerek kazan verimini artırır. Duman gazı sıcaklığı hava ön ısıtıcısından ayrılmadan önce çiy noktası sıcaklığının üzerinde olmalıdır.

Eğer, duman gazı sıcaklığı çiy sıcaklığı altına düşer ise, hava ön ısıtıcısına ve hava kanallarına zarar verecek olan sülfürik asit oluşur. Genellikle alçak basınçtan çekilen buhar veya türbin çevriminden alınan sıcak su ön ısıtma kaynağı olarak kullanılır. Bu ısıtma kaynaklarının kullanımı kolaydır ve türbin çevrimine tedarik kaynağının termodinamik kullanımı düşük olduğu sürece etkisi minimumdur.

Hava ön ısıtıcı buharı genellikle OB/AB cross-over noktası olan degazör buhar çekme noktasından yapılır. Eğer yanma havası ön ısıtıcısı buhar boru demetlerine sahip ise, cross-over direkt olarak kullanılır ve ön ısıtıcıda yoğunlaşır. Eğer hava ön ısıtıcısı sıcak su kullanıyor ise degazörden doymuş sıvı, hava ön ısıtıcısı için tedarik edilir. Kondensat ya degazöre geri basılır ya da kondensere geri döndürülür veya çürük buhar tankı gibi orta seviye AB besleme suyu ısıtıcılarına döndürülür.

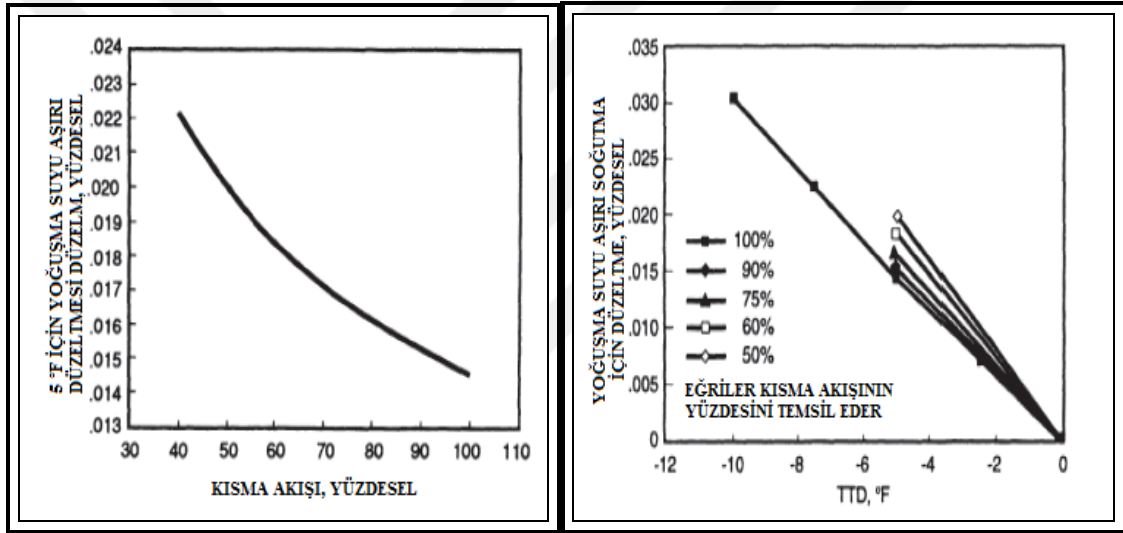
Şekil 2.15, standartlaştırılmış net türbin özgül ısı tüketimine santral %100 ve %50 yüklerde çalışırken yanma havası ön ısıtıcısının etkisi gösterilmiştir. Ayrıca şekilden, hava ön ısıtıcısı suyunun kondensere döndüğündeki özgül ısı tüketimine etkisi görülür. Pompa etkileri ve kondenser ısı etkileri küçüktür ve önemsenmez.



Şekil 2.15 Standartlaştırılmış net türbin özgül ısı tüketimine santral %100 ve %50 yüklerde çalışırken yanma havası ön ısıtıcısının etkisi[8]

2.14 Kondensatın Aşırı Soğutulması

Kondensatın aşırı soğuması, kondenserdeki hotwell içerisinde bulunan kondensatın, türbin egzoz basıncı doyma sıcaklığı altına kadar soğumasıdır. Kondenser normalde kondensatın kondenser doyma sıcaklığına gelmesini sağlar (0 °C subcooling). Aşırı soğuma olduğunda, ilk besleme suyu ön ısıtıcısının kapasitesi artar ve ısıtıcıya çekilen buharın debisinin artmasına neden olur. Bu olay güç çıkışını azaltır ve türbin özgül ısı tüketiminin artmasına neden olur. Şekil 2.16, -15 °C (5 °F) aşırı soğuma için çeşitli valf akışlarında türbin özgül ısı sarfiyatına etkilerini gösterir. Şekil 2.17 ise, aşırı soğutmanın çeşitli miktarda ve farklı türbin yüklemelerinde türbin özgül ısı sarfiyatına etkisini gösterir.



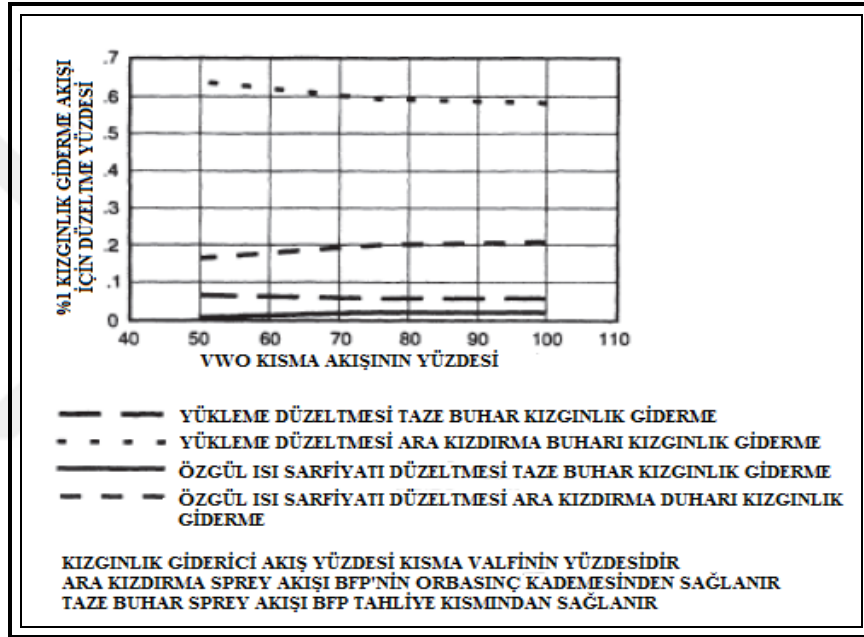
Şekil 2.16 -15 °C (5 °F) aşırı soğuma için çeşitli valf akışlarında türbin özgül ısı sarfiyatına etkileri[8]

Şekil 2.17 Aşırı soğutmanın çeşitli miktarda ve farklı türbin yüklemelerinde türbin özgül ısı sarfiyatına etkisi[8]

2.15 Kızdırma ve Ara Kızdırma Sprey Akışının Etkisi

Taze Buhar ve ara kızdırma buharın sıcaklığını kontrol etmek için kullanılan bir method ise kazanda kızgınlık giderici kullanmaktır. Sprey suyu kaynağı, Taze Buhar spreyi için kazan besleme pompası çıkışıdır ve ara kızdırma spreyi için kademeler arası kazan besleme pompası çıkışıdır. Alternatif olarak, sprey suyu son besleme suyu ön ısıtıcısından alınır. Taze Buhar ve ara kızdırma buharı sprey akışı, kazan besleme pompası çıkışından alındığı zaman türbin özgül ısı tüketimi üzerine olumsuz etkisi olur. Bunun olmasının sebebi, Taze Buhar sprey durumunda sprey akışı kazanda buharlaşır,

Taze Buhar akışının bir parçası haline gelir. Fakat, YB besleme suyu ısıtıcısında bypass edilir. Taze Buhar akışının bu bölümü için çevrim daha az rejeneratif olur (sadece 5 adet besleme suyu ısıtıcısı kullanılır). Ara kızdırıcı spreyi olması durumunda, çevrim özgül ısı tüketimine etkisi daha kötü olur. Bunun olmasının sebebi, çevrimin daha az rejeneratif olmasının yanında ara kızdırıcı sprej akışı YB türbininden bypass edilir ve sadece türbinin ara kızdırma bölümünde genişler. Bu yüzden buhar akışının ara kızdırma sprej kısmı için çevrim ara kızdırmasıdır. Şekil 2.18, %1 Taze Buhar ve ara buhar sprej akışlarında çeşitli akış kısılmalarında türbin güç çıkışına ve özgül ısı tüketimine etkileri gösterilmektedir.

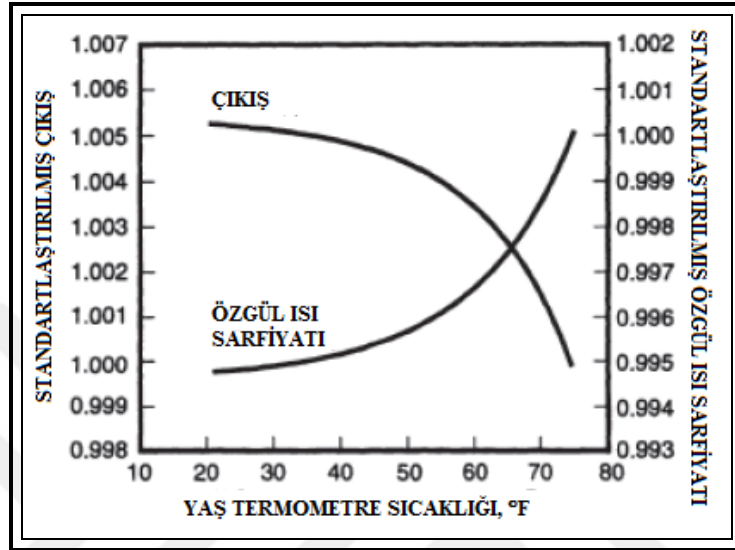


Şekil 2.18 %1 Taze Buhar ve ara buhar sprej akışlarında çeşitli akış kısılmalarında türbin güç çıkışına ve özgül ısı tüketimine etkileri[8]

2.16 Yaş Termometre Sıcaklığının Etkisi

Çevre yaş termometre sıcaklığı, çevrim güç çıkışına ve özgül ısı tüketimine direkt olmayan etki eder. Isı deşarjı için buharlaştırarak soğutma kuleleri kullanan santraller için çevre yaş termometre sıcaklığı arttığında, kondenserdeki sirkülasyon suyu sıcaklığı artar. Bunun sonucunda kondenser karşı basıncı artar ve türbin güç çıkışına ve özgül ısı tüketimine olumsuz etki eder. Çevre yaş termometre sıcaklığındaki değişimin, bütün termik santral performansına etkisini ve miktarını kesin olarak belirtmek zordur. Geri basınç karşısında performansı etkileyen türbin özelliklerine ek olarak, tüm olası

durumları kapsayarak genelleme yapılamayacak şekilde kondenser ve soğutma kulesi dizayn ayrıntıları da performansı etkilemektedir. Şekil 2.19, yaş termometre sıcaklığındaki değişimin türbin çıkış gücüne ve özgül ısı tüketimine etkisini (spesifik 500 MW ara kızdırmalı termik santral için) gösterir. Spesifik santral dizayn şartlarına bağlı olarak yaş termometre sıcaklığının etkisi %1.5 - %2.0 'ye kadar olabilir.



Şekil 2.19 Yaş termometre sıcaklığındaki değişimin türbin çıkış gücüne ve özgül ısı sarfiyatına etkisi[8]

2.17 Besleme Suyu Isıtıcılarının Kaldırılmasının Etkisi

Besleme suyu ön ısıtıcıları boru kaçaıklarından dolayı servis dışı edilebilir. Servisten besleme suyu ısıtıcılarının kaldırılması bu ısıtıcılar için türbinden çekilen buharın, türbinden çekilmeyerek türbinin kalan bölümlerinde akması sağlanır. Verilen gaz akışı için daha yüksek akıştan dolayı türbin güç çıkışı artar ve düşük son kazan besleme suyu sıcaklığından dolayı türbin çevrimi ısı girişi artar. Türbin ve santral özgül ısı tüketimi besleme suyu ısıtıcıların servisten çekilmesiyle kötüleşir.

Bazı termik santraller net güç çıkışını arttırmak için besleme suyu ön ısıtıcıları kaldırılacak şekilde dizayn edilirler. Bu durumda kazan aynı buhar şartlarını üretir (düşük son besleme suyu sıcaklığı ile) ve daha yüksek ısı kapasitesi olur. Türbin daha yüksek HP türbini egzoz basıncı sağlayacak şekilde dizayn edilmeli, IP ve LP türbinleri mil gücü mil gereklilikleri arttırılmalı, elektrik, güç üretimi ve AB türbini son kademesindeki buhar akışı arttırılmalıdır. Geleneksel sanayide AB türbini son sırasındaki kanatların buhar yükleme limiti 15000 lb/h/ft²'dir. Günümüzdeki trend özel

uygulamalarda bu kriteri hafifletmek için 18000 lb/h/ft²'e kadar çıkılır. Eğer türbin şartnamesi besleme suyu ön ısıtıcıları devre dışı kaldığında güç arttırımına gerek duyuyorsa, üretici uygun olandan daha geniş son kademe kanat seçilmelidir. Varolan üniteler için son kademe türbin basamağı buhar yükleme limiti güç arttırımını sınırlar. Mühendis veya operatör türbin üretici literatürünü kontrol etmeli veya üreticiyle direkt olarak ısıtıcıların servis dışı edilmesindeki işletme üzerindeki limitler için iletişime geçmelidir. Eğer türbin daha büyük kapasite için ısıtıcıların servis dışı edilmesine göre dizayn edilmezse buhar türbini imalatçıları, besleme suyu ön ısıtıcılarının servis dışı edilmemesi için sınırlama koyacaklardır.

Çizelge 2.2'te 500 MW ünitadaki besleme suyu ön ısıtıcısının (ısıtıcı 7) servis dışı edilmesi sonucundaki analizleri gösterir. Sirkülasyon suyu giriş sıcaklığı analizlerde sabit kabul edilmiştir. Isıtıcının servis dışı edilmesiyle daha yüksek egzoz basıncından dolayı daha büyük soğuk ara kızdırma akışı gerçekleşir. Fakat, OB ve AB türbin akışı önemli derecede artar. Türbin güç çıkışı 522,316 kW'dan 550,129 kW'ya çıkarak 27,813 kW'lık bir artış gerçekleşir. Net türbin özgül ısı tüketimi 135 Btu/kWh (8136-8001 Btu/kWh) artar. Son besleme suyu sıcaklığı 250 °C'den 211 °C'a düşer ve türbin çevrimi ısı girişi gerekliliğinin 297 MBtu/h (4,179'dan 4,476'ya) artmasına neden olur. OB ve AB türbinlerindeki buhar akışının atması sonucunda çevrimindeki ısı deşarjı 201 MBtu/h (2,373'den 2,574'e) artar. AB kanatlarının son kademesindeki buhar yüklemesi 14,233 lb/h/ft²'den 15,459 lb/h/ft²'e yükselir.

Çizelge 2.2 500 MW ünitadaki besleme suyu ön ısıtıcısının (ısıtıcı 7) servis dışı edilmesi sonucundaki analizleri[8]

Parametre	Uygulama	
	Bütün ısıtıcılar serviste iken	Isıtıcı 7 servis dışı iken
Yüksek basınç türbine shaft gücü (kW)	151,440	142,823
Orta ve alçak basınç türbini shaft gücü (kW)	379,583	416,512
Jeneratör ve mekanik kayıplar (kW)	8,707	9,206
Net türbin çıkışı (kW)	522,316	550,129
Net türbin özgül ısı sarfiyatı (kW)	8,441	8,583
Kazan besleme suyu giriş sıcaklığı °C	249	211
Türbin çevrimi ısı girişi (kW)	1,2247	1,3117
Türbin çevrimi ısı çıkışı (kW)	0,6972	0,7543

2.18 Yüksek Basınç Isıtıcı Tahliye Pompasının Etkisi

Tipik 7 besleme suyu ön ısıtıcılı türbin çevrimi için yedinci ısıtıcının tahliyesi altıncıya akar. Altıncı ısıtıcının tahliyesi degazöre akar. Yüksek yüklemelerde, akışın ısıtıcı altı ve degazör arasındaki yükseklik farkının üstesinden gelmesi için, ısıtıcı 6 ve degazör arasında yeterli basınç farkı oluşur. Fakat, türbin giriş debisi düşerse, bu iki ısıtıcı arasındaki basınç farkı düşer. Tipik olarak %50 yüklemelerde ön ısıtıcılar arasındaki basınç farkı tahliyenin degazöre sürmesi için yeterli değildir. YB ön ısıtıcısı tahliye pompası degazöre tahliye için gereklidir. Bir alternatif ise, ısıtıcı tahliyesini kondensere boşaltmaktır. Diğer alternatif ise, ısıtıcı tahliyesini bir sonraki düşük basınçlı kapalı besleme suyu ısıtıcısına göndermektir. YB ısıtıcısı tahliye pompası kullanılmasıyla net türbin çevrimi özgül ısı tüketimi artışı %50 yükleme ile tahliyenin kondensere gönderilmesi durumuyla karşılaştırıldığında 60 Btu/kWh'tır. %50 yükleme şartında HP ısıtıcısı tahliye pompası türbin çevrimi özgül ısı tüketimi, tahliye suyunu bir sonraki düşük basınçlı ısıtıcıya göndermekle karşılaştırıldığında 10 Btu/kWh yükselir.

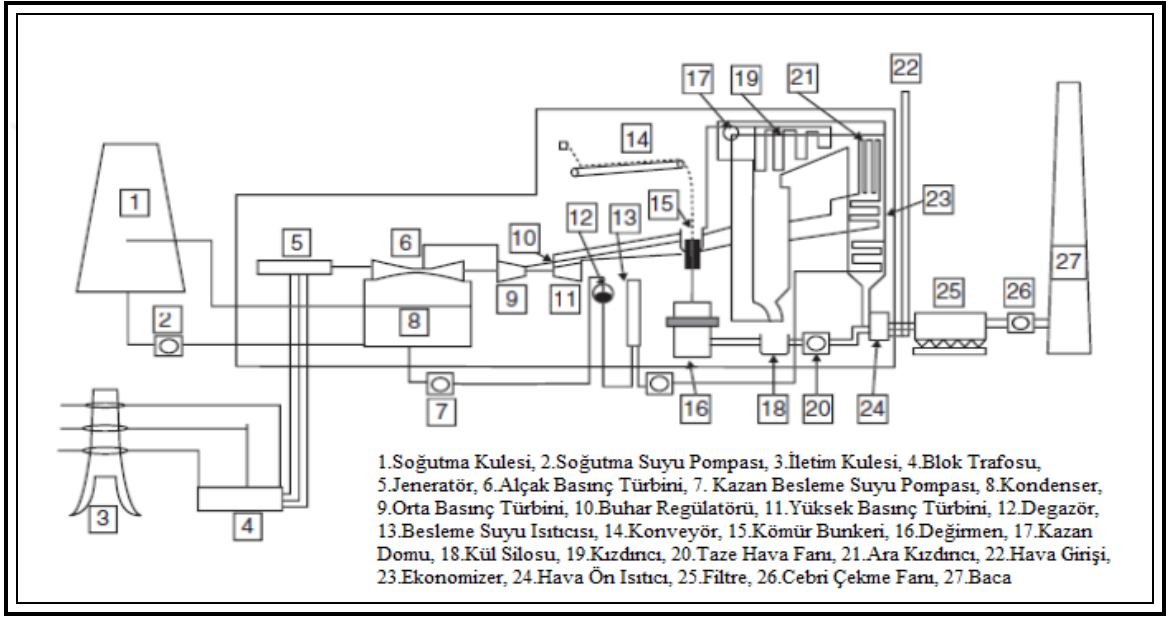
2.19 Süperkritik Güç Santralleri

2.19.1 Santral Dizaynı ve Teknolojisi

Pulverize kömür yakıtlı termik santraller kömürden güç elde etmek için kesin olarak kanıtlanmış teknolojidir. Pulverize edilmiş kömür, birincil yanma havası ile yakıcılara gönderilir ve ocakta ısısını salması için yakılır. Bu teknoloji, büyük ünite kapasitelerine sahip kazanlar için yüksek seviyede güvenilir ve verimlidir. İstatistiklere göre, pulverize kömür yakıtlı termik santraller ülkelerin yaklaşık %80 elektrik ihtiyacını karşılamaktadır. Pulverize kömür yakıtlı termik santraller için, uzun vadeli termik verim amacı maksimum buhar sıcaklığı 800°C'de %55'in üzerine çıkmaktır. Günümüzde Ultra-süperkritik termik santrallerde kazan termik verimleri %93-95 arasında ve türbin izetropik verimi ise %90'ın üzerindedir[48]. Kömür yakıtlı teknolojilerin değişik tipleri termodinamik buhar çevrimleri ve kritik-altı, süperkritik ve Ultra-süperkritik buhar çevrimleri olarak farklılaşmıştır. Ultra-süperkritik kazanlar çok yüksek buhar basınçlarında çalışırlar ve kazan boru konfigürasyonu için ostenitli (korozyon olmayan) malzemelere ihtiyaç duyarlar. Kızdırıcı ve ara kızdırıcı sıcaklıkları 700°C/760°C'dir ve

gelişmiş superkritik pulverize kömür yakıtlı kazanlardan daha yüksektir (600°C/610°C). Ultra-süperkritik santrallerindeki kazanlar ve türbinler çok yüksek buhar sıcaklık ve basınç değerlerine (760°C ve 34MPa) karşı koymak için gelişmiş malzemelere ihtiyaç duyarlar. Dahası, bu tür gelişmiş malzemelerin fiyatları Ultra-süperkritik termik santraller için en önemli sorundur.

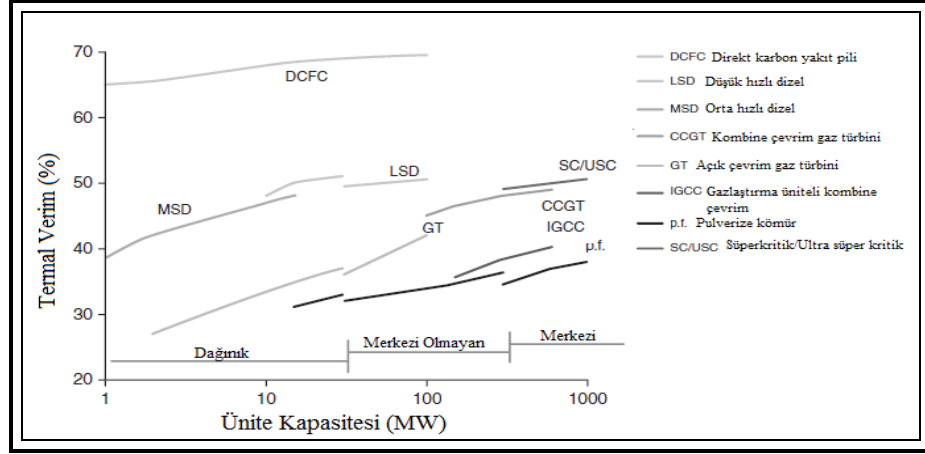
Pulverize kömür yakıtlı santralin basitleştirilmiş diyagramı Şekil 2.20’de gösterilmiştir. Şekil, tipik pulverize kömür yakıtlı yanma sistemi için basit şematik diyagramını gösterir.



Şekil 2.20 Ultra-süperkritik termik santral basitleştirilmiş diyagramı[9]

2.19.2 Ultra-süperkritik Termik Santralin Avantajları ve Sınırlamaları

Ultra-süperkritik veya gelişmiş kömür yakıtlı güç teknolojileri günümüzde işleyen modern kömür yakıtlı termik santrallere göre birçok avantaja sahiptir. En önemlisi, Ultra-süperkritik termik santraller daha yüksek verimlere sahiptir. Şekil 2.21, çeşitli güç teknolojilerin termik verimlerinin karşılaştırılmasını gösterir. Kömür yakıtlı süperkritik ve Ultra-süperkritik termik santrallerin termik verimi %50 civarında ve günümüzdeki işleyen termik santrallerin termik verimleri %35 civarında olduğundan açıkça verim avantajına sahiptirler. Ayrıca bu santraller büyük ölçekli güçlerde daha da verimli hale gelir, çünkü büyük ölçekli santraller ünite başına olan yatırım maliyetini önemli ölçüde düşürür.

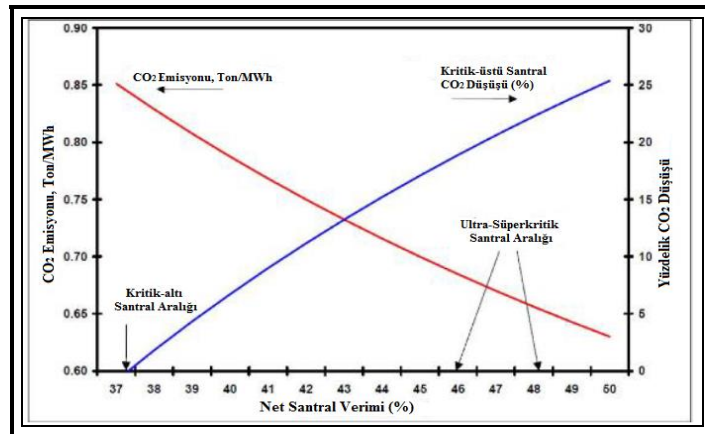


Şekil 2.21 Çeşitli güç teknolojilerinin termik verimlerinin karşılaştırılması[9]

Ultra-süperkritik termik santrallerin diğer önemli avantaj ise çevresel yararlarıdır. Ünite başına daha düşük CO_2 , NO_x , SO_x , ağır metal ve eser element emisyonuna sahiptirler.

Ultra-süperkritik termik santrallerde CO_2 emisyonu ve yakıt tüketimi en iyi ulaşılabilir teknoloji ile karşılaştırıldığında %15 düşer. Bu emisyon düşüşü sadece verimin arttırılmasından değil ayrıca emisyon kaynaklarının merkezileştirilmesinden dolayı oluşur. Çünkü, tek bir üniteye emisyon kontrolü daha ileri seviyede ve kolayca yapılabilir.

Şekil 2.22 CO_2 emisyonunun termik santrallerdeki verime bağlı grafiğini göstermektedir. En iyi kritik-altı termik santral teknolojisi günümüzde %40 termik verime ulaşırken, kritik-üstü termik santral teknolojisi %2 daha yüksek termik verime sahiptir ve %4 daha az CO_2 emisyonu üretirler. Gelişmiş Ultra-süperkritik termik santral teknolojisi verimi %46 ila %48'e kadar ulaşabilir ve CO_2 emisyonu kritik-altı santral teknolojisine göre %18 ila %22 daha azdır.



Şekil 2.22 CO_2 emisyonunun termik santrallerdeki verime bağlı grafiği[10]

Ultra-süperkritik kömür yakıtlı güç santralleri ayrıca kömür yakıtlı termik santraller için daha düşük yakıt maliyeti sunar. Giderek artan oranda, yakıt fiyatı güç üretiminin en önemli parametresi haline gelmiştir. Yakıt tüketimindeki azalış, güç üreticileri için ünite başına üretilen elektrik fiyatının düşmesinide sağlar.

Ayrıca şu unutulmamalıdır ki, günümüzdeki Ultra-süperkritik termik santraller yüksek yatırım maliyeti, yüksek basınç ve sıcaklıkta çalışılmasından dolayı güvenilirlikleri ve santral ekipmanları için gerekli olan gelişmiş malzeme ihtiyacından dolayı dezavantajlara sahiptir.

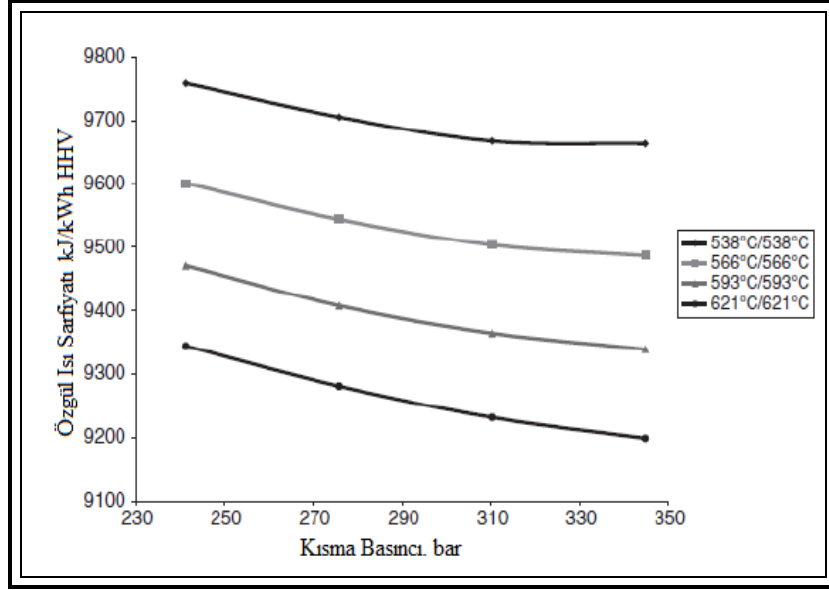
2.19.3 Buhar Çevrimi Konfigürasyonu

Kritik-altı ara kızdırmalı santrallerde kullanılan buhar parametreleri genellikle 16.5 MPa ve 538°C/538°C'dir. Buharın kritik şartları 22.1 MPa ve 374°C'dir. Kritik şartlarda, su ve buhar aynı yoğunluktadır ve farklı fazlarda değildir. Kritik basınç ve sıcaklık üstündeki buhar şartlarına süperkritik şartlar olarak adlandırılır. Buhar şartları 22.1 MPa üstünde 28.9 MPa altında ve buhar sıcaklığı 600°C altında olan santraller Süperkritik santrallerdir. Buhar şartları 28.9 MPa ve 600 °C üzerinde olan santrallerin belirli bir kategorizasyonu yoktur ve Ultra-süperkritik santral olarak adlandırılır. Çok yüksek sıcaklık ve basınçta olanlar da Gelişmiş Ultra-süperkritik santral olarak isimlendirilir[9]. Ultra-süperkritik buhar şartlarıdaki santralin net termik verimi %40 civarındadır ve bu kritik-altı santrallere göre %10-15 daha yüksek bir değerdir.

2.19.4 Buhar Şartlarının Özgül Isı Sarfiyatına Etkisi

Santralin termik verimi genellikle bir ünite elektrik üretmek için gerekli olan termik enerjiyi tanımlayan özgül ısı sarfiyatına göre belirlenir. Birçok çeşitlilik (ilk buhar şartları, boru basınç düşüşleri, kondenser basıncı, vs.) ve santral konfigürasyonu (besleme suyu ısıtıcısı sayısı, ara kızdırma sayısı, vs.) santralin özgül ısı sarfiyatına etki eder. Bunların arasında, ilk buhar şartları en çok etkiye sahiptir.

Buhar çevrimi özgül ısı sarfiyatı, buhar basıncına göre buhar sıcaklığından çok daha fazla etkilendir. Şekil 2.23 hem Taze Buhar sıcaklığının hem de ara kızdırma sıcaklığının çevrim özgül ısı sarfiyatına etkisini gösterir.



Şekil 2.23 Buhar sıcaklık ve basıncının özgül ısı sarfiyatına etkisi[9]

Not edilmelidir ki, Taze Buhardaki ya da ara kızdırma buharındaki 20°C ya da %4.7 artış, santral özgül ısı sarfiyatını kabaca 130 kJ/kWh ya da %1.4 arttırır. Fakat, Taze Buhar basıncında aynı oranda artış yapıldığında (kabaca 276 Bar), özgül ısı sarfiyatı artışı 30 kJ/kWh ya da %0.3 olur. Bu yüzden, Taze Buhar sıcaklığında ve basıncında aynı oranda artış yapıldığında, sıcaklığın kazandırdığı özgül ısı sarfiyatındaki artış basınçtakine göre 5 kat daha fazladır. Ayrıca, sadece buhar basıncında yapılan artış ayrıca santral yardımcı ekipmanların daha fazla güç harcamasına neden olur.

EKSERJİ ANALİZİ

3.1 Ekserjinin Tanımı

Çevre sıcaklığında çalışan enerji sistemleri için, “kullanılabilir enerji” olarak da bilinen ekserjiyi, enerjinin faydalı kısmı olarak düşünebiliriz. Yani enerjinin faydalı kısmı, enerjinin başka enerji formuna dönüştürülebilen kısmıdır. Bir madde ya da bir enerji akışına bağlı ekserji; baca gazı, soğutma suyu ve ısı kaybı şeklinde çevreye atılır. Hem ekserji bozunumu hem de ekserji kaybı, termodinamiğin ikinci kanun analizi de denilen “Ekserji Analizi”nden saptanır. Termodinamiğin ikinci kanunu, hem bir enerji taşıyıcının gerçek termodinamik değerini hem de proses ya da sistemlerden olan kayıpların ve gerçek termodinamik yetersizliklerin hesaplarının yapılabilmesi sonucu ile bir enerji dengesini tamamlar ve geliştirir. Ekserji bozunumu direkt olarak sistem içindeki tersinmezliklerin sonucudur.

Kompleks termodinamik sistemlerin optimizasyonunda, termodinamiğin ikinci kanununun çok güçlü bir araç olduğunu kanıtlamıştır. İkinci kanunun ışığında mühendislik aygıtlarının performanslarının belirlenebilmesi için; kullanılabilirlik, tersinir iş, tersinmezlik ve ikinci kanun veriminin tanımlamaları ile işe başlanmıştır. Kullanılabilirlik, verilen bir durumdaki sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iş miktarıdır. Tersinir iş ise, belirli iki durum arasında bir proses geçiren sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iştir. Ayrıca tersinmezlik, bir proses sırasında kaybedilen iş potansiyelidir ve bu kayıp iş potansiyeli, tersinmezliklerin sonucu olarak meydana gelir.

Örneğin sıcak yer altı suyu gibi yeni bir enerji kaynağı bulunduğu zaman ilk yapılan işlemlerden biri, kaynakta bulunan enerjinin miktarını yaklaşık olarak belirlemektir. Fakat sadece bu bilgiye sahip olmak, burada bir güç santrali yapmaya karar vermek için yetersizdir. Asıl bilinmesi gereken, kaynağın iş potansiyeli veya kaynağın iş yapma olanağıdır. Başka bir deyişle, kaynakta varolan enerjinin ne kadarının faydalı işe, örneğin bir elektrik jeneratörünü çalıştırmak için kullanılabilir işe dönüştürülebileceğinin bilinmesi gerekir. Enerjinin geri kalanı veya faydalı işe dönüştürülemeyen bölümü, sonuçta atık ısı olarak çevreye verileceği için önem taşımamaktadır. Bu bakımdan, belirli bir halde ve belirli bir miktarda enerjiden elde edilebilecek işi veren bir özelliğin tanımlanması çok yararlı olacaktır. Bu özelliğin adı “kullanılabilirliktir” [7].

Kullanılabilirlik çözümlemesinde ilk hal belirli olduğundan dolayı değişken değildir. İki hal arasında sistem tarafından yapılan en çok iş, hal değişiminin tersinir olması durumunda gerçekleşir. Bu nedenle sistemden elde edilebilecek en çok işicibelerken tersinmezlikler göz önüne alınmaz. Son olarak, sistemden en çok işi elde edebilmek için, hal değişimi sonunda sistemin ölü halde olması gerekir. Bir sistemin ölü halde olması demek, çevresiyle termodinamik dengede bulunması anlamına gelir. Ölü haldeyken sistem, çevre sıcaklığında ve basıncındadır. Başka bir deyişle, çevre ile ısı ve mekanik dengededir. Ayrıca sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Sistemin ölü haldeki özellikleri, (P_o , T_o , h_o , u_o ve s_o) sıfır indisıyla gösterilir. Aksi belirtilmedikçe, ölü hal sıcaklığı 25 °C ve basıncı 1 atm alınabilir. Bir sistemin ölü haldeki kullanılabilirliği sıfırdır. Bir sistemden en çok işi elde edebilmek için sistemin son halinin ölü hal olma zorunluluğu şöyle açıklanabilir: Sistemin son haldeki sıcaklığı eğer çevre sıcaklığının üzerinde veya altında ise, çevre sıcaklığıyla bu sıcaklık arasında çalışan bir ısı makinesi aracılığıyla iş yapılabilir. Sistemin son haldeki basıncı eğer çevre basıncının üzerinde veya altında ise bu basınç farkından yararlanarak genişleme işi yapılabilir.

Bütün bunlar değerlendirildiğinde şu sonuç elde edilebilir: Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimi ile çevrenin bulunduğu hale (ölü hal) getirilirse elde edilir. Bu değer, sistemin verilen başlangıç halinde, yararlı iş potansiyelini veya iş yapma olanağını göstermektedir ve

kullanılabilirlik (ekserji) diye adlandırılır. Ekserjinin, bir ısı makinesinin gerçek bir uygulamada yapabileceği iş olarak düşünülmemesi gerekir. Bu tanım, bir makinenin termodinamiğin yasalarına ters düşmeden yapabileceği işin üst sınırını belirler. Bir sistemin kullanılabilirliğiyle yaptığı iş arasında küçük veya büyük bir fark her zaman vardır. Bu fark mühendisler için daha iyinin sınırlarını çizer. Verilen bir halde sistemin ekserjisi, sistemin özelliklerinin yanı sıra, çevre koşullarına, başka bir deyişle ölü hale bağlıdır. Bu bakımdan ekserji sadece sistemin değil, sistem çevre ikilisinin bir özeliğidir. Çevreyi değiştirmek kullanılabilirliği artırmanın bir yolu olabilir, fakat kolay bir yol olmadığı açıktır[7].

M.A. Habib ve S.M. Zubair (1992) ara kızdırmalı rejenerative rankine güç santralinin ikinci yasa analizini yapmıştır[11].

Durmayaz A., Yavuz H (2001) kömür yakıtlı ve nükleer termik santrallerin performansını ekserji yoluyla değerlendirmiştir[12].

M.A. Rosen ve I. Dinçer (2003) farklı yakıtlarla işletilen termik santrallerin ekserji ekonomik performans analizlerini incelemiştir. Yatırım maliyeti ile termodinamik kayıplar arasındaki ilişkiyi araştırmışlardır[13].

S. Sengupta ve A. Datta (2007) termik santrallerdeki en fazla tersinmezliğin kazanda olduğunu hesaplamışlar ve kondenser karşı basıncı yükseltildiğinde ekserji veriminin düştüğünü gözlemlemişlerdir. Ayrıca, yüksek basınç ısıtıcıları başarılı bir şekilde işletildiğinde ekserji veriminin yükseldiğini hesaplamışlardır[14].

N. Eskin, A. Güngör ve K. Özdemir (2009) akışkan yataklı kömür yakıtlı buharlı güç santrallerinde işletme parametrelerinin termodinamik performans üzerindeki etkilerini incelemiştir. Bunun sonucunda, hava fazlalık katsayısının %10'dan %70'e çıkarıldığında birinci yasa veriminin %5.1 ve ikinci yasa veriminin %5.2 arttığı gözlemlenmiştir. Buhar basıncının 4 Bar'dan 12 Bar'a yükseltilmesi durumunda enerji veriminin %2.1 düştüğü fakat ekserji veriminin %19.9 yükseldiği bulunmuştur[15].

Hilmi Yazıcı ve Reşat Selbaş (2011) 500 MW'lık türbin gücü elde etmek için farklı kazan sıcaklıkları ve değişik debiler için hesaplamalar yapılmıştır. Soğutma suyu sıcaklığına bağlı olarak tersinmezlikler incelenmiştir. Soğutma suyu giriş sıcaklığı arttıkça, yoğunlaştırıcı tersinmezliği artmaktadır. Soğutma suyu debisine bağlı olarak incelendiğinde ise, soğutma suyu debisi arttıkça yoğunlaştırıcı tersinmezliğinin arttığı

görülmüştür. Soğutma suyu çıkış sıcaklığı arttıkça, yoğusturucu tersinmezliğinin arttığı gözlemlenmiştir. Yoğusturucu basıncı ile tersinmezliğin değişimi incelendiğinde ise yoğusturucu basıncı arttıkça, tersinmezliğin azaldığı tespit edilmiştir. Bağımlı değişkenlerden, yoğusturucu tersinmezliğine en fazla etki edenler; kazan sıcaklığı, güç akışkan debisi ve soğutma suyu debisidir. Soğutma suyunun debisi, giriş sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı, yoğusturucu tersinmezliğini önemli derece etkilemektedir[16].

S. Hasti ve A. Aroonwilas (2013) 600 °C sıcaklığa 253 Bar basınca sahip tek ara kızırmalı süperkritik termik santrali incelemişlerdir. Ocak bölgesindeki ekserji kaybı %86 ve 615 MW'tır. Kondenserdeki ekserji çok daha düşük olup 15 MW ve kondenser ekserji verimi %70'tir. Ayrıca kazandaki en çok ekserji kaybı türbinde gözlemlenmiş olup 45 MW ve ekserji verimi %82'dir[17].

M.M. Rashidi ve A. Aghagoli (2014) çift ara kızırmalı ve besleme suyu ön ısıtıcı buharlı güç santralinin termodinamik analizini yapmışlardır. Bu çalışmada, santral enerji ve ekserji veriminin sabit kazan sıcaklığı çıkışında ve kondenser basıncı arttırıldığında düştüğu gözlemlenmiştir. Fakat, enerji ve ekserji verimi herhangi bir kondenser basıncında ve kazan çıkış sıcaklığı arttığında, yükseldiğini gözlemlenmişlerdir[18].

Chao Fu (2015) kömür yakıtlı termik santrallerin termik verimini incelemiştir ve tersinmezliklere yanma reaksiyonun, duman gazı ve su/buhar arasındaki ısı transferinin, buhar çevriminin, düşük sıcaklık ısı kayıplarının ve diğer faktörlerin etkili olduğunu gözlemlenmiştir[19].

3.2 Ekserji Çeşitleri

Nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzeysel gerilmelerin olmaması durumunda ekserji dört bileşenden oluşur. Bunlar; fiziksel, kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserjilerdir [12].

3.2.1 Fiziksel Ekserji

Fiziksel ekserji, sıcaklık ve basıncı T ve P olan bir sistemin bu durumundan, sıcaklık ve basıncı (P_o , T_o) olan çevre şartları ile dengeye getirildiğinde sistemden elde

edilebilecek maksimum iş olarak tanımlanır ve fiziksel ekserjinin en genel ifadesi aşağıdaki gibi yapılabilir:

$$B_{fiz} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (3.1)$$

Burada h ve s akışkanın entalpi ve entropisini ifade eder. h_0, T_0 ve s_0 çevre şartlarındaki akışkanın entalpisini, sıcaklığını ve entropisini ifade eder.

3.2.2 Kimyasal Ekserji

Bir maddenin çevresiyle kimyasal denge haline geldiğinde ısı transferi ve madde alışverişinden dolayı yaptığı maksimum işe “kimyasal ekserji” adı verilir.

3.2.2.1 Standart Kimyasal Ekserji

Standart kimyasal ekserjiler, standart çevre (ölü hal) sıcaklığına ($T_0 = 25\text{ °C} = 298,15\text{ K}$) ve basıncına ($P_0 = 1\text{ atm}$) bağlıdır.

Referans maddeler genellikle üç grupta toplanmıştır;

- Atmosferdeki gaz bileşenler,
- Litosferdeki katılar,
- Deniz, okyanuslardaki iyonik ve iyonik olmayan maddeler.

3.2.2.2 Gaz Karışımlarının Kimyasal Ekserjileri

Gaz karışımlarının ekserjilerinin bilinmesi önem arz eder zira termik sistemlerin çoğu, gaz karışımları içermektedir. Özellikle yanma ve kimyasal proseslerin ekserji analizlerinde gaz karışımları ön plana çıkmaktadır. N adet gazdan oluşan bir gaz karışımının kimyasal ekserjisi;

$$B_0 = \sum_{i=1}^N x_i b_{0,i} + \tilde{R} T_0 \sum_{i=1}^N x_i \ln x_i \quad (3.2)$$

şeklinde hesaplanır.

3.2.2.3. Yakıtların Kimyasal Ekserjileri

Yakıtların kimyasal ekserjileri, yakıtı oluşturan bileşenlerden hareketle hesaplanabilir. Bundan dolayı Szargut ve Strylska; yakıt ekserjisinin yakıtın ısı değerine oranını ifade eden φ değerini geliştirmişlerdir. Bu oran (φ);

$$\varphi = \frac{B_0}{NKD_0} \quad (3.3)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Burada B_0 , yakıtın ekserjisi ve NKD_0 yakıtın net kalorifik değerini (Alt ısı değerini) gösterir.

Katı ve sıvı yakıtlar için yakıtı oluşturan bileşenler biliniyorsa;

$$\varphi_{kuru} = 1.0437 + 0.1882 \frac{h}{c} + 0.0610 \frac{o}{c} + 0.0404 \frac{n}{c} \quad (3.4)$$

şeklinde bulunur. Bu formülde bulunan c (karbon), h (hidrojen), o (okijen) ve n (azot) yakıtın içerisindeki kütle oranını ifade etmektedir.

Formül 3.5 içerisinde nem bulunmayan kuru yakıtlar için geçerlidir. Eğer yakıtın içerisinde nem var ise, yakıtın kimyasal ekserjisi ($B_{0,katı}$);

$$B_{0,katı} = \varphi_{kuru} \{ (NKD_0)_{katı} + w h_{fg} \} \quad (3.5)$$

şeklinde hesaplanır. Burada ki w yakıt içerisindeki nem yüzdesini ifade eder. h_{fg} ise ölü hal sıcaklığındaki doymuş buharın entalpisidir.

İçerisinde s (kükürt) bulunan sıvı yakıtların kimyasal ekserji oranı (φ) ise aşağıdaki denklemlerle bulunur.

$$\varphi_{sıvı} = 1.0401 + 0.1728 \frac{h}{c} + 0.0432 \frac{o}{c} + 0.2169 \frac{s}{c} (1 - 2.0628 \frac{h}{c}) \quad (3.6)$$

Bu formülden yola çıkarak sıvı yakıtın kimyasal ekserjisi;

$$B_{0,sıvı} = \varphi_{sıvı} (NKD_0)_{sıvı} \quad (3.7)$$

formülü ile bulunur. Burada $(NKD_0)_{sıvı}$ sıvı yakıtın net kalorifik ısıdır.

3.2.4 Termik Ekserji

Termik ekserji (B_{th}), sistemin fiziksel ekserjisinin ve kimyasal ekserjisinin toplamına eşittir.

$$B_{th} = B_{fiz} + B_{kim} \quad (3.8)$$

3.2.5 İş Ekserjisi

Ekserji, maksimum iş potansiyeli olduğundan, bütün süreçlerde iş ekserjiye eşittir.

$$B_w = W \quad (3.9)$$

3.2.6 Isı Transferinin Ekserjisi

Kontrol hacminde bir ısı transferinin ekserjisi, çevre sıcaklığı ile sistem sıcaklığı arasında çalışan bir ısı makinasından elde edilebilecek işe eşit olmaktadır. Isı makinasından elde edilebilecek işe bağlı olarak ısı transferinin ekserjisi;

$$B_Q = \left[1 - \frac{T_0}{T} \right] \dot{Q} \quad (3.10)$$

Bağıntısı ile ifade edilir. Burada $\dot{Q}$ ısı geçişini, T sistem sıcaklığını ve T_0 çevre sıcaklığını belirtmektedir.

3.3 İkinci Yasa (Ekserji) Verimi

Termodinamiğin birinci yasası, verilen ısıнын kullanılabilirliğini veya kullanabilirlik potansiyalini ölçmekte yeterli değildir. Örneğin; termodinamiğin birinci yasası ele alındığında kömür yakıtlı termik santrallerin birinci yasası jeotermik santrallere göre daha yüksektir. Fakat, ikinci yasaya göre çözümleme yapıldığında, jeotermik tesislerin ikinci yasa verimi, kömür yakıtlı termik santrallere göre daha yüksek çıkmaktadır. Bunun nedeni, jeotermik tesislerde düşük sıcaklığa sahip akışkandan iş elde edilirken, kömür yakıtlı termik santrallerde yüksek sıcaklıktaki akışkanından iş elde edilir. Bu yetersizliği gidermek için bir santralin analizini yaparken hem birinci yasa hem de ikinci yasa analizi yapmak gerekir. Bu bölümde ikinci yasa verimi (η_{II}) tanımlanacaktır. İkinci yasa verimi, gerçek ısı veriminin, aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısı verime oranıdır[7].

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{ısıl}}{\eta_{ısıl,tr}} \quad (\text{Isı makinaları}) \quad (3.11)$$

İkinci yasa verimi, makinadan elde edilen yararlı iş çıktısının, elde edilebilecek en çok (tersinir) iş çıktısına oranı olarak da tanımlanabilir:

$$\eta_{II} = \frac{W_y}{W_{tr}} \quad (\text{iş üreten makinalar}) \quad (3.12)$$

Bu tanım daha geneldir, çünkü hal değişimlerine (türbinlere, piston-silindir ve benzeri düzeneklere) ve çevrimlere uygulanabilir. İkinci yasa veriminin %100'den daha büyük olmayacağı bilinmelidir.

İkinci yasa verimi, kompresörler ve soğutma makinaları gibi iş gerektiren makinalar için de tanımlanabilir. Bu durumda ikinci yasa verimi gerekli en az (tersinir) iş girişinin, yapılan yararlı iş girişine oranı olur:

$$\eta_{II} = \frac{W_{tr}}{W_y} \quad (\text{iş tüketen makinalar}) \quad (3.13)$$

Soğutma makinası ve ısı pompası için ikinci yasa verimi, etkinlik katsayısıyla ifade edilebilir:

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{tr}} \quad (\text{Soğutma makinası ve ısı pompası}) \quad (3.14)$$

Yukarıda verilen bağıntılarda, tersinir iş W_{tr} , gerçek hal değişimindeki gibi, aynı başlangıç ve bitiş halleri kullanılarak belirlenmelidir.

İkinci yasa verimi için ortaya konulan bağıntılar, iş üreten ve iş tüketen makinalar göz önüne alınarak tanımlanmıştır ve bu amaca yönelik olmayan hal değişimlerini de kapsayacak daha genel bir ikinci yasa veriminin tanımlanmasına gerek vardır. Fakat üzerinde görüş birliği sağlanmış genel bir ikinci yasa verimi tanımı yoktur. Kaynaklarda aynı sistem için farklı ikinci yasa verimi tanımlarına rastlanabilir, ikinci yasa verimini tanımlamadaki amaç tersinir hal değişimlerine hangi ölçüde yaklaşıldığını belirtmektir. Bu bakımdan ikinci yasa veriminin değeri en kötü durumda sıfır (ekserjinin tamamen yok oluşu), en iyi durumda bir (ekserjinin tümüyle korunması) olacaktır. Bu düşünceyle ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde_edilen_ekserji}}{\text{Sağlanan_ekserji}} = 1 - \frac{\text{Ekserji_yok_oluşu}}{\text{Sağlanan_ekserji}} \quad (3.15)$$

Bu nedenle ikinci yasa verimini belirlerken ilk yapılacak işlem, hal değişimi sırasında ne kadar ekserjinin veya iş potansiyelinin tüketildiğini hesaplamaktır. Tersinir bir hal değişimi sırasında, sağlanan ekserjinin tümünün sistemden elde edilmesi (geri kazanılması), başka bir deyişle tersinmezliğin sıfır olması gerekir. Sisteme sağlanan ekserjinin tümü hal değişimi sırasında yok olursa ikinci yasa verimi sıfır olacaktır. Bir sisteme ekserjinin ısı, iş, kinetik enerji, potansiyel enerji, iç enerji ve entalpi gibi değişik şekillerde ve çeşitli miktarlarda sağlanabileceği veya elde edilebileceği bilinmelidir.

BÖLÜM 4

KÖMÜR PROSESİ

4.1 Kömür Yakıtlı Termik Santrallerin Anatomisi

Bu bölümde, kömür yakıtlı termik santrallerinde bacadan atılan gazlardan, su kullanımı süresinden, bu sistemin işleyişinden ve kömür elleçlemesinden (kullanımından) söz edilmiştir. Bir sonraki bölümde yanma (kömürleşme) ve gazlaştırmanın kömür kullanılması sırasındaki temizleme işlemine odaklanılacaktır. Bununla birlikte, bu teknolojinin önemini geleneksel kömür yakıtlı termik santralleri üzerinden örneklendirmeye odaklanacağız. Özellikle Çin ve Hindistan gibi gelişmekte olan ülkelerde temiz kömür ihraç etme kontrolü olmadan rekor sayıda kömür yakıtlı termik santral inşa edilmektedir.

Önemli alt sistemler; tahsilat ve hazırlık aşamasını, kömür yanması, buhar üretimi, türbinden elektrik üretimi, ısı yayımı, mal kontrolü, su arıtma, kül ve yan ürün elleçlemesini içermektedir.

Kömür yakıtlı termik santraller başlıca iki ana bölüme sahiptir; yakıt (yanmayla elde edilen yol) ve buhar-su yolu. İlk yol, yakıt elleçleme sisteminde depolanan kömür, yanma için kazana, kazandan da buhar olarak buhar türbinine gönderilir. Kazana hava ise, yüksek emişli fan vasıtasıyla yardımcı hava sistemi tarafından gönderilerek yakıtla havanın kazanda karışması sağlanır. Ön hava ısıtıcı alt sistemine sahip kazanda, yakıt/hava karışımı brulör yardımıyla ateşlenir ve ısı üretilir. Bu ısı suya aktarılarak buhar elde edilir. Kazandan çıkan duman gazının içindeki ince kül, oksit, sülfür, nitrojen ve bazı durumlarda civa hava kirliliği kontrol ekipmanları tarafından tutulur. Kontrol

ekipmanlarından çıkan gaz, cebri hava fanından geçerek bacadan çıkar. İkinci yol olan buhar-su yoludur. Bu aşamada kazanda yüksek sıcaklık ve yüksek basınçta buhar elde edilir ve elektrik üretmek için bu buhar, buhar türbinlerini döndürerek elektrik üretmesi sağlanır. Türbinin bir kısmından buhar alınarak, kazanda ara kızdırıcılar yardımıyla tekrar ısıtılıp alçak basınç türbinine gönderilerek daha çok elektrik üretilmesi sağlanabilir ve verim bu yolla arttırılabilir.

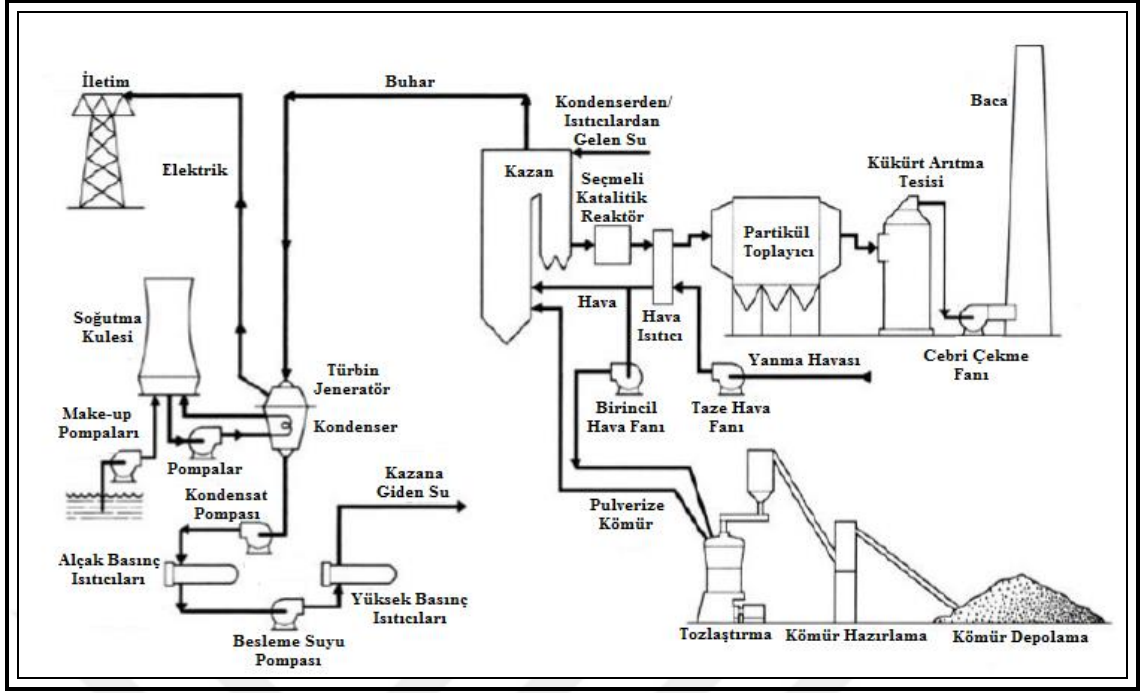
Türbinden çıkan çürük buhar kondensere gönderilerek buharın ısısı alınır. Su, tekrardan sıcaklığını ve basıncını yükseltmek için pompalar yardımıyla kazana gönderilir. Bir kısımda ısı eşanjörüne gönderilerek kalan ısıdan yararlanılır. Kondenser tarafından emilmiş olan ısı soğutma kuleleri tarafından atmosfere atılır.

4.2 Termik Santrallerde Kömür Transferi

Kömür termik santrale, ray sistemi, mavna, konveyör, kamyon, boru hattı ve okyanus taşımacılığı yardımıyla temin edilir. Santrale iletim biçimi, uygun iletim altyapısına, maden konumuna, birbiriyle bağlantılı termik santrale, termik santralin kömür ihtiyacına, sermaye ve işletme masraflarına göre seçilir. Örneğin; yakınlarda tespit edilmiş kömür madeni, kömürlerini kamyonlarla veya karayolu konveyörleriyle termik santrale iletir. Bazı termik santraller kömürlerini, kıyı şeridinden veya yakınlarda bulunan nakliye terminallerinden - okyanus transferi vasıtasıyla - teslim alır. Bazı termik santraller ise ticaret tekneleriyle yakında bulunan büyük gölleri kullanarak teslim alır. Çeşitli metodlar kullanarak gerçekleştirilen kömür transferinin hacim ve dağıtımı Çizelge 4.1’te gösterilmiştir.

Çizelge 4.1 Çeşitli kömür iletim yollarının kullanım yüzdeleri[20]

Metot	1000 ton/yıl	Yüzdelik kısım
Ray Sistemi	751,69	73,2
Mavna	96,10	9,4
Kamyonlar	96,77	9,4
Konveyör/Boru hattı	73,68	7,2
Diğer su nakilleri methodları	8,82	0,8
Diğer	0,19	<0,02
Toplam	1027,25	100



Şekil 4.1 Kömür yakıtlı termik santral şeması[20]

Kamyonlarla yapılan teslimat genellikle iki katagoriye ayrılır. Kamyonların büyük olanlarının 300 ton taşıma kapasiteleri vardır ve madenlere yakın olan termik santraller için kullanılırlar. Bu kamyonların daha küçük olanları da mevcuttur. Bunların taşıma kapasitesi yaklaşık olarak 25 tondur. Bir örnek verecek olursak, ABD'nin Pensilvanya eyaletinin Hamer City Termik Santralinde, 50 mil çapındaki madenlerden, 1884 MW elektrik üreten üç ünitesi için günde 17000 ton kömür taşımak için öncelikli taşıma biçimi 25 tonluk kamyonlarıdır (saatte 30 kamyon). 2006 yılında yerel madenlerin kapanmasıyla ray sistemi tekrardan aktif edilmiştir. Günümüzde madene taşınan kömür miktarının üçte biri ray sistemiyle temin edilmektedir.

Kamyonlar ton-mil başına ücretlendirildiği için ray veya ticaret gemilerine göre işletme masrafları daha pahalıdır. Kamyonların gidecekleri mesafe 50 mille sınırlıdır. Bu da termik santrallerde sıkışıklığa neden olur ve yüksek gözlem gereklidir. Bununla birlikte kamyon taşımacılığı daha esnektir. Çünkü, santrallerin gerekli tüketim ihtiyacına göre teslimat ayarlanabilir, var olan otoyol alt yapısı kullanılabilir(özellikle küçük kamyonlar için). Kamyonlar, sermaye yoğunluğu düşük ve rekabetin yüksek olduğu santrallere uyum gösterdiği bir gerçektir.



Şekil 4.2 100 ton taşıma kapasitesine sahip kömür kamyonu[20]



Şekil 4.3 25 ton taşıma kapasitesine sahip kömür kamyonu[20]

Bazı santrallere kömür taşıma işlemi, her bir vagonu 100 ton taşıyabilen, 100 vagona sahip geniş yük trenleri ile de yapılabilir. Bu trenler bir seferde 10000 ton kömür taşıyabilir. Büyük bir santral için, bu büyüklükteki teslimata günde en az bir defa ihtiyaç duyulur. Bazı santraller ise günde 3 ile 5 tren teslimatına kadar gereksinimleri olabilir. DTE enerji tarafından işletilen Detroit'teki 3100 MW'lık Monroe santrali, her biri 775-795 MW kapasitedeki 4 ünitesi için günde 25000 ila 30000 ton kömür tüketir. Kömür ayrıca madenden termik santraline kara üzerinden de nakledilir. 5000 ton/saat kapasitedeki konveyörler sayesinde bu iletim gerçekleştirilir. Nakil sisteminin bir örneği aşağıdaki resimde gösterilmiştir. Bu resim, Jim Walter Resurce'un 7 numaralı madeninden, yıkanmak ve işlenmek üzere, 7 numaralı maden kömür hazırlama tesisine, kömür taşıyan 5.5 millik kara üzeri konveyör kemer tipidir.



Şekil 4.4 Ray sistemi ile kömürlerin taşınması[20]

Su kullanılarak yapılan taşıma, mavnalar ve gemiler tarafından yapılır. Mavnalar genellikle 1000 ila 1500 ton arası taşıma kapasitesine sahiptir. Kargo gemileri ise 40000 ton üzeri kömür taşıma kapasitesine sahiptir. Raylı ve kamyonlarla yapılan taşıma işlemleri ile karşılaştırıldığında , kömür taşıması için mavna yöntemi en etkili metottur. Bir mavnanın kapasitesi 58 kamyonu ya da 15 vagona eşittir. Buna ek olarak, daha az enerji tüketimi sağlanır fakat, mavnalar kendi kendine boşaltma sistemine sahip değildir. Bu yüzden, mavnalar için asıl yatırım maliyeti boşaltma tesisine harcanır. Bu faktör, mavna taşımacılığı yapacak olan işletme tarafından göze alınması gereken en önemli unsurdur.



Şekil 4.5 Karadan Konveyör sistemi[20]

4.3 Kömür Süreci

Termik santrale gelen kömür kazanda yakılmadan önce 3 aşamadan geçer. Bunlar; elleçleme, depolama ve kömür prosesidir.

4.3.1 Kömür Elleçleme

Kömür elleçleme, termik santrallerin kömür dağıtma metoduna, kazan tipine ve gerekli kömür kapasitelerine dayanılarak belirlenir.

Taşınabilir (seyyar) konveyörler, küçük santrallerden vagonlara boşaltımında kullanışlı olmalı, işlemde çıkan kömürleri depolara almalı ve daha büyük termik santrallerin ihtiyaçlarını karşılayabiliyor olmalıdır. Kömür elleçleme ekipmanlarını, kazanın dizaynı ve kapasitesi belirler. Kömür elleçleme sisteminin kapasitesi, kazanın kömür kullanma oranına, santralin kömür ihtiyacına ve uygun olan boşaltma süresine göre seçilir.

Vagondan kömür boşaltma sistemi vagonu döndürerek boşaltma ve vagonun kapağını açarak altından boşaltma olmak üzere ikiye ayrılır. Otomatik döndürme sisteminde vagonlar, hidrolik ya da mekanik olarak ray yatağına kenetlendirilir. Ray yatağında ilerleyen vagon döndürülerek içindeki kömür kamyonu boşaltılır. Bu sistemin avantajı, hızlı boşaltma yapabilmesi ve saatteki boşaltma kapasitesinin yüksek olmasıdır. Fakat, dezavantajı ise kurulum maliyetinin yüksek olmasıdır. Diğer boşaltma sistemi ise, kömür nemli, yapışkan olmadıkça ve vagona donmadıkça kullanılan, kapağı açılarak dökülen basit oluşturulmuş sistemdir.

Mavnadan kömür boşaltma işlemleri çift çeneli kepçeler, küreme tekerli ekskavatör ve kaldıraçlı boşaltma sistemleri olmak üzere üç çeşittir. Çift çeneli kepçelerde mavnaya kepçenin altına yerleşir ve iş makinası kepçeler yardımıyla kömürü boşaltır, fakat küreme tekerli ekskavatör ve kaldıraçlı boşaltma sistemleri, çift çeneli kepçelere göre daha verimli ve daha fazla kapasiteye sahiptir. Okyanus aracılığıyla büyük gemilerle getirilen kömürler, küreme tekerli ekskavatörler sayesinde boşaltılır. Bunların saatlik boşaltma kapasiteleri çok yüksektir.

Kamyon boşaltma sistemi oldukça basittir ve genellikle ızgara içinden geçen depo hunisine kömür boşaltan damper sistemi içerir. Küçük tesislerde veya kömür karışımının meydana geldiği durumlarda, kömür geçici depo tesislerine boşaltılmak için kullanılır.

Diğer elleçleme ekipmanları, çeşitli bantlı konveyörler, kovalı kaldıraçlar, vidalı besleyiciler, kızaklar, besleyiciler ve geri kazanım ekipmanlarından oluşur. Bu yardımcı ekipmanlar, önce kömürün boşaltımını, daha sonra depolanmasını ve buradan da ufalayıcıya gitmesini sağlar. En son olarak da pülverizeli kazan kullanılması durumunda, pülverize tesisine kömürü aktarır. En genel konveyör tipi aralıklı taşıyıcı makaralar üzerinde hareket eden ve palanganın her iki ucunda sona eren, lastik bir bant içeren, bantlı konveyör tipidir. Bantlı konveyörler, saatte 5000 tona kadar kömür taşıyabilirler. Kovalı kaldıraçlar, dikey kaldırma yapabilen en basit ve en güvenilir sistemlerdir. Bunlar çok farklı kapasitelere sahip olabilir ve tamamen açık veya tamamen kapalı olarak çalışabilir. Kızaklardan, yer çekimi sayesinde bir bölgeden diğerine kömür transferi yapılacak durumlarda faydalanılır. Bu kızaklar çok çeşitli tasarımlara sahip olabilirler. Aynı zamanda farklı malzemelerden yapılabilirler. Besleyiciler, depo haznesinden kömür akışını sabit oranda kontrol etmek için kullanılır. Besleyici sistemi, nem seviyesi, maksimum parçacık boyutu dağılımı, birim hacim ağırlığı ve kömürün aşındırıcılığı gibi malzeme özelliklerinin analizine bağlıdır. İstenen akış oranı ve kontrol derecesine de bağlıdır. Besleyiciler genellikle, hacimsel ve kütsel olarak sınıflandırılırlar. Hacimsel besleyiciler, kazan ağzında yakıtın hacimsel olarak kontrolünü sağlar.

Tipik besleyici örnekleri; vida, bant, döner valf, titreşimli besleyiciler, masa ve kapak içerir. Kütsel besleyiciler, sistem çıkışındaki elemanlara belirli ağırlıklarda kömür sağlarlar. En genel kütsel besleyici sisteminde, bant üzerinde akan kömürün ağırlığını kontrol eden yük hücresi ile taşınmasıdır.

4.3.2 Kömür Depolama

Termik santrallerde kömür depolama hacmi yakıt sürekliliğini sağlayabilmek için gereklidir. Depolanacak kömür miktarı; termik santralin boyutu, kanunen belirlenmiş minimum gerekli miktar - örneğin kamu hizmetinin devam edebilmesi için gerekli minimum kömür miktarı - müsait depo boşluğu, kömürün dağılma özelliği, kömür dağıtımının güvenilirliği gibi birçok faktöre bağlıdır. Kömür depolama tesislerinde, açık depo doldurma alanları, kapalı ambarlar veya silolar olmalıdır. Kömür ambarları, kömürlükler ve silolar yuvarlak, kare veya dikdörtgen olmalıdır. Ayrıca çelik, beton ve

buna benzer dayanıklı malzemelerden yapılmalıdır. Depoları inşa ederken aşağıdaki faktörler göz önüne alınır.

- 1- Gerekli proses ölçüsü ve acil depo alanı,
- 2- Kömürün maksimum uygun nem içeriği,
- 3- Toz kontrolü için zorunluluk,
- 4- Soğuk havada depolananların olası donma etkisi,
- 5- Yatırım için sermaye uygunluğu.

Açık depoların hacmi genellikle 20000 m³ veya daha fazla, kömürlüklerde ise 10000 m³ 'den daha az olmalıdır. En temel çözüm bu ikisinin arasında depo yapmaktır. Bu tür depolarda hacim 10000 m³ ila 20000 m³ arasında olur.

Açık depo yığınları rampa, huni, dairesel, tek dizi, çift dizi, dikdörtgen veya bunların karışımlarından oluşan değişik şekiller olabilir. Çizelge 4.2'da yığın yüksekliğinin bir fonksiyonu olarak, bazı pratik depo hacimlerinin sınıflandırılması gösterilmektedir. Stok şekli genellikle yığının oluşturulmasında ve daha sonra yığından kömürün taşınmasında kullanılan ekipmanlara bağlıdır. Dairesel bir istifleyici, dairesel bir yığını oluştururken, konik yığınlar genellikle sabit bir istifleyici ile birleştirilir. Raya monte edilmiş hareketli istifleyiciler, dikdörtgen bir yığın oluşturmak için kullanılırlar. Yığın eğim açısı dardır. Genellikle 40 derecedir.

Çizelge 4.2 Kömür depolama şekil ve boyutları [20]

	Rampa	Koni	Radyal	Tek Sıralı	Çift Sıralı	Blok
Yığın Şekli						
Ekipman Tipi						
Yığın Yüksekliği (Feet)	25 50 75 100	25 50 75 100	25 50 75 100	25 50 75 100	25 50 75 100	25 50 75 100
Temel Genişlik (Feet)	60 120 180 240	60 120 180 240	60 120 180 240	60 120 180 240	60 120 180 240	100 200 300 400
Hacim (10 ³ cu yd)	.85 6.8 23.5 55	5.8 48 164 385	10.5 85 294 685	21 170 588 1370	46 370 1250 2950	
Alan Kullanma Faktörü ft ² /ton	6.2 3.2 3.1 1.6	3.4 1.7 1.2 0.9	4.2 2.1 1.4 1.0	2.8 1.9 1.25 0.9	2.0 1.0 .66 .50	

Uzun süreli kömür depolamada birçok sorun göz önünde tutulmalıdır. Bunlardan bazıları; kömür oksitlenmesi, doğal yanma, kısa ömürlü toz çıkarma, yedek kömür akışıdır. Kömür içindeki hava akışını azaltmak için kömür sıkıştırılır. Böylece depolanmış kömürdeki oksitlenme problemi azaltılmış olur. Karakteristiğe göre yığınların sınıflandırılmasında, gevşek kömür yığınlarının yoğunluğu 800 kg/m^3 , iyi sıkıştırılmış kömür yığınlarının yoğunluğu 1040 ila 1150 kg/m^3 arası olması uygundur. Kullanılmayan kömür yığınlarının gaz sızdırmasını engellemek için dış yüzeyleri petrol ürünleri veya hidrokarbonların, sabunların, yağ asitlerinin veya kireç sütünün sulu çözeltileri ile spreylenebilir.

Sert kış şartlarının ve depo alanlarının sınırlı olduğu yerlerde örtülü yedek depolar kullanılır. Kubbe biçimindeki binaların yüksekliği 15 ila 60 m arasında, çapı ise 60 ila 90 m arasında değişir. Çadır şeklindeki binaların uzunluğu 30 ila 300 , genişliği 30 ila 75 m ve yüksekliği 15 ila 30 m arasındadır. Kömürlükler ve silolar genellikle silindiriktir, çelik ve betondan yapılır. Termik santrallerde bulunan büyük silolar 10000 ila 20000 arasında kısa ton kömür depolayabilir ve çoklu silolar gerekli depolama için kurulabilir. Kömür hazneleri, pulverizörler gibi diğer kömür işleme ekipmanlarına arasıl depo görevi görür. Kömür hazneleri normal boyutlarıyla 8 ila 24 saatlik yakıt sağlayabilirler. Genelde bir hazne pulverizör ve kömür kazanını besleyebilir.

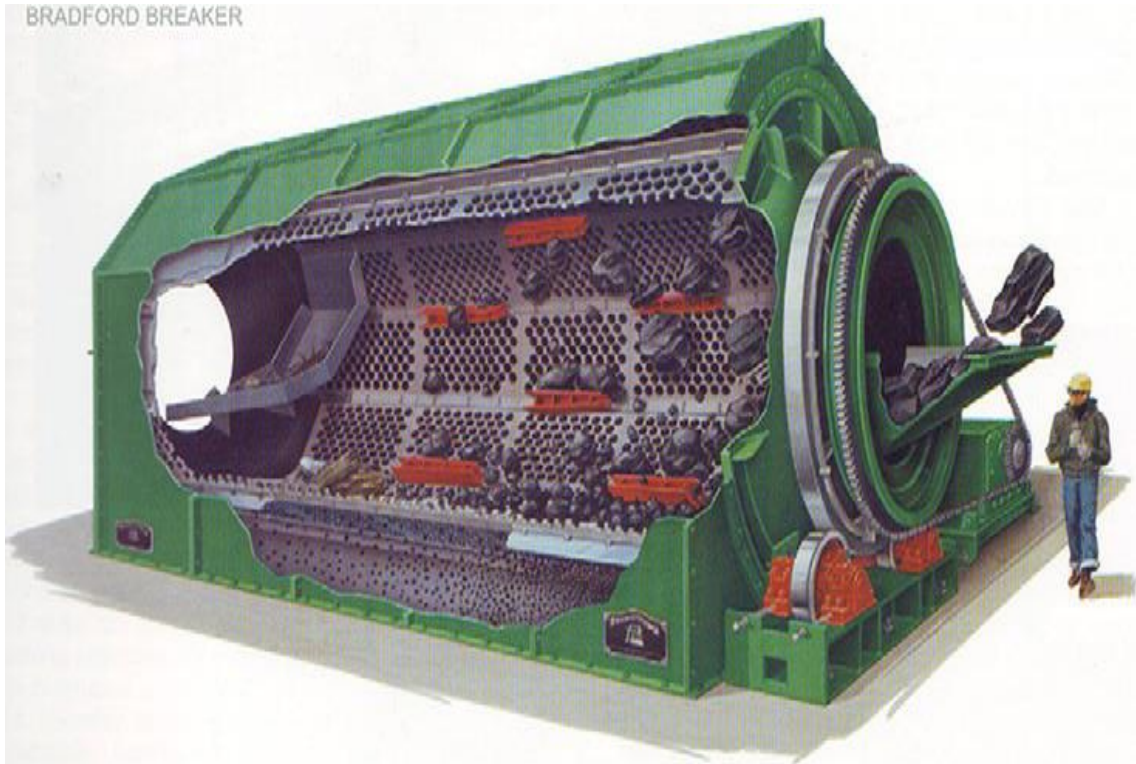
4.3.3 Kömür Prosesi

Güç santrallerinde alınan kömür genellikle 2 inç boyutlarında öğütülür ve kazanda kullanım için daha ufak parçalara ayrılması gerekir. Kömür, daha sonra ızgaralı kazanlarda, akışkan yataklı kazanlarda ve siklon ateşlemeli yataklarda kullanım için öğütülür. Kömür, pulverize yakıtlı kazanlarda kullanım için çok ince öğütülür. Kömür boyutu küçültmede kullanılan ekipmanlar genellikle üç esas kategoriye ayrılır: Birincil öğütme, ikincil öğütme ve pulverizasyon işlemi yerine geçen taşlama. Aşağıdaki çizelgelerde sırasıyla her kategorinin önemli karakteristiklerini listelemektedir. Bazen taşlama kategorisi kalın ve ince taşlama olarak ikiye ayrılır.

Bredford kırıcıları normal olarak maden ya da santral alanında tüvenan kömürü öğütmede, boyutlandırmada ve temizlemede kullanılır. Şekil 4.6'da gösterilen Bredford kırıcısı içsel rafları bulunan delikli levhadan yapılmış geniş bir silindir.

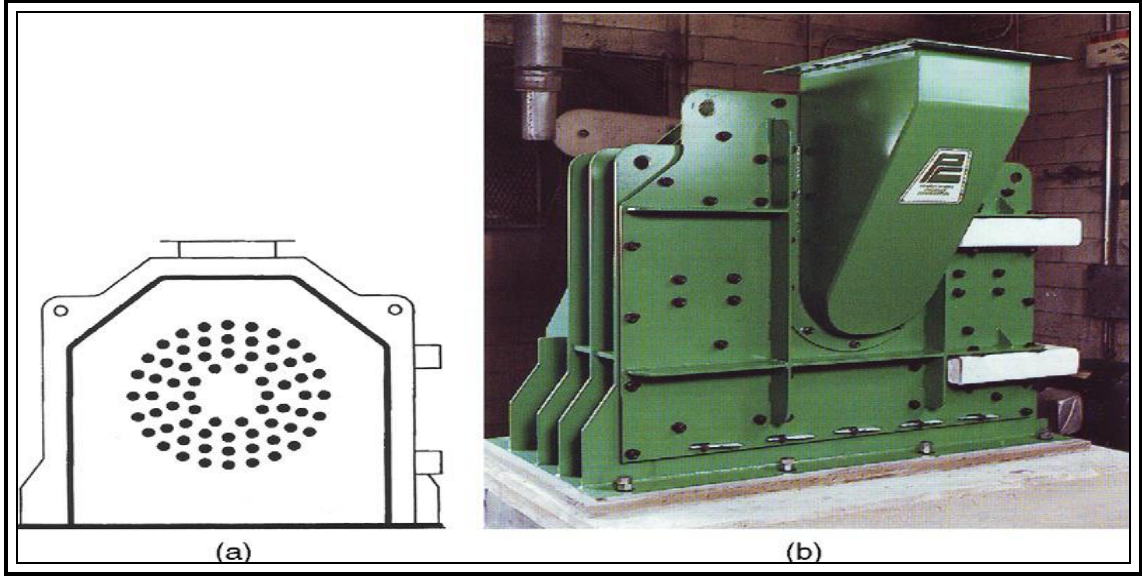
döndükçe raflar beslemeyi kaldırır ve besleme raflardan kayarak kendi doğal çatlama hatlarından parçalanacağı gözenekli levha üzerine düşer.

Gözenekli levha deliklerinin boyutları ürün boyutlarını belirler. Boyutlanmış ürün levha üzerinden akar, ancak büyük boyutlu parçalar gözeneklerden geçebilecek boyuta gelene kadar tekrar kaldırılır ve aşağı atılır. Hurda demir, kıymık ve diğer artıklar atık küreği tarafından çıkarılıp tasfiye edilmek üzere silindirin boşaltım bölümüne taşınır.



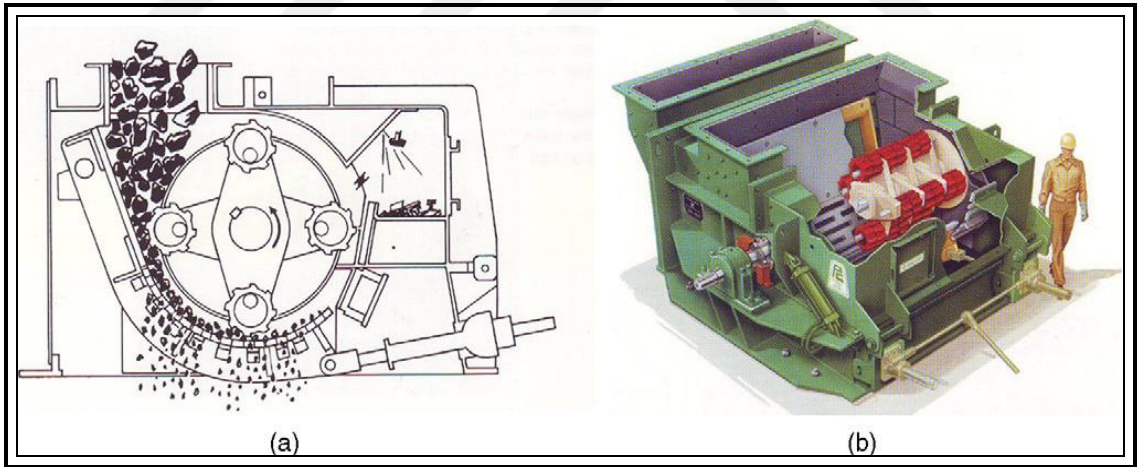
Şekil 4.6 Bredford Kırıcısı [20]

Kafesli değirmenler test edilebilir kuru malzemelerin boyutlanmasında kullanılır. Aşağıdaki şekilde gösterilen kafesli değirmen yönlendirilen ortak merkezli rakor serisi içerir. Besleme değirmenin merkezine girer ve boyutu küçülmeye başlar. Darbeden sonra parçalanmış kömür boyutlandırma işleminin devam ettiği ikinci rakor dizisine geçer. Boyut küçültme yakıt darbe plakasına atılana kadar takip eden dizilerde devam eder. Sonunda değirmenden çıkar. Ürün boyutu rakorlar arasında boşluk farkları ve dönen kafesin hızının ayarlanması ile kontrol edilir.



Şekil 4.7 Kafes Kırıcıları [20]

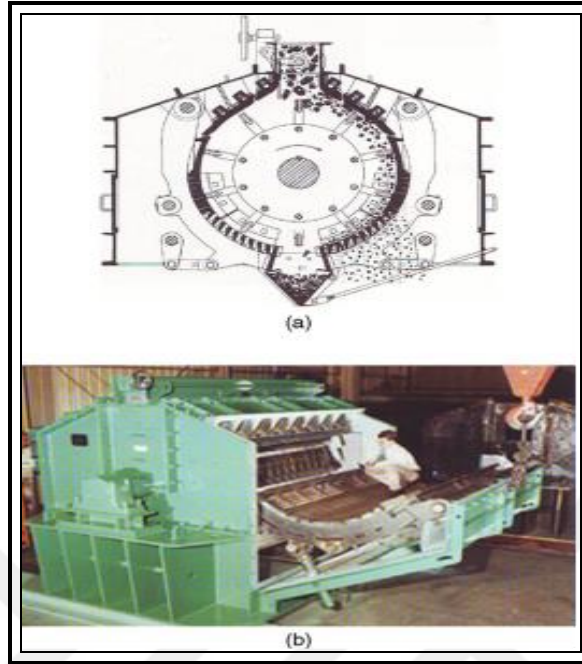
Ufalayıcılar, tanecikli ürün üreten yavaş pozitif dönme hareketli çekiç halkası dizileri kullanarak darbe ve dönerek sıkıştırma hareketinin kombinasyonu ile kömür öğütür. Ürün boyutu gözenek genişliği ile belirlenir. Genişlik kafes ve çekiç halkaları arasındaki açıklığı değiştirerek ayarlanır.



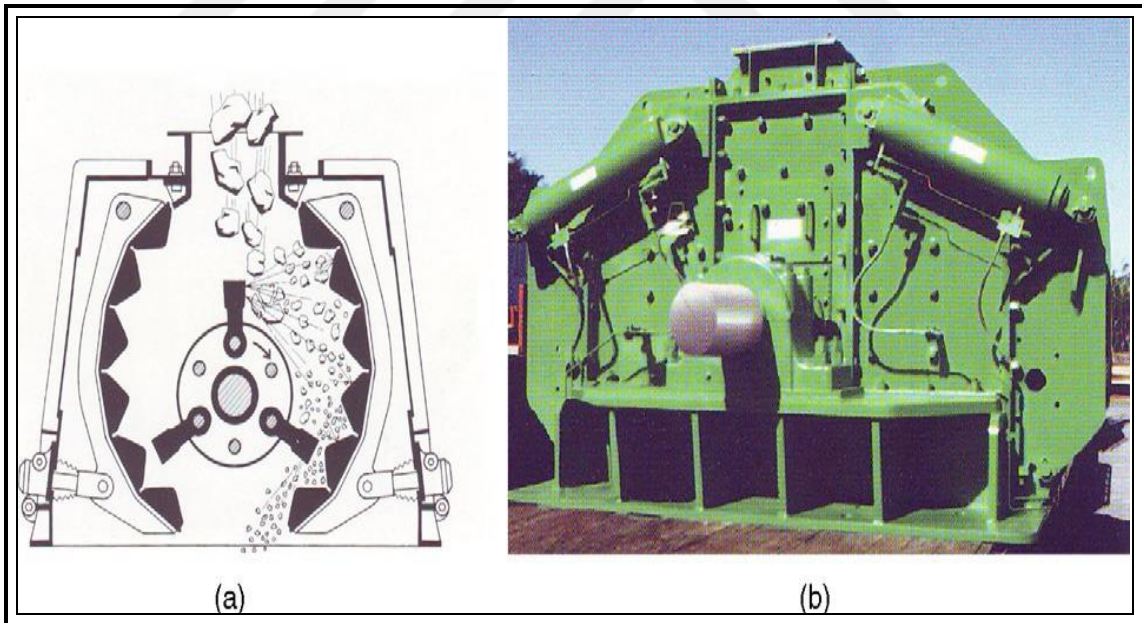
Şekil 4.8 Ufalayıcılar [20]

Darbeli kırıcılar ürün boyutunu iki aşamalı işlem ile azaltır. Ürün ilk olarak dönen çekiçlerin dinamik darbesi ile ufaltılır. İkinci aşamada çekiçler ve gözenek parmaklıkları arasındaki küçük açıklıkta aşındırma ve makaslama ile devam eder. Darbeli kırıcının öğütmesi sonucunda yüksek homojenlikte kömür çıkar. Elek üstünde kalan kömür miktarı çok azdır. Modern sistemlerde iki bakım arasındaki süreyi arttırmak ve

kullanılan çekiç malzemesini maksimum verimlilikte kullanmak için tersinir çekiç kullanılır.

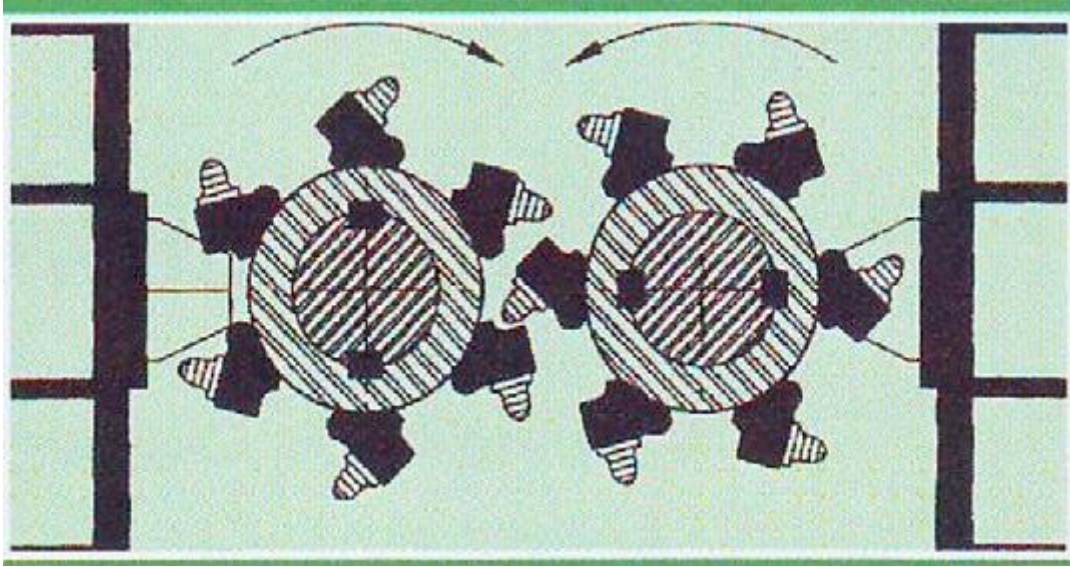


Şekil 4.9 Darbeli Kırıcı [20]



Şekil 4.10 Darbeli Kırıcı [20]

Çarpma aygıtları 1/8 inç'in altındaki boyutlarda minimum toz miktarı ile maksimum oranda ürün üretmek için kullanılırlar. Modern çarpma aygıtlarında hammadde olarak ıslak kömür de kullanılabilir. Milleri genellikle çekiğin her iki yüzünde eşit kullanım sağlamak için her iki yönde çalıştırılabilir. Bir çarpma aygıtı yukarıda gösterilmiştir.



Şekil 4.11 Çift Merdaneli Darbeli Kırıcı [20]

Çift merdaneli öğütücüler karşılıklı dönen iki merdanelenin arasındaki kömürü öğütürler. İki merdane birbirine doğru dönerken kömür, alttaki çekicin üstünde bulunan boşlukta tutulur ve üsteki çekiç ile kırılarak öğütülür. Döngü bu şekilde kömür öğütülene kadar devam eder. Ürün boyutu merdaneler arasındaki boşluğun boyutu ile belirlenir. Çift merdaneli öğütücünün bir örneği Şekil 4.11’te gösterilmiştir.

Çizelge 4.3 Temel (Ana) Kırma İçin Ekipman Özellikleri [20]

Özellikler	Dönen Kırıcı	Tek Yuvarlama Öğütücü	Çift Yuvarlama Öğütücü	Tek-Rotor Darbe Öğütücü
Performans üzerinde besleme oranı etkisi	Duyarlı değil	Duyarlı	Duyarlı	Duyarlı
Yabancı maddelerin beslemedeki etkisi	Duyarlı değil	Duyarlı	Duyarlı	Duyarlı değil
Göreceli azalma oranı	Yüksek	Düşük	Düşük	Orta derece yüksek
Üretilen ince tane oranı	Düşük	Orta	Yüksek	Orta derece yüksek
Kırma methodu	Darbeli	Basınçla koparma	Basınçla koparma	Darbeli
Özel inşa	Evet	Hayır	Hayır	Hayır

Çizelge 4.3 Temel (Ana) Kıрма İçin Ekipman Özellikleri (Devamı) [20]

Uygun Ekipman tedarığı	Yüksek	Orta	Düşük	-
Bakım-Onarım maliyet oranı	Düşük	Orta	Yüksek	-
Avantajı	Geri çevrilen yabancı maddeleri temel zenginleştirme sağlar.	Sert ve sağlam kömürü kırmak için etkilidir ve ayrıca maden atıklarını kırmada da etkilidir.	Sert ve sağlam kömürü kırma için etkilidir.	Sert ve sağlam kömürü kırmak için etkilidir
Dezavantajları	Çok sert ve sağlam kömürleri ezmek için etkili değildir.	Büyük boy malzeme üretebilir.	Büyük boy malzeme üretebilir.	Maddeler bazen kırıcılara dolaşarak arıza oluşturabilir.

Çizelge 4.4 İkinci Kıрма için Ekipman Özellikleri [20]

Özellikler	Çift yuvarlak öğütücü	Darbeli kırıcı (çekimli öğütücü)	Darbeli kırıcı (kafes yapılı)
En yaygın uygulama	Temiz kömür kırma	Kirliliğin açığa çıkması	Tozlaştırılmış temiz kömür
Birim başına kapasite oranı	Düşük	Yüksek	Yüksek
Beslemenin maksimum sınırlamaları	Sınırlı	Daha az sınırlı	Daha az sınırlı
Üretilen ince tane derecesi	Düşük	Yüksek	Yüksek
Ezme/kırma metodu	Basınç ile koparma	Darbeli yıpranma,koparma	Darbeli yıpranma,koparma
Kullanılabilirlik oranı	Yüksek	Orta	Düşük
Bakım/Onarım maliyet oranı	Düşük	Orta	Yüksek
Çeşitli açıklamalar	Düşük miktarda ince taneli kömür üretimi gerçekleştirilir.	Minimum boyutta küçük taneli kömür üretimi gerçekleştirir	Aşırı aşınmayı önlemek için yumuşak, kırılğan kömür önerilir.

Çizelge 4.5 Değirmenler için Ekipman Özellikleri [20]

Özellikler	Bilyalı Değirmen	Bilyalı ve yataklı değirmen	Silindir ve yataklı değirmen	Çarpmalı/sürtünmeli değirmen
Pülverize hale getirme metodu	Darbeli/sürtünmeli	Basınç	Basınç	Darbeli/sürtünmeli
Kullanım	Yatay,küçük dişli ve büyük vites	Dikey, konik dişliler	Dikey, helezon dişlisi	Yatay, doğrudan motorla eşleme
Hız-rpm	15-25	90-200	20-105	900-1800
Kapasite (ton/saat)	2-160	2-20	2-105	3-30
Maksimum kömür giriş boyutu (mm)	19	38	25-50	50
200 elekten baştan sona öğütme inceliği,(74 mikrometre)	%70-95	%70	%65-85	%70-95
Saflık oranıyla değirmen elementlerinin yıpranması	Yıpranma olmaz fakat bilyalar zamanla değiştirilmelidir	Yıpranma olmaz	Sabit saflığa uyum sağlar	Yüksek derecede yıpranma
Gürültü	En yüksek	Yüksek	Epey yüksek	En az
Pülverize fan	İşlenmiş kömür ve hava	Yalnızca hava	İşlenmiş kömür ve hava	İşlenmiş kömür ve hava
Kömürün normal tipi	Taş kömürü, ziftli ve alt bütümlü kömür	Ziftli, alt bütümlü ve linyit kömürü	Ziftli, alt bütümlü ve linyit kömürü	Ziftli ve alt bütümlü kömür
Esas Avantajlar	Düşük onarım, yüksek dayanıklılık	Yoğun, düşük sermaye ücreti, birçok kömüre uyum sağlama	Düşük onarım, düşük titreşim, kapasite üzerinde aşındırma çevrimi	Yoğun, yük değişimlerine hızlı uyum sağlama
Esas Dezavantajlar	Büyük alan ihtiyaçları, gürültülü, yüksek güç tüketimi	Yüksek bakım ücreti, düşük kapasite	Dış hava sıcaklığı maksimum 90 °C olmalıdır	Yüksek onarım ücretleriyle abrasif kömürler

Çizelge 4.6 Yanma Prosesinin Yakıtlara Göre Boyutlandırılması [20]

Yakıt tipi	Pulverize kömür	Sirkülasyonlu akışkan yatak	Izgaralı Kazan	Siklon
	Proses dağılımı (200/50 elek)	Proses maksimum boyutu	Proses maksimum boyutu	Proses maksimum boyutu
Taşkömürü	% 80-99	1/4"	5/16"-1 ^{1/2} "	1/4"
Düşük uçucu ziftli kömür	% 75-99	3/8"	3/4"-1 ^{1/2} "	1/4"
Yüksek ve ucucu ziftli kömür	% 75-99	1/2"	3/4"-1 ^{1/2} "	1/4"
Alt bitümlü kömür	% 65-98	1/2"	3/4"-1 ^{1/2} "	1/4"
Linyit kömürü	% 65-98	1"	3/4"-1 ^{1/2} "	1/4"

Çizelge 4.7 Yakıt Boyutlandırma Ekipmanları [20]

Teknoloji	Taşılama Şekli	Kullanım	Çıkış	Sistem
Bradford Kırıcıları	Yerçekimi	Birincil Kırma	İri Taneliye Oranla en az ince tane, %100 ölçülü	Maden ve termik santrallerde birincil boyutlandırma
Kafes Değirmenler	Darbeli	Birincil Kırma ve Son Boyutlandırma	İri Tane	CFB, Izgaralı kazan, siklon
Ufalayıcılar	Darbeli ve Basınçlı	Birincil Kırma ve Son Boyutlandırma	Minimum tane boyutu	CFB, Izgaralı kazan, siklon
Çekiçli Kırıcı	Darbeli, Sürtünme, Koparma	Birincil Kırma ve Son Boyutlandırma	Kontrol edilir boyut yönetimi. Orta ve Yüksek tane boyutu	CFB, Izgaralı kazan, siklon
Darbeli Kırıcı	Darbeli	Son Boyutlandırma	Kontrol edilir boyut yönetimi. Minimum tane boyutu	CFB, Izgaralı kazan, siklon

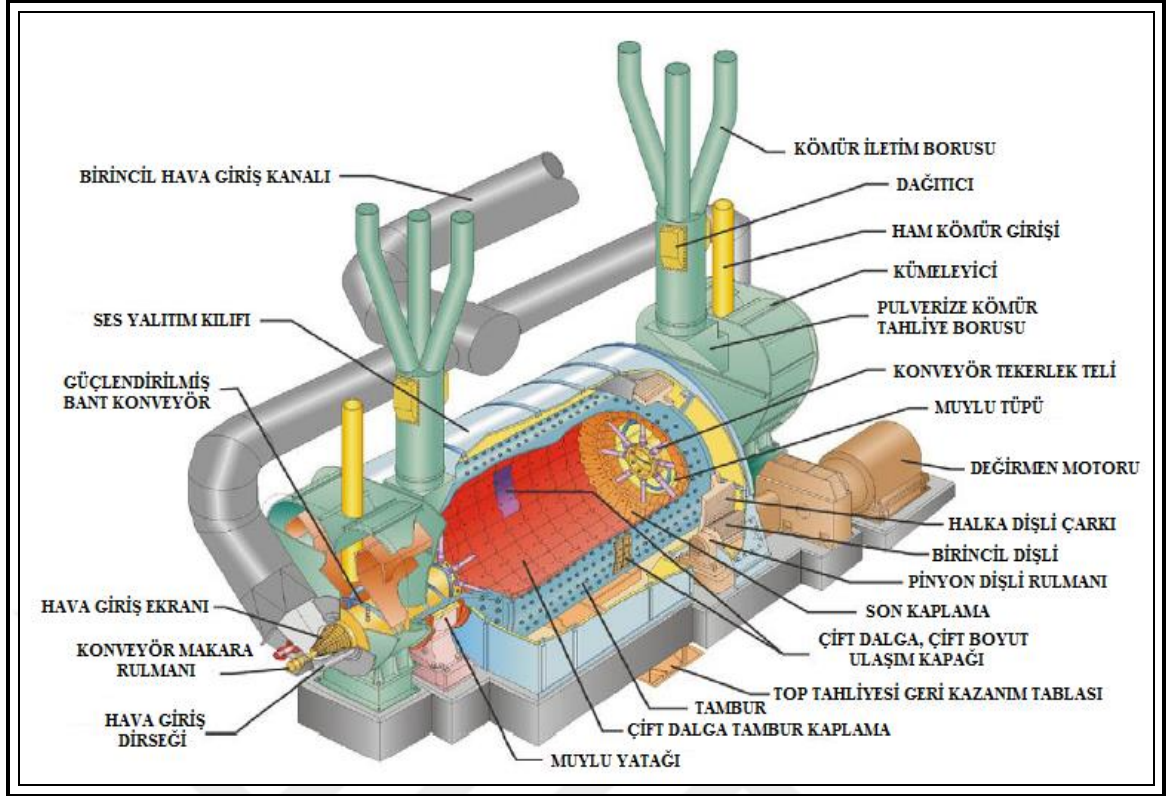
Çizelge 4.7 Yakıt Boyutlandırma Ekipmanları (Devamı) [20]

Çift Rulolu Kırıcı	Basınç	Son Boyutlandırma	Kontrol edilir boyut yönetimi. Minimum tane boyutu	CFB, Izgaralı kazan, siklon
Bilyeli Değirmenler	Basınç	Son Boyutlandırma	Kontrol edilir boyut yönetimi. Maksimum tane boyutu	CFB, Izgaralı kazan, siklon
Dikey Eksen Değirmeni	Yerçekimi, Darbeli	Son Boyutlandırma	Kontrol edilir boyut yönetimi. Maksimum tane boyutu	CFB, Izgaralı kazan, siklon

Bilyalı değirmen pulverizörler döner merdanelerinin içinde bulunan sertleştirilmiş çelik bilyaların etkisiyle dönme hareketi sonucunda yerçekiminin etkisini kullanarak öğütme işlemi yapar. Kömürün sıkıştırılması havanın süpürme etkisiyle gerçekleşir.

Bilyalı değirmen pulverizörlerinin ana elemanları aşınmaya dayanıklı madde ile astarlanmış geniş bir hazne, her iki uçta bulunan muylu çukurları ve son ürünü boyutlandıran bir ayırıcıdır. Hazne yatay olarak monte edilir ve muylu yatakları tarafından desteklenir. Bilyalı değirmen dönerken, yakıtın ve bilyaların düşük bir hızda alt üst edilmesini sağlar, bu da yakıtı pulverize eder. Öğütülmüş ürün, içeriden ya da dışarıdan monte edilen ve doğru boyuttaki kömürü geçirip, elek üstü ürünü tekrar öğütülmesi için değirmene geri gönderen ayırıcı tarafından boyutlandırılır. Bilyalı değirmenin bir örneği Şekil 4.12’de gösterilmiştir. Kömürü kurutmak ve iletmek için öğütme işlemi sırasında sıcak hava kullanılır.

Bilyalı değirmen pulverizörleride, öğüttüğü kömürün inceliğine göre güç kullanımı artar. Bilyalı değirmen pulverizörleri eskiden taşkömürü ve petrol koku öğütmede kullanılmıştır. Bunların düşük nem seviyeleri ve benzersiz yanma karakteristikleri olduğundan bilyalı değirmenler için idealdir.

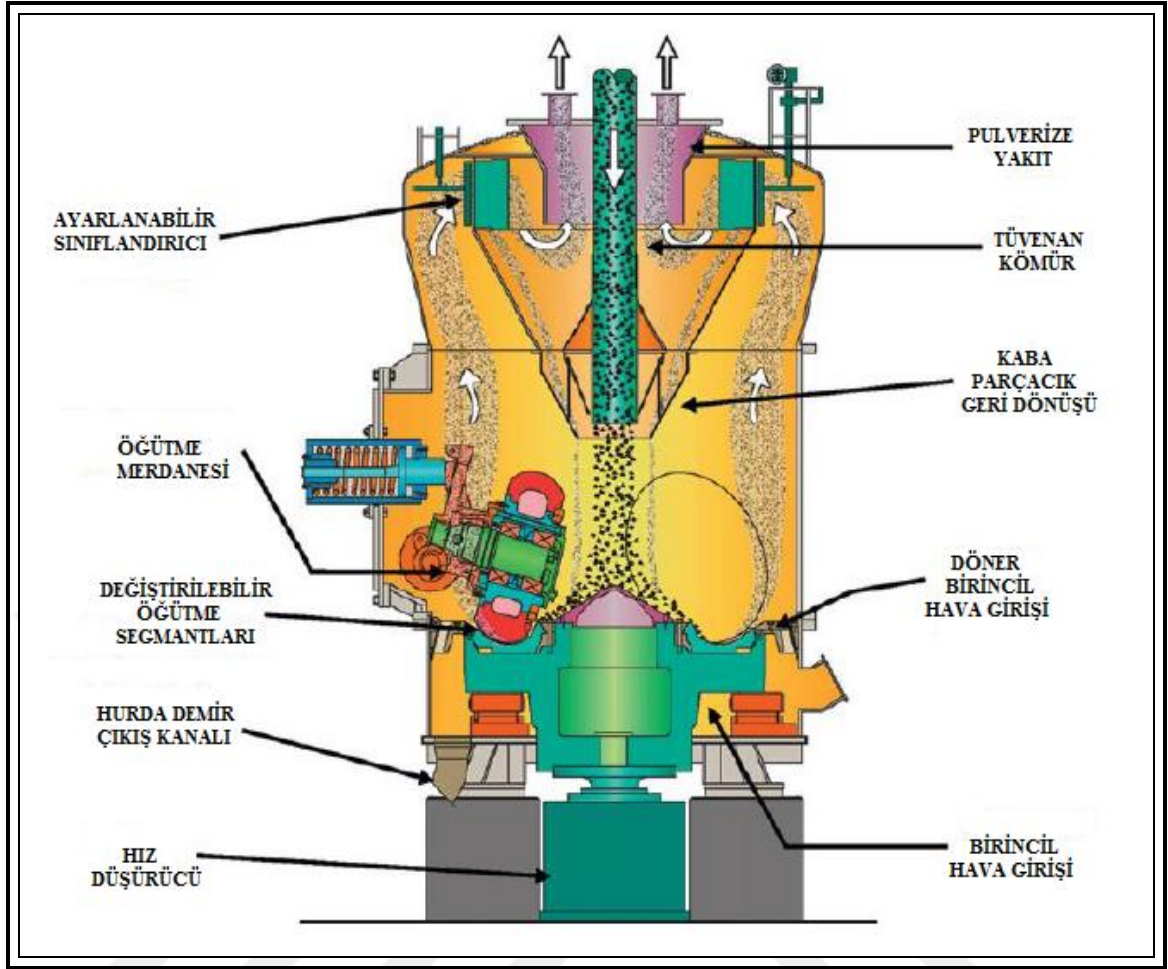


Şekil 4.12 Bilyalı Değirmen Örneği [20]

Dikey kovanlı değirmenler, dönen tezgah ve geniş öğütme silindirleri arasında kömürü aşındırarak ve sıkıştırarak öğütmek için hava süpürmesi etkisinden yararlanır. Silindirler, mekanizmanın öğütme kapasitesini arttırmak için dıştan bir yükleme mekanizması kullanır. Değirmen, öğütme tezgahı ve öğütme silindirleri arasında bir kömür yatağı oluşturarak kömürü işleme tabii tutar. Silindirler kömür yatağına basınç uygulayarak kömür salkımlarının birbirlerine sürtmesini ve böylece parçalanmasını sağlar. Sıcak hava, kömürü kurutmak ve iletmek için kullanılır. Şekil 4.13’de Foster Wheeler MBF pulverizörünün ana elemanları işaretlenmiş ve sistem boyunca kömür akış şeması gösterilmiştir.

Dikey kovan pulverizörleri, pulverize kömür kazanlı buhar santrallerinde kullanılan en yaygın öğütme değirmenleridir. Düşük beygir gücü kullanımında ve tesisin çabuk devreye girmesi istendiğinde yüksek öğütme inceliği sağlar. Bu tür değirmenlerde iki bakım arasındaki süre nispeten diğerlerine göre daha uzundur.

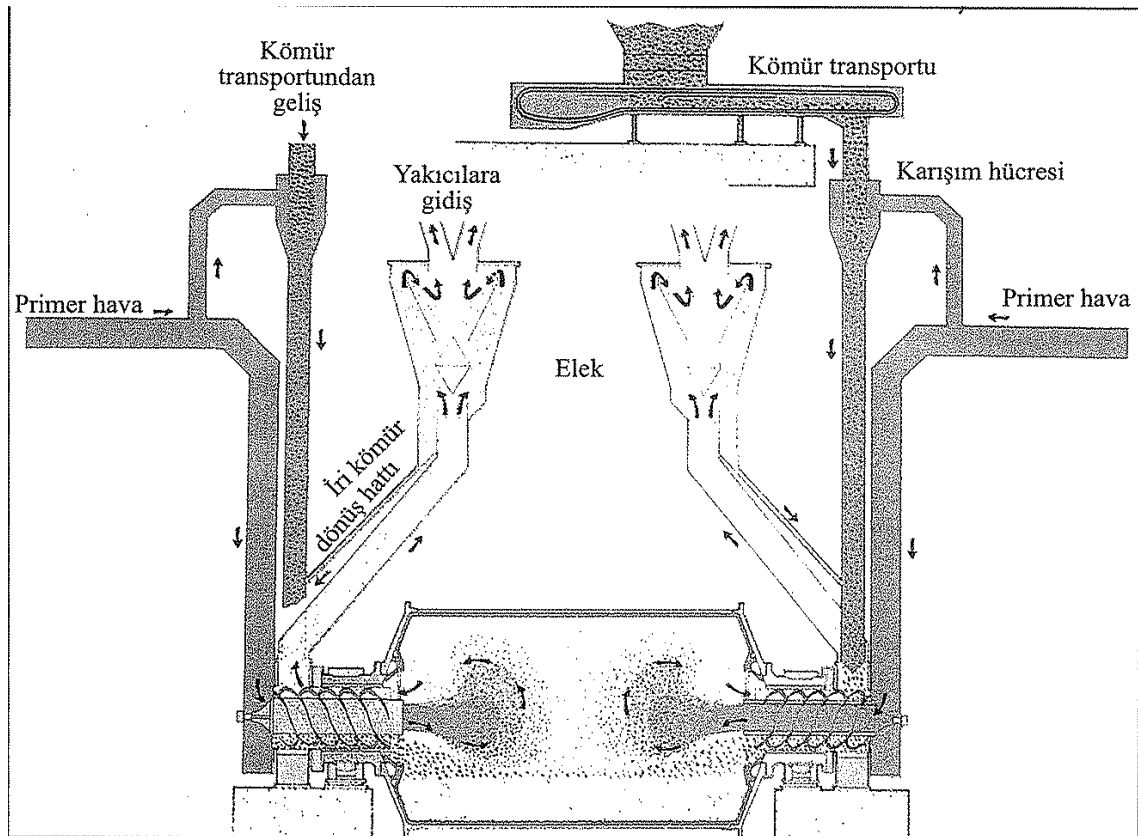
Ağır yanma ve emisyon kuralları nedeniyle ve yeni malzemelerin kullanılmaya başlamasından dolayı kömür değirmenleri, üreticiler tarafından gün geçtikçe gelişmektedir.



Şekil 4.13 Foster Wheeler MBF Değirmeni [20]

Değirmen türlerinden bir tanesi de tamburlu tip değirmendir ve Şekil 4.14’de gösterilmiştir. Bu tip değirmenlerin ağırlıkları çok fazla olduğundan, çektikleri güç miktarı da oldukça fazladır (15-35 kWh/ton kömür). Öğütebildikleri maksimum kömür miktarı da 60 t/h civarındadır.

Tamburlu tip değirmenlerin avantajları olarak; çok ince öğütebilme özelliklerini, en sert yakıtlarda bile az bir aşınma göstermelerini, yabancı maddelere karşı duyarlı olmamalarını ve bakımlarının kolay olmasını gösterebiliriz. Ancak bu tip değirmenlerin çok fazla güç çekmeleri ve fazla yere ihtiyaç göstermeleri gibi dezavantajları bulunmaktadır.



Değirmenlerle ilgili önemli bir not olarak da;

Nem miktarı %60'ın üzerinde olan düşük kaliteli kömürlerin kullanılması halinde, mutlaka Brüden diye adlandırılan donanımdan yararlanılmalıdır. Bu durumda, değirmenden çıkan kömür, toz kömür yolu ve Brüden kömürü yolu diye iki farklı yola ayrılır. Kalorifik değeri daha yüksek olan kömür, toz kömürü yolundan kazanın alt sıra yakıcılarına gelir. Kalitesi daha düşük olan Brüden kömürü ise öteki yoldan üst sıradaki Brüden yakıcılarına gelerek yanar. Bu sayede düşük kaliteli kömürlerle de kazanda rahat bir yanma sağlanmış olur.

BUHAR KAZANLARI

5.1 Buhar Kazanlarının Çalışma İlkesi

Yakıttaki kimyasal enerjinin ısı enerjisine dönüştürülmesi ve elektrik enerjisinin üretilmesi için gerekli karakteristiklerdeki buharı üreten tesislere, kazan denir.

Yanma sonucu meydana gelen gazlar (baca gazları) ısılarını konveksiyon ve radyasyon (ışınım) yolu ile kazan borularına vererek boruların içerisinde geçmekte olan suyun sıcaklığının yükselmesini sağlarlar. Su sıcaklığı kazan basıncının karşılığı olan buharlaşma sıcaklığına eriştiğinde buharlaşma başlar. Bu şekilde meydana gelen su-buhar karışımı genellikle 'dom' denilen bir haznede doymuş buhar ve su olmak üzere ikiye ayrılır. Doymuş buhar daha sonra yine baca gazı ile kızdırılır. Su ise tekrar çevrimin başlangıç noktasına gönderilerek yeniden ısıtılır. Kızdırıcılarda mümkün olduğu kadar yüksek sıcaklıklara erişmek santral işletmeciliği yönünden arzu edilen bir durumdur. Yani kızdırıcılardan geçen baca gazı sıcaklığı genellikle oldukça yüksektir. Bu nedenle baca gazları dışarı atılmadan önce besleme suyunun ve yanma havasının ön ısıtılmasında da kullanılabilir.

Kazanların ocak bölümünde baca gazı ile kazan boruları arasındaki ısı transferi radyasyon yolu ile meydana geliyorsa, bu tip kazanlara 'radyasyon kazanları' denir. Baca gazlarının sıcaklığı ne kadar yüksek olursa kazandaki ısı transferinin, radyasyon yolu ile meydana gelen bölümünde o kadar büyük olur. Aslında herhangi bir kazan için radyasyon kazanı deyimini kullanmak yerine, o kazanın radyasyonlu olan

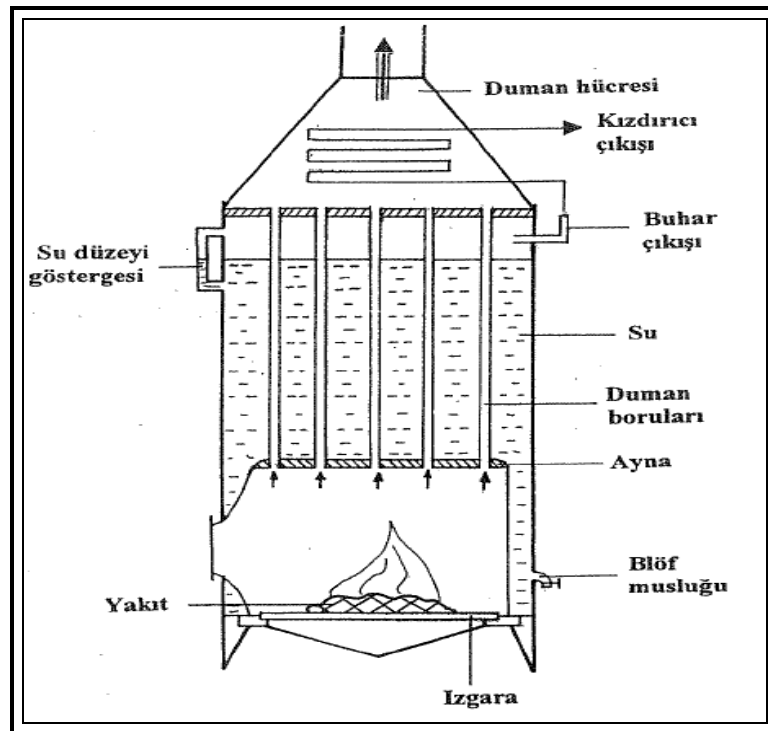
bölümlerinden söz etmek daha doğrudur. Çünkü bu tip kazanların da kızdırıcı ve ön ısıtıcılarında ısı transferi özellikle konveksiyon yolu ile gerçekleşir.

Kazanların ocak sıcaklıkları, ocak tipleri ile yakından ilgilidir. Izgaralı ocaklarda bu değer 1200 °C, katı curufllu pülverize tip ocaklarda 1400 °C, sıvı curufllu pülverize tip ocaklarda (Ergitme ocakları) ise 1600 °C dolaylarındadır.

5.2 Kazan Tipleri

5.2.1 Büyük Su Hacimli Kazanlar

Duman borulu kazanlar silindirik bir gövde ve bu gövdenin içerisinde uzanan duman borularından meydana gelir. Kazanın ocak bölümü ya duman borularının başlangıç kısmında, ya da kazanın ön ve altındaki bir bölmededir. Aşağıdaki şekilde duman borulu kazanın basitleştirilmiş şeması gösterilmektedir. Baca gazları boruların içerisinde geçerek duman hücreğine gelmekte ve oradan da bacaya atılmaktadır. Baca gazları boruların içerisinde geçerken çevresindeki suyu ısıtarak buharlaştırmaktadır. Buharlaştıran su, borularla alınmakta ve duman hücreğinde kızdırılarak kullanma yerine gönderilmektedir.



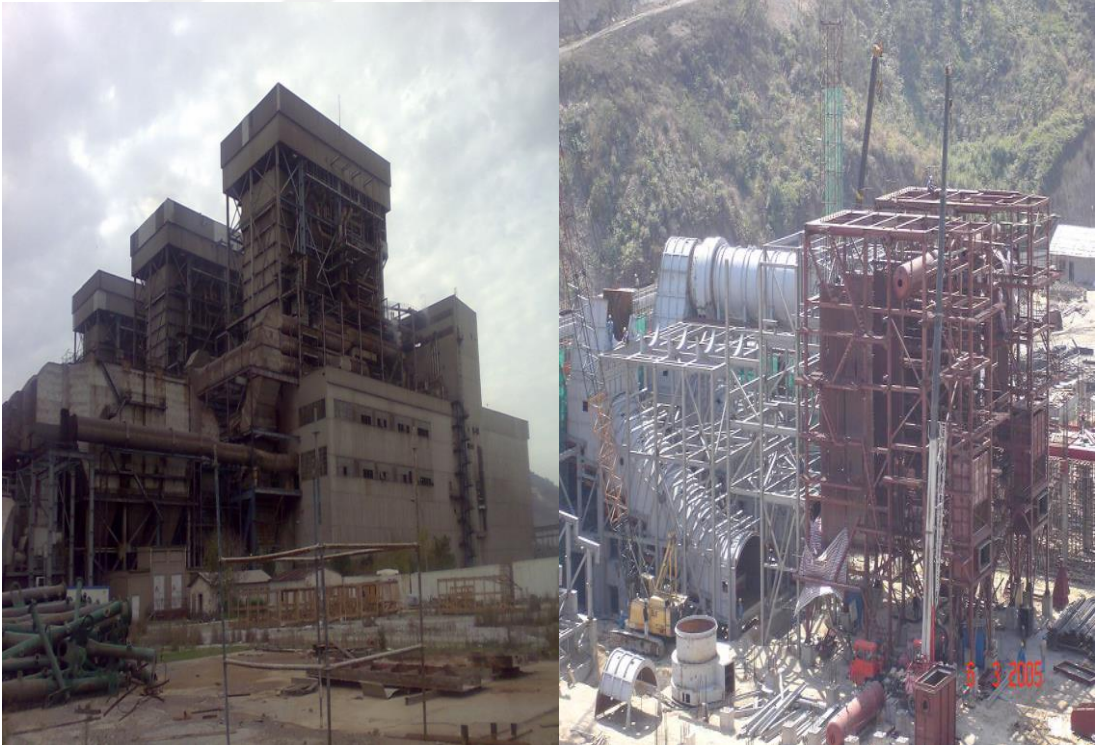
Şekil 5.1 Katı yakıt kullanılan duman borulu bir kazanın basitleştirilmiş şeması[21]

Duman borulu kazanların, çok yüksek kalitede besleme suyuna ihtiyaç göstermemeleri ve su hacimlerini fazla olması nedeniyle devamlı değişmekte olan yüklere ayak uydurabilmeleri gibi avantajları vardır.

Bununla birlikte bu kazanlar yalnızca çok küçük santraller için düşünülebilir. Çünkü duman borulu kazanların ısınma süresinin çok uzun olması, çok yer kaplamaları ve en çok 25 atü'lük bir basınç için dizayn edilebilmeleri gibi dezavantajları vardır. Elektrik üretim tesislerinde ancak yardımcı kazan olarak yararlanılabilmektedir.

5.2.2 Su Borulu Kazanlar

Büyük enerji ihtiyaçlarının karşılanmasında su borulu kazanlardan yararlanır. Bu kazanlar, duman borulu kazanlara oranla, aynı miktardaki kazan gücü için, çok daha az yer kaplarlar. Isınma süreleri kısadır. Ancak, boruların temizlenebilme olanakları zayıf olduğundan son derece temiz bir besleme suyuna ihtiyaç duyarlar. Bu kazanların bir diğer dezavantajı da su hacimlerinin az olması nedeni ile değişen yüklere ayak uydurabilmeleri için çok hassas reglaj sistemelerine ihtiyaç duymalarıdır.



Şekil 5.2 Su borulu kazanların inşaatları[22]



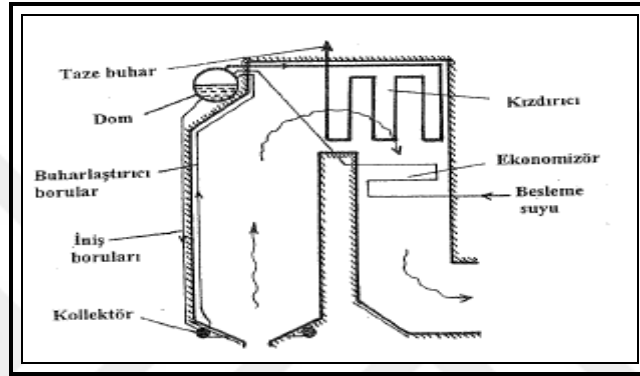
Şekil 5.3 Su borulu kazanların içten görünüşü [23]



Şekil 5.4 Su borulu kazanlardaki yakıcı ağızlar [23]

5.2.2.1 Doğal Sirkülasyonlu Kazanlar

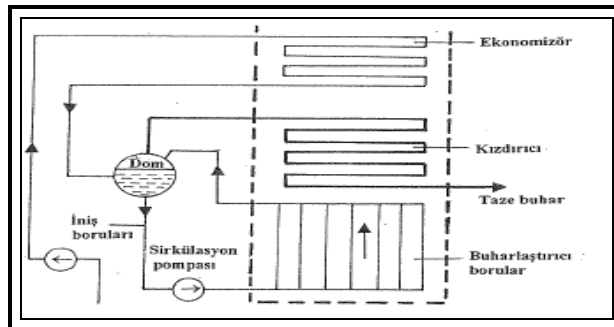
Besleme suyu, önce ekonomizöre gelir. Burada bir ön ısıtmaya tabi tutulan su yoluna devam ederek dom girer. Daha sonra domdan çıkarak kazan örtüsünün dışında kalan iniş borularından aşağıya dökülür. Burada kollektörde toplanan su buharlaştırıcı borulara da ısınarak yükselir ve tekrar dom döner. Domdan başlayıp tekrar domda son bulan bir sirkülasyon tümüyle doğal sirkülasyondur. İniş borularındaki suyu özgül ağırlığı ile buharlaştırıcı borulardaki su-buhar karışımının özgül ağırlıkları arasındaki fark, bu sirkülasyonu sağlayan basınç farkını meydana getirir.



Şekil 5.5 Doğal sirkülasyonlu bir kazanın şeması [21]

5.2.2.2 Zoraki (Cebri) Sirkülasyonlu Kazanlar

Doğal sirkülasyonlu bir kazan için mümkün olabilen en yüksek çalışma basıncı 180 atü dolaylarındadır. Bu değer aşıldığında sirkülasyon sağlanmaz ve bunun için iniş borularından aşağı dökülen su bir pompa yardımıyla buharlaştırıcı kazanlara basılır. Yani burada sirkülasyon 2-3 atü'lük, kazan borularındaki dirençleri yenebilen pompa ile sağlanır. Günümüzde 3000 t/h kapasiteye kadar zoraki sirkülasyonlu buhar kazanları inşa edilebilmektedir.



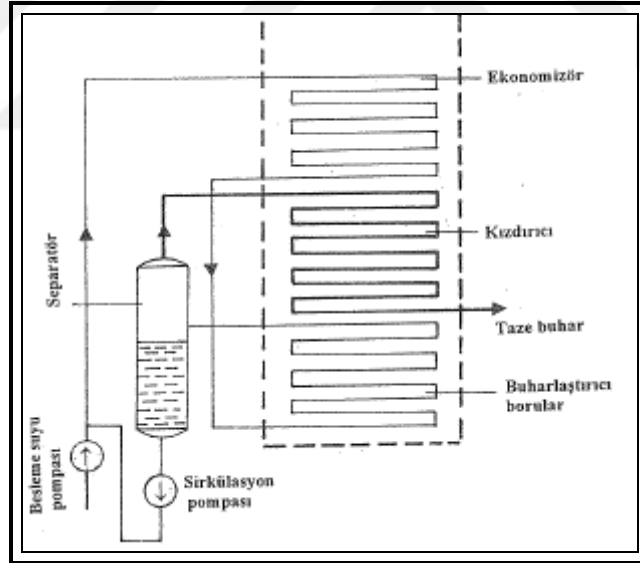
Şekil 5.6 Zoraki sirkülasyonlu bir kazanın şeması [21]

5.2.2.3 Benson Kazanları

Benson kazanlarında dom yoktur. Bu kazanlar, tek geçişli boru düzeninden meydana gelmiştir ve kazanın ön ısıtıcı (ekonomizör), buharlaştırıcı ve kızdırıcı bölümleri birbiri ardına sıralanmıştır. Besleme suyu pompasının basıncı ile kazan borularının bir ucundan giren su, öteki ucundan kızgın buhar olarak çıkar.

Santrallerin düşük yükte çalıştırılabilme olanaklarının arttırılabilmesi ve devreye alma süresinin kısaltılabilmesi için Benson kazanlarının buharlaştırıcı çıkışına separatör eklenir ve bu yolla buhar ile su birbirinden tam anlamıyla ayrılır.

Aşağıdaki şemada görüldüğü üzere, buharlaştırıcıdan çıkan ıslak buhar, seperatöre gelmekte ve burada, tıpkı domlu kazanlarda olduğu gibi su ve buhar olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Su, sirkülasyon pompası tarafından yeniden sirküle edilmekte, buhar ise kızdırıcılardan geçtikten sonra türbine gönderilmektedir. Normal işletme sırasında ise buhar karakteristiklerinin yeterli olması nedeniyle, sirkülasyon pompası çalıştırılmamakta ve kazan tıpkı seperatörsüz Benson kazanları gibi işletilmektedir.



Şekil 5.7 Seperatörlü bir Benson kazanının şeması [21]

Kimi Benson kazanlarında ise santralin yük ve çalışma durumuna bakılmaksızın sürekli olarak çalışan bir sürkülasyon pompası vardır. Bu pompanın görevi, krtik-üstü çalışan termik santrallerde, buharlaştırıcı borularının soğumasını temin etmek ve dolayısıyla kavrulmasını engellemektir.

5.2.2.4 Sulzer Kazanları

Benson kazanlarının seperatörlü olarak dizayn edilmesinden sonra, Sulzer ve Benson kazanları arasında ilke yönünden hemen hemen hiç fark kalmamıştır. Sadece Sulzer kazanlarında, boru kesitleri daha büyüktür. Bu yüzden Sulzer kazanlarında kullanılan suyun, Benson kazanlarındaki kadar arı (saf) olmasına gerek yoktur.

5.2.2.5 Domsuz (Benson ve Sulzer) Kazanların, Domlu Kazanlara Göre Avantajları ve Dezavantajları

A. Avantajları

- a) Domlu kazanların doğal sirkülasyonlu olmaları halinde 180 ata, zoraki sirkülasyonlu olmaları halinde 200 ata'ya kadar kullanılabilmelerine karşılık, domsuz kazanların işletme basınçları yalnızca besleme suyu pompasının gücüne bağlıdır. Günümüzde dizayn koşulları göz önüne alındığında domsuz kazanların işletme basınçları 500 ata'ya çıkabilmektedir.
- b) Büyük ve ağır dom yoktur. İnış boruları gerekli değildir ve buharlaştırıcı borular tam bir serbestlik içerisinde yerleştirilebilir. Bu yüzden aynı buhar koşullarında çalışan domlu kazanlardan çok daha hafiftir.
- c) Basıncı kısımlar birbirine kaynak ile bağlanmış küçük borulardan meydana geldiği için, imal etmek çok daha basittir.
- d) Buharlaştırıcılardan (evaporatör) geçen su-buhar karışımı birkaç kez daha büyük bir hızla akar.
- e) Büyük kollektörlerin ve çok sayıda kıvrımlı bağlantıların olmaması, basınç değişimlerine karşı kazanın metalurjik yönden duyarlılığını azaltmaktadır.
- f) Devreye alma ve devreden çıkarma süreleri çok kısadır.
- g) Devreye alma ve devreden çıkarma işlemleri sırasında kızdırıcılar, buhar akışı tarafından sürekli olarak soğutulmaktadır. Böylece, kızdırıcıların yanma odasına yakın olarak yerleştirilmeleri mümkün olmakta, bu durum ise buhar sıcaklık ve basınç arttıkça suyun buharlaşma ısı da azalacağı için ayrıca önem kazanmaktadır.
- h) Basıncı meydana gelen anlık değişimler sirkülasyon bozukluğuna yol açmamaktadır.

- i) Kazanlarda boru patlamaları yalnızca kısa süreli durumlara sebep olmakta ve kısa zamanda tamir edilebilmektedir.
- j) Blöf kayıpları hiç yoktur ya da yok denecek kadar azdır.

B. Dezavantajları

- a) Domsuz kazanlar iyice gazı alınmış demineralize su isterler. Bununla beraber artık domlu kazanlar için de aynı dereceye yakın aralıkta su gerekmektedir.
- b) Besleme pompasının güç tüketimi domlu kazanlarınkinden daha yüksektir. Çünkü kızdırıcı ve ekonomizördeki basınç kayıplarından başka buharlaştırıcı bölümlerdeki basınç kayıpları da eklenmektedir. Bu ek kayıp, küçük çaplı kazan borularının içerisinde yeterli hızı sağlamak ve su seperatöründeki basınç düşmesini karşılamak için gerekmektedir.
- c) Domsuz kazanların işletilmesi ve özellikle yanmanın kontrolü daha çok dikkat ve özen ister. Besleme suyunun yakıta oranı hatalı olduğu zaman kızdırıcı giriş sıcaklığı değişir. Domlu kazanlarda ise dom düzeyi değişmektedir. Domlu kazanlarda dom düzeyi ve buhar sıcaklığı birbirinden bağımsızdır (kazana aşırı besleme durumu hariç).
- d) Domsuz kazanların su hacmi domlu kazanlarınkinden çok daha küçüktür. Eşit kapasitede, domlu kazanın su hacminin $1/5 - 1/10$ 'u kadardır. Bu yüzden domsuz kazan durduğu zaman çok daha çabuk soğur. Bu ise gece duran bir kazanın sabah devreye gireceği zaman soğuk bir durumdan ısıtılacağı anlamına gelmektedir. Böylece kısa süreli durmalarda ısı kaybı domlu kazanlara oranla daha yüksek olmaktadır.
- e) Domsuz kazanlarda devreye alma, devreden çıkarma ve normal işletme için çok çeşitli ve komplike güven ve reglaj düzenleri gereklidir.

5.2.3 Akışkan Yataklı Kazanlar

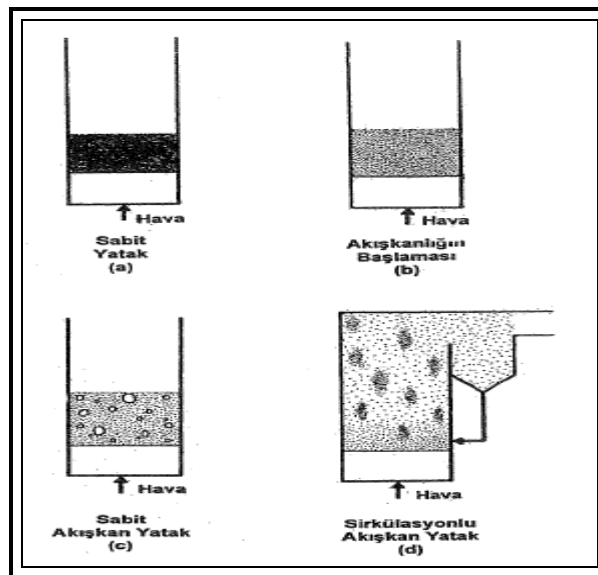
Buhar santrallerinin sayı ve kapasitelerinde her geçen yıl meydana gelen artışlar, doğal gaz ve düşük kükürtlü sıvı yakıtların teminindeki zorluklar, ülke genelinde belirli bir yakıt türüne bağımlı olmamak için kaynak çeşitlendirmesi arayışları ve nihayet ekonomik faktörler, başka şekilde değerlendirilmesi mümkün olmayan düşük kaliteli katı yakıtlarında elektrik üretiminde büyük çapta kullanılmasını zorunlu kılmaktadır. Ancak bu tür yakıtların bünyesindeki zararlı maddelerin çevreyi etkilememesi için bir yandan desülfirizasyon (kükürt arıtma) tesisleri gibi oldukça pahalı ilave yatırımlar

yapılırken bir yandan da söz konusu düşük kaliteli yakıtların çevreye zarar vermeden yakılabilme teknikleri geliştirilmektedir. İşte akışkan yataklı kazanlar bu yöndeki gayretlerin bir sonucudur.

Akışkan yatak, alttan hava girişi olan bir kabın içine belirli bir seviyeye kadar kum (ya da başka granül madde) doldurulmuştur. Kabın alt tarafındaki delikli hava dağıtım plakası sayesinde tüm kesite üniform bir şekilde hava verilmektedir. Ancak verilen havanın debisi ve hızı az olduğundan, dağıtım plakasının üst tarafındaki kum tabakası pek fazla hareket etmeyecek ve hava kum tanelerinin arasından geçip gidecektir. Kum yatağının bu durumuna 'Sabit Yatak' denir. Hava debisi arttırıldığında, hava kuma daha büyük kuvvet uygular ve kum taneleri yerçekimi kuvvetiyle dengelenerek havada asılı durmaya başlar. Bu noktaya; 'Akışkanlığın Başlama Noktası' denir.

Hava debisi daha da arttırıldığında kum yatağı daha az stabil hale gelir, kum taneleri hava kabarcıkları oluşturur ve yatak bir anlamda kaynar bir görünüm sergiler. Ayrıca hava-kum karışımının oluşturduğu hacim önemli ölçüde artar.

Hava debisi artmaya devam edince, hava kabarcıkları daha çoğalıp yayılacak ve kum tanelerini önlerine katıp sürükleyeceklerdir. Sürüklenen kum taneleri yol üzerinde herhangi bir yerde tutularak havadan ayrıştırılır ve yatağa geri gönderilirse devamlı sirkülasyona girmişler demektir. İşte buna da 'Sirkülasyonlu Akışkan Yatak' denir. Sirkülasyonlu akışkan yatakta hava-kum karışımının bittiği belirli bir çizgi yoktur. Yoğunluğu en altta en fazladır ve yukarılara çıkıldıkça tedricen azalır.



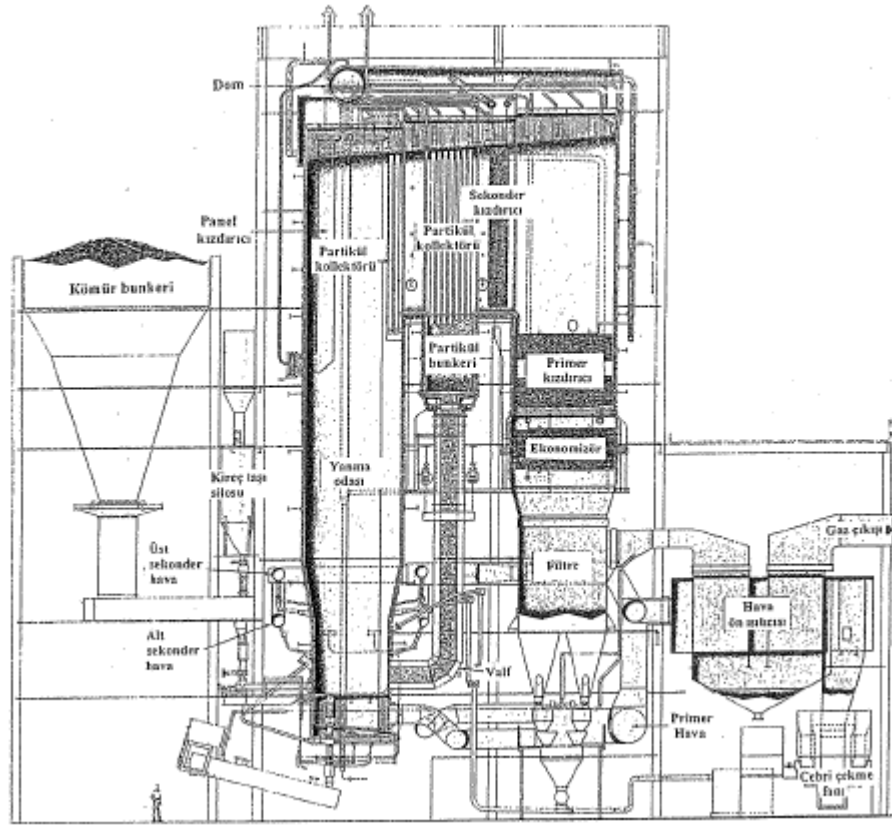
Şekil 5.8 Akışkan yatağın çeşitli durumları [21]

Bu tür kazanlarda yakma havası, kazanın alt tarafındaki nozullardan geçerek ocak bölümüne girer ve yakıt yakıt, kül ve kireç taşından oluşan akışkan yatak malzemesini havalandırır. Kömür ve kireç taşı genelde kazana girmeden önce karıştırılır ve pünematik ya da mekanik olarak yatağa beslenir. Ocakta yani akışkan yatakta yakıtın içindeki elementlerden karbon, yakma havası işe reaksiyona girerek yanarken, kükürt de oksijenle reaksiyona girerek SO₂ meydana getirir. Yatağa beslenen kireçtaşı (CaCO₃) ise önce kalsinasyon diye adlandırılan bir transformasyona uğrar ve ardından da SO₂ ile reaksiyona girerek kalsiyum sülfat (CaSO₄) oluşturur. CaSO₄ akışkan yataklı kazanların ocak sıcaklıklarında oldukça stabil bir maddedir ve katı halde kazandan alınarak atılır. Böylece baca gazları da kükürtten büyük çapta arındırılmış olur (Optimum desülfürizasyon sıcaklığı 845 °C).

5.2.3.1 Akışkan Yataklı Kazanların Avantajları

Yüksek küllü, yüksek kükürtlü ve düşük kaliteli kömürler, kömür artıkları, evsel ve endüstriyel çöpler rahatlıkla yakılabilir.

- a) Nem oranı çok yüksek olan ve hatta çamurlu yakıtlarda değerlendirilebilir.
- b) Yanma odası sıcaklığı 800 - 900 °C gibi düşük değerlerde seyrettiğinden NO_x oluşumuna sebep olmaz.
- c) Aynı nedenle, kömürün içinde bulunabilecek diğer zararlı maddelerin çoğu buharlaşarak bacadan gitmeden, külün içinde kalır.
- d) Kömürün içindeki kükürt doğrudan kazanın içinde tutulduğundan ilave desülfürizasyon tesisleri gibi pahalı yatırımlara gerek kalmaz.
- e) Yanma odası (ocak) sıcaklığının düşük olması curuf bağlama riskini azaltır.
- f) Yine aynı nedenle kül sinterlenmeyeceğinden kül aşındırmaları azalır.
- g) Baca gazı kükürt bulunmadığından düşük sıcaklık korozyonu riski olmaksızın diğer kazan türlerine oranla gaz sıcaklıkları daha düşük tutulabilir. Bu ise kazan verimini arttırır.



Şekil 5.9 Sirkülasyonlu akışkan yataklı bir kazanın detay şeması[21]

5.3 Kritik-üstü Kazan Dizaynı ve Teknolojisi

Dünya genelinde ucuz elektrik talebi ve küresel ısınmanın artmasından dolayı kömür yakıtlı termik santrallerin veriminin artırılması ve uygun şekilde işletilmesi için çalışmalar yapılmıştır. Kazan, bütün termik santrallerin en önemli kısmıdır. 250 yıldan uzun süredir mühendisler termik verimi arttırmak için çalışmalar yapmaktadır ve buhar sıcaklık ve basıncının artırılmasıyla bu sağlanabilir.

Kömür yakıtlı süper kritik termik santraller ticari olarak 1100 MW üretebilecek hale getirilmişlerdir. Termik verimi daha da arttırmak ve karbondioksit emisyonunu düşürmek için, Avrupa, ABD, Çin, Avustralya ve diğer ülkeler 760 °C sıcaklığa dayanabilen gelişmiş paslanmaz meteryal geliştirmişlerdir. Çalışmalar göstermektedir ki, Ultra superkritik termik santrallerin işletilmesi için daha büyük ısı transferi ve daha geniş ısı transfer alanı gereklidir.

Kazandaki ısı tansfer prosesi ile ilgili olarak, besleme suyu ön ısıtma sürecinden geçer, buharlaşır ve daha sonra yüksek sıcaklıktaki duman gazından ısıyı abzorbe ederek

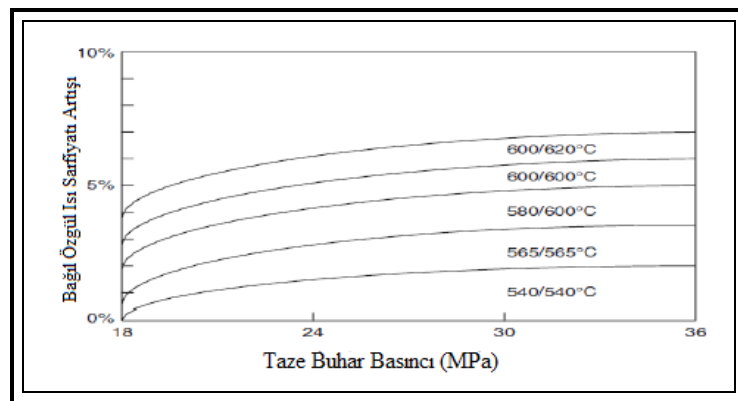
kızdırılır. Kazanda başlıca ısı transfer ekipmanları; su soğutmalı duvar, kızdırıcı, ara ısıtıcı, ekonomizer ve hava ön ısıtıcıdır. Ultra süperkritik kazanlarda duman gazı prosesindeki ısı transfer süreci neredeyse krtik-altı santrallerle aynıdır. Fakat, krtik-üstü kazanlarda su çift faza geçmeden direk olarak kızgın buhar haline gelir. Bunun gerçekleşmesi için, suyun sıcaklığının 374°C ve basıncının 22.12 MPa'ın üzerinde olması gerekir. Son 20 yılda, kömür yakıtlı termik santrallerin termik verimleri yaklaşık olarak %7 civarında artmıştır[9].

5.3.1 Kazan Tipleri ve Yapıları

Buhar parametrelerinin (sıcaklık ve basınç gibi) istikrarlı bir şekilde son bir kaç yılda arttırılmasına rağmen, kazanın fonksiyonu aynı kalmıştır. Kazan suyu buharlaştırır ve elektrik üretmesi için türbine gönderir. Modern kömür yakıtlı kazanlar, buhar parametrelerine, buhar-su sirkülasyonuna, yanma methoduna veya dizayn konfigürasyonuna göre sınıflandırılabilir.

5.3.1.1 Buhar Parametreleri Esasına Göre Sınıflandırma

Kömür yakıtlı kazanlar genellikle ya krtik-altı ya da krtik-üstü şartlarda işletilirler. Termo-fizik perspektiviyle, çift fazlı su ve buhar akışkanı, kazan basıncı 22.19 MPa ve doyma sıcaklığı 374 °C üzerinde olduğunda direkt olarak kızdırılmış sıvı halden kızgın buhar haline geçer. Bu nedenden dolayı, krtik-üstü kazanlarda doma gerek yoktur ve start-up süresince gerekli olan basit bir seperatöre ihtiyaç vardır. Şekil 5.10'da, tek ara kızdırmalı termik santralde buhar parametrelerine bağlı olarak özgül ısı sarfiyatını değişimini gösterir.



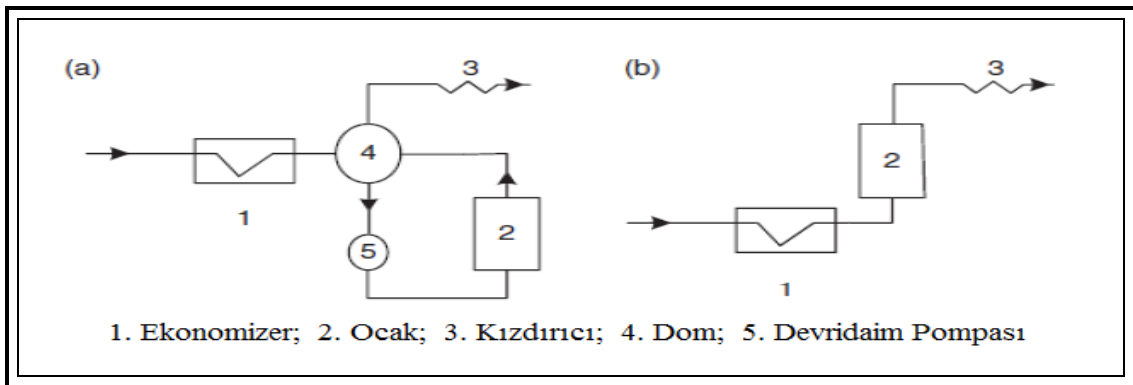
Şekil 5.10 Özgül ısı sarfiyatının buhar basıncına bağlı eğrisi[9]

Krtik-altı santrallerin işletme verimleri (LHV) yaklaşık 37% ve superkritik santrallerin işletme verimleri yaklaşık %40'dır. Ultra süperkritik termik santrallerin işletme verimleri ise %45 ila %48 arasındadır ve bazı durumlarda daha da yüksek olabilir. Bugüne kadar Ultra süperkritik termik santraller için standart buhar parametresi yoktur. Ultra süperkritik ve gelişmiş Ultra süperkritik termik santraller, süperkritik termik santrallerden daha yüksek buhar parametrelerine sahiptir. Günümüzde, buhar basıncı 27 MPa ve sıcaklığı 580 °C'nin üzerinde olan santrallere "Süperkritik Santral" denir. Yakın gelecekte bu değerler 40 MPa ve 700°C/720°C'ye kadar yükselecektir.

5.3.1.2 Buhar-su Sirkülasyonu Esasına Göre Sınıflandırma

Şekil 5.11'de görüldüğü üzere, buhar-su sirkülasyon sistemi ya domlu ya da domsuz şekilde kategorize edilebilir. Eskiden, buhar-su ayrışması olur ve su, ocaktaki su soğutmalı duvarlardan tekrar çevrime girerdi. Domsuz sistemde, su soğutmalı duvarlarda üretilen su ve buhar sadece bir kez geçer. Domlu sistemlerin aksine bu sistemde su, çift faz aşaması yaşamadan direkt olarak kızgın buhar bölgesine geçer.

Domsuz superkritik kazan ilk olarak 1950'li yıllarda Amerika'da kurulmuştur ve o tarihten beri kullanılmaktadır. Ondan önce kurulan ünitelerde bazı işletme ve güvenlik problemleri ile karşılaşmıştır. Orijinal superkritik üniteler sabit basınçta işletilmek ve start-up'tan tesis işletmesi kapatılana kadar tam yük altında çalışacakmış gibi dizayn edildiler. Fakat, sabit basınçlı kazanlarda bypass sürecinde çok büyük basınç farkları olduğundan dolayı, korozyon zararlarını arttırmış ve sık sık valf bakımında ihtiyaç duyulmuştur.

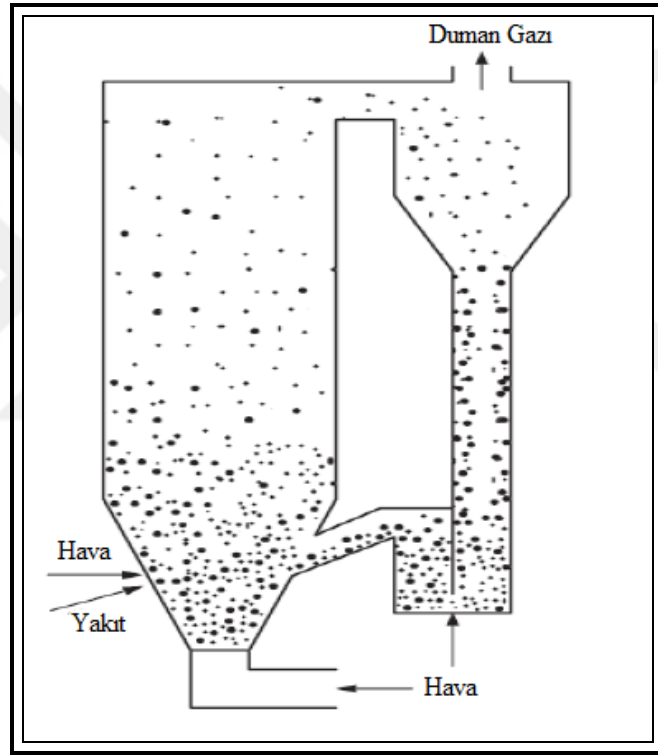


Şekil 5.11 Çeşitli buhar-su sirkülasyonu sistemlerinin şematik gösterimi
(a)domlu (b)domsuz sistem[9]

5.3.1.3 Yanma Methodu Esasına Göre Sınıflandırma

Kömür yakıtlı kazanlarda kullanılan ana tip yakma sistemleri pulverize yakıt yanması ve sirkülasyonlu akışkan yataklı yanmadır. Pulverize sistemde, çok küçük kömür parçacıkları aniden yanar ve sıcaklık 1300 °C'nin üzerine çıkar. Değişik tipte pulverize sistemler Ultra-superkritik santrallerde kullanılmaktadır.

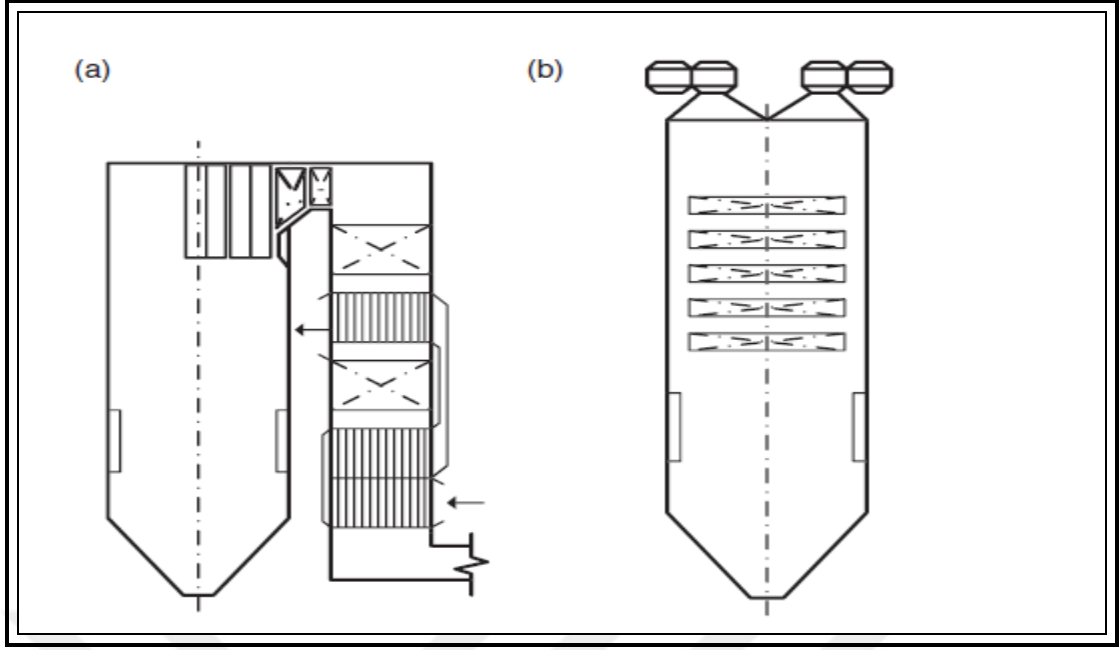
Sirkülasyonlu akışkan yataklı kazanlarda, iri kömür kullanılır ve yaklaşık boyutları 5 ila 13 mm arasındadır. Bundan dolayı, 850 °C civarında düşük sıcaklık oluşur. Katı yakıtlar yanma verimini arttırmak için tekrardan sistemde dolaştırılmalıdır. Bu kazanların avantajı düşük sıcaklıktan dolayı SO_x ve NO_x emisyonunun oluşmamasıdır.



Şekil 5.12 Sirkülasyonlu akışkan yataklı kazan şeması[9]

5.3.1.4 Dizayn Konfigürasyonu Esasına Göre Sınıflandırma

Modern kömür yakıtlı kazanlar termik ve hidrolik kısmı (buhar ve su) kompleks konfigürasyona sahip kazanlardır. Termik ve hidrolik kısım, ön ısıtma, buharlaştırma ve kızdırma kısımlarından oluşur. Şekil 5.13'da modern krtik-altı ve krtik-üstü tesislerde genellikle kullanılan T̄ tip ve kule tipi kazanları göstermektedir. Özellikleri hakkında bilgiler, avantajları ve dezavantajları aşağıda anlatılmıştır.



Şekil 5.13 Modern termik santrallerdeki iki çeşit pulverize yakıtlı kazan çeşitleri
(a) T tipi (b) kule tipi[9]

T tipi , dünya genelinde kömür yakıtlı kazanlarda kullanılan genel kazan tipidir ve iki geçişli kazan olarak da bilinir. Babcock & Wilcox Power Generation Group, Inc. (B&W PGG) tesisinde kullanılan bu kazanın mekanizması Weitzel (2011) tarafından açıklanmıştır. Weitzel (2011) ayrıca T tip kazan konfigürasyonunun avantajlarını tartışmıştır: (1) bu konfigürasyondaki çelik yapısı kule tipine göre daha kısadır, (2) paralel yapım sırası ciddi şekilde zamandan tasarruf etmemizi sağlar, (3) yüksek sıcaklık borularını destekleyen mekanizma daha az kompleks, (4) kule tipine göre maliyeti daha azdır, ve (5) askı yüzeyi, yatay yüzey kullanılan kule tipine göre daha az kurum üfleyici gerektirir. Ana dezavantajı ise, uzun yüksek sıcaklık ve büyük ölçekli borulara sahip olmasından dolayı daha ince borular kullanılır. Bu da yatırım ve bakım maliyetlerini arttırır.

Kule tipinde ise, kızdırıcının, ara kızdırıcının ve ekonomizerin ısıtma yüzeyleri dikey borulardan oluşan aynı kısımda yer almaktadır. Bu sistem kullanıldığında, kazan dinamik proseslere dayanabilir, örneğin yükleme değişimlerinde kullanılır. Bu kazanda erozyon oluşumu daha azdır. Kızdırıcının, ara kızdırıcının ve ekonomizerin yatay ısı transfer bölümleri tahliye edilebilir şekilde dizayn edilir.

Weitzel (2011)'e göre, kule tipinin ana avantajları şöyledir: (1) duman gazı daha iyi dağılır, (2) borular daha geniş aralıklı dizayn edilir, (3) düşük kaliteli kömürün daha iyi yanmasını sağlar, (4) ısıtma yüzeyi tahliye edilebilir.

5.3.2 Süperkritik Kazanlarda Kullanılan Malzemeler

Kullanılan yüksek sıcaklık malzemelerine göre üç kısma ayrılırlar;

1. Geleneksel süperkritik kazanlarda standart ferritli ve ostenitli paslanmaz çelik kullanılır ve işletme sıcaklığı 590 °C'nin altındadır. Taze Buhar basıncı 250 bar, ara kızdırma basıncı ise 45 bar civarındadır.
2. Ultra-süperkritik kazanlarda akma dayanımı arttırılmış ferritli ve gelişmiş ostenitli paslanmaz çelik kullanılır ve işletme sıcaklığı 590 ila 620 °C arasındadır. Taze Buhar basıncı 250 bar, ara kızdırma basıncı ise 50 bar civarındadır.
3. Gelişmiş Ultra-süperkritik kazanlarda ise nikel temelli alaşımlar kullanılır ve işletme sıcaklığı 700-760 °C arasındadır. Taze Buhar basıncı 345 bar, ara kızdırma basıncı ise 76 bar civarındadır.

5.4 Kazan Ekipmanları

5.4.1 Kazan Domu

Doğal sirkülasyonlu ve zoraki sürkülasyonlu kazanların en önemli parçalarından birisi domdur.

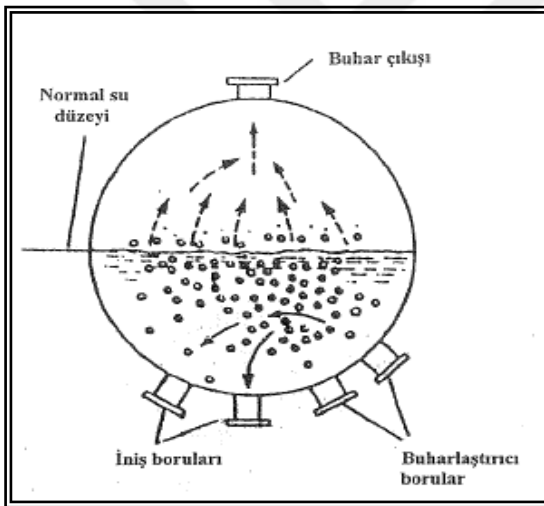
Domun görevlerini aşağıdaki gibi sıralayabiliriz:

- a) Doymuş buharın kaynar sudan ayrıştırılması ve suyun yeniden sirkülasyona imkan sağlaması,
- b) Çevrim suyunun kalitesini kontrol altında tutabilmek için kimyasal madde dozajı yapılabilmesi,
- c) Yeni çevrim suyu kalitesini kontrol altında tutabilmek için gerektiğinde blöf yapması,
- d) Yük değişikliklerinin sebep olduğu seviyesi değişikliklerinin kompanse edilmesi,
- e) Suyun ve suda olabilecek istenmeyen katı maddelerin kızdırıcılara ve buhar türbinine sürüklenmesinin önlenmesi (özellikle silisli depozitlerin yüzeylerinden temizlenmesi çok zordur).

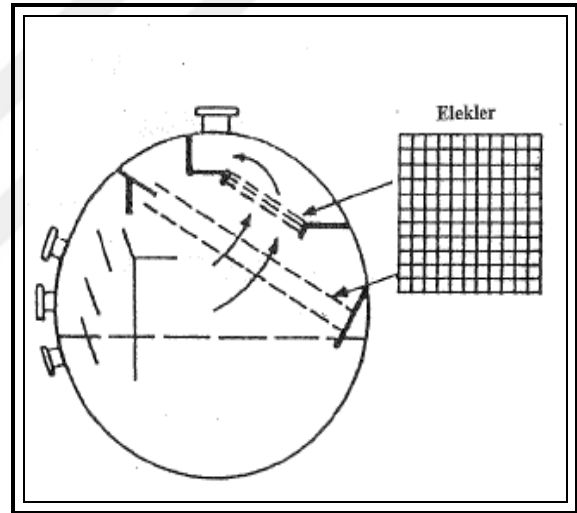
Domun görevlerinden en önemlisi olan suyun buhardan ayrılması 3 yöntemle gerçekleşir. Bunlar; yer çekimi yöntemi, mekanik ayrıştırma yöntemi ve santrifüj yöntemidir.

Yerçekimi yöntemi su ve buharın farklı özgül ağırlıklara sahip olmasından faydalanılarak gerçekleşir. Fakat bu yöntem düşük kapasitedeki ve düşük basınçlardaki tesisler için geçerlidir. Ayrıca su-buhar karışımının hızı 1 m/s'yi geçmemelidir.

Kazan kapasitesi arttıkça mekanik yöntem kullanılır. Bu yöntemde domun içinde yönlendirme plakaları ve elekler vardır. Yönlendirme plakaları ön ayrıştırma işlemini gerçekleştirir. Bu plakalara çarpan buhar yön değiştirir ve bu sırada içinde bulunan su tanecikleri ayrılarak aşağı düşer. Yönlendirme plakaları aynı zamanda buharın iniş borularına ve buharlaştırıcı borulara geri sürüklenmesini de önler. Burada ayrılan buhar elekten geçerek içindeki katı parçacıklar elekte kalır.

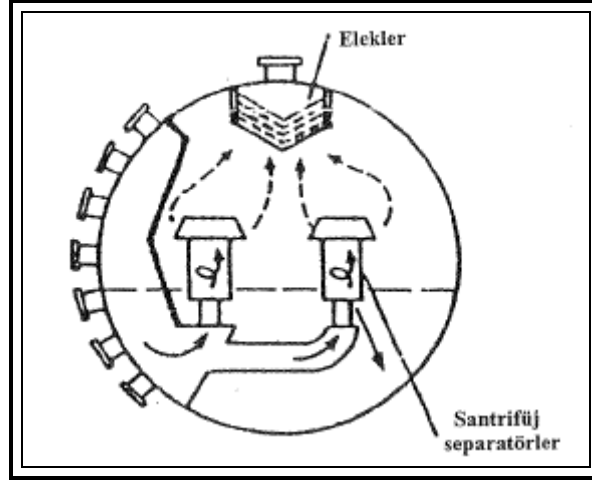


Şekil 5.14 Yerçekimi Yöntemi[21]



Şekil 5.15 Mekanik ayrıştırma yöntemi [21]

Su ve buharın özgül ağırlıkları arasındaki farkın hemen hemen ortadan kalktığı durumlarda çok yüksek basınçlarda santrifüj yöntemine geçmek kaçınılmazdır. Su-buhar karışımı öncelikle santrifüj seperatörlere girer ve tüm dom boyunca yerleştirilmiş olan separtörlerin içerisinde helezon şekilde yönlendirici kanatlar vardır. Bu helezon kanatlara giren buhar eksen etrafında dönerek ilerlerken, içindeki su tanecikleri santrifüj kuvvetlerin etkisiyle radyal yönde hareket eder ve seperatörlerin yan yüzeylerine çarpıp aşağı düşer. Separatörlerden çıkan buhar ise elekten geçerek katı maddeleri elektte bırakır.



Şekil 5.16 Santrifüj yöntemi [21]

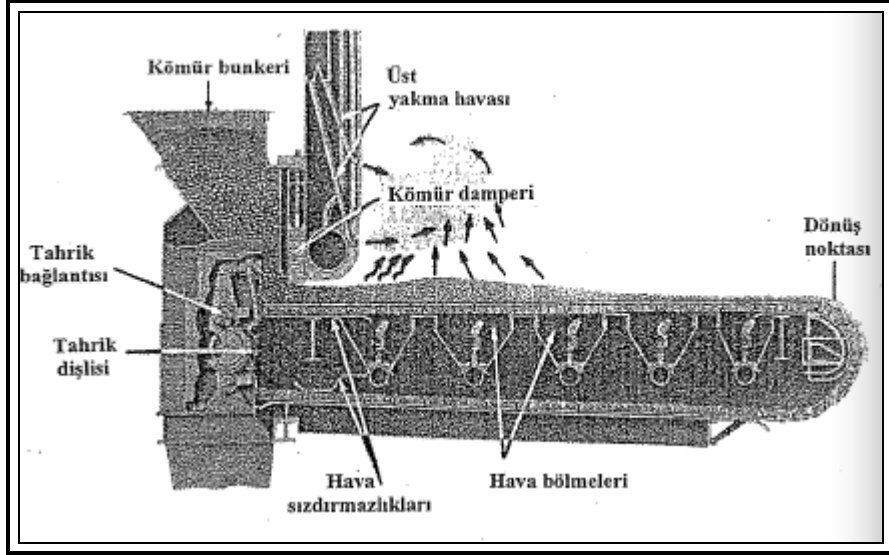
5.4.2 Ocak Tipleri

Ocak, kazanın bir bölümünü meydana getirir. Yakıt ocakta yakılır. Katı, sıvı ve gaz yakıtlar için değişik tipte ocaklar bulunmaktadır. Katı yakıtlar için ızgaralı ocaklar (sabit ızgaralı ya da yürür ızgaralı) veya pülverize kömür ocakları (katı curufllu ya da sıvı curufllu) kullanılabilir.

En uygun ocak tipinin seçimi kazan kapasitesine ve yakıtın özelliklerine bağlıdır. Yakıt mümkün olduğu kadar verimli yanmalı ve bu yanmadan elde edilen ısı yine mümkün olduğu kadar yüksek bir verimle su ve buhara geçebilmelidir. Taze hava vantilatörü ve cebri çekme vantilatörü kullanılması, yakıtın kazana otomatik olarak verilmesi ve yakıtın mekaniksel olarak inceltilmesi, ocak ve yanma verimini arttıran faktörlerdir.

Sabit olan ve elle yüklenen ızgaralı ocaklar en eski kazan ocaklarıdır. Bu ocaklar sadece küçük kapasiteli kazanlarda kullanılabilir.

Yürür ızgaralı ocaklarda ızgara dilimleri sonsuz bir zincir meydana getirir ve ocak içerisinde hareket ettirilebilir. Izgaranın baş tarafına akıtılan kömür bu hareket ile ileri yöne taşınır (yürür ızgara maksimum hızı ortalama 5 m/dak.dır). Bu taşıma sırasında yakıtın sürekli yanabilmesi için ızgaranın altından yanma havası verilir. Izgaranın sonunda arta kalan curuf aşağıya dökülür. Yanma süresince taze hava vantilatörü ile ızgaranın üzerine üflenlen hava ise yanma verimini arttırır. Yürür ızgaralı ocaklar düşük yükteki çalışmalarda iyi sonuçlar verir.



Şekil 5.17 Yürür ızgara [21]

Buhar kapasitesi ortalama 80 t/h'ın üzerinde olan kazanlarda kullanılabilecek ana ocak tipi pülverize kömür ocaklarıdır. Bu ocaklar özel bir yanma odasından oluşur.

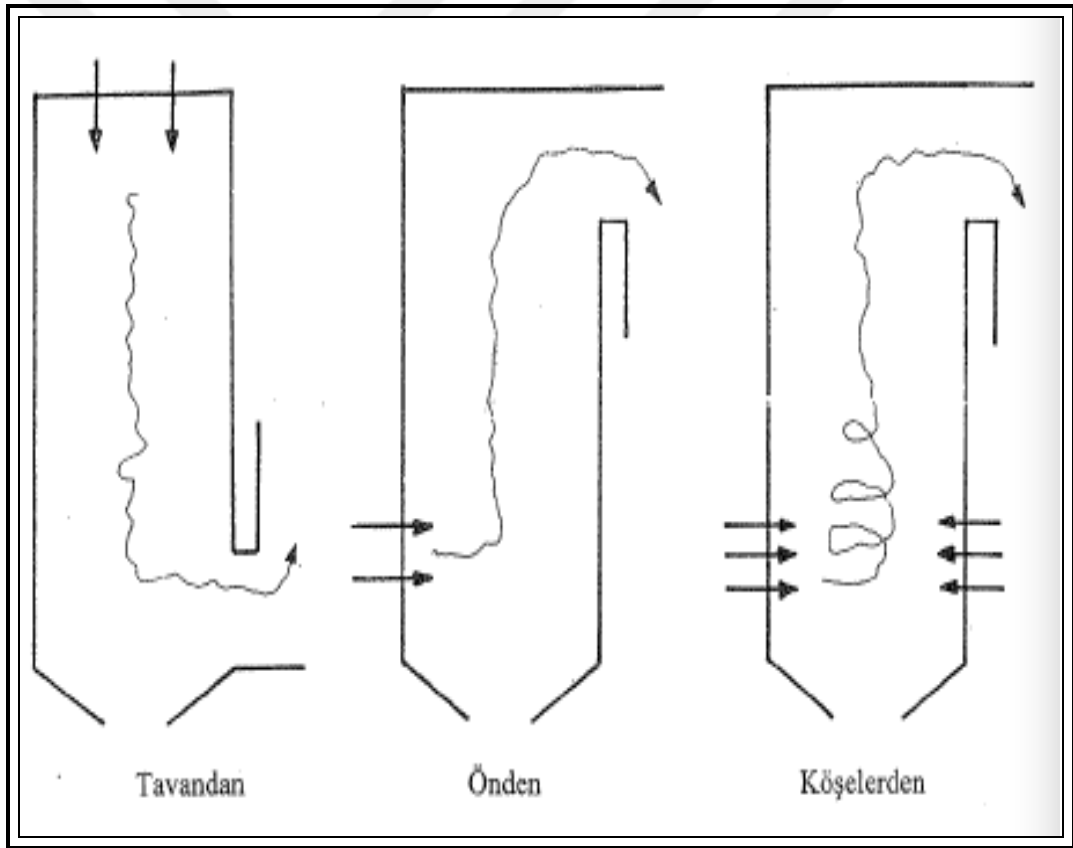


Şekil 5.18 Pülverize kömür sistemi [22]

Buraya gelen kömür, toz halinde havaya asılı olduğundan ızgaraya gerek yoktur. Bu tip kazanlarda kullanılan kömür iri taneli ise genellikle önce kırılır ve daha sonra da bir ara

bunkerde bunkerlenir. Bu bunkerle ancak saatlik ihtiyacı karşılayacak kapasitededir. Buradan çıkan kömür, değirmenlerde öğütülerek çok küçük zerreler haline getirilir ve yanma odasına üflenir. Bu arada kömürün kurutulabilmesi için ise değirmene yaklaşık 1000 °C sıcaklıktaki baca gazı ile ya da 300 °C sıcaklığa ısıtılmış hava (primer hava) gönderir. Yanma odasında pülverize kömür, ön ısıtma uygulanmış hava ile (sekonder hava) birleşir ve radyasyon ısının etkisi ile yanar. Öğütülmüş olan yakıtın yüzey alanının çok büyük olması nedeniyle, yanma çok çabuk gerçekleşir.

Yakıcılar kazanın tavanına ya da ön tarafına yerleştirilebilir. Ancak en yaygın yöntem yakıcıların köşelere yerleştirilmesidir. Belirli bir yükseklikte monte edilen yakıcılar hafif eksantrik olarak ayarlanmakta ve böylece kazan ortasında tek bir ateş topu elde edilebilmektedir.

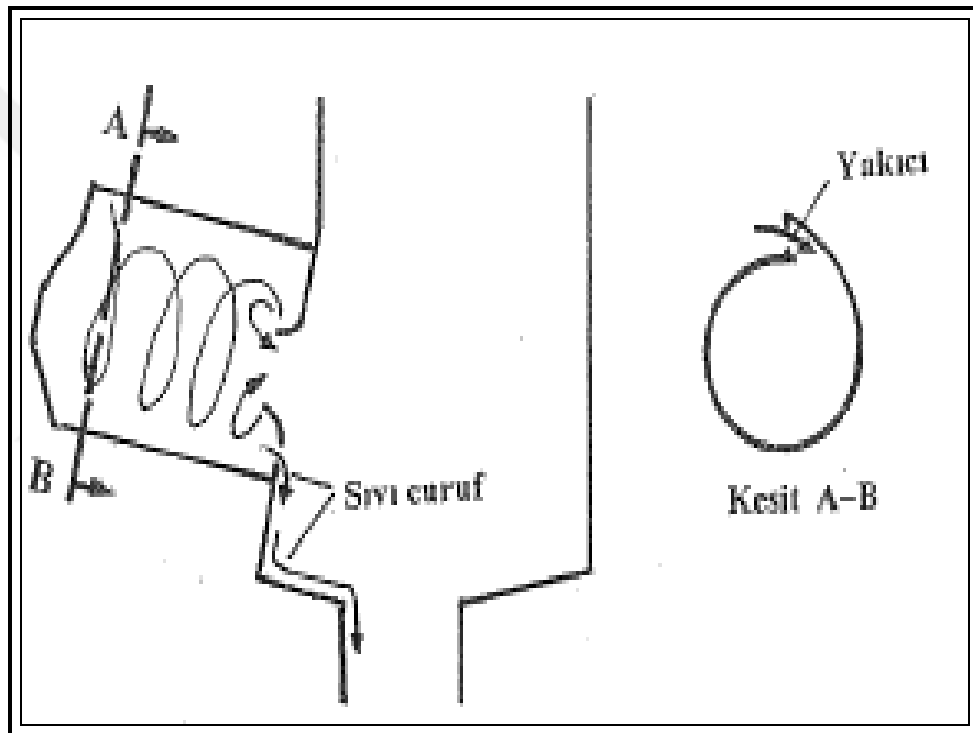


Şekil 5.19 Pülverize kömür ocaklarında yakıcıların yerleştirilmesi [21]

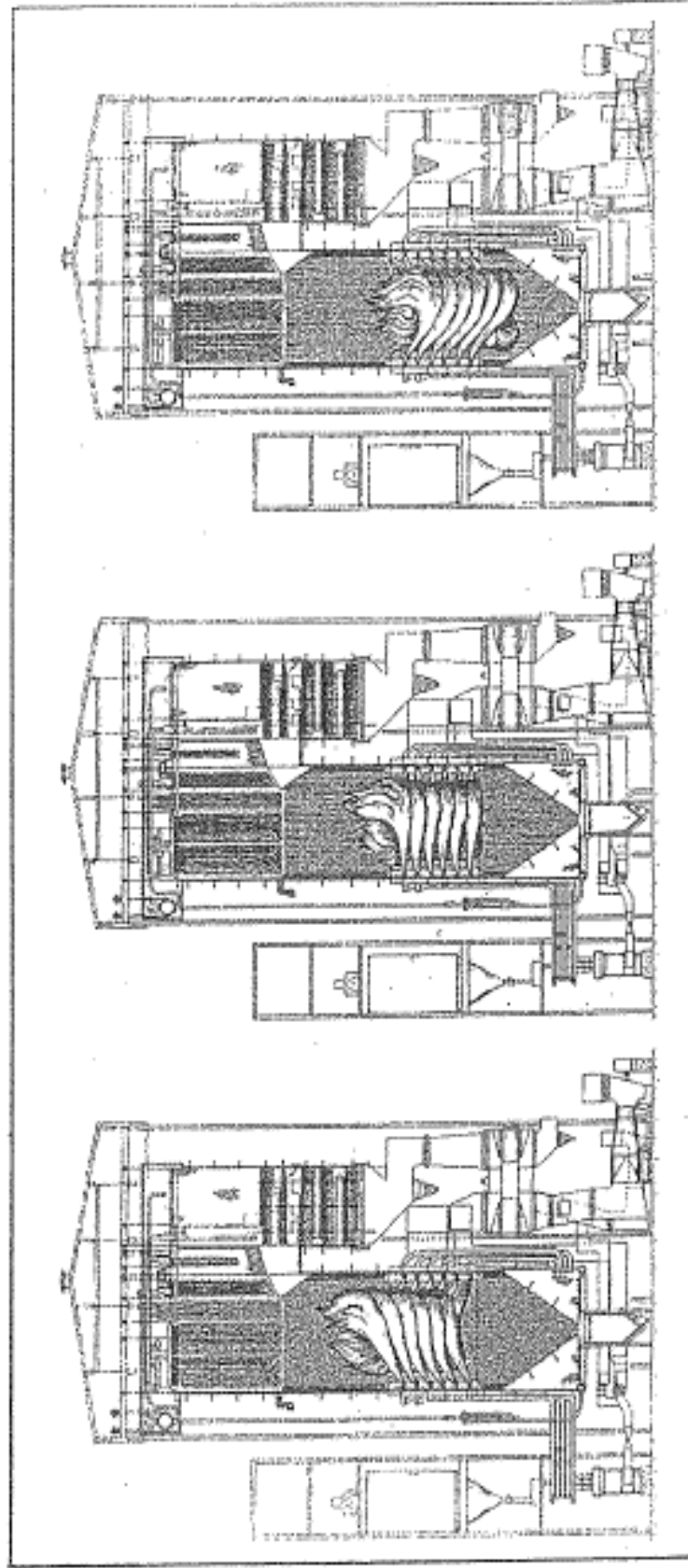
Curufun kuru olarak çıktığı pülverize kömür ocaklarında toplam artık maddelerin %80 - 90'ı uçucu kül olarak çıkabilmektedir. Bu durumda ise külün tutulması, taşınması ve depolanması başlı başına bir problem halini almaktadır. Bu nedenle özellikle maden kömürü yakan kazanlarda çoğu zaman yanma odasının hacmini küçülterek çok yüksek

sıcaklıkları (1600 - 1800 °C) elde etmeye çalışılmaktadır. Kazan sıcaklığının arttırılmasıyla kül ve curufun %60'ı sıvı halde ocaktan alınabilmektedir ve hava kirliliğini azaltmaktadır. Bu ocaklara ergitme ocakları da denir. Ocaktan alınan sıvı curuf ve kül daha sonra bir sı banyosunda granül hale getirilerek inşaat endüstrisinde kullanılabilir. Ergitme ocaklarının özel tipi de siklonlu ocaklardır. Pülverize kömür ve yanma havası yüksek bir hızla ve teğetsel olarak üflenir ve siklon içerisinde spiral bir ateş meydana getirir. Sıvı haldeki kül ve curuf, merkezkaç kuvveti ile yanlara savrulur ve siklonun tabanında toplanarak aşağı akar.

Siklonlu ocaklarda kül ve curufun % 92'si sıvı halde alınabilir.



Şekil 5.20 Siklonlu ocak [21]



Şekil 5.21 Alev topunun yukarı - aşağı kaydırılması [21]

5.4.3 Kızdırıcılar ve Ara Kızdırıcılar

Kızdırıcılar ve ara kızdırıcılar genellikle doymuş buharın sıcaklığını arttırmak için ve buharın çıkış sıcaklığını kontrol etmek amacıyla dizayn edilirler. Basit tek fazlı ısı değıştiricileridir, buhar borularının içinden geçerken baca gazı içinden geçer ve dışarı çıkar. Genellikle çapraz akışlıdır. Kızdırıcılar ve ara kızdırıcılar buhar sıcaklığını kontrol etmek ve optimum ısı geri kazanımı elde etmek için bazen çoklu kısımlara ayrılabilirler. Ayrıca, ısıtıcı yüzeyleri ya yatay ya da dikey olarak yerleştirilebilirler. Fiziksel dizayn ve ısıtıcı yüzeyin yeri arzu edilen çıkış sıcaklığına, ısı almasına, yakıt külü karakteristiğine ve temizleme ekipmanına göre belirlenir. Kızdırıcılar ve ara kızdırıcılar yüksek sıcaklıkta işletildiği için ana bileşenleri genellikle sıcaklığa dayanıklı çelik alaşımından oluşur. Çizelge 5.1’de, elektrik veriminin kızdırıcı ve ara kızdırıcı çıkış sıcaklığına bağlı değerlerini göstermektedir.

Kızdırıcı ve ara kızdırıcı arasındaki en önemli fark buharın basıncıdır. Kritik altı domlu kazanlarda kızdırıcının çıkış basıncı örnek olarak 18.6 MPa iken, ara kızdırıcı çıkış basıncı 4 MPa’dır. Normal yükleme şartları altındaki kritik-üstü santrallerde, kızdırıcının ve ara kızdırıcının ısıtma yüzeyleri kızdırma için gerekli ısıyı sağlaması için arttırılmalıdır.

Çizelge 5.1 Taze Buhar ve ara kızdırma sıcaklığının net elektrik verimine etkisi (Soğutma suyu sıcaklığı 25°C)[9]

Çevrim	Buhar Parametreleri	Net Verim(%)
Krtik-altı, Tek ara kızdırmalı	14 MPa 540°C/540°C	37
Krtik-üstü, Tek ara kızdırmalı	24 MPa 538°C/566°C	40
Krtik-üstü, Çift ara kızdırmalı	31 MPa 566°C/566°C/566°C	44
Ultra-süperkritik, Çift ara kızdırmalı	31 MPa 600°C/600°C/600°C	47
Ultra-süperkritik, Çift ara kızdırmalı	31 MPa 700°C/720°C/720°C	49

5.4.4 Ekonomizerler

Ekonomizer kelimesi işletme masraflarını düşürdüğü ya da baca gazından ekstra ısıyı alarak yakıtta tasarruf sağladığı için bu ısı değiştiricilerine verilen isimdir. Ekonomizerlerde besleme suyunu ön ısıtması için basit silindirik gövdeli ısı transfer yüzeyi kullanılır ve hava ön ısıtıcılarından önceki son su soğutmalı ısı transfer ünitesidir. Ekonomizerin ana fonksiyonu egzoz gazı sıcaklığını düşürerek kazanın termik verimini arttırması ve yakıt tüketimini azaltmasıdır. Kömür yakıtlı termik santrallerde kullanılan ekonomizerler malzeme özelliklerine göre iki sınıfa ayrılırlar; dökme demir tip ve çelik borulu tiptir. Çelik borulu ekonomizerler, yüksek sıcaklık ve basınçtan dolayı genellikle Ultra-süperkritik termik santrallerde kullanılırlar.

Ekonomizerler, baca gazından ısı kazanımı sağlaması için zıt akışlı olarak üretilirler. Boru demetleri, paralel yatay kıvrımlı olarak yerleştirilir ve içlerinden su akarken baca gazı dışarıdan temas ederek ısınmalarını sağlar.

Yukarıdaki bilgilerin ışığında, en çok tercih edilen ve güvenilir ekonomizer tipi; çıplak borulu, sıralı ve çapraz akışlı olandır. Kömür yakıldığında, ucucu küllerden dolayı çevrede yüksek seviyede cüruf ve erozyon oluşur. Çıplak boru ve sıralı yerleştirme erozyon ve kömür yakalama olasılığını minimize eder. Düşük kaliteli ve yüksek kül içerikli kömür yakıldığında, gerekli olan önlem erozyondan sakınmak için alınmalıdır. Yatırım maliyetini düşürmek için, kazan üreticileri baca gazı kısmındaki ısı transfer oranını arttırmak için dilim tipli ekonomizer inşa ederler. Fakat, bu method için başarılı uygulama baca gazının çevresine özellikle de yüzey temizliğine bağlıdır. Kazan veriminin besleme suyu sıcaklığına bağlı çizelgeler aşağıda verilmiştir.

Çizelge 5.2 Buhar parametrelerinin ve besleme suyu sıcaklığının kazan verimi üzerine etkisi[9]

Ünite Tipi	Buhar Parametreleri	Arakızdırma Sayısı	Besleme Suyu Sıcaklığı(°C)	Verim (%)
Krtik-altı	17 MPa 540°C/540°C	1	275	35
Krtik-üstü	24 MPa 538°C/566°C	1	275	40

Çizelge 5.2 Buhar parametrelerinin ve besleme suyu sıcaklığının kazan verimi üzerine etkisi (Devamı)[9]

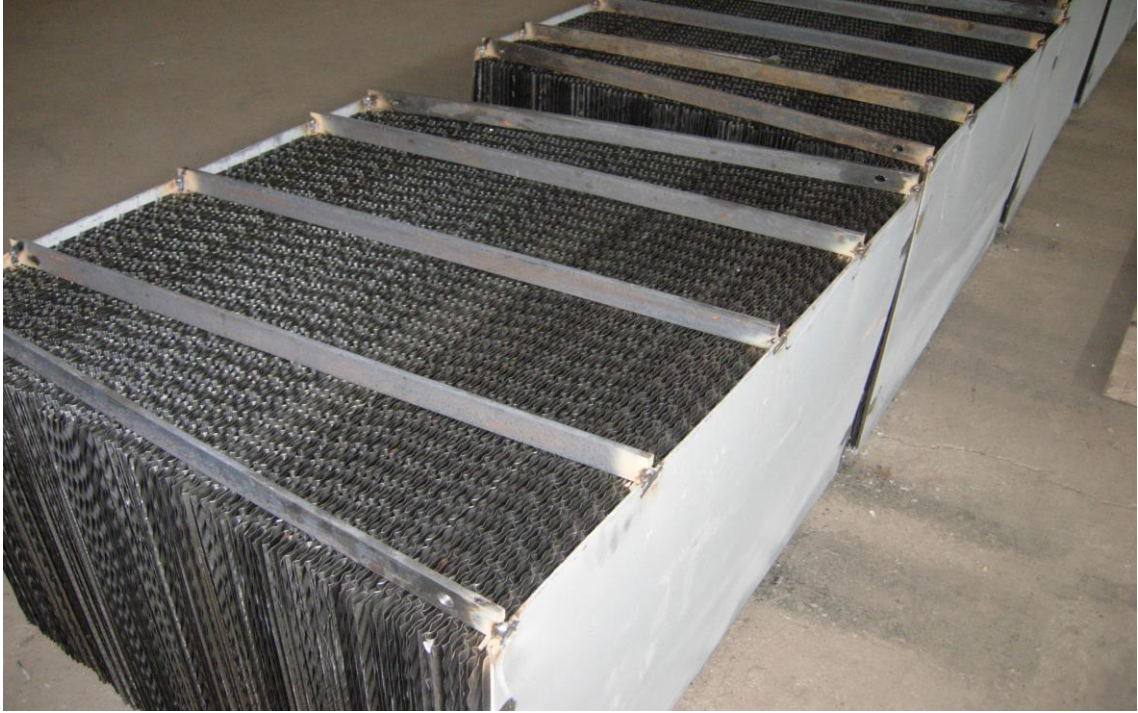
Ultra-Süperkritik	25 MPa 600°C/600°C	1	275	45
Ultra-Süperkritik	35 MPa 700°C/700°C	1	275	48.5
Ultra-Süperkritik	30 MPa 700°C/720°C/720°C	2	310	51
Ultra-Süperkritik	35 MPa 700°C/720°C/720°C	2	320	52.5
Ultra-Süperkritik	37.5 MPa 700°C/720°C/720°C	2	335	53

5.4.5 Hava Ön Isıtıcıları

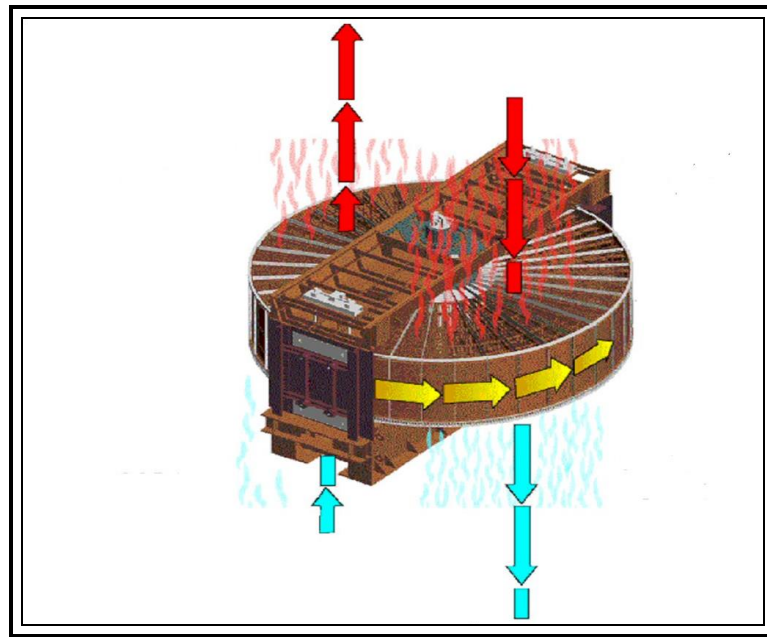
Hava ön ısıtıcıları ekonomizerden çıkan baca gazını kullanarak yanma havasını ısıtmak ve yanma prosesini iyileştirmek için kullanılırlar. Hava ön ısıtıcıları rekuperatif ve rejeneratif olmak üzere ikiye ayrılır. Rekuperatif ısı değiştiricide, ısıtma yüzeylerinin bir tarafından sürekli olarak baca gazları, öteki tarafından ise taze hava geçmektedir. Baca gazları ile taze hava arasındaki ısı transferi, ısıtma yüzeyleri aracılığıyla gerçekleşir. Rejeneratif ısı değiştiricide ise, enerji akümülatörü olarak çalışan yüzeyler, bir rotor üzerine ve genellikle radyal yönde monte edilmiştir. Rotor, 2 - 5 d/dak bir hızla döner ve bu dönme esnasında yüzeyler sürekli olarak bir baca akışı ile bir de taze havayla karşılaşır ve taze hava böylece ısınır.

Modern kazanlarda genellikle rejeneratif ön ısıtıcılar yanma havasını ısıtmak için kullanılırlar. Rejeneratif ısıtıcıların rekuperatif ısıtıcılara göre avantajları şunlardır; (1) önemli ölçüde boyut olarak küçük ve hafiftir, (2) düşük metal ağırlığı, ekonomik çelik alaşımlarının ya da düşük sıcaklık bölgesinde emaye elementlerinin kullanılabilir olması, (3) soğuk bitiş noktasında düşük metal sıcaklığı, (4) tabakalar ufalanmadığı sürece erozyon sebebiyle element tabakalarında oluşan deliklerin ters etki etmemesi. Rejeneratif sistemin belirli bir dezavantajı olmamasına rağmen bazı durumlarda önemli

derecede ünite çıkışlarında düşüş yaşanmaktadır; (1) hareketli aksamalarda oluşan sızıntı riski, (2) sürüklenmeden dolayı havanın içine gaz ve gazın içine hava kaçma riski, (3) elementlerde oluşan katmanlardan dolayı ince tabaka oluşur ve bu yüzden gazın akış sırasında basınç düşüşü artar ve gaz akışı azalabilir.



Şekil 5.22 Rekuperatif hava ön ısıtıcısı [22]



Şekil 5.23 Rejeneratif hava ön ısıtıcısı [22]

5.4.6 Besleme Suyu Pompaları

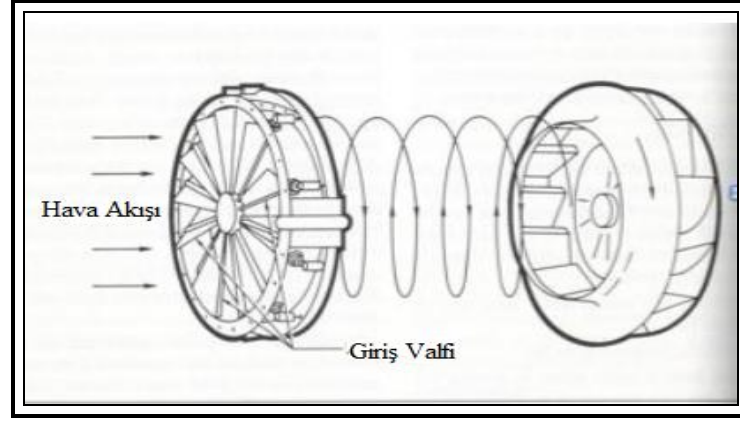
Kazanlarda sürekli olarak ve yeterli miktarda besleme suyu sağlanabilmesi için besleme suyu pompaları kullanılır.

Besleme suyu pompalarının seçimi ve kullanılması konusunda şu kurallara uyulmalıdır:

- a) Her buhar santralinde en az iki ayrı besleme suyu pompa donanımı bulunmalıdır.
- b) Eğer yalnızca iki ayrı besleme suyu pompa donanımı bulunmakta ise bunlardan her biri aşağıdaki koşulları sağlamalıdır:
 - Eğer o donanımlardan beslenen tüm kazanların otomatik besleme suyu kontrol mekanizması yoksa ya da kazanların toplam buhar tonajı 30 t/h'ın altında ise, her besleme suyu pompasının kapasitesi, kazanların maksimum devamlı buhar güçleri toplamının en az 6 katı olmalıdır.
 - Eğer o donanımdan beslenen tüm kazanların otomatik besleme suyu kontrol mekanizması varsa ve kazanların toplam buhar tonajı 30 t/h'ın üzerinde ise, her besleme suyu pompasının kapasitesi, kazanların maksimum devamlı buhar güçleri toplamının en az 1,25 katı olmalıdır.
- c) Eğer ikiden fazla besleme suyu pompası bulunmakta ise, aynı anda devre dışı olabilme olanağı bulunan pompalardan geriye kalan pompa ya da pompaların toplam kapasitesi, kazanların maksimum devamlı buhar güçleri toplamının 1,25 katı olmalıdır.
- d) Besleme suyu pompaları, yukarıda açıklanan besleme suyu miktarlarını, maksimum kazan basıncı değeri ile pompa ve kazan arasındaki basınç kayıplarının toplamından bulunacak basınç değerinin %10 fazlası olan bir basınçla bile sirküle edilebilmelidir.
- e) Besleme suyu pompalarının çalıştırılmasında, birbirinden bağımsız iki ayrı enerji kaynağı bulunmalıdır (elektrik ve buhar gücü).

5.4.7 Fanlar

Fanlar, tıpkı bir pompa gibi çalışarak belirli bir miktar hava veya gazı bir yerden başka bir yere basan makinalardır. Bu basma işleminin gerçekleşebilmesi için fanlar, akışı engellemeye çalışan dirençlerin toplamını yenebilecek kadar bir enerjiyi bastıkları havaya veya gaza aktarırlar.



Şekil 5.24 Baca gazı fanları [21]

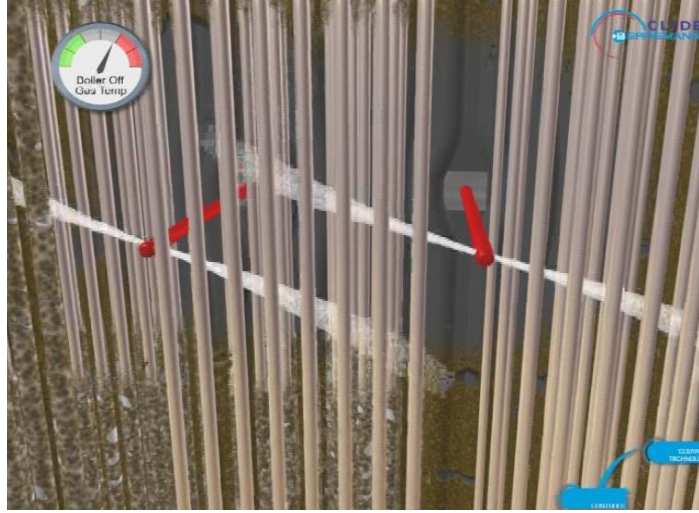
5.4.8 Kurum Üfleyeciler

Kurum üfleyeciler kazan borularının dış yüzeylerinde kurumdan çok kül-curuf birikmesini önleyen veya biriken kül-curufu yerinden oynatarak aşağıya dökülmesini sağlayan ekipmanlardır. Bu birikintiler boruların su/buhar tarafı ile alev tarafı arasındaki ısı transferine engel olarak boruların kavrulmasına neden olurlar. Ancak kül-curuf birikintisinin zararları bu kadar değildir. Boru aralarının yer yer tıkanması gaz akışını engelleyerek kazan kapasitesinin düşmesine sebep olur. Ayrıca daralan kesitlerde gaz hızı artacağından boru dış yüzeylerindeki aşınmalar da artacaktır.

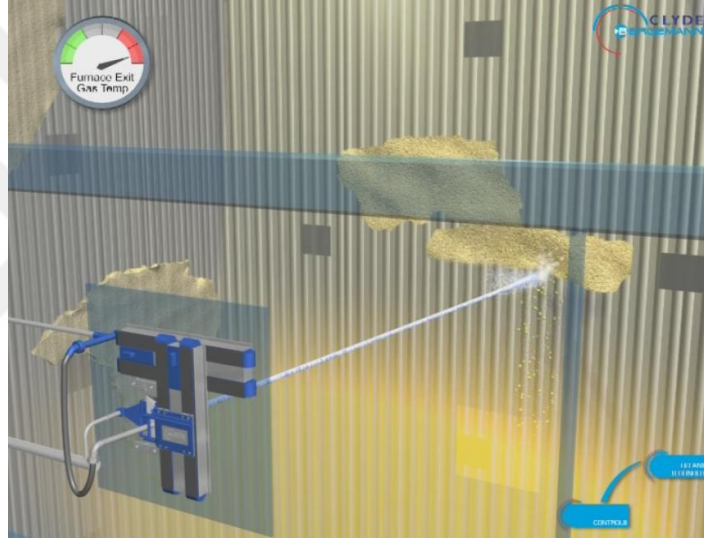
Kömürlü kazanlarda kurum üfleyeciler çok önemlidir ve hem yanma odası borularına, hem de ekonomizörler, kızdırıcılar ve tekrar kızdırıcılara kazanlar devredeyken periyodik olarak kurum üfleme işlemi uygulanmaktadır. Kurum üfleme genelde doymuş ya da kızgın buharla, basınçlı hava ile ya da su ile yapılabilir.

Kızgın buhar genelde doymuş buhara tercih edilir. Çünkü doymuş buharın içindeki nemin boru yüzeylerini aşındırabildiğini göstermiştir. Ayrıca kızgın buhar doymuş buhara oranla daha fazla temizleme özelliğine sahiptir. Buharlı kurum üfleyeciler için gereken buhar, kızdırıcı kollektörlerinin uygun bir yerinden, tekrar kızdırıcı giriş veya tekrar kızdırıcı çıkış kollektörlerinden alınabilir.

Kazanlarda sık sık kömürle birlikte yağ yakılıyorsa hava ısıtıcı elemanlarında birikintilerin çoğalması çabuk olur. Bu nedenle hava ısıtıcılarındada kurum üfleme sistemleri kullanılmalıdır. Hava ısıtıcısı çıkışından gaz basıncı düşmesi ve sıcaklığın yükselmesi hava ısıtıcısı elemanlarının kirlendiğinin belirtisidir.



Şekil 5.25 Buharlı kurum üfleme [23]



Şekil 5.26 Sulu kurum üfleme [23]

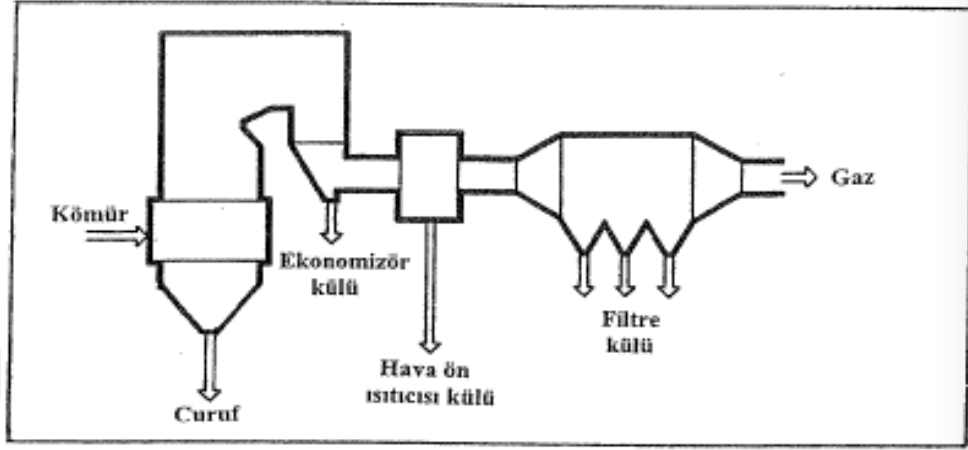
5.4.9 Kül ve Curuf Atma Sistemleri

5.4.9.1 Curuf Atma Sistemleri

Yanma odasının altına dizayn edilen son yanma ızgarası yanma odasından düşen yanmamış curuf parçalarının yanmasına olanak sağlar. Raylar üzerine konmuş iki kademe hareketli ızgaradan oluşur. Kömürün yanması ile oluşan curuf son yanma ızgaralarından kazan altı teknesine dökülür. Tekne içerisi su ile doludur. Tekneye dökülen ve sönen ıslak curuf 42 ton/h kapasiteli paletli çıkarıcı ile alınıp kazanı terkeder.

5.4.9.2 Kül Sistemleri

Sistemdeki kül baca altından, eko altından, arapastan, luvo altından ve elektrofiltrelerden toplanarak kül sevk tanklarına ve oradan da hava ile kül silolarında toplanır.



Şekil 5.27 Kömür yakıtlı santrallerde kül-curuf alma yerleri [21]



Şekil 5.28 Son yanma ızgarası [22]

5.4.10 Elektrofiltre

Külün atmosfere karışmasını önlemek ve cebri çekme fanlarının aşınmasını azaltmak için gaz kanalına yerleştirilen elektrostatik olarak çalışan sistemlerdir. Elektrofiltreler genel olarak kam vurucuları, ısıtıcılar ve trafodan oluşur.

Uçucu kül elektrofiltre içinden elektrotlar arasından geçerken yüksek gerilimli DC yük tarafından negatif elektrotlarda negatif yükle yüklenir, negatif yüklü zerrecikler toplama

elektrotlarına akarak deşarj olurlar. Toplama elektrotunda gevşek tabakalar halinde biriken kül zerreleri peryodik olarak çalışan kam vurucular ile silkelenerek elektrofiltre altı toplama bunkerinde toplanır.



Şekil 5.29 Bir termik santralde elektrofiltre tesisi [22]

5.4.11 Degazörler

Buhar ve kaynar su sistemlerinin iki düşmanı vardır: Sudaki kireç gibi sertlik ve taş yapıcı malzemeler ve Oksijen (O_2) ve Karbondioksit (CO_2) gibi korozyif gazlar.

Oksijen (O_2), havada ve taze kazan besleme suyu içinde çözünmüş halde bulunur. Su, hava ile temasında çok kolay bir şekilde oksijen alır.

Karbondioksit (CO_2), ham suyun geçici sertliğini oluşturan veya yumuşatma işleminden sonra nitelik değiştiren sertlik yapıcı malzemelerin (karbonatların) sıcaklık ve basınç altında parçalanarak ayrışması sonucu oluşur.

Buhar kazanları besleme suyu ve kaynar su kazanları tamamlama suyu içinde çözünmüş olarak bulunan serbest oksijen (O_2) ile kazanlar içinde karbonatların parçalanmasıyla oluşan karbondioksit (CO_2) gazları, kazanlarda, buhar kullanan cihazlarda ve özellikle tesisatlarda gözenekler ve paslanarak erimeler şeklinde korozyona neden olurlar. Bu gazların etkileri taze besleme suyu oranı ve sistem işletme basıncı arttıkça daha da artar.

Kazan besleme suları bu gazlardan arındırılamazsa tüm sistemin ömrü kısılır, çok kısa sürelerde dahi kazanda ve sistemi oluşturan cihaz ve tesisatlarda korozyon ve

delinmeler oluşabilir. Bunun yanında CO₂, özellikle buhar kullanan cihazlarda ve serpantinlerinde ve kondens borularında aşırı korozyona neden olur.

Kazan besleme sularının O₂ ve CO₂ gazlarından arındırılmaları için degazör cihazından geçirilerek degaze edilmeleri şarttır. Degazörler iki prensibe göre çalışırlar:

- Sıcaklık + basınç esasına göre çalışan degazörler
- Sıcaklık + pulverizasyon esasına göre çalışan degazörler

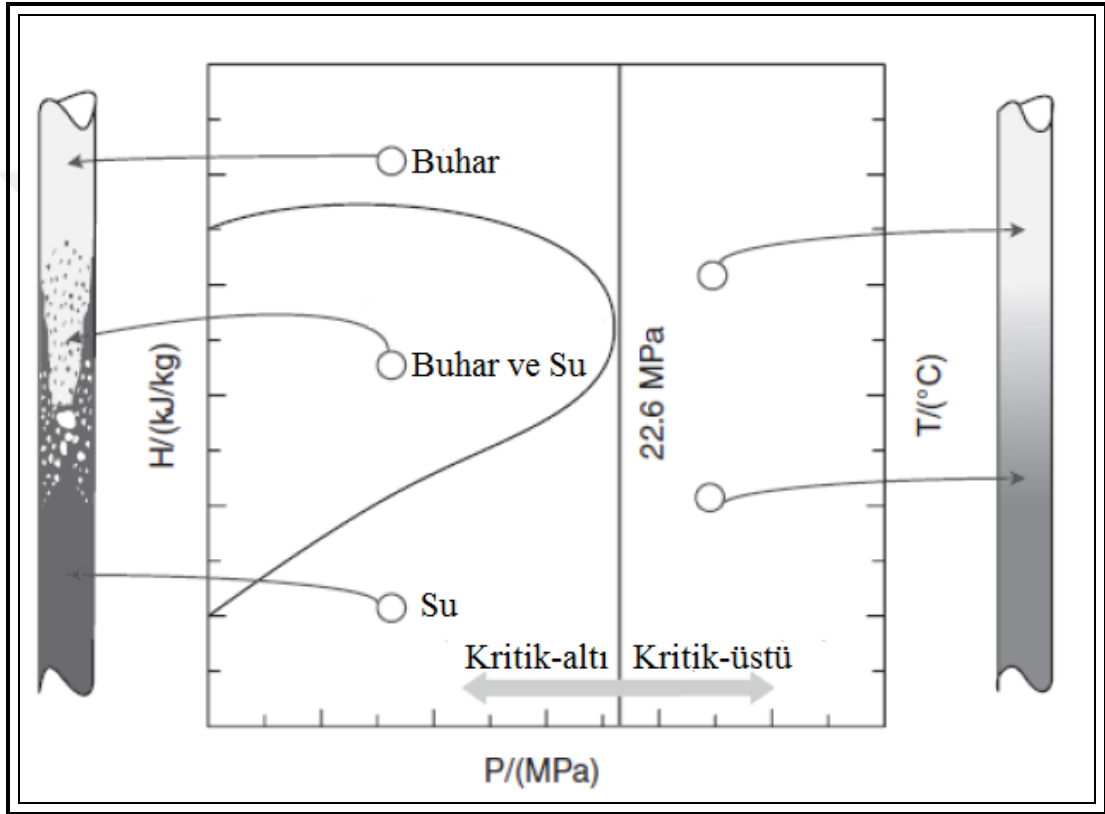
1. tipteki 'sıcaklık + basınç' esasına göre çalışan degazörler, özellikle taze besleme suyu oranının yüksek olduğu yüksek basınçlı kazanlı sistemlerde kullanılırlar. Bu cihazlar, kısmen kondenser tankında parçalanmış karbonatların kendi bünyelerinde de parçalanmalarını ve gazlarını açığa çıkarmalarını da sağlarlar. Bu cihazların işletme sıcaklığı 102 - 105 °C, işletme basıncı 0,2 - 0,5 atü mertebesinde olup, gaz alma verimleri %96 ila %100 aralığındadır. Sıcaklık yüksek olduğundan kazan besleme pompalarının kaviteye neden olmadan sağlıklı çalışmalarını sağlamak amacıyla pompalardan asgari 4-4, 5 metre yükseklikte tesis edilmeleri zorunludur. Bu tipteki degazör sisteminde ısıtıcı buharın diğer bir kısmı, özel bir karışım donanımı ile doğrudan degazör tankı içindeki suya verilir, suyun kaynarak gazını bırakması sağlanır ve yeniden gaz alması engellenir.

2. tipteki 'sıcaklık + pulverizasyon' esasına göre çalışan degazörler, özellikle taze besleme suyu oranının düşük olduğu orta basınçlı kazanlı sistemlerde kullanılırlar. Bu cihazların işletme sıcaklığı 90 ila 95 °C arasında, işletme basıncı atmosferik, gaz alma verimleri %90 ila %95 aralığındadır. Karbonatların parçalanması kendi bünyelerinde veya kondens tankında gerçekleşir. Sıcaklık yüksek ve kaviteye tehlikesi olmadığından kazan dairesi zemininde veya kondens tankı üzerinde tesis edilebilirler.

Her iki degazör sisteminde besleme suyu pulverize edilmek ve degazör tavalarından geçirilmek suretiyle buharla karıştırılarak sıcaklığı artırılır ve böylece O₂ ve CO₂ gazları besli suyundan ayrıştırılır. Serbest kalan O₂ ve CO₂ gazları degazör üzerindeki otomatik gaz atma vanasından dışarı atılır.

5.5 Süperkritik ve Kritik-altı Kazanların Karşılaştırılması

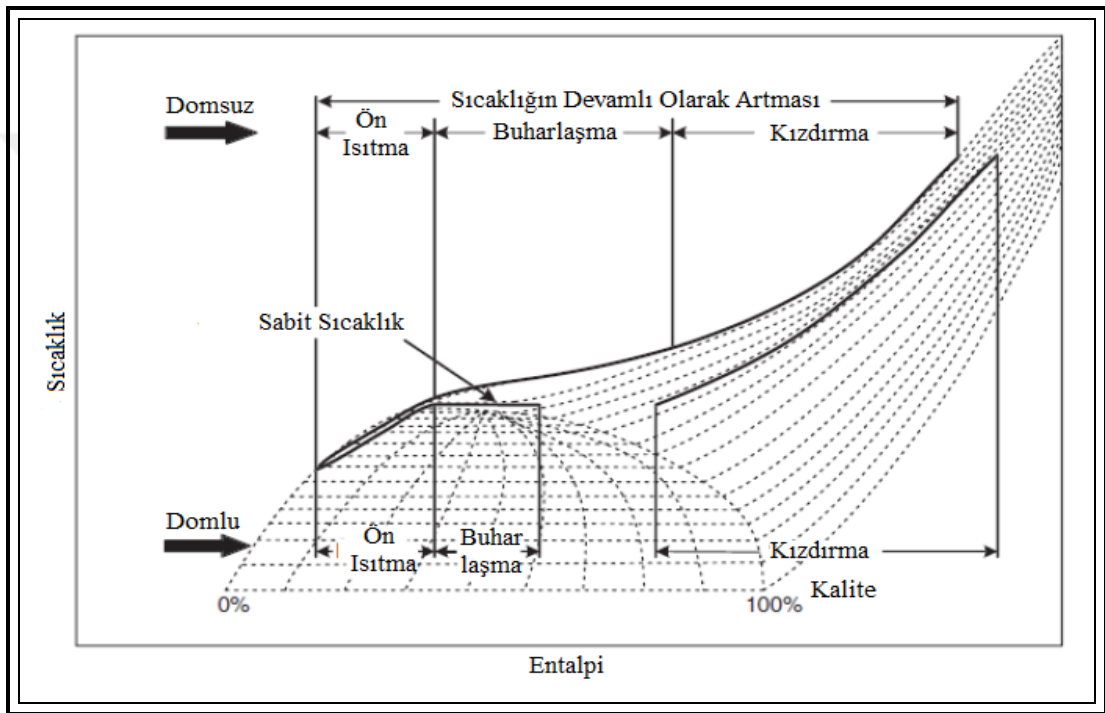
Superkritik kazanlar kritik-altı kazanlarda kullanılan teknolojinin geliştirilmiş halidir; dizayn, aynı yanma sistemi, ocak dizayn kriteri, geri geçişli ısıtma yüzeyi hazırlanması ve yardımcı ekipman ile başlar. Superkritik kazanlardaki en önemli geliştirme ocaktaki buhar-su sirkülasyon sisteminde olan domlu ve domsuz tiptir. Ultra-süperkritik ve kritik-altı kazanları arasında ısı transferdeki en önemli fark, Ultra-süperkritik kazanlarda buhar-su çevrimi tek fazlı olması ve su-buhar karışımı olmamasıdır (Şekil 5.30).



Şekil 5.30 İş akışkanının kritik-altı ve süperkritik kazanlarda karşılaştırılması[9]

Geleneksel buhar domlu kazanlarda, besleme suyunun kazan içerisindeki borularda çift fazlı olarak dolaşmasıdır. Dom, doymuş buharı depolar ve çift faz halinde bulunan su-buhar karışımını ayırır. Şekil 5.31'de, Ultra-süperkritik ve kritik-altı kazanlardaki besleme suyunun sıcaklık-entalpi diyagramı üzerindeki değişimi gösterilmiştir. Buhar tarafından absorbe edilen enerji farklı fonksiyonlar olarak dağılmıştır; besleme suyu ısıtılması (ölçülebilen ısı), kaynama (gizli ısı), kızdırma ve ara kızdırma. Dağılım oranı buhar basıncının fonksiyonudur. Yüksek miktarda gizli ısı olduğunda (alçak basınçlı buhar gibi), kazan için büyük ocak gereklidir. Buhar basıncı arttırıldığında, gizli özgül ısı

sarfiyatı düşer ve kızdırma ve ara kızdırma enerji Emilimi artar. Kazan dizaynı, kızdırıcı ve ara kızdırıcı için büyük yüzey alana ve bununla birlikte küçük konvektif buharlaştırıcı alanlı veya konvektif buharlaştırıcı alanı olmayan küçük ocağa ihtiyaç duyulmasından dolayı değişir. Ekonomizlerdeki ölçülebilir ısı Emilimi yüksek basınçta yüksektir. Çeşitli yüzeyler arasındaki enerji dağılımı (ocak, buharlaştırıcı, kızdırıcı, ara kızdırıcı ve ekonomizer) oldukça esnektir fakat, buhar basıncı bu yüzeylerin boyutunun belirlenmesinde önemli rol oynar. Çizelge 5.3’de farklı buhar parametrelerindeki ısı Emilim oranı gösterir.



Şekil 5.31 Kritik-altı ve Süper kritik kazanlarda ısı transfer prosesinin karşılaştırılması[9]

Çizelge 5.3 Farklı buhar parametrelerindeki ısı Emilim oranı gösterir[9]

Buhar parametreleri ve besleme suyu sıcaklığı			Isı Emiliminin oranı (%)			
Buhar Basıncı (MPa)	Buhar Sıcaklığı (°C)	Besleme suyu sıcaklığı(°C)	Ön Isıtıcı	Buharlaşma	Kızdırıcı	Ara Kızdırıcı
9.8	540	215	18.7	52.1	29.2	0
13.7	540/540	240	21.2	33.8	29.8	15.2
18.2	540/540	278	22.2	25	36.1	16.4
25.4	543/569	289	30.7	0	36.1	16.4
27.5	605/603	296	27.4	0	54.3	18.3

Domlu krtik-altı kazanlarda, duman gazından alınan ısı Emilimi arttığında borulardaki kütle akış oranı artar. Fakat, domuz Ultra-süperkritik kazanlarda, çalışma ortamının sıcaklığını arttırmak için ısı kullanılır ve duman gazından alınan ısı Emilimi arttığında domuz kazanların özelliğinin sonucunda borulardaki kütle akış oranı azalır.

Su ve buharın termodinamik özelliklerinden dolayı buhar parametreleri geliştirilmeye uygundur; buhar basınç ve sıcaklığı yükseltilebilir ve besleme suyu n ısıtıcı ısısının, buharlaştırma ısısının ve kızdırıcı ısısının oranı değiştirilebilir. Bu değişimler, ısıtma yüzeyinin hazırlanmasında çok önemli bir etkene sahiptir. Fakat, Ultra-süperkritik kazanların ısıtma yüzeylerinin dizaynında, santral süperkritik basınç aralıklarında çalıştırıldığında sadece her bir ısıtma yüzeyi özgül ısı sarfiyatına bakılmaz, ayrıca krtik-altı çalışma karakteristiğine de bakılmalıdır. rnek olarak, Ultra-süperkritik kazanın iş akışkanı basıncı 28-30 MPa arasında ve kazan maksimum nominal güç aralığı %65 ila 70 aralığında ise kazan krtik-altı basınçta işletilir. Bunun anlamı, besleme suyu buharlaşır ve daha sonra ocak su soğutmalı duvarlarda kızdırılır.

Su, kritik basına yakın olduğunda, buharlaştırma prosesi çok az ısıya ihtiyaç duyar, fakat kızdırma, ara kızdırma ve ön ısıtma prosesi oldukça fazla enerjiye ihtiyaç duyar. Super kritik basınç aralığında, besleme suyunun buharlaşma ve kızdırılma sürecinde borularda hangi bölgede olduğu tam olarak bilinmez. Bunun sonucunda, kızdırma ve ara kızdırma bölgesi radyan ve konvektif ısı transferinin olduğu yere göre yerleştirilir.

BUHAR TÜRBİNLERİ

6.1 Buhar Türbinlerinin Çalışma İlkesi

Bir buhar türbini genel olarak yatay ekseni etrafında dönebilen bir türbin rotoru (1), bu rotor üzerine monte edilmiş olan ve rotorla beraber dönen hareketli kanatlar (2), türbin gövdesi (3,4), bu gövde içerisinde bulunan iç gövde, sabit kanat taşıyıcıları ve sabit kanatlardan (2) meydana gelir. Rotor her iki tarafından radyal yataklarla (8,9) yataklanmıştır. Eksenel yatak (8) rotoru eksenel yönde sabitlemiştir. Buharın türbinden dışarı kaçmasının söz konusu olduğu yerler salmastra ya da labirentlerle (10,12,13) donatılmıştır.

Kazandan gelen taze buhar ani kapama ventilinden (24), giriş kasasından (18), reglaj ventilinden (25,26) geçerek lülere (14) (nozullara) ve buradan da genellikle Curtis ya da Laval (15) çarkına gelir. Bu çarktan çıkan buhar gövde içerisine (16) girerek türbinin tüm kanat basamaklarından akar. Buhar, türbinin içerisinde ilerlerken iş meydana getirir ve hacmi genişler. Bu nedenledir ki türbin sabit ve hareketli kanatları basamaklar ilerledikçe daha uzun imal edilir.

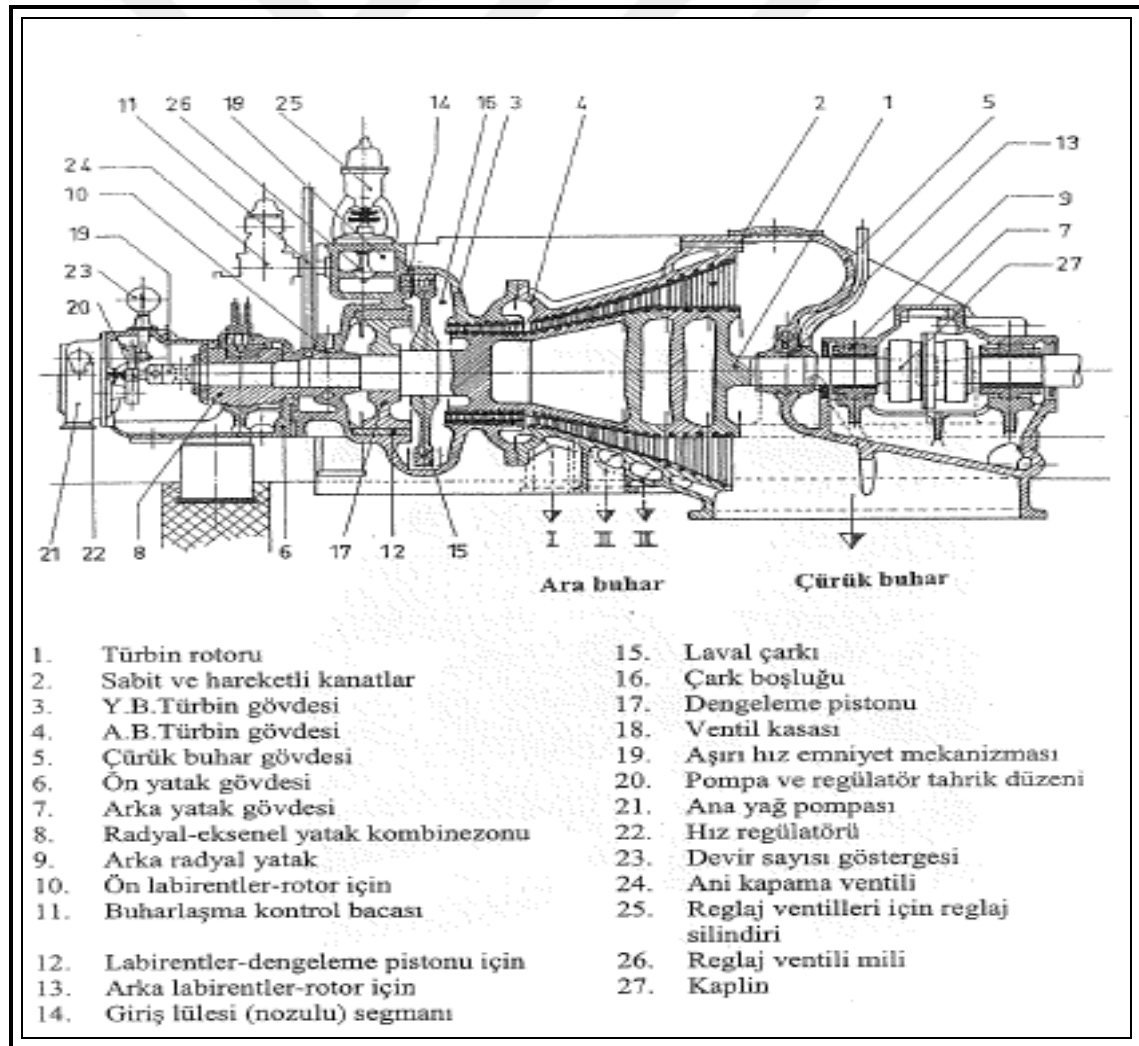
Buhar, yararlı enerjisini kanatlar yardımıyla rotora verdikten sonra, çürük buhar gövdesinden (5) geçerek kondensere dökülür.

Çeşitli basınç basamaklarından alınan ara buhar, borular ile gövdeden ayrılarak kullanılacağı yere (besleme suyu ön ısıtıcıları, v.s) gönderilir.

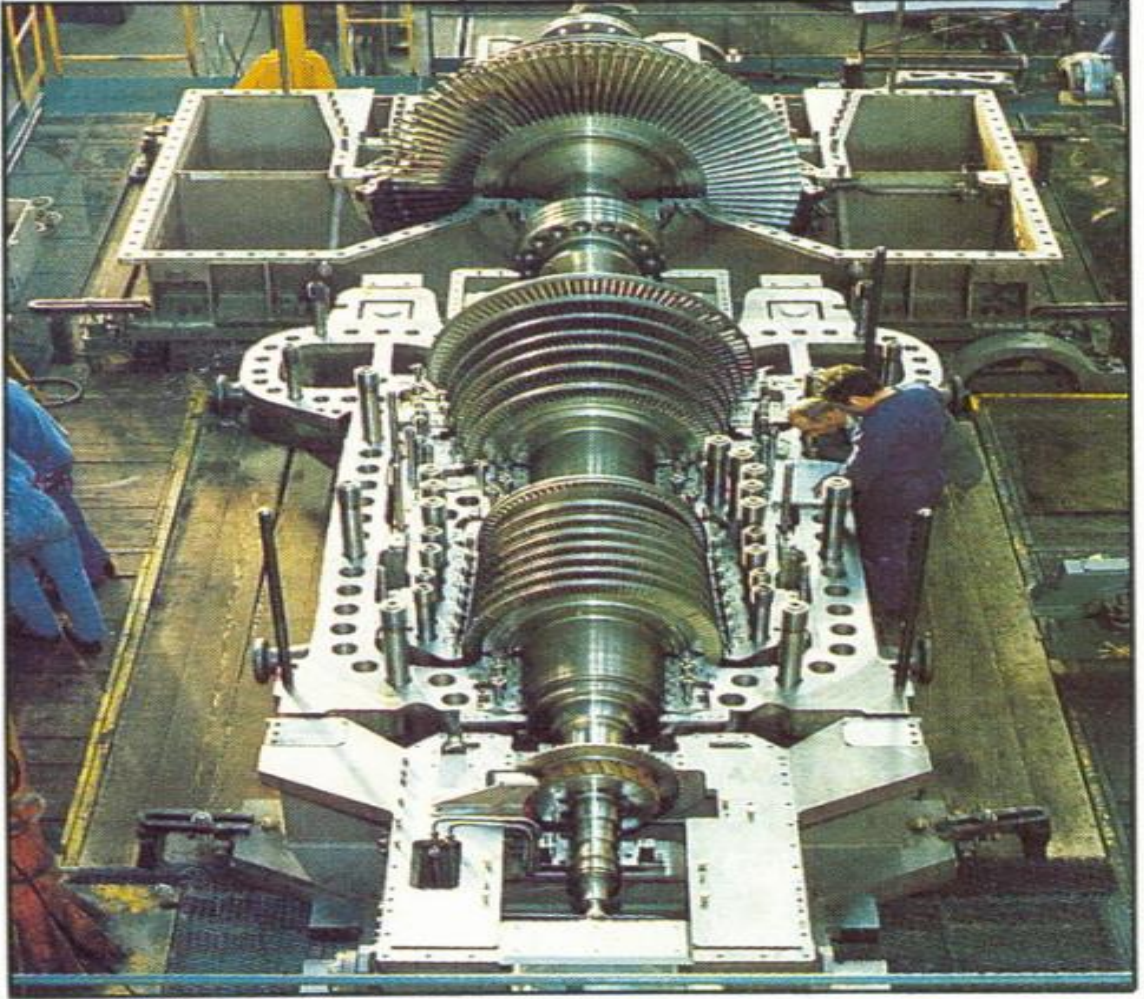
Ön yatak gövdesinde (6) bulunan yağ pompası (21), rotora bağlanmıştır. Bu pompa yatakların yağlanması ve türbin reglajı için gerekli olan basınçlı yağ sağlar. Yine ön yatak gövdesinde bulunan hız emniyet mekanizması (19) ve hız regülatörü (22) türbin rotoru tarafından döndürülür. Hız emniyet mekanizması, rotor ile hareketli kanatları aşırı hıza karşı ve ani kapama ventilini harekete geçirerek korur. Hız regülatörü, reglaj ventili ile birlikte sabit bir hız ve güç temin edilmesini sağlar.

Türbin çıkış tarafında bulunan generatörün indüktörü (yani generatör rotoru) türbin rotoru ile kaplinlenmiştir (27).

Türbinlerde genellikle bir de döndürme dişlisi (virör düzeni) bulunmaktadır. Santralin devre dışı olmasından sonra rotoru, virör aracılığıyla düşük bir hızda döndürmeye devam etmelidir. Bunun nedeni, soğuma sırasında rotorun bel vermemesi ve özellikle ağır rotorların radyal yatakları zedelememesidir.

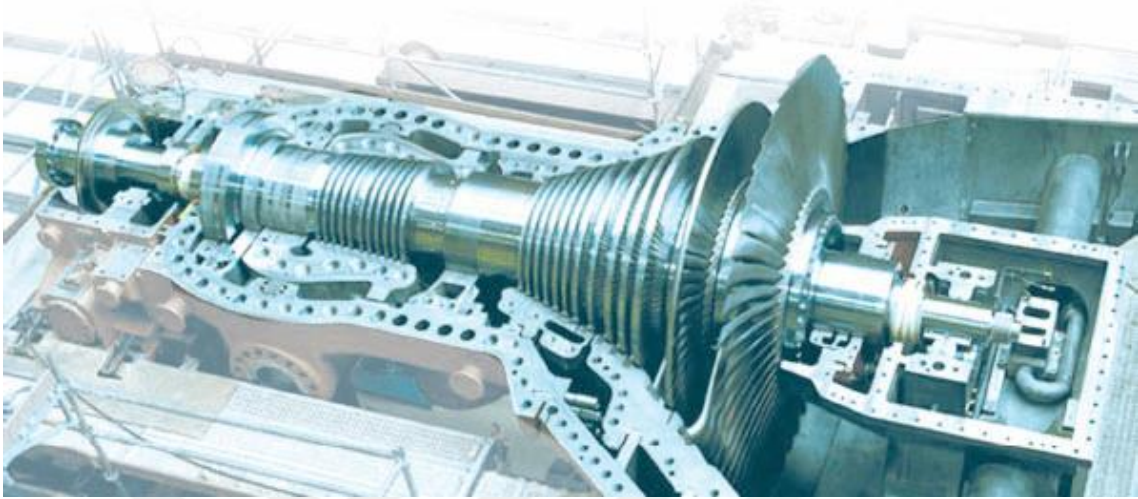


Şekil 6.1 Tek gövdeli, ara buharlı kondensasyonlu türbin kesiti[21]



Şekil 6.2 Üç gövdeli buhar türbinleri[23]

Görüldüğü gibi buhar türbini bir akım makinasıdır. Buharın entalpisi bu makinada önce kinetik enerjiye ve sonra da mekanik işe dönüşür.



Şekil 6.3 İki basamaklı buhar türbini[23]

Türbin girişindeki buharın, basınç ve sıcaklığına bağlı olarak bir entalpisi vardır. Buharın basınç enerjisi türbin girişine yerleştirilmiş olan lülelerde kinetik enerjiye dönüşür. Bu kinetik enerji, buharın türbin rotoru üzerinde bulunan ilk sıra hareketli kanat diskiyle yön değiştirmesi sırasında ise belirli bir mekanik iş meydana getirir.

Buharın basıncının ve dolayısıyla da entalpi düşüşünün türbinlerde meydana geliş şekline göre iki değişik tip türbin ortaya çıkar. Bunlardan birincisi aksiyon (impuls) türbini (sabit basınçlı türbin), diğeri ise reaksiyon türbinidir.

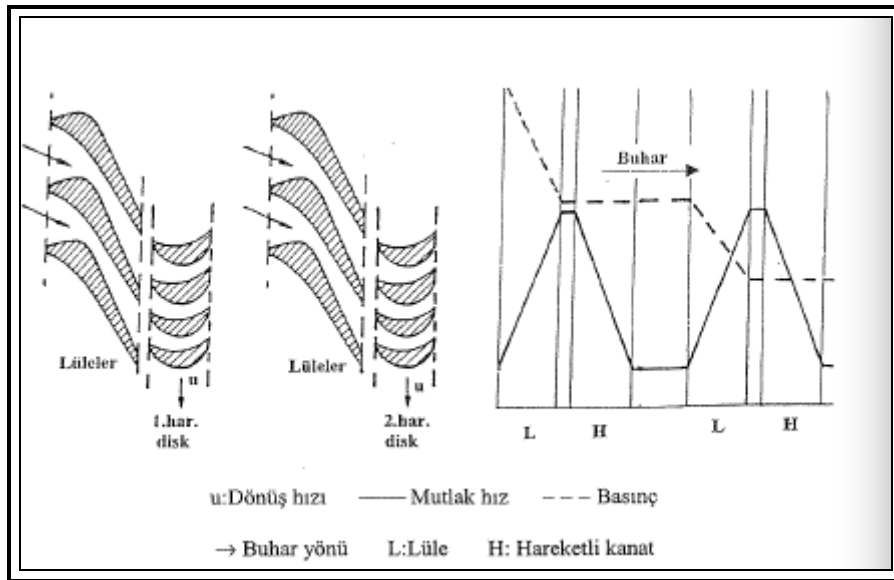
6.2 Aksiyon Türbinleri

Aksiyon türbinlerinin kanat şekilleri simetriktr. Kanat giriş ve çıkış açıları yaklaşık 20 °C' dir. Küçük güçler için komple aksiyon türbinleri imal edilebildiği gibi büyük kapasiteli buhar türbinlerinin yüksek basınç kademeleri de aksiyon kademeleri olarak imal edilebilir. Yüksek basınç kademelerinde buharın spesifik hacmi küçük olduğundan, buharın geçeceği kesit alanı da alçak basınç kademelerine oranla çok daha küçüktür. Bu nedenle aksiyon kanatları kısadır ve kesitleri sabittir.

Aksiyon türbinlerinde tüm basınç ve entalpi düşüşü lülelerde (veya lüle görevi gören sabit kanatlarda) meydana gelir. Hareketli kanatlarda ise sürtünmenin neden olduğu basınç kaybı dışında hiçbir basınç düşüşü meydana gelmez.

6.2.1 Basınç Basamaklı Aksiyon Türbinleri

Birden fazla tek sıra hareketli aksiyon disklerinin (Laval diskleri) arka arkaya geldiği aksiyon türbinlerine basınç basamaklı aksiyon türbinleri ya da 'Rateau veya Zoelly' türbinleri denir. Ancak burada, basınç düşüşü sadece lülelerde ya da sabit kanatlarda meydana gelir. Böylece meydana gelen basamakların herbiri tek bir basamaklı bir aksiyon türbini gibi çalışır. Bu türbincikler, üzerinde lüle veya sabit kanatları taşıyan ara kanat aynaları ile birbirlerinden ayrılırlar. Basamaklar arasındaki basınç farkı nedeni ile meydana gelebilecek sızmalar ise labirentlerle önlenir. Şekil 6.4'de görüleceği gibi, iki basamağı olan basınç basamaklı bir aksiyon türbininin basınç ve hız dağılımı görülmektedir. Bu türbinlerde toplam entalpi düşümü basamaklar arasında prensip olarak eşit şekilde bölüşülür. Bununla birlikte şeklin incelenmesinden de görüleceği gibi basınç düşümü eşit değildir. En büyük basınç düşümü birinci basamakta, en küçük basınç düşümü ise son basamakta meydana gelir.



Şekil 6.4 Basınç basamaklı aksiyon türbinleri[21]

6.3 Reaksiyon Türbinleri

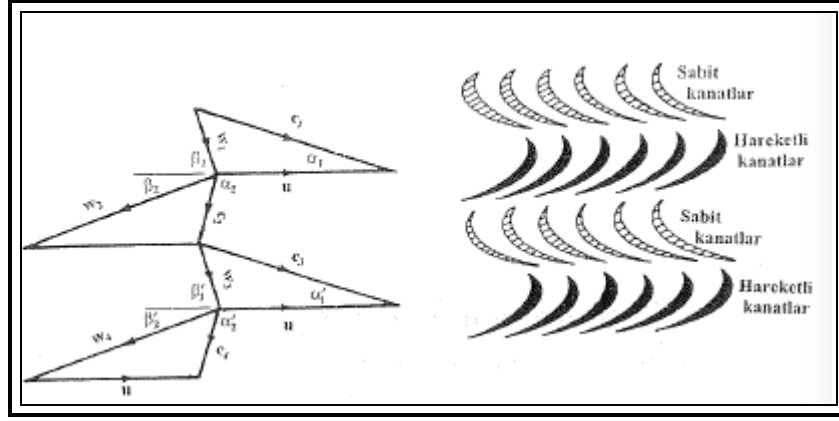
Reaksiyon türbinlerini anlatmadan önce reaksiyon kuvvetinin ne olduğunu kısaca açıklayacak olursak, lüle roket ve dönerek bahçe sulayan bir fiske reaksiyon makinaları için güzel birer örnektir.

Bu makinaların hepsinde akışkan, makina içindeyken pratik olarak sıfır hızına sahiptir ve büyük bir hızla dışarı fışkırır. Fışkıran bu akışkan hareket yönünde şu şekilde ifade edilebilecek bir kuvvet oluşturur (impuls kuvveti):

$$F = m.V \quad (6.1)$$

Bu kuvvet oluşurken makinanın içinde de aynı miktarda fakat ters yönde bir kuvvet meydana gelir ve kuvvet makinaı ters yönde hareket ettirmeye çalışır. İşte bu kuvvete, 'Reaksiyon kuvveti' denir. Saydığımız bu makinalardan lüle sabit konumunu muhafaza eder, roket düz bir yol kateder, döner fiske ise dairesel bir hareket gösterir. Fakat bunların tümünde akışkan basınç ve entalpi düşümü makinanın içinde meydana gelir. İşte reaksiyon türbinleri bu prensiple çalışırlar.

Reaksiyon türbinleri ard arda dizilmiş bir çok sabit ve hareketli kanat sıralarından meydana gelir. Bu türbinlerde sabit kanatlar lüle görevi görür. Hareketli kanatlar ise hem buharın kanada doğrudan uyguladığı impuls kuvvetinin etkisiyle, hem de buharın kesitten geçerken genişlemesi ve ivme kazanması sonucu oluşan reaksiyon kuvvetinin etkisiyle hareket eder (döner). Yani bir anlamda hareketli kanatlar da lüle görevi görür. Bu türbinlerde her basamaktaki entalpi düşüşü hemen her zaman, basamaktaki sabit kanat sırası ile hareketli kanat sırası arasında eşit olarak bölüşülür. Dolayısı ile de herhangi bir basamak için %50 Reaksiyon basamağı veya %50 Reaksiyon profilli basamak deyimleri kullanıldıkça, o basamakta entalpi düşüşünün %50'si sabit kanatlarda %50'si de hareketli kanatlarda meydana geliyor demek değildir. Ancak tıpkı basınç basamaklı aksiyon türbinlerinde olduğu gibi burada da entalpi düşüşünün eşit olması, basınç düşüşünün de eşit olduğu anlamına gelmemektedir. Bu türbinlerde de yüksek basınç basamaklarındaki basınç düşüşü alçak basınç basamaklarına oranla daha fazladır. Ayrıca tüm türbin genelde de sabit kanatlardaki basınç düşüşü, hareketli kanatlara oranla daha fazladır. Şekil 6.5'de iki basamaklı reaksiyon türbininin hız diyagramı gösterilmektedir.



Şekil 6.5 İki basamaklı reaksiyon türbininin hız diyagramı[21]

6.4 Kombine Türbinler

Yalnızca aksiyon ya da yalnızca reaksiyon kanatları olan türbinler bugün artık çok küçük güçler için imal edilmektedir. Modern buhar santrallerinde her iki türbin tipinin de avantajlarından yararlanmak ve dezavantajlarını da azaltmak için kombine türbinler kullanılmaktadır. Bu türbinlerde gerçek kanat profili aksiyon türbin profili olmakta, bununla beraber kanatlara belirli bir oranda reaksiyon profili de verilmektedir.

6.5 Buhar Türbinlerinin Farklı Yönlerden Sınıflandırılması

6.5.1 Buharın Akış Yönüne Göre

a) Eksenel Türbinler : Bu türbinlerde buhar, türbin eksenine paralel olarak hareket eder. Eksenel türbinler aksiyon ya da reaksiyon tipte imal edilebilirler. Buhar türbinleri genellikle eksenel türbinlerdir.

b) Radyal Türbinler : Bu türbinler günümüzde çok seyrek olarak imal edilmektedirler. Radyal türbinlerde buhar türbin eksenine dik olarak hareket eder.

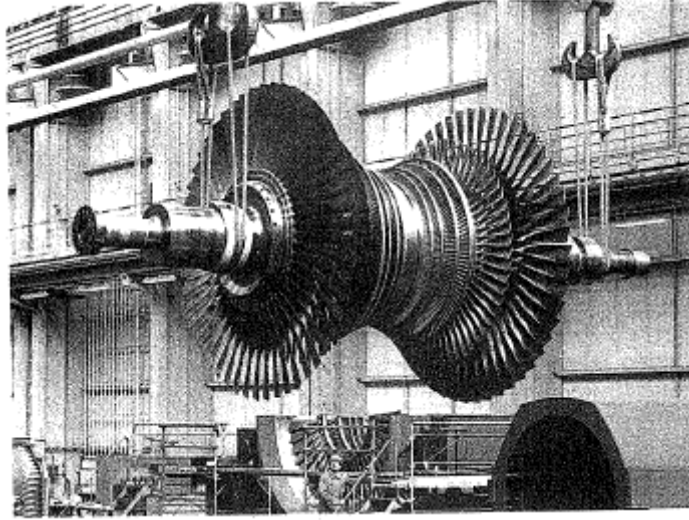
6.5.2 Çalışma Şekline Göre

a) Aksiyon Türbinleri : Bu türbinler tüm entalpi ve basınç düşüşünü sabit kanatlarda meydana getirir. Hareketli kanatlarda hiç bir düşüş söz konusu değildir.

b) Reaksiyon Türbinleri : Reaksiyon türbinlerinde, basınç ve entalpi düşüşünün ancak bir bölümü sabit kanatlarda meydana gelir. Geri kalan düşüş miktarı ise hareketli kanatlarda tamamlanır.

6.5.3 Taze Buhar Basıncına Göre

- a) Alçak Basınç Türbinleri : Buhar giriş basıncı 10 atü'ye kadardır.
- b) Orta Basınç Türbinleri : Buhar basınç girişi 10 - 88 atü'dür.
- c) Yüksek Basınç Türbinleri : Buhar giriş basıncı 88 - 224 atü'dür.
- d) Kritik Basınç Türbinleri : Buhar giriş basıncı 224 atü'nün üzerindedir.



Şekil 6.6 Bir alçak basınç türbin rotorunun gövdeye yerleştirilmesi[23]

6.5.4 Taze Buhar Sıcaklığına Göre

- a) Doymuş Buhar Türbinleri : Türbin girişindeki buhar sıcaklığı doymuş buhar sıcaklığıdır.
- b) Orta Sıcaklık Türbinleri : Buhar giriş sıcaklığı 485 °C'a kadardır.
- c) Yüksek Sıcaklık Türbinleri : Buhar giriş sıcaklığı 485 - 565 °C'ın üzerindedir.
- d) Çok Yüksek Sıcaklık Türbinleri : Buhar giriş sıcaklığı 565 °C'ın üzerindedir.

6.5.5 Çıkan Buharın Türüne Göre

- a) Kondensasyon Türbinleri : Bu türbinlerde çürük buhar (türbinden çıkan buhar) bir kondensede ve vakum altında ısısını vererek yoğuşur. Buharın kondensasyon ısısı, soğutma suyu ile alınır ve başka bir amaç için kullanılmaksızın dışarı atılır.
- b) Karşı Basıncılı Türbinler : Karşı basınçlı türbinlerde belirli bir basınçla türbinden çıkan buharın ısısı soğutma suyu ile dışarı atılmayıp, ısıtma ya da fabrikasyon gibi amaçlar için kullanılır.

c) Çekme Buharlı ya da Ara Buharlı Türbinler : Bu türbinler çeşitli basamaklardan alınan buhar örneği, ön ısıtıcıların ısıtılmasında kullanılır. Çekme buharlı türbinlerde, buharın alındığı nokta hiçbir basınç reglajı yoktur. Çekilen buhar basıncı, türbine verilen buhar basıncına bağlı olarak değişir. Ara buhar almalı türbinlerde ise, alınan ara buhar basıncı bir reglaj düzeni yardımı ile sabit tutulur.

6.6 Türbin İçindeki Kayıplar

6.6.1 Meme Kaybı : Buhar, sevk tertibatı içinden geçerken cidarlara sürtünür. Bu sürtünme sonucunda hız enerjisinin bir kısmı kaybolur. Meme kaybı adı verilen bu kayıp, cidar satırlarının pürüzlü olup olmamasıyla ve meme şekliyle ilgilidir. Buhar hızının meme kaybına etkisi ihmal edilecek kadar azdır.

6.6.2 Kanat Kaybı : Buharın kanatlar içinden geçerken cidarlara sürtünmesi ve yön değiştirmesi neticesinde meydana gelen çarpma ve girdaplar kanat kayıplarını oluşturur. Bu kayıplarda buharın hız enerjisinin bir kısmı kaybolur.

6.6.2.1 Sürtünme Kaybı : Tıpkı memelerde olduğu gibi, cidar satırlarının pürüzlü olmasıyla ve buharın kanat içindeki geçiş uzunluğu ile ilgilidir. Bu sebepten dolayı kanat boylarını mümkün olduğu kadar ufak yapmak doğru olur.

6.6.2.2 Çarpma Kaybı : Bu kayıp ilk olarak buhar lülesinin kanadın giriş kenarına çarpmasıyla meydana gelir fakat, kanat uçlarını inceltmek suretiyle bir hayli azaltılabilir.

6.6.2.3 Girdap Kaybı : Türbin montajı hatalı yapılacak olsa bile, memeden fışkıran buharın tamamıyla kanat kanalları içine girmesini sağlamak için, kanat yüksekliği, meme çıkış yüksekliğinden daha büyük olarak yapılır. Bu sebepten dolayı kanadın üst ve alt uçlarında tamamıyla buharla dolu olamayan kısımlar meydana gelir ve bu noktalarda girdap oluşmasına neden olur. Bu yüzden buharın enerjisi azalır.

6.6.2.4 Yön Değiştirme Kaybı : Kanat içerisinde bir yönde değiştirme meydana geldiğinde, buhar lülesi dikey herhangi bir kesitte hız ve basınçlar her yerde aynı değildir. Merkezkaç kuvvetinin etkisiyle buhar fıskiyesi, yön değiştirmeye sebebiyet veren yüzeye yaslanır. Bu sebepten bu kısımdaki molekül kesafeti ve bunun neticesinde sürtünme artar, iç kısımda ise bu olayın tam aksi durum gerçekleşir ve karmaşık bir durum meydana gelir. Bu durum buharın enerjisinin azalmasına sebebiyet verir.

6.6.3 Çıkış Kayıpları : Buhar seyyar kanattan c_2 mutlak hızıyla çıkar, bu hıza karşılık gelen enerji de basamak için kaybolmuş olur. Bu hızdan yararlanılmadığı için bu hıza karşılık gelen kinetik enerji kaybedilir. Bu kayba aksiyon türbinlerinde her basamakta rastlanılırken, reaksiyon türbinlerinde sadece son basamakta rastlanılır.

6.6.4 Tekerlek Sürtme ve Rüzgarlanma Kaybı : Tekerlek veya tambur yüzeylerinin buhara sürtmesi tekerlek sürtme kaybını, kısmi üfleme yapılan hallerde, buhar fiskiyesi önünde bulunmayan kanatların vantilatör tesiri yapması da rüzgarlanma kabını meydana getirir. Aksiyon türbinlerinde kısmi üfürme olduğundan rüzgarlanma kaybı küçük güçlerde bolca görülürken, reaksiyon türbinlerinde kısmi üfürme olmadığından rüzgarlanma kaybı ihmal edilecek kadar az olur. Ayrıca reaksiyon türbinlerinde buhara temas ederek dönen kısımlarda, tamburun ön ve arka yüzeylerinden ibaret olduğundan dikkate alınmayabilir.

6.6.5 Aralık Kaçak Kaybı : Ara kanat aynası ile mil arasından ve reaksiyon türbinlerinde ise sabit ve seyyar kanat uçlarından buhar kaçır. Bunu önlemek için salmastralar kullanılır.

6.6.6 Dış Kayıplar : Dış kayıplar üç şekilde gerçekleşir. Bunlar ; Mekanik kayıplar, Dış salmastra kayıpları ve Radyasyon (Işınım) kayıplarıdır.

6.6.6.1 Mekanik Kayıplar : Bu kayıplar esas itibariyle yataklardaki sürtünmelerden meydana gelir. Türbinlerde küçük güçler dışında kaymalı yataklar kullanılır. Küçük tiplerde rulmanlı yatak kullanmak mümkündür. İyi bir yataklama ve yağlama ile bu kayıplar çok küçük değerlere düşürülebilir.

6.6.6.2 Dış Salmastra Kayıpları: Türbinin ön tarafında basınç farkından dolayı karterle mil arasında boşluktan dolayı dışarı buhar kaçağı olur. Kaçan buharı çoğu defa bir merkezde toplanarak tekrar kullanılır. Eğer çıkışta kondenser kullanılırsa $P_o < P_{atm}$ olduğundan dışarıdan içeriye hava girer ve bu istenmeyen bir durumdur. Bu kaçaklar salmastralarla önlenabilir.

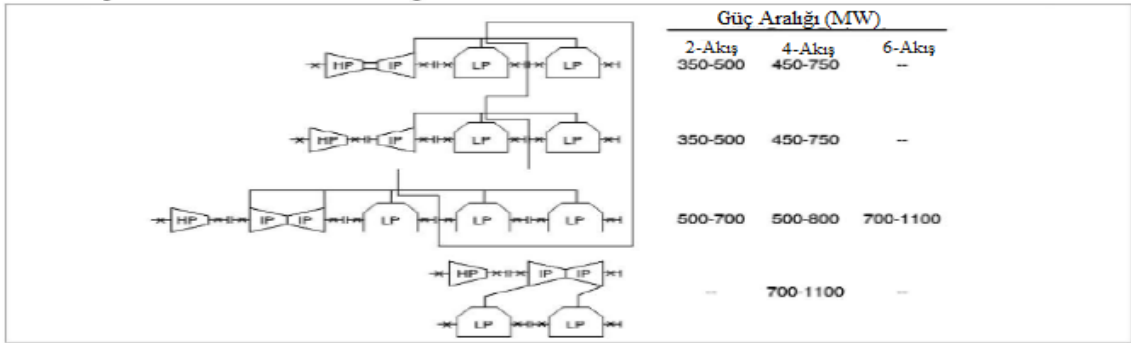
6.6.6.3 Radyasyon (Işınım) Kayıpları : İçerideki yüksek sıcaklıktaki buhardan dolayı ısınan karterden çevreye yayılan ısı bu kaybı oluşturur. Karteri çok iyi izole ederek bu kaybı ihmal edilebilecek değerlere düşürmek mümkündür.

6.7 Ultra-süperkritik Buhar Türbini Dizaynı

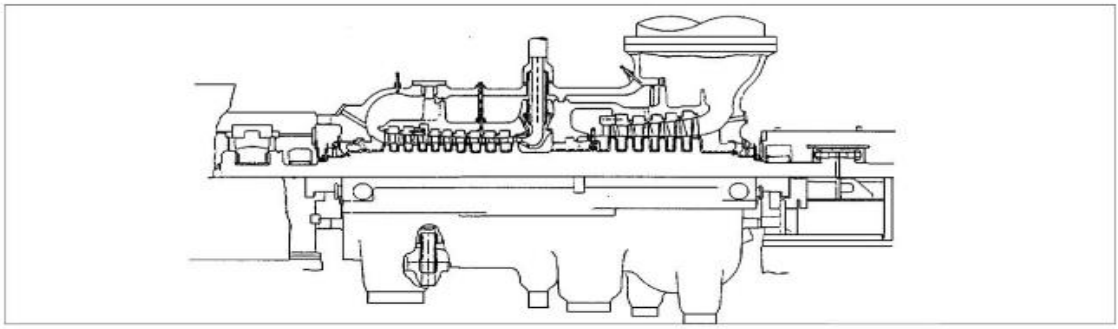
Verilen Ultra-süperkritik uygulaması için uygun buhar türbini konfigürasyonu genellikle ara kızdırma sayısının, ünite aralığının, karşı basınç karakteristiğinin ve özel gereksinimlerinin fonksiyonudur.

6.7.1 Tek Ara Kızdırmalı Güç Üretim Uygulaması

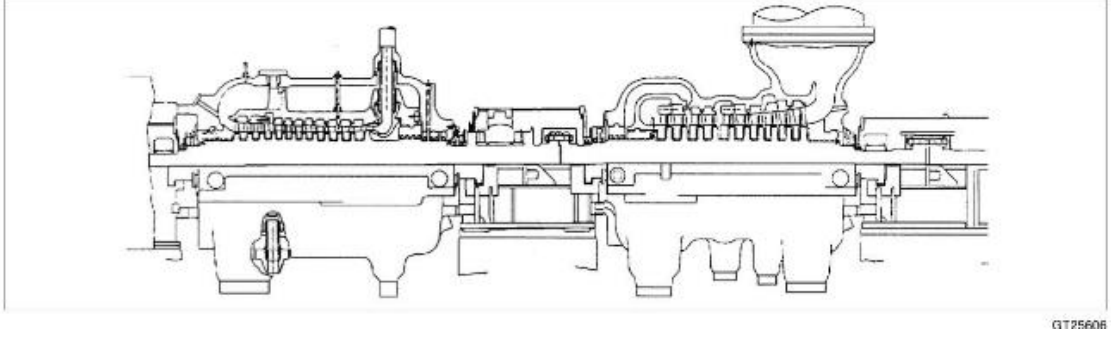
Tek ara kızdırma uygulaması için uygun konfigürasyon Şekil 6.7’de gösterilmiştir. Birçok uygulama için, tek gövdeli YB/OB bölgesi karşıt akışı değerlendirilmiştir. Bu bölge, gerçek derecelendirme ve dizayn egzoz basıncına bağlı olarak ya tek ya da çift akışlı AB türbini ile kombine edilmiştir. YB/OB bölgesinin kombine edilerek kullanılması türbin kuruma maliyetinin ve bakım maliyetinin daha ekonomik yaparak küçük güç bölgesi oluşturulmasını mümkün kılar. Bu tip yapıya sahip süperkritik uniteler başarılı bir şekilde 600 MW güç üzerinde yıllardır işletilmektedir. Özelleştirilmiş uygulamaların ve tüketici tercihlerinin gereksinimini karşılamak için ayrı gövdeli tek akışlı YB ve OB bölgeleri de mevcuttur. Bu iki konfigürasyonun YB ve OB türbini kesitleri Şekil 6.8 ve Şekil 6.9’da sırasıyla gösterilmiştir.



Şekil 6.7 Tek ara kızdırmalı Ultra-süperkritik ürün grubu[24]

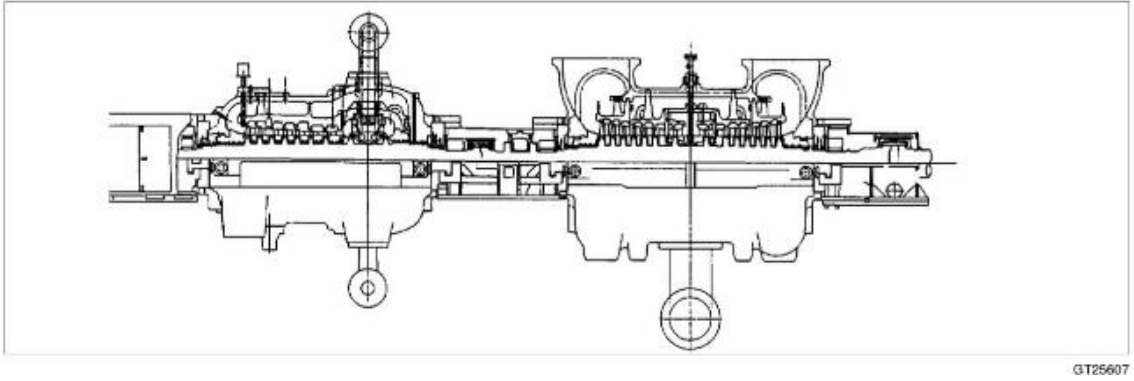


Şekil 6.8 Kombine edilmiş YB/OB bölgeyi Ultra-süperkritik türbini[24]



Şekil 6.9 Ayrı YB/OB bölgeli Ultra-süperkritik türbini[24]

Ünite gücü arttığında, denge gereksinimleri ve son OB türbini kanat uzunluğu, YB bölgesinin tek akışlı OB bölgesinin çift akışlı ayrı gövdeli olmasını uygun kılar. Bu iki yüksek sıcaklık bölgeleri dizayn egzoz basıncına bağlı olarak bir, iki veya üç çift akışlı AB bölgesi ile kombine edilebilir. Üç AB bölgesine sahip bu tip çift gövdeli konfigürasyonlar en yüksek unite güç oranına sahip Ultra-süperkritik termik santraller için yapılabilir. Bu tip YB ve ara kızdırma unitesine sahip türbin ara kesiti şekil 6.10'de gösterilmiştir.



Şekil 6.10 Ayrı YB ve çift akışlı OB bölgeli Ultra-süperkritik türbini[24]

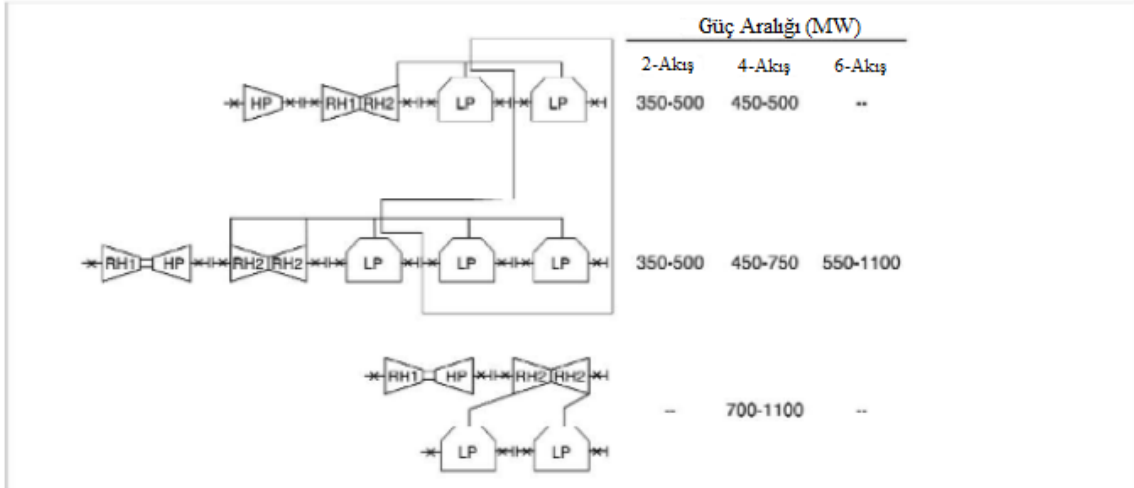
6.7.2 Çift Ara Kızdırma Uygulaması

Çift ara kızdırmalı uygulamanın uygun konfigürasyonları Şekil 6.11'da gösterilmiştir. Birçok uygulama için kendi gövdesine sahip tek akışlı YB bölümü, karşıt akışlı çift ara kızdırmalı ikinci gövde ile kombine edilebilir. Yüksek basınç ve ara kızdırma bölümleri, uygulama gücüne ve dizayn egzoz basıncına bağlı olarak bir, iki ve üç çift akışlı AB bölümleri ile bir araya getirilebilir.

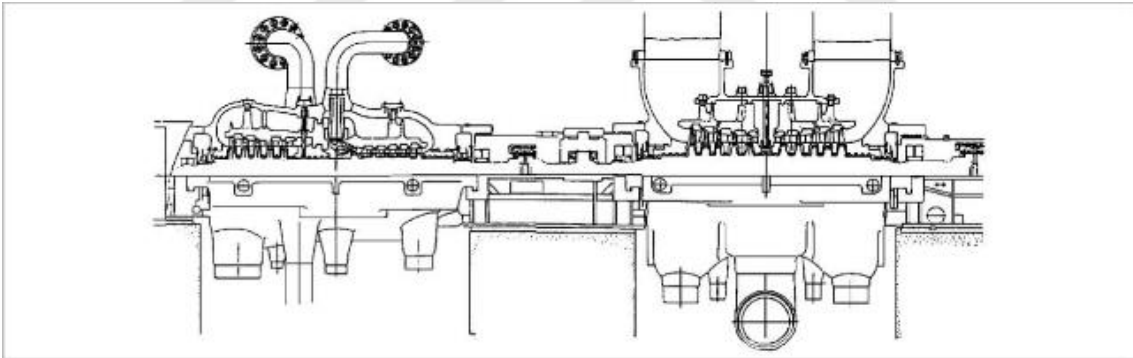
Daha yüksek güce sahip üniteler için, tek akışlı YB bölümü ve tek akışlı birinci ara kızdırma bölümü aynı gövdeli yerleştirilebilir ve çift akışlı ayrı gövdeli ikinci ara kızdırma

bölümü ile birleştirilebilir. Yukarıda açıklanan konfigürasyonda olduğu gibi, yüksek sıcaklık bölümleri güce ve egzoz dizaynı basıncına bağlı olarak bir, iki veya üç çift akışlı AB bölümüne direkt olarak bağlanabilir. Şekil 6.12, bu dizayna sahip YB ve ara kızdırma bölümlerinin ara kesitlerini göstermektedir.

En yüksek ünite güçleri için, çift şaftlı konfigürasyon kullanılabilir.



Şekil 6.11 Çift ara kızdırmalı Ultra-süperkritik ürün grubu[24]



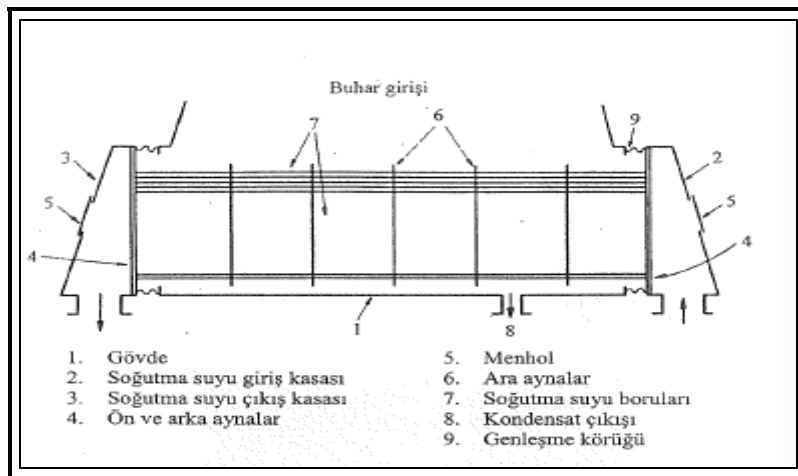
Şekil 6.12 Çift ara kızdırmalı Ultra-süperkritik türbinin YB ve ara kızdırma bölümleri[24]

KONDENSER**7.1 Kondenserlerin Çalışma İlkesi**

Buhar santrallerinde kullanılmakta olan kondenseler çoğunlukla yüzeyli tiptir. Bu sistemde yoğuşan buhar ile soğutma suyu birbirlerine karışmazlar. Türbinden çıkan çürük buhar, kondenserin üzerindeki geniş bir ağızdan gövdenin içerisine dolar ve soğutma borularını yalayıp yoğuşur. Daha sonra da genellikle kondenserin altında bulunan ve Hotwell denilen bir haznede toplanır. Buradan alınan kondensat, kondensat pompası ile alçak basınç ön ısıtıcılarına gönderilir.

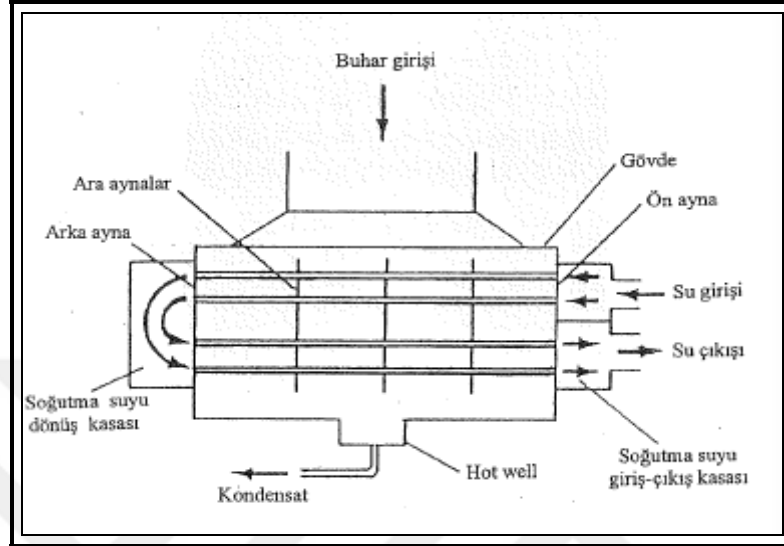
Kondenserler, soğutma suyunun sirkülasyonu yönünden bir, iki veya dört geçişli olarak dizayn edilebilir. Elektrik santrallerinde dört geçişli kondensere çok ender rastlanır.

Tek geçişli kondenserlerde soğutma suyu tüm kondenser borularının bir ucundan ve aynı anda girerek öteki ucundan çıkar.



Şekil 7.1 Tek geçişli kondense şeması[21]

İki geçişli kondenserlerde ise soğutma suyu iki gözli olarak dizayn edilmiş olan ısı giriş kasasının birinci gözüne ve oradan da soğutma suyu borularının yarısına girerek boylu boyunca akar, öteki uçtaki su kasasında yön değıştirir ve kalan borulardan ters yönde akarak ısı giriş kasasının ikinci gözünden dışarı çıkar.



Şekil 7.2 İki geçişli kondenser şeması[21]

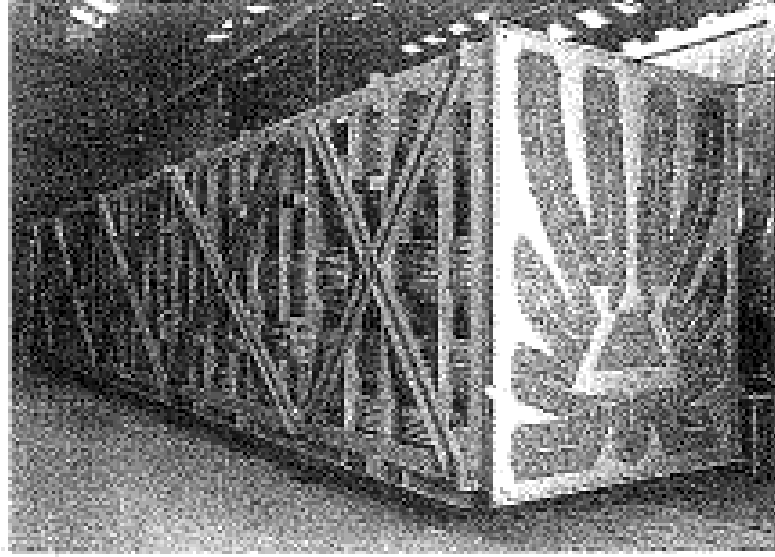
Aynı sayı ve ölçülere, yani aynı ısı transfer yüzeyine sahip borulardan oluşan tek geçişli bir kondenser, aynı su akış hızı şartlarında iki geçişli bir kondensere oranla iki kat daha fazla su debisine ihtiyaç duyar, fakat buna karşın soğutma suyu sıcaklık artışı da yarı yarıya azalacağından santralin ısı verimi artar. Ancak iki kat artan su debisi nedeniyle pompa güç sarfiyatının da dört kat artacağı unutulmamalıdır.

Her ne kadar tek geçişli bir kondenser için giriş ve çıkış kasalarının birer gözli olması yeterli ise de çoğı zaman bu tip kondenser kasaları girişte ve çıkışta ikişer gözli olacak şekilde imal edilirler. Bundan amaç, gerektiğinde kondenserin yarısı devrede iken öteki yarısını temizlik veya tamir amacıyla devreden çıkarabilmektir. Aynı şekilde iki geçişli kondenser kasaları da zaman zaman dörder gözli olarak imal edilmektedirler.

Ünite güçlerindeki artışa paralel olarak kondenser ebatları da son yıllarda oldukça artmıştır. Bugün toplam ısı transfer yüzeyi 90000 ila 100000 m², boru boyları 15 ia 25 m olan kondenserlere sıklıkla rastlamak mümkündür.

Kondenserde buhar ile su arasındaki sızdırmazlık çok önemlidir. Bu sızdırmazlık tam olarak temin edilemezse hem kondenser vakumu hem de soğutma suyu ile birlikte

çeşitli tuzlar ve sertlik maddeleri kondensata karışır. Bu nedenle boruların aynalara tutturulması da oldukça önemlidir.

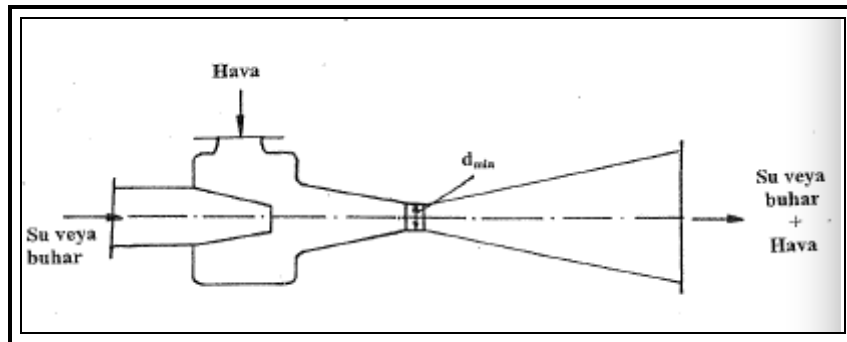


Şekil 7.3 Kondenser borularının aynaya yerleştirilişi[22]

7.2 Vakum Pompaları ve Ejektörler

Kondenserdeki salmastra ve contalardan bir miktar havanın içeri kaçacağı doğaldır. Bu havanın sürekli olarak emilmesi ve dolayısıyla da kondense vakumunun bozulmaması sağlanmalıdır. Buhar santrallerinde vakum elde etme ve devamını sağlama görevi ya vakum pompalarına, ya da ejektörlere aittir.

Günümüzdeki santrallerde vakum elde etmek için özellikle ejektörlerden yararlanılmaktadır. Ejektörler, su ejektörleri ve buhar ejektörleri olmak üzere ikiye ayrılır. Su ejektörlerinin çalışma maddesi sudur. Su, alçak basınçlarda kondenser soğutma suyu pompası, yüksek basınçlarda ise ayrı bir pompa tarafından sağlanır. Oldukça basit bir cihaz olan ejektör, hemen hemen bir Laval-lülesinden oluşur.



Şekil 7.4 Ejektör[21]

Lüle içerisinde, basınçlı suyun potansiyel enerjisi kinetik enerjiye dönüşür. Böylece Laval-lülesinin en dar yerinde çok yüksek bir hız fakat düşük bir basınç elde edilmiş olur. Lüle, kondenserin hava emme bölümü ile bağlantılı olduğundan hava, hem lüledeki basıncın düşük olmasından hem de azalmakta olan su tarafından sürüklendiğinden dışarı emilir.

Ejektörler için gerekli olan su miktarı giriş basıncına, ejektör tipine ve bağlantı şekline göre değişir. Giriş basıncı 1 ila 15 atü arasındadır.

Buhar ejektörlerinde havanın emilmesi için buhar enerjisinden yararlanılır. Bu tip ejektörlerde buharın ısı enerjisi kinetik enerjiye dönüşür ve bu nedenle meydana gelen düşük basınç havanın emilmesini sağlar.



SOĞUTMA SİSTEMİ

8.1 Soğutma Kuleleri

Soğutma kuleleri temel özellikleri yönünden ıslak tip ve kuru tip olmak üzere iki ana gruba ayrılır:

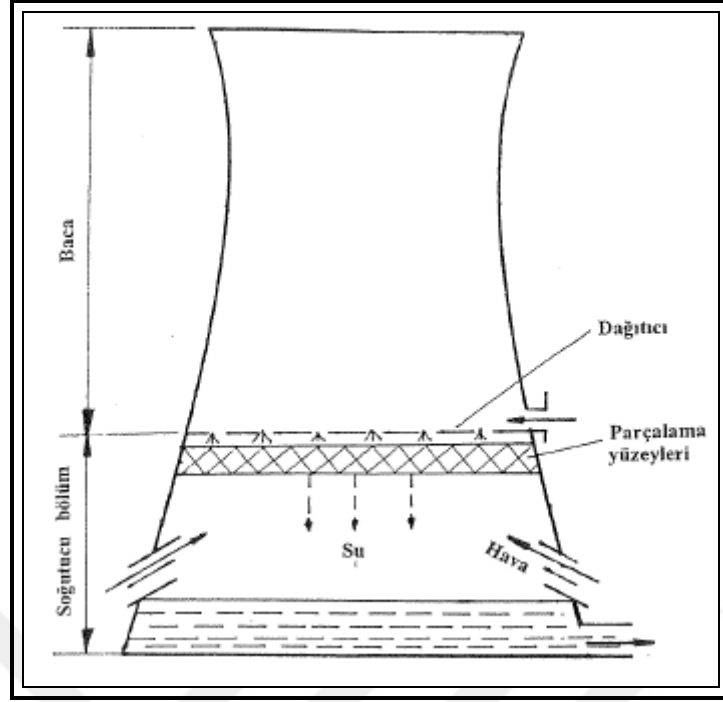
8.1.1 Islak Tip Soğutma Kuleleri

Islak tip soğutma kuleleri doğal çekişli (hiperbolik), zoraki çekişli (fanlı) ve hibrit (fan destekli hibrit) soğutma kuleleri olmak üzere üç çeşittir.

Doğal çekişli soğutma kulelerine su belirli bir yükseklikten girerek aşağıya doğru dökülür. Bu sırada kulenin altından giren hava ise sudan daha soğuk olduğu için ısınarak yükselir. Böylece aşağıya akmakta olan su, yukarı çıkmakta olan hava tarafından soğutulur. Su, kule içerisinde ne kadar fazla kalır ve ne kadar fazla küçük partiküllere ayrılırsa o kadar fazla soğur. Bu nedenle kule içerisine, su akışını yavaşlatıcı ve onu parçalayıcı engeller konur.

Günümüzdeki santrallerde doğal çekişli soğutma kulelerinin soğutucu bölümlerinin yüksekliği 5 ila 15 m arasında değişmektedir. Bununla beraber yeterli bir çekmenin sağlanabilmesi için soğutucunun üst tarafından 10 ila 50 m yüksekliğinde bir de baca bulunmaktadır.

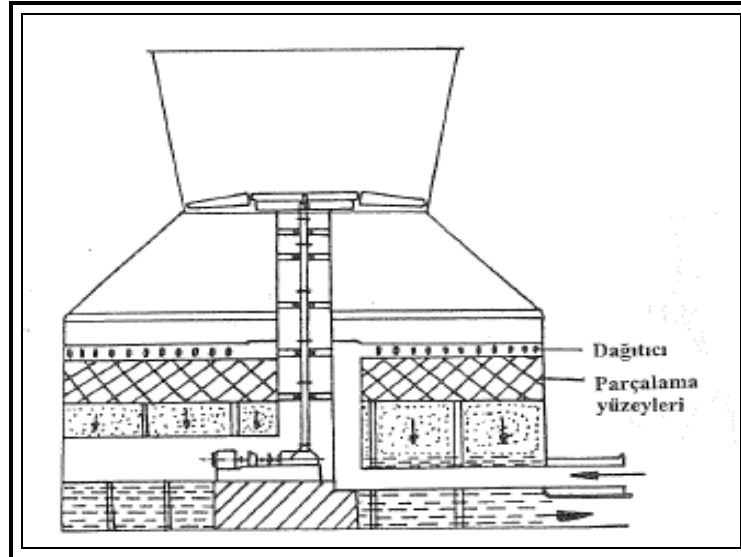
Kule içerisinde 8 ila 10 °C soğuyan su, sarnıç denilen haznede toplanır ve daha sonra kondensere basılır. Hava giriş ve çıkış sıcaklığı arasındaki fark yaklaşık olarak 6 ila 16 °C dolaylarındadır.



Şekil 8.1 Doğal çekişli soğutma kulesi[21]

Soğutma kulelerindeki çekme, kulenin üst tarafına yerleştirilen bir fan vasıtası ile sağlanırsa bu tip kulelere zoraki (ya da cebri) çekişli soğutma kuleleri denir.

Bu kulelerden birim zamanda geçen hava miktarı daha fazla olduğundan baca boyları daha kısa, kule ölçüleri de çok daha küçüktür.



Şekil 8.2 Zoraki çekişli soğutma kulesi[21]

Doğal çekişli soğutma kulelerinin ilk yapım maliyetleri oldukça yüksek olması ve görüntü kirliliğine sebebiyet vermesine rağmen, işletim maliyetleri zoraki tip soğutma

kulelerine göre daha düşüktür. Bir tesisin ortalama ömrünün 30 yıl olduğu düşünülürse, bu önemli bir parametredir.

Zoraki çekişli soğutma kulelerinin daha düşük boyutları ve ilk yatırım maliyetleri olmasına rağmen, işletim maliyetleri yüksektir.

Hibrit soğutma kuleleri şekil olarak doğal çekişli soğutma kulelerine benzerler. Ancak onlardan daha küçüktürler ve alt taraflarında yan yana dizilmiş fanlar vardır. Aynı kapasiteye sahip bir hibrit kulenin alt çapı doğal çekişli bir kulenin alt çapının ancak yarısı kadardır. Dolayısıyla yaratabileceği görüntü kirliliği de çok sınırlıdır. Fanlar çalışma şekilleri ve konumları nedeniyle zoraki çekişli soğutma kulesi fanlarına oranla daha az enerji harcarlar. Diğer taraftan soğuk kış aylarında fanları durdurarak kuleyi doğal çekişli soğutma kulesi gibi çalıştırmak ve böylelikle enerji harcamasından kurtulmak da mümkündür.

İlk yatırım maliyetleri doğal çekiş ile zoraki çekişlinin arasındadır.

8.1.2 Kuru Tip Soğutma Kuleleri

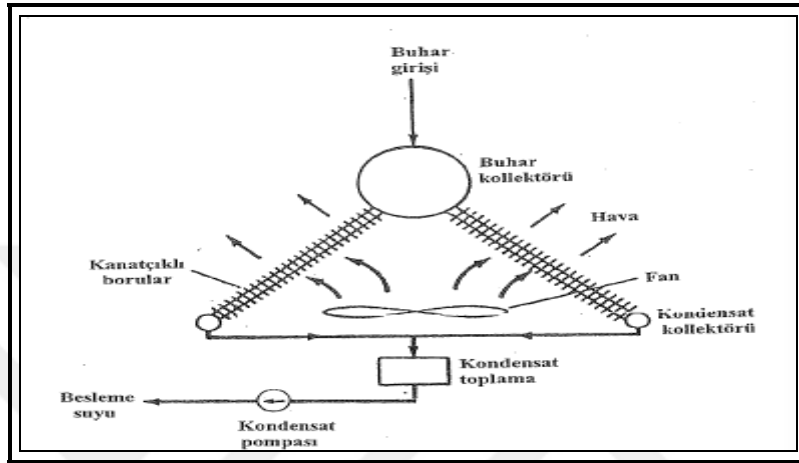
Kuru tip soğutma kulelerinde kondenserde ısınmış olan soğutma suyu, üzerinde kanatçıklar bulunan boruların içinden geçer. Boruların dışından akan hava akımı ise bu suyu soğutur. Su boru içinde ve kapalı bir devrede dolaştığından buharlaşma kayıpları yoktur. Bu nedenle kuru tip soğutma kuleleri en kurak yörelerde bile kullanılabilir. Bu tip soğutma kulelerinin öteki avantajları arasında bakım masraflarının ıslak tip kulelere oranla daha düşük olması, sürekli su ilave edilmediği yani buharlaşma kayıpları olmadığı için sisteme sürekli olarak kimyasal madde ilavesinin de konusu olmaması, periyodik temizliğe ihtiyaç göstermemeleri ve çevrede (özellikle yakındaki kara yollarında) sis ve buzlanma oluşumuna sebebiyet vermemeleri sayılabilir. Ancak kuru tip soğutma kulelerinin soğutma verimi düşük olduğundan kondenser vakumu ve dolayısıyla da santral verimi daha düşük olur.

8.1.2.1 Direkt Tip Soğutma Kuleleri

Bu sistem bir anlamda kondenser ile soğutma kulesinin birleşmesinden meydana gelir. Türbin son kademesinden çıkan buhar (türbin egzost buharı) büyük çaplı bir buhar kollektörüne gelir ve buradan da çok sayıdaki kanatçıklı borulardan aşağı akarken,

kanatçıklı boruların dış yüzeyinden geçen hava tarafından ısısı alınarak yoğuşturulur. Bu yoğuşma işlemi doğal çekişli bir soğutma kulesinin içinde gerçekleşebileceği gibi zoraki çekişli bir kule ile de sağlanabilir. Yoğuşan kondensat, kondensat kollektörlerinde toplanarak kondensat tankına gelir ve oradan da sırasıyla kondensat pompası ve besleme suyu pompası tarafından kazana basılır.

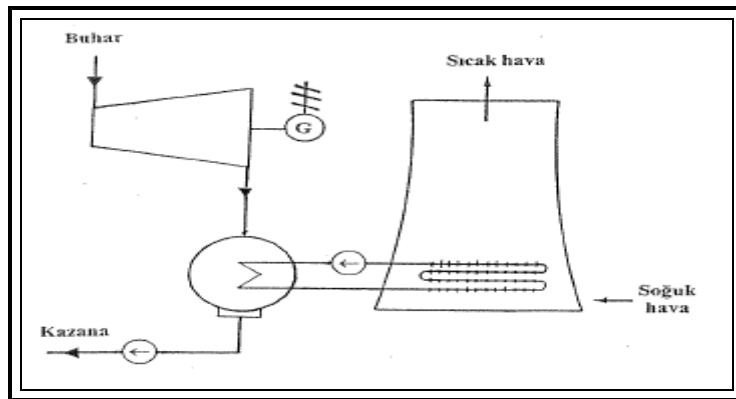
Direkt tip soğutma kuleleri ancak küçük kapasiteli santrallerde uygulanabilmektedir.



Şekil 8.3 Direkt tip kuru soğutma kulesi[21]

8.1.2.2 İndirekt Tip Soğutma Kuleleri

Bu tip kuleler genelde iki değişik şekilde dizayn edilir. Aşağıdaki şekilde görülen birinci tipte bilinen yüzeyli tip kondenserlerden yararlanır. Kondenserde buharı yoğuşturan ve bu nedenle de ısınan soğutma suyu kule içerisindeki kanatçıklı borulardan geçerken hava akımı ile tekrar soğutulur. Bu sistemde kullanılan soğutma kulesi doğal çekişli ya da zoraki çekişli olabilir. Her iki şekilde de kondenserde sağlanabilen vakum en fazla 0,2 bar civarındadır. Bu düşük vakum santral genel verimini olumsuz etkiler.

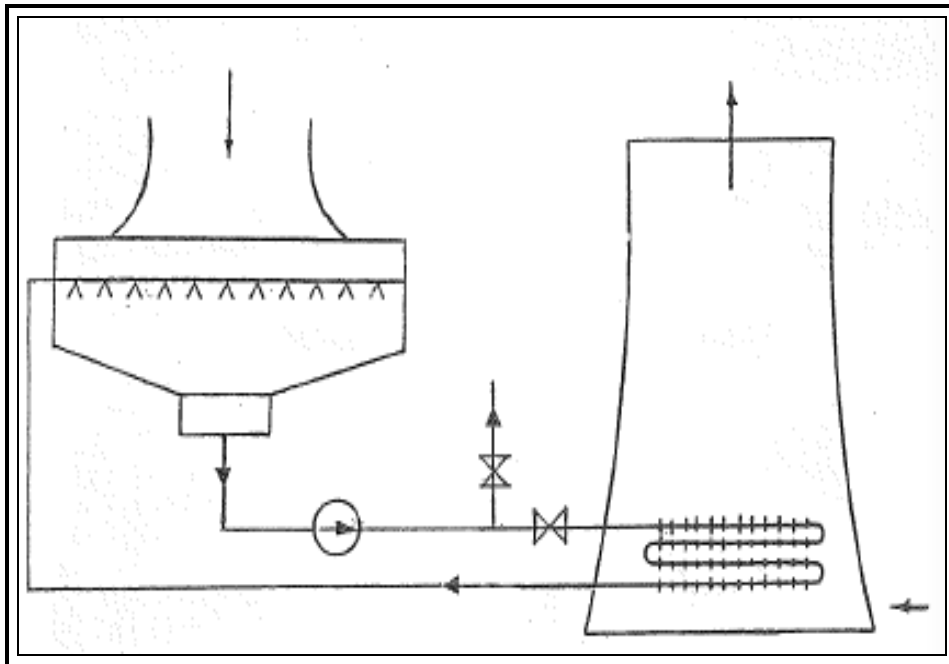


Şekil 8.4 Yüzeyli tip kondenserli indirekt kuru soğutma kulesi[21]

Son zamanlarda soğutma verimini arttırmak amacıyla kapalı devredeki soğutma suyu yerine amonyak kullanılması şeklindeki bazı çalışmalar bulunmakta ise de uygulama bugüne kadar yaygınlaşmamıştır.

İkinci tip indirekt kuru soğutma kuleli sistemlerde karışmalı tip kondenserlerden yararlanır. Tüm kuru soğutma kuleli sistemlerde olduğu gibi bu sistemde de soğutma devresi kapalı devre olduğundan buharlaşma kayıpları yoktur. Dışarıdan da herhangi bir kirlenici unsur karışmayacağından sistemde rahatlıkla saf su kullanılabilir ve suyun kondensatla karışmasında herhangi bir sakınca yoktur.

Bu sistemde türbin son kademesinden çıkarak kondensere giren buhara soğutma suyu püskürtülür. Soğutma suyu ile karışarak yoğuşan buhar, kondensat şeklinde kondenserin dibine dökülür. Buradan bir sirkülasyon pompası ile alınan kondensatin büyük bölümü soğutma kulesindeki kanatçıklı borulardan geçilerek hava akımı ile soğutulur ve tekrar buhara püskürtülmek üzere kondensere döner. Kondensatin kalan bölümü (türbinden çıkarak kondensere giren buhar debisinin karşılığı olan miktar) ise besleme suyu pompasına, oradan da besleme suyu olarak kazana gider. Burada da kuleler yine doğal çekişli veya zoraki çekişli olabilir. Türkiye'nin Trakya Bölgesi'ndeki Hamitabad Termik Santrali soğutma kuleleri bu prensiple çalışmakta olup, doğal çekişlidir.



Şekil 8.5 Karışmalı tip kondenserli indirekt kuru soğutma kulesi[21]



Şekil 8.6 Hamitabat soğutma kuleleri[22]

ÖRNEK UYGULAMA

9.1 Sistem Tanımı

Bu bölümde, beş adet kömür yakıtlı termik santralin farklı yüklemeler altında termodinamik ve ekonomik analizleri yapılmıştır.

Kritik-altı buhar özelliklerine sahip olan santral için, Soma Termik Santrali'nin buhar/su özellikleri kullanılmıştır. Soma Termik Santrali buhar özelliklerine sahip tesis için 165 MW güç çıkışı alınmış olup diğer santraller için güç çıkışı 1000 MW seçilmiştir.

Tüm sistemler için aynı çevre sıcaklığı (T_0) ve çevre basıncı (P_0) alınmıştır ve $T_0 = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $P_0 = 1\text{ bar}$ 'dır. Sistemlerin enerji hesaplaması için Epsilon Profeesional 12.04 programı kullanılmıştır[25].

Şemalarda gösterilmeyen santrale ait yardımcı ekipman ve sistemler (kömür taşıma sistemi, kömür kırıcıları ve kömür değirmenleri, kazan hava basma fanları, kazan baca gazı emiş fanları, soğutma deniz suyu ve soğutucu göl suyu pompaları ve benzeri diyagramda görünmeyen ama elektrik tüketimi olan yardımcı sistemler) analize dahil edilmemiştir. Dolayısıyla analiz sonucunda hesaplanan verim bu ekipmanların elektrik tüketimlerini içermemekte ve brüt verim olarak tanımlanmaktadır.

9.2 Analizler İçin Yapılan Varsayımlar

Yapılan analizlerin gerçek şartlara en iyi şekilde uyuşması için bazı varsayımlar yapılmıştır:

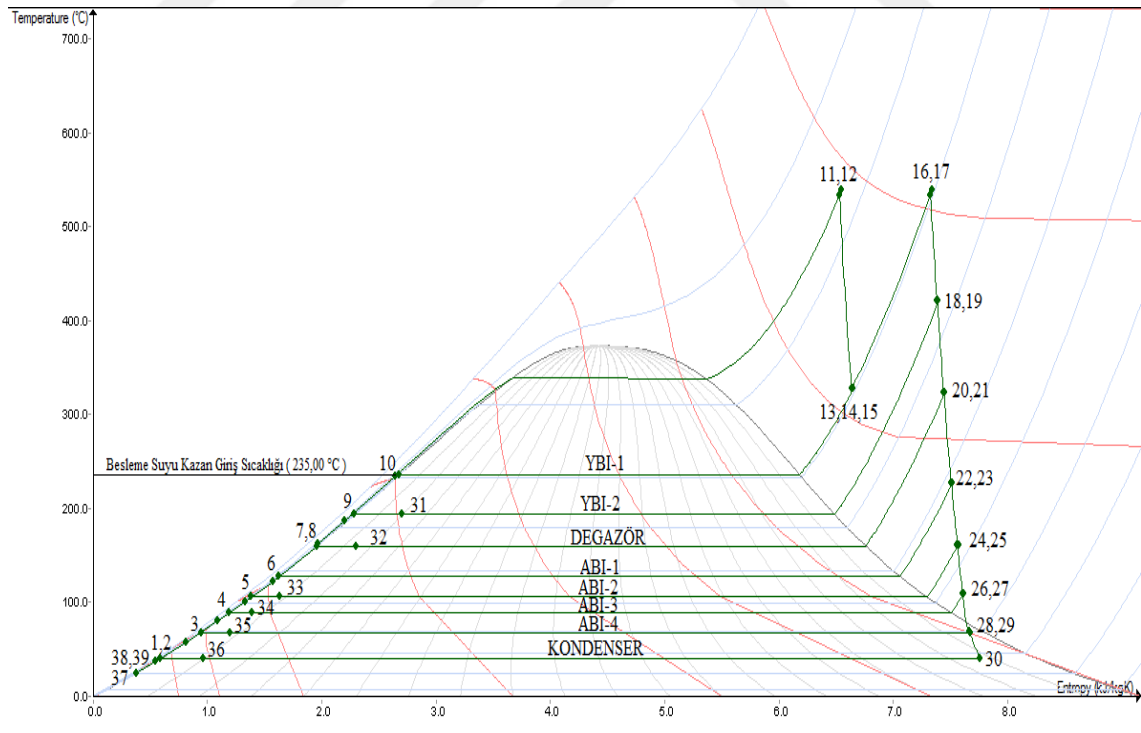
- (1) Termik santralin işletmesi kararlı koşullar altında olduğu düşünülmüştür,
- (2) Kritik-altı termik santrali için türbinlerin izentropik verimleri 0.85 alınmıştır,
- (3) Süperkritik ve Ultra-süperkritik termik santralleri için Yüksek Basınç (YB), Orta Basınç (OB) ve Alçak Basınç (AB) türbin izentropik verimleri sırasıyla 0.88, 0.91 ve 0.87 alınmıştır[26],
- (4) Kritik-altı termik santrali kazan, jeneratör ve pompa verimleri sırasıyla 0.85, 0.98 ve 0.80 alınmıştır,
- (5) Süperkritik ve Ultra-süperkritik termik santralleri için kazan, jeneratör ve pompa verimleri sırasıyla 0.90, 0.98 ve 0.80 alınmıştır[26],
- (6) Kazan besleme suyu ön ısıtması için besleme suyu ısıtıcılarına çekilen buharın basınç kaybı %2 alınmıştır[27],
- (7) Besleme suyu ısıtıcılarında soğuk bölgedeki basınç düşüşü 0.05 Bar alınmıştır[25],
- (8) Soğuk ara kızdırma basınç düşüşü %10 alınmıştır[8],
- (9) Süperkritik ve Ultra-süperkritik termik santraller için besleme suyu ön ısıtıcılarındaki besleme suyu entalpi artışı, AB besleme suyu ısıtıcılarında ve YB besleme suyu ısıtıcılarında eşit alınmıştır[26],
- (10) Optimum verim şartlarını sağlamak için 1. Ara kızdırma basıncı Taze Buhar basıncının %30'u, 2. Ara kızdırma basıncı ise 1. Ara kızdırma basıncının %30'u alınmıştır[28].
- (11) Upper Terminal Differences (TTD) YB ısıtıcıları için 0 °K, AB ısıtıcıları için 2.7 °K alınmıştır[8],
- (12) Kazan besleme suyu pompa türbini izentropik verimi 0.91 alınmıştır.

9.3 Sistemlerin Konfigürasyonu

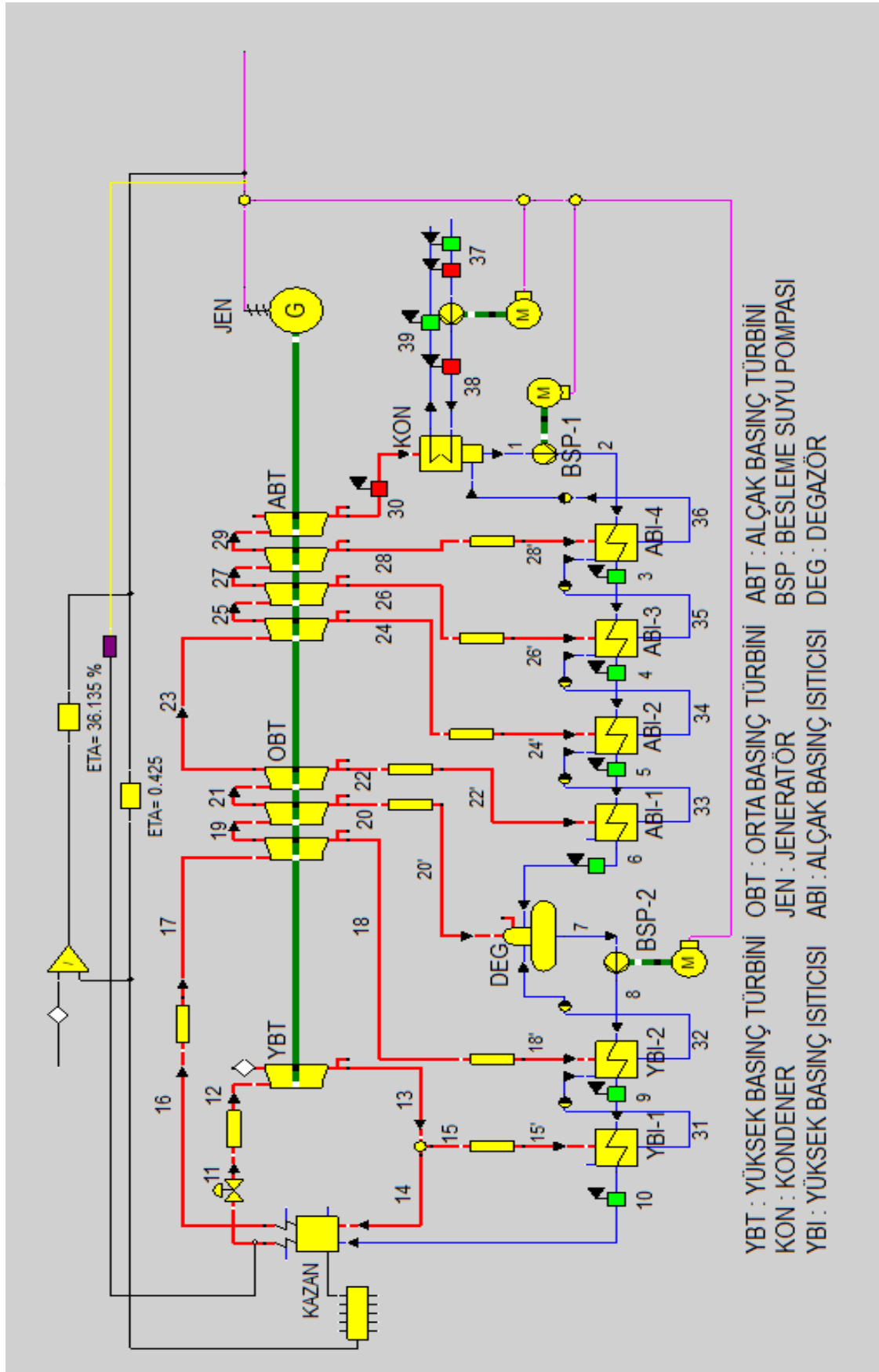
9.3.1 Kritik-altı Termik Santrali (Soma Termik Santrali)

Kritik-altı termik santrali için Soma Termik Santrali'nin buhar giriş şartları ve sistem konfigürasyonu kullanılmıştır. Sistemin T-s diyagramı, Şekil 9.1'de verilmiştir. Şekil 9.2'de sistem akış şeması gösterilmiştir ve Çizelge 9.1'de her bir noktanın farklı yüklemeler altında (%100, %75, %50), buhar/su (Basınç(bar), Sıcaklık(°C), Entalpi(kj.kg⁻¹), Kütleli Debi(kg/s), Entropi(kj.K⁻¹.kg⁻¹) ve Ekserji(kj.kg⁻¹)) özellikleri belirtilmiştir.

Sistem, tek ara kızdırma, 2 YBI, 4 ABI ve bir adet degazöre sahiptir. Sistemin Taze Buhar özellikleri Soma Termik santrali ile aynı olup, 139,26 Bar ve 540 °C alınmıştır. Ara kızdırma basıncı 31.38 Bar ve 540 °C'dir. Alçak basınç türbini egzoz çıkış basıncı ise 7.50 kPa seçilmiştir. YBI-1 ve ara kızdırma için buhar, YBT'ni egzoz çıkışından çekilmiştir. YBI-2 için ara kızdırma girişinden hemen sonra buhar çekilmiştir. DEG ve ABI-1, OBT basamaklarına yerleştirilmiştir. Son olarak, ABI-2, ABI-3 ve ABI-4 ise ABT'ni kademelerine yerleştirilmiştir.



Şekil 9.1 Soma Termik Santrali T-s Diyagramı



Şekil 9.2 Kritik-altı termik santrali (Soma Termik Santrali) akış şeması

Çizelge 9.1 Kritik-altı termik santralinin (Soma Termik Santrali) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri

Nokta	Sıcaklık(°C)			Basınç(Bar)			Ekserji(kj.kg ⁻¹)			Entropi(kj.K ⁻¹ .kg ⁻¹)			Kütleli Debi(kg/s)			Entalpi(kj.kg ⁻¹)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
1	33,44	36,90	40,29	0,05	0,06	0,08	0,40	0,87	1,49	0,48	0,53	0,58	55,95	82,60	110,97	140,14	154,59	168,76
2	33,48	36,94	40,35	3,27	4,82	6,45	0,72	1,36	2,14	0,48	0,53	0,58	55,95	82,60	110,97	140,60	155,18	169,56
3	53,50	60,34	58,00	3,26	4,79	6,40	5,58	8,50	7,65	0,75	0,84	0,81	55,95	82,60	110,97	224,23	252,94	243,31
4	72,15	80,12	80,00	3,24	4,76	6,35	14,35	19,39	19,47	0,98	1,08	1,08	55,95	82,60	110,97	302,27	335,79	335,42
5	87,46	96,45	101,00	3,23	4,74	6,30	24,31	31,39	35,35	1,16	1,27	1,32	55,95	82,60	110,97	366,50	404,43	423,71
6	107,56	117,69	123,00	3,22	4,71	6,25	40,86	50,75	56,36	1,39	1,50	1,56	55,95	82,60	110,97	451,20	494,17	516,83
7	135,92	149,58	160,42	3,22	4,71	6,25	70,36	87,10	101,47	1,70	1,84	1,95	65,86	99,37	136,05	571,71	630,44	677,39
8	137,99	151,44	163,02	101,69	114,57	149,36	82,23	99,90	118,43	1,71	1,84	1,96	65,86	99,37	136,05	587,06	645,27	697,04
9	168,53	182,96	187,00	101,68	114,54	149,31	121,60	143,86	153,19	2,02	2,15	2,19	65,86	99,37	136,05	718,04	781,50	800,94
10	204,65	222,82	235,00	101,66	114,51	149,26	177,34	210,22	235,74	2,36	2,53	2,63	65,86	99,37	136,05	876,73	959,17	1015,95
11	540,00	540,00	540,00	94,85	106,84	139,26	1472,13	1479,52	1491,08	6,76	6,69	6,54	65,86	99,38	136,05	3482,22	3469,71	3435,01
12	527,91	536,03	535,00	69,27	103,78	139,26	1429,42	1471,47	1482,57	6,89	6,69	6,52	65,86	99,38	136,05	3479,38	3462,88	3421,54
13	331,84	333,58	328,95	16,12	23,89	32,01	1022,58	1067,41	1089,64	7,00	6,81	6,63	65,86	99,38	136,05	3105,89	3091,79	3060,81
14	331,84	333,58	328,95	16,12	23,89	32,01	1022,58	1067,41	1089,64	7,00	6,81	6,63	61,21	91,14	121,72	3105,89	3091,79	3060,81
15	331,84	333,58	328,95	16,12	23,89	32,01	1022,58	1067,41	1089,64	7,00	6,81	6,63	4,65	8,23	14,33	3105,89	3091,79	3060,81
15'	331,65	333,20	328,28	15,94	23,51	31,37	1021,08	1065,32	1087,05	7,01	6,81	6,64	4,65	8,23	14,33	3105,89	3091,79	3060,81
16	540,00	540,00	540,00	15,79	23,41	31,38	1282,02	1330,93	1365,70	7,66	7,47	7,33	61,21	91,14	121,72	3560,66	3553,38	3545,71
17	538,76	537,24	535,00	15,79	23,41	31,38	1280,28	1327,03	1358,56	7,65	7,46	7,31	61,21	91,14	121,72	3557,91	3547,22	3534,42
18	426,87	424,38	421,55	7,08	10,46	14,00	1030,49	1077,79	1110,96	7,71	7,52	7,37	2,99	4,73	4,58	3325,81	3315,69	3304,47
18'	426,78	424,24	421,36	6,96	10,25	13,72	1028,08	1075,06	1108,23	7,72	7,53	7,38	2,99	4,73	4,58	3325,81	3315,69	3304,47
19	426,87	424,38	421,55	7,08	10,46	14,00	1030,49	1077,79	1110,96	7,71	7,52	7,37	58,22	86,41	117,14	3325,81	3315,69	3304,47
20	330,62	327,44	324,00	3,26	4,78	6,37	819,13	866,66	900,34	7,77	7,58	7,43	2,26	3,81	6,17	3131,62	3121,79	3111,12
20'	330,58	327,36	323,86	3,22	4,71	6,25	817,44	864,46	897,60	7,78	7,59	7,44	2,26	3,81	6,17	3131,62	3121,79	3111,12

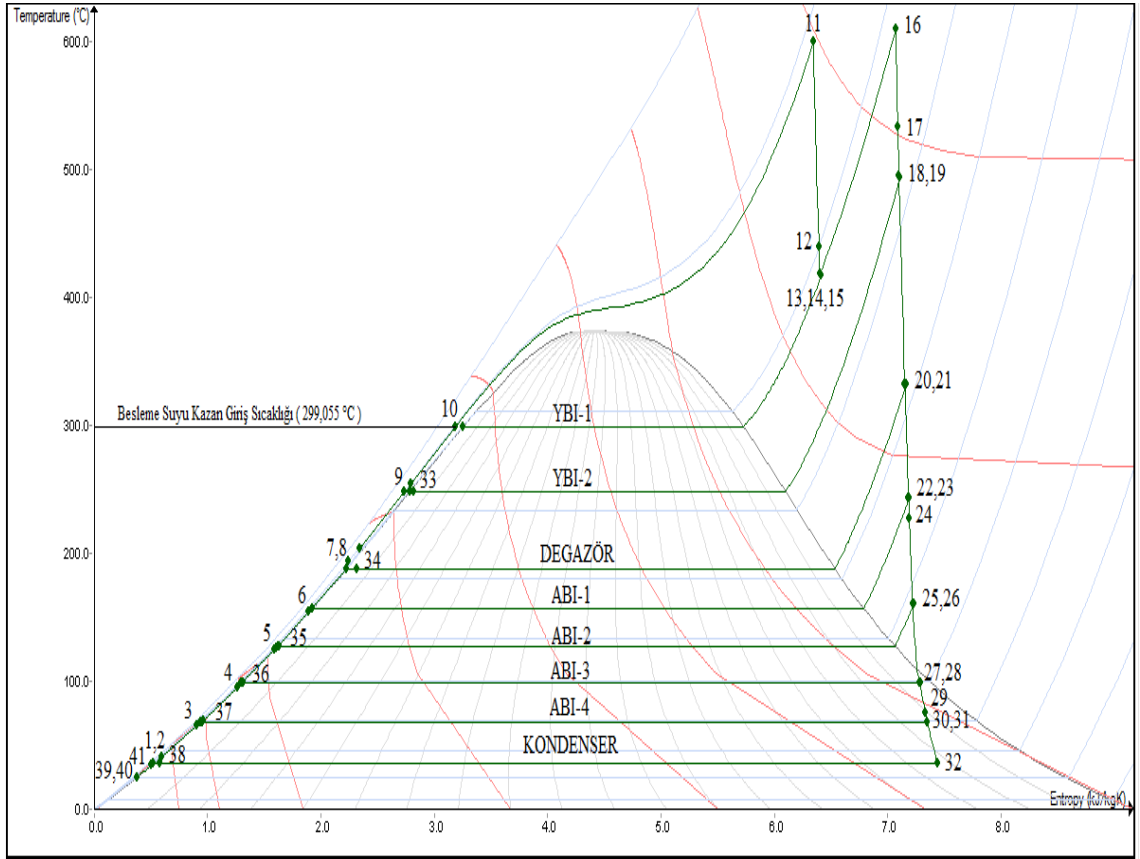
Çizelge 9.1 Kritik-altı termik santralinin (Soma Termik Santrali) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri (Devamı)

Nokta	Sıcaklık(°C)			Basınç(Bar)			Ekserji(kj.kg ⁻¹)			Entropi(kj.K ⁻¹ .kg ⁻¹)			Kütlesel Debi(kg/s)			Entalpi(kj.kg ⁻¹)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
21	330,62	327,44	324,00	3,26	4,78	6,37	819,13	866,66	900,34	7,77	7,58	7,43	55,95	82,61	110,97	3131,62	3121,79	3111,12
22	234,31	230,99	227,53	1,34	1,96	2,60	609,69	658,10	693,00	7,84	7,65	7,50	1,90	3,05	4,33	2942,16	2933,25	2923,80
22'	234,28	230,93	227,43	1,32	1,92	2,55	607,68	655,72	690,30	7,85	7,65	7,51	1,90	3,05	4,33	2942,16	2933,25	2923,80
23	234,31	230,99	227,53	1,34	1,96	2,60	609,69	658,10	693,00	7,84	7,65	7,50	54,05	79,56	106,64	2942,16	2933,25	2923,80
24	167,48	164,21	160,92	0,66	0,96	1,27	465,21	514,21	549,99	7,89	7,70	7,55	1,41	2,26	4,00	2813,29	2805,00	2796,44
24'	167,45	164,16	160,84	0,65	0,95	1,25	463,22	511,84	547,30	7,90	7,71	7,55	1,41	2,26	4,00	2813,29	2805,00	2796,44
25	167,48	164,21	160,92	0,66	0,96	1,27	465,21	514,21	549,99	7,89	7,70	7,55	52,65	77,31	102,64	2813,29	2805,00	2796,44
26	115,95	112,75	109,72	0,36	0,52	0,69	353,72	403,01	439,49	7,94	7,74	7,60	1,72	2,74	4,13	2715,23	2707,27	2699,41
26'	115,92	112,70	109,64	0,35	0,51	0,67	351,62	400,53	436,68	7,94	7,75	7,60	1,72	2,74	4,13	2715,23	2707,27	2699,41
27	115,95	112,75	109,72	0,36	0,52	0,69	353,72	403,01	439,49	7,94	7,74	7,60	50,92	74,56	98,51	2715,23	2707,27	2699,41
28	55,02	62,40	68,65	0,16	0,22	0,29	220,26	268,69	305,29	8,00	7,80	7,66	1,81	3,18	3,09	2600,22	2591,17	2583,12
28'	55,00	62,10	68,26	0,15	0,22	0,29	219,00	266,81	302,99	8,00	7,81	7,66	1,81	3,18	3,09	2600,22	2591,17	2583,12
29	55,02	62,40	68,65	0,16	0,22	0,29	220,26	268,69	305,29	8,00	7,80	7,66	49,11	71,39	95,42	2600,22	2591,17	2583,12
30	33,44	36,91	40,29	0,05	0,06	0,08	64,48	88,54	111,17	8,07	7,89	7,75	49,11	71,39	95,42	2467,28	2437,16	2416,90
31	201,18	220,71	236,34	15,94	23,51	31,37	164,03	198,84	229,10	2,34	2,52	2,67	4,65	8,23	14,33	857,73	946,94	1020,13
32	164,71	180,96	194,11	6,96	10,25	13,72	107,43	131,31	152,20	1,99	2,15	2,27	7,64	12,96	18,91	696,09	767,42	825,91
33	107,49	118,96	128,04	1,32	1,92	2,55	40,61	51,76	61,41	1,39	1,52	1,61	1,90	3,05	4,33	450,74	499,37	538,01
34	87,98	98,03	106,54	0,65	0,95	1,27	24,44	32,32	39,74	1,17	1,28	1,38	3,31	5,30	8,33	368,48	410,80	446,72
35	72,79	81,78	88,88	0,35	0,51	0,67	14,43	20,07	25,10	0,99	1,10	1,18	5,03	8,04	12,46	304,72	342,43	372,25
36	54,47	62,10	68,26	0,15	0,22	0,29	5,63	8,84	11,90	0,76	0,86	0,93	6,84	11,22	15,55	228,02	259,92	285,71
37	25,00	25,00	25,00	1,00	1,00	1,00	0,00	0,00	0,00	0,37	0,37	0,37	3886,45	3886,45	3886,45	104,93	104,93	104,93
38	25,00	25,00	25,00	0,50	1,00	1,50	0,05	0,05	0,05	0,37	0,37	0,37	3886,45	3886,45	3886,45	104,99	104,99	104,99
39	31,50	34,27	37,00	1,00	1,00	1,00	0,24	0,59	0,98	0,46	0,50	0,53	3886,45	3886,45	3886,45	132,04	143,66	155,09

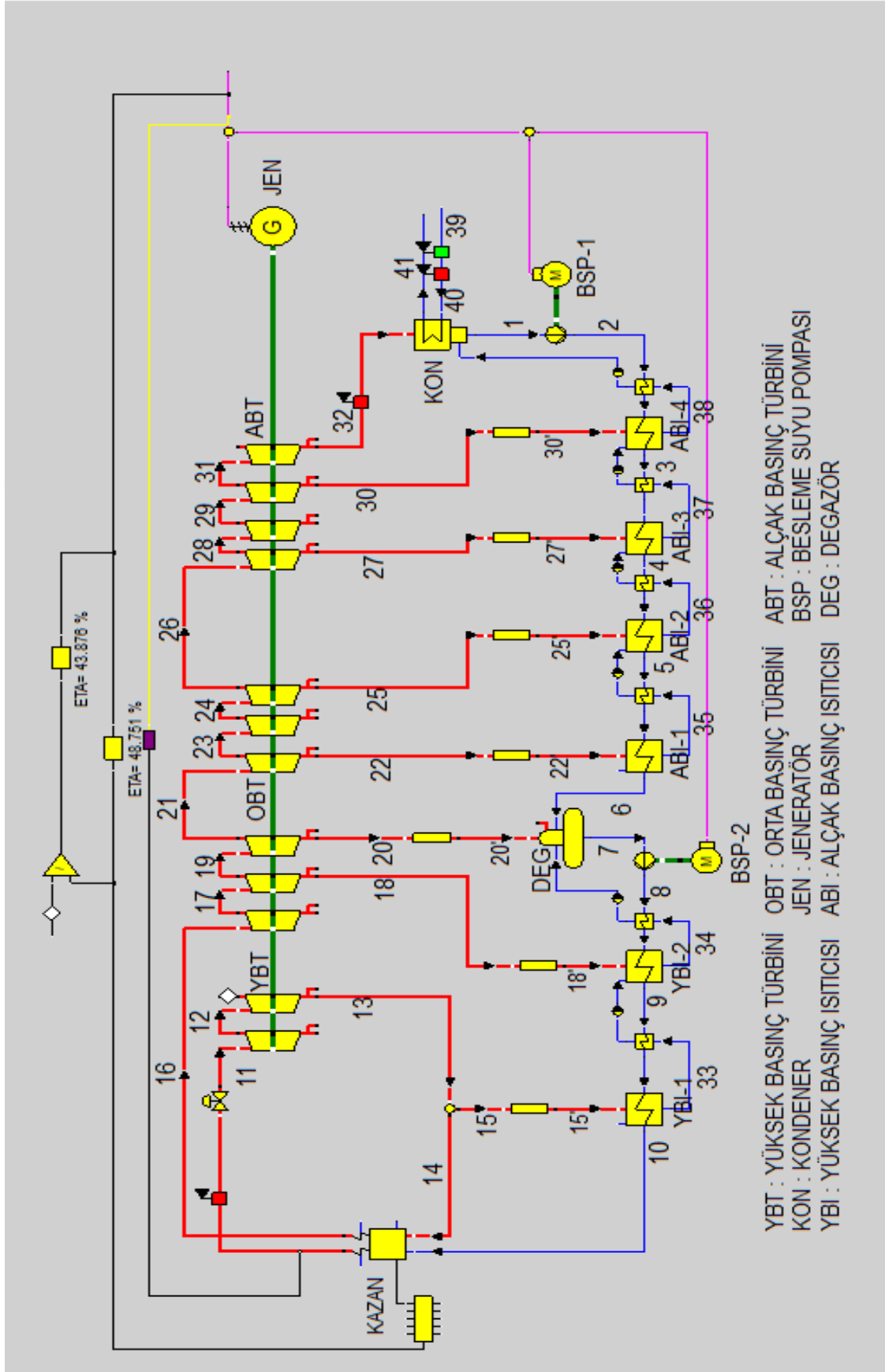
9.3.2 Tek Ara Kızdırmalı Altı Buhar Çekişli Süperkritik Termik Santrali (Uygulama 1)

Bu santral oluşturulurken süperkritik buhar şartları göz önünde bulundurulmuştur ve Çin’de kullanılan tipik santral özellikleri kullanılmıştır. Taze Buhar giriş şartları, 262.50 Bar ve 600 °C alınmıştır. Ara kızdırma için çekilen buhar basıncı, Taze Buhar basıncının %30’u seçilmiş ve 78,60 Bar’dır. Ara kızdırma buhar sıcaklığı 610 °C’ye kadar kızdırılarak tekrardan OBT’e gönderilmiştir.

Sistemin T-s diyagramı Şekil 9.3’de verilmiştir. Süperkritik termik santralin akış şeması Şekil 9.4’de gösterilmiş olup, farklı yüklemeler altında her noktasının buhar/su özellikleri Çizelge 9.2’de sunulmuştur.



Şekil 9.3 Uygulama 1 santrali T-s diyagramı



Şekil 9.4 Tek ara kızdırmalı altı buhar çekişli süperkritik termik santrali akış şeması

Çizelge 9.2 Süperkritik Termik Santralin (Uygulama 1) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri

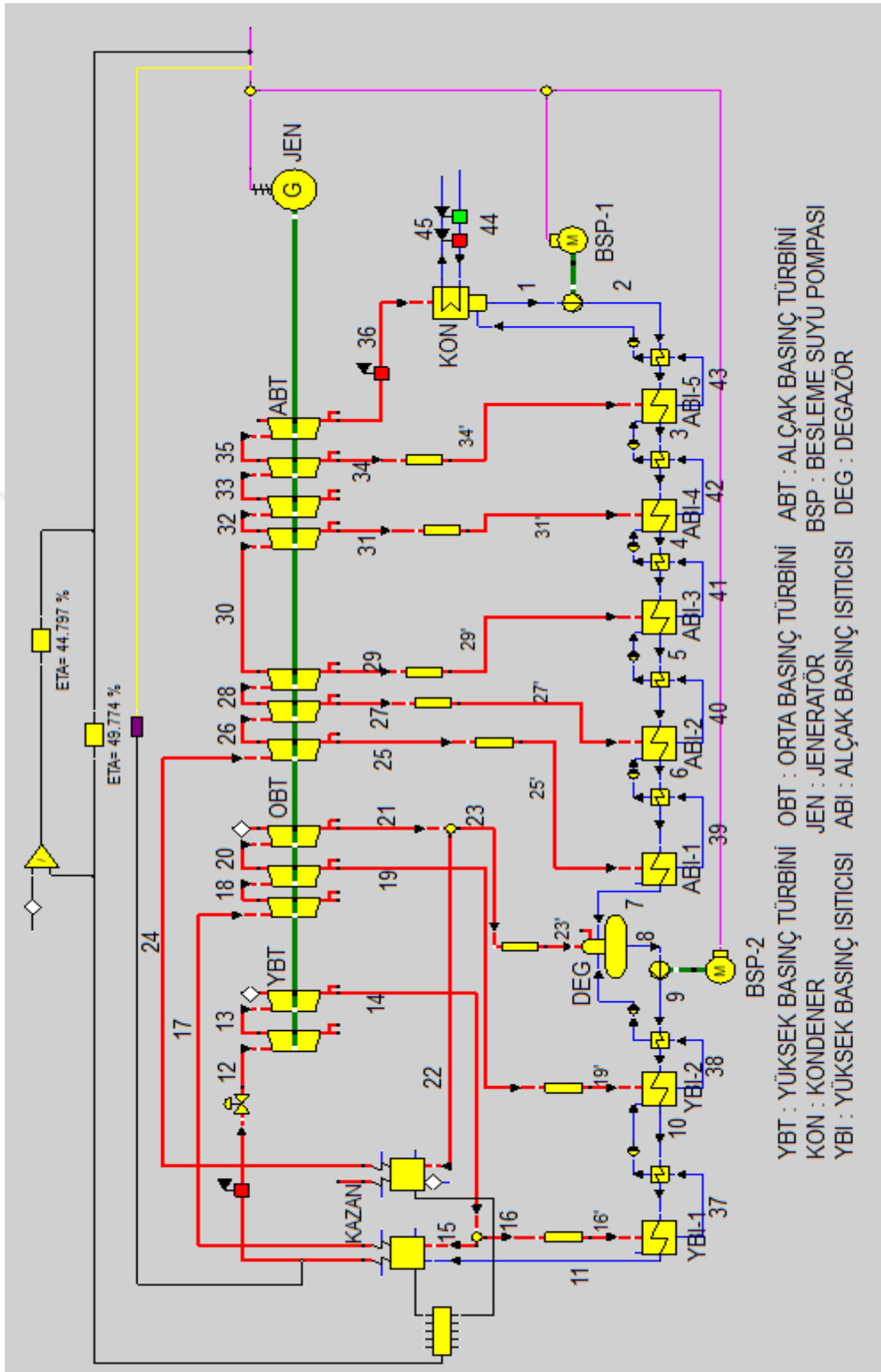
Nokta	Sıcaklık(°C)			Basınç(Bar)			Ekserji(kj.kg ⁻¹)			Entropi(kj.K ⁻¹ .kg ⁻¹)			Kütleli Debi(kg/s)			Entalpi(kj.kg ⁻¹)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
1	30,90	33,18	35,39	0,04	0,05	0,06	0,14	0,37	0,64	0,45	0,48	0,51	312,06	454,68	598,09	129,49	139,03	148,26
2	30,97	33,25	35,49	6,51	9,45	12,40	0,80	1,32	1,90	0,45	0,48	0,51	312,06	454,68	598,09	130,40	140,20	149,81
3	53,84	60,39	65,22	6,48	9,39	12,30	6,03	8,98	11,54	0,75	0,84	0,90	312,06	454,68	598,09	225,95	253,58	274,00
4	80,49	89,15	95,48	6,46	9,34	12,20	19,80	26,15	31,34	1,08	1,18	1,25	312,06	454,68	598,09	337,46	374,05	400,90
5	108,01	117,76	124,98	6,43	9,28	12,10	41,59	51,26	59,02	1,40	1,50	1,58	312,06	454,68	598,09	453,33	494,78	525,64
6	134,51	145,82	154,14	6,40	9,22	12,00	69,04	82,80	93,66	1,68	1,80	1,88	312,06	454,68	598,09	565,90	614,52	650,55
7	161,39	176,39	187,96	6,40	9,22	12,00	102,81	124,38	142,27	1,96	2,10	2,22	387,51	585,80	792,31	681,62	747,27	798,50
8	167,50	181,47	193,46	269,36	270,31	272,70	135,78	155,88	174,38	1,99	2,12	2,23	387,51	585,80	792,31	723,37	783,37	835,32
9	218,74	235,41	247,80	269,34	270,25	272,60	216,02	246,30	270,28	2,46	2,61	2,72	387,51	585,80	792,31	946,18	1020,98	1077,57
10	260,54	282,94	299,06	269,32	270,20	272,50	295,78	344,53	382,77	2,84	3,03	3,18	387,51	585,80	792,31	1136,78	1244,31	1325,06
11	553,79	577,80	600,00	129,24	194,58	262,50	1511,65	1562,76	1599,11	6,62	6,45	6,33	387,51	585,80	792,31	3482,10	3482,10	3482,10
12	410,59	425,64	439,86	50,86	75,26	100,00	1234,89	1282,57	1315,77	6,68	6,50	6,38	387,51	585,80	792,31	3221,03	3217,47	3214,18
13	391,74	405,29	418,14	44,45	65,39	86,46	1198,36	1244,76	1276,89	6,68	6,51	6,39	387,51	585,80	792,31	3186,61	3181,80	3177,46
14	391,74	405,29	418,14	44,45	65,39	86,46	1198,36	1244,76	1276,89	6,68	6,51	6,39	354,61	525,14	698,18	3186,61	3181,80	3177,46
15	391,74	405,29	418,14	44,45	65,39	86,46	1198,36	1244,76	1276,89	6,68	6,51	6,39	32,90	60,66	94,13	3186,61	3181,80	3177,46
15'	391,43	404,61	417,00	44,03	64,44	84,74	1197,15	1242,93	1274,43	6,69	6,52	6,40	32,90	60,66	94,13	3186,61	3181,80	3177,46
16	610,00	610,00	610,00	40,45	59,48	78,60	1498,38	1540,44	1567,61	7,39	7,20	7,06	354,61	525,14	698,18	3697,50	3682,67	3667,56
17	536,17	534,88	533,86	25,89	37,92	50,00	1337,63	1379,77	1407,66	7,41	7,22	7,08	354,61	525,14	698,18	3542,42	3527,68	3513,28
18	498,37	496,23	494,63	20,36	29,70	39,08	1256,31	1297,97	1325,96	7,42	7,23	7,09	28,67	46,63	64,87	3464,09	3448,91	3434,60
18'	498,22	495,96	494,24	20,06	29,16	38,30	1254,30	1295,53	1323,27	7,43	7,24	7,10	28,67	46,63	64,87	3464,09	3448,91	3434,60
19	498,37	496,23	494,63	20,36	29,70	39,08	1256,31	1297,97	1325,96	7,42	7,23	7,09	325,94	478,52	633,31	3464,09	3448,91	3434,60
20	338,59	334,89	331,86	6,48	9,37	12,24	917,78	960,70	990,26	7,47	7,28	7,14	13,88	23,84	35,22	3141,35	3127,43	3114,68
20'	338,52	334,74	331,62	6,40	9,22	12,00	916,26	958,59	987,60	7,48	7,29	7,15	13,88	23,84	35,22	3141,35	3127,43	3114,68

Çizelge 9.2 Süperkritik Termik Santralin (Uygulama 1) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri (Devamı)

Nokta	Sıcaklık(°C)			Basınç(Bar)			Ekserji(kj.kg ⁻¹)			Entropi(kj.K ⁻¹ .kg ⁻¹)			Kütleli Debi(kg/s)			Entalpi(kj.kg ⁻¹)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
21	338,59	334,89	331,86	6,48	9,37	12,24	917,78	960,70	990,26	7,47	7,28	7,14	312,06	454,68	598,09	3141,35	3127,43	3114,68
22	250,71	246,80	243,62	3,10	4,46	5,81	735,70	779,86	810,72	7,51	7,32	7,17	14,01	22,22	31,09	2969,05	2956,37	2944,91
22'	250,64	246,67	243,43	3,05	4,39	5,70	733,80	777,59	808,15	7,51	7,32	7,18	14,01	22,22	31,09	2969,05	2956,37	2944,91
23	250,71	246,80	243,62	3,10	4,46	5,81	735,70	779,86	810,72	7,51	7,32	7,17	298,06	432,46	567,00	2969,05	2956,37	2944,91
24	234,17	230,33	227,22	2,66	3,84	5,00	701,79	746,32	777,54	7,51	7,32	7,18	298,06	432,46	567,00	2937,01	2924,70	2913,57
25	166,93	163,38	160,55	1,37	1,98	2,57	563,86	609,66	642,12	7,54	7,35	7,21	14,03	21,66	29,84	2807,81	2796,74	2786,83
25'	166,87	163,27	160,38	1,35	1,94	2,52	561,74	607,25	639,47	7,55	7,36	7,22	14,03	21,66	29,84	2807,81	2796,74	2786,83
26	166,93	163,38	160,55	1,37	1,98	2,57	563,86	609,66	642,12	7,54	7,35	7,21	284,03	410,80	537,16	2807,81	2796,74	2786,83
27	85,44	91,21	98,47	0,51	0,73	0,96	390,00	437,86	472,04	7,61	7,41	7,27	13,08	20,80	29,06	2653,33	2643,67	2634,97
27'	85,41	90,97	98,18	0,51	0,73	0,95	388,99	436,63	470,65	7,61	7,42	7,27	13,08	20,80	29,06	2653,33	2643,67	2634,97
28	85,44	91,21	98,47	0,51	0,73	0,96	390,00	437,86	472,04	7,61	7,41	7,27	270,94	390,00	508,10	2653,33	2643,67	2634,97
29	61,69	69,70	75,86	0,22	0,31	0,40	258,37	303,85	336,43	7,66	7,47	7,32	270,94	390,00	508,10	2537,16	2525,08	2514,70
30	54,84	62,21	67,92	0,16	0,22	0,29	211,98	255,43	286,90	7,68	7,48	7,34	10,95	18,95	27,36	2496,32	2482,33	2470,89
30'	54,83	62,21	67,92	0,16	0,22	0,29	211,98	255,43	286,90	7,68	7,48	7,34	10,94	18,95	27,36	2496,32	2482,33	2470,89
31	54,84	62,21	67,92	0,16	0,22	0,29	211,98	255,43	286,90	7,68	7,48	7,34	260,00	371,05	480,74	2496,32	2482,33	2470,89
32	30,90	33,18	35,39	0,04	0,05	0,06	43,18	58,33	72,52	7,75	7,57	7,43	260,00	371,05	480,74	2349,11	2310,27	2283,57
33	256,12	280,29	299,06	44,03	64,44	84,74	270,68	327,20	376,32	2,85	3,07	3,25	32,90	60,66	94,13	1115,63	1238,17	1339,49
34	212,53	232,30	247,80	20,06	29,16	38,30	183,87	221,05	252,71	2,45	2,63	2,77	61,57	107,28	159,00	909,29	1001,01	1074,99
35	134,11	146,96	156,84	3,05	4,39	5,70	68,26	83,76	96,62	1,68	1,81	1,91	14,01	22,22	31,09	563,97	619,12	661,84
36	108,29	119,27	127,68	1,35	1,94	2,52	41,35	52,07	61,01	1,40	1,52	1,61	28,04	43,88	60,93	454,12	500,67	536,47
37	81,63	90,97	98,18	0,51	0,73	0,95	19,97	26,68	32,44	1,09	1,20	1,29	41,12	64,68	89,99	341,80	381,06	411,42
38	54,84	62,21	67,92	0,16	0,22	0,29	5,77	8,89	11,73	0,77	0,86	0,93	52,07	83,62	117,35	229,57	260,40	284,31
39	25,00	25,00	25,00	1,00	1,00	1,00	0,00	0,00	0,00	0,37	0,37	0,37	26213,42	26213,42	26213,42	104,93	104,93	104,93
40	30,27	32,36	34,39	1,00	1,00	1,00	0,19	0,37	0,60	0,44	0,47	0,50	26213,42	26213,42	26213,42	126,96	135,70	144,17

Bu santral oluşturulurken, buhar şartları Ultra-süperkritik buhar şartlarına çıkarılmış ve bir tane daha ara kızdırma bölgesi eklenmiştir. Ara kızdırmanın eklenmesiyle, prosesin endotermik sıcaklığı yükseltilmiş ve santralin verim miktarının artırılması hedeflenmiştir. Ayrıca bir adet ABI eklenerek kazan besleme suyunun besleme suyu ısıtıcılarında daha verimli bir şekilde ısıtılması amaçlanmıştır.

133



Şekil 9.6 Çift Ara Kızdırmalı Yedi Buhar Çekişli Ultra-Süperkritik Termik Santrali akış şeması

Çizelge 9.3 Ultra- süperkritik Termik Santralin (Uygulama 2) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri

Nokta	Sıcaklık(°C)			Baskı(Bar)			Ekserji(kj.kg ⁻¹)			Entropi(kj.K ⁻¹ .kg ⁻¹)			Kütleli Debi(kg/s)			Entalpi(kj.kg ⁻¹)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
1	30,83	33,14	35,39	0,04	0,05	0,06	0,14	0,36	0,64	0,45	0,48	0,51	288,87	423,04	558,02	129,21	138,87	148,26
2	31,01	33,32	35,64	15,49	22,56	29,61	1,70	2,64	3,64	0,45	0,48	0,51	288,87	423,04	558,02	131,38	141,66	151,97
3	57,34	63,65	68,27	15,46	22,50	29,51	8,28	11,79	14,82	0,80	0,88	0,93	288,87	423,04	558,02	241,31	268,28	288,18
4	87,36	95,44	101,28	15,43	22,45	29,41	25,44	32,32	37,86	1,16	1,25	1,32	288,87	423,04	558,02	367,00	401,53	426,63
5	117,08	126,85	133,93	15,40	22,39	29,31	51,17	62,04	70,57	1,49	1,60	1,67	288,87	423,04	558,02	492,33	534,33	564,92
6	145,89	157,51	165,94	15,38	22,33	29,21	83,48	99,08	111,22	1,80	1,92	2,00	288,87	423,04	558,02	615,22	665,74	702,70
7	173,56	187,20	197,11	15,35	22,28	29,11	120,80	142,00	158,45	2,08	2,21	2,30	288,87	423,04	558,02	735,19	795,60	839,98
8	199,40	217,90	232,19	15,35	22,28	29,11	161,01	193,63	220,84	2,33	2,50	2,63	338,19	513,09	696,13	849,68	933,95	1000,49
9	207,50	225,02	239,95	306,86	307,79	310,20	200,12	230,41	258,10	2,36	2,51	2,65	338,19	513,09	696,13	898,22	975,58	1042,66
10	240,49	260,38	275,35	306,83	307,74	310,10	258,87	298,27	330,16	2,65	2,83	2,96	338,19	513,09	696,13	1045,04	1136,42	1207,10
11	266,74	290,96	308,78	306,81	307,69	310,00	311,46	365,27	408,68	2,88	3,09	3,25	338,19	513,09	696,13	1166,24	1283,10	1373,27
12	547,36	574,92	600,00	146,67	221,64	300,00	1505,09	1555,75	1591,74	6,53	6,36	6,24	338,19	513,09	696,13	3446,87	3446,87	3446,87
13	440,55	461,34	480,52	74,64	111,78	150,00	1304,47	1353,56	1387,71	6,56	6,39	6,27	338,19	513,09	696,13	3257,14	3255,34	3253,34
14	384,55	401,06	416,39	50,45	74,59	99,00	1198,51	1245,01	1276,97	6,59	6,41	6,29	338,19	513,09	696,13	3157,38	3153,00	3148,79
15	384,55	401,06	416,39	50,45	74,59	99,00	1198,51	1245,01	1276,97	6,59	6,41	6,29	318,81	475,60	635,80	3157,38	3153,00	3148,79
16	384,55	401,06	416,39	50,45	74,59	99,00	1198,51	1245,01	1276,97	6,59	6,41	6,29	19,39	37,49	60,33	3157,38	3153,00	3148,79
16'	384,23	400,33	415,08	50,04	73,57	97,02	1197,48	1243,31	1274,56	6,59	6,42	6,30	19,39	37,49	60,33	3157,38	3153,00	3148,79
17	620,00	620,00	620,00	45,95	67,86	90,00	1528,14	1569,45	1595,63	7,35	7,16	7,02	318,81	475,60	635,80	3716,40	3699,77	3682,73
18	578,14	577,15	576,40	35,92	52,88	70,00	1436,84	1477,87	1504,32	7,37	7,17	7,03	318,81	475,60	635,72	3628,17	3611,27	3594,49
19	556,03	554,44	553,25	31,42	46,15	61,00	1388,93	1429,59	1456,07	7,37	7,18	7,03	17,36	29,48	41,70	3581,90	3564,66	3547,90
19'	555,86	554,11	552,76	31,00	45,33	59,78	1387,11	1427,20	1453,39	7,38	7,18	7,04	17,36	29,48	41,70	3581,90	3564,66	3547,90
20	556,03	554,44	553,25	31,42	46,15	61,00	1388,93	1429,59	1456,07	7,37	7,18	7,03	301,44	446,12	594,02	3581,90	3564,66	3547,90

Çizelge 9.3 Ultra- süperkritik Termik Santralin (Uygulama 2) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri (Devamı)

Nokta	Sıcaklık(°C)			Basınç(Bar)			Ekserji(kj.kg ⁻¹)			Entropi(kj.K ⁻¹ .kg ⁻¹)			Kütleli Debi(kg/s)			Entalpi(kj.kg ⁻¹)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
21	447,10	443,83	441,07	15,49	22,60	29,70	1155,48	1196,62	1223,87	7,40	7,21	7,06	301,44	446,12	594,02	3357,70	3340,95	3324,97
22	447,10	443,83	441,07	15,49	22,60	29,70	1155,48	1196,62	1223,87	7,40	7,21	7,06	288,87	423,04	557,95	3357,70	3340,95	3324,97
23	447,10	443,83	441,07	15,49	22,60	29,70	1155,48	1196,62	1223,87	7,40	7,21	7,06	12,57	23,09	36,06	3357,70	3340,95	3324,97
23'	447,01	443,63	440,70	15,35	22,28	29,11	1154,24	1194,69	1221,18	7,41	7,21	7,07	12,57	23,09	36,06	3357,70	3340,95	3324,97
24	620,00	620,00	620,00	14,07	20,53	27,00	1383,01	1431,46	1465,55	7,92	7,74	7,61	288,87	423,04	557,95	3740,17	3735,39	3730,59
25	533,55	532,64	531,87	8,30	12,06	15,80	1189,67	1237,24	1270,76	7,94	7,77	7,64	11,82	19,13	27,13	3553,68	3548,06	3542,72
25'	533,49	532,55	531,73	8,18	11,85	15,48	1187,76	1234,88	1268,01	7,95	7,77	7,64	11,82	19,13	27,13	3553,68	3548,06	3542,72
26	533,55	532,64	531,87	8,30	12,06	15,80	1189,67	1237,24	1270,76	7,94	7,77	7,64	277,05	403,91	530,82	3553,68	3548,06	3542,72
27	429,70	428,09	426,72	4,14	5,99	7,82	962,73	1009,89	1043,24	7,98	7,80	7,67	12,00	19,06	26,64	3335,94	3329,95	3324,46
27'	429,66	428,02	426,62	4,07	5,88	7,66	960,71	1007,47	1040,49	7,98	7,80	7,68	12,00	19,06	26,64	3335,94	3329,95	3324,46
28	429,70	428,09	426,72	4,14	5,99	7,82	962,73	1009,89	1043,24	7,98	7,80	7,67	265,05	384,85	504,18	3335,94	3329,95	3324,46
29	318,84	316,78	315,07	1,78	2,57	3,35	726,25	773,41	806,95	8,01	7,83	7,70	12,14	18,97	26,22	3110,78	3104,83	3099,55
29'	318,81	316,73	314,99	1,76	2,53	3,28	724,14	770,94	804,19	8,02	7,84	7,71	12,14	18,97	26,22	3110,78	3104,83	3099,55
30	318,84	316,78	315,07	1,78	2,57	3,35	726,25	773,41	806,95	8,01	7,83	7,70	252,91	365,87	477,96	3110,78	3104,83	3099,55
31	208,85	206,53	204,67	0,64	0,92	1,19	489,64	536,90	570,80	8,08	7,90	7,77	12,01	18,68	25,62	2894,52	2888,74	2883,86
31'	208,83	206,49	204,62	0,63	0,90	1,17	487,58	534,49	568,13	8,09	7,91	7,78	12,01	18,68	25,62	2894,52	2888,74	2883,86
32	208,85	206,53	204,67	0,64	0,92	1,19	489,64	536,90	570,80	8,08	7,90	7,77	240,90	347,20	452,34	2894,52	2888,74	2883,86
33	173,45	171,11	169,29	0,44	0,63	0,82	414,51	461,84	495,93	8,10	7,93	7,80	240,90	347,20	452,34	2826,24	2820,56	2815,88
34	99,01	95,83	93,73	0,18	0,26	0,33	255,55	301,14	334,70	8,16	7,99	7,86	10,38	17,39	24,57	2684,51	2677,41	2672,34
34'	99,00	95,80	93,68	0,18	0,25	0,33	253,90	298,83	331,93	8,17	7,99	7,87	10,38	17,39	24,57	2684,51	2677,41	2672,34

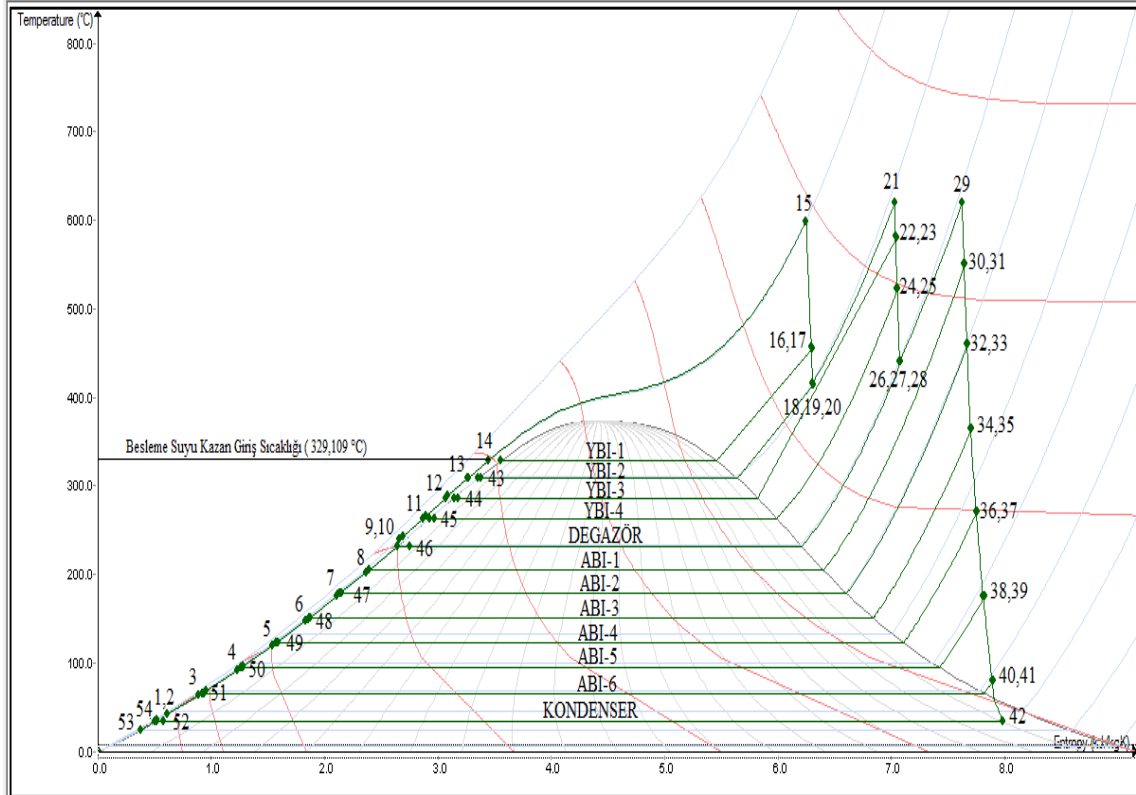
Çizelge 9.3 Ultra- süperkritik Termik Santralin (Uygulama 2) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri (Devamı)

Nokta	Sıcaklık(°C)			Basmaç(Bar)			Ekserji(kj.kg ⁻¹)			Entropi(kj.K ⁻¹ .kg ⁻¹)			Kütlesel Debi(kg/s)			Entalpi(kj.kg ⁻¹)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
35	99,01	95,83	93,73	0,18	0,26	0,33	255,55	301,14	334,70	8,16	7,99	7,86	230,52	329,81	427,77	2684,51	2677,41	2672,34
36	30,83	33,14	35,39	0,04	0,05	0,06	45,62	62,27	78,06	8,25	8,09	7,96	230,52	329,81	427,77	2501,42	2468,88	2448,08
37	264,00	289,22	308,78	50,04	73,57	97,02	288,37	349,93	404,00	2,92	3,15	3,34	19,39	37,49	60,33	1154,77	1285,58	1394,90
38	235,69	257,89	275,35	31,00	45,33	59,78	227,79	274,60	315,08	2,66	2,87	3,03	36,75	66,97	102,04	1017,03	1124,36	1212,49
39	171,34	187,39	199,81	8,18	11,85	15,48	116,91	141,36	161,70	2,06	2,21	2,33	11,82	19,13	27,13	725,07	795,95	851,52
40	144,28	158,05	168,64	4,07	5,88	7,66	80,42	98,25	113,01	1,78	1,92	2,03	23,82	38,19	53,78	607,60	667,10	713,26
41	116,15	127,75	136,63	1,76	2,53	3,28	48,92	61,09	71,18	1,49	1,61	1,70	35,96	57,16	80,00	487,45	536,79	574,73
42	87,16	96,71	103,98	0,63	0,90	1,17	23,84	31,22	37,44	1,16	1,27	1,35	47,97	75,84	105,63	365,03	405,21	435,91
43	57,92	65,29	70,97	0,18	0,25	0,33	7,00	10,38	13,39	0,81	0,90	0,97	58,35	93,22	130,20	242,45	273,31	297,09
44	25,00	25,00	25,00	1,00	1,00	1,00	0,00	0,00	0,00	0,37	0,37	0,37	25132,26	25132,26	25135,58	104,93	104,93	104,93
45	30,21	32,33	34,39	1,00	1,00	1,00	0,19	0,37	0,60	0,44	0,47	0,50	25132,26	25132,26	25135,58	126,71	135,55	144,17

9.3.4 Çift Ara Kızdırmalı On Buhar Çekişli Ultra-Süperkritik Termik Sant. (Uygulama 3)

Bu santral oluşturulurken buhar şartları Uygulama 2'deki gibi aynı alınmıştır. Sisteme iki adet YBI ve bir adet ABI eklenerek kazana giren besleme suyu sıcaklığının artırılması hedeflenmiştir. Sistemlere sonsuz sayıda besleme suyu ısıtıcısı eklemek sistemi Carnot verimine yaklaştırır, fakat bu durumda sistem ekonomik olmaz.

Kazandan 600 °C ve 300 Bar'da çıkan buhar YBT'ine gelir ve 1.YBI için buhar çekildikten sonra, 1. Ara kızdırma bölgesine kadar genişir. YBT'inin egzoz çıkışından buhar, 1. Ara kızdırma ve YBI-2 için çekilir ve bir kısmı YBI-2'e diğer kısmı da kazana gönderilir. Kazanda 620 °C'ye kadar ısıtılarak OBT-1'ine akar. OBT-1 orta kademelerinde YBI-3 ve YBI-4 için çekilen buhar, OBT-1 egzoz çıkışında, bir kısmı degazöre akar ve kalan kısmı 2. Ara kızdırma için kazana gönderilir. Kazanda 620 °C'ye kadar ısıtılan buhar, OBT-2'ye gönderilir ve daha sonra OBT-2 ve ABT'ninden geçerek kondensere akar. Sistemin T-s diyagramı Şekil 9.7'de verilmiştir. Ultra-süperkritik termik santralin akış şeması Şekil 9.8'de gösterilmiş olup, farklı yüklemeler altında her noktasının buhar/su özellikleri Çizelge 9.4'de sunulmuştur.



Şekil 9.7 Uygulama 3 santrali T-s diyagramı

Çizelge 9.4 Ultra- süperkritik Termik Santralin (Uygulama 3) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri

Nokta	Sıcaklık(°C)			Baskı(Bar)			Ekserji(kj.kg ⁻¹)			Entropi(kj.K ⁻¹ .kg ⁻¹)			Kütleli Debi(kg/s)			Entalpi(kj.kg ⁻¹)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
1	30,86	33,16	35,39	0,04	0,05	0,06	0,14	0,36	0,64	0,45	0,48	0,51	290,46	424,41	558,65	129,36	138,97	148,26
2	31,05	33,35	35,64	15,59	22,67	29,71	1,72	2,65	3,65	0,45	0,48	0,51	290,46	424,41	558,65	131,54	141,77	151,99
3	53,50	59,51	63,95	15,56	22,61	29,61	6,81	9,91	12,64	0,75	0,82	0,88	290,46	424,41	558,65	225,30	250,99	270,13
4	79,28	86,96	92,51	15,54	22,55	29,51	19,91	25,86	30,70	1,07	1,16	1,22	290,46	424,41	558,65	333,13	365,88	389,73
5	104,87	114,00	120,62	15,51	22,50	29,41	39,63	48,84	56,14	1,36	1,46	1,53	290,46	424,41	558,65	440,71	479,83	508,36
6	129,91	140,60	148,38	15,48	22,44	29,31	64,72	77,71	87,92	1,63	1,74	1,82	290,46	424,41	558,65	546,85	592,99	626,79
7	154,57	166,94	175,96	15,46	22,38	29,21	94,55	111,98	125,59	1,89	2,01	2,10	290,46	424,41	558,65	652,61	706,66	746,44
8	178,33	192,52	202,88	15,43	22,32	29,11	127,83	150,41	168,02	2,12	2,26	2,36	290,46	424,41	558,65	756,11	819,20	865,86
9	199,64	218,01	232,19	15,43	22,32	29,11	161,41	193,84	220,84	2,33	2,50	2,63	348,96	533,00	728,62	850,76	934,47	1000,49
10	207,85	225,15	239,95	306,89	307,87	310,40	200,70	230,65	258,13	2,36	2,52	2,65	348,96	533,00	728,62	899,75	976,18	1042,69
11	229,33	249,01	263,92	306,86	307,82	310,30	238,10	275,41	305,79	2,55	2,73	2,86	348,96	533,00	728,62	994,78	1083,86	1153,00
12	248,81	270,58	286,84	306,84	307,76	310,20	274,94	319,68	355,87	2,73	2,92	3,06	348,96	533,00	728,62	1082,92	1184,37	1262,73
13	265,93	290,47	308,78	306,82	307,71	310,10	309,76	364,11	408,68	2,88	3,09	3,25	348,96	533,00	728,62	1162,44	1280,65	1373,26
14	282,77	309,32	329,11	306,80	307,66	310,00	346,41	409,95	462,99	3,02	3,26	3,44	348,96	533,00	728,62	1242,91	1376,21	1482,66
15	546,76	574,48	600,00	145,13	220,37	300,00	1503,77	1555,06	1591,74	6,53	6,36	6,24	348,96	533,00	728,62	3446,87	3446,87	3446,87
16	422,32	440,75	457,65	65,35	97,25	129,70	1269,50	1316,48	1348,38	6,58	6,40	6,28	13,64	26,52	44,22	3225,65	3221,24	3216,42
16'	421,99	440,00	456,23	64,85	96,00	127,11	1268,53	1314,89	1345,98	6,58	6,41	6,29	13,64	26,52	44,22	3225,65	3221,24	3216,42
17	422,32	440,75	457,65	65,35	97,25	129,70	1269,50	1316,48	1348,38	6,58	6,40	6,28	335,32	506,49	684,40	3225,65	3221,24	3216,42
18	386,16	402,00	416,54	50,61	74,74	99,00	1200,95	1246,53	1277,23	6,59	6,42	6,29	335,32	506,49	684,40	3161,09	3155,28	3149,25
19	386,16	402,00	416,54	50,61	74,74	99,00	1200,95	1246,53	1277,23	6,59	6,42	6,29	322,51	481,67	643,91	3161,09	3155,28	3149,25
20	386,16	402,00	416,54	50,61	74,74	99,00	1200,95	1246,53	1277,23	6,59	6,42	6,29	12,81	24,82	40,48	3161,09	3155,28	3149,25
20'	385,85	401,29	415,23	50,22	73,75	97,02	1199,96	1244,88	1274,81	6,59	6,42	6,30	12,81	24,82	40,48	3161,09	3155,28	3149,25

Çizelge 9.4 Ultra- süperkritik Termik Santralin (Uygulama 3) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri (Devamı)

Nokta	Sıcaklık(°C)			Basınç(Bar)			Ekserji(kj.kg ⁻¹)			Entropi(kj.K ⁻¹ .kg ⁻¹)			Kütleli Debi(kg/s)			Entalpi(kj.kg ⁻¹)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
21	620,00	620,00	620,00	46,12	68,02	90,00	1528,57	1569,67	1595,63	7,35	7,16	7,02	322,51	481,67	643,91	3716,27	3699,65	3682,73
22	584,30	583,23	582,37	37,41	54,95	72,50	1450,68	1491,07	1516,80	7,36	7,17	7,02	10,69	19,00	28,74	3640,97	3623,67	3606,53
22'	584,16	582,92	581,84	37,01	54,10	71,05	1449,23	1489,00	1514,12	7,37	7,18	7,03	10,69	19,00	28,74	3640,97	3623,67	3606,53
23	584,30	583,23	582,37	37,41	54,95	72,50	1450,68	1491,07	1516,80	7,36	7,17	7,02	311,82	462,67	615,17	3640,97	3623,67	3606,53
24	528,04	525,74	524,01	26,51	38,75	51,00	1328,99	1369,04	1395,25	7,38	7,18	7,04	11,22	19,60	27,56	3523,62	3506,00	3489,33
24'	527,90	525,43	523,55	26,18	38,06	49,98	1327,28	1366,64	1392,57	7,38	7,19	7,05	11,22	19,60	27,56	3523,62	3506,00	3489,33
25	528,04	525,74	524,01	26,51	38,75	51,00	1328,99	1369,04	1395,25	7,38	7,18	7,04	300,60	443,07	587,61	3523,62	3506,00	3489,33
26	447,06	443,63	440,88	15,57	22,65	29,70	1156,06	1196,64	1223,62	7,40	7,21	7,06	300,60	443,07	587,61	3357,52	3340,44	3324,54
27	447,06	443,63	440,88	15,57	22,65	29,70	1156,06	1196,64	1223,62	7,40	7,21	7,06	290,46	424,41	558,65	3357,52	3340,44	3324,54
28	447,06	443,63	440,88	15,57	22,65	29,70	1156,06	1196,64	1223,62	7,40	7,21	7,06	10,14	18,66	28,96	3357,52	3340,44	3324,54
28'	446,98	443,43	440,51	15,43	22,32	29,11	1154,81	1194,68	1220,93	7,40	7,21	7,07	10,14	18,66	28,96	3357,52	3340,44	3324,54
29	620,00	620,00	620,00	14,14	20,58	27,00	1383,68	1431,76	1465,55	7,92	7,74	7,61	290,46	424,41	558,65	3740,11	3735,35	3730,59
30	552,21	551,45	550,80	9,38	13,61	17,80	1231,79	1279,08	1312,32	7,94	7,76	7,63	10,24	16,64	23,66	3593,48	3587,96	3582,68
30'	552,16	551,35	550,65	9,26	13,38	17,44	1229,92	1276,74	1309,57	7,94	7,77	7,64	10,24	16,64	23,66	3593,48	3587,96	3582,68
31	552,21	551,45	550,80	9,38	13,61	17,80	1231,79	1279,08	1312,32	7,94	7,76	7,63	280,21	407,77	534,99	3593,48	3587,96	3582,68
32	463,53	462,08	460,85	5,26	7,61	9,92	1036,84	1083,65	1116,64	7,96	7,78	7,66	10,39	16,57	23,25	3406,08	3400,11	3394,59
32'	463,48	462,01	460,74	5,19	7,47	9,72	1034,87	1081,27	1113,89	7,97	7,79	7,66	10,39	16,57	23,25	3406,08	3400,11	3394,59
33	463,53	462,08	460,85	5,26	7,61	9,92	1036,84	1083,65	1116,64	7,96	7,78	7,66	269,82	391,20	511,73	3406,08	3400,11	3394,59
34	369,14	367,22	365,59	2,67	3,84	5,00	833,78	880,46	913,48	7,99	7,81	7,69	10,36	16,30	22,63	3212,00	3205,93	3200,47
34'	369,11	367,16	365,51	2,63	3,78	4,90	831,73	878,03	910,73	8,00	7,82	7,70	10,36	16,30	22,63	3212,00	3205,93	3200,47
35	369,14	367,22	365,59	2,67	3,84	5,00	833,78	880,46	913,48	7,99	7,81	7,69	259,46	374,90	489,11	3212,00	3205,93	3200,47
36	276,03	273,81	271,97	1,21	1,73	2,25	632,35	679,12	712,40	8,04	7,87	7,74	10,39	16,16	22,21	3025,86	3019,94	3014,75
36'	276,00	273,77	271,91	1,19	1,70	2,21	630,23	676,65	709,64	8,05	7,87	7,75	10,39	16,16	22,21	3025,86	3019,94	3014,75

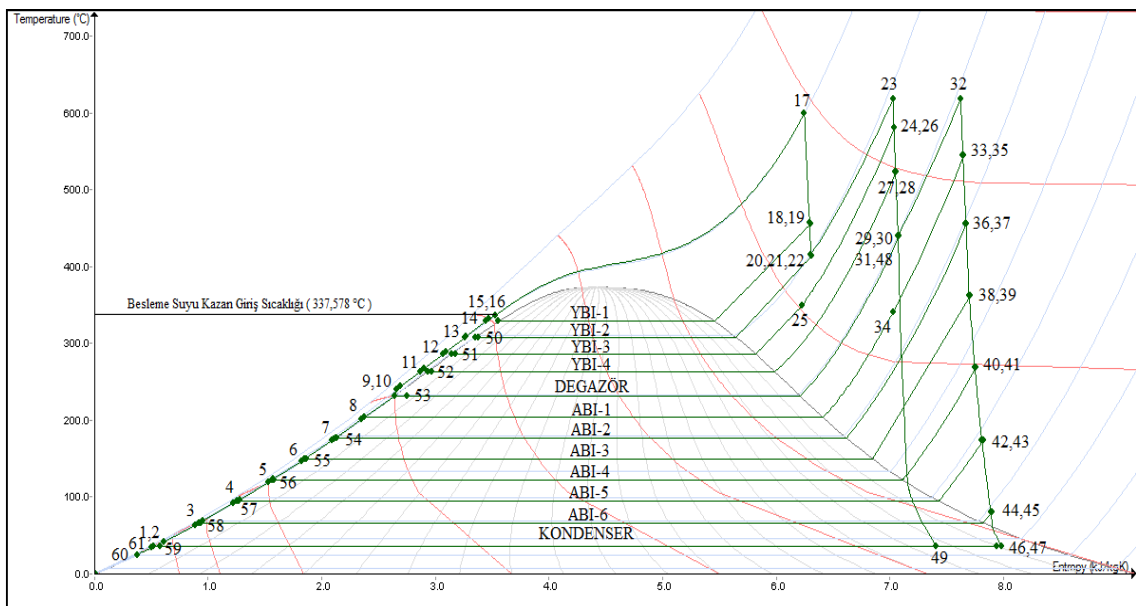
Çizelge 9.4 Ultra- süperkritik Termik Santralin (Uygulama 3) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri (Devamı)

Nokta	Sıcaklık(°C)			Basmaç(Bar)			Ekserji(kj.kg ⁻¹)			Entropi(kj.K ⁻¹ .kg ⁻¹)			Kütlesel Debi(kg/s)			Entalpi(kj.kg ⁻¹)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
37	276,03	273,81	271,97	1,21	1,73	2,25	632,35	679,12	712,40	8,04	7,87	7,74	249,07	358,74	466,89	3025,86	3019,94	3014,75
38	180,74	178,30	176,39	0,47	0,67	0,87	428,25	475,00	508,57	8,11	7,93	7,80	10,30	16,02	21,93	2840,28	2834,42	2829,57
38'	180,72	178,27	176,34	0,46	0,66	0,85	426,14	472,52	505,80	8,11	7,94	7,81	10,30	16,02	21,93	2840,28	2834,42	2829,57
39	180,74	178,30	176,39	0,47	0,67	0,87	428,25	475,00	508,57	8,11	7,93	7,80	238,77	342,72	444,97	2840,28	2834,42	2829,57
40	87,04	83,55	81,32	0,15	0,21	0,28	227,41	271,93	304,87	8,18	8,01	7,88	8,85	14,94	21,16	2661,94	2654,30	2649,02
40'	87,02	83,52	81,27	0,15	0,21	0,27	225,84	269,66	302,10	8,19	8,01	7,89	8,85	14,94	21,16	2661,94	2654,30	2649,02
41	87,04	83,55	81,32	0,15	0,21	0,28	227,41	271,93	304,87	8,18	8,01	7,88	229,92	327,79	423,81	2661,94	2654,30	2649,02
42	30,86	33,16	35,39	0,04	0,05	0,06	45,94	62,52	78,15	8,26	8,10	7,97	229,92	327,79	423,81	2503,67	2471,48	2450,91
43	280,71	308,01	329,11	64,85	96,00	127,11	328,25	401,75	468,33	3,07	3,33	3,54	13,64	26,52	44,22	1240,38	1390,43	1519,88
44	264,21	289,38	308,78	50,22	73,75	97,02	288,87	350,36	404,00	2,92	3,16	3,34	26,45	51,33	84,70	1155,86	1286,47	1394,90
45	245,80	268,92	286,84	37,01	54,10	71,05	248,50	299,77	343,77	2,76	2,97	3,13	37,14	70,33	113,45	1065,34	1179,61	1272,82
46	226,41	247,43	263,92	26,18	38,06	49,98	209,63	251,93	288,19	2,58	2,77	2,92	48,36	89,93	141,00	973,43	1073,22	1154,38
47	176,55	192,93	205,58	9,26	13,38	17,44	124,62	150,28	171,58	2,11	2,26	2,38	10,24	16,64	23,66	747,97	820,65	877,60
48	153,23	167,61	178,66	5,19	7,47	9,72	91,83	111,53	127,81	1,87	2,02	2,13	20,63	33,21	46,92	646,22	708,75	757,29
49	129,09	141,54	151,08	2,63	3,78	4,90	62,56	77,06	89,02	1,62	1,76	1,85	30,99	49,51	69,55	542,48	595,83	636,90
50	104,54	115,20	123,32	1,19	1,70	2,21	37,94	47,98	56,31	1,36	1,48	1,56	41,39	65,67	91,76	438,28	483,42	517,93
51	79,48	88,42	95,21	0,46	0,66	0,85	18,54	24,76	30,01	1,07	1,17	1,25	51,69	81,69	113,69	332,77	370,31	398,90
52	54,26	61,26	66,65	0,15	0,21	0,27	5,55	8,45	11,07	0,76	0,85	0,91	60,53	96,62	134,85	227,15	256,41	278,99
53	25,00	25,00	25,00	1,00	1,00	1,00	0,00	0,00	0,00	0,37	0,37	0,37	24932,53	24932,53	24932,53	104,93	104,93	104,93
54	30,24	32,35	34,39	1,00	1,00	1,00	0,19	0,37	0,60	0,44	0,47	0,50	24932,53	24932,53	24932,53	126,84	135,64	144,17

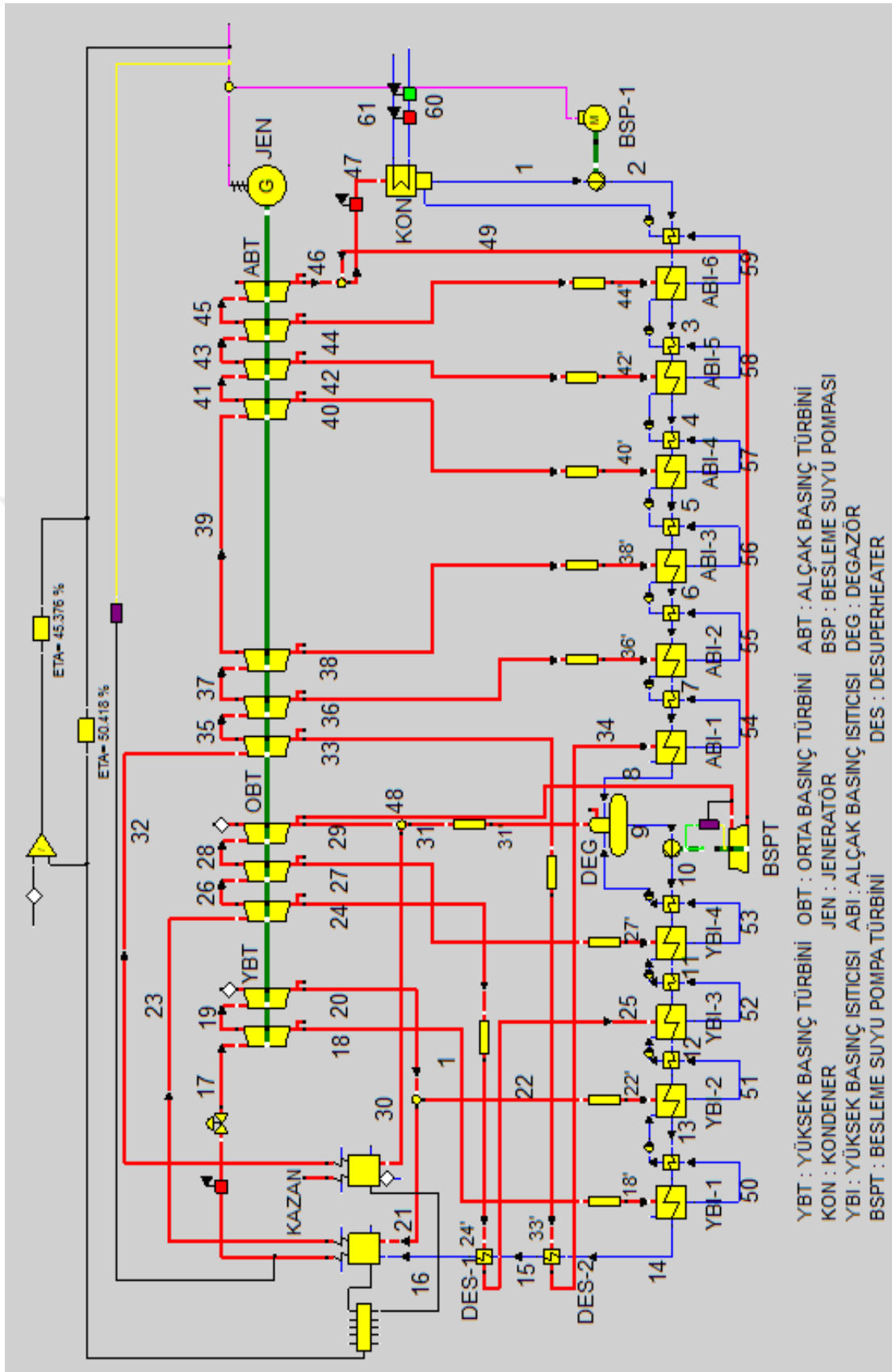
9.3.5 Çift Ara Kızdırmalı On Buhar Çekiş ve Besleme Suyu Pompası Türbinli Ultra-Süperkritik Termik Santrali (Uygulama 4)

Bu santral oluşturulurken, besleme suyu pompasının yüksek enerji harcaması ve birinci ve ikinci ara kızdırma bölgesinden sonra çekilen buhar sıcaklıklarının yüksek olmasından dolayı, BSP-2 için bir adet BSPT eklenmiş ve ayrıca yüksek sıcaklıkları değerlendirmek için YBI-3 ve ABI-1'den önce 2 adet DES kazan giriş borularına yerleştirilmiştir.

Kazandan 600 °C ve 300 Bar'da çıkan buhar YBT'ine gelir ve 1.YBI için buhar çekildikten sonra, 1. Ara kızdırma bölgesine kadar genişler. YBT'inin egzoz çıkışından buhar, 1. Ara kızdırma ve YBI-2 için çekilir. Kazanda 620 °C'ye kadar ısıtılarak OBT-1'ine akar. OBT-1 orta kademelerinde YBI-3 ve YBI-4 için çekilen buhar, buhar YBI-3'e gitmeden önce DES-1'den geçer. OBT-1 egzoz çıkışında, bir kısmı degazöre akar ve kalan kısmı 2. Ara kızdırma için kazana gönderilir. Kazanda 620 °C'ye kadar ısıtılan buhar, OBT-2'ye gönderilir ve daha sonra OBT-2 ve ABT'ninden geçerek kondensere akar. Buhar ABI-1'e girmeden önce DES-2'ye girerek sıcaklığının bir kısmını kazan besleme suyuna aktarır. Sistemin T-s diyagramı Şekil 9.9'da verilmiştir. Ultra-süperkritik termik santralin akış şeması Şekil 9.10'da gösterilmiş olup, farklı yüklemeler altında her noktasının buhar/su özellikleri Çizelge 9.5'de sunulmuştur.



Şekil 9.9 Uygulama 4 santrali T-s diyagramı



Şekil 9.10 Çift ara kızdırmalı on buhar çekiş ve besleme suyu pompası türbinli Ultra-süperkritik termik santrali akış şeması

Çizelge 9.5 Ultra- süperkritik Termik Santralin (Uygulama 4) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri

Nokta	Sıcaklık(°C)			Baskı(Bar)			Ekserji(kj.kg ⁻¹)			Entropi(kj.K ⁻¹ .kg ⁻¹)			Kütleli Debi(kg/s)			Entalpi(kj.kg ⁻¹)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
1	30,77	33,05	35,39	0,04	0,05	0,06	0,13	0,35	0,64	0,45	0,48	0,51	289,75	423,93	557,96	128,98	138,50	148,26
2	30,97	33,24	35,64	16,31	24,07	29,71	1,78	2,78	3,65	0,45	0,48	0,51	289,75	423,93	557,96	131,26	141,47	151,99
3	50,74	55,97	63,95	16,28	24,01	29,61	5,92	8,59	12,64	0,71	0,78	0,88	289,75	423,93	557,96	213,80	236,31	270,13
4	74,52	81,33	92,13	16,25	23,95	29,51	17,02	22,09	30,41	1,01	1,09	1,22	289,75	423,93	557,96	313,24	342,38	388,14
5	99,37	107,61	119,90	16,23	23,89	29,41	34,94	42,93	55,40	1,30	1,39	1,52	289,75	423,93	557,96	417,57	452,90	505,30
6	125,86	135,73	147,46	16,20	23,84	29,31	60,37	72,12	86,77	1,59	1,69	1,81	289,75	423,93	557,96	529,70	572,27	622,87
7	145,03	156,31	174,55	16,17	23,78	29,21	82,49	97,62	123,52	1,79	1,90	2,08	289,75	423,93	557,96	611,58	660,64	740,25
8	171,45	185,45	201,20	16,14	23,72	29,11	117,81	139,41	165,21	2,06	2,19	2,34	289,75	423,93	557,96	725,99	787,90	858,33
9	201,81	221,18	232,19	16,14	23,72	29,11	165,10	199,71	220,84	2,35	2,53	2,63	361,61	555,49	740,87	860,56	949,09	1000,49
10	210,20	228,44	239,95	306,87	307,83	310,40	204,63	236,58	258,13	2,38	2,55	2,65	361,61	555,49	740,87	910,04	990,86	1042,69
11	220,14	238,95	264,04	306,85	307,78	310,30	221,70	256,01	306,05	2,47	2,64	2,86	361,61	555,49	740,87	953,89	1038,07	1153,58
12	241,16	261,63	287,25	306,83	307,73	310,20	260,14	300,86	356,81	2,66	2,84	3,06	361,61	555,49	740,87	1048,07	1142,28	1264,74
13	269,71	292,60	308,78	306,81	307,67	310,10	317,76	369,10	408,68	2,91	3,11	3,25	361,61	555,49	740,87	1180,26	1291,22	1373,26
14	287,80	314,04	329,17	306,79	307,62	310,00	357,87	422,09	463,16	3,07	3,30	3,44	361,61	555,49	740,87	1267,50	1400,97	1482,99
15	291,89	317,68	332,13	306,79	307,62	310,00	367,37	431,65	471,61	3,10	3,33	3,46	361,61	555,49	740,87	1287,69	1420,34	1499,68
16	297,49	323,20	337,58	306,79	307,62	310,00	380,67	446,52	487,60	3,15	3,38	3,52	361,61	555,49	740,87	1315,70	1450,20	1531,06
17	545,41	572,97	600,00	141,75	215,98	300,00	1500,82	1552,64	1591,74	6,54	6,37	6,24	361,61	555,49	740,87	3446,87	3446,87	3446,87
18	437,11	455,82	457,77	71,22	106,16	129,80	1296,55	1343,29	1348,59	6,58	6,41	6,28	15,25	31,43	45,10	3253,73	3248,66	3216,62
18'	437,11	455,82	456,35	71,22	106,15	127,20	1296,55	1343,29	1346,19	6,58	6,41	6,29	346,36	31,43	45,10	3253,73	3248,66	3216,62
19	400,22	455,82	457,77	55,13	106,16	129,80	1226,56	1343,29	1348,59	6,59	6,41	6,28	346,36	524,05	695,78	3187,76	3248,66	3216,62
20	400,22	416,29	416,54	55,13	81,57	99,00	1226,56	1271,95	1277,23	6,59	6,42	6,29	324,97	524,05	695,78	3187,76	3181,33	3149,24
21	400,22	416,29	416,54	55,13	81,57	99,00	1226,56	1271,95	1277,23	6,59	6,42	6,29	21,39	485,48	655,32	3187,76	3181,33	3149,24

Çizelge 9.5 Ultra- süperkritik Termik Santralin (Uygulama 4) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri (Devamı)

Nokta	Sıcaklık(°C)			Basınç(Bar)			Ekserji(kj.kg ⁻¹)			Entropi(kj.K ⁻¹ .kg ⁻¹)			Kütleli Debi(kg/s)			Entalpi(kj.kg ⁻¹)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
22	400,22	416,29	416,54	55,13	81,57	99,00	1226,56	1271,95	1277,23	6,59	6,42	6,29	21,39	38,57	40,46	3187,76	3181,33	3149,24
22'	400,21	416,28	415,23	55,13	81,56	97,02	1226,55	1271,93	1274,81	6,59	6,42	6,30	21,39	38,57	40,46	3187,76	3181,33	3149,24
23	620,00	620,00	620,00	50,75	75,01	90,00	1539,12	1579,15	1595,63	7,31	7,11	7,02	324,97	485,48	655,32	3712,78	3694,30	3682,73
24	567,04	565,67	582,37	37,12	54,61	72,50	1424,19	1463,85	1516,80	7,32	7,12	7,02	15,55	27,01	39,20	3601,79	3582,95	3606,53
24'	567,04	565,67	582,00	37,12	54,61	71,48	1424,18	1463,84	1514,92	7,32	7,12	7,03	15,55	27,01	39,20	3601,79	3582,95	3606,53
25	292,36	319,10	350,25	37,12	54,61	71,48	1054,23	1109,91	1164,55	6,37	6,25	6,22	15,55	27,01	39,20	2950,25	2968,76	3013,48
26	567,04	565,67	582,37	37,12	54,61	72,50	1424,19	1463,85	1516,80	7,32	7,12	7,02	309,42	458,48	616,12	3601,79	3582,95	3606,53
27	508,09	506,04	524,32	25,70	37,77	51,10	1297,55	1338,32	1395,90	7,33	7,14	7,04	5,37	8,89	27,71	3479,85	3462,10	3489,96
27'	508,09	506,04	523,86	25,70	37,77	50,08	1297,55	1338,32	1393,23	7,33	7,14	7,05	5,37	8,89	27,71	3479,85	3462,10	3489,96
28	508,09	506,04	524,32	25,70	37,77	51,10	1297,55	1338,32	1395,90	7,33	7,14	7,04	304,05	449,58	588,42	3479,85	3462,10	3489,96
29	438,27	435,80	440,88	16,15	23,73	29,70	1149,36	1191,90	1223,62	7,35	7,16	7,06	286,25	427,06	558,55	3337,64	3321,61	3324,54
30	438,27	435,80	440,88	16,15	23,73	29,70	1149,36	1191,90	1223,62	7,35	7,16	7,06	271,95	401,40	528,09	3337,64	3321,61	3324,54
31	438,27	435,80	440,88	16,15	23,73	29,70	1149,36	1191,90	1223,62	7,35	7,16	7,06	14,30	25,66	30,45	3337,64	3321,61	3324,54
31'	438,27	435,80	440,51	16,14	23,72	29,11	1149,34	1191,87	1220,93	7,35	7,16	7,07	14,30	25,66	30,45	3337,64	3321,61	3324,54
32	620,00	620,00	620,00	14,80	21,75	27,00	1389,56	1438,72	1465,55	7,90	7,72	7,61	271,95	401,40	528,09	3739,63	3734,48	3730,59
33	535,65	534,61	545,31	8,84	12,93	17,20	1201,00	1249,03	1300,27	7,92	7,74	7,63	13,81	22,60	27,81	3557,75	3551,52	3571,08
33'	535,65	534,60	545,17	8,84	12,93	16,86	1200,96	1248,98	1297,51	7,92	7,74	7,64	13,81	22,60	27,81	3557,75	3551,52	3571,08
34	288,03	314,50	341,90	8,84	12,93	16,86	904,86	978,02	1039,04	7,14	7,05	7,02	13,81	22,60	27,81	3029,28	3075,51	3126,40
35	535,65	534,61	545,31	8,84	12,93	17,20	1201,00	1249,03	1300,27	7,92	7,74	7,63	258,13	378,80	500,28	3557,75	3551,52	3571,08
36	438,47	436,79	456,05	4,63	6,74	9,60	988,38	1036,19	1106,31	7,95	7,77	7,66	8,10	13,01	22,66	3353,77	3347,35	3384,69
36'	438,47	436,79	455,94	4,62	6,74	9,41	988,36	1036,16	1103,55	7,95	7,77	7,67	8,10	13,01	22,66	3353,77	3347,35	3384,69
37	438,47	436,79	456,05	4,63	6,74	9,60	988,38	1036,19	1106,31	7,95	7,77	7,66	250,03	365,79	477,63	3353,77	3347,35	3384,69
38	358,11	356,04	362,41	2,56	3,72	4,88	816,21	863,98	906,76	7,98	7,79	7,69	10,84	17,00	22,30	3189,47	3183,03	3194,06
38'	358,11	356,04	362,32	2,56	3,72	4,78	816,14	863,90	903,99	7,98	7,79	7,70	10,84	17,00	22,30	3189,47	3183,03	3194,06

Çizelge 9.5 Ultra- süperkritik Termik Santralin (Uygulama 4) farklı yüklemeler altında buhar/su özellikleri (Devamı)

Nokta	Sıcaklık(°C)			Basınç(Bar)			Ekserji(kj.kg ⁻¹)			Entropi(kj.K ⁻¹ .kg ⁻¹)			Kütleli Debi(kg/s)			Entalpi(kj.kg ⁻¹)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
39	358,11	356,04	362,41	2,56	3,72	4,88	816,21	863,98	906,76	7,98	7,79	7,69	239,19	348,79	455,33	3189,47	3183,03	3194,06
40	262,28	259,98	269,38	1,12	1,62	2,20	609,28	657,30	707,03	8,03	7,85	7,74	10,08	15,68	21,79	2998,65	2992,51	3009,67
40'	262,28	259,98	269,32	1,12	1,62	2,16	609,16	657,17	704,27	8,03	7,85	7,75	10,08	15,68	21,79	2998,65	2992,51	3009,67
41	262,28	259,98	269,38	1,12	1,62	2,20	609,28	657,30	707,03	8,03	7,85	7,74	229,10	333,10	433,53	2998,65	2992,51	3009,67
42	170,67	168,19	174,98	0,44	0,64	0,86	413,26	461,34	505,76	8,09	7,91	7,80	9,49	14,77	21,50	2820,81	2814,82	2826,86
42'	170,67	168,19	174,93	0,44	0,64	0,84	413,04	461,09	502,99	8,09	7,91	7,81	9,49	14,77	21,50	2820,81	2814,82	2826,86
43	170,67	168,19	174,98	0,44	0,64	0,86	413,26	461,34	505,76	8,09	7,91	7,80	219,62	318,33	412,04	2820,81	2814,82	2826,86
44	83,75	80,32	81,19	0,15	0,22	0,28	227,06	273,10	304,83	8,16	7,98	7,88	7,75	12,92	21,02	2655,62	2648,01	2648,76
44'	83,75	80,32	81,14	0,15	0,22	0,27	226,75	272,67	302,06	8,16	7,98	7,89	7,75	12,92	21,02	2655,62	2648,01	2648,76
45	83,75	80,32	81,19	0,15	0,22	0,28	227,06	273,10	304,83	8,16	7,98	7,88	211,87	305,41	391,02	2655,62	2648,01	2648,76
46	30,77	33,05	35,39	0,04	0,05	0,06	45,11	61,47	78,15	8,24	8,07	7,97	211,87	305,41	391,02	2496,95	2463,30	2450,68
47	30,77	33,05	35,39	0,04	0,05	0,06	44,86	61,15	77,72	8,20	8,03	7,93	229,68	327,94	420,89	2483,89	2451,23	2438,11
48	438,27	435,80	440,88	16,15	23,73	29,70	1149,36	1191,90	1223,62	7,35	7,16	7,06	17,80	22,53	29,87	3337,64	3321,61	3324,54
49	30,77	33,05	35,39	0,04	0,05	0,06	41,91	56,85	72,18	7,68	7,50	7,40	17,80	22,53	29,87	2328,47	2287,60	2273,55
50	287,00	315,42	329,17	71,21	106,15	127,20	344,17	423,93	468,54	3,13	3,40	3,54	15,25	31,43	45,10	1273,66	1434,15	1520,27
51	270,12	296,36	308,78	55,13	81,56	97,02	302,58	368,93	404,00	2,98	3,22	3,34	36,64	70,00	85,55	1185,69	1324,52	1394,90
52	245,96	269,51	287,25	37,12	54,61	71,48	248,84	301,15	344,82	2,76	2,97	3,14	52,19	97,01	124,75	1066,11	1182,60	1275,01
53	225,44	230,64	264,04	25,70	307,80	50,08	207,76	240,57	288,47	2,57	2,56	2,92	57,56	555,49	152,46	968,88	1000,68	1155,00
54	174,60	191,36	203,90	8,84	12,93	16,86	121,71	147,73	168,68	2,09	2,25	2,37	13,81	22,60	27,81	739,39	813,65	870,01
55	148,92	163,43	177,25	4,62	6,74	9,41	86,25	105,64	125,68	1,83	1,98	2,11	21,92	35,61	50,46	627,57	690,51	751,06
56	128,21	141,03	150,16	2,56	3,72	4,78	61,60	76,43	87,85	1,62	1,75	1,84	32,76	52,61	72,77	538,75	593,61	632,96
57	102,70	113,60	122,60	1,12	1,62	2,16	36,31	46,40	55,54	1,34	1,46	1,56	42,84	68,30	94,56	430,50	476,60	514,85
58	103,68	87,48	123,90	2,56	0,64	4,78	37,30	24,07	57,17	1,35	1,16	1,57	32,76	83,07	72,77	434,72	366,38	520,56
59	54,56	61,90	66,65	0,15	0,22	0,27	5,66	8,74	11,07	0,76	0,85	0,91	60,08	95,99	137,07	228,40	259,09	278,99
60	25,00	25,00	25,00	1,00	1,00	1,00	0,00	0,00	0,00	0,37	0,37	0,37	25126,2	25126,2	24625,2	104,93	104,93	104,93
61	30,16	32,24	34,39	1,00	1,00	1,00	0,18	0,36	0,60	0,44	0,47	0,50	25126,2	25126,2	24625,2	126,50	135,22	144,17

9.4 Sistemlerin Enerji ve Ekserji Analizlerinin Karşılaştırılması

9.4.1 Enerji Analizi

Termik sistemlerin birinci yasa verimini bulmak için sistemden çıkan net iş miktarının sisteme verilen toplam ısı miktarına bölünmesiyle bulunur;

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_g} \quad (9.1)$$

Her sisteme giren toplam ısı miktarının ve iş çıkışının hesaplamaları aşağıda verilmiştir.

Temel Uygulama;

$$\text{Isı girişi : } \dot{Q}_{base,g} = \left[(h_{11} - h_{10}) \times m_{10} \right] + \left[(h_{16} - h_{14}) \times m_{14} \right] / \eta_{kaz} [kW]$$

$$\text{Net iş çıkışı : } W_{temel,net} = 165 [MW]$$

Uygulama 1;

$$\text{Isı girişi : } \dot{Q}_{1,g} = \left[(h_{11} - h_{10}) \times m_{10} \right] + \left[(h_{16} - h_{14}) \times m_{14} \right] / \eta_{kaz} [kW]$$

$$\text{Net iş çıkışı : } W_{1,net} = 1000 [MW]$$

Uygulama 2;

$$\text{Isı girişi : } \dot{Q}_{2,g} = \left[(h_{12} - h_{11}) \times m_{11} \right] + \left[(h_{17} - h_{15}) \times m_{15} \right] + \left[(h_{24} - h_{22}) \times m_{22} \right] / \eta_{kaz} [kW]$$

$$\text{Net iş çıkışı : } W_{2,net} = 1000 [MW]$$

Uygulama 3;

$$\text{Net iş çıkışı : } \dot{Q}_{3,g} = \left[(h_{15} - h_{14}) \times m_{14} \right] + \left[(h_{21} - h_{19}) \times m_{19} \right] + \left[(h_{29} - h_{27}) \times m_{27} \right] / \eta_{kaz} [kW]$$

$$\text{Net iş çıkışı : } W_{3,net} = 1000 [MW]$$

Uygulama 4;

$$\text{Net iş çıkışı : } \dot{Q}_{4,g} = \left[(h_{17} - h_{16}) \times m_{16} \right] + \left[(h_{23} - h_{21}) \times m_{21} \right] + \left[(h_{32} - h_{30}) \times m_{30} \right] / \eta_{kaz} [kW]$$

$$\text{Net iş çıkışı : } W_{4,net} = 1000 [MW]$$

Sistemlerin enerji verimlerinin, ısı oranlarının, besleme suyu giriş sıcaklıklarının, kondenser basınçlarının değişimi Çizelge 9.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 9.6 Farklı yükler altında sistemlerin enerji analizlerinin karşılaştırılması

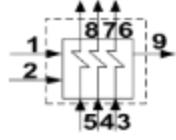
	Soma Termik Santrali			UYGULAMA 1			UYGULAMA 2			UYGULAMA 3			UYGULAMA 4		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Ana Buhar Debisi (kg/s)	65,86	99,37	136,04	387,50	585,80	792,31	338,19	513,09	696,04	348,96	533,00	728,61	361,60	555,48	740,87
Ana Buhar Basıncı (Bar)	69,26	103,77	139,26	129,24	194,57	262,50	146,66	221,30	300,00	145,12	220,37	300,00	141,74	215,98	300,00
Ana Buhar Sıcaklığı (C)	527,90	536,03	540,00	553,79	577,79	600,00	547,36	574,91	600,00	546,75	574,48	600,00	545,41	572,96	600,00
1. Ara Kızdırma Buhar Basıncı (Bar)	15,79	23,41	31,38	40,45	59,47	78,60	45,94	67,86	90,00	46,12	68,03	90,00	50,74	75,00	90,00
1. Ara Kızdırma Buhar Sıcaklığı (C)	540,00	540,00	540,00	610,00	610,00	610,00	620,00	620,00	620,00	620,00	620,00	620,00	620,00	620,00	620,00
2. Ara Kızdırma Buhar Basıncı (Bar)	-	-	-	-	-	-	14,07	20,53	27,00	14,14	20,58	27,00	14,80	21,75	27,00
2. Ara Kızdırma Buhar Sıcaklığı (C)	-	-	-	-	-	-	620,00	620,00	620,00	620,00	620,00	620,00	620,00	620,00	620,00
Güç Çıkışı (MW)	82,50	123,75	165,00	500,00	750,00	1000,00	500,00	750,00	1000,00	500,00	750,00	1000,00	500,00	750,00	1000,00
Besleme Suyu Kazan Giriş Sıcaklığı (C)	204,65	222,82	235,00	260,53	282,93	299,05	266,74	290,96	308,78	282,76	309,32	329,10	297,49	323,19	337,57
Termal Verim (%)	35,162	36,078	36,135	41,284	42,886	43,876	42,453	43,913	44,797	42,482	44,017	44,966	42,834	44,295	45,376
Termal Verim Değişimi (%)	-	-	-	6,122	6,81	7,741	7,291	7,835	8,662	7,32	7,939	8,831	7,672	8,217	9,241
Toplam Enerji Girişi (MW)	234,6	343,0	456,6	1211,1	1748,8	2279,1	1177,8	1707,9	2232,3	1177,0	1703,9	2223,9	1167,3	1693,2	2203,8
Özgül Isı Sarfıyatı(kJ/kWh)	10238,0	9978,2	9962,6	8720,0	8394,2	8204,9	8480,0	8197,9	8036,3	8474,2	8178,5	8006,0	8404,6	8127,4	7933,6
Kondenser Basıncı (kPa)	5,20	6,30	7,50	4,50	5,10	5,75	4,50	5,10	5,75	4,50	5,10	5,75	4,50	5,10	5,75

9.4.2 Ekserji Analizi

Sistemlerde bulunan ana bileşenlerin ekserji kayıp şeması Çizelge 9.7’de verilmiştir.

Çizelge 9.7 Ana bileşenlerin ekserji kayıpları

Kazan



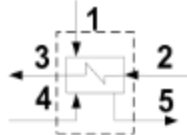
$$\Delta B_{ex,kazan} = B_{ex,1} + B_{ex,2} + B_{ex,3} + B_{ex,4} + B_{ex,5} - B_{ex,6} - B_{ex,7} - B_{ex,8} - B_{ex,9}$$

Türbin



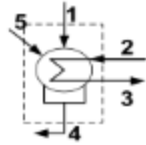
$$\Delta B_{ex,tür} = B_{ex,1} - B_{ex,2} - B_{ex,3} - W$$

Besleme suyu

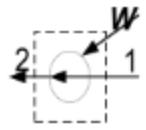


$$\Delta B_{ex,RH} = B_{ex,1} + B_{ex,2} + B_{ex,4} - B_{ex,3} - B_{ex,5}$$

Ön ısıtıcısı

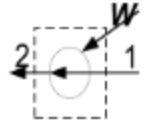


Kondenser



$$\Delta B_{ex,kon} = B_{ex,1} + B_{ex,2} + B_{ex,5} - B_{ex,4} - B_{ex,3}$$

Pompa



$$\Delta B_{ex,pom} = B_{ex,1} + W - B_{ex,2}$$

Sistemlerin ekserji analizini yapmak için aşağıda Çizelge 9.8’de özellikleri verilen kömür kullanılmıştır. Bu kömür değerleri Soma Termik Santrali’nde kullanılan kömür değerleridir[36].

Çizelge 9.8 Sistemlerde kullanılan kömürün özellikleri

Element	Simge	Birim	Değer
Karbon	C	%	42,75
Hidrojen	H	%	1,6
Oksijen	O	%	22,45
Nitrojen	N	%	0,5
Toplam Sülfür	S	%	0,6
Toplam Nem		%	20
Kül Oranı		%	45
Alt Isıl Değer		kJ/kg	8350

Kömürün Oksijen/karbon oranı 0,667'den küçük olduğu için, denklem 3.4'dan

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

kullanılarak kömür tarafından sisteme verilen ekserji miktarı bulunabilir. Yukarıdaki formül içerisinde nem bulunmayan kuru yakıtlar için geçerlidir. Eğer yakıtın içerisinde ne var ise, yakıtın kimyasal ekserjisi denklem 3.5;

$$B_{O,katı} = \varphi_{kuru} \{ (NKD_o)_{katı} + wh_{fg} \}$$

kullanılarak bulunur. Sisteme kömür tarafından verilen toplam ekserji miktarını bulmak için;

$$B_{ex,kömür} = B_{O,kömür} \times m_{kömür} \quad (9.2)$$

denklemini kullanılır.

Sistemlerin ekserji verimlerini bulmak için ise;

$$\eta_{II} = \frac{W_{net}}{B_{ex,kömür}} \quad (9.3)$$

denklemini kullanılmıştır. Çizelge 9.9, Çizelge 9.10, Çizelge 9.11, Çizelge 9.12, Çizelge 9.13'de santrallerin farklı yükler altında toplam ekserji girdisi, kömür tüketimi, ekserji verimleri ve bileşenlerde kaybolan ekserjileri gösterilmiştir.

Çizelge 9.9 Soma Termik Santralinin ekserji analizi

Soma Termik Santrali						
	50%		75%		100%	
Santral Kapasitesi (%)						
Ekserji Girişi (kW)	268961,06		393202,27		523440,96	
Kömür Tüketimi (kg/s)	28,09		41,07		54,68	
Güç Çıkışı (kW)	82500		123750		165000	
Ekserji Verimi (%)	%30,673		%31,472		%31,522	
Sistem Ekserji Kaybı (kW)	186461,06		269452,27		358440,96	
	Ekserji Bozunum[kW]	%	Ekserji Bozunum[kW]	%	Ekserji Bozunum[kW]	%
Kazan (kW)	173223,27	92,06%	248050,35	91,00%	326185,41	92,90%
Yüksek Basınç Türbini (kW)	2245,94	1,24%	3351,1	1,25%	4479,87	1,20%
Orta Basınç Türbini (kW)	3273,29	1,80%	4863,18	1,82%	6535,54	1,76%
Alçak Basınç Türbini (kW)	3661,16	2,07%	5585,46	2,11%	7579,7	1,96%
Kazan Besleme Suyu Pompası Türbini (kW)	-	-	-	-	-	-
Kondenser (kW)	2041,56	1,50%	4029,57	1,93%	6927,99	1,09%
Besleme Suyu Ön Isıtıcısı (kW)	1225,12	0,75%	2031,87	0,95%	3391,15	0,66%
Desüperheater (kW)	-	-	-	-	-	-
Degazör (kW)	298,12	0,18%	478,78	0,22%	781,24	0,16%
Pompa (kW)	238,14	0,08%	214,06	0,12%	437,54	0,13%
Boru (kW)	254,46	0,31%	847,9	0,59%	2122,47	0,14%
Toplam	186461,06	100%	269452,27	100%	358440,91	100%

Çizelge 9.10 Uygulama 1 ekserji analizi

Santral Kapasitesi (%)	Uygulama 1					
	50%		75%		100%	
	Ekserji Bozunum[kW]	%	Ekserji Bozunum[kW]	%	Ekserji Bozunum[kW]	%
Ekserji Girişi (kW)	1388337,46		2004713,02		2612649,63	
Kömür Tüketimi (kg/s)	145,04		209,43		272,95	
Güç Çıkışı (kW)	500000		750000		1000000	
Ekserji Verimi (%)	36,014%		37,412%		38,275%	
Sistem Ekserji Kaybı (kW)	888337,46		1254713,02		1612649,63	
Kazan (kW)	827412,57	92,58%	1161631,06	91,96%	1483033,37	93,14%
Yüksek Basınç Türbini (kW)	7126,36	0,85%	10717,61	0,89%	14416,46	0,80%
Orta Basınç Türbini (kW)	15009,31	1,75%	21997,82	1,80%	28984,8	1,69%
Alçak Basınç Türbini (kW)	17059,08	2,04%	25585,84	2,11%	34001,93	1,92%
Kazan Besleme Suyu Pompası Türbini (kW)	-	-	-	-	-	-
Kondenser (kW)	6153,03	0,94%	11739,32	1,16%	18765,07	0,69%
Besleme Suyu Ön Isıtıcısı (kW)	10507,15	1,40%	17613,35	1,59%	25634,84	1,18%
Desüperheater (kW)	-	-	-	-	-	-
Degazör (kW)	1372,04	0,18%	2199,38	0,19%	3139,35	0,15%
Pompa (kW)	3510,18	0,23%	2834,93	0,25%	3974,65	0,40%
Boru (kW)	187,74	0,03%	393,71	0,04%	699,16	0,02%
Toplam	888337,46	100%	1254713,02	100%	1612649,63	100%

Çizelge 9.11 Uygulama 2 ekserji analizi

	Uygulama 2					
	50%		75%		100%	
Santral Kapasitesi (%)	1350133,11		1957833,07		2558964,93	
Ekserji Girişi (kW)	141,05		204,54		267,34	
Kömür Tüketimi (kg/s)	500000		750000		1000000	
Güç Çıkışı (kW)	37,033%		38,308%		39,078%	
Ekserji Verimi (%)	850133,11		1207833,07		1558964,93	
Sistem Ekserji Kaybı (kW)						
	Ekserji Bozunum[kW]	%	Ekserji Bozunum[kW]	%	Ekserji Bozunum[kW]	%
Kazan (kW)	792061,65	92,72%	1119872,18	92,02%	1434566,47	93,17%
Yüksek Basınç Türbini (kW)	5973,26	0,74%	8958,92	0,77%	12032,09	0,70%
Orta Basınç Türbini (kW)	12388,67	1,51%	18245,19	1,55%	24134,59	1,46%
Alçak Basınç Türbini (kW)	17427,74	2,19%	26394,29	2,27%	35340,03	2,05%
Kazan Besleme Suyu Pompası Türbini (kW)	-	-	-	-	-	-
Kondenser (kW)	5767,38	0,92%	11148,79	1,15%	17991,11	0,68%
Besleme Suyu Ön Isıtıcısı (kW)	11490,35	1,46%	17622,7	1,71%	26694,8	1,35%
Desüperheater (kW)	-	-	-	-	-	-
Degazör (kW)	1439,94	0,20%	2433,51	0,23%	3613,41	0,17%
Pompa (kW)	3402,77	0,23%	2755,77	0,25%	3881,15	0,40%
Boru (kW)	181,35	0,03%	401,72	0,05%	711,28	0,02%
Toplam	850133,11	100%	1207833,07	100%	1558964,93	100%

Çizelge 9.12 Uygulama 3 ekserji analizi

	Uygulama 3					
	50%		75%		100%	
Santral Kapasitesi (%)						
Ekserji Girişi (kW)	1349201,56		1953200,65		2549338,34	
Kömür Tüketimi (kg/s)	140,91		204,05		266,33	
Güç Çıkışı (kW)	500000		750000		1000000	
Ekserji Verimi (%)	0,370589551		0,383985127		0,392258644	
Sistem Ekserji Kaybı (kW)	849201,56		1203200,65		1549338,34	
	Ekserji Bozunum[kW]	%	Ekserji Bozunum[kW]	%	Ekserji Bozunum[kW]	%
Kazan (kW)	790222,98	92,51%	1113135,58	91,89%	1423660,2	93,05%
Yüksek Basınç Türbini (kW)	6090,09	0,77%	9231,34	0,81%	12555,08	0,72%
Orta Basınç Türbini (kW)	10824,47	1,32%	15933,65	1,36%	21045,9	1,27%
Alçak Basınç Türbini (kW)	19634,31	2,45%	29525,24	2,54%	39330,67	2,31%
Kazan Besleme Suyu Pompası Türbini (kW)	-	-	-	-	-	-
Kondenser (kW)	5791,68	0,92%	11123,86	1,15%	17848,14	0,68%
Besleme Suyu Ön Isıtıcısı (kW)	11760,12	1,59%	19113,88	1,77%	27348,12	1,38%
Desüperheater (kW)	-	-	-	-	-	-
Degazör (kW)	1085,47	0,15%	1827,44	0,17%	2697,09	0,13%
Pompa (kW)	3600,89	0,24%	2872	0,26%	4048,25	0,42%
Boru (kW)	191,55	0,04%	437,66	0,05%	804,89	0,02%
Toplam	849201,56	100%	1203200,65	100%	1549338,34	100%

Çizelge 9.13 Uygulama 4 ekserji analizi

Santral Kapasitesi (%)	Uygulama 4			
	50%	75%	100%	
Ekserji Girişi (kW)	1338125,41	1940976,18	2526274,19	
Kömür Tüketimi (kg/s)	139,79	202,77	262,92	
Güç Çıkışı (kW)	500000	750000	1000000	
Ekserji Verimi (%)	0,373657055	0,386403505	0,395839851	
Sistem Ekserji Kaybı (kW)	838125,41	1190976,18	1526274,19	
	Ekserji Bozunum[kW]	Ekserji Bozunum[kW]	Ekserji Bozunum[kW]	%
Kazan (kW)	778348,49	1098799,74	1402575,22	92,87%
Yüksek Basınç Türbini (kW)	5604,23	8579,55	12764,06	0,67%
Orta Basınç Türbini (kW)	11087,24	16374,51	20500,62	1,32%
Alçak Basınç Türbini (kW)	17877,36	27233,15	36207,29	2,13%
Kazan Besleme Suyu Pompası Türbini (kW)	1785,63	2322,4	3063,23	0,21%
Kondenser (kW)	5658,95	10909,14	17628,17	0,68%
Besleme Suyu Ön Isıtıcısı (kW)	10440,5	18343,74	22873,95	1,25%
Desüperheater (kW)	1596,95	2114,21	2814,86	0,19%
Degazör (kW)	1701,37	2852,1	2923,29	0,20%
Pompa (kW)	3822,57	3002,74	4109,01	0,46%
Boru (kW)	202,12	444,9	814,49	0,02%
Toplam	838125,41	1190976,18	1526274,19	100%

9.4.3 Ekonomik Analiz

Bu bölümde Uygulama 1, Uygulama 2, Uygulama 3 ve Uygulama 4'ün ekonomik analizleri yapılmıştır. Farklı yükler altında, kömür fiyatı ve yıllık işletme saati değişkenleriyle ekonomik analizleri karşılaştırılmıştır. Ekonomik analiz aşağıdaki denklemler kullanılarak yapılmıştır[26],[30],[31];

Elektrik fiyatı(COE);

$$COE = \frac{C_F + C_I + C_{OM}}{N \cdot t} [\$/MWh] \quad (9.4)$$

Yıllık yakıt gideri (C_F);

$$C_F = \frac{m_{coal} \cdot 3600 \cdot t \cdot F}{1000} [\$/\text{yıl}] \quad (9.5)$$

Yıllık yatırım gideri(C_I);

$$C_I = CRF \cdot CC \cdot (1+i) [\$/\text{yıl}] \quad (9.6)$$

Geri kazanım faktörü (CRF);

$$CRF = \left[k \cdot (1+k)^n \right] / \left[(1+k)^n - 1 \right] \quad (9.7)$$

Bakım ve onarım gideri(C_{OM});

$$C_{OM} = \gamma \cdot CC [\$/\text{yıl}] \quad (9.8)$$

Buradaki N santralin güç çıkışı(MW), t yıllık çalışma saati, F kömür fiyatı(\$/ton), CC yatırım maliyeti(\$), r iskonto oranı, i inşaat süresince faiz oranı, n santral ömrü(yıl), γ yıllık bakım ve onarım oranıdır. Sistemlerin Amortisman Süresi hesabı ise;

$$Amortisman_Süresi = \frac{Yatırım_Maliyeti_Farkı(\$/kW) \times 1000000}{Yıllık_Kömür_Tüketimi_Farkı(ton / yıl) \times Kömür_Fiyatı(\$/ton)} \quad (9.9)$$

denklemleri kullanılarak bulunmuştur.

Aşağıdaki Çizelge 9.14’de 750 MW gücündeki süperkritik ve Ultra-süperkritik termik santrallerin kW’a bağlı yatırım maliyetleri (CC) verilmiştir.

Çizelge 9.14 750 MW gücündeki santrallerin yatırım maliyeti[9]

	Süperkritik	USC	A-USC
Yatırım Maliyeti (CC) (\$/kW)	1950	1980	2150

Herhangi bir güçteki bir santralin yatırım maliyetini 750 MW güçteki santrale göre hesaplamak için;

$$A = A_{750} (MW / 750)^{0,7} \quad (9.10)$$

Ampirik formül kullanılır. Burdaki A_{750} 750 MW gücündeki santralin yatırım maliyeti (M\$) değeridir. 2. Ara kızdırma maliyeti 40 M\$, bir adet besleme suyu ısıtıcı maliyeti 1,1 M\$,bir adet desüperhiter maliyeti ise 1,08 M\$ olarak alınmıştır. Besleme suyu pompa türbin maliyeti ise aşağıdaki denklem kullanılarak bulunmuştur[45].

$$C_{BT} = 6000 \cdot W_{BT}^{0,7} \quad (9.11)$$

Besleme suyu pompası türbininin kullandığı güç 31331 kW olduğuna göre, türbin maliyeti 8,42 M\$ olarak bulunmuştur. Aşağıdaki Çizelge 9.15 santrallerin yatırım maliyetlerini göstermektedir.

Çizelge 9.15 1000 MW gücündeki santrallerin yatırım maliyetleri

	Uygulama 1	Uygulama 2	Uygulama 3	Uygulama 4
Yatırım Maliyeti (CC) (\$/kW)	1788,76	1857,1	1860,4	1870,98

Santrallerin ekonomik analizi yapılırken farklı yüklemeler altında kömür fiyatının 37,14 \$ ile 8,57 \$/ton ve yıllık işletme saatinin 5900 saat ve 8760 saat arasındaki değişimine göre incelenmiştir. Çizelge 9.16 bu analizler yapılırken sabit kabul edilen değerleri göstermektedir.

Çizelge 9.16 Ekonomik analiz sabit parametreleri

Parametre	Değer
Ana Para Geri Kazanım Faktörü(RCF)	0,124143657
İskonto Oranı	0,12
Faiz Oranı	0,1
Bakım ve Onarım Oranı(γ)	0,04
Santral Ömrü (yıl)	30

Çizelge 9.17 santralin yıllık tam kapasite altında (8760 saat), Çizelge 9.18 santralin yıllık 0,9 kapasite altında (7900 saat), Çizelge 9.19 santralin yıllık 0,78 kapasite altında (6900 saat) ve Çizelge 9.20 santralin yıllık 0,67 kapasite altında (5900 saat) farklı kömür fiyatlarına göre elektrik üretim fiyatı sonuçlarını göstermektedir. Çizelgelerdeki amortisman değerlerinde, Uygulama 2'nin amortisman değeri Uygulama 1'e göre, Uygulama 3'ün amortisman değeri Uygulama 2'ye göre, Uygulama 4'ün amortisman değeri ise Uygulama 3'e göre alınmıştır. Ayrıca sistemlerin farklı yükleme ve kömür fiyatlarına göre elektrik üretim fiyatı ve amortisman süreleri diyagramları Şekil 9.11, Şekil 9.12, Şekil 9.13, Şekil 9.14, Şekil 9.15, Şekil 9.16, Şekil 9.17 ve Şekil 9.18'de verilmiştir.

Çizelge 9.17 Santralin yıllık 8760 saat çalışma altında elektrik üretim fiyatı ve amortisman süreleri

Santral Kapasitesi (%)	Uygulama 1			Uygulama 2			Uygulama 3			Uygulama 4		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Elektrik Üretim Fiyatı (\$/MWh)												
Kömür fiyatı (\$/ton)												
37,14	110,9	85,41	72,55	112,58	86,37	73,17	112,67	86,37	73,11	112,8	86,43	72,86
28,57	101,9	76,79	64,13	103,87	77,96	64,93	103,98	77,98	64,89	104,18	78,09	64,75
20	92,99	68,18	55,71	95,171	69,54	56,68	95,284	69,58	56,67	95,549	69,75	56,64
8,57	81,06	56,69	44,47	83,563	58,32	45,68	83,688	58,39	45,71	84,045	58,62	45,82
Amortisman Süresi (yıl)												
Kömür fiyatı (\$/ton)												
37,14	-	-	-	14,624	11,932	10,401	20,125	5,750	2,790	8,065	7,057	2,649
28,57	-	-	-	19,010	15,511	13,521	26,162	7,475	3,626	10,485	9,174	3,444
20	-	-	-	27,156	22,158	19,314	37,372	10,678	5,180	14,977	13,105	4,919
8,57	-	-	-	63,375	51,710	45,074	87,216	24,919	12,089	34,953	30,584	11,480

Çizelge 9.18 Santralin yıllık 7900 saat çalışma altında elektrik üretim fiyatı ve amortisman süreleri

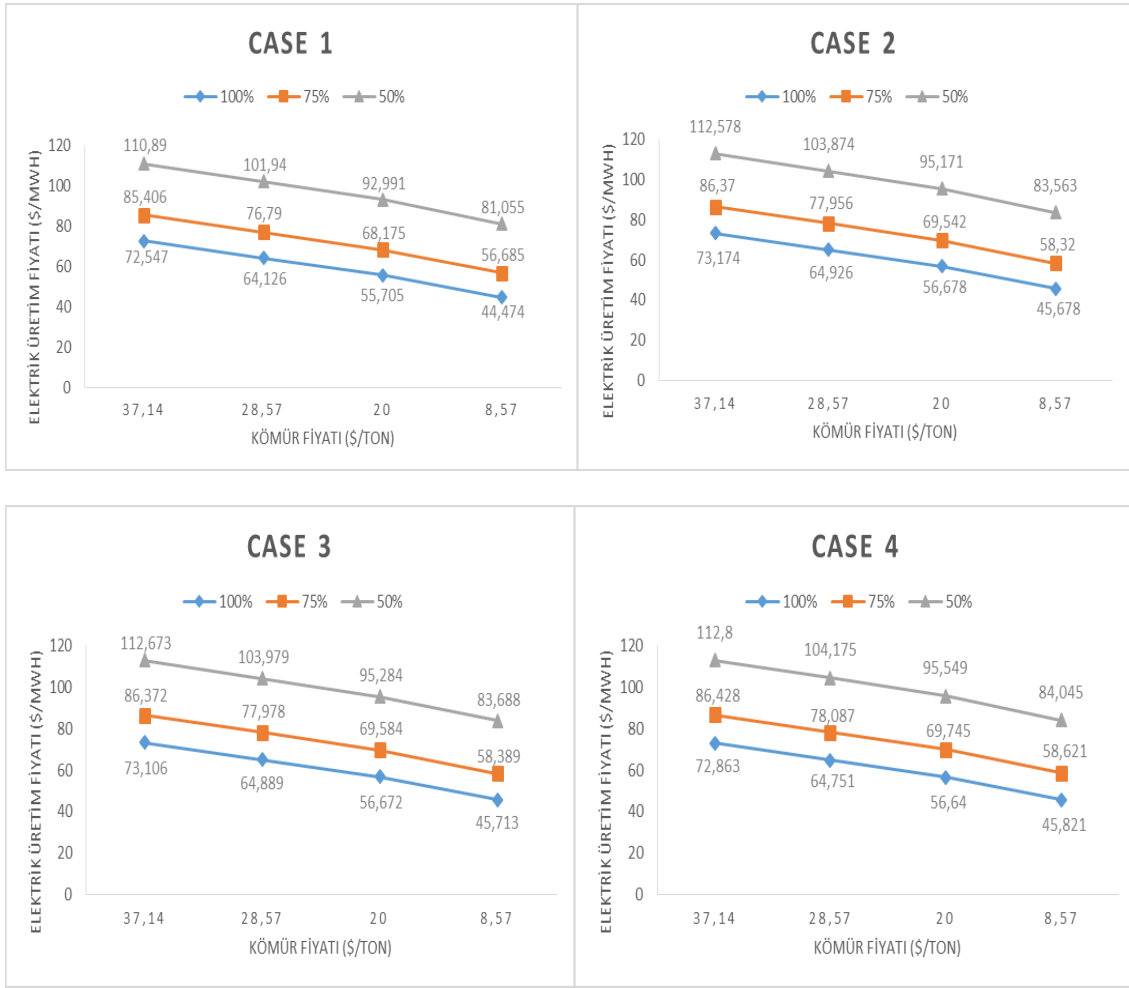
Santral Kapasitesi (%)	Uygulama 1			Uygulama 2			Uygulama 3			Uygulama 4		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Elektrik Üretim Fiyatı (\$/MWh)												
Kömür fiyatı (\$/ton)												
37,14	118,74	90,64	76,47	120,73	91,8	77,25	120,84	91,81	77,19	121,01	91,9	76,97
28,57	109,79	82,02	68,05	112,02	83,39	69	112,14	83,42	68,97	112,39	83,56	68,86
20	100,84	73,41	59,63	103,32	74,98	60,75	103,45	75,03	60,75	103,76	75,22	60,75
8,57	88,904	61,92	48,4	91,712	63,75	49,75	91,851	63,83	49,8	92,255	64,09	49,93
Amortisman Süresi (yıl)												
Kömür fiyatı (\$/ton)												
37,14	-	-	-	16,216	13,231	11,533	22,316	6,376	3,093	8,943	7,825	2,937
28,57	-	-	-	21,080	17,200	14,992	29,010	8,289	4,021	11,626	10,173	3,818
20	-	-	-	30,112	24,570	21,417	41,441	11,840	5,744	16,608	14,532	5,455
8,57	-	-	-	70,274	57,340	49,981	96,711	27,632	13,405	38,758	33,913	12,730

Çizelge 9.19 Santralin yıllık 6900 saat çalışma altında elektrik üretim fiyatı ve amortisman süreleri

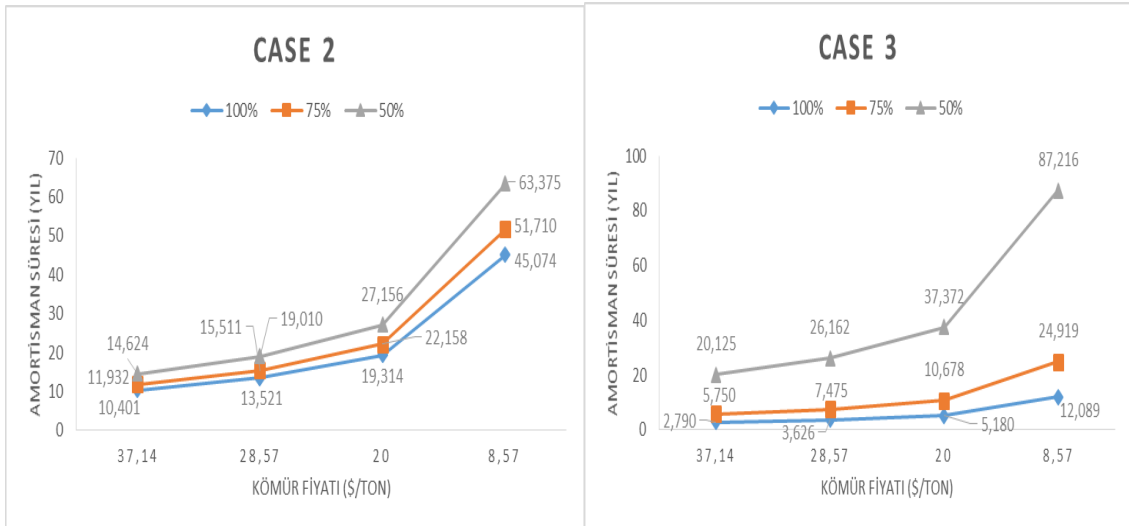
Santral Kapasitesi (%)	Uygulama 1			Uygulama 2			Uygulama 3			Uygulama 4		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Kömür fiyatı (\$/ton)	Elektrik Üretim Fiyatı (\$/MWh)											
37,14	130,33	98,36	82,27	132,76	99,82	83,26	132,89	99,85	83,21	133,13	99,98	83,03
28,57	121,38	89,75	73,84	124,05	91,41	75,02	124,19	91,46	75	124,51	91,64	74,92
20	112,43	81,13	65,42	115,35	83	66,77	115,5	83,06	66,78	115,88	83,3	66,81
8,57	100,49	69,64	54,19	103,74	71,77	55,77	103,9	71,87	55,82	104,38	72,17	55,99
Kömür fiyatı (\$/ton)	Amortisman Süresi (yıl)											
37,14	-	-	-	18,566	15,149	13,204	25,550	7,300	3,542	10,239	8,959	3,363
28,57	-	-	-	24,135	19,693	17,165	33,214	9,490	4,604	13,311	11,647	4,372
20	-	-	-	34,476	28,131	24,521	47,447	13,556	6,577	19,015	16,638	6,245
8,57	-	-	-	80,458	65,650	57,224	110,727	31,636	15,348	44,375	38,828	14,575

Çizelge 9.20 Santralin yıllık 5900 saat çalışma altında elektrik üretim fiyatı ve amortisman süreleri

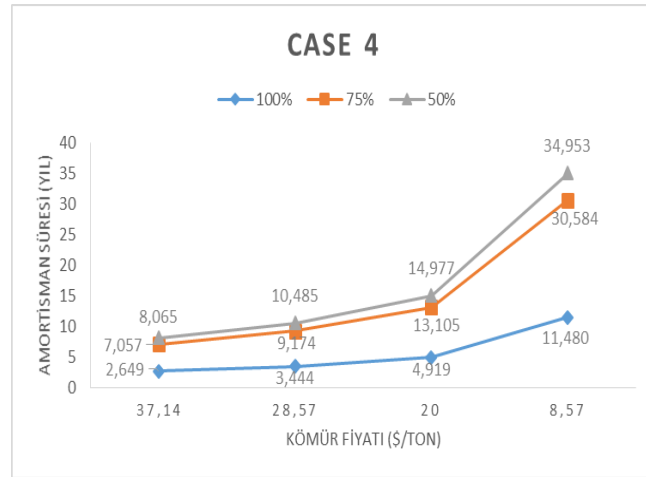
Santral Kapasitesi (%)	Uygulama 1			Uygulama 2			Uygulama 3			Uygulama 4		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Elektrik Üretim Fiyatı (\$/MWh)												
Kömür fiyatı (\$/ton)												
37,14	145,84	108,71	90,02	148,87	110,56	91,32	149,03	110,61	91,28	149,36	110,8	91,14
28,57	136,89	100,09	81,6	140,16	102,15	83,07	140,33	102,21	83,07	140,73	102,46	83,03
20	127,94	91,477	73,18	131,46	93,734	74,82	131,64	93,819	74,85	132,11	94,118	74,92
8,57	116,01	79,987	61,95	119,85	82,512	63,82	120,04	82,624	63,89	120,6	82,993	64,1
Amortisman Süresi (yıl)												
Kömür fiyatı (\$/ton)												
37,14	-	-	-	21,712	17,716	15,442	29,881	8,537	4,142	11,975	10,478	3,933
28,57	-	-	-	28,225	23,030	20,075	38,844	11,098	5,384	15,567	13,621	5,113
20	-	-	-	40,320	32,899	28,677	55,488	15,854	7,691	22,237	19,458	7,304
8,57	-	-	-	94,095	76,777	66,923	129,494	36,998	17,950	51,896	45,409	17,045



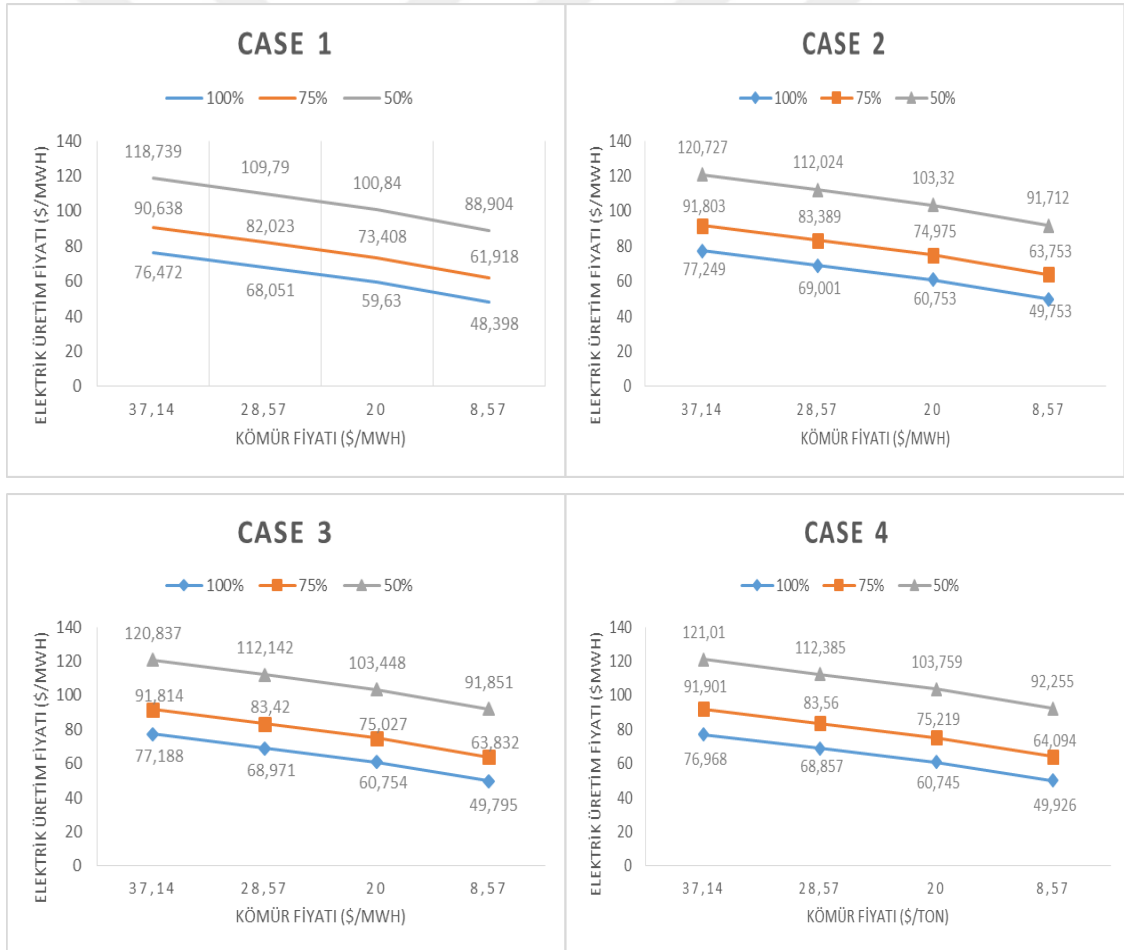
Şekil 9.11 Sistemlerin yıllık 8760 saat çalışması durumunda kömür fiyatına bağlı olarak elektrik üretim fiyatı değişim grafikleri



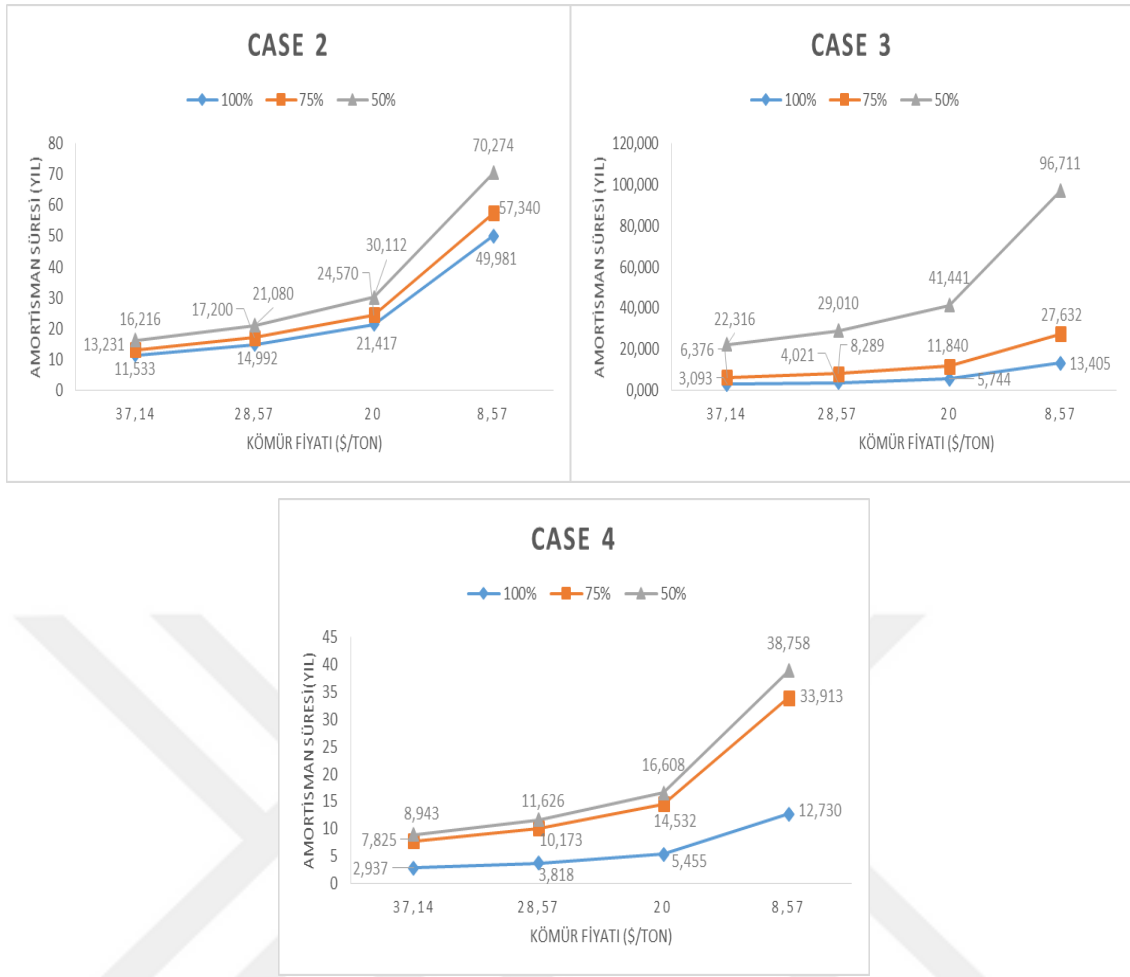
Şekil 9.12 Sistemlerin yıllık 8760 saat çalışması durumunda Uygulama 2'nin Uygulama 1'e, Uygulama 3'ün Uygulama 2'ye, Uygulama 4'ün Uygulama 3'e göre kömür fiyatına bağlı amortisman sürelerinin değişim grafikleri



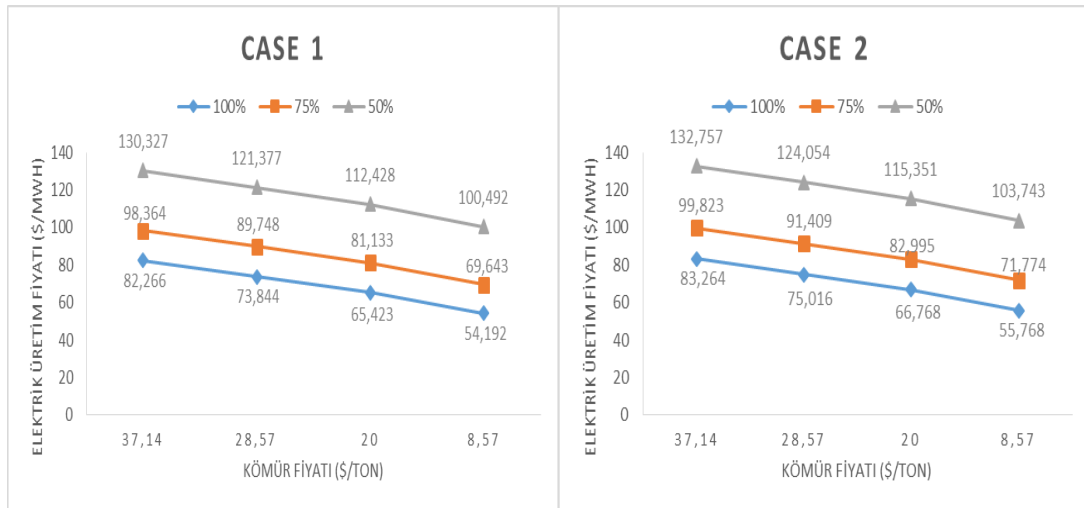
Şekil 9.12 Sistemlerin yıllık 8760 saat çalışması durumunda Uygulama 2'nin Uygulama 1'e, Uygulama 3'ün Uygulama 2'ye, Uygulama 4'ün Uygulama 3'e göre kömür fiyatına bağlı amortisman sürelerinin değişim grafikleri (Devamı)



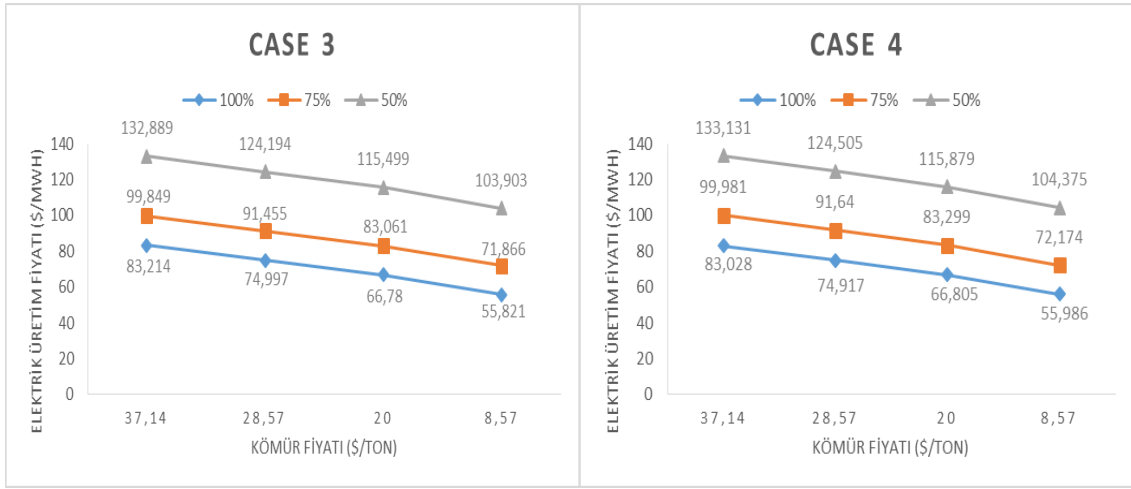
Şekil 9.13 Sistemlerin yıllık 7900 saat çalışması durumunda kömür fiyatına bağlı olarak elektrik üretim fiyatı değişim grafikleri



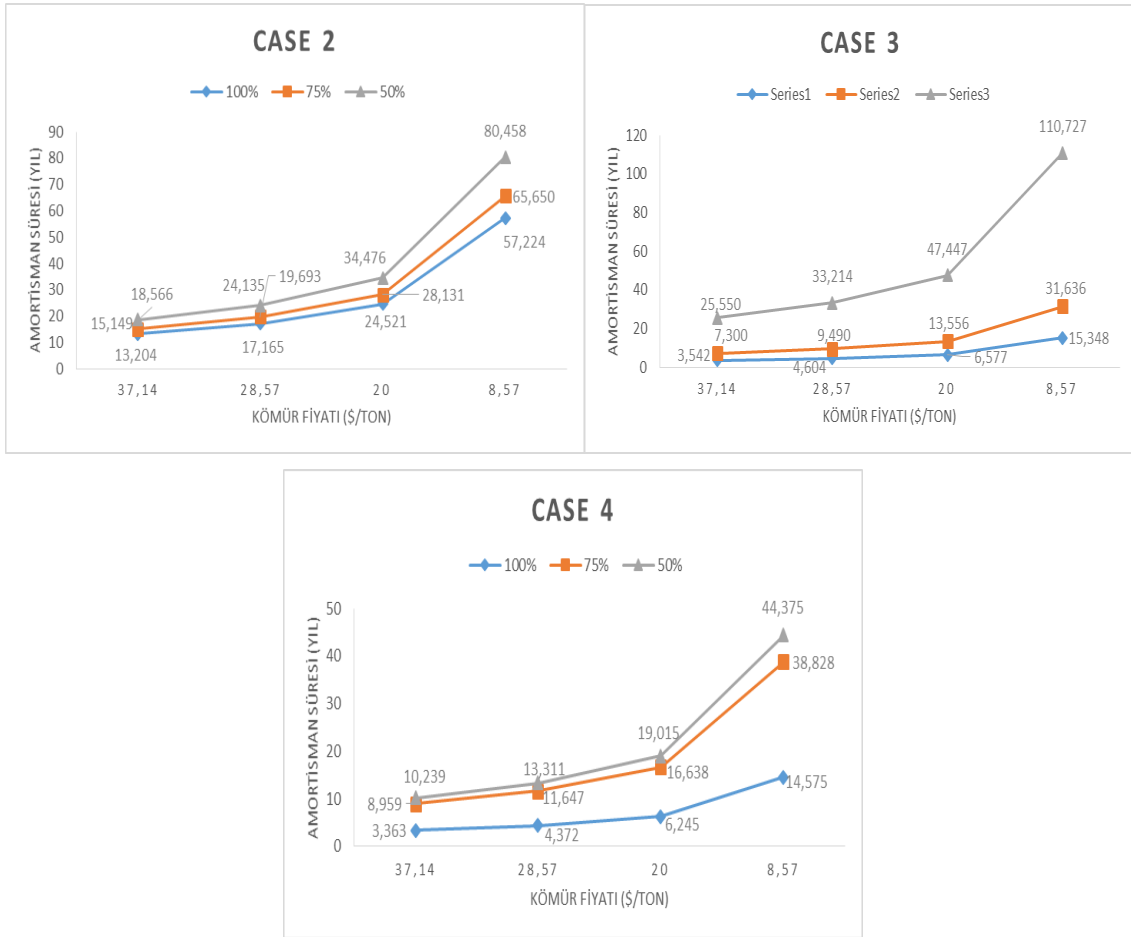
Şekil 9.14 Sistemlerin yıllık 7900 saat çalışması durumunda Uygulama 2'nin Uygulama 1'e, Uygulama 3'ün Uygulama 2'ye, Uygulama 4'ün Uygulama 3'e göre kömür fiyatına bağlı amortisman sürelerinin değişim grafikleri



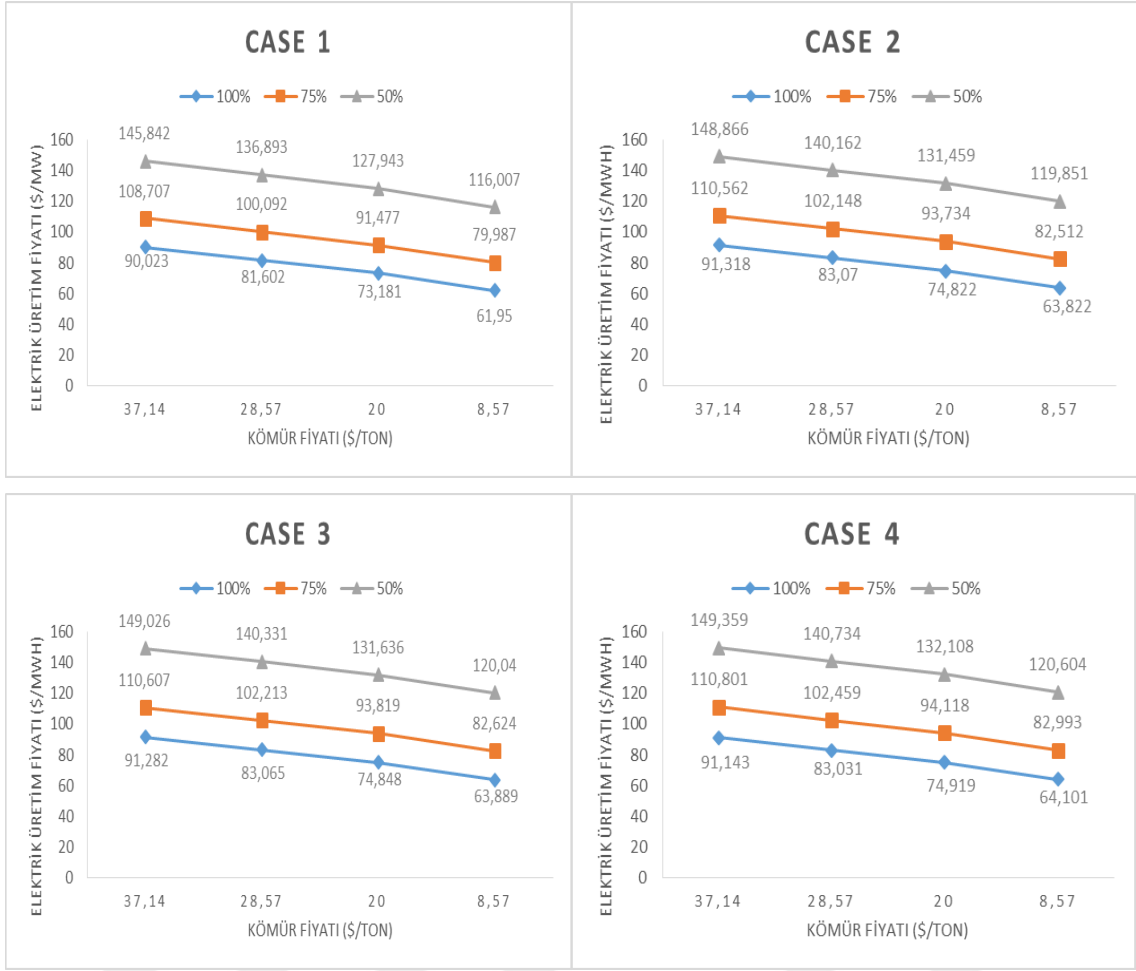
Şekil 9.15 : Sistemlerin yıllık 6900 saat çalışması durumunda kömür fiyatına bağlı olarak elektrik üretim fiyatı değişim grafikleri



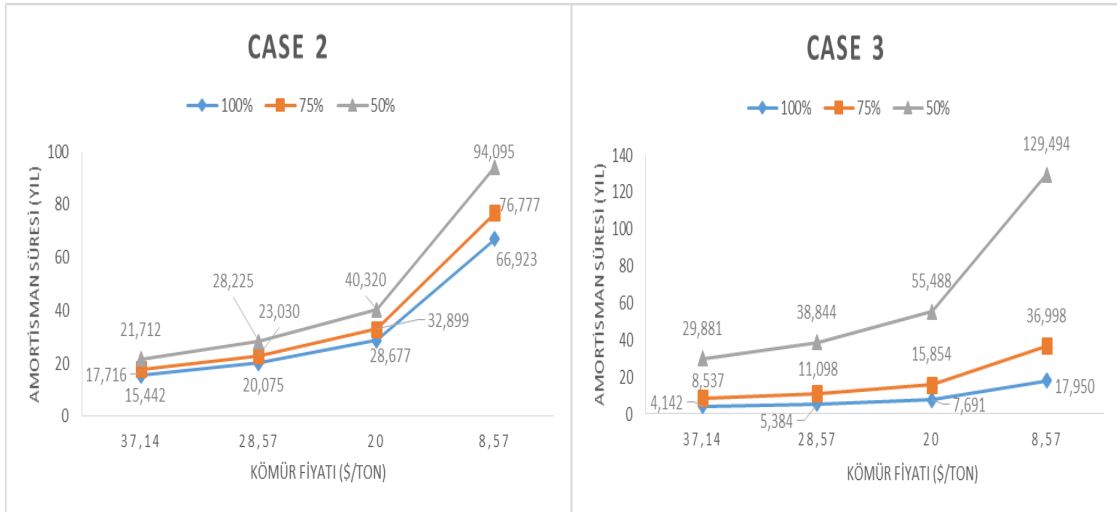
Şekil 9.15 Sistemlerin yıllık 6900 saat çalışması durumunda kömür fiyatına bağlı olarak elektrik üretim fiyatı değişim grafikleri (Devamı)



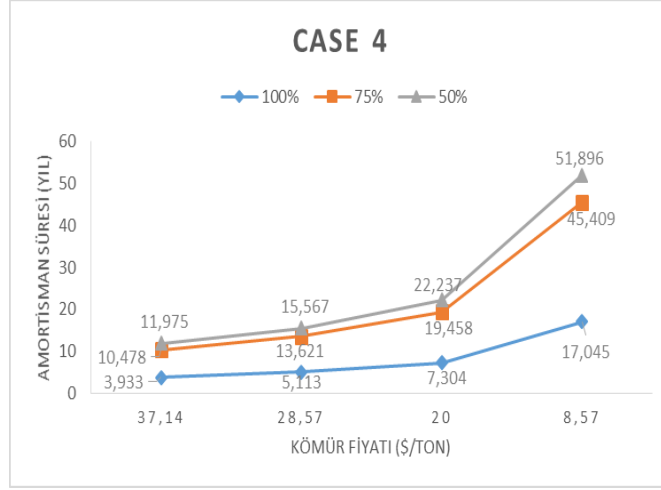
Şekil 9.16 Sistemlerin yıllık 6900 saat çalışması durumunda Uygulama 2'nin Uygulama 1'e, Uygulama 3'ün Uygulama 2'ye, Uygulama 4'ün Uygulama 3'e göre kömür fiyatına bağlı amortisman sürelerinin değişim grafikleri



Şekil 9.17 Sistemlerin yıllık 5900 saat çalışması durumunda kömür fiyatına bağlı olarak elektrik üretim fiyatı değişim grafikleri



Şekil 9.18 Sistemlerin yıllık 5900 saat çalışması durumunda Uygulama 2'nin Uygulama 1'e, Uygulama 3'ün Uygulama 2'ye, Uygulama 4'ün Uygulama 3'e göre kömür fiyatına bağlı amortisman sürelerinin değişim grafikleri



Şekil 9.18 Sistemlerin yıllık 5900 saat çalışması durumunda Uygulama 2'nin Uygulama 1'e, Uygulama 3'ün Uygulama 2'ye, Uygulama 4'ün Uygulama 3'e göre kömür fiyatına bağlı amortisman sürelerinin değişim grafikleri (Devamı)

Grafikler ve çizelgeler incelendiğinde, yüksek yatırım maliyetine sahip ekipmanların eklenmesi santralin yıllık çalışma saatinin ve kömür fiyatının yüksek olması durumunda amortisman süresine olumlu etki ederken, kömür fiyatının ve yıllık çalışma saatinin düşmesiyle ekipmanların amortisman süresi artar ve ekonomik olarak olumsuz etki eder.

SONUÇ VE ÖNERİLER

İnsan nüfusunun artması, teknolojinin hızla gelişmesi gibi sebeplerden doğan enerji ihtiyacının, günümüz kaynakları tarafından aynı hızla karşılanamaması nedeniyle enerjinin verimli kullanılması gün geçtikçe daha da önemli hale gelmiştir.

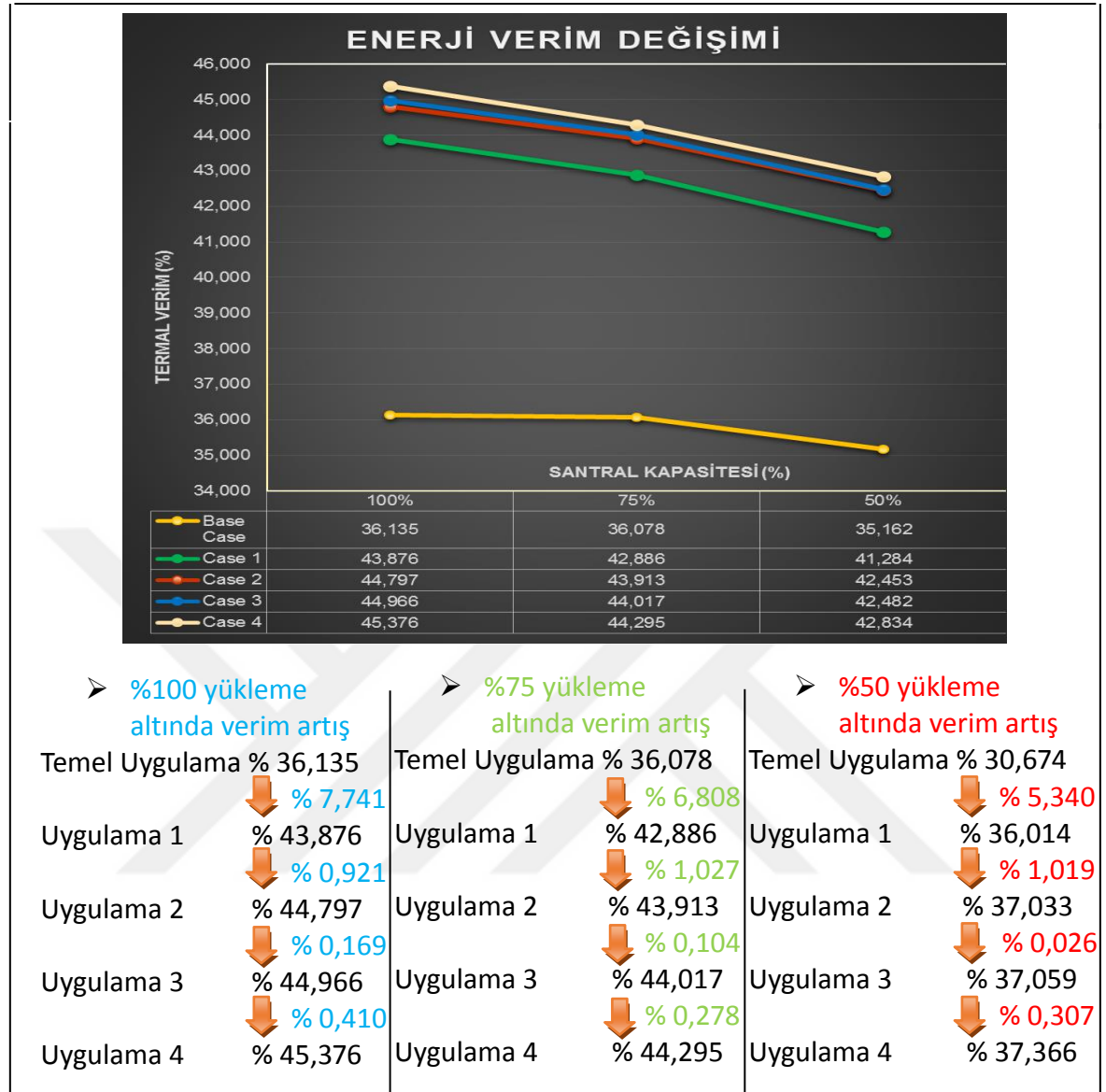
Türkiye için fosil yakıtlı termik santraller vazgeçilmezdir, fakat bu santraller kurulurken doğalgaz yakıtlı olarak değil, ülkemizde rezervi bol miktarda bulunan linyit kömür yakıtlı olması gerekmektedir.

Buharlı güç çevrimindeki verim arttırma çalışmalarının artmasından ve santralde yüksek sıcaklıkta ve basınçta kullanılabilecek malzemelerin gün geçtikçe ucuzlamasından dolayı, Türkiye’de süperkritik veya Ultra-süperkritik buhar şartlarına sahip kömür yakıtlı termik santraller tercih edilmelidir. Bu santrallerin işletim ve bakım zorluklarının fazla olmasına rağmen uygun kurulum teknikleri ve eğitilmiş eleman kullanılmasıyla bu zorluklarla kolaylıkla baş edilebilir. Ayrıca kritik-üstü santraller, kritik-altı santrallere göre daha yüksek enerji ve ekserji verimine sahiptir.

İleriki yıllarda, CO₂ salınımının artmasından dolayı küresel ısınma etkileri daha da fazla artacaktır. Bu etkileri azaltmak ve ileride uygulamaya girecek yasalara uyum sağlamak için, enerji ve ekserji verimleri ikinci plana atılabilir. Çünkü, bu yasalara uymamak yüksek sorumluluklar getirecektir.

Bu çalışmada, beş adet kömür yakıtlı termik santralin farklı yüklemeler altında enerji, ekserji ve ekonomik analizi yapılmıştır. Bu santrallerden bir tanesi kritik-altı (Soma Termik Santrali), bir tanesi süper-kritik ve üç tanesi Ultra-süperkritik olarak seçilmiştir. Elde edilen sonuçlar:

•Enerji verimlerinin karşılaştırılması;



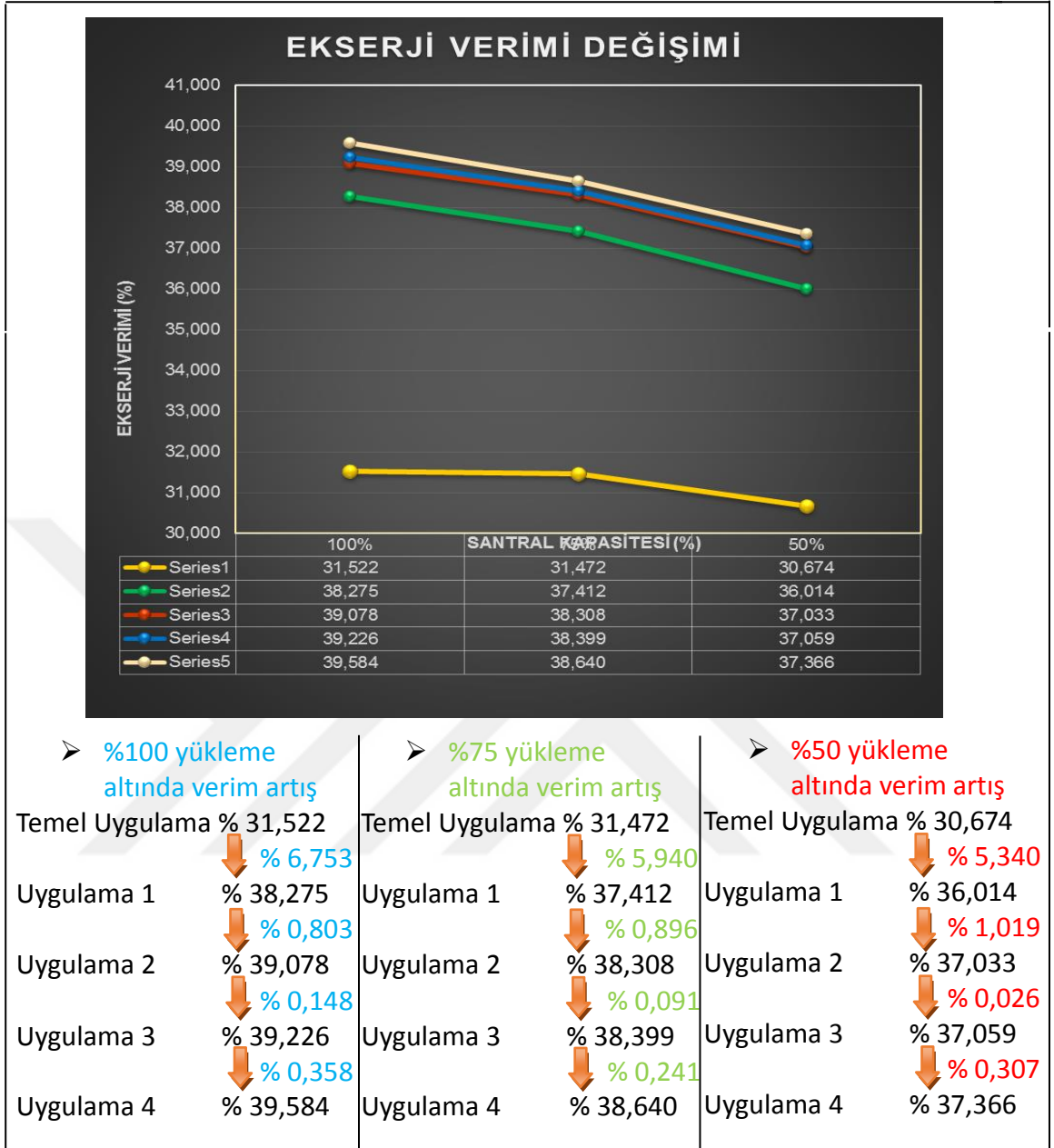
Şekil 10.1 Sistemlerin enerji verimlerinin karşılaştırılması

- Sistemlerin enerji verimleri değerlendirildiğinde, santralin buhar parametrelerini kritik-altı değerlerinden, kritik-üstü değerlerine çıkarmak santralin verimin %7,741 arttırmıştır. Bu verim artışında, kondenser basıncının 7,50 kPa'dan 5,75 kPa'a düşülmesinin de etkisi vardır. Ayrıca kazan besleme suyu giriş sıcaklığı, Soma Termik Santralin'de 235 °C iken, Uygulama 1'de kazan besleme suyu sıcaklığı 299,05 °C'ye çıkmıştır.
- Sisteme 2. Ara kızdırma bölgesinin, 1 adet ABI'sı eklenmesi ve buhar parametrelerinin Ultra-süperkritik değere çıkarılmasıyla Uygulama 2 oluşturulmuş ve santralin verimi Uygulama 1'e göre %0,921 artmıştır. Ayrıca,

santralin %75 kapasite altında çalışması durumunda, Uygulama 2 santralinin verimi Uygulama 1 santraline göre %1,027, %50 kapasite altında çalışması durumunda ise %1,169 artmıştır. Uygulama 2 santralinin kazan besleme suyu giriş sıcaklığı 308,78 °C çıkmıştır.

- Uygulama 2 santraline, 2 adet YBI'sı ve 1 adet ABI'sı eklenmesiyle Uygulama 3 santrali oluşturulmuş ve santralin verimi %0,169 artmıştır. Santralin %75 kapasite altında çalışması durumunda enerji verimi Uygulama 2 santraline göre %0,104, %50 kapasite altına çalışması durumunda ise %0,029 artmıştır. Yeni besleme suyu ısıtıcıların eklenmesi kazan besleme suyu sıcaklığının 20,32 °C artmasını sağlamıştır.
- Uygulama 3 sistemine ara kızdırma bölgesinden sonra besleme suyu ısıtıcıları için çekilen buharın yüksek sıcaklığını kullanmak için 2 adet desüperhiter ve degazörden sonraki besleme suyu pompasının enerji ihtiyacını karşılaması içinde 1 adet türbin eklenerek, Uygulama 4 oluşturulmuştur. Uygulama 4 sisteminin verimi yeni eklenen ekipmanlarla birlikte %45,376 olmuştur ve Uygulama 3 santraline göre verimi %0,41 artmıştır. Santralin %75 kapasite altında çalışması durumunda enerji verimi Uygulama 3 santraline göre %0,278, %50 kapasite altında çalışması durumunda ise %0,352 artmıştır.
- Bu sonuçlara göre %100 kapasitede çalışması durumun en fazla termik verim artışını, buhar parametrelerinin kritik-üstü seviyeye çıkartılması ve 2. Ara kızdırma bölgesinin eklenmesiyle sağlanmıştır. Santrallerin farklı yükler altında çalışması durumunda enerji verimlerindeki verim artışları değişmektedir. Uygulama 1 ile Uygulama 2 santralleri karşılaştırıldığında farklı yükler altında, yük kapasite düşürüldükçe enerji verimindeki artış artmaktadır, fakat Uygulama 3 ile Uygulama 2 karşılaştırıldığında, yük kapasitesi düşürüldükçe enerji verimindeki artış azalmaktadır.

•Ekserji verimlerinin karşılaştırılması;



Şekil 10.2 Sistemlerin ekserji verimlerinin karşılaştırılması

- Sistemlerin ekserji verimleri ele alındığında, Soma Termik Santrali'nin ekserji verimi tam kapasite altında %31,522'dir. Uygulama 1 santralinin ekserji verim Soma Termik Santrali'ne göre %6,753 artmıştır. Santralin %75 kapasite altında çalışması durumunda Soma Termik Santrali'ne göre ekserji artışı %5,94, %50 kapasite altında çalıştırılması durumunda ise %5,34 artmıştır.
- Uygulama 2 santrali ile Uygulama 1 santrali karşılaştırıldığında, Uygulama 2 santralinin ekserji verimi Uygulama 1 santraline göre %0,803 artmıştır. Yine

farklı kapasiteler altında incelendiğinde Uygulama 2 santralinin ekserji verimi %75 kapasite altında %0,896, %50 kapasite altında ise %1,019 artmıştır.

- 10 adet buhar çekiş noktası olan Uygulama 3 ile 7 adet buhar çekiş noktası olan Uygulama 2 santralinin ekserji verimleri karşılaştırıldığında, Uygulama 3 santralinin ekserji verimi Uygulama 2 santraline göre %100 kapasite altında %0,148, %75 kapasite altında %0,091, %50 kapasite altında ise %0,026 artmıştır.
- Son olarak 2 adet desüperhitera ve 1 adet besleme suyu pompası türbinine sahip Uygulama 4 ile Uygulama 3 karşılaştırıldığında, %100 kapasite altında Uygulama 4 ekserji verimi %0,358, %75 kapasite altında %0,241, %50 kapasite altında ise %0,307 artmıştır.
- Bütün sistemlerin ekserji analizleri incelendiğinde en fazla ekserji bozunumu kazanda gerçekleşmiştir ve ekserji bozunumunun %90'dan fazlası burada oluşmuştur. Kazandan sonra en çok ekserji bozunumu türbinlerde ve kondenserde oluşmuştur. Türbinlerdeki ekserji bozunumu basınç kademesine göre incelendiğinde ise alçak basınç türbininde diğer basınç basamaklarına göre daha çok ekserji bozunumu gerçekleşmiştir. Yukarıda belirtilen ekserji verimleri incelendiğinde ise, santralin buhar parametrelerinin kritik-üstü seviyeye çıkartılması ekserji veriminde de yüksek bir artış sağlamıştır, fakat enerji verimindeki artış ekserji verimine göre daha fazladır. Farklı yükler altında ekserji verimi, Uygulama 1 santralinin Soma Termik Santrali'ne göre, Uygulama 3 santralinin Uygulama 2 santraline göre, santral kapasitesi düşürüldükçe azalmaktadır, fakat Uygulama 2 santrali ile Uygulama 1 santrali karşılaştırıldığında santral kapasitesinin düşürülmesi, ekserji verim artışını arttırmıştır. Buradan çıkarılacak sonuç ise, santral kapasitesi düşürüldükçe buhar parametrelerinin ve besleme suyu ısıtıcılarının etkisi azalmakta, 2. Ara kızdırma bölgesinin etkisi artmaktadır.

•Ekonomik analizlerinin karşılaştırılması;

❖ Sistemlerin Elektrik Üretim Maliyetleri(COE) karşılaştırıldığında;

✚ En yüksek COE; sistemlerin %50 kapasitede altında, yıllık 5900 saat çalışması ve kömür fiyatının 37,14 \$/ton olması durumunda gerçekleşir.

- ✓ Uygulama 1 → 145,842 (\$/MWh)
- ✓ Uygulama 2 → 148,866 (\$/MWh)
- ✓ Uygulama 3 → 149,026 (\$/MWh)
- ✓ Uygulama 4 → 149,359 (\$/MWh)

✚ En düşük COE ise; sistemlerin %100 kapasite altında, yıllık 8760 saat çalışması ve kömür fiyatının 8,57 \$/ton olması durumunda gerçekleşir.

- ✓ Uygulama 1 → 44,474 (\$/MWh)
- ✓ Uygulama 2 → 45,678 (\$/MWh)
- ✓ Uygulama 3 → 45,713 (\$/MWh)
- ✓ Uygulama 4 → 45,821 (\$/MWh)

❖ Sistemlerin Amortisman Süreleri karşılaştırıldığında;

✚ En yüksek Amortisman süresi; sistemlerin %50 kapasitede altında, yıllık 5900 saat çalışması ve kömür fiyatının 8,57 \$/ton olması durumunda gerçekleşir.

- ✓ Uygulama 2 → 94,095 yıl
- ✓ Uygulama 3 → 129,494 yıl
- ✓ Uygulama 4 → 51,896 yıl

✚ En düşük Amortisman süresi ise; sistemlerin %100 kapasite altında, yıllık 8760 saat çalışması ve kömür fiyatının 37,14 \$/ton olması durumunda gerçekleşir.

- ✓ Uygulama 2 → 10,401 yıl
- ✓ Uygulama 3 → 2,790 yıl
- ✓ Uygulama 4 → 2,649 yıl

➤ En son olarak, sistemlerin enerji ve ekserji verimi karşılaştırılmasının dışında ekonomik analizleri de yapılmalıdır, çünkü elektrik üretim tesisleri yüksek maliyetli sistemlerdir. Ayrıca eklenilen ara kızdırma bölgesi, besleme suyu ısıtıcıları, desüperhiterler ve türbin yüksek maliyetli ekipmanlardır. Santrallerin ekonomik analizleri incelendiğinde, yüksek kömür fiyatı ve yıllık çalışma saati amortisman süresini düşürmektedir, fakat yüksek kömür fiyatı ve düşük yıllık çalışma saati elektrik üretim maliyetini artırır.

➤ Santrallerin %100 kapasite altında, yıllık 8760 saat çalışması ve kömür fiyatının 8,57 \$/ton olması durumunda Uygulama 1, Uygulama 2, Uygulama 3 ve Uygulama 4 santrallerinin elektrik üretim maliyetleri sırasıyla, 44,473 \$/MWh, 45,678 \$/MWh, 45,713 \$/MWh ve 45,821 \$/MWh olmaktadır. İkinci ara

kızdırma kademesinin eklenmesi elektrik üretim maliyetini yükseltir, fakat termik verimi yükselttiği için CO₂ salınımını azaltır.

- Santrallerin %100 kapasite altında, yıllık 5900 saat çalışması ve kömür fiyatının 37,14 \$/ton olması halinde Uygulama 1, Uygulama 2, Uygulama 3 ve Uygulama 4 santrallerinin elektrik üretim maliyetleri sırasıyla, 90,023 \$/MWh, 91,318 \$/MWh, 91,282 \$/MWh ve 91,143 \$/MWh olmaktadır. Bu sonuçlara bakıldığında kömür fiyatlarının ve santralin yıllık çalışma süresini, elektrik üretim fiyatı üzerinde büyük etkisi olduğu görülmektedir. Ayrıca, sistemlerin yükleme kapasitesi düşürüldüğünde elektrik üretim fiyatı çok fazla yükselmektedir.

Bu bilgiler ışığında, Ultra-süperkritik termik santraller gelişen teknoloji ile birlikte ve yeni malzemelerin geliştirilmesiyle daha da cazip hale gelecektir. Bir yere santral kurulurken, santralin sadece enerji verim analiz değil, hem ekserji verim analizi hem de ekonomik analizi yapılarak değerlendirilmelidir. Çünkü elektrik üretim maliyetini etkileyen bir çok parametre vardır ve bu parametreler santral kurulmadan önce iyi analiz edilmelidir. Bu analizlerin sonucunda ise santralin, hangi buhar parametrelerine sahip olacağı, ara kızdırma sayısının ve besleme suyu ısıtıcı sayısının optimum dizayn koşulları için ne olacağına iyi karar verilmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] BP, (2016). Statistical Review of World Energy, Yayın No:65, Londra.
- [2] Aydın, L., (2014). Enerji Ekonomisi ve Politikaları, Birinci Baskı, Seçkin Yayınevi, Ankara
- [3] Şen, Z., (2009). Temiz Enerji Kaynakları ve Modelleme İlkeleri, Genişletilmiş İkinci Baskı, Su Vakfı Yayınları, İstanbul.
- [4] EPDK, (2015). Elektrik Piyasası 2015 yılı Piyasa Gelişim Raporu, Ankara.
- [5] TEİAŞ, (2016). Türkiye Elektrik Enerjisi 5 Yıllık Üretim Kapasite Projeksiyonu (2016-2020), Ankara.
- [6] Raja, A. K., Srivastava, A. P. ve Dwivedi, M., (2006). Power Plant Engineering, First Edition, New Age International Publishers, New Delhi.
- [7] Çengel, Y. A. ve Boles, M. A., (2008). Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla, Beşinci Baskı, İzmir Güven Kitabevi, İstanbul.
- [8] Drbal, L. F., Boston, P. G., Westra, K. L., Erickson, R. B., (2003). Power Plant Engineering by Black & Veatch, Sixth Printing, Kluwer Academic Publishers, Massachusetts.
- [9] Zhang, D., (2013). Ultra-supercritical Coal Power Plants, First Edition, Woodhead Publishing Limited, Cambridge.
- [10] Campbell, R. J., (2013). "Increasing the Efficiency of Existing Coal-Fired Power Plants", Congressional Research Service, 20 December, Washington.
- [11] Habib, M.A. ve Zubair, S.M., (1992). "2nd-Law-Based Thermodynamic Analysis of Regenerative-Reheat Rankine-cycle Power Plants Energy", Pergamon Elsevier Science, 17:295-301.
- [12] Durmayaz A. ve Yavuz H., (2001). "Exergy Analysis of a Pressurized-Water Reactor Nuclear-Power Plant", Applied Energy, 69:39-57.

- [13] Rosen, M.A. ve Dincer, I., (2003). "Exergoeconomic Analysis of Power Plants Operating on Various Fuels", Applied Thermal Engineering 23: 643-658.
- [14] Sengupta, S. ve Datta, A., (2007). "Exergy Analysis of a Coal-based 210 MW Thermal Power Plant", International Journal of Energy Research 31:14-28.
- [15] Eskin, N., Güngör, A. ve Özdemir, K., (2009). "Effects of Operational Parameters on the Thermodynamic Performance of FBCC steam Power Plant", Fuel 88:54-66.
- [16] Yazıcı, H. ve Selbaş, R., (2011). "Bir Buharlı Güç Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi", Selçuk-Teknik Dergisi, 10(1):117-135.
- [17] Hasti, S. ve Aroonwilas, A., (2013). "Exergy Analysis of Ultra Super-Critical Power Plant", Energy Procedia, 37:2544-2551
- [18] Rashidi, M.M. ve Aghagholi, A., (2014). "Thermodynamic Analysis of Steam Power Plant with Double Reheat and Feed Water Heaters", Advances in Mechanical Engineering, 6:1-11.
- [19] Fu, C., (2015). "Thermal Efficiency of Coal-fired Power Plants, From Theoretical to Practical Assessments", Energy Conservation and Management 105:530-544.
- [20] Miller, B. G., (2011). Clean Coal Engineering Technology, Elsevier, Oxford.
- [21] Heper Y., (2001). Buhar Santralleri Teorisi ve Uygulaması, Metu Press, Genişletilmiş 4. Baskı , Ankara.
- [22] Yeniköy-Yatağan Elektrik Üretim ve Tic. A.Ş., (2011). Yıldız Sunumu.
- [23] Soma Elektrik Üretim ve Tic. A.Ş., (2010). Oryantasyon Eğitimi Sunumu.
- [24] Retzlaff, K. M. ve Ruegger, W. A., (1996). "Steam Turbines for Ultrasupercritical Power Plants", GE Power Generation Publications, New York.
- [25] STEAG Energy Services GmbH., (2010). Epsilon Professional, Essen.
- [26] Li, Y. ve Zhou, L., (2014). "Thermodynamic Analysis and Optimization of a Double Reheat System in an Ultra-Supercritical Power Plant", Energy, 74:202-214.
- [27] Espatolero S.,(2014). "Efficiency Improvement Strategies for the Feedwater Heaters Network Designing in Supercritical Coal-Fired Power Plants", Applied Thermal Engineering, 73:449-460.
- [28] Suresh, M.V.J.J. ve Reddy, K.S., (2011). "Thermodynamic Optimization of Advanced Steam Power Plants Retrofitted for Oxy-coal Combustion", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 133(6):1-12.

- [29] Xu, G. C. ve Yang, Y., (2015). "Thermodynamic and Economic anaylsis of a Partially-Underground Tower-Type Boiler Design for Advanced Double Reheat Power Plants", Applied Thermal Engineering, 78:565-575.
- [30] Zhou, L. ve Xu, G., (2016). "Parametric Analysis and Process Optimization of Steam Cycle in Double Reheat Ultra- Supercritical Power Plants", Applied Thermal Engineering, 99:652-660.
- [31] Aybers, N. ve Şahin, B., (1995). Enerji Maliyeti, Yıldız Teknik Üniversitesi Yayını, 299, İstanbul.
- [32] Bin, H., (2010). "Industrial Test and Techno-economic Analysis of CO₂ Capture in Huaneng Beijing Coal-fired Power Station", Applied Energy, 87:3347-3354
- [33] IEA, (2014). World Energy Outlook, Yayın No:40, Paris.
- [34] Cziesla , F., Kremer, H. ve Much, U., (2009). "Advanced 800+ MW Steam Power Plants and Future CCS Options", Siemens AG, Energy Sector, COAL-GEN Europe, 1-4 September 2009, Katowice.
- [35] Erdem, H. H., Akkaya, A. V. ve Çetin, B., (2009). "Comparative Energetic and Exergetic Performance Analysis for Coal-Fired Thermal Power Plants in Turkey", International Journal of Thermal Sciences, 48:2179-2186.
- [36] Vardar, N. ve Yumurtacı, Z., (2010). "Emissions Estimation for Lignite-Fired Power Plants in Turkey", Energy Policy, 38:243-252.
- [37] Eyice, S., (1957). Buhar Türbinleri, Cilt 1, Teknik Okul Yayınları, İstanbul.
- [38] Eyice, S., (1967). Buhar Türbinleri, Cilt 2, Teknik Okul Yayınları, İstanbul.
- [39] Skorek-Osikowska, A., (2013). "Thermodynamic and Economic Analysis of the Different Variants of a Coal-fired, 460 MW Power Plant Using Oxy-Combustion Technology", Energy Conversion and Management, 76:109-120
- [40] Oktay, Z., (2009). "Investigaton of Coal-fired Power Plants in Turkey and a Case Study : Can Plant", Applied Thermal Engineering, 29:550-557.
- [41] EIA, (2013). Updated Capital Cost Estimates for Utility Scale Electricity Generating Plants, Washington, D.C.
- [42] Energy Environmental Economics, (2014). Capital Cost Review of Power Generation Technologies: Recommendations for WECC's 10- and 20-Year Studies, Utah.
- [43] Pauschert, D., (2009). Study of Equipment Prices in the Power Sector, ESMAP Technical Paper, Yayın No:122, Washington, D.C.
- [44] NREL, (2012). Cost and Performance Data for Power Generation Technologies, Denver.
- [45] Çetin, B., (2005). Çok Amaçlı Enerji Üretim Sistemlerinin Termoekonomik Optimizasyonu, Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- [46] Haywood, R. W., (1991). Analysis of Engineering Cycles: Power, Retrigrating and Gas Liquefaction Plant, Elsevier, Fourth Edition.
- [47] Xu, G., Xu, C. ve Yang, Y., (2015). "Optimum Superheat Utilization of Extraction Steam in Double Reheat Ultra-supercritical Power Plants", Applied Energy, 160:863-872.



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Erman ÖZEN
Doğum Tarihi ve Yeri : 10.01.1990 / Yalova
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : ermanytu@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makina Müh	Yıldız Teknik Üniversitesi	2013
Lise	Fen Bilimleri	Yalova Anadolu Öğretmen Lisesi	2008

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2013-2014	Bosch Termoteknik A.Ş.	Fiyatlandırma ve Proje

YAYINLARI

Bildiri

- [1]. Özen, E. ve Çetin, B., (2017). "Improvements of Power Generation Efficiency at USC Power Plant-Part I", ICASA 2017, 29-31 March 2017, İstanbul.
- [2]. Özen, E. ve Çetin, B., (2017). "Improvements of Power Generation Efficiency at USC Power Plant-Part II", ICASA 2017, 29-31 March 2017, İstanbul.
- [3]. Özen, E. ve Çetin, B., (2017). "Comparative Energy and Exergy Analysis of Power Plant with Sub-critic and Ultra- supercritic", ICTE 2017, 25-28 April 2017, İstanbul.

