

DOLAŞIMLI BİR AKIŞKAN YATAKLI KAZANIN

ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Mesut YAZICI

Kütahya Dumlupınar Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Öğretim ve Sınav Yönetmeliği Uyarınca

Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof. Dr. Ramazan KÖSE

Temmuz-2018

KABUL VE ONAY SAYFASI

Mesut YAZICI'nın YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı Dolaşımli Bir Akışkan Yataklı Kazanın Enerji ve Ekserji Analizi başlıklı bu çalışma, jürimizce Kütahya Dumlupınar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

12/07/2018

Prof. Dr. Önder UYSAL

Enstitü Müdürü, Fen Bilimleri Enstitüsü

Prof. Dr. Ramazan KÖSE

Bölüm Başkanı, Makine Mühendisliği Bölümü

Prof. Dr. Ramazan KÖSE

Danışman, Makine Mühendisliği Bölümü

Sınav Komitesi Üyeleri

Prof. Dr. Ramazan KÖSE

Makine Mühendisliği Bölümü, Kütahya Dumlupınar Üniversitesi

Doç. Dr. Eyyüp GÜLBANDILAR

Bilgisayar Mühendisliği Bölümü, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi

Doç. Dr. Özer AYDIN

Makine Mühendisliği Bölümü, Kütahya Dumlupınar Üniversitesi

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

Bu tezin hazırlanmasında Akademik kurallara riayet ettiğimizi, özgün bir çalışma olduğunu ve yapılan tez çalışmasının bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olduğunu, çalışma kapsamında teze ait olmayan veriler için kaynak gösterildiğini ve kaynaklar dizininde belirtildiğini, Yüksek Öğretim Kurulu tarafından kullanılmak üzere önerilen ve Kütahya Dumlupınar Üniversitesi tarafından kullanılan İntihal Program ile tarandığını ve benzerlik oranının %12 çıktığını beyan ederiz. Aykırı bir durum ortaya çıktığı takdirde tüm hukuki sonuçlara razı olduğumuzu taahhüt ederiz.

Danışman Adı Soyadı

Prof. Dr. Ramazan KÖSE

İmzası

Öğrenci Adı Soyadı

Mesut YAZICI

İmzası

DOLAŞIMLI BİR AKIŞKAN YATAKLI KAZANIN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Mesut YAZICI

Makine Mühendisliği, Yüksek Lisans Tezi, 2018

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ramazan KÖSE

ÖZET

Türkiye gibi enerjide dışa bağımlı ülkeler için kömür rezervleri ve bu rezervlerin değerlendirilmesi hayati bir durumdur. Bu noktada kömürün kalitesi belirleyici bir faktördür. Özellikle Türkiye'nin sahip olduğu kömürler; kalorifik değeri düşük, kül, nem ve SO₂ oranı yüksek kalitesiz kömürlerdir. Bu tür kömürlerin verimli bir şekilde yakılması için, çevreyle dost akışkan yatakta yakma teknolojisi en etkili çözümdür. Bu yakma sistemi ne kadar yüksek teknolojiye sahip olsa da belli periyotlarla enerji ve ekserji analizi uygulanarak, kazandaki verimsiz noktalar tespit edilebilir. Böylece işletme maliyetleri düşer ve tüketilen birim yakıtta karşı daha fazla enerji üretilebilir.

Bu çalışmada, Eskişehir'in Seyitgazi ilçesinde yer alan Kırka Bor Üretim Tesisindeki 75 t/h buhar kapasiteli dolaşimli akışkan yataklı kazanının enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Kazanın tam yükte çalışma periyodunda analizler için gerekli ölçümler ile baca gazı ve kömürün kimyasal analizi yapılmıştır. Dolaşimli akışkan yataklı kazanın enerji ve ekserji analizinde kazanın bölümler halinde incelenmesinden ziyade, kazan bir bütün olarak kabul edilmiştir. Bunun yanı sıra hava ısıtıcının kazandan bağımsız olarak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Hem dolaşimli akışkan yataklı kazan için hem de hava ısıtıcı için düğüm noktaları belirlenmiştir.

Belirlenen düğüm noktaları için enerji ve ekserji hesaplamaları uygulanmıştır. Bu hesaplamalar referans çevre şartları olan 25°C, 101,325 kPa ve 17,27°C, 89,4 kPa koşulları için ayrı ayrı yapılmıştır. Bu her iki referans çevre koşulları için dolaşimli akışkan yataklı kazan ile hava ısıtıcısına giren-çıkan enerji ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Sonrasında enerji ve ekserji dengeleri oluşturularak enerji kayıpları ve ekserji yıkımları hesaplanmıştır. Analizin son aşamasında ise hem

dolaşımli akışkan yataklı kazanın hem de hava ısıtıcısının termodinamiğın birinci ve ikinci yasına dayanan enerji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır.

Yapılan çalışmada dolaşımli akışkan yataklı kazanın ve hava ısıtıcısının ekserji verimliliğinin referans çevre koşullarından önemli ölçüde etkilendiğı görülmüştür. Referans çevre (ölü hal) koşullarında görülen düşüş, ekserji veriminde artış yaşanmasına yol açmaktadır. Enerji verimliliğı açısından değerlendirdiğinde ise, dolaşımli akışkan yataklı kazanın enerji verimliliğı hesabında kullanılan parametrelerinin referans çevre koşullarından bağımsız olduğı görülmüştür. Ancak hava ısıtıcısının enerji verimliliğinin hesaplanmasında kullanılan girdi ve çıktıların referans çevre koşullarından etkilendiğı ve buna göre verimin değiştiğı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Akışkan Yataklı Kazanlar, Ekserji analizi, Ekserji Yıkımı, Enerji Analizi, Enerji Kaybı

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF A CIRCULATING FLUIDIZED BED BOILER

Mesut YAZICI

Mechanical Engineering, M.S.Thesis, 2018

Thesis Supervisor: Prof. Dr. Ramazan KÖSE

SUMMARY

Coal reserves and exploit of this reserves plays a vital role for countries such as Turkey depending on energy imports. In this point, quality of coal is a decisive factor. Especially, Turkey's coal reserves have properties such as low calorific value and high ash, humidity and SO₂ rate. Fluidized bed combustion technology is the most effective solutions for efficiently burning of this coals. Even if this combustion system has the higher technology than other combustion systems, inefficient points in combustor are determined by applying energy and exergy analysis at certain times. Therefore, operational costs can be decreased and more energy can be produced against consumed per unit mass fuel.

In this study, energy and exergy analyses of 75 t/h steam capacity circulated fluidized bed combustor in Kırka Boron Production Plant located Seyitgazi district of Eskişehir was made. When boiler was operated at full load, real data was obtained by making measurements for to use in calculations. Moreover, chemical analyses of flue gas and coal was made. In the energy and exergy analyses of FBC, combustor was considered as a whole rather than examined in case of sections. Besides, energy and exergy analyses of air heater was separately made from boiler. Node points were determined for both CFBC and air heater.

Energy and exergy calculations were implemented for determined node points. These calculations were made for death state conditions (25°C, 101.325 kPa and 17.27°C, 89.4 kPa), respectively. Input and output energy and exergy values to CFBC and air heater were calculated for these reference environmental conditions. After that energy losses and exergy destruction were determined by creating energy and exergy balances. At the end of the analysis, energy and exergy efficiencies of CFBC and air heater, which based on the first and second laws of the thermodynamic.

In this study has demonstrated that exergy efficiency of CFBC and air heater are significantly affected from reference environmental conditions. Consequently, decline in the reference environmental conditions give rise to increase in exergy efficiency. When we evaluate in terms of energy efficiency, it is seen that input and output values of the CFBC are independent of reference environmental conditions in energy efficiency calculation. However, input and output values used in energy efficiency of air heater are affected by reference environmental conditions. According to this result, change in efficiency have been detected.

Keywords: Energy Analysis, Energy Losses, Exergy Analysis, Exergy Destruction, Fluidized Bed Combustor

TEŞEKKÜR

Akademik hayatımın ilk aşaması olan yüksek lisans eğitimimin gerek ders döneminde gerekse tez döneminde bana akademik kimliğiyle örnek olmuş, girdiğim her dersinde ve tez çalışmamın her aşamasında hayatta karşılaşılabileceğim her türlü duruma karşı tutum, davranış ve insan ilişkileriyle ilham vermiş ve tez çalışmamda kolaylıklar sağlamış olan çok kıymetli saygıdeğer hocam ve tez danışmanım Prof. Dr. Ramazan KÖSE'ye teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışmamda kullandığım gerçek verilerin elde edilmesinde büyük katkıları ve emekleri olan Doç. Dr. Mustafa Arif ÖZGÜR'e, Doç. Dr. Özer AYDIN'a, Dr. Öğr. Üyesi Oğuzhan ERBAŞ'a ve Arş. Gör. Oğuz Ozan YOLCAN'a ayrıca teşekkür ederim. Ayrıca Kırka Bor Üretim Tesisindeki Dolaşımli Akışkan Yataklı Kazandan sorumlu Mak. Yük. Müh. H. Burak Sezer'e teşekkür ederim.

Ve son olarak manevi desteklerini esirgemeyen ailemin her bir ferdine teşekkür eder bu çalışmayı bu vatan için can veren şehitlerimize ithaf ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	v
SUMMARY	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1. Türkiye'nin Genel Enerji Durumu	3
1.2. Türkiye Kömür Rezervleri	9
1.2.1. Taş kömürü rezervleri	9
1.2.2. Linyit rezervleri.....	10
1.2.3. Asfaltit rezervleri.....	14
1.3. Türkiye'de Termik Santrallerin Mevcut Durumu	15
2. LİTERATÜR TARAMASI	20
2.1. Akışkan Yataklı Kazanların Tarihçesi	20
2.2. Akışkan Yataklı Kazanlar Literatür Araştırması.....	21
2.3. Ekserji Analizi Literatür Araştırması	23
2.4. Çalışmanın Amacı.....	28
2.5. Çalışmanın İçeriği	28
3. KÖMÜR YAKMA SİSTEMLERİ.....	30
3.1. Yüzeyde (Izgaralı Sistemler) Yakma	30
3.1.1. Sabit ızgaralı yakma sistemleri.....	31

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
3.1.2. Hareketli ızgaralı yakma sistemleri	32
3.1.3. Eğik ızgaralı yakma sistemi	33
3.2. Hacimde Yakma (Pülverize Kömür Yakma Sistemi)	33
3.3. Akışkan Yataklı Kazanlar	37
3.3.1. Akışkan yataklı kazan çeşitleri.....	38
3.3.2. Akışkanlaşma rejimleri.....	44
3.3.3. Akışkan yatak teknolojisinin avantajları	45
3.3.4. Akışkan yatakta yakma teknolojisinin sorunları ve dezavantajları	47
3.3.5. Yakma sistemlerinin karşılaştırılması	48
4. ENERJİ ve EKSERJİ ANALİZİ.....	49
4.1. Termodinamiğin Birinci Yasası	49
4.1.1. Sürekli akışlı açık sistemler (Kontrol hacmi) için enerji dengesi.....	49
4.1.2. Birinci yasa verimi	50
4.2. Termodinamiğin İkinci Yasası.....	51
4.2.1. Kelvin-Planck ifadesi	51
4.2.2. Tersinir ve tersinmez hal değişimleri	52
4.2.3. Tersinmezlikler.....	53
4.2.4. Ekserji.....	53
4.2.6. Referans çevre (Ölü hal).....	54
4.2.7. Açık sistemler (Kontrol hacmi) için ekserji analizi.....	55
4.2.8. Ekserji transfer mekanizmaları.....	56
4.2.9. Ekserji türleri.....	56
4.2.10. Ekserji dengesi ve ekserji yıkımı.....	60
4.2.11. İkinci yasa verimi (Ekserji verimi).....	60
5. 75 t/h BUHAR KAPASİTELİ DOLAŞIMLI AKIŞKAN YATAKLI KAZANIN TANIMLANMASI	61

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

5.1. Kırka Bor İşletme Müdürlüğü	61
5.2. Kazanın Genel Özellikleri.....	63
5.3. Kazanın Tanımlanması.....	64
5.3.1. Hava dağıtım sistemi	66
5.3.2. Yakıt ve kireç besleme sistemi.....	67
5.3.3. Su-buhar sistemi.....	67
5.4. Gerçek Verilerin Elde Edilmesi	69
5.5. Kazan ve Hava Isıtıcı İçin Düğüm Noktaları Oluşturulması	70
5.6. Ölçümlerde Kullanılan Cihazlar ve Özellikleri.....	72
6. KAZANA ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİNİN UYGULANMASI.....	76
6.1. Kazanın Enerji ve Ekserji Hesaplamaları	76
6.1.1. Kazanın enerji hesaplamaları	77
6.1.2. Kazanın ekserji hesabı.....	79
6.2. Hava Isıtıcısı Enerji ve Ekserji Hesabı.....	88
6.2.1. Hava ısıtıcısının enerji hesabı.....	88
6.2.2. Hava ısıtıcısının ekserji hesabı	90
7. BULGULAR ve TARTIŞMALAR.....	96
8. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	105
KAYNAKLAR DİZİNİ	107

ÖZGEÇMİŞ

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Yıllara göre Türkiye elektrik enerjisi arz-talep değişimi	6
1.2. Türkiye’de yıllara göre birincil enerji arzındaki değişim	7
1.3. Kömür çeşitlerinin yıllara göre kurulu güç değişimleri	8
1.4. Kömür çeşitlerinin yıllara göre elektrik üretim değerleri değişimi.....	9
1.5. Türkiye’nin sahip olduğu önemli linyit havzalarının ülke üzerindeki dağılımı	13
1.6. Şırnak bölgesinde yer alan asfaltit sahaları	14
1.7. Mevcut, yapım ve planlama aşamasındaki kömür yakan termik santrallerin Türkiye üzerindeki dağılımı.....	19
3.1. Kömür yakma sistemleri	30
3.2. Hareketli ızgaralı yakma sisteminin iki boyutlu görünümü	32
3.3. Eğik ızgaralı yakma sisteminin iki boyutlu görünümü	33
3.4. Pülverize kömür yakan kazan sisteminin iki boyutlu görünümü	34
3.5. Kömür yakıcıların yanma odasındaki yerleşimi.....	35
3.6. Yatak bölgesindeki akışkanlaştırma nozulları.....	38
3.7. Kabarcıklı akışkan yataklı kazanın iki ve üç boyutlu görünümleri.....	39
3.8. Dolaşımli akışkan yataklı kazanın iki boyutlu görünümü.....	42
3.9. Dolaşımli akışkan yataklı kazanın üç boyutlu görünümü	43
4.1. Ekserji analizinin kapsadığı disiplinler arası üçgeni	54
5.1. Kırka Bor Üretim tesisinin Türkiye üzerindeki konumu	62
5.2. 75 t/h kapasiteli buhar kazanı genel hat şeması	65
5.3. Hava ısıtıcı	66
5.4 Kömürün hazırlanış aşamaları (a) açık kömür depo sahası (b) kapalı kömür depo (c) kömür hazırlama (d) bunker	67
5.5. Drum	68
5.6. Gerçek verilerin elde edilmesi öncesi kazan tanıtımı faaliyeti.....	69
5.7. Analizde değerlendirilen düğüm noktaları a) Yanma odası, b) Hava ısıtıcı	71
5.8. Baca gazı analizörü	72

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.9. Ortam sıcaklık, basınç ve nem ölçüm cihazı.....	73
5.10 Sıcaklık ölçüm cihazı	74
5.11 Termal kamera	75
6.1 Buhar kazanında gerçekleşen kütle akışları	76
6.2 Hava ısıtıcısı kütle akış diyagramı	88
7.1. Kazanın iki farklı ölü hal koşulundaki enerji kaybı ve ekserji yıkımı değişimleri	102
7.2. Hava ısıtıcısının iki farklı ölü hal koşulundaki enerji kaybı ve ekserji yıkımı değişimleri.....	102
7.3. Kazan ve hava ısıtıcısının iki farklı ölü hal koşuluna göre enerji verimi değişimleri.....	103
7.4. Kazan ve hava ısıtıcısının iki farklı ölü hal koşuluna göre ekserji verimi değişimleri	104

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Yıllara göre Türkiye'nin kaynaklar bazında birincil enerji arzı değişimi	4
1.2. Yıllara göre kaynakların elektrik üretimindeki payı	5
1.3. Türkiye'de yer alan taş kömürü sahalarının rezerv miktarları	10
1.4. 2005-2015 Yılları Arasında Keşfedilen Linyit Sahaları	11
1.5. Türkiye'nin Sahip Olduğu Önemli Linyit Sahaları ve Rezerv Miktarları.....	12
1.6. Şırnak bölgesindeki asfaltit sahalarının rezerv miktarları ve rezervlerin elementsel özellikleri	15
1.7. Türkiye'de işletme halindeki termik santraller	16
1.8. Önümüzdeki yıllarda Türkiye'de açılması hedeflenen termik santraller listesi	18
3.1. Yakma sistemlerinin karşılaştırılması	48
4.1. 298,15 K ve 1 atm'de bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri	58
5.1. Eskişehir iline ait iklim değerlerinin uzun yıllara dayalı istatistiksel verileri	62
5.2. Kazanın tasarım parametreleri	63
5.3. Referans çevre koşullarının tasarım ve ölçüm değerleri	64
5.4. Dolaşımli akışkan yataklı kazanın tasarımında baz alınan yakıt değerleri	64
5.5. 75 t/h kapasiteli buhar kazanı bileşenleri	64
5.6. Kömürün elementel analizi	70
5.7. Yakıtın kısa analizi.....	70
5.8. Düğüm noktalarının termodinamik özellikleri.....	71
5.9 Baca gazı analiz cihazına ait spesifik özellikler.....	72
5.10. Ortam sıcaklık, basınç ve nem ölçüm cihazının spesifik özellikleri	73
5.11 Sıcaklık ölçüm cihazının spesifik özellikleri	74
5.12 Termal kameranın spesifik özellikleri.....	75
6.1 Baca gazı bileşenlerine ait standart molar kimyasal ekserji değerleri.....	81
6.2 Yanma odasına giren birincil yanma havasının molar debi ve standart molar kimyasal ekserji değerleri	83
6.3 Yanma odasına giren ikincil yanma havasının molar debi ve standart molar kimyasal ekserji değerleri	85

ÇİZELGELER DİZİNİ (devam)

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
6.4 Hava ısıtıcısına giren birincil yanma havasının molar debi ve standart molar kimyasal ekserji değerleri	92
6.5. Hava ısıtıcısına giren ikincil yanma havasının molar debi ve standart molar kimyasal ekserji değerleri	94
7.1 Kazanın 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçta enerji ve ekserji hesaplama sonuçları	96
7.2 Hava ısıtıcının 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçta enerji ve ekserji hesaplama sonuçları ...	97
7.3 Kazanın 17,7°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçta enerji ve ekserji hesaplama sonuçları	97
7.4 Hava ısıtıcının 17,7°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçta enerji ve ekserji hesaplama sonuçları	98
7.5 Kazan için enerji dengesi, enerji kaybı ve birinci yasa verimi denklemleri.....	98
7.6 Hava ısıtıcı için enerji dengesi, enerji kaybı ve birinci yasa verimi denklemleri.....	99
7.7. Kazan için ekserji dengesi, ekserji yıkımı ve ikinci yasa verimi denklemleri	99
7.8 Hava ısıtıcı için ekserji dengesi, ekserji yıkımı ve ikinci yasa verimi denklemleri	100
7.9. 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçta kazan ve hava ısıtıcının enerji kaybı değerleri.....	100
7.10. 17,7°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçta kazan ve hava ısıtıcının enerji kaybı değerleri.....	100
7.11 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçta kazan ve hava ısıtıcının ekserji yıkım değerleri.....	101
7.12. 17,7°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçta kazan ve hava ısıtıcının ekserji yıkım değerleri.....	101
7.13. 25°C ve 101,325 kPa ve 17,7°C ve 89,4 kPa koşulları için kazan ve hava ısıtıcının 1.yasa (enerji) verimleri	103
7.14 25°C ve 101,325 kPa ve 17,7°C ve 89,4 kPa koşulları için kazan ve hava ısıtıcının 2.yasa ekserji verimleri.....	104

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
ab	Ana buhar
bg	Baca gazı
bh	Birincil yanma havası
bs	Besleme suyu
\bar{c}_p	Molar özgül ısı (kJ/kmol K)
ç	Çıkan
E	Enerji
$E_{\text{kayıp}}$	Enerji kaybı
$E\dot{x}$	Ekserji (kJ/s)
$E\dot{x}^{CH}$	Kimyasal ekserji (kJ/s)
$E\dot{x}^{KN}$	Kinetik ekserji (kJ/s)
$E\dot{x}^{PH}$	Fiziksel ekserji (kJ/s)
$E\dot{x}^{PT}$	Potansiyel ekserji (kJ/s)
$E\dot{x}_y$	Ekserji yıkımı (kJ/s)
$e\dot{x}$	Özgül ekserji (kJ/kg)
$\bar{e}\dot{x}_k^{CH}$	Maddelerin standart molar kimyasal ekserjisi (kJ/kmol)
g	Giren
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
$Hu_{\text{kömür}}$	Kömürün alt ısı değeri (kJ/kg)

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
h_0	Özgül ölü hal entalpisi (kJ/kg)
ih	İkincil yanma havası
kh	Kuru hava
M	Molar kütle (kg/kmol)
\dot{m}	Kütleli debi (kg/s)
\dot{n}	Molar debi (kmol/s)
P_0	Ölü hal basıncı (kPa)
P_{doyma}	Doyma basıncı (kPa)
P_{sb}	Su buharı basıncı (kPa)
R	Molar gaz sabiti (kJ/kmol K)
s	Özgül entropi (kJ/kg K)
sb	Su buharı
s_0	Özgül ölü hal entropisi (kJ/kg K)
T_0	Ölü hal sıcaklığı (°C)
Q	Isı (kJ)
V	Hız (m/s ²)
z	Yükseklik (m)
W	İş (kW)
w	Kömürün içerdiği nem (%)
x_k	Molar debi oranı (%)

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
$\phi_{kömür}$	Yakıt ekserjisinin alt ısı değerine oranı
η_I	Birinci yasa verimi
η_{II}	İkinci yasa verimi
<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
AID	Alt Isıl Değer (kJ/kg)
DAY	Dolaşım Akışkan Yatak
EİGM	Enerji İşleri Genel Müdürlüğü
ETBK	Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı
EÜAŞ	Enerji Üretim Anonim Şirketi
HFK	Hava Fazlalık Katsayısı
KAY	Kabarcıklı Akışkan Yatak
MTA	Maden Tetkik ve Arama
MTEP	Milyon Ton Eşdeğer Petrol
TEP	Ton Eşdeğer Petrol
TKİ	Türkiye Kömür İşletmeleri
TTK	Türkiye Taş Kömürü Kurumu

1. GİRİŞ

Sürdürülebilir bir kalkınma için enerji en önemli girdilerden bir tanesidir. Ancak bu girdiden azami derecede faydalanma noktasında birçok soru işaretleri ve yeni kavramlar karşımıza çıkmaktadır. Enerji kaynaklarının ne şekilde temin edildiği, bu kaynakların üretiminde ve tüketiminde çevreyle dost olup olmadığı, ekonomik olup olmaması gibi soru işaretleri sürdürülebilir bir enerji politikasının oluşmasına yol açmaktadır. Bunun yanı sıra kişi başına enerji tüketimi ve enerji yoğunluğu, enerji arz güvenliği, kaynak çeşitlendirmesi ve enerji verimliliği gibi kavramlar bir ülkenin ekonomisinde gelişim göstermesinin göstergesi olabilmektedir.

Bir ülkenin ekonomisinde gelişim göstermesi ve bu gelişimi sürdürmesi için enerji tüketim değerleri ve sahip olduğu enerji kaynakları en önemli etkenler arasında yer almaktadır. Gelişmekte olan ülkelerden bir tanesi olan Türkiye büyüyen sanayisi ve artan nüfusu ile son yıllarda enerji talebi artış göstermektedir. Ancak Türkiye tükettiği petrol ve doğalgazın büyük bir çoğunluğunu ithal etmektedir. Çok sınırlı petrol ve doğalgaz rezervine sahip olan Türkiye bu kaynaklar bakımından dışa bağımlıdır.

Dünyada hemen hemen tüm ülkeler, endüstrisinde ve diğer sektörlerinde petrol ve doğalgazı birincil enerji kaynağı olarak kullanmaktadır. Bu kaynakları üreten ve ihraç eden ülke sayısı sınırlı, talep eden ülke sayısı ise yüksek sayıdadır. Bu durumda, bu kaynakları ucuz ve güvenilir şekilde temin etmek bölgesel ve küresel gelişmelere bağlı olabilmektedir. Özellikle 1973 yılında meydana gelen petrol kriziyle petrolün varil fiyatı bir sene içerisinde 4 kat artmıştır. Bu durum petrolü ithal eden ülkeler için sıkıntı verici bir durum haline gelmiştir. Böylece birçok ülke petrole alternatif bir enerji kaynağı arayışına girmiştir. Bu soruna çözüm olarak doğalgaz öne sürülmüştür.

Doğalgaz, son yıllarda en popüler birincil enerji kaynağı olmuştur. Dünyada birçok ülke sanayide, hizmet sektöründe ve evsel ısıtma alanlarında doğalgazı ucuz olması ve petrol ve kömüre göre emisyon değerlerinin düşük olmasından dolayı tercih etmektedir. Ancak 1973 petrol krizine benzer olarak 2006, 2009 ve 2012 yıllarında yaşanan doğalgaz krizinden Avrupa ülkeleri olumsuz yönde etkilenmiştir. Bu krizlerden dersler çıkararak ülkeler yenilenebilir enerji ve kömür kaynaklarından daha fazla istifade etme yoluna gitmişlerdir. Böylece yenilenebilir enerji teknolojilerine ve kömürü daha çevreci bir şekilde yakan teknolojilerine yatırımlar yapmışlar ve bu yatırımların miktarını artırmışlardır.

Enerjide dışa bağımlı olan ülkelerin enerji talebini karşılamada elini rahatlatan çözüm mevcut yerli enerji kaynaklarından maksimum düzeyde istifade edebilmektir. Türkiye çok sınırlı olan petrol ve doğalgaz kaynaklarının yanı sıra zengin linyit kömürü yataklarına ve yüksek yenilenebilir enerji (rüzgâr, güneş, jeotermal ve diğerleri) potansiyeline sahiptir. Sürekli enerji üretim tesisi olarak değerlendirilen özellikle kömür yakan termik santraller Türkiye enerji arzında önemli bir yer tutmaktadır. Bunun yanı sıra endüstrinin birçok dalında küçük ve orta kapasiteli çok sayıda kömür yakan buhar kazanları işletilmektedir. Bu durum göz önünde bulundurulduğunda sahip olunan linyit ve kömür rezervleri Türkiye’de endüstriyel üretimin devamı açısından hayati öneme sahiptir.

Türkiye zengin linyit rezervlerine sahip olmasına rağmen bu linyitler düşük kalorifik değerleri ve yüksek kül oranları ile düşük kaliteli kömürlerdir. Bu durum birçok dezavantaja sebebiyet vermektedir. Bunun yanı sıra Türkiye’de birçok termik santral ve endüstriyel tesislerde eski teknolojiye sahip yakma sistemleri kullanılmaktadır. Bu yakma sistemleri çevresel kriterleri karşılayamamaktadır. Bu kazanları bu kriterlere uyumlu hale getirmek için de-sülfirizasyon ünitesi gibi baca gazı arıtma sistemleri bu tesislere entegre edilmektedir. Fakat bu entegrasyon maliyetleri artırmaktadır. Bunun yerine yeni kurulan termik santraller ve endüstriyel tesisler akışkan yataklı yakma teknolojisine geçmektedir. Akışkan yatakta yakma teknolojisi çevreyle dost oluşu ve çeşitli yakıtların verimli bir şekilde yakılmasına imkân tanınması ticari kullanımının artmasını sağlamaktadır (Selçuk ve Özkan, 2011).

Yerli enerji kaynaklarının bu tür yeni teknolojiler kullanarak devreye sokulmasının yanı sıra enerji üreten ve tüketen makinaların yüksek verimle çalışması enerji tasarrufu sağlanması bakımından önemlidir. Şöyle ki ülkelerin gelişmişlikleri değerlendirilmesinde enerji tüketim değerlerinin yanı sıra enerji tasarrufu da önemli parametreler arasında yer almaktadır. Enerji üretim tesislerinin yüksek verimle çalışması enerji üretim birim maliyetini optimum noktaya taşımaktadır. Bu yüzden enerji üretim tesislerinin periyodik aralıklarla performans testleri yapılmalıdır. Böylece verim düşüklüğü yaşanan bileşenler tespit edilebilir.

Enerji üretim maliyetlerindeki artışın önüne geçmek ve düşük maliyetle daha fazla enerji üretimi endüstriyel tesislerde enerji analizini popüler hale getirmiştir. Termodinamiğin birinci yasasına göre yapılan analizler yetersiz kalmıştır. Bu noktada termodinamiğin ikinci yasasına dayanan ekserji analizi bu soruna çözüm olarak sunulmuştur. Yapılan birçok bilimsel çalışma ekserji analizinin başarılı sonuçlar verdiğini ispat etmiştir.

1.1. Türkiye'nin Genel Enerji Durumu

Türkiye, Batı Asya ve Güney Doğu Avrupa arasında kara bağlantısı sağlayan bir ülkedir (Melikoğlu, 2017). Türkiye, doğal bir köprü olmasının yanı sıra petrol ve doğalgaz ithalatçısı Avrupa ülkeleri ile bu kaynakları ihraç eden batı Asya ve orta doğu ülkeleri için bir enerji koridoru durumundadır. Bu özellikleri ile Türkiye petrol ve doğalgaz üretimi bakımından yeterli rezervlere sahip olmayan enerji ithalatçısı bir ülkedir. Enerji Türkiye'nin gelişimi için önemli bir rol oynayan önceliklerden bir tanesidir (Balat, 2010). Şöyle ki, ülkenin sosyal ve ekonomik yönden gelişimi enerjiye olan talebi hızlı bir şekilde artırmıştır (Toklu vd., 2010).

Türkiye, 2017 yılı sonu itibariyle nüfusu 80,8 milyon kişi (Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK), 2018a) olup, üretim yöntemine göre hesaplanan GSYH'sı 2017 yılında %7,4'lük büyüme rakamını elde etmiş ve kişi başına GSYH'sı 10.597\$ olmuş (TÜİK, 2018b), gelişmekte olan bir ülkedir. Uluslararası Enerji Ajansı (IEA)'na göre 2015 yılında 129,7 MTEP (Milyon Ton Eşdeğer Petrol) olan birincil enerji arzında fosil kökenli yakıtların payı %87 ve yenilenebilir enerji kaynaklarının payı ise %13 olmuştur (Uluslararası Enerji Ajansı, 2017). Türkiye'nin yıllara göre birincil enerji arzı değişimi Çizelge 1.1'de verilmiştir (Enerji İşleri Genel Müdürlüğü (EİGM), 2018). Buna göre, 2005 yılında 88.772 BTEP (Bin Ton Eşdeğer Petrol) olan toplam birincil enerji arzında kömür çeşitlerinin toplam miktarı 22.360 BTEP iken 2010 yılında 105.954 BTEP toplam birincil enerji arzındaki miktarı ise 30.960 BTEP'e yükselmiştir. 2015 yılında ise 34.750 BTEP'e ulaşmıştır. 2005 ile 2015 yılları arasında toplam birincil enerji arzındaki payı en fazla değişim gösteren fosil kökenli yakıt %78,4'lük bir artışla taş kömürü olmuş, bunu %76,8 artışla doğalgaz izlemiştir.

Güneş, rüzgâr, jeotermal ve biyoenerji ve atıklara dayalı yenilenebilir enerji kaynaklarının birincil enerji arzındaki payı 2005 yılında 2570 BTEP, 2010 yılında 3745 BTEP ve 2015 yılında ise 9590 BTEP'e ulaşmıştır. Bu 10 yıllık süre zarfında yenilenebilir enerji kaynaklarının birincil enerji arzındaki payı yaklaşık 3,7 kat artmıştır. Hidrolik kaynağın katkısı ise 2005, 2010 ve 2015 yıllarında sırasıyla 3400 BTEP, 4450 BTEP ve 5700 BTEP olmuştur. Bu 10 yıl içinde bu kaynağın katkısında yaklaşık %70'lik bir artış olmuştur (EİGM, 2018).

Çizelge 1.1. Yıllara göre Türkiye'nin kaynaklar bazında birincil enerji arzı değişimi (BTEP) (EİGM, 2018).

	2005	2010	2013	2014	2015
Taş Kömürü	12.514	15.804	18.290	20.199	22.326
Linyit	9227	14.543	11.504	12.702	11.616
Asfaltit	317	505	370	372	499
Kok	305	117	258	234	299
Petrol koku	1670	2144	3011	3174	2986
Odun	4146	3392	2256	2162	-
Petrol	32.199	29.794	32.130	31.625	36.516
Doğalgaz	22.416	31.456	37.628	40.201	39.651
Hidrolik	3402	4454	5110	3495	5775
Jeotermal ve ısı	1007	1965	2636	3524	4805
Rüzgar	5	251	650	733	1002
Güneş	385	432	795	803	828
Biyoyakıt ve atıklar	1179	1097	1143	1084	2964
Toplam	88.772	105.954	115.781	120.747	129.267

Türkiye yenilenebilir enerji kaynakları bakımından zengin bir potansiyele sahiptir. Türkiye'nin rüzgar enerjisi potansiyeli 48.000 MW dolaylarındadır, ancak bu potansiyel verimli bir şekilde kullanılmamaktadır (Kaplan, 2015). Türkiye güneş enerjisinden faydalanma bakımından dünya üzerinde çok avantajlı bir konuma sahiptir. Bu konumun avantajıyla Türkiye'nin güneş enerjisi potansiyeli ortalama aylık 3,6 kWh/m²'lik güneş enerjisi ve ortalama günlük 7,2 saat aydınlanma süresine sahiptir (Benli, 2016). Güneş ve rüzgar enerjisinin yanı sıra Türkiye jeotermal enerji kaynakları bakımından zengin potansiyele sahiptir. Elektrik üretimine uygun yüksek entalpili kaynakların potansiyeli 4-4,5 GWe ve ısıtma için uygun olan düşük entalpili kaynakların toplam potansiyeli 31,5 GWt kadardır (Köse, 2007). Türkiye'nin toplam hidrolik gücü potansiyeli yaklaşık 50 GW kadardır ancak bu potansiyelin %30'luk kadar kısmı ekonomik olarak değerlendirilebilir (Yuksel, 2010). Türkiye'nin bir diğer yenilenebilir enerji kaynağı zenginliği özellikle kırsal bölgelerde yoğunlaşmış olan biyokütledir. Türkiye'nin toplam biyogaz üretim potansiyeli yaklaşık 1-1,5 MTEP olduğu tahmin edilmektedir (Toklu, 2017).

1985 yılında ilk defa doğalgazla tanışan Türkiye'de 1990'lı yılların sonlarına doğru özellikle yoğun hava kirliliğini önlemek ve ısınma için doğalgaz kullanımı başlamıştır. Sonraki yıllarda doğalgazın ucuz ve temiz bir yakıt olmasından dolayı uzun süreli doğalgaz alım anlaşmaları yapılmıştır. Böylece doğalgaz kullanımı hem ısınma amaçlı hem de elektrik üretimindeki tüketim değerleriyle rekor kırmaya başlamıştır. Bu durum Türkiye'nin enerjide arzındaki dengelerinin değişmesine yol açmıştır. Petrol kökenli yakıtların yerini doğalgaz

almıştır. Ancak böylesine yüksek bir doğalgaz tüketim miktarı dışa bağımlılığı artırmıştır. Enerji arz güvenliğinde kaynak çeşitlendirilmesi bakımından riskler barındırmaya başlamıştır.

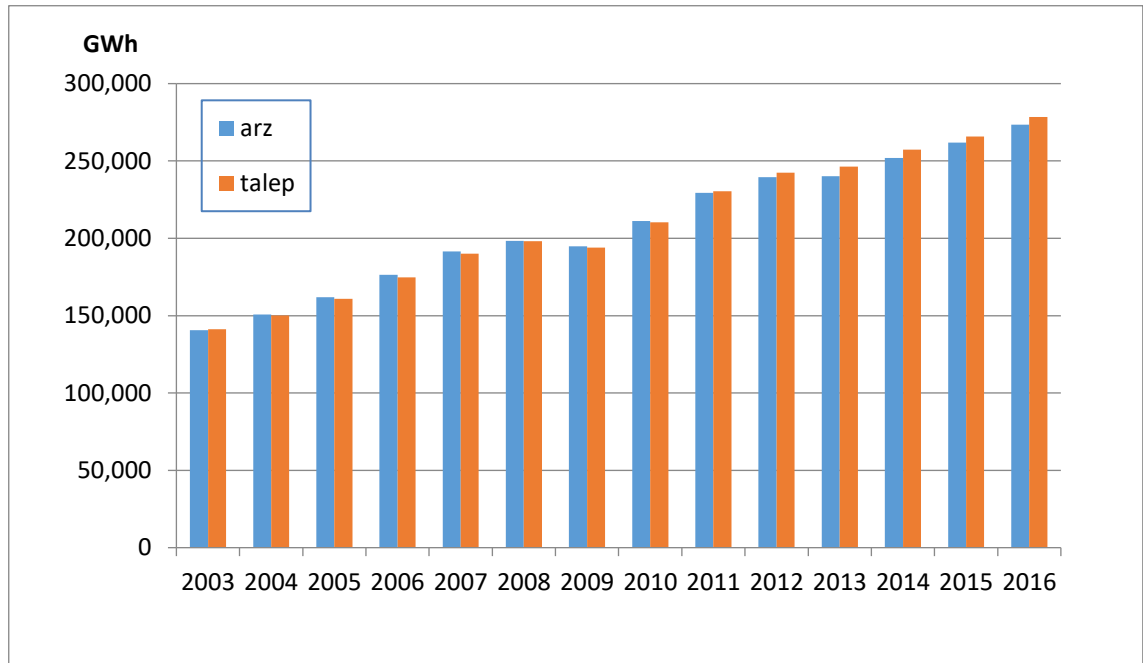
Türkiye'nin yıllara göre kaynak bazında elektrik üretim payları Çizelge 1.2.'de verilmiştir (TÜİK, 2018c). 1970 ile 2016 yılları arasını kapsayan bu tabloya göre 1970 yılında üretilen toplam 8.623 GWh elektrik üretiminin %32,7'si kömürden, %30,2'si sıvı yakıtlardan ve %35,2'lik kadarı ise hidrolikten üretilmiştir. Bu yıl içerisinde yenilenebilir enerji kaynaklarından sadece %1,9 oranında bir katkı olmuştur. 1985 yılında doğalgaz kaynaklı termik santrallerin devreye alınmasıyla ilk defa bu kaynaktan elektrik üretimine %0,2'lik katkı sağlanmıştır. 1985 yılında ayrıca yenilenebilir enerji kaynaklarından sıfır katkı olmuştur. 2000 yılına gelindiğinde elektrik üretimi 124.922 GWh'a ulaşmıştır. Bu üretimde en büyük katkı doğalgazdan %37 oranıyla gerçekleşmiştir. Kömürden ise %30'luk katkı gerçekleşirken hidrolikten %24,7 oranında katkı alınmıştır (TÜİK, 2018c).

Çizelge 1.2. Yıllara göre kaynakların elektrik üretimindeki payı (TÜİK, 2018c).

Yıl	Toplam (GWh)	Yenilenebilir Enerji ve Atıklar (%)				
		Kömür	Sıvı yakıtlar	Doğal gaz	Hidrolik	Yenilenebilir Enerji ve Atıklar
1970	8623	32,7	30,2	-	35,2	1,9
1975	15.623	26,3	34,5	-	37,8	1,4
1980	23.275	25,6	25,0	-	48,8	0,6
1985	34.219	43,9	20,7	0,2	35,2	0,0
1990	57.543	35,1	6,8	17,7	40,2	0,2
1995	86.247	32,5	6,7	19,2	41,2	0,4
2000	124.922	30,6	7,5	37,0	24,7	0,3
2005	161.956	26,6	3,4	45,3	24,4	0,3
2006	176.300	26,4	2,4	45,8	25,1	0,3
2007	191.558	27,9	3,4	49,6	18,7	0,4
2008	198.418	29,1	3,8	49,7	16,8	0,6
2009	194.813	28,6	2,5	49,3	18,5	1,2
2010	211.208	26,1	1,0	46,5	24,5	1,9
2011	229.395	28,8	0,4	45,4	22,8	2,6
2012	239.497	28,4	0,7	43,6	24,2	3,1
2013	240.154	26,6	0,7	43,8	24,7	4,2
2014	251.963	30,2	0,9	47,9	16,1	4,9
2015	261.783	29,1	0,9	37,9	25,6	6,5
2016	274.408	33,7	0,7	32,5	24,5	8,6

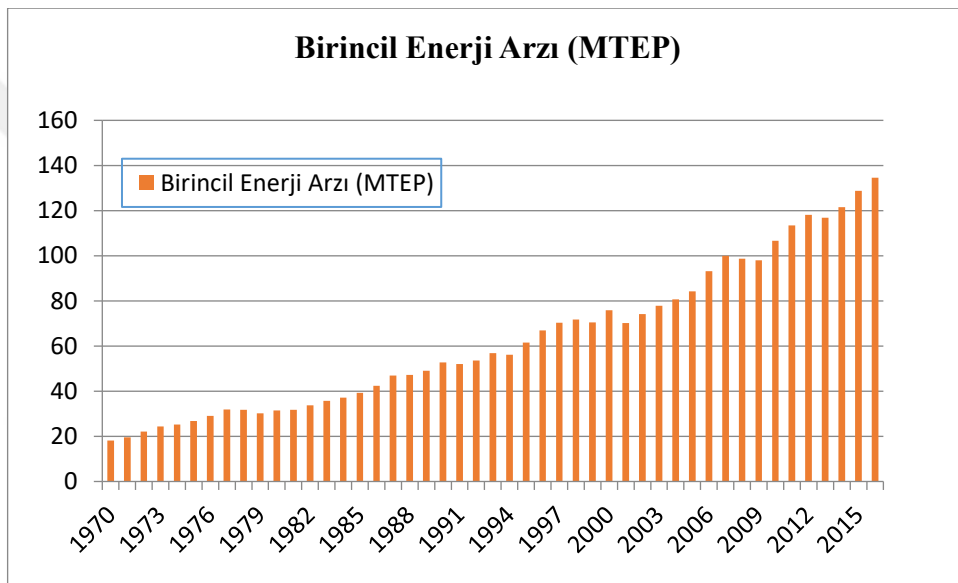
Çizelge 1.2'den de görülebileceği gibi, 2016 yılında elektrik üretimi 2000 yılındaki üretime göre iki katından fazla büyümüş ve 2016 yılı sonu itibariyle 274.408 GWh üretim gerçekleşmiştir. Böyle bir üretime en büyük katkı %33,7 ile kömürden sağlanırken, doğalgaz, hidrolik ve yenilenebilir enerjiden katkılar sırasıyla %32,5, %24 ve %8,6 olmuştur. 1970 yılında sıvı yakıtların elektrik üretimindeki payı %30,2 iken 2016 yılına geldiğimizde payı %0,7 ile bitme aşamasına gelmiştir. 2007 ve 2009 yılları arasında toplam elektrik üretiminin neredeyse yarısı doğalgazdan karşılanmıştır (TÜİK, 2018c).

Türkiye elektrik piyasasındaki yıllara göre arz-talep dağılımı Şekil 1.1'de verilmiştir (Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı (ETBK), 2017). Bu verilere göre, 2002 ve 2003 yıllarında arz talebi karşılayamazken 2004 yılı itibariyle talebin üzerinde elektrik enerjisi arzı gerçekleşmiştir. 2011 yılına kadar devam eden bu durum, bu tarihten itibaren arz elektrik enerjisi talebini karşılayamamıştır. 2011 yılında talepte bir önceki yıla göre %9,4'lük bir artışın gerçekleşmesi bu duruma yol açmıştır. En son 2015 yılında 265.724 GWh olan talebe karşı 261.783 GWh elektrik enerjisi arzı gerçekleşmiştir (ETBK, 2017).



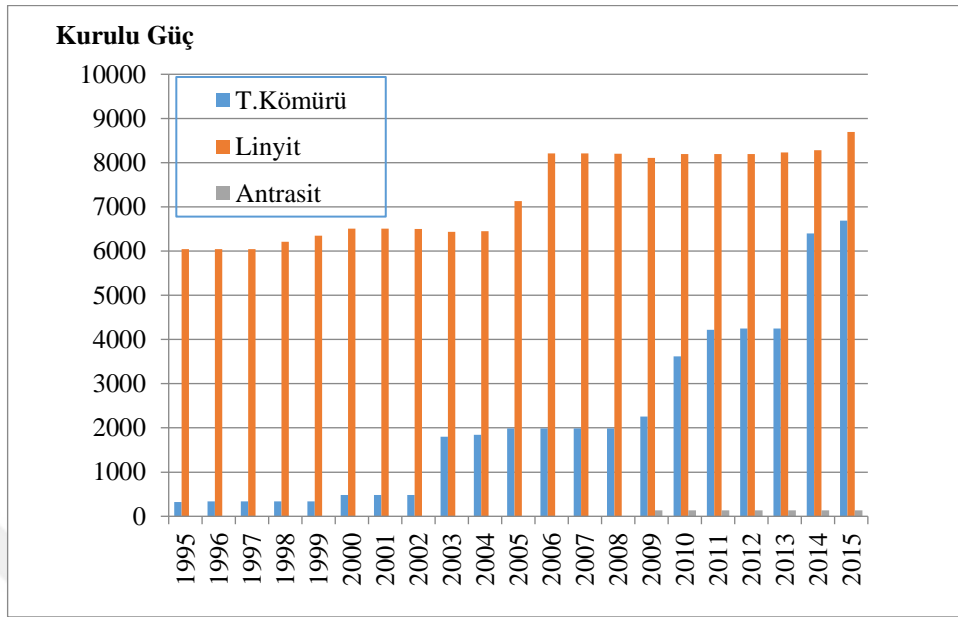
Şekil 1.1. Yıllara göre Türkiye elektrik enerjisi arz-talep değişimi (ETBK, 2017).

Türkiye’de yıllara göre birincil enerji arzındaki değişim Şekil 1.2’de verilmiştir (Ekonomik İşbirliği ve Kalkınma Organizasyonu (OECD), 2018). Verilen bu şekilde görüleceği üzere 1970 yılından 2016 yılına kadar birincil enerji arzında düzensiz bir artış görülmektedir. 1970 yılında 18,21 MTEP olan birincil enerji arzı 1980 yılında 31,45 MTEP’e 1990 yılında ise 52,7 MTEP’e ulaşmıştır. 2000 yılından sonra 2001, 2008 ve 2009 yılında ise birincil enerji arzında düşüşler görülse de 2015 yılında 128,81 MTEP’e ulaşmıştır. Son olarak 2016 yılında bir önceki yıla göre %4,5’lik bir artış gerçekleşerek 134,57 MTEP’e ulaşmıştır (OECD, 2018).



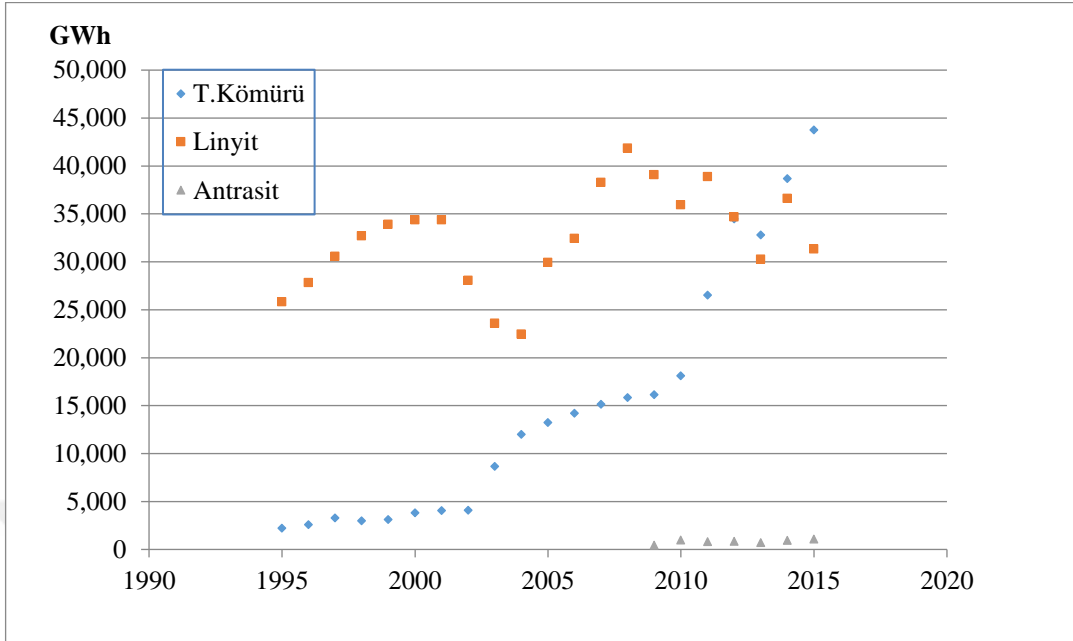
Şekil 1.2. Türkiye’de yıllara göre birincil enerji arzındaki değişim (OECD, 2018).

Türkiye’de 1995-2015 yılları arasında kömür türlerine göre kurulu güçteki değişim miktarları Şekil 1.3’de verilmiştir (EİGM, 2018). 1995 yılında toplam kurulu güç 20.954 MW iken toplam kömür kurulu gücü 6.374 MW civarındadır. 2015 yılına gelindiğinde ise toplam kurulu güç 73.147 MW’a yükselirken toplam kömür kurulu gücü 15.387 MW’a yükselmiştir. Bu yıllar arasında taş kömürü yakan termik santrallerin kurulu gücünde önemli bir artış meydana gelmiştir. 1995 yılında 326 MW olan kurulu güç 2015 yılına gelindiğinde 6690 MW’a ulaşmıştır. Türkiye’de ilk defa 2009 yılında 135 MW kurulu güce sahip asfaltit yakan termik santral kurulu güce eklenmiştir (EİGM, 2018).



Şekil 1.3. Kömür çeşitlerinin yıllara göre kurulu güç değişimleri (EİGM, 2018).

Taş kömürü, linyit ve asfaltit yakan termik santrallerin 1995 yılı ile 2015 yılı arasında ürettikleri elektrik enerjisi değişimi Şekil 1.4.'de verilmiştir (EİGM, 2018). 1995 yılında linyite dayalı termik santraller 25.815 GWh, taş kömürüne dayalı termik santraller ise 2232 GWh elektrik enerjisi üretmişlerdir. Ayrıca 1995 yılında Türkiye’de üretilen toplam elektrik enerjisi değeri 86.247 GWh’dır. 1995 yılında linyite dayalı termik santraller tek başına toplam üretilen elektriğin %29,9’unu üretmişlerdir. 2009 yılına kadar linyite dayalı elektrik üretimi miktarı artarken bu yıldan itibaren düşmeye başlamıştır. 2013 yılına gelindiğinde ise taş kömürüne dayalı elektrik üretimi linyite dayalı elektrik üretimini geçmiştir. 2009 yılında asfaltite dayalı ilk elektrik üretimi gerçekleşmiştir. 2009 yılında asfaltite dayalı elektrik üretim miktarı 448 GWh olmuştur. Son olarak 2015 yılında linyite dayalı elektrik üretimi 31.336 GWh, asfaltite dayalı elektrik üretimi 1079 GWh ve taş kömürüne dayalı elektrik üretimi ise 43.751 GWh olmuştur (EİGM, 2018).



Şekil 1.4. Kömür çeşitlerinin yıllara göre elektrik üretim değerleri değişimi (EİGM, 2018).

1.2. Türkiye Kömür Rezervleri

Türkiye'de kömür; özellikle enerji, çelik ve çimento üretimi alanlarında kullanılan önemli yakıtlardan bir tanesidir (Yılmaz, 2007). Endüstrinin geniş bir yelpazesinde kullanılan kömür, Türkiye'nin rezervi en yüksek fosil kökenli yakıttır. Türkiye'de taş kömürü, linyit ve asfaltit rezervleri bulunmaktadır. Taş kömürü rezervleri Batı Karadeniz Bölgesi, asfaltit rezervleri Şırnak ili dolaylarında yoğun bir şekilde bulunurken, linyit rezervleri ülkenin çeşitli bölgelerine yayılmış durumdadır.

1.2.1. Taş kömürü rezervleri

Türkiye'nin en önemli taş kömürü rezervleri Zonguldak havzasında yoğunlaşmıştır. Türkiye Taş Kömürleri Genel Müdürlüğü tarafından 2016 yılında yayınlanan sektör raporuna göre bu bölgede bugüne kadar yürütülen rezerv belirleme çalışmalarında -1200 m derinliğe kadar inilmiş ve tespit edilen taş kömürü rezervi 1,5 milyar ton olup, bu değer yaklaşık olarak %50'si görünür rezervdir (TTK, 2016). Zonguldak havzasında tespit edilen rezervler Amasra, Armutçuk, Kozlu, Üzülmaz ve Karadon sahalarında yer almaktadır. Zonguldak havzasında yer alan taş kömürü sahalarının rezerv miktarları Çizelge 1.3'de verilmiştir.

Zonguldak havzasında kömür madencilik faaliyetleri Türkiye Taş Kömürü Kurumu (TTK) ve rödovans usulüyle özel sektör tarafından yapılmaktadır. Havzada kapalı madencilik usulü madencilik yapılmaktadır. Amasra sahası Bartın ili sınırları içerisinde yer almakta olup Zonguldak havzasındaki en yüksek rezerve sahip sahadır. Amasra sahasında toplam rezerv miktarı 621,7 milyon tonu bulmaktadır. Bu sahadaki kömürün alt ısıl değeri 5840 kcal/kg civarındadır (Maden Tetkik ve Arama (MTA), 2018a). Zonguldak havzasında yer alan diğer sahaların toplam kömür rezervi 899,78 milyon ton civarındadır. Bu sahalardan çıkarılan taş kömürünün ortalama alt ısıl değeri 6725 kcal/kg'dır. Çıkarılan kömürlerin ortalama su, kül ve kükürt oranları sırasıyla %5,5, %10,75 ve %0,85'dir (MTA, 2018b).

Çizelge 1.3. Türkiye'de yer alan taş kömürü sahalarının rezerv miktarları (Bin Ton) (TTK,2016).

	Hazır	Görünür	Muhtemel	Mümkün	Toplam
Amasra	384	400.286	154.855	66.570	621.713
Armutçuk	1739	6524	15.859	7883	32.006
Kozlu	2845	63.820	40.539	47.975	155.180
Üzülmez	386	134.135	94.342	74.020	302.883
Karadon	2943	130.188	159.162	117.034	409.327
Toplam	8298	734.955	464.758	313.482	1.521.494

1.2.2. Linyit rezervleri

Türkiye linyitlerinin önemli bir kısmı düşük kalorifik değerli, yüksek oranda uçucu madde, nem, kül ve sülfür özelliklerine sahiptir (Ediger vd., 2014; Gören vd., 2017). Bu rezervlerin yaklaşık %70'lik kısmı 2000 kcal/kg ısıl değerinin altındadır. Türkiye'de linyitler düşük kalitede olmasından dolayı genellikle termik santrallerde değerlendirilmektedir (Uner vd., 2008). Türkiye'nin sahip olduğu önemli linyit rezervlerinin harita üzerindeki konumları Şekil 5.3'de verilmiştir.

Yeni kömür sahalarının bulunması ve bilinen sahaların geliştirilmesi kapsamında 2005 yılından itibaren çalışmalara hız verilmiştir. 2005-2015 yılları arasında 7,38 milyar ton yeni linyit rezervi keşfedilmiştir. 2005-2015 yılları arasında rezerv bulunan bölgeler Çizelge 1.4'de verilmiştir (Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı (ETBK), 2018). En yüksek rezerv miktarı 1,832 milyar ton ile Konya'nın Karapınar-Ayrancı bölgesinde, en düşük rezerv miktarı ise 4,5 milyon ton ile Denizli'nin Çivril bölgesinde keşfedilmiştir. Yapılan bu keşiflerle birlikte 8,3 milyar ton olan toplam linyit rezerv miktarı 2015 yılı sonunda 15,6 milyar tonu bulmuştur. Bu yeni keşiflerin 1,3 milyar tonu Elbistan ve 83,3 milyon tonu Çayırhan olmak üzere EÜAŞ uhdesinde yer almaktadır. 205 milyon ton ise Soma da Türkiye TKİ'ye aittir (ETBK, 2018)

Çizelge 1.4. 2005-2015 Yılları Arasında Keşfedilen Linyit Sahaları (Milyon ton) (ETBK, 2018).

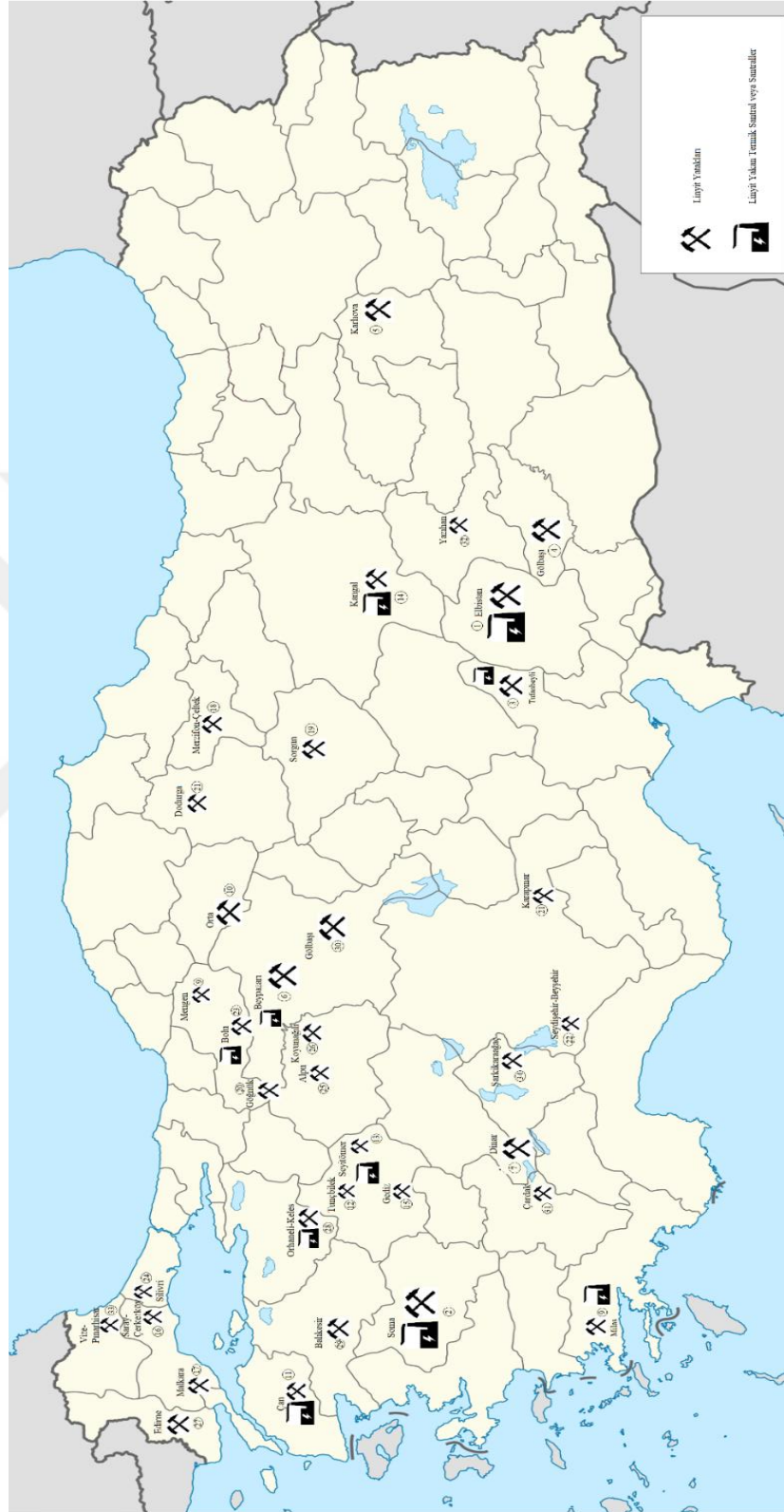
Linyit Sahası	Rezerv
Isparta-Şarkikaraağaç	306,7
Vize-Pınarhisar	140
Denizli-Çardak	44,2
Konya-Ilgın-Merkez	30,5
Malatya-Yazıhan	17
Elbistan-Elektrik Üretim AŞ (EÜAŞ)	1300
Soma-Türkiye Kömür İşletmeleri (TKİ)	205
Çayırhan-Elektrik Üretim AŞ (EÜAŞ)	83,3
Karapınar-Ayrancı	1832
Eskişehir-Alpu	1453
Afyon-Dinar	941,5
Elbistan	515
Çerkezköy	495
Amasya-Merzifon	9,2
Denizli-Çivril	7,5
Toplam	7380

Türkiye'nin sahip olduğu mevcut linyit sahaları ve rezerv miktarları Çizelge 1.5'de verilmiştir (MTA, 2018c). Türkiye'nin toplam linyit rezervleri son yıllardaki önemli keşiflerle birlikte 17,5 milyar tona ulaşmıştır. Bu linyit kaynaklarının %58,7 kadarı Elektrik Üretim A.Ş.(EÜAŞ)'a aittir (EÜAŞ, 2016). Buna göre Türkiye'nin en büyük linyit rezervine sahip sahaları Afşin-Elbistan havzasında yer almaktadır. Bu havzada 5157,34 milyon ton civarında linyit bulunmaktadır. Bu linyitler toplam kurulu gücü 2795 MW'ı bulan Afşin-Elbistan A ve B Termik Santrallerinde değerlendirilmektedir.

Diğer önemli linyit sahalarından bir diğer 1,8 milyar tonluk rezervle Konya'nın Karapınar bölgesidir. Ayrıca Konya'nın Beyşehir ve Seydişehir bölgelerinde 348 milyon ton linyit rezervleri bulunmaktadır. Diğer önemli linyit rezerv sahaları ise; 1,45 milyar ton ile Eskişehir'in Alpu bölgesi, 941 milyon ton ile Afyon'un Dinar-Dombayova bölgesi, 861,4 milyon ton ile Manisa'nın Soma bölgesi, 750,2 milyon ton ile Muğla ilinin Milas ilçesidir. Bunun yanı sıra Kütahya ili Tunçbilek, Seyitömer ve Gediz sahalarıyla toplamda 540,3 milyon ton ve 429,5 milyon ton ile Adana'nın Tufanbeyli ilçesi zengin linyit rezervlerine sahiptir.

Çizelge 1.5. Türkiye'nin Sahip Olduğu Önemli Linyit Sahaları ve Rezerv Miktarları (Milyon ton) (MTA, 2018c).

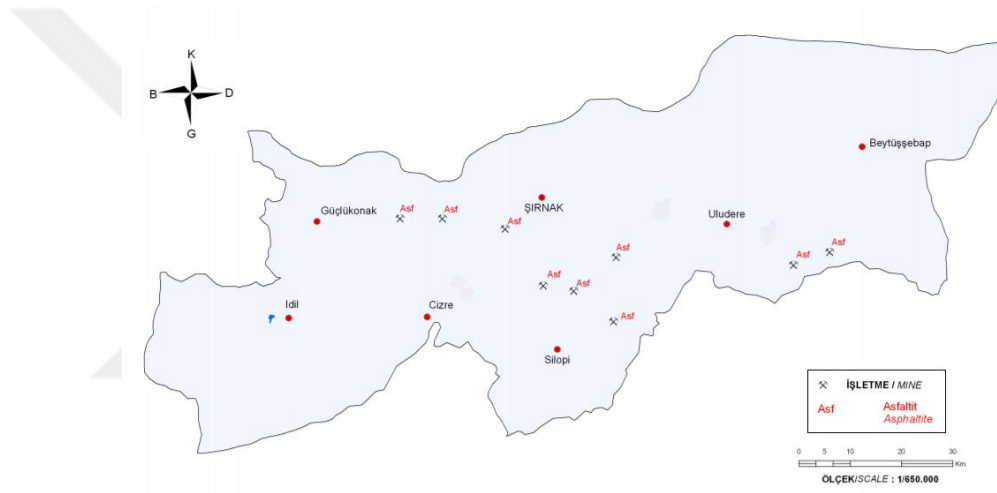
No.	Kömür Sahaları	Alt Isıl Değer (kcal/kg)	Toplam Rezerv
1	Afşin-Elbistan	950-1201	5157,34
2	Manisa-Soma	2080-3150	861,45
3	Adana-Tufanbeyli	1289	429,55
4	Adıyaman-Gölbaşı	1385	57,14
5	Bingöl-Karlıova	1460	88,88
6	Ankara-Bey pazarı	2399-2839	498
7	Afyon-Dinar-Dombayova	1351	941
8	Bolu-Mengen	4100-4755	142,76
9	Muğla-Milas	1775-2279	750,21
10	Çankırı-Orta	860-1000	123,16
11	Çanakkale-Çan	3000	92,48
12	Kütahya-Tunçbilek	2560	317,73
13	Kütahya-Seyitömer	1800-2080	198,66
14	Sivas-Kangal	1207-1494	202,61
15	Kütahya-Gediz	5200	23,94
16	Tekirdağ-Saray-Çerkezköy	2080	714,77
17	Tekirdağ-Malkara	2183-2865	618
18	Amasya-Yeniçeltek	3500	19,79
19	Yozgat-Sorgun	2502-4926	13,20
20	Bolu-Göynük	2340	43,45
21	Çorum-Dodurga	2500-3151	38,51
22	Konya-Karapınar	1320	1832
23	Konya-Beyşehir-Seydişehir	1110	348
24	Bolu-Salıpazarı-Merkez	4755	98
25	İstanbul-Silivri	1500	180
26	Eskişehir-Alpu	2100	1453
27	Eskişehir-Koyunağılı	2539	57,43
28	Edirne	4200	90
29	Bursa-Keles-Orhaneli	1900-2500	85
30	Balıkesir	1000-3000	34
31	Ankara-Gölbaşı	2004-2232	48
32	Denizli-Çardak	-	44,20
33	Malatya-Yazıhan	1934	17
34	Vize-Pınarhisar	1875	140
34	Isparta-Şarkikaraağaç	1600-2800	306,7
Toplam			16.065,99



Şekil 1.5. Türkiye'nin sahip olduğu önemli linyit havzalarının ülke üzerindeki dağılımı.

1.2.3. Asfaltit rezervleri

Türkiye'nin toplam asfaltit rezervleri ülkenin güneydoğu bölgesindeki Şırnak ili sınırları içerisinde yoğunlaşmıştır (Ozturk ve Yuksel, 2016). Şırnak bölgesinde MTA tarafından tespit edilen 12 adet asfaltit rezerv sahası vardır (MTA, 2018d). Bu sahaların Şırnak ili üzerindeki konumları Şekil 1.6'da verilmiştir (MTA, 2018e). Bu sahalar için toplam görünür rezerv miktarı 45,473 milyon ton, toplam rezerv ise 81,9 milyon ton civarındadır. Bu sahalar alt ısıl değeri 2876-5536 kcal/kg aralığında olan asfaltit rezervlerine sahiptir (MTA, 2018e).



Şekil 1.6. Şırnak bölgesinde yer alan asfaltit sahaları (MTA, 2018e).

Şırnak bölgesindeki asfaltit sahalarının rezerv miktarları ve bu rezervlerin elemental özellikleri Çizelge 1.6'da verilmiştir (MTA, 2018d). Silopi sınırları içerisindeki Harbul ve Üçkardeşler sahaları en zengin asfaltit yataklarına sahip olup sırasıyla toplam rezervleri 25,76 ve 20,35 milyon tondur. Bu iki asfaltit yatağının alt ısıl değeri ortalama olarak 5510,5 kcal/kg civarındadır. Taşıdıkları nem miktarı %2'nin altında olsa da kül oranları %35 civarındadır. Ayrıca Harbul sahasında kükürt oranı %8,23 ve Üçkardeşler sahasında ise bu değer %7,7'dir (MTA, 2018d).

Şırnak'ın Silopi ilçesinde Türkiye'nin ilk ve tek asfaltit yakan termik santrali ilk ünitesi 2009 yılında devreye alınmıştır. Bu termik santral 3 adet üniteden oluşmakta ve toplamda 405 MW kurulu güce sahiptir. Ayrıca yine bu ilçede yapımı devam eden 270 MW kapasitede

asfaltit yakan termik santral inşa edilmektedir. Her iki termik santralde akışkan yataklı yakma teknolojisine sahiptir.

Çizelge 1.6. Şırnak Bölgesindeki Asfaltit Sahalarının Rezerv Miktarları ve Rezervlerin Elementsel Özellikleri (MTA, 2018d).

	Rezerv (Milyon Ton)				Elementel Analiz			
	Görünür	Muhtemel	Mümkün	Toplam	AID (kcal/kg)	Su (%)	Kül (%)	S (%)
Silopi Harbul	17,90	7,85	-	25,76	5536	0,88	35,93	8,23
Silopi Silip	3,07	1,30	-	4,40	5485	1,35	36,25	8,10
Silopi Üçkardeşler	9,47	10,88	-	20,35	5474	1,21	35,55	7,70
Avgamasya	7,48	0,67	-	8,15	4191	0,47	39,68	5,64
Milli	2	2,90	1,60	6,50	3400	2,13	47,38	4,01
Karatepe	0,50	2	2,50	5	3695	3,58	42,56	3,48
Seridahli	3,53	1,25	1,27	6	3174	0,22	46,72	4,92
Nivekara	0,30	1	0,70	2	3400	5,40	42,72	5,83
Ispindoruk	0,10	0,50	0,50	1,10	3300	0,33	51,93	4,76
Segürük	0,55	0,45	-	1	4500	1,20	38,80	6,36
Rutkekurat	-	-	1	1	3250	3,60	42,12	4,40
Uludere Ortasu	0,55	0,05	-	0,60	2876	0,40	46,03	5,08
Toplam	45,47	28,89	7,57	81,94				

1.3. Türkiye’de Termik Santrallerin Mevcut Durumu

Türkiye’deki 40 MW kurulu gücün üzerindeki termik santrallerin listesi Çizelge 1.6’de verilmiştir. Türkiye’de 40 MW kurulu gücün üzerindeki kömüre dayalı termik santrallerin toplam kurulu gücü 2017 yılı sonu itibariyle 18.310,5 MW olmuştur. Türkiye’nin kurulu gücü 2018 yılı Mayıs ayı itibariyle 86.938 MW’tir (EİGM, 2018b). Bu durum göz önünde bulundurulduğunda kömüre dayalı termik santrallerin kurulu gücü toplam kurulu gücün %20,85’ini oluşturmaktadır. Bu oran değerlendirildiğinde elektrik üretiminde termik santrallerin Türkiye için önemi anlaşılmaktadır.

Çizelge 1.7’de görüleceği üzere son yıllarda ithal kömüre dayalı termik santrallerin kurulu gücünde artış yaşanmaktadır. Toplam ithal kömüre dayalı termik santral kurulu gücü 8335 MW’a ulaşmıştır. Bu kurulu güç toplam termik santral kurulu gücünün %45,97’ sine tekabül etmektedir. İthal kömüre dayalı en yüksek kurulu güce sahip olan termik santral 2790 MW kurulu gücü ile EREN firmasına ait olan Zonguldak Eren Termik Santrali (ZETES)’dir. Yerli kömüre dayalı termik santrallerin kurulu gücü ise 9775,5 MW dolayındadır. Bu rakamlar ithal kömüre

dayalı termik santrallere yönelik bir eğilim olduğu görülmektedir. Bu durum kömürde dışa bağımlılığımızı artırmaktadır.

Çizelge 1.7. Türkiye’de işletme halindeki termik santraller.

No	Santral	Kurulu Güç (MW)	Yakıt	Şehir	Tarih
1a	Zonguldak Eren (ZETES)	2790	İthal Kömür	Zonguldak	2010
2a	Afşin-Elbistan B T.S.	1440	Yerli Linyit	Kahramanmaraş	2004
3a	Afşin-Elbistan A T.S.	1355	Yerli Linyit	Kahramanmaraş	1984
4a	İSKEN Sugözü T.S.	1320	İthal Kömür	Adana	2003
5a	İÇDAŞ Bekirli T.S.	1200	İthal Kömür	Çanakkale	2011
6a	İskenderun Atlas T.S.	1200	İthal Kömür	Hatay	2014
7a	Soma B T.S.	990	Yerli Linyit	Manisa	1984
8a	Cenal Karabiga T.S.	660	İthal Kömür	Çanakkale	2017
9a	Kemerköy T.S.	630	Yerli Linyit	Muğla	1993
10a	Yatağan T.S.	630	Yerli Linyit	Muğla	1982
11a	Çayırhan T.S.	620	Yerli Linyit	Ankara	1987
12a	Seyit Ömer T.S.	600	Yerli Linyit	Kütahya	1973
13a	Kangal T.S.	457	Yerli Linyit	Sivas	1989
14a	Tufanbeyli T.S.	450	Yerli Linyit	Adana	2015
15a	Yeniköy T.S.	420	Yerli Linyit	Muğla	1986
16a	İÇDAŞ Biga T.S.	405	İthal Kömür	Çanakkale	2005
17a	Silopi T.S.	405	Asfaltit	Şırnak	2009
18a	Tunçbilek T.S.	365	Yerli Linyit	Kütahya	1956
19a	Aliağa T.S.	350	İthal Kömür	İzmir	2014
20a	18 Mart Çan T.S.	320	Yerli Linyit	Çanakkale	2005
21a	Çatalağzı T.S.	300	Taş Kömürü	Zonguldak	1989
22a	AKSA Bolu Göğnük T.S.	270	Yerli Linyit	Bolu	2015
23a	İskenderun Demir Çelik T.S.	220,4	İthal Kömür	Hatay	-
24a	Orhaneli T.S.	210	Yerli Linyit	Bursa	1992
25a	Çolakoğlu T.S.	190	İthal Kömür	Kocaeli	2000
26a	Yunus Emre T.S.	145	Yerli Linyit	Eskişehir	2016
27a	Kardemir T.S.	77,5	Kömür	Karabük	-
28a	Polat T.S.	51	Linyit	Kütahya	2014
29a	Soma A T.S.	40	Kömür	Manisa	1957
Toplam Kurulu Güç		18.130,5			

Son yıllarda devreye alınan termik santrallerde çoğunlukla daha çevreci yakma teknolojisi olan akışkan yataklı kazanlar kullanılmaktadır. Türkiye’de devlet kuruluşlarına ait ilk akışkan yataklı kazan 2005 yılında 18 Mart Çan Termik Santralinde devreye alınmıştır (EÜAŞ, 2015). Türkiye’nin linyite dayalı en büyük termik santrali ve ilk ünitesi 2004 yılında devreye alınan devlet kuruluşuna ait olan Afşin-Elbistan B Termik Santralinde ise pülverize kömür yakan kazanlar kullanılmaktadır. Buna karşı ilk ünitesi 2010 yılında devreye alınan Eren Termik Santralinde süper kritik yakma teknolojisine sahip pülverize yakma sistemi, 2014 yılında devreye

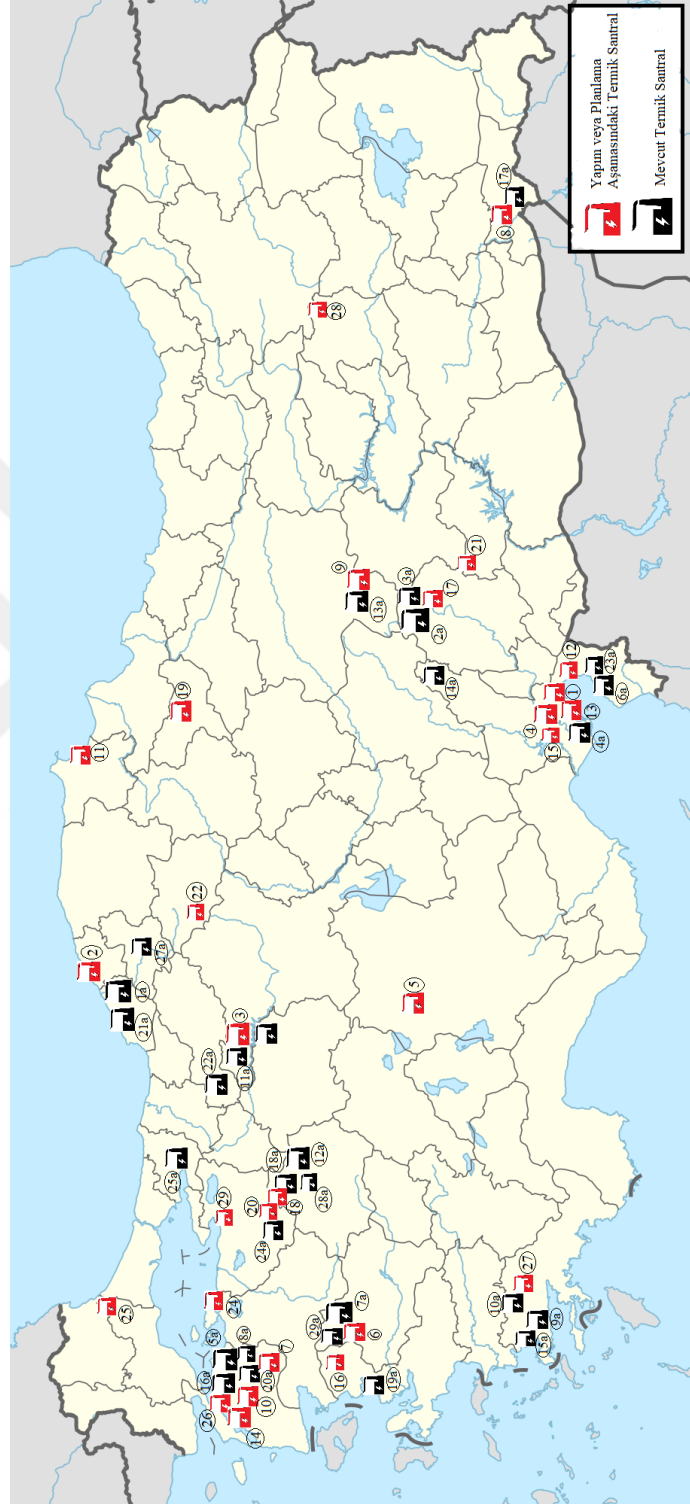
alınan Atlas Sugözü Termik Santrali Süper Kritik Yakma Teknolojisine sahiptir. 2014 yılında devreye alınan Polat Termik santrali, 2015 yılında devreye alınan Tufanbeyli Termik Santrali, Aksa Göğnük Termik Santrali ve Adularya Yunus Emre Termik Santrali dolaşımli akışkan yataklı kazan kullanmaktadır. 2009 yılında devreye alınan asfaltite dayalı Silopi Termik Santralinde akışkan yataklı kazanlar kullanılmaktadır. İzdemir Aliğa Termik Santrali ise ithal kömüre dayalı olup süper kritik kazan teknolojisine sahiptir. Son olarak 2017 yılında devreye alınan Cenal Karabiga Termik Santrali ultra süper kritik yakma teknolojisine sahiptir (Alarko, 2018).

Mevcut termik santrallerin yanı sıra her geçen yıl büyüyen enerji talebini karşılamak için yeni kömür yakan termik santralleri inşa edilmekte ya da planlanmaktadır. Önümüzdeki yıllarda devreye alınmak üzere inşa halinde ve planlamada olan termik santrallerinin listesi Çizelge 1.8’de verilmiştir (Enerji Atlası, 2018). İnşası devam eden termik santrallerin toplam kurulu gücü 5460,5 MW’tır. Termik santralden elektrik üretimi için lisans alınmış planlamada olan toplam kurulu güç miktarı ise 3995 MW’tır. Elektrik enerjisi üretim lisansına sahip olan termik santral projelerinin hepsi yakıt olarak ithal kömüre dayalıdır. Ön lisansa sahip olan termik santral projeleri toplam kurulu gücü 2261 MW kadardır. Ön lisansa sahip termik santral projeleri ise yakıt olarak yerli linyitlere dayalıdır. Henüz lisans alamamış ancak planlama aşamasındaki projelerin toplam kurulu gücü ise 2949,5 MW kadardır. Çizelge 1.8’de verilen projelerin tamamlanmasıyla sisteme toplamda 14.666 MW kurulu güç eklenecektir. Böylece bu projelerin tamamen tamamlanmasıyla kömüre dayalı termik santrallerin toplam kurulu gücü 32.796,5 MW’a ulaşacaktır (Enerji Atlası, 2018).

Çizelge 1.8. Önümüzdeki yıllarda Türkiye’de açılması hedeflenen termik santraller listesi.

No	Santral Adı	Kapasitesi (MW)	Yakıt	Durumu	Şehir	Firma
1	Hunutlu T.S.	1320	İthal Kömür	Y.A.	Adana	Özel S.
2	Amasra T.S.	1100	Taş Kömürü	Y.A.	Bartın	Özel S.
3	Çayırhan B T.S.	720	Linyit	Y.A.	Ankara	EÜAŞ
4	AYAS T.S.	625,5	İthal Kömür	Y.A.	Adana	Özel S.
5	İlgin T.S.	500	Linyit	Y.A.	Konya	Özel S.
6	Soma Kolin T.S.	460	Linyit	Y.A.	Manisa	Özel S.
7	Çan 2 T.S.	330	Linyit	Y.A.	Çanakkale	Özel S.
8	Şırnak Asfaltit T.S.	270	Asfaltit	Y.A.	Şırnak	Özel S.
9	Kangal Etyemez T.S.	135	Kömür	Y.A.	Sivas	Özel S.
10	Kirazlıdere T.S.	1260	İthal Kömür	Ü.L.	Çanakkale	Özel S.
11	Gerze T.S.	1000	İthal Kömür	Ü.L.	Sinop	Özel S.
12	Selena T.S.	900	İthal Kömür	Ü.L.	Hatay	Özel S.
13	IC İttaş Yumurtalık T.S.	600	İthal Kömür	Ü.L.	Adana	Özel S.
14	Karaburun T.S.	135	İthal Kömür	Ü.L.	Çanakkale	Özel S.
15	Hakan Kömür T.S.	100	İthal Kömür	Ü.L.	Adana	Özel S.
16	Kınık T.S.	691	Linyit	Ö.L.	İzmir	Özel S.
17	Diler Elbistan T.S.	400	Linyit	Ö.L.	Kahramanmaraş	Özel S.
18	Domaniç T.S.	300	Linyit	Ö.L.	Kütahya	Özel S.
19	Gürmin Amasya T.S.	300	Linyit	Ö.L.	Amasya	Özel S.
20	Keles T.S.	270	Linyit	Ö.L.	Bursa	Özel S.
21	Gölbaşı T.S.	150	Linyit	Ö.L.	Adıyaman	Özel S.
22	Çankırı Orta T.S.	150	Linyit	Ö.L.	Çankırı	Özel S.
23	Kumpınar T.S.	1220	İthal Kömür	P.A.	Düzce	Özel S.
24	Bandırma 3 T.S.	800	İthal Kömür	P.A.	Balıkesir	Özel S.
25	Saray T.S.	300	Linyit	P.A.	Tekirdağ	Özel S.
26	Çan Helvacı T.S.	270	Linyit	P.A.	Çanakkale	Özel S.
27	Ant Enerji T.S.(ANTES)	160	Linyit	P.A.	Muğla	Özel S.
28	Bingöl-Karlıova T.S.	150	Linyit	P.A.	Bingöl	Özel S.
29	Buhar ve Enerji Ü.T.	49,5	Linyit	P.A.	Bursa	Özel S.
Toplam Kurulu Güç		14 666				

Ü.T.: Üretim Tesisi, T.S.: Termik Santral, Y.A.: Yapım Aşamasında, Ü.L.: Elektrik Üretim Lisansı Sahibi Ö.L.: Elektrik Üretim Ön Lisans Sahibi ve P.A.: Planlama Aşamasında



Şekil 1.7. Mevcut, yapım ve planlama aşamasındaki kömür yakan termik santrallerin Türkiye üzerindeki dağılımı.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Çalışmanın bu bölümünde akışkan yataklı kazanlar ve ekserji analizi üzerine daha önceden yapılmış çalışmalar hakkında araştırma yapılmıştır. Yapılan araştırmalar kapsamında yapılmış çalışmalar başlıklar altında özetlenmiştir. Öncesinde ise akışkan yataklı kazanların gelişimi hakkında bilgiler paylaşılmıştır.

2.1. Akışkan Yataklı Kazanların Tarihçesi

1921'de Almanya'da Fritz Winkler, kok partiküllerinin yer aldığı potanın alt kısmına yanma ürünü gazları göndermiştir. Bu deneyde, Winkler parçacıkların gazın sürüklenmesi ile kaldırıldığını ve parçacık kütesinin de kaynayan bir sıvıya benzediğini gözlemiştir. Yaptığı bu küçük deney akışkanlaşma adı verilen yeni bir süreci başlatmıştır (Basu, 2015; Güngör, 2006). Winkler bu deneyler neticesinde 12 m² kadar genişlikte ticari amaçla akışkan yataklı tesis inşa ederek bu keşfin patentini almıştır. Bu noktadan sonra birçok bilim adamı ve mucit kömürün bu kabarcıklı akışkan yatakta yakılması fikrini benimsemiştir. Sabri Ergun'un minimum akışkanlaştırma hızı üzerine basınç ve sıcaklığın etkisi üzerinde yaptığı çalışmalar, bu kazan türünün gelişimine katkılar sağlamıştır (Ergun, 1952). 1960'lı yılların başlarında Douglas Elliott bu akışkan yatak içine borular yerleştirilerek buhar üretilebileceği fikrini önermiştir. Elliott'ın keşifsel çalışmalarından kısa bir süre sonra akışkan yatakta yanma için aktif bir geliştirme programı başlatılmıştır (Basu, 2015).

1960'lı yılların ilk zamanlarında kömür yakan endüstriyel tesisler ve termik santrallerin atmosfere saldıgı SO₂ ve NO_x emisyonlarının azaltılmasına yönelik akışkan yatak teknolojisinin etkili olabileceği düşüncesi kömür yakan akışkan yataklı kazanların geliştirilmesi için ilk adım olmuştur. Yürütülen çalışmaların neticesinde önce 1970'li yıllarda kabarcıklı akışkan yataklı kazanlar sonrasında ise 1980'li yıllarda dolaşımli akışkan yataklı kazan geliştirme programları uygulanmıştır (Öztürk, 2011).

Dolaşımli akışkan yatak işleminin ağırlıklı olarak petrokimya endüstrisinde kullanımı, bu teknolojinin buhar eldesi için kömür yakma sahasında kullanımını geciktirmiştir. Dolaşımli akışkan yatak, buhar ve ısı sağlamak amacıyla 1984'de Lurgi firması tarafından Luenen'de Vereinigte Aluminium Werke'de kurulmuş ve bu sistemler Batı Almanya'nın birkaç eyaletinde endüstriyel enerji santrallerinde kullanılmıştır. Özellikle 1986 sonrasında çeşitli ülkelerde elektrik santrallerinde kullanılmaları yaygınlaşmıştır. Son yirmi yıl içerisinde dolaşımli akışkan yataklı yakma sistemlerinde kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Günümüzde akışkan yatak teknolojisi 400-500 MW ünitelere kadar uzanmıştır (Güngör, 2006).

Akışkan yataklı kazanların gelişimi Amerika ve Almanya ile sınırlı kalmamış olup İngiltere, Finlandiya ve Çin gibi ülkelerde bu kazan türünün gelişimi için program başlatmışlardır. Bu ülkelerin akışkan yataklı yakma teknolojisi üzerine geliştirme programları başlatmaları düşük kaliteli kömür rezervlerine sahip olmaları ve atmosfere salınan zararlı emisyonları azaltmak olmuştur. İlk ticari akışkan yataklı kazan 5 MW kapasitesinde 1979 yılında imalatı yapılmıştır (Koorneef, 2007).

2.2. Akışkan Yataklı Kazanlar Literatür Araştırması

Geçmiş uzun yıllara dayanan akışkan yataklı yakma teknolojileri Türkiye’de pek yaygın olmamasına rağmen araştırmacılar açısından popüler konulardan biri olmuştur. Türkiye’deki araştırmacılar çoğunlukla akışkan yatakta düşük kalorili kömürler ile biyokütle karışımlarının yanma performansını, yerli linyit yakan akışkan yataklı kazan tasarımı, akışkan yataklı kazanların hidrodinamiği, yakıcıların modellenmesi, ısı transferi mekanizması vb. konuları üzerinde birçok çalışma yapmıştır. Yapılan bu çalışmaların bazıları hakkında bilgiler aşağıda verilmiştir.

Köse (1995), doktora tezinde düşük kalorili Türk linyitleri için uygun bir akışkan yataklı kazan yakma sisteminin tasarımını bilgisayar destekli matematiksel olarak modellemeyi amaçlamıştır (Köse, 1995). Çalışmasında geliştirdiği matematiksel modelin çözümü için bilgisayar programını kullanarak Türk linyitleri için en uygun yakıcı tasarlamıştır. Oluşturduğu modelde, sürekli tanecik beslemesi yapılarak tanecik yanması üzerinde hem kimyasal hem de difüzyon kontrolünün etkin olduğu sıcak yatak şartlarındaki korelasyonları kullanmıştır.

Büyüküner (2005), yüksek lisans çalışmasında reaktör sıcaklığının ve partikül çapının kükürt dioksit tutma verimini etkisinin bir akışkan yataklı reaktör kullanılarak belirlenmesini amaçlamıştır (Büyüküner, 2005). Çalışmada farklı kükürt tutma kapasitesine sahip kireçtaşlarının akışkan yataklı reaktördeki performansları ve bu performansı etkileyen faktörleri deneysel olarak incelemiştir. Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçlar literatürde mevcut çalışma sonuçları ile karşılaştırmış ve elde ettiği sonuçların literatürde yapılan çalışmalar ile uyumlu olduğunu tespit etmiştir.

Güngör (2006), doktora tezinde kömür yakan dolaşımli akışkan yataklı yakıcılar için dinamik iki boyutlu bir model geliştirmiştir (Güngör, 2006). Modelin geçerliliğinin sağlanması için, geliştirdiği hidrodinamik model simülasyon sonuçlarının; farklı ölçekteki yataklar kullanılarak yapılmış ve literatürde yayınlanmış deneysel verilerle karşılaştırılmasını yapmıştır. Bu noktada, gaz ve katılar için boşluk oranı ve katı tane hızları dağılımının yataktaki radyal yöndeki değişimlerinin farklı yatak yüksekliğindeki sonuçları, basınç kaybının yatak boyunca

değişimi ve katı kütle akısının yatak içerisinde radyal yöndeki değişimini deneysel verilerle mukayese etmiştir. Son olarak model küçük ölçekli atmosferik bir akışkan yataklı yakıcının şartlarında çalıştırmış ve ikinci kanun verimini incelemiştir. Yatak boyunca ikinci kanun veriminin hacim oranının tüm değerlerinde, yatak boyunca artan entropi üretimi nedeniyle azalan bir eğim gösterdiğini gözlemlemiştir. Daha yüksek hacim oranlarında ise verimliliğin sabit kaldığını tespit etmiştir.

Erbaş (2007), doktora tezinde akışkan yataklı kazan test sisteminde, yatak ile ısıtma yüzeyi arasındaki ve yatak ekseninde konumlandırılan daldırma yüzeyi ile yatak arasındaki ısı transfer özellikleri incelemiştir (Erbaş, 2007). Bu çalışmada ayrıca çeşitli yatak malzemeleri ve test koşullarında ısı transfer özelliklerini belirlemiştir. Yazar deney tasarım ve işletme verileri modelin tanımlanmasında kullanılan boyutsuz parametreler biçimine dönüştürmüş, modeli tanımlayan ve tanımda baskın olan üssel fonksiyonlar, ölçüm değerlerinin kullanıldığı regresyon analizleri ile belirleyerek, “yenilenen küme modeli” ölçüm sonuçlarını minimum sapma ile ifade edebilecek biçime getirmiştir. Çalışmada kullanılan model, gerçek ısı transferini literatürde verilene kıyasla düşük yoğunlukta yatakta %11, yüksek yoğunluklu yatakta ise %16 daha az sapma oranı ile tanımlanabilmekte olduğu tespit etmiştir.

Baysal (2007), yüksek lisans tezinde Gazi Üniversitesi ısı güç laboratuvarında bulunan soğuk model akışkan yatak test sistemini temel alarak partikül yoğunluğunun, yüzeysel gaz hızının ve partikül çapının akış hidrodinamiğine etkilerini incelemiştir (Baysal, 2007). Belirlediği bazı kesitlerde gaz ve katı hız akış vektörleri, basınç ve katı faz boşluk kesri konturları, kolon içerisindeki gaz hızının radyal dağılımları, katı hızının radyal dağılımları, yerel katı kütle akılarının radyal dağılımları ve katı faz boşluk kesrinin radyal dağılımlarını göstermiştir. Çalışmanın sonunda partikül yoğunluk değişiminin yüzeysel gaz hızı değişimi ve partikül çağı değişimi ile akışkan yatak içerisindeki katı dolaşım oranının oldukça fazla etkilendiğini görmüştür.

Dülger (2007), yüksek lisans tezinde akışkan yataklı kömür yakma sistemlerinde otomatik kontrol tasarımı ve uygulaması çalışmasını yapmıştır (Dülger, 2007). Bu çalışmada, laboratuvar ölçekli dolaşımli akışkan yataklı kömür yakma sisteminde belirlenmiş bir algoritmayı kullanarak verimli ve düşük emisyonlu yanmayı sağlamayı amaçlamıştır. Bunun için 250 kW kapasiteli DAY yakma sistemi üzerine gerekli parametreler için ölçüm cihazları yerleştirilerek veri toplamıştır. Aldığı veriler algoritmanın yüklü olduğu işlemcide işlenerek kömür besleme motoru frekansı hava besleme fanını kontrol etmiştir. Ayrıca sıcaklık, basınç düşümü ve baca gazındaki fazla oksijen miktarı set değer aralığında tutacak şekilde kontrol sağlamıştır.

Batu (2008), doktora tezi çalışmasında 150 kWt dolaşımli akışkan yataklı yakıcıda yerli linyitin yanma özelliklerini incelemiştir (Batu, 2008). Bu çalışmadaki yakma testlerinde Çan linyitleri kullanılmıştır. Yakma testlerinin yatışkın durum sonuçları çan linyitinin yüksek yanma verimliliği ile yakıldığını göstermiştir. Seyrek bölgedeki düşük katı derişimi sebebiyle bu bölgedeki basınç düşümünün kayda değer olmadığını tespit etmiştir. Sonuç olarak, yerli linyit kaynaklarının dolaşımli akışkan yataklı yakıcılardaki yanma ve kükürt giderme özellikleri üzerinde yapılacak uzun dönemli araştırma çalışmalarında kullanım için tatmin edici olduğunu bulmuştur.

Mert (2010), yüksek lisans tezinde yerli linyit yakan dolaşımli akışkan yataklı yakıcıların benzetişimi çalışması yapmıştır (Mert, 2010). Bu çalışmada, yüksek ısıl değerli kömürü kumda yakan dikdörtgen paralel yüz şekle sahip bir 0,3 MWt dolaşımli akışkan yataklı yakıcıdan alınan ve deneysel verilerle geçerliği ispatlanmış kapsamlı bir model oluşturulmuştur. Bu model silindirik koordinatlara adapte edilmiş ve NO oluşum ve indirgenme reaksiyonlarıyla siklon, iniş borusu ve geri dönüş vanası etrafındaki basınç düşmesini kapsayacak şekilde genişletmiştir. Sıcaklık ve basınç profilleriyle gaz emisyonlarının öngörülen ve ölçülen değerleri arasında olumlu karşılaştırmalar elde etmiştir. Sonuç olarak, basınç öngörülerinin doğruluğunu tanecik seyreltik bölgedeki katı parçacık miktarının yukarı yönlü azalmasını belirlenmesi için kullanılan korelasyonla sağlamıştır. Ayrıca NO emisyonu öngörülerinin doğruluğunu kömürdeki azotun kok azotuna ve uçucu azota bölünme oranına ve tanecik seyreltik bölgedeki oksijen içeriğine güçlü bir şekilde bağlı olduğu tespit etmiştir.

Atılgan (2014), yakıt olarak Kütahya Tunçbilek linyiti, yatak malzemesi olarak silis kumu ve kül karışımı, adsorbent madde olarak da Göynük yöresi kireçtaşı kullanarak bunların dolaşımli bir akışkan yatakta yanma performansına etkisini deneysel olarak incelemiştir (Atılgan, 2014). Kömür, silis kumu ve kireçtaşının tane boyutlarını kümülatif yöntemle hesaplayarak en uygun tane boyutlarını sistem için belirlemiştir. Kullandığı kömürün ve adsorbent maddelerin özelliklerine de bağlı olarak çalışılan aralıklarda, kirlatici emisyonlarının değişimini inceleyerek en uygun çalışma bölgesini belirlemiştir. Bu bölgenin yanma performansını bozmadığı, yanmadaki ve SO₂ tutulmasındaki verimlerin yüksek tutulduğu bölge olarak tarif etmiştir.

2.3. Ekserji Analizi Literatür Araştırması

Ekserji terimi Z. Rant tarafından tanıtılmıştır. Onun çalışmaları bu alanda oldukça yoğun bir gelişimi başlatmıştır. Ekserji analizinin öncüleri G. Gouy, A. Stodola, J.W. Gibbs ve F. Bosnjakovic olmuştur. Gibbs kimyasal reaksiyonların maksimum işin konseptini ortaya koymuştur. Ayrıca, Keenan uygunluk konseptini ortaya koymuştur. Bosnjakovic

tersinmezliklerin zararlı etkisini analiz etmiştir. Gouy ve Stodola termodinamik tersinmezliklerin yol açtığı iş yapma yeteneğindeki kayıpları kanunlardan bağımsız bir şekilde formüle etmiştir (Szargut, 2005).

Bejan ve arkadaşları, kimyasal ekserji kavramını örnekler üzerinden açıkladıkları çalışmalarında birçok yakıt için kimyasal ekserji hesaplama yöntemlerini ele almışlardır (Bejan vd., 1988).

Endüstriyel işletmeler enerji maliyetlerini düşürmek ve verimli yakma sistemlerine sahip olma arzusunda olmuşlardır. Termik santraller ve çeşitli kapasitelerdeki fosil yakıtların yakıldığı endüstriyel güç ve/veya buhar üreten santrallerin performansları işletme kârlılığı için önem arz etmektedir. Türkiye’de 10 MW’ın üstündeki kapasitelerde 30’dan fazla termik santralde ve 10 MW kapasitenin altında birçok endüstriyel buhar kazanı bulunmaktadır. Bu buhar kazanlarının termal performansını belirlemek için enerji ve ekserji analizleri başvurulan en etkili yöntemler olmuştur. Birçok endüstriyel uygulamada kullanılan endüstriyel kazanların yanı sıra akışkan yataklı kazanların performansı merak konusu olmuştur. Böylece araştırmacılar için enerji ve ekserji analizi kullanarak endüstriyel prosesin performansının incelenmesi popüler konular arasında olmuştur. Bu kazanların içinde akışkan yataklı kazanların sayısının ve toplam kurulu gücünün bir hayli düşük olmasına rağmen mevcut akışkan yataklı buhar kazanları için yapılmış enerji ve ekserji çalışmaları aşağıda özetlenmiştir.

Eskin ve arkadaşları (2009), İzmir Torbalıda bulunan 7,7 MW kapasiteli buhar güç üretim tesisinin akışkan yataklı kazanını termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizlerini yapmışlardır (Eskin vd., 2009). Bu analiz tüm sistemi ve alt sistemleri kapsamaktadır. Akışkan yataklı kazanın her bir lokasyonunda meydana gelen tersinmezliklerin miktarını içeren detaylı bir metod uygulanmıştır. Analiz sonuçları kazanın farklı lokasyonlarından alınan ölçümlerle kıyaslanmış ve değerlerin örtüştüğü tespit edilmiştir. Akışkan yataklı kazan ve atık ısı kazanının üç farklı seviyesi ve ekonomizerin çıkış sıcaklığı, ayrıca kazan çıkışındaki baca gazı bileşimi ve buhar akış oranı ölçülmüştür. Ölçülen sıcaklıklar ve buhar akış oranında sırasıyla %3,03 ve %4,03’lük maksimum hata oranı gözlenmiştir. Sonuç olarak akışkan yataklı kazanın sistemde gerçekleşen toplam ekserji kaybının %80,4’nü oluşturmuştur. Ayrıca çalışmada ortam sıcaklığı ve hava fazlalık miktarı manipüle edilerek birinci ve ikinci yasa verimlerindeki değişimler gözlemlenmiştir.

Hepbaşlı (2009), petrol şeyl yakan sirkülasyonlu akışkan yataklı kazanın ekserjetik modelini oluşturmuştur (Hepbaşlı, 2009). İkinci olarak da bu modeli Çin’de ki Huadian termik santralinin 65 ton/saat kütleli debisinde tasarlanmış petrol şeyl yakan sirkülasyonlu akışkan yataklı kazanına uygulamıştır. Bütün sistemin ekserji verimliliğini %44,36 olarak tespit etmiştir.

Kazanın alt sistemleri olarak fırın düşük ve yüksek sıcaklık kızdırıcılarının ekserji verimlerini sırasıyla %20,57, %74,59 ve %56,93 olarak tespit etmiştir.

Özdemir ve arkadaşları (2010), İzmir de bulunan bir akışkan yataklı yakma sitemine sabip buharlı güç santralinin ekserji analizine göre daha fazla bilgi veren eksergoekonomik analizi çalışmasını yapmışlardır (Özdemir vd., 2010). Bütün santral ve her bir bileşen için nicel ekserji maliyet dengesi oluşturmuşlardır. Bu santralin ekserjetik verimliliğini %20,28 olarak hesaplamışlardır. %89,2 tersinmezlik oranıyla en büyük ekserji yıkımının akışkan yataklı kazanda meydana geldiğini tespit etmişlerdir. Bu tesiste üretilen buharın birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti sırasıyla 17,88 US\$/GJ ve 93,57 US\$/h olarak hesaplamışlardır.

Çallak ve arkadaşları (2015), İzmir Torbalıda bulunan bir tekstil firmasındaki akışkan yataklı kazan ve ısı geri kazanım sisteminden alınan gerçek veriler üzerinden ileri ekserji analizi çalışması yürütmüşlerdir (Çallak vd., 2015). İlk olarak bu ünitelerin konvansiyonel ekserji analizleri uygulanmıştır. Buna göre, akışkan yataklı kazan ve ısı geri kazanım ünitesinin ekserji verimleri sırasıyla %44,2 ve %46,2 olarak tespit edilmiştir. Sonra ünitelerin kaçınılır ve kaçınılmaz parçalarındaki ekserji yıkımları hesap edilmiştir. Akışkan yataklı kazan ve ısı geri kazanım ünitesinin kaçınılır ekserji yıkım oranları sırasıyla 2999 kW ve 760 kW olduğunu tespit etmişlerdir. Buna karşı, bu ünitelerin ekserji verimleri sırasıyla %53,1 ve %48,1 olarak değişmiştir.

Gürtürk ve Öztöp (2016), bir kojener termik santralin dolaşimli akışkan yataklı kazanının enerji ve ekserji analizi çalışmasını yapmışlardır (Gürtürk ve Öztöp, 2016). Sirkülasyonlu akışkan yataklı kazanın enerji ve ekserji verimlerini sırasıyla %84,65 ve %29,43 olarak tespit etmişlerdir. Santraldeki ekserji yıkımını ise 21.789,39 kW (%85,89) olarak bulmuşlardır.

Özgül ve arkadaşları (2016), Adana bulunan bir tekstil fabrikasının 6,5 MW kapasitesindeki akışkan yataklı kazanının termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizlerini gerçekleştirmişlerdir (Özgül vd., 2016). Bu çalışmada akışkan yataklı kazan, ısı geri kazanım ünitesi, ekonomizer, fanlar, pompalar, siklon ve baca gibi sistem bileşenleri listelenerek incelenmişlerdir. Sistemdeki en büyük tersinmezlikler %93 ile akışkan yataklı kazanda gözlemlenmiştir. Bunu, ısı geri kazanım ünitesi ve ekonomizer sırasıyla %3 ve %1 olarak takip etmişlerdir. Akışkan yataklı kazandan ısı kayıplarına sebep olan yüksek hava fazlalığı tersinmezliklerin birincil kaynağı olmuştur. Ayrıca, yüksek hava fazlalığının düşük yanma verimine sebep olduğunu tespit etmişlerdir.

Topal ve arkadaşları (2017), Çan termik santralının zeytin çekirdekleriyle kömür karşımı yakan sirkülasyonlu akışkan yataklı kazanın termodinamik analizini yapmışlardır (Topal vd., 2017). Çalışmalarının sonucunda santralin toplam ekserji yıkımı yaklaşık 295 MW ve ekserji verimi ise %31,26 olduğunu bulmuşlardır. Termik santralde meydana gelen toplam ekserji yıkımının %86,05'si (252,4 MW) kazanda meydana geldiğini tespit etmişlerdir.

Türkiye'de enerji ve ekserji çalışmalarında yoğun bir ilginin gösterildiği diğer bir yakma teknolojisi olan pülverize kömür yakan kazanlar üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Bu yakma teknolojisinin Türkiye'de daha yaygın bir biçimde kullanılmış olması araştırmacılar için incelenecek tesis bulmakta kolaylık tanımıştır. Bu yakma teknolojisi üzerine yapılan çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Eskin ve Kılıç (1995), soğutma borularının farklı yerlerdeki düzenlemeleri durumuna göre akışkan yataklı kazanın verimliliğini incelemişlerdir (Eskin ve Kılıç, 1995). Analizler için iki parametre tanımlamışlardır. Birincisi soğutma borularının hacminin kazan hacmine oranı ikincisi ise soğutma borularının başlangıç noktasının kazanın boyuna göre oranıdır. Kazan yatağı bölgesinde her bir yükseklikte hacim oranı değeri azaldıkça kazanın verimliliği de azalmaktadır. Kazan yüksekliğinin her bir noktası boyunca yükseklik oranı arttıkça verimlilikte azalma gerçekleşmiştir.

Hilalci (2004), yüksek lisans tezinde Zonguldak Çatalağzı Termik Santralının enerji ve ekserji kaybı yönünden analiz yaparak sistemde ihtiyaç duyulan ünitelere iyileştirme önerilerinde bulunmuştur (Hilalci, 2004) . Santraldeki mevcut ünitelere ayrı ayrı enerji ve ekserji analizi uygulamıştır. Çalışmanın sonucunda en fazla enerji kaybının kondenserde en fazla ekserji kaybının ise kazanda gerçekleştiğini tespit etmiştir.

Tekel (2006), yüksek lisans tez çalışmasında Seyitömer, Orhaneli ve Yatağan termik santrallerinin enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır (Tekel, 2006). Bu çalışmada bu termik santrallerin verimlilik analizleri ve enerji ve ekserji dengelerini kıyaslamıştır. Elde ettiği sonuçlara göre, Orhaneli, Yatağan ve Seyit Ömer termik santrallerinin yıllık ortalama iklim şartları için ekserji verimleri sırasıyla %37,86, %28,58 ve %19,35 olduğunu tespit etmiştir. Bu üç farklı termik santralin ekserji verimliliklerindeki farklılık kazan performansından kaynaklandığını vurgulamıştır.

Apak (2007), yüksek lisans tezi çalışmasında bir seramik fabrikasındaki enerji kullanımının incelenmesi, enerji tasarruf olanaklarının belirlenmesi ve bu doğrultuda önerilerin sunulmasını amaçlamıştır (Apak, 2007). Bunun için santralin enerji ve ekserji analizini

gerçekleştirmiştir. Sonuç olarak santralin enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %65,3 ve %35 olarak hesaplamıştır. Ayrıca çalışmasında verimi artırmak için önerilerde bulunmuştur.

Erdem ve arkadaşları (2009), Türkiye’de işletmede olan 9 farklı termik santralin performans analizi için enerji ve ekserji analizleri yürütülmüştür (Erdem vd., 2009). Onlar analizde, termal verimlilik, ekserji verimliliği, ekserji yıkımı gibi sistem ve bileşen performans kriterleri kütle, enerji ve ekserji dengeleri kullanarak her bir termik santral için model geliştirip birbirleriyle kıyaslamışlardır.

Özkan (2009), yüksek lisans tezinde Ereğli Demir ve Çelik Fabrikaları T.A.Ş. kuvvet santralinin enerji ve ekserji analizi çalışmasını yapmıştır (Özkan, 2009). Çalışma için ekserji tahripleri, ekserji ve enerji verimleri ve geliştirme potansiyellerini hesaplamıştır. Hesaplamalarına göre, en fazla ekserji tahribi buhar kazanında meydana gelmiştir. Ekserji tahribatlarının kimyasal reaksiyon, ısı aktarımı ve sürtünme gibi üç temel tersinmezlikten kaynaklandığı üzerinde durmuştur. Ayrıca yapılan hesaplamalarda en fazla geliştirme potansiyeli buhar kazanlarında olduğunu bulmuştur. Sonuç olarak kuvvet santralinin ekserji tahribatı ve geliştirme potansiyeli sırasıyla 1187,55 MW ve 800,84 MW olarak tespit etmiştir.

Filiz (2012), yüksek lisans tezinde Kardemir A.Ş.’de bulunan, yakıt olarak demir çelik üretimi sırasında açığa çıkan atık gazlardan kok gazı, konverter gazı, ve yüksek fırın gazının yakıldığı gaz yakıtlı buhar kazanının enerji ve ekserji analizini yaparak kazanın performansını incelemiştir (Filiz, 2012). Bunun yanı sıra kazanın ekserji maliyeti ve eksergoekonomik açıdan ekonomik analizinde yapmıştır. Çalışmasında kazanın açık bir sistem olarak tek bir ünite olarak kabul etmiştir. Sonuç olarak kazanın enerji veriminin ve ekserji veriminin sırasıyla %91 ve %46 olduğunu tespit etmiştir. Enerji kaybı ve ekserji yıkımını ise sırasıyla 6445,5 kW ve 21.185,81 kW olduğunu bulmuştur. Ayrıca kazanın 11.440,33 Kw’lık iyileştirme potansiyeline sahip olduğunu bulmuştur.

Bolattürk ve arkadaşları (2015), Çayırhan termik santralinin termodinamik ve eksergoekonomik analizini gerçekleştirmişlerdir (Bolattürk vd., 2015). Santraldeki her bir ünitenin giriş ve çıkış noktalarının termodinamik özellikleri EES paket programı aracılığıyla belirlemişlerdir. Termik santralin birinci ve ikinci yasa verimlerini sırasıyla %38 ve %53 olarak tespit etmişlerdir. En yüksek ekserji kaybı maliyetlerini sırasıyla kazanda, türbinde ve kondenserde gerçekleştirdiğini bulmuşlardır.

Taner ve Sivrioglu (2015), bir şeker üretim prosesinde gerçekleşen enerji ve ekserji kayıplarını azaltarak enerji tasarrufu sağlamak için şeker fabrikasının enerji verimliliği çalışması

yürütmüşlerdir (Taner vd., 2015). Fabrikanın toplam enerji ve ekserji verimliliklerini sırasıyla %72,2 ve %37,4 olarak tespit etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre enerji kalitesinin 0,64 olduğunu bulmuşlardır.

Dinçol (2016), Soma B Termik Santrali güç üretim çevriminin termodinamik analizini yapmıştır (Dinçol, 2016). Öncelikle çalışmada çevrimin genel akış diyagramını oluşturarak sistem bileşenlerinin giriş ve çıkışlarındaki sıcaklık, basınç ve debilerini okuyarak ekipmanların mevcut çalışma durumlarını belirlemiştir. Bu verileri akış diyagramı üzerine işleyerek EES (Engineering Equation Solver) paket programını kullanarak termodinamik analizi gerçekleştirmiştir. Bulunan değerleri tasarım değerleri ile karşılaştırarak iyileştirme için önerilerde bulunmuştur.

Eker (2017), yüksek lisans tezinde 160 t/h kızgın buhar üretim kapasiteli bir enerji santralinin gerçek işletme verilerini kullanarak enerji ve ekserji analizi çalışması yapmıştır (Eker, 2017). Bu çalışmada öncelikle akış diyagramı oluşturmuş ve diyagramda yer alan ekipmanların giriş ve çıkış sıcaklık, basınç, debi ve akışkan tipi bilgileri alınmıştır. Bu veriler kullanılarak bu ekipmanların enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Bulduğu sonuçlara göre, enerji kaybında en yüksek değerin 4154 kW (%15) besi suyu (degazör)'de gerçekleşmiştir. Genel ekserji kaybında en yüksek değer ise 90.362,3 kW (%54) ile kazan sisteminde gerçekleşmiştir.

2.4. Çalışmanın Amacı

Yapılan bu çalışmada, Eskişehir ili Seyitgazi ilçesi sınırları içinde bulunan Kırka Bor Üretim Tesisinde kendi üretim proseslerinde kullanılmak üzere devreye aldıkları 75 ton/saat buhar kapasiteli dolaşımli akışkan yataklı kazanın performans değerlendirmesi yapılması hedeflenmiştir. Bunun için kazan bir bütün halde kabul edilmiştir. Böylece kazanın termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına dayanan enerji ve ekserji analizleri kazana uygulanmıştır. Ekserji analizinde 25°C sıcaklık, 101,325 kPa basınçtaki ve 17,4°C sıcaklık, 89,7 kPa basınçtaki ölü hal koşullarındaki ekserji yıkımı ve verimliliği sonuçlarının nasıl değiştiğinin görülmesi hedeflenmiştir. Sonuç olarak kazanda gerçekleşen enerji ve ekserji kayıpları ortaya çıkarılmıştır. Ayrıca enerji ve ekserji verimlilikleri ortaya konmuştur.

2.5. Çalışmanın İçeriği

Çalışmanın birinci kısmında teze giriş yapılarak Türkiye'nin mevcut genel enerji durumu hakkında bilgiler verilmiştir. Bunun yanı sıra Türkiye'nin sahip olduğu kömür rezervleri hakkında bilgiler verilmiştir. Ayrıca Türkiye'de mevcut kömür yakan termik santraller, yapım ve planlama aşamasındaki termik santraller hakkında bilgiler verilmiştir.

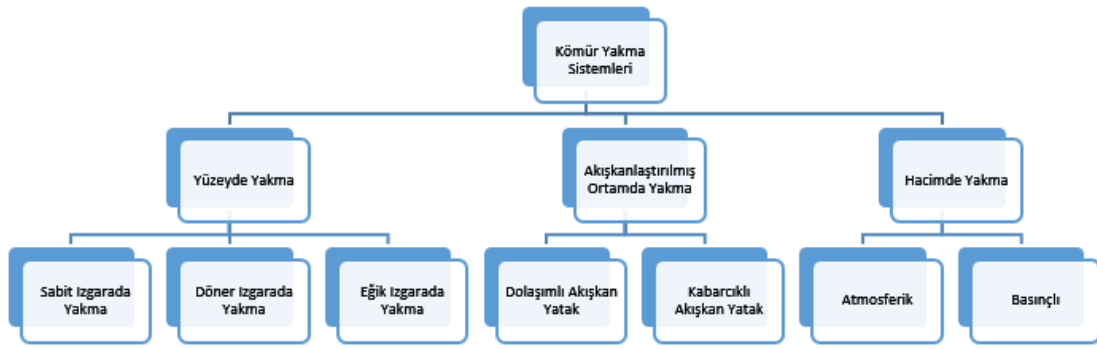
İkinci kısımda akışkan yataklı kazanlar ve ekserji analizi hakkında daha önceden yapılmış çalışmalar hakkındaki bilgiler paylaşılmıştır. Çalışmanın üçüncü kısmında, çalışmanın amacına uygun olarak kömür yakma sistemleri tanıtılmıştır. Bu bölümde özellikle analizin uygulanacağı akışkan yataklı kazanların üstün özellikleri vurgulanmıştır. Dördüncü bölümde ise uygulanacak olan enerji ve ekserji analizi hakkında teknik bilgiler ve formülasyonlar ortaya konmuştur.

Çalışmanın beşinci kısmında analizin uygulanacağı dolaşimli akışkan yataklı kazanın tanıtımı yapılarak, elde edilen gerçek veriler ve bu verilerin nasıl elde edildiği hakkında bilgiler paylaşılmıştır. Altıncı kısımda dördüncü bölümde verilen sürekli akışlı açık sistemler için enerji ve ekserji analizinin dolaşimli akışkan yataklı kazana ve hava ısıtıcısına uygulaması detaylı olarak verilmiştir. Yedinci bölümde ise kazana ve hava ısıtıcısına giren ve çıkan noktaların tespit edilen enerji ve ekserji değerleri paylaşılmıştır. Sonrasında ise enerji ve ekserji yıkımları belirlenerek kazan ve hava ısıtıcının enerji ve ekserji verim değerleri tespit edilerek paylaşılmıştır. En son kısımda ise elde edilen sonuçlar paylaşılmıştır.

3. KÖMÜR YAKMA SİSTEMLERİ

Endüstriyel uygulamalarda buhar ve elektrik üretimi için kömür, doğalgaz, petrol türevi ürünler gibi fosil yakıtların ve biyokütleinin yakıldığı yakma sistemleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada kömür yakan bir kazanın termal performansı inceleneceğinden dolayı bu bölümde sadece kömür yakma sistemleri hakkında bilgi verilmiştir.

Yakma sistemleri, yakıtın tane büyüklüğüne ve yanma sırasında davranışına bağlı olarak yüzeyde (ızgarada), hacimde (pülverize) ve akışkanlaştırılmış ortamda (akışkan yatakta) yakma olmak üzere üçe ayrılabilir (Köse, 1995). Bu yakma sistemleri de kendi içinde alt yakma sistemlerine ayrılmaktadır. Kömür yakma sistemleri Şekil 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1. Kömür yakma sistemleri.

3.1. Yüzeyde (Izgaralı Sistemler) Yakma

Izgara üzerinde yakma işlemi, yapısal olarak sabit karbon oranları yüksek, yanıcı uçucu madde oranları düşük yakıtların yakılması için uygundur. Bu tür yakma sistemlerinde, verimli ve temiz bir yanmanın temin edilmesi için uygun biçim ve tane büyüklüğüne, taşınabilirlik ve depolanabilme özelliklerine yanma yönünden uygun ısı değer ve içeriğe sahip standart özellikte yakıtlara ihtiyaç duyulmaktadır (Düzcan, 2014).

Bu özellikteki yakıtlar standart yakıt olarak adlandırılır. Bu tür yakıtlar yerine, yanıcı uçucu nem, kül ve kükürt oranı yüksek, ucuz yakıtların kullanılması, yakıt ile yakma sistemi arasında uyumsuzluğa sebebiyet vermektedir. Sonuç olarak bu durum yanma veriminin düşmesine ve hava kirlenici emisyonların aşırı biçimde artmasına yol açmaktadır (Durmaz, 1998).

3.1.1. Sabit ızgaralı yakma sistemleri

Izgaralı kömür yakma sistemleri olarak da bilinen sabit veya kesikli yatak sistemleri klasik sistemler olarak adlandırılır. Özellikle 1950 ile 1970’li yıllar arasındaki 20 yıllık süre içerisinde sıvı ve gaz yakıtlarla rekabet edemedikleri için bu sistemler ticari kullanımdan geniş ölçüde çekilmişlerdir. Ancak 1970’li yıllardaki petrol krizinin patlak vermesiyle kömür kullanımı yeniden popüler olmaya başlamıştır, özellikle küçük kapasiteli alanlarda, geniş bir kullanım alanı bulmuşlardır (Deveci, 1994).

Genellikle parça halinde kömürlerin yakıldığı sabit yataklı kazanlarda tercih edilen büyüklük 5’den 50 mm’ye kadar olan bölge içerisinde yer alır. Sabit yataklı kazanlarda yanma süresi tanecik boyutlarına bağlı olarak dakikalardan saatlere kadar değişkenlik gösterebilir. Her ne kadar yatak bağımsız parçalardan oluşmuş olmasına rağmen, ahenkli bir gözenekli blok gibi bir davranış sergilemektedir. Matematiksel formülasyon ve fiziksel modeller için düz veya eğri kanallara sahip bir sistem ya da gözenekli bir katı olarak tanımlanır. Bu yakma sistemlerinde yanma reaksiyonlarında difüzyon kontrolü olduğu ileri sürülmektedir (Deveci, 1994).

Sabit yatakta yakma sistemlerinin üst bölümüne yerleştirilen hava jetleri ile beslemesi yapılan kömürün üniform ateşlenmesini sağlamaktadır. Çapraz beslemenin yapıldığı veya titreşimli sabit yataklarda (ızgaralarda) kekleşen kömürün yanması sırasında kok oluşması sonucu bazı problemler ortaya çıkabilmektedir. Bu problemlerin ızgara çubuklarının uygun arayla yerleştirilmesi veya kullanılan kömürün su ile karıştırılmasıyla önüne geçilebilir (Deveci, 1994).

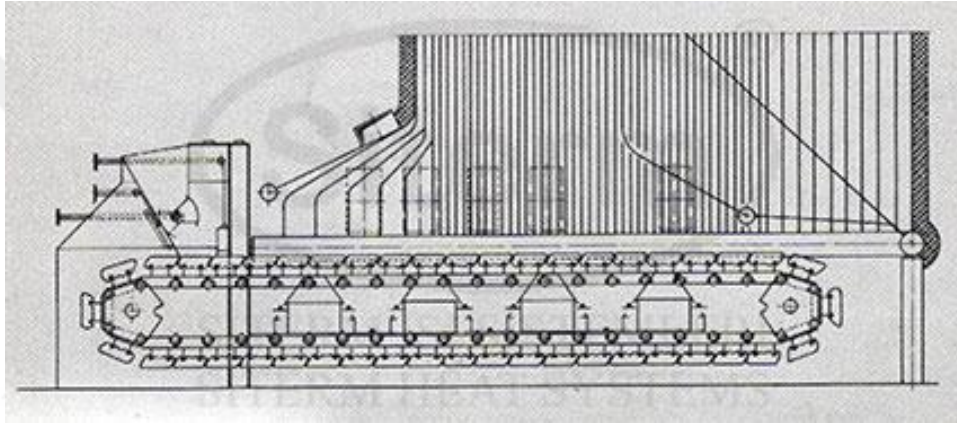
Sabit ızgaralı yakma sistemlerinde, yakıt hareketsiz bir şekilde ızgara üzerinde durmaktadır. Alttan yakma tekniğinde, yanma ızgara üzerinde başlar. Ortaya çıkan ısı ise, iletim ile yanma odasına taşınır. Yatak sıcaklığındaki değişim, öncelikle yatak kalınlığına bağlıdır. Belli bir yatak kalınlığı üzerinde, ızgara üst yüzeyinin sıcaklığı külün ergime sıcaklığının üzerine çıkması durumunda, külün ergimesine sebebiyet verir. Bu durum birincil havanın azalmasına ve yanmanın bozulmasına neden olur. Uygun ızgara tasarımı, ızgara boyutlandırılması ve uygun yatak kalınlığı ile kül ergimesi engellenerek bu tür durumların önüne geçilir. Kül ayrıştırılması ise genellikle yatak şişleme işlemi ile sağlanır (Düzcan, 2014; Demirbaş, 2009; Durmaz, 1998).

Kül ergimesinin önlenmesi için yakma havasının ön ısıtma sıcaklığı, 100-120°C aralığında tutulmalıdır. Üstten yakma durumlarında ise sırasıyla; ızgaradan başlayarak yakıt kurur, yanıcı uçucu gazlaşır, oluşan yanıcı gazlar yatak üzerinde uygun ikincil hava verilmesi ile oluşturulan bir oksijen ve alev perdesinden geçirilerek tam yanma sağlanmaya çalışılır. Uçucuların ayrışması sonucunda ortaya çıkan kok, ızgara üzerinde alttan yakma mekanizması ile

yanmasını sürdürür. Yanmanın bozulmasının, emisyonların ve bacadan duyulur ısı kayıplarının büyük boyutlara ulaşmasının önlenmesi için, elle kömür besleme yerine mekanik besleme tercih edilmelidir. Kömür besleme ve kül ayrıştırma işlemlerinin birlikte yapıldığı ızgaralar, mekanik ızgara olarak adlandırılmaktadır (Çürüksulu, 2006).

3.1.2. Hareketli ızgaralı yakma sistemleri

Döner ızgaralı yakma sistemleri; uçucu madde yönünden fakir kömürlerin yakılması imkân tanıyan, sonsuz zincirli döner ızgaralı ve paralel beslemeli bir yakma sistemidir. Hareketli ızgaralı bir yakma sisteminin iki boyutlu görünümü Şekil 3.2’de verilmiştir.

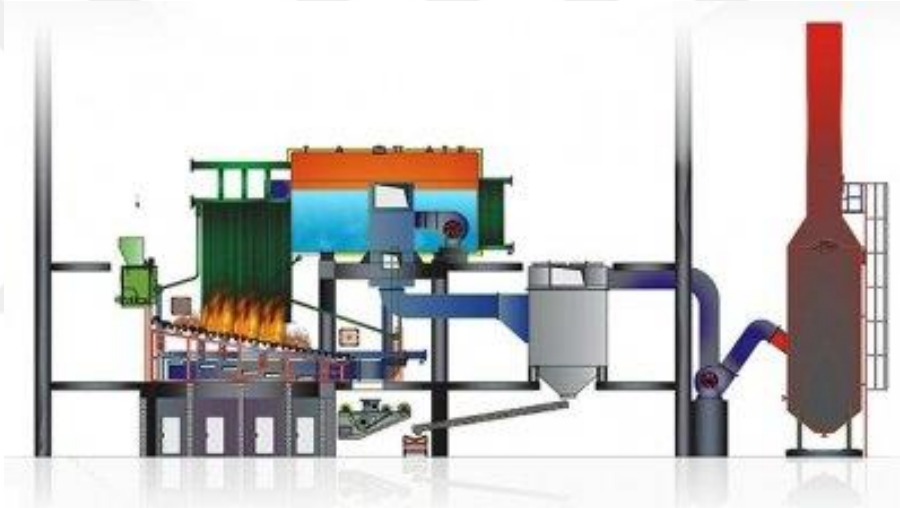


Şekil 3.2. Hareketli ızgaralı yakma sisteminin iki boyutlu görünümü.

Bu yakma sisteminde, yakıt ızgara üzerinde bir karışıma uğramadığından dolayı etken bir kül ayrışımı sağlanamaz. Kurutma bölgesinde kömürün nemi, uçucu gazlaştırma bölgesinde ise yanıcı uçucular ayrışmaktadır. Kor tabakası ve alevin ışımaya etkisi ile de kok, kok yakma bölgesinde, CO biçiminde gazlaşmakta ve yanmaktadır. Bu bölgeler için, klape kontrollü hava bölmeleri üzerinden birincil yakma havası dağıtımını sağlar. Böylece yanma verimi ve emisyonlar yönünden uygun ortam oluşturulmuş olur. Yanıcı uçucu gazlar, düş tuğlalarından ve kor yatağından ışıma yoluyla sağlanan ısı ile yanma odasında tutuşturulması sağlanır ve yanma odası çıkış ağzında bir gaz alevi oluşumu ile doldurulmaya çalışılmaktadır. Tam yanmanın sağlanması için gerekli oksijen ise, ikincil hava ile temin edilmektedir. Sonsuz zincirli döner ızgaralı yakma sistemine, geri fırlatmalı kömür besleme uygulanması yapılarak kömür taneleri boyutlarına göre farklı yörüngeler çizdirilir. Böylece kömür taneleri daha uzun süre yanma odasında kalabilmektedir. Bu durum ise nem ve yanıcı uçucu oranı daha yüksek kömürlerin daha uygun biçimde yakılmasına olanak tanımaktadır (Çürüksulu, 2006).

3.1.3. Eğik ızgaralı yakma sistemi

Bu başlık altında incelenebilecek eğik ızgaralı yakma sistemlerinde, ızgara eğik biçimde konumlandırılır ve ızgara dilimlerinin bazılarında ileri itme hareketi veya geri itme hareketi verilerek yatak gevşetilmektedir. Bunun yanı sıra kül ayrıştırma yatak şişleme uygulamasında kullanılmaktadır (Demirbaş, 2009). Böylece kül ayrıştırılarak, O₂'nin difüzyonu kolaylaştırılmış olunur. İleri-geri hareketli ızgaralarda, yatak gevşetme işlemi ile yakıt nemi, yanıcı uçucu ve kül ayrışmaları aktif hale getirilmektedir. Kurutma, yanıcı uçucu gazlaştırılması, tutuşturma, kok yakma bölümleri kısmen de olsa birbirinden işlevsel olarak ayrılmaktadır. Alttan kor geri besleme, üstten ışıma ile yanma iç tüketim ısısının daha kolay aktarıldığı bu sistemlerde linyitin yakılması daha uygundur (Çürüksulu, 2006).



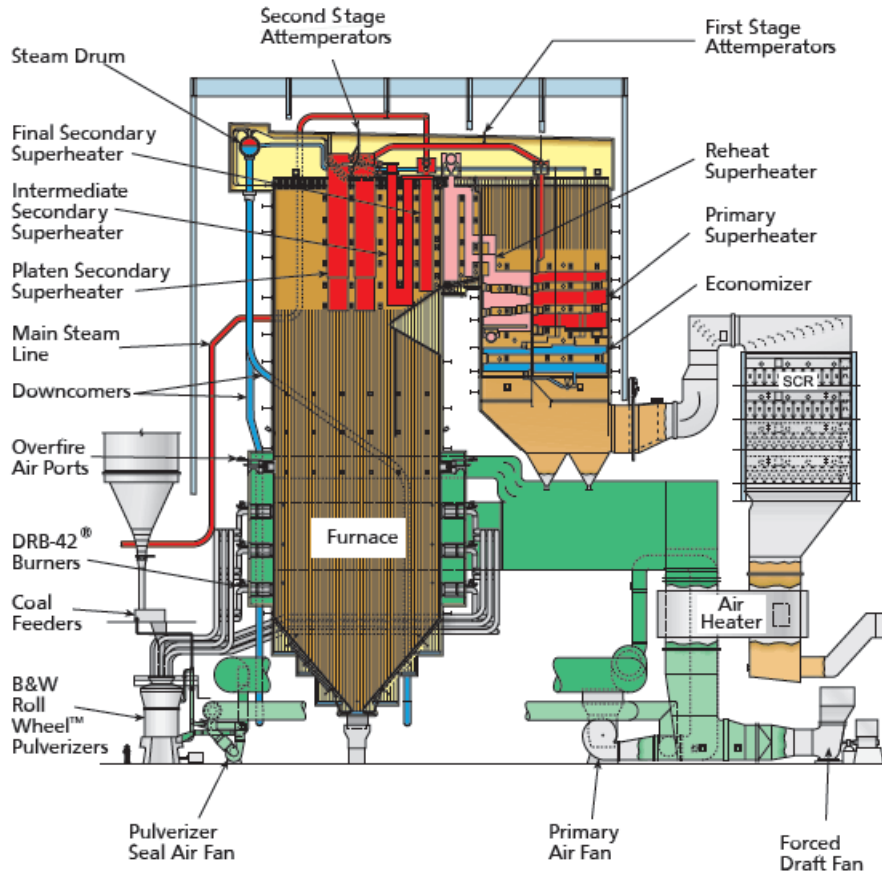
Şekil 3.3. Eğik ızgaralı yakma sisteminin iki boyutlu görünümü.

3.2. Hacimde Yakma (Pülverize Kömür Yakma Sistemi)

Pülverize kömür yakma teknolojileri nem ve kül oranları yüksek, kalitesi düşük kömürlerin yüksek kapasitelerdeki tesislerde yakılmasına imkân veren, ayrıca kaliteli kömürlerin daha küçük alanlarda en ideal şekilde yakılmasına olanak tanıyan yakma sistemleridir. (Çürüksulu, 2006).

Pülverize Kömür yakma teknolojilerinde gaz ve sıvı yakıtların yakıldığı gibi uygun brülörler kullanılarak toz kömürler yanma odasına püskürtülmek suretiyle yakılmaktadır. Pülverize hale getirilen kömür taneciği, yanma odası içerisine üflenen yakma havası içinde askıda kalarak, oluşturulan türbülansın etkisi ile hızlı biçimde kuruma, gazlaşma ve tutuşma

aşamalarından sonra yanarak yanma işlemini tamamlar (Demirbaş, 2009; Düzcan, 2014; Köknel, 2011). Kömür taneciğinin dış reaksiyon alanının hacmine oranının büyük olması yanma süresini kısaltan en önemli faktördür. Bu durum pülverize hale getirilen kömürü sıvı ve gaz yakıt yakma sistemlerinin yanma süresine yaklaştırır. Bu sebepten dolayı, toz kömür yakma sistemleri ile çok büyük yanma ısıl kapasitelerine ulaşmak mümkündür. Pülverize kömür yakma teknolojilerinde, oluşturulan uygun brülör düzeni ve işletme koşulları ile alevin, yanma odası duvarlarını yalamadan, mümkün mertebede türbülanslı biçimde, yanma odasını doldurması temin edilir ve kararlı yanma koşullarının oluşturularak sürdürülmeye çalışılır (Demirbaş, 2009; Düzcan, 2014).

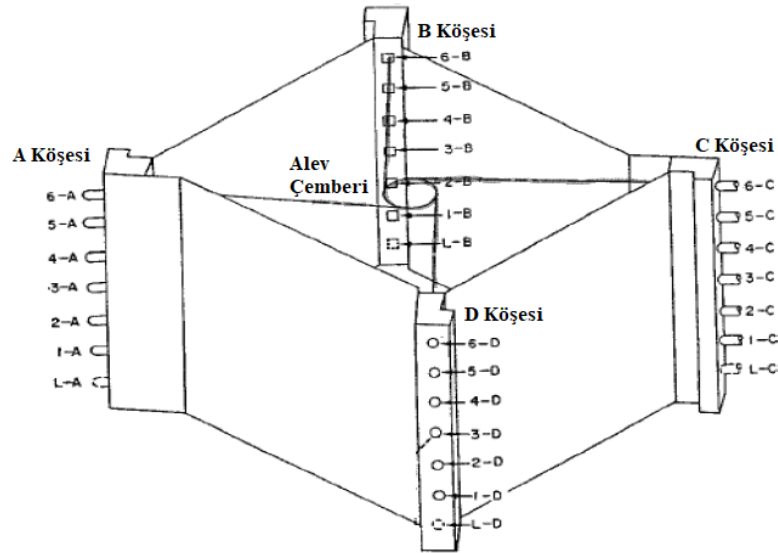


Şekil 3.4. Pülverize kömür yakan kazan sisteminin iki boyutlu görünümü.

Günümüzde pülverize kömür yakma sistemleri genellikle kuru küllü sistemler olarak bilinmektedir. Yanma sonucu meydana gelen külün, yaklaşık %20'si kazan altından, yaklaşık %80'i bacadan dışarı tahliye edilmektedir. Isıtma yüzeyleri çevrelenen yanma odasında alev

sıcaklığı kül ergime sıcaklığının altında tutulmaktadır. Çünkü ergiyen kül ısı transfer yüzeylerini kaplayabilmekte bu durumda ısı transfer mekanizmasında verim düşüklüğüne sebebiyet vermektedir. Ayrıca bu yakma sisteminde alevin boyu, biçimi, ışımaya özelliği, yanma ve emisyon davranışı gibi özellikler, kullanılan brülör tipi ve brülör düzenine bağlı olarak değişiklik göstermektedir (Demirbaş, 2009).

Pülverize kömür yakma sistemlerinde kömür brülörleri, genellikle çoklu brülör şeklinde karşılıklı veya köşesel-teğetsel düzende konumlandırılmaktadırlar. Düşük kaliteli linyitlerin yakılması durumunda, genellikle brülörlerin köşelerde konumlandırılması sağlanarak, yanma odası ortasında bulunan bir sanal silindir ile teğetsel etkileşim içinde bulunacak biçimde, çok düzlemli olarak şekillendirilirler (Çürüksulu, 2006). Bu duruma uygun brülör düzeni Şekil 3.5’de verilmiştir.



Şekil 3.5. Kömür yakıcıların yanma odasındaki yerleşimi.

Çok düzlemli brülör konumlandırılmasında amaç, alevin olabildiğince yanma odasını doldurmasıdır. Brülörler genellikle her düzlemde yanma odasının merkezinde oluşturulan sanal silindire teğetsel konumlanacak biçimde, kazan kapasitesine göre 4-6 adet olarak köşesel şekilde yerleştirilir. Oluşturulan brülör jetinin teğetsel etkisiyle sanal silindir, bir döngü hareketi kazanmaktadır. Böylece oluşan merkezkaç kuvveti etkisiyle pratikte alev topu olarak isimlendirilen sanal silindir, dışarıya doğru genişlemektedir ve alevlerin yanma odası köşelerini doldurması sağlanmaktadır. Alev topunda, brülör jetleri teğetsel etkileşimleriyle hem teğetsel

yönde hem de yanma eksenini yönünde alev türbülansları ve döngüsü oluşturur. Oluşan bu türbülanslar hem dikey hem de teğetsel yönde uygun yakıt hava karışımlarının oluşumunu sağlamaktadır. Ayrıca yanma odası çıkışına yönelen eksik yanma ürünlerinin geri döngü hareketini oluşturarak, alttan yeniden alev topu içerisine beslenmesine imkân tanımaktadır (Çürüksulu, 2006).

Linyitlerin verimli ve kararlı bir biçimde yakılabilmesi için, değirmen çıkışındaki kömür tozunda kalan bünyesel nemin yaklaşık %12-18 seviyelerinde tutulması sağlanmalıdır. Yanıcı uçucu maddelerden kaynaklanan toz bunkerlerindeki gaz patlamaların önüne geçilebilmesi, şok biçimindeki ısı parçalama yoluyla öğütme enerjisinin azaltılması ve değirmen malzemelerindeki aşınmaların daha uzun sürelere yayılabilmesini sağlamak için, yanma odası çıkışından alınan 1000°C dolayındaki yanma gazları ile linyitler kurutulmakta, sonra öğütülerek yanma odasına püskürtülmektedir. Linyitin öğütülmesinde, fan işlevi de gören, çarpma kasnaklı değirmenler kullanılır. Bu yüksek sıcaklıkta linyit kurutmasının yol açtığı enerji kaybının, baca gazının kurutma aracı olarak kullanılmasıyla geri kazanımı, linyit kazanı teknolojisinin ileriye dönük çözüm bekleyen önemli sorunlarından bir tanesidir. Köşesal brülör düzeni uygulaması ile yanma odasında türbülans artırılır (Çürüksulu, 2006).

Bu yakma sisteminde sıcaklığın 1400°C'ye kadar yükselmesi sonucu kömürdeki külün içerisindeki bazı minerallerin eriyerek tabaka oluşturması dezavantaj oluşturmaktadır. Eğer kül tanecikleri kazanın konvektif ısı transfer bölümüne girdiğinde erimiş halini sürdürüyorsa, soğutma tüplerine tutkal gibi yapışarak tortular oluşturur. Bu durum yüksek sıcaklıklarda korozif etki gösterir (Deveci, 1994).

Pülverize kömür brülörlerde, kademeli yakma tekniği kullanılarak belli ölçülerde NO_x emisyonu kontrolü sağlanabilir. Bu durum, yakıtça zengin yüksek sıcaklıktaki birincil yakma bölgesinde oluşan NO emisyonlarının yine bu bölgede oluşan CH radikallerince indirgenmesiyle N₂'ye dönüştürülerek sağlanabilir. Bu dönüşümün meydana gelmesi için oluşan NO emisyonlarının indirgeme süresince bu bölgede kalmasının sağlanması gerekmektedir. İkincil ve bölgesel soğutma amaçlı farklı bir üçüncül hava beslemesi yapılarak havaca zengin ikincil yakma bölgesinde düşük yanma sıcaklıkları elde edilebilir. Sonuç olarak düşük yanma sıcaklıkları ile ısı NO_x kontrolü uygulamaları sağlanabilir. Böylece ilave arıtma tesislerine gerek duymadan linyit yakılan termik santrallerdeki NO_x emisyonları yönetmeliklerde yer alan sınır değerleri altına indirilebilmesi sağlanır (Çürüksulu, 2006).

3.3. Akışkan Yataklı Kazanlar

Bu bölümde tanıtılacak sonuncu ve ekserji analizinin uygulanacağı yakma sistemi akışkan yataklı kazanlardır. Bu yakma sistemi düşük kaliteli kömürlerin yüksek verimle yakılması ve atmosferin kirlenmesi durumlarına karşı alternatif bir çözüm olabilmektedir. Akışkan yataklı kazanlarda yakma işlemi; belli bir tane büyüklüğüne getirilmiş katı yakıt parçalarının, kum ve/veya kül gibi yanmayan taneciklerden oluşan yatak malzemesi ve alttan belli bir hızla üflenen hava ile akışkanlaştırılan bir yatak içerisinde yakılması esasına dayanmaktadır (Davidson ve Harrison, 1963; Davidson vd., 1985)

Akışkan yataklı kazanlar, kimya ve metalurji endüstrisinde sağladıkları yüksek ısı ve kütle transferi gibi avantajlarından dolayı geniş bir kullanım alanına sahip olmuşlardır. Yüksek kalitede fosil yakıtların yetersiz olması ve fiyatının yüksek olması ayrıca hükümetlerin yanma gazlarının atmosfere bırakılmadan önce hava kirliliğini azaltıcı yönde önlem alınması konusunda zorluklar getirmesinden dolayı akışkan yataklı yakma sistemlerine karşı ilgide artış yaşanmaktadır. Akışkan yataklı kazanların kimya sanayinde birçok süreçte kullanımı çok daha eskilere dayanıyor olmasına rağmen, kömürün yakılması noktasında bu kazan çeşidinin kullanılmasına 1970'li yıllardan sonra başlanmıştır. Daha sonrasında ise elektrik enerjisi üretimi ve buhar üretiminde önemli bir yer edinmiş ve popüler yakma teknolojisi olmuştur. Bu yakma sisteminin en önemli özelliği yakıt esnekliği ve düşük emisyon değerleri sağlamasıdır.

Akışkan yataklı kazanlar genel olarak, yatak malzemesi ile kömür parçacıklarının bulunduğu ve yanmanın büyük bir kısmının tamamlandığı yer olan aktif yataktan ve yoğun fazın sona erdiği noktanın üstünde kalan ve yataktan akışkanın sürükleyebildiği katı taneciklerin bulunduğu ve bazen yanmanın da devam ettiği serbest bölgeden oluşmaktadır (Köse, 1995).

Akışkan yataklı kazanların altından verilen hava ile aktif yatak içerisindeki kömür tanecikleri serbestçe hareket edebilmekte ve yanmaları için gerekli oksijen ile çok iyi reaksiyona girme olanağı yakalayabilmektedirler. Klasik yakma sistemlerinde ise kömürün oksijen ile teması iyi derecede olmamaktadır. Ayrıca akışkan yatakların kömür taneciklerinin serbestçe hareket etmesine imkân tanınması kazan içerisinde homojen bir sıcaklık dağılımını da sağlamaktadır. Kazan ilk devreye alınırken yatak başlangıçta 500°C'ye kadar ön ısıtmaya tabi tutulmaktadır. Yatak havası dağıtıcı eleğin altından kazana üflenirken sisteme kömür beslemesi yapılmakta (yatak bölgesinin herhangi bir yerinden) ve yatak sıcaklığı, yakıtın tutuşmasına bağlı olarak hızla yükselmektedir. Bu noktaya ulaşıldıktan sonra ön ısıtma sistemi devre dışı bırakılmaktadır. Yatak bölgesinde sıcaklık yükselmesini kontrol etmek için ısı değiştiriciler devreye alınmaktadır. Ortaya çıkan ısı aktif yatakta ve/veya serbest bölgede taşıyıcı akışkana aktarılmaktadır. Yatak

malzemesi olarak ise kum, kül, kireçtaşı veya dolomit gibi inert partiküller kullanılmaktadır (Köse, 1995).



Şekil 3.6. Yatak bölgesindeki akışkanlaştırma nozulları.

Akışkan yataklı kazanların teknolojisi gereği, hem kabarcıklı hem de dolaşimli sistemlerde yakıt bünyesindeki kükürdün çok büyük bölümü yatak bölgesinde kireçtaşı ile reaksiyona girerek tutulmuş olduğundan dolayı baca gazlarının kükürt içeriği düşük seviyede kalmaktadır. Yatakta oluşan gazların kükürttten arındırılmış olmasıyla birlikte düşük sıcaklıkta korozyon tehlikesini ortadan kaldırılmış olmaktadır.

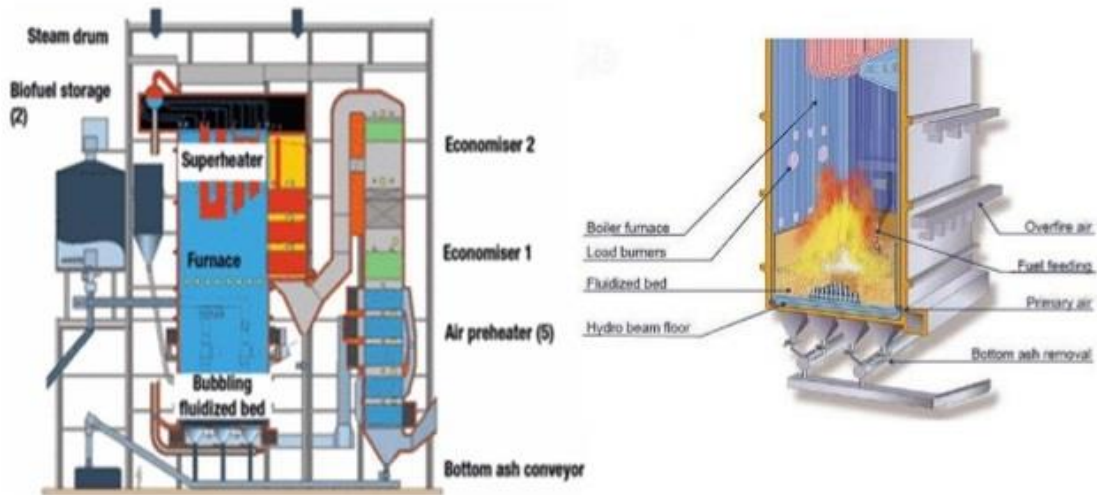
3.3.1. Akışkan yataklı kazan çeşitleri

Akışkan yataklı kazanlar atmosferik ve basınçlı olmak üzere iki grupta sınıflandırılabilir. Atmosferik basınç seviyelerinde çalışan kazanlar atmosferik akışkan yataklı kazan, buna karşın

5-20 atm arasında çalışan kazanlar ise basınçlı akışkan yataklı kazan olarak adlandırılmaktadırlar. Akışkan yatak teknolojileri çalışma şekline göre ise başlıca kabarcıklı akışkan yataklı ve dolaşımli akışkan yataklı kazanlar olmak üzere grupta incelenebilir (Paksoy, 2014).

Kabarcıklı akışkan yataklı kazanlar

Kabarcıklı akışkan yatak sistemleri akışkan yatakta yakma teknolojisinin gelişiminde ilk ortaya çıkan ve yaygın olarak kullanılan yakma sistemidir (Büyüköner, 2005). Bu kazan tipinde, bir kolon içindeki yatak bölgesinde yığılı durumda bulunan taneciklere alttan düşük bir hızla hava verilmeye başlandığında, hava parçacıklar üzerinde kayda değer bir kuvvet uygulayamaz ve parçacıklar arasından kendinde boşluklar bularak kazanın üst seviyelerine doğru hareket eder. Parçacıkların hareket etmediği bu durum sabit yatak konumu ya da rejimi olarak adlandırılır. Hava akış hızı artırıldıkça, hava parçacıklara daha fazla kuvvet uygular ve sonuç olarak yatak içinde hava kabarcıkları meydana gelir. Bu kabarcıkların yatak bölgesinde su kaynamasına benzer bir görüntü sergileyerek terk ettiği görülür. Kabarcıklı akışkan yatak olarak adlandırılan bu yakma sistemlerinde, gaz-katı karışımı sabit yatak konumuna göre daha fazla hacim kaplamaktadır. Yatak bölgesi ile serbest bölge arasında gözle görülür bir şekilde yatak yüzeyi ortaya çıkmaktadır.



Şekil 3.7. Kabarcıklı akışkan yataklı kazanın iki ve üç boyutlu görünümüleri.

Bu yakma sisteminde, yatak içine verilen yakıt ve kireçtaşı parçacıkları, alttaki dağıtıcı plakadan yanma odasına verilen ve yukarı doğru akmakta olan hava akımıyla hacimde asılı kalırlar. Akışkanlaştırma gaz hızı genellikle 1-3 m/s arasında değişmektedir. Kabarcıklı akışkan

yataklı kazanlarda, boş kolon gazı hızı (operasyonel gaz hızı) minimum akışkanlaşma rejimindeki gaz hızının 3-6 katına tekabül etmektedir. Yanma verimini ve kükürt dioksit tutulmasını olumlu yönde etkilemek için gaz hızı düşük seçilmektedir. Ancak düşük gaz hızı, aynı zamanda yatak kesit alanının büyümesine yol açmaktadır. Yatak kesit alanı veyahut dağıtıcı elekler akışkan yataklı kazanların en pahalı elemanıdır. Bu durum yatak kesit alanının büyümesiyle sistemin maliyetini yükseltmektedir. Gaz hızının artırılması ve yatak kesit alanının daraltılması durumu ise yakıt taneciklerinin aktif yataktan taşınmasına sebebiyet verecektir. Böyle bir durum sonuç olarak yatak tanecikleri yatay geçişli ısı aktarım borularında erozyona yol açacaktır. Bu durumun üstesinden gelmek için katı yakıtın özellikleri, dolayısıyla da, gaz hızının seçimi sınırlanacaktır (Büyükgüner, 2005).

Kabarcıklı akışkan yataklı kazanlarda yatağa beslenen kömür taneleri ilk olarak uçucu maddelerini kaybetmektedirler. Bunun sonucunda yatak içinde kömür taneleri yanmaktayken kaybedilen uçucu maddeler yatak üzerindeki serbest bölgede yanmaya devam ederler. Yanma reaksiyonunun sonunda ortaya çıkan uçucu kül gazla beraber sürüklenmekte ve siklona ulaşmaktadır, burada iri parçalar tutulurken ince parçalar ise elektrostatik çöktürücülerde ya da torba filtrede tutulur (Öztürk, 2011). Siklonda tutulan uçucu kül kükürt tutma verimini artırmak için yatak bölgesine tekrar beslenir ve yanma reaksiyonuna katılırlar.

Kabarcıklı akışkan yataklı kazanlarda kazan borularının bir bölümü 800-900°C civarında sabit bir yatak sıcaklığı temin etmek için yanmanın gerçekleştiği yatak bölgesinin içine yerleştirilmektedir. Kazanın diğer bölümlerindeki uygun yerlere de baca gazlarının ısısından maksimum seviyede istifade edilecek şekilde kazan boruları yerleştirilir. Kabarcıklı akışkan yataklı kazanlarının özellikle yüksek kapasitelerde uygulamaları yoktur.

Dolaşımli akışkan yataklı kazanlar

Dolaşımli akışkan yataklı yakma teknolojisi düşük hızlarda akışkanlaşma rejimine sahip akışkan yatakta yakma sistemlerine alternatif olarak geliştirilmiş bir yakma sistemidir. Bu yakma sisteminde boş kolon gaz hızı 7-10 m/s dolaylarında seyretmektedir (Büyükgüner, 2005). Dolaşımli akışkan yataklı yakma teknolojisinde taneciklerin küçük boyuta sahip olması ve yüksek gaz hızları sebebiyle yatak ve serbest bölge ayrımı yapılması mümkün değildir. Kabarcıklı akışkan yataklı kazanlara göre dolaşımli akışkan yataklı kazanlarda gaz hızları (~2 m/s) 3-4 kat daha fazladır. Böylece katı parçacıklar rahatlıkla sürüklenmektedir. Ayrıca yanma havasının kademeli olarak verilmesiyle yanma tüm kazan boyunca devam eder. Sonuç olarak yatak ve serbest bölge ayrımı yapılamaz. Bu yakma teknolojisi türünde, birincil ve ikincil yanma havası değişik kotlardan verilmektedir. Kazanın en alt kısmından verilen birincil yanma havası toplam

yanma reaksiyonuna katılan havanın %60-%75'ini oluşturmaktadır. Geriye kalan kısmını oluşturan ikincil yanma havası ise yatağın daha üst seviyelerinden kazana verilmektedir (Öztürk, 2011).

Dolaşımli akışkan yataklı yakma sistemlerinde yakılan kömürlerin kükürt içeriğine ve kireçtaşının reaktivitesine bağlı olarak yatak sıcaklığının 750-950°C sıcaklık aralığında SO₂'yi en iyi şekilde tutabildiği düzeydir. Yatak sıcaklığının 900°C'yi aştığında SO₂ tutma verimi düşmektedir (Köse, 1995). Şöyle ki, yüksek hız nedeniyle yakıcı kolon boyutları küçülmesine rağmen, sistem bazında büyüklüğü, kabarcıklı akışkan yataklı yakıcılara nazaran çok az fark eder. Ancak dolaşımli akışkan yataklarda kullanılan kireçtaşı taneciklerinin küçük olması, bir başka deyişle, birim ağırlık başına kireçtaşı yüzey alanının çok artması, kükürt dioksit-kireçtaşı reaksiyonunu önemli ölçüde olumlu yönde etkiler. Böylece, Ca/S molar oranı, teorik limite, yani 1'e yaklaşır ki, bu değere en çok yaklaşan akışkan yatak tipi, dolaşımli sistemlerdir. KAY birim alandan elde edilen güç 1,3 MW/m² civarındadır. DAY yakma sistemlerinde ise partikül boyutunun küçük olması nedeniyle ısı transfer katsayıları KAY yakma sistemlerinden yüksek olup, birim yatak alanından elde edilen güç 4,5 MW/m² civarındadır. Bu durumda ısı transfer sisteminin boyutu ve maliyeti DAY'da daha azdır.

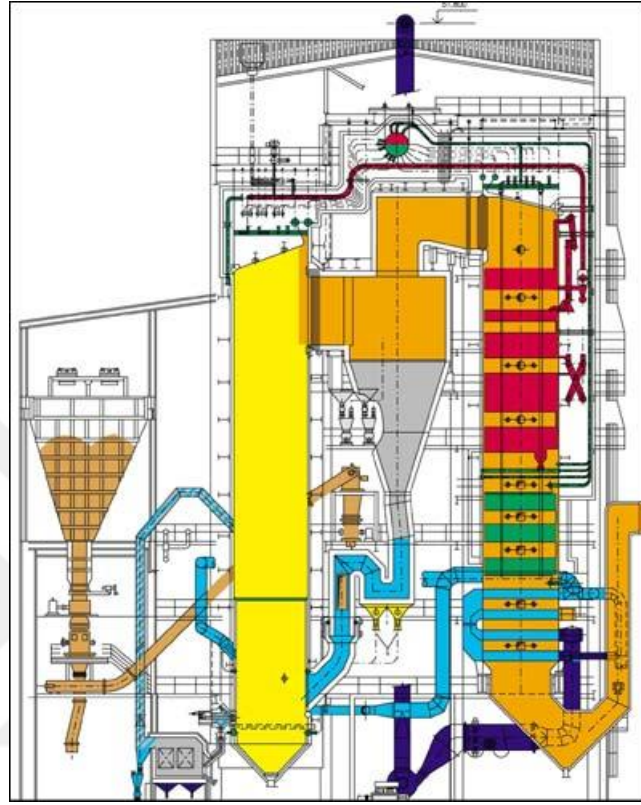
Dolaşımli akışkan yataklı kazanın genel yapısı

Bir dolaşımli akışkan yataklı kazan iki ana kısımdan oluştuğu söylenebilir. Birinci kısım katı parçacıkların dolaşımli bulduğu kısım, ikinci ise konvektif kısımdır. Birinci kısım kendi içinde yanma odası, gaz-katı ayırıcı (siklon), katı parçacıkların çevrime tekrar katıldığı yer, dış ısı değiştirici olmak üzere dört alt kısımdan oluşur (Basu, 2015).

Pülverize kömür yakan kazanlarda olduğu gibi sirkülasyonlu akışkan yataklı kazanlarda da yanma ısısını absorblamak için yanma odasını çevreleyen evaporatör boruları yer alır. Yanma odasının alt kısmı üst kısmına göre daha küçüktür ve konik biçimdedir. Bu kısmın konik biçimde olması iyi bir akışkanlaşmanın sürdürülmesi için önemlidir. Alt kısmının duvarları ikincil yanma havasının verildiği seviyeye kadar refrakter malzemeyle kaplanır. Yakıt genellikle yanma odasının alt kısmından beslenir, bazı zamanlarda ise siklondan dönüş hattına besleme yapılarak sıcak yakıtla birlikte kazana girer. Yakıt sıcak yatak materyaliyle karışırken yanar. Sülfür yakalamak için kireç yatağa daha üst kısımdan beslenmektedir (Basu, 2015)

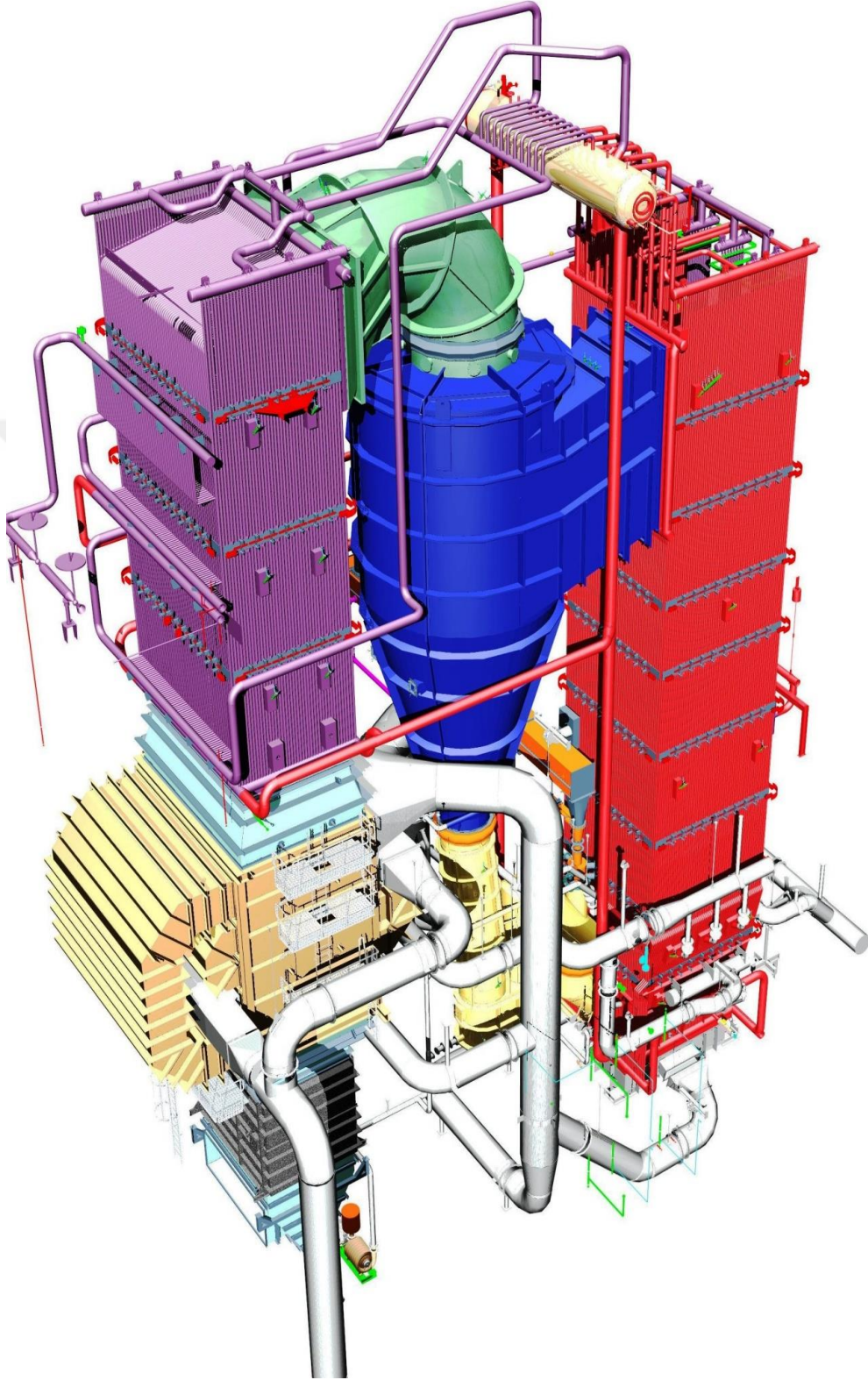
Birincil yanma havası yanma odası tabanındaki bir hava dağıtıcı elekten geçerek kazana girmektedir. İkincil yanma havası ise yanmayı tamamlamak için bu eleğin üstündeki farklı yüksekliklerden verilmektedir. Böylece tam yanma şartları korunmuş olur. Yatak sıcaklığı

üniform bir şekilde yaklaşık olarak 800-900°C aralığındadır. Yatak bölgesindeki sıcaklığın sabit kalmasını yatak duvarındaki ekran borularıyla gerçekleşen ısı transferi ile sağlanmaktadır.



Şekil 3.8. Dolaşimli akışkan yataklı kazanın iki boyutlu görünümü.

Yanma 840-900°C aralığında gerçekleşirken, 450 mikrondan küçük ince tanecikler 6-8 m/s yanma havasının hızıyla yakıcının dışına taşınırlar. Bu parçacıklar genelde yanma odası çıkışına yerleştirilen siklon tarafından tutulmakta ve yanma odasına geri gönderilmektedir. Böylece kazan içerisinde dolaşım meydana gelmiş olur. Parçacık dolaşımının sağlanması kömüre yanma için, kireçtaşına da kükürt tutması için yakıcı içinde daha uzun kalma süresi tanınmış olur. Böylece parçacıkların ısısından maksimum oranda faydalanılmaktadır. Bu yakma sisteminde kazan boruları yatağın içine bulunmamaktadır. Borular yanma odasının duvarlarında ve gaz yolu üzerinde yer almaktadır. Isı transferi yüzeyleri yakıcı kolonun üst bölgesinde, konvektif kolonda ve siklonda bulunmaktadır (Uysal, 1991; Büyükgüner, 2005).



Şekil 3.9. Dolaşimli akışkan yataklı kazanın üç boyutlu görünümü.

Bir dolaşımli akışkan yataklı kazanın yanma odasında 0,1-0,3 mm arasında değişen boyutlarıyla yatak materyali olarak da adlandırılan katı partiküller yer alır. Yatak materyali olarak, kum ve çakıl (odun peletleri gibi düşük kül içerikli yakıtların yakılmasında); kireç (yüksek kükürtlü yakıtların yakılması ve kükürt emisyonlarının kontrolünün gerekli olduğu kazanlarda); yakıt külü (sülfür tutmanın gerekli olmadığı yüksek ve orta kül içerikli yakıtların yakılması durumunda) kullanılır. Sirkülasyonlu akışkan yataklı kazanlarda yatak materyalinin toplam kütesinin sadece % 1-3'lük kısmını yanan kömür taneleri oluşturmaktadır (Basu, 2015).

3.3.2. Akışkanlaşma rejimleri

Akışkanlaşma rejimleri genel olarak gaz ya da sıvının hızına, yoğunluk ve tanecik boyutu gibi faktörlere bağlıdır. Katı yakıtlı kazanın alt kısmından hava giriş yaptıktan sonra herhangi bir değişikliğe yol açmadan olmadan yatağın içinden geçer. Sadece kolonda basınç düşüşü gözlemlenir. Fakat tanecikler hareket etmez ve yatak yüksekliği sabit durumdadır. Bu rejim sabit yatak olarak adlandırılmaktadır. Çünkü yatak genişlemez ve katılar hidrodinamik süreçte etkileşimde olmazlar (Baysal, 2007).

Bu aşamadan sonra kazanın altından verilen havanın hızı artırıldığında, hava taneciklere daha fazla kuvvet uygular ve tanecikler arasındaki yerçekiminden kaynaklanan aşağı yönlü kuvvetleri azalır. Hız daha da artırıldığı takdirde, yukarıya doğru akan hava içinde sarkan partiküllerin olduğu gözlemlenir. Bu durum partikül ağırlığını dengeleyen yani akışkan ve partikül arasındaki sürtünme kuvvetinin minimum olduğu akışkanlaşma yada yeni başlayan akışkanlaşma olarak adlandırılır. Bu durumdaki gaz hızı da minimum akışkanlaşma hızıdır. Bu durumda basınç düşüşü, yatak boyunca akışkan ve partiküllerin toplam ağırlığı kadardır (Ergun, 1952; Baysal, 2007).

Minimum akışkanlaşma noktasından sonraki aşamada akışkan hızının arttırılmasıyla birlikte yatakta gözlemlenen fiziksel olgular akışkanlaşma aşamalarını oluşturmaktadır. Değişik akışkan hız aralıklarında bu olgular birbirinden ayrılırlar ve karakteristik özellikler sergilerler. Yatağın eş karakteristik özellik gösterdiği her bir hız aralığı için akışkanlaşma rejimi ismi verilmektedir (Ergun, 1952; Baysal, 2007).

Yatak bölgesinin kapladığı hacmi fazla değiştirmeyen, minimum akışkanlaşma rejiminde havanın hızı daha da artırıldığında, yatak içinde hava kabarcıklarının meydana geldiği ve kabarcıkların suyun kaynamasına benzer bir görüntü sergileyip yatağı terk ettiği görülür. Kabarcıklı akışkan yatak olarak bilinen bu sistemlerde, gaz-katı karışımının kapladığı hacmin sabit yatak konumuna göre belirgin bir şekilde artmaktadır. Fakat buna rağmen yatak bölgesi ile

üzerinde bulunan serbest bölgesi arasında halen kolaylıkla ayırım yapılabilmektedir. Sonuç olarak gözle görülür bir yatak yüzeyi bulunmaktadır (Baysal, 2007; Ergun 1952).

Bu aşamadan sonra gaz hızının artırılması veya yatak boyu yükseltilmesi durumunda kabarcıklar büyür. Yatak kesit alanının küçük ve derin olduğu bir yatakta, kabarcık çapı yatak çapına veya genişliğine bağlı olarak büyüyebilir. Bu durumda kabarcık yatağı balon (slug) olarak geçer ve bu slugging olarak isimlendirilir. Hava akış hızının daha da artırılmasıyla birlikte, kabarcıkların çapı daha da büyüyecek ve birleşerek yatakta daha büyük boşluklar meydana getireceklerdir. Bu duruma türbülanslı akışkan yatak adı verilmektedir. Bu durumda, katılar yüksek katı derişimine sahiptir ve birbirine bağlı gruplar halinde bulunmaktadırlar. Kabarcıklı rejimden türbülanslı rejim geçiş ani bir şekilde gerçekleşmez (Ergun, 1952; Baysal, 2007).

Türbülanslı rejimdeki gaz akış hızı biraz daha artırıldığı takdirde hızlı akışkanlaşma rejimine geçilir. Bu hızlı akışkanlaşma rejimine geçildiğinde, kolonun alt kısımlarında nispeten yüksek katı konsantrasyonlu bölge oluşmaktadır. Yatağın üst kısmında ise nispeten düşük katı konsantrasyonlu bölge meydana gelmektedir. Yatağın üst kısımlarında, gaz ve katılar kolonun merkezinde yukarıya doğru hareket etmektedir. Aynı bölgenin duvara yakın yerlerinde ise aşağıya doğru hareket meydana gelmektedir. Hızlı akışkanlaşma rejiminde kolondan dışarı çıkan katılar, balistik ayırıcılar veya siklonlar aracılığıyla kolona geri gönderilirler. Kolona yeniden yönlendirilen kütle akısı, yatak bölgesinde minimum seviyede üniform sıcaklığı sağlayacak miktarda olmalıdır (Ergun, 1952; Baysal, 2007).

Gaz hızı, hızlı akışkanlaşma rejiminde olduğu hıza göre daha da artırılması durumunda son hidrodinamik rejime geçilir. Bu rejim ise pnömatik rejim olarak adlandırılmaktadır. Bu rejimde gaz hızı, bütün katıları yukarıya doğru yani kolon dışına taşıyacak kadar yüksek boyuttadır. Aynı hızlı akışkanlaşma rejiminde yapıldığı gibi bu rejimde de siklonlar ya da balistik ayırıcılar aracılığıyla katılar tekrardan kolona geri beslenmektedir. Bu noktadan sonra hızın daha da artırılması kolonun hidrodinamik yapısında herhangi bir değişikliğe neden olmaz (Ergun, 1952; Baysal, 2007).

3.3.3. Akışkan yatak teknolojisinin avantajları

- *Yüksek yanma verimi ve yüksek ısı transfer katsayısı*

Akışkan yataklı kazanların daha iyi bir şekilde katı-gaz karışımına imkân tanınması ve parçacıkların daha uzun süre yatakta kalması nedeniyle yüksek yanma verimi elde edilmektedir. Ayrıca yanma verimi kazanı terk eden parçacıkların siklonda tutularak yanma odasına geri gönderilmesi ile daha da arttırılmaktadır. Bununla birlikte yatak içerisinde ısı transfer katsayısı

çok yüksek değerdedir. Böylece ısı transfer yüzeyleri ve kazan boyutları konvansiyonel kazanlara göre daha küçük olmaktadır ve bu durum da yatırım maliyetlerini düşürmektedir.

- *Yakıt hazırlama kolaylığı*

Akışkan yataklı kazanlarda pülverize kömür yakan kazanlara göre kömürün tane boyutunun daha büyük olması kömür öğütücü değirmenler gibi yakıt hazırlama kısımları daha basittir. Bu durumda tesis kurulumunda ilk yatırım maliyetlerini düşürmektedir. Ayrıca kömürlerin pülverize haline getirilmesi özellikle değirmenlerde yıl boyunca çok sayıda bakıma alınma durumu ortaya çıkarmaktadır. Bu durum göz önünde bulundurulduğunda, akışkan yataklı yakma sistemlerinde işletme ve bakım masrafları pülverize yakma sistemlerine göre daha düşük düzeyde gerçekleşmektedir (Şen, 2006).

- *Yüksek emre amadelik*

Akışkan yataklı kazanların sunduğu bir avantajda kül erime noktası düşük yakıtların yakılmasına imkân tanınmasıdır. Şöyle ki, akışkan yataklı kazanların bu tür yakıtların erime noktasının altındaki sıcaklıklarda çalışması ısı transfer yüzeylerine kül yapışması sonucu oluşacak birçok kazan işletme sorunlarının önüne geçilmektedir. Böylece, akışkan yataklı kazanlar %90-95 seviyesinde emre amadelik sunmaktadır.

- *Yakıt bileşiminde esneklik*

Akışkan yataklı kazanlarda yatak malzemesinin yüksek ısı kapasiteye sahiptir. Böylece yakıtın yatağa girmesiyle birlikte çok kısa sürede ısınmakta ve parçacıklara yanma için uzun süre sağlamaktadır. Akışkan yataklı kazanların böylesine bir avantaj sağlaması, düşük ısı değerli birçok yakıtın yakılabilmesine imkân tanımaktadır.

- *Düşük NO_x ve SO₂ emisyonları*

Özellikle asit yağmurlarına yol açması, dolayısıyla havada ve suda asit birikimi oluşturması sebebiyle kükürt dioksit (SO₂) çevresel endişelere yol açan emisyonlardan biridir. Yanma işlemi sırasında yakıtın bünyesinde bulunan kükürdün oksitlenmesiyle kükürt dioksit ortaya çıkmaktadır. Ancak akışkan yataklı kazanlarda yatak bölgesine kireçtaşı beslenmesiyle bu kükürt dioksit tutulur. Sonrasında ise yatak külü ve uçucu kül olarak sistemden uzaklaştırılır.

Yanma sonucunda SO₂ ve NO_x gibi gazların oluşması için iki kaynak vardır. Bunlardan birincisi yakıttaki azot ikincisi ise yanma için beslenen havadaki atmosferik azottur. Özellikle atmosferik azot 1200°C ve üstündeki sıcaklıklarda oksijenle reaksiyona girdiğinde ısı-azot oksite dönüşmektedir. Sonuç olarak çok daha düşük işletme sıcaklığında çalışan akışkan yataklı

kazanlarda önemli bir azot oksit oluşumu gözlenmez. Yakıt kaynaklı azot oksit oluşumunda ise dolaşımli akışkan yataklı kazanlarda kademeli hava beslemesi yapılarak indirgeyici atmosfer oluşturulması sağlanmaktadır böylece yakıt kaynaklı azotların azot oksite dönüşmesi engellenmektedir. Sonuç olarak, kademeli hava beslemesi ve düşük yanma sıcaklığı sayesinde yüksek miktarda NO_x oluşumunun önüne geçilmektedir. Ayrıca yakıcının içine beslenen kireçtaşı ile yanma esnasında SO_2 'nin tutulması sağlanmakta ve ilave de-sülfirizasyon tesislerinin kurulmasına gerek kalmamaktadır. Böylece yönetmeliklerde yer alan çevre sınırları altında NO_x ve SO_2 emisyonları salınmaktadır (Uysal, 1991).

- *Kullanılabilir kül*

Yakma işlemi sonucunda ortaya çıkan kuru ve depolanabilir kül farklı amaçlar için kullanılabilir. Atık/çamur stabilizasyonu, tarıma elverişli toprak eldesi, açık maden ocaklarının geri kazanımında dolgu malzemesi, yol yapımında taban malzemesi, çimento tesislerinde ham madde olarak kullanılabilmesi örnek olarak verilebilir.

3.3.4. Akışkan yatakta yakma teknolojisinin sorunları ve dezavantajları

Akışkan yatakta yakma teknolojisi yeni bir teknoloji olması nedeni ile gelişme sürecindedir. Ticari işletmede olan en büyük santral gücü 250 MW'tır. İlk devreye alma işlemlerinde işletme güçlükleri ortaya çıkabilmektedir. Yatak kütlelerinin akışkanlaşmasının durduğu durumlarda topaklaşmanın gerçekleşmesi sistemin sürekliliğini bozması denetim ve donatımda ortaya çıkan en önemli problemlerden biridir. Yanma esnasında desülfirizasyon işlemi için öğütülmüş kireçtaşı kullanılması kireçtaşı maliyetleri ortaya çıkarmaktadır (Köse, 1995).

Yakıt kullanımında esneklik olmasına rağmen, yakıt içerisindeki yanmayan malzemelerin iyi bir şekilde ayrıştırılması gerekmektedir. Bu malzemelerin ayrıştırılmaması durumunda yüksek akışkanlaştırma hızından dolayı kazan borularında patlaklar oluşumuna sebebiyet verebilmektedir. Yataktaki basınç kaybı işletme masraflarını artırabilmektedir. Kül oranları yüksek ve yanma sonucunda tanecik boyutlarında küçülme olmayan kömürlerde kül, üstten yanma gazlarıyla sistemi terk etmez. Bu durum kül boşaltma sistemlerinin kullanılmasını gerektirmektedir. Böylece verim kaybı ve ek masraflar ortaya çıkmaktadır. Akışkanlaştırma sırasında taneciklerin yatak yüzeyi ve ısı taşıyıcı borulara çarpması korozyona yol açabilmektedir (Köse, 1995).

3.3.5. Yakma sistemlerinin karşılaştırılması

Yakma sistemleri talep edilen durumlar için birbirlerine göre üstün hale gelebilmektedir. Ancak yüksek kapasitede buhar veya elektrik üretiminin yapıldığı endüstriyel tesislerde bazı yakma sistemleri üstün özellikleri sebebiyle tercih edilmektedir. Yakma sistemlerinin bazı kıstaslara göre özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir (Köse, 1995). Kömür yakma teknolojilerinin seçiminde en çok dikkat edilen hususlardan bir tanesi atmosferi ne ölçüde kirlettiği kıstasıdır. Özellikle SO₂ ve NO_x gibi zararlı gazların atmosfere salınmadan bertaraf edilmesi çok önemlidir. Akışkan ortamda yakma teknolojisi bu konuda en avantajlı ve çevreyle en uyumlu yakma sistemidir.

Akışkan ortamda yakma teknolojisinde yatak ebatlarının düşük olması ve yanma esnasında SO₂ giderimi ile ekstra SO₂ tutma proseslerine ihtiyaç duymamasıyla ilk yatırım maliyetlerinin düşmesine imkân tanımaktadır. Ayrıca akışkan ortamda yakma teknolojisinde ısı depolama özelliği, ısı transferi ve her türlü yakıtın yakılmasını sağlamasıyla diğer yakma teknolojilerine göre üstünlük göstermektedir. Ancak yanma yoğunluğu ve yanma verimi bakımından hacimde yakma teknolojisi akışkan ortamda yakma teknolojisine göre daha üstündür.

Çizelge 3.1. Yakma sistemlerinin karşılaştırılması (Köse, 1995).

Parametreler	Yakma Sistemleri		
	Yüzeyde Yakma	Hacimde Yakma	Akışkan Yatakta Yakma
Yakıt tane büyüklüğü	Büyük	En küçük	Küçük
Tane hareketi	Yüzeyde hareketsiz	Hacimde askıda	Yoğun türbülanslı
Uygulama	Eski	Yeni	En yeni
Yakıt	Kömür	Gaz, sıvı, toz kömür	Her türlü yakıt
Yakıt kapasitesi	Düşük	Yüksek	Orta
Yatırım maliyeti	Daha Yüksek	Düşük	Yüksek
SO ₂ kontrolü	Çok sınırlı	Sınırlı	Etken kontrol
NO _x kontrolü	Çok sınırlı	Sınırlı	Etken kontrol
Partikül kontrolü	Çok sınırlı	-	Yüksek
Isı depolama özelliği	Sınırlı	Sınırlı	Çok yüksek
Yakıt kontrolü	Sınırlı	Çok iyi	İyi
Isı transferi	Çok sınırlı	Sınırlı	Çok yüksek
Kütle transferi	Çok sınırlı	Sınırlı	Çok yüksek
Yatak sıcaklığı	Yüksek	Yüksek	En düşük
Yanma yoğunluğu	Düşük	Daha yüksek	Yüksek
Yanma verimi	Düşük	Daha yüksek	Yüksek
Yatak ebatları	En büyük	Büyük	Küçük

4. ENERJİ ve EKSERJİ ANALİZİ

Bu bölümde buhar kazanına uygulanacak enerji ve ekserji analizinin dayandığı sırasıyla termodinamiğin birinci ve ikinci yasasının tanıtımı yapılmıştır. Bu iki yasa çerçevesinde kütle, enerji ve ekserji dengelerine de yer verilmiş ve bunların sürekli akışlı açık sistemler için uygulaması hakkında bilgiler verilmiştir. Ayrıca ekserji analizi için ekserji bileşenleri hakkında literatürde yer alan bilgiler ve formülasyonlar paylaşılmıştır.

4.1. Termodinamiğin Birinci Yasası

Termodinamiğin birinci yasası genel olarak enerjinin korunduğunu işaret etmektedir. Bu yasaya göre enerji yok edilemez fakat şekil değiştirebilir. Enerjinin şekil değiştirmesi bir enerji türünün bir diğer enerji türüne dönüşümünü ifade eder. Hatta bazı süreçlerde bu dönüşümler zincirleme sürmektedir. Örneğin bir kömür yakan termik santralde kömür yakılarak kömürün kimyasal enerjisi ısı enerjisine dönüşür. Sonrasında bu ısı enerjisi hareket enerjisine, hareket enerjisi de mil işine dönüşür. Daha sonrasında ise nihai ürün olarak elektrik enerjisi üretilir. Enerjinin korunması ilkesinden yararlanılarak birçok makine ve cihaz üretilmektedir.

Termodinamiğin birinci yasası deneysel gözlemlere dayanarak, enerjinin var veya yok edilemeyeceğini, ancak bir biçimden diğerine dönüşebileceğini vurgular (Çengel ve Boles, 2012).

4.1.1. Sürekli akışlı açık sistemler (Kontrol hacmi) için enerji dengesi

Bir kontrol hacminde var olabilen enerji transferi ve yapılan işe ek olarak bir kütle akışıyla enerji bu sisteme girer ve ayrılır. Bu sistemde depolanan enerji miktarı sıcaklıktaki değişimler ve sisteme giren kütle miktarındaki artış veya azalışa bağlı olarak değişebilir. Sonuç olarak yine de toplam enerji korunur. Bu çalışmada incelenen kısımlar sürekli akışlı açık sistemlerdir.

Bu bilgiler ışığında bir sürekli akışlı kontrol hacmi için kütle dengesi (kütlenin korunumu) Eşitlik 4.1'deki gibi oluşturulur,

$$\frac{d}{dt}m_{sis} = \sum_i \dot{m}_{g,i} - \sum_j \dot{m}_{\zeta,j} \quad (4.1)$$

Sürekli akışlı açık sistemlerde kütle birikimi gerçekleşmemektedir. Böylece Eşitlik düzenlendiğinde,

$$\sum_i \dot{m}_{g,i} = \sum_j \dot{m}_{\zeta,j} \quad (4.2)$$

Sürekli akışlı açık sistemler için enerji dengesi (enerjinin korunumu),

$$\frac{d}{dt} E_{sis} = \sum_i \dot{E}_{g,i} - \sum_j \dot{E}_{\zeta,j} \quad (4.3)$$

$\frac{d}{dt} E_{sis}$, ifadesi sistemdeki iç, kinetik, potansiyel vb. enerji değişimlerini, $\sum_i \dot{E}_{g,i} - \sum_j \dot{E}_{\zeta,j}$,

ifadesi ise birim zamanda ısı, iş ve kütle ile gerçekleşen enerji geçişini belirtmektedir. Eşitlik 4.4 daha açık bir şekilde ifade edildiğinde,

$$\frac{d}{dt} E_{sis} = \sum \dot{Q}_g - \sum \dot{Q}_\zeta + \sum \dot{W}_{sis,g} - \sum \dot{W}_{sis,\zeta} + \sum_i m_{g,i} \left(h + \frac{v_i^2}{2} + gz \right) - \sum_j m_{\zeta,j} \left(h + \frac{v_j^2}{2} + gz \right) \quad (4.4)$$

sadeleştirildiğinde,

$$\dot{Q}_g - \dot{W}_\zeta + \dot{m} \left(\Delta h + \frac{\Delta v^2}{2} + g \Delta z \right) = 0 \quad (4.5)$$

Sistemden iş çıkışının olmadığı biliniyorsa ve ayrıca kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilirse Eşitlik 4.5 aşağıdaki gibi düzenlenecektir,

$$\dot{Q} = \dot{m}(\Delta h) \quad (4.6)$$

Sabit basınçtaki özgül ısının (C_p) sıcaklıktan bağımsız olduğu koşullarda, entalpi değeri Eşitlik 4.7 kullanılarak hesaplanabilir,

$$h = c_p(T - T_0) \quad (4.7)$$

Kömürün yanmasıyla ortaya çıkan ısı enerjisi değeri Eşitlik 4.8 kullanılarak hesaplanır,

$$\dot{Q}_{kömür} = \dot{m}_{kömür} H_{u,kömür} \quad (4.8)$$

4.1.2. Birinci yasa verimi

Bu çalışmada analizi yapılan buhar kazanının birinci yasa verimi genel olarak aşağıda verildiği gibi ifade edilebilir,

$$\eta_1 = \frac{\text{Üretilen enerji}}{\text{Verilen enerji}} = \left(\frac{\dot{Q}_g - \dot{Q}_\zeta}{\dot{Q}_g} \right) \quad (4.9)$$

4.2. Termodinamiğin İkinci Yasası

Termodinamiğin birinci yasası gereği enerji korunmaktadır ve bu kurala uymayan bir hal değişimi gerçekleşmemektedir. Hal değişimlerinin açıklanması için sadece birinci yasanın sağlanması yeterli olmamaktadır. Şöyle ki birinci yasa bir hal değişiminin hangi yönde gerçekleştiği hakkında bir sınırlama koymamaktadır. Ancak hal değişimleri gerçekleştiği belirli bir yönün tersinde gerçekleşmemektedir. Bu noktada ortaya çıkan yetersizlikler termodinamiğin ikinci yasası ile kapatılmaktadır. Sonuç olarak bir hal değişiminin gerçekleşmesi için termodinamiğin birinci ve ikinci yasasının sağlanması gerekmektedir (Çengel ve Boles, 2012; Bejan, 1998).

Termodinamiğin ikinci yasası genel olarak herhangi bir sistem için entropinin asla eksi değere düşmeyeceğini ifade etmektedir. Termodinamiğin ikinci yasasına birçok tanımlama getirilmiştir. Bu yasanın gelişiminde özellikle Sadi Carnot, Rudolf Clausius, William Thompson ve Constantin Caratheodory önemli bir paya sahiptirler.

Termodinamiğin ikinci yasasının kullanımı, yalnızca hal değişimlerinin yönünü belirlemekle sınırlı değildir. İkinci yasa, enerjinin niceliğinin yanı sıra niteliğinin de olduğunu öne sürer. Birinci yasa, niteliğiyle ilgilenmeksizin, enerjinin niceliğiyle ve bir biçimden diğerine dönüşümüyle ilgilidir. Enerjinin niceliğinin korunması mühendislerin başlıca kaygılarından bir tanesidir (Çengel ve Boles, 2012; Moran vd., 1987).

İkinci yasa, enerjinin niteliğinin ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığının belirlenmesinin gerekli vasıtalarını sağlar. Termodinamiğin ikinci yasası, yaygın olarak kullanılan ısı makineleri ve soğutma makineleri gibi mühendislik sistemlerinin verimlerinin kuramsal sınırlarının ve kimyasal reaksiyonların tamamlanma oranlarının belirlenmesinde de kullanılır.

4.2.1. Kelvin-Planck ifadesi

Termodinamiğin ikinci yasası ayrıca Kelvin-Planck ifadesi kullanılarak ifade edilebilir. Bu ifade tersinmez süreçlere dayanmaktadır. Termodinamiğin ikinci yasasının Kelvin-Planck ifadesi bir çevrime göre çalışan bir makinenin sadece bir kaynaktan ısı formunda enerji alması ve eşdeğer miktarda iş teslim etmesi imkânsızdır.

Bu ifadeden çevrimin ideal koşullarda gerçekleştiği takdirde bile, bir ısı makinasının çevrimini tamamlayabilmesi için düşük sıcaklıktaki bir ısı depoya bir miktar enerji vermesi

gerekmekte olduğu anlaşılmaktadır. Şöyle ki hiçbir ısı makinası aldığı ısının tamamını yararlı işe dönüştürememektedir.

Başka bir deyişle, bir ısı makinasının devamlı çalışabilmesi için hem yüksek sıcaklıktaki kaynakla hem de düşük sıcaklıktaki kuyuyla ısı transferi gerçekleştirmek zorundadır. Kelvin-Planck ifadesi, hiç bir ısı makinasının ısı verimi yüzde 100 olmaz veya bir güç santralinin sürekli çalışabilmesi için iş akışkanının hem kazanla, hem de çevresiyle ısı alışverişinde bulunması gerekmektedir (Çengel ve Boles, 2012; Moran vd, 1987).

4.2.2. Tersinir ve tersinmez hal değişimleri

Hal değişimleri belirli bir yönde gerçekleşmektedir. Bu hal değişimleri bir kez gerçekleştiğinde sistemle çevre arasındaki etkileşimler ters yönde gerçekleştirilerek sistemin yeniden ilk haline dönmesi artık olanaksızdır. Bu nedenle, bu tür hal değişimlerine tersinmez hal değişimleri denir. Bir tersinir hal değişimi ise, bir yönde gerçekleştikten sonra çevrede herhangi bir iz bırakmadan tersi yönde gerçekleştirilebilen bir hal değişimi olarak tanımlanır. Başka bir deyişle, ters yöndeki hal değişimi gerçekleştikten sonra hem sistem hem de çevre ilk hallerine geri dönerler. Bu ancak, her iki yöndeki hal değişimleri sonunda, sistem ve çevresi arasındaki net ısı ve iş etkileşimi sıfır olması durumunda olanaklıdır. Tersinir olmayan hal değişimlerine tersinmez hal değişimleri denir (Çengel ve Boles, 2012, Moran vd., 1987).

Bir sistem ister tersinir ister tersinmez olsun, bir hal değişiminden sonra tekrar ilk haline gelebilir. Burada, hal değişimlerinin tersinir olması durumunda çevrede net bir değişim olmazken; tersinir olmaması durumunda çevrenin genellikle sistem üzerinde bir miktar net iş yaptığı ve bu nedenle ilk haline gelemeyeceği vurgulanmalıdır. Doğada tersinir hal değişimlerine rastlanmaz. Tersinir hal değişimleri, gerçek hal değişimlerinin yalnızca ideal biçimleridir. Gerçek makinalarla tersinir hal değişimlerine yakın hal değişimleri gerçekleştirilebilir ancak asla hal tersinir hal değişimleri gerçekleştirilemez. Diğer bir deyişle, doğada oluşan hal değişimlerinin tamamı tersinmezdir. Tersinir hal değişimlerinin kullanılmasının iki önemli sebebi vardır. Birincisi, bu tür hal değişimlerini incelemek kolaydır. Çünkü tersinir bir hal değişimi boyunca sistem bir dizi denge hallerinden geçer. İkinci sebebi ise, gerçek hal değişimlerinin karşılaştırılabileceği ideal modeller oluşturulur (Çengel ve Boles, 2012, Moran vd., 1987).

Tersinir hal değişimleri, karşılık gelen tersinmez hal değişimlerinin ulaşabilecekleri kuramsal sınır olarak düşünülebilir. Bazı hal değişimleri diğerlerine göre daha çok tersinmez olabilir. Tersinir bir hal değişimine hiçbir zaman ulaşamaz fakat ona elbette yaklaşılabilir. Bir tersinir hal değişimine ne kadar çok yaklaşırsa iş üreten bir makinadan o kadar çok iş alır veya

iş tüketen bir makinaya o kadar az iş veririz. Tersinir hal değişimi kavramı, gerçek hal değişimleri için ikinci yasa verimi tanımına yol açmıştır. Bu verim, gerçek hal değişimlerinin, tersinir hal değişimine ne ölçüde yaklaştığının bir ölçüsüdür. Bu, aynı amaç için tasarlanmış farklı makinaları, verim bakımından karşılaştırma olanağını bize kazandırır. Daha iyi tasarım, daha az tersinmezlikleri ve daha yüksek ikinci yasa verimi olan tasarımdır (Çengel ve Boles, 2012; Bejan 1988).

4.2.3. Tersinmezlikler

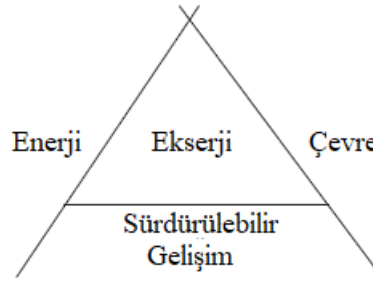
Bir hal değişiminin tersinmez olmasına neden olan etkenlere tersinmezlikler adı verilir. Bir süreci veya hal değişimini tersinmez kılan birçok faktör bulunmaktadır. Bunlardan bazıları (Bejan vd., 1996);

- Sonlu bir sıcaklık farkında gerçekleşen ısı transferi,
- Bir gaz veya sıvının kontrolsüz bir genişlemesi,
- Anlık kimyasal reaksiyonlar,
- Farklı haller ve kompozisyonlardaki maddelerin karışması,
- Elastik olmayan bozulmalar,
- Gecikme ile mıknatıslanma ya da kutuplaşma,
- Bir direnç boyunca elektrik akımı akışı,
- Akışkan akışında sürtünme.

Yukarıda listelenen tersinmezliklerden herhangi birinin varlığı, hal değişimini tersinmez yapar. Tersinir bir hal değişiminde bunlardan hiçbiri bulunmaz

4.2.4. Ekserji

Çevreyle etkileşim halinde olan bir sistemden elde edilebilecek maksimum yararlı iş ekserji olarak adlandırılmaktadır (Kotas, 1985). Ekserji termodinamiğin ikinci yasasına dayanan bir verimlilik analizidir. Ekserji analizi enerjinin niceliğinden ziyade niteliğiyle ilgilenmektedir. Herhangi bir enerji sisteminin işletme optimizasyonu, performans değerlendirmesi ve tasarım aşamalarında ekserji analizi potansiyel bir araç olarak kullanılır (Pattanayak ve Sahu, 2015). Böylece bir sistemde gerçekleşen ekserji kayıplarının tipinin, yerinin ve şiddetinin belirlenmesinde sıklıkla kullanılır (Xiong vd., 2011).



Şekil 4.1. Ekserji analizinin kapsadığı disiplinler arası üçgeni (Dincer ve Rosen, 2013a).

4.2.5. Ekserji analizinin sağladığı avantajlar

Ekserji analizinin endüstriden kullanılması birçok fayda sağlamaktadır. Bu faydalar aşağıda sıralanmıştır (Erduranlı, 1997);

- Ekserji analizi, kütle ve enerji akışlarının farklı tiplerinin yararlı miktarlarını tespit edilmesine imkân tanıdığından uygun şekilde maliyet hesabının yapılmasını sağlar,
- Endüstriyel tesisler ve süreçlerin tasarımlarının dışında gerçekleşen koşullarda oluşan gerçek etkileri tespit edilmesini sağlar,
- İncelenen süreçte meydana gelen tersinmezliklerin boyutunun tespit edilmesini sağlar,
- Devreye alınan sistemlerdeki kayıpların tespit edilmesiyle daha iyi sistemlerin tasarlanmasına olanak verir
- Verimsizliğe yol açan bileşenlerin tespit edilmesini sağlayarak bu noktalarda iyileştirmelerin yapılmasını sağlar.

4.2.6. Referans çevre (Ölü hal)

Bir sistemin ölü halde olması, çevresi ile termodinamik dengede bulunması anlamına gelir. Ölü haldeki bir sistem, çevresinin sıcaklığı ve basıncındadır, çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjiye sahip değildir ve çevresiyle kimyasal tepkimeye girmez. Aynı zamanda sistem ve çevresi arasında dengelenmemiş manyetik, elektrik ve yüzeysel gerilme etkileri yoktur. Ölü haldeki bir sistemin özellikleri sıfır indisi (P_0 , T_0 , h_0 , u_0 ve s_0 vb.) ile gösterilir (Çengel ve Boles, 2012; Rosen ve Dincer, 2004). Ölü hal sıcaklığı ve basıncı aşağıdaki gibi kabul edilir.

$$T_0=25^\circ\text{C}$$

$$P_0=101,325 \text{ kPa}$$

Ekserji değeri hesaplamalarında kullanılan çevre ekserji referans çevresi olarak adlandırılmaktadır. Referans çevre sınırsız bir sistem olarak davranır ve ayrıca referans çevre ısı ve malzemeler için bir kaynak ve bir kuyudur. Referans çevrenin ekserjisi sıfırdır. Bir sistemin ya da bir akışın ekserjisi, bu akış ya da sistem referans çevreyle denge haline geldiğinde, sıfırdır (Dincer ve Rosen, 2013b).

4.2.7. Açık sistemler (Kontrol hacmi) için ekserji analizi

Açık sistemler; genellikle kütle, ısı ve iş transferinin gerçekleştiği sistemler olarak tanımlanır. Belirli bir haldeki sistemde var olan enerjinin iş potansiyeli, sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı iştir. Böylece ekserji, enerjinin maksimum seviyede yararlı işe dönüştürülebilir kısmı olarak tanımlanabilir (Sengupta, 2007). Bilindiği gibi bir hal değişimi sırasında yapılan iş, ilk hale, son hale ve hal değişimi yoluna bağlıdır. Ekserji analizinde, ilk hal belirlidir ve bu nedenle değişken değildir. Belirli iki hal arasında gerçekleşen hal değişimindeki en fazla iş eldesi, tersinir halde gerçekleşir. Bu nedenle iş potansiyeli belirlenirken tersinmezlikler göz önüne alınmaz. Son olarak, en çok iş elde edebilmek için, hal değişimi sonunda sistemin ölü halde olması gerekir (Çengel ve Boles, 2012; Moran, 1987).

Açık sistemler için ekserji dengesi enerji, entropi ve kütle dengesinden türetilmektedir.

$$\frac{d}{dt} E\dot{x}_{kh} = \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_{\xi} \dot{m}_{\xi} ex_{\xi} + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{kh} - P_0 \frac{dV_{kh}}{dt}\right) - E\dot{x}_y \quad (4.10)$$

Sürekli akış halinde $\frac{d}{dt} E\dot{x}_{kh} = 0$ ve $\frac{dV_{kh}}{dt} = 0$ olduğundan dolayı Eşitlik 4.8 tekrardan düzenlenirse,

$$\sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_{\xi} \dot{m}_{\xi} ex_{\xi} + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{kh} - E\dot{x}_y = 0 \quad (4.11)$$

Bir kütleli debisi olan akışkanın ekserjisi

$$E\dot{x}_{kh} = (U - U_0)_{kh} + P_0 (V - V_0)_{kh} - T_0 (S - S_0)_{kh} + E\dot{x}_{kh}^{KN} + E\dot{x}_{kh}^{PT} + E\dot{x}_{kh}^{CH} \quad (4.12)$$

Spesifik ekserjisi

$$e\dot{x}_{kh} = (u - u_0)_{kh} + P_0 (v - v_0)_{kh} - T_0 (s - s_0)_{kh} + e\dot{x}_{kh}^{KN} + e\dot{x}_{kh}^{PT} + e\dot{x}_{kh}^{CH} \quad (4.13)$$

Sistemin hızında ve yükseltisinde bir değişim meydana gelmediği için kinetik ve potansiyel ekserjiler hesaba katılmaz. Bu çalışmada sistem sınırlarına giren ve çıkan özgül ekserji değeri hesabında Eşitlik 4.14 kullanılır,

$$e\dot{x}_{kh} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + e\dot{x}^{CH} \quad (4.14)$$

4.2.8. Ekserji transfer mekanizmaları

Ekserji enerjinin transfer ediliş şekilleriyle aynı olarak iş, ısı veya kütle ile transfer edilmektedir.

İş ile ekserji transferi

İş diğer enerji şekillerine kolaylıkla dönüştürülebilmektedir. Bu yüzden iş sıcaklık ve basınçtan bağımsız olarak işin tamamı ekserjisine eşittir. İş ile transfer edilen ekserji miktarı Eşitlik 4.15’de verildiği gibi ifade edilir,

$$E \dot{x}_{i\dot{s}} = \dot{W} \quad (4.15)$$

Isı transferi ile ekserji transferi

Isı transferi ile gerçekleşen ekserji kavramı, kontrol yüzeyinden ölü halde bulunan çevreye gerçekleşen ısı transferinden elde edilecek maksimum iş olarak tanımlanır. Sisteme transfer ısı pozitif olarak alınmaktadır. Bu yüzden kontrol bölgesine gerçekleşen ısı transferi ekserji kazancı olarak kabul edilir (Afşar, 2011). Isı transferi ile gerçekleşen ekserji miktarı Eşitlik 4.16’daki gibi ifade edilir (İbrahim ve ark., 2017).

$$\Sigma E \dot{x}_{i\dot{s}} = \Sigma \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) \dot{Q}_k \quad (4.16)$$

Madde akışı (kütle) ile ekserji transferi

Kütle akışının başlangıç koşullarından referans çevre koşullarına gelmesiyle elde edilen maksimum iş miktarı kararlı bir maddenin kütle ile ekserji transferidir. Madde akışının ekserjisi akışın durumuna ve referans çevre (ölü hal) koşullarından bağımsız olduğu düşünülemez.

4.2.9. Ekserji türleri

Ekserji nükleer, elektriksel, manyetik ve yüzey gerilmelerinin olmadığı termodinamik bir çevrimde fiziksel, kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserji bileşenleri hesaba katılır (Güngör, 2013). Buradan yola çıkarak özgül ekserjiyi Eşitlik 4.17’deki gibi ifade edebiliriz (Topal, 2017; Xiong, 2011),

$$e\dot{x} = e\dot{x}^{PH} + e\dot{x}^{CH} + e\dot{x}^{KN} + e\dot{x}^{PT} \quad (4.17)$$

Kazanın performansı incelemesinde sistemin hızında ve yüksekliğinde bir değişim olmadığı için bu çalışmada kinetik ve potansiyel ekserji hesaba katılmamıştır. Sonuç olarak sistemin akış ekserjisi Eşitlik 4.18'deki gibi ifade edilir (Martinson, 2017),

$$E\dot{x} = \dot{m}(e\dot{x}^{PH} + e\dot{x}^{CH}) \quad (4.18)$$

Fiziksel ekserji

Belirli bir sıcaklık ve basınçtaki bir sistemin ölü hal olarak tanımlanan T_0 ve P_0 koşullarına geldiğinde sistemden elde edilebilir maksimum iş fiziksel ekserji olarak tanımlanır (Şahin, 2012). Ele alınan sistemin veya düğüm noktasının özgül fiziksel ekserjisi Eşitlik 4.19'deki gibi tanımlanır (Ahmadi, 2016),

$$e\dot{x}^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.19)$$

İncelenen düğüm noktasındaki akışkanın ideal gaz olarak nitelendirilmesi durumunda o noktanın fiziksel ekserji hesabında Eşitlik 4.20 kullanılır (Han, 2016),

$$e\dot{x}^{PH} = \bar{c}_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] + R_g T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (4.20)$$

Kimyasal ekserji

Kimyasal ekserji bir termodinamik çevrime göre çalışan bir sistemin giriş ve çıkış ekserji değerlerinde katkısı önemlidir. Özellikle yakıt ve baca gazı bu sistemin ekserji bileşenlerini oluşturmaktadır (Çallak, 2013). Kimyasal ekserji hesabında çevrenin ölü hal koşulları başlangıç durumu olarak ele alınmaktadır (Afşar, 2011; Dinçol, 2016). Böylece çevreyle etkileşimde bulunarak madde ve ısı transferi gerçekleştiren operasyonlarda maddenin çevreyle etkileşimde bulunduğu koşullardan denge hali olan ölü durum koşullarına getirildiğinde ulaşılabilecek maksimum iş miktarı kimyasal ekserjiyi tanımlar (Afşar, 2011).

Bu çalışmada ideal gazlar için molar kimyasal ekserji değeri Eşitlik 4.21 kullanılarak hesaplanır,

$$\bar{e}x^{CH} = \sum_k x_k e\dot{x}_k^{CH} + R T_0 \sum_k x_k \ln x_k \quad (4.21)$$

Bu denklemde x_k terimi gaz karışımında bulunan bileşenin mol fraksiyonu ve ex_k^{CH} ise bileşenin standart molar kimyasal ekserjisini belirtmektedir. Bu çalışmada ayrıca suyun molar ekserjisi hesabında Eşitlik 4.22 kullanılarak hesaplanır,

$$\bar{e}_x^{CH} = RT_0 \ln(P_{doyma}(T_0)/P_\infty) \quad (4.22)$$

Çizelge 4.1. 298,15 K ve 1 atm'de bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri (kJ/kmol) (Bejan vd., 1996).

Madde	Formül	Model I	Model II
Azot	N ₂ (g)	639	720
Oksijen	O ₂ (g)	3951	3970
Karbondioksit	CO ₂ (g)	14.176	19.870
Su	H ₂ O (g)	8636	9500
Su	H ₂ O (s)	45	900
Karbon	C (k)	404.589	410.260
Hidrojen	H ₂ (g)	235.249	236.100
Kükürt	S (k)	598.158	609.600
Karbon monoksit	CO (g)	269.412	275.100
Kükürt dioksit	SO ₂ (g)	301.939	313.400
Azot monoksit	NO (g)	88.851	88.900
Azot dioksit	NO ₂ (g)	55.565	55.600
Hidrojen peroksit	H ₂ O ₂ (g)	133.587	-
Hidrojen sülfid	H ₂ S	799.890	812.00
Amonyum	NH ₃ (g)	336.684	337.900
Oksijen	O (g)	231.968	233.700
Hidrojen	H (g)	320.822	331.300
Azot	N (g)	453.821	-
Metan	CH ₄ (g)	824.348	831.650
Asetilen	C ₂ H ₂ (g)	-	1.265.800
Etilen	C ₂ H ₄ (g)	-	1.361.100
Etan	C ₂ H ₆ (g)	1.482.033	1.495.840
Propilen	C ₃ H ₆ (g)	-	2.003.900
Propan	C ₃ H ₈ (g)	-	2.154.000
n-Bütan	C ₄ H ₁₀ (g)	-	2.805.800
n-Pentan	C ₅ H ₁₂ (g)	-	3.463.300
Benzen	C ₆ H ₆ (g)	-	3.303.600
Oktan	C ₈ H ₁₈ (s)	-	5.413.100
Metanol	CH ₃ OH (g)	715.069	722.300
Metanol	CH ₃ OH (s)	710.747	718.000
Etil alkol	C ₂ H ₅ OH (g)	1.348.328	1.363.900
Etil alkol	C ₂ H ₅ OH (s)	1.342.086	1.375.700

Literatürde kömürün kimyasal ekserjisini hesaplamak için bir çok ampirik formüller yer almaktadır. Bu ifadelerin bazıları yanma denklemlerine bazıları ise kömürün içeriğindeki elementlerin molar fraksiyonlarına dayanmaktadır. İkinci yaklaşıma göre Szargut ve Strylska kükürtün etkisini dikkate almayıp kömürün içerdiği su buharını hesaba kattıkları ifadeyi geliştirmişlerdir (Szargut, 2005). Bu ifadeye göre kömürün kimyasal ekserjisi Eşitlik 4.23 kullanılarak hesaplanır,

$$ex^{CH} = \Phi_{kömür} (Hu_{kömür} + w h_{fg}) \quad (4.23)$$

Verilen denklemde $Hu_{kömür}$ kazanda yakılan kömürün alt ısı değerini, w kömürün içindeki nemin oranını, h_{fg} ise su buharının entalpisini ve $\Phi_{kömür}$ ise yakıt ekserjisinin alt ısı değere oranını vermektedir. Bu değer Eşitlik 4.24 kullanılarak hesaplanır,

$$\Phi_{kömür} = 1,0437 + 0,1812 \frac{h}{c} + 0,0610 \frac{o}{c} + 0,0404 \frac{n}{c} \quad (4.24)$$

Denklemde verilen c , h , o ve n ifadeleri kömürün içindeki bu elementlerin molar fraksiyonlarını ifade etmektedir. Elde edilen özgül kimyasal ekserjiler kütleli debiler ile çarpılarak kimyasal ekserjiler elde edilir. Bunun için Eşitlik 4.25 kullanılır,

$$E\dot{x}^{CH} = \dot{m} ex^{CH} \quad (4.25)$$

Kinetik ve potansiyel ekserji

Kinetik enerji, mekanik enerjinin bir şekli olduğu için tamamen işe çevrilebilir. Bundan dolayı, bir sistemin kinetik enerjisinin ekserjisi çevrenin sıcaklığı ve basıncından bağımsız olarak kendisine eşittir. Kinetik enerjinin ekserjisi aşağıda verilen Eşitlik 4.26'daki gibi ifade edilir,

$$e \dot{x}^{KN} = \left(\frac{V^2}{2} \right) \quad (4.26)$$

Kinetik enerjide olduğu gibi potansiyel enerjide mekanik enerjinin bir şeklidir. Bu sebepten dolayı incelenen sistemin yüksekliğinde meydana gelen herhangi bir değişim tamamen işe dönüştürülebilir. Bu durum göz önünde bulundurulduğunda bir sistemin potansiyel ekserjisi çevrenin sıcaklığı ve basıncına bağlı olmaksızın kendisine eşittir. Ekserjinin potansiyel ekserji bileşeni Eşitlik 4.27'deki gibi ifade edilir,

$$\dot{x}^{PT} = gz \quad (4.27)$$

Eşitlik 4.11’de verilen V hızı, Eşitlik 4.12’de verilen g yer çekim ivmesini z ise yükseltiyi ifade etmektedir. Bu çalışmada incelenen sistemin hızında ve yükseltisinde bir değişim olmadığı için kinetik ve potansiyel ekserji bileşenleri sıfıra eşittir.

4.2.10. Ekserji dengesi ve ekserji yıkımı

Termodinamiğin ikinci yasasına göre sisteme giren ekserji aynı oranda ürüne dönüşmez. Giren ekserjinin bir kısmından faydalanılamaz. Ekserjinin faydalanılamayan kısmı ekserji yıkımı olarak ifade edilir. İncelenen sistemde gerçekleşen ekserji yıkımlarını tespit etmek için giren ekserjiden çıkan ekserji çıkartılır. Kalan kısım ekserji yıkımını ortaya koyar. Ekserji yıkımını tespit etmek için incelenen her bir sistem için Eşitlik 4.28 kullanılarak ekserji dengesi oluşturulur,

$$\sum E \dot{x}_{isi} - \sum E \dot{x}_{iş} + \sum E \dot{x}_{kütle,g} - \sum E \dot{x}_{kütle,ç} = \sum E \dot{x}_y \quad (4.28)$$

4.2.11. İkinci yasa verimi (Ekserji verimi)

Ekserji verimi çıkan ekserji ya da ürün ekserjisinin yakıt ya da giren ekserjiye oranı olarak ifade edilmektedir. Termodinamiğin ikinci yasasına dayanan ekserji verimi veya ikinci yasa verimi aşağıda verilen Eşitlik 4.29 ve Eşitlik 4.30 kullanılarak hesaplanır,

$$\eta_{II} = \frac{E\dot{x}_ç}{E\dot{x}_g} \quad (4.29)$$

ya da

$$\eta_{II} = 1 - \frac{E\dot{x}_y + E\dot{x}_k}{E\dot{x}_g} \quad (4.30)$$

5. 75 t/h BUHAR KAPASİTELİ DOLAŞIMLI AKIŞKAN YATAKLI KAZANIN TANIMLANMASI

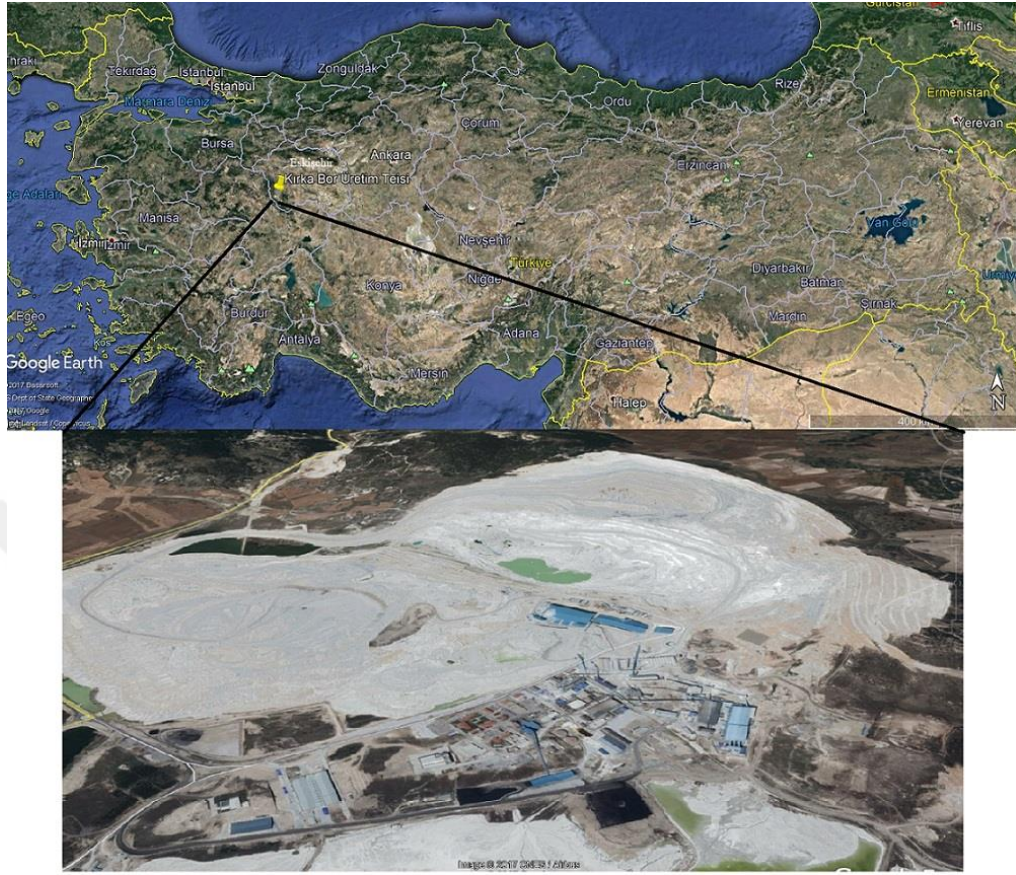
Bu bölümde, Eskişehir ili Seyitgazi ilçesinde bulunan Kırka Bor İşletmesindeki dolaşimli akışkan yataklı kazanın genel olarak tanıtımı yapılmıştır. Bunun yanı sıra enerji ve ekserji analizinin uygulanacağı kısımlar tespit edilmiştir. Ayrıca hesaplamalarda kullanılmak üzere bu kısımlara ait gerçek veriler paylaşılmıştır. Bu gerçek verilerin elde edilmesinde kullanılan ölçüm cihazları hakkında bilgiler verilmiştir.

5.1. Kırka Bor İşletme Müdürlüğü

Yıllık 892.440 ton Boraks Pentahidrat üretimi yapan Kırka Bor İşletme Müdürlüğü (39°17'48.47"K, 30°29'30.47"D) Eskişehir ili, Seyitgazi ilçesi Kırka Beldesinde yer almaktadır. İşletme müdürlüğünün Türkiye üzerindeki konumu Şekil 5.1'de verilmiştir. Bu tesislerde tınkal bor cevheri açık ocak işletme metoduyla çıkarılmaktadır. Dünyanın en büyük rezervlerinden biri olan Kırka-Sarıkaya Boraks yatağı 1950-1960 yılları arasında vatandaşlarımızın arama ruhsatı alarak yaptığı aramalar neticesinde bulunmuştur. Kırka Bor İşletme Müdürlüğü'nün tınkal üretimi yıllık 3 milyon ton civarındadır. Toplam 10 milyon 500 bin metre kare yerleşim alanı üzerine kurulan tesisde yüksek katma değere sahip bor ve bor ürünleri üretilmektedir. Ayrıca tesiste, madencilikten rafine üretimine, lojistikten bor ve bor ürünlerinin kullanım alanlarının geliştirilmesi amacıyla AR-GE çalışmaları yürütülmektedir (Eti Maden, 2018)

Dünyada en önemli bor yatakları Türkiye, ABD ve Rusya'da yer almaktadır. Dünya tınkal rezervleri arasında en büyük paya sahip olan Kırka-Sarıkaya formasyonu dünya rezervlerinin yaklaşık olarak %20'sini oluşturmaktadır. Ayrıca Türkiye'deki bor rezervlerinin de %25'ini oluşturmaktadır (Eti Maden, 2018)

Ege, Marmara ve İç Anadolu bölgeleri arasında bir geçiş noktasında yer alan Eskişehir ilinde Ege ve İç Anadolu'ya özgü iklim özellikleri görülse de sert bir kara iklimi hâkimdir. Kışlar sert ve süreklidir. Yaz ayları ise gündüzler sıcak, geceleri serindir. Gece ve gündüz sıcaklıkları arasında büyük farklılıklar gözlenir. Eskişehir iline ait uzun yıllara dayalı mevsim normalleri Çizelge 5.1'de verilmiştir. İlin yıllık ortalama sıcaklığı 11°C civarındadır (Meteoroloji Genel Müdürlüğü (MGM), 2018).



Şekil 5.1. Kırka Bor Üretim tesisinin Türkiye üzerindeki konumu.

Çizelge 5.1. Eskişehir iline ait iklim değerlerinin uzun yıllara dayalı istatistiksel verileri

Aylar	Ortalama Sıcaklık °C	Ortalama En Yüksek Sıcaklık °C	Ortalama En Düşük Sıcaklık °C	Ortalama güneşlenme süresi (saat)
Ocak	-0,2	3,8	-3,4	2,6
Şubat	1,3	6,2	-2,4	3,8
Mart	4,9	11,3	0	5,3
Nisan	10,2	17,2	4,2	6,4
Mayıs	15	22	8,5	8,5
Haziran	18,8	25,9	11,8	10,2
Temmuz	21,5	29	14,2	11,2
Ağustos	21,4	29,3	14,1	10,7
Eylül	17,1	25,4	10,2	8,7
Ekim	11,9	19,4	5,8	6,2
Kasım	6,4	12,7	1,9	4,3
Aralık	2	6,1	-1,2	2,3
Yıllık	10,9	17,4	5,3	80,2

5.2. Kazanın Genel Özellikleri

75 t/h kapasiteli Dolaşımli Akışkan Yataklı Buhar Kazanı (CFB75) 45 bar/455°C kızdırıcı çıkış basınç ve sıcaklık şartlarında buhar üreten, tek fırın, doğal dolaşımli buhar jeneratörüdür. Fırın membran - geçirimsiz su duvarlarına sahiptir. Kazanın orta kısmı refrakter kaplamalı siklon ayırıcıdır. Siklon sonrası ikinci geçişte ısı transfer yüzeyleri yerleştirilmiştir. Baca gazı, ikinci geçiş sonrası hava ısıtıcıları ve ESP sonrası bacaya verilmektedir.

Kömür, siklondan dönen kül dolaşım hatları ile karıştırılarak fırına beslenmektedir. Fırın altındaki akışkanlaştırma nozullarından verilen birincil hava, yatak içi akışkan hızlarının 4.5 ila 8 m/s hızlarda oluşmasını sağlayarak 830-870°C sıcaklık aralığında yanmayı sağlamaktadır. Dolaşımli akışkan yataklı kazana ait tasarım değerleri Çizelge 5.2 de verilmiştir. Buna göre 130°C sıcaklıkta kazana giren besleme suyu 455°C sıcaklık, 45 bar basınçta saatte 75 ton debiye sahip buhara dönüşmektedir. Yatak sıcaklığı 850°C sıcaklığı bulurken kazandan çıkan baca gazının sıcaklığı 130°C'dir. Hava fazlalık katsayısı tam yükte 1,2 olarak tasarlanmıştır.

Çizelge 5.2. Kazanın tasarım parametreleri.

Ana Parametreler	Birim	Değer
Kazan nominal gücü	MWt	58,91
Buhar çıkış debisi	t/h	75
Buhar basıncı	bar	45
Buhar sıcaklığı	°C	455
Besleme suyu sıcaklığı	°C	130
Yatak sıcaklığı	°C	850
Fan çıkışı hava sıcaklığı	°C	35
Hava ısıtıcı sonrası sıcaklık	°C	200
Hava fazlalık katsayısı	-	1,2
Baca gazı sıcaklığı	°C	130
Kazanın verimliliği	%	91
Yük değişim meğili	%/dakika	4
Kömür tüketimi	kg/s	3,54
Kireçtaşı tüketimi	kg/s	0,25

Kazan tasarımında çevre şartları; sıcaklık 25°C, barometrik basınç 101 kPa ve bağıl nem ise %71 olarak kabul edilmiştir. Ancak Çizelge 5.3'de verildiği gibi analizde kullanılacak verilerin alındığı tarih ve saatte çevre şartları; sıcaklık 17,27°C, barometrik basınç 89,4 kPa ve bağıl nem ise %51,45 olarak ölçülmüştür.

Çizelge 5.3. Referans çevre koşullarının tasarım ve ölçüm değerleri.

Parametreler	Birim	Tasarım Değeri	Ölçüm Değeri
Referans sıcaklığı	°C	25	17,27
Barometrik basınç	kPa	101	89,4
Bağıl nem	%	71	51,45

Kazan tasarımında alt limitli yakıt olarak Tunçbilek-1 kömürü üst limitten ise Tunçbilek-2 kömürü baz alınmıştır. Bu kömür tiplerinin kısa analizleri Çizelge 5.4’de verilmiştir. Buna göre Tunçbilek-1 kömürünün net kalorifik değeri 2300 kcal/kg, Tunçbilek-2 kömürünün ise 5657 kcal/kg ve garanti edilen değer ise 4300 kcal/kg’dır. Ayrıca garanti edilen nem, kül ve kükürt oranları sırasıyla %17,6, %26,5 ve %1,6’dır.

Çizelge 5.4. Dolaşimli akışkan yataklı kazanın tasarımında baz alınan yakıt özellikleri.

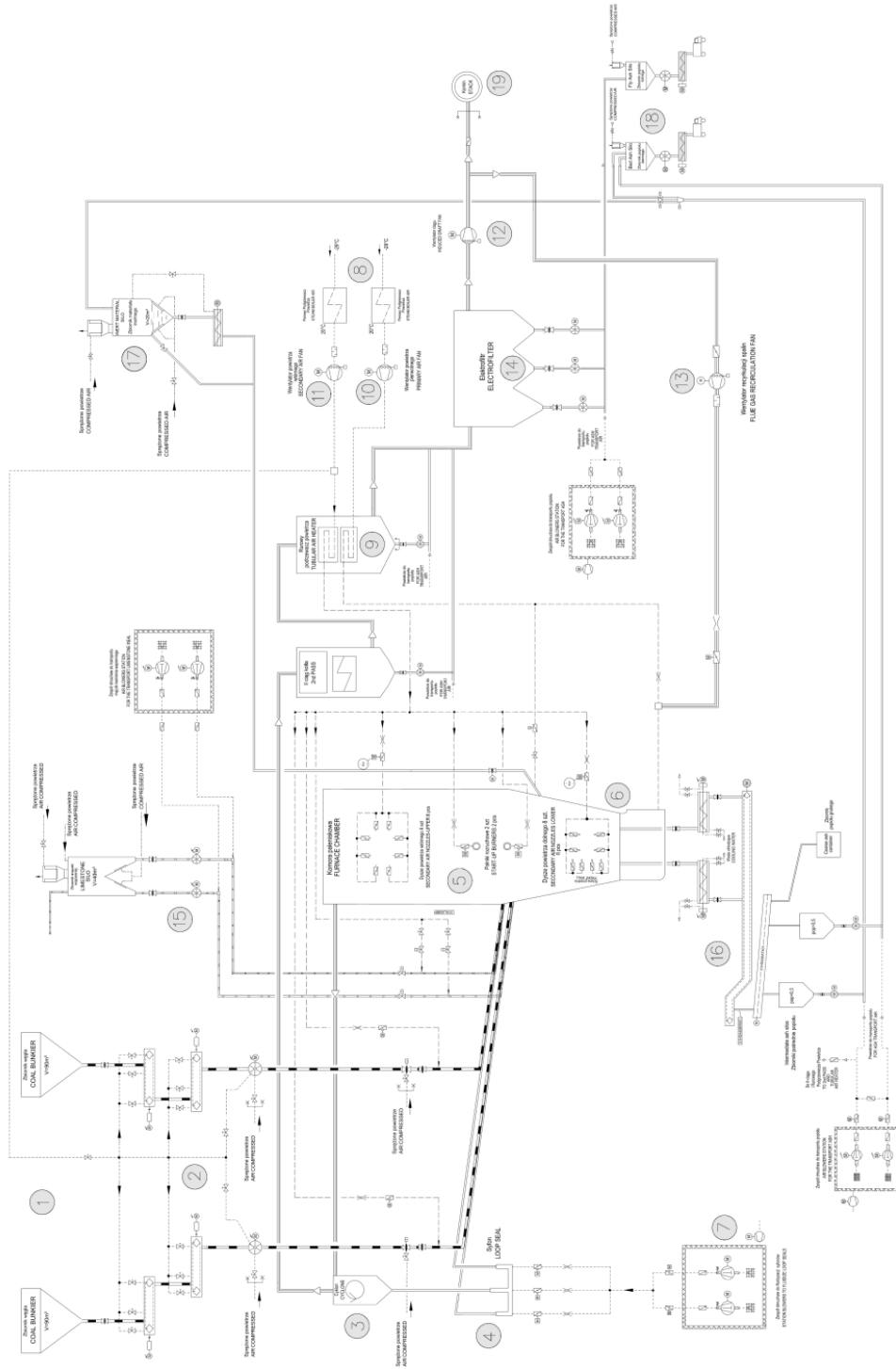
	Birim	Tunçbilek-1	Tunçbilek-2	Garanti Değer
Net kalorifik değer	kcal/kg	2300	5657	4300
Nem	%	22,77	12,39	17,60
Kül	%	39,39	13,65	26,50
Kükürt	%	2,22	1	1,60
Kömür tüketimi	kg/s	6,88	2,65	3,60

5.3. Kazanın Tanımlanması

75 ton/saat kapasiteli buhar santralinin genel akış şeması Şekil 5.2’de verildiği gibidir. Santralin ana kısımlarının tanımlaması Çizelge 5.5’de verilmiştir.

Çizelge 5.5. 75 t/h kapasiteli buhar kazanı bileşenleri.

Nokta	Tanımlama	Nokta	Tanımlama
1	Kömür bunkerleri	11	İkincil hava fanı
2	Kömür besleme bant konveyörleri	12	Baca gazı çekiş fanı
3	Ayırma siklonu	13	Baca gazı resirkülasyon fanı
4	Sızdırmazlık kolunu	14	Elektrostatik ayırıcı
5	Yanma odası	15	Kireçtaşı besleme
6	Akışkanlaştırma nozulları	16	Yatak altı cüruf çıkarma
7	Akışkanlaştırma körükleri	17	İnert malzeme deposu
8	Buharlı hava ön ısıtıcıları	18	Kül depolama siloları
9	Hava ön ısıtıcıları	19	Baca
10	Birincil hava fanı		



Şekil 5.2. 75 t/h kapasiteli buhar kazanı genel hat şeması.

5.3.1. Hava dağıtım sistemi

Yanma havası yakıt besleme kanallarına ve yanma odasının belirli her noktasına verilmek üzere birincil ve ikincil hava olmak üzere ikiye ayrılır. Birincil ve ikincil yanma havaları radyal fanları ile sevk edilmektedir. Ön ısıtıcıda belli bir değere kadar ısıtıldıktan sonra hava ısıtıcısında baca gazıyla sıcaklığı yükseltilen birincil ve ikincil yanma havaları farklı kotlardan kazana beslenir. Hava ısıtıcısına ait bir görsel Şekil 5.3’de verilmiştir.



Şekil 5.3. Hava ısıtıcı.

5.3.2. Yakıt ve kireç besleme sistemi

Tunçbilek kömür havzasından kamyonlarla taşınan kömürler tesise ait açık bir alanda biriktirilir. Kazan bölümüne verilecek kömürler kapalı depoya taşınarak burada hazırlanır. Kazan bölümünde yer alan bunkerlerde kömürün azalması durumunda, kömür konveyör bant sistemi ile bunkerlere taşınır. Kazan bölümünde 2 adet kömür 1 adet kireçtaşı bunkeri bulunmaktadır. Kömür bunkerleri kazanın bir gün boyunca tüketebileceği miktarda kömürü depolayabilmektedir.

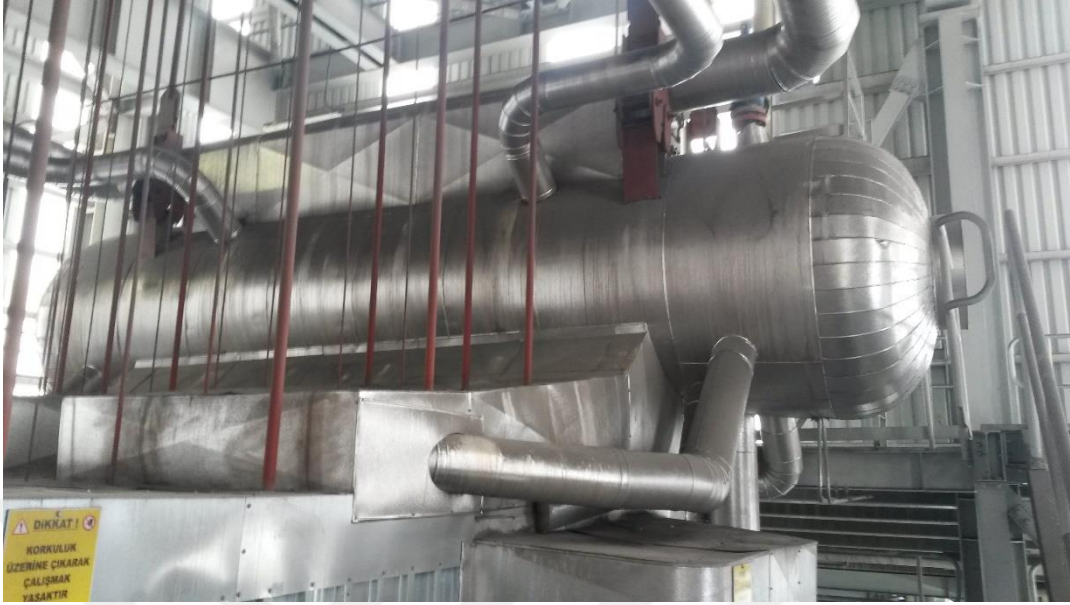


Şekil 5.4. Kömürün hazırlanış aşamaları (a) açık kömür depo sahası (b) kapalı kömür depo sahası (c) kömür hazırlama (d) bunker.

5.3.3. Su-buhar sistemi

Drum

Kazanda 1600 mm dış çapında drum yer almaktadır. Drumda iki menhol, su göstergeleri ve metal sıcaklıklarının ölçümü için termokapl sıcaklık ölçerler de yer almaktadır. Drumda su buhar karışımından ayrılan sudan besleme suyu elde edilir. Elde edilen besleme suyu düşüş borularına yönlendirilir. Buhar ise kızdırcılara gönderilir. Santrale ait drum'ın görüntüsü Şekil 5.5'de verilmiştir.



Şekil 5.5. Drum.

Evaporatör

Evaporator sistemi kazanın kolon olarak ifade edilen kısmının duvarlarında yer almaktadır. Evaporatörde üretilen su ve buhar karışımı bağlantılı boru sistemi ile drumaya yönlendirilmektedir.

Buhar kızdırıcıları

Kızdırıcı sistem kazanın konvektif geçiş kısmının membran duvarlarını ve içine kurulmuş boru demetlerinden oluşur. Kızdırıcı kangalları pürüzsüz boruların birleştirilmesiyle oluşturulmuştur. Buharın akışında takip ettiği yol; ikinci geçişin ön duvarının askılı buharlaştırıcısı, ikinci geçişin ön duvarı, ikinci geçişin yan duvarları, asılı borular ikinci geçişin arka duvarı, 1 numaralı kızdırıcı kangalları ve son olarak 2 numaralı kızdırıcı kangalları, şeklindedir. İkinci geçişteki baca gazları 2 numaralı kızdırıcı boru demetlerinden sonra 1 numaralı kızdırıcı boru demetlerinden geçerek ekonomizere ulaşır. Birinci aşama ve ikinci aşama kızdırıcı boru demetleri arasında geniş kazan yükü aralığında sabit buhar sıcaklığını sürdürmek için sıcaklık ayarlayıcılar (attemperators) yer almaktadır.

Ekonomizer

Kazanın konvektif geçişinin dikey kanalında tamamen ekonomizer yerleştirilmiştir ve ekonomizer 3 ayrı boru demetinden oluşmaktadır. Ekonomizer boru demetleri koridor

düzenlemesindeki pürüzsüz borulardan kangal şeklindedir. Kangal demetleri kısmen asılı tüplere kısmen de asılı çubuklara asılı vaziyettedir. Boru demetlerindeki su baca gazı akışına bağlı olarak akıntıya karşı akar.

5.4. Gerçek Verilerin Elde Edilmesi

Performans test prosedürü (ASME PTC 4-2013) uyarınca söz konusu kazan 72 saatlik kararlı çalışma rejimini takiben, 06.12.2017 tarihinde saat 15:30-19:30 saatleri arasında 4 saatlik tam yükte çalıştırılmıştır. Belirtilen zaman dilimi sürecinde performans testi için gerekli ölçümler alınmıştır. Test süresince kurum üfleme ve blöfler kapalı tutulmuş ve kazan işletme koşulları test esaslarını bozmayacak değerler arasında kalması sağlanmıştır. Kömür, kireçtaşı cüruf ve kül analizleri için numuneler alınmıştır.



Şekil 5.6. Gerçek verilerin elde edilmesi öncesi kazan tanıtımı faaliyeti.

Kömürün yapılan analizlerinden elde edilen sonuçlar Çizelge 5.6'da elementel analizi ve Çizelge 5.7'de kısa analizi verilmiştir. Yapılan analizler sonucunda kömürün alt ısıl değeri 23.600 kJ/kg, kül oranı %13,65, nem oranı %12,39 ve kükürt oranı ise %1 kadardır.

Çizelge 5.6. Kömürün elementel analizi.

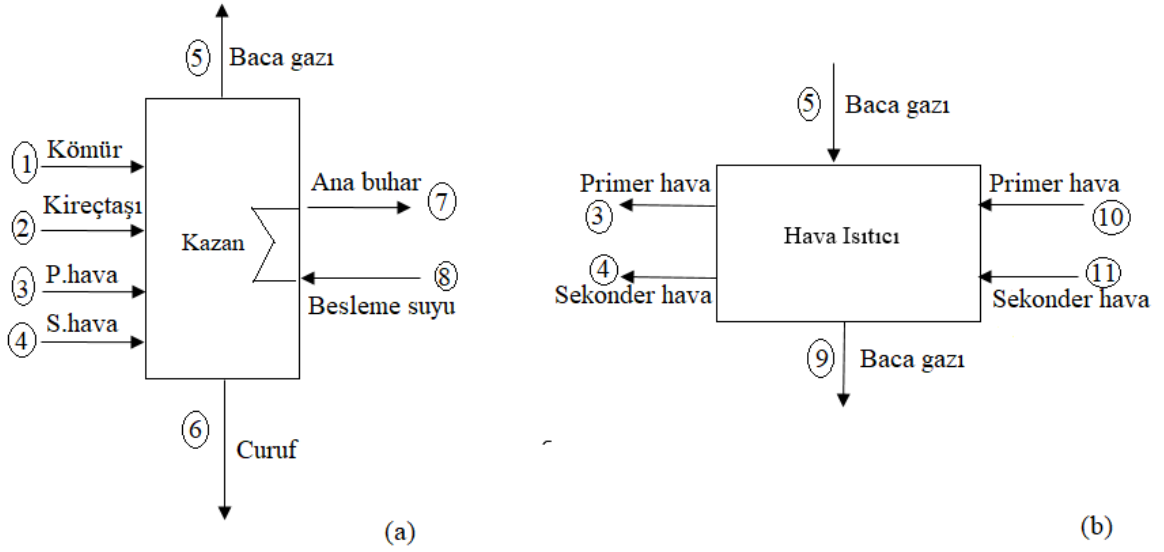
Parametreler	Birim	Tasarım Değeri	Analiz Değeri
C	%	63,94	55,2
H ₂	%	3,33	3,94
O ₂	%	3,29	6,36
N ₂	%	2,51	2,08
S ₂	%	1	1,04
Nem	%	12,39	11,81

Çizelge 5.7. Yakıtın kısa analizi.

Parametreler	Birim	Değer	Analiz Değeri
Nem	%	12,39	11,81
Sabit C	%	42,88	38,11
Uçucu madde	%	31,08	30,51
Kül	%	13,65	19,57
Üst ısı değeri	kcal/kg	5901	5408
Alt ısı değeri	kcal/kg	5655	5149

5.5. Kazan ve Hava Isıtıcı İçin Düğüm Noktaları Oluşturulması

Bu çalışmada amaçlandığı üzere sadece kazan bölümünün enerji ve ekserji analizi yürütülmüştür. Bunun yanı sıra kazan bölümünde yer alan ve yanma reaksiyonuna katılan yanma havasının baca gazları ile ısıtıldığı hava ısıtıcısının da enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Kazan genel olarak; yanma odası, siklon, drum, ekonomizer, buhar paketleri (kızdırcılar) ve hava ısıtıcıdan oluşmaktadır. Sunulan bu çalışmada kazan ayrı ayrı bölümlerle incelemekten ziyade bir bütün halde kontrol hacmi olarak ele alınmıştır. Buna göre kazana ve hava ısıtıcıya giren ve çıkan kütleler dikkate alınarak düğüm noktaları oluşturulmuştur. Oluşturulan kazana ait düğüm noktaları Şekil 5.7a'da hava ısıtıcısına ait düğüm noktaları ise Şekil 5.7b'de verilmiştir.



Şekil 5.7. Analizde değerlendirilen düğüm noktaları a) Yanma odası, b) Hava ısıtıcısı.

Düğüm noktalarının belirlenmesinden sonra yerinde ölçümler alınarak gerçek veriler elde edilmiştir. Elde edilen gerçek veriler Çizelge 5.8'de verilmiştir. Kazana 1 numaralı noktadan $11,12^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ve $2,92\text{ kg/s}$ debide kömür giriş yapmaktadır. Kazana besleme suyu 8 numaralı noktadan $7.232,5\text{ kPa}$ basınç, $93,38^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ve $67,465\text{ kg/s}$ debide girerek ısı çekmektedir. Sonrasında 7 numaralı noktadan $4.514,5\text{ kPa}$ basınç, $450,345^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ve $73,735\text{ kg/s}$ debide ana buhar olarak çıkış yapmaktadır. Baca gazı ise kazanı 5 numaralı noktadan $229,84^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta, hava ısıtıcısını ise $107,52^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta $19,17\text{ kg/s}$ debide terk etmektedir.

Çizelge 5.8. Düğüm noktalarının termodinamik özellikleri.

Nokta	Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)	Basınç (kPa)	Debi (kg/s)
1	11,12	101,325	2,92
2	15,50	101,325	0,19
3	180,41	101,325	12,52
4	171,475	101,325	4,175
5	229,84	101,325	19,17
6	-	101,325	0,643
7	450,345	4.514,5	73,735
8	93,38	7.232,5	67,465
9	107,52	101,325	19,17
10	35,75	101,325	12,52
11	30,585	101,325	4,175

5.6. Ölçümlerde Kullanılan Cihazlar ve Özellikleri

• Gaz analiz cihazı

Çizelge 5.9'da özellikleri ve Şekil 5.7'de görseli verilen gaz analiz cihazıyla 4 saat boyunca 15'er dakikalık aralıklarla toplamda 16 adet ölçüm alınmıştır. Ölçümler kazan tam yükte çalışır vaziyette iken alınmıştır. Ayrıca ölçümler lokasyon olarak elektrostatik filtre öncesinde alınmıştır. Ölçümler öncesinde gaz analiz cihazının kalibrasyonu yapılmıştır.



Şekil 5.8. Baca gazı analizörü.

Çizelge 5.9. Baca gazı analiz cihazına ait spesifik özellikler.

Marka	Testo 350 XL		
Ölçülen Büyüklükler	Ölçüm Aralığı	Doğruluk	Hassasiyet
O ₂	0 - % 25 (Hacimsel)	± % 0,8	0,01 hacimsel % O ₂
CO	0 – 10.000 ppm	± % 5 mv (200-2000 ppm) ± % 10 mv (2001-10.000 ppm) ± 10 ppm CO (0-199 ppm)	1 ppm CO
CO ₂	0-% maks. hacimsel CO ₂	O ₂ 'den hesaplanır	0,01 hacimsel % CO ₂
NO	0 – 3000 ppm	± % 5 mv (100-1999,9 ppm) ± % 10 mv (2000-.000 ppm) ± 5 ppm NO (0-99 ppm)	1 ppm NO
SO ₂	0 – 5000 ppm	± % 5 mv (100-2000 ppm) ± % 10 mv (200,1-5000 ppm) ± 5 ppm SO ₂ (0-99 ppm)	1 ppm SO ₂
Sıcaklık	40 - +1200 °C	± % 5 mv (100-1200 ppm) ± % 10 mv (2001-1200 ppm) ± 0.5 °C (-40-99,9 °C)	0,1 °C

- **Ortam sıcaklık, basınç ve nem ölçüm cihazı**

Ekserji analizinde referans çevre koşulları önemli bir faktördür. Bu yüzden kazanın çalışma performansının doğru bir şekilde ortaya konması için kazanın çalıştığı ortamın referans çevre koşullarının bilinmesi gerekmektedir. Ortam sıcaklık, basınç ve nem değerlerini almak için kullanılan ölçüm cihazının spesifik özellikleri ve görseli sırasıyla Çizelge 5.10 ve Şekil 5.8’de verilmiştir. Bu cihazla birincil ve ikincil yanma havası emiş fanlarının ortasında 4 saat boyunca 15’er dakikalık periyotlarla ölçümler alınmıştır.

Çizelge 5.10. Ortam sıcaklık, basınç ve nem ölçüm cihazının spesifik özellikleri.

Marka	Testo 480	
Ölçülen Büyüklükler	Ölçüm Aralığı	Hassasiyet
Sıcaklık	0 - +50 °C	± 0,5 °C
Nem	0 - 100 %	±(1,8 %RH + 0,7% ölç.değ.)
Basınç	+700 - +1100 hPa	±3 hPa



Şekil 5.9. Ortam sıcaklık, basınç ve nem ölçüm cihazı.

- **Sıcaklık ölçüm cihazı**

Ölçümler sırasında faydalanılan bir diğer cihaz spesifik özellikleri Çizelge 5.11 ve görseli Şekil 5.9’da verilen sıcaklık ölçüm cihazıdır. Bu cihazla alınan kömür, kireçtaşı ve kül numunelerinin sıcaklıkları ölçülmüştür. Bu cihazla 4 saat boyunca 1 saat aralıklarla ölçüm yapılmıştır.

Çizelge 5.11. Sıcaklık ölçüm cihazının spesifik özellikleri.

Marka	Testo 735		
Ölçülen Büyüklükler	Ölçüm Aralığı	Doğruluk	Hassasiyet
Kömür, Kül, Cüruf, Kireç Sıcaklıkları	-60 - +400 °C	EN 60584-4 standardına göre, Sınıf 2 doğruluk aralığı -40 +1200 °C.	± 0,1 °C
Kazan Yüzey Sıcaklığı	-60 - +300 °C	EN 60584-4 standardına göre, Sınıf 2 doğruluk aralığı -40 +1200 °C.	± 0,1 °C



Şekil 5.10. Sıcaklık ölçüm cihazı.

- **Termal kamera**

Kazan yüzey sıcaklığını ölçmek için Çizelge 5.12’de spesifik özellikleri ve Şekil 5.10’da görseli verilen termal kamera kullanılmıştır.

Çizelge 5.12. Termal kameranın spesifik özellikleri.

Marka	Flir T200	
Ölçülen Büyüklükler	Ölçüm Aralığı	Termal Hassasiyet
Kazan Yüzey Sıcaklığı	-20 - +350 °C	± 0,1 °C

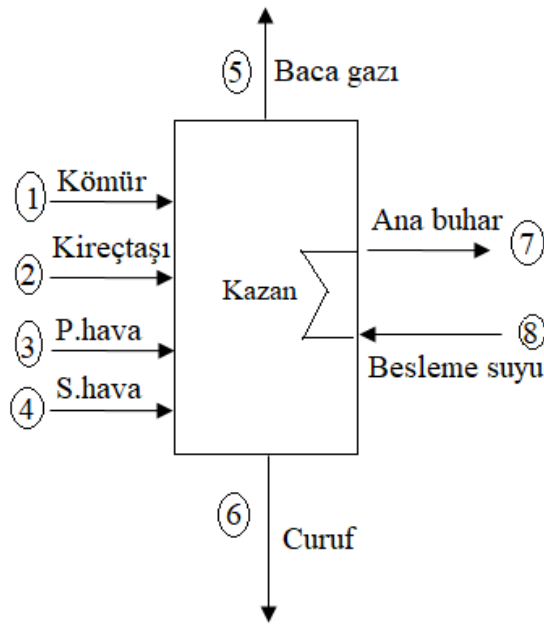


Şekil 5.11. Termal kamera.

6. KAZANA ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİNİN UYGULANMASI

Bu bölümde, Dolaşımli Akışkan Yataklı (DAY) Kazanının enerji ve ekserji analizinde, kazan alt sistemlere ayrılarak incelemekten ziyade bir bütün olarak incelenmiştir. Kazan kontrol hacmi olarak kabul edilerek kazana giren ve çıkan kütle akışları Şekil 6.1'de gösterildiği gibi belirlenmiştir. Bu bölümde ayrıca kazanın verimli bir şekilde çalışmasına etki eden hava ısıtıcısı ayrı olarak analiz edilmiştir. Hava ısıtıcısına giren ve çıkan kütle akışları ise Şekil 6.2'de gösterilmiştir. Belirlenen giren ve çıkan kütlelere ait ölçümler alınmış ve bir önceki bölümde ölçüm değerleri verilmiştir. Elde edilen gerçek veriler ile kazanın ve hava ısıtıcısının enerji ve ekserji hesaplamaları yapılmıştır.

6.1. Kazanının Enerji ve Ekserji Hesaplamaları



Şekil 6.1. Buhar kazanında gerçekleşen kütle akışları.

Şekil 6.1'de verildiği gibi buhar kazanına yanma reaksiyonu için yakıt olarak kömür (1), birincil hava (3), ikincil hava (4) ve yatak malzemesi olarak kireçtaşı (2) beslemesi yapılmaktadır. Ayrıca kazanda üretilen ısıyla buharlaşması için besleme suyu (8) kazana girmektedir. Buna karşı yanma sonu ürünleri baca gazı (5) ve cüruf (6) kazandan çıkmaktadır. Bunların yanı sıra kazanda üretilen ana buhar (7) çıkış yapmaktadır.

6.1.1. Kazanın enerji hesaplamaları

Kontrol hacmi olarak kabul ettiğimiz buhar kazanında kütle dengesi Eşitlik 4.2 kullanılarak oluşturulmuştur.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç$$

$$\dot{m}_{bh} + \dot{m}_{kömür} + \dot{m}_{ih} + \dot{m}_{kireç} = \dot{m}_{bacaga} + \dot{m}_{cüruf}.$$

Yanma odasına giren ve çıkan kütleler arasında kurulan dengeyi ifade eden yukarıdaki denklem kullanılarak baca gazının kütleli debisi hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_{bg} = (12,52 + 4,175 + 2,92 + 0,2) - 0,643$$

$$\dot{m}_{bg} = 19,17 \text{ kg/s}$$

Kazanda buhar üretimi kapalı devre bir borulama ile yapılmaktadır. Bu yüzden kazana giren besleme suyu ile çıkan ana buharın kütleli debisi eşittir.

$$\dot{m}_{bs} = \dot{m}_{ab}.$$

Yakılan kömürün enerjisinin hesaplanması

Birinci yasaya göre sisteme giren enerjinin kaynağı kömürün yakılması sonucu ortaya çıkan enerjidir. Kömürün alt ısı değeri önceki bölümde paylaşıldığı üzere 21.558 kJ/kg, debisi ise 2,92 kg/s'dir. Kömürün yakılmasıyla elde edilecek enerji miktarı Eşitlik 4.8 kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{E}_{kömür} = \dot{m}_{kömür} H_{u \text{ alt}}$$

$$\dot{E}_{kömür} = 2,92 \text{ kg/s} \times 21.558 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{kömür} = 62.949,36 \text{ kJ/s}$$

Baca gazı enerjisinin hesaplanması

Kazandan 229,84°C sıcaklıkta çıkan baca gazının taşıdığı enerji hesaplayabilmek için öncelikle bacagazının özgül ısısı hesaplanır,

$$\bar{c}_{p,bg} = (x_{O_2} \times \bar{c}_{p,O_2}) + (x_{CO_2} \times \bar{c}_{p,CO_2}) + (x_{CO} \times \bar{c}_{p,CO}) + (x_{SO_2} \times \bar{c}_{p,SO_2}) + (x_{N_2} \times \bar{c}_{p,N_2})$$

$$\bar{c}_{p,bg} = (0,0325 \times 31,48) + (0,1015 \times 44,43) + (0,017 \times 30,07) + (0,0005 \times 46,38) + (0,687 \times 29,78)$$

$$\bar{c}_{p,bg} = 31,89 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$\bar{c}_{p,bg} = 31,89 \text{ (kJ/kmol.K)} / 30,3 \text{ (kg/kmol)}$$

$$\bar{c}_{p,bg} = 1,05 \text{ kJ/kgK}$$

daha sonra Eşitlik 4.7 kullanılarak entalpi değeri hesaplanır,

$$h_{bg} = c_{p,bg}(T_{bg} - T_0)$$

$$h_{bg} = 1,05 \times (502,99 - 298,15)$$

$$h_{bg} = 215,08 \text{ kJ/kg}$$

Baca gazının 229,84°C sıcaklıktaki entalpisi bulunduğundan sonra Eşitlik 4.6 kullanılarak enerjisi hesaplanır,

$$\dot{E}_{bg} = \dot{m}_{bg} h_{bg}$$

$$\dot{E}_{bg} = 19,17 \times 215,08 = 4.123,12 \text{ kJ/s}$$

Kazana beslenen birincil yanma havası enerjisinin hesaplanması

Birincil yanma havası kazana 180,41°C ve 101,325 kPa basınçta girmektedir. Bu değerlerdeki birincil yanma havasının entalpi değeri termodinamik tablolardan 455,43 kJ/kg okunur. Birincil yanma havasının kazana verdiği enerji aşağıda verilen Eşitlik 4.6 kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{E}_{bh} = \dot{m}_{bh} h_{bh}$$

$$\dot{E}_{bh} = 12,52 \times 455,43 = 5.702 \text{ kJ/s}$$

Kazana beslenen ikincil yanma havası enerjisinin hesaplanması

İkincil yanma havası kazana 171,475°C ve 101,325 kPa basınçta girmektedir. Bu değerlerdeki birincil yanma havasının entalpi değeri termodinamik tablolardan 446,32 kJ/kg okunur. Birincil yanma havasının kazana verdiği enerji aşağıda verilen Eşitlik 4.6 kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{E}_{ih} = \dot{m}_{ih} h_{ih}$$

$$\dot{E}_{ih} = 4,175 \times 446,32 = 1.863,38 \text{ kJ/s}$$

Ana buhar enerjisinin hesaplanması

Kazandan elde edilen ana çıktı üretilen buhardır. Ana buhar kazandan 450,345°C sıcaklık, 45,145 bar basınç ve 20,48 kg/s debi ile çıkmaktadır. Üretilen buharın entalpisi aşağıda verildiği gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{ab} = \dot{m}_{ab} h_{ab}$$

$$\dot{E}_{ab} = 20,48 \times 3.325,007$$

$$\dot{E}_{ab} = 68.096,14 \text{ kJ/s}$$

Besleme suyu enerjisinin hesaplanması

Kazana kızgın buhar elde etmek için 93,38°C sıcaklıkta, 72,325 bar basınçta ve besleme ile spray suyu toplamı 20,48 kg/s debisinde besleme suyu beslenmektedir. Kazana giren besleme suyunun entalpi değeri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{bs} = \dot{m}_{bs} h_{bs}$$

$$\dot{E}_{bs} = 20,48 \times 391,27$$

$$\dot{E}_{bs} = 8.013,21 \text{ kJ/s}$$

6.1.2. Kazanın ekserji hesabı

Şekil 6.1.'de şematik gösterimi verilen DAY kazanın ekserjisinin hesaplanmasında sisteme giren ve çıkan maddelerin her biri için kimyasal ve fiziksel ekserjileri hesaplanmıştır. Böylece her bir maddenin toplam ekserjisi tespit edilir. Bu hesaplamalardan sonra kazan için ekserji dengesi oluşturulmuştur. Kurulan bu denge yardımıyla yanma odasında gerçekleşen ekserji yıkımı belirlenmiştir. En sonunda ise yanma odasının ikinci yasa verimi hesaplanmıştır.

Ekserji hesabı yapılırken;

- Kazanın yüksekliğinde ve hızında bir değişiklik olmadığı için kinetik ve potansiyel ekserjileri hesaba katılmamıştır.
- Bütün gazlar ve gaz karışımları ideal gaz olarak,
- Referans çevre (ölü hal) 25°C sıcaklık 101,325 kPa basınç ve ölçüm değeri 17,27°C sıcaklık 89,4 kPa basınç olarak,
- DAY kazanın kararlı halde çalıştığı

kabul edilmiştir.

Kömür ekserjisinin hesaplanması

Analizi yapılan dolaşımli akışkan yataklı kazanda yakıt olarak kömür kullanılmaktadır. Kazan tam yükte çalışırken beslenen yakıttan alınan numunelerin kimyasal analizi yaptırılmıştır. Kimyasal analiz sonucunda elde edilen değerler kazana beslenen kömürün kimyasal ekserjisi

hesaplamasında kullanılmıştır. Kazanda yakılan kömüre ait elementel analiz sonuçları Çizelge 5.6'da verilmiştir. Bu sonuçlara göre C, H₂, O₂ ve N₂'nin kömür içindeki kütle oranları sırasıyla %55,2, %3,94, %6,36 ve %2,08 olup bu değerler Eşitlik 4.24'de yerine konmuştur.

$$\Phi_{\text{kömür}} = 1,0437 + 0,1882 \frac{h}{c} + 0,0610 \frac{o}{c} + 0,0404 \frac{n}{c}$$

$$\Phi_{\text{kömür}} = 1,0437 + 0,1882 \frac{0,0394}{0,552} + 0,0610 \frac{0,0636}{0,552} + 0,0404 \frac{0,0208}{0,552}$$

$$\Phi_{\text{kömür}} = 1,065$$

Bulunan bu değer ise Eşitlik 4.23'de yerine konur. Ayrıca bu denklem de istenen kimyasal analiz sonucunda elde edilen kömürün alt ısıl değeri 5157,42 kcal/kg'dır.

$$e_{\text{kömür}}^{CH} = \Phi_{\text{kömür}} (H u_{\text{kömür}} + w h_{fg})$$

$$e_{\text{kömür}}^{CH} = 1,065 \times (5.157,42 + (0,1181 \times 2.441,7/4,18))$$

$$e_{\text{kömür}}^{CH} = 5.556,12 \text{ kcal/kg}, \text{ olur.}$$

Kömürün ekserjisi ise,

$$E \dot{x}_{\text{kömür}} = \dot{m}_{\text{kömür}} e_{\text{kömür}}^{CH} \times 4,18$$

$$E \dot{x}_{\text{kömür}} = 2,92 \times 5.556,12 \times 4,18$$

$$E \dot{x}_{\text{kömür}} = 67.815,78 \text{ kJ/s}, \text{ olur.}$$

Baca gazı ekserjisinin hesaplanması

Baca gazının ekserjisinin hesaplanmasında, baca gazının fiziksel ve kimyasal ekserjileri toplam baca gazı ekserjisini oluşturmaktadır. Bu hesaplamada, iki bileşenin hesaplanması için baca gazı bileşenlerinin ayrı ayrı molar debileri belirlenmiştir. Baca gazı bileşenlerinin hesaplamalar için gerekli olan değerleri Çizelge 6.1'de verilmiştir. Baca gazının kimyasal ekserjisinin hesaplanmasında R 8,314 kJ/kmol K olarak alınmıştır. Baca gazının sıcaklık değeri kazan çıkışındaki sıcaklık değeri 229,84°C olarak alınmıştır.

Çizelge 6.1. Baca gazı bileşenlerine ait standart molar kimyasal ekserji değerleri.

Baca gazı bileşenleri	Kütle fraksiyonu (%)	Moleküler kütle (kg/kmol)	Molar Oranı (%)	Molar Debi (kmol/s)	Standart molar kimyasal ekserjisi (kJ/kmol)
O ₂	3,330	32	0,0325	0,02	3951
CO ₂	15,482	44,01	0,1015	0,065	14.176
CO	0,015	28,01	0,017	1,07E-4	269.412
SO ₂	0,001	64,06	0,0005	3,12E-6	301.939
N ₂	81,172	28,01	0,8672	0,555	639

Çizelge 6.1'deki veriler Eşitlik 4.21'de yerine konulduğunda,

$$ex_{bg}^{CH} = \sum_k x_k ex_k^{CH} + RT_0 \sum_k x_k \ln x_k$$

$$ex_{bg}^{CH} = [(0,0325 \times 3951) + (0,1015 \times 14.176) + (0,017 \times 269.412) + (0,0005 \times 301.939) + (0,8672 \times 639)] + 8,13447 \times 298,15 \times \left[0,0325 \times \ln(0,0325) + 0,1015 \times \ln(0,1015) + 0,017 \times \ln(0,017) + 0,0005 \times \ln(0,0005) + 0,8672 \times \ln(0,8672) \right]$$

$$ex_{bg}^{CH} = 5.589,1 \text{ kJ/kmol}$$

$$ex_{bg}^{CH} = 5.589,1 \text{ (kJ/kmol)} / 30,3 \text{ (kg/kmol)}$$

$$ex_{bg}^{CH} = 184,45 \text{ kJ/kg olur.}$$

Baca gazının fiziksel ekserjisinin hesaplanmasından önce baca gazının molar özgül ısı hesaplanmıştır. Denklemde bulunan x_n bileşenin molar debisi, $\bar{c}_{p,n}$ bileşenin özgül ısıdır.

$$\bar{c}_{p,bg} = (x_{O_2} \times \bar{c}_{p,O_2}) + (x_{CO_2} \times \bar{c}_{p,CO_2}) + (x_{CO} \times \bar{c}_{p,CO}) + (x_{SO_2} \times \bar{c}_{p,SO_2}) + (x_{N_2} \times \bar{c}_{p,N_2})$$

$$\bar{c}_{p,bg} = (0,0325 \times 31,48) + (0,1015 \times 44,43) + (0,017 \times 30,07) + (0,0005 \times 46,38) + (0,687 \times 29,78)$$

$$\bar{c}_{p,bg} = 31,89 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$\bar{c}_{p,bg} = 31,89 \text{ (kJ/kmol.K)} / 30,3 \text{ (kg/kmol)}$$

$$\bar{c}_{p,bg} = 1,05 \text{ kJ/kgK}$$

Baca gazının özgül ısısının hesaplanmasından sonra baca gazına ait değerler Eşitlik 4.20'de yerine konularak baca gazının fiziksel ekserjisi hesaplanır. Baca gazı kazanı 229,84°C sıcaklık, 101,325 kPa basınç ve 19,17 kg/s kütleli debi ile terk etmektedir.

$$ex_{bg}^{PH} = \bar{c}_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] + R_g T_0 \ln \frac{P}{P_0}$$

$$ex_{bg}^{PH} = 1,05 \times \left[(502,99 - 298,15) - 298,15 \ln \frac{502,99}{298,15} \right] + 8,13447 \times 298,15 \ln \frac{101,325}{101,325}$$

$$ex_{bg}^{PH} = 51,4 \text{ kJ/kg}$$

Baca gazının ekserjisi kimyasal ve fiziksel ekserjisinin toplamına eşittir. Son olarak baca gazının toplam ekserjisi Eşitlik 4.18 kullanılarak hesaplanmıştır,

$$Ex_{bg}^{top} = \dot{m}_{bg} (ex_{bg}^{CH} + ex_{bg}^{PH})$$

$$Ex_{bg}^{top} = 19,17 \times (184,45 + 51,4) = 4.521,2 \text{ kJ/s}, \text{ olur.}$$

Birincil yanma havası ekserjisinin hesaplanması

Birincil yanma havasının kimyasal ekserjisinin hesaplanması için öncelikle havanın bileşenlerinin molar debisinin belirlenmiştir. Birincil yanma havasının bileşenlerinden olan su buharının molar debisinin bulunması için kuru havanın molar debisi hesaplanmıştır. Bu hesaplamada kuru havanın molar kütlesi 28,97 kg/kmol olarak alınmıştır.

$$\dot{n}_{kh} = \dot{m}_{kh} / M_{kh}$$

$$\dot{n}_{kh} = 12,52 / 28,97$$

$$\dot{n}_{kh} = 0,432 \text{ kmol/s}$$

Su buharının basıncı,

$$\Phi = P_{sb} / P_{doyma}$$

$$P_{sb} = P_{doyma} \times \Phi$$

$$P_{sb} = 3,169 \times 0,71 = 2,249 \text{ kPa}$$

Su buharının molar debisi,

$$\frac{\dot{n}_{sb}}{\dot{n}_{sb} + \dot{n}_{kh}} = \frac{P_{sb}}{P_{atm}}$$

$$\frac{\dot{n}_{sb}}{\dot{n}_{sb} + 0,432} = \frac{2,249}{101,325}$$

$$\dot{n}_{sb} = 0,0098 \text{ kmol/s}$$

Havanın diğer bileşenlerinin molar debisinin belirlenmesi için yanma denklemindeki yanma havası kısmı oluşturulur. Elde edilen sonuçlar Çizelge 6.2'de verilmiştir.

$$HFK \times [\dot{n}_{sb} H_2O + \dot{n}_{sb} (O_2 + 3,76 N_2)]$$

$$1,18387 \times [0,0098 H_2O + 0,432 (O_2 + 3,76 N_2)]$$

Çizelge 6.2. Yanma odasına giren birincil yanma havasının molar debi ve standart molar kimyasal ekserji değerleri.

Nemli hava bileşenleri	Molar oranı (%)	Molar debi (kmol/s)	Standart molar kimyasal ekserji (kJ/kmol)
N ₂	78,6	1,923	639
O ₂	20,9	0,5114	3951
H ₂ O	0,47	0,0116	9500

Birincil yanma havasının kimyasal ekserjisi Çizelge 6.2’de verilen bileşenlere ait molar oranlar Eşitlik 4.21’de yerine konularak hesaplanmıştır,

$$ex_{bg}^{CH} = \sum_k x_k ex_k^{CH} + RT_0 \sum_k x_k \ln x_k$$

$$ex_{bh}^{CH} = [(0,786 \times 639) + (0,209 \times 3.951) + (0,0047 \times 9.500)] + 8,13447 \times 298,15 \times [0,786 \times \ln(0,786) + 0,209 \times \ln(0,209) + 0,0047 \times \ln(0,0047)]$$

$$ex_{bh}^{CH} = 59,04 \text{ kJ/kmol}$$

$$ex_{bh}^{CH} = 59,04 \text{ (kJ/kmol)} / 28,97 \text{ (kg/kmol)}$$

$$ex_{bh}^{CH} = 2,04 \text{ kJ/kg}$$

Birincil yanma havasının fiziksel ekserjisinin hesaplanabilmesi için öncelikle birincil yanma havasının özgül ısısı hesaplanmıştır.

$$\bar{c}_{p,bh} = (x_{O_2} \times \bar{c}_{p,O_2}) + (x_{H_2O} \times \bar{c}_{p,H_2O}) + (x_{N_2} \times \bar{c}_{p,N_2})$$

$$\bar{c}_{p,bh} = (0,209 \times 31,02) + (0,0047 \times 34,94) + (0,786 \times 29,58)$$

$$\bar{c}_{p,bh} = 29,89 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$\bar{c}_{p,bh} = 29,89 \text{ (kJ/kmol.K)} / 28,97 \text{ (kg/kmol)}$$

$$\bar{c}_{p,bh} = 1,03 \text{ kJ/kg.K}$$

Birincil yanma havası kazana 180,4 °C sıcaklık, 101,325 kPa basınç ve 12,52 kg/s debi ile beslenmektedir. Hesaplanan havanın özgül ısısı ve ölçüm değerleri Eşitlik 4.20’de yerine konularak fiziksel ekserji hesaplanmıştır.

$$ex_{bh}^{PH} = \bar{c}_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] + R_g T_0 \ln \frac{P}{P_0}$$

$$ex_{bh}^{PH} = 1,03 \times \left[(453,55 - 298,15) - 298,15 \ln \frac{453,55}{298,15} \right] + 8,13447 \times 298,15 \ln \frac{101,325}{101,325}$$

$$ex_{bh}^{PH} = 31,3 \text{ kJ/kg}$$

Birincil yanma havasının ekserjisi kimyasal ve fiziksel ekserjisinin toplamına eşittir. Son olarak baca gazının toplam ekserjisi Eşitlik 4.18 kullanılarak hesaplanmıştır,

$$Ex_{bh}^{top} = \dot{m}_{bh}(ex_{bh}^{CH} + ex_{bh}^{PH})$$

$$Ex_{bh}^{top} = 12,52 \times (2,04 + 31,3) = 417,4 \text{ kJ/s}$$

İkincil yanma havası ekserjisinin hesaplanması

Birincil yanma havasının kimyasal ekserjisinin hesaplanmasında olduğu gibi ikincil yanma havasının kimyasal ekserjisi hesabında da aynı adımlar takip edilir. Birincil yanma havasının bileşenlerinden olan su buharının molar debisinin bulunması için kuru havanın molar debisi hesaplanmıştır. Bu hesaplamada kuru havanın molar kütlesi 28,97 kg/kmol olarak alınmıştır.

$$\dot{n}_{kh} = \dot{m}_{kh} / M_{kh}$$

$$\dot{n}_{kh} = 4,175 / 28,97$$

$$\dot{n}_{kh} = 0,144 \text{ kmol/s}$$

Su buharının basıncı,

$$\Phi = P_{sb} / P_{doyma}$$

$$P_{sb} = P_{doyma} \times \Phi$$

$$P_{sb} = 3,169 \times 0,71 = 2,249 \text{ kPa}$$

Su buharının molar debisi,

$$\frac{\dot{n}_{sb}}{\dot{n}_{sb} + \dot{n}_{kh}} = \frac{P_{sb}}{P_{atm}}$$

$$\frac{\dot{n}_{sb}}{\dot{n}_{sb} + 0,144} = \frac{2,249}{101,325}$$

$$\dot{n}_{sb} = 0,00327 \text{ kmol/s}$$

Havanın diğer bileşenlerinin molar debisinin belirlenmesi için yanma denklemindeki yanma havası kısmı oluşturulur. Elde edilen sonuçlar Çizelge 6.3'de verilmiştir.

$$HFK \times [\dot{n}_{sb} H_2O + \dot{n}_{sb} (O_2 + 3,76 N_2)]$$

$$1,18387 \times [0,00387 H_2O + 0,144 (O_2 + 3,76 N_2)]$$

Çizelge 6.3. Yanma odasına giren ikincil yanma havasının molar debi ve standart molar kimyasal ekserji değerleri.

Nemli hava bileşenleri	Molar oranı (%)	Molar debi (kmol/s)	Standart molar kimyasal ekserji (kJ/kmol)
N ₂	78,7	0,641	639
O ₂	20,9	0,1705	3951
H ₂ O	0,4	0,00387	9500
Toplam	100	0,815	-

İkincil yanma havasının kimyasal ekserjisi Çizelge 6.3’de verilen bileşenlere ait molar oranlar Eşitlik 4.21’de yerine konularak hesaplanmıştır,

$$ex_{ih}^{CH} = \sum_k x_k ex_k^{CH} + RT_0 \sum_k x_k \ln x_k$$

$$ex_{ih}^{CH} = [(0,787 \times 639) + (0,209 \times 3.951) + (0,0047 \times 9.500)] + 8,13447 \times 298,15 \times [0,787 \times \ln(0,787) + 0,209 \times \ln(0,209) + 0,0047 \times \ln(0,0047)]$$

$$ex_{ih}^{CH} = 62,1 \text{ kJ/kmol}$$

$$ex_{ih}^{CH} = 62,1 (\text{kJ/kmol}) / 28,97 (\text{kg/kmol})$$

$$ex_{ih}^{CH} = 2,14 \text{ kJ/kg}$$

İkincil yanma havasının fiziksel ekserjisinin hesaplanabilmesi için öncelikle birincil yanma havasının özgül ısısı hesaplanmıştır.

$$\bar{c}_{p,ih} = (x_{O_2} \times \bar{c}_{p,O_2}) + (x_{H_2O} \times \bar{c}_{p,H_2O}) + (x_{N_2} \times \bar{c}_{p,N_2})$$

$$\bar{c}_{p,ih} = (0,209 \times 30,94) + (0,0047 \times 34,86) + (0,786 \times 29,54)$$

$$\bar{c}_{p,ih} = 29,88 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$\bar{c}_{p,ih} = 29,88 (\text{kJ/kmol.K}) / 28,97 (\text{kg/kmol})$$

$$\bar{c}_{p,ih} = 1,03 \text{ kJ/kg.K}$$

İkincil yanma havası kazana 171,5°C sıcaklık, 101,325 kPa basınç ve 4,175 kg/s debi ile beslenmektedir. Hesaplanan havanın özgül ısısı ve ölçüm değerleri Eşitlik 4.20’de yerine konularak fiziksel ekserji hesaplanmıştır.

$$ex_{ih}^{PH} = \bar{c}_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] + R_g T_0 \ln \frac{P}{P_0}$$

$$ex_{ih}^{PH} = 1,03 \times \left[(444,65 - 298,15) - 298,15 \ln \frac{444,65}{298,15} \right] + 8,13447 \times 298,15 \ln \frac{101,325}{101,325}$$

$$ex_{ih}^{PH} = 28,15 \text{ kJ/kg}$$

İkincil yanma havasının ekserjisi kimyasal ve fiziksel ekserjisinin toplamına eşittir. Son olarak baca gazının toplam ekserjisi Eşitlik 4.18 kullanılarak hesaplanmıştır,

$$Ex_{ih}^{top} = \dot{m}_{ih}(ex_{ih}^{CH} + ex_{ih}^{PH})$$

$$Ex_{ih}^{top} = 4,175 \times (2,14 + 28,15) = 126,46 \text{ kJ/s}$$

Besleme suyu ekserjisinin hesaplanması

Kazana giren besleme suyunun ekserjisinin belirlenmesi için öncelikle besleme suyunun fiziksel ve kimyasal ekserjileri hesaplanır. Sonrasında bulunan bu değerler toplanır. Besleme suyunun kimyasal ekserjisi Eşitlik 4.22 kullanılarak hesaplanmıştır. Bu hesaplamada $R=8,13447$ olarak ve 25°C 'de suyun doyma basıncı $3,169 \text{ kPa}$ olarak alınmıştır. Ayrıca suyun atmosfer şartlarındaki standart kısmi basıncı (P_∞) $0,88 \text{ kPa}$ (Kotas, 1995) olarak alınmıştır.

$$\bar{e}x_{bs}^{CH} = RT_0 \ln(P_{doyma}(T_0)/P_\infty)$$

$$\bar{e}x_{bs}^{CH} = 8,13447 \times 298,15 \times \ln(3,169/0,88)$$

$$\bar{e}x_{bs}^{CH} = 3.107,404 \text{ kJ/kmol} \text{ olarak bulunur.}$$

Birim kütledeki besleme suyunun kimyasal ekserjisinin bulunması için özgül kimyasal ekserji değeri suyun molar ağırlığına bölünmüştür. Suyun molar ağırlığı $18,016 \text{ kg/kmol}$ olarak alınmıştır.

$$ex_{bs}^{CH} = \bar{e}x_{bs}^{CH} / M_{su}$$

$$ex_{bs}^{CH} = 3.107,404 / 18,016$$

$$ex_{bs}^{CH} = 172,48 \text{ kJ/kg}$$

Besleme suyu kazana $93,38^\circ\text{C}$, $72,325 \text{ bar}$ basınç ve $67,465 \text{ kg/s}$ debide girmektedir. Bu değerlere uygun entalpi ve entropi değerleri termodinamik tablolardan seçilerek Eşitlik 4.19'da yerine konarak besleme suyunun fiziksel ekserjisi hesaplanır.

$$ex_{bs}^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$ex_{bs}^{PH} = (391,27 - 104,83) - 298,15(1,2317 - 0,3672)$$

$$ex_{bs}^{PH} = 28,69 \text{ kJ/kg}$$

Besleme suyunun fiziksel ve kimyasal ekserjilerinin bulunmasından sonra besleme suyunun toplam ekserjisi Eşitlik 4.18 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$Ex_{bs}^{top} = \dot{m}_{bs}(ex_{bs}^{CH} + ex_{bs}^{PH})$$

$$Ex_{bs}^{top} = 21,1 \times (172,48 + 28,69)$$

$$Ex_{bs}^{top} = 13.571,93 \text{ kJ/s}$$

Ana buhar ekserjisinin hesaplanması

Kazandan çıkan ana buharın ekserjisinin belirlenmesi için öncelikle ana buharın fiziksel ve kimyasal ekserjileri hesaplanır. Sonrasında bulunan bu değerler toplanır. Ana buharın kimyasal ekserjisi Eşitlik 4.22 kullanılarak hesaplanmıştır. Bu hesaplamada $R=8,134$ olarak ve 25°C 'de suyun doyma basıncı $3,169$ kPa olarak alınmıştır. Ayrıca suyun atmosfer şartlarındaki standart kısmi basıncı (P_∞) $0,88$ kPa (Kotas, 1995) olarak alınmıştır.

$$\bar{e}x_{ab}^{CH} = RT_0 \ln(P_{doyma}(T_0)/P_0)$$

$$\bar{e}x_{ab}^{CH} = 8,13447 \times 298,15 \times \ln(3,169/0,88)$$

$$\bar{e}x_{ab}^{CH} = 3.107,404 \text{ kJ/kmol}$$

Birim kütledeki ana buhar kimyasal ekserjisinin bulunması için özgül kimyasal ekserji değeri suyun molar ağırlığına bölünmüştür. Suyun molar ağırlığı $18,016$ kg/kmol olarak alınmıştır.

$$ex_{ab}^{CH} = \bar{e}x_{ab}^{CH} / M_{su}$$

$$ex_{ab}^{CH} = 3.107,404 / 18,016$$

$$ex_{ab}^{CH} = 172,48 \text{ kJ/kg}$$

Ana buharın fiziksel ekserjisi hesaplamak için termodinamik tablolardan bulunan entalpi ve entropi değerleri Eşitlik 4.19'de yerine konarak hesaplanır. Ana buhar kazandan $450,345^\circ\text{C}$ sıcaklıkta, $45,145$ bar basınçta ve $73,735$ kg/s debide kazanı terk etmektedir.

$$ex_{ab}^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$ex_{ab}^{PH} = (3.325,007 - 104,83) - 298,15(6,8781 - 0,3672)$$

$$ex_{ab}^{PH} = 1.278,952 \text{ kJ/kg}$$

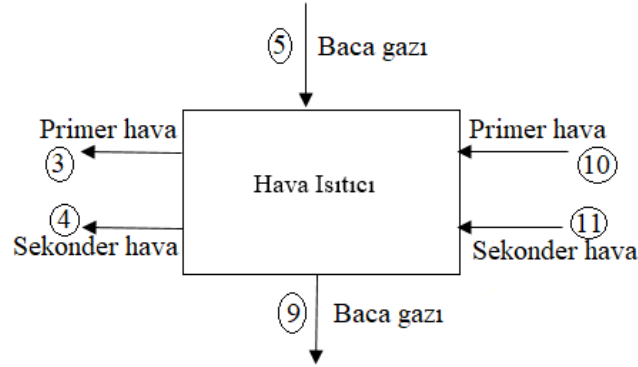
Ana buharın fiziksel ve kimyasal ekserjilerinin bulunmasından sonra ana buharın toplam ekserjisi hesaplanır.

$$Ex_{ab}^{top} = \dot{m}_{ab}(ex_{ab}^{CH} + ex_{ab}^{PH})$$

$$Ex_{ab}^{top} = 21,1 \times (172,48 + 1.278,952)$$

$$Ex_{ab}^{top} = 30.625,2 \text{ kJ/s}$$

6.2. Hava Isıtıcısı Enerji ve Ekserji Hesabı



Şekil 6.2. Hava ısıtıcısı kütle akış diyagramı.

6.2.1. Hava ısıtıcısının enerji hesabı

Kontrol hacmi olarak kabul ettiğimiz hava ısıtıcısı için kütle dengesi Eşitlik 4.2 kullanılarak oluşturulmuştur.

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çıkıca}$$

Buna göre sürekli akışlı kontrol hacmine giren ve çıkan baca gazı, birincil yanma havasının ve ikincil yanma havasının hava ısıtıcısına giriş ve çıkış debileri eşittir.

$$\dot{m}_{bg,g} = \dot{m}_{bg,ç}$$

$$\dot{m}_{bh,g} = \dot{m}_{bh,ç}$$

$$\dot{m}_{ih,g} = \dot{m}_{ih,ç}$$

Daha sonrasında ise hava ısıtıcısına giren ve çıkan baca gazı, birincil yanma havası ve ikincil yanma havasının enerjileri hesaplanmıştır.

Hava Isıtıcısına Giren Baca Gazı Enerjisinin Hesaplanması

Hava ısıtıcısına giren baca gazının enerjisi dolaşımli akışkan yataklı kazandan çıkan baca gazının sıcaklık, entalpi ve kütleli debi değeri aynıdır. Kazanın enerji analizi kısmında hesaplandığı gibi,

$$\dot{E}_{bg,g} = \dot{m}_{bg,g} h_{bg,g}$$

$$\dot{E}_{bg,g} = 19,17 \times 178,21 = 3.416,3 kJ/s, \text{ olur.}$$

Hava Isıtıcısından Çıkan Baca Gazı Enerjisinin Hesaplanması

Hava ısıtıcısında ısısını birincil ve ikincil yanma havalarına veren baca gazı 107,52°C sıcaklık ve 19,17 kg/s debide hava ısıtıcısını terk etmektedir. Çıkan baca gazının enerjisinin hesap edilmesi için öncelikle entalpi değerinin hesaplanması gerekmektedir. Bu sıcaklık değerinde baca gazının entalpi değeri Eşitlik 4.7 kullanılarak hesaplanır,

$$h_{bg,\zeta} = c_{p,bg,\zeta}(T_{bg,\zeta} - T_0)$$

$$h_{bg,\zeta} = 1,02 \times (380,67 - 298,15)$$

$$h_{bg,\zeta} = 84,17 \text{ kJ/kg}$$

Enerji değeri ise,

$$\dot{E}_{bg,\zeta} = \dot{m}_{bg,\zeta} h_{bg,\zeta}$$

$$\dot{E}_{bg,\zeta} = 19,17 \times 84,17 = 1.613,5 \text{ kJ/s}, \text{ olarak hesaplanır.}$$

Hava ısıtıcısına giren birincil yanma havası enerjisinin hesaplanması

Atmosferden çekilerek ön ısıtmaya tabi tutulduktan sonra birincil yanma havası hava ısıtıcısına 35,75°C sıcaklıkta, 101,325 kPa basınçta ve 12,52 kg/s debi ile beslenmektedir. Bu değerlerdeki birincil yanma havasının entalpi değeri termodinamik tablolardan 309,13 kJ/kg okunur. Birincil yanma havasının hava ısıtıcısına girişinde sahip olduğu ısı aşağıda verilen Eşitlik 4.6 kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{E}_{bh,g} = \dot{m}_{bh,g} h_{bh,g}$$

$$\dot{E}_{bh,g} = 12,52 \times 309,13 = 3.870,4 \text{ kJ/s}$$

Hava ısıtıcısına giren ikincil yanma havası enerjisinin hesaplanması

Atmosferden çekilerek ön ısıtmaya tabi tutulduktan sonra ikincil yanma havası hava ısıtıcısına 30,585°C sıcaklıkta, 101,325 kPa basınçta ve 4,175 kg/s debi ile beslenmektedir. Bu değerlerdeki birincil yanma havasının entalpi değeri termodinamik tablolardan 309,13 kJ/kg okunur. Birincil yanma havasının hava ısıtıcısına girişinde sahip olduğu ısı aşağıda verilen Eşitlik 4.6 kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{E}_{ih,g} = \dot{m}_{ih,g} h_{ih,g}$$

$$\dot{E}_{ih,g} = 4,175 \times 303,95 = 1.268,97 \text{ kJ/s}$$

Hava ısıtıcısından çıkan birincil yanma havası enerjisinin hesaplanması

Hava ısıtıcısından birincil yanma havası baca gazının ısınıncı çekerek 180,41°C sıcaklıkta, 101,325 kPa basınçta ve 12,52 kg/s debi ile çıkarak kazana beslenmektedir. Bu değerlerdeki birincil yanma havasının entalpi değeri termodinamik tablolardan 455,43 kJ/kg okunur. Birincil yanma havasının kazana verdiği enerji aşağıda verilen Eşitlik 4.6 kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{E}_{bh,\zeta} = \dot{m}_{bh,\zeta} h_{bh,\zeta}$$

$$\dot{E}_{bh,\zeta} = 12,52 \times 455,43 = 5.702 \text{ kJ/s}$$

Hava ısıtıcısından çıkan ikincil yanma havası enerjisinin hesaplanması

İkincil yanma havası hava ısıtıcısından 171,475°C sıcaklık, 101,325 kPa basınç ve 4175 kg/s debi ile çıkarak kazana girmektedir. Bu değerlerdeki birincil yanma havasının entalpi değeri termodinamik tablolardan 446,32 kJ/kg okunur. Birincil yanma havasının baca gazından aldığı ısı enerjisi aşağıda verilen Eşitlik 4.6 kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{E}_{ih,\zeta} = \dot{m}_{ih,\zeta} h_{ih,\zeta}$$

$$\dot{E}_{ih,\zeta} = 4,175 \times 446,32 = 1.863,38 \text{ kJ/s}$$

6.2.2. Hava ısıtıcısının ekserji hesabı

Hava ısıtıcısından çıkan 3 nolu birincil yanma havası, hava ısıtıcısından çıkan 4 nolu ikincil yanma havası ve hava ısıtıcısına giren 5 nolu baca gazının ekserjileri DAY kazanın ekserji hesabında hesaplanmıştır. Bu yüzden önceki kısımda hesaplanan bu değerler sadece başlıkların altında sonuçları verilmiştir. Şekil 6.2'de şematik olarak özetlenen hava ısıtıcıya giren ve çıkan diğer bileşenlerin ekserjisi hesaplanmıştır. Sonrasında ise hava ısıtıcının ekserji dengesi kurularak ekserji yıkımı hesaplanmıştır. En son olarak ise hava ısıtıcının ikinci yasa verimi bulunmuştur.

Hava ısıtıcısına giren baca gazı ekserjisinin hesaplanması

Hava ısıtıcısına giren baca gazı ile kazandan çıkan baca gazı aynı sıcaklık, basınç ve debi değerlerine sahiptir. Bundan dolayı kazanın baca gazı ekserjisi hesaplamasında elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir. Hava ısıtıcısına giren baca gazının kimyasal ekserjisi,

$$ex_{bg,g}^{CH} = 184,45 \text{ kJ/kg}$$

Baca gazının fiziksel ekserjisi

$$ex_{bg,g}^{PH} = 51,4 \text{ kJ/kg}$$

Baca gazının toplam ekserjisi

$$Ex_{bg,g}^{top} = \dot{m}_{bg} (ex_{bg}^{CH} + ex_{bg}^{PH})$$

$$Ex_{bg,g}^{top} = 19,17 \times (184,45 + 51,4) = 4.521,2 \text{ kJ/s}, \text{ olur.}$$

Hava ısıtıcısından çıkan baca gazı ekserjisinin hesaplanması

Hava ısıtıcısı çıkışındaki baca gazının kimyasal ekserjisi yanma odası çıkışındaki baca gazının kimyasal ekserjisi ile aynıdır. Bu yüzden hesaplamalar ikinci kez yazılmamıştır.

$$ex_{bg,\zeta}^{CH} = 184,45 \text{ kJ/kg}$$

Baca gazının fiziksel ekserjisinin hesaplanmasından önce baca gazının molar özgül ısı hesaplanmıştır. Eşitlikte bulunan x_n bileşenin molar debisi, $\bar{c}_{p,n}$ bileşenin özgül ısıdır.

$$\bar{c}_{p,bg,\zeta} = (x_{O_2} \times \bar{c}_{p,O_2}) + (x_{CO_2} \times \bar{c}_{p,CO_2}) + (x_{CO} \times \bar{c}_{p,CO}) + (x_{SO_2} \times \bar{c}_{p,SO_2}) + (x_{N_2} \times \bar{c}_{p,N_2})$$

$$\bar{c}_{p,bg,\zeta} = (0,0325 \times 30,3) + (0,1015 \times 40,36) + (0,017 \times 29,45) + (0,0005 \times 42,79) + (0,867 \times 29,31)$$

$$\bar{c}_{p,bg,\zeta} = 31,02 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$\bar{c}_{p,bg,\zeta} = 31,02 \text{ (kJ/kmol.K)} / 30,3 \text{ (kg/kmol)}$$

$$\bar{c}_{p,bg,\zeta} = 1,02 \text{ kJ/kg.K}$$

Baca gazının özgül ısısının hesaplanmasından sonra baca gazına ait değerler Eşitlik 4.20'de yerine konularak baca gazının fiziksel ekserjisi hesaplanır. Baca gazı hava ısıtıcısına ısıyı bıraktıktan sonra hava ısıtıcısını 107,5°C sıcaklık, 101,325 kPa basınç ve 19,17 kg/s kütleli debi ile terk etmektedir.

$$ex_{bg,\zeta}^{PH} = \bar{c}_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] + R_g T_0 \ln \frac{P}{P_0}$$

$$ex_{bg,\zeta}^{PH} = 1,02 \times \left[(380,67 - 298,15) - 298,15 \ln \frac{380,67}{298,15} \right] + 8,13447 \times 298,15 \ln \frac{101,325}{101,325}$$

$$ex_{bg,\zeta}^{PH} = 9,9 \text{ kJ/kg}$$

Son olarak baca gazının toplam ekserjisi Eşitlik 4.18 kullanılarak hesaplanır.

$$Ex_{bg,\zeta}^{top} = \dot{m}_{bg,\zeta} (ex_{bg,\zeta}^{CH} + ex_{bg,\zeta}^{PH})$$

$$Ex_{bg,\zeta}^{top} = 19,17 \times (184,45 + 9,9) = 3.725,84 \text{ kJ/s}, \text{ olur.}$$

Hava ısıtıcısına giren birincil yanma havası ekserjisinin hesaplanması

Hava ısıtıcısına giren birincil yanma havasının ekserjisi hesabında, su buharının molar debisi hava ısıtıcısından çıkan veya kazana giren birincil yanma havasının molar debisi ile aynı olduğu için hesaplamalar ikinci kez verilmemiştir. Kazan ekserjisi hesabında elde edilen molar debi ve oranları hava ısıtıcısına giren birincil yanma havasının kimyasal ekserjisinin hesaplanmasında kullanılması için Çizelge 6.4’de tekrar verilmiştir.

Çizelge 6.4. Hava ısıtıcısına giren birincil yanma havasının molar debi ve standart molar kimyasal ekserji değerleri.

Nemli hava bileşenleri	Molar oranı (%)	Molar debi (kmol/s)	Standart molar kimyasal ekserji (kJ/kmol)
N ₂	78,62	1,923	639
O ₂	20,91	0,5114	3951
H ₂ O	0,47	0,0116	9500
Toplam	100	2,446	-

Birincil yanma havasının kimyasal ekserjisi Çizelge 6.4’de verilen bileşenlere ait molar oranlar Eşitlik 4.21’de yerine konularak hesaplanmıştır,

$$e x_{bh,g}^{CH} = \sum_k x_k e x_k^{CH} + R T_0 \sum_k x_k \ln x_k$$

$$e x_{bh,g}^{CH} = [(0,786 \times 639) + (0,209 \times 3.951) + (0,0047 \times 9.500)] + 8,13447 \times 298,15 \times [0,786 \times \ln(0,786) + 0,209 \times \ln(0,209) + 0,0047 \times \ln(0,0047)]$$

$$e x_{bh,g}^{CH} = 59,04 \text{ kJ/kmol}$$

$$e x_{bh,g}^{CH} = 59,04 \text{ (kJ/kmol)} / 28,97 \text{ (kg/kmol)}$$

$$e x_{bh,g}^{CH} = 2,04 \text{ kJ/kg}$$

Birincil yanma havasının fiziksel ekserjisinin hesaplanabilmesi için öncelikle birincil yanma havasının özgül ısısı hesaplanmıştır.

$$\bar{c}_{p,bh,g} = (x_{O_2} \times \bar{c}_{p,O_2}) + (x_{H_2O} \times \bar{c}_{p,H_2O}) + (x_{N_2} \times \bar{c}_{p,N_2})$$

$$\bar{c}_{p,bh,g} = (0,209 \times 26,39) + (0,0047 \times 32,98) + (0,786 \times 29,14)$$

$$\bar{c}_{p,bh,g} = 29,20 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$\bar{c}_{p,bh,g} = 29,20 \text{ (kJ/kmol.K)} / 28,97 \text{ (kg/kmol)}$$

$$\bar{c}_{p,bh,g} = 1,008 \text{ kJ/kg.K}$$

Birincil yanma havası kazana 35,75°C sıcaklık, 101,325 kPa basınç ve 12,52 kg/s debi ile beslenmektedir. Hesaplanan havanın özgül ısı ve ölçüm değerleri Eşitlik 4.19'de yerine konarak fiziksel ekserji hesaplanmıştır.

$$ex_{bh,g}^{PH} = \bar{c}_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] + R_g T_0 \ln \frac{P}{P_0}$$

$$ex_{bh,g}^{PH} = 1,008 \times \left[(308,9 - 298,15) - 298,15 \ln \frac{308,9}{298,15} \right] + 8,13447 \times 298,15 \ln \frac{101,325}{101,325}$$

$$ex_{bh,g}^{PH} = 0,2 \text{ kJ/kg}$$

Birincil yanma havasının ekserjisi kimyasal ve fiziksel ekserjisinin toplamına eşittir. Son olarak baca gazının toplam ekserjisi Eşitlik 4.18 kullanılarak hesaplanmıştır,

$$Ex_{bh,g}^{top} = \dot{m}_{bh,g} (ex_{bh,g}^{CH} + ex_{bh,g}^{PH})$$

$$Ex_{bh,g}^{top} = 12,52 \times (2,04 + 0,2) = 28,04 \text{ kJ/s}$$

Hava ısıtıcısından çıkan birincil yanma havası ekserjisinin hesaplanması

Hava ısıtıcısından çıkan birincil yanma havasının kimyasal ekserjisi,

$$ex_{bh}^{CH} = 2,04 \text{ kJ/kg}$$

Hava ısıtıcısından çıkan birincil yanma havasının fiziksel ekserjisi,

$$ex_{bg}^{fiz} = 31,3 \text{ kJ/kg}$$

Hava ısıtıcısından çıkan birincil yanma havasının toplam ekserjisi,

$$Ex_{bh,\zeta}^{top} = \dot{m}_{bh,\zeta} (ex_{bh,\zeta}^{CH} + ex_{bh,\zeta}^{fiz})$$

$$Ex_{bh,\zeta}^{top} = 12,52 \times (2,04 + 31,3) = 417,4 \text{ kJ/s}$$

Hava ısıtıcısına giren ikincil yanma havası ekserjisinin hesaplanması

Hava ısıtıcısına giren ikincil yanma havasının ekserjisi hesabında, birincil yanma havası hesabında olduğu gibi su buharının molar debisi hava ısıtıcısından çıkan veya kazana giren ikincil yanma havasının molar debisi ile aynı olduğu için hesaplamalar ikinci kez verilmemiştir. Kazan ekserjisi hesabında elde edilen molar debi ve oranları hava ısıtıcısına giren birincil yanma havasının kimyasal ekserjisinin hesaplanmasında kullanılması için Çizelge 6.5'de tekrar verilmiştir.

Çizelge 6.5. Hava ısıtıcısına giren ikincil yanma havasının molar debi ve standart molar kimyasal ekserji değerleri.

Nemli hava bileşenleri	Molar oranı (%)	Molar debi (kmol/s)	Standart molar kimyasal ekserji (kJ/kmol)
N ₂	78,7	0,641	639
O ₂	20,9	0,1705	3951
H ₂ O	0,47	0,00387	9500
Toplam	100	0,815	

İkincil yanma havasının kimyasal ekserjisi Çizelge 6.5’de verilen bileşenlere ait molar oranlar Eşitlik 4.21’de yerine konularak hesaplanmıştır,

$$ex_{ih,g}^{CH} = \sum_k x_k ex_k^{CH} + RT_0 \sum_k x_k \ln x_k$$

$$ex_{ih,g}^{CH} = [(0,787 \times 639) + (0,209 \times 3.951) + (0,0047 \times 9.500)] + 8,13447 \times 298,15 \times [0,787 \times \ln(0,787) + 0,209 \times \ln(0,209) + 0,0047 \times \ln(0,0047)]$$

$$ex_{ih,g}^{CH} = 62,1 \text{ kJ/kmol}$$

$$ex_{ih,g}^{CH} = 62,1 \text{ (kJ/kmol)} / 28,97 \text{ (kg/kmol)}$$

$$ex_{ih,g}^{CH} = 2,14 \text{ kJ/kg}$$

İkincil yanma havasının fiziksel ekserjisinin hesaplanabilmesi için öncelikle birincil yanma havasının özgül ısısı hesaplanmıştır.

$$\bar{c}_{p,ih} = (x_{O_2} \times \bar{c}_{p,O_2}) + (x_{H_2O} \times \bar{c}_{p,H_2O}) + (x_{N_2} \times \bar{c}_{p,N_2})$$

$$\bar{c}_{p,ih} = (0,209 \times 29,47) + (0,0047 \times 33,69) + (0,786 \times 29,08)$$

$$\bar{c}_{p,ih} = 29,21 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$\bar{c}_{p,ih} = 29,21 \text{ (kJ/kmol.K)} / 28,97 \text{ (kg/kmol)}$$

$$\bar{c}_{p,ih} = 1,008 \text{ kJ/kg.K}$$

İkincil yanma havası kazana 30,6°C sıcaklık, 101,325 kPa basınç ve 4,175 kg/s debi ile beslenmektedir. Hesaplanan havanın özgül ısısı ve ölçüm değerleri Eşitlik 4.20’de yerine konarak fiziksel ekserji hesaplanmıştır.

$$ex_{ih,g}^{PH} = \bar{c}_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] + R_g T_0 \ln \frac{P}{P_0}$$

$$ex_{ih,g}^{PH} = 1,008 \times \left[(303,75 - 298,15) - 298,15 \ln \frac{303,75}{298,15} \right] + 8,13447 \times 298,15 \ln \frac{101,325}{101,325}$$

$$ex_{ih,g}^{PH} = 0,03 \text{ kJ/kg}$$

İkincil yanma havasının ekserjisi kimyasal ve fiziksel ekserjisinin toplamına eşittir. Son olarak baca gazının toplam ekserjisi Eşitlik 4.18 kullanılarak hesaplanmıştır,

$$Ex_{ih,g}^{top} = \dot{m}_{ih,g} (ex_{ih,g}^{CH} + ex_{ih,g}^{PH})$$

$$Ex_{ih,g}^{top} = 4,175 \times (2,14 + 0,03) = 9,06 \text{ kJ/s}$$

Hava ısıtıcısından çıkan birincil yanma havası ekserjisinin hesaplanması

Hava ısıtıcısından çıkan ikincil yanma havası aynı zamanda kazana giren ikincil yanma havasıyla aynı sıcaklık, basınç ve debi değerlerine sahip olduğu için kazan ekserjisi kısmında hesaplamalar tekrar edilmeyerek aşağıda sadece sonuçlar verilmiştir. Buna göre hava ısıtıcısından çıkan ikincil yanma havasının kimyasal ekserjisi,

$$ex_{ih,\zeta}^{CH} = 2,14 \text{ kJ/kg}$$

Hava ısıtıcısından çıkan ikincil yanma havasının fiziksel ekserjisi,

$$ex_{ih,\zeta}^{PH} = 28,15 \text{ kJ/kg}$$

Hava ısıtıcısından çıkan ikincil yanma havasının toplam ekserjisi,

$$Ex_{ih,\zeta}^{top} = \dot{m}_{ih,\zeta} (ex_{ih,\zeta}^{CH} + ex_{ih,\zeta}^{PH})$$

$$Ex_{ih,\zeta}^{top} = 4,175 \times (2,14 + 28,15) = 126,46 \text{ kJ/s}$$

7. BULGULAR ve TARTIŞMALAR

25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçtaki referans ortam (ölü hal) koşullarında dolaşımli akışkan yataklı kazana uygulanan enerji ve ekserji analizi sonucunda her bir kütle akışı için elde edilen değerler Tablo 7.1.'de özetlenmiştir. Buna göre kömürün enerjisi 62.949,36 kJ/s ekserjisi ise 67.815,78 kJ/s olarak hesaplanmıştır. Baca gazının enerjisi ve ekserjisi sırasıyla 4123,12 kJ/s ve 4521,2 kJ/s olarak hesaplanmıştır. Ana buharın enerjisi 68.096,14 kJ/s ve ekserji değeri ise 30.625,2 kJ/s'dir. Diğer kütle akışlarının hesaplanan enerji ve ekserji değerleri Çizelge 7.1'de verildiği gibidir.

Çizelge 7.1. Kazanın 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçta enerji ve ekserji hesaplama sonuçları.

Kazan	Birim	Enerji	Ekserji
Kömür	kJ/s	62.949,36	67.815,78
Baca gazı	kJ/s	4123,12	4521,20
Birincil yanma havası	kJ/s	5702	417,40
İkincil yanma havası	kJ/s	1863,38	126,46
Besleme suyu	kJ/s	13.571,93	8013,21
Ana buhar	kJ/s	68.096,14	30.625,2

Hava ısıtıcısına 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçtaki referans çevre koşullarına bağlı olarak uygulanan enerji ve ekserji analizi sonuçları Çizelge 7.2'de verilmiştir. Hava ısıtıcısına giren ve çıkan her bir kütle akışı için yapılan hesaplamalarda, hava ısıtıcısına giren baca gazı, hava ısıtıcısından çıkan birincil ve ikincil yanma havası enerji ve ekserji değerleri sırasıyla DAY kazandan çıkan baca gazı ve kazana giren birincil ve ikincil yanma havası sonuçlarıyla aynıdır. Bunun dışında hava ısıtıcısından çıkan baca gazının enerji ve ekserji değerleri sırasıyla 1613,5 kJ/s ve 3725,84 kJ/s olarak hesaplanmıştır. Hava ısıtıcısına giren birincil ve ikincil yanma havasının enerji değerleri sırasıyla 3870,4 kJ/s ve 1268,97 kJ/s'dir. Bu iki akışkana ait ekserji değerleri ise sırasıyla 28,04 kJ/s ve 9,06 kJ/s olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 7.2. Hava ısıtıcısının 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçta enerji ve ekserji hesaplama sonuçları.

Hava Isıtıcısı	Birim	Enerji	Ekserji
Baca gazı, giren	kJ/s	4123,12	4521,20
Baca gazı, çıkan	kJ/s	1613,50	3725,84
Birincil yanma havası, giren	kJ/s	3870,40	28,04
Birincil yanma havası, çıkan	kJ/s	5702	417,40
İkincil yanma havası, giren	kJ/s	1268,97	9,06
İkincil yanma havası, çıkan	kJ/s	1863,38	126,46

Ayrıca referans çevre şartlarındaki değişimin ekserji değerlerinde nasıl bir değişime yol açacağını anlamak için birincil ve ikincil hava emiş fanlarının bulunduğu ortamda sıcaklık, basınç ve bağıl nem ölçümleri alınmıştır. Bu ölçümlerden elde edilen referans çevre (17,7°C ve 89,4 kPa) koşulu için hesaplanan enerji ve ekserji değerleri Çizelge 7.3'de verilmiştir. Bu hesaplamalara göre kömürün enerji ve ekserji değerinde bir değişim olmamıştır. Baca gazının enerjisi ve ekserjisi sırasıyla 4123,12 kJ/s ve 4595,81 kJ/s olmuştur. Ana buharın enerji değerinde bir değişiklik olmaz iken ekserji değeri 30.317,14 kJ/s olarak hesaplanmıştır. Aynı şekilde birincil yanma havasının enerji değerinde bir değişiklik olmamış ekserji değerinin ise 474,4 kJ/s olduğu tespit edilmiştir. Diğer akışkanlar için hesaplanan enerji ve ekserji değerleri Çizelge 7.3'de verildiği gibidir.

Çizelge 7.3. Kazanın 17,7°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçta enerji ve ekserji hesaplama sonuçları.

Kazan	Birim	Enerji	Ekserji
Kömür	kJ/s	62.949,36	67.815,78
Baca gazı	kJ/s	4123,12	4595,81
Birincil yanma havası	kJ/s	5702	474,4
İkincil yanma havası	kJ/s	1863,38	145,02
Besleme suyu	kJ/s	13.571,93	3015,65
Ana buhar	kJ/s	68.096,14	30.317,14

Gerçek veriye dayanan referans çevre koşulları için hava ısıtıcıya giren ve çıkan akışlara ait hesaplanan enerji ve ekserji değerleri Çizelge 7.4'de verilmiştir. Hava ısıtıcısına giren ve çıkan baca gazı haricindeki akışkanların enerji değerlerinde bir değişim yaşanmamıştır. Buna karşı hava ısıtıcısına giren ve çıkan baca gazının ekserji değerleri sırasıyla 4595,81 kJ/s ve 3755,86 kJ/s olarak hesaplanmıştır. Aynı şekilde giren ve çıkan birincil yanma havası için ekserji değerleri sırasıyla 47,35 kJ/s ve 474,4 kJ/s olarak tespit edilmiştir. Hava ısıtıcısına giren ve çıkan ikincil yanma havası için ekserji değerleri sırasıyla 15,02 kJ/s ve 145,02 kJ/s olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 7.4. Hava ısıtıcının 17,7°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçta enerji ve ekserji hesaplama sonuçları.

Hava Isıtıcısı	Birim	Enerji	Ekserji
Baca gazı, giren	kJ/s	4278,70	4595,81
Baca gazı, çıkan	kJ/s	1764,70	3755,86
Birincil yanma havası, giren	kJ/s	3870,40	47,35
Birincil yanma havası, çıkan	kJ/s	5702	474,40
İkincil yanma havası, giren	kJ/s	1268,97	15,02
İkincil yanma havası, çıkan	kJ/s	1863,38	145,02

Yapılan hesaplamalarla noktalara ait elde edilen enerji değerlerinden sonra dolaşımli akışkan yataklı kazan ve hava ısıtıcı için enerji kaybı ve birinci yasa verimleri hesaplanır. DAY kazan için oluşturulan enerji dengesi, enerji kaybı ve birinci yasa verimi denklemleri Çizelge 7.5’de verilmiştir. DAY kazanda gerçekleşen enerji kaybı için Denklem 7.2, kazanın birinci yasa verimi ise Eşitlik 7.5 ile ifade edilmiştir.

Çizelge 7.5. Kazan için enerji dengesi, enerji kaybı ve birinci yasa verimi denklemleri.

Kazan	Denklemler
Enerji dengesi	$E_{kömür} + E_{bh} + E_{ih} - E_{kay.} = [(E_{ab} - E_{bs}) + E_{bg}]$ (7.1)
Enerji kaybı	$E_{kömür} + E_{bh} + E_{ih} - [(E_{ab} - E_{bs}) + E_{bg}] = E_{kay.}$ (7.2)
Ürün	$E_{ç} = (E_{ab} - E_{bs}) + E_{bg}$ (7.3)
Girdi	$E_g = E_{kömür} + E_{bh} + E_{ih}$ (7.4)
Verim	$\eta_I = (E_{ab} - E_{bs}) / E_{kömür}$ (7.5)

Hava ısıtıcı için enerji dengesi, enerji kaybı ve birinci yasa denklemleri Çizelge 7.6’da verilmiştir. Buna göre hava ısıtıcıda gerçekleşen enerji kaybını hesaplamak için Eşitlik 7.7. kullanılır. Hava ısıtıcının birinci yasa verimi ise Eşitlik 7.8 ile hesaplanır.

Çizelge 7.6. Hava ısıtıcı için enerji dengesi, enerji kaybı ve birinci yasa verimi denklemleri.

Hava Isıtıcı	Denklemler
Enerji dengesi	$(E_{bg,g} - E_{bg,\zeta}) - E_{kayna} = (E_{bh,\zeta} - E_{bh,g}) + (E_{ih,\zeta} - E_{ih,g})$ (7.6)
Enerji kaybı	$E_{kayna} = (E_{bg,g} - E_{bg,\zeta}) - [(E_{bh,\zeta} - E_{bh,g}) + (E_{ih,\zeta} - E_{ih,g})]$ (7.7)
Ürün	$E_{\zeta} = (E_{bh,\zeta} - E_{bh,g}) + (E_{ih,\zeta} - E_{ih,g})$ (7.8)
Girdi	$E_g = (E_{bg,g} - E_{bg,\zeta})$ (7.9)
Verim	$\eta_I = (E_{bh,\zeta} - E_{bh,g}) + (E_{ih,\zeta} - E_{ih,g}) / (E_{bg,g} - E_{bg,\zeta})$ (7.10)

DAY kazan ve hava ısıtıcı için enerji dengeleri oluşturulduktan sonra bu sefer hem DAY kazan için hem de hava ısıtıcı için ekserji dengeleri oluşturulmuştur. DAY kazana ait ekserji dengesi, ekserji yıkımı ve ekserji verimi Çizelge 7.7’de verilmiştir. Buna göre DAY kazanda gerçekleşen ekserji yıkımı Eşitlik 7.12 kullanılarak hesaplanır. Kazanın ekserji verimi için ise Eşitlik 7.15 kullanılır.

Çizelge 7.7. Kazan için ekserji dengesi, ekserji yıkımı ve ikinci yasa verimi denklemleri.

Kazan	Denklemler
Ekserji dengesi	$E \dot{x}_{kömür} + E \dot{x}_{bh} + E \dot{x}_{ih} - E \dot{x}_y = (E \dot{x}_{ab} - E \dot{x}_{bs}) + E \dot{x}_{bg}$ (7.11)
Ekserji yıkımı	$E \dot{x}_y = (E \dot{x}_{kömür} + E \dot{x}_{bh} + E \dot{x}_{ih}) - [(E \dot{x}_{ab} - E \dot{x}_{bs}) + E \dot{x}_{bg}]$ (7.12)
Ürün	$E \dot{x}_{\zeta} = (E \dot{x}_{ab} - E \dot{x}_{bs}) + E \dot{x}_{bg}$ (7.13)
Girdi	$E \dot{x}_g = E \dot{x}_{kömür} + E \dot{x}_{bh} + E \dot{x}_{ih}$ (7.14)
Verim	$\eta_{II} = (E \dot{x}_{ab} - E \dot{x}_{bs}) + E \dot{x}_{bg} / E \dot{x}_{kömür} + E \dot{x}_{bh} + E \dot{x}_{ih}$ (7.15)

Ayrıca hava ısıtıcısına ait ekserji dengesi, ekserji yıkımı ve ekserji verimi eşitlikleri ise Çizelge 7.8’de verilmiştir. Buna göre hava ısıtıcısında gerçekleşen ekserji yıkımı Eşitlik 7.17 kullanılarak hesaplanır. Kazanın ekserji verimi için ise Eşitlik 7.20 kullanılır.

Çizelge 7.8. Hava ısıtıcı için ekserji dengesi, ekserji yıkımı ve ikinci yasa verimi denklemleri.

Hava Isıtıcı	Denklemler
Ekserji dengesi	$(E \dot{x}_{bg,g} - E \dot{x}_{bg,\zeta}) - E \dot{x}_y = (E \dot{x}_{bh,\zeta} - E \dot{x}_{bh,g}) + (E \dot{x}_{ih,\zeta} - E \dot{x}_{ih,g})$ (7.16)
Ekserji yıkımı	$E \dot{x}_y = (E \dot{x}_{bg,g} - E \dot{x}_{bg,\zeta}) - [(E \dot{x}_{bh,\zeta} - E \dot{x}_{bh,g}) + (E \dot{x}_{ih,\zeta} - E \dot{x}_{ih,g})]$ (7.17)
Ürün	$E \dot{x}_\zeta = (E \dot{x}_{bh,\zeta} - E \dot{x}_{bh,g}) + (E \dot{x}_{ih,\zeta} - E \dot{x}_{ih,g})$ (7.18)
Girdi	$E \dot{x}_g = E \dot{x}_{bg,g} - E \dot{x}_{bg,\zeta}$ (7.19)
Verim	$\eta_{II} = (E \dot{x}_{bh,\zeta} - E \dot{x}_{bh,g}) + (E \dot{x}_{ih,\zeta} - E \dot{x}_{ih,g}) / (E \dot{x}_{bg,g} - E \dot{x}_{bg,\zeta})$ (7.20)

25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçtaki referans çevre koşullarında DAY kazan ve hava ısıtıcıdan gerçekleşen enerji kayıpları Çizelge 7.9'da ve verilmiştir. Buna göre DAY kazanda gerçekleşen ısı kaybı 11.867,41 kJ/s olarak hesaplanmıştır. Hava ısıtıcıda gerçekleşen ısı kaybı ise 23,61 kJ/s kadar gerçekleşmiştir.

Çizelge 7.9. 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçta kazan ve hava ısıtıcının enerji kaybı değerleri.

	Giren Enerji (kJ/s)	Çıkan Enerji (kJ/s)	Enerji Kaybı (kJ/s)
DAY kazan	70.514,74	58.647,33	11.867,41
Hava ısıtıcı	4123,12	4099,51	23,61

17,7°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçtaki referans çevre koşullarında DAY kazan ve hava ısıtıcıdan gerçekleşen ısı kayıpları Çizelge 7.10'da verilmiştir. Buna göre DAY kazanda gerçekleşen ısı kaybı 11.711,84 kJ/s olarak hesaplanmıştır. Hava ısıtıcıda gerçekleşen ısı kaybı ise 88,4 kJ/s kadar gerçekleşmiştir. İki farklı referans sıcaklık için yapılan hesaplamalarda sıcaklık ve basınç değerindeki düşüş DAY kazanda ısı kaybının azalmasına yol açarken, hava ısıtıcıda enerji kaybını neredeyse 4 kat artırmaktadır.

Çizelge 7.10. 17,7°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçta kazan ve hava ısıtıcının enerji kaybı değerleri.

	Giren Enerji (kJ/s)	Çıkan Enerji (kJ/s)	Enerji Kaybı (kJ/s)
DAY kazan	70.514,74	58.802,90	11.711,84
Hava ısıtıcı	4278,70	4190,30	88,40

25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçtaki referans çevre koşullarındaki DAY kazan ve hava ısıtıcıya ait ekserji yıkımı değerleri Çizelge 7.11’de verilmiştir. Ekserji dengeleri oluşturulduktan sonra, bu referans çevre koşullarında DAY kazana giren ekserji Eşitlik 7.14 kullanılarak 68.359,64 kJ/s olarak, Eşitlik 7.13 kullanılarak çıkan (ürün) ekserjisi 27.133,2 kJ/s olarak hesaplanmıştır. DAY kazandaki ekserji yıkımı Eşitlik 7.12 kullanılarak 41.226,44 kJ/s olarak bulunmuştur. Aynı referans çevre koşullarında hava ısıtıcının giren ve çıkan ekserji değerleri sırasıyla Eşitlik 7.19 ve Eşitlik 7.18 kullanılarak hesaplanmıştır. Bu hesaplamalara göre hava ısıtıcısının giren ve çıkan ekserji değerleri sırasıyla 795,36 kJ/s ve 506,76 kJ/s olarak bulunmuştur. Bulunan değerler Eşitlik 7.17’de yerine konularak hava ısıtıcının ekserji yıkımı 288,6 kJ/s olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 7.11. 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçta kazan ve hava ısıtıcının ekserji yıkım değerleri.

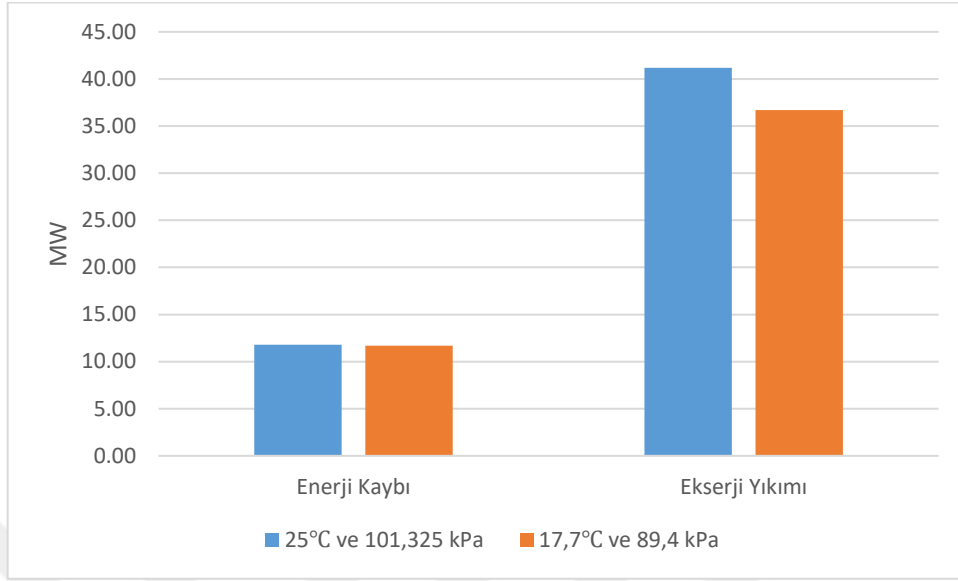
	Giren Ekserji (kJ/s)	Çıkan Ekserji (kJ/s)	Ekserji Yıkımı (kJ/s)
DAY kazan	68.359,64	27.133,20	41.226,44
Hava ısıtıcı	795,36	506,76	288,60

Gerçek verilere dayanan referans çevre (17,7°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçta) koşullarında DAY kazan ve hava ısıtıcı için ekserji yıkımı değerleri Çizelge 7.12’de verilmiştir. Buna göre DAY kazanın giren ve çıkan ekserji değerleri sırasıyla 68.435,2 kJ/s ve 31.897,3 kJ/s olarak hesaplanmıştır. Buna göre DAY kazanda 36.720,9 kJ/s miktarınca ekserji yıkımı gerçekleştiği hesaplanmıştır. Aynı referans çevre koşullarında hava ısıtıcısına ait giren ekserji değeri 839,95 kJ/s ve çıkan ekserji değeri ise 557,05 kJ/s olarak hesaplanmıştır. Hava ısıtıcısında gerçekleşen ekserji yıkımı değeri ise 282,9 kJ/s olarak tespit edilmiştir.

Çizelge 7.12. 17,7°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçta kazan ve hava ısıtıcının ekserji yıkım değerleri.

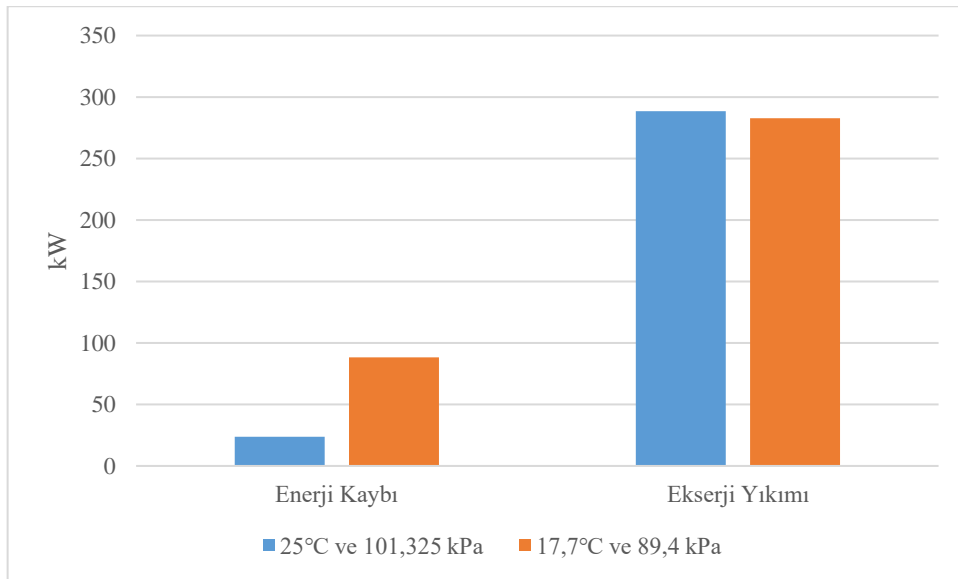
	Giren Ekserji (kJ/s)	Çıkan Ekserji (kJ/s)	Ekserji Yıkımı (kJ/s)
DAY kazan	68.435,20	31.897,30	36.720,90
Hava ısıtıcı	839,95	557,05	282,90

Dolaşımli akışkan yataklı kazanda gerçekleşen enerji kaybı ve ekserji yıkımının iki farklı ölü hal koşulundaki değişimleri Şekil 7.1’de verilmiştir. Ölü hal koşulu değerlerinde gerçekleşen düşüş kazanda ekserji yıkımı değerinde önemli ölçüde düşüş sağlanırken, enerji kaybında ise çok az miktarda bir düşüş sağlanabilmektedir.



Şekil 7.1. Kazanın iki farklı ölü hal koşulundaki enerji kaybı ve ekserji yıkımı değişimleri.

Hava ısıtıcısında gerçekleşen enerji kaybı ve ekserji yıkımının iki farklı ölü hal koşulundaki değişimleri ise Şekil 7.2’de verilmiştir. Ölü hal koşulu değerlerinde gerçekleşen düşüş hava ısıtıcısında enerji kaybını artırmaktadır, ekserji yıkımı değerinde az miktarda bir düşüş sağlanabilmektedir.

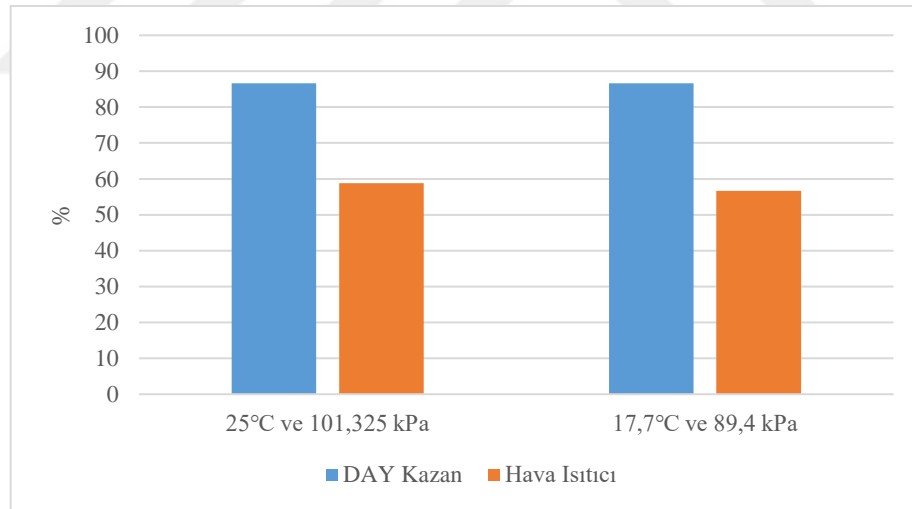


Şekil 7.2. Hava ısıtıcısının iki farklı ölü hal koşulundaki enerji kaybı ve ekserji yıkımı değişimleri.

25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçtaki ve 17,7°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçtaki referans çevre koşullarında DAY kazanı ve hava ısıtıcısına ait termodinamiğin birinci yasasına dayanan enerji verimleri Çizelge 7.13’de ve Şekil 7.3’de verilmiştir. DAY kazanının bu iki referans çevre koşullarındaki enerji verimliliği sırasıyla %86,6 ve %86,6 oranındadır. Görüleceği üzere ölü hal’deki değişim kazanının enerji verimliliği üzerinde etkisi olmamıştır. Hava ısıtıcının 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçtaki referans çevre koşullarındaki enerji verimliliği %58,8 iken, 17,7°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçtaki referans çevre koşulunda ise enerji verimliliği %56,7 olarak gerçekleşmiştir.

Çizelge 7.13. 25°C ve 101,325 kPa ve 17,7°C ve 89,4 kPa koşulları için kazan ve hava ısıtıcının 1.yasa (enerji) verimleri.

	η_I (25°C ve 101,325 kPa)(%)	η_I (17,7°C ve 89,4 kPa)(%)
DAY kazan	86,6	86,6
Hava ısıtıcı	58,8	56,7



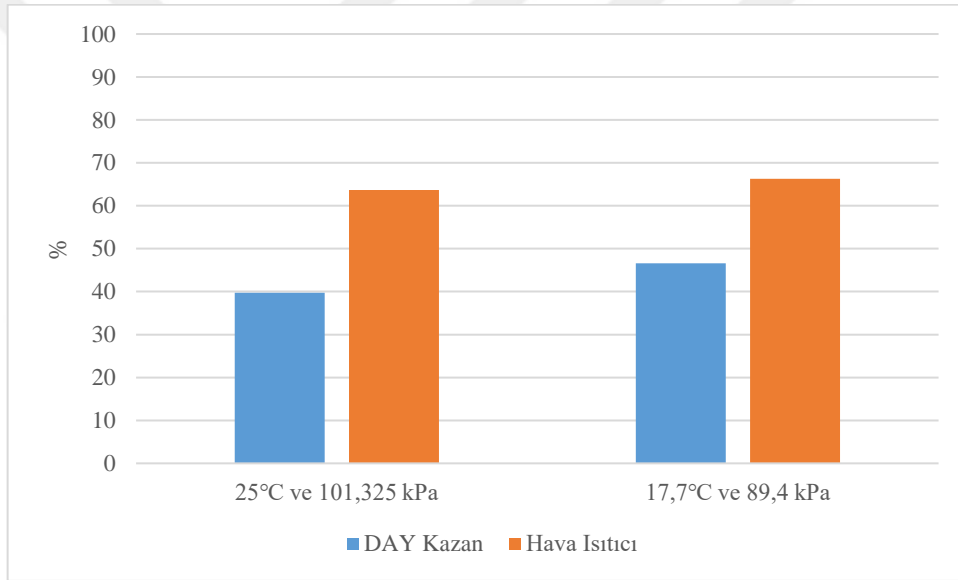
Şekil 7.3. Kazan ve hava ısıtıcısının iki farklı ölü hal koşuluna göre enerji verimi değişimleri.

DAY kazanının ve hava ısıtıcının 25°C ve 101,325 kPa ve 17,7°C ve 89,4 kPa koşullarındaki ekserji verimleri Çizelge 7.14’de ve Şekil 7.4’de verilmiştir. DAY kazanının ekserji verimi hesabında Denklem 7.15. ve hava ısıtıcının ekserji verimi hesabında ise Eşitlik 7.20 kullanılmıştır. Hesaplamalar neticesinde DAY kazanının 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınç koşulunda ekserji verimi %39,7 olarak bulunmuştur. 17,7°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçtaki referans çevre koşullarında DAY kazanının ekserji verimi %46,6 olarak tespit edilmiştir. Hava

ısıtıcının 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçtaki referans çevre koşullarındaki ekserji verimi %63,7 olarak, 17,7°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçtaki referans çevre koşullarında ise ekserji verimi %66,3 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 7.14. 25°C ve 101,325 kPa ve 17,7°C ve 89,4 kPa koşulları için kazan ve hava ısıtıcının 2.yasa (ekserji) verimleri.

	η_{II} (25°C ve 101,325 kPa)(%)	η_{II} (17,7°C ve 89,4 kPa)(%)
DAY kazan	39,7	46,6
Hava ısıtıcı	63,7	66,3



Şekil 7.4. Kazan ve hava ısıtıcısının iki farklı ölü hal koşuluna göre ekserji verimi değişimleri.

8. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Enerji verimliliği çalışmaları hem üretim hem de tüketim noktalarında yürütülmektedir. Enerji üreten tesislerdeki enerji üreten ve tüketen makine gruplarının verimliliklerinin tespit edilmesi, sağlıklı bir enerji verimliliği çalışması yürütülmesini sağlayacaktır. Bu noktada makine gruplarının termodinamiğin birinci yasasına dayanan enerji verimi hesaplamaları yapılmaktadır. Ancak enerji verimliliği çalışmalarında isabetli bir teşhis için bu yöntem yetersiz kalmaktadır. Bu uygulamaya ek olarak son yıllarda uygulanan termodinamiğin ikinci yasasına dayanan ekserji analizi bu açığı kapatmaktadır.

Yapılan bu çalışmada, Eskişehir'in Seyitgazi ilçesinde yer alan Kırka Bor Üretim Tesisindeki 75 ton/saat buhar kapasiteli dolaşımli akışkan yataklı kazanının enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Hesaplamalarda kullanmak için kazanın tam yükte çalışırken ölçümler yapılarak gerçek veriler alınmıştır. Ayrıca baca gazı ölçümleri yapılarak kömürün kimyasal analizi yaptırılmıştır. Dolaşımli akışkan yataklı kazanın enerji ve ekserji analizinde kazanın bölümler halinde incelenmesinden ziyade, kazan bir bütün olarak değerlendirilmiştir. Bunun yanı sıra hava ısıtıcının kazandan bağımsız olarak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Hem dolaşımli akışkan yataklı kazan için hem de hava ısıtıcı için düğüm noktaları belirlenmiştir.

Belirlenen düğüm noktaları için enerji ve ekserji hesaplamaları uygulanmıştır. Bu hesaplamalar referans çevre şartları olan 25°C, 101,325 kPa ve 17,27°C, 89,4 kPa koşulları için ayrı ayrı yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda, 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basıncındaki referans çevre şartlarında DAY kazan ve hava ısıtıcının enerji kayıpları sırasıyla 11.867,41 kW ve 23,61 kW olarak gerçekleşmiştir. Bu referans çevre koşulunda DAY kazan ve hava ısıtıcının ekserji yıkımları sırasıyla 41.391,65 kW ve 123,4 kW olarak hesaplanmıştır. 17,27°C sıcaklık ve 89,4 kPa basıncındaki referans çevre şartlarında DAY kazanın enerji kaybında düşüş yaşanmış ve 11.711,84 kW değeri hesaplanmıştır. Hava ısıtıcının enerji kaybında ise yükseliş yaşanmıştır. Hava ısıtıcıdan gerçekleşen ısı kaybı 88,4 kW olduğu tespit edilmiştir. Bu referans çevre koşundan DAY kazan ve hava ısıtıcının ekserji yıkımları ise sırasıyla 36.720,9 kW ve 99,932 kW olarak bulunmuştur.

Dolaşımli akışkan yataklı kazanın 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçtaki enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %86,6 ve %39,4 olarak hesaplanmıştır. 17,27°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçtaki referans çevre koşulunda DAY kazanın enerji verimliliğinde bir değişiklik görülmezken, ekserji verimi %46,3 olarak tespit edilmiştir. Hava ısıtıcısında ise 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçtaki ve 17,27°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçtaki referans çevre koşullarında

enerji verimliliği sırasıyla %58,8 ve %56,7 olarak hesaplanmıştır. Buradan anlaşılacağı üzere referans çevre şartlarındaki düşüş hava ısıtıcının enerji verimliliğini düşürmektedir. 25°C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçtaki ve 17,27°C sıcaklık ve 89,4 kPa basınçtaki referans çevre şartlarında hava ısıtıcının ekserji verimi sırasıyla %80,4 ve %84,7 olarak hesaplanmıştır.

Yapılan çalışma dolaşimli akışkan yataklı kazanın ve hava ısıtıcının ekserji verimliliği referans çevre koşullarından önemli ölçüde etkilenmektedir. Sonuç olarak referans çevre (ölü hal) koşullarında görülen düşüş ekserji veriminde artış yaşanmasına yol açmaktadır. Enerji verimliliği açısından değerlendirdiğimizde dolaşimli akışkan yataklı kazanda enerji verimliliği hesabında kullanılan parametrelerin referans çevre koşullarından bağımsız olduğu, ancak hava ısıtıcısının enerji verimliliğinin hesaplanmasında kullanılan girdi ve çıktılarının referans çevre koşullarından etkilendiği ve buna göre verimin değiştiği tespit edilmiştir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

Afşar, H. (2011). Seramik fabrikası enerji ve ekserji analizi, Yüksek Lisans Tezi, Bozok Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yozgat, 52s

Ahmadi, G.R., Toghraie, D. (2016). Energy and exergy analysis of Montazeri Steam Power Plant in Iran. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 56 454-463. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.11.074>

Alarko. (2018). Cenal Elektrik Üretim A.Ş. <https://www.alarko.com.tr/tr/faaliyet-gruplari/enerji-grubu> (Erişim 16/08/2018 22:20)

Apak, E. (2007). Bir seramik fabrikasında enerji ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kütahya, 110 sayfa

Atılğan, İ. (2015). Dolaşımli bir akışkan yatakta kireçtaşının yanma performansına etkisinin deneysel incelenmesi. Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 35(1):117-123

Balat, M. (2010). Security of energy supply in Turkey: Challenges and solutions. Energy Conversion and Management, 51:1998-2011. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2010.02.033>

Basu, P. (2015). Circulating fluidized bed boilers; Design, operation and maintenance. Springer International Publishing Switzerland, 366 pages

Batu, A. (2008). Investigation of combustion characteristics of indigenous lignite in a 150 kWt circulating fluidized bed combustor. The Degree of Doctor, Graduate School of Natural and Applied Sciences of The Middle East Technical University, Ankara, 194p

Baysal, Ö., (2007). Akışkan yatak içerisindeki gaz-katı iki fazlı akışın hidrodinamiğinin sayısal olarak incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 253 sayfa

Bejan, A. (1988). Advanced Engineering Thermodynamics, Jon Wiley and Sons Inc., New York, 850 sayfa

Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M. (1996). Thermal design and optimization. Wiley-Interscience Publication, New York, 543 sayfa

Benli, H. (2016). Potential application of solar water heaters for hot water production in Turkey. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 54: 99-109. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.061>

Bolattürk, A., Çoskun, A., Geredelioglu, C. (2015). Thermodynamic and exergoeconomic analysis of Çayırhan thermal power plant. Energy Conversion and Management, 101: 371-378. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.05.072>

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Büyükgüner, M. (2005). Dolaşımli tip bir akışkan yataklı reaktörde kireçtaşı-SO₂ reaktivitesinin deneysel belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 152 sayfa

Çallak, M., Balkan, F., Hepbaşı, A. (2015). Avoidable and unavoidable exergy destructions of a fluidized bed coal combustor and a heat recovery steam generator. Energy Conversion and Management, 98:54-58. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.03.039>

Çürüksulu, M. (2006). 150 MWe kurulu güçteki düşük kaliteli linyitle çalışan bir termik santral için buhar kazanı tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 134 sayfa

Davidson, J.F., Harrison, D. (1963). Fluidized particles. Cambridge University Press, London

Davidson, J.F., Clin, R., Harrison, D. (1985). Fluidization (second edition), Academic Press, London

Demirbaş, B. (2009). Türk linyitlerinin yanma üzerine etkisinin sayısal modellemesi. Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kütahya, 85 sayfa

Deveci, N. (1994). Kömürün akışkan yatakta yakılması. Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 80 sayfa

Dincer, İ., Rosen, M.A. (2013a). Chapter 4- Exergy, Environment and Sustainable Development. Exergy (Second Edition), Energy, Environment and Sustainable Development. Sayfalar: 51-73. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-097089-9.00004-8>

Dincer, İ., Rosen, M.A. (2013b). Chapter 2- Exergy and Energy Analyses. Exergy (Second Edition), Energy, Environment and Sustainable Development. Pages 21-30. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-097089-9.00002-4>

Dinçol, Ş. (2016). Soma termik santralinin enerji ve ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 67 sayfa

Durmaz, A. (1998). Kömür özellikleri, teknolojisi ve çevre ilişkisi. Özgün Ofset Matbaacılık A.Ş. Ankara

Dülger, S. (2007). Akışkan yataklı kömür yakma sistemlerinde otomatik kontrol tasarım ve uygulaması. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 172 sayfa

Düzcan, A. (2014). Pülverize kömür santrallerinde kazan verimi ve verime etki eden parametrelerin incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, sayfa 115

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Ediger, V.Ş., Berk, I., Kösebalan, A. (2014). Lignite resources of Turkey: Geology, reserves, and exploration history. *International Journal of Coal Geology*, 132:13-22. <http://dx.doi.org/10.1016/j.coal.2014.06.008>

Eker, E. (2017). 160 ton/saat buhar kapasiteli bir kazanın enerji ve ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, sayfa 82

Ekonomik İşbirliği ve Kalkınma Örgütü (OECD). (2018). Primary energy supply. <https://data.oecd.org/energy/primary-energy-supply.htm> (Erişim 02/06/2018 10:47)

Elektrik Üretim A.Ş. (EÜAŞ). (2015). 18 Mart Çan Termik Santrali. <http://www.euas.gov.tr/18Mart/Sayfalar/Tarih%C3%A7emiz.aspx> (Erişim 06/08/2018 22:15)

Elektrik Üretim A.Ş. (EÜAŞ). (2017). EÜAŞ 2016 Yıllık Faaliyet Raporu. http://www.euas.gov.tr/Documents/yillik_raporlar/EUAS_2016_YILLIK_FAALİYET_RAPOR_U.pdf (Erişim 02/06/2018 10:50)

Enerji Atlası. (2018). Kömür. <http://www.enerjiatlası.com/komur/> (Erişim 06/08/2018 22:25)

Enerji İşleri Genel Müdürlüğü (EİGM), (2018a) Enerji Denge Tabloları. <http://www.eigm.gov.tr/tr-TR/Denge-Tabloları/Denge-Tabloları> (Erişim: 25/05/2018, 17:38)

Enerji İşleri Genel Müdürlüğü (EİGM). (2018b). Kurulu Güç. <http://www.eigm.gov.tr/tr-TR/Anasayfa> (erişim: 25/05/2018, 17:38)

Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı (ETBK). (2017). Dünya ve Türkiye enerji ve tabii kaynaklar görünümü, Sayı 15. http://www.enerji.gov.tr/Resources/Sites/1/Pages/Sayi_15/mobile/index.html#p=1 (Erişim: 05/06/2018 11:20)

Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı (ETBK). (2018). Kömür. <http://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Sayfalar/Komur> (Erişim 05/06/2018 11:21)

Erbaş, O. (2007). Dolaşımli akışkan yatakta ısı transferi mekanizması ve bu mekanizmanın kuramsal ve deneysel analizi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 183 sayfa

Erdem, H.H., Akkaya, A.V., Cetin, B., Dagdas, A., Sevilgen, S.H., Sahin, B., Atas, S. (2009). Comparative energetic and exergetic performance analyses for coal-fired thermal power plants in Turkey. *International Journal of Thermal Sciences*, 48:2179-2186. <https://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.03.007>

Erduranlı, P. (1997). Enerji santralına ekserji analizinin uygulanması. Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak, 85 sayfa

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Ergun, S. (1952). Fluid flow through packed columns. Journal of Chemical Engineering Progress. 48 (2): 89-94

Eskin, N., Güngör, A., Özdemir, K. (2009). Thermodynamic analysis of a FBC steam power plant. Energy Conversion and Management, 50: 2428-2438. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2009.05.035>

Eskin, N., Kılıç, A. (1995). Estimation of cooling tube location in fluidized bed coal combustors through exergy analysis. Energy Conversion Management. 37(9): 1453-1461

Eti Maden. (2018). Kırka. <http://www.etimaden.gov.tr/kirka> (Erişim 16/08/2018 23:37)

Filiz, Ç. (2012). Bir buhar kazanının enerji ve ekserji analizi yoluyla performansının değerlendirilmesi. Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük, 103 sayfa

Gören, E., Turhan, Ş, Kurnaz, A., Garad, A.M.K., Duran, C., Uğur, F.A., Yeğingil, Z. (2017). Environmental evaluation of natural radioactivity in soil near a lignite-burning power plant in Turkey. Applied Radiation and Isotopes, 129:13-18. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apradiso.2017.07.059>

Güngör, A. (2006). Sirkülasyonlu akışkan yataklı yakıcıların modellenmesi. Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 145 sayfa

Gürtürk, M., Öztop, H.F. (2016). Exergy analysis of a circulating fluidized bed boiler cogeneration power plant. Energy Conversion and Management, 120: 346-357. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.05.006>

Han, X., Liu, M., Wu, K., Chen, W., Xiao, F., Yan, J. (2016). Exergy analysis of the flue gas re-dried lignite-fired power system based on the boiler with open pulverizing system. Energy, 106:285-300. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.03.047>

Hepbasli, A. (2009). Exergetic Modeling of Oil Shale-fired Circulating Fluidized Bed Systems, Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 31:4, 325-337, <http://dx.doi.org/10.1080/15567030801901182>

Hilalçı, A. (2004). Çatalağzı termik santralına ekserji analizinin uygulanması. Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak, 73 sayfa

Ibrahim, T.K., Basrawi, F., Awad, O.I., Abdullah, A.N., Najafi, G., Mamat, R., Hagos, F.Y. (2017). Thermal performance of gas turbine power plant based on exergy analysis. Applied Thermal Engineering, 115: 977-985. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.01.032>

Kaplan, Y.A.(2015). Overview of wind energy in the World and assessment of current wind energy policies in Turkey. Renewable and Sustainable Energy Reviews 43:562-568. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.11.027>

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Koornneef, J., Junginger, M., Fajj, A. (2007). Development of fluidized bed combustion- An overview of trends, performance and cost. *Progress in Energy and Combustion Science*, 33: 19-55. doi:10.1016/j.pecs.2006.07.001

Kotas, T.J. (1985). *The exergy method of thermal plant analysis*, Krieger Publishing Company, Malabar

Köknel, B. (2011). KEAŞ ve YEAŞ termik santrallerindeki cüruf yapılarının incelenmesi ve kömür özellikleri ile ilişkisi. Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 79 sayfa

Köse, R. (1995). Akışkan yataкта yanmanın modellenmesi ve Türk linyitlerine uyarlanması. Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 197 sayfa

Köse, R. (2007). Geothermal energy potential for power generation in Turkey: A case study in Simav, Kutahya. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11: 497-511. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2005.03.005>

Martinson, C.A., Van Schoor, G., Uren, K.R. (2017). Energy and exergy analyses of a subcritical pulverised coal-fired boiler based on the effects of slagging and fouling. *IFAC Papers OnLine*, 50-1: 2017-2022. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ifacol.2017.08.409>

Maden Tetkik ve Arama (MTA). (2018a) http://www.mta.gov.tr/v3.0/sayfalar/bilgi-merkezi/maden_potansiyel_2010/Bartın_Madenler.pdf (Erişim tarihi 31/05/2018 16:38)

Maden Tetkik ve Arama (MTA). (2018b). http://www.mta.gov.tr/v3.0/sayfalar/bilgi-merkezi/maden_potansiyel_2010/Zonguldak_Madenler.pdf (Erişim tarihi 31/05/2018 16:38)

Maden Tetkik ve Arama (MTA). (2018c). Kömür arama araştırmaları. <http://www.mta.gov.tr/v3.0/araştırmalar/komur-arama-araştırmalari> (Erişim tarihi 31/05/2018 16:38)

Maden Tetkik ve Arama (MTA). (2018d). Şırnak ili maden ve enerji kaynakları. http://www.mta.gov.tr/v3.0/sayfalar/bilgimerkezi/maden_potansiyel_2010/Sirnak_Madenler.pdf (Erişim tarihi 31/05/2018 16:58)

Maden Tetkik ve Arama (MTA). (2018e). Şırnak ili maden haritası. <http://www.mta.gov.tr/v3.0/sayfalar/hizmetler/maden-haritalari/Sirnak.pdf> (Erişim tarihi 31/05/2018 17:00)

Melikoğlu, M. (2017). Vision 2023: Status quo and future of biomass and coal for sustainable energy generation in Turkey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74:800-808. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.03.005>

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Meteoroloji Genel Müdürlüğü (MGM). (2018). Eskişehir İline Ait Genel İstatistik Verileri. <https://www.mgm.gov.tr/veridegerlendirme/il-ve-ilceler-istatistik.aspx?k=A&m=ESKISEHIR> (Erişim tarihi 16/08/2018 23:26)

Moran, M.J., Shapiro, H.N., Boettner, D.D., Bailey, M.B. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. Jon Wiley&Sons, Inc. New York, 1998

Özdemir, K., Hepbasli, A., Eskin, N. (2010). Exergoeconomic analysis of a fluidized-bed coal combustor (FBC) steam power plant. Applied Thermal Engineering, 30:1621-1631. <https://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.03.020>

Özdil, N.F.T., Tantekin, A., Erbay, Z. (2016). Energy and exergy analyses of a fluidized bed coal combustor steam plant in textile industry. Fuel, 183:441-448. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2016.06.091>

Özkan, E. (2009). Erdemir Ereğli Demir Çelik Fabrikası kojenerasyon ve konvansiyonel elektrik üretim tesislerinin ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 77 sayfa

Özkan, M. (2010). Simulation of circulating fluidized bed combustors firing indigenous lignite. The Degree of Master of Science, The Graduate School of Natural and Applied Sciences of Middle East Technical University, Ankara, 134p.

Öztürk, E. (2011). Akışkan yataklı bir termik santral için buhar kazanı tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 196 sayfa

Öztürk, M., ve Yüksel, Y.E. (2016). Energy structure of Turkey for sustainable development. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 53: 1259-1272. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.087>

Paksoy, M.A. (2014). DAY kazan siklonu performansının HAD ile incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 75 sayfa

Pattanayak, L. ve Sahu, J.N. (2015). Steady state modeling on energy and exergy analysis of a pulverized coal fired thermal power plant. Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering, 10: 876-884. <http://dx.doi.org/10.1002/apj.1924>

Rosen, M.A. ve Dincer, İ. (2004). A study of industrial steam process heating through exergy analysis. International Journal of Energy Research, 28:917-930

Selçuk, N., ve Özkan, M. (2011). Simulation of circulating fluidized bed combustors firing indigenous lignite. International Journal of Thermal Sciences, 50:1109-1115. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2011.01.022>

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Szargut, J. (2005). Exergy Method: Technical and Ecological Applications. UK: WIT Press
- Şahin, H. Erhan.(2012). Kritik-üstü tip bir buharlı güç santralının enerji ve ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü. İstanbul
- Şen, I. (2006). Buhar çevrim santralının termodinamiğin 2.kanuna göre analizi. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 123 sayfa
- Taner, T. ve Sivrioglu, M. (2015). Energy-exergy analysis and optimisation of a model sugar factory in Turkey. Energy, 93:641-654. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.09.007>
- Tekel, E. (2006). Termik santrallerin enerji ve ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli, 99 sayfa
- Toklu, E., Güney, M.S., Işık, M., Çomaklı, O., Kaygusuz, K. (2010). Energy production, consumption, policies and recent developments in Turkey. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14:1172-1186. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2009.12.006>
- Toklu, E. (2017). Biomass energy potential and utilization in Turkey. Renewable Energy, 107: 235-244. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2017.02.008>
- Topal, H., Taner, T., Naqvi, S.A.H., Altınsoy, Y., Amirabedin, E., Ozkaymak, M. (2017). Exergy analysis of a circulating fluidized bed power plant co-firing with olive pits: A case study of power plant in Turkey. Energy, 140:40-46. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2017.08.042>
- Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK). (2018a). Yıllar, yaş grubu ve cinsiyete göre nüfus, 1935-2017, http://www.tuik.gov.tr/PreIstatistikTablo.do?istab_id=1588 (erişim 25/05/2018 15:44)
- Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK). (2018b). Dönemsel Gayrisafi Yurt İçi Hasıla, <http://www.tuik.gov.tr/HbGetirHTML.do?id=27825> (Erişim 25/05/2018 15:55)
- Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK). (2018). Enerji Kaynaklarına Göre Elektrik Enerjisi Üretimi ve Payları, http://www.tuik.gov.tr/PreIstatistikTablo.do?istab_id=1578 (Erişim 25/05/2018 15:29)
- Türkiye Taş Kömürü Kurumu (TTK). (2016). 2016 Yılı Taşkömürü Sektör Raporu. http://www.taskomuru.gov.tr/file/duyuru/TTKGM_Sektor_Raporu_2016.PDF (Erişim tarihi 31/05/2018 15:57)
- Uluslararası Enerji Ajansı (IEA). (2017). Turkey-Energy System Overview. <https://www.iea.org/media/countries/Turkey.pdf> (Erişim 31/05/2018 15:38)
- Üner, M., Köse, N., Gökten, S., Okan, P. (2008). Financial and economic factors affecting the lignite prices in Turkey: An analysis of Soma and Can lignites. Resources Policy, 33: 230-239. <http://dx.doi.org/10.1016/j.resourpol.2008.08.007>

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Uysal, B.Z. (1991). Akışkan yataklı yakma sistemleri. Yanma ve hava kirliliği kontrolü 1. Ulusal sempozyumu. Ankara. 100-126

Yılmaz, A.O., and Uslu, T. (2007). The role of coal in energy production- consumption and sustainable development of Turkey. Energy Policy, 35:1117-1128. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enpol.2006.02.008>

Yüksel, İ. (2010). As a renewable energy hydropower for sustainable development in Turkey. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14: 3213-3219. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2010.07.056>

Xiong, J., Zhao, H., Zheng, C. (2011). Exergy analysis of a 600 MW_e oxy-combustion pulverized coal fired power plant. Energy and Fuels, 25:3854-3864. <http://dx.doi.org/10.1021/ef200702k>

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : YAZICI Mesut
Doğum tarihi ve yeri : 09/08/1990 Şiran
e-mail : mesut.yazici@dpu.edu.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Doktora		
Yüksek Lisans		
Lisans	Karabük Üniversitesi	2015
Lise	Şiran Fatih Sultan Mehmet Çok Programlı Lisesi	2010

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2016-	Dumlupınar Üniversitesi	Arş.Gör.

Yabancı Dil : İngilizce (YDS:73,75)

Yayımlar

- Yazıcı, M.** Köse, R., Özgür, M.A., Koşar, O., Bayraktar, F.S., Yolcan, O.O. (2018). "Performance evaluation for greenhouse heating: Geothermal waste heat source heat pump." 7th International Conference on Advanced Technologies (ICAT'18), Nisan 28-Mayıs 1, Antalya, Türkiye, sayfa 93

2. Koşar, O., Özgür, M.A., Köse, R., Bayraktar, F.S., **Yazıcı, M.**, Yolcan, O.O. (2018). “*Noise propagation prediction of the winf turbines according to the international standard ISO 96132.*” 7th International Conference on Advanced Technologies (ICAT’18), Nisan 28-Mayıs 1, Antalya, Türkiye, sayfa 90
3. Koşar, O., Özgür, M.A., Köse, R., **Yazıcı, M.**, Yolcan, O.O., Bayraktar, F.S. (2018). “*Numerical simulation of a pitching corrugated dragonfly wing with using lattice boltzman and les methods.*” 7th International Conference on Advanced Technologies (ICAT’18), Nisan 28-Mayıs 1, Antalya, Türkiye, sayfa 91
4. Bayraktar, F.S., Köse, R., Özgür, M.A., Aydın, Ö., Koşar, O., **Yazıcı, M.** (2018). “*Biogas energy oppurtunity of small counties a case study of Simav.*” 7th International Conference on Advanced Technologies (ICAT’18), Nisan 28-Mayıs 1, Antalya, Türkiye, sayfa 92
5. **Yazıcı, M.**, Özgür, M.A., Köse, R., Koşar, O., Yolcan, O.O. (2017). “*Techno-Economic Analysis of Horizontal Ground Source Heat Pump in Turkey: Simav Case Study.*” 2nd International Energy & Engineering Conference 12-13 Ekim 2017, Gaziantep, Türkiye, sayfalar 553-565
6. Bayraktar, F.S., **Yazıcı, M.**, Köse, R., Özgür, M.A., Koşar, O. (2017). “*Renewable Energy Sources General Status and Assessment of CO₂ Emission in Turkey.*” 2nd Inernational Energy & Engineering Conference 12-13 Ekim 2017, Gaziantep, Türkiye, sayfalar 516-533
7. Koşar, O., Özgür, M.A., Köse, R., Yolcan, O.O., **Yazıcı, M.** (2017). “*Comparison of Two Different Algorithm Models With Farm Layout Optimisation Problem.*” 2nd Inernational Energy & Engineering Conference 12-13 Ekim 2017, Gaziantep, Türkiye, sayfalar 566-575
8. Köse, B., Güneşer, M.T., **Yazıcı, M.**, Yılmaz, S.H. (2015). “*Eskipazar Rüzgar Enerjisi Potansiyelinin Rayleigh, Lognormal ve Weibull Dağılım Modeli Kullanarak Tahminlenmesi.*” ISITES, 3 rd International Symposium on Innovative Technologies in Enginnering and Science, 2015, Valencia, Spain
9. Köse, B., **Yazıcı, M.**, Recebli, Z., Özkaymak, M. (2014). “*Rüzgar Enerjisinin Potansiyelinin Belirlenmesi ve Türbin Seçimi.*” 20nd International Energy & Environmental Fair & Conference, İstanbul, Türkiye

Ödüller

1. Best Presentation Recognition, (2017). “*Techno-Economic Analysis of Horizontal Ground Source Heat Pump in Turkey: Simav Case Study.*” 2nd International Energy & Engineering Conference 12-13 Ekim 2017, Gaziantep