

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

**ENERJİ DÖNÜŞÜM SANTRALLARINDA PERFORMANSIN BELİRLENMESİ VE
DEĞERLENDİRİLMESİ YÖNTEMLERİ**

PINAR CELEN

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

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. HASAN HÜSEYİN ERDEM**

İSTANBUL, 2013

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

**ENERJİ DÖNÜŞÜM SANTRALLARINDA PERFORMANSIN BELİRLENMESİ VE
DEĞERLENDİRİLMESİ YÖNTEMLERİ**

PINAR CELEN

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

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. HASAN HÜSEYİN ERDEM**

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ENERJİ DÖNÜŞÜM SANTRALLARINDA PERFORMANSIN BELİRLENMESİ VE
DEĞERLENDİRİLMESİ YÖNTEMLERİ**

Pınar CELEN tarafından hazırlanan tez çalışması __. __. ____ tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ahmet BAYÜLKEN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. S. Hakan SEVİLGİN
Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Dünya’da sürekli artan nüfus ve teknolojik gelişmeler sonucunda enerjinin tasarruflu kullanılma zorunluluğu doğmuştur. Enerji denilince akla gelen ilk kavram şüphesiz elektrik enerjisidir. Türkiye açısından bakılırsa, ülkemiz dünyadaki birçok ülke gibi elektrik ihtiyacının büyük bir bölümünü kendi öz kaynağı olan düşük kaliteli linyitleri kullanarak karşılamaktadır. Türkiye’de kamu adına elektrik üretimi yapan Elektrik Üretim A.Ş. (EÜAŞ); 24.150 MW kurulu gücü ile 2011 yılında Türkiye kurulu gücünün %45,64’üne sahiptir. Bu kurulu gücün, %32,14’ü kömür yakılı santrallere aittir[1]. Elektrik üretiminde önemli bir payı olan kamu santrallarının yaş ortalamasının fazla olması bu santralların performanslarının değerlendirilmesi ve iyileştirilmesi konusunu ön plana çıkartmaktadır.

Bu amaçla, bu çalışmada termik santraldeki performansı gösteren güç üretimi ve termik verim ünite ve ekipman bazında incelemeye alınmıştır. Performans göstergelerinin hesaplama yöntemleri, performans kayıp sebepleri ve performans etkileri ile ekonomik kayıp değerleri ekipmanlar için tanımlanan standartlarda dikkate alınarak hesaplanmıştır. Seçilen bir santral üzerinde uygulama yapılarak, belirlenen performans kayıp sebeplerinin santral geliri üzerindeki etkileri tespit edildi.

Bu çalışmamda benden yardımlarını esirgemeyen sayın hocam Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM’ e ve çalışmam boyunca bana destek olan eşim Ali CELEN’e ve aileme teşekkür ederim.

Ocak, 2013

Pınar CELEN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	4
1.3 Hipotez	5
BÖLÜM 2	
TERMİK SANTRALLERDE PERFORMANS.....	6
2.1 Termik Santrallerin Çalışma Prensipleri	6
2.1.1 Termik Santral Çevrimi	9
2.1.2 İdeal Ara Kızdırmalı Rankine Çevrimi	11
2.1.3 Ara Buhar Almalı Rankine Çevrimi	12
2.2 Termik Santrallerde Performansı Etkileyen Faktörler.....	15
2.2.1 Kazan Veriminin Düşmesi	15
2.2.1.1 Kazana Gelen Yakıtın Isıl Değerinin Düşmesi	15
2.2.1.2 Kazandaki Hava Fazlalık Katsayısının Artması	17
2.2.2 Kondenser Basıncının Değişimi.....	18
2.2.3 Besleme Suyu Isıtıcılarının Devredışı Kalması.....	20
2.2.4 Türbin Kirlenmesi	21

BÖLÜM 3

HESAP YÖNTEMİ.....	22
3.1 Kazan Verimi Belirleme Yöntemleri	22
3.1.1 Direkt Metot İle Verim Hesabı.....	24
3.1.1.1 Hesaplanan Miktarlar.....	24
3.1.1.2 Verim Hesabı	25
3.1.2 İndirekt Metot İle Verim Hesabı	25
3.1.2.1 Hesaplanan Miktarlar.....	26
3.1.2.2 Verim Hesabı	27

BÖLÜM 4

UYGULAMA	43
4.1 Çan Termik Santrali Tanıtımı.....	43
4.2 Çan Termik Santrali Kazan Verim Hesaplaması	44
4.2.1 Yararlı ısı çıktısı hesabı:.....	47
4.2.2 Isı Girişleri	48
4.2.2.1 Yanan Yakıt İle Orantılı Isı Girişi	48
4.2.2.2 Isı Kredileri (Verilen Isı)	49
4.2.2.3 Toplam ısı girişi	49
4.2.3 Kayıpların Hesaplanması	49
4.2.3.1 Baca Gazı Kayıpları	49
4.2.3.2 Yanmamış CO Kaybı:	50
4.2.3.3 Cüruf ve Baca Gazındaki Yanmamış Yakacak Ve Entalpiden Kaynaklanan Kayıplar:	51
4.2.3.4 Işınım ve Taşınım Kayıpları:	51
4.2.3.5 Toplam Kayıp	51
4.3 Kazan Veriminin hesaplanması	51
4.4 Santral Veriminin Hesaplanması	51
4.5 Gelir Kaybına Yol Açan Faktörler Ve Etkileri	52
4.5.1 Kondenser Basıncı Değişimi.....	52
4.5.2 Kazan Veriminin Düşmesi	55
4.5.2.1 Kazana Gelen Yakıtın Nem İçeriğinin Artması	55
4.5.2.2 Kazandaki Hava Fazlalık Katsayısının Artması	58
4.5.3 Türbin Kirlenmesi	61
4.5.3.1 Alçak Basınç Türbini Veriminin Düşmesi	61
4.5.3.2 Orta Basınç Türbini Veriminin Düşmesi	63
4.5.3.3 Yüksek Basınç Türbini Veriminin Düşmesi	65
4.5.4 Ön Isıtıcıların Herhangi Bir Sebepçe Devre dışı Kalması	67

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER	68
KAYNAKLAR	70
ÖZGEÇMİŞ.....	72

SİMGE LİSTESİ

C_F	Yakıtın özısı
C_{SL}	cüruf özısı
C_{pA}	Yanma havası özısı
C_{pG}	Baca gazının t_r ve t_G arasındaki özgül ısı integrali
C_{pGd}	Kuru baca gazının t_r ve t_G arasındaki özgül ısı integrali
C_{pG0}	0 °C ve t °C arasındaki özgül ısı integrali
C_{pAd0}	kuru havanın 0 °C ve t °C arasındaki özgül ısı integrali
C_{pA0}	nemli havanın 0 °C ve t °C arasındaki özgül ısı integrali
C_{pGd0}	kuru baca gazının 0 °C ve t °C arasındaki özgül ısı integrali
C_{pST}	Buharın t_r ve t_G arasındaki özgül ısı integrali
C_{FA}	baca gazı özısı
h_{FW}	Besleme suyu entalpisi
h_{ST}	Aktif buhar entalpisi
h_{SS}	Sistem girişindeki püskürtülen suyun entalpisi
h_{BD}	Blöf suyu entalpisi
h_{RHI1}, h_{RHII1}	Yeniden ısıtılan buharın entalpisi 1 veya 2 girişindeki
h_{RHI2}, h_{RHII2}	Yeniden ısıtılan buharın entalpisi 1 veya 2 çıkışındaki
h_{SRI}, h_{SRII}	Yeniden ısıtılan buharı püskürtülen suyun entalpisi I veya II
$\dot{m}_{SA}$	Buharlı hava ısıtıcısındaki kütleli debi
h_{SA}	Dış sınırdaki iç kaynaktan gelen buharlı hava ısıtıcısındaki suyun entalpisi
h_{SA1}	Buharlı hava ısıtıcısının içindeki iç kaynaktan gelen buharın entalpisi
h_{SA2}	İç kaynak tarafından sağlanan buharlı hava ısıtıcısının çıkışındaki boşaltılan kondensin entalpisi
h	Buharlı hava ısıtıcısı için çekilen buharın iç kaynağa göre değişen HP ve RH sistemine giriş entalpisi
h_{ST1}	Buhar soğutucusunun akış yukarı yönündeki buhar entalpisi
h_{ST2}	Buhar soğutucusunun akış aşağı yönündeki buhar entalpisi
h_{AS}	Püskürtülen buharın entalpisi (alt ısı değer için).
h_{SAE1}	Buharlı hava ısıtıcı girişindeki dış kaynaktan gelen buharın entalpisi
h_{SAE2}	Buharlı hava ısıtıcı çıkışında tahliye edilen kondens entalpisi
h_1	Ortalama giriş sıcaklığında (t_1) entalpi
h_2	Ortalama çıkış sıcaklığında (t_2) entalpi
h_{fuel}	Yakıtın entalpisi
h_{AS}	Alt ısı değer hesabına göre püskürtülen buhar entalpisi
H_{UU}	Yanmamış yakacak alt ısı değeri

H_K	Yakıtın referans sıcaklığındaki alt ısı değeri
H_{CO_n}	Standart koşullarda, CO deki m^3 başına kalorifik değer
J_{Gr}	Referans sıcaklığındaki baca gazının entalpisi
J_G	Baca gazı sıcaklığındaki gazın entalpisi
J_A	Alt ısı değeri hesabına göre yanma havası entalpisi
I_U	Yanmamış yakıt kütlelerinin sağlanan yakıt kütlelerine oranı
$\dot{m}_{ST}$	Aktif buhar kütleleri
$\dot{m}_{RHI1}$	Yeniden ısıtılan buharın kütleli debisi, I den giren
$\dot{m}_{RHII1}$	Yeniden ısıtılan buharın kütleli debisi, II den giren
$\dot{m}_{SS}$	Ana buhar soğutucusu için püskürtülen suyun kütleli debisi
$\dot{m}_{SRI}, \dot{m}_{SRII}$	Yeniden ısıtılan buhar için püskürtülen suyun kütleli debisi
$\dot{m}_{BD}$	Blöf suyu kütleli debisi
$\dot{m}_S$	Buhar soğutucusunun püskürtülen su debisi
$\dot{m}_{ST1}$	Kızgın buhar soğutucusunun akış yukarı yönündeki buhar debisi
$\dot{m}_{ST2}$	Kızgın buhar soğutucusunun akış aşağı yönündeki buhar debisi
$\dot{m}$	Sıcak su debisi,
$\dot{m}_F$	Yakıtın kütleli debisi
$\dot{m}_{ash}$	Yakıtın kül içeriği
$\dot{m}_{AS}$	Püskürtülen buharın kütleli debisi
$\dot{m}_G$	Baca gazı kütleli debisi
$\dot{m}_{FA}$	Baca gazı kütleli debisi
$\dot{m}_{BD}$	Blöf suyu kütleli debisi
$\dot{m}_{FA}$	Baca gazı kütleli debisi
$\dot{m}_{SL}$	Cüruf kütleli debisi
μ_A	Yanma havası kütlelerinin yakıt kütlelerine oranı
μ_{AS}	Püskürtülen buhar kütleleri
μ_{Gd}	Kuru baca gazı kütlelerinin yakıt kütlelerine oranı
μ_G	Baca gazı kütlelerinin yakıt kütlelerine oranı
μ_{H_2O}	Baca gazındaki su kütlelerinin yakıt kütlelerine oranı
P_M	Öğütücü gücü,
P_{UG}	Resirkülasyon gaz fanı gücü
P	Diğer motorların gücü
t_A	Zarf sınırındaki hava sıcaklığı
t_{SL}	Cüruf sıcaklığı
t_G	Baca gazı sıcaklığı
t_r	Referans sıcaklığı
t_F	Yakıtın sıcaklığı
t_{SL}	Cüruf sıcaklığı
u_{SL}	Baca gazındaki yanmamış yakacak içeriği
u_{FA}	Yeniden ısıtılan buhar için püskürtülen suyun kütleli debisi
V_{God}	Standart basınç (1 bar) ve sıcaklıkta (0°C) de baca gazı hacmi m^3/kg
V_{Gd}	Kuru baca gazı hacmi
v	Küldeki uçucu madde içeriği
Y_{O_2d}	Kuru baca gazındaki O_2 içeriği
Y_{O_2ad}	Kuru havadaki oksijen içeriği ($0,20938 m^3/m^3$)
Y_{O_2ad}	Kuru havadaki oksijen içeriği ($0,20938 m^3/m^3$)

Y_{Ash}	Yakıttaki kül içeriği
$Y_{O_{2ad}}$	Kuru havadaki oksijen içeriği ($0,20938 \text{ m}^3/\text{m}^3$)
Y_{COd}	Kuru baca gazı hacmindeki CO içeriği
X_{H_2O}	Baca gazındaki nem içeriği
X_{CO_2}	Baca gazındaki karbondioksit içeriği
X_{H_2OA}	Nemli havanın su içeriği
$\dot{Q}_{Ztot}$	Toplam ısı girişi
$\dot{Q}_N$	Yararlı ısı çıktısı
$\dot{Q}_{Ltot}$	Kazandaki toplam kayıp miktarı
$\dot{Q}_{Nsta}$	Zamandan bağımsız yararlı ısı çıktısı
$\dot{Q}_{RC}$	Işınım ve taşınım kayıpları
$\dot{Q}_{CO}$	Yanmamış karbon kaybı
η_B	Kazan verimi,
Y_{H_2O}	Yakıtın nem içeriği

KISALTMA LİSTESİ

ABSI	Açık Besleme Suyu Isıtıcıları
DEA	Veri Zarflama Analizi
EAC	Hava Fazlalık Katsayısı
EÜAŞ	Elektrik Üretim A.Ş.
KBSI	Kapalı Besleme Suyu Isıtıcıları
RH	Ara Isıtma
SFA	Olasılıksal Sınır Analizi

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1. 1	Yakıt birim fiyatı değişiminin kondenser basıncı üzerine etkisi.....4
Şekil 2. 1	Platte üretim istasyonu ünite No:18
Şekil 2. 2	Basit Bir Buhar Santral Şeması.....9
Şekil 2. 3	İdeal Ara Isıtmalı Rankine Çevrimi11
Şekil 2. 4	Açık besleme suyu ısıtıcısı olan ideal ara buhar almalı rankine çevrimi13
Şekil 2. 5	Kapalı besleme suyu ısıtıcısı olan ideal ara buhar almalı rankine çevrimi ..14
Şekil 2. 6	Maksimum güçteki slovenian termik santralinin 4. Ünitesindeki kazanda meydana gelen kayıplar.....17
Şekil 2. 7	Termik verim ve ekserjik verimin kondenser basıncı ile değişimi18
Şekil 2. 8	Özgül hacim ve net gücün kondenser basıncı ile değişimi19
Şekil 3. 1	Girenler, kayıplar ve kütleli debilerle buhar jeneratörü28
Şekil 4. 1	Çan Termik Santralinin bir ünitesinin akış şeması41
Şekil 4. 2	Kondenser basıncının artmasıyla santral verimi değişimi49
Şekil 4. 3	Kondenser basıncının artmasıyla santral gelir kaybı değişimi49
Şekil 4. 4	Yakıtın nem miktarının artmasıyla kazan verimi değişimi.....50
Şekil 4. 5	Yakıtın nem miktarının artmasıyla santral verimi değişimi51
Şekil 4. 6	Yakıtın nem miktarının artmasıyla santral gelir kaybı değişimi.....51
Şekil 4. 7	Hava fazlalık sayısı artışının kazan verimine etkisi.....52
Şekil 4. 8	Hava fazlalık katsayısı artışının santral verimine etkisi53
Şekil 4. 9	Fazla hava kütlesi artışıyla artan santral gelir kaybı.....53
Şekil 4. 10	Alçak basınç türbini verim düşüşünün santral verime etkisi.....54
Şekil 4. 11	Alçak basınç türbini verim düşüşünün santral gelir kaybına etkisi.....55
Şekil 4. 12	Orta basınç türbini verim düşüşünün santral verime etkisi56
Şekil 4. 13	Orta basınç türbini verim düşüşünün santral gelir kaybına etkisi56
Şekil 4. 14	Yüksek basınç türbini verim düşüşünün santral verime etkisi57
Şekil 4. 15	Yüksek basınç türbini verim düşüşünün santral gelir kaybına etkisi58

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3. 1 Performans testi test süreleri	23
Çizelge 3. 2 Performans testi veri okuma sıklığı	24
Çizelge 3. 3 Buhar Jeneratörünün Kısımları	29
Çizelge 3. 4 Özgül ısı integralleri hesabı için polinom sabitleri.....	36
Çizelge 4. 1 Çan Termik Santralının tek ünitesi için akış dataları	42
Çizelge 4. 2 Çan Termik Santrali linyit analizi	43
Çizelge 4. 3 Çan termik santrali termik verim hesabı.....	48
Çizelge 4. 4 Kondenser basıncı değişiminin santrale etkileri.....	48
Çizelge 4. 5 Yakıtın nem miktarının artmasıyla kazan verimi değişimi	50
Çizelge 4. 6 Fazla hava kütlesi artışının kazan verimine etkisi.....	52
Çizelge 4. 7 Alçak basınç türbininin verim değişiminin santral verimine etkisi.....	54
Çizelge 4. 8 Ortabasınç türbininin verim düşüşünün santral verimine etkisi.....	55
Çizelge 4. 9 Yüksek basınç türbininin verim düşüşünün santral verimine etkisi	57
Çizelge 4. 10 Isıtıcıların devredışı kalmasının santral verimine etkisi	58

ENERJİ DÖNÜŞÜM SANTRALLARINDA PERFORMANSIN BELİRLENMESİ VE DEĞERLENDİRİLMESİ YÖNTEMLERİ

Pınar CELEN

Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM

Dünyada ve Türkiye’de üretilen elektrik enerjisinin büyük çoğunluğu linyit yakıtlı termik santrallerden elde edilmektedir. EÜAŞ, 2011 yılında ürettiği elektrik enerjisinin %60,1’ini termik, %39,9’unu hidrolik santrallerden sağlamıştır. Termik santrallerden üretilen elektrik enerjisinin; %61,3’ünü linyit, %34,9’unu doğal gaz, %3,6’sını taş kömürü, %0,2’sini sıvı yakıtlı kaynaklardan sağlamıştır [1].

Elektrik enerjisi üretiminde linyit yakıtlı santrallerin payının büyük olması bu santrallerin performanslarını ön plana çıkarmaktadır. Santral performansının işletmeciler açısından da önemi büyüktür. Çünkü işletme ve elektrik üretim maliyetleri santralin performansı ile doğrudan ilgilidir. Termik santrallerin performansı ise termik verim ve güç üretimi ile ifade edilir. Termodinamik olarak bu değerlerin elde edilmesi kolay olsa da uygulamada bu değerleri hesaplamak için gerekli büyüklüklerin ölçülmesinde zorluklar vardır. Örneğin termik verim, üretilen elektrik enerjisinin yakıtın ısı enerjisine bölünmesi ile elde edilir. Uygulama da elektrik üretimi kolay bir şekilde ölçülebilse de kömür yakılarak elde edilen ısı enerjisi miktarını ölçmek kolay değildir. Genellikle bu zorlukların aşılması için standartlarda her ekipman için performansı belirlemede farklı yöntemler tanımlanmıştır. Örneğin, bu çalışmada kazan veriminin hesaplanmasında EN 12952-15 standardı esas alınmıştır. Bulunan kazan verim değeri kullanılıp ünite gücü ve termik verimi hesaplanmıştır.

Linyit yakıtlı bir termik santral göz önüne alındığında en önemli ekipmanları; kazan, buhar türbini, kondenser ve besleme suyu ön ısıtıcılarıdır. Bu ekipmanların

performanslarında meydana gelen düşüş ünitenin toplam performansına farklı şekillerde ve oranlarda etki eder. Ekipmanların performans kayıplarının nedeni ise yıpranma, arıza ve bakımlarının yapılmamasıdır. Bu çalışmada, aşağıda sıralanan ünite performansını etkileyen ekipman performans kayıpları ele alınmıştır.

- Ön ısıtıcıların herhangi bir arıza sebebiyle devre dışı kalması
- Kondenser basıncının değişimi
- Türbin kirlenmesi
- Kazan veriminin düşmesi
- Kazana gelen yakıtın ısı değeri düşmesi
- Kazandaki hava fazlalığının artması

Bahsedilen sebeplerle meydana gelen performans düşüşünün santral üzerindeki ekonomik etkisi tespit edilmiştir. Böylelikle santral işletmecisi ekipman performans kayıplarının ünite gelirlerindeki azaltma potansiyelini değerlendirebilecek, yapılacak bakım ve rehabilitasyon ihtiyaçları ile zamanlarını doğru planlayarak santrallerin daha etkin kullanımı sağlayabilecektir. Sonuç olarak doğru bir bakım ve rehabilitasyon planlaması ile mevcut santrallerin kapasitelerinden daha iyi kullanılması ve elektrik üretim maliyetlerinin düşürülmesi mümkün olacaktır.

Anahtar Kelimeler: termik santral, termik santral performansı, termik verim, gelir kaybı

**METHODS FOR DETERMINATION AND EVALUATION OF ENERGY-
CONVERSION PLANTS PERFORMANCE**

Pinar CELEN

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM

Most of the electricity produced in the world and Turkey usually is obtained by lignite fired power plants. EÜAŞ is produced 60,1 % of electricity by means of thermal power plants and 39,9% of electricity by means of hydroelectric plants in 2011. Electricity produced by thermal power plants is supplied from 61,3 % lignite, 34,9 % natural gas, 3,6 % coal and 0,2 % liquid fuels. Because lignite fired power plants have very important place in the production of electricity they come into prominence. Power plant performance is very important in terms of manager. Because operating and electricity production costs are directly related to performance of power plant. The performance of power plants is expressed by thermal efficiency and power production. Although it is easy to obtain these parameters thermodynamically, in the application it is hard to measure required magnitudes in order to calculate these parameters. For example, thermal efficiency is obtained by ratio of produced electricity energy to thermal energy. In the application electricity production is easy to measure but it is not easy to measure thermal energy amount which is obtained by firing coal. Generally, in the standards different methods are determined for each equipment in order to overcome these difficulties. For example, in the calculation of boiler efficiency EN 12952-15 standard is used in this study. Unit power and thermal efficiency are calculated by using obtained boiler efficiency values. When a lignite fired power plant is considered, the most important equipments are boiler, steam turbine, condenser and feed water heaters. Decrease in the performance of these equipments affects total performance of unit in different form and proportion. The reason of performance

loss of equipments is aging, fault and leakage of maintenance. In this study, equipment performance loss which effects unit performance is studied.

- Heaters are no longer in to be in use because of any fault
- Change in the condenser pressure
- Turbine contamination
- Decrease in the boiler efficiency
- Decrease in heating value of fuel supplied to boiler
- Increase in excess air coefficient in the boiler

Economical effect of performance decrease on power plant related to these reasons is determined. So power plant manager can evaluate potential of decrease in income of unit of performance losses. This way, the power plant processor will be able to evaluate the unit income reduction potential of the equipment losses, and provide a more effective use of power plants through an accurate planning of due maintenance and rehabilitation requirements and timing. As a result, through an accurate maintenance and rehabilitation planning, a better use of the available power plant capacities and reduction of electricity production costs will be possible.

Keywords: Power plant, power plant performance, thermal efficiency, income loss

1.1 Literatür Özeti

Kok Fong See ve Tim Coelli [2] çalışmalarında Malezya termik santrallerinin termik verimini ölçmeyi ve bu santrallerin verimliliğine etki eden faktörlerin etki derecelerini belirlemeyi amaçlamışlardır. 1998'den 2005'e kadar sekiz yıllık zaman periyodunda tesisten alınan datalara Stokastik Frontier Analysis (SFA) metodunu uygulamışlardır. Buldukları ampirik sonuçlar tesis büyüklüğü, yakıt cinsi ve tasarrufun tesis verimliliği üzerinde önemli etkisi olduğunu göstermektedir. Daha büyük kapasiteli santraller ve gaz yakıtlı santrallerin diğerlerine göre daha yüksek teknik verime sahip olduklarını belirlemişlerdir. Sonuç olarak santral yapısının ve pik yük santrali olmanın Malezyadaki termik santrallerde termik verim üzerinde çok önemli etkisinin olmadığı sonucuna varmışlardır.

Kemal Sarıca, İlhan Or [3] çalışmalarında Türkiye'deki elektrik üretim santrallerinin performansını analiz etmiş ve karşılaştırmışlardır. Oluşturdukları veri grubu özel sektöre ve kamuya ait 65 termik, hidrolik ve rüzgâr santralinin verilerini içermektedir. Çalışmalarında veri zarflama analizi (DEA) birincil matematiksel araç olarak kullanılmıştır. İşletme ve yatırım performansını yansıtan iki verimlilik indeksi tanımlanmış ve gözlemlenmiştir. Sabit ölçeğe göre getiri, değişken ölçeğe göre getiri ve güvenli bölge tipi DEA modelleri analiz edilmiştir. Kömüre karşı petrol, petrole karşı doğal gaz santralleri ve kamuya karşı özel santraller karşılaştırılmıştır. Ayrıca, verimlilik değerleri ve çeşitli giriş çıkış faktörleri arasındaki ilişki incelenmiş ve bazı önemli eğilimler tespit edilmiştir. Bunlardan bazıları:

- Termik santrallerin daha yüksek verim seviyelerine ulaşmaları için olumsuz çevresel etkilerini azaltmaları gerekir,
- Kamudaki termik santrallerin çalışma performansı özel termik santrallere göre önemli ölçüde düşüktür,
- Kömür ve linyit yakıtlı termik santrallerin verimi, doğalgazlı termik santrallere göre oldukça düşüktür,
- Kamu sektöründeki doğalgazlı termik santrallerin verimi özel sektörün sahip olduklarına göre oldukça düşüktür,
- Kamu sektöründeki düşük çalışma verimi, kamuda bulunan santrallerinin çoğunluğunun kömür ve linyit yakıtlı santraller olmasındandır.

Janez Oman, Andrej Senegačnik, ve Boris Dejanovič [4] yaptıkları çalışmada santrallerde kömür kompozisyonunun santral üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Enerji dönüşümünde baca gazı nedeniyle önemli bir ısı kaybı oluşur. Elektrik üreten santrallerin incelenmesinde, kömür öğütme ve baca gazı temizleme prosesine odaklanmışlardır. 150°C baca gazı sıcaklığında, hava fazlalık katsayısı %10 arttırıldığında, toplam ısı kaybında baca gazıyla atılan ısı nedeniyle %8 oranında artış ve hava fazlalık katsayısı %50 arttırıldığında %28 oranında artış meydana geldiği sonucunu elde etmişlerdir.

Vosough ve arkadaşlarının [5] çalışmalarında ideal ara ısıtmalı Rankine çevriminin enerji ve ekserji analizi sunulmuştur. Bu çalışmanın birincil hedefleri ayrı ayrı sistem bileşenlerini analiz etmek ve çevrimdeki en büyük enerji kayıplarını belirlemektir. Ayrıca kondenser basıncı değişiminin bu analiz üzerine etkisi sunulmuştur. Kazan sistemi adyabatik kabul edilip, kaybın olmadığı kabuledildiğinde, enerji kayıpları ağırlıklı olarak kondenserde meydana gelmiştir. Ekserji yıkımının toplam ekserji yıkımına olan yüzde oranı maksimum kazanlarda % 86,27 oranında, daha sonra kondenser ve baca gazında % 13,73 oranındadır. Bunlara ek olarak, santralin ekserji verimi % 45,85 iken termik verim %38,39 olarak hesaplanmıştır. Tersinmezliklerin temel kaynağı kazandır. Santral verimini arttırmak için kondenser basıncının etkisi üzerinde çalışılmıştır. Kondenser basıncı maksimum verim ve çıkış gücü için olabildiğince küçük seçilmelidir.

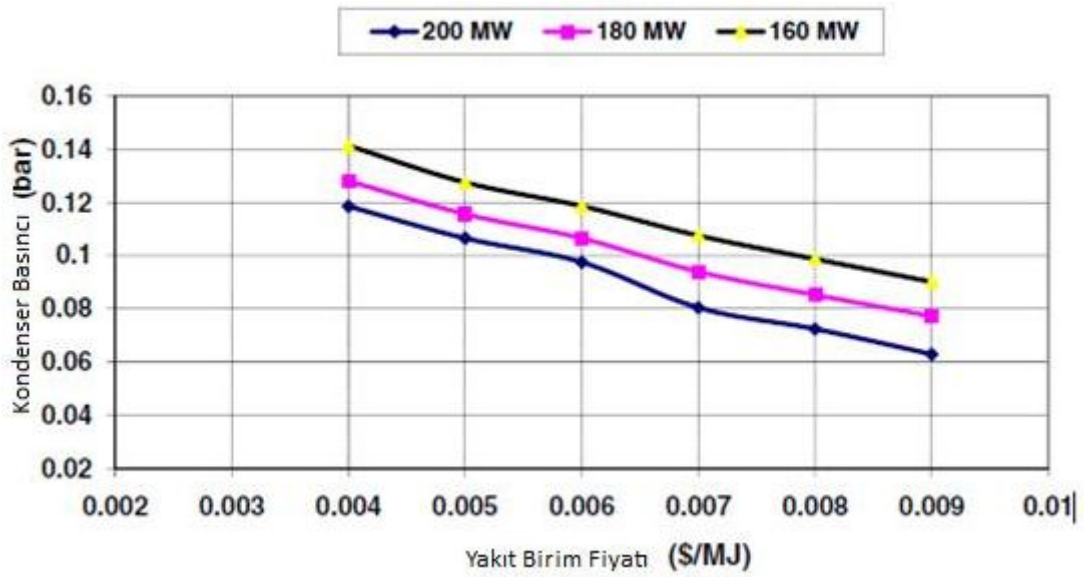
Chia-Chin Chuang ve Deng-Chern Sue [6] çalışmalarında elektrik üretiminde, yüksek verim ve düşük kurulum maliyetlerinden dolayı kombine çevrim santrallerinin daha uygun bir seçenek olarak düşündüklerini fakat bu santrallerin konsender basıncı, ortam sıcaklığı ve enerji talebinden önemli ölçüde etkilendiğini belirtmişlerdir. Çalışmanın sonucunda kondenser basıncındaki 100 mbar düşüşün güç çıkışını %2,5 oranında etkilediği görülmüştür.

Bhatt [7] makalesinde kazanlarda hava girişinin enerji verimliliğinin düşmesine neden olduğunu belirtmektedir. Bu makale, hava girişinin yanma bölgesinde, yanma sonrası bölgede ve hava ön ısıtıcılarında, yüksek kül oranına (%35-45) sahip yakıtın kullanıldığı kömür yakıtlı termik santrallerin yükleme kapasitesi ve enerji verimliliği üzerine etkisini sunmaktadır. Pülverize kömür yakıtlı sistemler için en uygun O_2 miktarının % 3 olduğu belirtilmiştir. Yanma bölgesinde O_2 % 3,5 - % 8 oranında değiştiğinde, verim kazan ve türbinde ayrı ayrı %2 oranında, toplam brüt verim ise % 3 oranında düşmüştür.

Huang, McMullan ve Williams [8] çalışmalarında akışkan yataklı linyit yakıtlı santrallerin performansı, geniş aralıkta kömür içerikleri için, ECLIPSE similatörü kullanılarak hesaplanmıştır. Kömür özelliği değişimi esaslı yükselen ısı değerle genel verim % 40,8 den %43,4 e kadar değişmektedir. En küçük kareler algoritması kullanılarak, verilen kömür için akışkan yataklı linyit yakıtlı santrallerin verimini tahmin etmek için bir matematiksel eşitlik geliştirilmiştir. Bu tahmin kül içeriği, nem içeriği, sülfür içeriği ve kömürün ısı değer parametrelerinin genel verime etkisini göstermektedir. Bununla birlikte kül içeriğinin santral performansını en çok etkileyen faktör olduğu bulunmuştur. Çalışmada şu sonuçlar elde edilmiştir:

- Kül seviyesi % 0 - 40 aralığında değişiyorsa, verim % 43,3 - 41 aralığında değişir.
- Nem seviyesi % 0 - 10 aralığında değişiyorsa, verim % 42,9 - 42,3 aralığında değişir.
- Sülfür içeriği % 0 - 3 aralığında değişiyorsa, verim % 43,0 - 42,5 aralığında değişir.
- Üst ısı değer % 32 - 37 aralığında değişiyorsa, verim % 42,3 - 43,0 aralığında değişir.

Ahmadi ve Dinçer [9] çalışmalarında öncelikle yardımcı ateşleme sistemine sahip bir kombine çevrim santralinin termodinamik olarak enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Daha sonra santralin işletme parametrelerinin optimal dizaynı, uygun bir amaç fonksiyonu tanımlanarak ve genel bir algoritma tipi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. En uygun dizayn parametresini bulmak için termo-ekonomik bir yöntem kullanılmaktadır. Şekil 1.1’ de görüldüğü gibi talep gücü ve yakıt maliyetinde değişikliklerin etkileri üç farklı çıkış gücü dikkate alınarak incelenmiştir (160, 180 ve 200 MW).



Şekil 1.1 Yakıt birim fiyatı değişiminin kondenser basıncı üzerine etkisi [9]

Kondenser basıncındaki düşüş çevrimin ekserjik veriminde artışa sebep olur. Bu yüzden amaç fonksiyonu ve kombine çevrim verimi üzerinde pozitif etkisi vardır.

1.2 Tezin Amacı

Enerji tüketimi, ekonomik ve sosyal kalkınmanın en önemli göstergelerinden biridir. Nüfus artışı, sanayileşme, teknolojinin yaygınlaşması ve refah seviyesinin yükselmesi ile doğru orantılı olarak enerji tüketiminde artış kaçınılmazdır. Türkiye gibi gelişmekte olan ülkeler gelişmiş ülkeler düzeyine ulaşabilmek için çok daha fazla üretim yapmak zorundadır [10].

Son zamanlarda artan petrol fiyatları ve enerji temininde karşılaşılan politik sorunlar nedeniyle tüm ülkeler yerli enerji kaynaklarına yönelmiştir. Enerji ve Tabii kaynaklar Bakanlığı yerli kaynaklara bağlı elektrik üretiminin artırılmasını hedeflemektedir. Bunun sonucunda Türkiye’de başlıca fosil kaynağı olan linyitten sonuna kadar yararlanmalıdır. Bu yararlanma linyitin santrallerde verimli bir şekilde kullanılmasıyla optimum seviyeye ulaşacaktır. Yerli linyitin verimli kullanımı sağlamak için öncelikle mevcut elektrik üretimindeki kayıpların, sebeplerinin ve ekonomik karşılıklarının bilinmesi gerekir. Bu çalışmanın amacı ünitenin toplam performansı olan güç üretimi ve termik verimi etkileyen ekipman bazındaki performans kayıplarının incelenerek, bunların ünitenin toplam verimi üzerine etkisinin hesaplanması ve bunun santralde neden olduğu gelir kaybının belirlenmesidir. Böylece en önemli yerli kaynak olan linyitlerden daha etkin yararlanılarak, enerji konusundaki dışa bağımlılıkta azaltılabilecektir.

1.3 Hipotez

Nüfusun, yaşam kalitesinin ve teknolojinin gelişmesiyle tüm dünyanın enerji ihtiyacı hızla artmaktadır. Bu artan ihtiyacın en başında ise elektrik enerjisi gelmekte ve bunun sonucunda dikkatler enerji dönüşüm santrallerine yönelmektedir. Ülkemizde enerjinin büyük bir bölümü termik santrallerde üretilir. Termik santrallerde üretilen enerji, santralin performansı ile ilgilidir. Termik santrallerin performansını belirlemede çok sayıda farklı parametre kullanılmaktadır. Bu çalışmada termik santralin performansı ölçmede elektrik satış gelirlerini belirleyen güç üretimi ile en büyük masraf olan yakıt masraflarını etkileyen termik verim olarak seçilmiştir. Verim değeri hesaplanırken, santraldeki ekipmanların (kazan, türbin, kompresör, ön ısıtıcılar, yoğuşturucu) her birinin santral performansı üzerinde etkileri belirlenmiş, bu etkilerin santralde meydana getirdiği gelir kayıpları hesaplanmıştır. Yapılan çalışmayla değişken koşullar altında santralde meydana gelen performans kayıpları ve bu kayıpların geliri hangi oranda etkilediği bulunmuştur. Bu sayede santral işletmecisi santralde meydana gelen bu kayıpları gidermek için yapacağı bakım ve onarım çalışmalarının kendini ne kadar zamanda geri kazanacağını hesaplayabilecektir.

TERMİK SANTRALLERDE PERFORMANS

Termik santrallerin performansı genellikle termodinamiğin birinci kanununu esas alan enerji performansı kriterleri ile ölçülür. Bu bölümde öncelikle termik santrallerin çalışma prensipleri açıklandı. Performans kriteri olarak alınan termik verim ve güç ifadelerinin daha iyi anlaşılması için termik santraller için ideal çevrim olan rankine çevriminin termik verim ve güç hesaplamaları anlatıldı. Termik santrallerde ekipman bazında performansı etkileyen faktörler açıklandı. Ayrıca literatür taraması yapılarak elde edilen değerlere de yer verildi.

2.1 Termik Santrallerin Çalışma Prensipleri

Ham kömür, kömür madeninden santrale büyük gemilerle, demir yolu vagonlarıyla, karayolunda kamyonlarla taşınabilir. Türkiye'deki kömür santrallerinin çoğunluğu düşük kalorifik değere sahip linyite dayalı olduklarından madenin hemen yanında kurulmuşlardır. Madenden gelen ham kömür kırıcılardan geçirilir ve 30-40 mm olan tane büyüklüğüyle santralin 20-30 günlük kapasitesini karşılayacak kapasiteye sahip olan kömür stok sahasına getirilir. Kömür, stok sahasından park makinalarıyla alınır ve ünite bunkerlerine götürülür.

Bunkerlerden alınan kömür transport bantlarıyla değirmenlere gelir, değirmenlerde toz haline getirilen kömür yanma odasına sıcak havayla püskürtülür ve kömür havada yanar.

Yakıtın kimyasal enerjisi, kazanda meydana gelen yanma sonucu ısı enerjisine dönüşür. Yanma sonucu meydana gelen gazlar (baca gazları) ısılarını konveksiyon ve radyasyon (ışınım) yolu ile kazan borularına vererek boruların içinden geçmekte olan suyun

sıcaklığının yükselmesini sağlarlar. Su sıcaklığı kazan basıncının karşılığı olan buharlaşma sıcaklığına eriştiğinde buharlaşma başlar. Bu şekilde meydana gelen su-buhar karışımı genellikle “dom” denilen bir büyük tankta doymuş buhar ve su olmak üzere ikiye ayrılır. Doymuş buhar daha sonra yine baca gazları ile kızdırılır. Su ise tekrar çevrimin başlangıç noktasına gönderilerek yeniden ısıtılır. Kızdırıcılarda mümkün olduğu kadar yüksek sıcaklıklara erişmek arzu edilen bir durumdur, çünkü bu sıcaklık ne kadar artarsa verimde artar.

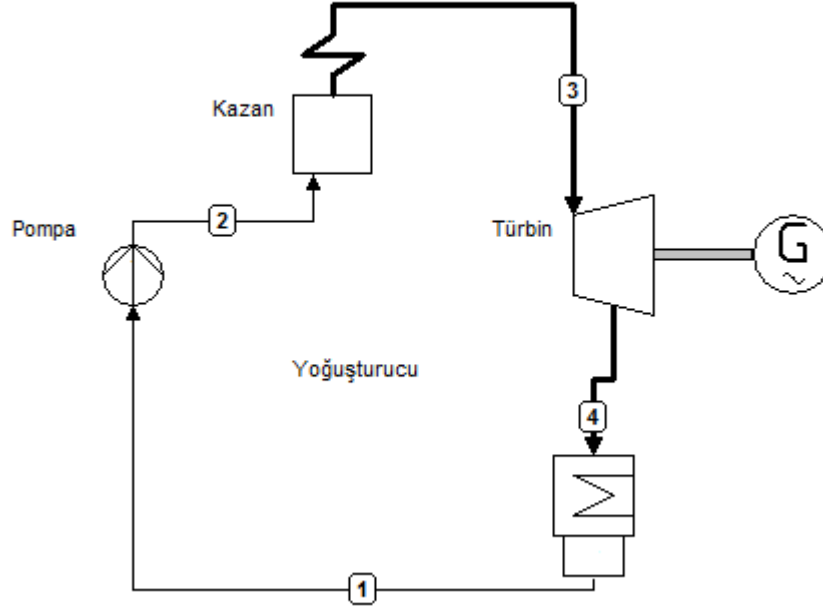
Kazandan gelen taze buhar ani kapama ventilinden, giriş kasasından reglaj ventilinden geçerek nozullara ve buradan genellikle Curtis ya da Laval çarkına gelir. Bu çarktan çıkan buhar gövde içerisine girerek türbinin tüm kanat basamaklarına akar. Buhar, türbinin içerisinde ilerlerken iş meydana getirir ve hacmi genişler. Bu nedenle basamaklar ilerledikçe türbinin sabit ve hareketli kanatlarının boyları daha uzun dizayn edilir.

Buhar, faydalı enerjisini kanatlar yardımıyla rotora verdikten sonra çürük buhar kondenseye dökülür.

Çeşitli basınç basamaklarından alınan ara buhar, borular ile gövdeden ayrılarak besleme suyu ısıtıcılarına gönderilir. Bu ara buharlarla kazana giden besleme suyu ısıtılır.

Türbin çıkış tarafında bulunan generatörün rotoru, türbin rotoruna kaplinle bağlanmıştır [11].

2.1.1 Termik Santral Çevrimi



Şekil 2.2 Basit bir buhar santral şeması

Carnot çevrinin uygulanmasında karşılaşılan sorunların birçoğu, kazanda suyun kızgın buhar haline ısıtılması ve yoğuşturucuda doymuş sıvı haline soğutulmasıyla giderilebilir. Oluşan bu çevrim, buharlı güç santrallerinin ideal çevrimi olan Rankine Çevrimi'dir. İdeal rankine çevrimi içten tersinmezliklerin olmadığı dört hal değişiminden oluşur:

1-2 Pompada izantropik sıkıştırma

2-3 Kazanda sabit basınçta ısı girişi

3-4 Türbinde izantropik genişleme

4-1 Yoğuşturucuda sabit basınçta ısı atılması

Su pompaya 1 halinde doymuş sıvı olarak girer ve burada izantropik olarak kazan çalışma basıncına kadar sıkıştırılır. İzantropik sıkıştırma sırasında, suyun özgül hacminde meydana gelen az miktardaki azalma nedeniyle su sıcaklığı bir miktar artar.

Su kazana 2 halinde sıkıştırılmış sıvı olarak girer ve kazandan 3 halinde kızgın buhar olarak çıkar. Kazan esas olarak, yanma ürünü gazlardan, nükleer reaktörlerden veya

diğer kaynaklardan sağlanan ısıнын suya sabit basınçta aktarıldığı, büyük bir ısı değıştiricisidir. Kazan, buharın kızgın buhar haline getirildiğı kısım olan kızdırıcıyla birlikte, genellikle buhar üreticisi olarak adlandırılır.

3 halindeki kızgın buhar bir türbinde izantropik olarak genişlerken, elektrik jeneratörüne bağı olan türbin milini döndürerek iş üretir. Bu işlem sırasında buharın basıncı ve sıcaklığı azalır ve yoğuşturucuya girmeden önceki hali olan 4 haline gelir. 4 halindeki buhar genellikle yüksek kuruluk derecesine sahip bir doymuş sıvı- buhar karışımıdır. Daha sonra buhar, esas olarak büyük bir ısı değıştiricisi olan yoğuşturucuda, bir göl, akarsu veya atmosfere ısı vererek sabit basınçta yoğuşur. Yoğuşturucudan doymuş sıvı olarak çıkan buhar, pompaya girerek çevrimi tamamlar.

Buharlı güç santralini oluşturan makinelerin tümü (pompa, kazan, türbin ve yoğuşturucu) sürekli akışlı makinelerdir, bu nedenle Rankine çevrimi de dört sürekli akışlı açık sistemden oluşan bir çevrim olarak incelenebilir. Buharın kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değışim genellikle ısı geğışi ve işe oranla küçüktür, bu nedenle gözardı edilebilir. Böylece, sürekli akışlı açık sistemde enerjinin korunumu denklemi, buharın birim kütlesi için aşağıda gösterildiğı gibi yazılır [13].

$$(q_g - q_c) + (w_g - w_c) = h_c - h_g \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.1)$$

$$\text{Pompa}(q=0): w_{p,g} = h_2 - h_1 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.2)$$

$$w_{p,g} = v(P_2 - P_1) \quad (2.3)$$

Burada $h_1 = h_{f@P1}$ ve $v = v_{f@P1}$ dir.

$$\text{Kazan}(w=0): q_g = h_3 - h_2 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.4)$$

$$\text{Türbin}(q=0): w_{t,g} = h_3 - h_4 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.5)$$

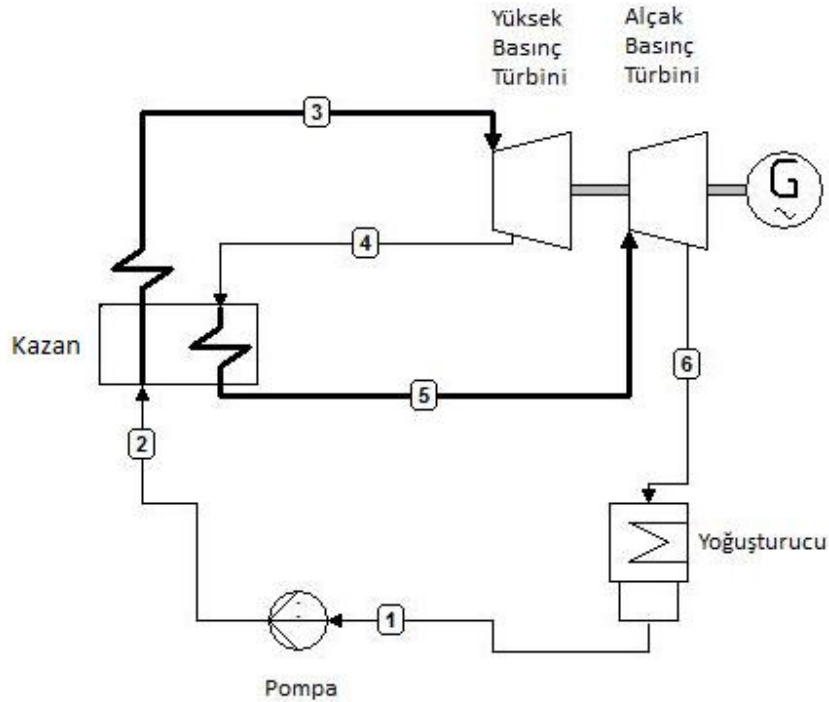
$$\text{Yoğuşturucu}(w=0): q_c = h_4 - h_1 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.6)$$

$$w_{\text{net}} = q_g - q_c = w_{t,g} - w_{p,g} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.7)$$

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_c}{q_g} \quad [13] \quad (2.8)$$

2.1.2 İdeal Ara Kızdırmalı Rankine Çevrimi

Kazan basıncını yükseltmek, rankine çevriminin ısı verimini yükseltir, buna karşılık türbin çıkışında kuruluk derecesinin azalmasına neden olur. Ancak türbin çıkışındaki kuruluk derecesinin düşmesi türbin son basamak kanatlarına zarar vereceğinden belli bir değerin altına inmesi istenmez. Bu nedenle yüksek kazan basıncında sağlanabilecek verim artışından, türbinin son kademelerinde buharın kuruluk derecesini azaltmadan yararlanmak için buhar türbinde iki kademede genişletilerek arada kızdırma yapılabilir. Başka bir deyişle, basit ideal Rankine çevrimine bir ara kızdırma işlemi eklenebilir. Ara kızdırma, türbin çıkışında buharın kuruluk derecesinin azalmasını önlemek için uygulanabilir bir çözümdür ve günümüz buharlı güç santrallerinde yaygın olarak kullanılmaktadır.



Şekil 2.3 İdeal ara kızdırmalı Rankine çevrimi

İdeal ara kızdırmalı rankine çevrimi, basit ideal Rankine çevriminden genişleme işleminde farklılık göstermektedir. Genişlemenin iki kademede olduğu bu çevrimde,

buhar türbinde bir ara basınca kadar genişledikten sonra (yüksek basınç kademesi) yeniden kazana gönderilerek kızdırılmaktadır. Buharın ikinci kademeye giriş sıcaklığı genellikle birinci kademeye giriş sıcaklığıyla aynıdır. Buhar daha sonra türbinin ikinci kademesinde (alçak basınç kademesi) yoğunlaştırucu basıncına kadar genişlemektedir.

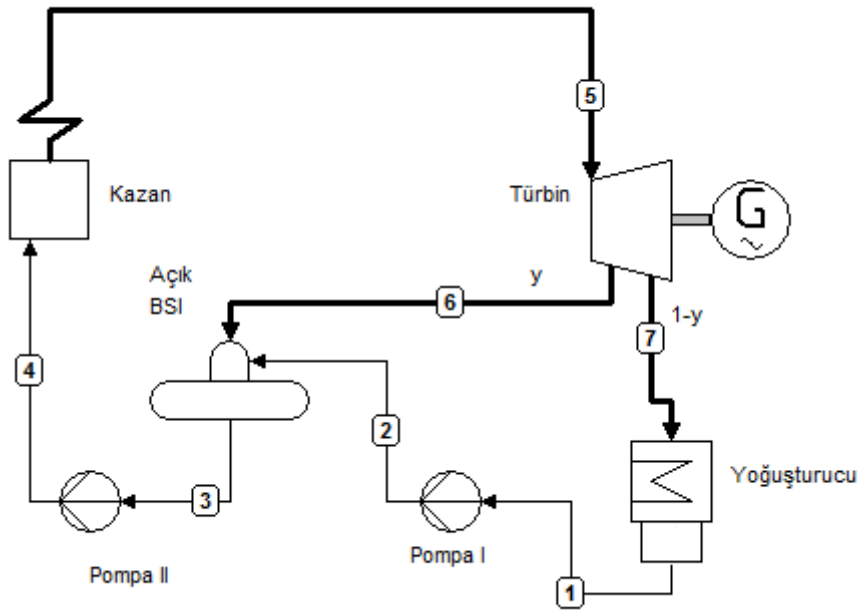
Ara kızdırma işlemi sırasında ortalama sıcaklık genişleme ve ara ısıtma kademelerinin sayısını arttırarak yükseltilebilir. Kademe sayısı arttıkça çevrimin en yüksek sıcaklığında izotermal ısı geçişine yaklaşır. Fakat iki kademededen daha fazla ara ısıtma yapılması ekonomik değildir. İkinci kademedede sağlanan verim artışı birinci kademedede sağlananın yarısı kadardır. Türbin giriş basıncı yeterince yüksek değilse, iki kademe ara ısıtma yapılması uygun değildir, çünkü türbin çıkış hali kızgın buhar bölgesinde olabilir. Bu da çevrimden ısı verilen ortalama sıcaklığın artmasına ve ısı verimin düşmesine neden olur [13].

2.1.3 Ara Buhar Almalı Rankine Çevrimi

Türbinde genişleyen buharın bir bölümü belirli noktalarda türbinden dışarı alınarak kazan besleme suyu ısıtılır. Böylece, türbinde genişlemeye devam etmesi durumunda iş yapabilecek olan buhar, kazan besleme suyunu ısıtmak için kullanılmış olur. Bu işleme ara buhar alma veya rejenerasyon adı verilir. Kazan besleme suyunun, türbinden ayrılan buharla ısıtıldığı ısı değiştiricilerine ise besleme suyu ısıtıcısı veya rejenaratör denir. Ara buhar alma, çevrimin verimini yükseltmenin yanı sıra, kazan besleme suyuna yoğunlaştırucuda karışmış olan havanın atılması için de uygun ortam oluşturur. Su buharına karışan havanın atılması kazanda paslanmanın önlenmesi açısından gereklidir. Ara buhar almanın bir başka yararı da türbindeki genişlemenin son aşamalarında özgül hacimdeki artıştan dolayı oluşan yüksek hacimsel debileri denetim altında tutmaktır.

Besleme suyu ısıtıcısı iki akışın doğrudan karışarak (açık) veya birbirine karışmadan (kapalı) ısı alışverişinde bulundukları bir ısı değiştiricisidir [13].

Açık Besleme Suyu Isıtıcıları (ABSI); temelde türbinden ayrılan buharın, pompadan çıkan kazan besleme suyuyla karıştığı kapalı bir kaptır. Karışımın ısıtıcıdan, ısıtıcı basıncında doymuş sıvı olarak ayrılması istenir [13].



Şekil 2.4 Açık besleme suyu ısıtıcısı olan ideal ara buhar almalı rankine çevrimi

Şekil 2.4 incelendiğinde, buhar türbine kazan basıncında girer (5 hali) ve sabit entropide ara basınca genişler (6 hali). Bu aşamada bir miktar buhar türbinden ayrılarak besleme suyu ısıtıcısına gönderilir, geri kalan buhar türbinde sabit entropide yoğuşturucu basıncına kadar genişler (7 hali). Buhar yoğuşturucudan doymuş sıvı olarak ayrılır (1 hali). Yoğuşturulmuş buhar, başka bir deyişle kazan besleme suyu, daha sonra izantropik bir pompada besleme suyu ısıtıcısının basıncına sıkıştırılır (2 hali) ve besleme suyu ısıtıcısına gönderilir. Besleme suyu burada türbinden ayrılan buharla karışır. Türbinden ayrılan buharın kütlesi, besleme suyu ısıtıcısından çıkan karışımın, ısıtıcı basıncında doymuş sıvı halinde (3 hali) olmasını sağlayacak kadardır. İkinci bir pompa besleme suyunun basıncını kazan basıncına yükseltir (4 hali). Çevrim, akışkanın kazanda türbin giriş koşullarına ısıtılmasıyla tamamlanır (5 hali) [13].

$$y = \dot{m}_6 / \dot{m}_5 \quad (2.10)$$

$$q_g = h_5 - h_4 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.11)$$

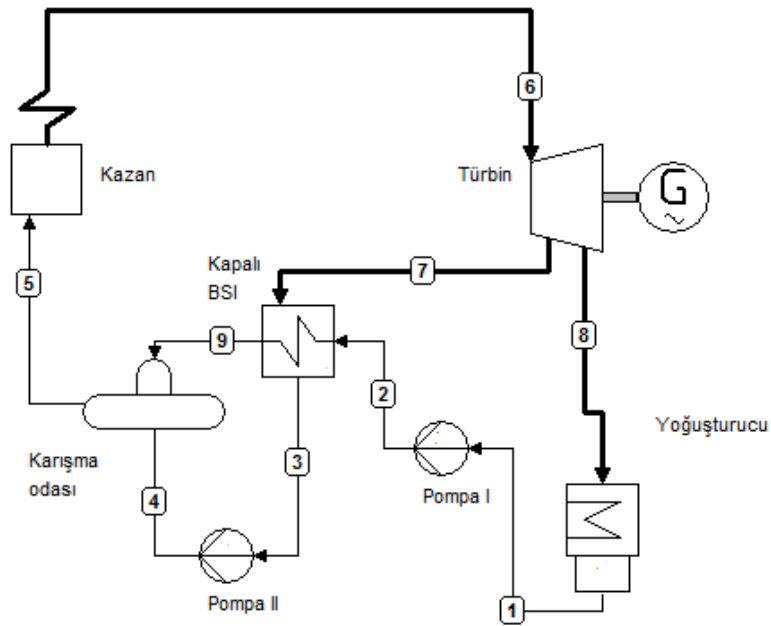
$$q_c = (1 - y)(h_7 - h_1) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.12)$$

$$w_{t,\zeta} = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.13)$$

$$w_{p,g} = (1 - y)w_{p,I,g} + w_{p,II,g} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.14)$$

$$w_{p,g} = v (P_2 - P_1) \quad (\text{kJ/kg}) \quad [13] \quad (2.15)$$

Kapalı Besleme Suyu Isıtıcıları (KBSI); bu tür ısıtıcılarda, türbinden ayrılan buhardan kazan besleme suyuna olan ısı geçişi, akışkanlar karışmadan gerçekleşir. İki akış karışmadığı için, farklı basınçlarda olabilir. İdeal bir kapalı besleme suyu ısıtıcısında, kazan besleme suyu, türbinden ayrılan buharın ısıtıcıdan çıkış sıcaklığına ısıtılır. Buharın ısıtıcıdan çıkış hali ise türbinden ayrılma basıncındaki doymuş sıvı halidir. Gerçekte güç santrallerinde, besleme suyu ısıtıcıdan, buharın çıkış sıcaklığının altında bir sıcaklıkta çıkmaktadır, bunun sebebi ısı geçişinin olabilmesi için en az birkaç derecelik sıcaklık farkının olması gerektiridir. Yoğuşan buhar besleme suyu hattına pompalanmakta veya bir buhar kapanından geçirilerek bir başka besleme suyu ısıtıcısına veya kondensere gönderilmektedir. Buhar kapanı (steam trap) sıvının daha düşük bir basınca kısılmasını sağlar, fakat buharın geçmesine izin vermez [13].



Şekil 2.5 Kapalı besleme suyu ısıtıcısı olan ideal ara buhar almalı rankine çevrimi

İki ısıtıcı türünü şöyle karşılaştırabiliriz: Açık besleme suyu ısıtıcıları basit ve ucuzdur, ayrıca etkin bir ısı geçişine olanak sağlar. Isıtıcıdan çıkışta, besleme suyu doymuş sıvı haline gelir. Fakat her ısıtıcı için bir besleme suyu pompası gereklidir. Kapalı bir

besleme suyu ısıtıcısı, içindeki boru düzeni nedeniyle daha karmaşık bir yapıya sahiptir, bu nedenle daha pahalıdır. Kapalı bir besleme suyu ısıtıcısında akışlar doğrudan temas etmedikleri için ısı geçişi, açık ısıtıcıya oranla daha az etkindir. Bununla birlikte, kapalı besleme suyu ısıtıcıları, her ısıtıcı için ayrı bir pompaya gerek göstermezler, çünkü türbinden ayrılan buhar ve besleme suyu farklı basınçlarda olabilir [13].

2.2 Termik Santrallerde Performansı Etkileyen Faktörler

Termik santraller kazan, kompresör, türbin, kondenser, pompa, değirmen ve ön ısıtıcılar gibi birçok ekipmandan oluşmaktadır. Santrallerin çalışması sırasında bu ekipmanlara ait bazı değerler santrallerde bulunan kontrol odalarından takip edilmektedir. Bu değerler, ekipmanlardan geçen farklı iş akışkanlarına (su, buhar, gaz vb.) ait sıcaklık, kütleli debi, basınç gibi termodinamik özelliklerdir. Elde edilen bu ölçüm değerleri hem santralin hem de santrali oluşturan ekipmanların, elektrik üretimi sırasındaki verim ve performans değerlerini göstermektedir. Fakat bu ölçülen değerlerde meydana gelen değişimlerin ve özellikle küçük miktarlarda olanlarının ne anlama geldiğinin santral operatörleri tarafından anlaşılması oldukça zordur. Çünkü santral çok sayıda elemanın birbiri ile etkileşiminden oluşan karmaşık bir sistemdir. Santrali oluşturan ekipmanların bir tanesinin bile performansındaki düşüklük, santralin termik verimini ve güç üretimini etkilediği için birim elektrik üretim maliyetini artırmakta ve dolayısıyla da santralin gelirlerinde azalma meydana gelmektedir [14].

2.2.1 Kazan Veriminin Düşmesi

2.2.1.1 Kazana Gelen Yakıtın Isıl Değerinin Düşmesi

Kömür yakıtlı termik santrallerde ana girdi kömürdür. Kazan belirli bir kimyasal ve fiziksel özellikteki kömüre göre dizayn edilir ve kömür bu özelliklerde olduğunda dizayn değerlerine uygun performans gösterir. Kömür özelliklerinin değiştiği durumlarda ise ünite termik verim ve performansı doğrudan etkilenir.

Kömürlerdeki kül oranının artması, kömür hazırlama ve taşıma tesislerinde problemler meydana getirir. Bu problemler genellikle taşıma bantlarında hasarların olması, hatta yırtılmalar, kırma, eleme ve kazan kömür öğütme tesislerinde büyük çapta malzeme

aşınmaları ve sistem tıkanmaları şeklinde görülerek üretimin aksamasına neden olurlar. Ayrıca kömür taşıma, hazırlama ve öğütme tesislerinde, kömür hazırlama birim enerji miktarı (kwh /ton kömür) tüketimi artarak iç ihtiyacın artmasına sebebiyet verir.

Buhar kazanının dizayn edildiği kömürde bulunması gereken yüzde kül oranından fazla kül miktarı içeren kömürler kazan içerisinde de üretimi etkileyen büyük sorunlara neden olurlar. Bu durumda kazan içerisinde fazla kül oluşacağından kazan basınçlı boru sistemlerinde aşınmalar artacak, özellikle kızdırıcı ve ekonomizerlerde boru patlamaları meydana gelecektir.

Ayrıca aşırı kül ve cürufların kazandan atılmaları aksayacak ve ünitelerde yük düşümüne veya ünitenin devre dışı kalmasına sebebiyet verecektir. Bu durum da zorunlu devre dışı kalma oranını ve devre dışı sayısını da arttıracaktır.

Kömürün içerdiği su miktarının dizayn kömüründeki değerden yüksek olması durumunda gene sistemde tıkanıklıklara, sıvanmalara, dolayısıyla aşırı malzeme aşınmalarına ve kazan yanma odasında sıcaklık düşmesine sebebiyet vererek santral yükünü ve verimini kötü yönde etkileyecektir.

Kazanlarda yakılacak kömürün içerdiği kül ve su yüzdelerinin kazan dizayn değerinden az olması halinde kazanlarda sorunlar oluşmaktadır. Bu durumda kazana verilen kömürün ısı değeri yükselecek ve bu yüksek ısı değerli kömür kazanda yakılınca kazan performansını kötü şekilde etkileyecektir.

Düşük ısı değerine sahip kömürler için dizayn edilen kazanda daha yüksek ısı değerine sahip kömürler yakıldığında kazan içerisinde yüksek sıcaklıklar meydana gelecek ve bu durum kazanda büyük curuflanmalara neden olacaktır. Bu durum kazan yükünü ve verimini olumsuz şekilde önemli derecede etkiler. Hatta böyle curuflanmalar nedeni ile ünitelerin devre dışı edildiği çok görülmüştür. Aynı şekilde kazan yanma odasındaki yüksek sıcaklık nedeniyle kazan buhar sıcaklık kontrolünün yapılması zorlanacak ve neticede santralda yük düşümüne gidilecek ve hatta ünitenin devre dışı edilmesi bile zorunlu hale gelecektir.

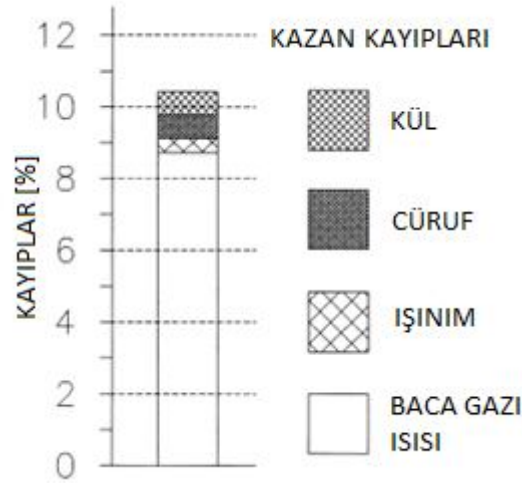
Kazan dizayn değerinden daha yüksek ısı değerlerine sahip olan kömürlerde santralin verimliliğini ve performansını düşürmektedir [15].

2.2.1.2 Kazandaki Hava Fazlalık Katsayısının Artması

Yanma esnasında kullanılan gerçek hava miktarının yakıtın yanması için gerekli stokiometrik (teorik) hava miktarına olan oranı hava fazlalık katsayısı olarak tanımlanır.

$$\text{Hava fazlalık katsayısı (EAC)} = \frac{O_2}{21 - O_2} \quad (2.16)$$

eşitliği ile hesaplanır [20]. Yanmayı tam sağlamak için yanma odasına gönderilen gerçek hava miktarı daima teorik hava miktarından bir miktar fazladır. Bir işletmede yanmanın tam olup-olmadığı, o işletmenin ekonomikliği hususunda önemli rol oynar. Doğal olarak kötü bir yanma için kayıplar artacak ve ısı ekonomisi çok düşecektir. Yanmanın eksik veya tam olduğuna yanmış gazların miktarına bakılarak karar verilir. Yanma çalışmalarında, kazanlar için en önemli işletme parametresi hava fazlalık katsayısıdır. Stokiometrik oksijen ve buna karşılık olan stokiometrik hava, yakıtı yakmak için gerekli teorik miktarlardır. Pratikte genellikle bu miktardan daha fazla hava verilmesi gerekir. 1 kg yakıtı yakmak için gerekli havanın kütlesi, teorik (stokiometrik) hava-yakıt oranı olarak ifade edilir [16],[17].



Şekil 2.6 Maksimum güçteki Slovenian Termik Santralinin 4. ünitesindeki kazanda meydana gelen kayıplar[18]

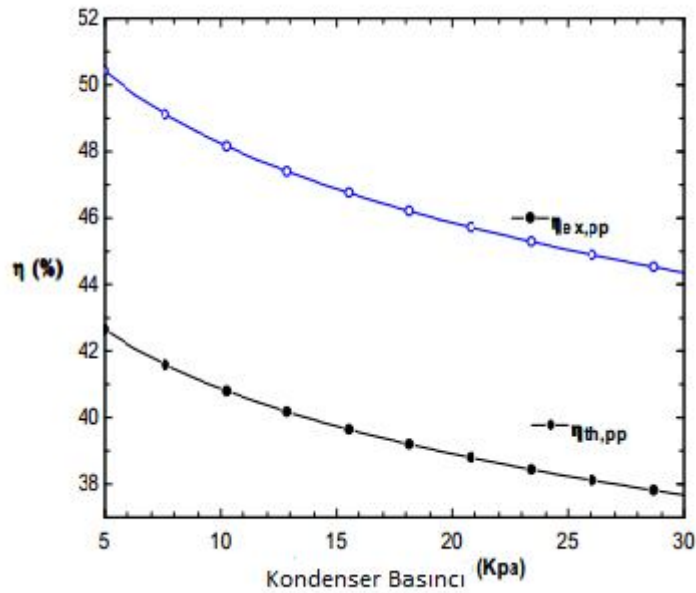
Şekil 2.6’da maksimum güçteki Slovenian Termik Santralinin 4. ünitesindeki kazanda meydana gelen kayıplar grafiksel olarak sunulmuştur. 150°C baca gazı sıcaklığında, hava fazlalık katsayısı %10 arttırıldığında, toplam ısı kaybında baca gazıyla atılan ısı

nedeniyle %8 oranında artış ve hava fazlalık katsayısı %50 arttırıldığında %28 oranında artış meydana gelmiştir [4].

Yakıt cinsine bağlı olarak değişen bu katsayının gereğinden az olması halinde, karbonmonoksit oluşmakta, üretilen enerji azalmakta, ısılık başlamakta, yanma verimi düşmekte, söz konusu hava fazlalık katsayısının gereğinden fazla olması halinde ise, karbonmonoksit azalırken, yanmaya iştirak etmeyen hava ocakta ısıtılarak bacadan atılmakta, yanma bozulmakta, yanma verimi düşmektedir. Bu nedenle, işletme sırasında yanmanın optimizasyonu için baca gazı analizörleri yardımıyla, baca gazı analizleri kolayca elde edilip değerlendirilebilmekte, brülör ve kazanlara anında müdahale edilebilmektedir [19].

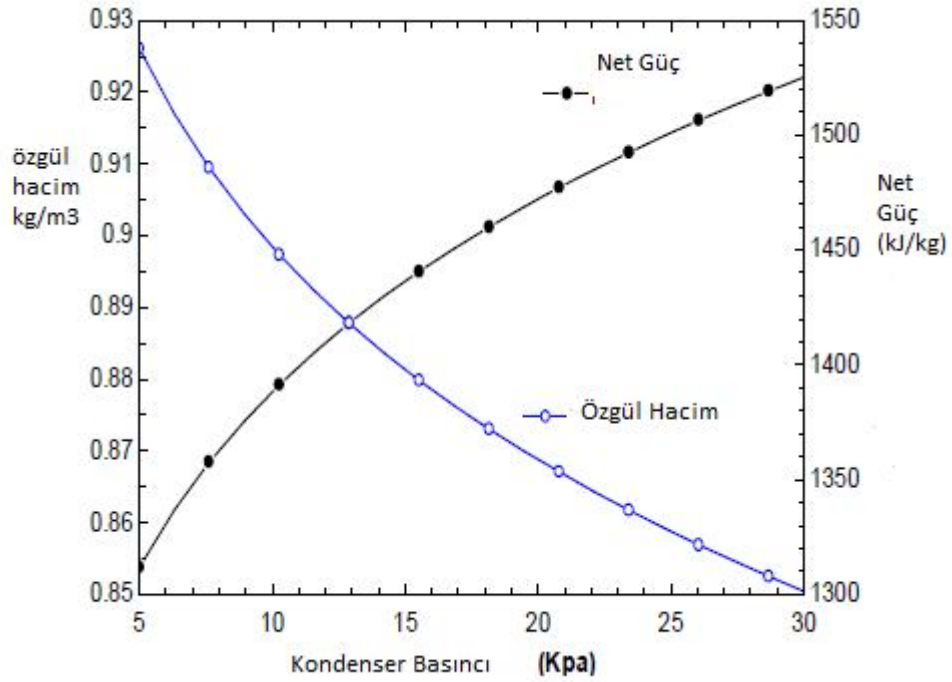
2.2.2 Kondenser Basıncının Değişimi

Kondenser basıncı, alçak basınç türbininin çıkış şartlarını belirlediğinden, doğrudan türbinden üretilen gücü etkilemektedir. Şekil 2.6'da kondenser basıncının termik verime etkisi gösterilmiştir. Yükselen kondenser basıncıyla verimde bir düşüş olduğu görülmektedir. Buhar ve kazana giren yakıt debisi sabit tutulduğunda, kondenser basıncı ve sıcaklığının azaltılması durumunda, daha yüksek türbin çıkış gücü elde edilecektir.



Şekil 2.7 Termik verim ve ekserjik verimin kondenser basıncı ile değişimi [5]

Şekil 2.7' de kondenser basıncı yükselmesi ile santral veriminin değişimi görülmektedir.



Şekil 2. 8 Özgül hacim ve net gücün kondenser basıncı ile değişimi [5]

Şekil 2.8'de kondenser basıncıyla net güç ve özgül hacim değişimi görülmektedir. Türbin çıkış entalpisi kondenser basıncının bir fonksiyonudur. Türbin çıkış entalpisindeki düşüş, türbin çıkış gücünde yükselişe sebep olur. Bu yüzden türbin gücünü arttırmak için, kondenser basıncı azaltılmalıdır. Fakat kondenser basıncını azaltmanın bazı sınırlamaları vardır:

- 1) Türbin çıkış kaybı kondenser basıncının azalması ile artar. Gerçekte kondenser basıncının azalması buhar kalitesinin düşmesine veya türbin eksoz gazlarındaki su damlacıklarının artmasına sebep olur. Bu damlacıklar türbin çıkış gücünü azaltan bir sürtünme kuvveti oluştururlar.
- 2) Bu damlacıklar türbin son basamağındaki kanatların aşınmasına sebep olurlar.

Kondenser basıncı en düşük seviyede tutulmadığı zaman azalan türbin gücü, çevrim verimi ve bunlarla bağlantılı olarak santral veriminin düştüğü gözlemlenir [5].

2.2.3 Besleme Suyu Isıtıcılarının Devredışı Kalması

Besleme suyu ısıtıcıları genel verimliliği arttırmak için bir elektrik santralinde termik çevrim içinde kullanılırlar. Besleme suyu ısıtıcısının sayısı ve yerleşimi orijinal tesis tasarımı sırasında belirlenir ve buhar türbininin genel performansı ile bağlantılı olarak tamamlanır. Kazan besleme suyu buhar üretimi için kazana girmeden önce besleme suyu ısıtıcıları tarafından ön ısıtma işlemine tabi tutulurlar. Türbinin çeşitli bölümlerinden buhar olarak elde edilen ısı, termik çevrimden direkt gelen besleme suyu sıcaklığını arttırmak için kullanılır [20].

Genellikle türbinlerden çekilen ara buharın, sahip olduğu buharlaşma ısısının mümkün olduğu kadar büyük bir kısmının, besleme suyuna geçmesine çalışılır. Isıtma buharı olarak, elde var olması durumunda, yardımcı makinelerin çürük buharlarını veya akümülatör buharını kullanmakta mümkündür.

Buharla ısıtılan besleme suyu ısıtıcıları: karışım ve yüzey tipli olmak üzere başlıca 2 gruba ayrılır. Birinci durumda: ısıtma buharı ile besleme suyu birbirine karışır; ikinci durumda ise ısıtma buharı, içinden besleme suyu akan boruların etrafını yalar.

Ön ısıtıcıları: alçak ve yüksek basınçlı olarak ayırmak mümkündür. Alçak basınç ön ısıtıcı, kazan besleme suyu pompasının emme devresi, yüksek basınç ön ısıtıcısı ise bu pompanın basınç devresi üzerinde bulunur. Karışım tipli ön ısıtıcılar, büyük bir çocukla alçak basınçlıdır.

Bir ön ısıtıcıda, bazen besleme suyunu ancak belirli sıcaklığa kadar ısıtmak mümkündür. Daha fazla ısıtma istenildiği zaman, ön ısıtıcı sayısını artırmak, yani ısıtma tesisini kademeli olarak yapmak gerekir. Genellikle tek kademeli ısıtma tesislerinde su sıcaklığı 100 C a; birkaç kademeli olanlarda ise 200 C ye kadar çıkarılır. Yinede, kritik durumun üstünde çalışan modern tesislerde bu sıcaklık sınırı çoğunlukla aşılmaktadır.

35 atü basıncında ve 450 C sıcaklığındaki bir tesiste, ön ısıtıcıda kademe sayısı arttıkça besleme suyu çıkış sıcaklığının kaç derece olacağı ve elde edilen verim artışı incelenmiştir. Tesise tek kademe eklenmesiyle derhal % 5 lik bir verim artışı elde edilmekte; basamak sayısının 5 e çıkarılmasıyla bu artış % 8,5 e yükselmektedir [21].

2.2.4 Türbin Kirlenmesi

Buhar türbinlerinin performans kaybı doğrudan güç üretimindeki azalma olarak görülür. Bunun başlıca sebepleri ise türbin kanatlarındaki aşınma, kırıltma ve kirlenme ile salmastarlardaki aşınmalardır. Besleme suyu içersindeki istenmeyen maddeler kazan blöfö ile atılsada bazı durumlarda bu maddeler türbin kanatlarında hasarlara ve madde birikmesine neden olabilmektedir. Özellikle alçak basınç türbinin son basamaklarında aşınmalar görölmektedir. Çünkü bu basamaklarda hem yaş buhar vardır hemde kanat boyutları çok büyük olduğundan titreşim sorunları görölebilmektedir. Buhar türbini kanatlarındaki aşınma ve kirlenmeler ise enerji dönüşümünü etkilemekte ve türbin izentropik verimini düşürmektedir. Türbinlerde ikinci performans kaybı sebebi ise iç ve dış salmastralardaki aşınmalardır. Salmastraların aşınması ile işe dönüşmeden kaçan buhar miktarı artmakta ve türbin gücü düşmektedir. Bu performans kayıplarının giderilmesi için öncelikle ölçölmesi ve ekonomik değerin bilinmesi gerekir. Eğer ekonomik kayıplar artmış ise gerekli bakım ve yenilemelerin yapılması planlanabilir.

HESAP YÖNTEMİ

Kazan performansı, verimsiz yanma, zayıf ısı transferi ve yetersiz çalışma ve bakım gibi sebeplerden dolayı zamanla azalır. Ayrıca yakıt kalitesi ve su kalitesinin bozulması da kazan performansının kötüleşmesine yol açar. Verimlilik testi kazan veriminin en yüksek verimden ne kadar uzak olduğunu bulmamıza yardım eder. Böylece gözlenen herhangi bir anormal saptamada gereken düzeltmeyi yapmak için sorun alanı belirlenebilir. Böylece sanayide enerji tasarrufu için bir ön koşul olan performans değerlendirmesi için, verimlilik seviyesi bulunmalıdır [22]. Kazan verimlilik seviyesi belirlenirken TS EN 12952-15 standardı dikkate alınmıştır.

3.1 Kazan Verimi Belirleme Yöntemleri

Bir kazanın verimliliği, kazan besleme suyunu kızgın buhara dönüştürmek için kullanılan yakıt enerjisinin yüzde oranıdır. Bu net veya brüt ısı değer olarak ifade edilebilir. Çünkü baca gazındaki gizli ısı normalde geri kazanılamaz, sadece kazandaki net ısı değer pratik bir değerdir ve yaygın olarak kullanılır. Kazan hesaplamalarının amacı için, ısı değer ortam sıcaklığına göre düzeltilmelidir. Kazan verimini belirleyen standartlar için kullanılan temel ya "direkt metot" ya da "indirekt metot veya kayıp metodu"dur [23]. Hangi yöntemin tercih edileceği teknik kaynaklara bağlıdır. Örneğin; katı yakıtlar söz konusu olduğunda büyük kütleli debilerin doğru ölçülebilmesi çok zordur veya mümkün değildir. Buradaki gibi yakıt özellikleri büyük dalgalanmalara maruz kaldığında indirekt metot daha uygun bir seçenektir. Bu iki metotta farklı seviyelerde belirsizliğe sahiptir. Her zaman yüksek doğruluğu olan yöntem kullanılmalıdır [24].

Performans Testi Test Süreleri

Çizelge 3.1 Performans testi test süreleri [24]

Direkt Metot	Test Süresi
Sürekli yanma oranları veren katı yakıt ekipmanları	4 saat
Yakıt kütlesi içindeki olası periyodik değişimleri veren katı yakıt ekipmanları	En az 8 saat ve ateşleme ve kül giderme işlemlerinin en az bir tam çevrimi, çevrimin aynı noktasında başlangıç ve bitiş.
Farklı ısı değerlerindeki katı yakıt ve posayı yakan katı yakıt ekipmanları	6 saat
Sıvı ve gaz yakıtlar	2 saat
Elektrikli kazanlar	1 saat
İndirekt Metot	Test Süresi
Katı yakıt	4 saat
Sıvı ve gaz yakıtlar	2 saat

Direkt metotta test koşulları kazan tipi ve ateşleme sisteminin yanı sıra doğruluğu istenen ölçüm seviyesine de bağlıdır. İndirekt metot için test süresi genellikle baca gazı kayıplarının ölçme uzunluğuna bağlıdır, akışkan yataklı yakma sistemleri söz konusu olduğunda ise bu süre entalpi ve yanmamış yakacak kayıplarının hesaplamasına bağlıdır [24].

Test Başlangıç Ve Bitiş Koşulları

Testin başında ve sonunda aşağıdaki değerler uygulanabilir olacaktır.

- Su seviyesi ve buhar basıncı
- Buhar ve besleme suyu akışı ve mümkünse yanma koşulları
- İnert madde içeriğinin bir ölçüsü olarak akışkan yatak boyunca basınç düşüşü
- Fazla hava

Ulaşılan zamandan bağımsız koşulları güvenilir kılmak için, yukarıda sözü edilen değerlerin testin başlamasından önce ve test tamamlandıktan sonra gözlenmesi tavsiye edilir [24].

Okuma Sıklığı

Kazan performans testi sırasında yapılacak bütün okumalar integrasyon hatalarını minimize edecek sıklıkta yapılmalıdır. Bu otomatik veri kayıt ekipmanı ile başarılabilir. Eğer veriler manuel olarak kaydediliyorsa; aşağıdaki okuma sıklıkları dikkate alınabilir [24].

Çizelge 3.2 Performans testi veri okuma sıklığı [24]

Akış ölçümleri	3 dakika
Baca gazı analizleri	5 dakika
Basınç ve sıcaklık ölçümleri	10 dakika
Numune alma	15 dakika

3.1.1 Direkt Metot İle Verim Hesabı

Direkt metodun en büyük avantajı kolay olmasıdır, ilaveten herhangi bir dönemi kapsayabilir. O söz konusu dönemde meydana gelen kayıpları göz önüne alır ve o dönem için buhar üretimini ve yakıt tüketimini yansıtır [22].

3.1.1.1 Hesaplanan Miktarlar

Direkt metot ile verim hesabı için aşağıdaki değerler hesaplanmalıdır:

- a) Aktif buhar kütlesel debisi veya besleme suyu kütlesel debisi, püskürtülen suyun kütlesel debisi, blöf suyu kütlesel debisi
- b) Ara kızdırma sistemindeki buharın kütlesel debisini hesaplamak için, türbinden kaçan buharın kütlesel debisi ve salmastra bileziğindeki buhar kütlesel debisi, ara kızdırmada püskürtülen suyun kütlesel debisi,
- c) Bütün buharın sıcaklık ve basıncı, kazana giren ve çıkan suyun debisi,
- d) Yakıtın kütlesel debisi,
- e) Alt ısı değeri, üst ısı değeri, kül ve nem içeriği ve eğer gerekliyse yakıtın temel analizi,
- f) Yakıtın ve yanma havasının sıcaklığı,
- g) Yanma havasının nem içeriği,
- h) Püskürtülen akışkanın basınç, sıcaklık ve kütlesel debisi
- i) Baca gazı analizi (CO_2 , O_2 ve CO içeriği) [24]

3.1.1.2 Verim Hesabı

Bir buhar kazanının termik verimi direkt verim hesabına göre yararlı ısı çıkışının, ısı girişine oranıdır.

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_N}{\dot{Q}_{Ztot}} \quad (3.1)$$

$\dot{Q}_{Ztot}$ toplam ısı girişi,

η_B kazan verimi,

$\dot{Q}_N$ yararlı ısı çıktısı [24].

3.1.2 İndirekt Metot İle Verim Hesabı

Direkt metodun dezavantajları, kazandaki çeşitli ısı kayıplarının hesaplanmasına dayanan bu metot ile aşılabılır. Yüzden ısı kaybı kısımları çıkarılarak verime ulaşılabilir.

Bu metotun önemli bir avantajı ölçülerdeki hataların verimde önemli bir değişikliğe yol açmamasıdır [22].

3.1.2.1 Hesaplanan Miktarlar

İndirekt metot ile verim hesabı için aşağıdaki değerler hesaplanmalıdır:

- a) Alt ısı değer ve üst ısı değer, kül ve nem içeriği ve gerekliyse yakıtın temel analizi,
- b) Baca gazı analizi (CO_2 , O_2 ve CO içeriği),
- c) Baca gazı çıkış sıcaklığı,
- d) Yakıtın ve yanma havasının sıcaklığı,
- e) Yanma havasının nem içeriği,
- f) Püskürtülen akışkanın basınç, sıcaklık ve kütledebisi,
- g) Öğütücülerin, resirkülasyon gaz fanının, sirkülasyon pompasının ve diğer elektrikli aletlerin güçleri,
- h) Baca gazı dönüşü için kullanılan havanın kütledebisi ve sıcaklığı,
- i) İkinci bir yakma sistemi ve yardımcı öğütücü yakma sistemindeki yakıtın kütledebisi, sıcaklığı, alt ısı değeri ve üst ısı değeri,
- j) Buharlı hava ısıtıcısı giriş ve çıkışındaki buhar debisi,
- k) Boşaltılan cürufun kütledebisi ve sıcaklığı,
- l) Cüruf yanmamış yakacak veya karbon içeriği veya cürufun alt ve üst ısı değerleri,
- m) Baca gazının karbon ve yanmamış yakacak içeriği,
- n) Bacadan ayrılan baca gazının kütledebisi,
- o) Soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklığı ve kütledebisi,
- p) Aktif buhar veya besleme suyunun kütledebileri, püskürtücüden püskürtülen suyun kütledebisi ve blöf suyunun kütledebisi ve blöf suyunun kütledebisi,

- q) Ara kızdırma sisteminde bulunan suyun kütleli debisi,
- r) Bütün buharın sıcaklık ve basıncı ve suyun kütleli debisi,
- s) Ortam havası sıcaklığı, kazan dairesi sıcaklığı ve hava basıncı [24]

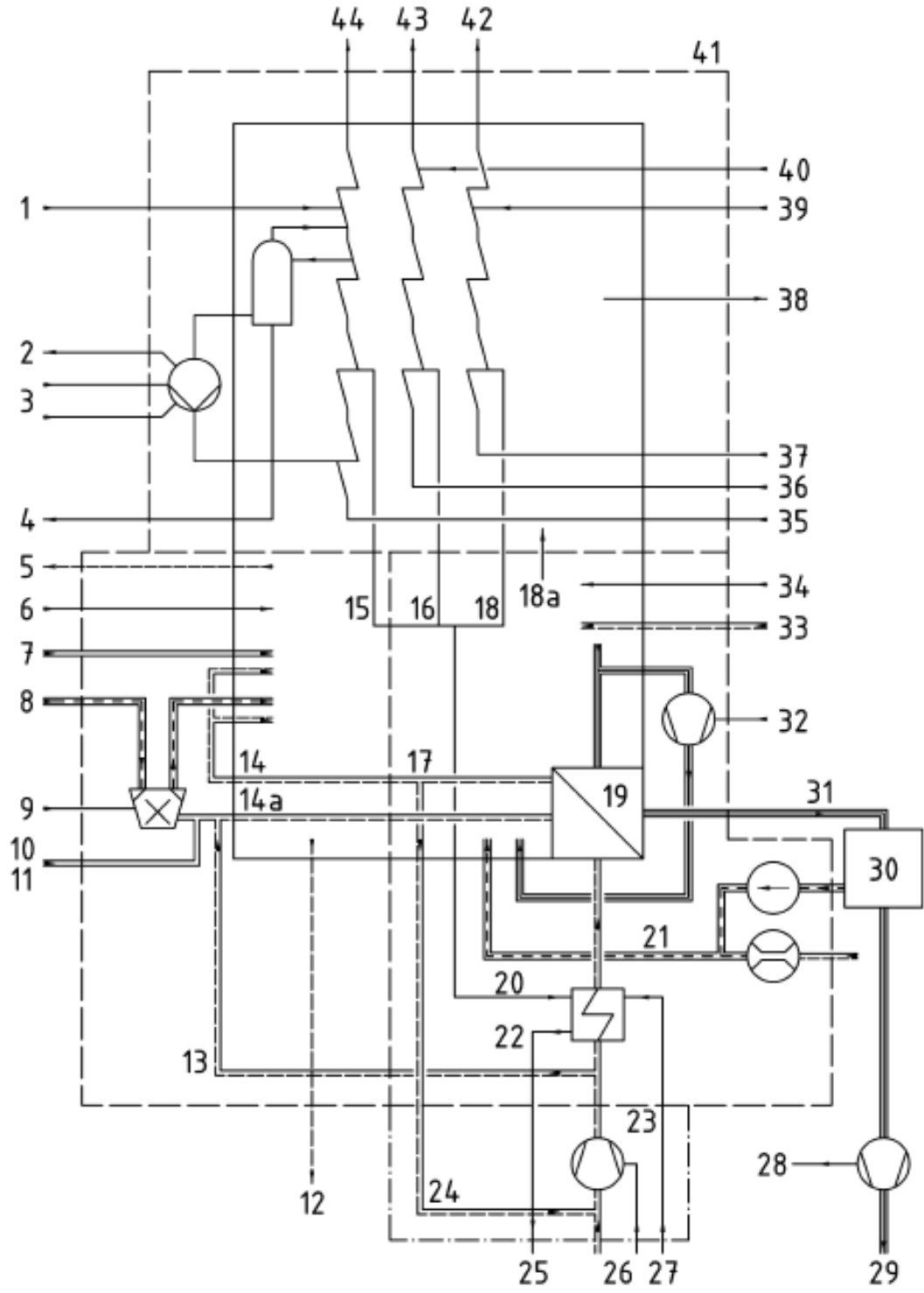
3.1.2.2 Verim Hesabı

$$\eta_K = 1 - \frac{\dot{Q}_{Ltot}}{\dot{Q}_{Ztot}} \quad (3.2)$$

η_K kazan verimi,

$\dot{Q}_{Ztot}$ toplam ısı girişi,

$\dot{Q}_{Ltot}$ kazandaki toplam kayıp miktarıdır [24].



Şekil 3.1 Girenler, kayıplar ve kütleli debilerle buhar kazanı [24]

Çizelge 3.3 Şekildeki buhar jeneratörünün kısımları [24]

1	Püskürtülen su ($\dot{m}_{SS}, h_{SS}$)	22	Buharlı hava ısıtıcı
2	Pompa soğutma ($\dot{Q}_U$)	23	Dış buhar
3	Sirkülasyon Pompası (P_U)	25	Kondens (h_{SA2})
4	Blöf ($\dot{m}_{BD}, h_{BD}$)	26	FD fan (P_{FD})
5	Dış soğutma ($\dot{Q}_{EC}$)	27	BUHAR ($\dot{m}_{AS}, h_{AS}$)
6	Püskürtülen Buhar ($\dot{m}_{AS}, h_{AS}$)	28	ID Fan (P_G)
7	Petrol, Benzin (m_H, H_H, h_H)	29	Baca gazı kaybı ($\dot{Q}_{FA}$)
8	Kömür ($\dot{m}_{FO}, H_F, h_F$)	30	Toz Toplayıcı ($\dot{Q}_{DC}, P_{DC}$)
9	Öğütücü ve fan gücü (P_M)	31	Karbonmonoksitten Kaynaklanan Kayıplar ($\dot{m}_F, h_G$)
10	Öğütücü	32	Resirkülasyon Gaz Fanı (P_{UG})
11	Yardımcı pulvarizatör ateşleme sistemi (petrol, benzin) ($\dot{Q}_M$)	33	Hava Sızıntısı ($\dot{m}_{LA}, h_{LA}$)
12	Cüruftan Kaynaklanan Kayıp ($\dot{Q}_{SL}$)	34	Diğer Elektrik Güçleri (P)
13	Pülverizer Havası	35	Besleme Suyu ($\dot{m}_{FW}, h_{FW}$)
14	Sekonder Hava	36	Ara Kızdırma Yapılan Buhar Girişi I ($\dot{m}_{RHI1}, h_{RHI1}$)
15	Pülverizer Sıcak Havası	37	Ara Kızdırma Yapılan Buhar Girişi II ($\dot{m}_{RHII1}, h_{RHII1}$)
17	İç Buhar	38	Işınım ve Taşınım Kayıpları ($\dot{Q}_{RC}$)
19	Hava Isıtıcı	39	Püskürtülen su II ($\dot{m}_{SRII1}, h_{SRII1}$)
20	Baca gazı dönüşü	40	Püskürtülen su II ($\dot{m}_{SRI1}, h_{SRI1}$)
21	Püskürtme havası ($\dot{m}_{Ala}$)	41	Ana Buhar ($\dot{m}_{ST}, h_{ST}$)

Yararlı Isı Çıktısı

- Buhar kazanı

Yararlı ısı çıktısı yani $\dot{Q}_N$, buhar kazanındaki buhar veya suya transfer edilen toplam ısıdır, blöf suyunun entalpiside yararlı ısı çıktısına eklenebilir.

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_{ST}(h_{ST} - h_{FW}) + \dot{m}_{SS}(h_{FW} - h_{SS}) + \dot{m}_{RHI1}(h_{RHI2} - h_{RHI1}) + \dot{m}_{SRI}(h_{RHI2} - h_{SRI}) + \dot{m}_{RHII1}(h_{RHII2} - h_{RHII1}) + \dot{m}_{SRII}(h_{RHII2} - h_{SRII}) + \dot{m}_{BD}(h_{BD} - h_{FW}) + \dot{m}_{SA}(h_{SA} - h) \quad (\text{kW}) \quad (3.3)$$

Burada;

$\dot{m}_{ST}$ aktif buhar kütlesi,

$\dot{m}_{RHI1}$, $\dot{m}_{RHII1}$ yeniden ısıtılan buharın kütledebisi, I ve II den giren,

$\dot{m}_{SS}$ ana buhar soğutucusu için püskürtülen suyun kütledebisi,

$\dot{m}_{SRI}$, $\dot{m}_{SRII}$ yeniden ısıtılan buhar için püskürtülen suyun kütledebisi,

$\dot{m}_{BD}$ blöf suyu kütledebisi,

h_{FW} besleme suyu entalpisi,

h_{ST} aktif buhar entalpisi,

h_{SS} sistem girişindeki püskürtülen suyun entalpisi,

h_{BD} blöf suyu entalpisi,

h_{RHI1} , h_{RHII1} yeniden ısıtılan buharın entalpisi 1 veya 2 girişindeki,

h_{RHI2} , h_{RHII2} yeniden ısıtılan buharın entalpisi 1 veya 2 çıkışındaki,

h_{SRI} , h_{SRII} yeniden ısıtılan buharı püskürtülen suyun entalpisi I veya II,

$\dot{m}_{SA}$ buharlı hava ısıtıcısındaki kütledebisi,

h_{SA} dış sınırdaki iç kaynaktan gelen buharlı hava ısıtıcısındaki suyun entalpisi,

h_{SA1} buharlı hava ısıtıcısının içindeki iç kaynaktan gelen buharın entalpisi,

h_{SA2} iç kaynak tarafından sağlanan buharlı hava ısıtıcısının çıkışındaki boşaltılan kondensin entalpisi,

h buharlı hava ısıtıcısı için çekilen buharın iç kaynağa göre değişen HP ve RH sistemine giriş entalpisi

$h=h_{FW}$ yüksek basınç sisteminden ısıtılan buhar için,

$h=h_{RHI1}$ RHI sisteminden ısıtılan buhar için

$h=h_{RHII1}$ RHII sisteminden ısıtılan buhar için

Yeniden ısıtılmış buhar debisi türbinin enerji ve kütle akış dengesi ile elde edilir.

Eğer buharlı hava ısıtıcısı dış kabuk sınırları içerisinde yer alıyorsa;

$$h_{SA}=h_{SA2}$$

Eğer buharlı hava ısıtıcısı ünite dışındaki bir kaynaktan buhar tedarik ediyorsa

$\dot{Q}_{SAE} = \dot{m}_{SAE} (h_{SAE1} - h_{SAE2})$ eşitliği uygulanacaktır.

Eğer besleme suyu debisi $\dot{m}_{FW}$, buhar debisi $\dot{m}_{ST}$ yerine ölçülüyorsa, $\dot{m}_{ST}$ aşağıdaki bağıntıdan hesaplanacaktır.

$$\dot{m}_{ST} = \dot{m}_{FW} - \dot{m}_{BD} \quad \text{kg/s} \quad (3.4)$$

Eğer püskürtme suyu debisi $\dot{m}_{SS}$, $\dot{m}_{FW}$ için deliğin akış yönünden aşağıda çıkıyorsa,

$$\dot{m}_{ST} = \dot{m}_{FW} - \dot{m}_{BD} + \dot{m}_{SS} \quad \text{kg/s} \quad (3.5)$$

Denklemlerde eğer $\dot{m}_{SS}$, $\dot{m}_{FW}$ için deliğin akış yönünden yukarıda çıkıyorsa kullanılır.

$$\dot{m}_S = \dot{m}_{ST1} (h_{ST1} - h_{ST2}) / (h_{ST2} - h_S) \quad \text{kg/s} \quad (3.6)$$

$$\dot{m}_S = \dot{m}_{ST2} (h_{ST1} - h_{ST2}) / (h_{ST1} - h_S) \quad \text{kg/s} \quad (3.7)$$

$\dot{m}_S$ buhar soğutucusunun püskürtülen su debisi,

h_{ST1} buhar soğutucusunun akış yukarı yönündeki buhar entalpisi,

h_{ST2} buhar soğutucusunun akış aşağı yönündeki buhar entalpisi,

$\dot{m}_{ST1}$ kızgın buhar soğutucusunun akış yukarı yönündeki buhar debisi,

$\dot{m}_{ST2}$ kızgın buhar soğutucusunun akış aşağı yönündeki buhar debisi [24].

- Sıcak Su Jeneratörleri

$$\dot{Q}_{Nsta} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (\text{kW}) \quad (3.8)$$

$\dot{Q}_{Nsta}$ zamandan bağımsız yararlı ısı çıktısı,

$\dot{m}$ sıcak su debisi

h_1 ortalama giriş sıcaklığında (t_1) entalpi

h_2 ortalama çıkış sıcaklığında (t_2) entalpi [24].

Isı Girişleri

Bu bölümde tek bir yakıt kullanıldığında kabul testlerinde uygulanacak yöntem verilecektir. Verimlilik direkt metot ile belirlendiğinde yakıtın kütleli debisi ölçülmelidir, fakat indirekt metot kullanıldığında ölçülmesine gerek yoktur. Ancak ikinci durumda ısı girişleri yanmış yakıtın kütleli debisi ile orantılı olan ve olmayan ısı girişi olarak ikiye ayrılacaktır [24].

- Yanan Yakıt İle Orantılı Isı Girişi

Yanan yakıt ile orantılı ısı girişi yakıttaki ısıyı (kimyasal ısıyı), püskürtülen buhardaki ısıyı ve yanma havasındaki ısıyı gösterir.

$$\dot{Q}_{ZF} = \dot{m}_F \left[\frac{H_K + h_{fuel}}{1 - l_U} \right] + \mu_{AS} h_{AS} + J_A \quad (\text{kW}) \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{ZF} = \dot{m}_F H_{tot} \quad (\text{kW}) \quad (3.10)$$

$\dot{m}_F$ yakıtın kütleli debisi,

H_K yakıtın referans sıcaklığındaki alt ısı değeri,

h_{fuel} yakıtın entalpisi,

$$h_{fuel} = c_F (t_F - t_r) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.11)$$

c_F yakıtın öz ısısı,

t_F yakıtın sıcaklığı,

μ_{AS} püskürtülen buhar kütlesi,

h_{AS} alt ısı değeri hesabına göre püskürtülen buhar entalpisi,

l_U yanmamış yakıt kütleli oranı sağlanan yakıt kütleli oranı,

(3.12)

J_A alt ısı değer hesabına göre yanma havası entalpisi

(3.13)

t_A zarf sınırındaki hava sıcaklığı [24].

- Isı kredileri yani kimyasal ısı dışındaki ısı miktarı, kömür değirmeni gücü, sirkülasyon gaz fanı gücü, sirkülasyon pompası gücü ve diğer sürücü motorlarının (hava ısıtıcı, sızdırmaz hava fanı ve baca gazı dönüştürme sistemi gb.) güçlerini içerir. Dahası, püskürtülen buharın akışı direkt ölçülebiliyorsa, buhar ısısı da eklenebilir [24].

(3.14)

h_{AS} püskürtülen buharın entalpisi (alt ısı değer için).

Motor verimi ve çark ünitesi verimi dikkate alınarak, ilgili güç değerleri elektrik enerji tüketimlerinden hesaplanabilir. Bir yardımcı motorun gücü genellikle çok küçük olduğundan ihmal edilebilir veya motor performansı verilerinden hesaplanır.

Buharlı havayı ısıtan, zarf sınırları dışındaki bir kaynaktan sağlanan buharla sınırlar içerisine ısı girişi $\dot{Q}_{SAE}$,

$$\dot{Q}_{SAE} = \dot{m}_{SAE} (h_{SAE1} - h_{SAE2}) \quad (kW) \quad (3.15)$$

h_{SAE1} buharlı hava ısıtıcı girişindeki dış kaynaktan gelen buharın entalpisi,

h_{SAE2} buharlı hava ısıtıcı çıkışında tahliye edilen kondens entalpisi

- Toplam Isı Girişi

Toplam ısı girişi $\dot{Q}_{Ztot}$, $\dot{Q}_{ZF}$ ve $\dot{Q}_Z$ değerlerinin birleşiminden oluşur.

$$\dot{Q}_{Ztot} = \dot{Q}_Z + \dot{Q}_{ZF} \quad [24] \quad (kW) \quad (3.16)$$

Kayıplar

- Baca gazı kayıpları:

Duman gazını bacadan belirli bir sıcaklıktan daha aşağı indiremeden atma zorunluluğu vardır. Zira baca gazı düştükçe doğal çekme kötüleşir, gaz ile ısıtma yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı azaldığından yüzey büyür, yani maliyet yükselir. Ayrıca sıcaklığın düşmesi sonucu çığ noktası altına inilerek yoğuşmaya ve gazdaki SO_2 ile suyun birleşmesinden doğan asit oluşumuna, dolayısıyla korozyona yol açılmış olur. Doğal çekme halinde baca sıcaklığı 170- 180 C değerinden aşağı düşmemelidir, aksi takdirde baca çok yüksek olur. Zorlanmış çekmede 120 C sıcaklığına kadar inilebilirse de bu defa ısıtma yüzeyi büyür. Genellikle ekonomik bir çözüm için gaz ile ısıtma yüzeyi arasında 100-150 C kadar bir sıcaklık farkı bırakılır [26].

Baca gazı kayıpları aşağıdaki eşitlik kullanılarak bulunabilir.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_G &= \dot{m}_F (J_G - J_{Gr}) = \dot{m}_F [\mu_{Gd} c_{pGd} (t_G - t_r) + \mu_{H2O} c_{pST} (t_G - t_r)] \\ &= \dot{m}_F \mu_G c_{pG} (t_G - t_r) \quad (kW) \end{aligned} \quad (3.17)$$

Veya $\dot{m}_G$ direkt ölçülebiliyorsa:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_G [(1-x_{H_2O}) c_{pGd} (t_G - t_r) + x_{H_2O} c_{pST} (t_G - t_r)] = \dot{m}_G c_{pG} (t_G - t_r) \quad (\text{kW}) \quad (3.18)$$

$\dot{m}_F$ yakıtın kütleli debisi

J_{Gr} referans sıcaklığındaki baca gazının entalpisi

J_G baca gazı sıcaklığındaki gazın entalpisi

μ_{Gd} kuru baca gazı kütleli debisinin yakıt kütleli debisine oranı

μ_G baca gazı kütleli debisinin yakıt kütleli debisine oranı

μ_{H_2O} baca gazındaki su kütleli debisinin yakıt kütleli debisine oranı

c_{pG} baca gazının t_r ve t_G arasındaki özgül ısı integrali

c_{pGd} kuru baca gazının t_r ve t_G arasındaki özgül ısı integrali

$\dot{m}_G$ baca gazı kütleli debisi

t_G baca gazı sıcaklığı

t_r referans sıcaklığı

c_{pST} buharın t_r ve t_G arasındaki özgül ısı integrali

x_{H_2O} baca gazındaki nem içeriği (kg/kg)

x_{CO_2} baca gazındaki karbondioksit içeriği (kg/kg)

$$c_{pG0} = c_{pAd0} + P_{1m} x_{H_2O} + P_{2m} x_{CO_2} \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (3.19)$$

$$c_{pA0} = c_{pAd0} + P_{1m} x_{H_2OA} \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (3.20)$$

$$c_{pGd0} = c_{pAd0} + P_{2m} x_{CO_2} \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (3.21)$$

c_{pG0} 0 °C ve t °C arasındaki özgül ısı integrali kJ/(kg K);

c_{pAd0} kuru havanın 0 °C ve t °C arasındaki özgül ısı integrali kJ/(kg K);

c_{pA0} nemli havanın 0 °C ve t °C arasındaki özgül ısı integrali kJ/(kg K);

c_{pGd0} kuru baca gazının 0 °C ve t °C arasındaki özgül ısı integrali kJ/(kg K);

x_{H_2OA} nemli havanın su içeriği kg/kg, [24]

$$c_{pad} = a + \frac{b \cdot t_G}{2} + \frac{c \cdot t_G^2}{3} + \frac{d \cdot t_G^3}{4} + \frac{e \cdot t_G^4}{5} + \frac{f \cdot t_G^5}{6} \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (3.22)$$

$$p_{1m} = a_1 + \frac{b_1 \cdot t_g}{2} + \frac{c_1 \cdot t_g^2}{3} + \frac{d_1 \cdot t_g^3}{4} + \frac{e_1 \cdot t_g^4}{5} \quad (3.23)$$

$$p_{2m} = a_2 + \frac{b_2 \cdot t_g}{2} + \frac{c_2 \cdot t_g^2}{3} + \frac{d_2 \cdot t_g^3}{4} + \frac{e_2 \cdot t_g^4}{5} \quad (3.24)$$

$$C_{pG} = \frac{C_{pG}[t_G] \cdot t_G - C_{pG}[t_r] \cdot t_r}{t_G - t_r} \quad (3.25)$$

[24].

Çizelge 3.4 Özgöl ısı integralleri hesabı için polinom sabitleri [24]

C_{pAd0} polinomu için	P_{1m} polinomu için	P_{2m} polinomu için
$a=0,1004173E+01$	$a_1=0,8554535$	$a_2=-0,1002311$
$b=0,1919210E-04$	$b_1=0,2036005E-03$	$b_2=0,7661864E-03$
$c=0,5883483E-06$	$c_1=0,4583082E-06$	$c_2=-0,9259622E-06$
$d=-0,7011184E-09$	$d_1=-0,2798080E-09$	$d_2=0,5293496E-09$
$e=0,3309525E-12$	$e_1=0,5643313E-13$	$e_2=-0,1093573E-12$
$f=-0,5673876E-16$		

- Yanmamış CO kaybı:

$$\dot{Q}_{CO} = \dot{m}_F \cdot V_{Gd} \cdot Y_{COd} \cdot H_{CO n} \quad (kW) \quad (3.26)$$

V_{Gd} kuru baca gazı hacmi

Y_{COd} kuru baca gazı hacmindeki CO içeriği

$H_{CO n}$ standart koşullarda, CO deki m^3 başına kalorifik değer

$$V_{Gd} = V_{God} \cdot \frac{Y_{O2d}}{Y_{O2Ad} - Y_{O2d}} \quad (m^3/kg) \quad (3.27)$$

V_{God} standart basınç (1 bar) ve sıcaklıkta ($0^\circ C$) de baca gazı hacmi m^3/kg

Y_{O2d} kuru baca gazındaki O_2 içeriği

Y_{O2ad} kuru havadaki oksijen içeriği ($0,20938 \text{ m}^3/\text{m}^3$)

$$V_{God} = -0,06018V_F - 0,25437H^* \quad (\text{m}^3/\text{kg}) \quad (3.28)$$

$$H^* = H + 2,4425V_{H2O} \quad (3.29)$$

H yakıtın referans sıcaklığında alt ısı değeri

V_{H2O} yakıtın nem içeriği

$$V_F = 1 - V_{Ash} - V_{H2O} \quad (3.30)$$

V_{Ash} yakıtın kül içeriği [24].

- Cüruf ve baca gazındaki yanmamış yakacak ve entalpiden kaynaklanan kayıplar:

Durum 1: Cüruf ve baca gazı kütleli debileri ölçülebiliyorsa;

$$\dot{Q}_{SL} = \dot{m} [c_{SL} (t_{SL} - t_r) + u_{SL} H_{UU}] = \dot{m}_{SL} h_{SL} \quad (\text{kW}) \quad (3.31)$$

$$\dot{Q}_{FA} = \dot{m} [c_{FA} (t_G - t_r) + u_{FA} H_{UU}] = \dot{m}_{FA} h_{FA} \quad (\text{kW}) \quad (3.32)$$

Ve yanmamış yakacak kütlelerinin sağlanan toplam yakıt kütlelerine oranı olan l_U aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$l_U = \frac{Y_{Ash} (1 - v)}{1 - Y_{Ash} - Y_{H2O}} \frac{\dot{m}_{SL} u_{SL} + \dot{m}_{FA} u_{FA}}{\dot{m}_{SL} (1 - u_{SL}) + \dot{m}_{FA} (1 - u_{FA})} \quad (3.33)$$

Durum 2: Sadece baca gazı kütleli debisi ölçülebiliyorsa cüruf kütleli debisi kül dengesinden hesaplanır.

$$\dot{Q}_{SF} = \dot{m} \dot{m}_F J_{SL}^* + \dot{Q}_{FA}^* \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.34)$$

$$J_{SL} = \frac{Y_{Ash} (1 - v)}{(1 - l_U)(1 - u_{SL})} h_{SL} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.35)$$

$$\dot{Q}_{FA} = \dot{m}_{FA} \left[h_{FA} - \frac{1 - u_{FA}}{1 - u_{SL}} h_{SL} \right] \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.36)$$

$$l_U = \frac{\gamma_{Ash} (1 - v)}{1 - \gamma_{Ash} - \gamma_{H2O}} \frac{1}{1 - u_{SL}} \left[u_{SL} + (u_{FA} - u_{SL}) \frac{\dot{m}_{FA}}{\dot{m}_{Fo} \gamma_{Ash} (1 - v)} \right] \quad (3.37)$$

Direkt metot için $\dot{m}_{Fo}$ yakıt debisinden hesaplanır, indirekt metot için;

$$\dot{m}_{Fo} = \frac{\left[\left(\dot{Q}_N / \eta_B \right) - \dot{Q}_Z \right]}{[H_{tot}(1 - l_u)]} \quad \text{kg/s} \quad (3.38)$$

$\dot{m}_{Fo}$ hesaplamak için l_u' 'nün bilinmesi gerektiğinden, $\dot{m}_{Fo}$ hesabı için iterasyon yöntemi kullanılır [24].

Durum 3: Sadece cüruf kütleli debisi biliniyorsa, baca gazı kütleli debisi kül dengesinden hesaplanır;

$$\dot{Q}_{SF} = \dot{Q}_{SL}^* + \dot{m}_F J_{FA}^* \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.39)$$

$$\dot{Q}_{SL} = \dot{m}_{SL} \left[h_{SL} - \frac{1 - u_{SL}}{1 - u_{FA}} h_{FA} \right] \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.40)$$

$$J_{FA} = \frac{\gamma_{Ash} (1 - v)}{(1 - l_U)(1 - u_{FA})} h_{FA} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.41)$$

$$l_U = \frac{\gamma_{Ash} (1 - v)}{1 - \gamma_{Ash} - \gamma_{H2O}} \frac{1}{1 - u_{FA}} \left[u_{FA} + (u_{SL} - u_{FA}) \frac{\dot{m}_{SL}}{\dot{m}_{Fo} \gamma_{Ash} (1 - v)} \right] \quad (3.42)$$

$\dot{m}_{Fo}$ hesabı durum 2 deki gibi yapılır [24].

Durum 4: Cüruf ve baca gazı kütleli debileri bilinmiyorsa, kül dengesinden ve kül toplama verimi η_{SL} den veya baca gazı tutma verimi η_{FA} dan yararlanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{Q}_{SF} = \dot{Q}_{SL}^* + \dot{Q}_{FA}^* = \dot{m}_F J_S \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.43)$$

$$J_{SF} = \frac{\gamma_{Ash} (1 - v)}{(1 - l_U)} \left[\frac{\eta_{SL}}{1 - u_{SL}} h_{SL} + \frac{\eta_{FA}}{1 - u_{FA}} h_{FA} \right] \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.44)$$

$$l_U = \frac{\gamma_{Ash} (1 - v)}{1 - \gamma_{Ash} - \gamma_{H2O}} \left[\frac{u_{SL}}{1 - u_{SL}} \eta_{SL} + \frac{u_{FA}}{1 - u_{FA}} \eta_{FA} \right] \quad (3.45)$$

$$\eta_F = 1 - \eta_{SL} \quad (3.46)$$

$$\eta_{SL} = 1 - \eta_{FA} \quad (3.47)$$

η_{SL} ocak altında kalan kül kütlelerinin, kül debisinden uçucu kısım çıkarıldıktan sonra kalan kütleye oranıdır.

$$\eta_{SL} = \frac{\dot{m}_{SL}(1 - u_{SL})}{\dot{m}_{FO} \gamma_{Ash} (1 - v)} \quad (3.48)$$

$\dot{m}_{SL}$ cüruf kütleli debisi

$\dot{m}_{FA}$ baca gazı kütleli debisi

C_{SL} cüruf öz ısısı

C_{FA} baca gazı öz ısısı

t_{SL} cüruf sıcaklığı

t_G baca gazı sıcaklığı

t_r referans sıcaklığı

u_{SL} cüruftaki yanmamış yakacak içeriği

u_{FA} baca gazındaki yanmamış yakacak içeriği

H_{UU} yanmamış yakacak alt ısı değeri

γ_{Ash} yakıttaki kül içeriği

γ_{H_2O} yakıttaki nem içeriği

μ_G baca gazı kütleli debisinin yakıt kütleli debisine oranı

v küldeki uçucu madde içeriği

Uçucu kül miktarının kömürün kalitesi ve ateşleme sistemi türüyle bağlantılı olduğu bilinmekle birlikte bu bağlantının derecesi tespit edilememiştir. Brülör ve stokerli ateşleme sistemleri için % 5 ve akışkan yataklı yakma sistemleri için % 0 kullanılması önerilmektedir [24].

- Diğer Zamana Bağlı Kayıplar

Dış soğutma sistemlerinden kaynaklanan kayıplardır ve Q_{EC} ile gösterilir. Bu kayıplar soğutma suyu debisi giriş ve çıkış sıcaklık farkı ile ayrı ayrı hesaplanabilir. Ayrıca buhar ayırma mili ile buhar jeneratöründe meydana gelen buhar kayıplarını da içerir.

Soğutma çevrimi kazan yüksek basınç sistemi ile bağlantılıdır ve dış soğutma sistemi olarak düşünülemez [24].

- Taşınım Ve Işınım Kayıpları

Normalde taşınım ve ısınım nedeniyle meydana gelen ısı kayıplarını ölçmek mümkün değildir, ampirik değerler kullanılır. Taşınım ve ısınım kayıpları, $\dot{Q}_{RC}$, en yaygın buhar kazanı dizaynı için maksimum yararlı ısı çıktısının bir fonksiyonudur. Çok yakıtlı buhar kazanları için, buhar kazanının dizayn edildiği yakıt türü esas alınarak hesaplamalar yapılır.

$$\dot{Q}_{RC} = C \dot{Q}_N^{0,7} \quad (\text{kW}) \quad (3.49)$$

C 0,0113 fuel-oil ve doğal gaz kazanları için,

0,0220 taşkömürü kazanları için

0,0315 linyit ve akışkan yataklı yakma kazanları için

$\dot{Q}_N$ maksimum yararlı ısı çıktısı [24].

- Toplam Kayıplar

Kayıplar üç ana gruba sınıflandırılırlar:

A) Yakıt debisi ile orantılı kayıplar, $\dot{Q}_{LF}$

$$\dot{Q}_{LF} = \dot{m}_F J_{LF} \quad (\text{kW}) \quad (3.50)$$

Genel olarak bu grup baca gazı kayıplarını, yanmamış CO kayıplarını ve cüruf ve baca gazlarının entalpi kayıplarını içerir [24].

B)Yakıt debisinden bağımsız kayıplar, $\dot{Q}_L$

Bu grup entalpi, cüruf ve baca gazındaki yanmamış yakacak ve entalpi kayıplarıyla, diğer zamana bağlı kayıpları içerir ($\dot{Q}_{FA}$, $\dot{Q}_{SL}$) [24].

C)Işınım ve taşınım kayıpları, $\dot{Q}_{RC}$

$$\dot{Q}_{RC} = C \dot{Q}_N^{0,7} \quad (\text{kW}) \quad (3.51)$$

Toplam kayıp miktarı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{Q}_{Ltot} = \dot{m}_F J_{LF} + \dot{Q}_L + \dot{Q}_{RC} \quad (\text{kW}) \quad (3.52)$$

3.2 Türbin Verimi

Sürekli akışlı bir türbin için akışkanın giriş haliyle çıkış basıncı belirlidir. Bu nedenle türbin için mükemmel hal değişimi giriş haliyle çıkış basıncı arasındaki izantropik değişimdir. Türbinde amaçlanan, iş üretimidir. Bu durumda türbinin adyabatik verimi, türbinde yapılan gerçek işin, giriş hali ile çıkış basıncı arasındaki izantropik genişleme olması durumunda elde edilen işe oranı diye tanımlanmıştır. Bu bir bağıntı olarak ifade edilirse,

$$\eta_T = \frac{\text{gerçek türbin işi}}{\text{izantropik türbin işi}} = \frac{w}{w_s}$$

Şeklinde yazılabilir. Türbinden geçen akışkanın kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişimler, genellikle entalpi değişimine oranla çok daha küçüktür, bu nedenle ihmal edilebilir. Bu durmuda adyabatik bir türbinin işi entalpi değişimine eşit olacaktır ve yukarıdaki bağıntı şöyle yazılabilir:

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_{1s} - h_{2s}}$$

burada h_2 ve h_{2s} , sırasıyla gerçek ve izantropik hal değişimleri sonunda elde edilen entalpi değerleridir.

3.3 Kondenser Basıncı Değişimi

Kondenser basıncının değişimi alçak basınç türbinin çıkış şartlarını belirler. Kondenser basıncının artması demek aynı zamanda türbin çıkışının basınç ve sıcaklığının artması demektir. Bu durumda buhar enerjisinin tamamı türbinde kullanılmadan dışarı atılır ve türbin çıkış gücü azalmış olur. Azalan türbin gücü santral verimini düşürüp, santral gelir kaybının artmasına neden olur.

3.4 Gelir Kaybı Hesabı

Termik santrallerde birim elektrik üretimi için maliyet hesaplamasında en etkili parametrelerden biride yakıt maliyetidir. Birim enerji yakıt masrafları; santralin karakteristik değeri termik verim, yakıtın karakteristik değeri alt ısı değer ve ekonomik faktor, yakıt fiyatının fonksiyonu olup sabittir. Yıllık yakıt masrafları ise; değişken maliyettir ve üretilen elektrik enerjisi ile doğrusal olarak artar. Birim enerji için gerekli

yakıt miktarı olarak tanımlanan özgül yakıt tüketimi, aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır [21].

$$b_e = \frac{3600}{\eta_t \cdot H_u}$$

Burada:

b_e : özgül yakıt tüketimi (kg/kWh veya m³/kWh),

H_u : yakıtın alt ısı değeri (kJ/kg veya kJ/m³),

η_t : termik verimdir (%).

Özgül yakıt tüketimi ile yakıt fiyatının çarpımından, birim enerji yakıt maliyeti elde edilir [21].

$$c_f = F \cdot b_e$$

Burada:

c_f : birim enerji yakıt maliyeti (TL/kWh),

F : yakıt fiyatıdır (TL/kg veya TL/m³).

Santralin birim güç ile elde ettiği gelir (F_N):

$$c_N = W_{net} \cdot F_e$$

W_{net} : santralden elde edilen net güç

F_e : birim elektrik fiyatı

Santralde değişken parametrelerle meydana gelen gelir kayıpları ise birim enerji yakıt maliyeti ile santralin birim güç ile elde ettiği gelir farkıdır.

$$GK = c_f - c_N$$

BÖLÜM 4

UYGULAMA

4.1 Çan Termik Santrali Tanıtımı

Çan Termik Santrali; Çanakkale ili sınırları içerisindeki Çan ilçesine bağlı Kulfalı köyünde bulunmaktadır. Kömür maden sahasına 3.5 km mesafededir. 800.000 m² kül stok sahasına sahiptir. 23.10.2000 tarihinde işe başlanılmış olup santralin geçici kabulü 15.07.2006 tarihinde, kesin kabulü ise 10.09.2008 tarihinde imzalanmıştır. Santralin teknik özellikleri aşağıdaki gibidir [25]:

KAZAN

Tip	: Akışkan Yataklı, Linyit Yakmalı
Kapasite	: 462 Ton / Saat - Buhar
Verim	: % 92

TÜRBİN

Tip	: 3 Basınç Kademeli
Kapasite	: 160 MW
Devir Sayısı	: 3600 Devir
Isı Tüketimi	: 1907 kcal/kwh
Isı Tüketimi (Santral)	: 2104 kcal/kwh
Verim	: %45
Genel Verim	: %42

GENERATÖR

Tip	: Senkronize
Güç	: 177 MVA
Gerilim	: 15 kV

Soğutma Tipi : Hava Soğutmalı

SOĞUTMA SİSTEMİ

Tip : Heller Sistem
Kapasite : 15800 m³/saat - Sirkülasyonlu
Kule Yüksekliği : 120 m

KÖMÜR

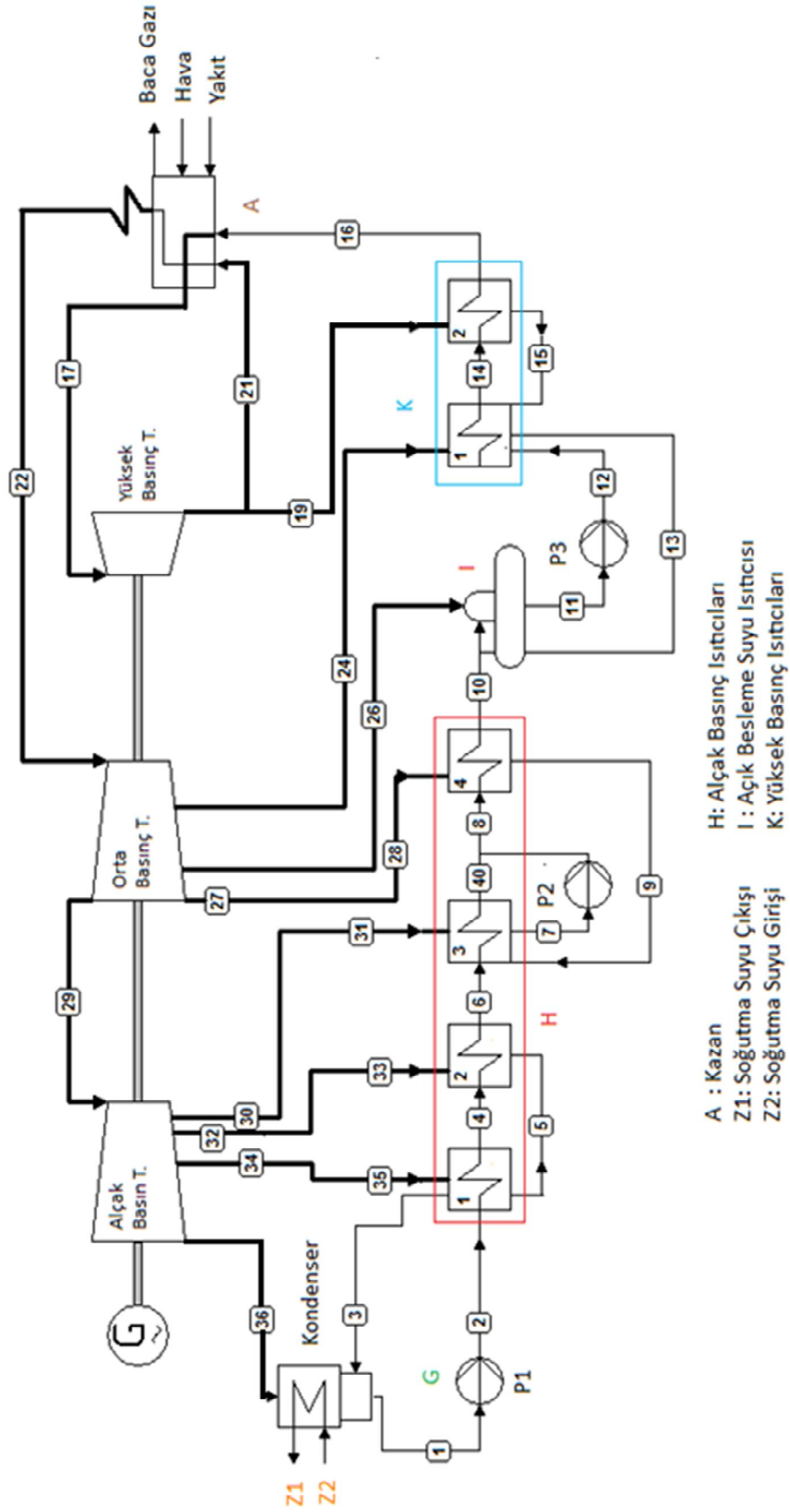
Isıl Değeri (Dizayn) : 2600± %10 kcal / kg %32 Kül %22 Nem
Isıl Değeri (Revize) : 2900± %10 kcal / kg %30 Kül %22 Nem
Stok Sahası Kapasitesi : 200.000 ton
Kömür Bant Konveyörlerinin Kapasitesi : 600 ton/saat
Bir Ünite İçin Gerekli Kömür : 130 ton/saat (2600 kcal için)

KÜL

Kül-Curuf Miktarı : 1 ünite için 80 Ton/Saat (kireç dahil)
Kül Stok Sahası Alanı : 800000 m²
[25]

4.2 Çan Termik Santrali Kazan Verim Hesaplaması

Şekil 2.4 te akış şeması verilen Çan Termik Santralinde verimi arttırabilmek için ara kızdırma ve ara buhar alma işlemleri uygulanmaktadır. Alçak basınç türbininde genişleyen sıvı buhar karışımı kondensere 8,5 kpa basıncında girer. Ara buhar alma işlemi için, alçak basınç, orta basınç ve yüksek basınç türbinlerinden belirli noktalarda buhar alınarak, besleme suyunun çekilen ara buharla ısıtılabilmesi için dört tane alçak basınç ısıtıcısı, 2 tane yüksek basınç ısıtıcısı ve 1 tanede açık besleme suyu ısıtıcısı bulunmaktadır. Ön ısıtıcılardan geçerek sıcaklığı yükseltlen buhar kazana 244,9 °C sıcaklığında girmektedir. Yüksek basınç türbininden çıkışta 330,5 °C olan buhar sıcaklığı ara kızdırma işlemi uygulanarak 540 °C' ye yükseltilmiştir.



Şekil 4.1 Çan Termik Santralinin bir ünitesinin akış şeması

Çizelge 4.1 Çan Termik Santralinin tek ünitesi için akış dataları [27]

	<i>m</i> (kg/s)	<i>P</i> (kPa)	<i>T</i> (C)	<i>h</i> (kJ/kg)	<i>s</i> (kJ/kgK)
1	94,33	8,5	42,5	178	
2	94,33		45,3	189,7	
3	2,562	25,8	51,3	214,8	
4	94,33		58,09	243,2	
5	2,431	50,4	68,7	287,6	
6	94,33		70,68	295,9	
7	13,51	185,8	117,9	494,9	
8	107,8		111,6	468,3	
9	6,497	505,8	122,2	513,3	
10	107,8		146,7	618,2	
11	129,1	1008	176,4	747,5	
12	129,1	20600		769,5	
13	15,94	2098	191,8	816	
14	129,1			908,3	
15	9,45	3961	223,8	961,5	
16	129,1		244,9	1061	
17	129,5	17200	540	3397	6,4
18	129,5	4036	330,5	3043	6,4
19					
20	9,45	3955	329,7	3041	
21	120,1	4036	330,5	3041	
22	120,1	3713	540	3540	7,243
23					
24	6,488	2097	454,2	3366	
25					
26	5,313	1008	354,8	3167	
27	6,497	521,4	269,7	3000	
28	6,497	505,7	269,7	3001	
29	100,4	521,4	267,6	2997	7,243
30					
31	6,86	185,8	168,5	2807	
32					
33	2,139	52,56	84,6	2651	
34	1,87	27,02	67	2621	
35	1,87	25,9	65,8	2619	
36	89,4	8,5		2399	7,56

Termik santral performansını etkileyen faktörler ve bu faktörlerin santral gelirine etkisinin incelenmesi için uygulama santrali olarak çan termik santrali belirlendi. Öncelikle performans ölçümünde esas alacağımız kriter olan termik verim hesabı için

TS EN 12952-15 standardında belirtilen indirekt metot ile kazan verimi hesaplandı. Bulunan kazan verimi kullanılarak termik verim hesabı yapıldı.

Çizelge 4.2 Çan Termik Santrali linyit analizi

	(%)
Kül	32
Nem	22
Sabit Karbon	58
Toplam Sülfür	4,5
Oksijen	3

Kazan verimi ve termik verim hesaplaması için gerekli olan veriler için " Investigation of coal-fired power plants in Turkey and a case study: Can plant" [27] isimli makaleden faydalanıldı. Termik verim hesabı yapıldıktan sonra kazana giren ısı sabit tutularak kondenser, kazan, türbin ve besleme suyu ısıtıcılarının herhangi bir olumsuz neden veya arıza durumunda değişen çalışma şartlarından kaynaklanan verim düşüş miktarı belirlendi. Belirlenen verim miktarlarından hareketle santraldeki gelir kayıpları hesaplandı.

4.2.1 Yararlı ısı çıktısı hesabı:

Yararlı ısı çıktısı hesabı yapılırken önceki bölümde açıklaması yapılan TS EN 12952-15 standardında gösterildiği gibi kazana giren ve çıkan kütleler esas alındı. Çan termik santralini göz önüne alırsak kazana giren ana buhar ve ara kızdırılan buhar kütleleri ile işlem yapıldı.

$$\dot{Q}_N = (\dot{m}_{16} \cdot (h_{17} - h_{16}) + \dot{m}_{21} \cdot (h_{22} - h_{21})) \quad (4.1)$$

denklemini kullanarak yararlı ısı çıktısı

$$\dot{Q}_N = 362369 \text{ kW bulundu.}$$

4.2.2 Isı Girişleri

4.2.2.1 Yanan Yakıt İle Orantılı Isı Girişi

Aşağıdaki eşitlikte görüldüğü yakıttaki karbon, oksijen, hidrojen ve sülfürün kütleli oranları kullanılarak öncelikle yakıtın üst ısı değeri (H_o) hesaplandı. Bu hesaplama yapılırken kömürdeki oksijen ve hidrojen yüzdeleri çok küçük değerler olduğundan ihmal edildi. Alt ısı değeri ve üst ısı değeri arasındaki bağıntıyı veren denklem (4.3) ve denklem (4.4) kullanılarak ise yakıtın alt ısı değeri 10505 kJ/kg olarak hesaplandı.

$$\text{Sabit karbon} = 100 - (V_{VM} + V_{Ash} + V_{H_2O}) \quad (4.2)$$

Santralden alınan değerlere göre sabit karbon miktarı kuru baz da olduğu için tekrar nem miktarını çıkarmaya gerek yoktur. Yukarıdaki denklem kullanılarak karbon kütleli yüzdesi

$$V_C = \% 31,5 \text{ bulundu.}$$

$$V_{VM} = \%10$$

$$V_S = \%4,5$$

$$H_o = 32796 V_C + 141886 (V_H - V_O/8) + 9300 V_S \quad (4.3)$$

$$H = H_o - 2440 (V_{VM} + 9 H) \quad (4.4)$$

Çan Termik Santralindeki kazanın akışkan yataklı kazan olması ve dolayısıyla akışkan yataklı kazanlarda cüruf ve yanmamış yakacak miktarı ihmal edilecek kadar küçük olduğu için denklem 3. de kullanılacak olan I_u değeri 0 olarak alındı. Alt ısı değeri hesabına göre yanma havası entalpisi (J_A) hesaplaması için yanma havası özısı (c_{pA}) değeri standartta belirtildiği üzere 1,011 kJ/kgK olarak alındı. Bu hesaplama için gerekli diğer parametreler aşağıda verilmiştir:

$$c_F = 1,26 \text{ kJ/kgK}$$

$$t_r = 25 \text{ C}$$

$$t_F = 15 \text{ C}$$

$$h_{AS} = 770 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{AS} = 7,56 \text{ kg/s}$$

Denkleminde verilen değerler yerine konulduęunda,

$J_A = -46,71 \text{ kW}$ değeri elde edildi. Elde edilen bu değer 3. Denkleminde yerine koyulup yanan yakıt ile ısı girişı:

$$\dot{Q}_{ZF} = 380509 \text{ kW} \text{ olarak belirlendi.}$$

4.2.2.2 Isı Kredileri (Verilen Isı)

Belirledięimiz sınırlar içerisinde yer alan fan ve pompa ve diğer motoların gücü $\dot{Q}_Z=7000 \text{ kW}$ olarak hesaplandı. $\dot{Q}_{SAE}$ değeri, buharlı havayı ısıtan zarf sınırı dışında bir kaynak olmadığından dolayı ihmal edildi.

$$h_{AS} = 770 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{AS} = 7,56 \text{ kg/s}$$

değerleri de kullanılarak toplam ısı kredileri,

$$\dot{Q}_Z = 12821 \text{ kW} \text{ değeri olarak hesaplandı.}$$

4.2.2.3 Toplam ısı girişı

Yanan yakıt ile ısı girişı ve ısı kredileri değerleri toplanıp,

$$\dot{Q}_{Ztot} = 393330 \text{ kW} \text{ değeri elde edildi.}$$

4.2.3 Kayıpların Hesaplanması

4.2.3.1 Baca Gazı Kayıpları

Baca gazı kayıplarını hesaplarken baca gazı kütlesel debisi direkt llebildięinden dolayı aşağıdaki eşitlik kullanıldı.

$$\dot{Q}_Z = \dot{m}_F (J_G - J_{Gr}) = \dot{m}_F \mu_{Gd} c_{pGd} (t_G - t_r) + \mu_{H_2O} c_{pST} (t_G - t_r) = \dot{m}_F \mu_G c_{pG} (t_G - t_r) \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_G = 196,02 \text{ kg/s}$$

$$t_G = 138 \text{ C}$$

$$t_r = 25 \text{ C}$$

Yukarıdaki denklemden baca gazı kaybını hesaplamak için $\dot{m}_G$, t_G , t_r değerlerini biliyoruz fakat C_{pG} değerini bulabilmek için denklem 3.25 kullanıldı.

$$X_{H_2O} = 0,22 \text{ kg/kg}$$

$$X_{CO_2} = 0,14 \text{ kg/kg}$$

X_{H_2O} ve X_{CO_2} değerleri (3.19) denkleminde kullanılarak t_G ve t_r sıcaklıkları için ayrı ayrı özgül ısı değerleri elde edildi. Daha sonra bunlar (3.25) denkleminde kullanılıp t_G ve t_r sıcaklıkları arasında kuru baca gazının özgül ısı integrali elde edilmiş oldu.

$$C_{pG} = 1,196 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]}$$

Elde edilen bu değer santralden alınan diğer ölçümlerle birlikte (3.18) denkleminde yerine koyulup baca gazı kayıpları ($\dot{Q}_G$) hesaplandı.

$$\dot{Q}_G = 26494 \text{ [kW]}$$

4.2.3.2 Yanmamış CO Kaybı:

Bölüm 3' te gösterilen denklem (3.26) da bilinen değerler aşağıdaki gibidir:

$$\dot{m}_F = 35,714 \text{ kg/s}$$

$$H_{CO_n} = 12633 \text{ kJ/m}^3$$

Öncelikle standart basınç (1 bar) ve sıcaklıkta (0°C) baca gazı hacmi (V_{G0d}) (3.28) numaralı denklem kullanılarak hesaplandı. Santralden alınan bilgilere göre kuru baca gazındaki oksijen içeriği $Y_{O_{2d}} = 0,03$ alındı. $V_{G0d} = 2,781 \text{ m}^3/\text{kg}$ değeri bulunduğundan sonra, baca gazı hacmi hesabına geçildi.

Denklem (3.27) e göre yapılan hesap sonucunda baca gazı hacmi $V_{Gd} = 0,4651 \text{ m}^3/\text{kg}$ bulundu. Bulunan sonuç doğrultusunda yanmamış CO kaybı

$$\dot{Q}_{CO} = 2518 \text{ kW olarak hesaplandı.}$$

4.2.3.3 Cüruf ve Baca Gazındaki Yanmamış Yakacak Ve Entalpiden Kaynaklanan Kayıplar:

Santralden alınan bilgiler doğrultusunda cüruf ve baca gazındaki yanmamış yakacak ve entalpiden kaynaklanan kayıpları bulunurken dört farklı durumu inceledik. Hesaplamalarını yaptığım Çan Termik Santralinde ise akışkan yataklı buhar kazanları kullanıldığı için cüruf ve baca gazındaki yanmamış yakacak miktarları çok küçüktü. Bu sebeple de göz ardı edildi ve hesaplamalara katılmadı.

4.2.3.4 Işınım ve Taşınım Kayıpları:

(3.49) numaralı denklemde C sabiti için linyit ve akışkan yataklı yakma kazanları için olan 0,0315 değeri alındı.

$\dot{Q}_{RC} = 1,949 \text{ MW} = 1949 \text{ kW}$ olarak hesaplandı.

4.2.3.5 Toplam Kayıp

Hesaplanan kayıp değerleri toplanarak toplam kayıp miktarı,

$\dot{Q}_{Ltot} = 30960 \text{ kW}$ olarak hesaplandı.

4.3 Kazan Veriminin hesaplanması

Kazan verimi hesaplanırken indirekt verim ile hesaplama yöntemi kullanıldı.

$$\eta_K = 1 - \frac{\dot{Q}_{Ltot}}{\dot{Q}_{Ztot}}$$

Denkleminde hesaplanan değerler kullanılarak kazan verimi 0,9213 olarak hesaplandı.

4.4 Santral Veriminin Hesaplanması

Santral verimi hesaplanırken Bölüm 2’de anlatılan Rankine Çevrimi termik verim hesap yöntemi kullanıldı. Yapılan hesaplamalar sonucunda Çizelge (4.3) de görülen değerler elde edildi.

Çizelge 4.3 Çan termik santrali termik verim hesabı

W_{pompa} (kW)	W_{ABT} (kW)	W_{OBT} (kW)	W_{YBT} (kW)	$W_{\text{türbin}}$ (kW)	Q_{giren} (kW)	Q_{giren1} ($Q_{\text{giren}} * \eta_k$) (kW)	η_{th}
4.302	56.495	61.885	45.781	164.161	393.328	362.368	0,401718

4.5 Gelir Kaybına Yol Açan Faktörler Ve Etkileri

Santral gelir kaybı hesaplanırken birim enerji yakıt maliyeti ve birim güç ile elde ettiği gelir hesabından faydalanıldı.

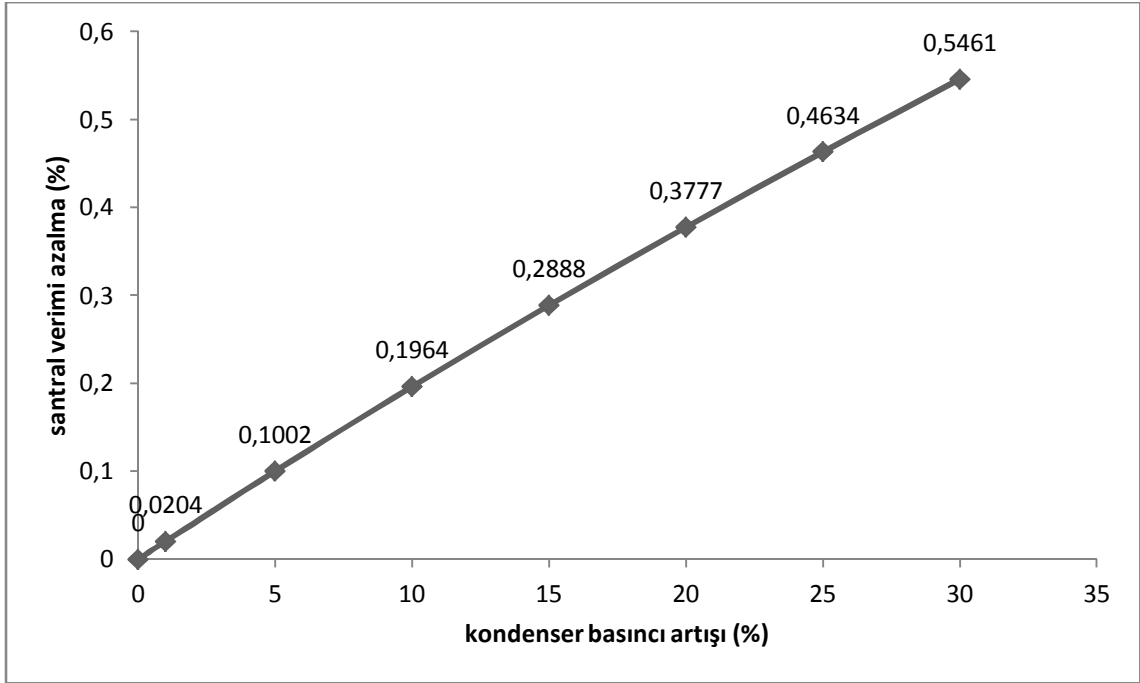
Birim elektrik fiyatı (F_e) 0,1 TL/kWh; birim yakıt fiyatı (F_y) 0,02 TL/kg ; yakıtın alt ısı değeri (H_U) 10505 kJ/kg olarak alındı.

4.5.1 Kondenser Basıncı Değişimi

Çizelge 4.4 Kondenser basıncı değişiminin santrale etkileri

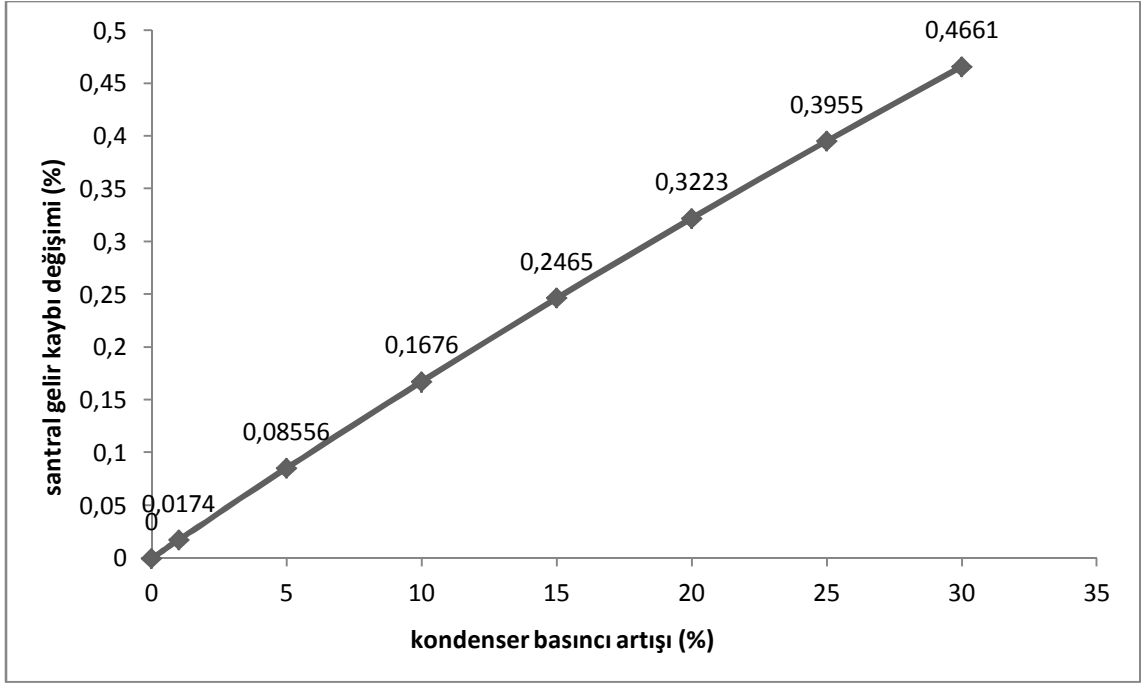
$P_{\text{artis}} (\%)$	P (kPa)	$W_{\text{türbin}}$ (kW)	η_{th}	$\eta_{\text{azalma}} (\%)$	Y GK (TL/yıl)	Y GK%
0	8,5	164.161	0,401718	0	0	0
1	8,585	164.128	0,401636	0,0204	-21.042	0,0174
5	8,925	164.001	0,401315	0,1002	-103.450	0,08556
10	9,35	163.847	0,400929	0,1964	-202.663	0,1676
15	9,775	163.699	0,400558	0,2888	-297.986	0,2465
20	10,2	163.557	0,400201	0,3777	-389.732	0,3223
25	10,63	163.420	0,399856	0,4634	-478.176	0,3955
30	11,05	163.288	0,399524	0,5461	-563.562	0,4661

Kondenser basıncı % 1 den % 30 a kadar değiştirilerek santralde meydana gelen değişiklikler gözlenmiştir. Çizelge 4.4 ' te görüldüğü gibi kondenser basıncı arttıkça türbin günü azalmaktadır.



Şekil 4.2 Kondenser basıncının artmasıyla santral verimi değişimi

Şekil 4.2' de kondenser basıncının artmasıyla santral verimindeki azalma miktarı görülmektedir. Santral verimi % 40,1718 değerinden % 39,95324 değerine kadar düşmektedir. Santral verimindeki azalma oranı % 0,5461 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.3 Kondenser basıncının artmasıyla santral gelir kaybı değişimi

Şekil 4.3' te kondenser basıncının artmasıyla santral gelir kaybı değişimi görülmektedir. Artan basınçla birlikte santraldeki gelir kaybı da artmış ve % 0,4661 oranına ulaşmıştır. Bu kayıp günümüz şartları ele alındığında 563.562,9 TL ye karşılık gelmektedir.

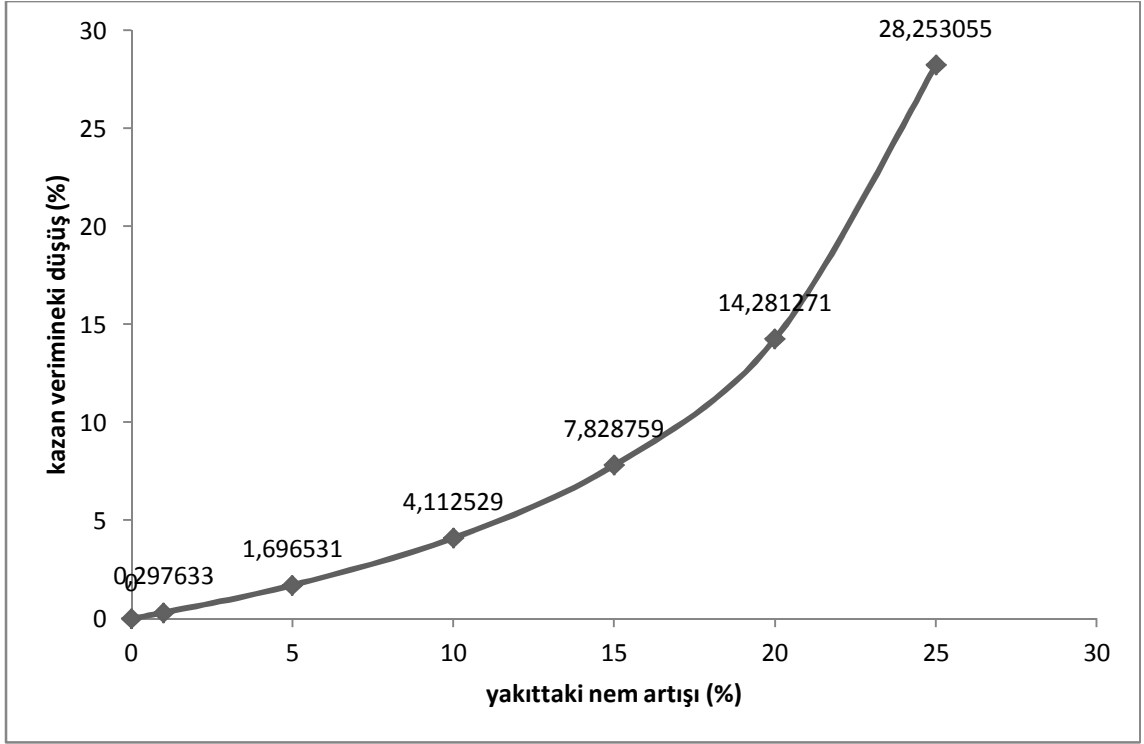
4.5.2 Kazan Veriminin Düşmesi

4.5.2.1 Kazana Gelen Yakıtın Nem İçeriğinin Artması

Çizelge 4.5 Yakıtın nem miktarının artmasıyla kazan verimi değişimi

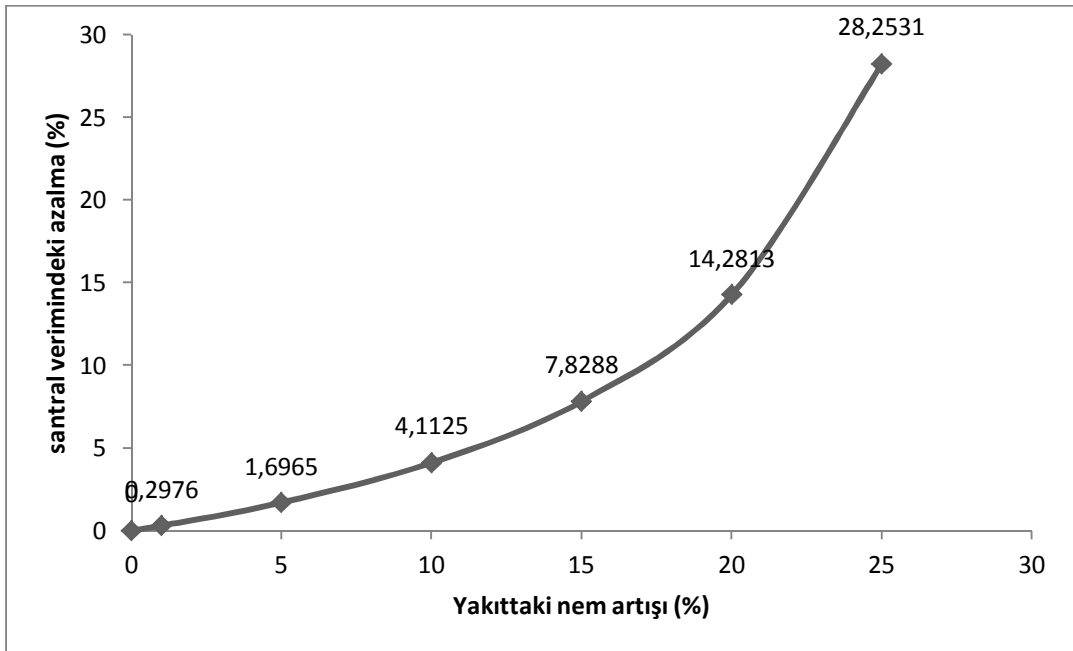
X_{h2o} artış (%)	X_{h2o} (%)	H_u (kJ/kg)	η_k	η_k azalma (%)	η_{th}	η_{th} azalma (%)	YGK (TL/yıl)	YGK%
0	0,22	10.505	0,921286	0	0,40172	0	0	0
1	0,23	10.177	0,918544	0,297633	0,40052	0,2976	-54.342	0,04494
5	0,27	8.865	0,905656	1,696531	0,3949	1,6965	-314.185	0,2599
10	0,32	7.226	0,883398	4,112529	0,3852	4,1125	-780.806	0,6458
15	0,37	5.586	0,849161	7,828759	0,37027	7,8288	-1.546.303	1,279
20	0,42	3.946	0,789715	14,28127	0,34435	14,281	-3.033.115	2,509
25	0,47	2.306	0,660995	28,25306	0,28822	28,253	-7.169.025	5,929

Santralde kullanılan yakıtın nem miktarı arttırılmış ve meydana gelen değişim incelenmiştir. Nem artışıyla çizelge 4.5 teki değerler elde edilmiştir. Nem miktarının artması yakıtın ısı değerini düşürmüş ve santralde gelir kaybı olarak etkisini göstermiştir.

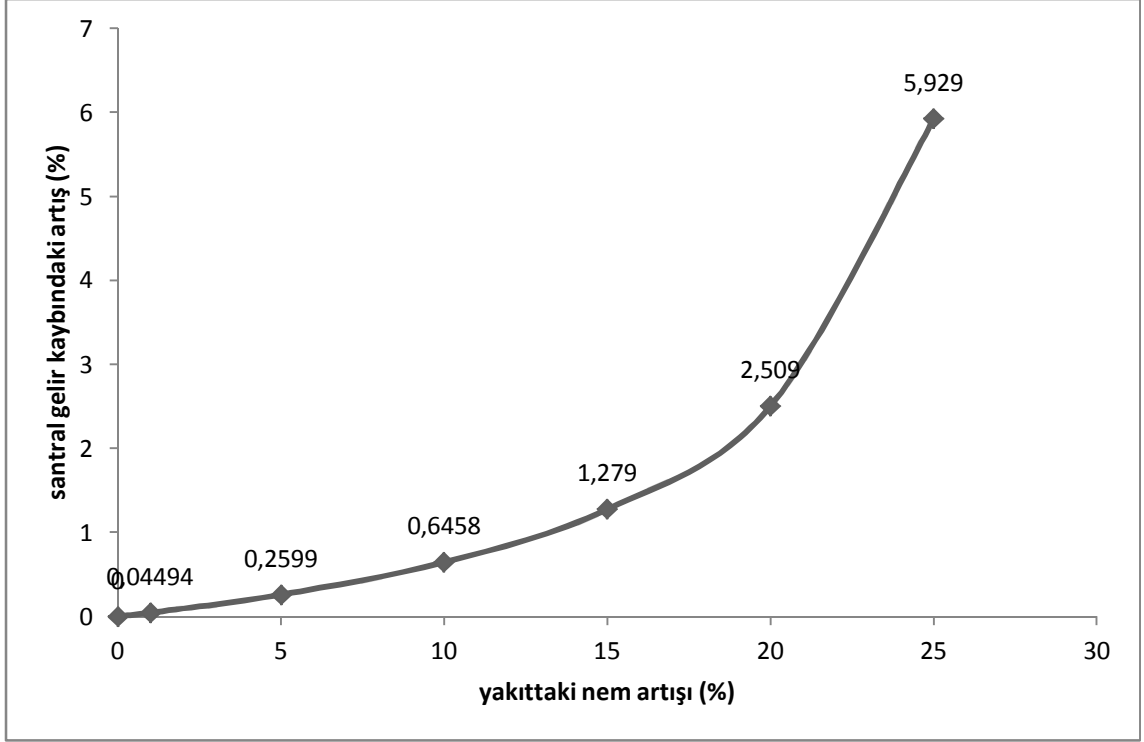


Şekil 4.4 Yakıtın nem miktarının artmasıyla kazan verimi değişimi

Yukarıdaki grafikte yakıtın nem oranının arttırılmasıyla kazan verimindeki düşüş görülmektedir. Nem oranı % 22 den % 47 ye kadar arttırıldığında kazan verimi % 40,1718 değerinden % 28,822 değerine kadar düşmektedir. Kazan verimindeki düşüş % 28,253 oranındadır.



Şekil 4.5 Yakıtın nem miktarının artmasıyla santral verimi değişimi



Şekil 4.6 Yakıtın nem miktarının artmasıyla santral gelir kaybı değişimi

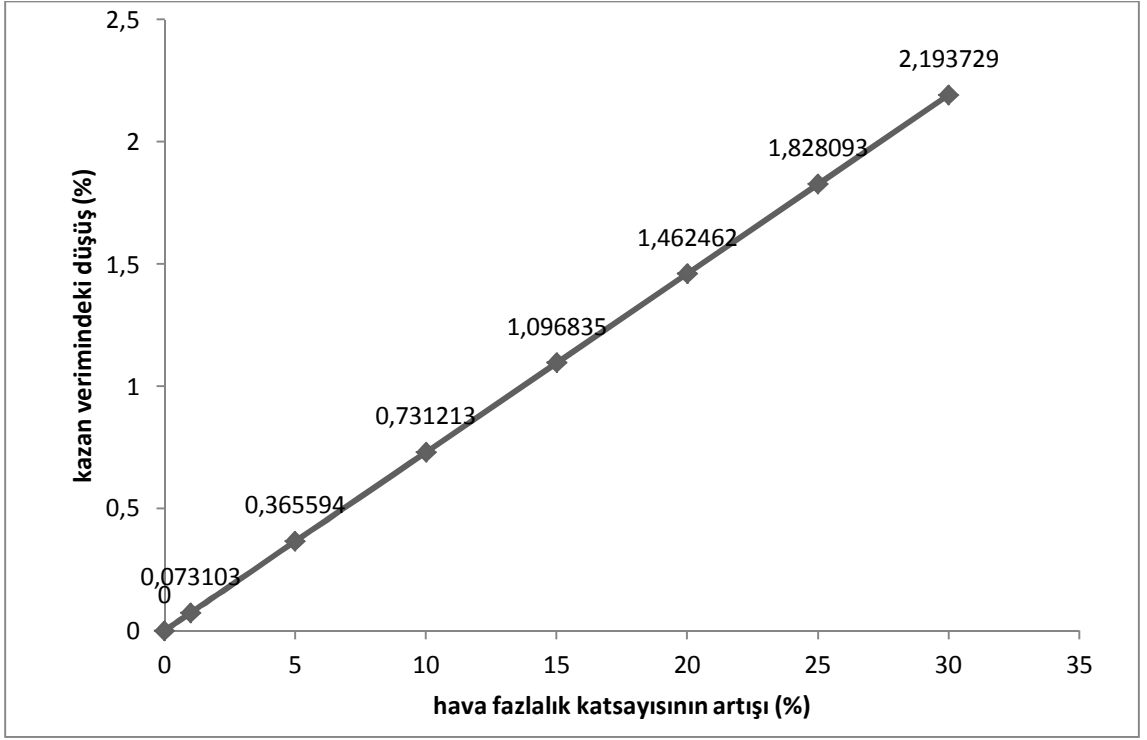
Şekil 4.5 te yakıtın nem miktarının artmasıyla santral veriminde meydana gelen değişim görülmektedir. Nem miktarı % 47 olduğunda santral veriminde % 28,253 oranında düşüş meydana gelmektedir. Şekil 4.6’ da ise yakıtın nem miktarının artmasıyla santraldeki gelir kaybı artışı görülmektedir. Nem miktarı % 22 den % 47’ ye kadar arttırıldığında santraldeki gelir kaybı % 5,929 oranına ulaşmaktadır. Bu kayıp günümüz şartları ele alındığında 7.169.025 TL ye karşılık gelmektedir.

4.5.2.2 Kazandaki Hava Fazlalık Katsayısının Artması

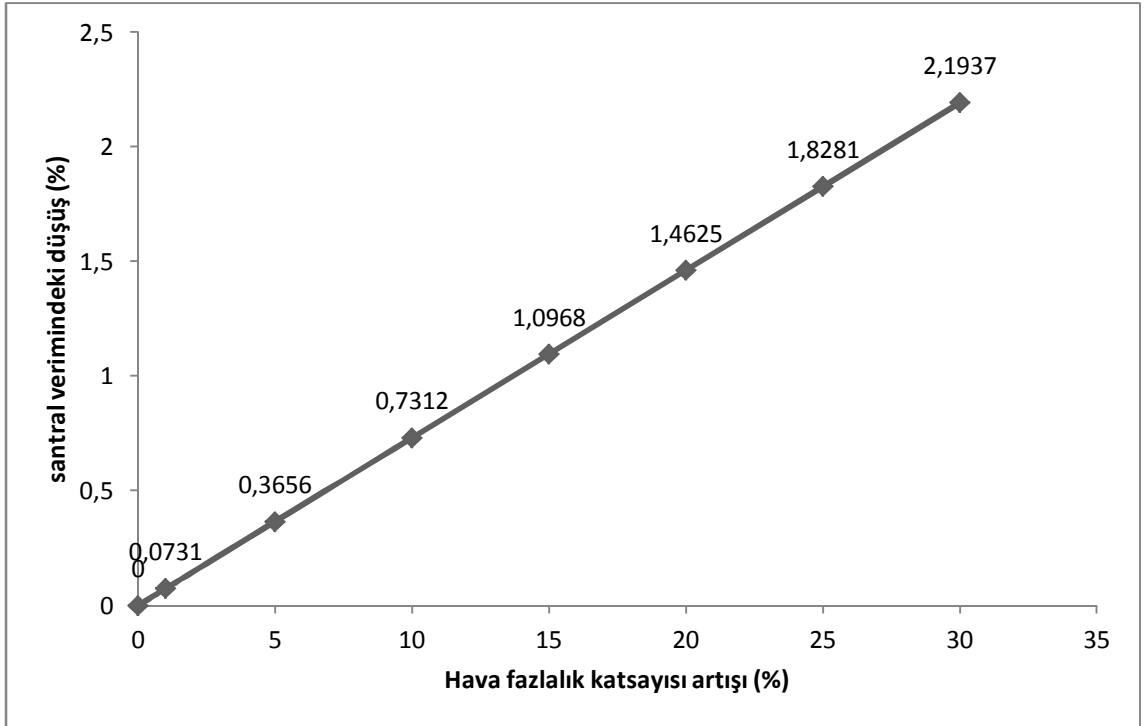
Çizelge 4.6 Fazla hava kütlesi artışının kazan verimine etkisi

EAC artış (%)	EAC	Q_{Ltot} (kW)	η_k	η_k azalma (%)	η_{th}	η_{th} azalma (%)	YGK (TL/yıl)	YGK (%)
0	1,167	30.960	0,921286	0	0,401718	0	0	0
1	2,167	31.225	0,920613	0,073103	0,401424	0,0731	-13.314	0,01101
5	6,167	32.285	0,917918	0,365594	0,400249	0,3656	-66.797	0,05525
10	11,17	33.610	0,914549	0,731213	0,398781	0,7312	-134.096	0,1109
15	16,17	34.935	0,911181	1,096835	0,397312	1,0968	-201.893	0,167
20	21,17	36.259	0,907813	1,462462	0,395843	1,4625	-270.194	0,2235
25	26,17	37.584	0,904444	1,828093	0,394374	1,8281	-339.004	0,2804
30	31,17	38.909	0,901075	2,193729	0,392905	2,1937	-408.329	0,3377

Kazanda tam yanmayı sağlamak amacıyla arttırılan hava fazlalık katsayısı gereğinden fazla arttırıldığı zaman kazan kayıplarını arttırır. Çizelge 4.6 da görüldüğü üzere hava fazlalık katsayısı 1,167 den 31,17 oranına kadar arttırılmıştır. Bunun sonucunda kazan kayıpları artmış, kazan verimi düşmüştür. Düşen kazan verimiyle birlikte santral verimi de düşmüş ve gelir kayıpları artmıştır.



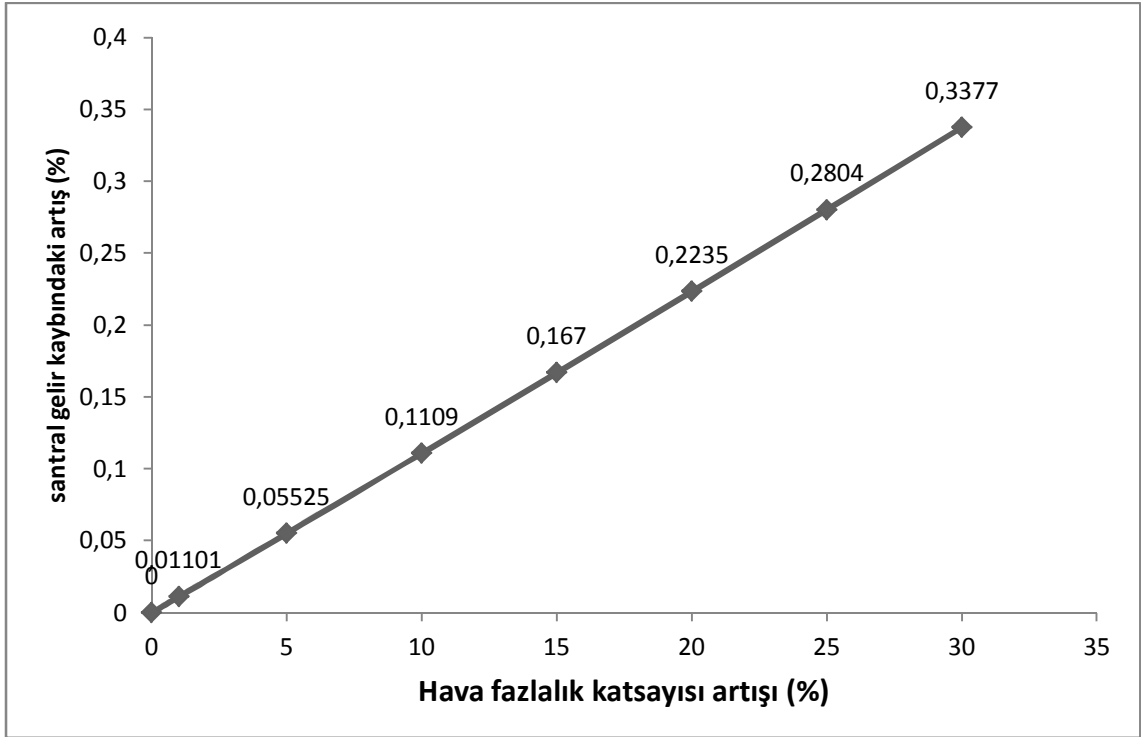
Şekil 4.7 Hava fazlalık sayısı artışının kazan verimine etkisi



Şekil 4.8 Hava fazlalık katsayısı artışının santral verimine etkisi

Hava fazlalık katsayısının 1,167 den % 30 oranında arttırılarak 31,17 ye yükselmesiyle santral verimi % 40,1718 den % 39,2905 e düşmektedir (Şekil 4.8). Santraldeki gelir

kaybı Şekil 4.9 da görüldüğü gibi % 0,3377 oranında artmaktadır. Bu kayıp günümüz şartları ele alındığında 408.329 TL ye karşılık gelmektedir.



Şekil 4.9 Hava fazlalık katsayısı artışıyla artan santral gelir kaybı

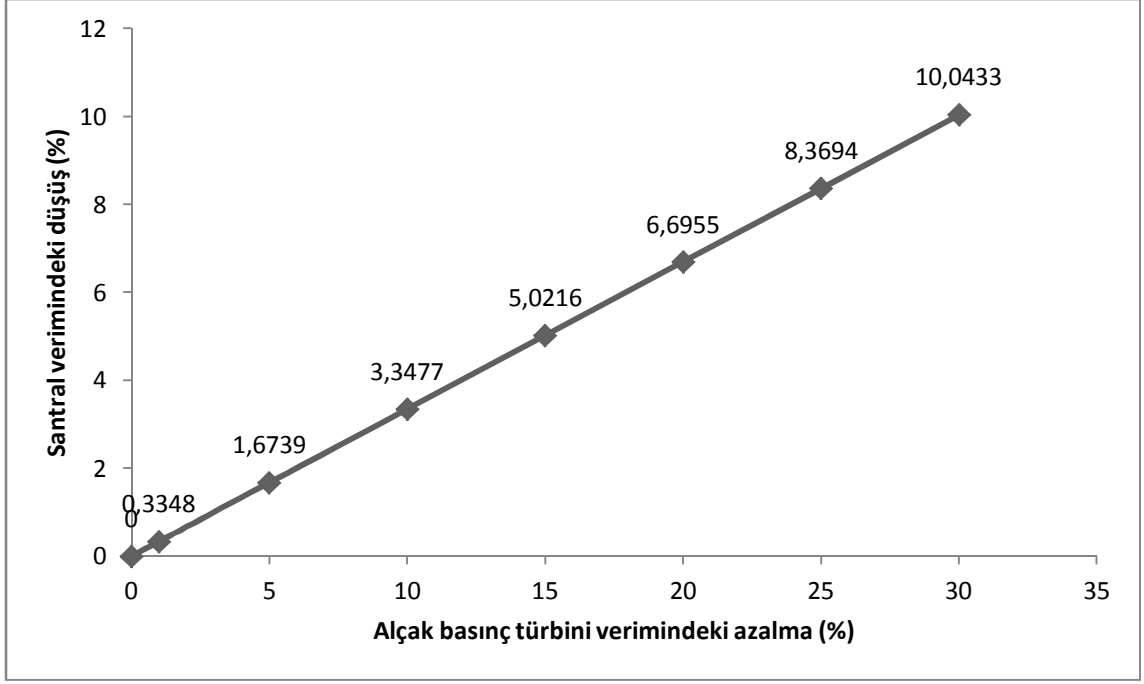
4.5.3 Türbin Kirlenmesi

4.5.3.1 Alçak Basınç Türbini Veriminin Düşmesi

Çizelge 4.7 Alçak basınç türbininin verim değişiminin santral verimine etkisi

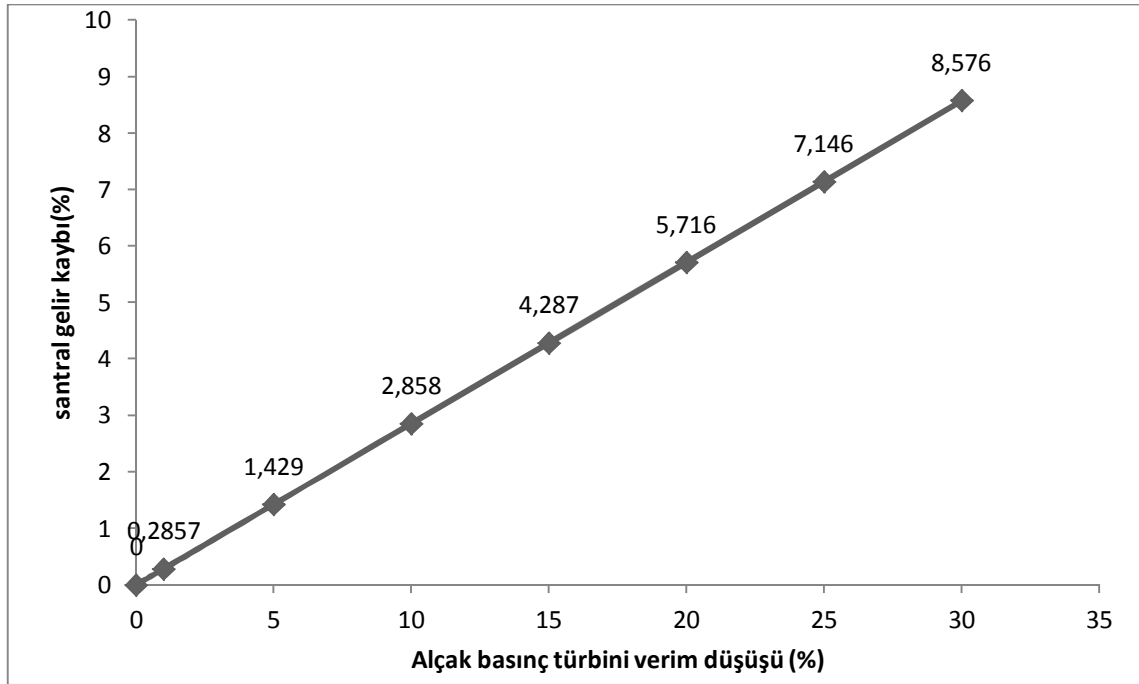
η_{ABT} azalma (%)	η_{ABT}	W_{ABT} (kW)	η_{th}	η_{th} azalma (%)	YGK (TL/yıl)	YGK (%)
0	0,96	56.495	0,401718	0	0	0
1	0,9504	55.960	0,40037	0,3348	-345.444	0,2857
5	0,912	53.820	0,39499	1,6739	-1.727.363	1,429
10	0,864	51.145	0,38827	3,3477	-3.455.019	2,858
15	0,816	48.470	0,38155	5,0216	-5.182.975	4,287
20	0,768	45.795	0,37482	6,6955	-6.911.246	5,716
25	0,72	43.120	0,3681	8,3694	-8.639.850	7,146
30	0,672	40.445	0,36137	10,0433	-10.368.806	8,576

Santralde türbin kirlenmesi nedeniyle düşen türbin verimleri göz önünde bulundurularak alçak basınç, orta basınç ve yüksek basınç türbinlerinin her birinin verimleri ayrı ayrı düşürülmüş ve santralde meydana gelen değişimler gözlemelenmiştir. Çizelge 4.7' de alçak basınç türbinin % 96 olan verimi % 30 oranında düşürülerek % 67,2 ye getirilmiştir.



Şekil 4.10 Alçak basınç türbini verim düşüşünün santral verime etkisi

Şekil 4.10 da azalan türbin verimi ile santral verim değişimi görülmektedir. Türbin veriminin % 30 oranında azaltılması ile santral verimi % 10,0433 oranında azalarak, % 40,1718 den % 36,137 ye düşmüştür. Santral gelir kaybı ise Şekil 4.11 de görüldüğü gibi % 8,576 oranında artmıştır. Bu kayıp günümüz şartları ele alındığında 10.368.806 TL ye karşılık gelmektedir.



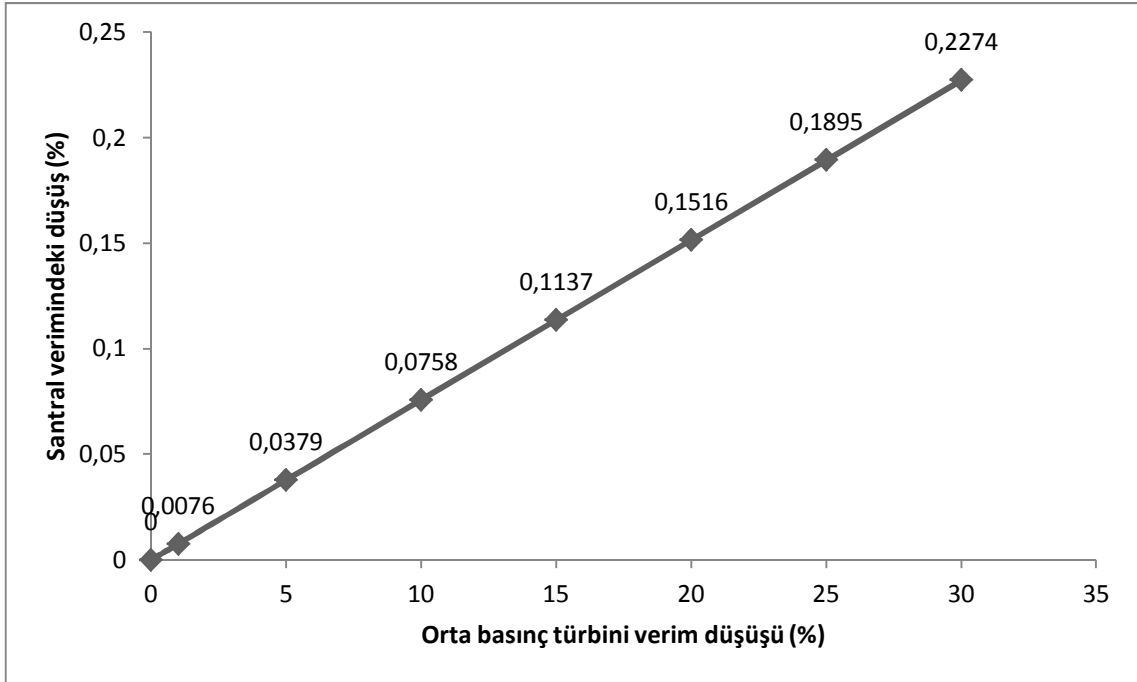
Şekil 4.11 Alçak basınç türbini verim düşüşünün santral gelir kaybına etkisi

4.5.3.2 Orta Basınç Türbini Veriminin Düşmesi

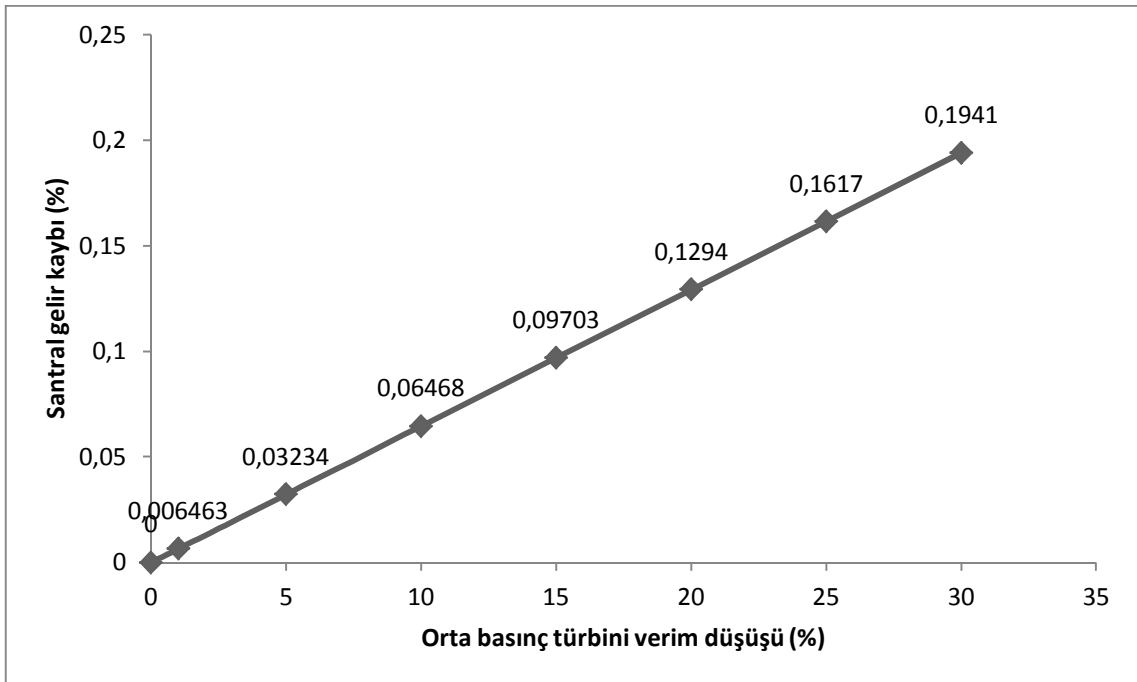
Çizelge 4.8 Ortabasınç türbininin verim düşüşünün santral verimine etkisi

η_{OBT} azalma (%)	η_{OBT}	W_{OBT} (kW)	η_{th}	η_{th} azalma (%)	YGK (TL/yıl)	YGK (%)
0	0,9	61.885	0,401718	0	0	0
1	0,891	61.339	0,401688	0,0076	-7.813	0,006463
5	0,855	59.158	0,401566	0,0379	-39.099	0,03234
10	0,81	56.431	0,401414	0,0758	-78.206	0,06468
15	0,765	53.703	0,401261	0,1137	-117.313	0,09703
20	0,72	50.976	0,401109	0,1516	-156.420	0,1294
25	0,675	48.249	0,400957	0,1895	-195.527	0,1617
30	0,63	45.522	0,400805	0,2274	-234.635	0,1941

Çizelge 4.8’ de orta basınç türbinin % 90 olan verimi % 30 oranında düşürülerek % 63’ e getirilmiştir.



Şekil 4.12 Orta basınç türbini verim düşüşünün santral verime etkisi



Şekil 4.13 Orta basınç türbini verim düşüşünün santral gelir kaybına etkisi

Şekil 4.12 de azalan türbin verimi ile santral verim değişimi görülmektedir. Türbin veriminin % 30 oranında azaltılması ile santral verimi % 0,2274 oranında azalarak, %

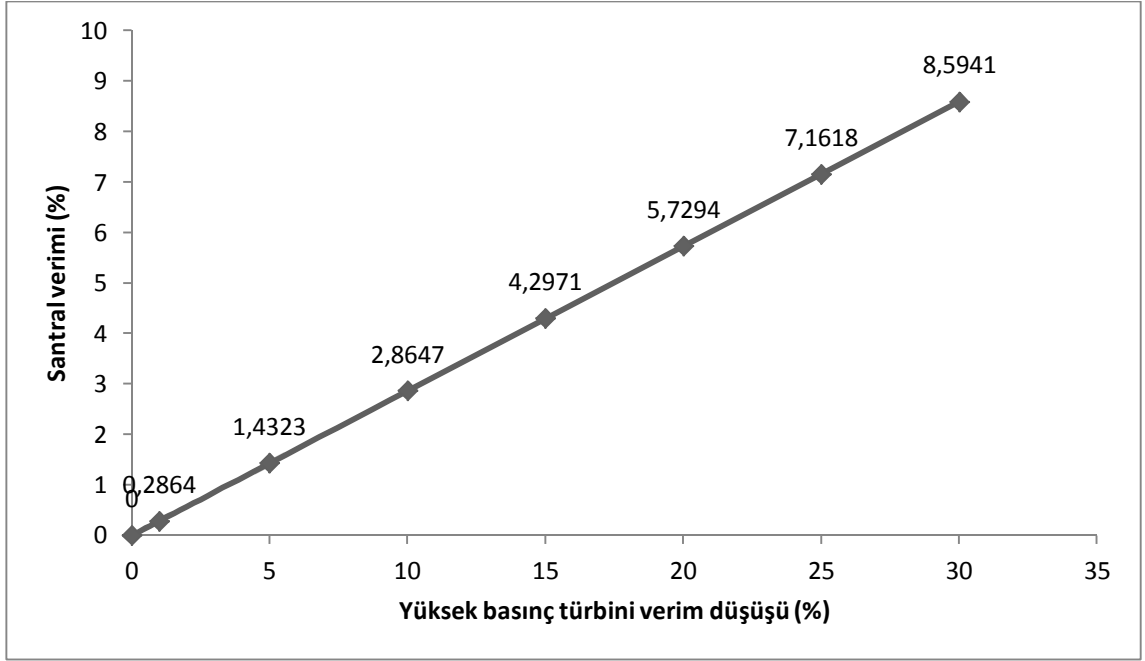
40,1718 den 40,0805' e düşmüştür. Santral gelir kaybı ise Şekil 4.13 de görüldüğü gibi % 0,1941 oranında artmıştır. Bu kayıp günümüz şartları ele alındığında 234.635 TL ye karşılık gelmektedir.

4.5.3.3 Yüksek Basınç Türbini Veriminin Düşmesi

Çizelge 4.9 Yüksek basınç türbininin verim düşüşünün santral verimine etkisi

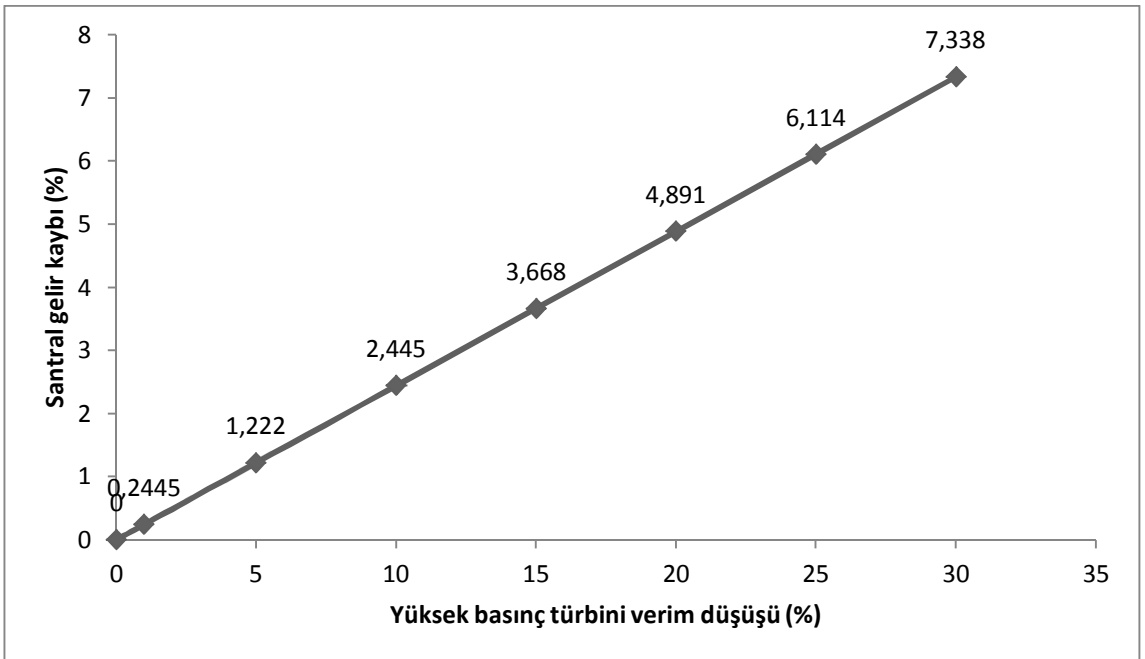
η_{YBT} Azalma (%)	η_{YBT}	W_{YBT} (kW)	η_{th}	η_{th} azalma (%)	YGK (TL/yıl)	YGK (%)
0	0,84	45.781	0,401718	0	0	0
1	0,8316	45.323,2	0,400567	0,2864	-295.599	0,2445
5	0,798	43.492	0,395964	1,4323	-1.478.104	1,222
10	0,756	41.202,9	0,39021	2,8647	-2.956.423	2,445
15	0,714	38.913,9	0,384456	4,2971	-4.434.958	3,668
20	0,672	36.624,8	0,378702	5,7294	-5.913.719	4,891
25	0,63	34.335,8	0,372948	7,1618	-7.392.716	6,114
30	0,588	32.046,7	0,367194	8,5941	-8.871.961	7,338

Çizelge 4.8' de yüksek basınç türbinin % 84 olan verimi % 30 oranında düşürülerek % 58,8' e getirilmiştir.



Şekil 4.14 Yüksek basınç türbini verim düşüşünün santral verime etkisi

Şekil 4.14 de azalan türbin verimi ile santral verim değişimi görülmektedir. Türbin veriminin % 30 oranında azaltılması ile santral verimi % 8,5941 oranında azalarak, % 40,1718 den 36,7194'e düşmüştür. Santral gelir kaybı ise Şekil 4.13 de görüldüğü gibi % 7,338 oranında artmıştır. Bu kayıp günümüz şartları ele alındığında 8.871.961 TL ye karşılık gelmektedir.



Şekil 4.15 Yüksek basınç türbini verim düşüşünün santral gelir kaybına etkisi

4.5.4 Ön Isıtıcıların Herhangi Bir Sebepçe Devredışı Kalması

Çizelge 4.10 Isıtıcıların devredışı kalmasının santral verimine etkisi

	η_{th}	η_{th} azalma (%)	$W_{türbin}$ (kW)	YGK (TL/yıl)	YGK (%)
Santral nominal güçteyken	0,401718	0	164.161	0	0
1. ısıtıcının ddk	0,393622	2,0153	161.644	-2.159.415	1,786
1. ve 2. ısıtıcının ddk	0,385123	4,131	159.051	-4.436.084	3,669
1. 2. ve 3. ısıtıcının ddk	0,363413	9,5352	152.894	-10.330.809	8,544
1. 2. 3. ve 4. ısıtıcının ddk	0,354868	11,6625	149.631	-12.557.347	10,39
1. 2. 3. 4. ve K1. ısıtıcının ddk	0,352644	12,2161	148.812	-13.140.941	10,87
1. 2. 3. 4. K1. ve K2. ısıtıcının ddk	0,360849	10,1736	152.367	-11.054.688	9,143

Santralde meydana gelen herhangi bir arızayla ön ısıtıcıların devredışı kalmasının santralde ne gibi değişiklikler meydana getireceğini gözlemlemek için gerekli hesaplamalar yapılarak Çizelge 4.10 elde edilmiştir. Santraldeki beslem suyu ön ısıtıcılarının sırasıyla devredışı kaldığı düşünülerek santral veriminin % 40,1718 den % 36,0849 a düştüğü görülmüştür. Santraldeki gelir kaybı ise % 9,143 oranında artış göstermiştir. Bu kayıp günümüz şartları ele alındığında 11.054.688,35 TL ye karşılık gelmektedir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Termik santrallerde performansı etkileyen faktörler belirlendi. Örnek olarak seçilen Çan Termik Santralının öncelikle kazan verimi hesaplandı ve hesaplanan değer kullanılarak santral termik verimi bulundu. Her bir ekipmanın verimini düşüren parametreler belirlendi. Kazana giren yakıt miktarı sabit tutularak, santralin bir ünitesindeki kazan, kondenser, türbin ve önısıtıcılarda meydana gelen arızalar nedeniyle santral performansı ve yıllık gelir kaybında meydana gelen değişimler belirlendi.

Nominal güçte 8,5 kPa olan kondenser basıncı % 30 a kadar arttırılıp 11, 05 kPa' a yükseldiğinde santralin verimi üzerinde etkisi belirlendi. Kondenser basıncı yükseldiğinde azalan türbin gücüne karşılık kazana giren ısı miktarı sabit kaldığından santralin termik verimi yüzde 0,5461 azalarak yüzde 40,17 den, yüzde 39,95 değerine düştü. Verimle orantılı olarak santralin yıllık gelir kaybı santral gelirinin yüzde 0,4661 i kadar arttı .

Santral performansını etkileyen faktörlerden türbin kirlenmesi sorunu incelendi. Alçak basınç türbini, orta basınç türbini ve yüksek basınç türbininin verimleri yüzde 30 oranında azaltıldı. Bu türbinlerden en büyük etki alçak basınç türbinindeki azalmayla görüldü. Türbin verimi yüzde 96 dan yüzde 67,2 ye düştüğünde santral verimi yüzde 10 oranında azalarak yüzde 36,13 oldu. Santralin yıllık gelir kaybı ise yüzde santral gelirinin yüzde 8,576 sı kadar arttı.

Santral elemanlarından kazanın ise yakıtın nem miktarının ve fazla hava miktarının artmasıyla veriminin düşmesi incelendi. Yakıtın nem miktarı arttırıldığında yakıtın alt ısı değeri düştü ve buna bağlı olarak kazan verimi de azaldı. Nem miktarının yüzde 22 iken yüzde 47 olması santral termik verimini yüzde 28,253 oarnında azaltarak yüzde 28 e

düşürdü. Verimin azalmasıyla santralin yıllık gelir kaybı santral gelirinin yüzde 5,929 si kadar arttı. Fazla hava miktarının artması santralden baca gazı ile atılan ısı miktarını arttırdı. Böylece artan baca gazı kaybı sebebiyle kazanın verimi düştü. Santralin termik verimi yüzde 2,19 oranında azaldı, yıllık gelir kaybı ise yüzde 0,33 oranında arttı.

Son olarak santral elemanlarından kapalı besleme suyu ısıtıcıları incelendi. Çizelge 4.10 da verildiği gibi besleme suyu ısıtıcıları devre dışı kaldığından kazana giren yakıt miktarı sabit tutuldu ve kazan besleme suyu giriş sıcaklığı giderek düştü. Böylece azalan türbin gücüyle birlikte santralin termik verimi düştü ve yıllık gelir kaybı arttı.

Çalışma sonucunda elde edilen değerler literatürdeki çalışmalarla karşılaştırıldı ve sonuçların uygunluğu gözlemlendi.

KAYNAKLAR

- [1] EÜAŞ, (2011), 2011 Yıllık Rapor.
- [2] See K.F. ve Coelli T., (2011) "An analysis of factors that influence the technical efficiency of Malaysian thermal power plants", Energy Economics, 34:677-685
- [3] Sarıca, K. ve Or İ., (2005) "Efficiency assessment of Turkish power plants using data envelopment analysis", Energy, 32: 1484-1499.
- [4] Oman, J. Senegačnik, A. ve Dejanovič B.,(2000) "Influence of lignite composition on thermal power plant performance Part 1: Theoretical survey", Energy Conversion & Management, 42: 251-263.
- [5] Vosough, A.,(2011). "Improvement Power Plant Efficiency with Condenser Pressure", International Journal Of Multidisciplinary Sciences And Engineering, VOL. 2, (NO. 3), 38-42
- [6] Chuang, C.C., ve Sue, D.C., (2004). "Performance effects of combined cycle power plant with variable condenser pressure and loading", Energy, (30): 1793–1801.
- [7] Bhatt M. S., (2006). "Effect of air ingress on the energy performance of coal fired thermal power plants", Energy Conversion and Management, (48): 2150–2160.
- [8] Huang Y., McMullan J.T. ve Williams B.C., (2000). "Influences of coal type on the performance of a pressurised fluidised bed combustion power plant", Fuel 79:1595-1601
- [9] Ahmadi P. ve Dincer İ. (2011). "Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit", Energy Conversion and Management, 52:2296–2308.
- [10] EIA, (2004). Uluslar Arası Enerji Görünüşü, Yayın No: 484, Washington.
- [11] Başaran, M., (2012). "Termik Santraller", Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi, 29-31 Mart 2012, Ankara.
- [12] City of Grand Island, Power Generation Cycle, <http://www.grand-island.com/index.aspx?page=244>, 18 Ocak 2013.

- [13] Çengel, Y.A., Boles ve M.A., (2008). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Literatür Yayıncılık, İzmir.
- [14] EÜAŞ, Termik santral performans izleme ve değerlendirme sistemi tasarımı ve uygulaması, <http://www.euas.gov.tr/Sayfalar/ ApkPeridsis.aspx>, 3 Ocak 2013.
- [15] Aslan, H., (1996). " Kömüre Dayalı Termik Elektrik Santrallerinde Verim Ve Kapasite Kullanım Oranı Düşüklüğünün Nedenleri Ve Bunların Yükseltilmeleri İçin Alınması Gerekli Tedbirler", TMMOB 1. Enerji Sempozyumu, 12-14 Kasım 1996, Ankara
- [16] İlbaş, M., Syred, N., Bowen, P. ve Doherty, T.O., "A Study to Characterise an Industrial oil Burner-Furnace", 27, The twenty-sixty International Syposium on Combustion, The Combustion Institue, Italy, 1996.
- [17] İlbaş, M., Doherty, T.O., Bowen, P. ve Syred, N., (1995). "Prediction of NOX and Combustion Performance of Cooled Cyclone Combustors", 3 rd European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, Portugal.
- [18] Oman, J., Tuma, M., Senegačnik, A., Kuštrin, I. ve Sekavčnik M., (2005). "The performance tests of steam boiler on Unit 4", Power Plant Šoštanj (Slovenian). Faculty of Mechanical Engineering, Ljubljana, Report No.: 03-26/2W-95/JO.
- [19] Bilgin, A., "Kazanlarda Baca Gazı Analizlerinin Değerlendirilmesi, İç Soğuma Kayıplarının İrdelenmesi", V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Ve Sergisi, 617.
- [20] EPA, (2009). "Coal-Fired Power Plant Heat Rate Reductions" Yayın No: SL-009597.
- [21] Eyice, S., (1981). Isı Ekonomisi, Cilt:1, 2. Baskı, Çağlayan Kitabevi, İstanbul.
- [22] Bureau of Energy Efficiency, Energy Performance Assessment of Boilers, <http://www.em-ea.org/Guide%20Books/book-4/4.1%20Boiler.pdf>, 19 Mayıs 2012.
- [23] Wienese A.,(2001). "Boilers, Boiler Fuel And Boiler Efficiency", Sugar Milling Research Institute, Durban 4041, South Africa.
- [24] TS EN 12952-15, (2007). Su Borulu Kazanlar Ve Yardımcı Tesisatları Bölüm 15:Kabul Testi, Türk Standardları Enstitüsü, Ankara.
- [25] EÜAŞ, 18 Mart Çan Termik Santrali Teknik Bilgiler, <http://www.euas.gov.tr/Can/Sayfalar/TeknikBilgiler.aspx>, 23 Ocak 2013.
- [26] Onat, K.,Genceli, O.F., Arisoy, A., (1988). Buhar Kazanlarının Isıl Hesapları, 2. Baskı, Teknik Yayıncılık, İstanbul.
- [27] Oktay Z., (2008), "Investigation of coal-fired power plants in Turkey and a case study: Can plant", Applied Thermal Engineering, 29: 550-557.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Pınar CELEN
Doğum Tarihi ve Yeri : 28.07.1987 SEYHAN
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : pcelen@yildiz.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Niğde Üniversitesi	2009
Lise	Sayısal bölüm	İncirlik Lisesi	2005

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2011	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2010	Gümüşhane Üniversitesi	Araştırma Görevlisi