

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

KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALLERİNDE PERFORMANS İZLEME YÖNTEMLERİ

RUFİ ÖZGÜR

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

**DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. SÜLEYMAN HAKAN SEVİLGİN**

İSTANBUL, 2011

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALLERİNDE PERFORMANS İZLEME YÖNTEMLERİ

Rufi Özgür 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

Yrd. Doç. Dr. Süleyman Hakan SEVİLGİN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Yrd. Doç. Dr. Süleyman Hakan SEVİLGİN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Yasin ÜST

Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Tez konusunun seçiminde ve bu çalışmanın gerçekleşmesinde yardımlarını esirgemeyen, bilgi ve deneyimlerini aktaran danışman hocam Sayın Yrd.Doç.Dr. Süleyman Hakan SEVİLGİN'e ve tezin her aşamasında yapıcı fikirlerini ve deneyimlerini benimle paylaşan değerli hocam Sayın Yrd.Doç.Dr.Hasan Hüseyin ERDEM'e lisans yıllarımdan itibaren bana verdikleri eğitim, destek ve yüksek lisans yapmam konusundaki teşviklerinden dolayı sonsuz teşekkürlerimi ve saygılarımı arz ederim.

İş hayatımın ilk yılında yüksek lisans yapmam konusunda beni yönlendiren, yüksek lisansım süresince de yardımlarını hiç esirgemeyen Uni-Mar Marmara Enerji Santrali Elektrik Bakım Mühendisi Dr. Yaşar Küçükefe'ye, yüksek lisansım boyunca benden desteklerini hiç esirgemeyen ve ellerinden gelen tüm kolaylıkları sağlayan Uni-Mar Marmara Enerji Santrali Müdürü Sayın Musa Tüfekçi'ye, Uni-Mar Marmara Enerji Santrali Mühendislik Müdürü Sayın Yakup Bozkurt'a ve meslek hayatımın ilk gününden itibaren mesleki tecrübelerini, hayat deneyimlerini, koşulsuz ve sınırsızca bana aktaran, mesleki olarak gelişimimde katkısı ve emeği büyük olan, çalışma hayatına yanında başladığım için kendimi şanslı saydığım Uni-Mar Marmara Enerji Santrali Mekanik Bakım Mühendisi Sayın Hasan Osma'ya sonsuz teşekkürlerimi ve saygılarımı arz ederim.

Ve tabiki, sadece bu çalışmada değil, tüm hayatım boyunca bana her konuda destek olan, anlayışlarını ve sevgilerini esirgemeyen, beni yüreklendiren ve bana güvenen sevgili aileme en içten dileklerle teşekkürlerimi sunmaktan kıvanç duyarım.

Mayıs, 2011

Rufi ÖZGÜR

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	xi
KISALTMA LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiv
ÇİZELGE LİSTESİ	xviii
ÖZET	xx
ABSTRACT.....	xxii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Literatür Özeti	2
1.3 Hipotez	5
BÖLÜM 2	
KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALLERİNE GENEL BİR BAKIŞ	6
2.1 Kombine Çevrim Santralı Elemanları.....	8
2.1.1 Gaz Türbinleri	9
2.1.1 Atık Isı Kazanları.....	9
2.1.3 Buhar Türbinleri.....	10
2.1.4 Kondenserler	11
BÖLÜM 3	
ENERJİ SANTRALLERİNDE PERFORMANS İZLEMeye GENEL BİR BAKIŞ	12
3.1 Enerji Santrallerinde Performans Nedir?	12
3.2 Enerji Santrallerinde Performans İzleme Nedir?.....	13
3.2.1 Performans Hesaplama Prosedürü.....	16
3.2.2 Beklenen Performans: “Nerede Olmalısın”	17

3.2.3 Donanım Değerlendirmesi.....	20
3.2.4 Düzeltilmiş Performans: Bozunma Göstergesi	24
3.2.5 Benim Bozunumum Nedir?	27
3.2.6 Bozunumun Bana Maliyeti Nedir?.....	28
3.3 ASME Test Kodları	31
3.4 Performans Testine Karşı Online İzleme	33
3.5 Performans İzleme Yöntemleri	35
3.5.1 Eğri Bazlı Yöntemler.....	35
3.5.1.1 Performans Eğrileri	35
3.5.1.2 Eğrilerden Beklenen Performans.....	39
3.5.1.3 Katkı Sağlayan Performans Faktörleri.....	42
3.5.1.4 Eğrilerden Beklenen Performans.....	44
3.5.1.5 Düzeltme Faktörleri	46
3.5.1.6 Yüzde Değişimi Düzeltme Faktörleri.....	50
3.5.2 Model Bazlı Performans Analizi.....	51
3.6 Isı Dengesi Analizi	58
3.6.1 Isı Denge Analizine Genel Bakış.....	58
3.6.2 Bölgesel Isı Dengeleri.....	59
3.7 Veri Doğrulama	61
3.7.1 Veri Doğrulamanın Tanımlanması	61
3.7.2 Aralık Kontrolü.....	62
3.7.2.1 Statik Aralıklar	62
3.7.2.2 Dinamik Aralıklar	62
3.7.2.3 Reddedilen Değerler	64
3.7.3 Sensör Verisinin Ortalamasının Alınması.....	65
3.7.4 Zaman Ortalaması	67
3.8 Hesaplanan Sonuçların Doğruluğu	68
3.8.1 Araç Hatası.....	68
3.8.1.1 Ölçüm Hatası.....	68
3.8.1.2 Hesaplanan Test Sonucunun Belirsizliği	70
3.8.2 Monte Carlo Yöntemi	71
3.8.2.1 Monte Carlo Yönteminin Tanımı.....	71
3.8.2.2 Olasılık Dağılımları.....	72
3.8.2.3 Monte Carlo Simülasyonunun Uygulanması	74

BÖLÜM 4

KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALLERİNDE PERFORMANS İZLEME YÖNTEMLERİ	75
4.1 Gaz Türbini Performansı.....	75
4.1.1 Genel Bakış	75
4.1.2 Güç Üretimi.....	76
4.1.3 Hava akımı, Yanma Sıcaklığı ve Basınç Oranı.....	78
4.1.4 Kontrol Algoritmaları	83
4.1.5 Düzeltme Eğrileri (Tamyük Performansı) :	86
4.1.5.1 Giriş Sıcaklığının Etkisi.....	89
4.1.5.2 Girişteki Neminin Etkisi.....	90
4.1.5.3 Atmosferik Basınç veya Rakımın (Deniz Seviyesinden Yüksekliğin) Etkisi.....	90
4.1.5.4 Buhar veya Su Enjeksiyonunun Etkisi	93
4.1.6 Kısmi Yükleme Performansı (Endüstriyel Türbinler)	95
4.1.7 Kısmi Yüklü Düzeltme Eğrileri.....	97
4.1.7.1 Düşük Sıcaklıkta Düzeltme Faktörü :	98
4.1.7.2 Girişteki Klavuz Kanatların Düzeltme Faktörü :	99
4.1.7.3 Kısmi Yükte Beklenen Isı Sarfiyatı Oranı	102
4.1.8 Gaz Türbini Toplam Isı Dengesi	104
4.1.8.1 Egzoz Gazı Özgül Isısının Belirlenmesi	107
4.1.8.2 Yanma Ürünleri Yöntemi.....	108
4.1.8.3 Kimyasal Kütle Denge Yöntemi.....	108
4.1.8.4 Detaylı Gaz Türbini Isı Dengesi.....	109
4.1.8.5 Detaylı Gaz Türbini Isı Dengesi Sonuçlarını Ölçümlenen Veriye Uyarlama	120
4.1.8.6 Denklemlerin Adım Adım Çözümlemesi	123
4.1.8.7 Denklemlerin Eş Zamanlı Olarak Çözülmesi.....	124
4.1.9 Model Bazlı Gaz Türbin Isı Dengesi.....	124
4.1.10 Muhtemel Gaz Türbin Performansı için Fiziksel Bazlı Modeller.....	129
4.1.11 Gaz Türbin Performans Değerlendirmesi	130
4.1.12 Çalışan Gaz Türbinlerinden Ölçülmüş Verilerle Oluşan Deneyimler	141
4.1.13 Performansta Kötüleşme ve Türbin Ömrü	142
4.2 Atık Isı Kazanı Performansı.....	146
4.2.1 Genel Bakış	146
4.2.1.1 Ekonomizörler	147

4.2.1.1.1 Ekonomizör Performansı.....	148
4.2.1.1.2 Ekonomizörler ve Korozyon	149
4.2.1.2 Evaporatörler	151
4.2.1.2.1 Evaporatör Performansı.....	155
4.2.1.2.2 Buhar Üretimi & Pinch Point.....	157
4.2.1.2.3 Buhar Üretimi ve Gaz Giriş Sıcaklığı (Evaporatör Tasarımında)	161
4.2.1.2.4 Kazan Suyu Blöfü	162
4.2.1.3 Kızdırıcılar.....	163
4.2.2 Kanal Brülörü	165
4.2.2.1 Kızgın Buhar Soğutucusu.....	167
4.2.3 Atık Isı Kazanı Verimliliği ve Etkinlik	168
4.2.4 Beklenen Atık Isı Kazanı Performansı	177
4.2.4.1 Kanal Brülörü Ateşlemesinin Etkisi	180
4.2.4.2 Egzoz Gazı Sıcaklığının Etkisi	183
4.2.4.3 Egzoz Gazı Akışının Etkisi	183
4.2.4.4 Buhar Basıncının Etkisi	185
4.2.5 Atık Isı Kazanı Isı Denge Analizi.....	186
4.2.6 Model Bazlı Atık Isı Kazanı Isı Denge Analizi.....	195
4.2.7 Beklenen Bölüm-Bölüm Performans	203
4.2.8 Kirlenmenin Atık Isı Kazanı Performansı Üzerindeki Etkisi.....	207
4.2.9 Atık Isı Kazanı Performans Değerlendirmesi	211
4.2.10 Sonuçlar ve Tavsiyeler	216
4.3 Buhar Türbini Performansı	218
4.3.1 Genel Bakış	218
4.3.2 Buhar Türbini Konfigürasyonları.....	218
4.3.2.1 Giriş Bölümü.....	219
4.3.2.1.1 Kontrol Edilmeyen Giriş.....	219
4.3.2.1.2 Kısmi Açık Yay Girişi.....	221
4.3.2.1.3 Hibrit Operasyon	225
4.3.2.2 Yoğuşturma Bölümü	225
4.3.2.2.1 Nem Etkileri.....	226
4.3.2.2.2 Egzoz Kaybı.....	226
4.3.2.3 Buharın Türbine Girişi	228
4.3.2.4 Sızdırmazlık ve Kaçaklar	229

4.3.3 Buhar Türbini Termal Performansı	231
4.3.3.1 Buhar Türbini Verimliliği Ve Isı Oranı	231
4.3.3.2 Basınç, Sıcaklık ve Akış Arasındaki İlişkiler	234
4.3.4 Buhar Türbini Isı Denge Analizi	236
4.3.4.1 Kombine Çevrimli Buhar Türbini Isı Denge Analizi	236
4.3.5 Eğri-Bazlı Beklenen Performans	243
4.3.5.1 Kombine Çevrimli Buhar Türbini Performans Eğrileri	244
4.3.6 Model Bazlı Beklenen Buhar Türbini Performansı	247
4.3.6.1 Tüm Buhar Türbini İçin Beklenen Performans	247
4.3.6.2 Bölüm Bölüm Beklenen Buhar Türbini Performansı	250
4.3.7 Buhar Türbini Beklenen Performans Modellerinin Oluşturulması	253
4.3.8 Buhar Türbini Bozunumu	260
4.4 Kondenser Performansı	265
4.4.1 Genel Bakış	265
4.4.1.1 Kondenser Isı Transferi İçin ASME Yöntemi	270
4.4.1.2 Kondenser Isı Transferinin HEI Yöntemi	272
4.4.2 Kondenser Isı Dengesi Analizi	273
4.4.2.1 Kondenser Verimi İçin Tüm Tesis Enerji Dengesi	273
4.4.2.2 Kondenser Isı Dengesi Denklemleri	274
4.4.2.3 Ölçümlenmiş Veriden Elde Edilen Kondenser Temizliği	275
4.4.2.4 Kondenser Isı Dengesi Verisinin Doğrulanması	278
4.4.3 Kondenserin Beklenen Performansı	280
4.4.3.1 Beklenen Kondenser Performans Tahmini	280
4.4.4 Kondenser Bozunması	282
4.4.5 Kondenser Performans Problemlerini Tanımlamak	285
BÖLÜM 5	
UYGULAMA	289
5.1 PI System Nedir?	289
5.2 MATLAB nedir?	291
5.2.1 Neden MATLAB?	292
5.3 Uygulama Aşamaları	293
5.3.1 Hazırlanan Matlab Dosyalarının Tanımlanması	294
BÖLÜM 6	296
SONUÇ VE ÖNERİLER	296

KAYNAKLAR	298
EK-A	
MATLAB KAYNAK KODLARI	302
A-1 HeatBalance.m.....	302
A-2 FuncHeatBalance.m	307
A-3 GT_Perf.m	308
A-4 RUN_GT_PERF.m	312
ÖZGEÇMİŞ	318

SİMGE LİSTESİ

A_n	Nozul akış alanıdır
C_p	Havanın özgül ısısıdır
$C_{p_{gaz}}$	Egzoz gazı özgül ısısı
C_q	Buhar türbininin geometrisine bağlı olan buhar türbini akış katsayısıdır
d_i	Boru duvarının iç çapıdır
d_o	Boru duvarının dış çapıdır
F_R	Atık ısı kazanı yüzey alanı arttıkça gaz sıcaklık değişiminin su sıcaklık değişimine olan oranında meydana gelen artışının hesaplanması için düzeltme faktörü
h_{in}	Buhar türbini girişindeki buhar entalpisidir
h_{out}	Buhar türbini çıkışındaki buhar entalpisidir
$h_{out_{ideal}}$	Buhar türbininin çıkışındaki izotropik (ideal) buhar entalpisidir
h_{fg}	Buharın buharlaşma ısısıdır.
$h_{subcool}$	Doymamış enerjidir. Doymamış suyu kaynama sıcaklığına ulaştırmak için verilmesi gerekli olan enerjiye eşittir.
h_f	Kondensat film ısı transfer katsayısı
K	Özgül ısı oranı, sıkıştırılacak gazın karakteristiğini belirtir
k_m	Boru duvarı materyalinin termal iletkenliğidir
k_f	Sıvı kondensat filmin termal iletkenliğidir
N	Zamana göre ortalaması alınmış değeri belirlemek için kullanılan veri değerlerinin sayısıdır.
P	Gaz basıncı
P_{in}	Buhar girişindeki kısma vanasının basıncı
$Performanc_{exp}$	Donanımın ölçülen kapasitede çalışması durumunda gerçek operasyon koşullarında beklenen donanım performansı
$Performance_{rated}$	Referans çalışma koşullarında beklenen ya da ölçülen donanım performansı
P_{cd}	Kompresör çıkış basıncı
Q	Evaporatör ısı transferi oranıdır
Q_{HRSG}	Atık ısı kazanının gaz kısmından buhar/su kısmına yapılan ısı transferidir
Q_{cond}	Kondenser verimi olarak

r	Buhar türbini basınç oranıdır, giriş basıncı ile bölündüğünde çıkış basıncına eşittir
R_{gaz}	Evrensel gaz sabitidir
R_w	Boru duvarı direnci
R_{foul}	Kondenserin kirlenme direnci
S_X	Tekli bir ölçümlenen veri değerinin standart sapmasıdır
$S_{\bar{X}}$	Zaman içerisinde elde edilen ve sonra da ortalaması alınan veri değerlerinin ortalamasının standart sapması
T	Gaz sıcaklığıdır
U_{cond}	Kondenser ısı transferi katsayısındaki
V_{in}	Türbin girişindeki buharın spesifik hacmidir.
v	Özgül hacim
$W_{HP_{exp}}$	Yüksek basınçlı buhar akımının T_1 egzoz sıcaklığında beklenen değeridir
$W_{HP_{rated}}$	Yüksek basınçlı buhar akımının, T_{ref} referans egzoz sıcaklığında gerçekleşen yüksek basınçlı buhar akımıdır.
W_{gaz}	Egzoz gazı kütle akış oranı
w_{buhar}	Evaporatördeki buhar üretim oranı
w_{in}	Buhar türbini girişindeki buhar akışı
w	Düşük basınçlı buhar türbini egzoz akışı
$\prod_{All\ Curves}()$	Takip eden parantez içindeki tüm terimlerin bir arada çarpılması gerektiğini gösteren bir matematiksel işlemcidir.
$\sum_{Addictive\ Factors}[]$	Takip eden tüm terimlerin toplanması gerektiğini gösteren matematiksel işlemcidir.
U_{95}	Ölçüme belirsizliğin eklenmesi veya çıkarılması ile elde edilen aralıkta bulunan gerçek değerin %95 olasılığa sahip ölçümündeki belirsizliktir.
δ	Toplam ölçüm hatasıdır
β	Sistemik ölçüm hatasıdır (sapma).
ε	Rassal ölçüm hatasıdır (hassasiyet).
θ	Sonucun, ölçüme olan hassasiyetidir.
X	Sonucun hesaplanması için bir girdi olarak kullanılan, ölçümlenmiş bir değerdir.
$f(x)$	$x \pm dx$ aralığındaki verinin örneklenme olasılığıdır.
σ	Dağılımın varyansıdır.
η_{comb}	Yanma odası verimliliği
η_{shaft}	Şaft verimliliği
$\eta_{isentropic}$	Buhar türbininin izotropik verimliliği
γ	Özgül ısı oranı
ρ	Sıvı kondensat filminin yoğunluğu
g	Yerçekim ivmesi
μ	Sıvı kondensat filmin viskozitesi
ΔT_{gaz}	Egzoz gazındaki sıcaklık değişimi

KISALTMA LİSTESİ

ANSI	American National Standards Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineers
DLN	Dry Low NOx <i>Burners</i>
GE	General Electric
HEI	Heat Exchange Institute
HRSG	Heat Recovery Steam Generator
ISO	International Organization for Standardization
KPPH	Kilo Pascals Per Hour
LHV	Lower Heating Value
LMTD	Log Mean Temperature Difference
RPM	Revolutions Per Minute
SCR	Selective Catalytic Reduction
VWO	Valves Wide Open

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Kombine çevrimin şematik gösterimi 7
Şekil 2.2	Kombine çevrim için T-s diagramı..... 7
Şekil 2.3	Kombine çevrim santralinin genel görünümü 8
Şekil 2.4	Buhar türbinlerinin kombine çevrim santrallerinde yerleşimi 10
Şekil 3.1	Bir gaz türbini için nominal, beklenen, ölçümlenen ve düzeltilmiş gücün karşılaştırılması 19
Şekil 3.2	Dokuz aylık bir süreçte ölçümlenen ve düzeltilen gaz türbini gücü.. 25
Şekil 3.3	Sekiz aylık bir periyottan daha uzun bir sürede düzeltilen kondenser basıncını gösterir..... 26
Şekil 3.4	Gaz türbini egzoz gazı sıcaklığındaki değişiklikler karşısında örnek atık ısı kazanı performansı 37
Şekil 3.5	Gaz türbini egzoz gazı akış oranındaki değişiklikler karşısında örnek atık ısı kazanı performansı 37
Şekil 3.6	Yüksek basınçlı buhar domu basıncındaki değişiklikler karşısında örnek Atık ısı kazanı performansı..... 38
Şekil 3.7	Kanal brülörü yakıt enerji girdisindeki değişiklikler karşısında örnek atık ısı kazanı performansı 38
Şekil 3.8	Yüksek basınçlı buhar akışı üzerindeki egzoz gazı sıcaklığı etkisi için düzeltme faktörü. 47
Şekil 3.9	Egzoz gaz sıcaklığı nedenli yüksek basınçlı buhar akışı için bir atık ısı kazanı yüzde değişim düzeltme eğrisi..... 51
Şekil 3.10	Referans çalışma koşullarındaki örnek atık ısı kazanının bilgisayar modeli . 54
Şekil 3.11	Referans şartlardaki örnek bir atık ısı kazanı için GateCyclc™’den elde edilen sıcaklık profili 55
Şekil 3.12	1100 F’ye eşit egzoz gazı sıcaklığındaki atık ısı kazanı performansının model bazlı öngörüsü (GateCyclc™’den) ve 2800 Klb/sa’ya eşit egzoz gazı akışı.... 56
Şekil 3.13	Egzoz gazı sıcaklığı, egzoz gazı akışı ve kanal brülörü yakıt akışında, referans değerlerden farklılık gösteren durumlarda öngörülen atık ısı kazanı performansı 57
Şekil 3.14	Monte Carlo yöntemi’ne genel bakış 72
Şekil 3.15	Aynı olasılık dağılımı fonksiyonunun gösterimi 73
Şekil 3.16	Normal olasılık dağılımı fonksiyonunun gösterimi 74
Şekil 4.1	Gaz türbinli bir motorun basit düzeneği 76

Şekil 4.2	Kompresörden ve türbin soğutma lokasyonlarından tahliye edilen soğutma havası	79
Şekil 4.3	Sabit bir yanma sıcaklığında egzoz sıcaklığı ve kompresör çıkış basıncı arasındaki ilişki	84
Şekil 4.4	Tek parçalı gaz türbini kontrol eğrisi.....	85
Şekil 4.5	Endüstriyel türbin performansında giriş sıcaklığının etkisi	89
Şekil 4.6	Girişteki neminin gaz türbini performansı üzerindeki etkisi.....	90
Şekil 4.7	Basınç – rakım arasındaki ilişki.....	91
Şekil 4.8	Çıkış basıncı düşüşü için tipik düzeltme faktörleri	92
Şekil 4.9	Buhar enjeksiyonu için tipik düzeltme faktörleri.....	93
Şekil 4.10	Klavuz kanat kontrolündeki tipik kısmi yükleme performansı	96
Şekil 4.11	Isınan bir gaz türbini için düzeltme faktörleri.....	98
Şekil 4.12	Giriş supabı vana açısı için düzeltme faktörleri	99
Şekil 4.13	Tam yükte kompresör çıkış basıncına karşı giriş sıcaklığı	100
Şekil 4.14	Beklenen tam yükteki kompresör çıkış basıncı için kısmi yüklü çalışmada gücün düzeltme faktörü ve ölçümlenen kompresör çıkış basıncının oranı	101
Şekil 4.15	Gaz türbini yakıt tüketimi ve yük sürtünmesi.....	103
Şekil 4.16	Gaz türbini ısı dengesi analizleri için kontrol hacmi	104
Şekil 4.17	Gaz türbini ısı denge analizi kontrol hacimleri	112
Şekil 4.18	Örnek gaz türbininin GateCycle ısı denge modeli	125
Şekil 4.19	Kullanıcı giriş gücünü elde etmek için hava giriş supabı akışındaki tekrarları sağlamak amacıyla kullanılan makrolar için girdi ekranı	128
Şekil 4.20	Endüstriyel bir gaz türbinli motor için tipik bir kompresör haritası	139
Şekil 4.21	Üç farklı gaz türbininde dört aydan fazla bir süre boyunca yapılan ölçümler neticesinde bulunan düzeltilmiş ortalama güç değerleri	141
Şekil 4.22	Tipik türbin bozunması	143
Şekil 4.23	Yük seviyesinin onarma aralığı üzerindeki etkisi	144
Şekil 4.24	Bir ekonomizör için çapraz ters akış düzeni	147
Şekil 4.25	Ekonomizör sıcaklık profili	149
Şekil 4.26	Korozyon kontrolü için ekonomizör baypası	150
Şekil 4.27	Korozyon kontrolü için ekonomizör devirdaimi	151
Şekil 4.28	Doğal sirkülasyonlu evaporatör.....	152
Şekil 4.29	Cebri sirkülasyonlu (yatay) evaporatörler	153
Şekil 4.30	Evaporatör akış kontrol döngüsü.....	154
Şekil 4.31	Evaporatör için sıkıştırma diagramı	155
Şekil 4.32	Sıkıştırma diagramı – sıkıştırma sıcaklığındaki düşüşün etkisi.....	158
Şekil 4.33	Sıkıştırma sıcaklığının buhar üretimi üzerindeki etkisi	158
Şekil 4.34	Buhar üretimi ve buhar basıncı (evaporatör tasarımında).....	159
Şekil 4.35	Sıkıştırma diagramı – basınç değişimi etkisi	160
Şekil 4.36	Basınç değişiminin evaporatör buhar üretimi üzerindeki etkisi.....	161
Şekil 4.37	Pinch Point diagramı – girişteki gaz sıcaklığının etkisi.....	161
Şekil 4.38	Kazan suyu blöfö enerjisinin iyileştirilme opsiyonları	163
Şekil 4.39	Kızdırıcıyı koruyan su duvarı boruları	165
Şekil 4.40	Tipik kanal brülörü yerleşimleri	166
Şekil 4.41	Kademeler arası kızgın buhar giderme	168

Şekil 4.42	Minimum gaz sıcaklığı, evaporator sıkışıklığı ile limitlendirildiğinde bir atık ısı kazanındaki sıcaklık profili diagramı.....	174
Şekil 4.43	Gatecycle™ yazılımındaki örnek atık ısı kazanı için tasarlanan ısı dengesi Diagramı.....	179
Şekil 4.44	Örnek atık ısı kazanı tasarımındaki ısı dengesi için ısı profili diagramı.....	179
Şekil 4.45	Atık ısı kazanı performansı – kanal brülörü yakıt akış oranı.....	181
Şekil 4.46	Tamamen yanan kanal brülörüne sahip örnek atık ısı kazanı için sıcaklık profil diagramı; brülör yakıt tüketimi.	182
Şekil 4.47	Atık ısı kazanı küme sıcaklığının değişimi ve kanal brülörü ateşlemesiyle gerçekleşen olası en düşük gaz çıkış sıcaklığı.	182
Şekil 4.48	Gaz türbini egzoz gazı sıcaklığındaki değişiklikler ile atık ısı kazanının beklenen performansında meydana gelen değişiklik.....	183
Şekil 4.49	Egzoz gazı akış oranındaki değişiklikler ile atık ısı kazanında gerçekleşen beklenen performansı değişimi	184
Şekil 4.50	Yüksek basınçlı buhar somu basıncındaki değişikliklere bağlı olarak atık ısı kazanında meydana gelen değişiklikler	185
Şekil 4.51	Çalışan bir atık ısı kazanının ısı denge analizi için kontrol hacmi.....	187
Şekil 4.52	Bir atık ısı kazanındaki bölüm bölüm ısı dengesi analizi için kontrol hacimleri (dikdörtgen kutular).....	198
Şekil 4.53	Atık ısı kazanının beklenen performansını öngörmek için model; veri, atık ısı kazanı tasarım noktasında gösterilmiştir.....	203
Şekil 4.54	Atık ısı kazanının orta basınçlı bölümündeki beklenen performansın öngörülmesi için model; veri, atık ısı kazanının tasarımı noktasında gösterilmiştir.....	206
Şekil 4.55	Sadece yüksek basınçlı evaporatörde gerçekleşen bozunma	209
Şekil 4.56	Sadece orta basınçlı evaporatörde gerçekleşen bozunma.....	210
Şekil 4.57	Sadece düşük basınçlı evaporatörde gerçekleşen bozunma.....	210
Şekil 4.58	Sabit çıkış sıcaklığı ve giriş sıcaklığı varsayımları yapılarak bir buhar türbinine yönelik gerçekleştirilen kontrolsüz giriş için kısma valfı basıncı ve giriş akışı.....	221
Şekil 4.59	Kısmi ark girişi bölümü, buhar türbininin eksensel miline dik olan kesitler.....	222
Şekil 4.60	Kısmi ark girişi bölümü, basitleştirilmiş yan açılı görünümü	222
Şekil 4.61	Tam yük, kısmi yüklü yay kontrollü giriş ve kısmi yüklü vanalarda tamamen açık operasyonlar için kısmi eğimli girişi sağlayan buhar türbini boyunca ilerleyen basınç	224
Şekil 4.62	Kısmi yay kontrollü türbin kısmi yük verimliliği	225
Şekil 4.63	Buhar türbini egzoz kaybı eğrisi.....	228
Şekil 4.64	Kontrol Edilemeyen Girişli Türbin	229
Şekil 4.65	Sızdırmazlık ve rakor buhar akışlarının örnekleri	230
Şekil 4.66	Kombine çevrimli ve ara ısıtılmalı bir buhar türbinindeki sızıntı akışları.....	231
Şekil 4.67	Tasarım noktasının bölüm verimliliği üzerindeki basınç oranı etkisi.....	233
Şekil 4.68	Kombine çevrimli buhar türbini ısı denge analizi için model diagramı	238
Şekil 4.69	Basit bir otomatik özütleme türbini için performans haritası	245
Şekil 4.70	Tüm buhar türbininin beklenen performansını öngörmek için geliştirilen model	248

Şekil 4.71	Her buhar türbini bölümünün beklenen performansını öngörmek için GateCycle™ modeli	253
Şekil 4.72	Amerika'nın Connecticut Eyaleti'nde yer alan bir kombine çevrimli güç tesisi'nde, altı aylık bir süreçte gözlemlenen kondenser soğutma suyu akımı ve düzeltilmiş kondenser basıncı	287
Şekil 4.73	İngiltere'de bir kombine çevrimli tesisteki kondenser basıncı bozunumu.	288
Şekil 4.74	İngiltere'de bir kombine çevrimli tesisteki soğutma suyu akım oranı	288
Şekil 5.1	PI System® akış diagramı	290
Şekil 5.2	Matlab ekran görüntüsü	292
Şekil 5.3	Uygulama akış diagramı	294

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1	Donanım türleri ve üretim amaçlarının listesi	16
Çizelge 3.2	Bir gaz türbini motoru için tipik değerlendirme ölçütleri	21
Çizelge 3.3	Bir atık ısı kazanı için tipik değerlendirme ölçütleri	22
Çizelge 3.4	Bir buhar türbini kazanı için tipik değerlendirme ölçütleri	23
Çizelge 3.5	Bir kondenser için tipik değerlendirme ölçütleri	23
Çizelge 3.6	Santral ekipmanlarındaki bozunmanın, genel santral performansına etkisi	30
Çizelge 3.7	Performans izleme ile ilgili ASME performans test kodları	32
Çizelge 3.8	Performans testi ve online izleme karşılaştırması	34
Çizelge 3.9	Örnek bir atık ısı kazanı için değerlendirme spesifikasyonu	36
Çizelge 3.10	Atık ısı kazanının giriş koşullarındaki bir değişiklik için eğri bazlı ve model bazlı yöntemler arasındaki sonuçların karşılaştırılması	57
Çizelge 3.11	Yüksek kanal brülörü ateşlemesi durumunda eğri bazlı yöntem ile model bazlı yöntem arasındaki sonuçların karşılaştırılması	58
Çizelge 4.1	Gaz türbini performansını modellemede kullanılabilecek eğrilerin listesi	88
Çizelge 4.2	Gaz türbini ısı dengesi analizi için tekrarlanan süreçler	107
Çizelge 4.3	Detaylı gaz türbini ısı dengesi analizi parametreleri özeti	110
Çizelge 4.4	Gaz türbini ısı dengesi analizi için bir sonuç olarak gereken gaz türbini tasarım sabitleri	117
Çizelge 4.5	Gaz türbini ısı dengesi için gerekli termal özellikler	117
Çizelge 4.6	Detaylı gaz türbini ısı dengesi analizi için sonuç olarak gerekli ölçümlenmiş değerler	118
Çizelge 4.7	Detaylı gaz türbini ısı dengesi analizinden elde edilen parametreler	119
Çizelge 4.8	GateCycle gaz türbini ısı dengesi analizi için girdiler ve çıktılar	127
Çizelge 4.9	Tipik olarak mevcut gaz türbinlerinin ölçüm listeleri	132
Çizelge 4.10	Gaz türbini performansı parametreleri	137
Çizelge 4.11	Atık ısı kazanı verimliliği ve etkinliği için tanımlamalar	170
Çizelge 4.12	Örnek atık ısı kazanındaki sınıflandırma	177
Çizelge 4.13	Atık ısı kazanı kontrol hacmi üzerindeki oklar ile ilişkili akımların türleri	187
Çizelge 4.14	Atık ısı kazanı ısı dengesi analizi içi ölçümlenen girdiler ve hesaplanan çıktılar	196

Çizelge 4.15	Bir atık ısı kazanı ısı denge analizi için opsiyonel ölçümler ve modelleme varsayımları.....	197
Çizelge 4.16	Örnek atık ısı kazanının GateCycle™ ısı dengesi analizi için girdiler ve çıktılar	200
Çizelge 4.17	Kirlenmiş yüksek basınçlı evaporatör için öngörülen atık ısı kazanı performansı	208
Çizelge 4.18	Tipik olarak mevcut olan atık ısı kazanı ölçümleri listesi	212
Çizelge 4.19	Kombine çevrimli buhar türbininin ısı denge analizi için gereken ölçümler ve hesaplanan çıktılar	238
Çizelge 4.20	Kombine çevrimli buhar türbini ısı denge analizi için opsiyonel ölçümler	239
Çizelge 4.21	GateCycle™ kombine çevrimli buhar türbini ısı denge modelinin girdileri	242
Çizelge 4.22	Kombine çevrimli bir buhar türbini için olası düzeltme eğrileri	246
Çizelge 4.23	Tüm buhar türbininin beklenen performansı için Gatecycle™ girdileri .	249
Çizelge 4.24	Bölüm bölüm beklenen buhar türbini performansı için Gatecycle modeli girdileri	252
Çizelge 4.25	Bir buhar türbini “tasarım” analizi için girdiler	257

KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALLERİNDE PERFORMANS İZLEME YÖNTEMLERİ

Rufi ÖZGÜR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Süleyman Hakan SEVİLGİN

Hızlı bir kalkınma aşamasında olan ülkemizde sanayileşme faaliyetleri, yeni teknolojilere yönelim, hayat standartlarının yükselmesi ve artan nüfus, her yıl daha fazla enerji tüketimine neden olmaktadır. Hızlı talep artışı nedeniyle, 2020 yılında toplam enerji arzının ancak %20'sinin yerli üretimle karşılanabileceği beklenmektedir. Enerji kaynakları açısından kısıtlı kaynaklara sahip ve dışa bağımlı konumda olan ülkemizde, enerji ihtiyacının yeterli, güvenilir ve ekonomik olarak sağlanması temel hedeftir. Bu hedefin gerçekleştirilmesi için yeni tesislerin yapımından önce hali hazırda mevcut enerji tesislerimizin emre amade olarak tam kapasite ile verimli bir şekilde çalıştırılmasının önemi büyüktür.

Bu çalışmada, ülkemizin elektrik üretiminin %44,8'ini gerçekleştiren doğalgaz dönüşümlü kombine çevrim santrallerinin temel ekipmanları olan gaz türbini, atık ısı kazanı, buhar türbini ve kondenserin performans parametreleri tanımlanmış, bunların matematiksel modelinin oluşturulması için gerekli olan formülasyonlar belirtilerek, ekipman performanslarının genel tesis performansına etkisi irdelenmiştir.

Sonraki aşamada ise tesis genelinden gelen veriler PI programı ile bir araya toplanarak, burdan oluşturulan bir dönüşüm programı ile matematiksel formüllerin tanımlanarak

özöldüğü Matlab programına aktarılmıştır. Matlab'ten elde edilen sonuçlar gerçek tesis verileri ile kıyaslanarak ilk aşamada verilen kombine çevrim santrallerinde performans izlemede kullanılan olan formüllerin doğruluğu teyit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kombine çevrim, performans izleme, gaz türbini, atık ısı kazanı, buhar türbini, kondenser.

PERFORMANCE MONITORING METHODS IN COMBINED CYCLE POWER PLANTS

Rufi ÖZGÜR

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assistant Professor Dr. Süleyman Hakan SEVİLGİN

Industrialisation activities, inclination to new technologies, increasing life standards and increasing population cause more energy consumption every year in our rapidly developing country. Because of increasing demand, it's expected that in 2020, only %20 of total energy demand will be supplied with local production. Our country has limited energy sources and foreign-dependent so supplying energy in sufficient, reliable and economic way is the main target. Before building new plants to realize this target; using our available plants effectively and with full capacity, is very important.

In this study; performance parameters of gas turbine, heat recovery boiler, steam turbine and condenser, which are main equipments of natural gas transformational combined cycle power plants, producing %44,8 of our country's electricity, are defined. Necessary formulations to build mathematical model for these are determined and the effect of equipment performance on general power plant performance is studied.

On the next stage; datas from general power plant are gathered together with PI program and then they are transformed to Matlab program via a transformation program to solve mathematical formulas by defining. Results from Matlab are compared with actual power plant datas and formulas from combined cycle power plants, given in first stage and used to monitore the performance, are confirmed about their validity.

Key words: Combined cycle, performance monitoring, gas turbine, heat recovery boiler, steam turbine, condenser.

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Tezin Amacı

Türkiye, kalkınma hedeflerini gerçekleştirme, toplumsal refahı artırma ve sanayi sektörünü uluslararası alanda rekabet edebilecek bir düzeye çıkarma çabası içindedir. Bu durum, enerji talebinde uzun yıllardır hızlı bir artışı beraberinde getirmektedir. Önümüzdeki yıllarda da bu eğilimin devam edeceği tahmin edilmektedir. Yapılan çalışmalara göre 2008 yılında elektrik tüketimimiz bir önceki yıla göre %4.2 artarak 198.0 milyar kW-saat, elektrik üretimimiz ise bir önceki yıla göre %3.5 artarak 198.2 milyar kW-saat olarak gerçekleşmiştir. Elektrik talebinin 2020 yılında düşük senaryoya göre 440,1, yüksek senaryoya göre ise yaklaşık 483,6 milyar kW-saat düzeyine ulaşacağı hesaplanmaktadır. Artan elektrik talebini karşılamak üzere, 2020 yılına kadar olan dönemde yaklaşık 41.744 MW olan mevcut kurulu gücümüzün düşük senaryoya göre en az iki katına (80.000 MW) çıkartılması gerekmektedir. Yüksek senaryoya göre ise bu rakam 96.000 MW olarak hesaplanmıştır.

Türkiye, özellikle yüksek talep artışının karşılanması, yeterli yatırımların yapılması ve verimliliğin artırılması için enerji sektöründe rekabete dayalı ve şeffaf bir piyasa yapısının oluşturulması yönünde adımlar atmaktadır. Son yıllarda enerji üretim piyasasının liberalleşmesi ile birlikte oluşan güçlü rekabet nedeniyle, yatırımcı firmalar alternatif elektrik üretim yöntemleriyle (fosil yakıt kullanan termik santral, nükleer

santral, hidroelektrik santralleri) kıyaslandığında ilk yatırım maliyetinin düşük olması, daha kısa sürede işletmeye alınabilmesi, verimi oldukça yüksek olan, kullandığı yakıt açısından çevresel etkileri kontrol edilebilen Kombine çevrim santrallerine yönelmişlerdir.

2008 yılı itibarı ile Türkiye’de elektrik üretiminin %48,4’ü doğalgaz dönüşümlü kombine çevrim santralleri ile yapılmaktadır. Santrallerde kullanılan bu doğalgazın da %97’si ithalat yolu ile temin edilmektedir.

Bu çalışmanın amacı, ülkemiz elektrik üretiminde ilk sırada bulunan kombine çevrim santralının temel elemanları olan gaz türbinlerinin, atık ısı kazanlarının, buhar türbinlerinin, kondenserin performans kriterlerini ortaya koymak, bu ekipmanların verimlerinin hesaplanması için gerekli olan formülleri ve bu formüllerde kullanılan ölçüm noktalarını belirlemek, sahadan toplanan ölçüm sonuçları neticesinde yapılan verim hesaplamaları ile bu ekipmanların üreticilerinin verdiği performans değerleri ile karşılaştırılarak şu an da nerede olduğumuzun bulunmasıdır. Enerji santrallerindeki performans parametrelerinin izlenmesi ile birlikte tesis gücünde veya veriminde yaşanan bir bozunmanın (kötüleşmenin), zamanında fark edilmesi, bozunma nedeninin kısa zamanda anlaşılabilmesi, yaşanan bozunmanın oranı ve santrale maliyetinin tespit edilmesi kolaylıkla yapılabilecektir. Böylece ülke olarak zaten kısıtlı olan enerji kaynaklarımızın mümkün olduğunca verimli kullanılması, enerji maliyetlerinin ekonomi üzerindeki yükünün hafifletilmesi, enerji üretim firmalarının rekabetçi fiyatlar sunabilmeleri sağlanacaktır.

1.2 Literatür Özeti

Bass,R. Ve arkadaşları, (2009). “The impact of variable demand upon the performance of a combined cycle gas turbine (CCGT) power plant” isimli çalışmalarında modern bir kombine çevrim santralinde en uygun koşullar altında çalışırken ölçülen performanslar ile çıkış (üretim) gücünün değiştirilmesi durumunda oluşan performansları kıyaslayarak bunun yakıt tüketimine, NO_x , ve CO_2 emisyonunun etkilerini incelemişlerdir.

Pan,L. Ve arkadaşları, (2007). “Sub-Space Principal Component Analysis for Power Plant Monitoring” isimli çalışmalarında santralin değişik noktalarından kontrol odasına gelen ölçüm ve bilgi sinyallerinin birbirleriyle ilişkili olduğu düşüncesinden hareketle veri madenciliği yöntemleri ile eski ve de güncel verileri kullanarak santral performansındaki bozunmayı incelemişlerdir.

Kim, S. ve Joo,Y., (2004). “Implementation of on-line performance monitoring system at Seoincheon and Sinincheon combined cycle power plant “ isimli çalışmalarında gerçek zamanlı sürekli bir performans görüntüleme sisteminin işletme verimliliğini artırmada ve ekipman bakımını en iyi hale getirmede nasıl kullanıldığını açıklanmışlardır.

Ünver ve Kılıç, (2005). “ Bir kombine çevrim güç santralinin termodinamik analizi” isimli makalelerinde doğal gaz yakıtlı bir kombine güç santralinin yük ve çevre koşullarına bağlı olarak performans parametrelerinin değişimini ve değişim parametrelerinin birinci ve ikinci kanun kapsamında analizlerini yapmışlardır.

Cafaro, S ve arkadaşları, (2008). “Monitoring of the thermoeconomic performance in an actual combined cycle power plant bottoming cycle” isimli çalışmalarında gerçek tarihsel verileri kullanarak termoeconomik analiz yapmışlar, ardından santralin her bir işletim koşulu için referans koşulları belirleyerek her bir termoeconomik parametreyle bağlantılı olan boyutsuz bulgular tanımlamışlar, böylece bir “maliyet azaltma” tahmini yürütmüşlerdir.

Ongiro, A. Ve arkadaşları, (1996). “Modeling of heat recovery steam generator performance” isimli çalışmalarında gelişmiş güç santrallerindeki performans simülasyon modellerinde kullanılmak üzere mümkün olduğunca tasarım ve işletimsel

kısıtlamaları da göz önünde bulunduran ve aynı zamanda hesaba dayalı karmaşıklıkları düşük bir seviyede tutan sayısal bir yöntem geliştirmişlerdir.

Chuang, C. ve Sue, D. (2004). "Performance effects of combined cycle power plant with variable condenser pressure and loading" isimli çalışmalarında santral yüküne bağlı olarak kondenser basıncındaki değişimlerin santral performansına etkisi incelenmiştir.

Polyzakis, A.L. ve arkadaşları, (2006). "Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant" isimli çalışmalarında kombine çevrim güç santrallerinin optimizasyonu hedef alınmış ve santrallerde kullanılabilecek dört farklı gaz türbini çevrimi (basit çevrim, ara soğutmalı (intercooler) çevrim, ara ısıtmalı (reheated) çevrim ve hem ara soğutulup hem ara ısıtılan (intercooled & reheated) çevrim) genel verimlilik, kurulum, işletim maliyetleri, bakım kolaylığı ve de tam yük düzeyinde çalışan bir güç santraline uygun dayanıklılık gibi konular göz önünde bulundurularak kıyaslanmıştır. Aralarından en iyisinin seçilmesi amacıyla incelenmiştir.

C. Jones and J. A. Jacobs, (2000). "Economical and technical considerations for combined-cycle performance - enhancement options," isimli çalışmalarında kombine çevrim santrali performansının arttırılmasında ekonomik ve teknik süreçleri ele almışlardır.

Karakaş, (2002). "Doğal gaz ile elektrik enerjisi üretimi ve ekonomik analizi" isimli çalışmasında mevcut elektrik üretim santralleri çevresel etkileri ve bu etkilerin giderilme yöntemlerini belirtmiştir. Ayrıca kombine çevrim santrallerinin avantajları ve kombine çevrim uygulamaları anlatılıp, bir kombine çevrim santrali tasarlamıştır.

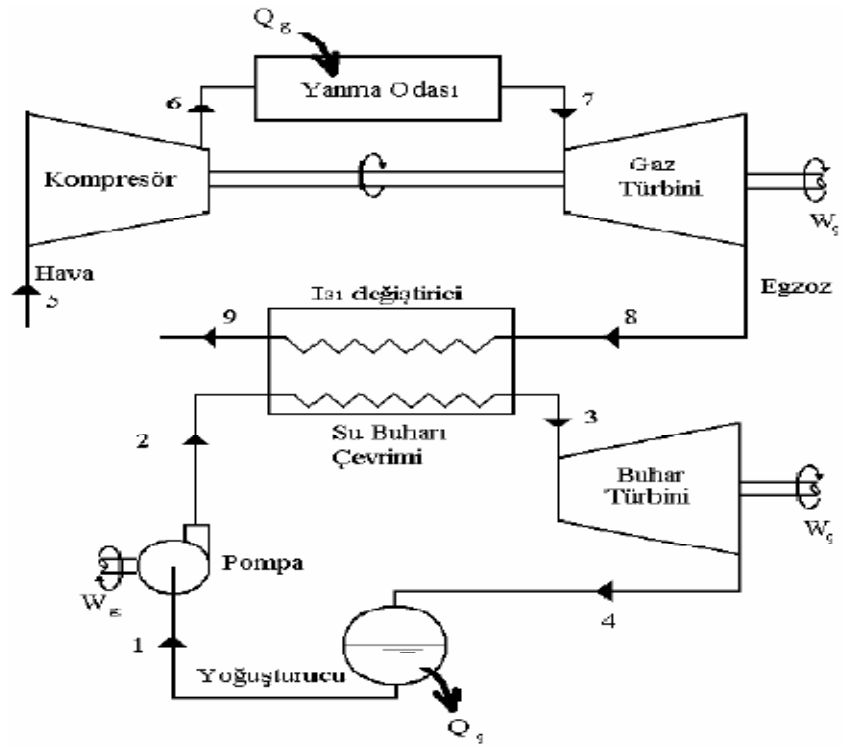
1.3 Hipotez

Bir kombine çevrim santralinde sistem performansını izlemek adına gerekli noktalardan gerekli ölçümler alınıyor ise alınan bu ölçümleri bir araya getirerek gerekli yerlere aktaran bir bilgisayar programı ile matematiksel bir çözüm programının birlikte kullanılması ile santralin anlık güncel performansı takip edilebilir. Yapılan performans analizlerinde sistem, çevre, üretim ve yakıt ilişkileri, kullanılabilir enerji miktarının tespiti, tersinmezliklerin tespiti, enerji kalitesi, buhar kalitesi, kayıplar ve ürünün maliyeti gibi bir çok parametreyi birlikte kullanma imkanı sağlanmış olur.

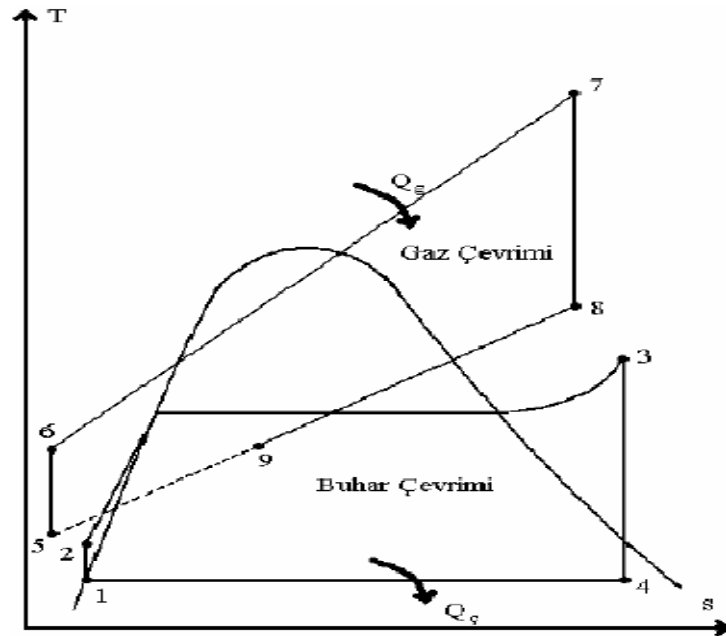
KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALLERİNE GENEL BİR BAKIŞ

Kombine güç çevrimleri, gaz ve buhar türbinlerinin birlikte kullanıldığı çevrimlerdir. Kombine çevrim fikri basit Brayton çevriminin verimini, yüksek sıcaklıklarda çalışmasının sağladığı kazançlardan yararlanmak ve egzoz gazlarıyla atılan ısı enerjisini geri kazanarak bu enerjiyi buharlı güç çevrimi (Rankin çevrimi) gibi bir alt çevrimde ısı kaynağı olarak değerlendirmek fikrinden hareketle ortaya çıkmıştır. Kombine güç çevrimleri geçen yüzyılın başından beri tasarlanan sistemler olmasına rağmen ilk kombine çevrim santralının 1950’de kurulmuş olup, daha sonra hızla artan uygulamaları ile günden güne gelişim göstermektedir.

Kombine çevrimlerde birincil olarak elektrik üretimi sağlanmakla birlikte, istenirse çevrimden ara buhar alınarak santral, birleşik ısı-güç (cogeneration) sistemi olarak da çalıştırılabilir. Bu özelliği ile kombine çevrimler, ısı-güç üretiminde günümüzde var olan en verimli yöntem konumundadır.



Şekil 2.1 Kombine çevrimin şematik gösterimi



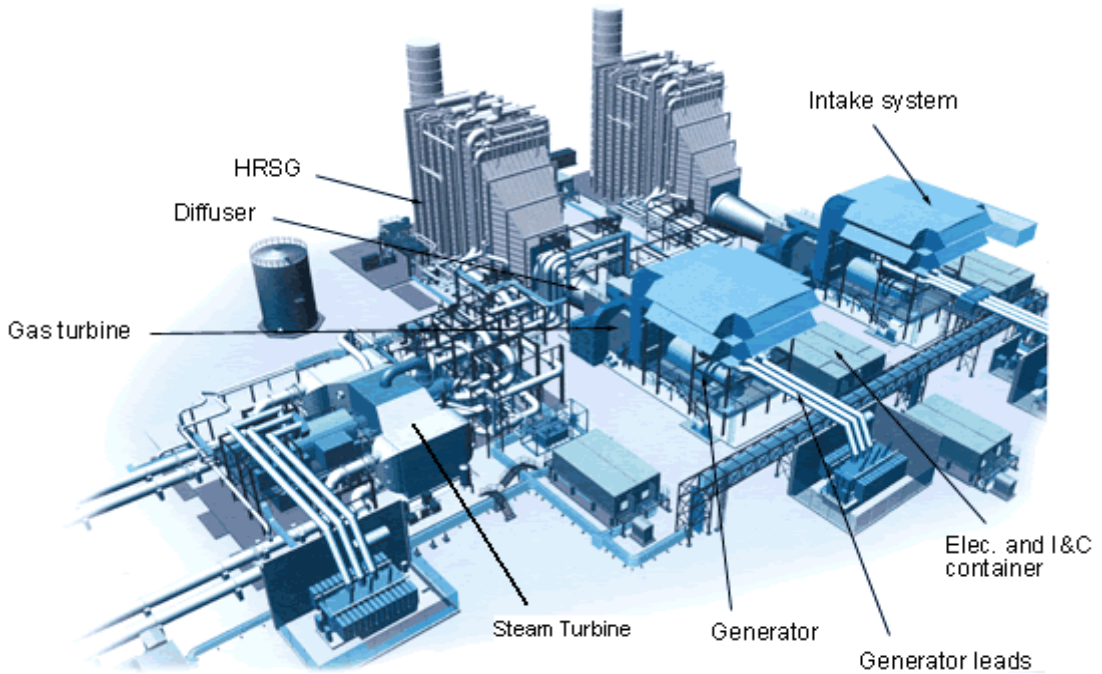
Şekil 2.2 Kombine çevrim için T-s diagramı

Genel olarak kombine çevrimin çalışma prensibi şöyle özetlenebilir;

Atmosferden alınan hava, bir filtre sisteminden geçirildikten sonra gaz türbinin kompresör kısmına girer ve burada sıkıştırılarak yanma odasına iletilir. Yanma odasına püskürtülerek verilen yakıt da bu sıkıştırılmış hava ile karışarak yanar. Burada oluşan yüksek basınçlı sıcak gazlar gaz türbini kanatlarından geçerek türbini döndürür ve türbine bağlı generatörden elektrik enerjisi üretilir. gaz türbinden çıkan sıcak atık gazlar bir egzost kanalı ile atık ısı kazanına iletilir. Egzost gazları, ısılarını burada su/buhar çevrimine transfer ederek soğur ve daha sonra kazan bacasından atmosfere atılırlar.

2.1 Kombine Çevrim Santralı Elemanları

Bir kombine çevrimli elektrik santralının başlıca üniteleri; gaz türbini- jeneratör ünitesi, yakmasız atık ısı kazanı, buhar türbini- jeneratör ünitesi, kondenser ve kontrol ünitesidir. Bu üniteler, kalitesi ispatlanmış, güvenilir üniteler iseler kombine çevrim sisteminden mükemmel bir performans alınabilir. Bu ünitelerden gaz türbini-jeneratör, buhar türbini jeneratör üniteleri öncelikli imal edilirler. Atık ısı kazanları ve kontrol üniteleri bu ikisine uyum gösterecek form ve ölçülerde imal edilirler.



Şekil 2.3 Kombine çevrim santralının genel görünümü

2.1.1 Gaz Türbinleri

Gaz türbini yakıt enerjisini mekanik enerjiye çeviren makinedir. Sıkıştırılmış havayı alıp nozullarında genişleten türbin, çıkış shaftı ile bir jeneratör ve kompresörü çalıştırır. Makinanın içerisinde sıkıştırılmış havanın sağlanması bir aksel veya radyal akış kompresörü ile gerçekleştirilir. Sıkıştırılmış hava, yanma odasına gönderilerek burada yakıt ile karışarak yanar. Gaz türbinlerinde önemli olan kullanılan yakıtın türü değil, kızgın havanın elde edilmesidir. Yaklaşık 1200 derecedeki kızgın hava nozullarda kısmen hız enerjisine dönüştürebilecek olan belli bir miktardaki ısıyı ihtiva eder. Yüksek hız kazanan hava gaz türbini hareketli kanatlarında yön değiştirir ve türbin rotorunun dönmesini sağlayacak olan bir itme kuvveti oluşturur.

Gaz türbininin karakteristiği, yapısı, performansı, kombine çevriminin verimine, performansına doğrudan etki eder. Gaz türbinlerinin verimlerinin iyiye doğru artması için ateşleme sıcaklığının artması, basınç ve korozyona dayanıklı malzeme kullanılması ve soğutma teknolojisinin gelişmesi gerekir.

2.1.1 Atık Isı Kazanları

Artık ısı kazanları yakmasız, yatay veya dikey olarak standart bir konstrüksiyonda, gaz türbininden gelen sıcak gazın ısı enerjisini boru yüzeylerinden alıp, kazan borularının içindeki suya doğru ısı transferini gerçekleştirerek, bu şartlandırılmış suyun buhar fazına geçmesini sağlarlar. Tabi veya pompalı sirkülasyonlu tipleri mevcuttur.

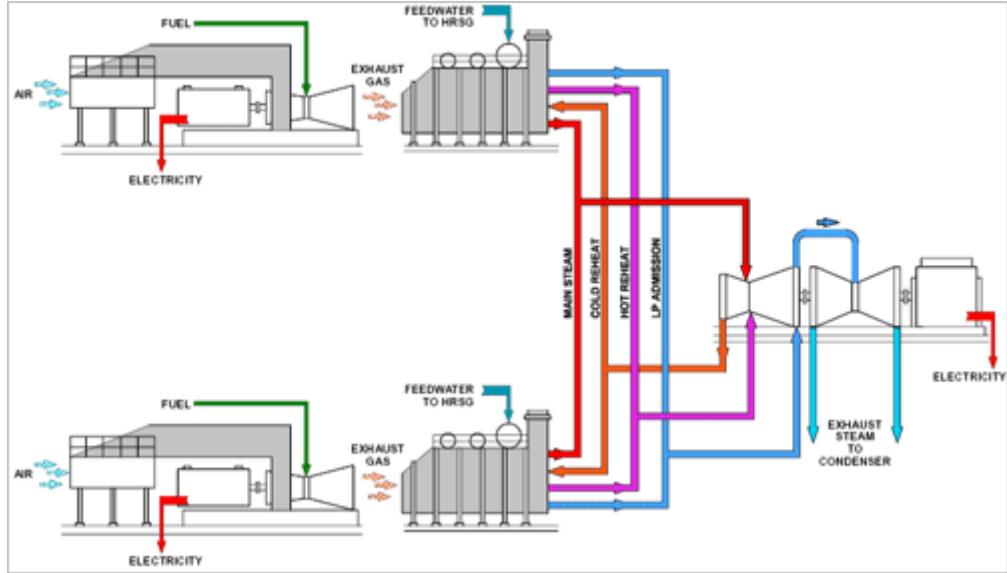
Atık ısı kazanlarında, genel olarak üç ayrı ısı eşanjörü bölümü bulunur. Su/buhar çevriminde, su/kondensat ilk önce kazanın ekonomizer bölümüne girer ve doyma sıcaklığının çok az altında bir sıcaklığa kadar ısıtılır, daha sonra evaporatör bölümünde buhar haline dönüşür ve bu doymuş buhar kızdırıcı bölümünde tekrar ısıtılarak kızgın buhar olarak buhar türbinine verilir. Yukarıda tek basınç kademeli bir kazan/buhar türbini grubu için su/buhar çevrimi basit olarak izah edilmiştir. Ancak, kazan/buhar türbini gruplarının tekrar kızdırmalı veya tekrar kızdırmaz, iki ya da üç basınç kademeli

olmaları durumunda; ekonomizer, evaporatör ve kızdırıcı bölümleri de her bir basınç kademesi için kazan içinde ayrı ayrı yer alırlar ve bu basınç kademelerine bağlı olarak su/buhar çevrimi de kendi içinde ayrı çevrimler oluşturulur.

2.1.3 Buhar Türbinleri

Buhar türbinleri, ısı enerjisi yüksek yani yüksek basınç ve sıcaklığa haiz bir akışkanın ısı enerjisini mekanik enerjiye çeviren termik turbomakinalardır. Buhar türbinlerinde akışkan olarak su buharı kullanılmaktadır. Buhar türbininden elde edilen mekanik enerji genellikle, türbine bir dişli kutusu aracılığıyla bağlanan jeneratör yardımıyla elektrik enerjisine çevrilir. Güç üretiminde genellikle rankine çevrimini kullanılırlar.

Kombine çevrim santrallerinde iki veya daha fazla basınç kademesindeki buhar ve bu buharın basıncına uygun buhar türbini bulunur.



Şekil 2.4 Buhar türbinlerinin kombine çevrim santrallerinde yerleşimi

2.1.4 Kondenserler

Kondenserler, çoğu zaman sabit basınçta, bir maddeyi “Buhar fazından” “Sıvı fazına” getiren eşanjör veya ısı alıp veren cihazlardır. Buhar fazından sıvı fazına olan değişim, gizli buharlaşma ısının giderilmesi ile gerçekleştirilir. İşletme basıncı atmosfer üstü, atmosfer veya atmosfer altı olabilir. Atmosfer altı basınçlı ya da vakumlu olan kondenserlerde, işletmeciler buhardan daha fazla iş elde ettikleri için hemen hemen tüm buhar kondenserleri atmosfer altı basınçta çalıştırılırlar.

Buhardan, buharlaşma gizli ısını çekebilmek için bazı soğutucu maddelerin kullanılması gerekir. Çok çeşitli sıvı ve gazların bu amaç için kullanılması mümkün olmakla birlikte yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkan sudur.

ENERJİ SANTRALLERİNDE PERFORMANS İZLEMeye GENEL BİR BAKIŞ

3.1 Enerji Santrallerinde Performans Nedir?

Enerji tesislerinde performansın iki ölçümü vardır. Bular güç ve ısı sarfiyatıdır. En yüksek gücün, en düşük ısı sarfiyatı ile elde edilmesine gerek yoktur, bunlar performansın bağımsız ölçümleridir. Bir tesis operatörünün en yüksek verimliliği veya en yüksek güç çıktısını kontrol etme şansı vardır. Enerji tesisindeki performans değerlendirmesi, hem güç üretim kapasitesi hem de ısı sarfiyatı kapasitesinin değerlendirmelerini içerir.

Basit çevrimli bir gaz türbini, bir enerji tesisi gibidir. Bu nedenle hem güç üretimi hem de ısı sarfiyatı, bir gaz türbinini izlerken değerlendirilecek bağımsız performans parametreleridir.

Bir atık ısı kazanının görevi, var olan egzoz gazı enerjisini, olabildiğince çok buhara çevirmektir. Tesis tam yükte çalışırken, buharın sıcaklığı ve basıncı tesis tarafından kontrol edilir ve bu nedenle de bunlar atık ısı kazanı performansının bağımsız parametreleri değildir. Atık ısı kazanının karşılamak zorunda olduğu gereksinimleri gösterir. Geliştirilmiş atık ısı kazanı etkinliği veya verimliliği, geliştirilmiş buhar üretimi ile sonuçlanır. Atık ısı kazanı verimliliğini artırmadan buhar üretim kapasitesinin

artırılma şansı yoktur; bu nedenle verimlilik ve buhar üretimi, performansın bağımsız parametreleri değildir.

Buhar türbininin güç üretebilmesi için buhar tüketmeleri gerekir. Türbinde tüketilen buhar miktarı ve türbinde üretilen güç türbin performansının önemli parametreleridir ve her ikisi de değerlendirilmelidir.

Bir kondenserin görevi, mümkün olan en düşük basınçta bir buhar türbininden çıkan buharın hepsini yoğuşturmadır. Buharın tümünü yoğuşturma gereksinimi, karşılanması gereken bir ihtiyaçtır. Kondenserin basıncı, kondenser performansının bir ölçümüdür: en düşük basınç, en iyi performansı getirir. Bir kondenserin performansı, buhar türbini egzoz (kondens) basıncını, beklenen değerine kadar azaltma yeteneğinin göstergesidir.

3.2 Enerji Santrallerinde Performans İzleme Nedir?

Performans izleme, bir güç tesisinin ve donanımının üretim kapasitesinin ve verimliliğinin, ölçümlenen tesis verisi kullanılarak sürekli olarak denetlenmesi sürecidir. Performans izleme değerlendirmeleri, tesisteki mevcut on-line enstrümantasyonundan hazır olarak bulunan verilerin kullanılmasıyla düzenli aralıklarla tekrar eder. Test için özellikle oluşturulmuş bir enstrümantasyona dayanan tek seferlik bir olay olması durumunda bu durum, performans testinde bir değişikliğe neden olabilir.

Performans izlemenin amacı; tesisteki operatörlere, problemleri tanımlama, performansı arttırma, bakımların gerçekleştirilmesi ve tesis operasyonunun en uygun şekilde yürütülmesi için ekonomik kararlar verme konusunda ek bilgi sağlama amacıyla tesisin ve donanımlarının bozunumlarını (performanstaki düşüş) sürekli olarak değerlendirmektir. Başarılı bir performans izleme sistemi, tesis operatörlerine, tesisin performansının ne kadar değişeceğini ve tesisteki donanımın her bir parçasının bu değişime ne kadar katkıda bulunacağını anlatabilir. Bu da, tesis içindeki performans

problemlerinin lokalize edilmesi ve performanslarındaki kayıplar nedeniyle meydana gelen operasyonel kayıpların tahmin edilmesini sağlar.

“Benim performansım ne kadar iyi?” sorusunu cevaplamak için, tesisin var olan kapasitesinin ve donanımının, beklenen kapasite ile karşılaştırılması gerekmektedir. Böylece, performans izleme, var olan kapasite “Neredesin” ile beklenen kapasitenin “Nerede Olmalısın” nın bir karşılaştırmasıdır.

Üretim kapasitesi, üretim için tasarlanan donanımın üretebileceği çıkış gücünün kapasitesinin bir ölçümüdür; o an ki var olan üretim değildir. Diğer bir deyişle, 600 MW üretmek için tasarlanan bir tesis, sıcak bir günde ancak 550 MW üretebilir ama tasarlanan koşullar altında hala 600 MW üretme kapasitesine sahiptir. Performans izlemenin amacı, zaman içerisinde gösterilen değişimin kapasitesini sürekli olarak değerlendirmek ve gözlemlemektir.

Bozunma, donanımdaki mekanik problemlerle (aşınma, kirlenme ve paslanma.. gibi) oluşan donanım eksiklikleri olarak tanımlanır ama tesis operatörlerinin kontrolü altında ayar noktalarında yapılan değişiklikler bozunmaya sebep değildir. Örneğin, düşük kalitede yakıt yanarken, tesis operatörleri CO emisyonlarını düşürmek için, kömür yakan bir kazanda ek oksijen miktarını arttırınca, kazan verimliliği düşer. Kazan kapasitesi değişmez: yakıt ve ek oksijen miktarları orijinal değerlerine dönerse, kazan verimliliği de aynı zamanda orijinal değerini artırır. Bu nedenle bu örnekte gözlemlenen verimlilik düşüşü, bozunma değildir ama ekonomik optimizasyon için bir imkan niteliği taşır.

İkinci örnek ise, NOx emisyon kısıtlarını karşılamak için yakıtta enjekte edilen su oranı artırılan gaz türbinidir. Motor gücü artırılır ve ısı sarfiyatı daha da kötü hale gelir (artar). Performanstaki bu değişiklikler, bozunma göstergesi değildir, sadece çalışma koşullarındaki bir değişimdir.

Ekonomik optimizasyon kapsamında; operasyon modunun bulunması, tesis çalışması hakkındaki tüm zorlukların üstesinden gelecek ayar noktalarının kontrol edilmesi (donanım korunması ve emisyon sınırlamaları gibi) ve tesis karlılığının en yükseğe çıkarılması yer alır. Tesis donanımının var olan bozunması, optimizasyon analizi için önemli bir girdidir ve var olan tesis kontrol ayar noktaları, bozunma (kötüleşme) analizi için önemli girdilerdir ama ikisi için ayrı değerlendirmeler gerçekleştirilir.

Performans izleme, iki hesaplamayı içerir: var olan üretim ve beklenen üretim. Performans bozunmasının değerlendirilmesi, bu iki değer arasındaki bir karşılaştırmadır. Örneğin, 15 °C sıcaklıktaki bir günde 600 MW üretim gerçekleştirmek için tasarlanan bir tesisin 38 °C sıcaklıktaki bir günde 550 MW üretim yapması beklenir. Eğer tesis 38 °C sıcaklıktaki bir günde 550 MW miktarındaki beklenen üretimi karşılırsa, 600 MW olarak tasarlanan üretim seviyesinde performans göstermese bile performansı beklenen performans olarak kabul edilir (sıfır bozunma).

Çizelge 1.1, bu çalışmada tanımlanan tesis ekipmanı türlerini listeler; üretimdeki donanımların her birinin türü, üretimdeki donanımların ölçülen çıkış parametreleridir. Tabloda listelenen donanım hakkında yapılacak herhangi bir performans değerlendirmesi, donanımın var olan üretim kapasitesini, beklenen üretim kapasitesi ile ilişkilendirmelidir. Yakıt tüketen donanım türlerinin, iki üretim amacına sahip olduğunu ve performansın da iki ölçümü olduğunu dikkate alınız. Bunun nedeni de çıkış gücü ve verimliliğin, bu donanım türleri için bağımsız parametreler olmasıdır. Yakıt tüketen donanım için verimlilik, çıktı üretimi ile değerlendirilmelidir çünkü basitçe daha fazla yakıt tüketerek daha yüksek çıktılar elde etmek olası olabilir.

Diğer donanım türleri için (ısı dönüştürücüler ve buhar türbinleri gibi yakıt tüketmeyen türler), enerjinin girdi kaynağı sabitlenmiştir ve bu nedenle de daha yüksek verimlilik, daha yüksek çıktılara neden olur. Bu tür donanımların çıktıları ve verimliliği, bağımsız performans parametreleri değildir.

Çizelge 3.1 Donanım türleri ve üretim amaçlarının listesi

Donanım	Üretim Amacı	Ölçümlenen Çıktı
Güç Tesisi	Elektrik	Net Güç (MW)
	Verimlilik	Net Isı Oranı
Gaz Türbini	Elektrik	Güç
	Verimlilik	Isı Oranı
Atık Isı Kazanı	Buhar Üretimi	Buhar Akım(ları), Sıcaklık(lar) ve Basınç(lar)
Buhar Türbini	Elektrik, Verimlilik	Güç
Kondenser	Vakum	Kondenser Silindir Gövdesi Basıncı

3.2.1 Performans Hesaplama Prosedürü

Performans izleme, düzenli zaman aralıklarında tekrarlanan bir hesaplama prosedürü içermektedir. Hesaplamanın detayları, tesisten tesise büyük değişiklikler gösterir, ölçümlenen verinin mevcut olma durumuna, tesis türüne ve hesaplamaların sofistikasyon (karmaşıklık) derecesine bağlıdır. Bir performans izleme hesaplama prosedürü, her zaman aşağıdaki adımların bazılarını ya da hepsini içerir:

1. Ölçümlenen veriyi elde edin.
2. Hataları ve eksiklikleri bulmak için ölçümlenmiş ham veriyi gözden geçirin, kontrol edin ve/veya doğrulayın.
3. Eğer mümkünse, ölçümlenen veride tanımlanan hataları ve eksiklikleri düzeltin/tamamlayın.
4. Ortalamasını alarak ve/veya diğer tekniklerle ölçümlenen verinin hassasiyetini geliştirin.
5. Ölçümlerden, sıvının termal özelliklerini, entalpi ve entropi gibi, hesaplayın.
6. Ölçümlenmemiş ama var olan ölçümlerden hesaplanabilen veriyi hesaplamak için kütle, enerji ve/veya kimyasal dengeleri kullanın.

7. Isı sarfiyatlarını, verimlilikleri, etkinlikleri, sıcaklık farkları ve temizliği gibi performansa bağlı donanım parametreleri için var olan değerleri hesaplayın.
8. Performansın donanım parametreleri için beklenen değerleri öngörün.
9. Tesis donanımının düzeltilmiş performansını hesaplayın.
10. Performans parametrelerinin beklenen ve var olan değerleri arasındaki farkı baz alan, performanstaki düşüşleri (bozunmayı) hesaplayın.
11. Tesis performansı ve tesis çalışma maliyeti üzerindeki donanım bozunumu etkisini tahmin edin.
12. Bozunan tesis donanımını çalıştırmak için en uygun maliyetli yolu öngörmek için tesis optimizasyon hesaplamalarını uygulayın.

Verilen bir performans izleme sistemi, genellikle tüm bu hesaplama adımlarını gerçekleştirmez ama liste, kapsamlı ve başarılı bir performans izleme sisteminde gerçekleşebilecek ve muhtemelen de gerçekleşen hesaplamaların çoğunu içeren bir listedir.

3.2.2 Beklenen Performans: “Nerede Olmalısın”

Performans izlemesinin anlamlı olabilmesi için gereken husus; var olan performansın beklenen performans ile karşılaştırılmasıdır. Bu süreç, zaman içinde meydana gelecek bozunmaya (beklenen ve var olan performans arasındaki fark) denktir. Performans izleme, tek seferlik bir performans testinin aksine sürekli bir süreç olduğundan, performans değerlendirmesi, çapıtlı tesis çalışma şartı değerleri ile gerçekleştirilir. Bu da, beklenen performansın değerlendirmesini, performans izleme sürecinin en zorlu kısmı haline getirir.

Şekil 1.1, bir gaz türbini için beklenen ve var olan (bozunmuş) gücü göstermektedir. Bir gaz türbini motorunun baz yüklü gücü, giriş hava sıcaklığına bağlı olarak değişir bunu şekilde beklenen güç çizgisi üzerinde gösterildiği gibi görebiliriz. Bu amaçlar doğrultusunda, ortam sıcaklığı, sadece değişen bir çevresel parametredir. Gaz türbini sağlayıcıları, ortam koşulları ile performansın nasıl değişiklik göstereceğini gösteren performans eğrileri sağlar. Bir tedarikçinin performans eğrisi, beklenen güç çizgisini

hesaplamak için kullanılabilir. Beklenen güç çizgisi üzerindeki bir noktanın, hava giriş sıcaklığında meydana gelen ölçümlenen güç olduğuna dikkat ediniz

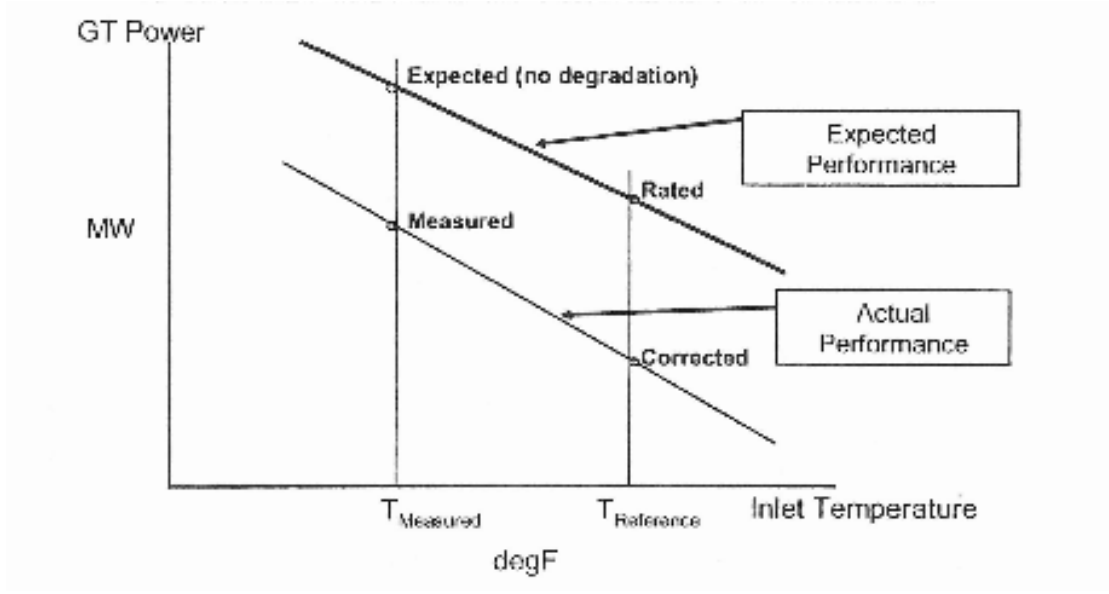
(Şekil 3.1’de, $T_{Reference}$ olarak gösterilmiştir).

Bozunmaya uğramış bir gaz türbini, belli bir aralıktaki giriş havası sıcaklıklarında çalıştırıldığında, ölçümlenen gaz türbini güç seviyeleri, şekil 3.1’de gösterildiği gibi beklenen güç çizgisinin altında seyredebilir.

Düzeltilmiş güç, gerçek (bozunmuş) motorun referans sıcaklıkta çalışması durumunda üreteceği güçtür. Ölçümlenmiş ve düzeltilmiş güç arasındaki fark, ölçümlenen motordaki bozunmadır.

Beklenen performansın hesaplanması için izlenen prosedür, referans çalışma koşullarında beklenen performans ile başlar (ölçümlenen performans) ve sonrasında donanımın referans çalışma koşullarından farklı koşullarda çalışması durumunda donanım performansında meydana gelecek değişikliği öngörmek için donanım performansı modeli veya modelleri kullanılır. Donanım performans model(leri), çizelgeden okuma gibi çok basit veya fiziksel bazlı bilgisayar programları gibi çok kompleks ve karmaşık olabilir.

Performans Değerlendirme Terimleri



Şekil 3.1 Bir gaz türbini için nominal, beklenen, ölçümlenen ve düzeltilmiş gücün karşılaştırılması

Şekil 3.1'deki beklenen performans çizgisi, gaz türbinindeki bir performans modelinin basit bir örneğidir. Bu çizgi, gaz türbini giriş sıcaklığı değişimine bağlı olarak gaz türbini gücünün nasıl değiştiğini gösterir. Çizgi, bilgisayarlaştırılmış performans modelinin bir parçası olarak çizelgeden okumalı tabloya dönüştürülebilir.

Tabii ki herhangi bir gaz türbini performans izleme sistemi, diğer referans çalışma koşullarında da değişiklikler kaydetmelidir ki bu koşullar şunlardır: girişteki basınç kaybı, egzoz basıncı kaybı, yakıt özellikleri, giriş basıncı, girişteki nem, buhar/su enjeksiyonu, girişteki yönlendirici kılavuz sabit kanatların açısı ve yanma sıcaklığı. Bunlar, gaz türbini performansının bağımsız parametreleri olduğu için, her durumda farklı modeller kullanabilir ve toplam güç değişimi, her referans çalışma koşulundaki değişikliklerden öngörülen güç değişimlerinin ürünüdür. Donanım performansını değerlendirmek için kullanılan eğrilere, bu bölümde “Eğri Tabanlı Yöntem” başlığı altında değinilmiştir.

Gaz türbini performansının alternatif bir modeli de kompresör, yanma odası ve genleştiricinin (türbinin) fiziksel bazlı matematik modellerini içeren bir bilgisayar programıdır. Bu gibi bir program, çalışma koşullarını girdiler olarak alır ve bu çalışma koşullarında gaz türbini gücü ve ısı sarfiyatını öngörür. Referans çalışma koşullarında gaz türbini performansının öngörülmesi için bu gibi bir bilgisayar programı gereklidir. Sonrasında performans izleme sistemi, mevcut ölçümlenen çalışma koşullarındaki beklenen performans öngörmek için ölçümlenen veriyi bilgisayar programına girebilir. Donanım performansını değerlendirmek için fiziksel bazlı bilgisayar modellerinin kullanımı, “Model-Bazlı Performans Analizi” başlığı altında daha sonra tanımlanacaktır.

3.2.3 Donanım Değerlendirmesi

Değerlendirilen tesis donanımı performansı, donanım performansını değiştiren ama donanımın kendisi olmayan tüm harici koşullar ve kontrol ayarlarının spesifikasyonunu içermektedir.

Bir tesis ve donanımı için değerlendirme verisi elde etmek için birkaç yöntem vardır. İzleme sistemi, zaman içinde gerçekleşen performans veya bozunma değişikliklerini izlediği için, performans izlemenin amacı gerçekleştirecek seçim gelişi güzel yapılır. Eğer gözlemlenebilir sistem, bozunmayı zaman içinde gerçekleşen bir performans düşüklüğü olarak tanımlarsa, değerlendirmenin değeri sıfırlanır. Donanım değerlendirmelerini tanımlamanın birkaç yolu:

- Tedarikçi garantisi kullanın
- Tesis ve donanım için kabul testi kullanın (uygulanmış)
- İzleme sistemi kurulduğu sırada ölçümlenen tesis verisini kullanın
- Ölçümlenen tesis verisini kullanarak değerlendirmeleri düzenleyin

Bir gaz türbini, sadece listede belirtilen referans çalışma koşullarında belirtilen güç ve ısı sarfiyatını üretecektir. Referans çalışma koşullarının değerleri, referans veri olarak tanımlanır. Çizelge 3.2’deki verilerin tümü birbirleri ile tutarlıdır. Çalışma koşullarının

herhangi birini değiştirdiğinizde (referans değerlerinden farklı bir değere) gaz türbini motorunun güç ve ısı sarfiyatı da değişecektir (değerlendirilenden farklı bir değere).

Çizelge 3.2 Bir gaz türbini motoru için tipik değerlendirme ölçütleri

Gaz Türbini Değerlendirme Ölçütleri	Örnek Veri
DEğERLENDİRME:	
Brüt Güç	170 MW
Brüt Isı Oranı	9400 Btu/KW-hr
REFERANS ÇALIşMA KOşULLARI:	
Ortam Sıcaklığı	59 °F (15 °C)
Ortam Basıncı	14.65 psia
Ortamdaki Özgöl Nem	0.0065 lbm H ₂ O/lbm hava
Giriş Basıncı Kaybı	H_2O' da 4
Egzoz Basıncı Kaybı	H_2O' da 12
Buhar/Su Enjeksiyonu	Yok
Yakıt Türü	Doğalgaz
Düşük Yakıt Isıtma Değeri	20200 Btu/lbm
Girişteki Kılavuz Vana Açısı	85°
Yanma Sıcaklığı	2300 °F (1260 °C)
Giriş Soğutması veya Sıcaklığı	Yok

Bir gaz türbini veya herhangi bir donanım türü için beklenen performans öngörüsü, hem değerlendirme ölçütlerini (hem değerlendirilen performans hem de referans çalışma koşullarını içerir) hem de buna ek olarak operasyon koşullarında meydana gelecek bir değişim ile performansın nasıl değişiklik göstereceğini öngören bir performans modelini gerektirir.

Çizelge 3.3, tipik bir atık ısı kazanı için değerlendirme ölçütlerini göstermektedir.

Çizelge 3.3 Bir atık ısı kazanı için tipik değerlendirme ölçütleri

Atık Isı Kazanı Değerlendirme Ölçütleri	Örnek Veri
DEĞERLENDİRME:	
Yüksek Basıncılı Buhar Akımı	415,000 lb/hr
Orta Basıncılı Buhar Akımı	70,000 lb/hr
REFERANS ÇALIŞMA KOŞULLARI:	
Egzoz Gazı Akımı	3,250,000 lb/hr
Egzoz Gazı Sıcaklığı	1138 F
Egzoz Gazı Bileşimi	%3 H_2O
Yüksek Basıncılı Dom Basıncı	1900 psia
Orta Basıncılı Dom Basıncı	400 psia
Düşük Basıncılı Dom Basıncı	100 psia
Girişteki Besleme Suyu Sıcaklığı	140 F
Yüksek Basıncılı Buhar Sıcaklığı	1100 F
Kanal Brülörü Yakıt Akımı	yok
İşlemdeki Buhar Boşaltımı	20,000 lb/hr
İşlemdeki Su Boşaltımı	30,000 lb/hr

Bir kere daha, atık ısı kazanı için belirtilen değerlendirme ölçütleri gösterdi ki; atık ısı kazanı, referans çalışma koşullarında çalışıyorsa değerlendirilen buhar akımlarını üretecektir. Atık ısı kazanının beklenen performansını öngörmek için, izleme sistemi, referans değerlerinden farklı olan çalışma koşullarında atık ısı kazanı değişikliklerini öngörmek zorundadır.

Çizelge 3.4, bir gaz türbini için tipik değerlendirme ölçütlerini göstermektedir.

Çizelge 3.4 Bir buhar türbini kazanı için tipik değerlendirme ölçütleri

Buhar Türbini Değerlendirme Ölçütleri	Örnek Veri
DEĞERLENDİRME:	
Brüt Güç	190 MW
REFERANS ÇALIŞMA KOŞULLARI:	
Kısma Valfi Buhar Akımı	930,000 lb/hr
Kısma Valfi Buhar Sıcaklığı	1137 F
Kısma Valfi Buhar Basıncı	1800 psia
Kondenser Karşı Basıncı	0.8 psia
Tekrar Isıtmalı Buhar Sıcaklığı	1000 F
Yüksek Basıncılı Tahliye Akımı	Yok
Düşük Basıncılı Giriş Supabı Akımı	160,000 lb/hr

Bir buhar türbini, sadece tasarlanan buhar akış koşullarında ve kondenser basıncında tasarlanan gücü üretebilir. Bu akış koşullarında veya basınçlarındaki herhangi bir değişiklik, buhar türbini gücünün de değişmesine neden olacaktır.

Çizelge 3.5 Bir kondenser için tipik değerlendirme ölçütleri

Kondenser Değerlendirme Ölçütleri	Örnek Veri
DEĞERLENDİRME:	
Üst Yüzey (Buhar) Basıncı	0.8 psia
REFERANS ÇALIŞMA KOŞULLARI:	
Girişteki Buhar Akımı	930,000 lb/hr

Girişteki Buhar Entalpisi	1000 Btu/lb
Soğutma Suyu Akımı	6,000,000 lb/hr
Soğutma Suyu Giriş Sıcaklığı	80 F

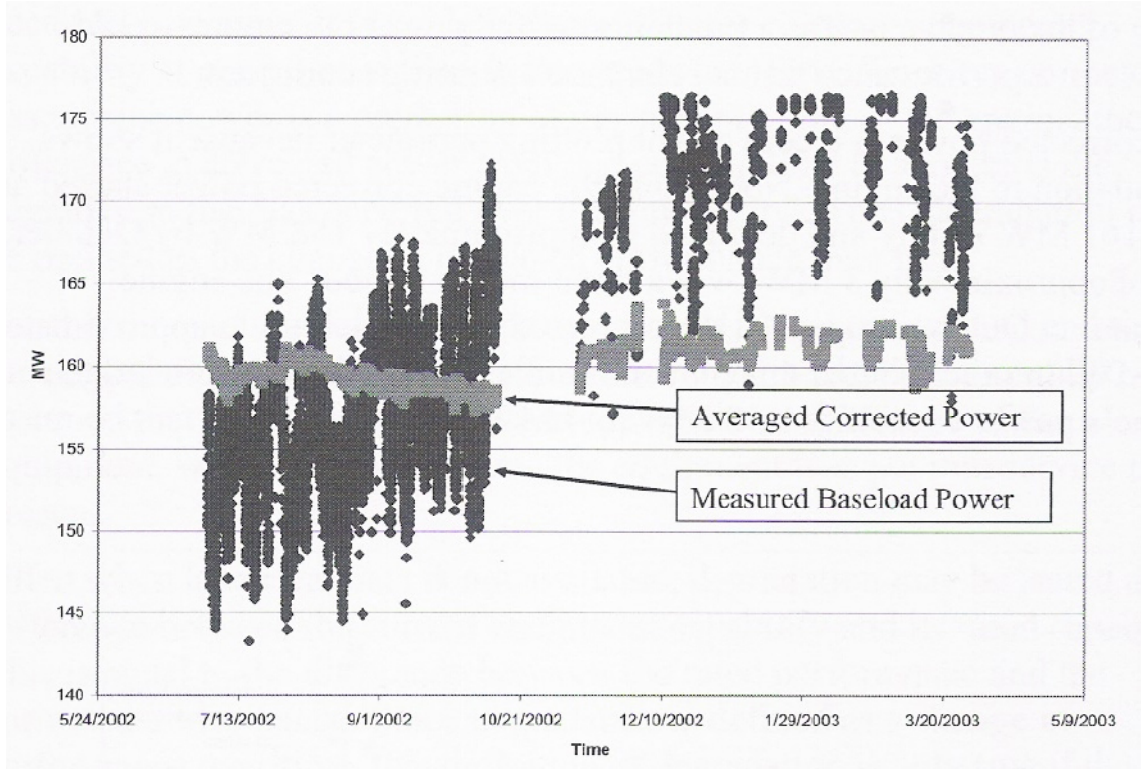
Bir kondenser, içeri giren buharın tümünü yoğuşturmak ve soğutma suyunun yoğuşturulmasından salınan enerjinin transfer edilmesi için gereklidir. Kondenser verimi, soğutma suyu akışı ve soğutma suyu giriş sıcaklığı kondenseri etkilemektedir. buda tesiste bulunan kondenser hariç diğer ekipmanları etkilemektedir. Kondenser, girişteki akış koşullarında (referans) ölçümlenen basıncı elde etmek için tasarlanmıştır. Girişteki buhar veya su akışlarındaki herhangi bir değişikliğin kondenser basıncını değiştirmesi beklenir.

3.2.4 Düzeltilmiş Performans: Bozunma Göstergesi

Kombine çevrim santralleri için, beklenen performans, zaman içinde büyük ölçüde değişir. Birçok performans parametresinin ölçümlenen değerleri, tesis çalışma koşullarındaki değişikliklere göre değişiklik gösterdiği için performanstaki değişiklikleri takip etmek zordur. Zaman içinde değişen performansın tanımlanması için kullanılan metodoloji, standart bir çalışma koşuluna, genellikle de referans çalışma koşullarına yönelik olarak var olan performansı “düzeltir”. Performansın düzeltilmesi, ortam koşulları ve kontrol ayar noktalarındaki değişikliklere bağlı olarak beklenebilecek performans farklarını hesaplamak anlamına gelir. Düzeltilen performans, var olan gaz türbin motorunun referans çalışma koşullarında çalışması durumunda beklenecek performanstır. Düzeltilen performansın faydası, beklenen değerinin sabit kalması ve tasarlanan değere eşit olmasıdır. Bu nedenle düzeltilen değerde gerçekleşecek herhangi bir değişiklik, donanım performansı kapasitesindeki bir değişikliği göstermektedir.

Düzeltilmiş güç, motor performansının barometresidir. Bozunma arttığında aşağıya doğru hareket eder, bozunma azaldığında yukarı doğru hareket eder. Zaman içinde bir

noktadan diğerine yönelik olarak gerçekleşen bozunma, yine zaman içinde düzeltilmiş performansta gerçekleşen değişime eşittir.



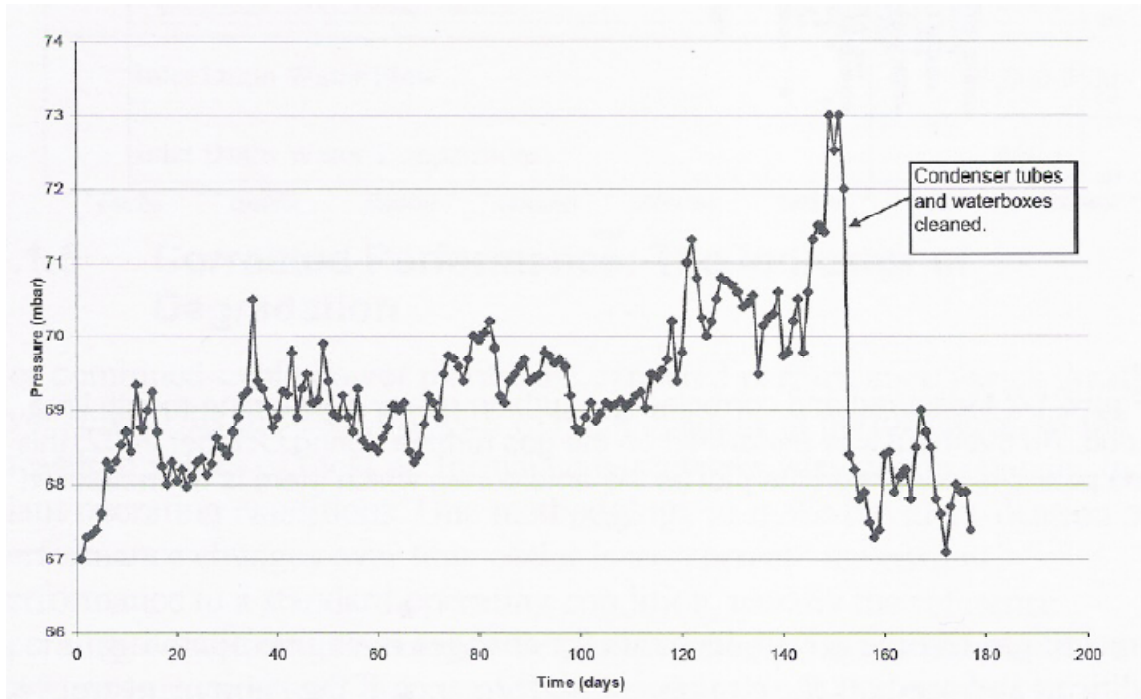
Şekil 3.2 Dokuz aylık bir süreçte ölçülen ve düzeltilen gaz türbini gücü. Ekim 2002'de gaz türbinine bir bakım yapılmıştır; bu zaman dilimi, ölçülen verinin olmadığı zaman diliminde planda gösterilmiştir.

Eğer donanım, referans çalışma koşullarında çalışıyorsa (giriş filtresi delta-P, ortam koşulları, yük seviyesi, su/buhar enjeksiyonu, yakıtın ısı değeri ve egzoz delta-P'yi içerir), düzeltilmiş gaz türbini; motor çalışma koşullarındaki değişiklikler ve donanım performansı öngörülerini hesaplar. Eğer motor çalışma koşullarındaki değişiklikler, gaz türbini gücünde değişikliklere neden oluyorsa, düzeltilen güç değişmez.

Şekil 3.2, gaz türbininin ölçülen ve düzeltilen gücünün gerçek eğilimidir. Ölçülen güç, sadece %99 veya üzeri baz yük gücünde çalışan motor ile aynı çizimde gösterilmiştir. Ölçülen baz yük gücünün her gün değiştiğini ve kış aylarında, yaz

aylarından daha yüksek olduğuna dikkat ediniz. Ölçümlenen gücün eğilim yönü, çalışmanın tarihini oluşturur ama izleyen kişiye bozunma hakkında çok az bilgi verir.

Şekil 3.2’de gösterilen her düzeltilmiş güç noktası, yaklaşık iki saat gibi bir zaman diliminde hesaplanan düzeltilmiş gücün bir ortalamasıdır. Motorun referans çalışma koşullarında çalışması durumunda üreteceği gücün bir öngörüsüdür. Yani, motorun var olan değerlendirmesidir veya referans çalışma koşullarında yapılacak bir performans testinde elde edilecek motor gücünün bir öngörüsüdür. Düzeltilmiş güç, uygun bir çizim parametresidir çünkü motordaki bozunmayı gösterir. Motorun düzeltilmiş gücünün, temmuzda 161 MW’nin üzerinde başladığını, Ekimde yaklaşık olarak 158 MW’de bozunduğunu ve üç aylık dönemde yaklaşık 3 MW kaybettiğini göz önüne alınız. Ocak ayında gerçekleştirilen motor bakımı, düzeltilmiş gücü tekrar yaklaşık 161 MW değerine kadar iyileştirmiştir. Diğer bir deyişle bu çizim, revizyonun motor gücü kapasitesini 3 MW’den 4 MW’a yükselttiğini çizim olarak göstermektedir.



Şekil 3.3 Sekiz aylık bir periyottan daha uzun bir sürede düzeltilen kondenser basıncını gösterir.

Şekil 3.3, İngiltere'deki bir kombine çevrim santralindeki düzeltilmiş kondenser basıncıdır. 150 günden uzun sürede düzeltilmiş basınçta meydana gelen yavaş artış, kondenser tüplerindeki kirlenme ve/veya su bölmelerindeki tıkanmayı gösterir. Tüplerden geçen soğutma suyu akışı, aynı zamanda bu süreç içinde yaklaşık %4 oranında azalır (bu şekilde gösterilmemiştir). Tüpler ve su bölmeleri, tesiste meydana gelen bakım döneminde temizlenmiş, düzeltilmiş kondenser basıncı da başlangıçtaki eğimle yaklaşık olarak aynı değerlere yükselmiş, soğutma suyu akışı da artmıştır (şekilde gösterilmemiştir).

3.2.5 Benim Bozunumum Nedir?

Bozunum (kötüleşme), zaman içerisinde donanımın performans kapasitesinde oluşan azalmadır. Bu, göreceli bir parametredir; donanım kapasitesini iki farklı zamanda karşılaştırır. Düzeltilmiş gaz türbini gücü, motorun var olan değerlendirmesinin bir öngörüsü olduğu için, farklı iki zaman içinde değişiklik gösteren düzeltilmiş güç, zaman içinde meydana gelen bir bozunmadır. Yani bozunum, zaman içerisinde düzeltilmiş performansın değişimi olarak tanımlanabilir.

Bozunum değerinin anlamlı olması için, bozunumun başlangıç ve bitiş zamanı, belirlenmelidir. Eğer bir zaman aralığı belirlenmezse, donanımın hizmete girişinden itibaren başlayan çalışma süresinin aşılması durumunda meydana gelen bozunum olarak varsayılır.

Geçmişe ait veri bulunamazsa, bozunum, mevcut donanım kapasitesi ve değerlendirilen kapasite arasındaki fark olarak tanımlanabilir. Bu da tasarlanan performans ile düzeltilen performans arasındaki farka eşittir. Zaman içinde gerçekleşen performans değişimi, bozunma olarak adlandırıldığı için bozunumun tanımı sadece tasarlanan donanım performansına zaman içinde bir noktada elde edilebilmesi durumunda gerçeklik taşır. Tasarlanan performans, donanım ömrünün başlangıcındaki bir performans testine karşılık tedarikçi garantisi ile eşit olarak ayarlanır. Yani, donanım, tasarlanan performansında çalışmayabilir.

Bu çalışmada bozunum, düzeltilmiş ve tasarlanan performans arasındaki fark olarak tanımlanır. İdeal olarak tasarlanan performans, zamanda verilen bir noktadaki gerçek performans olarak tanımlanır ama yeterli tesis verisi mevcut değilse tedarikçi garantisine de eşit olarak yapılandırılabilir.

Tedarikçi garantisi değişikliği yerine zaman içinde gerçekleşen bir değişiklik olarak yapılan bozunma tanımı, performans izleme konsepti açısından önemlidir çünkü garantide hatalı bir değişiklik olması durumunda; zaman içinde gerçekleşen bir değişiklik, donanım performansında gerçekleşen değişikliklerin tanımlanmasına yardımcı olur. Eğer donanım, garanti kaynaklı bir değişiklik olarak tanımlanırsa (donanımın gerçekte hiç çalışmadığı bir performans seviyesi) donanımın garanti seviyesinden daha iyi çalıştığını gösterir.

3.2.6 Bozunumun Bana Maliyeti Nedir?

Bozunum miktarının bilinmesi önemlidir ama yeterli değildir. Gerçekleştirilecek bakım hakkında kararlar almak için, bozunumun tesise ne kadar mali zarara neden olduğu, tesis operatörleri tarafından bilinmelidir.

Örneğin, gaz türbini performansındaki bir azalmanın (güç ve ısı sarfiyatı), tüm tesis modeli kullanılarak hesaplanacak bir kombine çevrim santrali performansı üzerinde etkisi vardır. Gaz türbinindeki güç azalımı, tesis gücünü azaltır ama hem gaz türbini hem de buhar türbini seviyeleri değişecektir. Gaz türbini bozunumunun bir sonucu olarak normal olarak değişen gaz türbini egzoz akışı ve sıcaklığı nedeniyle buhar türbini gücü de değişir. Gaz türbinindeki ısı sarfiyatında meydana gelen ısı sarfiyatı artışı, üretilen gücün her MW-saat'i için daha fazla yakıt tüketmesine neden olur. Tesis üzerindeki bu etkiler ve ısı sarfiyatı, daha sonra yanan ekstra yakıtı yakıt maliyetinin uygulanması ile çalışma maliyetlerine dönüştürülebilir ve/veya bozunum yüzünden satılamayan güce yönelik bir MW-saat'te bir maliyettir.

Bozunumun zaman içerisinde gerçekleşen performans değişikliği olarak tanımlandığı bir durumda, tedarikçi garantisinde meydana gelen bir değişiklik önem taşır. Tesis bir kere kabul edilip ticari operasyon sürecine girdikten sonra, donanım garantileri hakkında endişelenmek için çok geçtir. Operatörlerin gerçekleşmesini beklediği en iyi durum, tesisin geçmişte gerçekten çalıştırıldığı bir seviyede tesis performansını etkin hale getirmektir. Bu nedenle bozunma (kötüleşme), olası performans gelişimi hakkında yapılan bir tahmindir ve var olan bozunum, engellenebilme potansiyeline sahip bir operasyonel maliyet kaynağı olarak görülebilir.

Normal olarak bozunum, her donanım türü için değişik mühendislik ünitelerinde değerlendirilir: kondenser bozunumu psia cinsindense veya yüzdeli ise gaz türbini bozunumu da MW olarak gösterilir. Bu da, değişik tesis bölümleri veya değişik donanım türleri için ölçümlenen bozunumların karşılaştırılmasını zor hale getirir. Anlamlı olabilecek bir karşılaştırma yapılmasının bir yolu da tüm tesiste güç, ısı sarfiyatı ve operasyon maliyeti üzerindeki bozunum etkisini ölçümlemektir. Bir tesis etkisinin tanımı, bazı bakımlar ile sıfıra indirgenebilecek bozunumları farketmeye yarayacak bir tesis performansı değişikliğidir.

Örneğin bir kondenser, 0.1 psia'lık (6.9 mbar) bir bozunuma sahip olabilir. Bu da kondenserin, bozunumunun sıfır olması durumunda yapılacak çalışmadan 0.1 psia (0.69 mbar) daha yüksek orandaki bir basınçta çalışması anlamına gelir. Bu bozunum, buhar türbini gücünde bir bozunmaya yol açar ki bu durum aynı zamanda tesis gücünde bir bozunuma neden olur. Tesis gücü üzerindeki kondenser bozunumu etkisi, kondenser bozunumundan kaynaklanan ve tesis gücünde meydana gelen değişikliğe eşittir.

Yakıt akışı değişmediği için, kondenser bozunumuna bağlı olarak tesis gücünde meydana gelen bozunum, tesisteki ısı sarfiyatını yükseltir. Kondenser bozunumuna sahip bir Rankine çevrim santralindeki yakıt akışı, çok az miktarda düşebilir çünkü artan kondenser basıncı; kazana giriş yapan besleme suyunun daha fazla sıcaklığa sahip

olmasına neden olur ve bu da kazanın yakıt tüketimini azaltır. Bu nedenle, tesis gücü her zaman düşüş gösterir ve ısı sarfiyatı oranı da kondenser basıncı yükseldiğinde artış gösterir. Kondenserdeki bozunum nedeni ile tesis ısı sarfiyatında meydana gelen değişiklik, tesis ısı sarfiyatındaki kondenser bozunumunun etkisi olarak adlandırılır.

Tesis performansındaki bu değişiklikler, elektrik satış gelirlerini azaltır ve yakıt maliyetlerini de artırır, bu da tesise net bir operasyon maliyeti getirir. Tesis gelirlerindeki değişiklikten yakıt maliyetlerinin çıkarılması, tesis maliyetlerindeki kondenser bozunması etkisi olarak adlandırılır.

Tüm tesis üzerindeki etkilerin arkasındaki fikir; tesiste meydana gelen tüm bozunumları, tesis performansı üzerindeki maliyetlere dönüştürmektir. Bu bozunumlar karşılaştırılabilir ve tutarlı dayanaklar üzerinde değerlendirilebilir. Aşağıda yer alan Çizelge 3.6, bir kombine çevrim santrali için mevcut olan konsepti göstermektedir.

Çizelge 3.6 Santral ekipmanlarındaki bozunmanın, genel santral performansına etkisi

Donanım	Bozunum	Tesis Performansının Etkisi		
		Güç (MW)	Isı Oranı (Btu/kw-hr)	Operasyon Maliyeti (\$/saat)
Girişteki Hava Filtresi	H_2O 'daki 1.1	0.3	16	46
Gaz Türbini	1.9 MW	2.2	75	294
Atık Isı Kazanı	12,000 lb/hr	1.2	41	169
Buhar Türbini	0.8 MW	0.8	31	84
Kondenser	0.1 psia	0.4	25	56
Soğutma Kulesi	2.1 F	0.2	13	22
Tesis Toplamı		5.1	191	671

Çizelge 3.6'daki giriş hava filtresi, H_2O 'daki 1.1'e eşit olan basınç kayıplı bozunuma sahiptir. Bu bozunum, hava filtrelerinin değiştirilmesi ile elimine edilirse, gaz türbini giriş basıncı artacaktır, bu da gaz türbini gücünün artmasına neden olur. Aynı zamanda buhar türbini gücü de artacaktır, bunun nedeni de gaz türbini egzoz enerjisindeki artıştır. Toplam tesis gücü 0.3 MW artacaktır, ki bu durum tesis gücü üzerindeki hava filtresi etkisi olarak tanımlanır. Bu tesis gücü artışı, 16 Btu/kW-hr'ya eşit olan tesis ısı sarfiyatının düşmesine neden olur. Tesis gücündeki ve ısı sarfiyatındaki tüm bu değişiklikler, tesis işletim kârında 46 \$/hr'lık net bir artış sağlar (elektrik satışları geliri eksi yakıt maliyetleri).

Toplam tesis gücü bozunumu, tesis gücü üzerindeki donanım etkileri toplamına eşittir. Diğer bir deyişle, tesis gücü üzerindeki donanım etkileri, tesis gücündeki bozunuma eşittir, bu da aynı zamanda tasarlanan tesis gücünden düzeltilen tesis gücünün çıkarılması ile bulunur, tüm bunlar yapılırken bozunum, tasarlanan değer üzerinden hesaplanır. Örneğin tesis 400 MW'de tasarlandığında ve toplam tesis bozunumu 5.1 MW'den değerlendirildiğinde bu durum geçerlidir. Sonrasında ise, referans operasyon koşullarında çalışan bir tesiste 394.9 MW'lık bir üretim gerçekleştirilmesi beklenir. Bu güç (394.9 MW), düzeltilen tesis gücü olarak adlandırılır.

Benzer bir alanda, düzeltilen tesis ısı sarfiyatı, değerlendirilen tesis ısı sarfiyatı oranı ile tesis ısı sarfiyatı oranındaki (Çizelge 3.6'daki 191 Btu/kW-hr) donanım bozunumları toplamının, toplanmasına eşittir. Mevcut tesis işletim maliyetleri (elektrik satış gelirlerinden referans operasyon koşullarındaki yakıt maliyetlerinin çıkarılması ile bulunur), tesisin değerlendirildiği şekilde işlemesi ve referans operasyon koşullarında işlemesi durumunda \$671/hr'dır.

3.3 ASME Test Kodları

ASME (American Society of Mechanical Engineers) Performans Test Kodları, şu anda mevcut olan en iyi mühendislik bilgisi ve pratiği ile tutarlı olan en yüksek doğruluk seviyelerinin sonuçlarına katkıda bulunan test prosedürlerini sağlar. Test prosedürleri,

ilgili konular ile alakalı çalışmaları bulunan profesyonel bireylerin oluşturdukları denk komisyonlar tarafından geliştirilmiştir. Test kodları; prosedürleri, enstrümantasyon, donanım işletim gereksinimleri, hesaplama yöntemleri ve belirsizlik analizlerini belirler. Testler, bir ASME kodu ile koordineli olarak gerçekleştirildiğinde test sonuçları yüksek kalitede olur ve mevcut olan en düşük yanılma payına sahip olurlar.

ASME test kodlarının odağı, performansın garanti ya da güvence performansı ile olan uygunluğunu doğrulamak için gerekli olan test şartlarını sağlamaktır. Aslında testin kolaylığına karşılık ölçümlenen performansın kesinleşmiş doğruluğu vurgulanır. Genellikle, ASME test kodu prosedürlerini, çalışan bir güç tesisinde gözlemlenen performans bazında geliştirmek çok zordur.

Aşağıdaki çizelge, güç tesisi performans gözlemlemesi ile ilgili olan veya en yakın olan test kodlarını listeler.

Çizelge 3.7 Performans İzleme ile İlgili ASME Performans Test Kodları

ASME Test Kodu	Tanım
PTC 1-1999	Genel Talimatlar
PTC 2 – 1980 (R1997)	Tanımlar ve Değerler Üzerindeki Kod
PTC 4.3 – 1968 (R1991)	Hava Isıtıcılar
PTC 4.4 -1981 (R2003)	Gaz Türbini Atık Isı Kazanları
PTC 6 – 1996	Buhar Türbinleri
PTC 6A – 2000	PTC 6'ya Ek
PTC 6 Rapor 1985 (R1997)	Buhar Türbinlerinin Performans Testlerindeki Kesin Olmayan Ölçümün Değerlendirilmesi
PTC 6S – 1988 (R1995)	Buhar Türbinlerinin Rutin Performans Test Prosedürleri
PTC 8.2 - 1990	Santrifüj Pompalar

PTC 11 – 1984 (R1995)	Fanlar
PTC 12.1 – 2000	Kapalı Besleme Suyu Isıtıcıları
PTC 12.2 – 1998	Buhar Yüzey Kondenserleri
PTC 12.3 – 1997	Gaz alıcı (Degazör)
PTC 19.1 – 1998	Test Belirsizliği
PTC 22 – 1997	Gaz Türbinlerindeki Performans Testi Kodu
PTC 23 – 1986 (R197)	Atmosferik Su Soğutma Donanımı
PTC 46 – 1997	Tüm Tesis Performansı
PTC PM – 1993	Buharlı Güç Tesisleri için Performans Gözlemleme Kılavuzları

3.4 Performans Testine Karşı Online İzleme

Bir performans izleme testi, bu test için özellikle oluşturulan öngörü enstrümantasyonuna dayanan ve donanım performansına ait olan bir seferlik bir değerlendirmedir. Test edilen donanım, tasarlanan ve/veya garanti edilen koşullara mümkün olan en yakın koşullarda çalıştırılır. Bir test performansının amacı, donanımın kesin kapasitesini ölçümlemektir. Testler, yeni veya iyileştirilmiş donanım üzerindeki tedarikçi garantilerini doğrulamak için gerçekleştirilir.

Performans izlemenin amacı, donanım performansındaki değişiklikleri (bozunma) belirlemektir böylece en uygun düzeltme eylemi gerçekleştirilebilir. Performansın kesin değeri, performans izlemede çok önemli değildir; bunun yerine sonuçların tekrar edilebilirliği en önemlisidir böylece zaman içinde gerçekleşecek değişiklikler değerlendirilebilir.

Test ve izleme arasındaki prensip değişiklikleri, aşağıda Çizelge 3.8’de özetlenmiştir.

Çizelge 3.8 Performans testi ve online izleme karşılaştırması

	Performans Testi	Online İzleme
Amaç	Kesin Performans	Bozunum Tespiti
Enstrümantasyon Türü	Öngörülen Test Araçları	Mevcut Olan Her Şey
Ölçümleme Gereksinimi	Kesinlik	Tekrar Edilebilirlik
Test Aralığı	Bir Seferlik Eylem	Sık Tekrarlandı
Test Koşulları	İzole Edilmiş ve Tam Yükteki Donanım	Normal Tesis Operasyonu

Performans izleme ve performans testi arasındaki basit fark; tesisin performans durumu hakkında operatörlere bir gösterge sağlamak için tesiste sürekli olarak mevcut olan hangi araç varsa onun görüntülenmesidir. Buna göre, verinin izlenmesi genellikle tedarikçi garanti testleri için yeterli değildir ama donanım bozunumunu izleyen değişiklikler için genellikle kabul edilebilirdir. İzleme değerlendirmeleri birçok kez tekrarlandığında, uzun dönemli eğilimlerde tutarlı olmayan sonuçları devreden çıkarma şansını mühendisler tanır.

Bir ölçümdeki belirsizlik, çapraz veya rastgele belirsizlikler olarak adlandırılan iki ögenin toplamı olarak düşünülür. Kesinlik, hem çapraz hem de rastgele belirsizlikler küçük ise elde edilebilir. Bununla birlikte, tekrar edilebilirlik, çapraz hatalarda uzun dönemli bir değişkendir. Çapraz ve rastgele hataların dağılımları, birçok enstrüman için belirsiz olmasına rağmen, ASME Performans Test Kodu Komitesi, tekrar edilebilirliği, tüm enstrüman belirsizliğinin yarısı olarak tahmin eder.

Sonuç olarak gerçekleştirilen tesis enstrümantasyonu, öngörü testleri için yeterli olmayabilir, performans izleme eyleminin tekrar edilebilirliği, öngörü testlerinin doğruluğu ile sonuçlanır. Bunun anlamı da bozunumun (performanstaki değişim), gerçek performanstan çok daha kesin olarak ölçümlenebileceğidir.

3.5 Performans İzleme Yöntemleri

3.5.1 Eğri Bazlı Yöntemler

3.5.1.1 Performans Eğrileri

Performans izleme, beklenen (yeni ve temiz) donanım performansının mevcut (ölçümlenen) performans ile karşılaştırılmasını içerir. Mevcut performans, genellikle direkt olarak ölçülür veya ölçümlenen veriden hesaplanır. Beklenen donanım performansının öngörüsü, hem donanım çalıştırma koşullarının ölçümünü hem de çalışma koşulları değişimi ile donanım performansının nasıl değiştiğini öngörmek için kullanılan bir yöntem veya modeli gerektirir.

Eğri bazlı yöntemler, donanımın performans değişikliklerini öngörmek adına basit ve güvenilir bir yöntemdir ama bu durumda çalışma koşullarının referans koşullardan çok da farklı olmaması gerekir. Eğri bazlı yöntemlerin ardındaki basit konsept; operasyon koşullarından birinin değişmesi durumunda, belirli bir donanım performansı parametresindeki (güç, ısı oranı veya verimlilik gibi) değişikliği planlanan performans veya düzeltme eğrisi setini bir araya getirmektir. Toplam donanım performansındaki fraksiyonel değişim, daha sonra her çalışma koşulu için gerçekleşen fraksiyonel değişikliklerle hesaplanır, bu hesaplamada çarpma faktörü, ayrı bir düzeltme eğrisi kullanılarak üretilir.

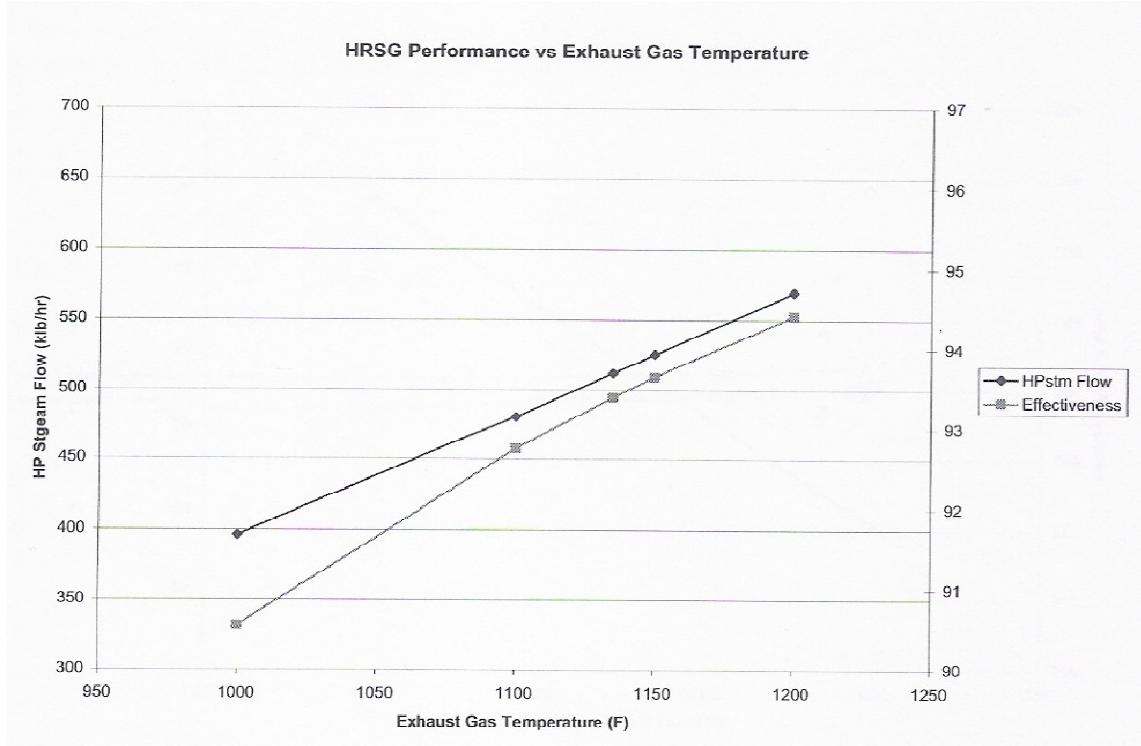
Herhangi bir tesis donanımının beklenen performansını öngörmek için iki donanım karakteristiği bilinmelidir:

1. Hem değerlendirilen performansı hem de değerlendirmeye tabi tutulan referans çalışma koşullarını içeren donanım için değerlendirme spesifikasyonu
2. Çalışma koşullarında herhangi bir değişiklik meydana geldiğinde performansın nasıl değiştiğini öngörmek için bir yöntem veya model – performans eğrileri formunda olabilir.

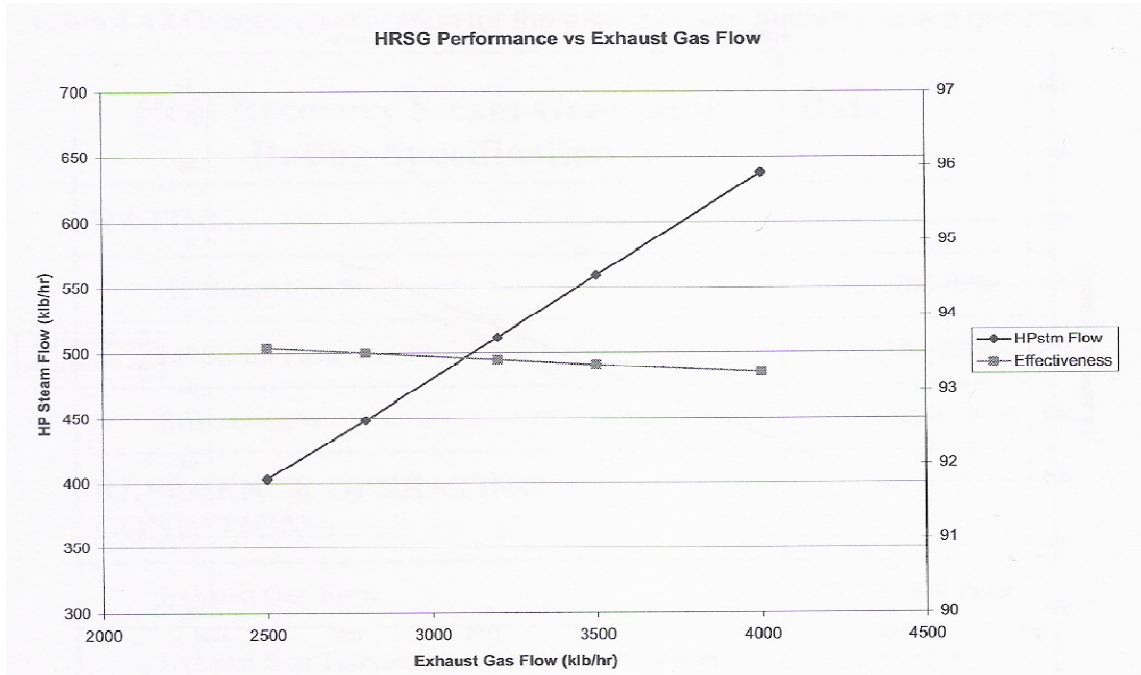
Çizelge 3.9, bir atık ısı kazanı için gerçekleştirilen değerlendirme spesifikasyonu örneğidir, Şekil 3.4’den 3.7’e kadar ise, aynı atık ısı kazanı için belirtilen performans eğrisi örneklerini görürüz. Bu eğriler, tedarikçinin performans garanti tablolarından, bir bilgisayar modelinden veya ölçümlenmiş bir veriden gelebilir. Her eğri, çalışma koşullarından sadece birinde değişiklik meydana geldiğinde performansın nasıl değiştiğini gösterir. Bir performans eğrisi oluşturulurken, diğer tüm donanım çalışma koşullarının sabit kaldığı ve referans değerlerine eşit oldukları varsayılır. Şekil 3.4, yüksek basınçlı buhar akışını ve atık ısı kazanı verimliliğini gösterir ama bu durum sadece diğer çalışma koşullarının (egzoz gazı akışı, egzoz gazı bileşimi, dom basınçları, girişteki besleme suyu sıcaklığı, yüksek basınçlı buhar sıcaklığı ve kanal brülörü yakıt akışı), Çizelge 3.9’de belirtildiği üzere referans değerlere eşit kalması ile gerçekleşir.

Çizelge 3.9 Örnek bir atık ısı kazanı için değerlendirme spesifikasyonu

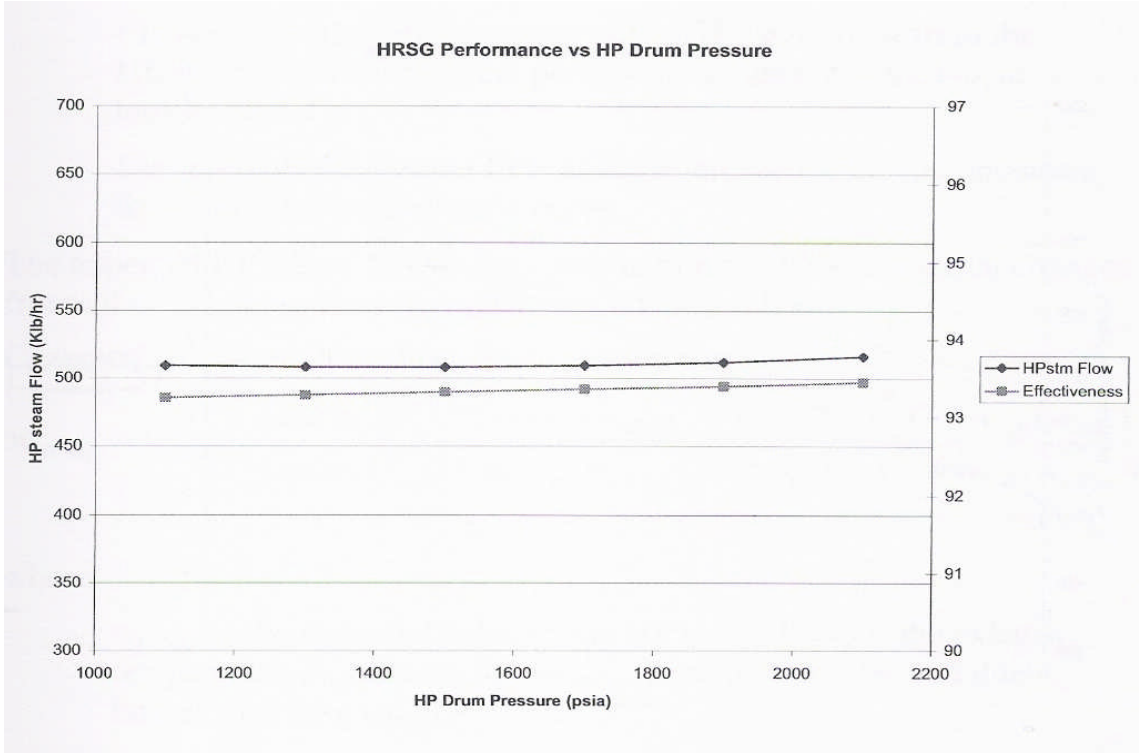
Atık Isı Kazanı Değerlendirme Spesifikasyonu	Veri
DEĞERLENDİRME:	
Yüksek basınçlı buhar akışı	511,700 lb/sa
Alçak basınçlı buhar akışı	88,300 lb/sa
Verimlilik	93,4
REFERANS ÇALIŞMA KOŞULLARI:	
Egzoz Gazı Akışı	3,200,000 lb/sa
Egzoz Gazı Sıcaklığı	1135 F
Egzoz Gazı Bileşimi	%10 H_2O
Yüksek Basınçlı Dom Basıncı	1900 psia
Alçak Basınçlı Dom Basıncı	100 psia
Girişteki Besleme Suyu Sıcaklığı	136 F
Yüksek Basınçlı Buhar Sıcaklığı	1000 F
Kanal Brülörü Yakıt Akışı	0,00



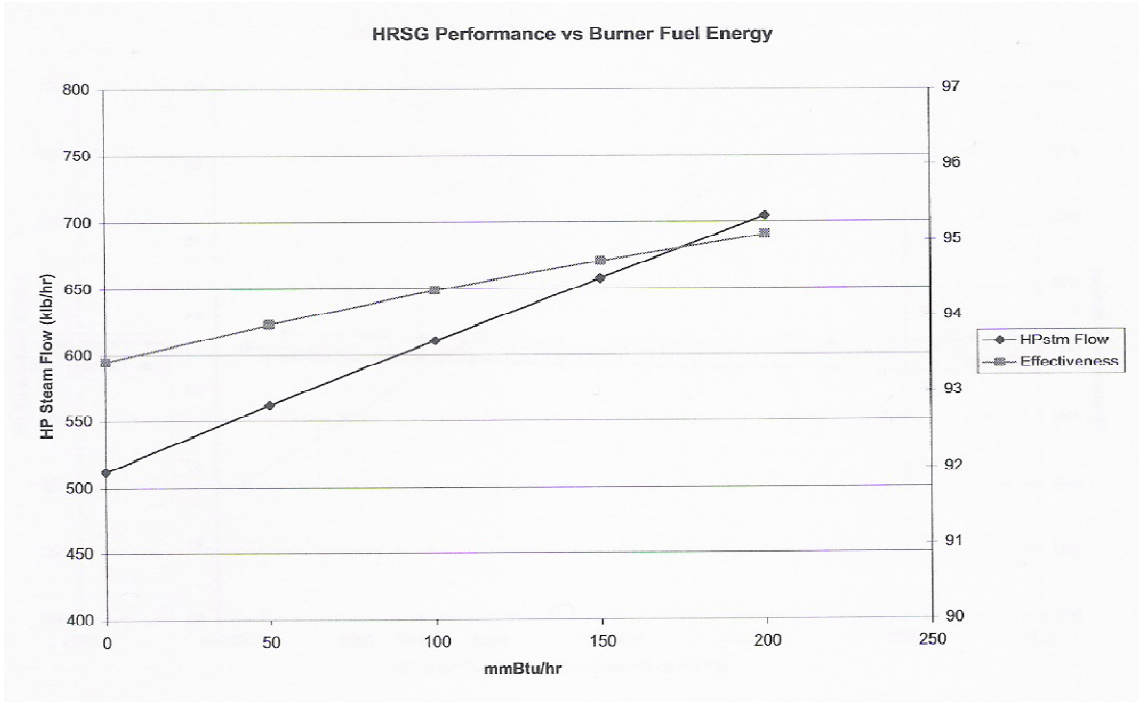
Şekil 3.4 Gaz türbini egzoz gazı sıcaklığındaki değişiklikler karşısında örnek atık ısı kazanı performansı



Şekil 3.5 Gaz türbini egzoz gazı akış oranındaki değişiklikler karşısında örnek atık ısı kazanı performansı



Şekil 3.6 Yüksek basınçlı buhar domu basıncındaki değişiklikler karşısında örnek atık ısı kazanı performansı



Şekil 3.7 Kanal brülörü yakıt enerji girdisindeki değişiklikler karşısında örnek atık ısı kazanı performansı

3.5.1.2 Eğrilerden Beklenen Performans

Eğriye dayalı performans tahmini metodolojisinin ardındaki temel varsayım; tekil çalışma koşullarının donanım performansını bağımsız olarak etkilediğidir. Bu varsayım doğru olduğunda, performanstaki toplam etki tekil parametrelerin etkilerinin bir araya getirilmesi ile hesaplanabilir.

Tekil etkileri performans üzerinde net etkilerle birleştirmek üzere kullanılan metodoloji; tüm tekil etkileri, performans parametresinde fraksiyonel ya da yüzdesel değişime çevirmek şeklindedir. Yüksek basınçlı buhar akımında egzoz sıcaklığı, referans sıcaklığı olan T_{ref} 'den herhangi bir T_1 değerine değiştiğinde gerçekleşen kesirsel değişim,

T_1 'den T_{ref} 'e fraksiyonel değişim

$$FC_{T_1 \rightarrow T_{ref}} = \frac{Curve_T(T_{ref})}{Curve_T(T_1)} \quad (3.1)$$

burada

$Curve_T(T_1)$: Yüksek basınçlı buhar akımının, atık ısı kazanı egzoz sıcaklık performans eğrisinden bakılan değeridir, Şekil 1-5 T_1 sıcaklığında,

$Curve_T(T_{ref})$: Aynı performans eğrisinden referans egzoz sıcaklığında geçen buhar akımıdır.

Beklenen yüksek basınçlı buhar akımı, yüksek basınçlı buhar akımını etkileyen tüm parametrelerden elde edilen tüm fraksiyonel değişimlerin bileşimidir.

Performans Eğrilerinden Beklenen HP Buhar Akımı:

$$W_{HP_{exp}} = W_{HP_{rated}} \frac{Curve_T(T_1)}{Curve_T(T_{ref})} \frac{Curve_w(W_{exh1})}{Curve_w(W_{exh\ ref})} \frac{Curve_P(P_1)}{Curve_P(P_{ref})} \frac{Curve_{DB}(W_{DB1})}{Curve_{DB}(W_{DB_{ref}})} \quad (3.2)$$

burada,

$W_{HP_{exp}}$: Yüksek basınçlı buhar akımının T_1 egzoz sıcaklığında beklenen değeridir, egzoz akımı W_{exh1} , dom basıncı P_1 ve kanal brülörü yakıt akımı W_{DB1} .

$W_{HP_{rated}}$: Yüksek basınçlı buhar akımının, T_{ref} referans egzoz sıcaklığında gerçekleşen yüksek basınçlı buhar akımıdır.

$Curve_T(T_1)$: T_1 sıcaklığında egzoz sıcaklık performans eğrisinden okunan değerdir.

$Curve_T(T_{ref})$: T_{ref} sıcaklığında egzoz sıcaklık performans eğrisinden okunan değerdir.

$Curve_w(W_{exh1})$: W_{exh1} ref sıcaklığında egzoz akım hızı performans eğrisinden elde edilen değerdir.

$Curve_w(W_{exh\ ref})$: $W_{exh\ ref}$ sıcaklığında egzoz akım hızı performans eğrisinden elde edilen değerdir.

$Curve_P(P_1)$: Dom basınç performans eğrisinin P_1 sıcaklığında değeridir.

$Curve_P(P_{ref})$: P_{ref} sıcaklığında dom basınç performans eğrisinden elde edilen değerdir.

$Curve_{DB}(W_{DB_{ref}})$: $W_{DB_{ref}}$ sıcaklığında kanal brülörü yakıt akımı performans eğrisindeki değerdir.

$Curve_{DB}(W_{DB1})$: W_{DB1} sıcaklığında kanal brülörü yakıt akımı performans eğrisindeki değerdir.

Örnek olarak, gaz türbini egzoz koşulları değiştiğinde, örneğin örnek atık ısı kazanı içindeki egzoz sıcaklığı referans değeri olan 1135 °F'den 1100 °F'ye değiştiğinde, egzoz akımı 3200 klb/sa'dan 2800 klb/sa'ya düşer. Egzoz sıcaklık performans eğrisi (Şekil 3-4) referans sıcaklığı (1135 °F) 511.7 klb/sa yüksek basınçlı buhar değerini verirken, 1100 °F egzoz sıcaklığında 480.6 klb/sa değerini verir.

Egzoz akımı performans eğrisi (Şekil 3-5) referans akım (3200 klb/sa) değerinde 511.7 klb/sa HP buhar akım değerini verirken, 2800 klb/sa egzoz akımında 448.5 klb/sa değerini vermektedir.

Bu yüzden yeni egzoz koşullarında beklenen yüksek basınçlı buhar akımı,

$$W_{HP_{exp}} = W_{HP_{rated}} \frac{Curve_T(1100)}{Curve_T(1135)} \frac{Curve_w(2800)}{Curve_w(3200)} = 511.7 \frac{480.6}{511.7} \frac{448.5}{511.7} = 420 \frac{klb}{hr}$$

Burada, dört muhtemel değişim faktöründen yalnız ikisinin hesaplamaya dahil edildiğine dikkat ediniz, çünkü dom basıncı ile kanal brülörü yakıt akımı değişmemiştir ve hesaplamaya katkıları (1.0) eşit olacaktır.

Beklenen atık ısı kazanı verimliliği (η_{exp}) yeni gaz türbini egzoz koşullarında da aynı şekilde hesaplanacaktır. Fakat burada hesaplama, eğri üstü değerleri buhar akımı yerine verimlilik için kullanacaktır.

$$\eta_{exp} = \eta_{exp} \frac{Curve_T(1100)}{Curve_T(1135)} \frac{Curve_w(2800)}{Curve_w(3200)} = 93.4 \left(\frac{92.75}{93.4} \right) \left(\frac{93.5}{93.4} \right) = 92.8 \% \quad (3.3)$$

3.5.1.3 Katkı Sağlayan Performans Faktörleri

Bazı operasyon parametreleri performanstaki fraksiyonel değişikliklerle değil, bunun yerine performansta gerçekleşen artımsal değişimlerle temsil edilebilmektedir. Bir sisteme bir enerji miktarının eklenmesi, sistem çıktıların eklenen enerjiyle orantılı olarak artmasına neden olacaktır. Örneğin, bir gaz türbinine enjekte edilen bir miktar su ya da buhar, gaz türbin enerjisini enjekte edilen buhar/su miktarı ile orantılı olarak arttıracaktır. Fakat buhar/su enjeksiyonu olmadığındaki gaz türbininin güç seviyesine benzer değildir. Bu durumda referans gaz türbini gücüne çoğaltıcı uygulamanın fazla anlamı yoktur. Bu etkiyi referans gaz türbini gücünde çoğaltıcı olarak belirtmek sezgisel olmayacaktır. Bunun yerine, bu etki enjekte edilen buhar/su miktarı ile orantılı bir güç artışı ile temsil etmek çok daha iyi olacaktır. Bu argüman aynı zamanda atık ısı kazanına eklenen kanal brülörü yakıt enerjisinin arttırıldığı durumlara da uygulanabilmektedir. Ya da buhar türbinine, buhar girişi ya da çıkışı olduğunda akış miktarı (debi) akış hızına doğrudan bağlı değildir.

Eğer gaz türbini gücünde, su enjeksiyonunun etkisi özelleştirilmiş su enjeksiyon akım hızı yerine yakıt/su oranı kullanılarak ifade edilmişse, bu durumda performans üzerindeki etkisi çarpan olarak artan bir faktör olarak daha iyi yansıtılmaktadır. Bu su enjeksiyonunun, su enjeksiyon miktarının yakıt akım miktarına bölünmesi ile ölçülen

koşullarda normalleştirilmesinden kaynaklanmaktadır. Katkı sağlayan düzeltme faktörleri genellikle sadece araç ya da sistemden alınan ya da sisteme eklenen belirli miktarları göstermek için kullanılmaktadır. Bu yüzden gaz türbini satıcıları, su enjeksiyonunun gaz türbini performansı üzerindeki etkisini katkı sağlayan ya da büyüten bir faktör olarak ifade etme opsiyonuna sahiptir.

Atık ısı kazanı satıcıları kanal brülörü yakıt enerjisi için de aynı seçeneğe sahiptir. Eğer kanal brülörü yakıt enerjisi girdisi, egzoz gazı enerjisinin bir fraksiyonu olarak ifade edilirse, performans etkisi büyütücü olacaktır.

Performansa katkı sağlayan değişiklikler, performans eğrilerinden hesaplanan artışı, referans performans değerine ekleyerek hesaplanmaktadır. Örneğin, kanal brülörü, referans yerine W_F 'ye eşit bir değer seviyesinde eşitlendiğinde, kanal brülörü ateşleme seviyesi şu şekilde olur;

$$Performance\ Increment = \{ Curve_{DB}(W_F) - Curve_{DB}(0) \} \quad (3.4)$$

Burada ,

$Curve_{DB}(W_F)$: Atık ısı kazanı performans değerine karşı kanal brülörü ateşleme eğrisidir (Şekil 3.7), x eksenindeki değer W_F 'ye eşittir.

Ölçülen atık ısı kazanı performansı 0'a eşit olan referans değerine yakın bir kanal brülörü yakıt ateşleme seviyesinde gerçekleşmektedir. Bu yüzden,

$Curve_{DB}(0)$; referans kanal brülörü ateşleme seviyesindeki atık ısı kazanı performansdır.

3.5.1.4 Eğrilerden Beklenen Performans

Özetle, gerçek çalışma koşullarında beklenen donanım performansı, donanım performansına karşı çalışma şartlarına ait bir dizi performans eğrileri kullanılarak şu formül ile hesaplanabilir:

Performans Eğrilerinden Elde Edilen Beklenen Performans:

$$\begin{aligned} Performance_{exp} = & \\ & Performance_{rated} \prod_{Multiplier\ Factors} \frac{Curve\ Value\ (Actual\ Conditions)}{Curve\ Value\ (Reference\ Conditions)} + \\ & \sum_{Addictive\ Factors} [Curve\ Value\ (Actual) - Curve\ Value\ (Reference)] \end{aligned} \quad (3.5)$$

burada,

$Performance_{exp}$: Donanımın ölçülen kapasitede çalışması durumunda gerçek operasyon koşullarında beklenen donanım performansdır.

$Performance_{rated}$: Referans çalışma koşullarında beklenen ya da ölçülen donanım performansdır (beklenen referans çalışma koşullarında ölçülene eşit olmaktadır).

$\prod_{All\ Curves}()$: Takip eden parantez içindeki tüm terimlerin bir arada çarpılması gerektiğini gösteren bir matematiksel işlemcidir. Her bir performans eğrisi için her bir terim, tüm performans eğrileri son üründe yer alana kadar çarpılmaktadır.

$\sum_{Addictive\ Factors}[]$: Takip eden tüm terimlerin toplanması gerektiğini gösteren matematiksel işlemcidir. Her bir katkı sağlayan performans artışı için bir terim

kullanılarak, tüm katkı sağlayan performans artışları son toplamda yer alıncaya kadar toplanır.

Curve Value (i) : Performans eğrisinin i operasyon koşulundaki değeridir.

Yukarıdaki formülün herhangi bir dizi operasyon koşullarından başka herhangi bir dizi operasyon koşullarında bilinmesi halinde performansın tahmin edilmesi için kullanılabileceğine dikkat edin. Performans bilindiğinde referans koşullarını çalışma koşullarına eşit olarak kabul edin, ölçülen performansın da bilinen performans değerine eşit olacağını göz önünde bulundurun.

Tahmin edilen Performans (1) , Verilen Test Performansı (2),

$$\begin{aligned} Performance (1) = Performance (2) \prod_{Multiplier\ Factors} \frac{Curve\ Value\ (Conditions\ 1)}{Curve\ Value\ (Conditions\ 2)} + \\ \sum_{Addictive\ Factors} [Curve\ Value\ (Conditions\ 1) - Curve\ Value\ (Conditions\ 2)] \end{aligned} \quad (3.6)$$

burada,

Performance (1) : Eğer ekipmanın aynı kapasitedeki performansı veya aynı şartlardaki test performansı biliniyorsa, ekipmanın bu çalışma şartlarındaki tahmin edilen performansdır.

Performance (2) : Çalışma koşullarında bilinen ya da test ekipmanının performansdır.

$\prod_{All\ Curves}()$: Takip eden parantez içindeki tüm terimlerin çarpılması gerektiğini gösteren matematiksel işlemcidir. Tüm performans eğrilerinden terimler, son üründe yer alana kadar her bir performans eğrisi için bir terim eklenmektedir.

$\sum_{Addictive\ Factors}[]$: Takip eden tüm terimlerin toplanması gerektiğini gösteren matematiksel işlemcidir. Her bir katkı sağlayan performans artışı için bir terim kullanılarak, tüm katkı sağlayan performans artışları son toplamda yer alıncaya kadar toplanır.

Curve Value (i) : Performans eğrisinin i operasyon koşulundaki değeridir.

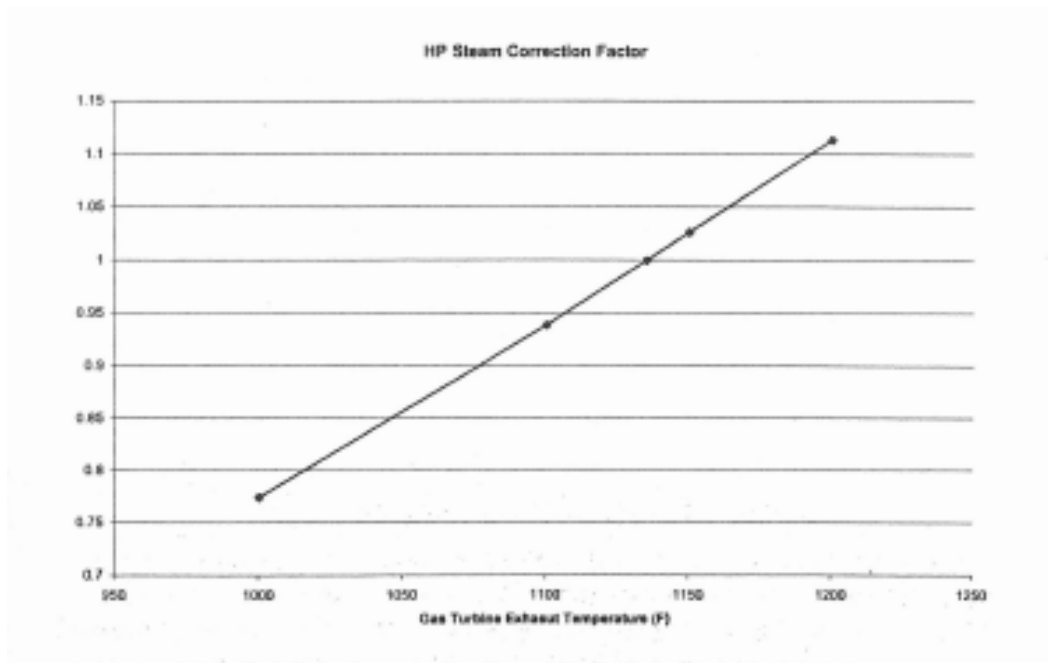
3.5.1.5 Düzeltme Faktörleri

Donanım performansı üzerindeki operasyonel ve çevresel etkileri hesaplamanın geleneksel yöntemi, düzeltme faktörü yöntemidir. Bu yöntem, donanım tedarikçileri tarafından, çeşitli çalışma koşullarında tedarikçilerin donanım performansını öngörmek ve eğrilerin genellikle elde edildiği donanım performansının fiziksel bazlı bilgisayar modellerini sağlamak için geliştirilmiştir.

Yöntem, her operasyonel ve çevresel etki için bağımsız düzeltme faktörleri uygulamak amaçlıdır. Örneğin, gaz türbini baz yüklü gücün; girişteki hava sıcaklığı, girişteki hava basıncı, girişteki hava nemi, girişteki basınç kaybı, egzoz basıncı kaybı, buhar enjeksiyon oranı, su enjeksiyon oranı ve yakıt türüne bağımlı olduğu bilinir. Gaz türbini tedarikçisi, verilen bir dizi şartta motor gücünü değerlendirecek, her operasyonel ve çevresel etki için düzeltme eğrileri sağlayacaktır. Her düzeltme eğrisi, operasyonel veya çevresel şart değiştiğinde meydana gelen motor performansının değişimi veya yüzde değişiminin nicel değerlendirmesini yapacaktır.

Bu eğri bazlı metodolojinin temel varsayımı; tekil çalışma koşulları donanım performansı üzerinde bağımsız etkilere sahiptir. Bu da demek oluyor ki, performans üzerindeki toplam etki, tekil parametre etkilerinin kombine edilmesi ile hesaplanabilir.

Bir düzeltme eğrisi, basitçe anlatırsak normalize edilmiş bir performans eğrisidir. Donanım çıkış parametresi (performans eğrisindeki Y eksen) değeri, değerlendirilen değeri ile bölünür. Bu da Y eksen değerini, X eksen değerinin referans değere eşit olduğu bir eşitliğe çeker (1.0). Düzeltme eğrilerinin avantajı, referans şartlar için verilen performans değerine göre diğer şartlarda oluşacak olan performans değerini tahmin etmek için gerekli olan düzeltme faktörü değeri direkt olarak grafikten okunan değere eşittir. Bir düzeltme faktörü elde etmek için, değerlendirilen performans değeri ile kullanıcının bölümlere yapmasına gerek yoktur. Dezavantajı, kesin performans değerinin eğrilerden elde edilememesidir.



Şekil 3.8 Yüksek basınçlı buhar akışı üzerindeki egzoz gazı sıcaklığı etkisi için düzeltme faktörü.

Düzeltilme faktörleri, referans koşullardan farklılık gösteren bir operasyonel koşul durumunda değerlendirilen performanstaki fraksiyonel değişiklik olarak tanımlanır. Performans, referans koşulların dışındaki koşullarda ölçümlendiğinde, referans koşullardaki donanım performansını öngörmek amacıyla gerçekleştirilen performans testide kullanılır. Referans değerlerdeki bu öngörülen performans, düzeltilmiş performans olarak adlandırılır.

Düzeltilme Faktörlerinden Elde Edilen Test Koşullarında Beklenen Performans:

$$Performance_{exp} = Performance_{rated} \prod_{All\ Factors} Correction\ Factors + \sum_{All\ Addictive} Additive\ Corrections \quad (3.7)$$

Burada,

$\prod_{All\ Factors}()$: Takip eden tüm terimlerin ürününü gösteren matematiksel işlemcidir (her terim bir sonraki ile çarpılır)

$\sum_{All\ Addictive}[]$: Takip eden tüm terimlerin toplanması gerektiğini gösteren matematiksel işlemcidir (Her terim bir sonraki ile toplanır).

$Performance_{rated}$: Referans çalışma koşullarında beklenen ya da ölçülen performanstır.

$Performance_{exp}$: Donanımın ölçülen kapasitede çalışması durumunda test çalışma koşullarında beklenen donanım performansdır.

Correction Factors : Test çalışma koşullarındaki düzeltme eğrilerinden elde edilen değerlerdir.

Additive Corrections : Test çalışma koşullarında ek düzeltme eğrilerinin sahip olduğu değerlerdir.

Düzeltilme faktörü eğrileri, performans eğrileri gibi, verilen bir çalışma koşulundaki ve diğer bir çalışma koşulundaki donanım performansını öngörmek için kullanılabilir. Çalışma koşulu (1)'de öngörülen donanım formülü ve çalışma koşulu (2)'de verilen bilinen performans aşağıdaki gibidir:

Çalışma Koşulu (1)'de Öngörülen Performans:

$$\begin{aligned} Performance(1) = Performance_{rated}(\prod_{All\ Factors} Correction\ Factors(1) - \\ \prod_{All\ Factors} Correction\ Factors(2) + Performance(2) + \\ \sum_{All\ Addictive} Addictive\ Corrections(1) - \sum_{All\ Addictive} Addictive\ Corrections(2)) \end{aligned} \quad (3.8)$$

burada,

Performance(1) : Çalışma koşullarındaki (1) öngörülen performanstır, bu durum; donanımın, çalışma koşulları (2)'de bilinen performans veya test performansı ile aynı kapasitede çalışması durumunda geçerlidir.

Performance(2) : Çalışma koşulları (2)'deki bilinen performans veya test performansdır.

Performance_{rated} : Referans çalışma koşullarında değerlendirilen performanstır.

Correction Factors (1) : Çalışma koşulları (1)'deki düzeltme eğrilerinin değerleridir.

Correction Factors (2) : Çalışma koşulları (2)'deki düzeltme eğrilerinin değerleridir.

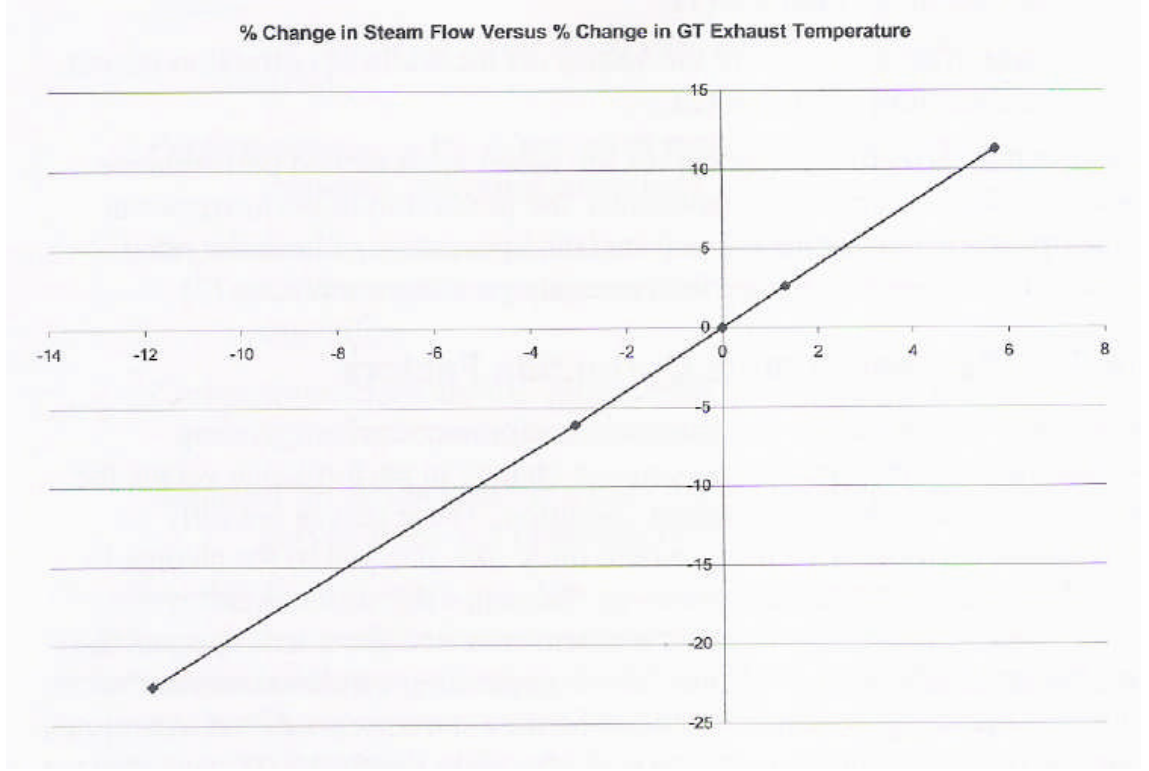
Additive Factors (1) : Çalışma koşulları (1)'deki ek düzeltme eğrilerinin değerleridir.

Additive Factors (2) : Çalışma koşulları (2)'deki ek düzeltme eğrilerinin değerleridir.

Düzeltilme faktörü değerlerinin, referans çalışma koşullarındaki değerlendirilen bir performans değerini temel alması nedeniyle, aynı çalışma koşullarındaki (1) performans öngörüsü, çalışma koşulları (2)'deki performans ile aynı şekilde değerlendirilen performans bilgisini gerektirir.

3.5.1.6 Yüzde Değişimi Düzeltme Faktörleri

Çalışma koşullarına bağlı olarak donanım performansında bazen meydana gelen değişiklikler, çalışma koşullarındaki yüzde değişimine bağlı performanstaki yüzde değişimi olarak sunulmuştur. Bu eğriler, donanım performansındaki değişimin (donanım performansı eksi değerlendirilen performans) y eksenine eşit olduğu yerde ve referans koşul tarafından bölünen referans koşulda (mevcut çalışma şartı eksi referans çalışma şartı) meydana gelen değişikliklerin x eksenine eşit olduğu yerde performans eğrilerini tamamen normalize eder. Bu tür bir performans eğrisinin örneği, Şekil 3.9'da gösterilmiştir.



Şekil 3.9 Egzoz gaz sıcaklığı nedeniyle yüksek basınçlı buhar akışı için bir atık ısı kazanı yüzde değişim düzeltme eğrisi

Yüzde değişimli düzeltme eğrilerinin kullanımı, düzeltme eğrileri ile hemen hemen aynıdır, bunun dışında düzeltme faktörü, sonraki bölümün eğrilerinden bakılan değerlere göre hesaplanır.

$$Correction\ Factor = 1 - \frac{Value\ On\ Percentage\ Correction\ Curve}{100} \quad (3.9)$$

3.5.2 Model Bazlı Performans Analizi

GateCycle™, Pepse™ ve GTMaster™ gibi bilgisayar yazılım programları, düzeltme eğrilerinin yerine kullanılabilecek donanım performansının fiziksel bazlı ve karmaşık modellerini içerirler. Donanım tedarikçileri genellikle performans ve düzeltme eğrilerini yaratmak için bu bilgisayar kodlarını oluştururlar.

Performans veya düzeltme eğrilerinin yerine bilgisayar kodlarını kullanmanın bazı avantajları aşağıda listelenmiştir:

- Çalışma koşullarının değişmesi durumunun yarattığı etki modellenenebilir.
- Fiziksel bazlı modeller, çalışma koşullarında büyük değişikliklere neden olabilir (referans değerlerden farklı)
- Fiziksel bazlı modeller, hiçbir eğrinin mevcut olmadığı durumlarda parametrelerin etkisini hesaplar.
- Fiziksel bazlı modeller, eğrilerden alınamayan beklenen performans bilgisini detaylı olarak verir. Bu ek bilgi, mühendise, problemi teşhis etme konusunda yardımcı olur.

Tekli donanım çalışma koşullarının, donanım performansı üzerinde bağımsız bir etkisi olmayabilir, bu da eğri bazlı yöntem hakkındaki bir varsayımdır. Diğer bir deyişle, tüm çalışma koşullarındaki değişikliklerin etkileri hakkındaki varsayım, birçok çalışma koşulunda mevcut olmayan düzeltme faktörlerinin çarpılması ile hesaplanabilir. Her düzeltme faktörü birbiri ile bütünlük sağladıkça, yöntem sorunsuz bir şekilde işler; ama düzeltme faktörleri 1.0'dan ileri gittiğinde; ürün, donanımdaki performans değişikliğini yansıtmayabilir.

Bilgisayar modelleri, var olmayan veya modelde yer almayan çevresel parametrelerin çoğunun varyasyonu ve operasyonel modlardaki değişikliklerle başa çıkabilir. Özellikle de, şartlar büyük ölçüde değiştiğinde, çevresel parametreler arasındaki etkileşim daha da önemli hale gelir ve genellikle bilgisayar kodları, bu etkileşimlerle başa çıkmak için özellikle yapılandırılır.

Bilgisayar modelleri, tedarikçinin düzeltme eğrileri için tedarik ettiği parametrelerin düzeltmelerini hesaplayabilir. Örneğin bir gaz türbini, değişen miktarlarda su

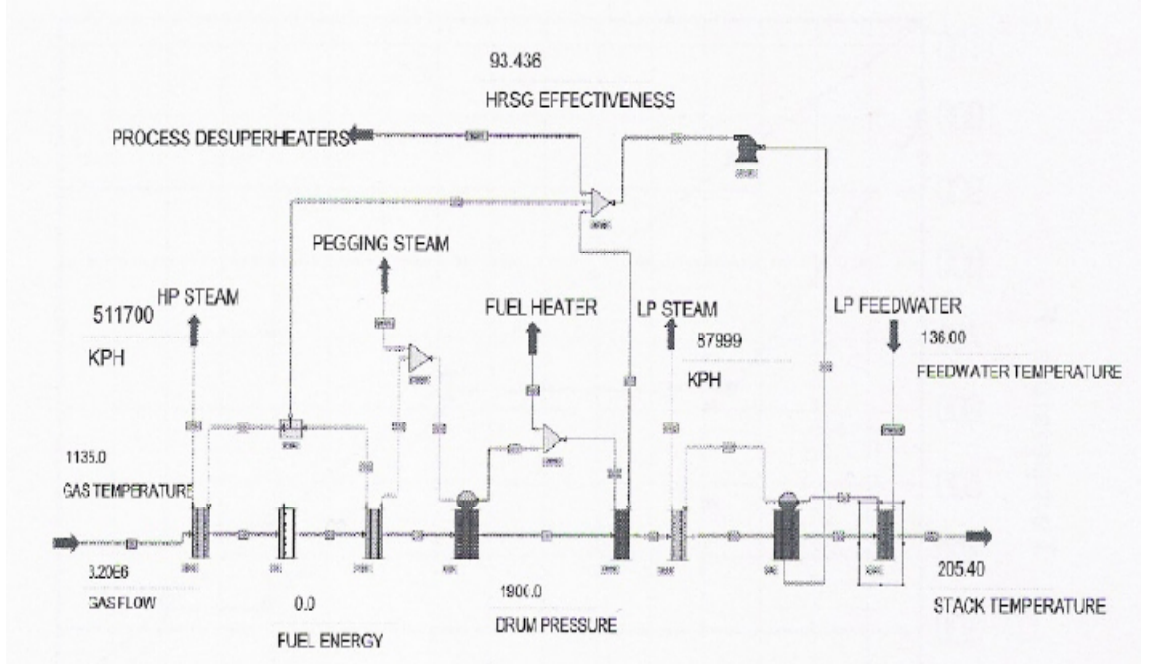
enjeksiyonu kullanıyorsa veya doğal gaz ve petrol arasında değişimler yapıyorsa, egzoz gazı bileşenleri değişecektir. Bu değişiklikler, direkt olarak bilgisayar modelleri tarafından ele alınır ama nadiren düzeltme eğrileri için hesaplanır.

Model bazlı performans analizi metodolojisi;

1. Gözlemlenen donanımın bir bilgisayar modelini oluşturur. Bu gibi bir model üretme prosedürü, kullanılan yazılıma özeldir.
2. Tedarikçi garanti verisi ve/veya bir dizi çalışma koşulları altında tesiste ölçümlenen veri ile elde edilen modeli test eder. Gerekli durumlarda modeli düzeltir.
3. Modeldeki ölçümlenen donanım çalışma koşullarına katkıda bulunan her performans gözlemlene hesaplamasında yer alır.
4. Modeli uygular ve bir model çıktısı olarak beklenen donanım performansını elde eder.
5. Ölçümlenen performansa yönelik modelden beklenen performansın karşılaştırılması ile degradasyonu (bozunması) değerlendirir.

Sıradaki şekiller, performans eğrileri bölümünde kullanılan örnek atık ısı kazanı için fiziksel bazlı bilgisayar kodu analizini gösterir.

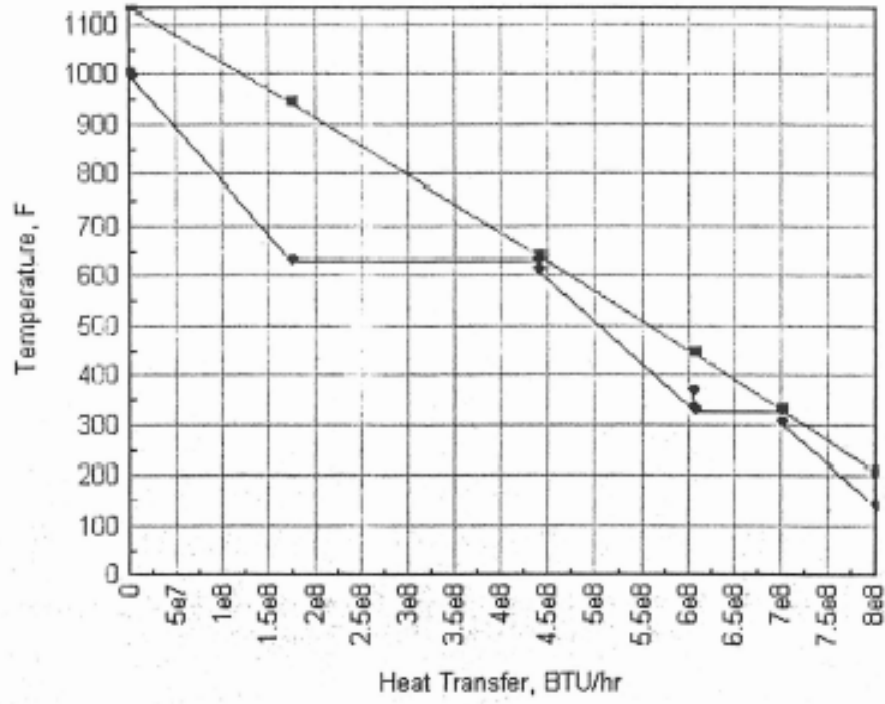
Şekil 3.10'daki bilgisayar modeli, var olan bir atık ısı kazanındaki gerçek buhar/su akışını tekrarlamak için yapılandırılmıştır. Boru yığınlarının gerçek yüzey alanı, bilgisayar modelindeki tedarikçi bilgisi ve girdisinden elde edilmiştir. Her boru kümesindeki tasarlanan ısı transferi katsayısı belirlenir ve böylece model öngörüsü, atık ısı kazanının değerlendirme spesifikasyonu ile eşleşir. Bu da atık ısı kazanının bir tasarım noktası modeli ile sonuçlanır.



Şekil 3.10 Referans çalışma koşullarındaki örnek atık ısı kazanının bilgisayar modeli (GateCycle™ 'den bir ekran)

Atık ısı kazanı modeli hakkındaki öngörüler (GateCycle™'deki tasarım dışı mod), model geçerliliğini doğrulamak için bir dizi çalışma koşullarına sahip tedarikçi garantisi verisi ile karşılaştırılmıştır. Gerekli olduğu yerlerde düzeltmeler, tasarım noktası modeline göre yapılmıştır ve atık ısı kazanı öngörülerine göre tedarikçi verisi ve atık ısı kazanının tüm çalışma sahasındaki yüzde birbirini tutana kadar doğrulama süreci devam ettirilmiştir. Sonuç olarak ortaya çıkan model, çalışma koşulları değişimi olarak atık ısı kazanındaki beklenen performansın öngörülerini oluşturmak için kullanılabilir.

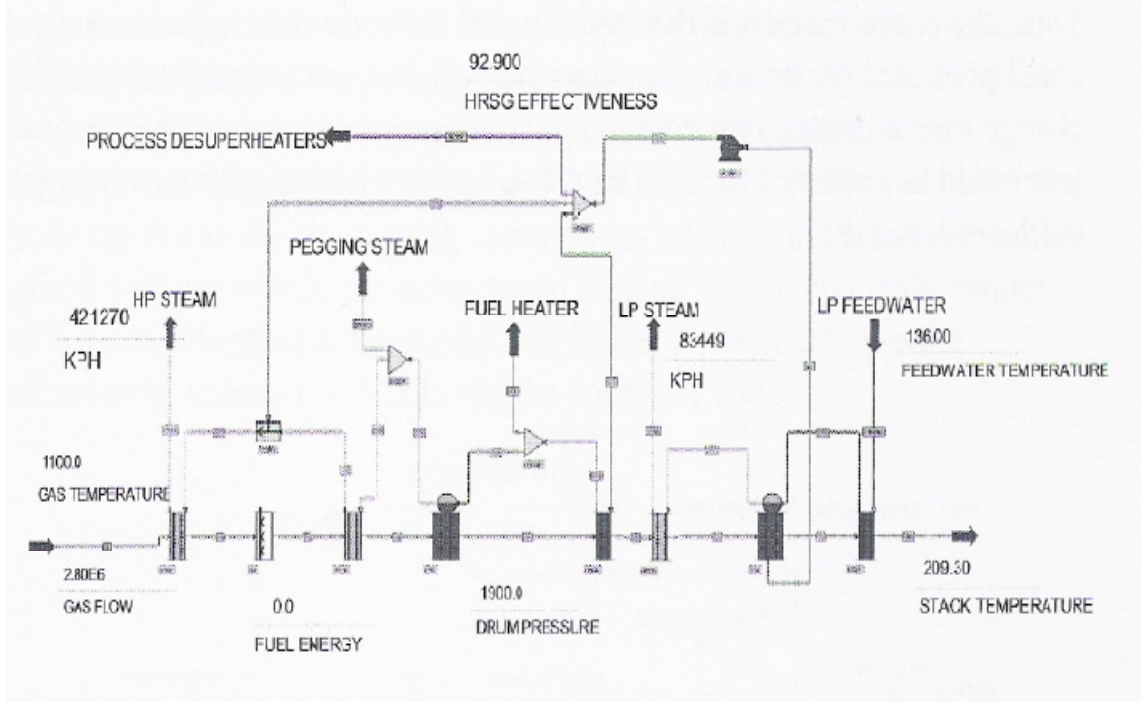
Şekil 3.10; Çizelge 3.9'daki referans çalışma koşulları, bilgisayar modeline bir girdi oluşturduğunda ortaya çıkan model çıktısını gösterir. Modelin, değerlendirilen buhar akışları için üç basamak veya daha fazla doğru öngöründe bulunduğunu dikkate alınız. Değerlendirilen buhar akışlarına ek olarak, model aynı zamanda atık ısı kazanındaki tüm sıcaklık dağılımını da hesaplar. Şekil 3.11, bu sıcaklık dağılımlarının bir planıdır.



Şekil 3.11 Referans şartlardaki örnek bir atık ısı kazanı için GateCyclc™’den elde edilen sıcaklık profili

Şekil 3.11’de en üstteki düz çizgi, atık ısı kazanı girişinden bacaya doğru giden egzoz gazı sıcaklığıdır. Altteki çizgiler ise buna karşılık gerçekleşen buhar/su sıcaklığı dağılımıdır. Atık ısı kazanında modellenen her türbin kümesi için bir tane buhar/su düz çizgisi vardır. Bilgisayar kodu sadece, her boru kümesi için giriş ve çıkış koşullarını öngörebilir ve boru yığınındaki sıcaklık dağılımlarını öngöremez. Öngörülen bir noktadan diğerine düz bir çizgi çizilir.

Çizimin sol köşesine (x eksenindeki sıfır noktası) dikkat ediniz, buhar sıcaklığı 1000 °F iken gaz, 1135 °F bir sıcaklıkta giriş yapmıştır. Çizimin sağ tarafında ise girişteki besleme suyu sıcaklığı 136 °F iken gaz çıkış (baca) sıcaklığı 206 °F’dir. Gaz çıkış sıcaklığı besleme suyu giriş sıcaklığına ne kadar yakın olursa, atık ısı kazanının verimliliği de o kadar yüksek olur.



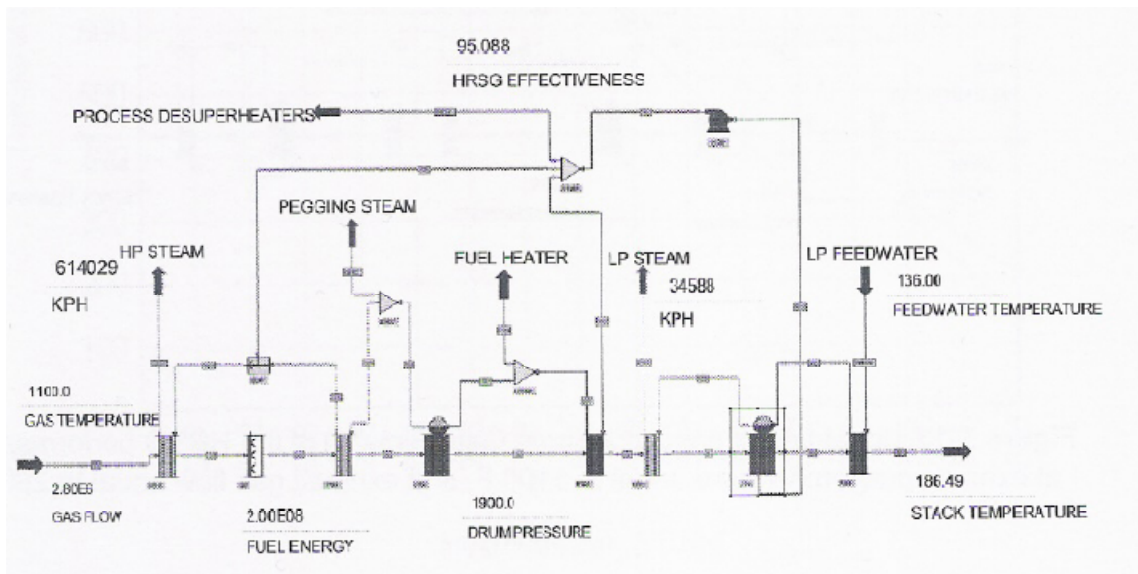
Şekil 3.12 1100 F'ye eşit egzoz gazı sıcaklığındaki atık ısı kazanı performansının model bazlı öngörüsü (GateCyclc™'den) ve 2800 Klb/sa'ya eşit egzoz gazı akışı

Şekil 3.12, egzoz gazı giriş sıcaklığı ve debisi sırasıyla 1100 °F ve 2800 mmBtu/hr'ya değiştiğinde öngörülen atık ısı kazanı performansını göstermektedir. Model bazlı analizler kullanılırken, tüm çalışma koşullarının modele bir girdi oluşturduğunu ve çalışma koşullarındaki değişiklikler için de çıktılar oluşturduğuna dikkat ediniz. Bu girdiler arasındaki bağlantı, yalnızca çalışma koşullarındaki tüm değişiklikler model için bir girdi oluşturduğunda öngörülebilir. Şekil 3.12, yüksek basınçlı buhar akışının model bazlı öngörülerini ve verimliliğini göstermektedir. Tüm bunlar, eğri bazlı yöntem ile nasıl karşılaştırılabilir? Tablo 3-10, sırasıyla 1125 °F ve 3200 klb/hr olan egzoz gazı sıcaklığı ve akışının 1100 °F ve 2800 klb/sa olduğu bir durumda, model bazlı sonuçlar ve eğri bazlı sonuçları karşılaştırmıştır.

Çizelge 3.10 Atık ısı kazanının giriş koşullarındaki bir değişiklik için eğri bazlı ve model bazlı yöntemler arasındaki sonuçların karşılaştırılması

Egzoz gazı akışı & sıcaklık değişikliğinden sonra öngörülen performans	Eğri bazlı yöntem	Model bazlı yöntem
Yüksek basınçlı buhar akışı (klb/hr)	420	421
Atık ısı kazanı verimliliği (%)	92,8	92,9

Egzoz gazı sıcaklığı ve akışı, birbirine yakın bir çizgide değiştiğinde, eğri bazlı ve model bazlı yöntemler, hemen hemen eşit öngörölmüş performans değerlerine sahiptir. Bu ölçülerde bulunan egzoz koşullarındaki değişiklikler, 40 °F'i geçen ortam sıcaklığı değişikliklerinin bir sonucu olarak beklenebilir.



Şekil 3.13 Egzoz gazı sıcaklığı, egzoz gazı akışı ve kanal brülörü yakıt akışında, referans değerlerden farklılık gösteren durumlarda öngörülen atık ısı kazanı performansı (GateCyclic™'den)

Gelin kanal brülörü yanma seviyesinde önemli bir değişiklik yapalım; bir atık ısı kazanındaki referans koşullarda sıfırdan mümkün maksimum seviyeye çıkaralım (200 mmBtu/sa) ve bir kez daha eğri bazlı yöntem ile model bazlı yöntemin öngörülerini karşılaştıralım.

Çizelge 3.11 Yüksek kanal brülörü ateşlemesi durumunda eğri bazlı yöntem ile model bazlı yöntem arasındaki sonuçların karşılaştırılması

Egzoz gazı akışı & sıcaklık & kanal brülörü ateşleme seviyelerinin hepsindeki artıştan sonra öngörülen performans	Eğri bazlı yöntem	Model bazlı yöntem
Yüksek basınçlı buhar akışı (klb/hr)	612	614
Atık ısı kazanı verimliliği (%)	94,5	95,1

Eğri bazlı yöntem ile model bazlı yöntem arasındaki değişiklikler önemli hale gelmeye başladı, en azından verimlilik açısından, çalışma koşullarındaki değişiklikler gittikçe artıyor. Bu nedenle, bu örneğe ait eğriler, modelden hesaplandığı için hesaplanan tüm sonuçlardaki değişiklikler de eğri bazlı yöntemdeki varsayımların basitleştirilmesi doğrultusunda gerçekleşir. Diğer bir deyişle, eğri bazlı yöntem model üzerine kuruludur ve bilgisayar kodu olmaksızın performansı öngörmeyi mümkün kılan modelin basitleştirilmiş halidir.

3.6 Isı Dengesi Analizi

3.6.1 Isı Denge Analizine Genel Bakış

Performans izleme bağlamındaki ısı dengesi analizi terimi, çalışma sisteminin detaylı termodinamik özelliklerinin tanımlanması amacıyla güç tesisi sistemini modellemek için kütle ve enerji dengesi denklemlerinin uygulanmasını tanımlamaktadır. Isı dengesi analizi süreci, ölçümlenen veriyi, modeldeki her buhar akışı için bütün bir termodinamik veri setine ait girdiler ve çıktılar olarak değerlendirir, buna ölçümlenen veri ve ölçümlenmemiş veri de dahildir. Bu bağlamda ısı dengesi analizi, tesis veya donanım performansı için bir öngörü değildir: sistemin kütle ve enerji dengesi modelini mümkün olabildiğince ölçümlenen veriye yakın olarak eşleştirme sürecidir.

Performans izleme amaçlı ısı denge analizinin amacı, sistem için gerçek çalışma verisinin bütün bir setini sağlamaktır. Bu çalışma verisi, tesis donanımının bozunmasını belirlemek için belirli donanım değerlendirmelerinde kullanılacaktır. Bu nedenle ısı denge analizi, modellenen donanımın performans kapasitesi ile ilgili olarak varsayımlarda bulunmamalıdır. Kütle ve denge dengeleri için sistemin performans kapasitesinin ne olduğun önemi yoktur ve bu nedenle performans kapasitesi hakkında herhangi bir varsayım gerektirmez. Bu nedenle kütle ve enerji dengesi hesaplamaları, performans izlemek için uygulandığında ısı denge analizleri için elverişlidir ama bir türbinin verimliliği veya bir ısı dönüştürücüsünün etkinliği hakkındaki varsayımlar elverişli değildir.

Isı denge kodu, genelde güç tesisinin performansını öngörmek için kullanılan yazılım programlarına başvurur. Isı denge kodları tipik olarak kütle ve enerji denge hesaplamalarını hesaplar: ayrıca donanımın fiziksel özelliklerinin modellerini birleştirirler ve çalışma koşulları boyunca donanım performansını öngörmek için uygularlar.

3.6.2 Bölgesel Isı Dengeleri

Kütle ve enerji denge hesaplamalarının uygulaması (aynı zamanda bu kitapta basitçe “ısı dengeleri” olarak da belirtilir), ölçülenmemiş veya ölçülenemeyen verinin anlamlandırılması için bir yöntemdir, aynı zamanda da var olan güç tesisinin ölçülen verisinin geçerliliğini artırmak için kullanılabilir. Isı dengeleri, herhangi bir online performans izleme sisteminin önemli bir ögesidir çünkü tesisler nadiren donanım performansını değerlendirecek yeterli enstrümanasyona sahiptir. Genellikle de ölçümlerin normal olarak gerçekleştirilmediği yerlerde veriyi anlamlandırmak zorundadır. Bunlar; besleme suyu ısıtıcısına giden buhar akış oranlarını, her buhar türbini kademesinde üretilen gücü, bir gaz türbininden çıkan egzoz akışını, kondensere doğru olan soğutma suyu akışını ve kazandaki yakıt özelliklerini içerir. Isı denge analizleri, genellikle bu konumlardaki verilerin değerleri hakkında gerçek tahminler sağlar.

Bazı tesis konumları, bir veri değerini (gerekenden fazla ölçümlenen veri) belirlemek için gerekenden çok daha fazla enstrümanasyona sahiptir. Isı denge analizi, gereksiz ölçümlenmiş verinin geçerliliğini doğrulayabilir ve muhtemelen artırabilir.

Performans izleme, tesisden elde edilen çalışma bilgisinin (ölçümlenen veri) işlendiği ve böylece tesisin mevcut kapasitesi hakkında sonuçlara ya da yargılara varmayı sağlayacak bir süreçtir. Kütle ve enerji dengeleri, tesis hakkında ek bilgi edinmek için bir yoldur. Bu denge denklemleri, tesisin performans kapasitesi hakkında mümkün birkaç varsayımı baz almıştır ama her zaman doğru olan ölçümler arasındaki ilişkiyi de barındırırlar. Örneğin ısı denge analizlerinin, ısı dönüştürücüleri veya dönen donanımın verimliliğindeki ısı transfer katsayıları hakkında varsayımlar içermemesi gerekir.

Tabii ki, güç tesisinin operasyonel kapasitesi hakkında da bazı varsayımlar vardır. Bir boru için yapılan bir kütle denge denklemi, genellikle bir boruya giriş yapan tüm suyun, borunun diğer tarafından dışarı çıktığını varsayar. Borunun giriş ve çıkışı arasında hiç bir çıkıntının olmadığı ve borunun sabit bir yüzeyde işlem gördüğü durumda bu varsayım da geçerlidir.

Bir sistem için ortaya koyulan basit kütle ve enerji dengesi denklemleri aşağıdaki şekilde belirtilmiştir:

$$\text{Kütlenin Muhafaza Oranı} = \text{Kütle Giriş Oranı} - \text{Kütle Çıkış Oranı} \quad (3.10)$$

$$\text{Enerji Muhafaza Oranı} = \text{Enerji Giriş Oranı} - \text{Enerji Çıkış Oranı} \quad (3.11)$$

Güç tesisi performans izlemesi, hemen hemen her zaman sabit durumdaki koşullarda gerçekleştirilir, sistem de zaman içinde değişiklik göstermez. Sabit bir durumda, yukarıdaki denklemde gösterilen muhafaza öğeleri sıfıra eşittir ve denge denklemleri de çıkış oranlarını giriş oranlarını eşitlemek için azalır.

Isı denge analizi, bozunmayı belirlemez: ısı denge analizi, mevcut tesis çalışma verisinin bütün bir setini sağlar böylece bozunma, sonraki hesaplamalarda belirlenebilir. Bozunma, mevcut veya gerçek performans ve beklenen veya değerlendirilen performans arasındaki farktır. Isı dengesi analizi, tesis donanımının mevcut performansı hakkında ek bilgi sağlar ve beklenen performans öngörüsü için girdi verisi sağlar. Mevcut ve beklenen performans arasındaki fark, bozunmayı belirler.

Bir ısı dengesi analizinin amacı, güç tesisini modellemek için kullanılan kontrol hacimlerinin içindeki ve dışındaki kütle ve enerji akışlarının termodinamik özelliklerini belirlemektir. Ölçümlenmiş bir veri seti, ısı dengesi analizi için girdi oluşturur ve sistem için bir ısı dengesi veri seti de çıktı oluşturur.

3.7 Veri Doğrulama

3.7.1 Veri Doğrulamanın Tanımlanması

Veri doğrulama, işlenmemiş verinin kalitesinin değerlendirildiği ve mümkünse geliştirildiği süreçtir. Veri doğrulama, güç santrallerinin performans izleme süreçlerine uygulandığında, aşağıdaki amaçlara hizmet eder:

- Doğru olmayan veya doğru olmama ihtimali taşıyan verinin tanımlanması
- Hatalı olan verinin reddedilmesi
- Hatalı olabileceği belirlenen veri için değişim değerlerinin sağlanması
- Girdi verisinin kesinliğinin artırılması
- Sonuçta açığa çıkan girdi verisinin kesinliğinin belirlenmesi

Veri doğrulama; işlenmemiş girdi verilerine testlerin uygulandığı ve bireysel verilerin ya kabul edildiği ya da reddedildiği karar verme süreçleri olarak gözlemlenebilir. İşlenmemiş veri reddedildiğinde, onun yerine geçecek değerler sağlanır. Her iki durumda da ortaya çıkan girdi verisinin kalitesini iyileştirmek olası olabilir. Sonuç olarak, ideal veri doğrulama sistemi, ortaya çıkan girdi verisinin kesinliğini tahmin etmeye yarayacaktır.

3.7.2 Aralık Kontrolü

3.7.2.1 Statik Aralıklar

En sık kullanılan veri doğrulama tekniği, aralık kontrolüdür. Basitçe açıklanması gerekirse aralık kontrolü; işlenmemiş verinin minimum ve maksimum değer aralıkları arasında olup olmadığını kontrol etmek ve eğer minimumdan düşük veya maksimumdan fazla değere sahipse bu değeri reddetmektir. Eğer veri reddedilirse, varsayılan bir değer ile değiştirilebilir veya analiz için girdi oluşturabilecek bir veri setinden çıkarılmalıdır.

Aralık kontrolü algoritmaları için kullanılan en düşük ve en yüksek değerler (aralıklar), yanlış olan veriyi doğrulamak açısından aralık kontrolü algoritmalarının yeteneği üzerinde direkt bir etkiye sahiptir. Minimum ve maksimum değerlerin belirlenmesindeki ilk aşama, aralık kontrolünün amacının belirlenmesidir. Bunun amacı da temel olarak; arızalı bir sensörü belirlemek ve devre dışı bırakmaktır, kabul edilen değerden daha düşük bir minimum değer ve kabul edilen değerden daha yüksek bir maksimum değer kullanılabilir. Bunun nedeni de arızalı sensörlerin, beklenen ölçümlenmiş sonuçlardan uzak olan veri değerlerini rapor etmesidir. Böylece, bu veri değerleri doğru değilken, arızalı sensörün verisi genellikle izleme ölçümlemesi açısından sıfıra veya negatife gider veya olması gerekenden çok yüksek değerler gösterir.

3.7.2.2 Dinamik Aralıklar

Eğer bir veri doğrulama işleminin amacı, sensördeki sapma veya kısmi hataları belirlemekse, aralıklar (minimum ve maksimum değerler), sensörün beklenen değerine ait öngörüü ortaya çıkaran bir modelden elde edilmelidir. Bu durumda aralık sonuçları, öngörü ile elde edilir ve bu nedenle de genellikle zaman içinde değişiklik gösterir. Zaman içinde değişen aralıklar, dinamik aralıklar olarak adlandırılır.

Bir sensörden elde edilen veri değerlerini öngörmek için kullanılan optimal teknoloji, tüm güç tesisinin beklenen performansına ait bilgisayar bazlı bir modeldir, ticari bir ısı- denge bilgisayar kodu ile uygulanır. Tüm tesise ait öngörü sağlayabilecek bir model kullanılarak elde edilen dinamik aralıklar için belirlenen metodoloji; öncelikle ortam koşulları, yük, yakıt türü ve işlemin buhar gereksinimleri gibi tesis çalışma koşulları için ölçümlenen değerleri elde etmek için kullanılır. Bu model, aynı zamanda tesiste kalan sensör verileri için beklenen değerleri öngörmek amacıyla da kullanılmalıdır.

Beklenen sensör değerine yakın olan ve kabul edilebilir bir aralıkta olan değerler, her sensör için de elde edilmelidir. Bu aralık, hem beklenen değer bir yüzdesi hem de beklenen değerden elde edilen değerdeki (delta) kesin değişiklikler olarak tanımlanabilir. Daha sonrasında ise aralık kontrollerinde kullanılan aralıklar için geçerli olan minimum ve maksimum değerler, kabul edilebilir değer aralığında olmalıdır. Eğer bir yüzde kullanılacaksa, minimum değer, beklenen değerden beklenen değer yüzdesinin çıkarılması ile bulunur; maksimum değer ise, beklenen değer ve beklenen değer yüzdesinin toplanması ile elde edilir. Eğer değerde kesin bir değişiklik yapılırsa; minimum değer, beklenen değerden değişikliğin çıkarılması ile bulunur, maksimum değer ise beklenen değer ve değişikliğin toplanması ile bulunur.

Kabul edilebilir değerler aralığı, çok dikkatli bir şekilde seçilmelidir. Eğer aralık çok küçükse; algoritma, izleme sisteminin belirlemeye çalıştığı bozunmanın veri sunumunu reddedecektir. Eğer aralık çok genişse, sensördeki sapmaları belirleme konusunda algoritma başarısızlığa uğrayacaktır.

Tüm tesis modelinin kullanımına dair daha basit bir alternatif ise; sensörler arasındaki ilişkileri elde etmek için kullanılır. Bu ilişkileri elde etmek için birçok farklı teknik kullanılmıştır. En sık kullanılan teknikler; termodinamik yasaların ve ilgili veri değerleri arasındaki bağıntıların gelişimine dair uygulamaları baz alır.

Termodinamik kuralların uygulanmasından elde edilen sensör değerleri arasındaki ilişkilerin örnekleri, aşağıdaki gibidir. Bir ısı dönüştürücüden elde edilen soğutma suyu çıkış sıcaklığı, sıcak sıvı sıcaklığından daha düşük, girişteki soğutma suyu sıcaklığından ise daha yüksek olmalıdır. Hava soğutmalı bir soğutma kulesinden çıkan suyun sıcaklığı, ortamdaki ıslak termometre sıcaklığından büyük, kondenserden elde edilecek sıcak soğutma suyundan daha küçük olmalıdır. Atık ısı kazanında ilerleyen gaz sıcaklıkları, her ısı dönüştürücüden sonra düşmeli ve yanan bir kanal brülöründen sonra da artmalıdır. Ölçümlenen buhar sıcaklıkları, doyma sıcaklığına eşit veya üzerinde olmalıdır. Sistemde yoğunlaşmayan gazlar olmadığı sürece; bir buhar domu veya kondenserdeki buhar sıcaklığı, doyma sıcaklığına eşit olmalıdır.

Genellikle sensör değerleri arasındaki ilişki, modellemek için fazlasıyla karışıktır veya bilinmez. Böyle bir durumda, ilgili sensörlerin geçmişteki değerlerine sahip bir sensörün beklenen değeri ile bağlantı kurularak bir ilişki sağlanabilir. Bu tür bir bağıntıyı geliştirecek olan mühendis, verilen sensör ile ilgili ve bağlantılı olan sensörleri belirlemeli, ardından da tüm ilgili sensörler için geçerli olan geçmiş verilerden uygun bir miktar elde edilmelidir. Sinir ağlarının da dahil olduğu çeşitli metodolojiler, bu bağıntıları oluşturmak için de kullanılabilir. Ortaya çıkan ilişki (korelasyon), sensörden elde edilen beklenen veri değerinin bir öngörü modeli olarak da kullanılabilir.

3.7.2.3 Reddedilen Değerler

Bir değer, aralık kontrolü tarafından reddedilirse, bazı önlemler alınmalıdır. Alınabilecek önlemlerden bazıları şunlardır;

- Veri geçerliliği hakkında bir uyarı kaydetmekten başka bir şey yapmayın.
- Veriyi, varsayılan statik bir değer ile değiştirin.
- Veriyi, bir modelden hesaplanan beklenen sensör değeri ile değiştirin.
- İzleme sistemi hesaplaması uygulamasını durdurun, bir sonraki adımı bekleyin.

Gerçekleştirilecek eylem, performans izleme hesaplamasının ölçümlenen veri değerinin önemine bağlı olarak gerçekleştirilmelidir. Bazı girdi veri değerleri, hesaplanan sonuçlar için çok önemlidir ama diğerlerinin etkisi azdır. Örneğin, gaz türbininin girişindeki hava sıcaklığı ve gaz türbini gücü, kritik parametrelerdir. Bununla birlikte, kompresöre giren havadaki nemin, performans izleme hesaplamaları üzerinde hemen hemen hiçbir etkisi yoktur ve böylece varsayılan statik değer, giriş yapan havadaki nemin yanlış veri değerinin yerine geçmek için kullanılabilir.

Genel olarak, performans izleme hesaplamalarına yönelik güçlü uygulamalar için; reddedilen tüm değerlerin, sensördeki varsayılan değerlerin ortalaması ile değiştirilmesi önerilir, böylece hesaplamaların sağlamlasının yapılmasındaki matematiksel problemler en aza indirgenir. Bazı veri değerleri, hesaplanan sonuçlar için normal olarak önemli olmasa da; sıfır ile bölündüğünde, tablolar yanlış okunduğunda, negatif akış oranlarında veya negatif ısı transferi oranlarında matematiksel veya programatik problemlere neden olabilir.

Güç santralının normal çalışması sırasında bir izleme sisteminin hiçbir santral kontrolü veya donanım koruma rolü olmadığı için, belirli bir zaman aralığında hesaplamalar yapılmadığında, genellikle az öneme sahiptir. Hesaplanan sonuçlara yönelik veri, aralık kontrolünden geçemediği zaman, hesaplamaların gerçekleştirilmemesi için eylem seçilmesi, hesaplamadaki hataları önlemek için etkin bir yoldur. Doğru olmayan bir değeri rapor etmek için verilen bir zaman aralığındaki bozunma değerini rapor etmek genellikle daha iyidir. İzleme hesaplamaları uygun olmadığında, örneğin çalışmaya başlama veya düşük tesis yükü durumlarında, tesisin operasyonel modları sırasında yapılan izleme ölçümlerini durdurmak için benzer mantıklar da kullanılabilir.

3.7.3 Sensör Verisinin Ortalamasının Alınması

Baca gazı sıcaklığı, gaz türbini egzoz sıcaklığı veya kompresörün iç sıcaklığı gibi tekil nitelikleri ölçmek için genellikle birden fazla sensör mevcuttur ama bu ölçümü ortaya

koyabilmek için performans değerlendirmelerinde sadece bir adet veri değeri gerekir veya kullanılmaktadır. Bu durumda, çoklu sensörlerin kullanımı, hem güvenilirliği hem de ölçümlenen verinin doğruluğunu artırır.

Verinin doğruluğunu artırmak için çoklu sensör kullanımının iki yolu vardır. İlki; geçerliliğini kaybetmeden tekil bir sensörün arızasını gidermek için bir ölçüm yapılmasına izin vermektir. İkincisi ise; doğruluğu artırmak içindir. Çeşitli konumlardaki çoklu okumalar, genellikle tek bir okumadan daha iyidir, özellikle de buhar akımının ortalaması gerektiğinde. Bir gaz türbininin egzoz sıcaklığı, egzoz borusu boyunca değişir ve sıcaklık ölçümleri de çoklu noktalardan alınır. Tüm enerji dengesini ölçümlemede kullanılmak için en uygunu; ortalama egzoz enerjisidir. Çoklu egzoz gazı sıcaklığı sensörleri, anlamlı bir ortalama sıcaklık elde etmek için yeterli veri sağlar.

Çoklu sensör durumunda, arızalanan sensörleri tanımlamak ve hesaplamak ve kabul edilen sensör değerlerinin ortalamasını hesaplamak için birçok şema kullanılır. Aşağıdaki algoritma; Verimlilik Haritası™ performans izleme sisteminde başarılı olarak kullanılmaktadır ve “Akıllı Ortalama” olarak adlandırılır.

Verimlilik Haritası™ Akıllı Ortalama Prosedürü:

1. Aynı tesis özelliklerini ölçümleyen tüm sensörlerden veri değerleri elde edilir.
2. Minimum ve maksimum değerlerine göre, veri değerlerinin her biri aralık değerlendirmesine tabi tutulur.
3. Aralık kontrolünü bozan herhangi bir veri değeri devre dışı bırakılır.
4. Tüm veri değerleri, aralık kontrolünü bozuyorsa, varsayılan bir veri değeri sağlanır.
5. Kalan veri değerlerinin ortalaması (orta değeri) hesaplanır.
6. Gerekli olan kesinliğin, her ölçüm için bir girdi parametresi olduğu yerlerde; veri değerinin kesin değerinden, gerekli kesinlikten büyük ortalamanın çıkarılması ile elde edilen herhangi bir veri değeri göz ardı edilir.
7. Kalan değerlerin ortalaması hesaplanır.

Bu prosedür, test kriterlerini geçen tüm veri değerlerini kullanacaktır. Bu prosedür; aralık kontrolü nedeniyle minimum ve maksimum değerler doğrultusunda yanlış bulunan tüm verileri, ve aynı zamanda gerekli doğruluğa sahip değerden fazla değerlere sahip verilerden olmayan ama aralık kontrolü sınırlarının içinde olan veri değerlerini de reddeder.

3.7.4 Zaman Ortalaması

Zaman içinde hem ölçümlenen (girdi) veri hem de hesaplanan (çıktı) verinin ortalamasının alınması, bir performans izleme sisteminin hem kesinliği hem de güvenilirliğini artırmak adına çok etkili olabilir. Bir online-izleme sistemi, uzun zaman dilimleri boyunca değerlendirilebilecek birçok veri seti avantajına sahiptir. Ölçümlenen ve hesaplanan verinin zamana karşı olan eğiliminin incelenmesi, performans değişikliğinin gerçek anlamda gerçekleştiği durumlarda mühendislere, değerlendirme yapmaları konusunda yardımcı olur.

Rastgele oluşan dalgalanmalara bağlı olarak ölçümlenen bir veride gerçekleşen standart sapma, bir zaman dilimi içinde çoklu ölçümlenen veri değerlerinin (okumalarının) alınması ile azaltılabilir. Zaman ortalamalı veri değerinin standart sapması, aşağıdaki formül ile elde edilen tekli bir ölçümlenen verinin standart sapması ile ilişkilidir.

Ölçümlenen Bir Verinin Standart Sapması:

$$S_{\bar{x}} = \frac{S_x}{\sqrt{N}} \quad (3.12)$$

burada,

S_x , tekli bir ölçümlenen veri değerinin standart sapmasıdır.

$S_{\bar{x}}$, zaman içerisinde elde edilen ve sonra da ortalaması alınan veri değerlerinin ortalamasının standart sapmasıdır.

N, zamana göre ortalaması alınmış değeri belirlemek için kullanılan veri değerlerinin sayısıdır.

Bir veri kazanımı sisteminden elde edilen veri değerlerinin zamana göre alınan ortalamaları, rastgele alınan ölçümlerdeki belirsizliği önemli ölçüde azaltır. Bununla birlikte, zamana göre ortalama almak, ölçümdeki sistematik belirsizlik doğrultusunda ölçüm hatasını azaltmaz. Sistematik hata, zamana göre ortalaması alınan veri değerlerinin zaman aralığı boyunca sabittir ve ortalamadan etkilenmez.

Performans izleme hesaplamaları, tesis ve donanım performansının sabit durumlu öngörülerini baz alır. Zaman ortalaması alınan ölçümlenmiş veri, geçişi ve hesaplamaların kesinliğini düzenler. ASME test prosedürleri, hesaplamalara girdi oluşturacak şekilde zaman ortalaması alınmış veri içindir.

3.8 Hesaplanan Sonuçların Doğruluğu

3.8.1 Araç Hatası

3.8.1.1 Ölçüm Hatası

Ölçümlenmelerdeki ve ölçümlenmelerden hesaplanan sonuçlardaki belirsizliği tanımlamak adına bu kitapta ele alınan koşullar ve yöntemler, ASME performans testi kodlarına destek olan “ASME PTC 19.1-1998, Test Belirsizliği”nde tanımlanan koşullar ve yöntemlerle tutarlılık gösterir.

Her ölçüm; hata payı da içinde olarak ölçümlenen miktarı, gerçek değerine eşitlemek için düşünülerek gerçekleştirilmelidir. Ölçümün doğruluğu, gerçek değere ne kadar yaklaştığı ile değerlendirilir. Normalde ise doğruluk, ölçümün belirsizliğinin matematiksel olarak açıklanmasıdır. Belirsizlik, verilen bir güven seviyesi için gerçek değeri içeren ölçümlenmiş değere yaklaşık olan aralıktır.

%95'lik bir güven seviyesi ile gerçekleştirilen ölçümün belirsizliği

$$\text{Gerçek Değer} = X \pm U_{95} \quad (3.13)$$

burada,

Gerçek Değer; ölçümlenen miktarın gerçek değeridir.

X, ölçümlenen değerdir.

U_{95} , ölçüme belirsizliğin eklenmesi veya çıkarılması ile elde edilen aralıkta bulunan gerçek değer %95 olasılığa sahip ölçümündeki belirsizliktir.

Ölçümlerdeki hataları iki ayrı grupta incelemek mümkündür; rastgele hata (veya hassasiyet) ve sistematik hata (veya sapma). Her ölçüm belirli aralıklarda değişiklik gösterir; bu değişimlere bağlı olarak ölçümlerde gerçekleşen hatalara rastgele hata adı verilir. Rastgele hatalar için kullanılan başka bir terim ise hassasiyettir. Ölçümlerin ortalamaları, sistematik hata olarak adlandırılan hataların miktarı ile elde edilen gerçek değerden farklı olacaktır. Sistematik hata için kullanılan başka bir isim ise sapmadır.

Ölçüm Hatası:

$$\delta = \beta + \varepsilon \quad (3.14)$$

burada,

δ , toplam ölçüm hatasıdır.

β , sistematik ölçüm hatasıdır (sapma).

ε , rassal ölçüm hatasıdır (hassasiyet).

3.8.1.2 Hesaplanan Test Sonucunun Belirsizliği

Bir performans testinde kullanılan her sensör ile ilişkili olan ölçüm belirsizliğinin, ölçümlerden hesaplanan bir sonucun belirsizliğine nasıl etki ettiğini anlamak için, ölçümde yapılan bir değişikliğin, hesaplanan sonucu ne kadar değiştireceğini bilmesi gerekir. Sonuca ait hesaplamada kullanılan ölçümlenmiş değerde meydana gelen değişiklik oranı, hassasiyet olarak adlandırılır.

Ölçümlenen değerde meydana gelen bir değişikliğe etki edebilecek hesaplanmış sonuç hassasiyeti, aşağıdaki prosedüre bağlı olarak elde edilebilir. Önce sonuç değer hesaplanır, $R(1)$, bu hesaplamada ölçümlenen değer kullanılır $X(1)$. Ölçümlemelerin küçük bir miktarı, yeni ölçümlenen değer ile $x(2)$ değiştirilir ve ardından değişen ölçümlenmiş değeri baz alan yeni bir sonuç hesaplanır $R(2)$. Hassasiyet, ölçümdeki değişiklik ile bölümlenen sonuçlardaki değişikliklerdir.

Hesaplanan sonucun, ölçümlenen değerdeki değişikliğin hassasiyeti:

$$\theta = \frac{R(2)-R(1)}{X(2)-X(1)} \quad (3.15)$$

burada,

θ ; sonucun, ölçüme olan hassasiyetidir.

X ; sonucun hesaplanması için bir girdi olarak kullanılan, ölçümlenmiş bir değerdir.

R , ölçümün verilen değeri ile ilintili olarak hesaplanan sonuçtur.

Tek bir ölçüme bağlı olarak sonuçlar hesaplandığında veya sonucun hesaplanmasındaki tüm ölçümler birbirlerinden bağımsız iseler, Denklem 4.7 kesinlikle doğrudur.

Durumların hiçbirisi; hesaplanan sonucun, birçok ölçüm değişkenine ait doğrusal olmayan bir kombinasyon olduğunda, gerçek bir performans izleme hesaplaması sağlayamaz. Neyse ki, bunun ilk yöntem tahmini olarak kullanımında gerçekleşen hatalar çok ufaktır.

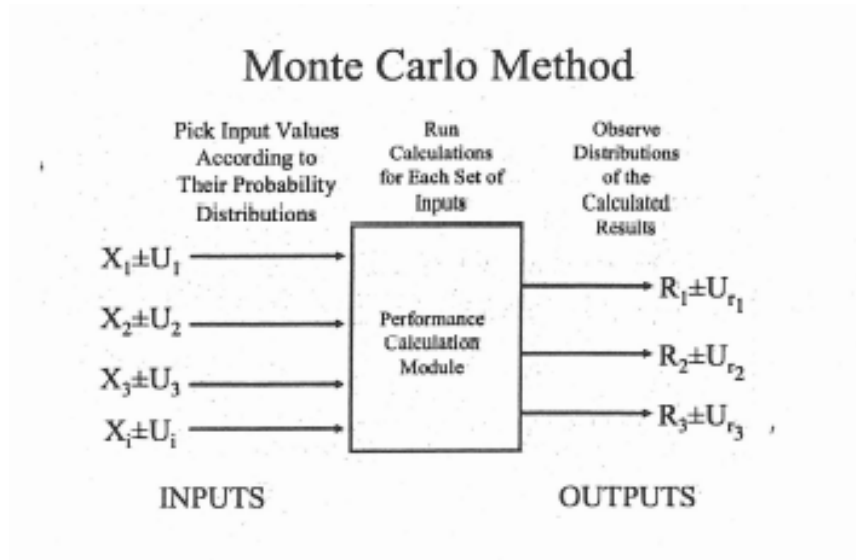
3.8.2 Monte Carlo Yöntemi

3.8.2.1 Monte Carlo Yönteminin Tanımı

Ölçümlerdeki belirsizlikleri oluşturan hesaplanmış sonucun belirsizliğini tahmin etmek için kullanılan ilk lineer yöntem, yukarıda belirtildiği gibi, bir tahmindir. Ölçümleri yapmak ve sonuçları hesaplamak için lineer olmayan, kompleks bir ısı dengesi bilgisayar kodu kullanıldığında, bu tahmin hatalı olabilir.

Ölçüm belirsizliklerini, bilgisayar bazlı bir model ile doğru şekilde üretmek için bir yol vardır ve bu da istenilen doğruluk oranında gerçekleştirilebilmektedir. Yöntemin adı Monte Carlo'dur ve bilgisayar modeli ile ölçümlenmiş verinin simülatif setlerini çalıştırıp, hesaplanan sonuçlarını derlemeyi içerir. Girdi olarak ölçümlenen her veri değeri, rastgele sayı üreticileri kullanılarak elde edilen olasılık dağılımı doğrultusunda değişir. Birçok hesaplamadan sonra, her değişik girdi verisi (simülatif olarak ölçümlenmiş) kullanımında; sonuçların olasılık dağılımı, girdilerin olasılık dağılımında hesaplanan sonuçtaki belirsizliğin doğru sunumu olacaktır. Bkz. Şekil 3.14.

Yöntemin adı Monte Carlo'dur; çünkü her hesaplama girdi üretmek için rastgele sayılarla kumar oynamaya benzer bir dinamiği vardır. (Monte Carlo, dünyanın ünlü kumar merkezlerinden biridir.). Kumar oynarken olduğu gibi, birçok denemeden elde edilen sonuçlar, her olası sonucun oluşum olasılığı ile belirlenmektedir. Ne kadar çok deneme yapılırsa, sonuçların olasılık dağılımı o kadar kesin olur.

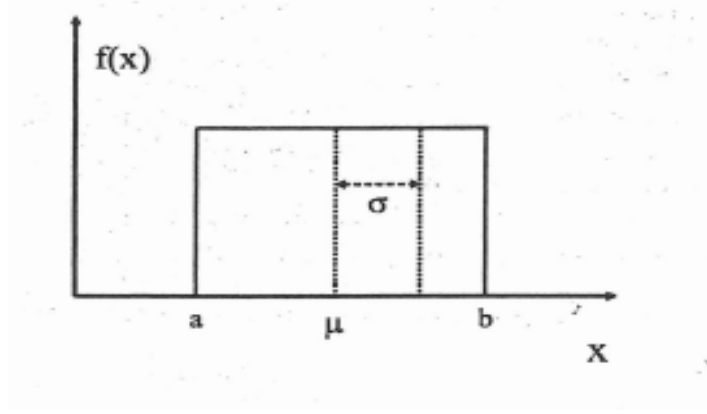


Şekil 3.14 Monte Carlo yöntemi'ne genel bakış

3.8.2.2 Olasılık Dağılımları

Bir güç tesisinden ölçümlenen her veri, kendi olasılık dağılımına sahiptir. Monte Carlo Yöntemi; olasılık dağılımlarından rastgele olarak simülatif ölçümlenmiş değerlerin alınması ve ölçümlenen değer setlerinin, performans gözlemleme hesaplamalarına girilmesidir.

Ölçümlenen verinin olasılık dağılımı normalde bilinmez; ama, Monte Carlo simülasyonu için bu dağılımlar genellikle aynı ve normaldir. Aynı dağılımın açılımı şu şekildedir; minimum olası değer (a) ve maksimum olası değer (b) arasındaki tüm değerler, eşit oluşum olasılıklarına sahiptir. Aynı olan dağılım ortalaması, a ve b'nin ortalamasıdır. Fark ise (veya değerler setinin standart sapması), a ve b arasındaki farkın, 12'nin karekökü ile bölümüdür (3.464). a ve b arasındaki aralık, aynı olasılık dağılımından elde edilen verinin %100'ünü kapsar. Şekil 4.2, aynı olasılık dağılımı fonksiyonunun gösterimini içermektedir. Aynı dağılım, doğal olarak görülmemekle birlikte, Monte Carlo simülasyonunu uygulamak ve sonuçlarını tartışmak da genel olarak kolaydır.



Şekil 3.15 Aynı olasılık dağılımı fonksiyonunun gösterimi

Normal dağılım, alışık olduğumuz üzere çan şeklinde bir eğriden oluşur. Şekil 3-16, normal olasılık dağılımı fonksiyonunun gösterimidir. Normal olasılık dağılımının ortalaması μ ve farkı σ , dağılımdan elde edilen tüm değerlerin %95'ini içeren bir $\mu \pm 2\sigma$ aralığına sahiptir. Bu seviyedeki belirsizlik, bir ölçüm veya hesaplanan sonucun belirsizliğini ortaya koymak için gereken durumlarda kullanılır.

Normal Olasılık Dağılımı Fonksiyonu:

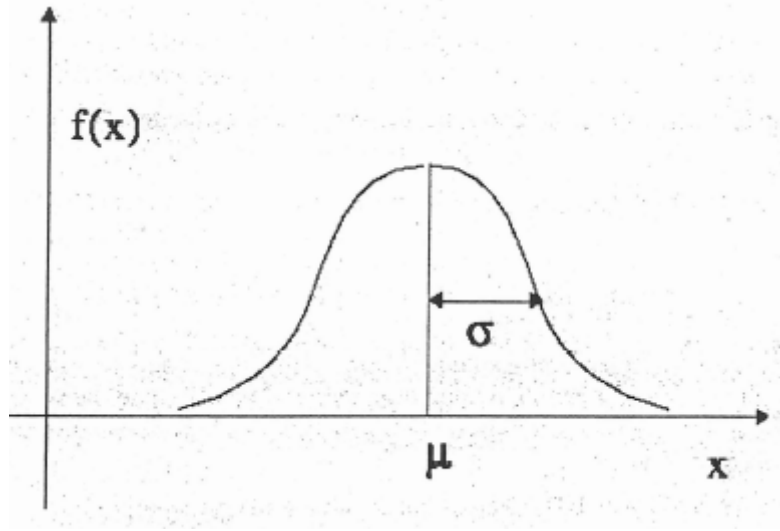
$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (3.16)$$

burada,

$f(x)$, $x \pm dx$ aralığındaki verinin örneklenme olasılığıdır.

μ , dağılımın ortalamasıdır.

σ , dağılımın varyansıdır.



Şekil 3.16 Normal olasılık dağılımı fonksiyonunun gösterimi

3.8.2.3 Monte Carlo Simülasyonunun Uygulanması

Monte Carlo simülasyonu her uygulandığında, aşağıdaki adımlar izlenmelidir.

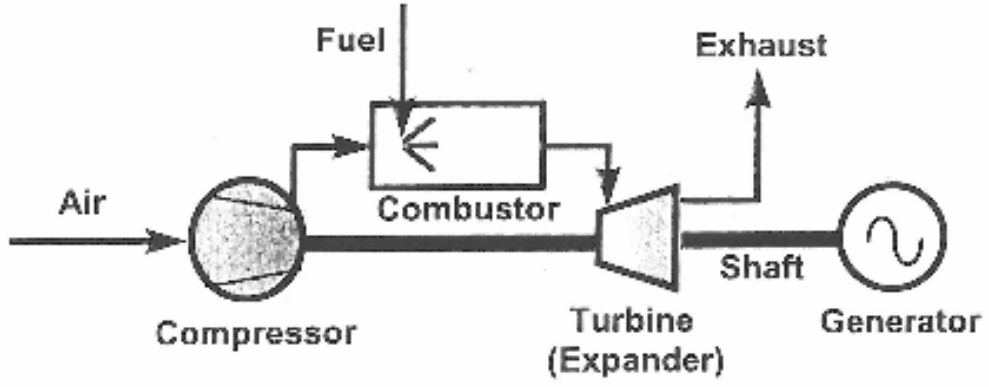
1. Rassal sayılar seti üretin; performans hesaplama modülü için girdi oluşturabilecek her sümule ölçümlenmiş değer için bir veya iki rassal sayı.
2. Her girdi verisi için seçilen olasılık dağılımı için uygun olan örnek formülü (Denklem 4.13 veya Denklem 4.16) kullanarak performans hesaplaması için bir set girdi değeri hesaplayın.
3. Adım 2'deki girdi değerlerini kullanarak performans hesaplaması gerçekleştirin.
4. Sonraki işlemler için performans değerlendirmesi sonuçları kaydedin (ve saklayın).
5. 1. adıma geri dönün ve yeni bir set hesaplanan sonuç üretin; veya yeterli uygulama yapılmış ise 6. adıma geçin.
6. Hesaplanan her sonuç değişkeni ile ortalama ve standart sapma hesaplayın.

KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALLERİNDE PERFORMANS İZLEME YÖNTEMLERİ

4.1 Gaz Türbini Performansı

4.1.1 Genel Bakış

Temel gaz türbini döngüsünde kullanılan donanımın basit bir çizimi, Şekil 7.1’de gösterilmiştir. Temel gaz türbin döngüsünde (Brayton döngüsü olarak adlandırılır), atmosferik hava daha yüksek basınç sağlayacak olan kompresöre giriş yapar. Sıkıştırma işlemi sürecinde, shaftın enerjisi gaza eklenir; bu yüzden gaz sıcaklığı basınçla birlikte artmaya başlar. Sıkıştırılmış hava daha sonra yanma odasına giriş yapar. Kullanılan yakıt, yanma odasında kompresörde sıkıştırılan hava ile karışarak yanar ve hava-yakıt karışımını maksimum sıcaklığına çıkarır. Sıcak ve sıkıştırılmış hava-yakıt karışımı daha sonra türbin bölümüne geçer, burada atmosferik basınca indirgenir. İndirgeme süresince, açığa çıkan gaz türbin kanatlarına hareket verir, kanatlarda shaftı döndürür. Bu süreçte enerji, gazdan ayrıldığı için sıcaklık düşer. Her ne kadar sıcaklık düşse de egzoz gazı hala çok sıcaktır, gaz türbininin türüne ve çalışma moduna bağlı olarak egzoz gazı sıcaklığı 800°F ile 1200°F (420°C – 650°C) arasında değişmektedir.



Şekil 4-1 Gaz türbinli bir motorun basit düzeneği

4.1.2 Güç Üretimi

Enerji denge denklemine göre kompresör tarafından tüketilen enerji ile sıkıştırma süreci boyunca yükselen sıcaklık birbiriyle ilişkilidir:

$$Power_{compressor} \approx W_{air} C_{p,air} (T_{cd} - T_{inlet}) \quad (4.1)$$

C_p , havanın özgül ısıdır. C_p , sıcaklığa göre değişiklik gösterir ama hava için yaklaşık olarak 0.24 Btu/lbm-F (1 J/g-°C) değerine eşittir. Yukarıdaki denklem sadece ortalama bir değer üretir çünkü değişen C_p için hesaplama yapmaz veya tahliye sıcaklığından farklı olan sıcaklıklarda kompresörden çıkan soğuk hava akımını hesaplayamaz. Bütün bir enerji dengesi, motordaki tüm akımları hesaba katar ama bu denklem, gaz türbininin önemli karakteristiklerini anlamak konusunda mühendise yine de yardımcı olur.

Türbinin çıkış gücü veya motorun türbin kısmı, türbinde indirgenen sıcaklık ile orantılıdır.

$$Power_{compressor} \approx W_{exh} C p_{gas} (T_{fire} - T_{exh}) \quad (4.2)$$

Şaft gücü, türbin tarafından şafttan elde edilen enerji ile kompresör tarafından kullanılan enerji arasındaki farktır.

$$Power_{GT\ shaft} = \eta_{shaft} Power_{turbine} - Power_{compressor} \quad (4.3)$$

Şaft verimliliği, (η_{shaft}), yatak sıcaklığı ve sürtünme kaybını hesaplar. Genellikle %99'un üzerindedir.

Bu denklemler aracılığıyla, türbin tarafından üretilen gücün kompresörün tükettiği güçten daha fazla olduğunu görebiliriz. Türbin boyunca azalan sıcaklığın, kompresör boyunca artan sıcaklıktan daha yüksek olması gerekir. Bu durum gereklidir çünkü kompresördeki havanın tamamı, ısıtılarak türbine gönderilmek için yanma odasına gitmez. Kompresöre giren havanın önemli bir bölümü kompresörün değişik kademelerinden çekilerek (Endüstriyel tip gaz türbinlerinde yaklaşık %20 civarındadır) türbinin soğutulmasında kullanılır.

Kompresör boyunca yükselen sıcaklık, aşağıdaki denklem kullanılarak tahmin edilebilir.

$$T_{cd} - T_{inlet} = \frac{T_{inlet}}{\eta_{compressor}} \left(\left(\frac{P_{cd}}{P_{inlet}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) \quad (4.4)$$

Burada, **inlet** alt indisi; kompresörün hava giriş şartlarını ifade eder ve **cd** ise kompresörün çıkış şartlarını ifade eder (komresör çıkışı). İzantropik verim η ile gösterilirken, **K** (ölgül ısı oranı), sıkıştırılacak gazın karakteristiğini belirtir (hava için 1.4'e eşittir). Kompresör çıkış sıcaklığı, kompresörün verimliliğine ve basınç oranına bağlıdır. Çıkış sıcaklığı her iki parametreye bağlı olarak artış gösterir.

Türbin boyunca düşen sıcaklık, aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir;

$$T_{fire} - T_{exh} = \eta_{turbine} T_{fire} \left(1 - \left(\frac{P_{ext}}{P_{fire}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \quad (4.5)$$

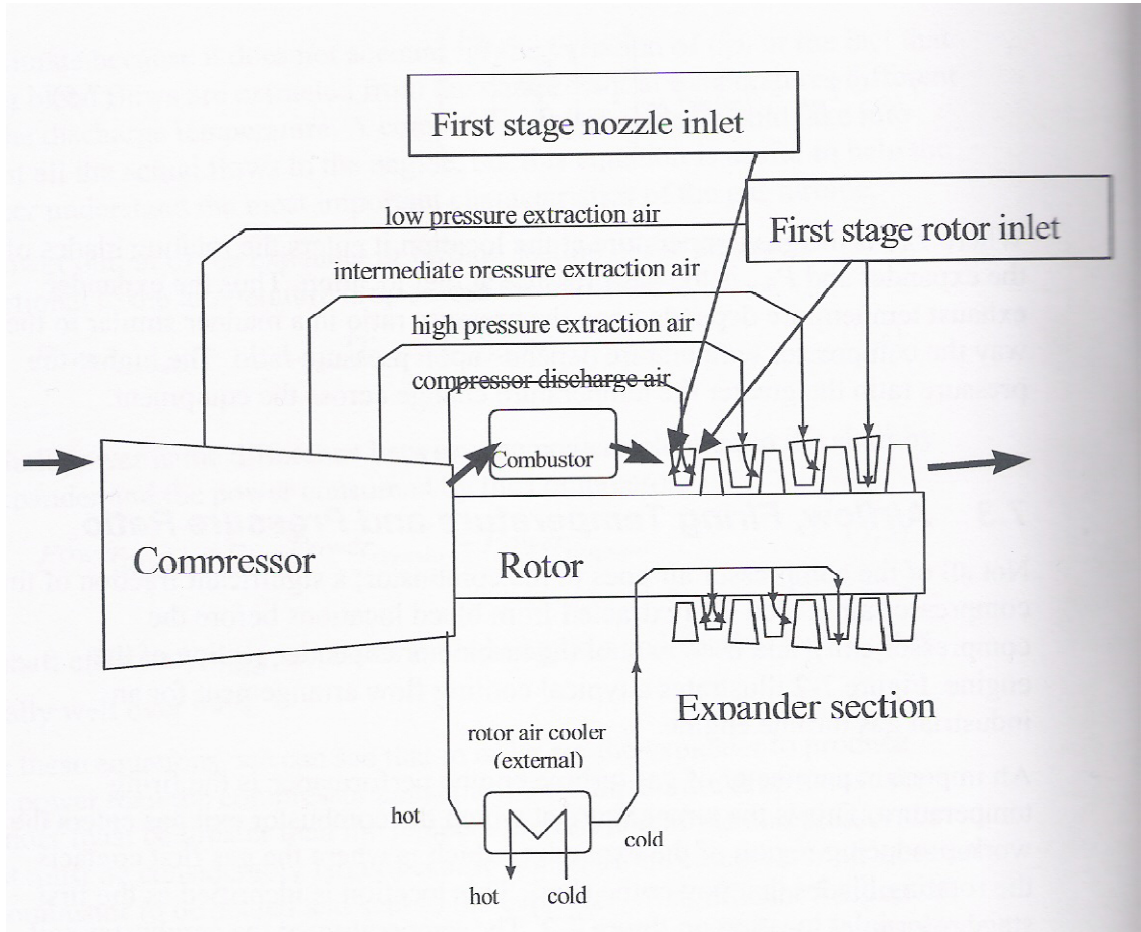
T_{fire} , belirtilen bölgedeki türbin kanatlarına giden gaz sıcaklığını ifade eder. P_{fire} belirtilen bölgedeki türbin kanatlarına etki eden gaz basıncını ifade eder. Bu nedenle, tıpkı kompresör sıcaklık oranının basınç oranına bağlı olması ile benzer şekilde türbinin egzoz sıcaklığı da basınç oranına bağlı hale gelir. Basınç oranı arttıkça türbin boyunca oluşan sıcaklık değişimide artar.

4.1.3 Hava akımı, Yanma Sıcaklığı ve Basınç Oranı

Kompresördeki havanın tamamı yanma odasına gitmez; kompresördeki havanın önemli bir bölümü kompresör çıkışından önceki farklı tahliye lokasyonlarından dışarı alınır. Kompresör çıkışından önce alınan bu hava türbinin genişleyen bölümlerini soğutmak için kullanılır.

Yanma sıcaklığı, gaz türbini performansına etki eden önemli bir parametredir. Bu sıcaklık yanma odasından çıkıp, türbine girerek iş üreten gazın sıcaklığıdır. Türbin girişi sıcak gazın dönen kanatlarla ilk temas ettiği noktadır. Bu bölge, Şekil 7.2’de gösterilen birinci sıra hareketli kanatlar olarak tanımlanır. Yanma odasının çıkışındaki sıcaklık, yanma sıcaklığından yüksektir; çünkü kompresörden çekilen soğutma havası yanma odasının çıkışındaki egzoz gazları ile karışarak birinci sıra kanatlara gönderilir. Bu soğutma havası, giren hava akımının %10’nu kadarını oluşturur ve gaz sıcaklığını 150-250 °F (65-120 °C) azaltır.

Bazı gaz türbini üreticileri, yanma sıcaklığını, türbinlerinin tasarım parametresi olarak rapor etmişlerdir. Yanma sıcaklığının, türbin performansının bir parametresi olarak kullanılması yerine önerilen alternatiflerden bir tanesi, türbin giriş sıcaklığıdır (ya da ISO yanma sıcaklığı). Türbin giriş sıcaklığı, kompresörden çekilen soğutma havasının, yanma odası çıkış gazına karışmasından ortaya çıkan karışım gazın tümünün sıcaklığı olarak tanımlanır. Bu sıcaklık, türbini soğutmak için kompresörden çekilen hava olmadan bir gaz türbininin yanma odası çıkışında meydana gelen sıcaklıktır. Analizler için uygundur çünkü gerçek soğutma çıkışı debisi bilgisi ölçümlenebilir. Türbinin giriş sıcaklığı, yanma sıcaklığından daha düşüktür, yanma sıcaklığı da yanma odası çıkışı sıcaklığından daha düşüktür.



Şekil 4.2 Kompresörden ve türbin soğutma lokasyonlarından tahliye edilen soğutma havası

Verilen rpm'de dönen bir kompresör (hem 3000 rpm hem de 3600 rpm), sabit bir volümetrik hava akışı dağılımı sağlar. İyi bir tahmin sağlamak için, kompresörün her dönüşü; giriş basıncı, sıcaklık veya bağıl neme bağlı hava hacminde emiş gerçekleştirir. Kompresör kanatları, tahta bir vidanın dişleri gibidir ama katı tahtanın içine giren bir vida gibi, hava ile aynı yolu izlerler. Bir vidanın yönü, tahta içinde kesin bir mesafe alır ve kompresörün bir rotasyonu, kompresör içindeki havanın kesin uzunluğu boyunca hareket eder. Kompresöre giren havanın hızı; kompresör, sabit rpm'de döndüğü sürece sabittir ve girişteki kılavuz vanalar, konumunu değiştirmez. Kompresörün içine giren havanın hacmi; kompresörün girişindeki akış alanı ve ilk aşamadaki yönlendirici kanatların açısına bağlıdır, girişteki hava sıcaklığına veya basıncına bağlı değildir.

Ama bu durum, bir gaz türbini kompresörünün içine doğru gerçekleşen kütle akışının sabit olacağı anlamına gelmez. Kütle akışı değişiklikleri, ortam koşullarında gerçekleşir çünkü havanın yoğunluğu değişir. Alçak basınç veya yüksek sıcaklık veya yüksek bağıl nem, hava yoğunluğunu düşürür ve bu nedenle de havanın hızı ve volümetrik akış oranı sabit kalsa bile girişteki kütle akış oranı düşer.

Kompresör tahliye basıncı, kompresör karakteristikleri ile belirlenmez ama türbinin akış kapasitesi ile kompresöre maruz kalır. Girişteki türbine doğru gerçekleşen gaz akışı, bire eşit bir Mach sayısıdır (ses hızı). Akış koşullarının basınç artışı, basınç düşüşünden daha büyük olduğunda bu koşul oluşur. Mach bir akışını oluşturabilmesi için; havanın basınç oranı yaklaşık olarak 1.9'dur. Eğer hava dolu bir bisiklet lastiği üzerindeki valfi açarsanız; lastik basıncı, atmosferik basıncın 1.9 katı daha fazla olana kadar hava, Mach birdeki valften dışarı tahliye olacaktır. Atmosferik basınç yaklaşık 14.7 psia olduğu için, valften dışarı Mach bir tahliyesinin gerçekleşmesi için bir lastik basıncının 28 psia'dan daha büyük olması gerekir.

Bir gaz türbininin genleşme bölümü söz konusu ise, basınç oranı her zaman 1.9'dan daha büyüktür ve akış, türbindeki minimum akış alanı olan türbin girişindeki nozul lokasyonunda her zaman Mach birdir. Mach bir akışı, boğulmuş akış olarak adlandırılır

çünkü oluşabilecek maksimum akış oranıdır ve bu akış oranı, aşağı doğru gerçekleşen buhar akışının basıncına bağlı değildir. Gazdaki sesin hızı, basınç ile doğru orantılı olarak artar, sıcaklığın karekökü ile ise ters orantılıdır. bir gaz türbinindeki ilk aşama nozuluna ait akış oranı, boğulmuş akış için aşağıdaki formülden elde edilebilir.

Birinci sıra nozzulların akış oranı :

$$w_{comb} = \sqrt{\frac{\gamma}{R_{gas}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \frac{A_{noz} P_{comb}}{\sqrt{T_{comb}}}} \quad (4.6)$$

Burada,

w_{comb} , Yanma odası çıkışında gaz akış oranı

A_{noz} , Birinci sıra nozzulların akış alanı

P_{comb} , Gaz basıncı

T_{comb} , Birinci sıra kanatlara giren gazın sıcaklığıdır.

γ , Özgül ısı oranı (hava için ortalama olarak 1.4'e eşittir).

R_{gaz} , evrensel gaz sabitidir (hava için 8,314 J/(mol K) veya 53.3 ft-lbf/lbm-R değerine denk olan 1545 ft-lbf/lbm-mol-R değerine sahiptir.

Türbin girişindeki basınç için 4.6 denklemini çözersek aşağıdaki denklemi elde ederiz:

Yanma Odası Çıkış Basıncı:

$$P_{comb} = \frac{w_{comb} \sqrt{T_{comb}}}{C_{noz} A_{noz}} \quad (4.7)$$

Sabit, C_{noz} , 4.6 denkleminin kare kökünün açılımıdır. C_{meme} , hava için $0,532 \frac{lb\sqrt{R}}{in^2psi sec}$ değerine eşittir ve endüstriyel bir gaz türbininin yanma odasında yaklaşık olarak $0,52 \frac{lb\sqrt{R}}{in^2psi sec}$ değerine eşitlerdir. Bu değer, gaz moleküler ağırlığına ve daha düşük gaz sıcaklığı değerlerine bağlı olarak değişim gösterir.

Yanma odası boyunca gaz basıncında yaklaşık olarak %3'lük bir kayıp oluşur. Bu nedenle kompresör çıkış basıncı, birinci sıra kanatlara giren gazın basıncından %3 daha fazladır. Verilen yakıt türüne göre C_{noz} sabit kalır ve kompresör çıkış basıncı gaz akışının kütleli debisi tarafından belirlenir W_{comb} , gaz sıcaklığı, T_{comb} ve akış alanı, A_{noz} , bu değerler aşağıdaki denklemde kullanılırsa.

Kompresör Çıkış Basıncı:

$$P_{cd} = (1 + \Delta P_{comb} \frac{W_{comb}\sqrt{T_{comb}}}{C_{noz}A_{noz}}) \quad (4.8)$$

Bu nedenle, kompresör çıkış basıncı, türbin girişindeki akış karakteristiklerine bağlıdır. Birinci sıra kanatların girişindeki gaz akışı, W_{comb} , kompresör ile belirlenir ve bu noktadaki gaz sıcaklığı, kontrol sistemi tarafından belirlenir. Birinci sıra kanatların girişindeki gaz akışı; "Kompresör iç havası - Türbini soğutmak için kompresörden çıkan hava + yakıt ve buhar/su" enjeksiyonuna eşittir. Bununla birlikte, doğal gaz yanmalı gaz türbinlerindeki yakıt akışı, giren hava akışının yalnızca %2'dir. Yanma odasına buhar/su enjeksiyonu gerçekleştiği takdirde, genellikle su/yakıt oranı 1.3 veya daha az olur.

Özetle, giren havanın akışını kompresör belirler; fakat birinci sıra kanatlara giden akış alanını ve bu bölgedeki sıcaklığı, kompresör çıkış basıncı belirler.

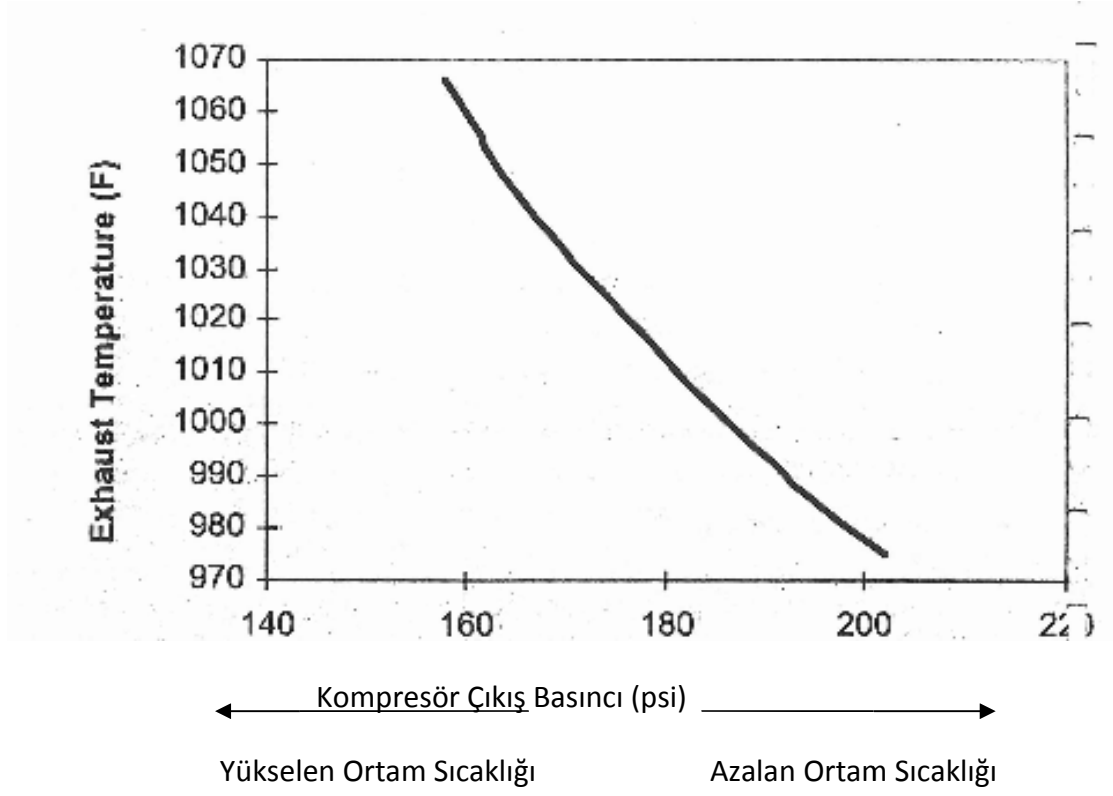
4.1.4 Kontrol Algoritmaları

Gaz türbinleri daima operasyon limitleri aşılmadan çalıştırılmalıdır. Gaz türbinleri için belirlenen bazı operasyon limitleri aşağıda listelenmiştir.

- Yanma sıcaklığı (İzin verilen üst yanma sıcaklığına gelmedikçe)
- Generatör ve/veya şaft gücü kapasitesi
- Son sıra kanatlardan çıkış sıcaklığı ve/veya HRSG hasarını önlemek için verilebilecek maksimum egzoz sıcaklığı
- Maksimum kompresör çıkış sıcaklığı
- Kompresördeki dalgalanma, izin verilen basınç oranının altında kalınarak önlenir.
- Yanma odası stabilizasyonu
- NO_x ve CO emisyonları
- Buzlanma

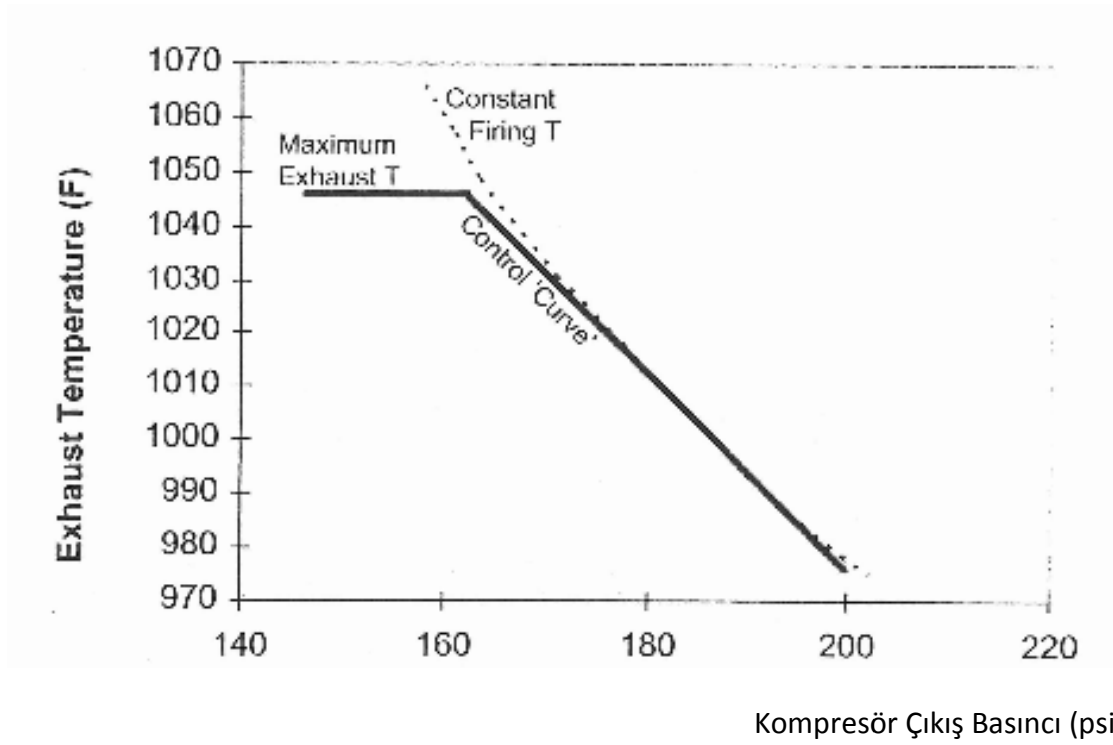
Yanma ısılarının artması, türbin performansının artmasını sağlar . Kontrol sisteminin amacı; türbini tasarlanan yanma sıcaklığında çalıştırmaktır. Ne yazık ki, operasyon ortamlarının değişikliği ve çalışma şartlarının zorluğu nedeniyle çalıştırılan türbinin kontrol amaçları açısından gerçek yanma sıcaklığının ölçülmesi ve kullanılması çok zordur. Gaz türbini, yanma sıcaklığını kontrol etme aşamasında direkt bir araç olarak kullanılamadığı için, değeri tahmin etmek için bazı algoritmalara gereksinim duyar. Bu algoritmanın belirlenmesi kolay olmalı, gerekli olandan fazlasını sağlamalı ve doğru ve eksiksiz ölçümler kullanmalıdır.

Verilen bir gaz türbini için, yanma sıcaklığı; kompresör çıkış sıcaklığı ve egzoz gazı sıcaklığını kullanan bir algoritmadan hareketle hesaplanabilir. Yanma sıcaklığı sabitken, kompresör çıkış basıncı P_{cd} , ve türbin çıkış sıcaklığındaki değişimi çevre şartlarına bağlı olarak Şekil 4.2’te görebiliriz.



Şekil 4.3 Sabit Bir Yanma Sıcaklığında Egzoz Sıcaklığı ve Kompresör Çıkış Basıncı Arasındaki İlişki

Bu eğimi elde etmek ve türbin yanma sıcaklığını sabite yakın bir değerde tutmak için, kontrol sistemi hem basit ve düz bir hat, hem de çok parçalı bir hat kullanır (Şekil 4.4)



Şekil 4.4 Tek Parçalı Gaz Türbini Kontrol Eğrisi

Eğer türbin tam yüke ayarlanmışsa, egzoz sıcaklığı mevcut kompresör çıkış basıncındaki kontrol eğrisi üzerine gelene kadar kontrol sistemi yakıt akışını değiştirir. Çizginin üzerindeki herhangi bir nokta zirve noktasıdır ve çizginin altındaki herhangi bir nokta; türbinin, tam yükte yanma sıcaklığında olduğunu gösterir. Yüksek ortam sıcaklıklarında (düşük kompresör basınçlarında), düz çizgili kontrol algoritmasının, gerçekleşen yanma sıcaklığını “tasarlanan” yanma sıcaklığının altında tuttuğuna dikkat edin (noktalı çizgiler ile belirtilmiştir).

Diğer bir önemli nokta ise, kontrol eğrisi civarındaki sayıların değerlerinin her alan için ayrı ayrı hesaplanabilmesidir. Bunun nedeni, alana özel olan ortam basıncı, yakıt türü, giriş ve egzoz (HRSG) basıncındaki düşmelerdir. Tüm bunlar, tasarlanan yanma sıcaklıklarındaki, kompresör çıkış basıncını veya çıkış sıcaklığını etkiler. Belirlenen alandaki kontrol eğrisinin, gaz türbinini doğru olarak ateşlediğinden emin olmak için büyük bir çaba harcanır. Yanma bölgesinde gerçekleşecek bir hata, türbin

performansının düşmesine neden olur. Yanmanın olduğu kısımda oluşacak bir hatada, gaz türbinindeki sıcak gazla temas eden parçaların ömrü kısalmaktadır.

Fakir ön karışimli, kuru-düşük-NOx (DLN) brülörlü yanma odalarının girişinde, kontrol sistemleri daha komplikedir. Yanma stabilizasyonunun kontrol edilmesi ve maksimum NOx emisyon değerlerine erişilmemesi gibi faktörler ile, bazı operasyonel bölgelerde sabit bir yanma sıcaklığının korunması gerçekleştirilir. Örneğin, soğuk bölgelerde, bazı DLN türbinlerinde, sıcak sıkıştırılmış hava resirkülasyon yaptırılarak kompresör girişine geri gönderilir. Böylece kompresör giriş havasının ısıtılması sağlanır. Bu da, gücü azaltır ve ısı sarfiyatını kötüleştirir, fakat yanma odası operasyonlarına katkısıyla NOx'u düşürür.

4.1.5 Düzeltme Eğrileri (Tamyük Performansı) :

Gaz türbini performansı, birçok faktörün bir fonksiyonudur. Gaz türbinleri dizayn noktalarından biraz daha farklı bir performans gösterirler. Bunun nedeni, gaz türbini üreticileri, tam yükteki çalışmada gaz türbinlerinin performansını etkileyen çeşitli dış parametrelerle ilgili “düzeltme eğrileri” verirler. Verilen düzeltme değerleri; güç, ısı sarfiyatı (verimlilik), egzoz akışı ve egzoz sıcaklığıdır. Bu düzeltici faktörler, ortam sıcaklığı, ortam basıncı (Rakım fonksiyonudur), girişteki nem, girişteki ve egzozdaki basınç düşümü, kötü yanma, girişteki yönlendirici kanat açısı, eğer kullanılıyorsa türbine su veya buhar enjeksiyonu. Toplam performans, her bir eğrinin okunmasının ardından düzeltme faktörleri ile değerlerin toplanması veya çarpılması ile tahmin edilir. Örneğin, operasyon koşullarında umulan gaz türbin gücü, aşağıdaki denklem gibi bir denklem ile tahmin edilebilir (bu denklem, ek bir buhar enjeksiyonu durumunda sağlanacak düzeltmeyi hesaplar).

$$Güç_{beklenen} = Güç_{nominal}$$

$$\frac{C_p(T_{in})C_p(P_{air})C_p(H)C_p(\Delta P_{inlet})C_p(\Delta P_{exh})C_p(RPM)C_p(UF)C_p(IGV)+C_p(W_{steam})]}{C_p(T_{in})C_p(P_{air})C_p(H)C_p(\Delta P_{inlet})C_p(\Delta P_{exh})C_p(RPM)C_p(UF)C_p(IGV)+C_p(W_{steam})]} \text{ölçülen} \quad (4.9)$$

Bu denklemin geçerli olması için,

C_p , güç için olan düzeltme faktörüdür. Bu değeri ilgili düzeltme faktörü eğrisinden veya gaz türbinin gücü için oluşturulan tahmin edilen performans eğrisi üzerinden okuyabiliriz. Gaz türbini gücü için öngörülen performans eğrisi ile parantez içlerinde belirtilen operasyon koşulları sağlanmalıdır.

Normal olarak, gaz türbini üreticileri, belirli bir bölge için belirli bir türbinin düzeltme eğrilerini sağlamalıdır (bir eğri listesini görmek için Çizelge 4.1'e bakınız). Üreticiler kurulan kontrol sisteminin ayarları ile P_{cd} ve egzoz sıcaklığı arasındaki ilişkiyi birleştirirler. Böylece yanma sıcaklığı sabit olmasada kontrol sisteminin değişikliklere nasıl tepki vereceğini bilirler.

Genellikle, yanma sıcaklığı sabit olur ama kontrol sistemi değişikliğinde faktörler hesaba katılmadığında değişiklik gösterir. Örneğin, egzoz basıncındaki düşüş arttığında, kontrol sistemi türbinin kötü yandığına hükmederek bu yönde tepki gösterir. (Yanma sıcaklığını dizayn değerinin altına düşürür). Bu eğriler "test" düzeltme eğrileri olarak adlandırılır; çünkü türbin kabul testinde türbin performansının standart koşullara dönüşünü sağlarlar.

Performans mühendisi, elde edilen düzeltme eğrilerini türbine uygulama konusunda dikkatli olmalıdır. Genellikle gaz türbini üreticileri, bir "garanti eğrileri" seti oluştururlar. Bu eğriler, garantinin devamlılığını sağlamak için tedarikçinin oluşturduğu yasal bir dökümandır ama bu eğriler, türbinin beklenen performansını en iyi şekilde tahmin edemeyebilir. Eğer performans izlemeyle performanstaki kötüleşmeyi ölçmek hedefleniyorsa, performans izleme sistemi türbinden beklenen performansı tam ve eksiksiz olarak tahminlemek için kullanılmalıdır. Bazı durumlardaysa, amaç üretici garantisinin karşılandığını belirlemekse, bu durumda garanti eğrileri tahmin edilen garanti performansı için kullanılır.

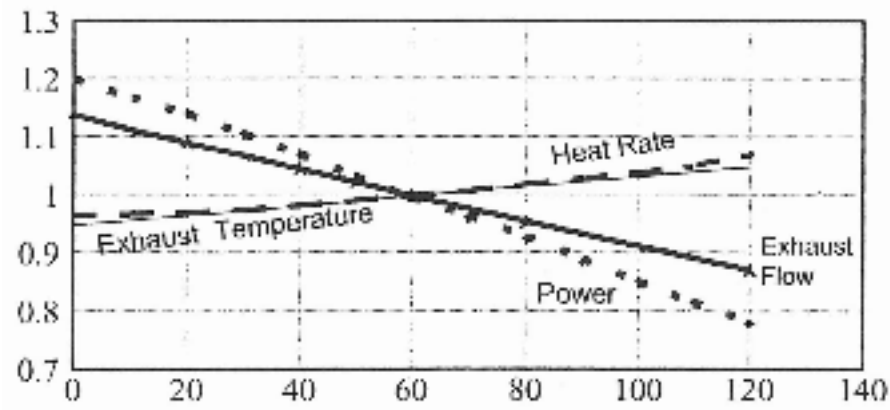
Çizelge 4.1 Gaz türbini performansını modellemede kullanılabilecek eğrilerin listesi

Gaz Türbini Performans Eğrileri	
1.	Egzoz Akışı – Yakıt LHV
2.	Egzoz Akışı – Giriş Supabı Basıncı veya İrtifası
3.	Egzoz Akışı – Giriş Supabı Sıcaklığı
4.	Egzoz Akışı – Kısmi Yük Sürtünmesi
5.	Egzoz Akışı – RPM
6.	Egzoz Sıcaklığı – Çıkış Basıncı Düşüşü
7.	Egzoz Sıcaklığı – Giriş Supabı Sıcaklığı
8.	Egzoz Sıcaklığı – Kısmi Yük Sürtünmesi
9.	Egzoz Sıcaklığı – Yakıt LHV
10.	Egzoz Sıcaklığı – RPM
11.	Egzoz Sıcaklığı - Giriş Supabı Basıncı Düşüşü
12.	Isı Oranı – Çıkış Basıncı Düşüşü
13.	Isı Oranı – Giriş Supabı Sıcaklığı
14.	Isı Oranı – Kısmi Yük Sürtünmesi
15.	Isı Oranı – RPM
16.	Güç – Giriş Supabı Basıncı Düşüşü
17.	Güç – Giriş Supabı Basıncı veya İrtifası
18.	Güç – Çıkış Basıncı Düşüşü
19.	Güç – Girişteki Özgül Nem
20.	Güç – Yakıt LHV (Alt Isıl Değer)
21.	Güç – RPM

4.1.5.1 Giriş Sıcaklığının Etkisi

Şekil 4.5, endüstriyel türbin performansındaki kompresör giriş sıcaklığının etkilerini göstermektedir. Şekilde de gösterildiği gibi, türbin, giriş sıcaklığı daha soğuk olduğunda daha yüksek performans göstermektedir. Şekilde çıkan havayı artırmak adına gaz türbini hava girişini soğutmak için gaz türbininin önüne yerleştirilen evaporatif soğutucular veya chiller’leri içeren dönüşüm şeması temsil edilmektedir.

Düzeltilme faktörü



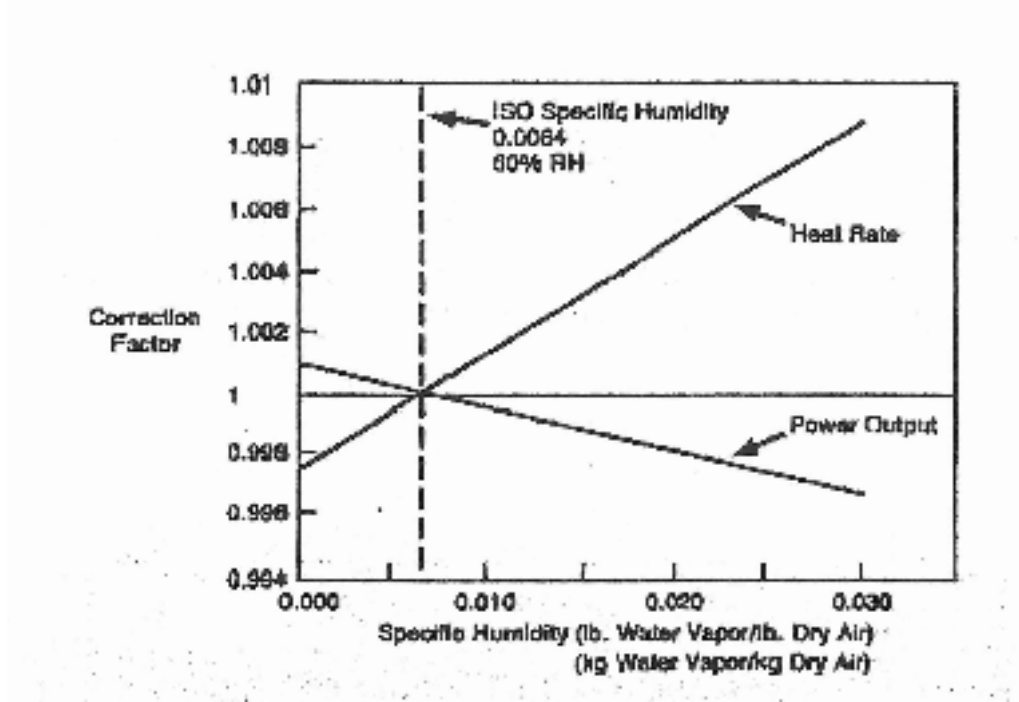
Kompresör Giriş Supabı Sıcaklığı (Fahrenheit)

Şekil 4.5 Endüstriyel Türbin Performansında Giriş Sıcaklığının Etkisi

Eğrilerin genel şekli, hava yoğunluğundaki değişiklikler ile şekillenir. Bu da kompresör girişindeki hava akımının, artan ortam sıcaklığı ile azalmasına neden olur. Hava akımı azaldıkça, kompresör basınç oranı da düşer. Eğer basınç oranı daha düşük ama yanma sıcaklığı sabitse, türbinin egzoz sıcaklığı da yükselir (4.5 denklemi doğrultusunda). Güç, hava akışına orname daha hızlı olarak azalır çünkü basınç oranı da hava akımı ile birlikte düşüş gösterir. Düşen basınç oranı ve azalan hava akımı gücünde düşmesine sebep olur. Düşük basınç oranı artan sıcaklık ile birlikte türbin verimliliğinin düşmesine neden olur.

4.1.5.2 Girişteki Neminin Etkisi

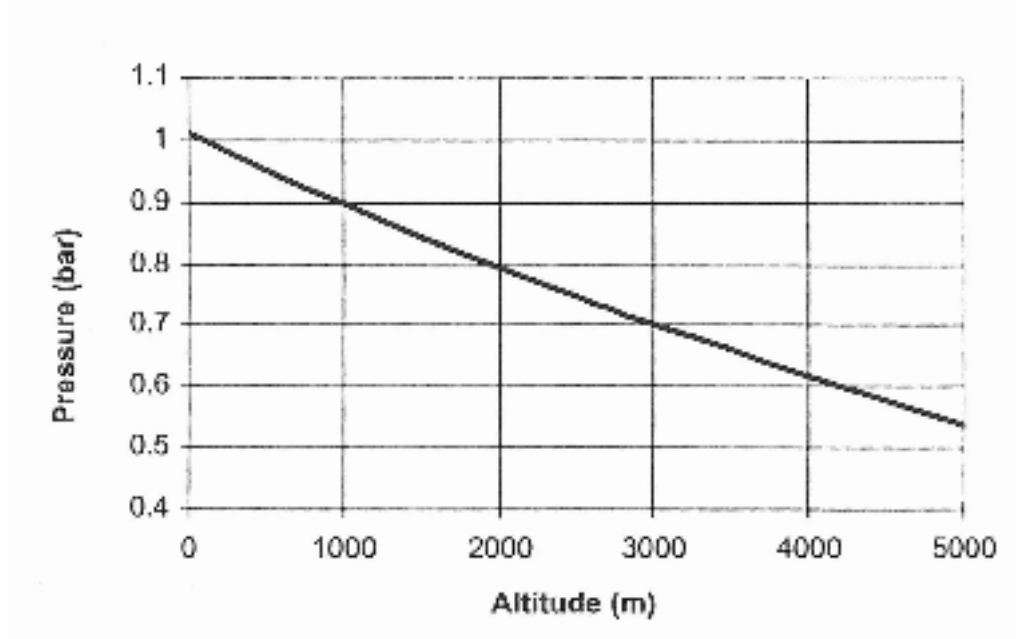
Girişteki nem ve girişteki bağıl nemin, Şekil 4.6'de gösterildiği üzere gaz türbini performansı üzerinde küçük bir etkisi vardır.



Şekil 4.6 Girişteki Neminin Gaz Türbini Performansı Üzerindeki Etkisi

4.1.5.3 Atmosferik Basınç veya Rakımın (Deniz Seviyesinden Yüksekliği) Etkisi

Bir bölgedeki rakım, direkt olarak ortam basıncını etkiler. Ortamdaki hava basıncı, bir rakım fonksiyonu olarak Şekil 4.7'de gösterilmiştir. Ortamdaki basıncın gerçek değeri, havadaki değişikliklere bağlı olarak bu eğride değişiklik gösterir ama bu eğri, yıllık olarak ortalama değerler verir ve bu nedenle enerji santrallerinin tasarım çalışmalarında kullanılır.



Şekil 4.7 Basınç – Rakım arasındaki ilişki

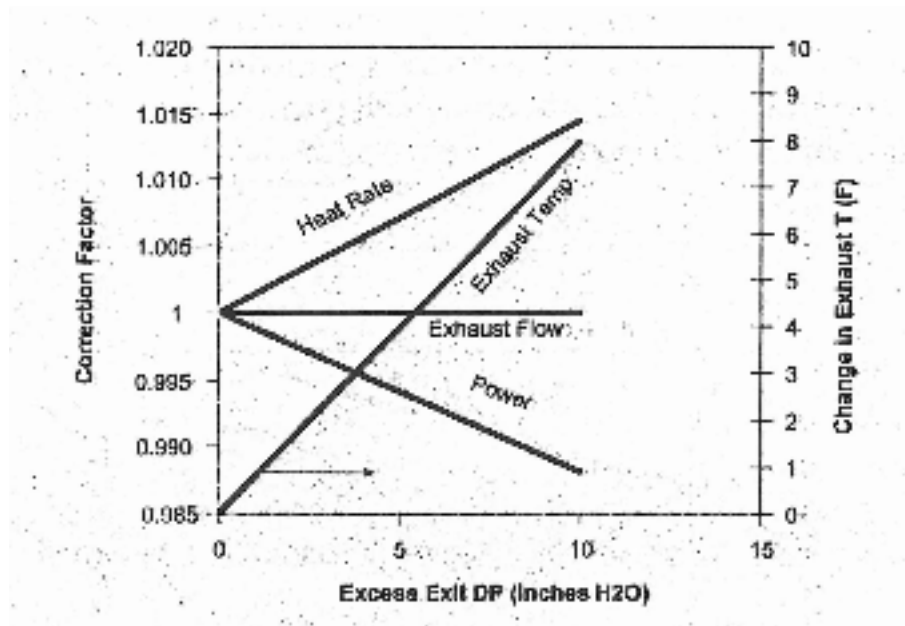
Hava basıncı, türbinden geçen hava akımını etkiler çünkü hava yoğunluğu, hava basıncı ile doğru orantılıdır ve kompresör, havanın sabit hacimsel akımını sağlar. Bu nedenle, gerçek kütle akımı, ortam basıncı ile doğru orantılıdır.

Türbin akış denklemi 4.8'i kullanarak, yanma sıcaklığı sabit tutulduğu sürece kompresör çıkış basıncının hava akışı ile orantılı olduğunu görebiliriz. Ortam basıncının bir fonksiyonu olarak kompresörün basınç oranı sabit kalmalıdır çünkü hem hava akımı hem de kompresör çıkış basıncı, hava akımı ile orantılıdır. Hem kompresör basınç oranı hem de hızı sabit kaldığından, kompresör haritasındaki operasyon noktası sabit kalır; kompresör verimliliği de buna bağlı olarak sabittir. Bu nedenle kompresör gücü (Denklem 4.1.) hava akımı ile orantılıdır.

Akım, daha sonra genişleme (türbin) bölümleri boyunca genişler ve çıkış basıncına düşer. Türbin aynı giriş sıcaklığına ve genişleme (basınç) oranı sahip olduğundan giriş basıncı değişse de, türbin aynı egzoz sıcaklığına (Denklem 4.6.) ve verimliliğine sahip olacaktır. Türbinin gücü (Denklem 4.2.) hava akımı ile orantılıdır.

Türbinin ve kompresörün gücü, hava akımı ile orantılı olduğundan, toplam türbin gücü de hava akımı ile orantılıdır. Yanma sıcaklığını dengelemek için gaz türbinine giden yakıtın miktarı da orantısal olarak ölçümlenir.

Egzoz basıncı düşüşünden etkilenmeyen kompresör gibi türbinin hava akımı oranı aynı kalır. Bu nedenle giriş basıncıda sabittir. Sabit bir yanma sıcaklığı elde etmek için yanma odasına giden yakıt miktarıda değişmemelidir. Bununla birlikte, egzoz basınç düşüşü, türbinin genleşme (basınç) oranını düşürür ve böylece egzoz sıcaklığı artar (Denklem 4.4.). Buna bağlı olarak güç de düşer (Denklem 4.2.). Güç düştükçe ve yakıt akışı sabit kaldıkça, türbin verimliliği (ısı sarfiyatı ile ters orantılı olarak), güç ile doğru orantılı olarak düşüş gösterir.

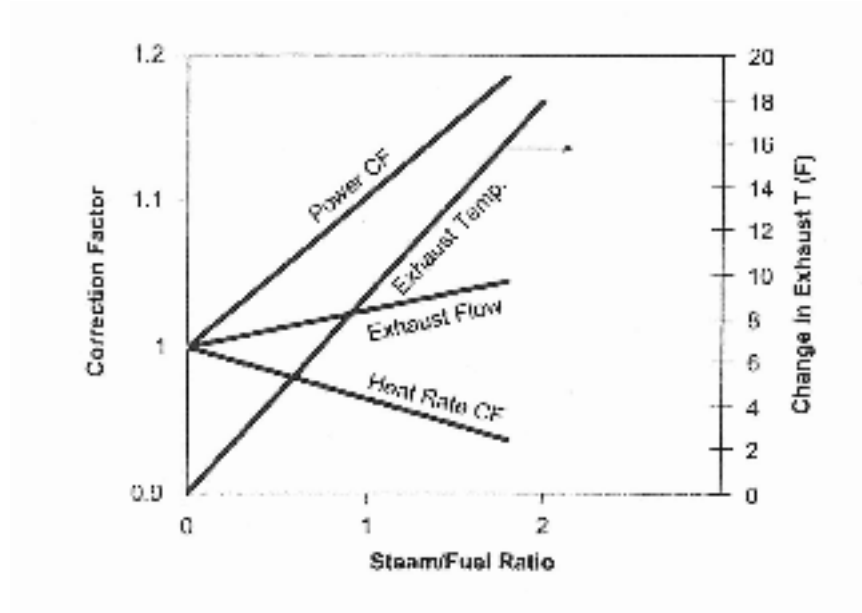


Şekil 4.8 Çıkış basıncı düşüşü için tipik düzeltme faktörleri

4.1.5.4 Buhar veya Su Enjeksiyonunun Etkisi

Endüstriyel bir gaz türbininin yanma odasına buhar enjekte edildiğinde, önemli ölçüde performansı olumlu yönde etkiler. Kompresör hava akımı, kompresör giriş koşullarına bağlıdır ve buhar/su enjeksiyonundan etkilenmez. Bu nedenle türbine buhar enjekte edilmediğinde de hava akımında hemen hemen aynı miktarda hava bulunur. Ayrıca, yeni eklenen buhar ve hava ile türbinin yanma sıcaklığına eriştirebilmesi için yanma odasına daha fazla miktarda yakıt gönderilmesi gerekir. Enjekte edilen buhar/su ve artan yakıt akışı, türbinin ilk kademesindeki gaz akışını artırır (Denklemler 4.8). Bu da kompresördeki dalgalanma marjını azaltır. Yanma odası için izin verilen buhar enjeksiyonu miktarı, kompresörün dalgalanma marjı tarafından sınırlandırılır. Buhar enjeksiyonu, yanma odası sabitliği veya maksimum generatör gücü tarafından da sınırlandırılabilir. Genellikle, türbin, yüksek buhar akış oranlarını kabul edecek şekilde özel olarak modifiye edilmediği sürece; buhar -yakıt oranı 2'yi aşmaz.

Enjekte edilen buharın türbin performansına olan etkisi, Şekil 4.9'de gösterilmiştir.



Şekil 4.9 Buhar enjeksiyonu için tipik düzeltme faktörleri

Buhar/su enjeksiyonunun gaz türbini üzerindeki en büyük etkisi, net türbin gücündeki yüksek artıştır. Bu dolayı da buhar enjeksiyonu genellikle türbin tam yükte çalışırken kullanılır.

Buhar/su enjeksiyonuna bağlı olarak gaz türbini gücünde meydana gelen artış, iki önemli sonuç doğurur. Birincisi, buhar/su akışı ve artan yakıt akışı, kompresör boyunca gerçekleşen hava akımını artırmadan türbin boyunca devam eden gaz akışının artışı ile sonuçlanır. İkincisinde; buharın öz ısısı, yaklaşık olarak havanın iki katı değerinde, 0.5 Btu/lb-°F (2090 J/kg-°C) 'dir. Enjekte edilen buhar/suyun yüksek özgül ısısı birinci kademenin girişindeki gazın özgül ısını arttırır , buda kompresör gücündeki küçük bir etki ile türbin gücünü artırır (Denklem 4.2). Kombine çevrim operasyonlar için ekstra bir fayda sağlayan egzoz gazlarının yüksek özgül ısısı ile buhar/su enjeksiyonu, HRSG'deki buhar üretimini artırır.

Buhar enjekte edildiğinde gaz türbini ısı sarfiyatı iyileşir (azalır) ama su enjekte edildiğinde artış gösterir. Su enjekteli gaz türbinlerinin gücündeki artış, buharınki ile hemen hemen aynıdır. Türbinin içindeki gaz akışı, her iki durumda da aynı oranlarda yükselir ve yanma sıcaklığı da hemen hemen aynı olmasına rağmen su enjeksiyonu, yanma sıcaklığına enjekte edilen materyali ısıtmak için, buhar enjeksiyonundan daha fazla yakıt gerektirir. Bu nedenle türbin ısısı, su enjekte ediliyorken, buhar enjekte edilen duruma göre daha fazla olacaktır.

Kompresör çıkışındaki hava, türbinin türüne göre değişmekle birlikte 600-800 °F (315-425 °C) arasındadır. Enjekte edilen buhar, kompresör çıkış havasından daha fazla ısıya sahipse, türbin ısı sarfiyatı da yükselecektir çünkü enjekte edilen buhar/su, yanma odasının giriş gazının ısınmasına etki eder. Ayrıca, enjekte edilen buhar/su 'yun entalpisi, kompresör çıkış havasından daha düşük ise türbin ısı sarfiyatı artacaktır.

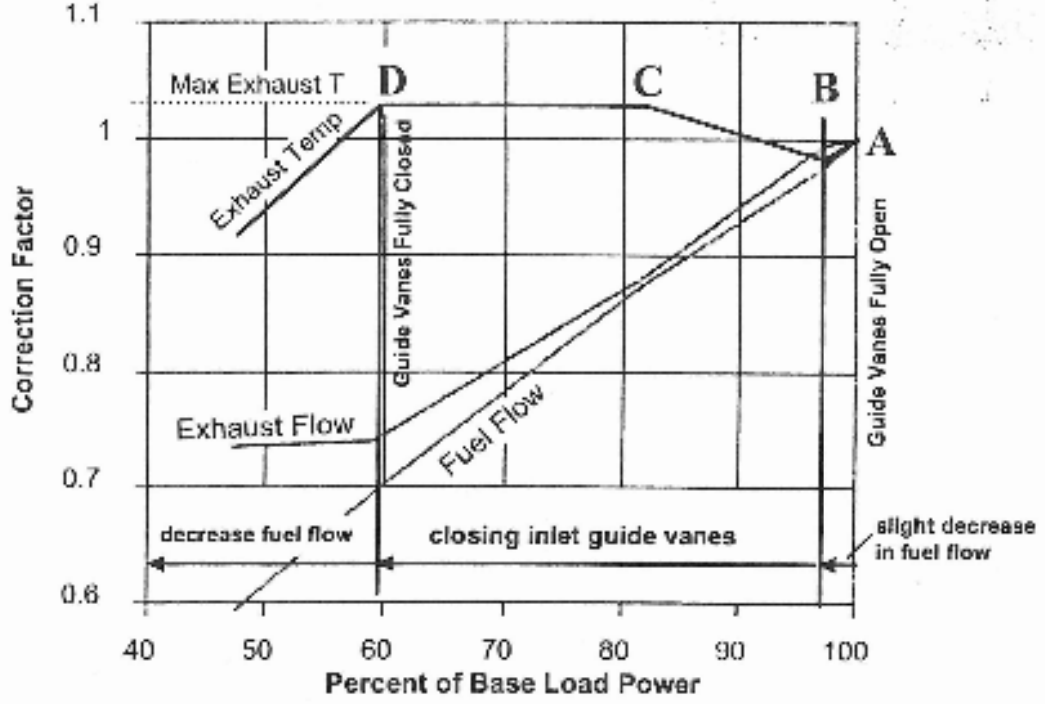
Durumu gözlemlemek için geliştirilen ikinci yol ise basınçlandırılan suyun sahip olmadığı enerjiye sahip yüksek basınçlı kızgın buharın, genleştiriciyi (türbin) çalıştırması

ve güç üretmesidir. Gaz türbinine eklenen buhar enjeksiyonu, enjekte edilen buharı genişletmek için buhar türbininden elde edilen güç gibidir. Gaz türbinine su enjekte edildiğinde, buhar üretmesi için öncelikle enjekte edilen suyun ısıtılması gerekir. Enjekte edilen suyu ısıtmak için gerekli olan ek yakıt ise gaz türbini ısı sarfiyatını artırmaktadır.

4.1.6 Kısmi Yükleme Performansı (Endüstriyel Türbinler)

Gaz türbinleri ve kombine çevrimlerde, sık sık tam yük koşullarının altında operasyonlar yapmak için gerekli olabilmektedir. Türbinleri kısmi yükte kullanmak iki farklı yöntem bulunur. Birincisi, yakıt kontrolüdür. Bu yöntemde, yakıt akışı, istenilen yüke ulaşıncaya kadar tam yük değerinin altına düşürülür (kontrol sistemi ile belirlenen değer). İkinci yöntem ise yönlendirici kılavuz kanat kontrolüdür. Bu yöntemde gaz türbinine giden hava akımı, kompresörün girişindeki sabit yönlendirilebilir kanatların kapatılması ile düşürülür. Kompresör girişindeki bu sabit kanatlar yönlendirilerek türbine giden hava miktarı azaltılarak, yüksek yanma sıcaklığı korunarak türbin gücü azaltılır. Kılavuz kanat kontrolü ile aynı zamanda HRSG operasyonları için gerekli olan yüksek egzoz sıcaklığında korunur. Bu nedenle, kılavuz kanat kontrolü, kısmi yüklemeli kojenerasyon ve kombine çevrim tesisleri için tercih edilen bir yöntemdir.

Kısmi yüklemeli bir endüstriyel türbindeki kılavuz kanat kontrolünün birkaç adımı vardır. Bunlardan bazıları Şekil 4.9’de gösterilmiş ve aşağıda tanımlanmıştır.



Şekil 4.10 Kılavuz kanat kontrolündeki tipik kısmi yükleme performansı

Tam yükleme koşullarıyla başlangıçta (Şekil 4.9'da A olarak tanımlanmıştır), türbin, tam yüklü kontrol eğrilerinin kontrol edileceği noktaya gelir gelmez yanma sıcaklığını hafifçe düşürür. Bu sıcaklık düşüşü, türbinin korunması için gerçekleştirilir ve verimlilik üzerinde herhangi bir etkisi yoktur. Yanma sıcaklığındaki düşüş, egzoz sıcaklığında da birkaç derece düşüşe neden olur [yaklaşık olarak 5 -15° F (-5 ile -15 °C) arasında] (4-9'de B olarak tanımlanmıştır). Yükte daha fazla düşüş gerektiğinde, türbin, iç kılavuz kanatlarını kapatmaya başlar. Kanatların kapatma yönünde açısı değiştiğinde, hava akımı düşer buda türbin basınç oranının düşmesine neden olur. Kontrol algoritmaları, sabit bir yanma sıcaklığı elde etmeye çalıştıkça, düşen basınç oranıyla birlikte egzoz sıcaklığı da artış gösterir (bkz. Denklem 4.5).

C noktasında, egzoz sıcaklığı, izin verilen maksimum değere ulaşır. Yanma sıcaklığı ve hava akışındaki eş zamanlı azalmalar, güçteki azalmalar için gereklidir (kılavuz kanatların açılması ile elde edilir). Böylece egzoz sıcaklığı sınır değere ulaşamaz. D noktasında ise kılavuz kanatlar "tamamen kapalı" konuma getirilirler. Bu gerçekleşirse tam yükte

gücün %60-70 seviyesine gelmesine neden olur. Gücü bu noktanın altına çekmenin başarılması sadece ısıtma sıcaklığının azaltılması ile mümkündür. Bazı türbin türleri, maksimum egzoz sıcaklığı sınırına ulaşamayabilir, özellikle de soğuk ortam sıcaklıklarında bu durum geçerlidir. Bu gibi bir durumda, kılavuz kanat kontrolü, kılavuz kanatlar tamamen kapatılana kadar kullanılabilir.

Birçok endüstriyel türbin, genellikle aşağıda detaylı olarak belirtilen kısmi yükleme düzenini izler. Bununla birlikte, bazılarında ısı düşüşü yaşanmaz (A-B). Diğerleri ise azalan yanma sıcaklığı ve açılan kılavuz kanatlar (örneğin, C-D segmenti) ile egzoz sıcaklığının eş zamanlı olarak yükselmesini engelleyerek tam yükte egzoz sıcaklığının değerini korur.

4.1.7 Kısmi Yüklü Düzeltme Eğrileri

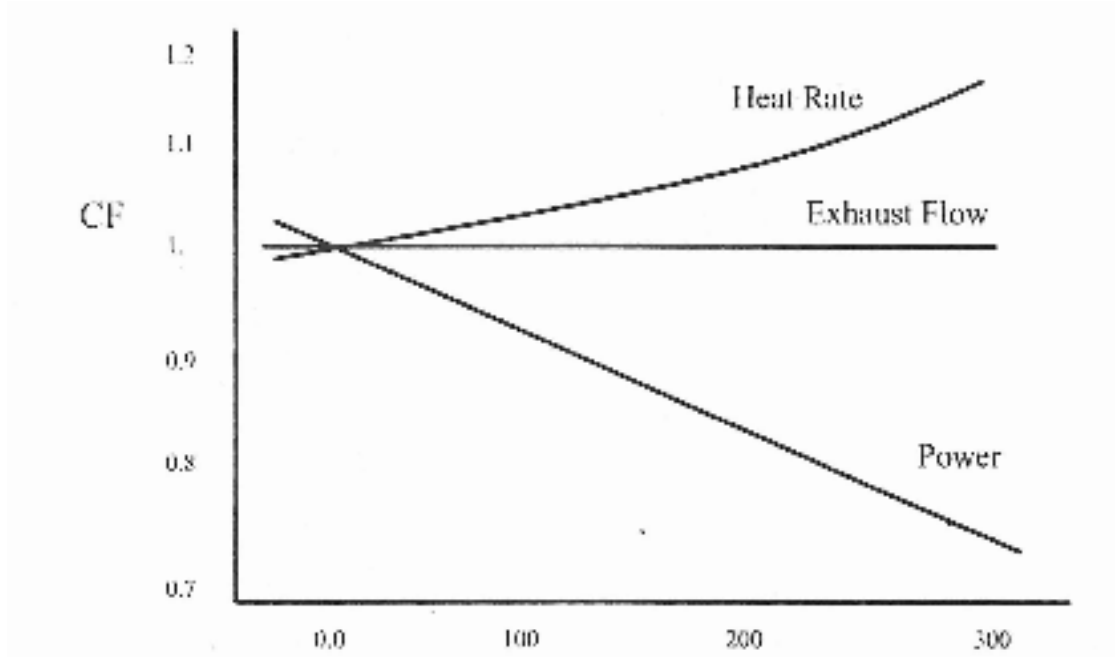
Tam yük operasyonlarından kısmi yük operasyonlarına geçiş sırasında gaz türbini performansında yaşanan değişiklikler, iki ayrı faktör ile modellenebilir: yanma sıcaklığındaki değişim ve girişteki klavuz kanatlardaki işleme bağlı olarak kompresördeki akış değişimi. Düzeltme eğrileri, sırasıyla yanma sıcaklığındaki düşüşe ve yönlendirici kanatların kapatmasına bağlı olarak yanma sıcaklığı ve kompresör akış karakteristiklerindeki değişikliklerden tam yükten kısmi yüke geçişteki türbin performansı değişikliklerini öngörebilirler.

Kısmi yük operasyonları, egzoz sıcaklığının tam yük kontrol eğrisi değerinin altına düşmesinden ve kompresör çıkış basıncının tam yük eğrisinin altına inmesinden anlaşılabilir. İstenilen kısmi yük gücünü tahmin etmek için, bu iki etkiden her birinin türbin gücü üzerinde oluşturduğu değişikliği tahmin etmek gerekir.

4.1.7.1 Düşük Sıcaklıkta Düzeltme Faktörü :

Tam yükteki yanma sıcaklığı, çevresel faktörlerden etkilendiği için, performanstaki değişiklikleri yanma sıcaklığına göre modellemek uygun değildir (eğer bu sıcaklık, gaz türbini sıcaklık dengesi analizi ile biliniyorsa). Yanma sıcaklığına bağlı olarak değişen gaz türbini performans modeli yerine, gaz türbini kontrol eğrisi olarak bilinen (bkz Şekil 4.3) tam yükteki egzoz sıcaklığına bağlı olarak egzoz sıcaklığındaki değişime karşı bir düzeltme faktörü olarak modellenir.

Kontrol eğrisi, gaz türbini kontrol sisteminin içinde programlanır ve genellikle gaz türbinindeki bilgilerin bir parçası olarak raporlanmaz. Bununla birlikte, kısmi yükleme operasyonlarını hesaplamak için kontrol eğrisinin bilinmesi gerekir.



Baz yüküne bağlı egzoz sıcaklığının azalımı

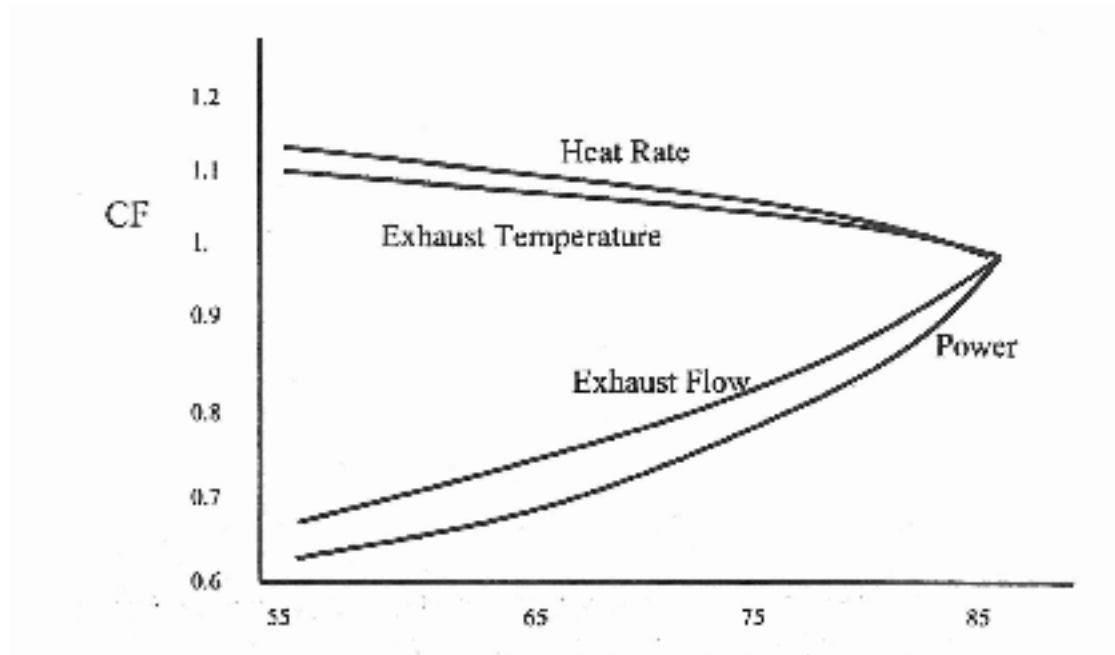
Şekil 4.11 Isınan bir gaz türbini için düzeltme faktörleri

Düşük yanma sıcaklıklarında düzeltme faktörünü kullanmak için izlenecek prosedür, kompresör çıkış basıncının ölçümlenen değeri (kısmi yük operasyonu esnasında)

kontrol eğrisi üzerinde denk gelen tam yükteki egzoz sıcaklığının gözlemlenmesini gerektirir, sonrasında baz yükteki egzoz sıcaklığından ölçülen egzoz sıcaklığının çıkarılması ile elde edilen değer egzoz sıcaklığındaki azalmayı gösterir. Ardından, egzoz sıcaklığındaki azalmanın ölçülmesi ile Şekil 4.11'te gösterilen düzeltme faktörleri hesaplanır.

4.1.7.2 Girişteki Klavuz Kanatların Düzeltme Faktörü :

Kısmi yükleme operasyonu esnasında gaz türbini performansını değiştiren ikinci faktör, kompresör hava akımını azaltan girişteki yönlendirici klavuz kanatlardır. Girişteki klavuz kanatların etkisini modellemek için kullanılan en basit yöntem, gaz türbini gücündeki hesaplanmasında kullanılan düzeltme faktörleri , ısı sarfiyatı, egzoz sıcaklığı ve egzoz akışı girişteki klavuz kanat açılarının birer fonksiyonudur.



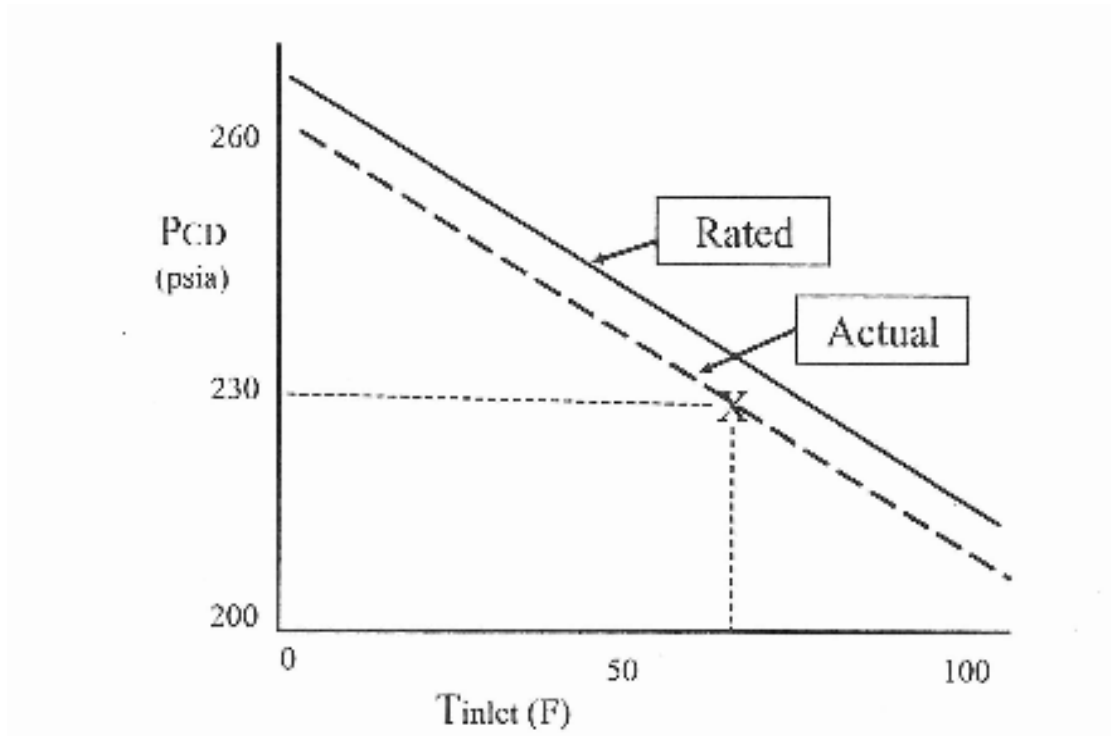
Giriş Supabı Vana Açısı (GE gaz türbini)

Şekil 4.12 Giriş supabı vana açısı için düzeltme faktörleri

Ne yazık ki, girişteki klavuz kanat açısının düzeltme faktörleri, pratik uygulamalar için hatalıdır; çünkü klavuz kanat açısının ölçülmesi, çalışan bir gaz türbini için uygun

değildir. Beklenen güç değerindeki %5'lik bir hata payı olası sayılmaktadır. Ve sık sık bu durumla karşılaşmaktadır.

Girişteki klavuz kanat açısının alternatifi kompresör çıkış basıncını kullanmaktır. Kontrol sistemi gaz türbini girişindeki hava akımındaki azalmaları düzeltme faktörleri ile birlikte değerlendirerek kompresör çıkış basıncındaki değişikliklere karar verir.



Şekil 4.13 Tam Yükte Kompresör Çıkış Basıncına Karşı Giriş Sıcaklığı

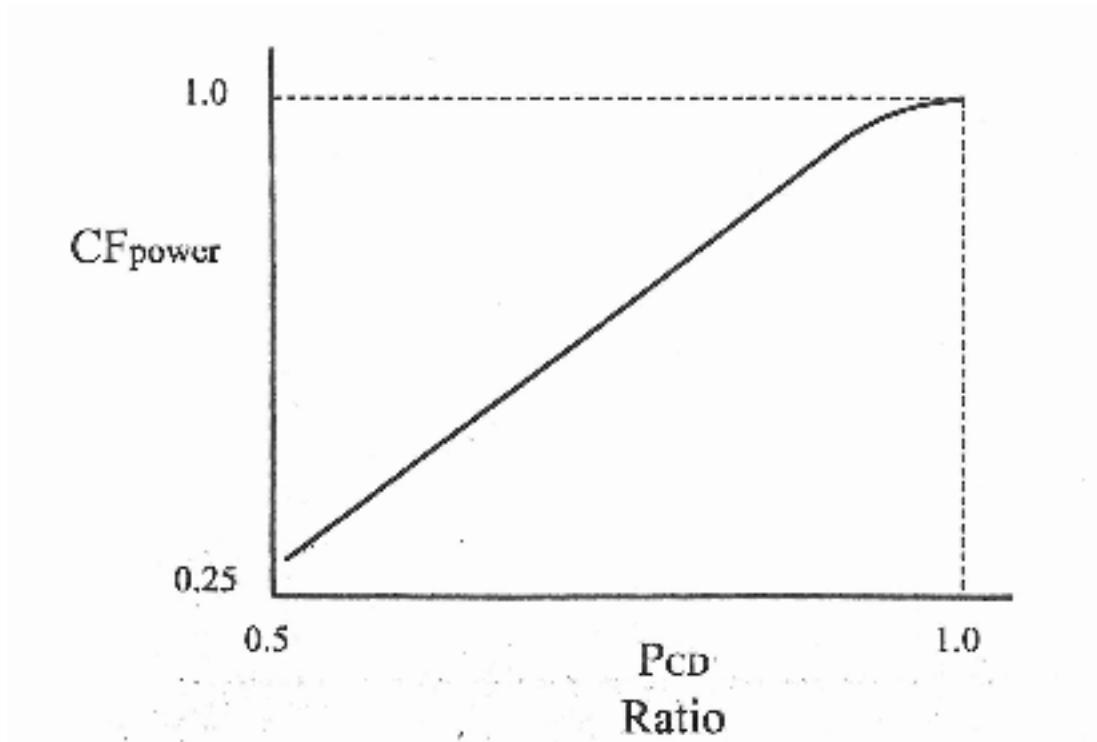
Endüstriyel bir gaz türbini tam yükte çalışırken, kompresör çıkış basıncı ile giriş sıcaklığı yaklaşık olarak doğru orantılı hareket ederler.

Şekil 4.13 ilgili konsepti izah etmektedir. “Nominal” olarak belirtilen çizgi, gaz türbini belirtildiği gibi çalıştığı zaman gerçekleşmesi beklenen kompresör çıkış basıncıdır. Bununla birlikte, türbin kısmi yükte çalışırken, ölçümlenen giriş sıcaklığında, ölçümlenen kompresör çıkış basıncı da çizginin altında olacaktır (şekilde X ile

gösterilmiştir). Kesik çizgiler ile gösterilen “Gerçek Değer”, ölçümlenen nokta doğrultusunda çizilmiştir ve belirtilen çizgi ile aynı eğim ve açıya sahiptir.

Gerçek performans çizgisi, gaz türbini tam yükte çalışırken gaz türbini kompresör çıkış basıncının (verim kaybıda dahil) değeridir. Gaz türbini uzun süreli tam yüke alındığında bu çizgilerin konumunun yeni ölçümlenen bir değer olan X ile güncellenmesi gerekir. Bu çizgi daha sonra, kısmi yükte çalışan gaz türbininin tam yüke alındığında kompresörünün çıkış basıncını öngörmek için de kullanılır.

Girişteki klavuz kanatlar için düzeltme faktörü, gerçek kompresör çıkış basıncının, beklenen tam yükteki kompresörün çıkış basıncına olan oranının bir fonksiyonu olarak modellenebilir.



Şekil 4.14 Beklenen tam yükteki kompresör çıkış basıncı için kısmi yüklü çalışmada gücün düzeltme faktörü ve ölçümlenen kompresör çıkış basıncının oranı

Şekil 4.14'te gösterilen güç için düzeltme faktörü, girişteki klavuz kanat hareketlerinin, kısmi yükte çalışan bir gaz türbininin gücüne olan etkisi hesaplamak için kullanılmaktadır. Düzeltme eğrisinin eğimi oldukça azdır, bunun nedeni de kompresör çıkış basıncındaki azalma girişteki klavuz kanatların kapanmasından değil, yanmakta olan bir gaz türbininin yanma sıcaklığındaki azalmadan meydana gelmesindendir. Bu eğrinin şekli, büyük ölçüde yanma sıcaklığındaki bağıl düşüşe ve gaz türbinindeki gücü azaltmak için kontrol sisteminin girişteki klavuz kanatları kapatmasına bağlıdır. Bundan dolayı, her türbin tipi ve her kontrol sistemi varyasyonları için ölçümlenen veri çizgileri geliştirilmelidir.

4.1.7.3 Kısmi Yükte Beklenen Isı Sarfiyatı Oranı

İstenilen kısmi yük gücünü elde etmek için hangi yöntemin kullanıldığı önemli olmaksızın, en geçerli yol; beklenen kısmi yüklerdeki yakıt akışı tahmin etmek için değişik yüklerdeki beklenen yakıt akış eğrilerini kullanmaktır.

Mevcut gaz türbini güçlerindeki yük bölümleri tam yükteki gaz türbin gücü tarafından ayrılmıştır. Yük bölümleri, beklenen tam yük gücünden hemen hesaplanabilir ve beklenen kısmi yük gücü uygun düzeltme eğrileri ile belirlenir.

Gaz Türbini Yük Bölümleri :

$$\text{Load Fraction} = \frac{Power_{expected}}{Power_{baseload\ expected}} = \frac{Power_{actual}}{Power_{baseload}} \quad (4.10)$$

Yük bölümleri (Load Fraction) , tam yükteki gücün bir bölümü olarak gaz türbini gücüdür.

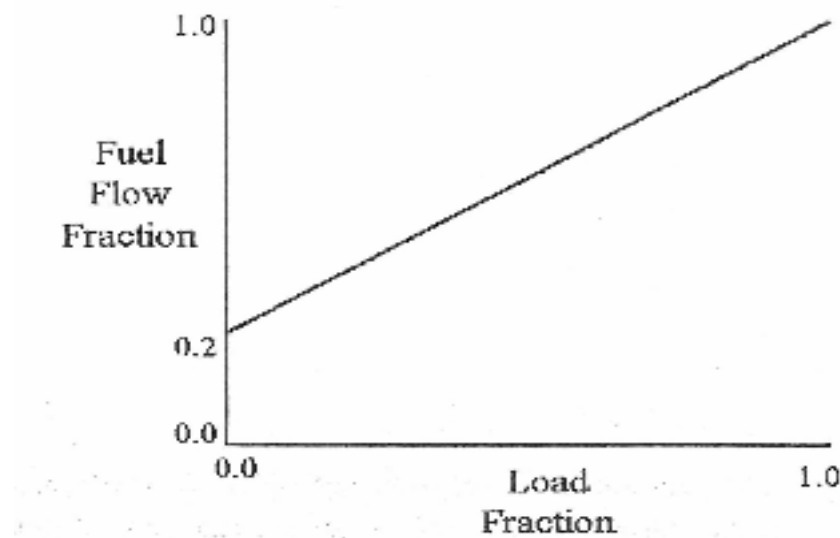
Beklenen Güç ($Power_{expected}$), işleyiş değerlendirildiğinde gaz türbininin istenilen kısmi yük gücüdür.

Beklenen Tam Yük Gücü ($Power_{baseload\ expected}$), işleyiş değerlendirildiğinde gaz türbininin beklenen tam yük gücüdür.

Gerçekleşen Güç ($Power_{actual}$), gaz türbininin ölçümlenen gücüdür.

Tam Yükteki Güç ($Power_{baseload}$), gaz türbininin gerçekleşen tam yük gücüdür; tam yüke geçildiği zaman türbinin ürettiği gerçek çalışma gücüdür.

Yük bölümleri, düzeltme eğrileri kullanılarak, beklenen güç seviyelerinden de elde edilebilir. Sonrasında, gerçek güç ve yük bölümleri kullanılarak mevcut tam yükteki güç bulunabilir. Ardından da, Şekil 4-14'de gösterildiği üzere yakıt tüketimi (akışı) ve yük bölümlerinden, beklenen yakıt akışı elde edilebilir.

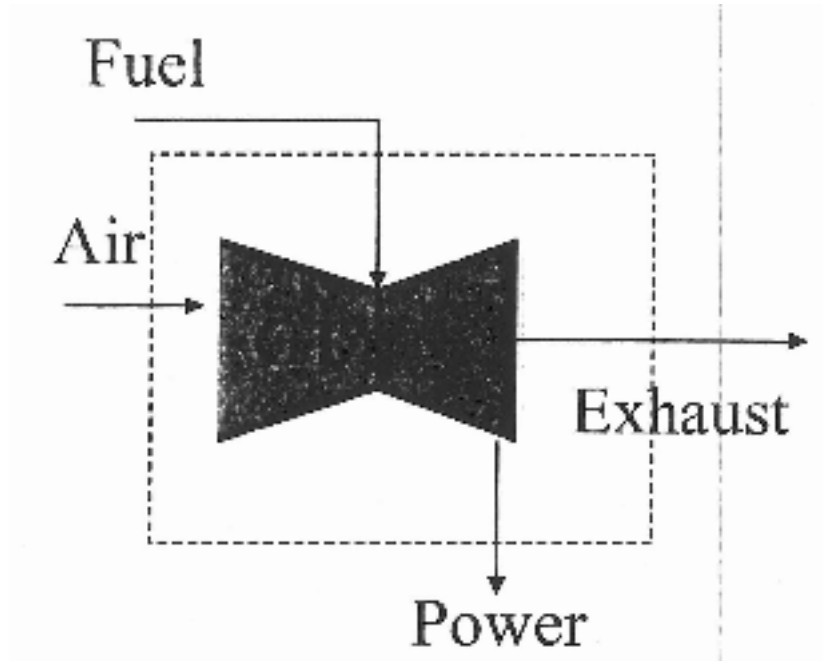


Şekil 4-14 Gaz Türbini Yakıt Tüketimi ve Yük Sürtünmesi

Beklenen gaz türbini yakıt akışı, beklenen tam yükteki ısı sarfiyatı ile beklenen tam yükteki gücü çarparak hesaplanabilir. Sonrasında ölçümlenen güçteki istenilen yakıt akışını elde etmek için şekildeki yakıt akış bölümleri ile beklenen tam yükteki yakıt akışı çarpılır. İstenilen ısı sarfiyatı oranı, beklenen yakıt akışı değerinin, beklenen güce bölünmesi ile hesaplanabilir.

4.1.8 Gaz Türbini Toplam Isı Dengesi

Kütle ve enerji dengeleri (ısı dengeleri olarak adlandırılır); varolan gücünü etkinliğini artırmak ve/veya verinin ölçülenmediğini / ölçülenemeyeceğini belirlemek için bir yoldur. Bu dengeler, online performans gözlemlene sisteminde önemli öğelerdir çünkü hiçbir zaman yeterli ölçümleme yapılamaz ve yapılsa bile ölçülen verileri doğrulamak için ısı dengeleri ile kontrolleri yapılır.



Şekil 4.16 Gaz türbini ısı dengesi analizleri için kontrol hacmi

Gaz türbini egzoz akışı, Şekil 4.16’da gösterilen kontrol hacmi üzerindeki kütle dengesi ile enerji dengesini içeren gaz türbini ısı dengesini kullanarak gerçekleştirilen mevcut,

tipik gaz türbini ölçümleri ile hesaplanabilir. Gaz türbini içindeki buhar enjeksiyonu ve kompresör hava çıkışı, bazı gaz türbini uygulamalarında yer alır ama Şekil 4.16'daki kütle-enerji dengelerinde yer almamaktadır.

Kütle Dengesi:

$$W_{air} + W_{fuel} = W_{exh} \quad (4.11)$$

Enerji dengesi :

$$W_{air}h_{air} + W_{fuel}\eta_{fuel}(LHV + h_{fuel}) = \frac{Power_{GT}}{\eta_{generator}} + W_{exh}h_{exh} \quad (4.12)$$

Eğer entalpiler doğrultusunda farklı ısılar kullanılıyorsa,

$$\begin{aligned} & W_{air}Cp_{air}(T_{air} - T_{ref}) + W_{fuel}\eta_{comb}(LHV + Cp_{fuel}(T_{fuel} - T_{ref})) \\ &= \frac{Power_{GT}}{\eta_{generator}} + W_{exh}Cp_{exh}(T_{exh} - T_{ref}) \end{aligned} \quad (4.13)$$

Bu ifade, egzoz gazının özısının ya da entalpisinin doğru tahmin edilmesi durumunda egzoz gaz akış oranının; ölçümlenen gaz türbini yakıt akışı, gaz türbini gücü ve gaz türbini egzoz sıcaklığı ile hesaplanmasına olanak tanır. Yanma odası verimliliği, η_{comb} , gaz akışına karışmayan yakıt enerjisini hesaplar çünkü bu enerjinin bir kısmı ortamda kaybolur. Jeneratör verimliliği ise üretilen elektrik gücü için ölçümlenir ve kontrol hacminde gösterilen motorun shaft gücünden daha azdır.

Enerji dengesi denkleminde kullanılan $Cp_{exh}(T_{exh} - T_{ref})$, gaz tablolarındaki egzoz gazı entalpisi ile aynıdır çünkü gaz tablolarındaki entalpi değerleri, entalpi sıfıra eşit olduğunda T_{ref} , referans bir sıcaklığa sahiptir.

$C_p(T - T_{ref})$, enerji denge denkleminde yer aldığında, her noktada $C_p(T - T_{ref})$, için $C_p T$ yerine başka biri kullanılabilir ve denklem hala doğru olarak kalır çünkü referans sıcaklığı rastgele seçilmiştir ve denklem boyunca sabit tutulmalıdır. T_{ref} , denklem dışında kaldığında, T_{ref} değeri sıfıra eşittir ve sıfır, T_{ref} için mükemmel geçerliliktedir. Denklem boyunca T_{ref} için aynı değer kullanılmalıdır. Mühendislerin kullandığı bazı gaz tabloları, 60 °F'ye (15.5 °C) eşit olan bir T_{ref} değeri kullanır.

Denklemdaki bir yerde entalpi için $C_p T$ kullanımı ve sonrasında denklemin diğer bir parçası olarak entalpi için bir ara değer kullanımı yanlıştır, çünkü entalpi için kullanılan ara değer, T_{ref} , için sıfıra eşit olmayan bir değere sahiptir.

Gaz türbini enerji dengesi denkleminde, LHV (Alt Isıl Değer) değerinin, yakıt yandığında üretilen suyun entalpisi için varsayılan sıfır noktası vardır. Bunun anlamı da LHV'nin referans bir sıcaklığının olmasıdır. Gaz türbini enerji dengesinin bir , T_{ref} değeri olduğu için, aynı , T_{ref} , denklemde de kullanılmalıdır. Denklemde LHV'yi bir öge olarak içeren enerji denge denkleminde $C_p(T - T_{ref})$ ile $C_p T'$ yi kullanmak yanlış olacaktır; bununla birlikte, ortaya çıkan hata küçüktür çünkü suyun entalpisi, yakıtın ısı değeri ile küçük bir benzerliğe sahiptir.

Bu denklemin çözümü tekrarlıdır; çünkü egzoz gazının ısısı, C_p , egzoz gazı bileşimi ve sıcaklığına bağlıdır; ama girişteki hava akım oranı belirlenene kadar bileşenler bilinemez. Tekrarlı prosedür, hava akımı oranını tahmin etmek, egzoz gazı özelliklerini belirlemek ve sonrasında egzoz akış oranını ölçümlemek içindir. Eğer ölçümlenen egzoz akış oranı, tahmin edilen girişteki hava akışı ile tutarlı ise, tekrarlanma tamamlanır. Eğer tutarlı değilse, yeni bir hava akışı tahmin edilir ve döngü tekrarlanır. Gaz türbini ısı dengesi tekrarlanma süreci, Çizelge 4.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.2 Gaz türbini ısı dengesi analizi için tekrarlanan süreçler

Egzoz Akışı Elde Ederken Gerçekleşen Gaz Türbini Isı Dengesi Tekrarı	
1.	Girişteki hava akımını tahmin et.
2.	Hava/yakıt oranını hesaplayın veya egzoz gaz karışımını elde etmek için kimyasal bir dengeleyici kullanın.
3.	Tablodan veya gaz özelliklerinden egzoz gazının özgül ısısını veya entalpisini elde edin.
4.	Denklem 4.11'den egzoz gazı akış oranını hesaplayın.
5.	Egzoz akımından yakıt akımını çıkararak girişteki hava akışını hesaplayın.
6.	Eğer hesaplanan hava akışı, tahmin edilen girişteki hava akışına eşit değilse, 1. adıma geri dönün.

4.1.8.1 Egzoz Gazı Özgül Isısının Belirlenmesi

Egzoz gazı ısısını veya entalpisini belirlemenin iki yolu vardır. Birinci ve basit olan yöntem, Yakıt/hava karışımını, teorik yakıt/hava oranının bir yüzdesi olarak hesapladıktan sonra Johm Wiley & Son tarafından 1948'de yayınlanan, Keenan ve Kaye'nin "Gaz Tabloları" gibi referans kitaplarında bulunan yanma odası ürünleri için tabloları kullanarak entalpi değeri, sıcaklığı ve yakıt/hava oranını hesaplamaktır.

İkinci yöntemi ise, egzoz gazında mol fraksiyonları elde etmek için yanma sürecinde kimyasal bir kütle dengesi elde etmektir. Sonrasında ise egzoz çıkış sıcaklığının fonksiyonu olarak ise özgül ısı tablolarından, egzoz gazının içindeki her bir madde için özgül ısı değerlerine bakılır. Egzoz gazı karışımının özgül ısısı ise, egzoz gazında bulunan gazların özgül ısılarının kütleli ağırlıklarının ortalamasıdır.

4.1.8.2 Yanma Ürünleri Yöntemi

Doğalgazın birincil bileşeni olan metan için yanma işleminin kimyasal denklemi, aşağıda belirtilmiştir.

Metan Yanma Reaksiyonu:



Bu denkleme göre, bir mol metan ile iki mol su reaksiyona girerse bir mol karbondioksit ile iki mol oksijen üretilcektir. Kütle akışı bazında, bu denkleme göre, 16 mol ağırlığındaki metan (16 mol ağırlığındaki metanın moleküllerinin 12 birimi, mol ağırlığı 12 olan karbondan 4 birimi, mol ağırlığı 1 olan hidrojen atomundan oluşmaktadır), 64 mol ağırlığındaki oksijen ile tepkimeye girerek 44 mol ağırlığında karbon dioksit ve 36 mol ağırlığında su üretmektedir.

Bir gaz türbininde giriş havası, kütle bazda yaklaşık olarak %20.5 oksijen içerir. Bu nedenle 16 mol ağırlığında metan yakmak için gereken 32 mol ağırlığında oksijeni elde etmek için 312 mol ağırlığında hava (64, O_2 'nin moleküler ağırlığıdır, 0.205'e bölünür) gerekir. Kennan ve Kaye, bu yakıt ve hava miktarını, %100 teorik hava olarak adlandırırlar. Teorik yakıt/hava oranı, havadaki metanın yanması için 0.0513'e eşittir (16, CH_4 'ün moleküler ağırlığı, 312'ye bölünür). Keenan ve Kaye, hem %200 teorik hava hem de %400 teorik hava için yanma ürünlerinin ısı ve moleküler ağırlığını belirlemiştir.

4.1.8.3 Kimyasal Kütle Denge Yöntemi

Egzoz gazındaki maddelerin mol ağırlıklarını elde etmek için yanma sürecinde kimyasal bir kütle dengesi elde etmek, gaz türbini ısı dengesi analizi için ikinci yöntemdir ve egzoz gazı sıcaklığının bir fonksiyonu olarak gaz tablolarındaki her bileşenin özgül

ısisına bakılır. Egzoz gazı karışımının özgül ısısı, egzoz gazını oluşturan gazların özgül ısılarının kütle ağırlıklarının ortalamasıdır.

4.1.8.4 Detaylı Gaz Türbini Isı Dengesi

Gaz türbini ısı dengesi analizi, çalışan bir gaz türbinlerinde tipik olarak bulunan, ölçümlenen verilerin işlenmesini gerektirir. Hava akışı, yanma sıcaklığı ve egzoz gazı bileşimi gibi bazı anahtar gaz türbini parametreleri direkt olarak ölçülemez ama bir gaz türbini ısı dengesinden elde edilebilir. Çizelge 4.3, tipik ölçümlenen girişleri özetleyebilmekte ve detaylı gaz türbini ısı dengesi analizi ile ilgili çıkışları hesaplayabilmektedir.

Çizelge 4.3'te ölçümlenen yakıt akışı veya birinci kademe girişteki akış bölgesi arasında bir seçim yapılır ama ikisi birden seçilemez. Yakıt akış oranı, genel olarak çalışan gaz türbinlerinden ölçülür ama ölçüm genellikle zaman içinde gerçekleşen gaz türbini ısı sarfiyatındaki azalmasını gösteremez. Ölçülenemeyen gaz türbini ısı sarfiyatındaki azalımı, tam yükteki gaz türbininde yıllık %1'den az bir orandadır. Bu nedenle, yakıt akışının belirlenmesinde %1'lik bir tekrar olmalıdır ve ısı oranı azalmanın iyileşmesi içinde fayda sağlamaktadır.

2000 yılından önce, birçok güç tesisindeki gaz türbini yakıt akışları, içerideki gaz türbini kontrol sisteminde bulunan basitleştirilmiş orifis akış mekanizması ile ölçülüyordu. Basitleştirilmiş orifis akış denklemi, gaz yakıtını, orifis boyunca basınç düşüşünün karekökü ile sabit zamanlı olarak hesaplar.

Basitleştirilmiş Orifis Akış İlişkisi:

$$W_{fuel} = C_{orifice} \sqrt{\Delta p_{orifice}} \quad (4.15)$$

Gaz yakıtının akış oranı, $W_{yakıt}$, bir sabite bağlıdır, $C_{orifice}$, bu sabit de gaz türbinindeki kontrol sistemindeki bir sayıdır. Bu sabit için doğru bir değer elde etmek mühendise bağlıdır. Ayrıca, bu basitleştirilmiş akış denklemi, yakıtın basıncı ve sıcaklığındaki değişiklikleri hesaplayamaz, bu da ölçümlenen yakıt akışını belirli bir yüzde oranında değiştirebilir. Basitleştirilmiş akış bağlarını kullanarak gaz türbini kontrol sistemlerinden yakıt akışı okumaları yapılması sonucunda, $\pm$ %3-5 tekrarlanma oranına ulaşılmıştır. Bu da gaz türbini ısı sarfiyatındaki azalımı için yeterince iyi bir oran değildir.

2000 yılından beri, en çok kullanılan gaz türbinlerinin kurulumları, yakıt akış ölçümlemelerini geliştirmiştir, bunun nedeni de gaz akış oranındaki %2'lik ölçüm gereksinimidir. Gaz akış oranı, ölçümlenen gaz türbini yakıt akışı, egzoz sıcaklığı ve gaz türbini ısı dengesini kullanan güç ile ölçümlenebilir. Bununla birlikte, gaz akışındaki %2'lik hassasiyeti elde etmek için, gaz türbini yakıt akışı, %2'den daha kesin olmalıdır. Bu gereksinim de gaz türbini tedarikçileri ve tesis operatörleri tarafından ortaya çıkarılır ve amacı da genellikle %1 olan gaz türbini yakıt akış ölçümlerini geliştirmektir.

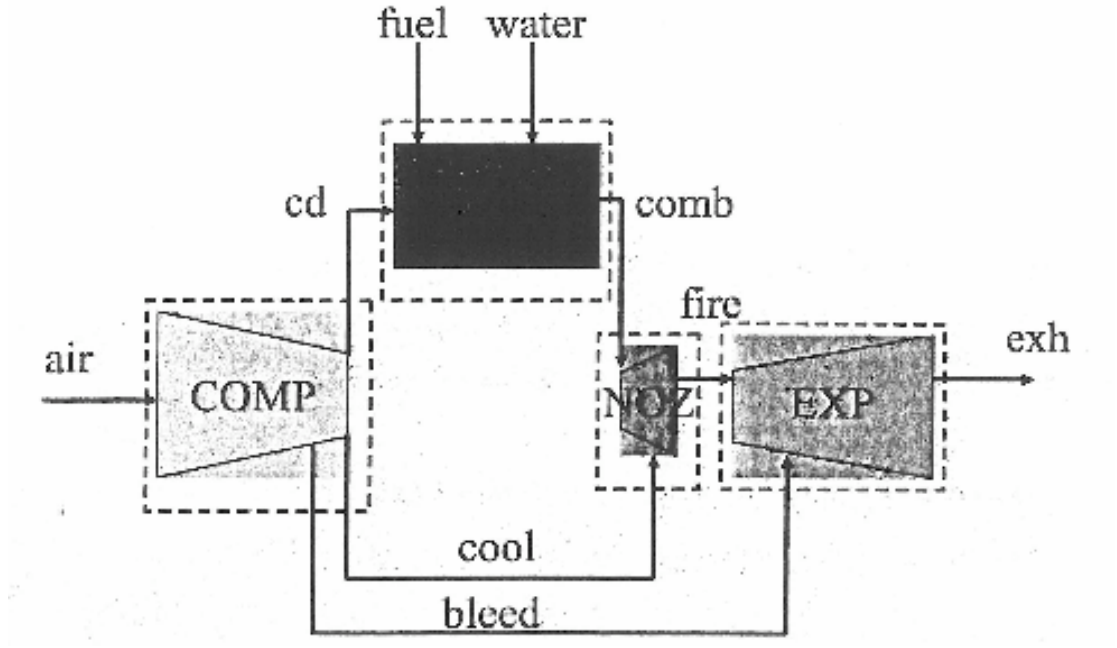
Çizelge 4.3 Detaylı gaz türbini ısı dengesi analizi parametreleri özeti

Detaylı Gaz Türbini Isı Dengesi Analizi	
Girdiler (Ölçümlenen Veri)	Çıktılar (Hesaplanan)
İlk Aşamadaki Nozul Akış Alanı veya Yakıt Akışı Oranı	Yakıt Akış Oranı veya İlk Aşamadaki Nozul Akış Alanı
Güç	Hava Girişi Akışı
Hava Giriş Sıcaklığı	Egzoz Gazı Akışı
Hava Giriş Basıncı	Egzoz Gazı Bileşimi
Kompresör Boşaltım Basıncı	Yanma Odası Çıkış Sıcaklığı
Kompresör Boşaltım Sıcaklığı	Isıtma Sıcaklığı

Ortalama Egzoz Sıcaklığı	Türbin Girişi Sıcaklığı
Egzoz Basıncı veya Basınç Kaybı	Kompresör Verimliliği
Buhar/Su Enjeksiyon Akışı ve Entalpisi	Genleştirici Verimliliği
Yakıt bileşimi ve Düşük Isıtma Değeri	Isı Oranı

Aşağıda tanımlanan gaz türbini ısı dengesi analizi, yakıtın tam olarak ölçümlenemediği durumlarda yaklaşık %1'lik sapma payı ile gaz türbini yakıt akışını hesaplamak için kullanılabilir. Yakıt akışını hesaplamak için ısı dengesi kullanmanın dezavantajı şudur; ilk aşamadaki nozul akış alanı hakkında sabit bir süreç için tahminler gerçekleştirilir. İlk aşamadaki nozullarda meydana gelebilecek bir arıza veya hasar durumunda, akış alanının değişmesi beklenir ve sabit alan varsayımı yanlış bir hale gelir. İlk aşamadaki nozul alanını bir girdi olarak kullanan gaz türbini ısı dengesi analizi, ilk aşamadaki nozul akış alanında değişiklik olması durumunda gaz türbini yakıt akışında hata ortaya çıkaracaktır.

Ölçümlenen gaz türbini yakıt akışı, yaklaşık olarak %1 hata oranına sahiptir ve gaz türbini denge analizi, bu ölçümü bir veri olarak kullanabilir. Bu tür bir durumda ilk aşamadaki nozul akış alanı, gaz türbini azalımının bir parametresi olarak ölçümlenebilir. İlk aşamadaki nozul akış alanında zaman içinde gelişen değişiklikler, ilk aşamadaki nozulların hasarı ya da arızasının göstergeleridir.



Şekil 4-16 Gaz Türbini Isı Denge Analizi Kontrol Hacimleri

Gaz türbini ısı dengesi analizi, Şekil 4-16’de gösterilen dört kontrol mekanizmasının her biri için kütle ve enerji dengesi denklemleri uygulamasıdır, buna ek olarak ilk aşamadaki nozulda bulunan akışa da ek bir denklem oluşturur (Şekil 4-16’daki NOZ).

Gaz türbini kontrol mekanizmaları için ısı dengesi denklemleri (COMP, COMB, NOZ ve EXP olarak belirtilmişlerdir):

COMP kontrol hacmi için kütlenin korunması:

$$W_{air} = W_{cd} + W_{cool} + W_{bleed} \quad (4.16)$$

COMP kontrol hacmi için enerjinin korunması:

$$W_{air}Cp_{air}T_{inlet} + Power_{compressor} = W_{cd}Cp_{cd}T_{cd} + W_{cool}Cp_{cool}T_{cool} + W_{bleed}Cp_{bleed}T_{bleed} \quad (4.17)$$

COMB kontrol hacmi için kütlenin korunması:

$$W_{cd} + W_{fuel} + W_{water} = W_{comb} \quad (4.18)$$

COMB kontrol hacmi için enerjinin korunması:

$$W_{cd}Cp_{cd}(T_{cd} - T_{ref}) + W_{fuel}\eta_{comb}(LHV + Cp_{fuel}(T_{fuel} - T_{ref})) + W_{water}(H_{water} - H_{reference}) = W_{comb}Cp_{comb}(T_{comb} - T_{ref}) \quad (4.19)$$

NOZ kontrol hacmi için kütlenin korunması:

$$W_{comb} + W_{cool} = W_{fire} \quad (4.20)$$

NOZ kontrol hacmi için enerjinin korunması:

$$W_{comb}Cp_{comb}T_{comb} + W_{cool}Cp_{cool}(T_{cool} - \Delta T_{cool}) = W_{fire}Cp_{fire}T_{fire} \quad (4.21)$$

EXP kontrol hacmi için kütlenin korunması:

$$W_{fire} + W_{bleed} = W_{exh} \quad (4.22)$$

EXP kontrol hacmi için enerjinin korunması:

$$W_{fire}Cp_{fire}T_{fire} + W_{bleed}Cp_{bleed}(T_{bleed} - \Delta T_{bleed}) = W_{exh}Cp_{exh}T_{exh} + Power_{expander} \quad (4.23)$$

Şaft enerji dengesi:

$$\eta_{shaft} Power_{expander} = Power_{shaft} + Power_{compressor} \quad (4.24)$$

Net güç, şaft gücü ve yedek güç arasındaki ilişki

$$Power_{net} = \eta_{generator} Power_{shaft} - Power_{aux} \quad (4.25)$$

İlk aşamadaki nozuldaki azalan akış ilişkisi:

$$W_{comb} = C_{noz} A_{noz} \frac{P_{comb}}{\sqrt{T_{comb}}} \quad (4.26)$$

Yanma odası basıncı kayıp tanımı:

$$P_{comb} = (1 - \Delta P_{comb}) P_{cd} \quad (4.27)$$

Giriş supabı hava akımlarının fraksiyonu olarak soğutma akımlarının belirlenmesi :

$$W_{cool} = \lambda_{cool} W_{air} \quad (4.28)$$

$$W_{bleed} = \lambda_{bleed} W_{air} \quad (4.29)$$

Kompresör ekstraksiyon sıcaklıkları, ekstraksiyonlar (soğuk ve kaçan), kompresör çıkış sıcaklığının aynı fraksiyonunda meydana gelirler.

$$T_{cool} = \delta_{cool} T_{cd} \quad (4.30)$$

$$T_{bleed} = \delta_{bleed} T_{cd} \quad (4.31)$$

Kompresör verimliliği tanımı:

$$T_{cd} - T_{inlet} = \frac{T_{inlet}}{\eta_{compressor}} \left(\left(\frac{P_{cd}}{P_{inlet}} \right)^{\frac{\kappa_{air}-1}{\kappa_{air}}} - 1 \right) \quad (4.32)$$

Genleştirici verimliliği tanımı:

$$T_{fire} - T_{exh} = \eta_{expander} T_{fire} \left(1 - \left(\frac{P_{exh}}{P_{comb}} \right)^{\frac{\kappa_{gas}-1}{\kappa_{gas}}} \right) \quad (4.33)$$

Gaz türbini ısı sarfiyatı tanımı:

$$\text{HeatRate} = \frac{W_{fuel} LHV}{Power_{net}} \quad (4.34)$$

Türbin giriş supabı sıcaklığı tanımı:

$$T_{in_{turbine}} = \frac{W_{air} C_{p_{cd}} (T_{cd} - T_{ref}) + W_{fuel} \eta_{comb} (LHV + C_{p_{fuel}} (T_{fuel} - T_{ref})) + W_{water} (H_{water} - H_{reference})}{(W_{air} + W_{fuel} + W_{water}) C_{p_{comb}}} + T_{ref} \quad (4.35)$$

4.16'den 4.35'e kadar gösterilen denklemler, detaylı gaz türbini ısı dengesi denklemleridir. Yirmi tane denklem bulunmaktadır ve çözümlenecek yirmi çıktı değeri vardır. Bu çıktı parametreleri, çizelge 4.6'da listelenmiştir. Denklemlerdeki parametreler (değişkenler), nümerik değerler olarak birer sonuç niteliğindedir. Isı denge denklemlerinden elde edilen nümerik sonuçlar, Çizelge 4.4, 4.5 ve 4.6'da listelenmiştir. Bu tablolar, bir 170 MW endüstriyel gaz türbini için tipik girdi ve çıktı nümerik değerlerini göstermektedir. Nümerik veri, detaylı gaz türbini ısı dengesi

denklemleri için örnek bir çözüm sunar; gerçek tesis verisi, uygulamadan uygulamaya göre değişiklik göstermektedir.

Kompresör verimliliği 4.32 ve genleştirici verimliliği 4.33 tanımları, bu donanım için doğru izantropik verimlilik formülleri değildir; ama yaklaşık değerlerdir. Yaklaşık değerler elde edilebilir ve böylece bu verimlilikler için cebirsel tanımlamalar gerçekleştirilebilir. 4.32 ve 4.33 denklemleri, özgül ısı oranının sabit olduğu ideal gaz izantropik süreci içindir. Ayrıca donanımdaki soğutma havasında hiçbir sızdırma olmaması durumunda geçerlidir. Özgül ısıların oranları, sıcaklıkla birlikte değişiklik gösterebilir ve türbin, soğutma havası gaz akışına karıştığında birçok konumda olabilir.

Denklem 4.33, verimlilik tanımları yapılırken genleştiricinin (türbinin) soğutma havası içeri giremediğinde gelişecek sonuçların mevcudiyetinde ideal bir süreç içindeki genleştirici süreci basitleştirerek anlatır. Bu idealize edilmiş genleştirme sürecine girişi yapan gaz sıcaklığı, türbinin ilk aşamasındaki giriş sıcaklığıdır, T_{fire} ; çünkü genleştiricinin güç üretim alanına gaz girişi olduğunda ortaya çıkan sıcaklıktır. Gaz basıncı, P_{comb} , ilk aşamadaki nozul ile aynıdır, burası genleşmenin başladığı yerdir çünkü nozul boyunca ihmal edilebilir bir basınç kaybı bulunmaktadır.

Detaylı gaz türbini ısı dengesi metodolojisindeki diğer bir önemli varsayım ise, ilk aşamadaki nozulda bulunan soğutma havası ve giriş hava akımının fraksiyonuna eşit olan ve genleştiriciden sızan havadır. Bu varsayım henüz doğrulanmamıştır ama çalışan bir gaz türbinini ölçümlemeye gerek kalmadan bu akımları modelleme konusunda pratik bir yoldur. Varsayımın işe yaramadığı nokta ise, birçok tesiste görülmektedir; çalışmakta olan gaz türbinlerinin ölçümlenen yanma sıcaklıkları ve girişteki hava akışları, gaz türbinleri özel hava koşullarında çalışırken ve kısmi yükteyken istenildiği gibi bir çalışma elde edilmesini sağlar.

Çizelge 4.4 Gaz türbini ısı dengesi analizi için bir sonuç olarak gereken gaz türbini tasarım sabitleri

Gaz türbini ısı dengesi analizi için bir sonuç olarak gereken gaz türbini tasarım sabitleri		
Sabit	Tanım	Örnek Değer
$\lambda_{soğutma}$	İlk aşamadaki nozulu soğutmak için kullanılan giriş fraksiyonu	0.11
$\lambda_{çıkış}$	Türbini soğutmak için kullanılan giriş havası fraksiyonu	0.10
$\delta_{soğutma}$	Soğutma havası sıcaklık faktörü	0.99
$\delta_{çıkış}$	Çıkış havası sıcaklık faktörü	0.95
$\Delta T_{soğutma}$	Kompresörden genleştiriciye giderken sızan havanın sıcaklık kaybı	20 F (11 °C)
$\Delta T_{çıkış}$	Kompresörden genleştiriciye giderken sızan havanın sıcaklık kaybı	25 F (14 °C)
$\eta_{şaft}$	Şaft verimliliği	0.995
$\eta_{jeneratör}$	Jeneratör verimliliği	0.98
η_{comb}	Yanma odası verimliliği	0.99
ΔP_{comb}	Yanma odası basınç kaybı fraksiyonu	0.03

Çizelge 4.5 Gaz türbini ısı dengesi için gerekli termal özellikler

Gaz türbini ısı dengesi analizi için bir sonuç olarak gereken termal özellikler		
Sabit	Tanım	Örnek Değer
$C_{P_{air}}$	Giriş havası özgül ısı	0.241 Btu/lbm-F
$C_{P_{cd}}$	Kompresör soğutma havası özgül ısı	0.249 Btu/lbm-F
$C_{P_{cool}}$	Kompresör çıkışındaki havanın özgül ısı	0.249 Btu/lbm-F

$C_{p_{bleed}}$	Kompresörde sızan havanın özgül ısısı	0.248 Btu/lbm-F
$C_{p_{comb}}$	Yanma odası çıkışındaki gazın özgül ısısı	0.286 Btu/lbm-F
$C_{p_{fire}}$	Birinci sıra kanatlara giren gazın özgül ısısı	0.283 Btu/lbm-F
$C_{p_{exh}}$	Egzoz gazın özgül ısısı	0.265 Btu/lbm-F
$C_{p_{fuel}}$	Yakıtın özgül ısısı	0.520 Btu/lbm-F
LHV	Yakıtın alt ısı değeri	20400 Btu/lbm
C_{noz}	Yanma ürünlerini sabitlemek için akışı kısıtlama $\sqrt{\frac{\kappa}{R_{gas}} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$	$0.52 \frac{lb\sqrt{R}}{in^2 psia sec}$
κ_{air}	Havanın özgül ısı oranı	1.4
κ_{gas}	Gazın özgül ısı oranı	1.34
T_{ref}	Entalpisi sıfıra eşit olan gazın referans sıcaklığı	60 F
$H_{reference}$	Gaz ve buharın referans entalpileri arasındaki fark	1061 Btu/lbm

Çizelge 4.6 Detaylı gaz türbini ısı dengesi analizi için sonuç olarak gerekli ölçümlenmiş değerler

Gaz Türbini Isı Dengesi İçin Ölçümlenen Girdiler		
Sembol	Tanım	Örnek Değer
$T_{giriş}$	Girişteki Hava Sıcaklığı	56 F
$P_{giriş}$	Girişteki Hava Basıncı	14.4 psia
T_{cd}	Kompresör çıkışındaki hava sıcaklığı	764.1 F
P_{cd}	Kompresör çıkışındaki hava basıncı	240.1 psia
T_{exh}	Ortalama egzoz gaz sıcaklığı	1076. F
P_{exh}	Egzoz gazı basıncı	14.5 psia

G_{net}	Gaz türbini net gücü	167.7 MW
G_{yedek}	Gaz türbini yedek gücü	0.4 MW
$W_{yakıt}$	Yakıt akış oranı	76,966 lbm/sa
$T_{yakıt}$	Yakıt sıcaklığı	60 F
H_{su}	Buhar tablolarındaki enjekte edilen buhar entalpisi	1250 Btu/lbm
W_{su}	Buhar / su enjeksiyon akışı	0 lbm/sa

Çizelge 4.7 Detaylı gaz türbini ısı dengesi analizinden elde edilen parametreler

Gaz Türbini Isı Dengesinden Hesaplanan Çıktılar		
Sembol	Tanım	Örnek Değer
W_{hava}	Girişteki hava akışı	3505 klb/sa
$T_{soğutma}$	Nozula giren soğutma havasının sıcaklığı	764 F
$T_{çıkış}$	Kompresör sızıntısı sıcaklığı	760 F
$G_{kompresor}$	Kompresör tarafından tüketilen güç	180 MW
T_{comb}	Yanma odası çıkışı gaz sıcaklığı	2566 F
P_{comb}	Yanma odası çıkışı gaz basıncı	232.9 psia
W_{cd}	Kompresör çıkışındaki gaz akışı	2769 klb/sa
W_{comb}	Yanma odası çıkışı gaz basıncı	2846 klb/sa
W_{fire}	İlk aşamadaki giriş gaz akışı	3231 klb/sa
$W_{soğutma}$	İlk aşamadaki nozul soğutma hava akımı	385 klb/sa
$W_{çıkış}$	Türbin soğutma hava akımı	350 klb/sa
T_{fire}	Ateşleme sıcaklığı (ilk aşama giriş sıcaklığı)	2360 F
$T_{inturbine}$	Türbin giriş sıcaklığı	2177 F

A_{noz}	İlk aşamadaki nozul akış alanı	359 in ²
$P_{turbine}$	Genleştirici güç üretimi	353 MW
P_{shaft}	Jeneratöre giden şaft gücü	171.5 MW
W_{exh}	Egzoz gazı akış oranı	3582 klb/sa
$\eta_{kompresor}$	Kompresör verimliliği	0.899
$\eta_{turbine}$	Genleştirici verimliliği	0.888
Isı Oranı	Gaz Türbini ısı oranı	9363 Btu / kW-sa

4.1.8.5 Detaylı Gaz Türbini Isı Dengesi Sonuçlarını Ölçümlenen Veriye Uyarlama

Çizelge 4.4'deki gaz türbini tasarım parametreleri, detaylı gaz türbini ısı dengesi analizinden elde edilen sonuçlara gerek duyar ama birçok gaz türbini için mevcut olmayan sayılar ortaya çıkar. Yanma odası ve şaft verimliliğinin belirlenmesi çok zor, ölçülmesi ise neredeyse imkansızdır. Verimliliklerin ölçülmesi için Çizelge 4.4'dekine benzer tahminler kullanılır.

Genellikle, gaz türbininin genleştirici bölümüne soğutma havası sağlayan kompresörde çoklu çıkışlar bulunur. Gaz türbininin detaylı ısı denge modeli, “soğutma” ve “sızıntı” olmak üzere iki akış türü olarak sınıflandırılmıştır. İlk aşamadaki nozula giden soğutma havası bilinmelidir böylece modeldeki ısıtma sıcaklığı ölçümlenebilir ve kompresörden çıkan bu çıkışların hesaplanması da önem taşır. Bu sayede egzoz sıcaklığı doğru olarak modellenebilir. Böylece, detaylı gaz türbini ısı dengesindeki iki ekstraksiyonun kullanımı, mevcut olan ölçümlenmiş verinin analizi ve miktarı ile belirlenebilir.

Kompresör çıkışından önceki kompresör sızıntı ekstraksiyonları, bazı kompresör kademelerinde bulunur ve bu nedenle kompresördeki toplam basınç oranından daha az olan basınç oranına sahiptir. Kompresördeki sıcaklık artışı, güçteki $[(\gamma-1)/\gamma]$ basınç oranı ile orantılıdır. Ölçüm yapmak için modelde $\delta_{soğutma}$ ve $\delta_{sızıntı}$ faktörleri

bulunmaktadır, bu yüzden ekstraksiyon akışları, kompresör çıkış sıcaklığından daha düşük sıcaklığa sahiptir ve bu sıcaklık, sabit bir faktör, kompresör çıkış sıcaklığı ile ilişkilidir.

Kompresörden elde edilen hava, borularda biraz yol alır ve genişletiriciye gaz akışına karışmadan önce hat boyunca ilerler. Bu yolculuk boyunca, sıcak hava, ortam sıcaklığına bağlı olarak sıcaklık kaybedecektir veya kazanacaktır; bazı gaz türbini modelleri, bir ısı değiştiricisinin içinde soğutulur, buradaki olay sıcak havanın enerjisinin atmosfere verilmesidir. $\Delta T_{soğutma}$ ve $\Delta T_{sızıntı}$ parametreleri, kompresörden genişletiriciye yol alan soğutma ve sızıntı havalarının sıcaklığındaki değişimi hesaplar. Bu sıcaklık değişimi için geçerli olan değerler, dış hava soğutucusu olmaması durumunda gaz türbinlerinde 20-50 °F (-6,5 ile 10 °C) arasında değişmektedir.

İlk aşamadaki nozul ($\chi_{soğutma}$) ve genişletirici ($\chi_{sızıntı}$) için elde edilen soğutma havası fraksiyonlarına önem gösterilmelidir. Unutulmamalıdır ki, bu akış fraksiyonları, gerçek gaz türbininin basitleştirilmiş bir modeline ait parametrelerdir ve çalışan gaz türbininin gerçek soğutma hava akımı fraksiyonlarına eşit değildir. Bu akış fraksiyonları, ilk aşamadaki nozul hava akışındaki gaz akışını tahmin etmek için detaylı gaz türbini ısı denge modeline izin vermektedir, böylece, sonuç olarak kullanılabilen bu iki parametreye bağlı olarak hem ilk aşamadaki nozul akış alanı hem de yakıt akışı belirlenebilir. Ayrıca yanma sıcaklığını belirleyen ilk aşamada girişte bulunan gaz akışı da belirlenir. Bu nedenle, çalışan bir gaz türbinindeki gerçek soğutma akışının belirlenmesi için bu iki sonuç değerleri uygun olmaktadır.

Birçok gaz türbininde yanma sıcaklığı ölçümlenir, bazı tedarikçiler, ilk aşamadaki nozul akış alanı için de bir değer tanımlar. Eğer bu iki değeri elde ederseniz, gaz türbini ısı dengesi analizi verisi olarak gerekli olan soğutma havası fraksiyonları için yeterli bilgi de elde etmiş olursunuz.

Soğutma havası fraksiyonlarını belirlemenin en basit yolu, soğutma fraksiyonlarının varsayılan değerleri ile modeldeki ölçümlenen tam yükteki gaz türbini setidir. Detaylı

gaz türbini ısı dengesi analizini gerçekleştirin ve hesaplanan sonuçları gözlemleyin. Soğutma fraksiyonlarının değerlerini manuel olarak doğrulayın, hesaplanan ısıtma sıcaklığı ve ölçümlenen nozul akışı tedarikçi tarafından sağlanan sayılara eşit oluncaya kadar analizi tekrarlayın. Varsayılan değerler için kılavuz bilgiler şu şekildedir:

- Toplam soğutma havası ($\chi_{soğutma} + \chi_{sızmtı}$) girişteki hava akışının %18'i (daha eski türbinlerde) ile %24'ü arasında olmalıdır.
- İlk aşamadaki nozul soğutma fraksiyonu ($\chi_{soğutma}$), genleştirici soğutma fraksiyonuna ($\chi_{sızmtı}$) eşittir.

Türbin üreticilerinden ilk aşamadaki nozul akış alanı hakkında değerler elde etmek genellikle çok zordur. Bu gibi bir durumda, birbirine eşit iki soğutma havası fraksiyonu kurulur ($\chi_{soğutma} + \chi_{sızmtı}$), daha sonra ısı denge analizi, tedarikçi tarafından önerilen ısıtma sıcaklığını verene kadar, soğutma fraksiyonlarının giriş değerleri incelenir.

Gaz türbini yakıt akışı, kabul edilen seviyede ölçümlenmediğinde, ilk aşamadaki nozul akış alanı, yakıt akışı doğrultusunda bir analiz girdisi haline gelir. Bu gibi bir durumda, gaz türbini yakıt akışı, bir çıktı parametresi olur ve ilk aşamadaki nozul akış alanı, gaz türbinlerindeki ile eşleşmelidir. Bu gaz türbininin ilk aşamasındaki nozul akışını başlatmanın en kolay yolu, bir tesisteki tüm gaz türbinleri tam yükte çalışırken ve yakıcı kanalları çalışmıyorken tesis verileri elde etmektir. Bu gibi bir durumda, yakıt tedarikçisi gaz akış metresi, faturalandırma amacıyla tesisin gaz akışını ölçmekte kullanılır, %1'den daha iyi bir doğruluk oranı için tüm gaz türbinlerine yönelik toplam yakıt akışını rapor eder. Tüm gaz türbinlerinin ilk aşama nozul akış alanlarının aynı olduğunu ve aynı soğutma hava akışı fraksiyonlarına sahip olduklarını düşünün. Daha sonra, gaz türbinlerine yönelik toplam yakıt akışının, yakıt tedarikçisinin akış metresi ile eşleşinceye kadar ilk aşamadaki nozul akış alanı ve soğutma hava akışı fraksiyonları üzerinde tekrarlayın; tesisteki her gaz türbini için azda olsa değişik olan gaz türbinlerinin yanma sıcaklıkları, gaz türbini üreticileri tarafından belirlenen yanma sıcaklıkları ile yaklaşık olarak örtüşür.

4.1.8.6 Denklemlerin Adım Adım Çözümlemesi

Detaylı gaz türbini ısı dengesi analizi, yirmi adet eş zamanlı ve lineer olmayan cebirsel denklem içerir. Denklemlerin sistemi, son dört denklemin çıkarılması ile sadeleştirilebilir. Bu dört denklem, türbin giriş sıcaklığı, kompresör verimliliği, genişletici (türbin) verimliliği ve ısı sarfiyatı'nın tanımlarıdır. Bunların dördü de, ilk on altı denklem (4.16'dan 4.35'e kadar) eş zamanlı olarak çözüldükten sonra hesaplanabilir.

Eğer detaylı gaz türbini ısı dengesi analizlerinin tüm kütle ve enerji denge denklemleri (COMP, COMB, NOZ ve EXP), birbirine eklenirse, tekli kontrol hacmi gaz türbini ısı denge analizinin, kütle ve enerji denge denklemleri, kayıplar nedeniyle detaylı gaz türbini ısı dengesi analizleri ile çözümlenemez.

1. Şaft verimliliği η_{shaft} , genişleticinin (türbinin) şaft enerjisi çevreye atılır.
2. Soğuyan hava ısı kaybeder, ΔT_{cool} , çevreye ısı verir.
3. Sızan hava, ΔT_{bleed} , çevreye ısı verir, ısı kaybeder.

Başka bir deyişle detaylı gaz türbin ısı dengesi ile toplam gaz türbin ısı denge analizi, eğer detaylı gaz türbin ısı denge analizinde yukarıda belirtilen kayıplar sıfıra sabitlenirse aynı gaz türbini egzoz akımını üreteceklerdir. Bu kayıplar gaz türbinine yapılan toplam enerji girdisinin %1'inden az olduğundan, detaylı gaz türbin ısı dengesi ve toplam gaz türbin ısı dengesi %1 içerisinde aynı egzoz akımını vermelidir.

Şaft verimliliği, soğuyan hava ve hava çıkışında gerçekleşen ısı kayıplarını toplam gaz türbin ısı denge analizine dahil etmek zordur çünkü genişletici enerjisi ile soğutma ve çıkış akımları bu analize modellenmemiştir.

Detaylı gaz türbin analizini çözmenin adım adım metodu ilk olarak egzoz akım seviyesini tespit etmek üzere toplam gaz türbin ısı denge analizini kullanmaktır. Sonrasında, detaylı gaz türbin ısı denge modelindeki kütle denge denklemleri türbin içerisindeki hava ve gaz akımlarını elde etmek üzere kullanılmaktadır. Bundan sonra, analizdeki diğer çıktılar için enerji denge denklemleri hepsi aynı doğrudan çözülmektedir. Bu çözüm, tüm denklemlerin eş zamanlı denklem dizileri olarak çözülmesinden daha basittir.

4.1.8.7 Denklemlerin Eş Zamanlı Olarak Çözülmesi

Eğer uygun denklem çözücüyü uygularsanız eş zamanlı bir dizi denklemi çözmeniz aşırı zor olmayacaktır. Matlab, performans izlemede uygulanmaya elverişli pek çok özelliğe sahip ticari bir denklem çözücüdür. Bu amaçlar için Matlab'in en önemli özelliği mühendise denklemleri düzenleme ve hata ayıklama kolaylığı sağlayacak şekilde cebirsel formatta formüle etme imkanı tanımasıdır. Denklem çözücülerin çoğu, kullanıcıya değişkenlerin tümünün denklemin sol tarafında ve sabitlerin sağ tarafta olduğu bir matrisin nümerik katsayılarını vermektedir. Bu şekilde formülleme açıklık ve bilgisayar kaynaklarının kullanımı açısından kullanışlı olabilir fakat bir mühendis için denklem sistemlerini ve onunla bağlantılı veri girdilerini kontrol etmek çok zordur. Matlab kullanıcıya denklemleri cebirsel formatta görme imkanı sunar ve mühendisin denklem dizilerini yeniden düzenlemeye ihtiyaç duymadan yalnız girdiler listesini değiştirerek herhangi bir parametreyi girdi değerinden hesaplanmış çıktıya değiştirmesine izin verir.

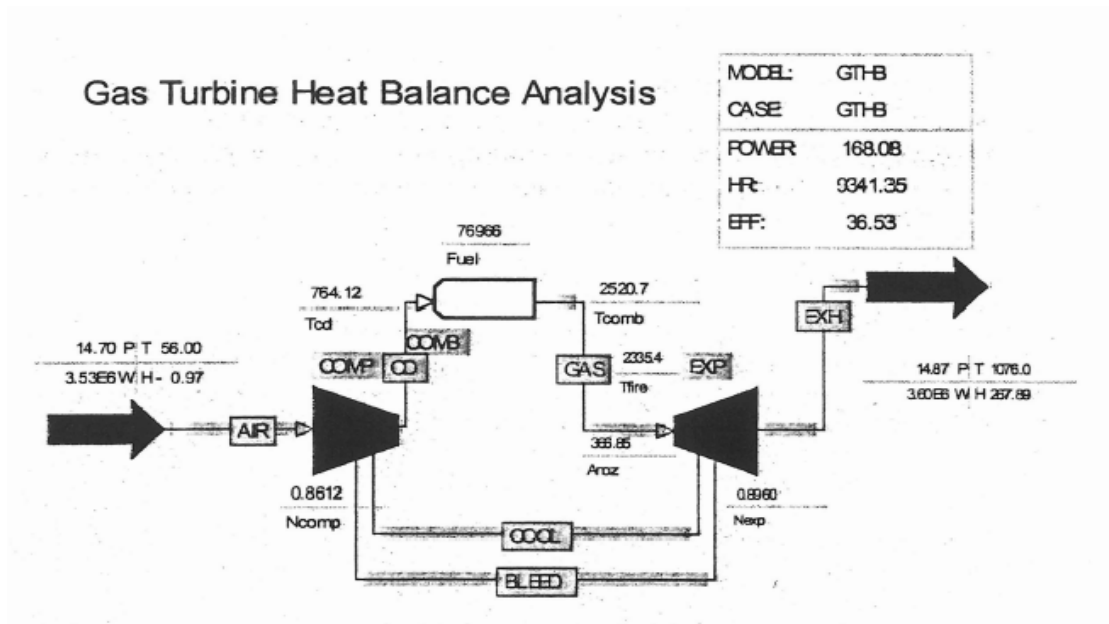
4.1.9 Model Bazlı Gaz Türbin Isı Dengesi

Gaz türbininde GateCycle ısı denge modeli yukarıda betimlenen detaylı gaz türbini ısı dengesi modeli ile aynı amaca hizmet eder. Ayrıca kullanıcının denklemleri formüle etmesine ya da bir denklem çözücüyü başvurmasına gerek yoktur. Bunun yanında bilgisayar yazılımı kimyasal kütle denge denklemlerini çözer ve çözüm sürecinin bir

parçası olarak gaz ve buhar termal özellik değerlendirmelerini yapar. GateCycle kullanıcısının formülasyon ya da çözüm denklemleri için endişelenmesine gerek yoktur. Sadece kontrol edilen sistemi tekrar eden bir bilgisayar modeli kurmakla sorumludur.

GateCycle'ın iki işlem modu vardır: tasarım ve tasarım dışı (off design). Tasarım modu kullanıcıya ölçülmüş verileri girme ve araç değerlendirme ve tasarım bilgisini hesaplama imkanı tanır. Tasarım dışı mod ise tasarım modunda hesaplanan değerlendirme ve tasarım bilgisini göz önünde bulundurarak çeşitli işlem koşullarında beklenen araç performansını tahmin etmek üzere kullanılmaktadır. Tasarım modu performans izleme sisteminin ısı denge analiz kısmında kullanışlıdır, tasarım dışı mod ise umulan araç performansını tahmin etmek için uygundur.

Şekil 4.18'de detaylı gaz türbini ısı denge analizinde kullanılan GateCycle modelinden bir sahne görülmektedir. ısı denge modeli üç ikondan oluşmaktadır: kompresör, yakma hücresi ve genişletici. Bu ikonların her biri bir tasarım modu hesaplaması yapmaktadır. Burada kullanıcı çeşitli olası seçenekler arasından hangi veriyi gireceğini seçmektedir ve yazılım ısı denge problemini çözmektedir.



Şekil 4.18 Örnek gaz türbininin GateCycle ısı denge modeli

Çizelge 4.8 GateCycle gaz türbin ısı denge modelinin veri girdilerini ve hesaplanan çıktıları listelemektedir. GateCycle modelinde karşılaşılan bir zorluk girişteki hava akımının analizde bir girdinin gerekli olmasıdır, güç ise hesaplanan bir çıktıdır. Fakat performans izlemesi için gücün girdi olması, hava akımının ısı denge analizi ile hesaplanması gerekmektedir.

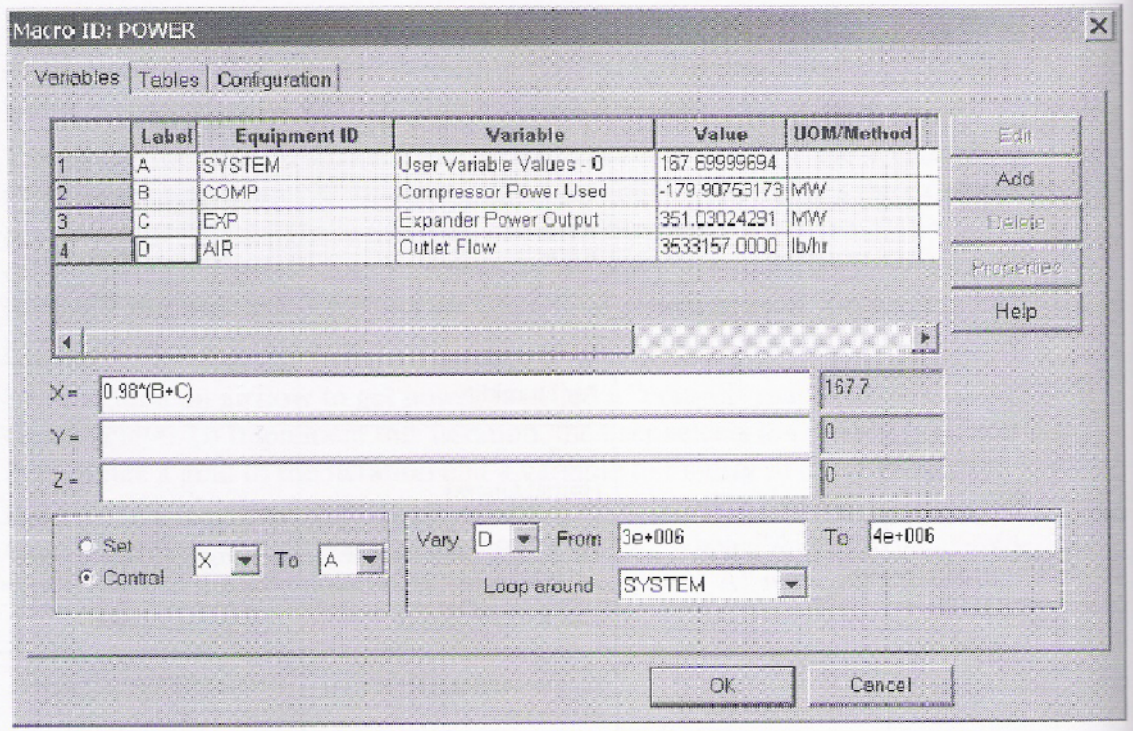
Bu girdi/çıkış zorluğu GateCycle makro kullanarak kullanıcı güç değeri, ısı dengesi tarafından hesaplanıncaya kadar giriş hava akımında tekrar ederek aşılabılır. Şekil 4.19'da bu tekrarı başaran makronun girdi ekranını göstermektedir. Kullanıcı öncelikle bir değişkenler listesi hazırlayarak (Figürde A,B,C,D olarak etiketlendiler) bir makro kurar. Bu değişkenler listesi herhangi bir GateCycle girdisini ya da hesaplanmış olan çıktısını içerebilir. Gaz türbin gücünün arzu edilen (ölçülen) değeri bir GateCycle değişkeni olmadığından, kullanıcı hesaplanan güç girdisini tutmak üzere bir kullanıcı değişkeni yaratabilir.

Makro kullanıcısı cebirsel bir ifade yaratıp onu bir değişken ismine verebilir. Figür üzerindeki “X” ifadesi, genişletici gücü eksi kompresör gücünün 0.98 ile çarpımına eşittir. 0.98 generator verimliliğine denk gelmektedir. GateCycle'da generator verimliliğini girmek için kullanılabilecek bir generator ikonu vardır. Fakat basitleştirmek adına bu modelde generator ikonu kullanılmamıştır.

Güç elde etmek için hava akımının iterasyonuna GateCycle'da “kontrol” makro adı verilmektedir. Bu iterasyonu uygulamak için, kullanıcı kontrol kutusunu seçer ve sonrasına iterasyonun amaçlarından biri ile bu amacı gerçekleştirmek için modifiye amaçlı bir değişken girer. Bu vakada amaç “X” ifadesi için “A”ya eşit olan bir değer elde etmektir. Modifiye edilecek değişken “D”, “A” ölçülen güç, “X” hesaplanmış olan ısı denge gücü, ve “A” hava giriş akımıdır.

Çizelge 4.8 GateCycle gaz türbini ısı dengesi analizi için girdiler ve çıktılar

GateCycle gaz türbini ısı denge modeli girdi ve çıktıları			
ID	TÜR	Girdi Verisi	Hesaplanan Çıktılar
HAVA	KAYNAK	Hava Sıcaklığı	
		Hava Basıncı	
		Havadaki Nem	
		Hava Akımı Oranı (Birincil Tahmin)	
KOMP	KOMPRESÖR	Çıkış Sıcaklığı	İzentropik Verimlilik
		Çıkış Basıncı	Tüketilen Güç
		Ekstraksiyon Oluşumu Evreleri	Ekstraksiyon Sıcaklığı
KOMB	YANMA ODASI	Yakıt Giriş Akışı	Çıkış Sıcaklığı
		Basınç Kaybı Fraksiyonu	Çıkış Basıncı
		Yanma Odası Verimliliği	Çıkış Akışı
EXP	TÜRBİN	Egzoz Sıcaklığı	İzentropik Verimlilik
		Egzoz Basıncı	Tüketilen Güç
		Nozul Soğutma Akışları	Giriş Nozulu Akış Alanı
		Dönen Soğutma Akışları	Dönen Parçada Giriş Sıcaklığı
			Egzoz Sıcaklığı
GÜÇ	MAKRO	Güç	Giriş Supabı Hava Akımı
		Jeneratör Verimliliği	



Şekil 4.19 Kullanıcı giriş gücünü elde etmek için hava giriş supabı akışındaki tekrarları sağlamak amacıyla kullanılan makrolar için girdi ekranı

GateCycle gaz türbini ısı denge sonuçları yaklaşık olarak gaz türbini ısı dengesinden elde edilen sonuçlara eşittir fakat iki metodun sonuçları eşit değildir. İki metod arasındaki farklar modelleme detayında ve gaz özelliklerinin rutinlerindedir. Detaylı gaz türbin ısı denge modeli tek basamaklı kompresyon ve tek basamaklı genişleme öngörürken, GateCycle kompresörü on sekiz basamaklı, genişleticiyi ise üç basamaklı olarak modeller. Bunun yanı sıra GateCycle modeli, izantropik verimlilikleri hesaplamak için tek bir gaz oranı kullanmak yerine gaz özelliklerini kompresyon ve genişlemenin her aşamasında değerlendirmektedir.

GateCycle ısı denge modelinde hesaplanan egzoz gaz akımı 3.61 e6 lb/hr (Şekil 4-15'da) iken detaylı gaz türbin ısı denge modelinden elde edilen sonuç ise 3582 klb/hr'dir. Bu sonuçlar birbirinden %1'den daha az fark göstermektedir.

4.1.10 Muhtemel Gaz Türbin Performansı için Fiziksel Bazlı Modeller

GateCycle ve diğer ticari bilgisayar kodları gaz türbinin muhtemel performansını tahmin etmek üzere gaz türbinin fiziksel bazlı modellerini kullanarak, kullanılabilir. Fiziksel bazlı modeller, kütle ve enerji denge analizlerine ek olarak ekipmanın fiziksel özelliklerini tahmin eden denklemler içermektedir. Tipik olarak tahmin etmeye yönelik bu modeller, kompresör haritaları, kademe verimlilikleri ve ısı transfer katsayıları gibi temel ekipman işletim araçları için bağıntılara ihtiyaç duyarlar. Ticari bir gaz türbini için bu bilgileri edinmek çoğu zaman oldukça zordur.

Bunun yanında çalışan bir gaz türbini, türbin kontrol sistemi tarafından yönetilmektedir. Gaz türbin performansı için fiziksel bazlı bir model kontrol sisteminde, gaz türbini tam yükteki gücü ile düşük ateşleme ve kısmi yükte girişteki klavuz kanatların hareket etmesine karşı bir algoritma gibi elemanlar içermesi gerekecektir. Az sayıda fiziksel bazlı bilgisayar programlarında gereken kontrol sistem modellemesini içerecek esneklik bulunmaktadır.

GateCycle'da gaz türbininin ve/ya bileşenlerinin performansını tahmin etmek üzere fizik bazlı modelleme kullanan çeşitli ikonlar ile gaz türbininin performansını tahmin etmek üzere çan eğrisi bazlı metotları kullanan bir ikon bulunmaktadır. Fiziksel bazlı ikonlar ısı denge analizinde kullanışlıdır çünkü ısı denge analizinde kütle ve enerjinin korunumunu içerirler.

GateCycle eğri bazlı ikon, gaz türbin verisi, gaz türbininin içindeki fiziksel süreci modellemez. Güç, ısı sarfiyatı, egzoz sıcaklığı ve egzoz akımını, gaz türbininin kompresör, yakma hücresi ve genişletici kısımları hakkında herhangi bir bilgi olmaksızın tahmin etmek için eğrileri kullanır. Bu ikon, detaylı ya da tam bir gaz türbin ısı dengesi yaratmak için kullanışlı olmasa da gaz türbininin beklenen çıktısını (performansını) elde etmek için en kolay yoldur.

Eğri bazlı metot gaz türbininin beklenen performansını tahmin etmek için açık ara en popüler metodolojidir çünkü girdi verisi (eğriler) doğrudan gaz türbin tedarikçisinden gelmektedir ve gaz türbin kontrol sistemi ile gaz türbin ekipmanlarının fiziksel özelliklerini de içermektedir.

Gaz türbin üreticilerinin gaz türbinleri ile onların performansını yöneten kontrol sistemlerinin fiziksel bazlı modellerine sahip olmaları gerekmektedir. Bu fiziksel bazlı modeller gaz türbin tedarikçilerinin gaz türbin sahiplerine ya da operatörlerine sağladıkları eğrileri yaratmak üzere kullanılmaktadır.

Özetle, GE gaz türbinleri için olan “Cycleeck” gibi beklenen gaz türbin performansının tedarikçiden fiziksel bazlı modeline erişiminiz yoksa, fiziksel bazlı modellemeyi beklenen gaz türbin performansını tahmin etmek üzere kullanmamalısınız. Bunun yerine, gaz türbin tedarikçisi tarafından sağlanan eğri bazlı metotları kullanmalısınız.

4.1.11 Gaz Türbin Performans Değerlendirmesi

Gaz türbin performansında bozulma, eğer belirlenen koşullarda çalıştırılırsa gaz türbininin performansında bir düşüş yaşıyorsa, bu düşüşe eşittir. Bu bozulmayı tespit edebilmek için, performans izleme sistemi şimdiki işlem koşullarında beklenen performansı, gerçek performans ile karşılaştırmalı ve sonrasında bunu ölçülen koşullarla düzeltmelidir.

Çalışan bir gaz türbinindeki bozulmayı tespit etme sürecinin taslağı aşağıdaki listede yer almaktadır:

1. Gaz türbini için bir dizi veri elde et ve doğrula
2. Detaylı gaz türbin ısı denge analizi gerçekleştir
3. Gaz bileşimi ve özgül ısılar elde etmek üzere yanma kütle denge analizi gerçekleştir
4. Gaz türbininin tam yükte olup olmadığını tespit et
5. Tedarikçi eğrileri kullanarak beklenen yük performansını tahmin et (7.9 Denklemi)
6. Eğer kısmi yükteyse, düşük sıcaklıkta yanma veya IGV durumundaki beklenen performansı tahmin et
7. Gaz türbini düzeltilmiş gücünü, ısı sarfiyatı, egzoz ısını ve egzoz akışını hesapla
8. Gaz türbini performansındaki kötüleşmeyi hesapla.

Gaz türbin değerlendirmesi bir kararlı durum analizidir. Bunun anlamı, türbindeki yük ve ısıların zamanla değişikliğe uğramadığının varsayıldığıdır. Bu yüzden, değerlendirmenin sağlıklı olabilmesi için ölçülen verinin zamanla değişmemesi gerekmektedir. Verinin kararlı olması gereken sürenin uzunluğu, türbinin işlem sıcaklıklarında gerçekleşen değişime adapte olması için gereken süreye eşittir. Endüstriyel bir gaz türbini için, bu zaman dilimi on beş ile otuz dakika arasında değişmektedir.

Gerçek dünyada, çevresel koşullar sürekli değişmektedir ve ölçülen veriler her zaman dalgalanma göstermektedir. Bu değişikliklerin etkilerini azaltmanın bir yolu bir zaman dilimi için çoklu ölçülmüş veri dizileri alıp (Örneğin, bir dakikada on dizi veri) ve sonrasında da verilerin ortalaması alınarak, performans değerlendirmesinde uygulanmak üzere yeni bir veri seti yaratmaktır. Gerçek uygulamada, performans izleme sistemleri tedarikçilerinin çok azı gerçekten analizi gerçekleştirmeden önce zaman içerisindeki verilerin ortalamasını almaktadır. Bu uygulamaya neden olan sebeplerden biri hesaplamalar arasındaki zaman aralığını azaltmaktır.

Muhtemel ikinci bir veri doğrulama prosedürü birkaç dakikalık bir zaman dilimi boyunca ölçülmüş olan veri dizilerini kararlı olup olmadıklarını görmek için kontrol etmek ve analizi yalnız veri önceden belirlenen bir değerin altında, diyelim ki %1'in üstünde değişim gösterdiyse gerçekleştirmektir. Bu prosedürün sorunu, performans değerlendirmesinin gerçekleşmediği uzun bir dönemin ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Fakat hesaplanan performans sonuçlarında daha yüksek güven vermektedir.

Çizelge 4.9'da ölçülmüş verilerin listesi gaz türbin performansının değerlendirilmesinde arzu edilen ölçümlerdir. Listedeki parametrelerin bazıları performans analizinde kesinlikle gereklidirler. Bu parametrelere tabloda “gerekli” yazılarak gereken önem gösterilmiştir. Tabloda ikinci derecede önem verilenler “arzu edilen” şeklinde gösterilmiştir. Arzu edilen veri eğer gaz türbin bozulması %1'e kadar tekrar eden bir derecede gözlenmek isteniyorsa gereklidir fakat mutlak olarak gerekli değildir. “Opsiyonel” öneme sahip bir veri ise performans değerlendirmesinin güvenilirliğini arttırmaya az bir etkide bulunmaktadır, ölçülen değerin ölçüm yapılmadıysa bir sabite eşit olduğu kabul edilebilir.

Çizelge 4.9 Tipik olarak mevcut gaz türbinlerinin ölçüm listeleri

Gaz Türbini Ölçümlenen Veri	
Ölçüm	Önem
Ortam Basıncı	İstenilen
Ortam Sıcaklığı	gerekli
Ortamdaki Nem	Opsiyonel
Hava Giriş Akışı	Opsiyonel
Basınç Değişimi Girişi	İstenilen
Hava Giriş Sıcaklığı	İstenilen

Giriş Supabı Kılavuz Vana Açısı	İstenilen
Kompresör Boşaltım Basıncı	Gereken
Kompresör Boşaltım Sıcaklığı	Gereken
Yakıt Akış Oranı	İstenilen
Yakıt Karışımı ve LHV	İstenilen
Yakıt Basıncı	Opsiyonel
Yakıt Sıcaklığı	İstenilen
Su veya Buhar Enjeksiyon Akışı, Sıcaklığı ve Basıncı	Gereken
Brüt Elektrik Gücü	Gereken
Ortalama Egzoz Sıcaklığı	Gereken
Tekli Egzoz Sıcaklıkları	Opsiyonel
Çark Alanı Sıcaklıkları	Opsiyonel
Egzoz Basıncı veya Basınç Diferansiyeli	İstenilen
Egzozdaki O_2 Sensörü	Opsiyonel

Detaylı ısı denge analizi ölçülen veriyi girdi olarak alır, sonrasında gaz türbininin mevcut performansı hakkında ekstra veriler hesaplar. Gaz türbininin nasıl çalışması gerektiğine dair herhangi bir varsayımda bulunmaz. Detaylı gaz türbin ısı denge analizi gaz türbininin mevcut performansına dair ölçülen verinin kendisinden daha güvenilir bir ifadedir. Aynı zamanda, egzoz gaz bileşimi gibi HRSG ve tesiste yer alan diğer araçların değerlendirilmesinde önemli olan bilgiler sağlar.

Detaylı gaz türbin ısı dengesi yakma hücreesindeki gaz özgül ısıların, yanma odası çıkışından, ilk döner mil ağzından ve egzozdan çıkmasını gerektirmektedir fakat bu konumlarda gaz bileşimi ve sıcaklığı ısı denge analizi tamamlanana kadar

bilinmemektedir. Çözüm prosedürü önceki tekrardan elde edilen özgül ısıların ısı denge analizinde girdi olarak kullanılmasıdır. Bu prosedürde az hata yapılmaktadır; çünkü gaz türbin ısıları tipik performans izleme sisteminde zaman aralığında çok az değişmektedir.

Tamyük operasyonu, kontrol eğrisi üzerindeki egzoz sıcaklığı ve klavuz kanatların tamamen açık olduğu durumda yapılan kararlı hal operasyonu şeklinde tanımlanmaktadır. Gaz türbininin tam yükte çalışıp çalışmadığını test etmek üzere iki test gerçekleştirilmektedir. İlkinde ölçülen ortalama egzoz sıcaklığı, aynı kompresör çıkış basıncında kontrol eğrisindeki egzoz sıcaklığı ile karşılaştırılmaktadır. Eğer egzoz sıcaklığı eğri değeri yaklaşık eksi üç derece °F (iki °C derece) ise, bu durumda türbin tam yük ateşleme sıcaklığındadır. İkincisinde, ölçülen girişteki klavuz kanat açısının tamamen açık olan değerine eşit olması ya da bu değeri aşması gerekmektedir.

Eğer gaz türbini tam yükte ise bu durumda, üretici performans eğrilerinden beklenen performans tahminleri, gaz türbininin performansını tahmin etmek üzere kullanılabilir. Aksi takdirde, kısmi yük operasyonu nedeniyle performansta gerçekleşen değişim değerlendirilmelidir.

Düzeltilmiş gaz türbin performansı, referans operasyon koşullarında çalıştırıldığı durumda gaz türbin performansının değerlendirilmesidir. Eğer gaz türbini performansı kötüleşmemişse, düzeltilmiş performans şimdiki (gerçek) performans ile beklenen performansın bilinmesi durumunda hesaplanabilir.

Gaz türbin performansının dört düzeltilmiş performans parametreleri: güç, ısı sarfiyatı, egzoz sıcaklığı ve egzoz akışıdır. Bunlar normalde gaz türbin izleme sisteminin bir parçası olarak hesaplanırlar. 4.36'dan 4.39'a kadar olan denklemler gerçek ve beklenen performansların bilinmesi halinde bu düzeltilmiş parametreleri hesaplamak için kullanılabilir.

Gaz Türbini Düzeltilmiş Gücü:

$$Power_{GT_{corrected}} = \frac{Power_{GT_{actual}}}{Power_{GT_{expected}}} Power_{GT_{rated}} \quad (4.36)$$

Gaz Türbini Düzeltilmiş Isı Sarfiyatı :

$$HeatRate_{GT_{corrected}} = \frac{HeatRate_{GT_{actual}}}{HeatRate_{GT_{expected}}} HeatRate_{GT_{rated}} \quad (4.37)$$

Gaz Türbini Düzeltilmiş Egzoz Sıcaklığı :

$$T_{exh_{corrected}} = \frac{T_{exh_{actual}}}{T_{exh_{expected}}} T_{exh_{rated}} \quad (4.38)$$

Gaz Türbini Düzeltilmiş Egzoz Akışı :

$$W_{exh_{corrected}} = \frac{W_{exh_{actual}}}{W_{exh_{expected}}} W_{exh_{rated}} \quad (4.39)$$

Tedarikçi eğrileri normalde gaz türbin gücü, ısı sarfiyatı, egzoz akışı ve egzoz sıcaklığı için beklenen değerlerin hesaplanması için gaz türbini tam yükte çalıştığı zamanlarda yeterince bilgi vermektedir. Bu yüzden, ölçülmüş değerlerden bu performans parametrelerinin gerçek değerleri hesaplandıktan sonra, düzeltilmiş değerleri hesaplamak için yeterince bilgi olacaktır.

Gaz türbinindeki kötüleşme düzeltilmiş ve değerlendirilmiş değerler arasındaki farka eşittir. Gaz türbinindeki kötüleşmenin dört parametresi için şu şekilde ifade edilebilir:

Gaz Türbini Güç Azalımı:

$$Power_{GT_{deg}} = Power_{GT_{rated}} - Power_{GT_{corrected}} \quad (4.40)$$

Gaz Türbini Isı Sarfiyatında Kötüleşme :

$$HeatRate_{GT_{deg}} = HeatRate_{GT_{corrected}} - HeatRate_{GT_{rated}} \quad (4.41)$$

Gaz Türbini Egzoz Sıcaklığında Kötüleşme :

$$T_{exh_{deg}} = T_{exh_{corrected}} - T_{exh_{rated}} \quad (4.42)$$

Gaz Türbini Egzoz Akışındaki Kötüleşme :

$$W_{exh_{deg}} = W_{exh_{rated}} - W_{exh_{corrected}} \quad (4.43)$$

Kötüleşme, eğer gaz türbin performansı, değerlendirilen performans kadar iyi değilse pozitif bir değer olarak tanımlanmaktadır. Diğer bir deyişle, kötüleşme daha kötü bir performansa işaret etmektedir. Kötüleşmede negatif bir değer ise performansın geliştiğini göstermektedir. 4.40 denkleminde güçte yaşanan kötüleşme ölçülen değer eksi düzeltilmiş değere eşittir; çünkü daha yüksek bir düzeltilmiş değer daha iyi bir performansın göstergesidir. Fakat 4.41 denkleminde ısı sarfiyatındaki, bozulma düzeltilmiş değer eksi ölçülen değere eşittir çünkü daha düşük bir ısı sarfiyatı gelişmiş bir performansı gösterir.

Kötüleşme denkleminin işareti parametrenin artan değerinin daha iyi ya da daha kötü bir performansı göstermesine göre değişmektedir.

Daha düşük bir düzeltilmiş egzoz değeri gaz türbin performans değerinin daha iyi durumda olduğunu gösterir çünkü daha yüksek egzoz sıcaklığı daha düşük gaz türbin verimliliğine işaret eder. Daha yüksek bir düzeltilmiş egzoz akış hızı ise daha iyidir ve gaz türbin performansında gelişmeye işaret eder çünkü akış arttıkça gaz türbin gücü de artmaktadır.

Kompresör verimliliği, yanma sıcaklığı ve genişletici verimliliği gibi gaz türbin performansının diğer parametreleri normalde performans izleme sisteminin bir parçası olarak hesaplanmaktadır; fakat gaz türbin performans kötüleşmesinin değerlendirmesinde diğerleri kadar kullanışlı değildir çünkü bu parametrelerin beklenen değerlerini tespit etmek oldukça zordur.

Bu parametreler için üretici eğrileri bulunmadığından, beklenen değerleri elde etmenin tek yolu ölçülen verilerden elde edilen değerlerle orantılamaktır. Bu gaz türbin çalışma verilerinin çok sayıda operasyon koşulları için (giriş sıcaklığı, giriş basıncı, su enjeksiyonu ve yük seviyesi) kötüleşmenin değişmesinin beklenmediği kısa bir zaman diliminde toplanmasını gerektirmektedir. Bunun ardından da, bu üç parametrenin ölçülen değerleri operasyon koşullarına karşı orantılandırılabilir. Bunun sonucundaki orantılar üç performans parametresinin beklenen değerlerini elde etmek üzere kullanılan performans eğrileri olabilirler.

Çizelge 4.10 Gaz türbini performansı parametreleri

Gaz türbini performans parametreleri	Beklenen değerin kaynağı
Güç	Tedarikçi Verisi
Isı oranı	Tedarikçi Verisi
Egzoz akışı	Tedarikçi Verisi
Egzoz sıcaklığı	Tedarikçi Verisi
Kompresör verimliliği	Ölçümlenen Veri

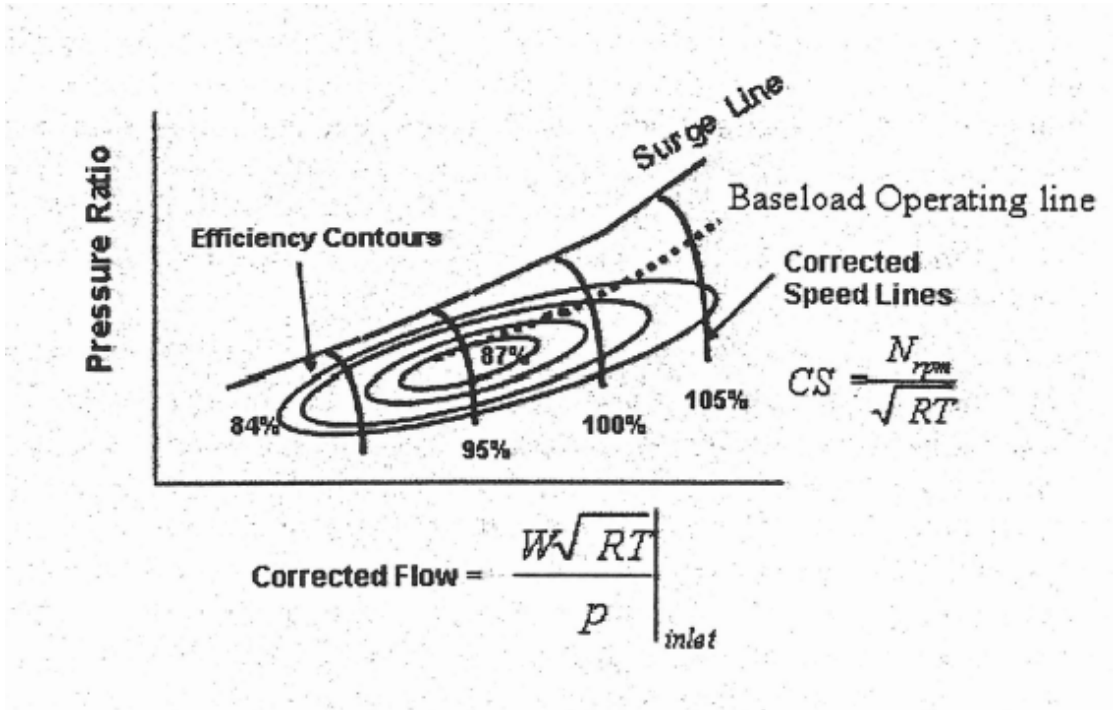
Isıtma sıcaklığı	Ölçümlenen Veri
Genleştirici verimliliği	Ölçümlenen Veri
İlk aşamadaki nozul akış alanı	Sabit kalmalı

Yanma sıcaklığı aslında gaz türbin performansının değil operasyon koşullarının bir parametresidir. Performans parametreleri listesine dahil edilmiştir çünkü gaz türbin kontrol sisteminin bir performans parametresi olarak düşünülmüştür. Eğer kontrol sistemi doğru bir biçimde çalışıyorsa, yanma sıcaklığını geniş bir aralıkta tam yük operasyon koşullarını sabit tutması gerekmektedir.

Bu demek oluyor ki, giriş sıcaklığı, basınç ve bağıl nem ortama göre değişim gösterdiğinden yanma sıcaklığı sabit kalmalıdır. Eğer ortam koşulları değiştiğinde yanma sıcaklığı %1'den daha fazla değişiyorsa, kontrol sisteminde bir problem olabilir. Çoğunlukla kontrol sistemi ortam sıcaklığının aşırı boyutlara ulaştığı sıcaklıklar olan 20 °F (-7 °C) ya da 100 °F (38 °C)'nin üzerindeki yanma sıcaklığını düşürmek üzere tasarlanmıştır. Eğer yanma sıcaklıkları, ortam sıcaklıklarında bu aşırı uçlara düşerse, bu kontrol sisteminin normal operasyonu olabilir.

Kompresör verimliliği pek çok insanın düşüncesinin aksine gaz türbin performansının daha zayıf bir göstergesidir. İlk olarak, kompresör verimliliğinin ölçülen değeri kompresör çevresindeki sıcaklık farkına sıkı sıkıya bağlıdır. Ölçülen giriş sıcaklığında 3 °F (1.7 °C) derecelik bir hata, hesaplanan kompresör verimliliğini %1 oranında etkileyecektir. Daha önemlisi, kompresör verimliliğinin beklenen değeri ortam koşulları ile %3'e kadar değişim gösterecektir. Kompresör verimliliğinde yüzde üç oranında bir bozulma önemlidir, muhtemelen de off-line kompresör yıkama işlemini gerektirmektedir. Bu yüzden, kompresör verimliliğinde gözlemlenen herhangi bir değişikliğin kötüleşmeden mi yoksa ortam koşullarından mı kaynaklandığını bilmek çok önemlidir.

Şekil 4.20, operasyon koşullarında kompresör verimliliğinde beklenen çeşitlenmeyi sergilemektedir. Endüstriyel gaz türbinlerinin düzeltilmiş hızı giriş sıcaklığına bağlıdır ve bir dizi ortam koşulları boyunca rotasyon hızı sabit kalmasına rağmen %10'a kadar değişikliğe uğrar. Kompresör haritaları gaz türbin üreticilerinin tescilli bilgileridir ve performans mühendisi maksimum kompresör verimliliğinin (şekilde yaklaşık %95 düzeltilmiş hızda gerçekleşmektedir) kompresör haritasında gaz türbininin ölçülmüş koşullarına göre nerede konumlandığını bilemez.



Şekil 4.20 Endüstriyel bir gaz türbinli motor için tipik bir kompresör haritası

Kompresör haritasında gösterilen tam yük operasyon çizgisi kompresörün operasyon noktasının türbin tam yükte çalışırken giriş sıcaklığındaki değişimlerle nasıl değiştiğini ortaya koymaktadır.

Kısmi yükte girişteki klavuz kanatlar kompresör operasyonuna ek verimsizlik getirecek ve düzeltilmiş akış ile basınç oranını da azaltacaktır. Bu yüzden, kompresör haritasındaki operasyon noktası gaz türbininin kısmi yükte hareket ettikçe düzeltilmiş hız çizgisinde aşağı doğru hareket edecektir.

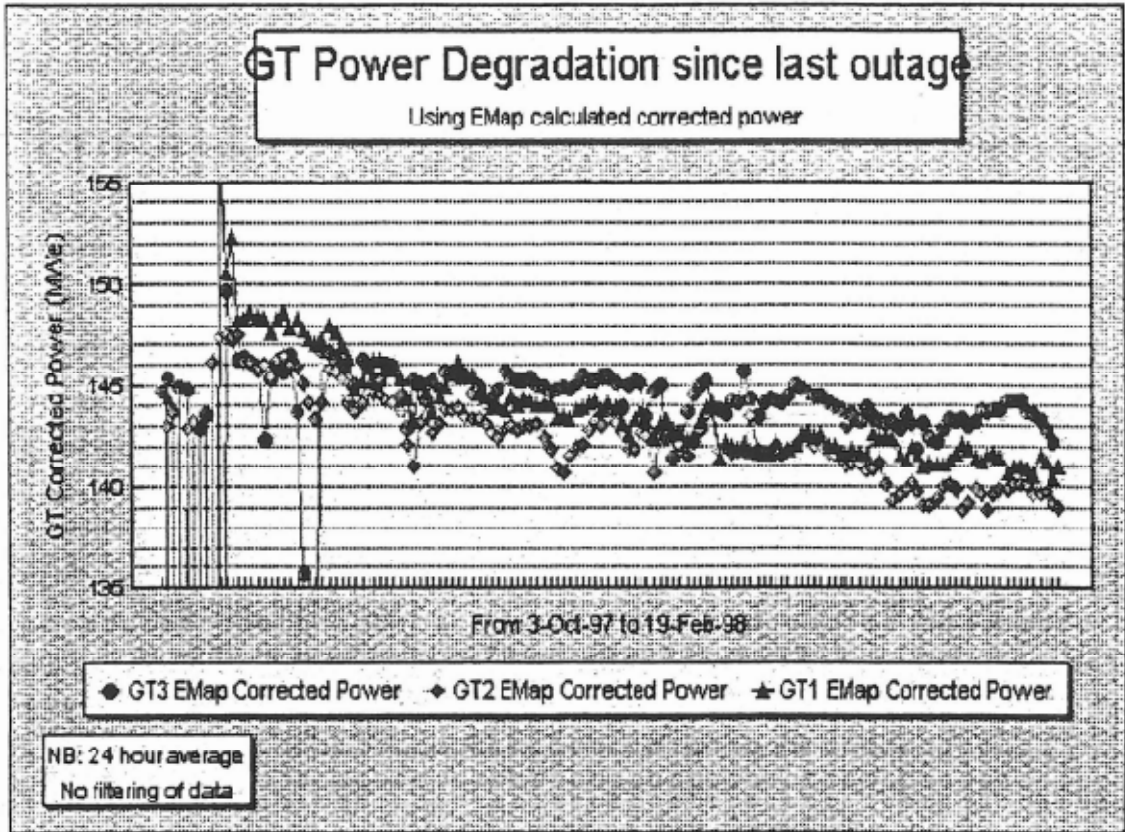
Operasyon noktası eğer gaz türbinine buhar/su enjekte edilir ya da düşük ısı değerli yakıt kullanılırsa düzeltilmiş hız çizgisinde yukarı doğru hareket edecektir. Bunların ikisi de genişleticinin (türbinin) ilk basamak nozülü boyunca ek kütle akımı getirecek ve bu da eğer ateşleme sıcaklığı kontrol sistemi tarafından sabit tutulursa, kompresör basınç oranını arttıracaktır.

Endüstriyel gaz türbininin verimliliği bir dizi tam yük operasyonu boyunca göreceli olarak sabit kalacaktır. İyi bir yaklaşım için, performans mühendisi genişletici verimliliğinin beklenen değerini sabit kabul edebilir. Bunu anlamak için, hareketli kanatların verimliliğinin içeri giren gazın hızına bağlı olduğunu hatırlayın. Hareketli kanatlar, içeri giren gaza göre sabit bir hızda hareket etmektedir çünkü sabit rpm'de rotasyon yapmaktadır. İçeri giren gaz hızının bir tasarım değeri vardır. Orada içeri giren gaz, hareketli kanadın eğrisiyle en çok arzu edilen açıda bir araya gelmektedir. İçeri giren gazın hızı tasarım değeri ile değişikliğe uğrarsa, hareketli kanat ile en çok arzu edilen açıda karşılaşamayacak, kanat verimliliği bundan zarar görecektir.

Çalışan bir gaz türbininde, ilk basamak nozülün hızı ses hızına eşittir ve sesin hızı sıcaklığa göre değişmektedir. Fakat, bu konumda sıcaklık türbin tam yükteyken kontrol sistemi tarafından sabit tutulmaktadır. Bu yüzden ilk basamak gaz hızı türbin tam yükte iken göreceli olarak sabit kalmakta ve bu yüzden gaz hızındaki ufak değişikliklere tepki olarak verimlilik göreceli olarak sabit kalmaktadır. Bu argüman, genişletici içindeki daha düşük dereceli basınç için bu kadar geçerli değildir. Fakat ölçülmüş genişletici verimlilikleri ile yapılan izleme deneyimleri toplam genişletici verimliliği gaz türbini tam yükte kaldığında göreceli olarak sabit kalmaktadır.

4.1.12 Çalışan Gaz Türbinlerinden Ölçülmüş Verilerle Oluşan Deneyimler

Online performans izleme sistemleri zaman içerisinde gerçekleşen değişimleri izlemede, mutlak değer performansını değerlendirmede olduklarından daha iyidirler. Bu yüzden, performansı değerlendirmenin en iyi yolu performans verisini zaman içerisinde yöneltip değişiklikleri izlemektir. Aşağıdaki şekil çalışan üç gaz türbini için dört ve bir buçuk aylık zaman dilimlerinde düzeltilmiş güç verilerini göstermektedir. Şekil 1998'de İngiltere'de Ulusal Enerji Verimliliği Haritası kullananların grup toplantılarında yapılan bir sunumun parçasıydı.



Şekil 4.21 Üç farklı gaz türbininde dört aydan fazla bir süre boyunca yapılan ölçümler neticesinde bulunan düzeltilmiş ortalama güç değerleri

Şekildeki eğrilerin her biri enerji santralindeki üç gaz türbininden birinin düzeltilmiş gücünü temsil etmektedir. Verimlilik haritasında performans izleme sistemi yaklaşık

beş dakikalık aralıklar boyunca her bir gaz türbininin düzeltilmiş gücünü hesaplamıştır. Hesaplanan düzeltilmiş güç değerlerinin yirmi dört saatlik bir zaman dilimi için ortalamaları trend çizgisinde tek bir nokta yaratmak üzere alınmıştır. Bu yüzden şekil üzerindeki her bir veri gaz türbin düzeltilmiş gücünün yirmi dört saat için ortalaması alınmış değeridir.

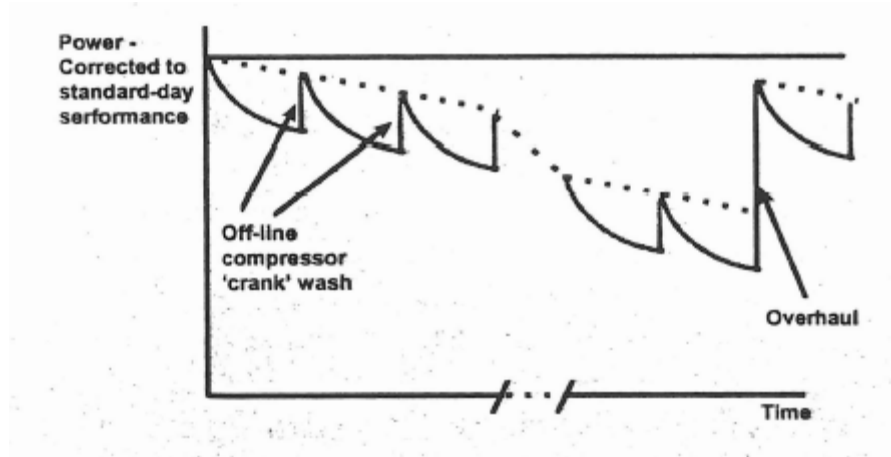
Trendin ilk kısımlarında, üç gaz türbininde de düzeltilmiş güçlerin arttığına dikkat edin. Bu artış üç türbinde de gerçekleştirilen bir off-line kompresör yıkamasından kaynaklanmaktadır. Off-line kompresör yıkamasının ardından, üç türbinin de düzeltilmiş güçleri zaman içerisinde kötüleşir fakat kötüleşmenin hızı üç türbin için de farklıdır. 3 Numaralı gaz türbini kompresörün girişine su püskürtülerek her gün yıkanmış ve trend zaman dilimi sonunda yaklaşık 3MW civarında kötüleşme görülmüştür. Bir numaralı gaz türbini su ile yıkanmamıştır ve aynı zaman dilimi sonunda yaklaşık 6 MW kötüleşmeye uğramıştır. İki numaralı gaz türbini her gün deterjanlı suyla yıkanmış ve yaklaşık 5 MW' lik bir kötüleşme görülmüştür.

Bu az miktardaki veri suyla yıkamanın etkisini değerlendirmek için muhtemelen yeterli değildir fakat yine de online izleme sistemi ile düzeltilmiş gaz türbin gücünde elde edilebilecek olan açıklığı ve tekrarlanabilirliği göstermesi açısından yeterlidir. Kötüleşmeleri trendler üzerinde bir MW çizgisinde kesin olarak tahmin etmek mümkündür.

4.1.13 Performansta Kötüleşme ve Türbin Ömrü

Gaz türbinlerinin performansı, kanat yüzeylerinin kirlenmesi ve türbin ekipmanlarında yaşanan gerçek zarara bağlı olarak zaman içerisinde azalmaktadır. Kirlenme yağ ve havadan taşınan kirler gibi artıkların kompresör kanatlarında birikmesine verilen addır. Zarar, ömürlerini dolduran metal ve termal bariyer kaplamalarından, yakıt artıklarından kaynaklanan sıcak korozyon, kompresör kanatlarındaki korozyon ve aşınmalar, hava kaçakları, titreşime ve uygunsuz türbin operasyonuna bağlı olarak kanatlar arasındaki açıklığın değişmesi ve bununda kanatların sürtünmesine neden olması ve türbinin genel olarak kullanımına bağlı yıpranmasına kadar pek çok kaynağı barındırmaktadır.

Şekil 4.22'de teorik bir zamana karşı kötüleşme eğrisi gösterilmektedir. Y- eksenini net gücü belirtmektedir. Bu değer referans koşullarına göre düzeltilmiştir, böylelikle farklı operasyon koşullarında performans karşılaştırılabilmektedir. X-ekseni ise ateşlenen saatlerin sayısıdır.



Şekil 4.22 Tipik türbin bozunması

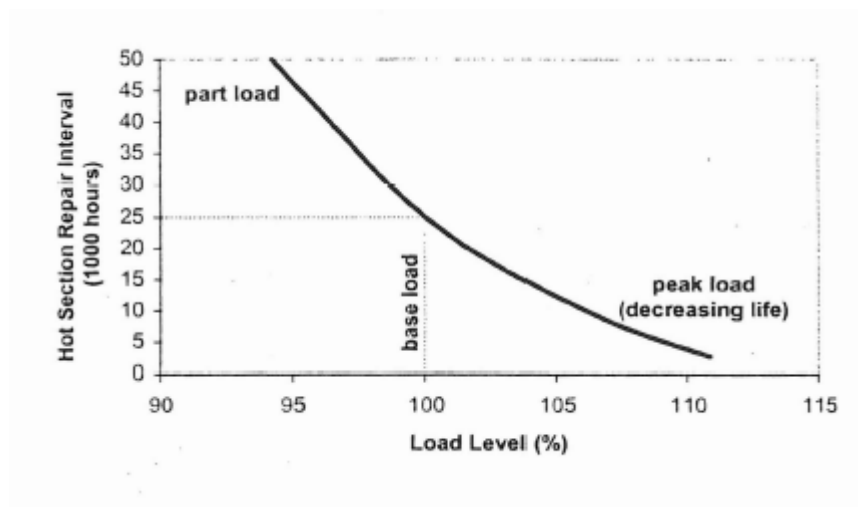
Katı, testere dişi gibi eğri gerçek türbin düzeltilmiş performansıdır. Noktalı çizgi düzeltilmesi mümkün olmayan bozulmayı temsil etmektedir. Burada, türbin çalışıkça, kompresörde atıklar birikmekte ve bu yüzden güç çıktısı azalmaktadır. Bu azalmanın hızı giriş havasını filtreleyen aletlerden daha fazla satın alarak yavaşlatılabilir. Aynı zamanda online kompresör yıkaması ile de yavaşlatılabilir. Bu metotta, su ya da temizleme solüsyonu kompresöre çalıştığı sırada püskürtülmektedir. Elbette, bu seçeneklerin her biri ile özdeşleşmiş termodinamik ve ekonomik maliyetler mevcuttur bu yüzden, optimum temizlik aralığı ile filtreleme seviyesinin bulunması gerekmektedir.

Bir noktada, operatörler türbinleri durdurup manivela yıkaması gerçekleştireceklerdir. Burada online yıkama kullanılarak ortadan kaldırılamayan artıklar temizlenecektir. Manivela yıkaması motor gücünü % 5'e kadar arttırıp, ısı derecesini %2 oranında

azaltmaktadır. Bu elbette mevcut kirlenmenin miktarına bağlıdır. Bir kez daha, bu manivela yıkamalarını gerçekleştirmek için optimum zaman aralığı bulunmaktadır. Tipik olarak, operatörler her ay gibi bir sürede manivela yıkaması yapacaklardır.

Optimum yıkama sıklığı tipik düzeltilebilir bozulma miktarına göre artacak ve yıkamayı gerçekleştirmeye bağlı, off-line zamandan dolayı enerji üretiminden kaybedilen gelirler, emre amade olamama nedeniyle ödenecek cezalar, fazladan gereken insan gücü, su ve kimyasal giderleri gibi maliyetlerle azalacaktır. Tipik olarak, aeroderivative türbinler en az 2-3 saat, endüstriyel bir türbin 8 saat ve DLN yakma hücresi olan bir türbin (yakıt sistemi için gereken özel kullanma nedeniyle) 1-2 gün çalıştırılmadan bekletilmelidir.

Bozulma eğrisindeki noktalı çizgi 'telafisi olmayan' performans bozulmasıdır. Bu bozulmanın derecesi pek çok faktöre bağlıdır. Tipik yük seviyesi (tam yük, en yüksek yük ya da kısmi yük) türbin parçalarının ne kadar ısındığını belirlemektedir. Termal stres ve dolayısıyla parça ömrü, büyük ölçüde sıcaklığın bir fonksiyonudur. Şekil 4.23 artan güç oranının sıcak bölüm revizyonları arasındaki tipik aralık üzerinde bıraktığı etkiyi göstermektedir.



Şekil 4.23 Yük seviyesinin onarma aralığı üzerindeki etkisi

Türbini soğuk bir seviyeden başlatmak türbin ömrünü de azaltmaktadır. Bu metal parçaların ısındıkça genleşmelerinden kaynaklanmaktadır. Parçalar arasında düzenli olmayan genleşme oranı parçalarda iç strese neden olmaktadır. Düzenli olmayan genleşme oranı parçalar arasında sürtünmeye, sızdırmazlıkların bozulmasına, parçalar arasındaki açılarının değişmesine neden olmaktadır. Türbin çalıştırma prosedürleri bu faktörleri minimize etmek üzere düzenlenmiştir fakat ömrün biraz da olsa kısılması kaçınılmazdır. Türbin üreticileri, devreye alma (start-up) dönemini, türbinin toplam çalışma saatlerini hesaplarken 20 tam yük saati çalıştığını kabul etmektedirler. Türbin devreye alınırken yaşanan bu ömür kaybından ötürü gece enerji üretmeyen bazı tesisler (çünkü enerjiye ihtiyaç yoktur, elektrik seviyeleri çok düşüktür ya da endüstriyel merkezler gece çalışmamaktadırlar) gece boyunca türbinlerini rölantide (idle mode) çalıştıracaklardır. Böylece sabah olup tekrar enerji ihtiyacı arttığında hızlı, kolay ve düşük motor stresi ile devreye girip üretime devam edebileceklerdir.

Güç için geri kazanımsız kayıp oranı 2000 yanma saat için %0.7, 8000 yanma saati sonunda %1.5 , 18000 yanma saati sonunda %2 ve 5-6 yıl geçtiğinde %3 civarındadır. Verimlilik üzerinde de benzer fakat bu kadar güçlü olmayan bir etki vardır. Toptan bir elden geçirme ile kaybın büyük çoğunluğunu tamir edebilir fakat işçilik ve parçalar bakımından önemli maliyetlere sebep olur. Ayrıca türbinin haftalarca çalıştırılmamasını gerektirir. Bakımlar bu yüzden önceden çok iyi planlanmalıdır. Tipik olarak, tam yükte doğal gaz yakan bir türbinin her 24000 çalışma saatinin ardından 'sıcak gazla temas eden kısımlarının' muayeneden geçmesi gerekmektedir. Bu türbinin bir bölümünün sökülmesi ile 12 işçiden 1500 adam/saat gerektirmektedir. Her yeri kapsayan bir bakım her 48000 çalışma saatinde gerçekleştirilecektir. Bu aralıklar eğer yakıt olarak fuel-oil yakılıyorsa yanma sürecinin doğasına ve yakıttaki kirletici miktarının daha fazla olmasına bağlı olarak % 20 civarında azalacaktır (damla yanmasına karşılık gazlı yanma).

Bazı performans mühendisleri performans izleme sisteminin gaz türbininde beklenen kötüleşme için bir düzeltme yapılmasını da içermesi gerektiğini tavsiye etmektedir.

Bunun sonrasında, gaz türbininin beklenen performansı bu beklenen kötüleşmenin etkilerini de içerecektir.

Bir performans izleme sisteminin amacı kötüleşmeyi ölçmek olduğundan, beklenen kötüleşme eğrisinin kullanılması tavsiye edilmemektedir. Gerçek kötüleşmenin tespit edilip bu kötüleşmenin kabul edilebilir olup olmadığına karar vermek daha mantıklıdır. Eğer kötüleşme hesabına, beklenen kötüleşmeyi de katarsanız, muhtemelen aklınız karışacaktır. Gerçek kötüleşme miktarı nedir, beklenen kötüleşme miktarı nedir? Kimse çalışan bir gaz türbini için beklenen kötüleşme derecesini tam olarak bilemez. Kesinlikle, büyük ölçüde motorun çalışma tarihine bağlıdır, sadece zamana değildir.

4.2 Atık Isı Kazanı Performansı

4.2.1 Genel Bakış

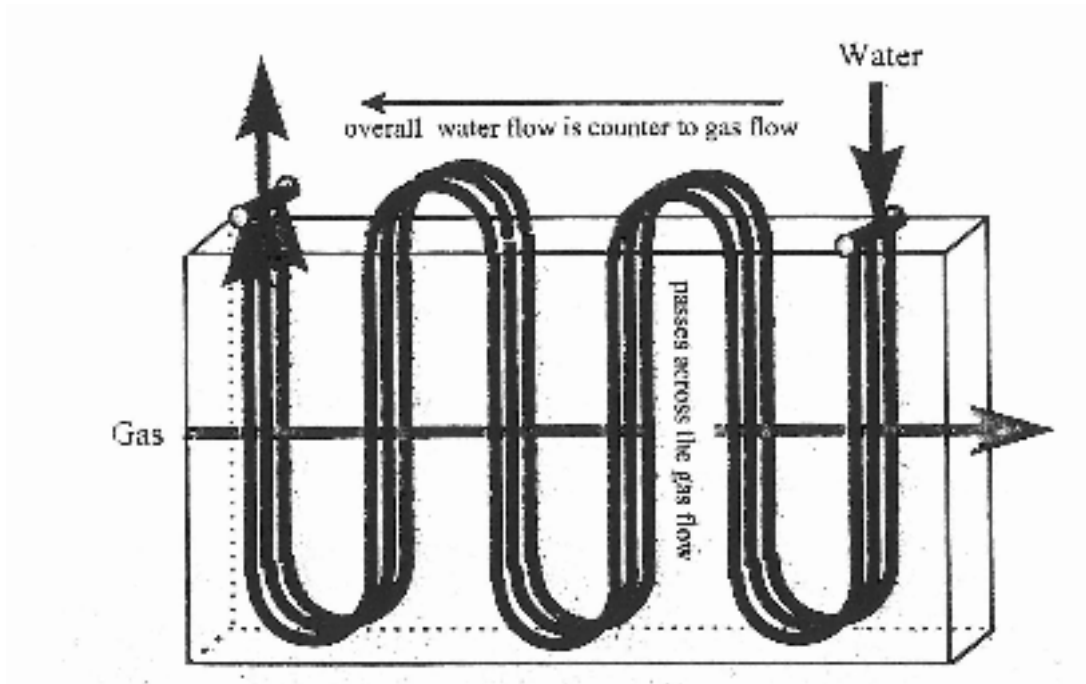
Atık ısı kazanları (HRSG), gaz türbinli enerji tesisleri için buhar kazanı görevi görür. Atık ısı kazanının amacı; gaz türbininden elde edilen egzoz enerjisini, kullanılabilir buhar enerjisine dönüştürmektir. Egzoz gazı, ısı girdisi olarak kullanıldığı bir işleme sokulduktan sonra kazanda elde edilen buhardan, elektrik üretmek amacıyla buhar türbinine gönderilerek veya proseste buhar enerjisine ihtiyaç duyulan noktalara gönderilerek ısı girdisi olarak yararlanılmaktadır.

Bir atık ısı kazanı, sıcak egzoz gazının, buhar ve suyu borularda ısıttığı bir dizi konvektif ısı dönüştürücüsü içerir. Atık ısı kazanlarında genellikle kullanılan ısı dönüştürücü türleri: ekonomizörler, evaporatörler ve kızdırıcılardır. Bir atık ısı kazanı aynı zamanda kanal brülörü, gaz alıcı , seçici katalitik indirgeme (SCR) modülleri ve baypas kanalları ve/veya boruları gibi ek donanımlara sahip olabilir.

4.2.1.1 Ekonomizörler

Ekonomizör, sıvıyı, sıcak gazı bir ısı kaynağı olarak kullanarak yüksek bir sıcaklığa (genellikle doyma sıcaklığının hemen altındadır) kadar ısıtan bir ısı dönüştürücüsüdür. Yani, bu ekonomizör ile beslenen evaporatör, suyu buhara çevirmek için gaz akışında bulunan mevcut enerjinin çoğunu kullanabilir, yüksek kalitedeki enerji kullanımının aksine, bahsedilen enerji “Pinch Point” olarak bilir, suyu ısıtmak için kullanılır. (Pinch Point : Egzozdan geçen HOT GAS sıcaklığı ile evaporatör girişindeki ıslak buhar sıcaklığı arasındaki farktır.)

Bir ekonomizör, genellikle kanatçıklı (finli) ısı transfer yüzeylerine sahiptir. Yatay atık ısı kazanlarında boruların termal genişlemesine olanak sağlamak için ekonomizör sadece en üstten desteklenir. Borulardan gaz akışının gerçekleştiği yerlerde ısı transfer yüzeyleri genellikle çapraz ters akışa göre düzenlenmiştir, ama akan suyun toplam akışı, gaz akışının tamamen tersi bir yöndedir. Çapraz ters akışlı bir ısı dönüştürücüsünün genel konsepti, Şekil 4.24’de gösterilmiştir.



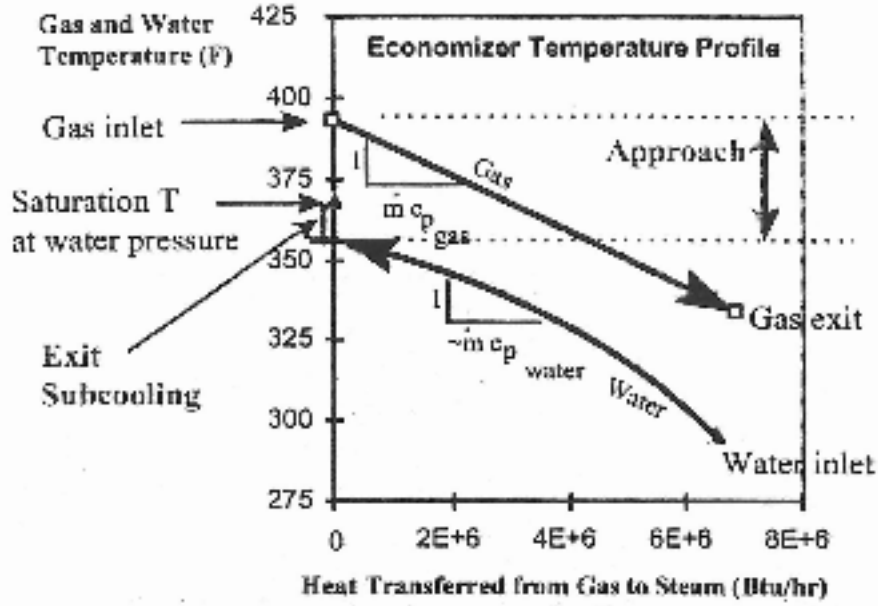
Şekil 4.24 Bir ekonomizör için çapraz ters akış düzeni

Bu çapraz ters akış tasarımının çok sayıda varyasyonu bulunur, bazılarında su, bir sonraki aşamaya geçmeden önce borunun içinde aşağı doğru hareket eder. Varyasyonları belirleyen öğeler; alanın optimizasyonu, maliyet, yüzey alanı, termal performans, azalan basınç düşüşleri, atık ısı kazanı tedarikçilerinin tasarımı ve üretim pratikleridir.

4.2.1.1.1 Ekonomizör Performansı

Şekil 4.25, bir ekonomizörün gaz ve su kısımlarındaki (sıcaklık – ısı transferi) sıcaklık profilini gösterir. Bu şekil, ekonomizör performansının en önemli parametresini detaylı olarak anlatır, ki bu parametre; su çıkışındaki kaynama altı soğutma (subcooled) miktarıdır. Kaynama altı soğutma, ekonomizörün çıkış basıncındaki su çıkış sıcaklığı ve suyun doymuş sıcaklığı arasındaki farktır. Kaynama altı soğutma ne kadar düşük olursa, ekonomizör o kadar verimli olur. Ayrıca kaynama altı soğutma düştükçe, tasarlanan çalışma koşulları dışındaki durumlarda gerçekleşebilecek olan ekonomizörün “buhar üretimi” olasılığı artar. Ekonomizörün çıkış sıcaklığı, doymuş sıcaklığa ulaştığında buharlaşma da gerçekleşir. Buhar üreten ekonomizörler ise; erozyon, gerilim ve ekonomizörle ilgili operasyonel problemlere yol açabilirler. Genellikle, buhar üretimi koşullarında uygun bir değer yakalayabilmek amacıyla ekonomizörler 10-20 Fahrenheit kaynama altı soğutma noktasına göre tasarlanmışlardır.

Alternatif olarak, bazı atık ısı kazanları, ekonomizörlerini, dom basıncından daha yüksek basınçlarda çalıştırırlar. Bu durum, dom ve ekonomizör arasına bir valf koyularak da sağlanabilir. Bunun sonucu olarak buharlaşma, ekonomizörler yerine valfte oluşacaktır.

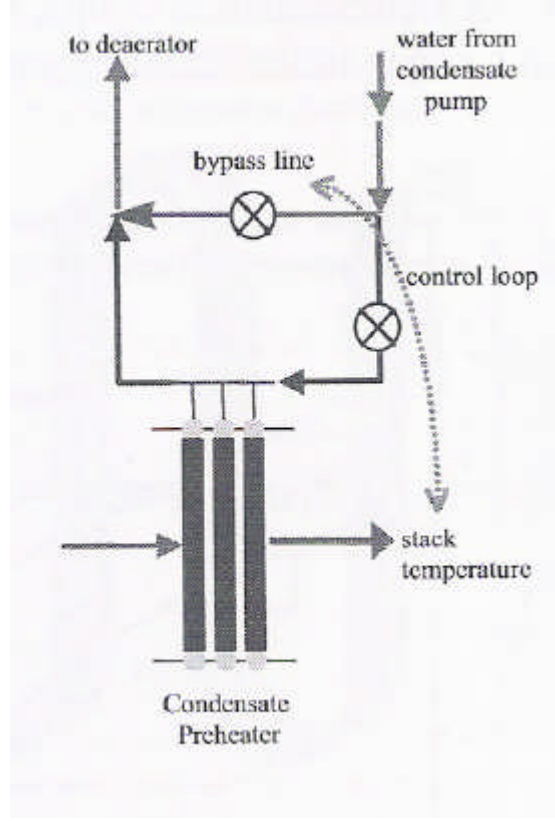


Şekil 4.25 Ekonomizör sıcaklık profili

4.2.1.1.2 Ekonomizörler ve Korozyon

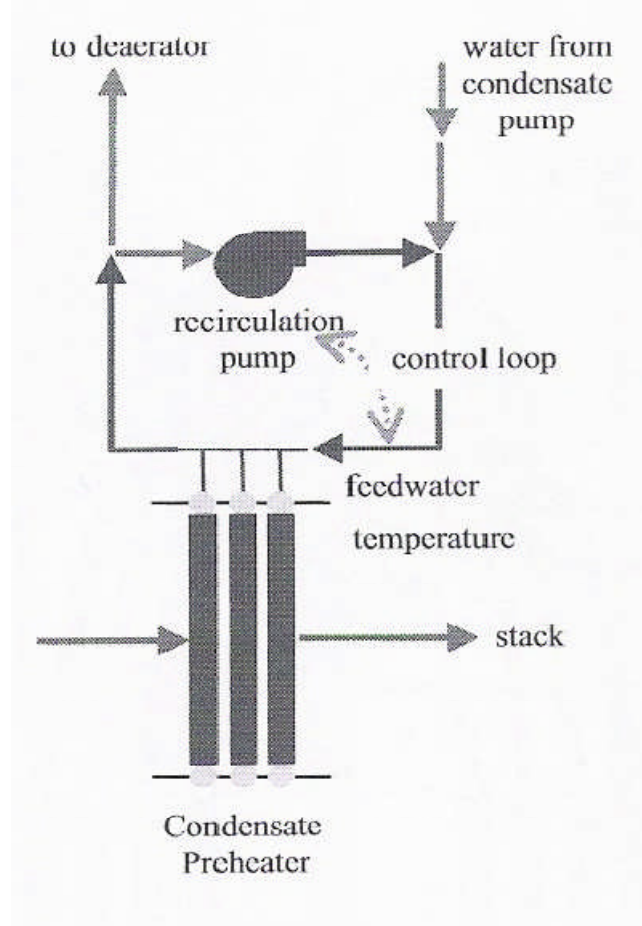
En düşük basınçlı evaporatör veya gaz alıcıyı besleyen ekonomizör, genellikle atık ısı kazanının gaz kısmındaki ısı dönüştürücü donanımın son parçasıdır. Bu nedenle atık ısı kazanının en düşük gaz sıcaklıklarını görür. Bu nedenle de asitlerin, asit çığ noktalarının altına düşüşü ile birlikte asitler (sülfürik asit, , gibi) boru duvarları üzerindeki egzoz gazında yoğunlaştığında oluşabilecek korozyondan ekonomizörün etkilenmeyeceği şekilde bir devre tasarlamak önemlidir. Bu korozyon sorunu, kombine çevrimler için uygulamalı bir tasarı limiti oluşturur. Egzoz gazı çok nadiren bu değerin; doğalgaz ile çalışan devreler için 200 °F (94 °C) veya petrolle çalışan devreler için 300 °F (149 °C) altına düşmesine izin verir.

Kümedeki gaz sıcaklığı, egzoz gazının asit çığ noktası sıcaklığının altına düşebilirse, en düşük sıcaklıktaki ekonomizör, bir baypas hattına sahip olabilir (Şekil 4-24). Bu da; alternatifli yakıtlarla (doğalgaz kesildiğinde dizel yakıt veya petrol ile çalışma gibi) çalışan bir sistem tasarlandığında ekonomizörün tamamen baypass edilerek atlanmasını sağlar.



Şekil 4.26 Korozyon kontrolü için ekonomizör baypası

Atık ısı kazanları genellikle, ekonomizör girişindeki en düşük su sıcaklığı, asit çığ noktasının altına düşmeyeceği şekilde tasarlanırlar. Bunun nedeni de ekonomizör borularındaki dış ısı transferi direnci, iç dirençten çok daha yüksektir ve bu nedenle boru yüzeyindeki gaz sıcaklığı, boruların içindeki su sıcaklığına çok yakındır. Bu tasarımlar, istenilen sıcaklığı elde etmek için ekonomizör çıkışındaki veya gaz alıcısındaki sıcak suyu, ekonomizörün girişindeki suya karıştırır (Şekil 4.27). Böylece içerideki gaz sıcaklıkları (boru duvarlarında) asit çığ noktasının üzerinde kalır. Bu tasarım, suyu yönlendirmek için devridaim pompası kullanımı gerektirir.

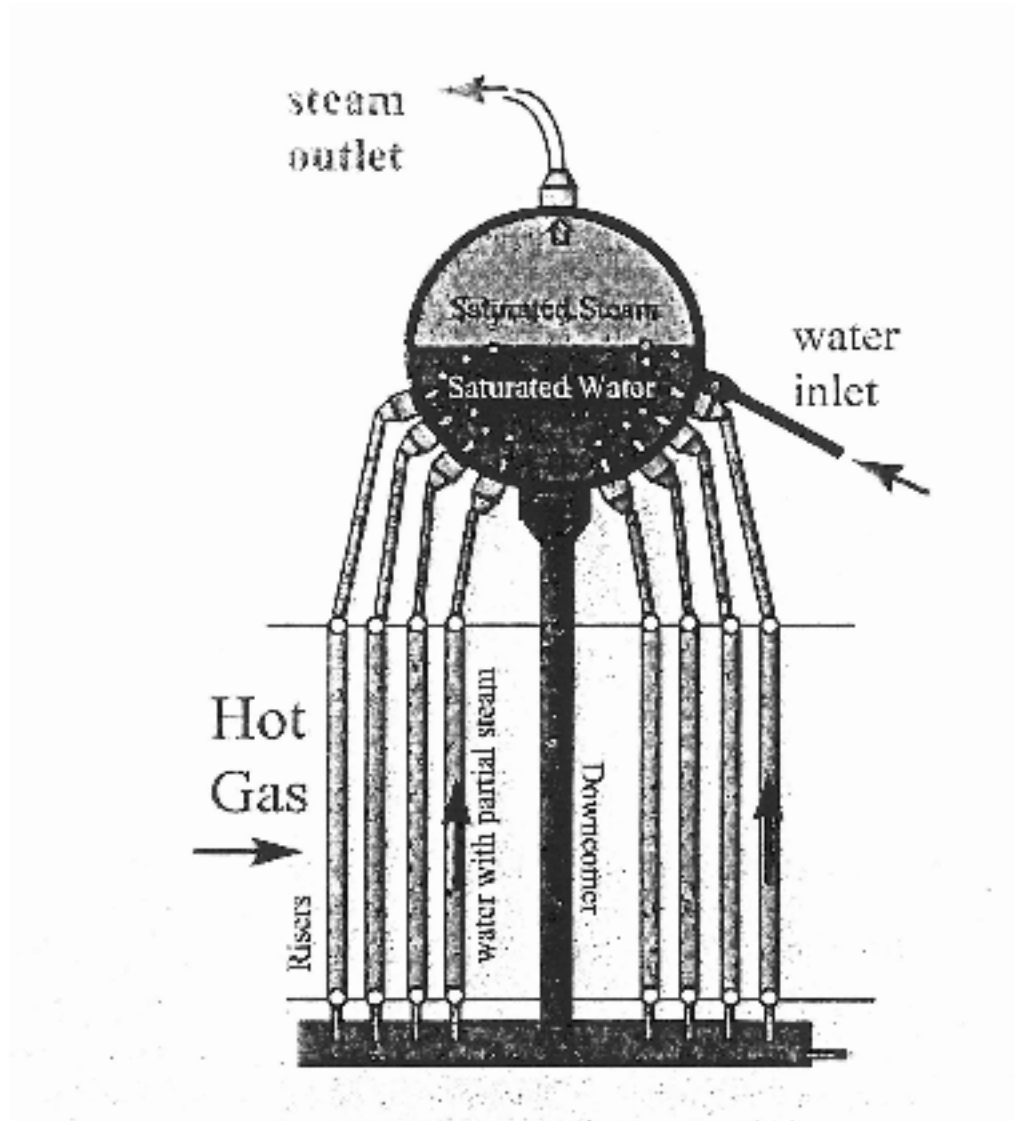


Şekil 4.27 Korozyon kontrolü için ekonomizör devirdaimi

4.2.1.2 Evaporatörler

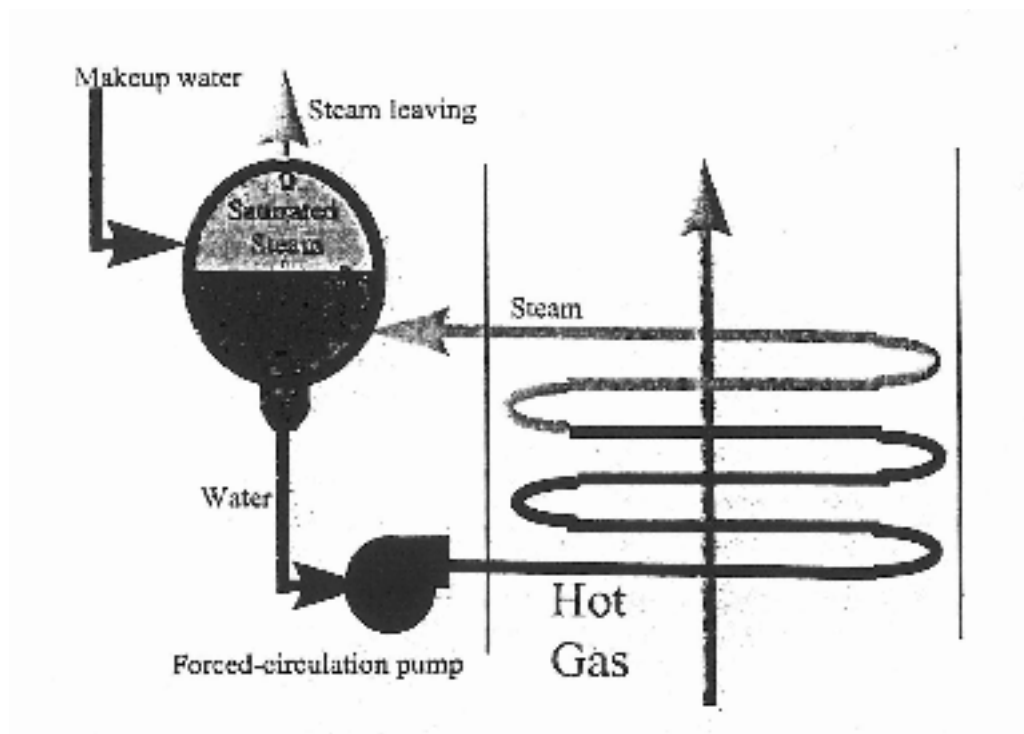
Bir evaporatör, sabit bir basınçta suyu kaynatmak için gaz türbininden egzoz gazını kullanan bir ısı dönüştürücüsüdür. Doygunluk koşullarında buhar domu, buhar ve su içerir. Doğal sirkülasyonlu kazanlarda, (Şekil 4.28) su, düşey su borusu olarak tanımlanan borularla domdan aşağı akar. Suyun sıvı halde kaldığından emin olmak için, düşey su boruları, sıcak gaz buharının dışında tutulmalıdır. Düşey su borularındaki suyun yüksekliğine bağlı olarak düşey hattaki buhar/su karışımının yoğunluğu da azalır, böylece doğal sirkülasyon için güç sağlanmış olur.

Suyun, sıcak egzoz gazından çıkan ısı enerjisini absorbe ettiği yerde dűşey su borularından gelen su, dűşey hatlara giriş yapar ve kısmi olarak buhara dönüşűr (kűtle olarak %5-15). Buhar, borulardaki sudan daha hafiftir ve buhar domuna geri yükselir. Buhar domunda, yerçekimi kuvveti; buharı, doygunlaşmış sudan ayırır. Buhar, çevrimdeki bir sonraki donanımaya geğer, çevrim düzenine bağlı olarak bu donanım bir kızdırıcı, gaz alıcı veya bir buhar tűrbini girişı olabilir.



Şekil 4.28 Doğal sirkűlasyonlu evaporatűr

Avrupa kıtasında, cebri sirkülasyonlu kazanların, dikey atık ısı kazanları ile birleştirilerek kullanımı (Şekil 4.29), yukarıda anlatılan doğal sirkülasyonlu kazanlardan daha yaygındır. Dikey atık ısı kazanının daha yaygın olmasının bir nedeni, yer sınırlamasıdır. Diğer nedeni ise, çevrim tasarımcılarının sanata olan inançları ve mühendislik uygulamalarındaki deneyimlerine daha çok önem vermeleridir. Farklı tasarımlar arasında çok önemli performans farklılıkları olmaması nedeniyle, Avrupalı ve Amerikalı üreticiler, genellikle birbirine yakın tasarım pratikleri uygularlar.

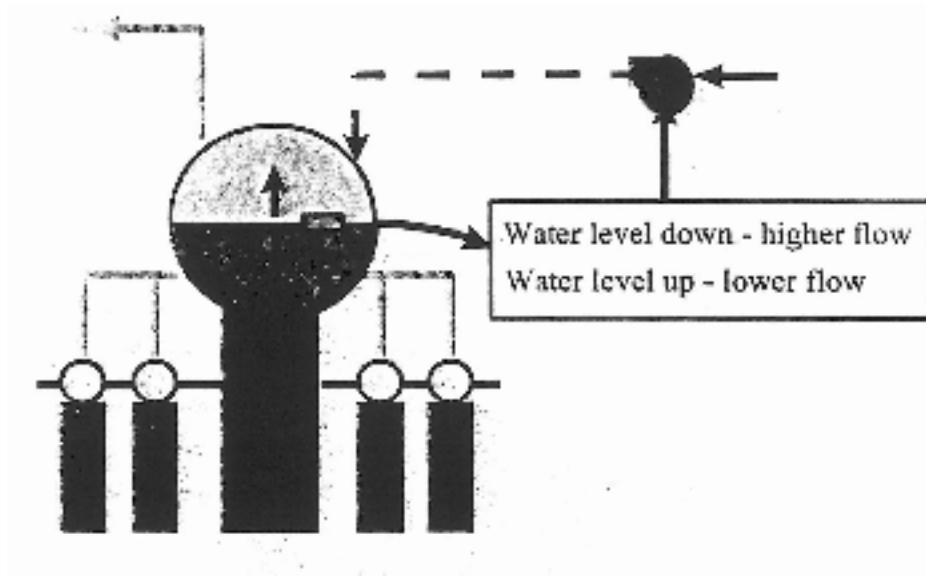


Şekil 4.29 Cebri sirkülasyonlu (yatay) evaporatörler

Cebri sirkülasyonlu kazanlarda, suyun ısı değişim borularına akmasını sağlayan bir pompa vardır. Borulardan geçen suyun debisini pompanın kendisi kontrol eder. Borulardan çıkan suyun tipik buhar fraksiyonu, bu kazanlar için %10-25'tir.

Tesisin kontrol sistemi, buhar domunda sabit seviyeli su elde etmek için tasarlanmıştır. Evaporatör daha fazla buhar ürettiğinde (gaz sıcaklığı veya akış oranındaki bir artış veya düşük dom basıncına bağlı olarak), domdaki su seviyesi de düşecektir. Ardından kontrol

sistemi, debiyi artırmak için evaporatördeki suyu besleyen pompayı zorlar, böylece domdaki su seviyesi uygun hale getirilir (Şekil 4.30). Bu kontrol döngüsü doğrultusunda, tüm devreye göre evaporatörler buhar ve su akışını ayarlar. Devreyi anlamak adına bu, önemli bir konsepttir: evaporatörün üst tarafına bağlı olan ekonomizörler ve evaporatörlerin alt tarafına bağlı kızdırıcılar doğrultusunda debi, evaporatör boyunca ayarlanır.

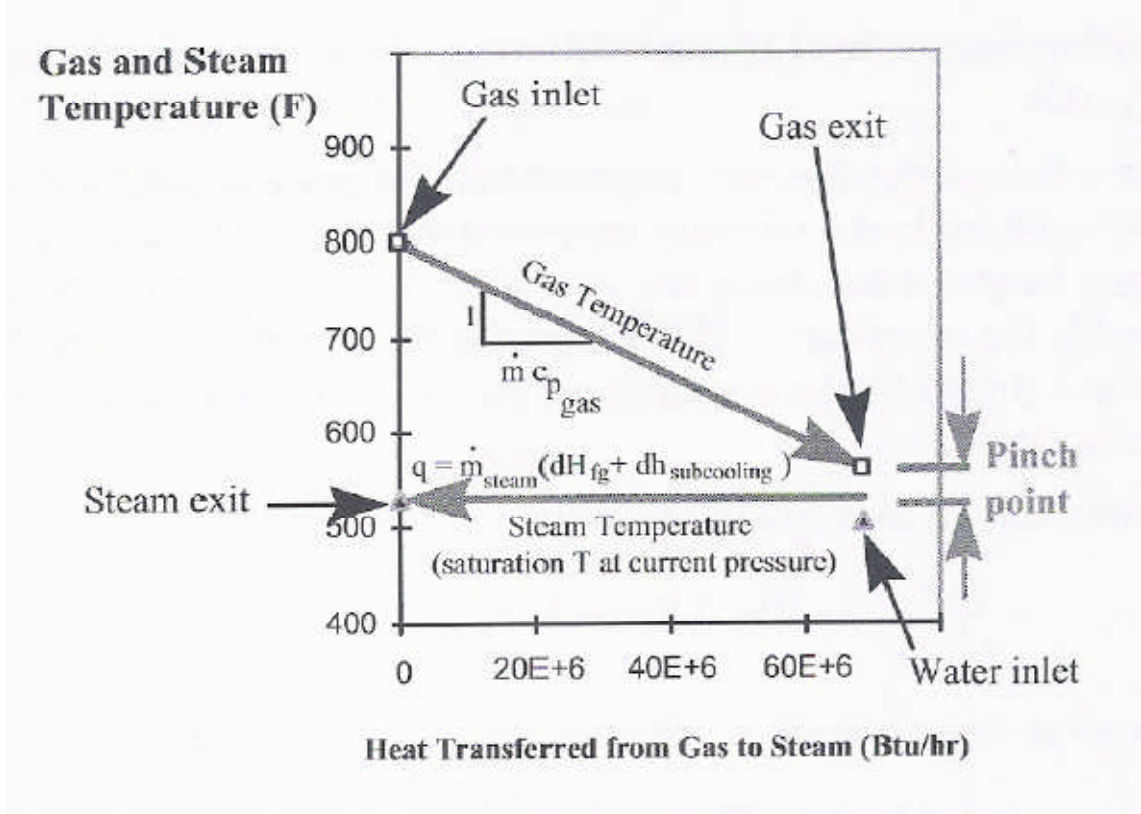


Şekil 4.30 Evaporatör akış kontrol döngüsü

Bir valf ile aşağı akım donanımından ayrıldığında evaporatör basıncı bir kontrol sistemi ile ayarlanır veya aşağı akım donanımına karşı basınç yapılarak belirlenir, bu da genellikle buhar türbini kısma valfi ve ek olarak aşağı akım borularındaki basınçtır. Devre tasarımına bağlı olarak, buhar türbinindeki buhar kısma valfi basıncı (ve buna bağlı olarak dom basıncı) sabit tutulabilir veya buhar debisine bağlı olarak değişiklik gösterebilir. Belirtilen ikinci durum, değişken basınçlı operasyon olarak adlandırılır ve genel olarak, tasarım dışı çalışma koşullarında yüksek kombine çevrim verimliliği sağlar. Buhar türbini akış alanları, çevrim dizayn noktalarında optimum bir kısma valfi basıncı oluşturmak için boyutlandırılırlar.

4.2.1.2.1 Evaporatör Performansı

Şekil 4.31, Gazdan suya gerçekleşen ısı transferinin bir fonksiyonu olarak evaporatörün gaz ve su kısımlarındaki sıcaklık profilini göstermektedir. Şekilde ise evaporatör performansının bazı önemli yönleri gösterilmiştir.



Şekil 4.31 Evaporatör için sıkıştırma diagramı

Şeklin üst kısmındaki çizgi, gaz sıcaklığını temsil eder. Sıcak gaz, evaporatöre girer ve sıcaklığını düşürerek yükseltici boru hattından geçer ve evaporatörü terk eder. Gazın debisi ve özgül ısı, gaz hattındaki eğimi belirler.

Evaporatör Kısmi Gaz Enerji Dengesi,

$$Q = w_{gas} c_{p_{gas}} \Delta T_{gas} \quad (4.44)$$

Bu denklemde;

Q : Evaporatör ısı transferi oranıdır.

W_{gaz} : Egzoz gazı kütle akış oranıdır.

Cp_{gaz} : Egzoz gazı özgül ısı'sıdır.

ΔT_{gaz} : Egzoz gazındaki sıcaklık değişimidir.

Eğim şu şekilde hesaplanabilir,

$$Eğim = \frac{-1}{w_{gas}Cp_{gas}} \quad (4.45)$$

Bunun nedeni de diagramda X ekseninde Q (Transfer edilen ısı) ve y ekseninde de sıcaklık yer almaktadır.

Diagramın alt çizgisi, buhar sıcaklığını temsil eder. Çünkü su, sabit bir sıcaklıkta kaynar ve çizgi yataydır. Buhar çizgisinin yatay uzunluğu, evaporatörde üretilen buhar ile doğru orantılıdır. Bunun nedeni de evaporatör ile egzoz gaz akışından alınan enerjinin, buhar-yüzey enerji denge denklemi tarafından yönetilmesidir.

Evaporatör Buhar – Yüzey Enerji Dengesi:

$$Q \approx w_{steam}(h_{fg} + h_{subcool}) \quad (4.46)$$

Bu durumda,

w_{buhar} : Evaporatördeki buhar üretim oranıdır.

h_{fg} : Buharın buharlaşma ısısıdır.

$h_{subcool}$: Doymamış enerjidir. Doymamış suyu kaynama sıcaklığına ulaştırmak için verilmesi gerekli olan enerjiye eşittir.

Doymamış enerji, normal olarak buharlaştırma ısısının küçük bir yüzdelik kısmıdır (~%2).

Evaporatörün pinch sıcaklığındaki fark (Genellikle Pinch Point olarak adlandırılır), Egzozdan geçen Hot Gas sıcaklığı ile evaporatör girişindeki ıslak buhar sıcaklığı arasındaki fark olarak tanımlanır. Bu pinch point sıcaklığı, evaporatör çalışma basıncı ile birlikte, evaporatör tasarımında belirleyici olarak kullanılır. Pinch point sıcaklığı arasındaki fark devre tasarımcıları tarafından belirlenir. Belirlenen bu pinch point'e göre de atık ısı kazanı üreticileri, evaporatörün boyutlarını (yüzey alanı, tüplerin sayısı, tüplerin sırasını..vs) ayarlarlar.

Sonraki bölümler; çeşitli tasarım parametreleri, pinch point sıcaklığındaki fark, buhar basıncı ve gaz giriş sıcaklığındaki değişimler ile farklılaşan evaporatör performansını göstermektedir. Değişikliklerle ilgili teori, pinch point diyagramındaki çizgilerin değişikliklerini analiz ederek belirlenebilir.

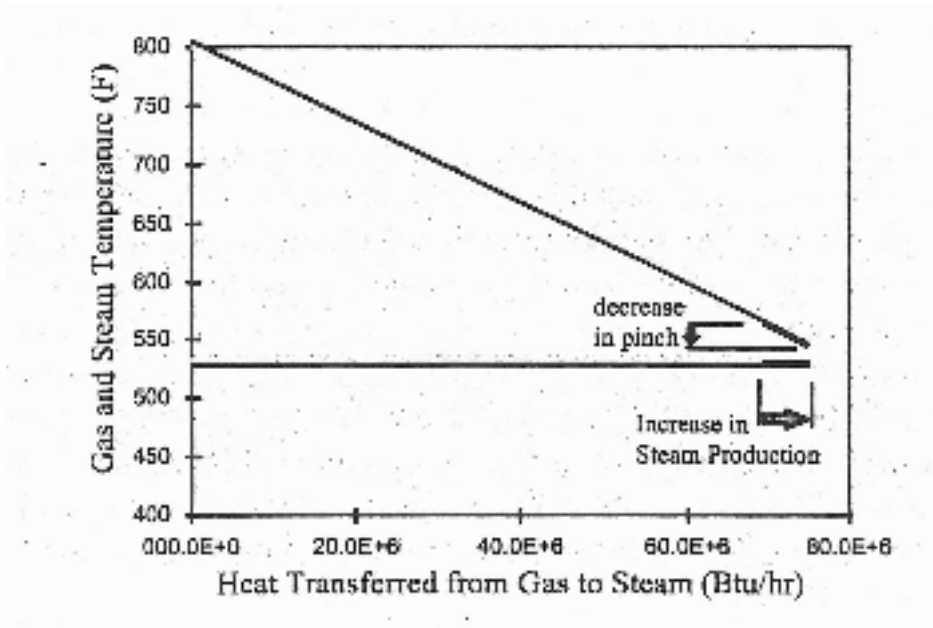
4.2.1.2.2 Buhar Üretimi & Pinch Point

Tasarlanan pinch point'teki değişiklik etkisi, Şekil 4.32'de gösterilmiştir. Şekil, girişteki gaz sıcaklığının, girişteki su sıcaklığının, gaz akışının ve evaporatör basıncının sabit kaldığını varsayar. Diagramdaki çizgilerin geometrisine bakınız. Pinch point'teki değişime bağlı olarak buhar üretiminde oluşacak değişiklik aşağıdaki şekilde gösterilmiştir:

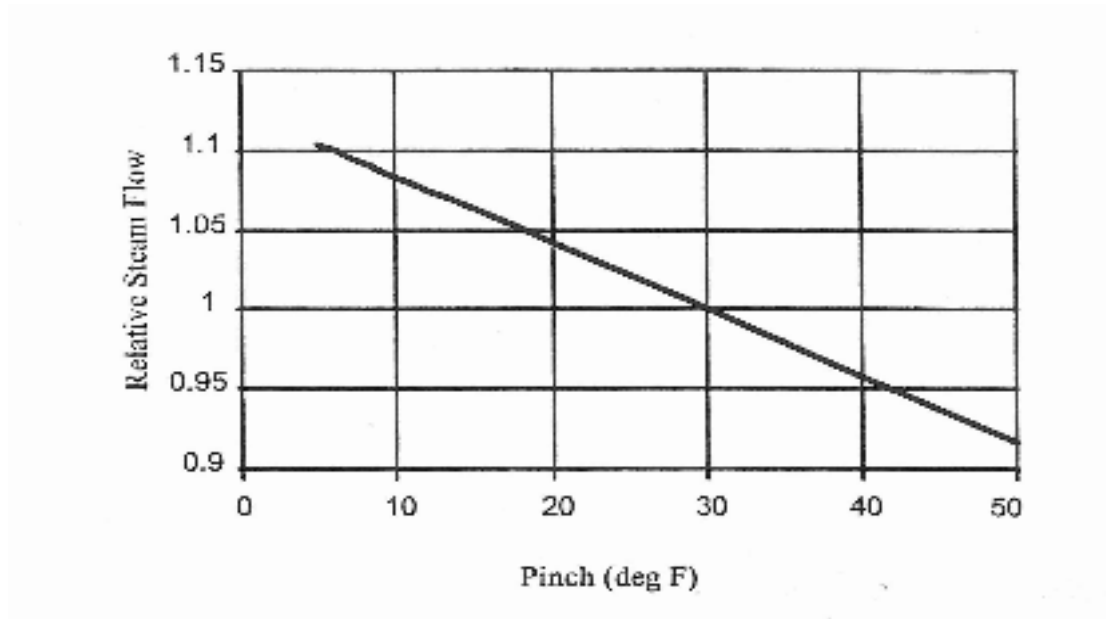
$\Delta \text{Buhar Enerjisi} = \Delta \text{Gaz Enerjisi}$

$$\Delta w_{steam}(h_{fg} + h_{subcool}) = w_{gas}Cp_{gas}\Delta Pinch \quad (4.47)$$

Bu nedenle, Pinch Point'teki bir değişiklik, buhar üretimindeki lineer değişimi ortaya çıkarır. Bu da Şekil 4.32'de gösterilmiştir.

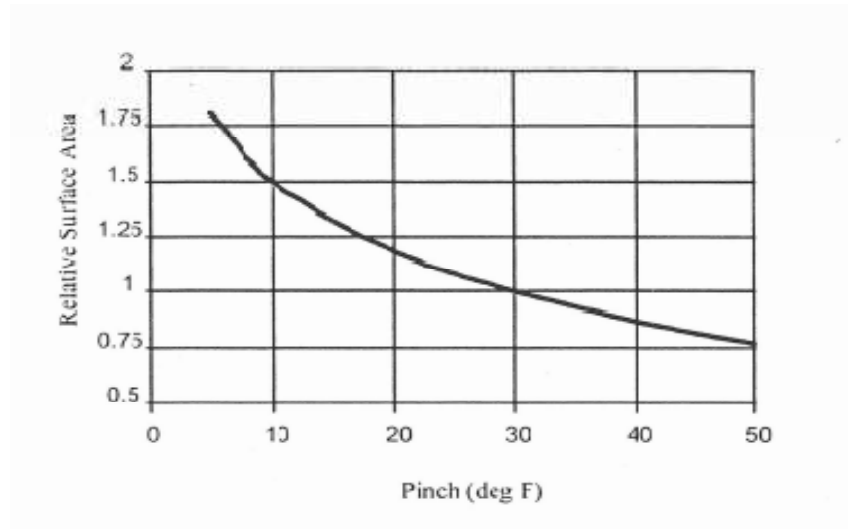


Şekil 4.32 Sıkıştırma diğramı – sıkıştırma sıcaklığındaki düşüşün etkisi

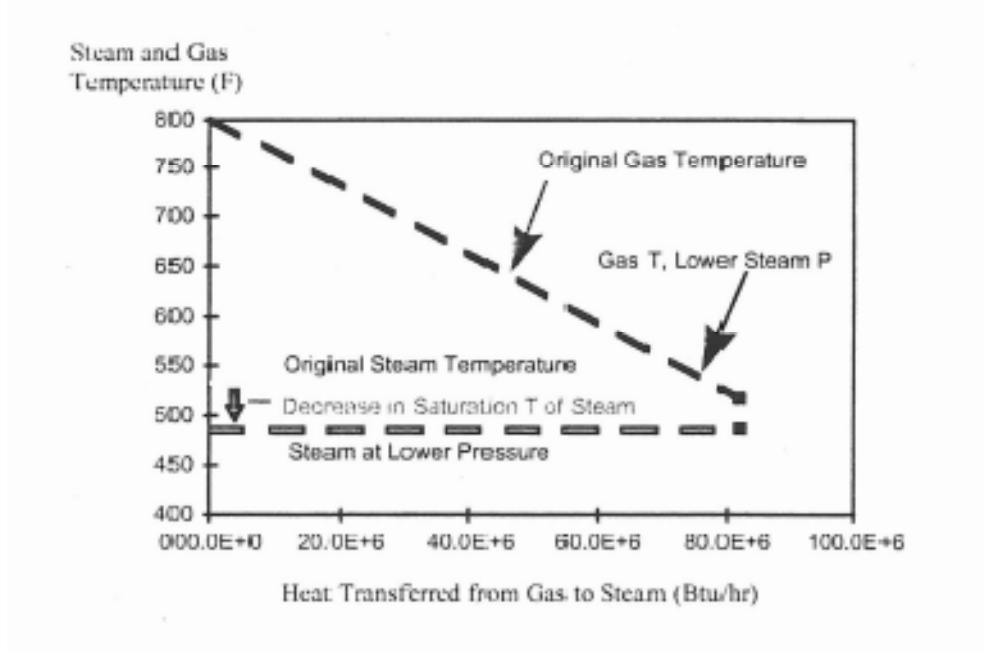


Şekil 4.33 Sıkıştırma sıcaklığının buhar üretimi üzerindeki etkisi

İstenilen pinch point sıcaklık farkı azaldıkça evaporatör alanı da genişleme ihtiyacı duyar (Şekil 4.34) ve evaporatördeki tasarlanan ısı transferi daha da büyür. İstenilen pinch point sıcaklık farkı sıfıra yaklaştığında, ısı transferi alanı sonsuza yaklaşır, sıcaklık farkı düşük olduğunda ısıyı transfer etmek daha da zorlaşır. Diğer bir deyişle bir yandan kazanırken diğer yandan fedâkarlık yapmak gerekir. Bu nedenle, çevrim performansını (buhar üretimi) arttırmak için düşük pinch point istenir ancak bu yatırım maliyetini arttırır. Evaporatörler için gerçekleştirilen yüksek ve orta basınçlı birçok tasarım, 10-40 °F (6-22 °C) arasında değişen pinch point sıcaklık farklarına sahiptirler. Düşük basınçlı evaporatörlerde, pinch point sıcaklığı arasındaki fark yüksektir, özelliklede tasarımcı birleştirilmiş gazalıcıya karar vermişse sıkıştırma sıcaklığı arasındaki fark dahada yüksek olur.

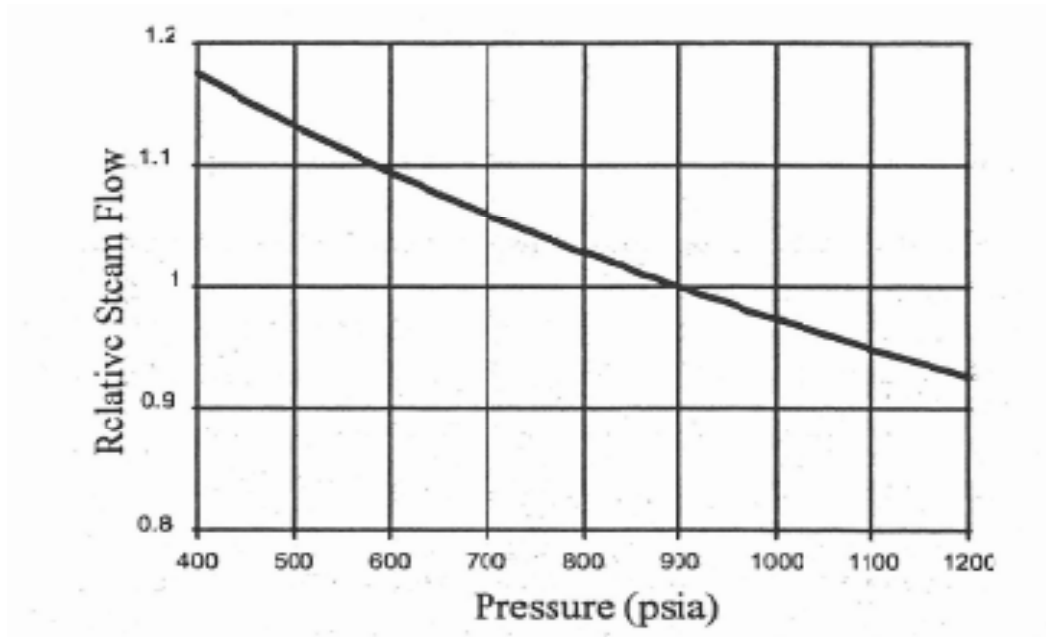


Şekil 4.34 Buhar üretimi ve buhar basıncı (evaporatör tasarımında)



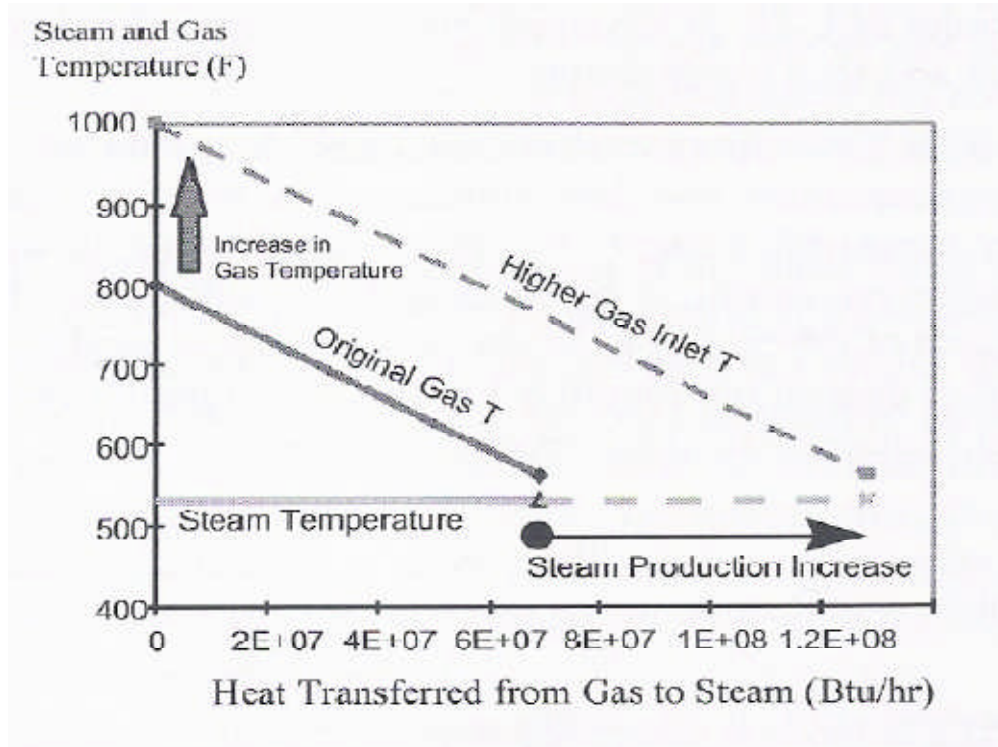
Şekil 4.35 Sıkıştırma diagramı – basınç değişimi etkisi

Şekil 4.35, pinch point sıcaklık farkı sabit tutulurken, buhar basıncı düştüğünde evaporatör performansında meydana gelen değişikliği göstermektedir. Ana değişiklik, düşük buhar basıncına bağlı olarak düşen buhar doygunluk sıcaklığıdır. Tasarlanan pinch point (var olan gaz sıcaklığı ve doygunluk sıcaklığı arasındaki fark) aynı kaldığı için çıkıştaki gaz sıcaklığı düşer ve buhar çizgisi uzunluğuna bağlı olarak buhar üretimi de yükselir. Denklem 4.45'e bakıldığında gaz çizgisi sabit kalırken gaza akış oranı ve C_p 'nin değişmediğini görebilirsiniz. Şekil 4.36 ise, 800 °F'deki giriş gazı için basınç aralığı üzerindeki etkileri göstermektedir. Bu şekildeki eğri, sıcaklığın bir fonksiyonu olarak doygunluk basıncı ve basınç arttıkça düşen, buharın buharlaşma ısı (Denklem 4.46) arasındaki ilişkinin lineer olmaması ile oluşur.



Şekil 4.36 Basınç değişiminin evaporatör buhar üretimi üzerindeki etkisi

4.2.1.2.3 Buhar Üretimi ve Gaz Giriş Sıcaklığı (Evaporatör Tasarımında)



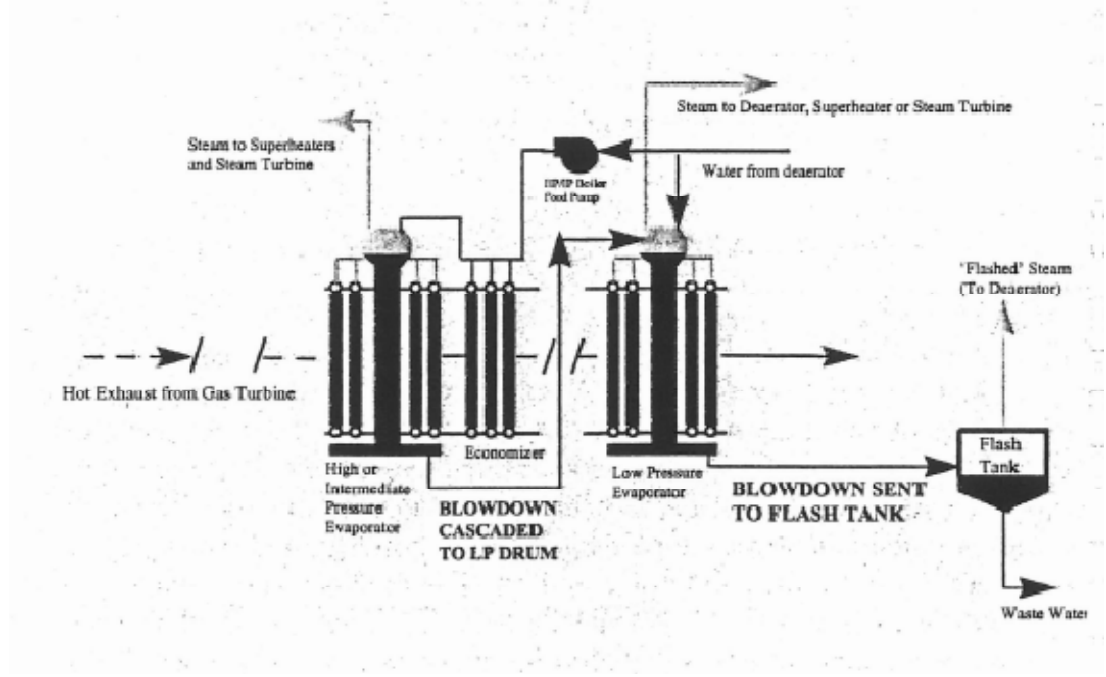
Şekil 4.37 Pinch point diagramı – girişteki gaz sıcaklığının etkisi

Şekil 4.37, gaz girişi sıcaklığı yükselince evaporatör performansında meydana gelen değişikliği göstermektedir. Tasarlanan pinch point ve buhar doyma basıncının (ve buhar doyma sıcaklığı) sabit kaldığını varsayarsak, tasarlanan çıkıştaki gaz sıcaklığı da sabit kalır. Onu bu sıcaklığa indirmek için gazdan daha fazla enerji elde edilmelidir. Bu durum dolayısıyla buhar üretiminin artmasına neden olacaktır. Buhar çizgisinin uzunluğunun önemli ölçüde artışına da dikkat ediniz. Son olarak, gaz akışı ve gazın özgül ısı, C_p , sabit kalırken, gaz çizgisinin eğimi de sabit kalmıştır. Bu durumda gösterilen büyük orandaki buhar üretimi artışı, gaz türbini egzozunun kanal brülörünü içermesi için bir sistem tasarlanarak elde edilebilir.

4.2.1.2.4 Kazan Suyu Blöfü

Su buharlaştığında, evaporatörde var olan buhar, suyun içinde çözülmüş herhangi bir katının çok az bir kısmı kadar fraksiyona sahiptir. Bu nedenle, neredeyse “saf” olan buhar domdan çıktığı zaman, bazı çözülmüş katılar içeren su içeri girerken ve yer değiştirirlerken evaporatör bu çözülmüş katıları tutar. Domdaki çözülmüş katıların miktarını su kalitesi sınırları (Amerikan Kazan Üreticileri Kurumu ve Amerikan Makine Mühendisleri Topluluğu gibi organizasyonlar tarafından belirlenen) içerisinde tutmak için, evaporatörler sürekli ve/veya periyodik kazan suyu blöfleri yapılmaktadır, bu sırada da hem buhar domundan (yüzey blöfü) hem de evaporatörün alt tarafından su alınır. Kazan suyu blöfü, üretilen buharın %1-2’si seviyesindedir, çalışma basıncına ve besleme suyu kalitesine bağlıdır.

Evaporatörden alınan su, tıpkı evaporatördeki doyma sıcaklığında olduğu gibi sıcaktır ve bu nedenle de yararlı enerji içerir. Tasarımcılar, besleme suyunu ısıtmak veya hava gidermek için kullanılan düşük basınçlı buharda olduğu gibi düşük basınçlı evaporatördeki blöfü basamaklandırarak ya da bir genleşme tankına göndererek bu enerjinin bir kısmını geri kazanırlar. Şekil 4.38, her iki iyileştirme seçeneğini de içeren, kısmi bir devre oluşumunu göstermektedir.



Şekil 4.38 Kazan suyu blöfü enerjisinin iyileştirilme opsiyonları

4.2.1.3 Kızdırıcılar

Kızdırıcı, Evaporatörden gelen doymuş buharın sıcaklığını, gaz türbininin egzozundan gelen sıcaklığı kullanarak daha yüksek bir sıcaklığa yükselten, Atık ısı kazanı içindeki bir ısı değişiricidir. “Kızdırılan” bu buhar daha sonra kazandan dışarı çıkarak buhar türbinini beslemek için veya bahar gerektiren harici işlemler (Santral sınırları içerisinde olmayan) için kullanılır.

Kızdırıcıdaki buhar debisi, evaporatör tarafından belirlenir, gaz debisi ise kızdırıcı içinde yer alan gaz türbini ile belirlenir, termal değişkenli kızdırıcı tasarımlarını kontrol eden (ısı dönüştürücüsünün alanını değiştirerek) kızdırıcının buhar çıkış sıcaklığıdır.

Kızdırıcıdan çıkan son buhar sıcaklığı, bir ya da daha fazla kriter ile sınırlandırılmıştır: buhar türbininde izin verilen maksimum sıcaklık; gaz türbini egzozunun sıcaklığı; kızdırıcı için seçilen boru materyali; veya harici bir sürece giren buhar için tercih edilen sıcaklık. Devrenin tasarlanan düzeninin dışındaki operasyon koşullarında, buhar

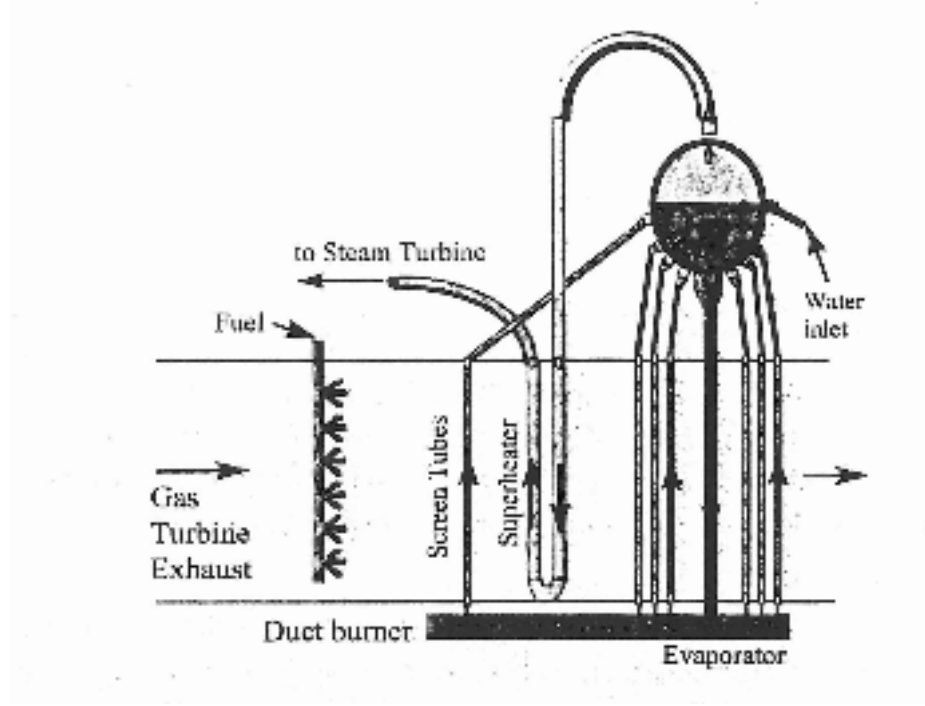
sıcaklığı değişir. Bu yüzden, bir devredeki en yüksek sıcaklığa ulaşan kızdırıcılar, boruların ve buharın sıcaklığını operasyon limitleri dahilinde muhafaza etmek için genellikle kademeler arası kızgın buhar soğutucusu bulundurur.

Ekonomizörler gibi kızdırıcılar da normalde kanatlı (finli) borular kullanan çapraz-ters düzendedirler. Burdaki donanımın dizayn kriterlerinden bazıları şunlardır: borular arası mesafe, boru çapı, kanat uzunluğu, ve boru duvarı kalınlığı.

İzin verilen minimum boru et kalınlığı, ASME ve diğer kazan standartları ile belirtilir. Boru duvarlarını daha kalın yapmak çok gereken bir iyileştirme sağlamamakla birlikte daha kalın olan borular, tesisin termal döngüsü içinde (açma/kapatma ve yük değişimi) borunun en içindeki ve en dışındaki parçaların değişen genleşme oranlarına bağlı olarak gerçekleşen çatlamalara karşı daha yüksek bir dayanıklılık sağlar.

Buhar ve gazdaki basınç düşüşü ile ilişkili olan performans etkileri ile yatırım maliyeti değişimi (yüzey alanı) eş zamanlı olarak gerçekleşirken, çevrim tasarımcısının tercih ettiği kızdırıcı çıkış sıcaklığı ile uyumu sağlanmaya çalışılırken borular arasındaki mesafeler, çap ve kanat çapı, atık ısı kazanı tasarımcısı için değişkendirler. Örneğin, tasarımcı, büyük çaplı borular kullanarak buhar basınç oranı düşüşünü azaltabilirken, tüpler arasındaki mesafeyi artırarak gaz kısmındaki basınç düşüşünü azaltabilir, ama maliyetler ve atık ısı kazanı ebatları ve yer gereklilikleri artacaktır.

Bazı birleşik üretim (kojenerasyon) tesisleri, kızdırıcıdan önce çok miktarda kanal brülörü içerir. Bu da kızdırıcıda yukarı yönde kazandakine benzer bir sıcaklık üretir ve ısımayla ısı transferi etkileri önemli hale gelir. Kızdırıcı tasarımında pahalı egzotik materyaller kullanımını önlemek ve radyasyondan korunma sağlamak için bazı tasarımcılar, kızdırıcının önüne evaporatörden bir veya iki sıra çıkıntı ekler (su duvarı boruları olarak da bilinirler) (Şekil 4.39). Suyun ısı transferi buhardan daha iyidir, bu nedenle metal sıcaklığı su duvarı borularının içinde, kızdırıcı borularının içindekinden çok daha az olacaktır.



Şekil 4.39 Kızdırıcıyı koruyan su duvarı boruları

4.2.2 Kanal Brülörü

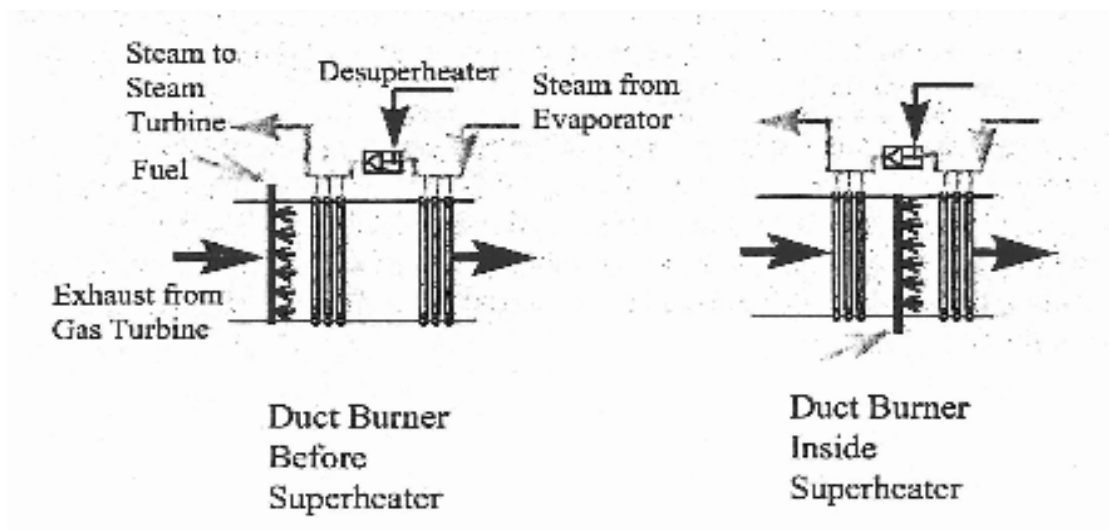
Kanal brülörü, gaz sıcaklığını yükseltmek için atık ısı kazanı boyunca geçen egzoz gazındaki yakıtı yakar ve bu nedenle buhar üretimi artar. Bu da tesisin performansında büyük bir esneklik yaratır, gaz türbini egzoz enerjisinin miktarı ile maksimum buhar üretimi oranını da ayarlar. Kanal brülörleri, genellikle birleşik üretim veya bölgesel ısıtma (ısı ve enerjinin birleşimi) uygulamalarının yapıldığı tesislerde görülür. Bunun nedeni de istenilen buhar veya sıcak su akışını talebe göre ve bu tesislerde bir gereklilik olan elektrik enerjisi talebinden bağımsız olarak üretebilme imkanıdır.

Kanaldaki yanma, çoğu kombine çevrim santrallerinin çevrim verimliliğini genellikle azaltmasına rağmen, kanal brülörleri, direkt olarak güç bazlı kombine çevrimlerde yaygın hale gelmektedirler. Bunun nedeni ekonomik bir varlık olan ek gücü santralden en yoğun saatler’de (pik yük saatleri) tesisi azami miktarda yükleme (tam yük) yeteneği sağlamasıdır. Bu da kombine çevrim santrallerinin tasarımındaki birincil kriterin verimlilik değil kâr olduğunu vurgulamaktadır. Ayrıca bu tesisin inşası için

ihaleyi kazanan kişinin taahhüdü içinde yıl boyunca belirli bir enerji miktarı da “garanti edilmiş” olabilir. Sıcak günlerde düşen gaz türbini ve çevrim gücü üretimi gibi, sıcak günlerde garanti edilen gücü elde etmek için atık ısı kazanının ateşlenmesi de gerekebilir.

Kanal brülörleri, egzoz gazının sıcaklığını, hemen hemen istenilen tüm sıcaklıklara çıkarabilmek için tasarlanmıştır. Çıkış sıcaklığı belirli bir değere ulaştığında ($1500^{\circ}\text{F} = 815^{\circ}\text{C}$ civarında), brülör, daha çok “kazanın” bir parçası haline dönüşür, bu oluşum; ısı transferinin önemli bir modu haline gelen radyasyon sayesinde gerçekleşir. Su soğutmalı duvarlar, daha sonra yanma bölgesinde atık ısı kazanının yan tarafı boyunca gerekli olabilir ve / veya evaporatör su duvarları da; çok yüksek sıcaklıklardan kızdırıcı borularını korumak için ilk kızdırıcıdan önce gerekli olabilir. Genellikle maksimum egzoz gazı sıcaklığı 1300°F (700°C) altı ile sınırlıdır bu nedenle özel tasarlanmış özellikler gerekmez.

Bir kanal brülörü, atık ısı kazanı boyunca gaz akışını çaprazlama geçen küçük brülörlerin elektrik şebekesini de içerir. Elektrik şebekesi genellikle gaz türbininin egzozu ve ilk kızdırıcı arasındaki bağlantı bölmesinde yer alır. Kanal brülörünün diğer bir tipik yerleşimi ise, ilk set kızdırıcıların ortasıdır (Şekil 4.40).



Şekil 4.40 Tipik kanal brülörü yerleşimleri

Bir kanal brülörü gerekli olduğunda, elektrik şebekesinin içindeki brülör dizileri çalıştırılır. Kurulan herhangi bir kanal brülörü için, sönme veya kazanın boşaltılması gibi yanmaya bağlı nedenlere bağlı olarak izin verilen minimum yakıt tüketim limitleri bulunmaktadır. Maksimum yakıt akışı aynı zamanda izin verilen maksimum yanma sıcaklığı ile sınırlandırılabilir.

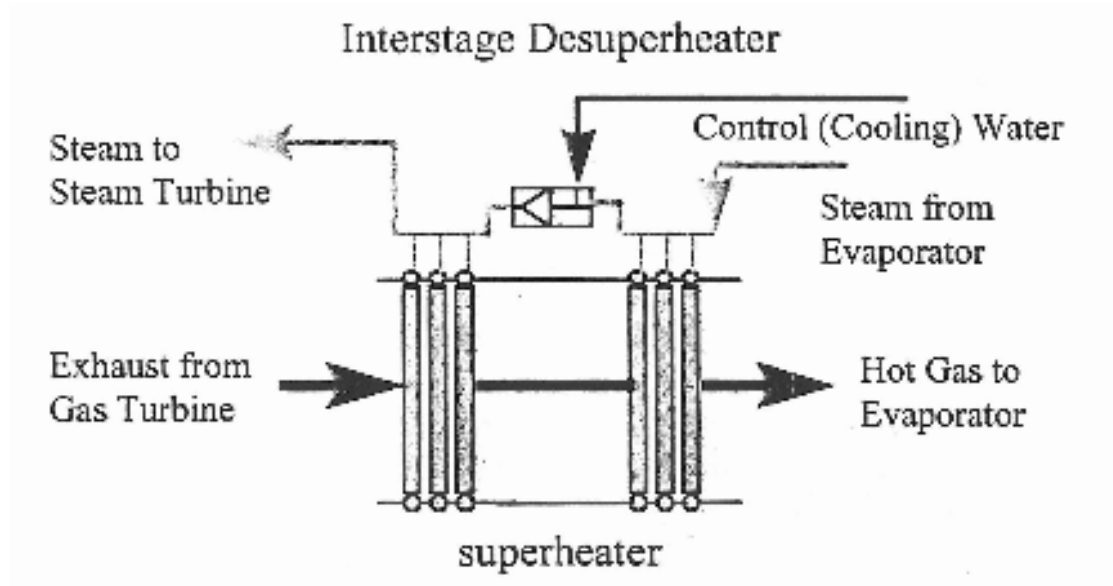
Hem doğalgaz hem de akaryakıt, kanal brülörünü ateşleyebilir. Brülör genellikle gaz türbini için aynı yakıtı kullanır ama bu her zaman geçerli değildir. Örneğin, kanal brülörleri genellikle kimyasal tesislerin kullanmaları gereken hidrojende olduğu gibi gazsız yanma gerçekleştirir. Bu yakıtların bazılarını gaz türbininde yakmak çok riskli ve zordur, ayrıca birçok garantiyi geçersiz kılabilir. Kanal brülörü, yanmayı tamamlamak için yeterli oksijenin olduğuna emin olmak için ek ortam havası sağlamak amacıyla fanlarla donatılabilir.

4.2.2.1 Kızgın Buhar Soğutucusu

Kızgın buhar soğutucusunun amacı, buhar sıcaklığını, izin verilen bazı maksimum sıcaklıkların altında tutmaktır. Bir kızgın buhar soğutucusu, buhar türbini veya son atık ısı kazanı kızdırıcı borularını çok yüksek sıcaklıklardan korumak için donanım koruyucu içerebilir. Kızgın buhar soğutucusu, soğutucu sıvının (genellikle su) kontrol akışına karışarak buharı soğutur.

Termodinamik olarak ise bir kızgın buhar soğutucusu, çevrim performansına zarar verir çünkü sıcak ve soğuk ısıyı karıştırmak, çok büyük bir “ekserji” veya “termodinamik uygunluk” kaybı ortaya çıkarır. Genellikle çevrimin tasarım koşulları çok küçük kızgın buhar soğutucu akımları içerir; sadece çok ekstrem çalışma koşullarında kullanılmalıdır.

Kızgın buhar soğutucuları, genellikle son kızdırıcıların bölümleri arasında veya birleşik üretim çevriminden (bir “ana buhar sistemi”) işlenmiş buhar elde eden tesislere giden boru hatlarında yer alırlar (Şekil 4.41). Kızgın buhar soğutucusunun su püskürtmesinin genellikle buhar türbinine taşınmasına izin verilmez ve bu nedenle kızgın buhar soğutucusu, genellikle son kızdırıcıdan sonra yerleştirilmez.



Şekil 4.41 Kademeler arası kızgın buhar giderme

4.2.3 Atık Isı Kazanı Verimliliği ve Etkinlik

ANSI / ASME Performans Test Kodu. PTC 4.4-1981, atık ısı kazanı performansının iki parametresini; verimlilik ve etkinlik olarak tanımlamaktadır. Verimlilik, egzoz gazı, kanal brülörü yakıtı ve diğer kaynaklar aracılığıyla atık ısı kazanına giren toplam enerji ile bölümlenen “işlenen sıvı (buhar / su)” ile absorbe edilen toplam ısı enerjisi olarak tanımlanır. Etkinlik ise; atık ısı kazanındaki gaz tarafından açığa çıkarılan gerçek enerjinin, olası en düşük sıcaklığa kadar soğutulduğunda gazın açığa çıkaracağı enerjiye olan oranıdır.

Her iki koşulun da ana fikri, gerçek ısı transferini, olası en yüksek ısı transferinin bir yüzdesi olarak sayılarla açıklamaktır. İki terim, gerçek ve en yüksek olası ısı transferleri için kullanıldıklarında farklılaşırlar.

Etkinlik, gerçek ısı transferi olarak gaz kısmında gerçekleşen enerji kaybını kullanırken; Verimlilik, gerçek ısı transferi olarak buhar/suya yönelik gerçek ısı transferini kullanır. İkisi arasındaki farkın büyümesinin nedeni ise, gazda kaybedilen enerjinin tamamının buhar/su tarafından absorbe edilmemesidir. Gaz enerjisinin bir kısmı çevrede kaybolur. Verimlilik, doğada kaybolan gaz enerjisini değerlendirebilirken, etkinlik bunu değerlendiremez. Ayrıca, gerçek ısı transferinin verimlilik ölçümü, çok daha zordur çünkü buhar/su giriş ve çıkış akımlarının tümü değerlendirilmelidir.

Olası en yüksek ısı transferi ölçümü, iki parametre için de farklıdır. Verimlilik ölçümünde tanımlanan en yüksek ısı transferi, egzoz gazı referans bir sıcaklığa soğutulursa transfer edilecek ısıdır. Gaz türbini kompresör çıkış sıcaklığı, genellikle referans sıcaklık için kullanılır.

Etkinlik ölçümü, en yüksek ısı transferini; atık ısı kazanı sınırsız ısı transferi yüzey alanına sahip olduğunda meydana gelecek ısı transferi olarak tanımlar. Bu durumda egzoz gazı, minimum gaz çıkış (baca) sıcaklığına kadar soğutulmalıdır. Minimum gaz çıkış sıcaklığı, hem giriş yapan besleme suyu sıcaklığı, hem de gaz çıkış sıcaklığı daha yüksek olduğunda sıfıra eşit olan en düşük basınçlı evaporatördeki gerekli sıcaklık değişimi ile benzer olan bir gaz çıkış sıcaklığıdır.

Çizelge 4.11 Atık ısı kazanı verimliliği ve etkinliği için tanımlamalar

Atık Isı Kazanı Verimliliği ve Etkinliği İçin Tanımlamalar		
Her iki terim de en yüksek ısı transferi ile bölümlenen gerçek ısı transferine eşittir.		
	Gerçek Isı Transferi	En Yüksek Isı Transferi
Verimlilik	Buhar/Su ile Absorbe Edilen Enerji (çıkıştaki buhar/su enerjisinden girişteki buhar/su enerjisinin çıkarılması ile bulunur)	Referans Bir Sıcaklığın Üzerindeki Toplam Gaz Kısmı Enerji Girdisidir (referans sıcaklık genellikle GT kompresörü giriş sıcaklığıdır).
Etkinlik	Gaz İle Enerji Kaybı (gazın entalpi düşüşüne eşittir).	Gaz, sınırsız yüzey alanına sahip bir atık ısı kazanının çıkış sıcaklığına kadar soğutulduğunda meydana gelir (gaz çıkış sıcaklığı; hem besleme suyu giriş sıcaklığına hem de sıfıra evaporator sıkışıklığı ile tutarlı olan gaz çıkış sıcaklığına eşittir).

Her iki terim de, bir atık ısı kazanının performansının ölçümüdür; verimlilik bir dereceye kadar etkinliğe tercih edilmektedir çünkü çevrede yok olan gaz enerjisinin etkilerini içermektedir. Etkinliğin ölçümü ve hesaplanması genellikle daha kolaydır çünkü birincil olarak gaz giriş ve çıkış sıcaklıklarına bağlıdır, ayrıca verimlilik; kanal brülörü enerji akımını da içeren tüm enerji girdilerinin değerlendirilmesine artı olarak buhar/su ile absorbe edilmiş tüm enerjinin de değerlendirilmesini gerektirir.

Eğer performans gözlemlene ölçümlerinin bir parçası olarak, bir atık ısı kazanı ısı dengesi analizi gerçekleştirilirse, sonrasında gözlemlene sisteminin, atık ısı kazanı için bir dizi termodinamik verisi olacaktır ve atık ısı kazanı verimliliği, girdi-çıkı yöntemi ile hesaplanabilir. Bu girdi-çıkı yöntemini kullanırken, atık ısı kazanına giden ve oradan

gelen her içeriye akış enerjisi ve dışarıya akış enerjisi değerlendirilir ve daha sonra da atık ısı kazanı verimlilik ölçümünde kullanılır.

Atık ısı kazanı verimliliği, enerji kayıplarının içeriye akımlarla ve dışarıya akımlarla değerlendirilmek zorunda olduğu yerlerde kayıp yöntemi ile de ölçümlenebilir. Kayıp yöntemi, ASME PTC 4.4 dökümantasyonunda detaylı olarak anlatılmıştır.

Girdi-Çıktı Yöntemi ile Atık Isı Kazanı Verimliliği

$$\begin{aligned} \text{Atık Isı Kazanı Verimliliği} &= \frac{\text{Buhar ve Su tarafından absorbe edilmiş enerji}}{\text{Toplam Gas Tarafı Enerji Girdisi}} \\ &= \frac{\sum_{outflows} w_{H_2O} h_{H_2O} - \sum_{inflows} w_{H_2O} h_{H_2O}}{w_{gas}(h_{gas_{in}} - h_{gas_{ref}}) + w_{fuel}(h_{fuel} + LHV_{fuel})} \end{aligned} \quad (4.48)$$

burada;

$\sum_{outflows} w_{H_2O} h_{H_2O}$: Atık ısı kazanındaki buhar ve suyun tüm dış akım lokasyonlarında değerlendirilen akış zamanları entalpisinin toplamıdır.

$\sum_{inflows} w_{H_2O} h_{H_2O}$: Atık ısı kazanındaki buhar ve suyun tüm iç akım lokasyonlarında değerlendirilen akış zamanları entalpisinin toplamıdır.

$w_{H_2O} h_{H_2O}$: Buhar / suyun enerji içeriğidir, kütleli debi zamanının entalpisine eşittir.

$h_{gas_{in}}$: Atık ısı kazanı girişinde değerlendirilen gaz türbini egzoz gazı entalpidir.

$h_{gas_{ref}}$: Referans sıcaklıkta değerlendirilen gaz türbini egzoz gazı entalpisidir.

$w_{fuel}(h_{fuel} + LHV_{fuel})$: Kanal brülörü yakıtının enerji içeridir (entalpi artı alt ısı değeridir), gaz entalpisi için kullanılan aynı referans sıcaklığı kullanarak değerlendirilmelidir.

LHV_{fuel} : Yakıtın alt ısı değeridir, gazın entalpisi için kullanılan aynı referans sıcaklığı kullanarak değerlendirilmelidir.

Atık ısı kazanı etkinliği, verimlilik ile karşılaştırıldığında daha basit bir hesaplama şekline sahiptir, nedeni ise gaz entalpilerine bağlı olmasıdır.

Atık ısı kazanı Etkinliği:

$$\text{Atık Isı Kazanı Etkinliği} = \frac{\text{Gaz Tarafmdan Kaybedilmiş Gerçek Enerji}}{\text{Gaz Tarafmdan Kaybedilmiş Maksimum Enerji}}$$

$$\text{Atık Isı Kazanı Etkinliği} = \frac{(h_{gas_{in}} - h_{gas_{out}})}{(h_{gas_{in}} - h_{gas_{min}})} \quad (4.49)$$

burada;

$h_{gas_{in}}$: Gaz türbini egzoz gazının giriş entalpisidir.

$h_{gas_{out}}$: Gaz türbini egzoz gazının çıkış (baca) entalpisidir.

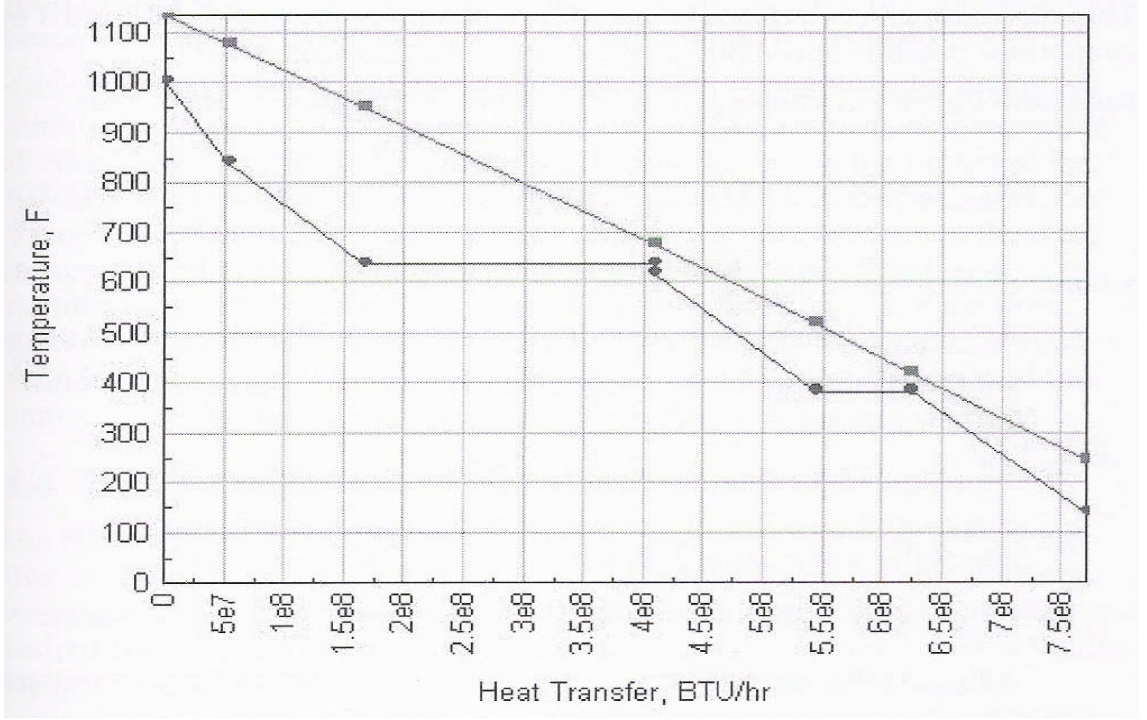
$h_{gas_{min}}$: Olası minimum gaz çıkış sıcaklığında değerlendirilen gaz entalpisidir.

Minimum gaz çıkış sıcaklığı, iki yöntem ile değerlendirilmelidir. Eğer atık ısı kazanı, evaporator pinch point'i ile sınırlandırılmamışsa, minimum gaz çıkış sıcaklığı, basitçe su giriş sıcaklığıdır. Bu durum, ekonomizör pinch point'i olarak adlandırılır.

Birçok atık ısı kazanı, minimum gaz çıkış sıcaklığını limitleyen parametre, düşük basınç evaporatöründeki (evaporator pinch point'i) buhar doyma sıcaklığı olacak şekilde tasarlanmıştır. ASME PTC 4.4'e göre, atık ısı kazanındaki kanal brülörü yakıt enerjisi, giriş yapan gaz enerjisinin %30'undan fazladır ve genellikle bir evaporator pinch point'ine sahiptir; daha yüksek yanmalı atık ısı kazanları genellikle ekonomizör pinch point'ine sahiptir.

Giriş yapan besleme suyu, suyun doygunluk sıcaklığına ısıtıldığında ve böylece evaporatörün girişindeki kaynama altı sıcaklık sıfıra geldiğinde, giriş yapan besleme suyuna yönelik ekonomizör ısı transferi en yüksek değere ulaşır. Eğer bu en yüksek ekonomizör ısı transferi, gaz çıkış sıcaklığını suyun giriş sıcaklığına kadar azaltmaya yetmiyorsa, atık ısı kazanı, evaporator pinch point'i ile sınırlandırılmıştır.

Şekil 4.42, minimum gaz çıkış sıcaklığı, evaporator pinch point'i ile sınırlandırıldığında meydana gelen durumu göstermektedir. Evaporatör girişinde izin verilen en düşük giriş kaynama altı sıcaklığı olmadan gazdan ortaya çıkan enerjinin transferi ekonomizör tarafından yapılamaz. Gaz sıcaklığı profilinin eğiminin, ekonomizörde su sıcaklığı profilininkinden daha az olduğunu dikkate alınız. Ekonomizör yüzey alanının ne kadar arttığı önemli olmaksızın, gaz çıkış sıcaklığı, su giriş sıcaklığının altına düşmeyecektir.



Şekil 4.42 Minimum gaz sıcaklığı, evaporator sıkışıklığı ile limitlendirildiğinde bir atık ısı kazanındaki sıcaklık profili diagramı

Sınırsız bir atık ısı kazanının, evaporatördeki sıfır pinch point sıcaklık farkını ortaya çıkardığını ve ekonomizör çıkışındaki suyun sıfır kaynama altı sıcaklığına geldiğini varsaymak için evaporator pinch point'i ile sınırlandırılmış atık ısı kazanındaki minimum gaz çıkışı sıcaklığını tahmin etmek için kullanılan basitleştirilmiş bir yöntemdir. Bu nedenle, evaporatördeki pinch point sıcaklık farkı ve suyun ekonomizör çıkışındaki kaynama altı sıcaklığı toplamı, ekonomizördeki gaz sıcaklığı farkının, su sıcaklığı farkına oranı ile çarpılması ile azalan gerçek gaz kümesinin sıcaklığı buradan da minimum gaz çıkış sıcaklığı hesaplanabilir.

Ekonomizördeki gaz sıcaklığı değişiminin, su sıcaklığına oranı, ekonomizörün yüzey alanı artışına göre neredeyse sabittir. Eğer gaz ve su sıcaklıkları değişmiyorsa oran da sabit kalır. Atık ısı kazanının yüzey alanı değişirse gaz akış oranı değişmez ama ekonomizörün yüzey alanı arttığında ekonomizördeki su akışı da artacaktır, bu da gaz sıcaklığı değişiminin su sıcaklığı değişimine oranının artmasına neden olacaktır.

Atık ısı kazanı hakkında yapılan tahminlere bağlı olarak belirlenen minimum gaz çıkış (baca) sıcaklığı, evaporator pinch point'i ile sınırlıdır ve Denklem 4.50'de yaklaşık olarak tahmin edilmiştir.

Evaporator Pinch Point'i için Yaklaşık Atık Isı Kazanı Minimum Gaz Sıcaklığı:

$$T_{gasmin} = T_{gasout} - \Delta T_{pinchevap} - F_R \left[\frac{\Delta T_{gas}}{\Delta T_{water}} \right] econ \Delta T_{subcoolecon} \quad (4.50)$$

burada;

$\Delta T_{subcoolecon}$: Evaporatörün dom basıncını kullanan, ekonomizörün çıkışındaki suyun kaynama altı sıcaklığıdır. Eğer düşük basınçlı evaporatörden sonra bir ekonomizör yoksa, koşul sıfıra göre ayarlanır.

$\Delta T_{pinchevap}$: Düşük basınçlı evaporatördeki pinch point sıcaklık farkıdır, evaporatördeki gaz çıkışı sıcaklığından evaporatördeki suyun doymuluk sıcaklığının çıkarılması ile bulunur.

ΔT_{gas} : Ekonomizördeki gazın sıcaklık değişimidir.

ΔT_{water} : Ekonomizördeki suyun sıcaklık değişimidir.

T_{gasout} : Atık ısı kazanından çıkan gazın sıcaklığıdır.

F_R : Atık ısı kazanı yüzey alanı arttıkça gaz sıcaklık değişiminin su sıcaklık değişimine olan oranında meydana gelen artışının hesaplanması için düzeltme faktörüdür (birden büyüktür). Bu faktör için Kabul edilebilir varsayım değeri 1.15'tir.

Atık ısı kazanı verimliliği ve/veya etkinliği, atık ısı kazanının tümü veya bölümleri için değerlendirilebilir. Bölüm bölüm yapılan değerlendirme çok daha faydalıdır çünkü değişik basınç seviyelerinde etkinlik değerlendirmeleri ve buhar üretimi kapasitesini ayırmaya yarar.

Tüm atık ısı kazanı verimliliği veya etkinliği, atık ısı kazanının performansı için düşündüğünüz kadar iyi birer gösterge olmayabilir, bunun nedeni ise yüksek basınçlı buharın, düşük basınçlı buhardan çok daha değerli olmasıdır ama verimlilik ve etkinlik ölçümleri, bu farkı bir değer olarak almaz. Örneğin, yüksek basınçlı buhar evaporatörü tıkalı ise yüksek basınçlı buhar üretimi düşecektir ama düşük basınç seviyeli buhar üretimi, atık ısı kazanının yüksek basınçlı bölümünü terk eden yüksek gaz sıcaklığına bağlı olarak artacaktır. Buhar/suya transfer edilen toplam ısı, çok fazla değişiklik göstermez; yüksek basınçlı buhara transfer edilen azaltılmış ısı, düşük basınçlı buhara transfer edilen artış göstermiş ısı ile telafi edilir. Toplam ısı transferini baz alan atık ısı kazanı verimliliği ve etkinliği, çok fazla değişiklik göstermez ama elektrik üretmek için atık ısı kazanından elde edilen buhar azalacaktır.

Atık ısı kazanı verimliliği ve etkinliğinin, çalışma koşullarına göre değişmesi beklenir. Atık ısı kazanı performansındaki düşüşü belirlemek için, verimlilik veya etkinlik değeri, varolan gaz türbini egzoz koşulları ve kanal brülörü yanma seviyelerinden beklenen değer ile karşılaştırılmalıdır. Örneğin, atık ısı kazanı verimliliğinin, kanal brülörü ateşlendiğinde veya gaz türbini egzoz sıcaklığı arttığında artması beklenir. Kanal brülörü ateşlendiğinde bir gözlemlene sistemi, geliştirilmiş atık ısı kazanı verimliliğini ölçerse, bu durum atık ısı kazanının geliştiği (azalan bozunum) anlamına gelmez, atık ısı kazanı beklendiği gibi çalışıyor olabilir. (bozunumda bir değişiklik olmadan).

4.2.4 Beklenen Atık Isı Kazanı Performansı

Atık ısı kazanı, iki ya da üç basınç seviyesinde kızgın buhar üretebilmek için gaz türbini egzoz gazı enerjisine kanal brülörü yakıt enerjisini eklemek için tasarlanmıştır. Atık ısı kazanı etkinliği ve değişik sıcaklık/basınçlarda istenilen buhar akımı karışımlarını üretme yeteneği, genellikle giriş egzoz gazı özelliklerine, kanal brülörü yakıt tüketimi ve gaz yolundaki atık ısı kazanı düzenine bağlıdır.

Olası çalışma koşulları aralığındaki atık ısı kazanı çıktısının öngörüsü, bu amaç için tasarlanmış bir bilgisayar programının kullanımını gerektirir. Bu amaç için tasarlanan ve ticari olarak satılan mevcut bilgisayar kodları şunlardır: GateCycle™, GT Master™, Virtual Plant™, ve PEPSE™.

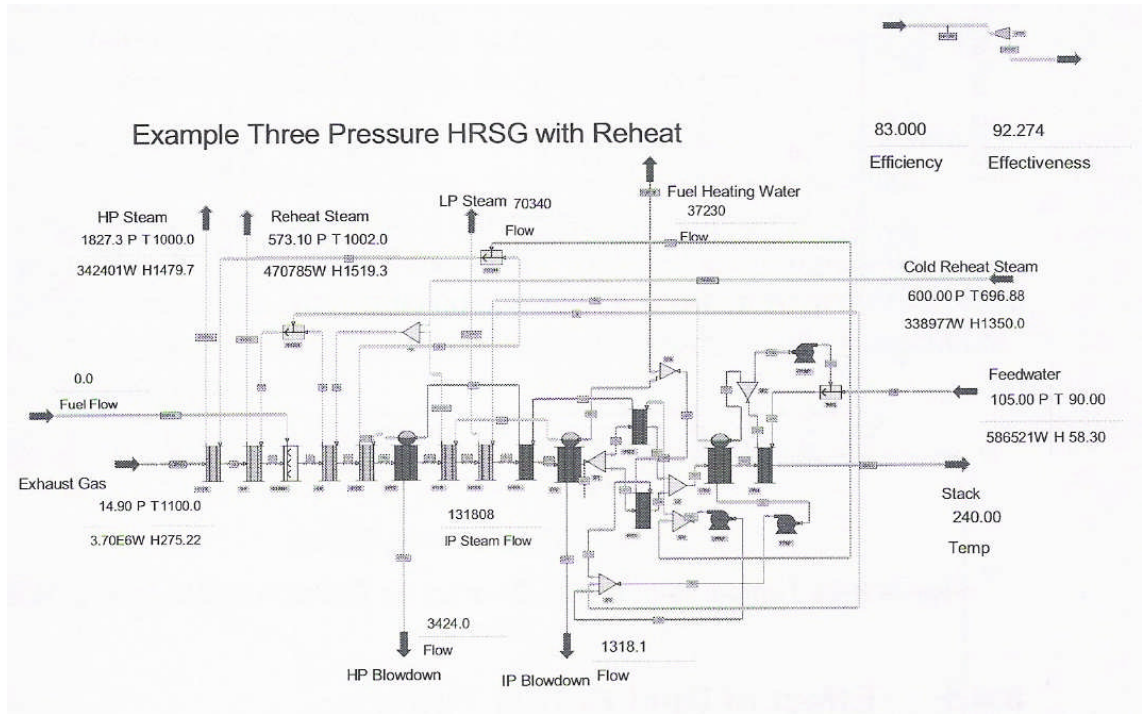
Şekil 4.43, tekrar ısıtılmış buhar ve kanal brülörüne sahip üç basınç kademeli bir atık ısı kazanı modelindeki GateCycle™'nin öngörülen tasarım performansını göstermektedir. Bu örnek, çalışma koşullarına bağlı olarak atık ısı kazanı performans değişikliklerinin nasıl geliştiğini göstermektedir. Bu atık ısı kazanının sınıflandırılması (tasarım performansı) Çizelge 4.12'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.12 Örnek atık ısı kazanındaki sınıflandırma

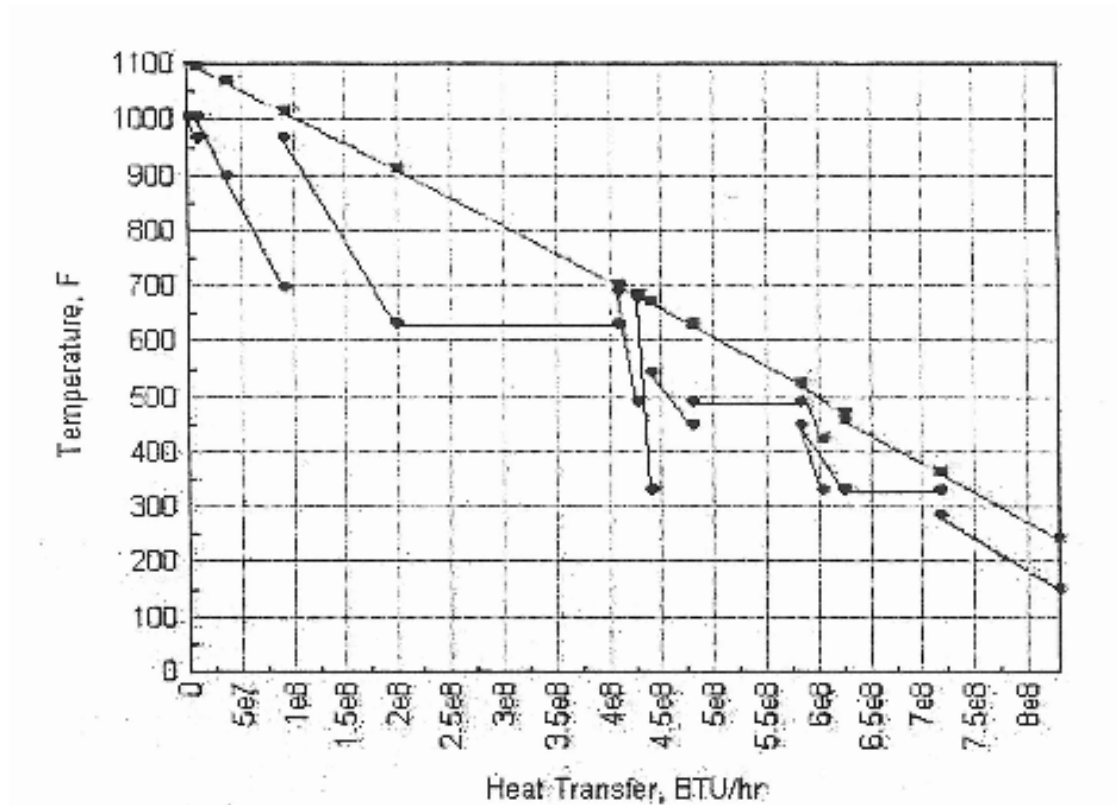
Atık Isı Kazanı Sınıflandırılma Şartları	Veriler
SINIFLANDIRMA:	
Yüksek Basıncılı Buhar Üretimi	342,000 lb/hr
Orta Basıncılı Buhar Üretimi	131,800 lb/hr
Alçak Basıncılı Buhar Üretimi	70,300 lb/hr
Etkinlik	%92.3
Verimlilik	%83.0

REFERANS ÇALIŞMA KOŞULLARI:	
Egzoz Gaz Akımı	3,700,000 lb/hr
Egzoz Gazı Sıcaklığı	1100 F
Egzoz Gazı Bileşimi	%8,7 H_2O
Soğuk Yeniden Isıtma Akımı	339,000 lb/hr
Soğuk Yeniden Isıtma Sıcaklığı	697 F
Yüksek Dom Basıncı	1900 psia
Orta Dom Basıncı	600 psia
Düşük Dom Basıncı	100 psia
Giriş Besleme Suyu Sıcaklığı	105 F
Ortam Sıcaklığı	60 F
Yüksek Basıncılı Buhar Sıcaklığı	1000 F
Kanal Brülörü Yakıt Akışı	0.00

Atık ısı kazanı performansını görselleştirmenin en iyi yollarından biri, tüm atık ısı kazanı için bir sıcaklık profili (ısı yayımı) diagramı oluşturmak ve sonra çalışma koşullarındaki değişikliklere göre sıcaklık profili diagramındaki değişiklikleri ele almaktır. Şekil 4.44, örnek atık ısı kazanı için tasarlanan sıcaklık profili diagramıdır.



Şekil 4.43 GateCycle™ yazılımındaki örnek atık ısı kazanı için tasarlanan ısı dengesi diagramı



Şekil 4.44 Örnek atık ısı kazanı tasarımındaki ısı dengesi için ısı profili diagramı

4.2.4.1 Kanal Brülörü Ateşlemesinin Etkisi

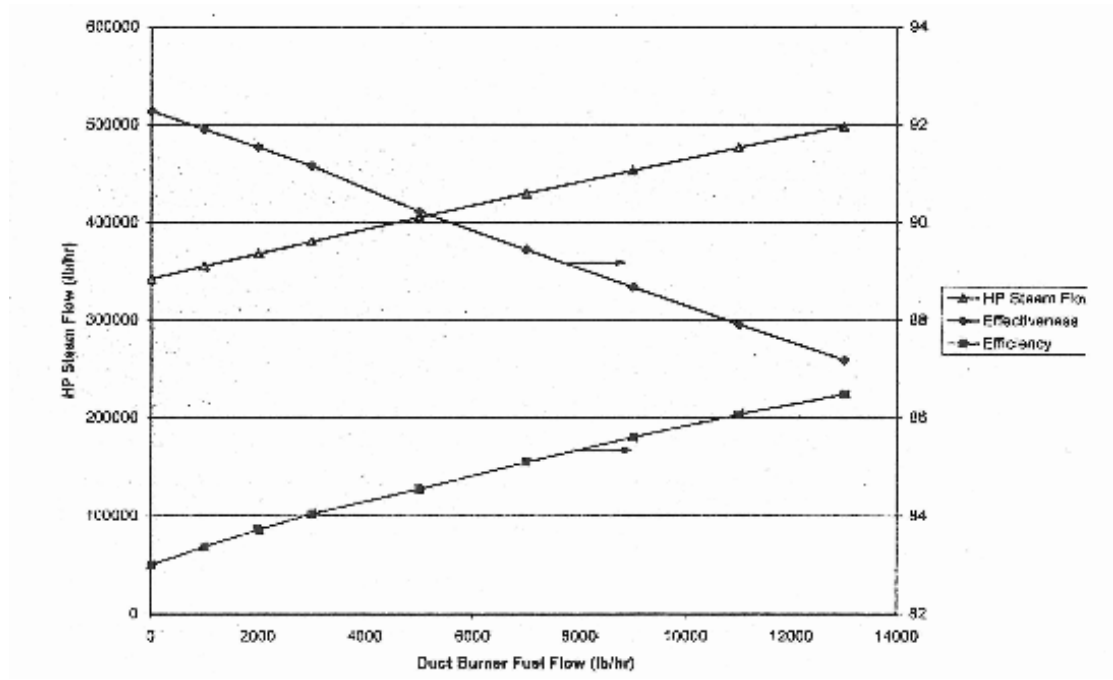
Gaz, yüksek basınç evaporatörüne ulaşmadan önce kanal brülörü, gazın sıcaklığını yükseltir. Bu da evaporatördeki gazdan suya geçiş sıcaklığını ve evaporatördeki buhar üretimini artırır. Şekil 4.45, kanal brülörü yakıt akışının artışı ile artan buhar akışını gösterir.

Birçok kişi için kanal brülörünün gerçekte atık ısı kazanı baca sıcaklığını düşürdüğünü ve bu nedenle de atık ısı kazanı verimliliğini artırdığını öğrenmek şaşırtıcıdır. Atık ısı kazanı verimliliği, baca sıcaklığına bağlı olarak değişir çünkü maksimum ısı transferi oranı, gaz türbini kompresör giriş sıcaklığına bağlıdır ve bu da kanal brülörü ateşlemesi ile değişen bir şey değildir.

Baca sıcaklığı düşer çünkü atık ısı kazanı sıcaklık profili artışıdaki su sıcaklığı değişimine bağlı olarak gaz sıcaklığının eğilimi de değişir (Şekil 4.44). Düşük basınçlı evaporatördeki gaz çıkış sıcaklığı, genellikle su doygunluk sıcaklığına yakındır (doygunluk sıcaklığı ile evaporator pinch point sıcaklık farkının toplamına eşittir). Baca (gaz çıkışı) sıcaklığı, yaklaşık olarak; düşük basınç evaporatöründeki doygunluk sıcaklığından son ekonomizördeki gaz sıcaklığı kaybının çıkarılması ile bulunur.

Atık ısı kazanındaki gaz sıcaklığı profilinin eğimi (gaz sıcaklığı oranının, su sıcaklığı değişim oranına bölünmesi ile elde edilir), kanal brülörü ile daha da büyür çünkü su sıcaklığı değişmezken atık ısı kazanındaki gaz sıcaklığı değişir. Gaz sıcaklığı profilinin artan eğimi, son ekonomizördeki gaz sıcaklığı değişimini artırır, baca sıcaklığını düşürür.

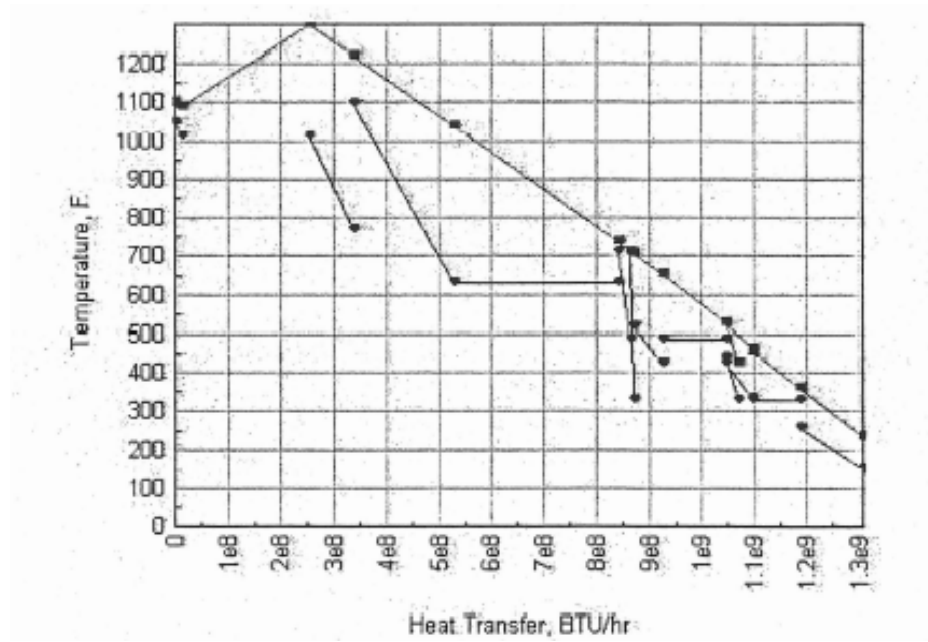
Bu konuya yönelik diğer bir bakış açısı da, son ekonomizöre göre kanal brülörü ile artan (çünkü buhar üretimi artar) su akış oranını realize etmektir, bu esnada ise gaz akış oranı değişmez (eklenen az miktarda yakıt akışı hariç). Ekonomizördeki gaz sıcaklığı değişimi, öncekinden daha büyüktür, bunun nedeni de girişteki besleme suyu ve giriş sıcaklığından doygunluk sıcaklığına ulaşılan sürede artan su akışıdır.



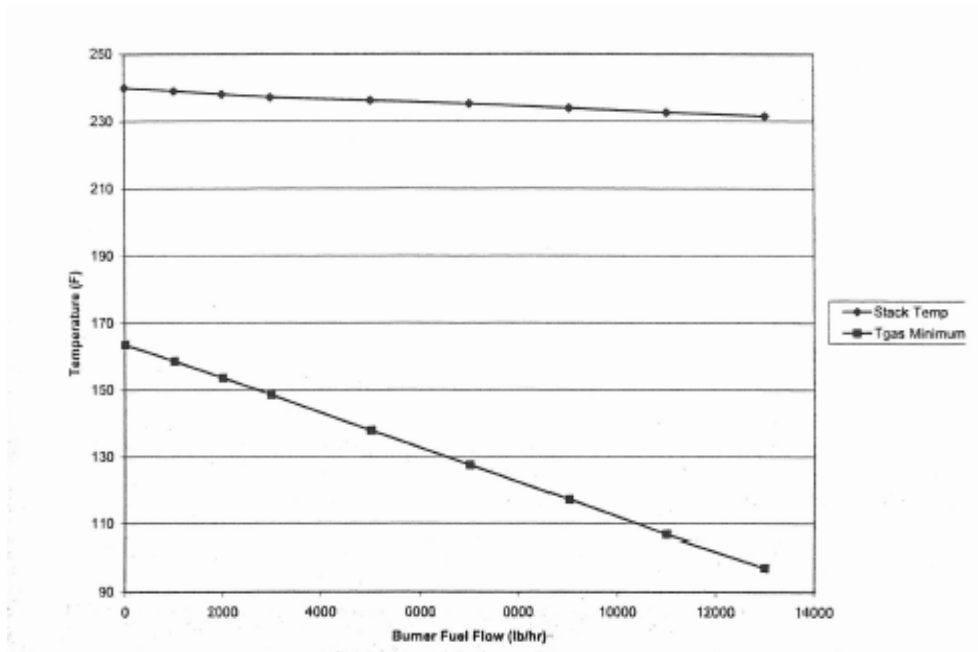
Şekil 4.45 Atık ısı kazanı performansı – kanal brülörü yakıt akış oranı

Atık ısı kazanı etkinliği, verimliliğinden farklı olarak, artan kanal brülörü ateşlemesi ile düşer. Bunun nedeni de atık ısı kazanındaki olası en yüksek ısı transferi oranının, gerçek ısı transferi oranından çok daha hızlı bir şekilde artmasıdır.

Etkinlik hesaplamasında kullanılan olası en yüksek ısı transferi oranı, atık ısı kazanının sınırsız yüzey alanına sahip olması durumunda ortaya çıkacak baca sıcaklığından elde edilecek bir minimum gaz kümesi sıcaklığını baz alır. Sınırsız atık ısı kazanı yüzey alanı, düşük basınçlı evaporatör pinch point sıcaklık farkını sıfıra indirir, aynı zamanda da son ekonomizörden gelen suyun kaynama altı sıcaklığını sıfıra indirir. Bu da ekonomizördeki suyun sıcaklık değişimine benzer olarak artan gaz sıcaklığı değişimine bağlı olan yükselen kanal brülörleri gibi minimum atık ısı kazanı baca sıcaklığını düşürür. Diğer bir deyişle, etkinlik hesaplanırken; artan kanal brülörü ateşlemesi ile atık ısı kazanı sıcaklığında meydana gelmesi beklenen düşüş hesaba katılırken, verimlilik hesaplamasında bu gerçekleşmez. Bu durumda şunu söyleyebiliriz; etkinlik, atık ısı kazanı performansının ölçümü için verimlilikten çok daha iyi bir ölçümdür.



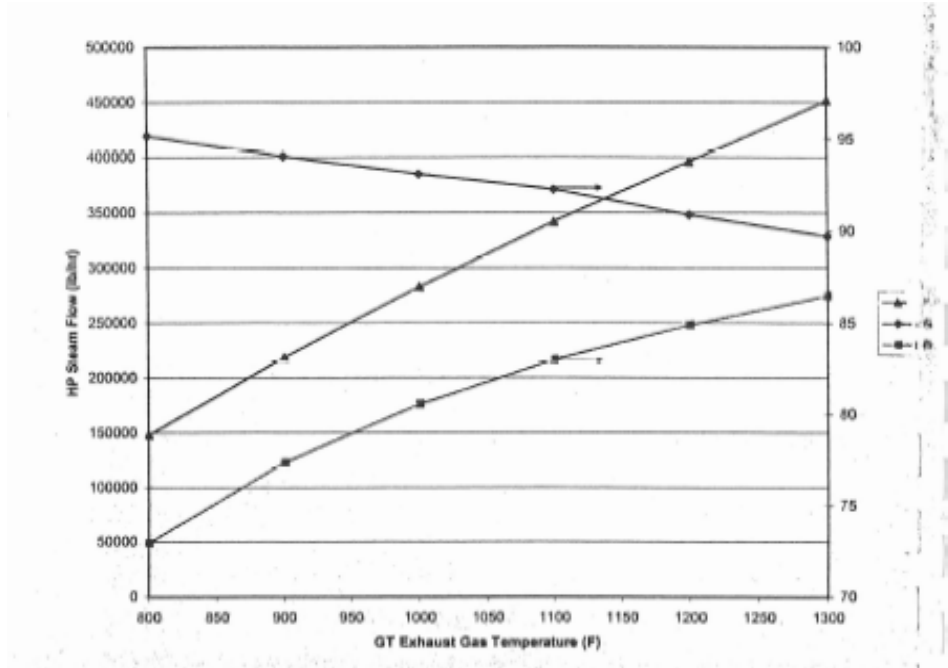
Şekil 4.46 Tamamen yanan kanal brülörüne sahip örnek atık ısı kazanı için sıcaklık profil diagramı; brülör yakıt tüketimi, egzoz gazı giriş enerjisinin %26'sına eşittir.



Şekil 4.47 Atık ısı kazanı küme sıcaklığının değişimi ve kanal brülörü ateşlemesiyle gerçekleşen olası en düşük gaz çıkış sıcaklığı (sınırsız yüzey alanına sahip bir atık ısı kazanı için).

4.2.4.2 Egzoz Gazı Sıcaklığının Etkisi

Atık ısı kazanı girişindeki egzoz gazı sıcaklığı değişiklikleri, kanal brülörü ateşlemesi ile çok benzer bir şekilde atık ısın kazanını da etkiler. Her iki durumda da gaz sıcaklığında bir değişiklik meydana gelir, sadece değişikliğin kaynağı farklıdır. Şekil 8-25; gaz turbinindeki değişim ile meydana gelen egzoz gazı sıcaklığına bağlı olarak atık ısı kazanı performansında meydana gelen değişiklikleri göstermektedir. Bu şekil, sadece gaz turbini egzoz sıcaklığı değişiminin tahmin edilmesi ile oluşturulabilir. Verimlilik ölçümünde parametre olan egzoz gazı debisi ve gaz turbini kompresör giriş sıcaklığı, Şekil 4.48’da sabit tutulur.



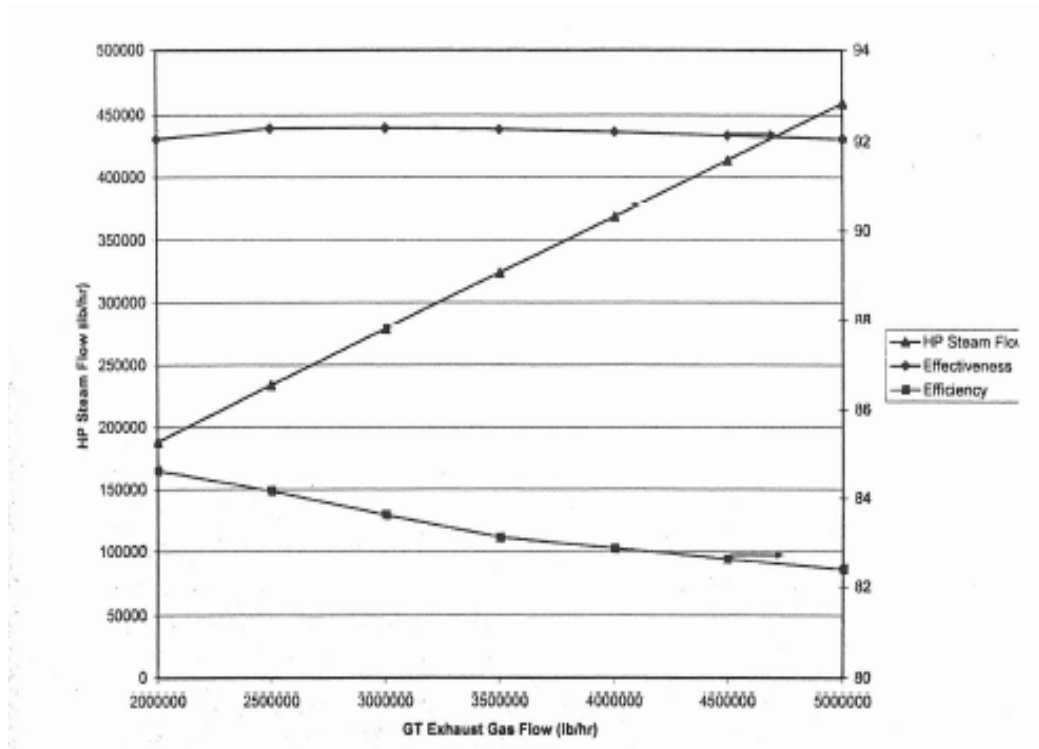
Şekil 4.48 Gaz türbini egzoz gazı sıcaklığındaki değişiklikler ile atık ısı kazanının beklenen performansında meydana gelen değişiklik

4.2.4.3 Egzoz Gazı Akışının Etkisi

Egzoz gazı akışının artırılması, atık ısı kazanındaki gaz enerji girdisini artırır ve buhar üretiminde artışa neden olur. Şekil 4.49, egzoz gazı akışının yükselmesi ile artan yüksek basınçlı buhar üretimini göstermektedir.

Atık ısı kazanındaki gaz ve buhar sıcaklığı profilleri, gaz akışı değişimine bağlı olarak fazla değişmez. Gaz ve buhar/su arasındaki sıcaklık değişiklikleri, egzoz akışı ile artar çünkü atık ısı kazanındaki her ısı dönüştürücüsü, sabitlenmiş bir yüzey alanı boyunca artan ısı transfer oranına sahiptir. Bu etki, artan akışkan hızları ile ilişkili olarak gelişen ısı transfer katsayıları ile kısmen dengelenebilir.

Atık ısı kazanı verimliliği ve etkinliği, gaz akışı ile birlikte çok fazla değişmez. Baca sıcaklığı egzoz akışı ile artar ve bu da verimliliğin düşmesine neden olur. Etkinlik sabit kalır çünkü olası en yüksek ısı transferi, hemen hemen aynı oranda ve gerçek ısı transferi gibi değişiklik gösterir.

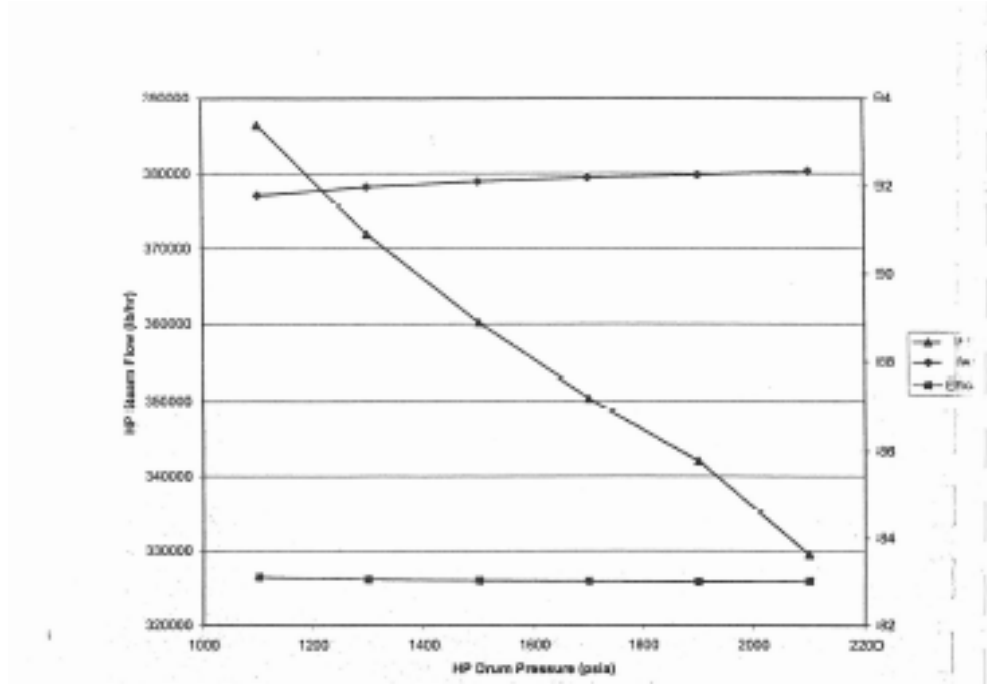


Şekil 4.49 Egzoz gazı akış oranındaki değişiklikler ile atık ısı kazanında gerçekleşen beklenen performansı değişimi

4.2.4.4 Buhar Basıncının Etkisi

Buhar basıncını azaltmanın birincil etkisi, evaporatördeki buhar sıcaklığının da düşmesidir. Bu da gazdan buhara büyük ölçüde ısı transferine neden olur ve buhar üretimini artırır. Böylece, atık ısı kazanı düşük basınçlarda daha çok buhar üretebilir ama buhar, elektrik üretimi için daha az değerlidir, bunun nedeni de düşük basınç seviyesidir.

Şekil 4.50, yüksek basınçlı buhar domu basıncındaki değişiklikler ile atık ısı kazanı performansında gerçekleşecek değişiklikleri gösterir. Yukarıda da belirtildiği gibi; buhar üretimi, artan buhar basıncı ile düşer ama hem etkinlik hem de verimlilik hemen hemen sabit kalır.



Şekil 4.50 Yüksek basınçlı buhar domu basıncındaki değişikliklere bağlı olarak atık ısı kazanında meydana gelen değişiklikler

4.2.5 Atık Isı Kazanı Isı Denge Analizi

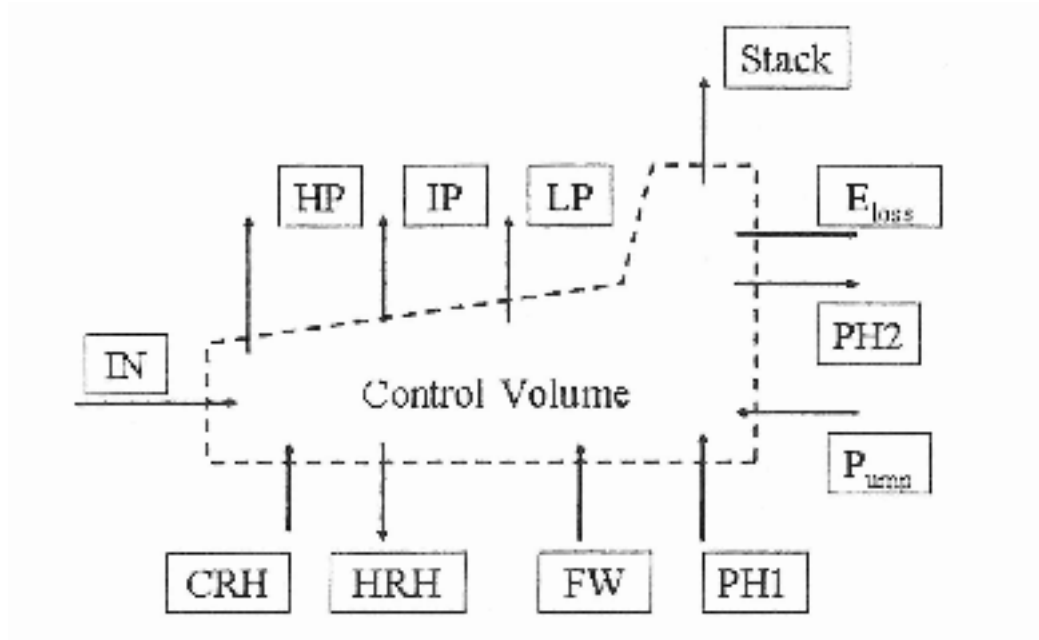
Performans gözlemlene bağlamında gerçekleştirilen koşulların ısı denge analizi, çalışma sistemlerinin detaylı termodinamik özelliklerini belirleme amaçlı güç santrali sistemleri modellemek için kütle ve enerji dengesi denklemleri tanımlamak için kullanılır. Ölçümlenen ve ölçümlenmeyen verileri içeren modeldeki her buhar akışı için girdileri ve çıktıları olan bütün bir termodinamik veri setindeki verileri ölçümleyerek ısı denge analizi süreci oluşturulmuştur. Bu bağlamda ısı denge analizi, santral ya da donanım performansı açısından bir öngörü içermez; sistemdeki bir kütle ve enerji denge modelinin, ölçümlenen veri ile uyuma sürecidir.

Atık ısı kazanı ısı dengesi analizinin amacı, kazan ile ilgili bilgi eklemek ve ona bağlı olarak ölçümlenen verileri geliştirmektir. %1 civarındaki kötüleşme değişimlerini belirleyebilecek bir gözlemlene sistemi yapılmalıdır ama atık ısı kazanı etrafında ölçümlenen verinin buhar/su akışı ve gaz sıcaklıklarını nadiren eksiksiz %1 civarındadır. Tüm santralin ısı denge analizi, durumu geliştirebilir.

Isı analizinin temel konsepti; sıcaklıkları, basınçları ve atık ısı kazanındaki akış oranlarını içeren matematiksel ilişkileri elde etmek için sisteme kütle ve enerji koruması sağlamaktır. Bu matematiksel ilişkiler, ölçümlenmeyen parametrelerin ölçümlenen değerlerini hesaplamak için ve/veya ölçümlenen parametrelerin geçerliliğini doğrulamak için kullanılabilir.

Atık ısı kazanı ısı dengesi analizi, işlenmemiş ve ölçümlenmemiş veri mevcut olan sistemde, bir dizi gerçek çalışma verisi sağlar. Bu çalışma verisi, santral donanımındaki kötüleşmeleri belirlemek için donanım değerlendirmelerinde kullanılabilir. Bu nedenle ısı dengesi analizi, modellenen donanımın performans kapasitesi hakkında tahminler yürütmemelidir. Sistemin performans kapasitesi ne olursa olsun kütle ve enerji dengeleri doğrudur ve bu nedenle performans kapasitesi hakkında varsayımlar yapılmaz. Bu nedenle kütle ve enerji dengeleri, bu tür ısı denge analizleri için uygundur

ama bir türbinin verimliliği veya ısı dönüştürücüsünün etkinliği hakkındaki varsayımlar değildir.



Şekil 4.51 Çalışan bir atık ısı kazanının ısı denge analizi için kontrol hacmi

Şekil 4.51, kontrol hacminin içinde ve dışında yer alan kütle ve enerji akımlarını gösteren oklara sahip, atık ısı kazanını temsil eden bir kontrol hacmini göstermektedir.

Okların üzerindeki etiketler, okların konumundaki akımların türünü belirtmektedir.

Çizelge 4.13 Atık ısı kazanı kontrol hacmi üzerindeki oklar ile ilişkili akımların türleri

Etiket	Akım Türü
IN	Egzoz Gazı İçeride
STACK	Egzoz Gazı Dışarıda
PH1	Önceden Isıtılan Su İçeride
PH2	Önceden Isıtılan Su Dışarıda

FW	Besleme Suyu
HP	Yüksek Basınçlı Buhar
IP	Orta Basınçlı Buhar
LP	Düşük Basınçlı Buhar
CRH	Soğuk Önceden Isıtılmış Buhar
HRH	Sıcak Önceden Isıtılmış Buhar
P pump	Pompa(lara) Gönderilen Güç
E loss	Çevrede Kaybolan Enerji

Örnek atık ısı kazanının kontrol hacmi için kütle dengesi denklemi aşağıdaki gibidir.

Atık Isı Kazanı Kütle Dengesi:

Kütle İç Akış Oranı = Kütle Dış Akış Oranı

$$w_{gas_{in}} + w_{CRH} + w_{FW} + w_{PH1} = w_{gas_{stack}} + w_{HRH} + w_{PH2} + w_{HP} + w_{IP} + w_{LP} \quad (4.51)$$

w, alt indiste belirlenen konumda kütle akış oranıdır. Güç (P_{pump}) ve ısı transferi olan enerji (E_{loss}), kütle dengesinde görülmez çünkü kontrol hacmi sınırları çerçevesindeki kütlenin hareketini içermezler. Atık ısı kazanı kontrol hacmi için enerji denge denklemi aşağıdaki gibidir:

Atık ısı kazanı enerji dengesi:

Enerji İç Akış Oranı = Enerji Dış Akış Oranı

$$w_{gas_{in}}h_{gas_{in}} + w_{CRH}h_{CRH} + w_{FW}h_{FW} + w_{PH1}h_{PH1} + P_{pump} = w_{gas_{stack}}h_{gas_{stack}} + w_{HRH}h_{HRH} + w_{PH2}h_{PH2} + w_{HP}h_{HP} + w_{IP}h_{IP} + w_{LP}h_{LP} + E_{loss} \quad (4.52)$$

Burada h , alt indis içinde belirtilen konumdaki sıvının entalpisidir., eğer bir pompa veya güç tüketen başka bir aygıt kontrol hacminin sınırları içine yerleştirilirse sisteme giriş yapan güç (P_{pump}) sadece bir atık ısı kazanında oluşur ve pompayı çalıştıracak elektrik akımı, kontrol hacminin sınırları içinden geçer. Atık ısı kazanındaki kontrol hacminin içinde bir pompa olması ya da olmaması seçimi, besleme suyu sıcaklığının nerede ölçüldüğüne bağlıdır. Eğer besleme suyu sıcaklığı, pompadan sonra ölçüldüyse, kontrol hacmi pompayı hesaba katmayabilir böylece kontrol hacmi içindeki sıcaklık, pompanın aşağı akış sıcaklığıdır. Diğer yandan eğer besleme suyu sıcaklığı sadece pompaya girmeden önce ölçülürse, pompanın da dahil olduğu kontrol hacmini belirlemek için uygun olacaktır ve kontrol hacmi içindeki besleme suyu sıcaklığı, pompanın yukarı akış sıcaklığı olacaktır.

Dışarıya transfer edilen enerji (E_{loss}), çevreye olan ısı transferine bağlıdır. Eğer çevreye karışan enerji, bir sızıntı ile gerçekleşiyorsa, sızan akışkanı hesaba katmak için ek bir kütle akımı gereklidir. Enerji denge denklemindeki kalan şartlar, kütle denge denklemindeki şartlar ile aynıdır, her bir debi ise, her litre akışkan başına düşen enerji içeriği olan bir entalpi (h) ile çarpılır.

Kütle denge denklemi (4.51), hem gaz hem de buhar/su akışlarını içerir. Gaz ve buhar/su akımları arasındaki ilişkilerin ayrımını geliştirmek için faydalıdır. Gaz akımları arasında bir ilişki saptamak için, atık ısı kazanının sadece gaz kısmına (kabuk) sahip bir kontrol hacmi kullanın. Bu kontrol hacminin sınırları; içlerinde buhar/su akışları gerçekleşen basınçlandırılmış boruların ve domların dış kısmı ve atık ısı kazanındaki gaz akışını içeren metal duvarların (kanal) iç kısmıdır. Bu gaz kısmındaki kontrol hacmi, kütle dengesi mevcuttur.

Atık Isı Kazanı Gaz Kısmı Kütle Dengesi:

Gaz Kütleli İç Akış Oranı = Gaz Kütleli Dış Akış Oranı

$$w_{gas_{in}} = w_{gas_{stack}} \quad (4.53)$$

Kontrol Hacminin Gaz Tarafı için Enerji Dengesi :

Atık Isı Kazanı Gaz Tarafı Enerji Dengesi:

Enerji İç Akış Oranı = Enerji Dış Akış Oranı

$$w_{gas_{in}} h_{gas_{in}} = w_{gas_{stack}} h_{gas_{stack}} + Q_{HRSG} + E_{loss} \quad (4.54)$$

Burada,

Q_{HRSG} , atık ısı kazanının gaz kısmından buhar/su kısmına yapılan ısı transferidir.

Bu denklemler, kontrol hacminin konumunun değişimi ile değişen denge denklemlerini göstermektedir ve ek bilgiler sağlayabilir. Bu durumda, atık ısı kazanının içindeki gaz akışının, atık ısı kazanı çıkışındaki gaz akışına eşit olması gerekir ve girişten bacaya giden gazın enerjisindeki farklılıklar ile çevreye atılan ısının toplanması ile elde edilen değer atık ısı kazanının iş miktarına eşittir.

Buhar/su kütle ve enerji dengelerini sağlamanın iki yolu vardır. Birincisi, tüm atık ısı kazanı dengesi denklemlerinden gaz kısmı denge denklemlerini matematik olarak çıkarmaktır. İkinci yöntem ise, atık ısı kazanı boyunca buhar/su akış yolları içeren bir

kontrol hacmini kullanmak için buhar/su dengesi denklemleri üretmektir. Bu buhar/su kontrol hacmi için kütle denge denklemi aşağıdaki gibidir.

Atık Isı Kazanı İçer Akış Oranı = Su Kütlesi Dışa Akış Oranı

$$w_{CRH} + w_{FW} + w_{PH1} = w_{HRH} + w_{PH2} + w_{HP} + w_{IP} + w_{LP} \quad (4.55)$$

Buhar/su kontrol hacmi için enerji dengesi denklemi:

Atık Isı Kazanı Su Tarafı Enerji Dengesi:

Enerji İçer Akış Oranı = Enerji Dışa Akış Oranı

$$w_{CRH}h_{CRH} + w_{FW}h_{FW} + w_{PH1}h_{PH1} + P_{pump} + Q_{HRSG} = w_{HRH}h_{HRH} + w_{PH2}h_{PH2} + w_{HP}h_{HP} + w_{IP}h_{IP} + w_{LP}h_{LP} \quad (4.56)$$

Bir atık ısı kazanı için bu örnekteki gibi bir yerel ısı dengesi analizi, performans analizine ek bilgiler sağlar. ASME Performans Test Kodları'nda gösterilen girdi/çıkış yöntemleri, yerel kütle ve enerji dengelerinden geliştirilmiştir.

Bir atık su kazanı buhar/su enerji dengesinden elde edilen atık ısı kazanı iş miktarı ölçümü, her girdi ve çıkış buhar/su akışının, sıcaklığının ve basıncının ölçümünü gerektirir. Ne yazık ki güç santrallerindeki buhar akış ölçümleri genellikle %2-10 civarındadır. Eğer bir mühendis, performansı izlemek istiyorsa örneğin performansta %1 civarında bir kötüleşme gördüyse, buhar akış ölçümleri üzerindeki bağımlılıktan kaçınmalıdır.

Eğer performans izleme sistemi, güç santralının her tarafında ısı denge analizi kullanırsa, daha gelişmiş bir durum olabilir. Gaz türbini ısı dengesi analizi, %1 tekrar edilebilirlik ile gaz türbini egzoz akışını ve egzoz enerjisini tipik olarak hesaplayabilir, bunun için gaz türbini gücü ve yakıt enerjisi girdisi, %1 olarak ölçümlenmelidir.

Bu nedenle, Denklem 4.54'teki gaz giriş enerjisi de %1 tekrar edilebilirlik ile hesaplanabilir. Gaz çıkış enerjisi terimi, $w_{gas_{stack}} h_{gas_{stack}}$, baca sıcaklığı %1 tekrarlanabilir ise %1 tekrarlanabilirlik ile hesaplanabilir.

Sıcaklık ölçümleri her zaman %1'den daha iyidir ama atık ısı kazanındaki bir gaz akış yolu boyunca yayılan gaz sıcaklığı ölçümleri genellikle işe yaramaz, bunun nedeni de atık ısı kazanı kanallarındaki büyük dikey sıcaklık eğimleridir. Yatay bir atık ısı kazanındaki kanalın en altından en üstüne kadar yapılan gaz sıcaklığı ölçümlerinde 50-70 °F arasında değişiklikler görmek çok garip değildir. Bir gözlemlene sistemi, kanallar boyunca bir noktada ortalama gaz sıcaklığı hakkında %1'lik öngörüler yapabilmelidir. Bu öngörü, bir çift gaz sıcaklığı ölçümü kanalının belirli bir yerinde mevcutsa beklenmedik bir hal alır ve birbirleri ile aralarında en fazla 50 °F'a kadar fark olmalıdır.

Neyse ki, birçok güç santralinde baca sıcaklık ölçümü çok tekrarlar çünkü yapılan ölçüm, iyi gaz karışımlarının olduğu dikey bacalardaki iki ya da daha fazla termokuple çiftlerin ortalamasıdır. Bu da %1 öngörü ile atık ısı kazanı boyunca gaz sıcaklığı değişiminin ölçümüne olanak tanır. Atık ısı kazanı çıkışındaki ortalama gaz sıcaklığı için ölçümlenen baca sıcaklığı gerçek bir değer yansıtmayabilir ama ortalama gaz çıkışı sıcaklığı ile aynı şekilde değişen ölçümlenen sıcaklıklar ile birlikte gözlemlene sistemi, performanstaki (kötüleşmeyi) değişiklikleri belirleme konusunda iyi olabilir.

Egzoz gazı akışı ve gaz sıcaklığı, atık ısı kazanı boyunca değişiyorsa ve %1 olarak öngörülüyorsa, atık ısı kazanı ısı transferi oranı, Q_{HRSG} , denklem 8.10'dan %1 olarak

ölçümlenebilir. Enerji kaybı terimi, E_{loss} , diğer terimlerle küçük bir bağa sahiptir ve gaz giriş enerjisinin %1-2'sine eşittir.

Buhar türbinine doğru gerçekleşen ana (yüksek basınçlı) buhar akışı hakkında gelişmiş bir tahmin elde edebilmek için buhar/su enerji dengesi denkleminde atık ısı kazanının iş miktarı kullanılabilir. Bu akışa dair güncel bilgi, atık ısı kazanının değerlendirilmesi ve buhar türbininde gereklidir.

Bu buhar/su enerji dengesi denkleminde (8.12) enerji, atık ısı kazanındaki enerji transferinin %60-80'ine denk gelen yüksek basınçlı buhar akışı ile ilişkilidir. Bunun anlamı da şudur; orta ve düşük basınçlı buhar akımları ile ilişkili enerji terimlerinin, daha yüksek basınçlı buhar akışları ile de ilişkileri vardır ve enerji dengesinden ölçümlenecek yüksek basınçlı buhar akışındaki hatalarla hiç ilgisi olmadan ölçümlenen veriden (örneğin, bu akışlar için ölçümlenen değerleri kullanın) tahmin edilebilir.

Soğuk tekrar ısıtma akışı: yüksek basınçlı buhar akışından, buhar tribününden elde edilen veya kayıp olan yüksek basınçlı buhar akışının bir takım fraksiyonlarını çıkararak tahmin edilebilir.

Soğuk Tekrar Isıtma Akışı:

$$w_{CRH} = (1 - F_{ext})w_{HP} \quad (4.57)$$

burada,

F_{ext} : Buhar türbininden elde edilen veya kayıp olan yüksek basınçlı buhar akışının fraksiyonudur.

Sıcak tekrar ısıtma akımı ise; soğuk tekrar ısıtma buhar akımı ile karıştırılmış orta basınçlı buhar akımının ve soğuk tekrar ısıtma akımının toplanmasına eşittir.

Sıcak Tekrar Isıtma Akımı:

$$w_{HRH} = w_{CRH} + w_{IP_{mix}} = (1 - F_{ext})w_{HP} + w_{IP_{mix}} \quad (4.58)$$

burada,

$w_{IP_{mix}}$, soğuk tekrar ısıtma buhar akımı ile karıştırılmış orta basınçlı buhar akımıdır.

w_{IP} , soğuk tekrar ısıtılmış akım ile karıştırılmadan atık ısı kazanından akan orta basınçlı buharın akım oranıdır.

Yüksek basınçlı buhar akımı, atık ısı kazanı enerji dengesinden hesaplanabilir.

Yüksek Basınçlı Buhar Akımı:

$$w_{HP} = \frac{w_{FW}h_{FW} + w_{PH1}h_{PH1} + P_{pump} + Q_{HRSG} - w_{PH2}h_{PH2} - w_{IP}h_{IP} - w_{IP_{mix}}h_{HRH} - w}{h_{HP} + (1 - F_{ext})h_{HRH} - (1 - F_{ext})h_{CRH}} \quad (4.59)$$

Denklem 4.59, %1 tekrar edilebilirliğe sahip olmayabilen ölçümlenmiş yüksek basınçlı buhar akımını kullanmayan atık ısı kazanındaki yüksek basınçlı buhar akımı için bir formülasyondur; ama atık ısı kazanının iş gücünü kullanır, atık ısı kazanının ölçümlenen buhar/su akımından daha önemlidir (bir enerji perspektifinden bakılırsa). Yüksek basınçlı buhar akımının bu formülasyonu, güvenilirliği konusunda birçok güç santralinde ölçümlenen buhar akımı ile karşılaştırıldığında, kendisini kanıtlamıştır. Denklem 4.59'daki yüksek basınçlı buhar akımı, ölçümlenen yüksek basınçlı buhar akım değeri ile değiştirilebilir veya ölçümlenen yüksek basınçlı buhar akımını doğrulamakta yardımcı olabilir.

4.2.6 Model Bazlı Atık Isı Kazanı Isı Denge Analizi

Ticari ısı dengesi bilgisayar programları, atık ısı kazanındaki gaz sıcaklığı dağılımını tahmin etme konusunda esneklik sağlaması ve performans bakımından atık ısı kazanı ısı dengesini daha kolay hale getirmektedir.

Atık ısı kazanı bilgisayar modelleri, transfer edilen ısıyı gazın geçtiği rotadan aşağı yönlendiren her donanımın (kızdırıcılar, kanal brülörleri, evaporatörler ve ekonomizörler) ve her donanımın gaz çıkış sıcaklığının ısı dengesi analizini gerçekleştirebilir. Bununla birlikte bu detaya yönelik olarak gerçekleştirilecek bir ısı dengesi analizi, her kızdırıcının çıkışındaki ölçülenmiş buhar/su sıcaklıklarına, tüm buhar/su giriş akımları, sıcaklıkları ve basınçlarının ölçümlerine ek olarak atık ısı kazanındaki her ekonomizöre gerek duyar. Genel olarak gerekli buhar/su sıcaklıkları ölçümleri mevcut değildir. Çoğu kez gaz rotası boyunca birçok noktada gaz sıcaklıkları ölçümleri mevcuttur ama bu ölçümler güvenilir değildir.

Neyseki atık ısı kazanındaki kötüleşmeyi tahmin etmek için atık ısı kazanındaki detaylı gaz sıcaklığı dağılımını bilmek zorunlu değildir. Atık ısı kazanı, birleştirilmiş tek bir donanım olarak gözlemlenebilir, bunun nedeni de yukarıda tanımlanan ve tüm atık ısı kazanları için geçerli olan ısı dengesi analizinin içinde yer almalarıdır, aksi taktirde analiz sırasındaki gaz rotası boyunca iki ya da daha fazla bölüme ayrılabilir (bölüm bölüm ısı dengesi analizi). Atık ısı kazanının her bölümündeki buhar/su sıcaklıkları, bölüm bölüm ısı dengesi analizi için ölçümlenmelidir.

Çizelge 4.14 Atık ısı kazanı ısı dengesi analizi için ölçümlenen girdiler ve hesaplanan çıktılar

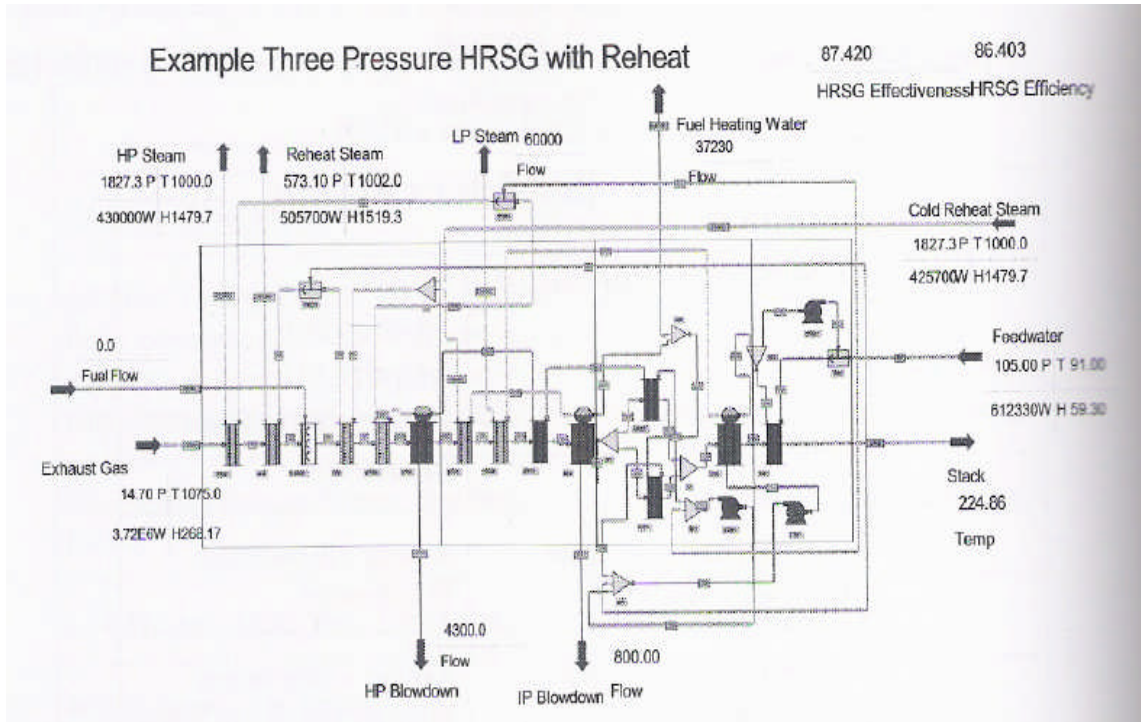
Atık Isı Kazanı Isı Dengesi Analizi	
Gerekli Ölçümler	Isı Dengesinden Hesaplananlar
Giriş Gaz Sıcaklığı Egzoz Gazı Özellikleri: akış, sıcaklık, entalpi ve bileşim	Yüksek Basınçlı Buhar Akışı
Atık Isı Kazanından Yüksek Basınçlı Buhar Akışı	Evaporatör Gaz Çıkışı Sıcaklıkları
Atık Isı Kazanından Orta Basınçlı Buhar Akışı	Evaporatör Sıkıştırma Sıcaklığı Farkları
Atık Isı Kazanından Düşük Basınçlı Buhar Akışı	Atık Isı Kazanı Verimliliği
Atık Isı Kazanından Tekrar Isıtılmış Buhar Akımı	Atık Isı Kazanı Etkinliği
Kızgın Ana Buhar Soğutma Sprey Akımı	Atık Isı Kazanı Isı Transfer Oranı (İş Miktarı)
Tekrar Isıtmalı Kızgın Buhar Soğutma Sprey Akımı	Yığın Gaz Akım Oranı
Yüksek, Orta ve Düşük Buhar Çıkış Sıcaklıkları ve Basınçları	Her Evaporatör İçin Giriş Suyu Alt Soğutması
Sıcak Tekrar Isıtılmış Buhar Çıkış Sıcaklığı ve Basıncı	Her Atık Isı Kazanının Verimlilik ve Etkinliği
Soğuk Tekrar Isıtmalı Buhar Sıcaklığı ve Basıncı	
Besleme Suyu Giriş Sıcaklığı	
Kanal Brülörü Yakıt Isıtma Değeri	
Kanal Brülörü Yakıt Akımı	
Her Evaporatör İçin Girişteki Su Sıcaklığı	
Akış, başka bir Atık Isı Kazanına Doğru Yöneldiğinde Kızdırıcıların ve Ekonomizörlerin Girişindeki Buhar/su Sıcaklığı	

Evaporatör Dom Basınçları (Yüksek, Orta ve Düşük)	
İşlenmiş Buhar Akışlarının Akışı ve Entalpisi	
Gaz Türbini Kompresörü Giriş Sıcaklığı	

Çizelge 4.15 Bir atık ısı kazanı ısı denge analizi için opsiyonel ölçümler ve modelleme varsayımları

Atık Isı Kazanı Isı Denge Analizi	
Opsiyonel Ölçümler	Parametreler Ölçümlenmediğinde Gerekli Olan Modelleme Varsayımları
Her Kızdırıcının Çıkış Buhar Sıcaklığı	Bir Kızdırıcının Etkinliği Tahmini
Her Kızdırıcının Çıkış Su Sıcaklığı	Ekonomizör Etkinliği veya Çıkıştaki Su Alt Soğutması Tahmini
HerEvaporatörün Aşağı Akan Suyun Akış Oranı	%1 Buhar Üretme Oranı için Aşağı Akış Oranı Tahmini
Kazandan Çevreye Doğru Kaybolan Radyasyon	Bir Yüzlük Kaybı Varsayımı (%1 veya %2)
Atık Isı Kazanı içindeki Güç Pompaları ve Yardımcıları	Pompa Verimliliği Tahmini

Üç Farklı Basıncılı Tekrar Isıtılmalı Örnek Atık Isı Kazanı



Şekil 4.52 Bir atık ısı kazanındaki bölüm bölüm ısı dengesi analizi için kontrol hacimleri (dikdörtgen kutular)

Şekil 4.52'daki atık ısı kazanı, her bölümü kapatan dikdörtgen sert hatlar ile tanımlanan dört parçaya bölümlenir. Atık ısı kazanının ilk bölümü (şekilde soldan sağa doğru uzanıyor), egzoz gazı girişinde başlıyor, yüksek basınçlı evaporatörden çıkan gazda sona eriyor. İkinci ve üçüncü bölümler, bir evaporatörün çıkışından sonraki evaporatörün çıkışına kadar süren gaz hattındaki atık ısı kazanının tüm elementlerini içerir. Son atık ısı kazanı bölümü; evaporatörün düşük basınçlı evaporatörü çıkışından, atık ısı kazanı bacasına kadar uzanır. Son bölümün performansı, normal olarak bir performans izleme sisteminde takip edilemez. Bu bölüm, atık ısı kazanının üçüncü (düşük basınçlı) bölümünün sonunu tanımlamak için birincil olarak diagram üzerinde gösterilir.

Ticari bir ısı denge bilgisayar programındaki bu dört bölümü tanımlamak gerekli değildir (ve muhtemelen olası da değildir). Dört bölümün farkı (kontrol hacimleri), bölüm bölüm ısı denge analizidir, her bölümün sınırları içinde gerçekleşen buhar/su sıcaklıkları ve basınçlarıdır, bu sınırlar içindeki doğru gaz sıcaklıklarını ortaya çıkarır.

Bölümlere yönelik dahili sıcaklıklar, varsayımlara dayanarak donanım performansı hakkında fikir verirler ve donanımı performansındaki kötüleşmeyi izlemek için yararlı değildir.

Bölümsel analizler gereklidir çünkü her bir kızdırıcının çıkışındaki buhar/su sıcaklıkları ölçülürken, ekonomizörde ise genellikle ölçülmez. Kızdırıcı veya ekonomizörlerin performansı hakkındaki varsayımlara (etkinliğin tahmin edilmesi gibi), bir atık ısı kazan bölümü içinde kızdırıcı veya ekonomizör bulunduğu sürece izin verilir. Bu durumda, kızdırıcı veya ekonomizörden alınan buhar/suyun dışarı doğru akışları, bölümün sınırlarını geçemez. Varsayımlar, tüm atık ısı kazanındaki ısı dengesinin tamamlanmasına ve her bölümün sınırları içinde doğru sonuçlar elde edilmesine izin verir. Bununla birlikte ısı dengesi analizi, atık ısı kazanı bölümlerinin sınırlarında oluşacak yanlış sonuçlara da meydan verir.

Çizelge 4.15, gereken girdiler ve ölçümlenen çıktılar ile örnek atık ısı kazanının GateCycle™ ısı dengesi modelindeki tüm donanım ikonlarını listeler. Her kızdırıcı ve ekonomizör, girdi olarak hem bir buhar/su çıkış sıcaklığı veya etkinliğine gerek duyar. Her evaporatör de girdi olarak (ölçümlenen) buhar üretimine gerek duyar. Kızgın buhar gidericiler (desuperheater), girdi olarak ölçümlenen kontrollü su akışına gerek duyar ve su pompaları, hem çıkış basıncına hem de izentropik verimliliğine gerek duyar.

Isı dönüştürücüleri (kızdırıcılar, evaporatörler ve ekonomizörler) listeli olmayan ek girdilere (gaz tarafı basınç kaybı, su tarafı basınç kaybı ve çevreye dağılan ısı kaybı... gibi) gerek duyar ve ısı transferi oranı ve yüzey alanı gibi ek çıktılarına sahiplerdir. Çizelge 4.16, birincil kontrol girdilerini ve birincil hesaplanan çıktıları gösterir.

Çizelge 4.16 Örnek atık ısı kazanının GateCycle™ ısı dengesi analizi için girdiler ve çıktılar

Örnek GateCycle™ atık ısı kazanının ısı dengesi modelindeki girdiler ve çıktılar			
İKON	TÜR	Girdi Verisi	Hesaplanan Girdiler
HPSHI	İlk Yüksek Basıncılı Kızdırıcı	Çıkış Buhar Sıcaklığı	Gaz Çıkış Sıcaklığı
RHI	İlk Tekrar Isıtmalı Kızdırıcı	Çıkış Buhar Sıcaklığı	Örnek atık ısı kazanının GateCycle™ ısı dengesi analizi için girdiler ve çıktılar
BRÜLÖR	Kanal Brülörü	Yakıt Akış Oranı	Gaz Çıkış Sıcaklığı
RH2	İkinci Tekrar Isıtmalı Kızdırıcı	Tahmin Edilen Etkinlik	Gaz Çıkış Sıcaklığı
HPSH2	İkinci Yüksek Basıncılı Kızdırıcı	Tahmin Edilen Etkinlik	Gaz Çıkış Sıcaklığı
HPEV	Yüksek Basıncılı Evaporatör	Buhar Üretimi	Gaz Çıkış Sıcaklığı
IPSHI	İlk Orta Basıncılı Kızdırıcı	Etkinlik	Gaz Çıkış Sıcaklığı
LPSHI	İlk Düşük Basıncılı Kızdırıcı	Çıkış Buhar Sıcaklığı	Gaz Çıkış Sıcaklığı
HPECI	İlk Yüksek Basıncılı Ekonomizör	Çıkış Buhar Sıcaklığı	Gaz Çıkış Sıcaklığı
IPEV	Orta Basıncılı Evaporatör	Buhar Üretimi Oranı	Gaz Çıkış Sıcaklığı
HPEC2	İkinci Yüksek Basıncılı Ekonomizör	Tahmini Etkinlik	Gaz Çıkış Sıcaklığı
IPE1	İlk Orta Basıncılı Ekonomizör	Çıkış Su Sıcaklığı	Gaz Çıkış Sıcaklığı
LPEV	Düşük Basıncılı Evaporatör	Buhar Üretimi	Gaz Çıkış Sıcaklığı
FWH	Ekonomizör	Çıkış Su Sıcaklığı	Gaz Çıkışı (Yığın) Sıcaklığı
HPDSH	Yüksek Basıncılı Kızgın Buhar	Kontrol Akış Oranı	Çıkış Buhar Sıcaklığı

	Soğutucu		
RHDSH	Tekrar Isıtmalı Kızgın Buhar Soğutucu	Kontrol Akış Oranı	Çıkış Buhar Sıcaklığı
RPUMP	Besleme Suyu Tekrarlı Sirkülasyon Pompası	Çıkış Basıncı İzentropik Verimliliği	Su Çıkış Sıcaklığı
IPPMP	Orta Basınçlı Besleme Pompası	Çıkış Basıncı İzentropik Verimliliği	Su Çıkış Sıcaklığı
HPPMP	Yüksek Basınçlı Besleme Pompa	Çıkış Basıncı İzentropik Verimliliği	Su Çıkış Sıcaklığı
SPI	Gaz Rotası Bölünmesi	Paralel Ekonomizörlerin Her Birinin Akış Fraksiyonu	Paralel Ekonomizörler HPEC2 ve IPEC1'e Gaz Akışı
GTEXH	GT Egzoz Gazı Kaynağı	Gaz Sıcaklığı	Yok
		Gaz Basıncı	Yok
		Gaz Bileşimi	Yok
		Gaz Akış Oranı	Yok
CRHEAD	Soğuk Tekrar Isıtmalı Buhar Kaynağı	Buhar Sıcaklığı	Yok
		Buhar Basıncı	Yok
		Buhar Akış Oranı	Yok
FW	Besleme Suyu Kaynağı	Su Sıcaklığı	Yok
		Su Basıncı	Yok
		Su Akış Oranı	Yok

Genel olarak her ısı dönüştürücüsündeki gaz ve su kısımlarındaki buhar kayıpları ayarlanabilir böylece ölçümlenen çıkış gazı ve buhar basınçları ile eşleşebilir. Çevreye karışan kayıp enerjinin fraksiyonu, genellikle bilinmez;örnek analizde bu değer, ısı

transfer oranının yüzde biri olarak varsayılmıştır. Evaporatörden aşağı doğru gerçekleşen akışın oranı genellikle bilinmez ama buhar üretim oranının yüzde biri (veya daha azı) olarak varsayılır.

Eğer Çizelge 4.16'daki girdi verilerinin hepsi, GateCycle™ modeli ise, model genellikle ölçümlenen baca sıcaklığını da içeren atık ısı kazanı doğrultusunda gaz sıcaklığı dağılımını hesaplayacaktır. Hesaplanan baca sıcaklığı, ölçümlenen baca sıcaklığına eşit olmalıdır. Eğer hesaplanan baca sıcaklığı, ölçümlenen baca sıcaklığı ile eşit değilse, ölçümlenen girdiler ve baca sıcaklığı arasında bir enerji dengesizliği vardır. Belki ölçümlenen buhar akışları doğru değildir, belki de ölçümlenen baca sıcaklığı, bacadaki ortalama gaz sıcaklığını göstermemektedir.

Yüksek basınçlı buhar üretimi, atık ısı kazanı enerji denge analizine yönelik önemli dağılımları ile ölçümlendiği için; hesaplanan baca sıcaklığı, ölçümlenen baca sıcaklığına eşit olana kadar etkili bir veri doğrulama prosedürü (tahmini verilerle) yüksek basınçlı buhar üretimini (yüksek basınçlı evaporatörde) tekrarlar. Ortaya çıkan yüksek basınçlı buhar debisi, baca sıcaklığı ile uyumlu bir değerdir ve ısı dengesine sahip yüksek basınçlı buhar akımı olarak adlandırılır. GateCycle™'a kurulan bir makro ile program, baca sıcaklığı kullanıcının girdiği (ölçümlenmiş) değer olana kadar yüksek basınçlı buhar üretimini otomatik olarak değiştirebilir.

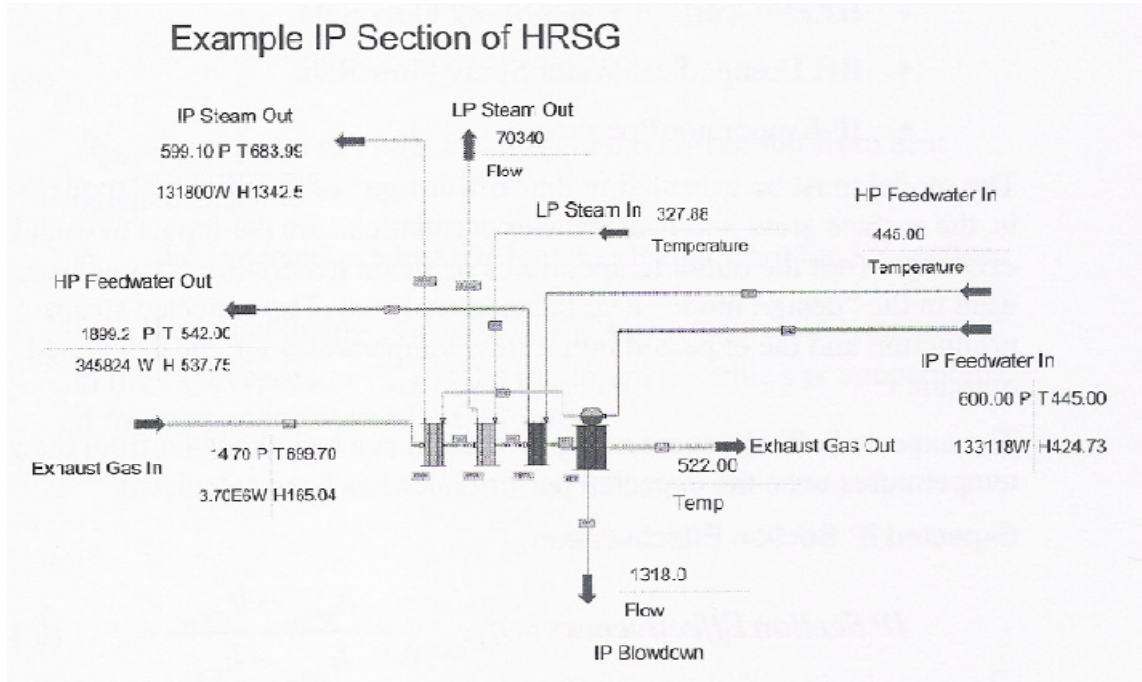
Bu ısı dengeli buhar akımı, ölçümlenen buhar akımına bakıldığında performans gözlemlenmesi açısından çok daha güvenilirdir. Isı dengeli buhar akımı, atık ısı kazanı performans kötüleşme hesaplanmasında bir girdi olarak kullanılmalıdır ve aynı zamanda izlenmek üzere buhar türbini ısı dengesi analizinde de bir girdi olarak kullanılmalıdır. Buhar türbini ve kondenser ısı dengesi analizindeki, atık ısı kazanı ısı dengeli buhar akımının kullanımı, kondenslerdeki kötüleşmenin gerçek değerlendirmesi için gereklidir.

4.2.7 Beklenen Bölüm-Bölüm Performans

Bir atık ısı kazanında bölüm bölüm ısı dengesi gerçekleştirilirse, her bölümün çıkışındaki gaz sıcaklıkları, ısı dengesi analizinden bilinir. Bu da, beklenen orta ve düşük basınçlı buhar akımlarının öngörülmesi olasılığını kuvvetlendirir.

Atık ısı kazanının orta basınçlı bölümünün beklenen performansı, atık ısı kazanının orta basınçlı bölümünün girişindeki gaz egzoz sıcaklığına ve debisine bağlıdır; fakat atık ısı kazanının girişindeki GT egzoz gazı akışı koşullarına bağlı değildir. Tüm atık ısı kazanı modeli, beklenen orta basınçlı buhar akımını öngörmek için kullanıldığında, orta basınçlı buhar akım öngörüsü, ölçümlenen yüksek basınçlı bölümde olduğu gibi atık ısı kazanının yüksek basınçlı bölümünden çıkan gazın sıcaklığını baz alır. Bölüm bölüm atık ısı kazanı, ısı dengesi analizi gerçekleştirildiğinde, yüksek basınçlı bölümün gerçek performansı, varsayılan (ölçümlenen) yüksek basınçlı bölüm performansı yerine beklenen orta basınçlı buhar akımının öngörüsünde kullanılabilir.

Örnek atık ısı kazanı orta basınçlı bölümü



Şekil 4.53 Atık ısı kazanının beklenen performansını öngörmek için model; veri, atık ısı kazanı tasarım noktasında gösterilmiştir.

Beklenen orta basınçlı buhar akışını öngörmek için kullanılan düzeltme yöntemi, atık ısı kazanının sadece orta basınçlı bölümünde (yüksek ve alçak basınçlı bölümler olmadan) bir model kullanmak içindir. Şekil 4.53, örnek bir atık ısı kazanı için beklenen orta basınçlı bölüm performansını göstermektedir.

Atık ısı kazanındaki orta basınçlı bölümün beklenen performans modeli, orta basınçlı bölümün performansı ile belirlenemeyen tüm akış özelliklerinin girdilerini gerektirir. Orta basınçlı bölüm ile belirlenen buhar/su akışı, orta basınçlı evaporatördeki buhar üretimidir. Isı dengesi değerleri, atık ısı kazanının orta basınçlı bölümünde ısıtılan orta ve yüksek basınçlı besleme sularının girişteki akış özelliklerini ayarlamak için kullanılır. Şekil 4.53'daki modelde bir girdi olarak gereken ısı dengesi verisi şu şekildedir:

- Egzoz Gazının Orta Basınçlı Bölüme Giriş Özellikleri
- Yüksek Basınçlı Ekonomizöre Akan Yüksek Basınçlı Besleme Suyunun Akışı, Sıcaklığı ve Basıncı
- Orta Basınçlı Evaporatörün Girişindeki Orta Basınçlı Besleme Suyunun Sıcaklığı ve Basıncı
- Düşük Basınçlı Kızdırıcının Girişindeki Düşük Basınçlı Buharın Akışı, Sıcaklığı ve Basıncı
- Yüksek Basınçlı Kızgın Buhar Gidericide Püskürtülen suyun debisi
- Tekrar Isıtmalı Kızgın Buhar Gidericideki Püskürtülen suyun debisi
- Orta Basınçlı Evaporatör Basıncı

Model, “dizayn harici” veya “öngörülen” şekilde uygulanmalıdır. Yani, yüzey alanları ve ısı transfer bağıntıları, her ısı dönüştürücüsü için birer girdidir (“dizayn modundaki” ısı denge analizinde kullanılan giriş sıcaklıkları ve buhar üretim oranları değildir). Beklenen buhar üretimi ve beklenen çıkış akımı sıcaklıkları, hesaplanan çıktılarıdır.

Orta basınçlı bölümün beklenen etkinliği, beklenen performans bir kere ölçümlendikten sonra gaz sıcaklığından hesaplanabilir.

Beklenen Orta Basınçlı Bölüm Etkinliği:

$$IP\ Section\ Effectiveness = \eta_{IP\ expected} = \frac{h_{gas_{in}} - h_{gas_{out}}}{h_{gas_{in}} - h_{T_{sat}}} \quad (4.60)$$

burada,

$h_{gas_{in}}$, Isı dengesi verisinden orta basınçlı bölüme giren egzoz gazının entalpisi.

$h_{gas_{out}}$, Orta basınçlı bölümden çıkan egzoz gazının beklenen entalpisi

$h_{T_{sat}}$, Evaporatördeki buhar doygunluk sıcaklığında değerlendirilen gaz entalpisi (T_{sat} , evaporatör sınırsız bir ölçüdeyse oluşacak olası en az gaz sıcaklığıdır.)

Orta basınçlı bölümün beklenen performansı, atık ısı kazanının sadece düşük basınçlı bölümünün (yüksek ve orta basınçlı bölümlerin olmadığı bir atık ısı kazanı modeli)

bir modelinden hesaplanabilir. Isı dengesi verisi, bu model için bir girdidir ve beklenen performans, yüksek veya orta basınçlı bölümlerin beklenen performansından bağımsız olarak öngörülür (beklenen yüksek veya orta basınçlı performans modellerinin sonuçlarında elde edilen verilerden, beklenen düşük basınç için performans modeli için girdi oluşturacak bir veri yoktur).

Düşük basınçlı bölümün beklenen etkinliği, beklenen performans bir kere hesaplandıktan sonra gaz sıcaklığından hesaplanabilir.

Beklenen Düşük Basıncılı Bölüm Etkinliği:

$$LP\ Section\ Effectiveness = \eta_{LP\ expected} = \frac{h_{gas\ in} - h_{gas\ out}}{h_{gas\ in} - h_{T\ sat}} \quad (4.61)$$

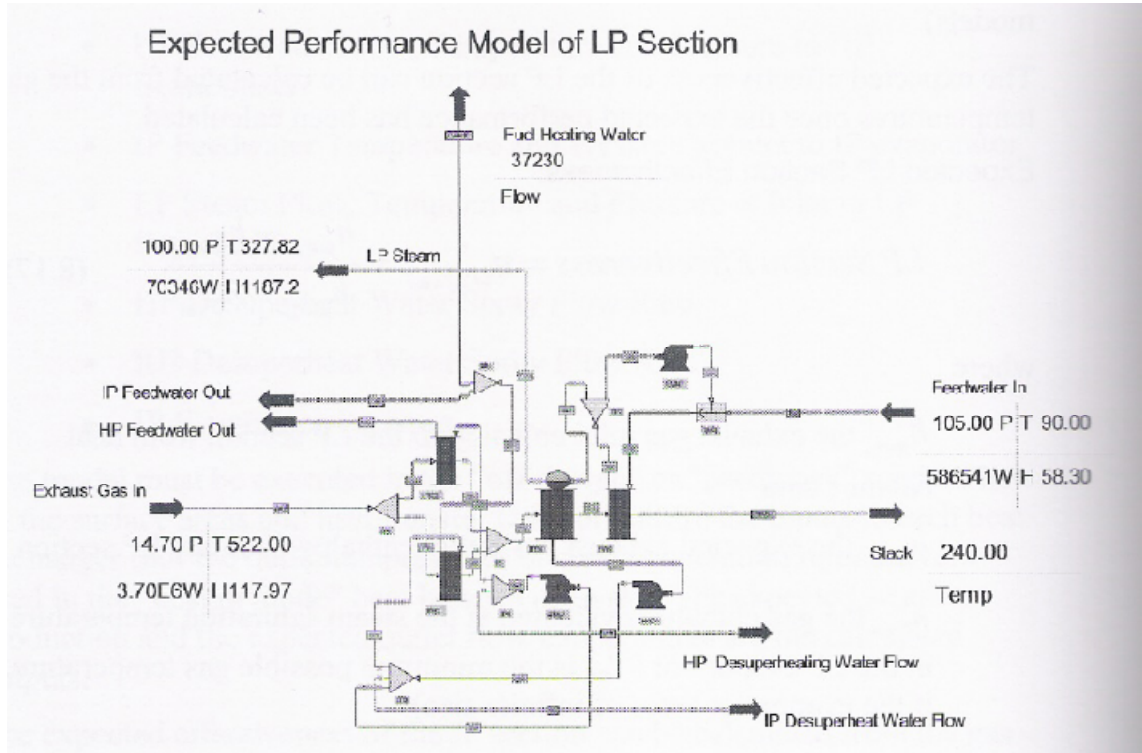
burada,

$h_{gas\ in}$, Isı dengesi verisinden düşük basınçlı bölüme giren egzoz gazının entalpisidir.

$h_{gas\ out}$, Düşük basınçlı bölümden çıkan egzoz gazının beklenen entalpisidir.

$h_{T\ sat}$, Düşük basınçlı evaporatördeki buhar doygunluk sıcaklığında değerlendirilen gaz entalpisidir (T_{sat} , evaporatörün sınırsız ölçüye sahip olması durumundaki olası en düşük gaz sıcaklığıdır).

Düşük basınçlı bölümdeki beklenen performans modeli



Şekil 4.54 Atık ısı kazanının orta basınçlı bölümündeki beklenen performansın öngörümü için model; veri, atık ısı kazanının tasarı noktasında gösterilmiştir.

4.2.8 Kirlenmenin Atık Isı Kazanı Performansı Üzerindeki Etkisi

Üç basıncılı bir atık ısı kazanının GateCycle™ modeli, atık ısı kazanının çeşitli konumlarındaki kötüleşmeyi simule etmek için kullanılmıştır. Kötüleşme, bir evaporatörün ısı transfer katsayısını, ısı transfer kirlilik faktörü ile çarparak modellenmiştir. 0.5'e eşit olan kirlilik faktörü evaporatörün toplam ısı transfer katsayısını yarı yarıya düşürmektedir. Çizelge 4.17 ve Şekil 4.55 yüksek basıncılı evaporatörün bozunmaya uğradığı zamanlarda tahmin edilen atık ısı kazanı performansını göstermektedir. Fakat diğer iki evaporatör ölçüldüğü gibi kalmaktadır (diğer tüm atık ısı kazanı aletleri de). Şekil 4.56, orta basıncılı evaporatörün bozunmaya uğrayan tek alet olduğu durumda tahmin edilen sonuçları göstermektedir. Şekil 4.57 atık ısı kazanının düşük basıncılı evaporatöründeki bozunmayı canlandırmak için kirlilik faktörünün kullanılması halinde tahmin edilen sonuçları göstermektedir.

Toplam atık ısı kazanı etkinliği evaporatörlerin herhangi birinde gerçekleşen kötüleşme ile en düşük basınç evaporatörü haricinde temelde değişime uğramamaktadır. Bu durumda atık ısı kazanı verimliliğinde küçük bir azalma olmaktadır. Bu demek oluyor ki toplam atık ısı kazanı etkinliği (ya da verimliliği) atık ısı kazanındaki kötüleşme için iyi bir gösterge değildir. Daha yüksek basıncılı bir evaporatör bozunmaya uğradığında, yüksek basıncılı buhar üretimi azalmaktadır; fakat atık ısı kazanının yüksek basınç kısmından yüksek sıcaklıkta gaz çıktığından bir sonraki adımda yer alan evaporatördeki buhar üretimi artmaktadır. Buhar/suya transfer edilen toplam ısı fazla değişmemektedir; yüksek basıncılı buhara azalan transferi, alçak basıncılı buhara artan ısı transferi tarafından dengelenmektedir. Toplam ısı transferine bağlı olan atık ısı kazanı etkinliği, fazla değişikliğe uğramamaktadır fakat atık ısı kazanından elde edilen buharın elektrik üretebilme kapasitesi azalmaktadır.

Çizelge 4.17'da yüksek basıncılı buhar akımındaki azalmanın (58 KPPH- [Kilo Pascals Per Hour- Enerji santrallerinde buhar basıncı ölçüm birimi]) neredeyse bütünü, orta basıncılı buhar akımındaki artış ile (56.4 KPPH) yapılmaktadır. Düşük basıncılı buhar

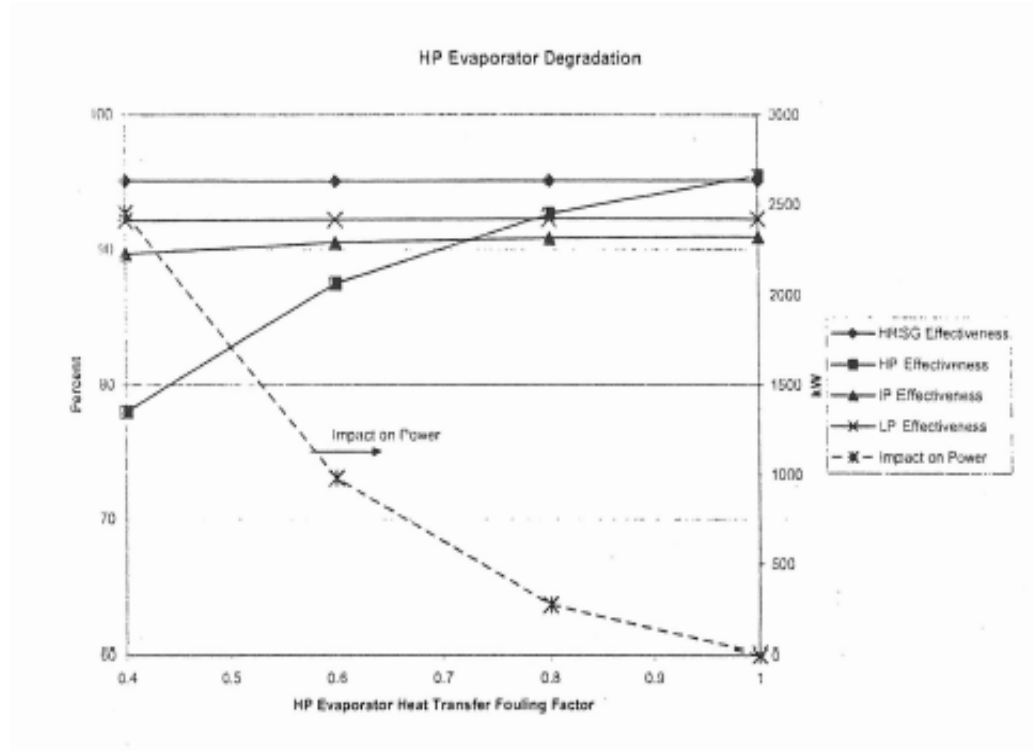
akımındaki artış (86 KKPPH) toplam atık ısı kazanı buhar akımını bozunma sonrasında, bozunma öncesinde olduğundan çok daha yüksek bir seviyeye taşımaktadır. Toplam buhar enerjisi bozunma ile küçük bir miktar azalmıştır, bu da atık ısı kazanı etkinliğinde küçük bir azalmaya neden olmaktadır.

Atık ısı kazanının yüksek basınçlı kısmının etkinliği, yüksek basınçlı evaporatöründe ısı transfer kirlilik faktörü 1.0'dan 0.4'e değiştirildiğinde önemli miktarda değişime uğramaktadır (%95.5'ten % 78.0'a). Fakat orta basınçlı ve düşük basınçlı kısımlarının etkinliği neredeyse sabit kalmaktadır. Atık ısı kazanı bölümlerinde buhar akımları büyük değişimler geçirirken, orta basınçlı ve düşük basınçlı bölümlerinin etkinliğinin değişmemesi büyük bir şanstır. Böylelikle diyebiliriz ki, atık ısı kazanının bir bölümündeki değişiklik bu bölümdeki kötüleşmenin iyi bir göstergesidir.

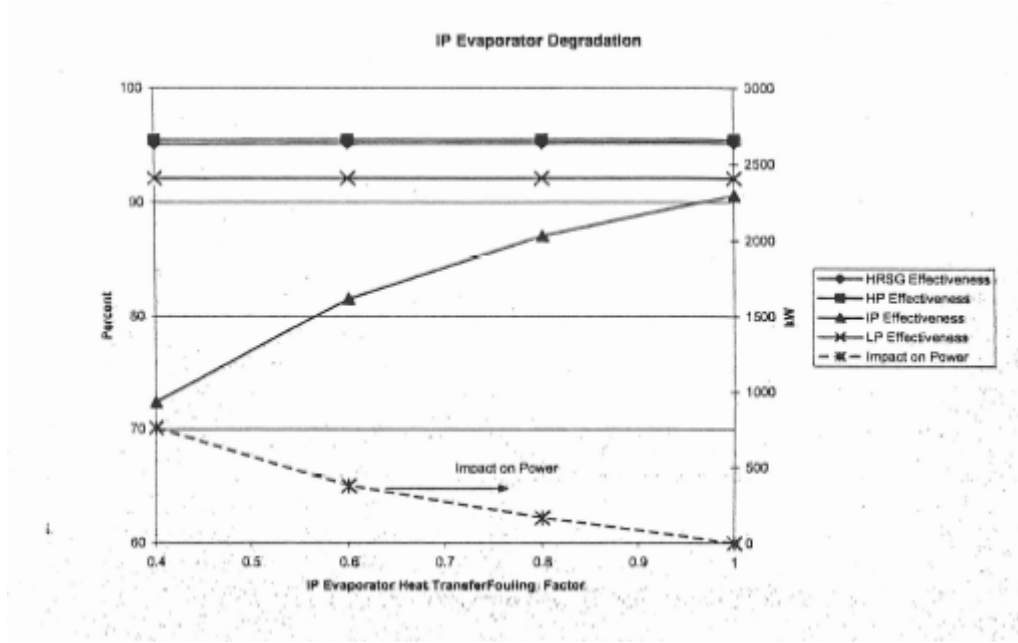
Çizelge 4.17 Kirlenmiş yüksek basınçlı evaporatör için öngörülen atık ısı kazanı performansı

Yüksek Basınçlı Evaporatörde Atık Isı Kazanı Performansı ve Isı Transferi Kirlenme Faktörü		
Yüksek Basınçlı Evaporatörde Isı Transferi Kirlenme Faktörü	1.0	0.4
Atık Isı Kazanı Etkinliği (%)	94.8	94.5
Yüksek Basınçlı Buhar Akımı (KPPH)	394	336.
Yüksek Basınçlı Buhar Sıcaklığı (F)	1000	1046.
Yüksek Basınçlı Bölüm Etkinliği (%)	95.5	78.0
Orta Basınçlı Buhar Akımı (KPPH)	87.5	143.9
Orta Basınçlı Buhar Sıcaklığı (F)	507.	539.
Orta Basınçlı Bölüm Etkinliği (%)	90.6	89.4
Düşük Basınçlı Buhar Akımı (KPPH)	79.5	88.1
Düşük Basınçlı Buhar Sıcaklığı (F)	327	332

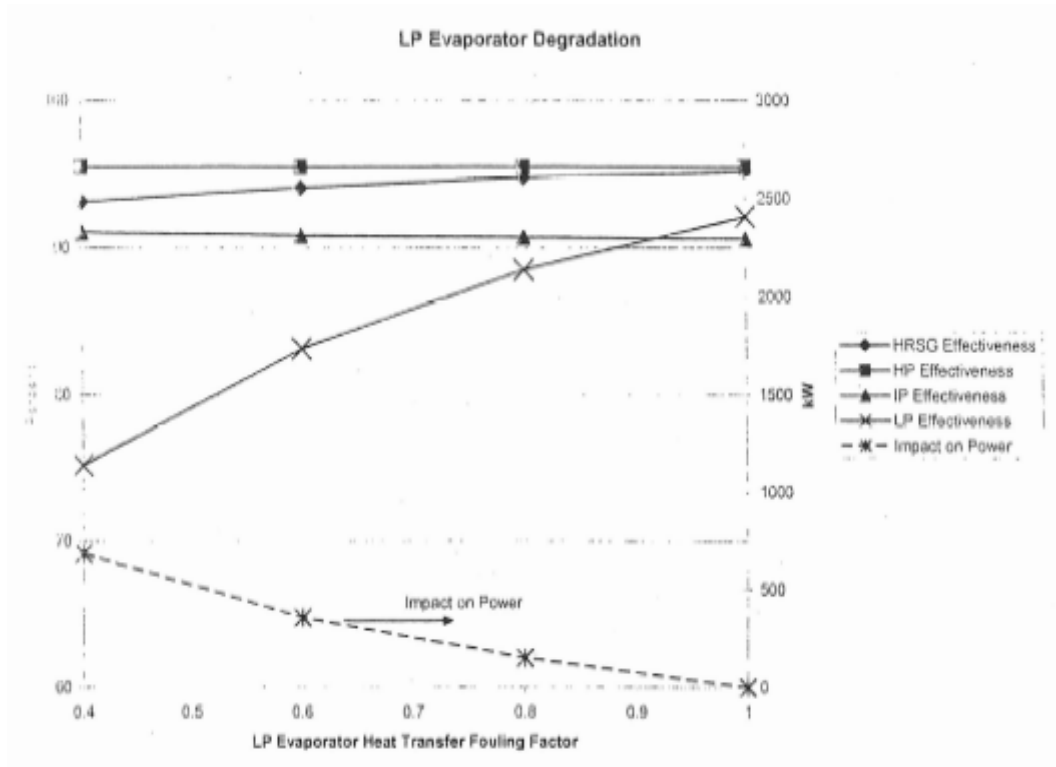
Düşük Basınçlı Bölüm Etkinliği (%)	92.1	91.7
Yığın Sıcaklığı (F)	201.	204.
Buhar Türbini Gücü (MW)	85.9	83.5



Şekil 4.55 Sadece yüksek basınçlı evaporatörde gerçekleşen bozunma



Şekil 4.56 Sadece orta basınçlı evaporatörde gerçekleşen bozunma



Şekil 4.57 Sadece düşük basınçlı evaporatörde gerçekleşen bozunma

4.2.9 Atık Isı Kazanı Performans Değerlendirmesi

Atık ısı kazanı performansında gerçekleşen kötüleşme, eğer atık ısı kazanı performansının ölçüldüğü referans operasyon koşullarında gerçekleştirilseydi sahip olacağı performanstaki azalmaya eşittir. Bu kötüleşmeyi hesaplamak için, performans izleme sisteminin mevcut çalışma koşullarında beklenen performansı, mevcut çalışma koşullarında gerçekleşen performans ile karşılaştırılıp, bu değerler referans çalışma koşullarına düzeltilmelidir.

Çalışan bir atık ısı kazanındaki kötüleşmenin tespit süreci aşağıdaki listede kabaca anlatılmıştır:

1. Gaz türbini ve atık ısı kazanı için bir dizi ölçülmüş verinin elde edilmesi ve doğrulanması
2. Egzoz gazı özelliklerinin elde edilmesi için gaz türbini ısı denge analizinin gerçekleştirilmesi
3. Gaz türbini ısı denge analizinde hesaplanan egzoz gazı özelliklerini girdi verisi olarak kullanıp atık ısı kazanı ısı denge analizinin gerçekleştirilmesi
4. Gerçek atık ısı kazanı verimliliği ya da etkinliği ile yüksek basınç etkinliği, orta basınç etkinliği ve düşük basınç etkinliği için gerçek değerlerin ısı denge verisinden hesaplanması
5. Beklenen atık ısı kazanı dış buhar akımlarının, sıcaklıklarının ve basınçlarının ticari ısı denge yazılımı kullanılarak tahmin edilmesi. Eğer bölüm bölüm ısı denge analizi gerçekleştirilseydi, bu durumda bölüm bölüm beklenen performansın, ısı denge gaz sıcaklıklarının, atık ısı kazanının her bir bölümünde girişteki gaz sıcaklıkları yerine kullanılması ile tahmin edilmesi mümkün olabilirdi.
6. Beklenen atık ısı kazanı verimliliği ya da etkinliği ve yüksek basınç etkinliği, orta basınç etkinliği ve düşük basınç etkinliği için beklenen değerlerin umulan performans değerlerinden hesaplanması

7. Düzeltilmiş atık ısı kazanı performansının hesaplanması (denklemler aşağıda verilmiştir).
8. Atık ısı kazanındaki kötüleşmenin hesaplanması (denklemler aşağıda verilmiştir).

Çizelge 4.18 Tipik olarak mevcut olan atık ısı kazanı ölçümleri listesi

Atık Isı Kazanı Ölçümlenen Veri	
Ölçüm	Önemi
Gaz Türbini Egzoz Sıcaklığı	Gerekli
Gaz Türbini Egzoz Akımı	Gerekli
Gaz Türbini Egzoz Bileşimi	İstenilir
Gaz Türbini Hava Girişi Sıcaklığı	İstenilir
Yüksek Basıncılı Buhar Çıkış Akımı	Opsiyonel
Yüksek Basıncılı Buhar Çıkış Sıcaklığı	Gerekli
Yüksek Basıncılı Buhar Çıkış Basıncı	Gerekli
Orta Basıncılı Buhar Çıkış Akımı	Gerekli
Orta Basıncılı Buhar Çıkış Sıcaklığı	Gerekli
Orta Basıncılı Buhar Çıkış Basıncı	Gerekli
Tekrar Isıtmalı Buhar Çıkışı Akımı	Gerekli
Tekrar Isıtmalı Buhar Çıkışı Sıcaklığı	Gerekli
Tekrar Isıtmalı Buhar Çıkışı Basıncı	İstenilir
Soğuk Tekrar Isıtmalı Buhar Giriş Akımı	İstenilir
Soğuk Tekrar Isıtmalı Buhar Giriş Sıcaklığı	Gerekli
Soğuk Tekrar Isıtmalı Buhar Giriş Basıncı	Gerekli
Orta Basıncılı Buhar Çıkış Akımı	Gerekli

Orta Basıncılı Buhar Çıkış Sıcaklığı	Gerekli
Orta Basıncılı Buhar Çıkış Basıncı	Gerekli
Yığın Sıcaklığı	Gerekli
Besleme Suyu Giriş Sıcaklığı	Gerekli
Besleme Suyu Giriş Akımı	İstenilir
Kanal Brülörü Yakıt Akışı ve Isıtma Değeri	Gerekli
Her Evaporatöre Giren Su Sıcaklığı	İstenilir
Her Kızgın Buhar Gidericiye Akan Suyun Kontrolü	Gerekli
Aşağı Akan Su Akış Oranı	Opsiyonel
Pompalar ve Yedek Teçhizat İçin Güç	Opsiyonel
Atık Isı Kazanı Boyunca Basınç Değişikliği	Opsiyonel

Atık ısı kazanı, performansın belirlenmesi için gereken verilerin ya hiç ölçülememesi ya da tam olarak ölçülememesinden dolayı benzersiz bir izleme problemi yaratmaktadır. Çizelge 4.18'deki ölçülmüş verilerin listesi, atık ısı kazanı performans değerlendirmesi için gereken ölçümleri göstermektedir.

Listedeki parametrelerin bir bölümü performans analizi için mutlak olarak gereklidir. Bu parametrelere tabloda “gerekli” yazarak önemleri ortaya konmuştur. İkinci derece önemli olanlar tabloda “istenilir” şeklinde belirtilmiştir. İstenilen veri eğer atık ısı kazanı bozunması %1 oranında tekrar edilebilirlikle izlenmek isteniyorsa gereklidir fakat mutlak öneme sahip değildir. “Opsiyonel” önem seviyesine sahip olan verinin, performans değerlendirmesinin doğruluğunu geliştirmek üzerinde küçük bir etkisi vardır. Ölçüm yoksa ölçülen değer bir sabite eşit olduğu varsayılabilir. Fakat opsiyonel veri atık ısı kazanı bozunmasının kaynağının tespit edilmesinde, bozunmanın hesaplanmasında pek katkıda bulunmasa da oldukça kullanışlı olabilir (buna bir örnek atık ısı kazanının gaz tarafındaki basınç kaybıdır).

Atık ısı kazanı ısı denge analizi ölçülmüş verileri girdi olarak kabul edip atık ısı kazanının mevcut performansı ile ilgili ek verileri hesaplar. Atık ısı kazanının nasıl çalışmasının beklendiği üzerine bir varsayımda bulunmaz. Atık ısı kazanı ısı denge analizinden hesaplanan veri, atık ısı kazanının mevcut performansına dair ölçülmüş verinin kendisinden bile daha kapsamlı bir kaynaktır. Yüksek basınçlı buhar akımı için de ısı denge değeri sağlamaktadır. Bu değer enerji denge perspektifinden, gaz türbin ısı dengesi ve atık ısı kazanı baca sıcaklığı ile uyumludur.

Eğer bölüm bölüm ısı denge analizi gerçekleştirilse, her bir evaporatörün çıkışındaki egzoz gazı sıcaklıkları atık ısı kazanının performansına dair ek bilgi olarak ortaya çıkacaktır. Bu bölüm bölüm verimlilik ya da etkinlik değerlendirmesini sağlarken, beklenen orta basınçlı ve düşük basınçlı buhar üretim hızlarının daha iyi tahmin edilmesi için veriler sağlar.

Düzeltilmiş atık ısı kazanı performansı, atık ısı kazanı performansının referans çalışma koşullarında gerçekleştirilmiş olsa ulaşabileceği değerin bir tahminidir. Atık ısı kazanında kötüleşme olmasa, düzeltilmiş performans ölçülen performansa eşit olurdu. Düzeltilmiş performans, hem mevcut (gerçek) performansın hem de beklenen performansın bilinmesi durumunda tahmin edilebilir. Kötüleşme (Bozunma) ölçülen koşullarda performansta yaşanan düşüştür.

Atık ısı kazanı performansının düzeltilmiş yedi parametresi: Yüksek basınçlı buhar akımı, orta basınçlı buhar akımı, düşük basınçlı buhar akımı, atık ısı kazanı verimliliği ya da etkinliği, yüksek basınç etkinliği, orta basınç etkinliği ve düşük basınç etkinliği atık ısı kazanı izleme sisteminin bir parçası olarak hesaplanmalıdır. 8.18 ve 8.21 arasındaki denklemler gerçek (ısı denge) ve beklenen performanslar bilindiğinde bu düzeltilmiş parametrelerin hesaplanmasında kullanılabilir.

Düzeltilmiş Yüksek Basıncılı Buhar Akımı:

$$W_{HP_{corrected}} = \frac{W_{HP_{actual}}}{W_{HP_{expected}}} W_{HP_{rated}} \quad (4.62)$$

Düzeltilmiş Orta Basıncılı Buhar Akımı:

$$W_{IP_{corrected}} = \frac{W_{IP_{actual}}}{W_{IP_{expected}}} W_{IP_{rated}} \quad (4.63)$$

Düzeltilmiş Düşük Basıncılı Buhar Akımı:

$$W_{LP_{corrected}} = \frac{W_{LP_{actual}}}{W_{LP_{expected}}} W_{LP_{rated}} \quad (4.64)$$

Atık Isı Kazanı veya bir bölümünün Düzeltilmiş Etkinliği veya Verimliliği:

$$\eta_{corrected} = \frac{\eta_{actual}}{\eta_{expected}} \eta_{rated} \quad (4.65)$$

Atık ısı kazanındaki bozunma, düzeltilmiş ve hesaplanmış değerler arasındaki farka eşittir ve atık ısı kazanı bozunmasının yedi parametresi ise şu şekilde ifade edilebilir.

Yüksek Basıncılı Buhar Akımındaki Bozunma:

$$W_{HP_{deg}} = W_{HP_{rated}} - W_{HP_{corrected}} \quad (4.66)$$

Orta Basıncılı Buhar Akımındaki Bozunma:

$$W_{IP_{deg}} = W_{IP_{rated}} - W_{IP_{corrected}} \quad (4.67)$$

Düşük Basıncılı Buhar Akımındaki Bozunma:

$$W_{LP_{deg}} = W_{LP_{rated}} - W_{LP_{corrected}} \quad (4.68)$$

Verimlilik veya Etkinlikteki Bozunma:

$$\eta_{deg} = \eta_{rated} - \eta_{corrected} \quad (4.69)$$

Toplam atık ısı kazanı performansının en anlamlı parametresi yüksek basınçlı buhar üretiminde yaşanan bozunmadır ($W_{HP_{deg}}$). Bu parametre, yüksek basınçlı buhar üretiminde, ölçülen yüksek basınçlı buhar üretimiyle kıyaslandığında yaşanan düşüştür. Bu sayı buhar akım birimlerindedir, santral operatörüne atık ısı kazanı etkinliğinden çok daha anlamlı bir veri sunmaktadır.

Düzeltilmiş değer veya yüksek basınç etkinliğinin, orta basınç etkinliğinin, alçak basınç etkinliğinin bozunma büyüklüğü atık ısı kazanındaki bu bölümlerde yaşanan kötüleşme konusunda yararlı bir göstergedir.

4.2.10 Sonuçlar ve Tavsiyeler

Atık ısı kazanı performans değerlendirmesinin %1 tekrarlanabilme potansiyeli vardır ki bu yüksek basınçlı buhar üretme yetisinde yüzde birlik değişimin (azalma yönünde) tespit edilebilmesi yetisi anlamına gelmektedir. Atık ısı kazanı değerlendirmesi gaz türbini egzoz gazı akış özelliklerinin tam olarak kullanılabilir olmasına bağlıdır. Bunlar gaz türbin ısı denge analizinden ele edilebilir.

Atık ısı kazanının ısı denge analizi, atık ısı kazanı boyunca ölçülen gaz sıcaklığı değişimi ile enerji denge analizi temelinde, yüksek basınçlı buhar akımının ısı denge değerinin tutarlı bir değerini üretebilir. Yüksek basınçlı buhar akımının bu değeri atık ısı kazanı

performansı için parametre olarak ölçülen yüksek basınçlı buhar akımından daha güvenilir bir parametredir.

Eğer yeterli kızdırıcı ve ekonomizör çıkış buhar/su sıcaklıkları ölçülebilir ise atık ısı kazanı boyunca tutarlı bir gaz sıcaklığı profili hesaplanabilir.

Atık ısı kazanı verimliliği ve atık ısı kazanı etkinliği atık ısı kazanısındaki bozunmayı tespit etmek için kullanışlı parametreler değildir. Atık ısı kazanısının her bir bölümünün (yüksek basınçlı, orta basınçlı ve düşük basınçlı) etkinlik değerleri her bölüm için kullanışlı göstergelerdir.

Düzeltilmiş orta basınçlı ve düşük basınçlı buhar akımları atık ısı kazanı bozunmasının kullanışlı göstergeleri olabilirler ama bölüm bölüm atık ısı kazanı modeli, beklenen orta basınçlı ve düşük basınçlı buhar akımlarını tahmin etmek üzere kullanılmaları gerekir. Bu düzeltilmiş akımlar için yüzde birlik güvenilirlik beklemeyin, orta basınçlı ve düşük basınçlı buhar akımları bu kadar doğru ölçülmemektedir. Orta basınçlı ve düşük basınçlı buhar akımlarının beklenen değerleri yüksek basınçlı buhar akımı için beklenen değerler kadar isabetli değildir. Düşük basınçlı evaporatör atık ısı kazanısındaki son ısı değiştiricidir, tüm diğer ısı değiştiricilerin performansları düşük basınçlı buhar üretimini etkilemektedir. Analiz tüm yukarı akım ısı dönüştürücülerinde yüzde bire modelleme ihtiyacı duyar çünkü ancak böyle beklenen düşük basınçlı buhar üretimini yüzde birde tahmin edebilir.

Atık ısı kazanılarının performans değerlendirmeleri genellikle hem ısı denge analizi hem de beklenen performansın tahmini için atık ısı kazanı bilgisayar programı modellerinin kullanılmasını gerekli kılmaktadır.

4.3 Buhar Türbini Performansı

4.3.1 Genel Bakış

Bir buhar türbini, buhardaki termal enerjiyi, şaft rotasyonu formundaki mekanik enerjiye dönüştürmek için nozul ve dönen kanatlar boyunca kontrol edilen yüksek basınçlı buharı genleştiren mekanik bir aygıttır. Bir güç tesisinde, şaft genellikle bir jeneratör ile birlikte kullanılır, hem direkt hem de bir dişli kutusu aracılığı ile kullanılabilir. Kanatlar boyunca yol alan buhar akışını sağlayan sürüş kuvveti, türbinin giriş ve çıkışı arasındaki bir buhar düşüşüdür. Karşı basınçlı buhar türbinlerinde çıkış sıcaklığı, atmosferik basıncın üstündedir. Yoğunlaşmalı buhar türbinlerinde çıkış sıcaklığı, atmosfer basıncının altındadır (vakum). Buhar türbinleri ile birleşen çevrimler tasarlamak için birçok yol bulunmaktadır ve bu nedenle buhar türbinlerinde çok geniş çeşitlilikte konfigürasyonlar bulunmaktadır.

4.3.2 Buhar Türbini Konfigürasyonları

Elektrikli üretimi ve birleşik üretim (kojenerasyon) uygulamaları için kullanılan buhar türbinlerinde, kazanların ve atık ısı kazanlarının karakteristikleri olarak da kullanılan çevrimleri düzenlemek için değişik akış konfigürasyonları bulunmaktadır. Bu nedenle, elektrikli üretimi ve kojenerasyon uygulamaları için kullanılan buhar türbinleri, türbine giren yüksek basınçlı buharın yoğunlaşarak türbinden çıkacağı kadar basit (“düz genleşme konfigürasyonu” olarak adlandırılmıştır) şekilde yapılandırılmamıştır. Güç tesislerindeki buhar türbinleri, buhar girişleri ve/veya kontrol edilen (otomatik) veya kontrol edilemeyen buhar tahliyeleri ile birlikte gerçekleştirilebilir; tekrar ısıtma, karşı basınç ve/veya genleşme konfigürasyonları ile tekrar düzenlenebilir.

Buhar türbini konfigürasyonlarının bu denli geniş bir çeşitliliğe sahip olma gereksinimi, birçok üreticinin, yarı özel tasarım felsefesini kullanmasına neden olmuştur. Her buhar

türbini, çevrimin gereksinimlerini karşılamak için en iyi uyumu sağlamak adına uyum sağlayan ve özelleştirilen, önceden tasarlanmış bölümleri kullanarak konfigürasyon gerçekleştirilir. Bu yöntem ile, tekil olarak tasarlanan türbinin faydalarından birçoğu, bütün bir ortak tasarımı türbine ait yüksek maliyet (örneğin, ortak tasarımı her tekli kanat sırası) ve düşük güvenilirliğe maruz kalmadan fark edilebilir.

4.3.2.1 Giriş Bölümü

Buhar türbininin herhangi bir bölümünün girişinde tasarımcılar, kontrol edilmeyen buhar girişi (aynı zamanda “tam açık yay girişi” olarak da tanımlanır) veya kısmi açık yay girişi arasında bir seçim yaparlar. Bu karar genellikle maliyet ve verimlilik kararlarını baz alır, ayrıca operatörün bu bölümün buhar çıkış basıncını kontrol etmeye ihtiyacının olup olmaması belirleyicidir. Genellikle, buhar türbini verimliliği (ve tesis ısı oranı), tam açık yay girişinden kısmi açık yay girişlerinde daha iyidir, ayrıca bütün ark girişleri tam yükte, Vanaların Tamamen Açık (VWO) olduğu koşulda daha yüksek verimliliğe sahiptir. Kısmi açık yaylar girişlerindeki düşük VWO verimliliğinden dolayı girişleri tekli olarak segmentlere ayrılmaya ve aktif olmayan yaylara ihtiyaç duyarlar.

4.3.2.1.1 Kontrol Edilmeyen Giriş

Kontrol edilmeyen girişler ile (aynı zamanda tam açık yay girişleri olarak da adlandırılırlar) türbin bölümüne giriş yapan buhar, buhar türbini kanatlarından düz bir hatta geçiş yapar. Yükselen buhar basıncını ayarlamak için kullanılabilecek hiçbir kontrol valfi mevcut değildir (mevcut olsa bile, sabitlenmiş bir konumda tutulurlar). Buhar türbini girişteki akış alanının boyutları belirlenmiştir böylece buhar türbini giriş basıncı, tesisin tasarlanan koşullarda çalışması durumunda çevrim tasarımcısının istediği kısma valfi basıncında kalır.

Denklem 4.70, çok aşamalı bir buhar türbini bölümünde gerçekleşen akışlar için giriş basıncı, akışı, alanı ve basınç oranı arasındaki ilişkiyi tanımlamak için genellikle kullanılan denklemi göstermektedir.

Buhar Türbini Giriş Akışı İçin Modifiye Edilmiş Stodola Elips Kuralı:

$$w_{in} = C_q A_n \sqrt{\frac{P_{in}}{V_{in}} (1 - r^2)} \quad (4.70)$$

burada,

w_{in} , buhar türbini girişindeki buhar akışıdır.

P_{in} , buhar girişindeki (kısmı valfi) basıncıdır.

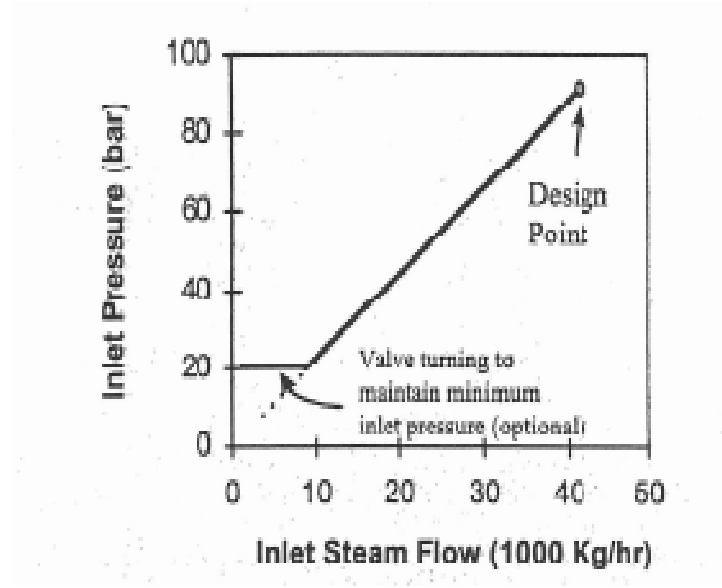
V_{in} , türbin girişindeki buharın spesifik hacmidir.

r , buhar türbini basınç oranıdır, giriş basıncı ile bölündüğünde çıkış basıncına eşittir.

A_n , nozul akış alanıdır.

C_q , buhar türbininin geometrisine bağlı olan buhar türbini akış katsayısıdır.

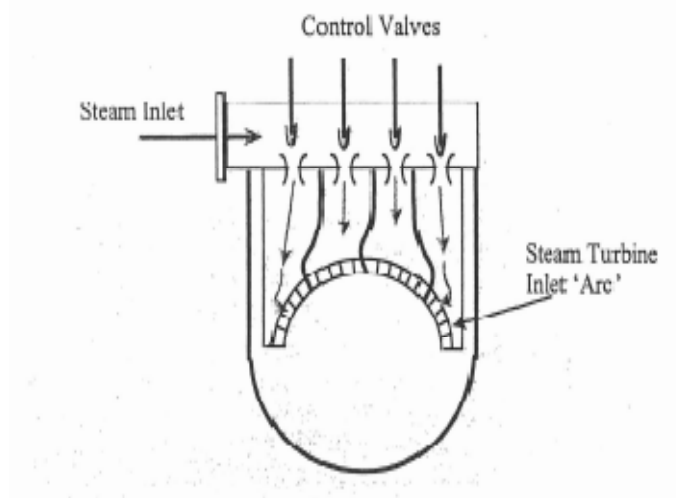
Operasyon sırasında buhar türbini giriş basıncı, akış koşulları ve buhar türbini çıkış basıncının fonksiyonudur (Şekil 4.58), bunun nedeni de akış alanının, kontrol edilmeyen girişlerle değişmemesidir (kontrol valfları veya sabit bir koşulda tutulan herhangi bir vana yoktur). Bu nedenle, kontrol edilmeyen bir girişin mevcut olduğu koşullarda çalışıldığında, operatörün kısma vanası üzerinde hiçbir kontrolü yoktur (Durdurma vanaları her zaman normal operasyonda tamamen açılmasına rağmen, bazen bu durumda da bir durdurma vanası mevcut olabilir). Bir türbin, giriş kontrol vanası olmadan çalıştırıldığında veya kontrol vanası tamamen açık bırakılıp çalıştırıldığında, “değişken basınçlı modta” çalıştırılıyor olarak tanımlanır. Bu modda türbin, çevrimin geri kalanı ile geri basınçlı bir ilişki içindedir ve böylece kazandaki buhar üretiminde gerçekleşen değişikliklere karşılık olarak kazan (buhar jeneratörü) çalışma basıncını kaydırır veya kontrol eder.



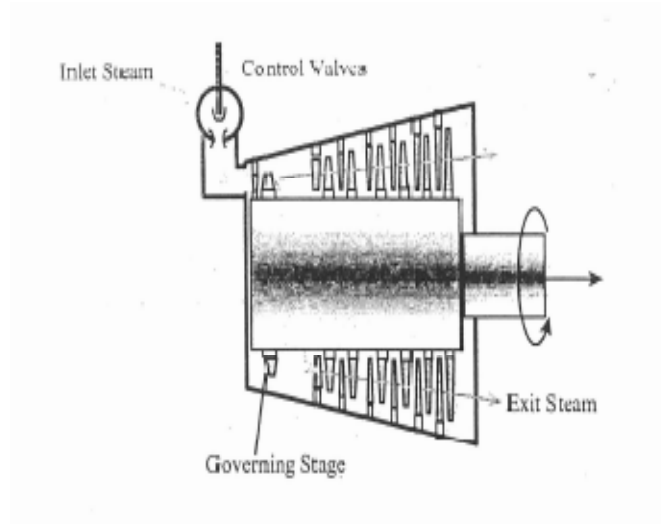
Şekil 4.58 Sabit çıkış sıcaklığı ve giriş sıcaklığı varsayımları yapılarak bir buhar türbinine yönelik gerçekleştirilen kontrolsüz giriş için kısma valfi basıncı ve giriş akışı

4.3.2.1.2 Kısmi Açık Yay Girişi

Birçok durumda çevrim, buhar türbini girişindeki basıncın, sabit bir değerde tutulabileceği şekilde tasarlanmalıdır. Örneğin, birleşik üretim tesisinde, bir işlem için gönderilen buhar, belirli bir basınçta desteklenmelidir. Bu buhar genellikle, çevrimde beklenen basıncın elde edilmesi gereken yüksek ve orta basınçlı buhar türbini bölümünden hemen önce çevrimden dışarı çıkar. Girişteki buhar akışları değişirken giriş basıncını sabit bir değerde tutmanın tek yolu, buhar türbininin girişinde bir ya da daha fazla vana kullanmaktır. Bazı türbin tasarımcıları, birçok giriş kontrol vananın paralel olarak konumlandığı bir sistem geliştirmişlerdir (Sıralı olarak çalışır) ve kısmi açık yay girişi olarak tanımlanır (Şekiller 4.59 ve 4.60). Kısmi açık yay girişindeki kısma vanasının çalıştırılması ile, çoklu vanaların kullanımı, kısmi yük altındaki kısma vanasında gerçekleşen kayıpları en aza indirir ve kusursuz bir basınç kontrolü karakteristiği sağlar.



Şekil 4.59 Kısımlı ark girişi bölümü, buhar türbininin eksenel miline dik olan kesitler



Şekil 4.60 Kısımlı ark girişi bölümü, basitleştirilmiş yan açış görünümü

Kısımlı açık yay kontrollü türbinde buhar, türbine giriş yapan akışı düzenleyen iki ya da daha fazla kontrol vanasının olduğu bir buhar gövdesinin içine akar (genellikle fosil yakıtlı birimlerde 4 kontrol valfi bulunur, endüstriyel uygulamalarda 8'e kadar çıkar, birçok valf bir arada açıldığında, valf sayısına eşit ya da daha az sayıdaki giriş sayısı elde edilir). Her valf, buhar türbininin giriş bölümünde belirli bir kısma doğru gerçekleşen akışı kontrol eder. Her valf kapandığında, buhar türbininin girişindeki etkin akış alanı azalır ve girişteki basınç oranı da artar. Kontrol sistemi, iç kısımlara doğru gerçekleşen basıncın istenilen seviyeye ulaşması için, giriş valfi konumlarını ayarlar. Bu şekilde, kısma valfi kayıpları en aza indirgenir, bunun nedeni de akışı kısma valfi ile engelleyen

tekli bir valftan daha fazla güç üreten dönen kanatlar ile basınç düşüşü elde edilmesidir.

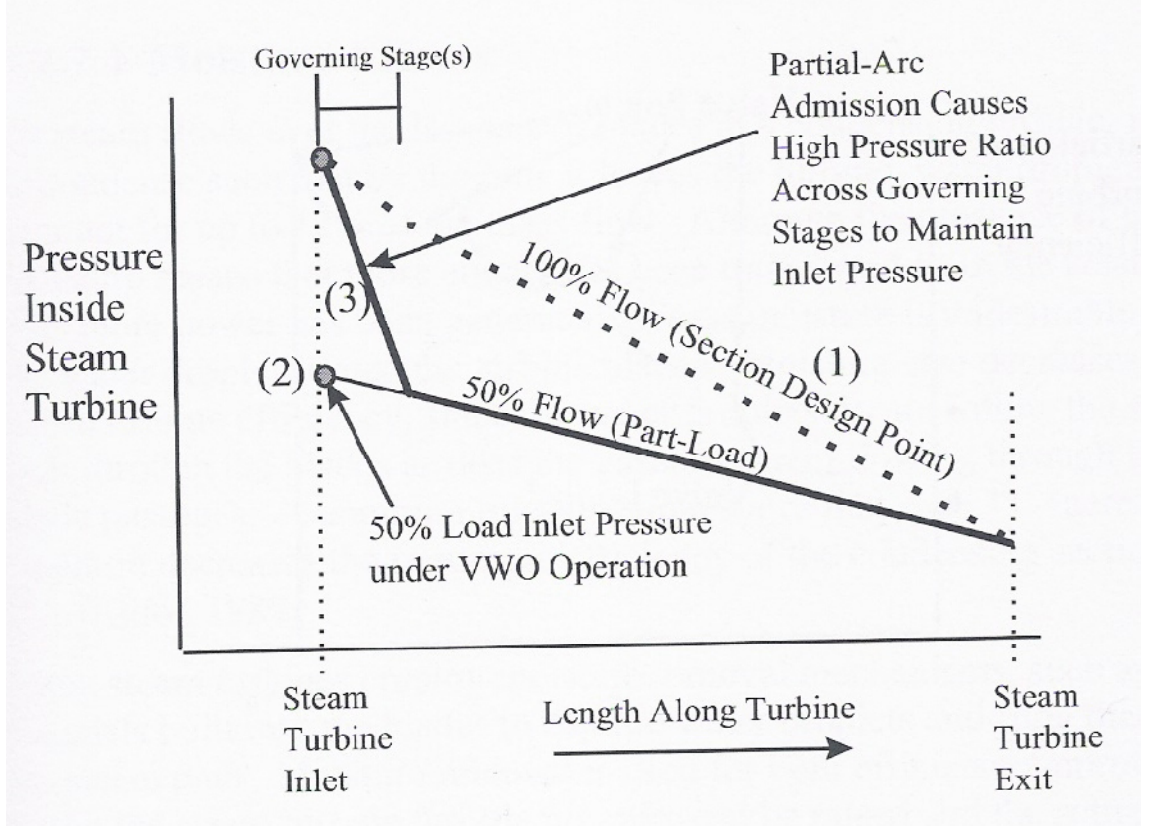
Kısmi açık yay türbininde, buhar türbini girişinin alt kısmındaki kanatlar, kısmi açık yay girişinde zor yükleme koşullarında çalışmak için özel olarak tasarlanmıştır. Örneğin kanat, giriş rotasyonu doğrultusunda tamamen yüklenmiş olabilir (bir valfin açık olduğu yerde) ve böylece rotasyondaki başka bir nokta yüklenmemiş olur (bir valfin kapalı olduğu yerde). Bunlardan bir ya da iki sırası, özellikle bazı aşamalar halinde tasarlanmıştır, bunlar da reglaj kademeleri olarak adlandırılır ve girişin alt tarafında bulunmaktadır. Bu aşamalar, geniş basınç oranı aralıklarında verimli bir şekilde çalışmasını sağlamak adına gereken sağlamlık ve yeterlilik için tasarlanmıştır. Tasarımcılar, titreme problemlerini en aza indirmek için valf açılma bölümünü tasarlamışlardır, böylece kısmi yüklemeleri en aza indirmek için çoklu valfların açılması mümkün olabilir.

Reglaj kademelerinden sonra, birçok buhar türbini, bir sonraki aşamaya geçmeden önce tüm akış alanlarının etrafına buhar akışını dağıtmaya izin veren açık bir alana sahiptir, böylece bu aşamada, tüm kavislerden geçen akış görülebilir. Bu alan, genellikle reglaj kademesi çıkış haznesi olarak adlandırılır. Reglaj kademesi çıkış haznesini takip eden aşamaya giriş yapan basınç, bu aşamada gerçekleşen akış oranı ve bölümdaki çıkış basıncına ait bir fonksiyondur. Kontrol valfları, sadece reglaj kademeleri boyunca ve üstünde gerçekleşen basıncı etkiler.

Aşağıdaki şekil, üç değişik çalışma senaryosundaki kısmi açık yay türbini boyunca gerçekleşen basıncı gösterir. %100 yükte, valflar tamamen açılır ve giriş yayı %100'ü akışı görür. Valfların tamamen açık olduğu (VWO) çalışma durumundaki %50'lik bir yükte giriş yayı hala akışı görür ve giriş basıncı, sürekli bir şekilde düşüş gösterir.

Eğer bir operatör, bazı kısmi yüklü çalışma noktalarında yüksek giriş basıncı elde etmek isterse, sadece giriş bölümünün bir parçasında akışın gerçekleşmesine izin vermek için

kontrol valflarının bir ya da daha fazlasını tamamen veya kısmen kapatabilir. Bu koşullar altında, reglaj kademeleri, daha yüksek basınç oranlarını görecektir. Eğer buhar türbini çıkış basıncı sabit tutulursa (kondenser tarafından belirlenir), türbinin geri kalan kısımlarındaki basınç oranı azalacaktır.

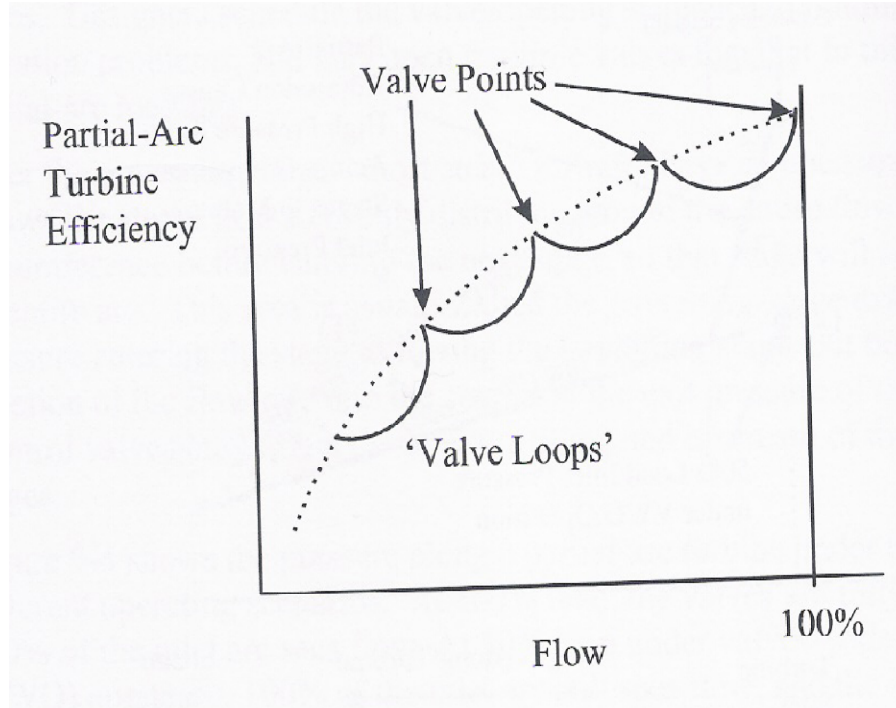


Şekil 4.61 Tam yük, kısmi yüklü yay kontrollü giriş ve kısmi yüklü vanalarda tamamen açık operasyonlar için kısmi eğimli girişi sağlayan buhar türbini boyunca ilerleyen basınç

Kısmi eğim girişindeki bölümler sadece gerekli durumlarda buhar türbininin içine inşa edilir çünkü buhar türbininin maliyetini ve karmaşıklığını artırır ve kontrol vanaları olmadan da daha düşük kısmi yük verimliliğinde buhar türbinini çalıştırabilirler.

Kısmi yük operasyonunda, buhar türbini verimliliği, aşağıdaki şekilde gösterilen kapalı vana durumundaki gibi düşer. Tekli vanaların tamamen kapalı konuma ulaştıkları operasyon noktalarındaki valf noktalarıdır. Valf noktalarında, kontrol vanaları hem

tamamen açık hem de tamamen kapalıdır: kısmen açık vana yoktur. Valf noktaları arasında çalışılırken, verimlilik düşer çünkü kısmen kapalı valflerin çevresinde, yüksek kısma kayıpları meydana gelir.



Şekil 4.62 Kısmi yay kontrollü türbin kısmi yük verimliliği

4.3.2.1.3 Hibrit Operasyon

Üçüncü bir giriş kontrol seçeneği de mevcuttur: hibrit operasyon. Bu durumda, sabit kısma valfi basıncının, öncelikle yükü azaltmak için kullanılır. Özel bir yüke erişildiğinde (genellikle valf noktasına bağlı olarak), kayma basıncı kontrolü kullanılır. Basıncı kontrolünün kaydırılması için değişimin yapıldığı optimum nokta, çevrim ve kazan karakteristiklerine bağlıdır. Genellikle %50-60 yükte meydana gelir. Bkz. (Cotton, 1993) sayfa 139.

4.3.2.2 Yoğuşturma Bölümü

Yoğuşturmalı buhar türbininin son bölümü, yoğuşturma bölümü (veya alçak basınçlı bölüm) olarak adlandırılır. Bir buhar türbininin yoğuşturma bölümünün performansını tasarlarken veya tahmin ederken, var olan buhar ve egzoz kayıplarının nem içeriğine

büyük önem verilmelidir. Buhar türbinindeki nem; erozyona neden olabilir ve egzoz kayıpları da verimliliği düşürür.

4.3.2.2.1 Nem Etkileri

Buhar, yoğuşturmalı türbindeki son sıra hareketli kanat setinin üzerinden geçerken, türbini terk ettiği zamanda yoğuşmaya başlar, kütle akışının %12'sine kadar su damlacıkları da oluşabilir. Daha fazla nemin mevcut olması; buhardan daha fazla enerji transfer edileceği ve böylece daha fazla gücün üretileceği anlamına gelir, içeriye nemin girmesi istenmeyen bir durumdur çünkü su damlacıkları, türbin kanatlarının aşınmasına neden olur. Su damlacıkları, aynı kanat bölümleri doğrultusunda akış yapan buharın yaptığı gibi kanatlardan geçerken kullandığı yolun aynısını takip etmez. Yaygın olarak kullanılan bir kurala göre; nemdeki her %1'lik artış, yoğuşma bölümündeki izotropik verimliliği %1 oranında düşürür (Elliot, 1989).

Bazı buhar türbinlerinin nemi temizleyici mekanizmaları vardır, su damlacıklarını yakalamak ve buhar yolundan tahliye etmek için kanatlara oturtulan kanallar da bunlardan biridir. Nem tahliye mekanizmaları, hem verimliliği artırmada (buhar türbini kısma basıncı ve gerçek kanat verimliliği de artırılabilir) hem de erozyon kontrolünde kullanılabilir. Nem tahliyesi, büyük fosil ve nükleer tesislerde ve aynı zamanda büyük kombine çevrimlerde ortak bir özelliktir.

4.3.2.2.2 Egzoz Kaybı

Entalpi artışı, buhar türbininin son aşamasındaki buhar ile meydana gelir ve egzoz kaybı olarak adlandırılır, öncelikli olarak iki parçadan oluşur: buhar türbininden çıkan buharın kinetik enerjisi ile gösterilen kayıplar ve kondenserin çıkış kanalı boyunca hareket eden buharın basınç düşüşüne bağlı olarak gerçekleşen kayıplar. Buhar türbininden çıkan buhar, kondenserde yoğuşturulmak için giriş yapan buhar gibi düşüş gösteren (birçok durumda sıfır değerindedir) yüksek eksenel hıza sahiptir. Bu kinetik enerji kaybı, tahliye

kaybı olarak adlandırılır ve egzoz kaybının birincil kaynağıdır. Egzoz kaybının diğer bir önemli ögesi de davlumbaz kaybı olarak bilinir, davlumbaz boyunca geçen buharın buhar damlacıklarından meydana gelir. Bu basınç düşüşü genellikle küçük olmakla birlikte, türbindeki mevcut enerjideki düşüşün nedenidir çünkü egzoz çıkış basıncı (kondenser basıncı) genellikle çok düşüktür.

Egzoz kaybı (EL), entalpi veya kütle başına enerji birimleri ile ölçülür. Eğer bir H_{LEP} 'e (genleşme hattı bitiş noktası) ait entalpide teorik bir genleşme hattı sona eriyorsa; egzoz kayıpları, son aşamanın çıkışındaki buharın toplam basıncındaki (hıza bağlı olarak statik basınç ve basıncın toplamı) H_{LEP} 'in daha yüksek entalpisinde bir genleşmeye neden olabilir. Böylece, buhar türbini boyunca gerçekleşen tüm genleşme, egzoz kaybına eşit olan bir entalpi düşüşüne (EL) "neden olur", böylece egzoz kayıpları, daha az gücün üretilmesine neden olur.

Egzoz Kaybı:

$$H_{LEP} = H_{LEP} + EL \quad (4.71)$$

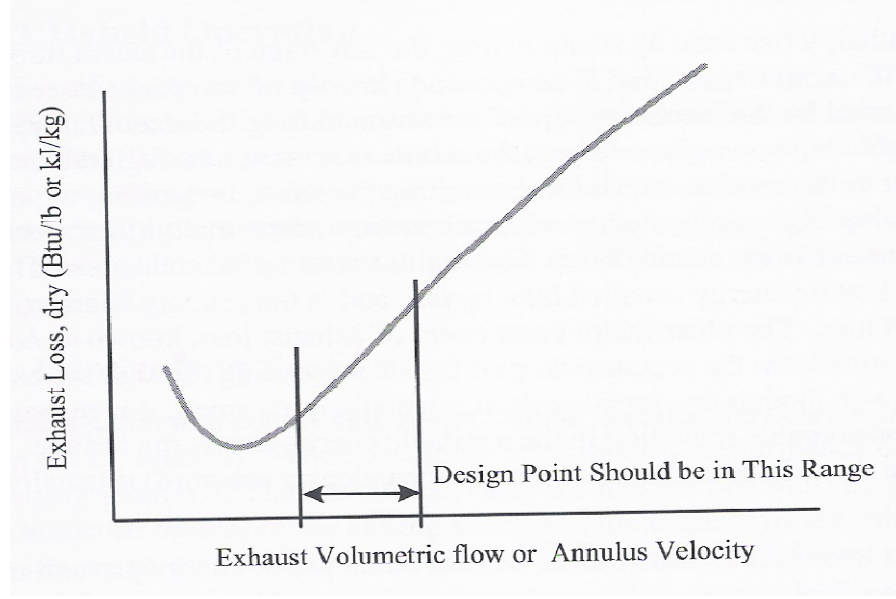
burada,

H_{LEP} , Kullanılan Enerjinin Bitiş Noktasındaki entalpidir.

H_{LEP} , Genleşme Hattının Bitiş Noktasındaki entalpidir.

EL, Egzoz Kaybıdır.

Yüksek buhar hızlarında (egzoz kayıp eğrisinin sağ kısmı), hız artışı ile birlikte egzoz kaybı da artar, hızın karesi ile birlikte kinetik enerji de değişir. Düşük hızlarda, optimal olmayan akış açılara ve iç verimsizliklere bağlı olarak gerçekleşen diğer kayıplar da azalan hızlarla artan egzoz kayıplarına neden olur. Bu iki faktör, aşağıdaki şekilde belirtildiği gibi karakteristik şekillerdeki egzoz kaybı eğrilerini vermek için birleşir.

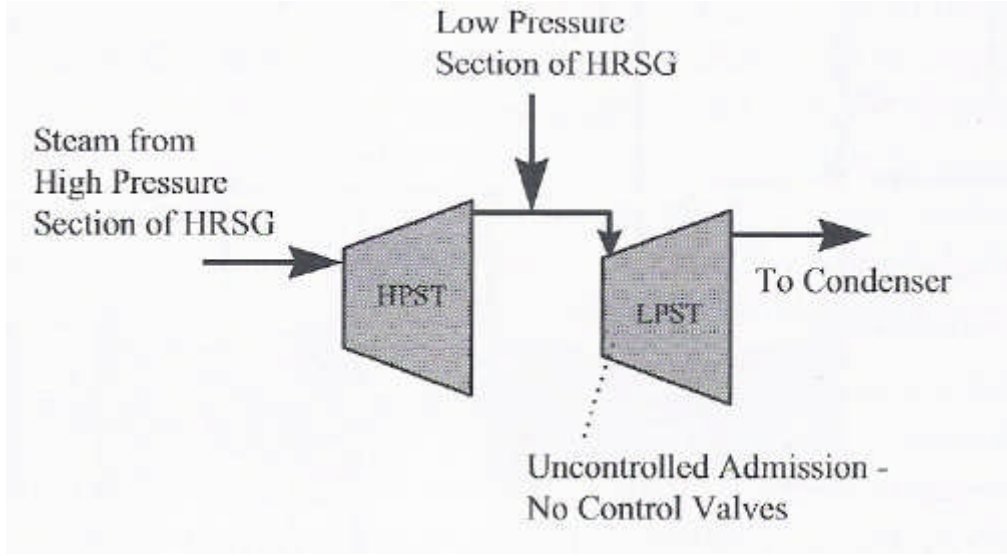


Şekil 4.63 Buhar türbini egzoz kaybı eğrisi

4.3.2.3 Buharın Türbine Girişi

Kombine çevrimli güç tesislerinde, atık ısı kazanları genellikle çoklu basınç seviyelerinde buhar üretir. Atık ısı kazanlarından elde edilen yüksek basınçlı buhar, genellikle buhar türbini girişlerine yönlenir, düşük basınç seviyelerindeki buhar, genişleme hattı boyunca uygun bir konumda bulunan kanat dizileri arasındaki buhar türbinine giriş yapar (“içeri girer” veya “indükte eder”). Buhar türbini, atık ısı kazanı ile uyumlu olacak şekilde tasarlanmalıdır, böylece girişteki basınç (genişleme hattı boyunca uzanan konumlar vasıtasıyla belirlenir), çevrim için en uygun olan basınç olarak belirlenir. Atık ısı kazanlarına yapılan girişler, nadiren bölümler arasına yapılır; genellikle yüksek ve orta basınçlı türbinlerinin egzozlarında yer alırlar.

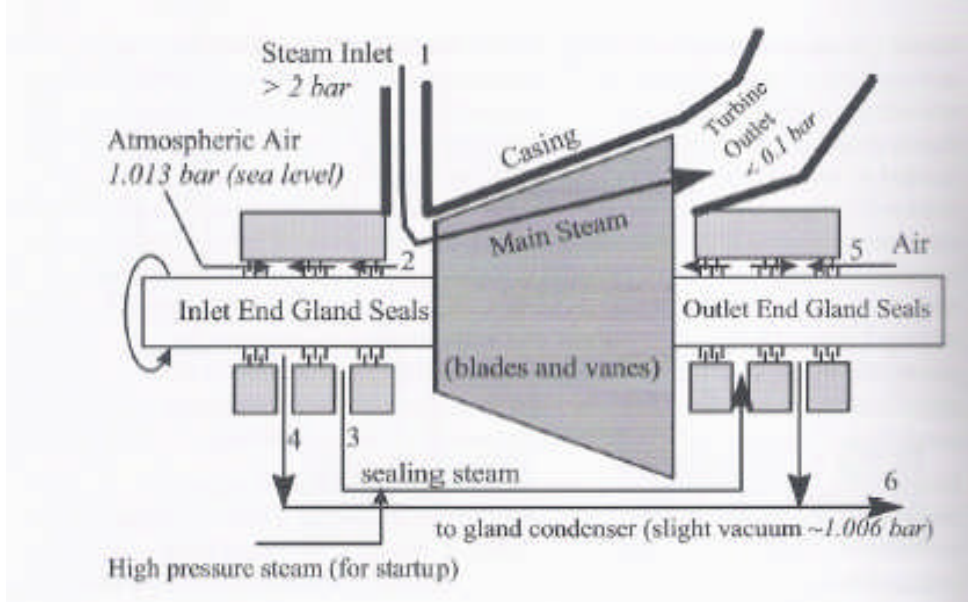
Çevrim, düşük basınçlı buhar türbini bölümleri boyunca var olan akış koşullarını baz alan girişteki buhar kaynağına, buhar türbininin geri akış sağlamasına izin verecek şekilde tasarlanabilir (genellikle düşük veya orta basınçlı evaporatörlerde bulunur). Bu, değişken basınçlı operasyon olarak adlandırılır. Çevrimdeki düşük basınçlı buhar kaynağı basınçları, valfler kullanılarak buhar türbini iç basıncından izole edilir, dahili olarak buhar türbinine (örneğin, kısmi ark kontrol valfleri) veya harici olarak girişteki buhar hatlarına kurulur. Değişken basınç operasyonu, kombine çevrimler için genellikle daha etkilidir.



Şekil 4.64 Kontrol edilemeyen girişli türbin

4.3.2.4 Sızdırmazlık ve Kaçaklar

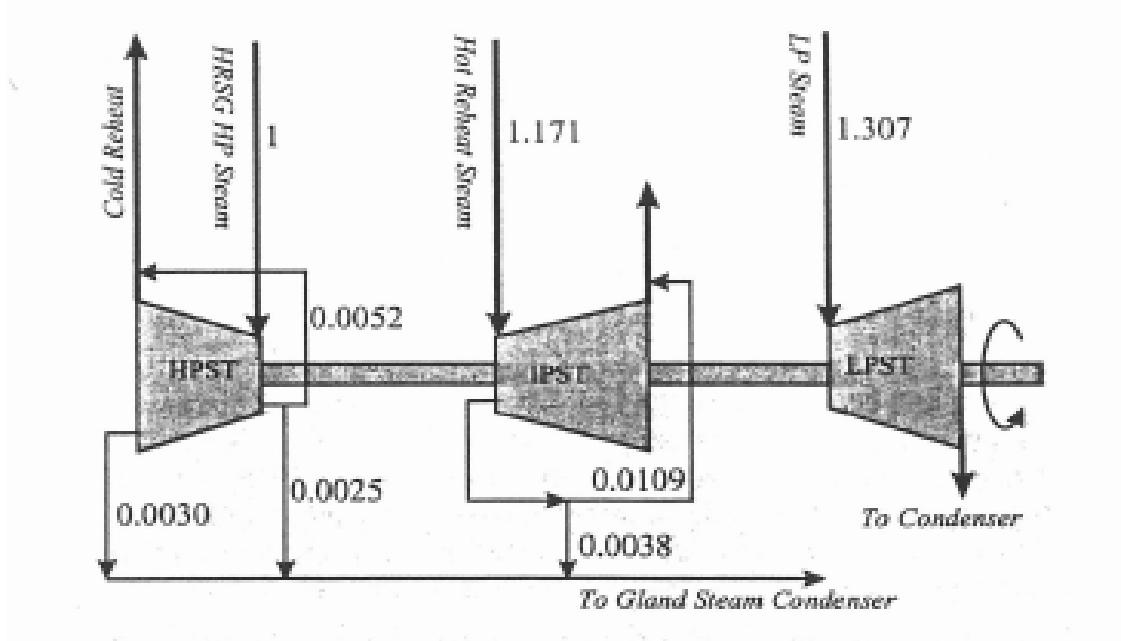
Şaftların, bir buhar türbininin dışındaki duvardan geçtiği yerlerde; türbinden sızan buharın azaltılması ve sızıntının olduğu yerden içeri giren havanın engellenmesini önlemek için sızdırmazlık elemanları kullanılır. Sızdırmazlık elemanları ; şaftlar ve sabit kanatlar veya nozullar arasında ve hareketli kanatlar çevresindeki sızıntıyı önlemek için de kaplamalar ve kanat uçları arasında kullanılabilir. Kaçaklar, hem verimlilikte azalmaya hem de sistemde sıvı kaybına neden olur, bu nedenle ekonomik fizibilitenin yanı sıra buhar türbinleri, kaçaklardaki akış oranlarını azaltmak için de tasarlanmıştır. Sızıntıyı önlemek için kullanılan iki ana koruyucu öğe; gerçek sızdırmazlık tasarımı ve buhar contası / rakor – buhar sistemidir.



Şekil 4.65 Sızdırmazlık ve rakor buhar akışlarının örnekleri

Yukarıdaki şekilde, düşük basınçlı bir buhar türbini için sızdırmazlık buhar konseptini göstermektedir. Bu örnekte, basınçlandırılmış buhar, buhar türbini girişine doğru yol alır (1). Birçok akış, türbin boyunca uzanan ana akış yolunu izlerken, bazı akışlar (2) girişteki bitiş contaları boyunca yol alır. Bu akış, hem sızdırmaz buhar sistemine (3) hem de rakorlanan buhar kondenserine gidiş yapar (4). Çıkıştaki bitiş sızdırmazlığının üzerinde karşı basınç var olduğunda türbin bölümünün arka kısmındaki contaların üzerinden gerçekleşen buhar hattı üzerinde bir akış bulunmaktadır. Harici atmosferik havanın (5) hiçbir şekilde buhar türbininin sonundaki vakuma doğru akışı gerçekleşmez (5). Rakor –buhar kondenseri (6), çevrimdeki tekrar kullanım için contalama sisteminin uygulanması amacıyla, atmosferik basıncın altındaki bir karşı basınçta çalışır. Rakor-buhar kondenser hattı, sürüklenen havayı yakalar, buharlı jet hava ejektörüne sahip rakorlu buhar kondenserinden dışarı atılır. Rakorlu buhar kondenserinden çıkış yapan su, ana kondensere sızarak buhar çevrimine tekrar geri giriş yaparlar.

Şekil 4.66, klape girişindeki yüksek basınçlı buhar akış oranı ile gösterilen oranlara sahip kombine çevrimli düzendeki kızdırılmış buhar türbini için tipik ana buhar ve sızıntı akışı oranlarını göstermektedir. Sızıntının akış oranları önemsiz değildir, detaylı bir çevrim analizi oluştururken, bu akışlar göz ardı edilemez.



Şekil 4.66 Kombine çevrimli ve yeniden ısıtılmalı bir buhar türbinindeki sızıntı akışları

4.3.3 Buhar Türbini Termal Performansı

4.3.3.1 Buhar Türbini Verimliliği Ve Isı Oranı

Buhar türbini verimliliği hakkındaki bazı tanımlamalar, buhar türbini performansı yeterliliğini daha kalifiye bir hale getirmek için kullanılabilir. İdeal bir buhar türbini sisteminde sızdırmaya, sürtünmeye veya buharın izlediği yoldaki sarsıntılara bağlı olarak hiçbir kayıp gerçekleşmez; bu gibi bir türbin, buharda var olan tüm enerjiyi, mekanik güce çevirecektir. Bu gibi ideal bir türbin boyunca genleşen buhar, izotropik genleşme olarak adlandırılır. İzotropik verimlilik; gerçek gücün, izotropik genleşmede üretilen güce olan oranı olarak tanımlanmaktadır.

İzotropik Verimlilik:

$$\eta_{isentropic} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out_{ideal}}} \quad (4.72)$$

burada,

$\eta_{isentropic}$, buhar türbininin izotropik verimliliğidir.

h_{in} , buhar türbini girişindeki buhar entalpisidir.

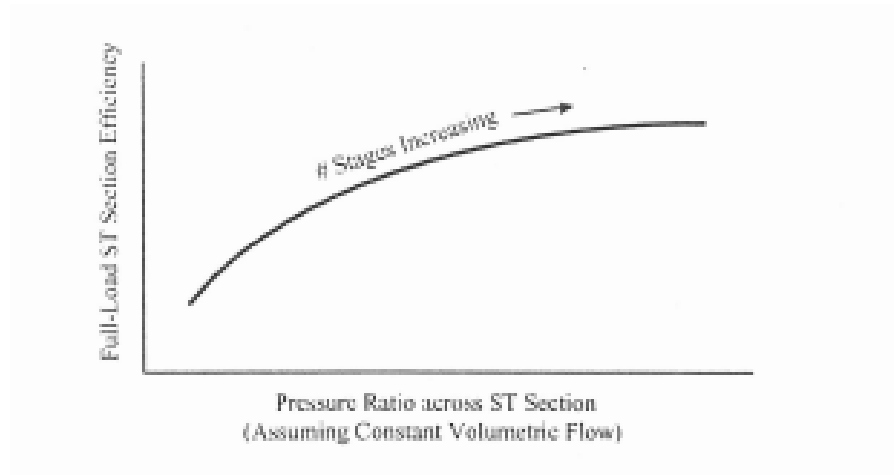
h_{out} , buhar türbini çıkışındaki buhar entalpisidir.

$h_{out_{ideal}}$, buhar türbininin çıkışındaki izotropik (ideal) buhar entalpisidir.

İzotropik entalpi; buhar, giriş basıncından çıkış basıncına genişlerken buharın entropisi sabit kalıyorsa ortaya çıkacak entalpidir.

İzotropik verimlilik; bir buhar türbininin bir bölümü (birkaç aşama grubu) , bütün bir buhar türbini veya bir buhar türbinindeki tek bir aşama için ölçümlenebilir. İzotropik verimlilik, buhar yolundaki küçük bir kısım için tanımlanmıştır (tek bir sıra kanat için olduğu gibi) ve verimlilik genellikle kanat veya politropik verimlilik olarak adlandırılır. Politropik verimlilik, buhar türbini tasarımcıları tarafından izotropik verimlilikten daha fazla tercih edilmektedir, bunun nedeni de politropik verimliliğin, basınç oranına bağlı olarak daha az değişim göstermesidir.

Şekil 4.60, artan basınç oranının, artan bölüm verimliliğine neden olduğunu göstermektedir, bu da; bir buhar türbininin bir bölümü boyunca gerçekleşen izotropik verimlilik olarak tanımlanmaktadır (bir bölüm, bir ya da daha fazla kanat sırasından oluşur). Bu da “tekrar ısıtma etkisi” olarak tanımlanan etkiye bağlıdır. Burada, bir kanat sırasındaki genişlemenin verimsizliği, sonraki kanat sırasında gerçekleşen akışta, daha yüksek bir giriş sıcaklığının gerçekleşmesine neden olmaktadır. Giriş sıcaklığı yüksek olduğunda, bir kanat sırası, daha fazla enerjinin ortaya çıkmasını sağlayabilir. Bu nedenle, sabit bir kanat verimliliğinde, tüm bölümün verimliliği, tüm basınç oranı ile yükselen bir dizi kanat sırası ile artar (bunun nedeni de daha yüksek basınç oranları için daha fazla kanat sırasının gerekmesidir).



Şekil 4.67 Tasarım noktasının bölüm verimliliği üzerindeki basınç oranı etkisi

ANSI / ASME PTC-6S Raporu, Buhar Türbinlerinin Rutin Performans Testleri İçin Basitleştirilmiş Prosedürleri, izotropik verimlilik ile aynı şekilde, buhar türbininin bölümleri veya bütün buhar türbini için bir entalpi-düşüş verimliliği olarak tanımlanır. Entalpi düşüş verimliliği, ideal (izantropik) entalpi düşüşü ile bölümlenen türbin bölümü boyunca gerçekleşen gerçek entalpi düşüşüne eşittir.

Hacimsel debi oranı ve basınç oranı, kütle akışının oranına göre büyük oranda değişen giriş basıncı gibi sabit kaldığı için, kısmi açık yay kontrolü vanalara sahip olmayan genişlemesiz bir türbin bölümü, çalışma aralıklarında sabit bir verimlilik elde eder. Hacimsel debi ve türbinin orantısal hızı sabit kaldığı için, buharın akış açıları da kanatlarla ilişkili şekilde sabittir ve bu nedenle kanatların verimliliği değişmez.

Kısmi yükte çalışan kısmi açık yay girişlerine sahip bir buhar türbini parçasında, bölümsel verimliliğin değişimi, yukarıdaki şekillerde gösterilmiştir. Yük azaldıkça, bölüm verimliliği de düşer, bu nedenle basınç oranları ve akış açıları değişir ve reglaj kademelerinde verimsizlikler meydana gelir.

Genleşen bir buhar türbininde, bu bölümde daha önce de açıklandığı üzere nem ve egzoz kaybı etkilerine bağlı olarak değişen çalışma aralığında, tüm bölümün verimliliği de değişir.

Verimlilik konsepti, buhar türbini veya buhar çevrimi ısı oranıdır. Buhar çevrimi ısı oranı, buhar türbini tarafından üretilen ve buhar çevriminin ısı tüketimi ile bölümlenen güç olarak tanımlanır.

Isı tüketimi; buhar çevrimine giriş yapan buharın toplam enerjisinden (entalpi), çevrimden buhar jeneratörüne giden besleme suyunun enerjisinin (entalpi) çıkarılması ile elde edilir.

Rankine çevrimli güç tesislerinde, buhar çevrimi, buhar türbinine ek olarak herhangi bir besleme suyu ısıtıcılarını da içerecek şekilde tanımlanmaktadır. Buhar çevriminin ısı tüketimi; kazandaki buhar/suya eklenen enerjiden, kazan ve buhar türbini arasında oluşan kayıpların çıkarılması ile elde edilir.

Kombine çevrimli tesislerde ısı tüketimi; atık ısı kazanlarında sıcak gazdan buhar türbinine giden buhar/sudaki ısı transferinden, atık ısı kazanı ve buhar türbini arasında meydana gelen ısı kayıplarının çıkarılması ile bulunur.

Buhar Çevrimli Isı Sarfiyatı:

$$Isı\ Sarfiyatı = \frac{Isı\ Tüketimi}{Buhar\ Türbini\ Gücü} \quad (4.73)$$

4.3.3.2 Basınç, Sıcaklık ve Akış Arasındaki İlişkiler

Kızgın buhar (doymuş buhar değil), ideal bir gaz olarak davranan, iyi ortalamalara sahip bir gazdır. İdeal bir gaz için; basınç, özgül hacim ve sıcaklık ilişkileri aşağıdaki şekildedir:

İdeal Gaz :

$$Pv = RT \quad (4.74)$$

burada,

P, gaz basıncıdır.

v, özgül hacimdir.

R, evrensel gaz sabitidir, buhar için: (8.3145 J/(mol K))'dir.

T, gaz sıcaklığıdır.

Böylece ideal gaz; basınç, sıcaklık ve özgül hacim arasında lineer bir ilişki göstermektedir (yoğunluğun tam tersi olarak). Basıncı ikiye katlar ve sıcaklığı da yarıya indirirseniz, gazın özgül hacmi, yarıya düşecektir (ve böylece yoğunluk da ikiye katlanır). Bu tip hesaplamalarda, birimin mutlak sıcaklık olarak (Rankine veya Kelvin) kullanması gerektiğini unutmayınız.

Buhar türbini bölümü boyunca gerçekleşen akış ve basınç arasındaki ilişki, Denklem 4.70 tarafından karakterize edilmiştir.

$$\frac{W_{in}}{\sqrt{\frac{P_{in}}{v_{in}}}} = C_q A_n \sqrt{(1 - r^2)} \quad (4.75)$$

Sabit basınç oranlarında gerçekleştirilen çalışmalarda buhar türbinindeki aşamaların hepsi, ilk ve son aşamalar hariç (eğer ilk aşama, kontrol aşaması ise), sabit basınç oranlarında gerçekleştirildiği için; bu aşamalar için akış fonksiyonlarının değerlerinin (Denklem 9.8'in sol tarafı) sabit olduğu varsayılabilir.

Akış Denklemi:

$$Akış\ Denklemin = \frac{W}{\sqrt{\frac{P_{in}}{v_{in}}}} \quad (4.76)$$

burada,

P_{in} , aşamanın girişindeki basınçtır.

v_{in} , aşamanın girişindeki özgül hacimdir.

İdeal gaz denklemini uygulayarak (Denklemler 9.7), aşağıdaki fonksiyon, özgül hacim yerine sıcaklık ile açıklanabilir:

Basınç Ve Sıcaklık Açısından Akış Fonksiyonu:

$$\text{Akış Fonksiyonu} = \frac{w}{P_{in} \sqrt{\frac{1}{RT_{in}}}} \quad (4.77)$$

Akış fonksiyonunun önemi; tesisin ölçümlenen verisinden direkt olarak hesaplanabilen bir parametre olmasıdır (bir performans izleme sistemi parçası olarak) ve değeri de, ilk ve sonuncu (kısmi valf kayıplarının ve rutubetin meydana gelebileceği aşamalar) hariç tüm buhar türbini aşamalarında zaman içinde sabit kalmalıdır. Eğer akış fonksiyonu değişirse, ardından bazı şeyler (akış alanı veya geometri), akış fonksiyonunun değerlendirildiği konumdaki aşağı doğru gerçekleşen akışı değiştirir. Kanatlardaki tortu gibi bazı buhar türbini problemleri, akış alanını azaltabilir ve bu nedenle akış fonksiyonunda bir azalmaya neden olur. Erozyon gibi diğer problemler, akış alanını artırabilir ve bu nedenle de akış fonksiyonunda bir artışa neden olur.

4.3.4 Buhar Türbini Isı Denge Analizi

4.3.4.1 Kombine Çevrimli Buhar Türbini Isı Denge Analizi

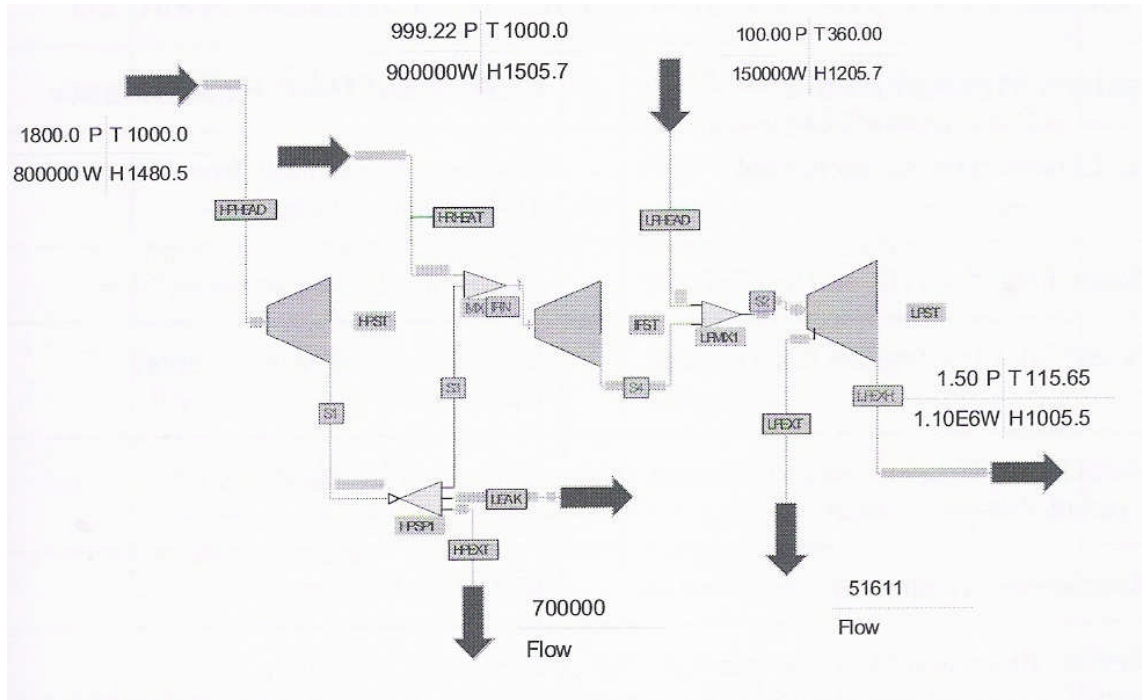
Bir performans izleme sistemi, her buhar türbini bölümünün gerçek performansı ile bölümün beklenen performansının karşılaştırılmasına ihtiyaç duyar. Ne yazık ki, performans izleme hesaplamaları için gereken girdiyi sağlamak için yeterli direkt

ölçümlenmiş veri yoktur. Buhar türbini ısı denge analizi hesaplamaları; buhar türbini ve kondenserdeki bozunmanın değerlendirmesi için gereken termodinamik verileri, ölçümlenen değerler ile bir performans izleme sistemi sağlayabilir.

Buhar çevrimli ısı denge analizi, çevrim performansının bir öngörüsüdür: ölçümlenen veriye kütle ve enerji dengelerinin uygulamasıdır. Bu nedenle ısı denge analizi, girdi olarak donanım verimliliği ve etkinliğinin kullanımından sakınmalı ve hesaplanan verileri kullanarak donanım performansı parametrelerini (sıcaklıklar, basınçlar, akışlar ve güç seviyeleri) belirlemelidir. Isı denge analizinin amacı; sistem hakkında, ölçümlenenden daha fazla (ek) bilgi sağlamaktır.

Kombine çevrimli bir buhar türbininin ısı dengesi, Şekil 4.68’de gösterilmiştir. Kombine çevrimli bir buhar türbinine yönelik genel olarak üç adet (Yüksek basınçlı, orta basınçlı ve alçak basınçlı) buhar girişi vardır. Atık ısı kazanı ısı denge analizinden hesaplanan yüksek basınçlı buhar akışı özellikleri, buhar türbini ısı denge analizi için girdi olarak kullanılmalıdır. Orta basınçlı giriş; hem atık ısı kazanı tarafından üretilen orta basınçlı buharı hem de sıcak tekrar ısıtılmış buharını da içerebilir (atık ısı kazanında tekrar ısıtılmış yüksek basınçlı türbinden çıkan buhar). Buhar, bir ya da iki basınç seviyesindeki işlemlerde tahliye edilebilir.

Kombine Çevrimli Buhar Türbini Isı Dengesi



Şekil 4.68 Kombine çevrimli buhar türbini ısı denge analizi için model diagramı

Çizelge 4.19 Kombine çevrimli buhar türbininin ısı denge analizi için gereken ölçümler ve hesaplanan çıktılar

Kombine Çevrimli Buhar Türbini Isı Denge Analizi	
Gereken Ölçümler	Isı Dengesinden Hesaplananlar
Buhar Türbini Tarafından Üretilen Güç	Buhar Türbininden Kondensere Doğru Tahliye Edilen Buhar Akışı
Atık Isı Kazanı Isı Dengesinden Elde Edilen Yüksek Basıncılı Buhar Akışı	Tahliye Edilen Buhar Akışının Entalpisi
Yüksek Basıncılı Buharın Giriş Sıcaklığı ve Basıncı	Buhar Türbini Tahliyesinde Buhar Kalitesi
Orta Basıncılı Buhar Akışı, Sıcaklığı ve Basıncı, bu; tekrar ısıtılmış sıcak buharı da içerebilir.	Yüksek Basıncılı Bölüm Verimliliği
Alçak Basıncılı Buhar Akışı, Sıcaklığı ve Basıncı	Orta Basıncılı Bölüm Verimliliği
Yüksek Basıncılı Çıkış Basıncı ve Sıcaklığı	Orta Basıncılı Bölüme Giren Buhar Akışı

Orta Basınçlı Giriş Sıcaklığı ve Basıncı	Alçak Basınçlı Bölüme Giren Buhar Akışı
Orta Basınçlı Çıkış Sıcaklığı ve Basıncı	Yüksek Basınçlı Bölümün Girişindeki Akış Fonksiyonu
Alçak Basınçlı Giriş Sıcaklığı ve Basıncı	Orta Basınçlı Bölümün Girişindeki Akış Fonksiyonu
Alçak Basınçlı Tahliye Akışı, Sıcaklığı ve Basıncı	Alçak Basınçlı Bölümün Girişindeki Akış Fonksiyonu
Alçak Basınçlı Bölümün Çıkış Sıcaklığı ve Basıncı	
Buhar Türbini Jeneratöründen Elde Edilen Yedek Güç	

Çizelge 4.20 Kombine çevrimli buhar türbini ısı denge analizi için opsiyonel ölçümler

Kombine Çevrimli Buhar Türbini Isı Denge Analizi	
Opsiyonel Ölçümler	Parametrenin Ölçümlenmediği Durumda Gereken Modelleme Varsayımı
Orta Basınçlı Bölüme Giriş Yapan Buhar Sıcaklığı ve Basıncı	Orta Basınçlı Bölümün Verimliliğini Varsayın
Orta Basınçlı Bölümün Çıkışındaki Buhar Sıcaklığı ve Basıncı	Orta Basınçlı Bölümün Verimliliğini Varsayın
Yüksek Basınçlı Sızıntı Akışı	Bir Değer Varsayın
Yedek Kuvvet	Bir Değer Varsayın

Kombine çevrimli buhar türbini ısı dengesi analizi, Rankine çevrimli ısı dengesinden matematiksel olarak daha düzdür çünkü hiçbir tekrara ihtiyacı yoktur. Buhar türbinine giriş yapan enerjinin hepsi hesaplanmıştır, tüm enerji çıkışı, buhar türbininden kondensere tahliye edilen akış dışında ölçümlenir. Isı denge analizi, içeri ve dışarı doğru

gerçekleşen akışları toplar (tahliye edilen buharın dışında), aradaki fark, kondensere tahliye edilen buharın akışıdır.

Yukarıda tanımlanan şekildeki buhar türbini çevresindeki yerel bir ısı denge hesaplaması, tüm buhar akışları için hesaplanan değerleri kullanır, buhar türbini tahliye kalitesi veya buhar türbininin alçak basınçlı aşamasının izotropik verimliliği için hesaplanan tekrarlı sonuçlar genellikle oluşmaz. Ayrıca, ölçümlenen yüksek basınçlı buhar akışı yerine atık ısı kazanı ısı denge analizi hesaplamalarından elde edilen yüksek basınçlı buhar akışı sonuçları kullanılarak iyileştirilebilir.

Yüksek, orta ve alçak basınçlı buhar akışları için ölçümlenen değerler, genellikle, buhar türbini ve kondenser performansı değerlendirmesinin amacı için istenilen kadar kesin değildir. Bununla birlikte, atık ısı kazanı ısı denge analizi, ölçümlenen atık ısı kazanı baca gazı sıcaklığını oluşturmak için yüksek basınçlı buhar akışını ayarladığı için, atık ısı kazanından buhar türbinine aktarılan toplam enerjiden hesaplanan değer, kesin bir miktardır. Sıcaklık değişiminin ölçümüne bağlı olarak atık ısı kazanına transfer edilen toplam enerjinin miktarı, egzoz gazında değişir ve bu sıcaklık değişimi, buhar akışlarından daha fazla ölçüm kesinliğine sahiptir.

Sonuç olarak, buhar türbininden çıkan toplam enerji için hesaplanan değer; yüksek basınçlı buhar akışının ısı denge değerinin, buhar türbini ısı denge analizi için bir girdi olarak kullanılması durumunda daha da kesindir. Ne yazık ki, buhar türbinine giriş ve çıkış yapan tekli buhar akışları (girişler, tahliyeler ve sızıntılar gibi) hala kesin olmayan bir şekilde ölçümlenebilir ama tamamı ölçümlense bile en azından kondenserdeki toplam enerji akışı için hesaplanan değer daha kesin olacaktır.

Buhar türbinindeki bozunmanın değerlendirmesi, buhar türbinindeki kesin akış ölçümlerine bağlıdır, yüksek basınçlı buhar akışına ait atık ısı kazanı ısı dengesi değeri daha fazla tekrarlanabilir. Kondenserdeki bozunmanın değerlendirmesi, buhar türbininden kondensere gerçekleşen toplam enerji akışına bağlıdır ve buhar türbini ısı

dengeindeki yüksek basınçlı buhar akışının ısı denge değerinin kullanımı, bu değeri daha da kesin bir hale getirir. Bu nedenle kondenserdeki enerji akışını belirlemek adına yüksek basınçlı buhar akışı için hesaplanan ısı denge değerini kullanarak atık ısı kazanı buhar akışları kesin olarak ölçümlenemezse, kondenser performansı da kesin olarak değerlendirilemez. Ne yazık ki; girişler, tahliyeler ve sızıntılar gibi buhar türbini içine ve dışına doğru gerçekleşen tekli buhar akışlarının kesin olmayan veya belirlenemeyen ölçümlerine bağlı olarak kondenser performansının kesinliğinin artırılışı gibi buhar türbini performansı değerlendirmesinin kesinliği de bu prosedür tarafından iyileştirilemeyebilir.

Isı denge analizinin, tesis donanımının performansı hakkındaki varsayımlara gerek duymaması beklenir. Bununla birlikte, eğer buhar türbininin orta basınçlı bölümün girişindeki ve çıkışındaki sıcaklık ve basınçlar ölçümlenmezse, ısı denge analizi; orta bölümdeki tasarı halindeki izotropik verimliliğine eşit olan orta basınçlı bölüm verimliliği hakkındaki varsayılan değere sahip olacaktır. Orta basınçlı bölümün giriş ve çıkışındaki verinin, orta basınçlı bölümün gerçek (bozunmuş) performansını yansıtsa da bu varsayım, ısı denge analizinin, tüm buhar türbini için termodinamik verinin öngörülmesi sağlar.

Buhar türbinin tahliyesindeki yoğunlaşmada hesaplanan enerji çıkışı, hala kesin olacaktır ama orta basınçlı bölümün girişindeki hem orta basınçlı bölüm verimliliği ve akış fonksiyonu geçerli olmayacaktır ve bu nedenle de orta basınçlı bölümdeki bozunmanın değerlendirmesinde bir fayda sağlamaz. Bu durumda, orta basınçlı bölümün verimliliği için hesaplanan veri, buhar türbininin orta basınçlı ve alçak basınçlı bölümlerindeki bozunmanın etkilerini yakalamıştır. Bu nedenle, buhar türbininin orta basınçlı bölümündeki herhangi bir bozunma, orta basınçlı bölümün hesaplanan performansında belli olmaz çünkü orta basınçlı bölümün verimliliği, ısı denge analizinde varsayılmıştır. Ne yazık ki, orta basınçtaki herhangi bir bozunma, hesaplanan alçak basınçlı bölüm verimliliğinde baş gösterecektir, bu nedenle ısı denge analizi sonuçları, ölçümlenen buhar türbini gücü ile eşleşecektir.

Çizelge 4.21 GateCycle™ kombine çevrimli buhar türbini ısı denge modelinin girdileri

GateCycle™ Kombine Çevrimli Buhar Türbini Isı Denge Modelinin Girdileri ve Çıktıları			
İKON	TÜR	Girdi Verisi	Hesaplanan Çıktılar
HPHEAH	Yüksek Basınçlı Buhar Kaynağı	Buhar Akışı, Sıcaklığı, Basıncı	Yok
RHHEAT	Orta Basınçlı Buhar Kaynağı	Buhar Akışı, Sıcaklığı, Basıncı	Yok
LPHEAD	Orta Basınçlı Buhar Kaynağı	Buhar Akışı, Sıcaklığı, Basıncı	Yok
HPEXT	Yüksek Basınçlı Tahliye Suyu Batırma İşlemi	Tahliye Akışı	Yok
LEAK	Yüksek Basınçlı Sızıntı Suyu Batırma İşlemi	Sızıntı Akışı	Yok
LPEXT	Orta Basınçlı Tahliye Suyu Batırma İşlemi	Tahliye Akışı	Yok
HPST	Buhar Türbininin Yüksek Basınçlı Bölümü	Çıkış Buharı Sıcaklığı, Basıncı	Y.B.Bölümün Gücü
IPST	Buhar Türbininin Orta Basınçlı Bölümü	Çıkış Buharı Sıcaklığı, Basıncı	O.B.Bölümün Gücü
LPST	Buhar Türbininin Orta Basınçlı Bölümü	Çıkıştaki Buhar Basıncı	
		Orta Basınçlı Bölümün Verimliliği Hakkında Yapılan İlk Tahmin	O.B.Bölümün Gücü
MACRO	ST Gücünü Elde Etmek İçin LPST Verimliliği Üzerinde Etki Eden Makro	Buhar Türbini Gücü	O.B.Bölümün Verimliliği

GateCycle bilgisayar programı, kullanıcının, toplam buhar türbini gücünü direkt şekilde girdi olarak girmesine izin vermez. Bununla birlikte kullanıcı, toplam buhar türbini gücü için bir kullanıcı-girdi değeri eşleşmesi yapmak için orta basınçlı buhar türbini bölümünün izotropik verimliliği üzerine tekrar gerçekleştiren GateCycle™’de bir makro yaratabilir.

4.3.5 Eğri-Bazlı Beklenen Performans

Buhar türbini termal kiti; buhar türbini çalışma koşullarının bir fonksiyonu olarak buhar türbini gücü ve buhar çevrimi ısı oranındaki değişiklikleri öngören bir eğri setleri ile sağlanmaktadır. Bu eğriler düzeltme eğrileri olarak adlandırılırlar çünkü ölçümlenen buhar türbinindeki performansı, referans çalışma koşullarına geri düzelten bir “düzeltme faktörü” içerirler. Eğer çalışma koşullarının tümü, referans koşullarından, özel düzeltme eğrilerinin bağımsız değişkenleri olarak kullanılan çalışma koşullarına değişmezse; bu eğrilerin her biri, beklenen ölçümlenmiş performans ile ilişkili olarak performansta gerçekleşecek değişimleri gösterirler.

Her donanım parçasının değerlendirmesinin, referans değerlerinde çalışmaları durumunda donanımın nasıl çalışacağını beklediğine dair bir durumu sergilediğini unutmayınız. ASME PTC 6S, bu çalışma koşullarını, belirli koşullar olarak adlandırmıştır. Düzeltme eğrileri; donanım performansı tarafından belirlenmeyen performansı önemli derecede etkileyen dış faktörleri ayarlamak için donanım performansı, bir kabul testindeki gibi, uygulandığında kullanılır; ama bununla birlikte, donanımı, çalışma koşullarına bağlı kılar. Bir buhar türbini için; kısma vanası buhar akışı, tekrar ısıtma sıcaklığı ve kondenser basıncının her biri, buhar türbini dışındaki güç tesisi donanımının çalışma karakteristikleri ile buhar türbinine bağlıdır. Buhar türbini performans karakteristiği olan buhar türbini gücü; buhar türbini kapasitesi değişmese de bu çalışma koşulları, performansı değiştirdiğinde değişecektir. Buhar türbini performans eğrileri, operasyon koşulları değiştiğinde buhar türbinindeki performansta beklenen değişikliği öngörmek için basitleştirilmiş bir yol sağlar.

Bir buhar türbininin performansı, doğrusal değildir. Eğri bazlı düzeltme eğrisi yöntemi, çalışma koşullarının birbirlerinden bağımsız olduğuna ve çalışma koşullarının sadece bir aralığında geçerli olduğuna dair basitleştirilmiş bir varsayıma dayanmaktadır. Buhar türbinlerinin düzeltme eğrileri, %5 veya daha az değişen çalışma koşullarında iyi bir şekilde çalışır (kesinlerdir) ama çalışma koşullarında gerçekleşen daha büyük değişikliklerde kesinlikleri büyük ölçüde kaybolur.

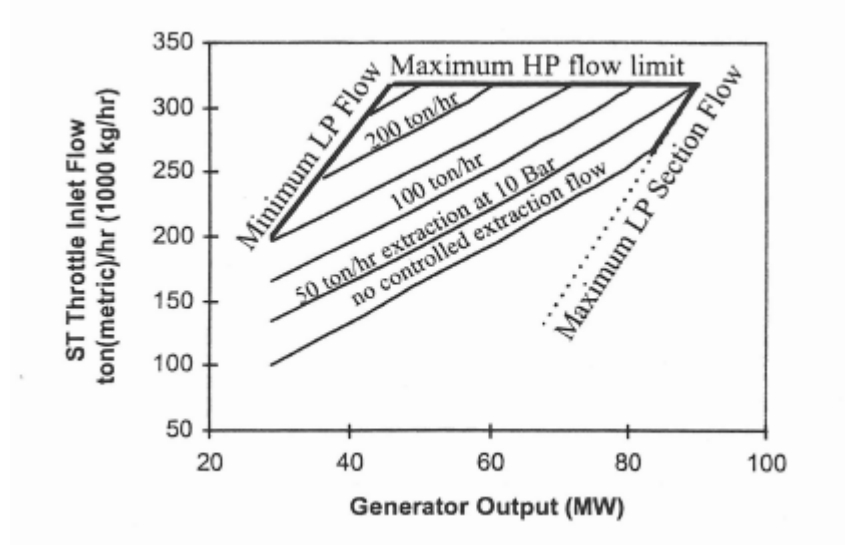
4.3.5.1 Kombine Çevrimli Buhar Türbini Performans Eğrileri

Kombine çevrimli bir buhar türbini, iki buhar girişi yerine (ana buhar ve tekrar ısıtma) üç girişe sahiptir (Yüksek basınçlı, orta basınçlı ve alçak basınçlı). Aynı zamanda kombine çevrimli bir buhar türbini; buhar türbininin yüksek basınçlı bölümdeki tahliyede bir tekrar ısıtma ve/veya tahliye sahip olabilir/olmayabilir. Kombine çevrimli buhar türbini, tipik olarak besleme suyu ısınması için gereken bir çıkışa sahip değildir ama genellikle işlenmiş buhar için hem kontrol edilebilen hem de kontrol edilemeyen alçak basınçlı buhar çıkışına sahiptir. Daha yeni olan birçok kombine çevrimli buhar türbini, kısmi açık yay girişi kontrolü yerine hareketli basınç kontrolü altında çalışırlar (buhar basıncını kısılarak kontrol edilmesi için kontrol vanaları ile birlikte yönetici kademeleri kullanılır).

Kombine çevrimli buhar türbinleri, özellikle de buhar türbini çıkışlarından işlenmiş buhar sağlayan, çalışma şartlarına göre birçok çeşide sahiplerdir. Kısılma akışı ile türbin çıkış akışı arasındaki buhar türbini gücüne yönelik ilişki, karmaşıktır ve doğrusal değildir. Bu ilişkiler, tek boyutlu düzeltme eğrileri yerine çok boyutlu performans haritalarının kullanımını gerektirir.

Buhar türbini, girişteki kontrol valfları tarafından kontrol edilen, sabit bir kısma basıncında çalışırsa, , buhar türbininin çalışmasının beklendiği her kısma valfı basıncı için ayrı bir performans haritası gerekir. Buhar türbini, hiçbir kontrol vanasının olmadığı hareketli basınç kontrolü altında çalışırsa veya valflar sonuna kadar açıksa (VWO),

kısma valfı basıncı, kısma valfı akışı ile öngörülebilir bir alanda değişecektir ve kısma valfı basıncı değişikliklerinin etkisi de, tek bir performans haritası oluşturabilir.



Şekil 4.69 Basit bir otomatik özütleme türbini için performans haritası

Şekil 4.69, genellikle kombine çevrimli uygulamalarda kullanılan genişlemeli, kontrollü çıkışa sahip (otomatik çıkışlı) buhar türbinleri için bir performans haritasını göstermektedir. Bu performans haritasından da görülebileceği üzere, artan buhar kısma valfı akış oranı, buhar türbini gücünü artırır ve artan çıkış akışı, gücü azaltır. Haritada bulunan çizgilerdeki herhangi bir kavis, çalışma koşullarının bir fonksiyonu olarak verimlilikteki değişimlere bağlı olarak gerçekleşir. Buhar türbini verimliliği akış oranları ile değişmezse, çizgiler düz olacaktır ve çıkış akış çizgileri ile arasındaki mesafe de sabit kalacaktır.

Bu gibi bir performans haritası; giriş sıcaklığı, yoğuşma basıncı ve kontrollü çıkış basıncının sabit kaldığını varsayarak oluşturulur. Bu nedenle ek düzeltme eğrileri de, bu etkileri hesaba katmaya gerek duyar. Performans haritası aynı zamanda, türbinin en yüksek ve en düşük akış limitlerini gösterir. Bu eğriler (herhangi bir ek düzeltme eğrisini de içerir) kolektif olarak, üreticinin müşteriye sağladığı buhar türbini “termal kiti” olarak da bilinir.

Kombine Çevrimli Buhar Türbininden Beklenen Güç:

$$Power_{expected} = Power_{map} \sum_{All\ Corrections} \left[1.0 + \frac{\%Düzeltilme\ eğrisine\ göre\ yük\ değişimi}{100} \right] \quad (4.78)$$

burada,

$Power_{expected}$, gerçek (ölçümlenen) çalışma koşullarında beklenen buhar türbini gücüdür.

$Power_{map}$, ölçümlenen kısma vanası ve çıkış akış oranlarında performans haritasından elde edilen buhar türbini gücüdür.

$\sum_{All\ Corrections}$, düzeltme eğrilerinin hepsi için geçerli olan parantez içlerindeki terimlerin toplamını gösteren semboldür.

Çizelge 4.22 Kombine çevrimli bir buhar türbini için olası düzeltme eğrileri

Kombine Çevrimli Bir Buhar Türbinleri İçin Eğriler	
1.	Kısma Valfinin Performans Harita(ları), Çıkış Akışları ve Gücü
2.	Kısma Valfi Sıcaklığı
3.	Tekrar Isıtma Sıcaklığı
4.	Tekrar Isıtma Basıncı Düşüşü
5.	Egzoz (Kondenser) Basıncı
6.	Yedek Çıkışlar
7.	Kondens kaynama Altı Soğutması
8.	Kondenser Yenilemesi

4.3.6 Model Bazlı Beklenen Buhar Türbini Performansı

Beklenen buhar türbini performansını öngörmenin en güvenilir yolu, ticari bilgisayar programını uygulanan buhar türbini modelini kullanmaktır. Bu bilgisayar kodu, hem Rankine çevriminde hem de kombine çevrimli güç tesislerinde sadece buhar türbinini içermelidir ve buhar çevrimindeki diğer donanımları içermemelidir (besleme suyu ısıtıcıları, kondenser).

Isı denge analizi, genellikle bir modelde mümkün olabildiğince fazla tesisten (tesis donanımlarından olabildiğince fazlası) faydalanır ama beklenen performans öngörülleri, donanımın her parçası için ayrı ayrı uygulanmalıdır. İstenilen her performans modelinde, çok az sayıda donanım parçası bulunur. İdeali düşünülürse; tüm buhar türbini için tek bir performans öngörüsü gerçekleştirmek ve hatta daha kötüsü bunu tüm bir buhar çevrimi için yapmaktansa, istenilen diğer performans öngörülleri, yüksek, orta ve alçak basınçlı bölümler için oluşturulmalıdır.

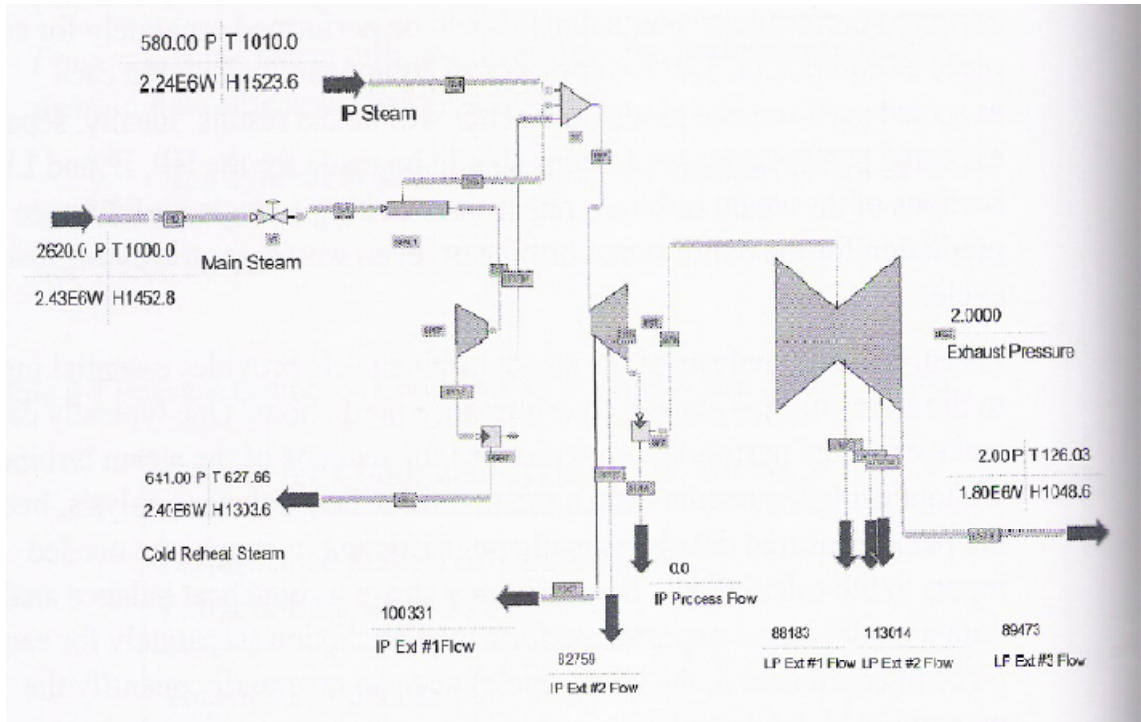
Buhar türbini çevriminin ısı denge analizi, buhar türbininin beklenen performans öngörülleri için kesin girdiler sağlar. Birinde, bir buhar türbini ısı denge analizinden elde edilen sonuçlar kullanılmadan buhar türbini bölümleri için beklenen performans öngörülleri gerçekleştirilemez çünkü hesaplamalar için gereken girdileri sağlamak adına tesisin ölçümlenen verisi yeterli değildir. Buhar türbini ısı denge analizi ile model bazlı beklenen performans öngörüsü birleştirilerek (buhar çevrimindeki donanımın her parçası için ayrı olarak), bir kişi potansiyel olarak bozunmanın büyüklüğünü belirleyebilir ve bu bozunmadan donanımın hangi parçasının sorumlu olduğunu tanımlayabilir.

4.3.6.1 Tüm Buhar Türbini İçin Beklenen Performans

Şekil 4.70, bir buhar türbininin beklenen performans modeli için geçerli olan GateCycle™ model diagramını göstermektedir. Bu model; yüksek, orta ve alçak basınçlı bölümler de dahil olmak üzere tüm buhar türbininin beklenen gücü hakkında öngörüde

bulunabilir. Şartları belirlenmiş herhangi bir çalışma koşulunda beklenen performansı tahmin etmek için; beklenen buhar türbini performansı modeli, buhar türbininin kendi başına kontrol edemeyeceği akışlar, sıcaklıklar ve basınçlar için gerçekleştirilen ısı denge analizinden hesaplanan girdilere ihtiyaç duyar. Bu da, atık ısı kazanından buhar türbinine gerçekleşen buhar akışlarını, tüm buhar türbini çıkış akışlarını ve egzoz basıncını içerir. Gerekli girdi verisi, Çizelge 4.23’de özetlenmiştir.

Beklenen buhar türbini performansını öngörmek için, ticari ısı denge bilgisayar programları, “tasarım dışı” modta çalıştırılabilir olmalıdır. Bunun da anlamı; tasarım aşamasındaki verimlilikler, kontrol vanası karakteristikleri, akış katsayıları (Denklem 4.70), nozul alanları, tasarımdaki çıkış basınçları ve egzoz kaybı karakteristikleri gibi buhar türbini tasarım karakteristiklerinin, mevcut aşamaların verimliliği ya da ölçümlenen çıkış basınçları için değil analiz için girdiler oluşturmalarıdır. Tasarım dışı bilgisayar modelinin öngördükleri şunlardır: her çıkış bölümünde beklenen sıcaklıklar ve basınçlar, buhar türbini bölümüne doğru her buhar türbini çıkışından gerçekleşen mevcut giriş akışı, sıcaklığı ve basıncı ve her çıkıştaki akış oranı.



Şekil 4.70 Tüm buhar türbininin beklenen performansını öngörmek için geliştirilen model

Çizelge 4.23 Tüm Buhar Türbininin Beklenen Performansı İçin GateCycle™ Girdileri Ve Çıktıları

Tüm Buhar Türbininin Beklenen Performans Modeli İçin GateCycle™ Girdileri Ve Çıktıları			
İKON	TÜR	Girdi Verisi	Çıktılar
MAIN	Ana (Yüksek Basıncılı) Buhar Kaynağı	Buhar Akışı, Sıcaklığı, Basıncı	Yok
RHHEAT	Yeniden Isıtılmış Sıcak Buhar Veya Orta Basıncılı Buhar Kaynağı	Buhar Akışı, Sıcaklığı, Basıncı	Yok
HPSPLT	Yeniden Isıtılmış Soğuk ve Orta Basıncılı Buhar Çıkışındaki Yüksek Basıncılı Çatlak	Yeniden Isıtılmış Soğuk + Yüksek Basıncılı Besleme Suyu Isıtıcı	Orta Basıncılı Buhar Türbini Girişinde Kalan Akış
SP2	İşlemdeki Orta Basıncılı Çatlak ve Alçak Basıncı	Orta Basıncılı Çıkış Basıncındaki İşlemdeki Buhar Akışı	A.B. Buhar Türbini Girişinde Kalan Akış
HPST	Buhar Türbininin Yüksek Basıncılı Bölümü	Çıkış Basıncı	Y.B.Bölüm Gücü
			Y.B.B. Verimliliği
			Çıkış Sıcaklığı ve Entalpisi
IPST	Buhar Türbininin Orta Basıncılı Bölümü	Çıkıştaki Buhar Basıncı	O.B.Bölüm Gücü
		Özütleme Akış Oranları	O.B.B. Verimliliği
			Özütleme Sıcaklıkları Ve Entalpileri
			Çıkış Sıcaklığı Ve Entalpisi

LPST	Buhar Türbininin Alçak Basıncılı Bölümü	Çıkıştaki Buhar Basıncı	Çıkış Sıcaklığı ve Entalpisi
		Özütleme Akış Oranları	A.B. Bölüm Gücü
			Özütleme Sıcaklıkları ve Entalpileri
			A.B.B. Verimliliği

4.3.6.2 Bölüm Bölüm Beklenen Buhar Türbini Performansı

Şekil 4.70’te gösterildiği gibi bütün bir buhar türbini beklenen performans modeli, Verimlilik Haritası™ performans izleme sistemindeki beklenen buhar türbini performans modelinde temel olarak yıllar boyunca kullanılmıştır. Bu tüm buhar türbini performansı değerlendirmesi, tüm buhar türbinindeki bozunmanın büyüklüğünü belirlemek açısından kusursuzdur ama bu formülasyon, buhar türbini bozunmasından sorumlu olan buhar türbini bölüm(leri)ni belirleme konusunda zayıf kalmaktadır. Yukarıda tanımlanan şekilde bir bölüm bölüm beklenen performans öngörüsü; buhar türbininin bölümlerindeki bozunmayı belirleme konusunda daha büyük bir kesinlik potansiyeline sahiptir.

Tüm buhar türbini modelinde, bir buhar türbini bölümünden çıkan buhar, sonraki (düşük basınçlı) buhar türbini bölümüne geçiş yapmaktadır. Tüm buhar türbini modeli tarafından hesaplanan bu buharın sıcaklığı ve entalpisi, daha yüksek basınçlı bölümlerin değerlendirilen performans kapasitelerini karşılar. Ama bu, alçak basınçlı bölümün girişindeki buharın gerçek sıcaklığı ve entalpisi olmayabilir. Buhar türbininin daha yüksek olan basınç bölümü bozunabilir ve böylece bölümün çıkışındaki buhar, beklenen tüm buhar türbini performansı modelinde öngörüldüğü gibi bazı özelliklere sahip olmayabilir (Şekil 4.70’te gösterildiği gibi). Böylece, bütün bir buhar türbini modeli; buhar türbininin orta ve alçak basınçlı bölümlerinin girişindeki gerçek buhar

özelliklerini kullanmaz ve bu nedenle, verilen gerçek giriş buhar özelliklerinin orta basınçlı ve alçak basınçlı bölümlerin beklenen performansını doğru olarak öngöremez.

Performans izleme sisteminin amacı, tüm buhar türbini performansında görülen herhangi bir bozunmadan sorumlu olan buhar türbini bölümünü belirlemek ise, yüksek basınçlı buhar türbini bölümünden elde edilen ve beklenen çıkış buhar koşullarında değil, her buhar türbini bölümü girişinde gerçek buhar özellikleri (ısı dengesi analizinden) kullanılmalıdır. Isı dengesi analizinden elde edilen gerçek buhar özellikleri, her buhar türbini bölümündeki beklenen performansını kullanacaksa, bu bölümdeki gerçek buhar koşullarına bağlı olacaklardır. Böylece, sadece bu bölümün gerçek çıktıları, bozunmayı belirlemek için bu bölümün beklenen çıktıları ile karşılaştırılırlar.

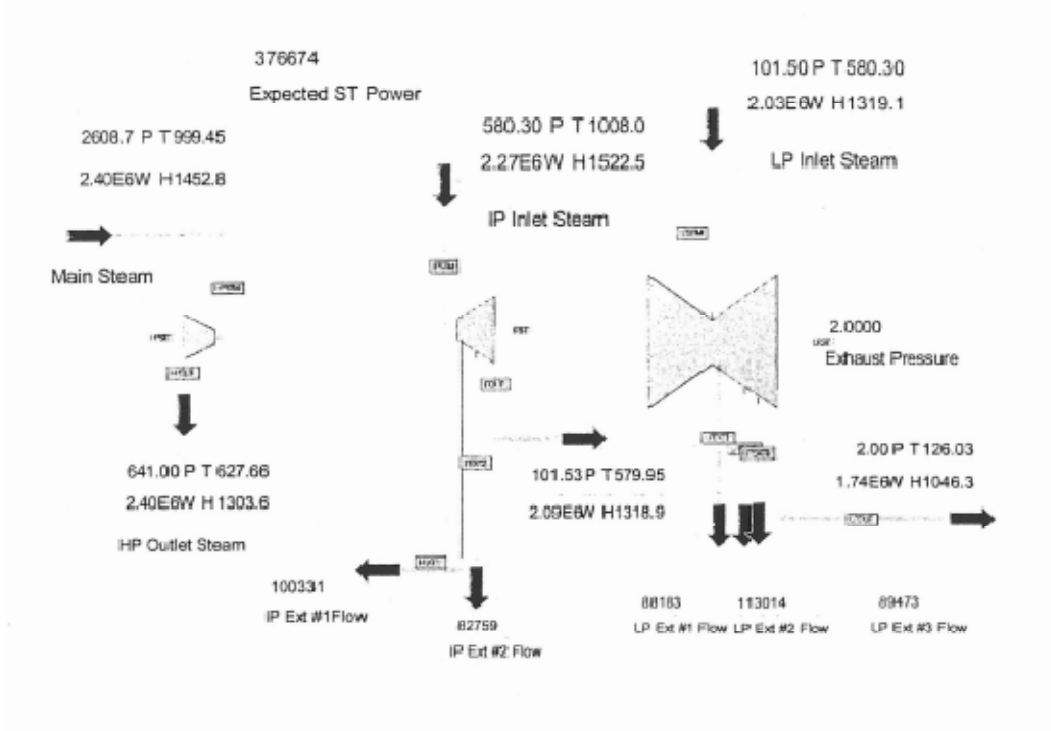
Beklenen buhar türbini performansının bu gelişmiş (bölüm bölüm) modeli, bir önceki bölümde tanımlanan atık ısı kazanının bölüm bölüm beklenen performans öngörüsünde olduğu gibi aynı şekilde buhar türbininde de bağımsız bölümlere ayrılarak gerçekleştirilir. Şekil 4.71, bir buhar türbininin bölüm bölüm beklenen performans öngörüsü için gerçekleştirilen bir GateCycle™ model diagramını göstermektedir. Sadece tek bir model diagram olmasına rağmen bu model, parça parça gösterilen üç ayrı buhar türbini modelinin birleşiminden oluşmaktadır. Bu bölüm bölüm model, diğer bölümlerden bağımsız olarak her buhar türbini bölümünün (yüksek, orta ve alçak basınçlı) beklenen performansını öngörür. Her türbin bölümü, kendi bağımsız giriş ve çıkış buhar akışlarına sahiptir (kaynaklar ve kayıplar). Isı denge analizi verisi, her buhar türbini bölümü için girişteki buhar akışı özellikleri girdilerini sağlar.

Böylece, her buhar türbini bölümünün beklenen performansı; bu bölümdeki gerçek (ısı dengesi) akış özellikleri, bu bölümdeki gerçek egzoz basıncı ve bu bölümdeki gerçek çıkış akış oranlarını baz almaktadır. Her buhar türbini için diğer tüm performans verileri, bu bölümün bilgisayar modeli tarafından öngörülür. Öngörülen bu performans verisi, gerçek çalışma koşullarındaki her buhar türbini bölümünün beklenen performansıdır.

Çizelge 4.24 Bölüm bölüm beklenen buhar türbinini performansı için gatecycle modeli girdileri

Bölüm Bölüm Buhar Türbininin Beklenen Performans Modeli İçin GateCycle™ Girdileri Ve Çıktıları			
İKON	TÜR	Girdi Verisi	Çıktılar
MAIN	Ana (Yüksek Basınçlı) Buhar Kaynağı	Buhar Akışı, Sıcaklığı, Basıncı	Yok
RHHEAT	Yeniden Isıtılmış Sıcak Buhar Veya Orta Basınçlı Buhar Kaynağı	Buhar Akışı, Sıcaklığı, Basıncı	Yok
IPSPLT	Orta Basınçlı Buhar Kaynağı	Buhar Akışı, Sıcaklığı, Basıncı	Yok
LPSTM	Alçak Basınçlı Buhar Kaynağı	Buhar Akışı, Sıcaklığı, Basıncı	Yok
HPST	Buhar Türbininin Yüksek Basınçlı Bölümü	Çıkış Basıncı	Y.B.Bölüm Gücü
			Y.B.B Verimliliği
			Çıkış Sıcaklığı ve Entalpisi
IPST	Buhar Türbininin Orta Basınçlı Bölümü	Çıkıştaki Buhar Basıncı	O.B.B Gücü
		Çıkıştaki Akış Oranları	O.B.B Verimliliği
			Özütleme Sıcaklıkları Ve Entalpileri
			Çıkış Sıcaklığı Ve Entalpisi
LPST	Buhar Türbininin Alçak Basınçlı Bölümü	Çıkıştaki Buhar Basıncı	Çıkış Sıcaklığı ve Entalpisi

		Çıkıştaki Akış Oranları	A.B.Bölüm Gücü
			Özütleme Sıcaklıkları ve Entalpileri
			A.B.B Verimliliği



Şekil 4.71 Her buhar türbini bölümünün beklenen performansını öngörmek için Gatecycle™ modeli

4.3.7 Buhar Türbini Beklenen Performans Modellerinin Oluşturulması

Bu bölüm; bir buhar türbininin her bölümünün beklenen performansı (güç, verimlilik ve çıkış entalpileri) hakkında yapılacak öngörüler için yararlı bir buhar türbini modeli oluşturmak için ihtiyacınız olacak veri ve modelleme varsayımları hakkında genel bir bakış açıdır. Buhar türbininin her bölümündeki bozunmanın değerlendirilmesi için; gerekli çalışma koşullarında her bölümden beklenen performansın doğru olarak öngörülebilmesi gerekir (%1'lik tekrar edilebilirlik). Çalışma koşulları, tesis ölçümleri

olarak bilinmektedir, ölçümlememiş kayıp verinin sağlanması için ısı denge analizleri çoğaltılabilir veya kütle ve enerji dengelerinden de hesaplanabilir. Bozunma, beklenen ile ölçümlenen performans arasındaki farktır; her iki performansın da seviyeleri, öngörülen bozunmanın doğru olabilmesi için ölçümlemeli veya hesaplanmalıdır.

Bir bilgisayar programı ile, buhar türbini modelleme işleminin iki adımı vardır. İlki; buhar türbini performans karakteristiklerinin boyutlandırılması ve yerleştirilmesidir; ikincisi ise, buhar türbininin beklenen performansını doğru olarak öngören buhar türbini modelini doğrulamak için çoklu tasarım dışı öngörüler gerçekleştirmektir.

Buhar türbini, bölüm bölüm modellenmelidir, bunun da anlamı; buhar türbininin yüksek – orta – alçak basınçlı bölümlerinin her birinin birbirinden bağımsız modellenmesi gerektiğidir. Her bölüm, farklı çalışma karakteristiklerine sahiptir ve değişik bir dizi buhar akışını görür. Tek bir bütün buhar türbini modeli, buhar türbini bölümleri ve geri kalan buhar çevrimi için tüm kompleks etkileşimler için hesaplama yapamaz. Toplam buhar türbini gücü; jeneratörden elde edilen herhangi bir yedek güçten daha az olan jeneratör verimliliği ile çarpılan üç bölümün toplam shaft gücüdür.

Buhar türbini modellemesi; üç değişik buhar türbini karakteristiği seti için mühendislik metodolojileri içerir: kontrol valfları, çıkışlar arasındaki aşama-gruplar ve egzoz kaybı (genleşme aşamaları için). Bu buhar türbini karakteristiklerinin her birini modellemek için değişik metodolojiler kullanılır ve bu metodolojilerin her bir seti, sadece modellenen buhar türbini bölümünde kabul edilebilir olduklarında kullanılırlar.

İlk adım; her buhar türbini bölümü için ayrı modeller kullanarak bir tasarım analizi kurmak ve çalıştırmaktır (modeller, tek bir diagramda kombine edilebilirler). Bu tasarım analizinin amacı; buhar türbini performansını öngörmek değil, tasarım noktasında buhar türbininin detaylı karakteristiklerini belirlemektir. Bu analiz için, basınçları ve entalpileri ile buhar türbinine giriş ve çıkış yapan tüm akışları belirleyebilirsiniz. Tasarım

noktası buhar türbini gücü bilinmelidir. Tahliyeler, girişler ve önemli sızıntılar da dahil olmak üzere buhar türbininin tüm ana hatları modellenmelidir.

Tasarım analizi; her bölüm için, tam yük koşullarında, vanalar ise sonuna kadar açık (VWO) şekilde gerçekleştirilmelidir. Her buhar türbininin her bölümü, değişik bir tasarım noktasına sahip olduğu için, her bölüme gerçekleşen buhar akışları ve her bölümden gerçekleşen çıkış akışları, birbirinden bağımsız olarak gerçekleştirilmelidir.

Alçak basınçlı bir türbinin son aşamasındaki egzoz kaybı eğrisi, doğru bir modelin önemli bir parçasıdır. Bazen buhar türbini tedarikçisi, modellenen türbine özel egzoz kaybı eğrisi sağlar. Doğru egzoz kaybı eğrisi mevcut değilse, egzoz kaybının, kodları kullandığınız bilgisayarda yaratılan varsayılan eğrilerden birini kullanarak modellenebileceğini varsayabilirsiniz. Hem GE hem de Westinghouse, değişik ölçülerdeki buhar türbinleri için değişik eğri setleri yayınlamıştır ve bu yayınlanmış eğriler, birçok ticari buhar türbini modelleme yazılımına koyulmuştur. Son aşamadaki kanatların uzunluğu, GE egzoz kaybı eğrileri için geçerli olan seçme kriterlerinin biri olarak kullanılabilir böylece doğru eğriyi seçmek için bu değere ihtiyaç duyarsınız. Egzoz kaybı eğrileri, entalpi değişikliğini (egzoz kaybı) buhar hızı veya hacimsel debi ile ilişkilendirdiği için, buhar hızını veya hacimsel debiyi bulmak için egzoz çıkışında halka şeklinde bir alana (buhar için akış alanı) ihtiyaç duyarsınız.

Buhar türbini bölümü sonundaki akış sayısı, buhar hızının hesaplanmasını gerektirir. Buhar akışı, türbin boyunca tek bir yol izliyorsa, buhar türbininin de tek bir akış sonuna sahip olduğu söylenir ama eğer girişteki buhar akışı, türbin bölümünde ters yönlere doğru gerçekleşen iki buhar akışına bölünüyorsa, buhar türbini bölümü de iki akış sonuna sahiptir.

Eğer makinenin belirli bir egzoz kaybı verisi elinizde bulunmuyorsa, aşağıdaki prosedürü kullanabilirsiniz:

1. Son sıra kanat uzunluğu ve uygulamayı baz alan bir dizi akış sonunu seçin.
2. Seçilen kanat için belirtilen alanda başlayın ve modeli uygulayın.

Tam ve bazı kısmi yüklü koşullarda UEEP entalpisini eşleştirmek için dairesel halka alanını ayarlayın. Tasarım noktası, dairesel halka alanını değiştirerek yineler ve ardından uygun bir eşleşme bulunana kadar tasarım noktası ve tüm tasarım dışı noktaları tekrar uygular.

Yönetici kısmı bulunan kontrol vanalarına ve/veya kontrollü çıkışa sahip bir buhar türbini modelini konfigüre etmek için, bu tasarım noktasından başka koşullardaki kontrol valfi eylemlerinin modellenmesi gerekir. Eğer bir buhar türbini, yönetici aşamaya sahipse; yönetici aşamasındaki kısımların sayısı, hatve çapı, kontrol valflerinin sayıları ve tasarım noktası basınç düşüşü; buhar türbini performansındaki yönetici aşamaların etkilerini tahmin etmek adına rutin olarak kullanılması gereken girdilere ihtiyaç duyar (Bunlar, genelde Spencer-Cotton-Cannon makalesi [Spencer ve arkadaşları, 1974] olarak adlandırılan, yayınlanmış GE buhar türbini performansı metodoloji için tüm olası girdilerdir). Eğer bilgisayar kodunuz bunu destekliyorsa; buhar türbini bölümü verimliliğindeki valf konumu etkisi için “valf döngüleri ortalaması”nın işleme koyulmasına yardımcı olabilir. Bu ortalama, analizdeki hatayı gösterir ama kısmi yüklü buhar türbini analizindeki beklenen valf konumlarını öngörmek zordur. Valf noktalarından geçen veya valf döngüleri düzeltmesinin ortalamasını kullanarak ayarlanan düz bir verimlilik eğrisini varsaymak ve valf konumlarının modellemelerini basitçe yok saymak daha iyi bir yoldur.

Tasarım analizi; buhar türbini bölümünden içeri ve dışarı gerçekleşen akış noktalarında girdi olarak, buhar akışları, sıcaklıklar, basınçlar ve entalpilere gereksinim duyar. Bu akışların ve entalpilerin belirlenmesi, buhar türbininin her bölümü için shaft gücünü belirler. Jeneratör verimliliği de ardından ayarlanabilir böylece hesaplanan toplam buhar türbin gücü, değerlendirilen (tasarlanan) buhar türbini gücü ile eşleşir.

Tasarım analizi için gereken girdiler, Çizelge 4.25’de özetlenmiştir. Tasarım analizi tamamlandığında, tasarım noktasındaki buhar türbininin detaylı karakteristikleri bilinir ve bu buhar türbini modeli için tasarım verisinin bir parçası haline gelirler. Tasarım noktasında hesaplanan veri; aşama-grup verimliliğini, basınç oranlarını ve çıkıştan çıkışa genişleme katsayılarını içerir. GateCycle™, Spencer-Cotton-Cannon yöntemine [Spencer ve arkadaşları, 1974] bağlı olarak aşama aşama verimlilikleri otomatik olarak hesaplar ve girdi entalpi değerlerinden hesaplanan aşama grup verimlilikleri ile bunları karşılaştırır. İki verimlilik arasındaki fark, bir düzeltme faktörü olarak tutulur ve daha sonra, Spencer-Cotton-Cannon yöntemini izleyerek hesaplanan tasarım dışı analiz sırasında kullanılabilir. Bu düzeltme faktörü, buhar türbininin tasarım verisi ile tamamen uyuşması için jenerik GE yöntemini (Spencer-Cotton-Cannon) ayarlar, böylece bu yöntem, tasarım dışı çalışma noktalarındaki değişiklikleri öngörmek için kullanılabilir.

Çizelge 4.25 Bir buhar türbini “tasarım” analizi için girdiler

Buhar Türbini “Tasarım” Analizi İçin Girdiler
Buhar Türbini Gücü
Girişteki Buhar Akışları, Basınçları, Entalpileri
Özütleme Basınçları ve Entalpileri
Tahliye Buhar Akışı, Basıncı ve Entalpisi
Yönetici Aşama veya Kontrol Edilen Özütleme:
Satırların Sayısı
Kanat Yükseklik Çapı
Basınç Kaybı
Valf Sayısı
Egzoz Kaybı Modellemesi:
Egzoz Kaybı Eğrisinin Belirlenmesi

Son Aşama Kanat Uzunluğu
Egzoz Halkası Akış Alanı
Akış Sonlarının Sayısı
Son Aşama Kanat Yükseklik Çapı
Jeneratör Verimliliği

Tasarım noktasında geliştirilen buhar türbini modeli, Modelleme varsayımlarının doğrulanması için buhar türbini çalışma koşullarının aralığında test edilmelidir. Çeşitli çalışma koşullarındaki beş-on set arasında beklenen performans, modelin uygun bir şekilde doğrulanması için gereklidir. Bu tasarım dışı çalışma koşullarında, tasarım noktasında geliştirilen modelin tasarım dışı versiyonu olan ve model öngörülerini veri ile karşılaştıran “beklenen buhar türbini performans modeli”ni uygulamak için basit bir prosedürdür.

Eğer buhar türbini gücü, tüm veri testi setleri için %1 veri doğrulama ile eşleşen tasarım dışı beklenen performans modelini kullanarak hesaplanırsa, model kabul edilebilir. Eğer öngörüler veri ile eşleşmiyorsa, tasarım modeli modifiye edilebilir ve kabul edilebilir bir durum elde edilinceye kadar doğrulama eylemleri tekrar uygulanabilir.

Eğer doğrulama prosedürü; buhar türbini modelinin, gücü doğru olarak öngöremediğini gösteriyorsa, yapılacak ilk şey; kısma valfını ve tasarım dışı model tarafından öngörülen giriş basınçlarını kontrol etmektir. Bu basınçlar, %1’lik test verisi ile eşleşmek zorundadır, kısım ve grupların verimliliğini ve gücünü kontrol etmeye gerek yoktur. Öngörülen tasarım dışı basınçlar kesin değil ise, onları doğrulamanın tek yolu; tasarıma geri dönmek, tasarım karakteristiklerini hesaplamak için kullanılan giriş akışlarını ve basınçlarını modifiye etmektir. Tasarım noktası buhar türbinini yapılandırmak için orijinal olarak kullanılan veri, bazı hatalara yol açabilir; üretici tarafından esneklik gösterilmiştir ya da veri, VWO koşullarında olmayabilir. Öngörülen

kısmi yüklü (tasarım dışı) kısma valfı basınçları ve akışları, kısmi yük doğrulama verisi ile eşleşinceye kadar, tasarım noktası buhar kısma valfı koşullarını yineler.

Tasarım dışı beklenen performans modeli, giriş basınçları ve akışları ile uygun bir şekilde eşleşiyorsa ama beklenen güç hala yanlışsa, kontrol edilecek bir sonraki şey, bölümün egzoz entalpisidir. Aynı zamanda %1'lik doğrulama verisi ile de eşleşmeleri gerekir. Hesaplanan egzoz entalpileri üzerinde genellikle en büyük etkiye sahip olan tasarım varsayımları, buhar türbininin son aşamasındaki varsayılan egzoz kaybı karakteristikleridir. Egzoz entalpisi, çeşitli çalışma koşullarında doğrulama verisi ile eşleşene dek, varsayılan deneme ya da hata ile son aşamadaki kanat uzunluğu ve/veya dairesel halka alanını (her ikisi de tasarım analizi için girdidir) modifiye etmeniz gerekebilir. Tasarım analizinde kullanılan güncel son aşamadaki kanat uzunluğu ve dairesel halka alanının doğru olduğu biliniyorsa, egzoz kaybı eğrisi de bunun yerine modifiye edilebilir.

Basınçlar ve entalpiler, bir sefer doğru olarak modellendiğinde; işlemin son adımı, buhar türbini güç verisinden elde edilen bir jeneratör verimliliği eğrisini geliştirmek içindir. Akışlar ve entalpiler tamamen doğru modellense ama toplam buhar türbini gücü eşleşmese, öngörülen gücü ayarlamak için jeneratör verimliliği modifiye edilebilir. Jeneratör verimliliği eğrisine karşı güç geliştirilebilir ve son buhar türbini modelinde kullanılabilir.

Bir buhar türbini için son tasarım beklenen performans modeli; gücün, tam yükün %50'sinden yukarıda olduğu verilerin tümü için %1'lik doğrulama verisi ile eşleşen buhar türbini gücünü öngörmelidir. Daha düşük güç seviyelerinde %1'lik ölçümlenen veri ile eşleşmesi zordur ve daha yüksek yüklerde daha fazla doğruluk elde edilir. Tesis, önemli bir zaman diliminde kısmi yüke sahipse, yüksek yükten daha düşük yüklerde daha büyük hataları kabul etmek tercih edilir.

4.3.8 Buhar Türbini Bozunumu

Buhar türbini performansındaki bozunma; buhar türbini, değerlendirmenin yapıldığı referans çalışma koşullarında çalıştığında gözlemlenen performanstaki bozunma olarak tanımlanır. Bu bozunmayı tahmin etmek için bir performans izleme sistemi, var olan çalışma koşullarındaki beklenen performans ile gerçek performansı karşılaştırmalı ve referans koşullara göre düzeltmelidir.

Aşağıdaki adımlar, çalışan bir buhar türbinindeki bozunmayı belirlemek için kullanılan süreci göstermektedir:

1. Ölçümlenen veri setini elde edin ve doğrulayın.
2. Buhar türbini ısı denge analizini uygulayın.
3. Buhar türbini bölümsel verimliliği, ısı denge verisinden hesaplayın.
4. Hem bir bilgisayar programını hem de beklenen buhar türbini performansını kullanarak, beklenen buhar türbini performansını öngörün. ısı denge buhar özelliklerini, buhar türbininin her bölümü için girdi olarak kullanarak bölüm bölüm beklenen performansı öngörmek en iyisidir.
5. Buhar türbininin her bölümü için düzeltilen verimliliğini ve gücünü hesaplayın.
6. Buhar türbininin her bölümü ve buhar türbininin tamamı için bozunmayı hesaplayın.

Ölçümlenen veri, Çizelge 4.18'in sol sütununda listelenen buhar türbini performansını değerlendirmek için gereklidir. Gerekli ölçümlerden biri mevcut değilse, buhar türbini performansı hakkındaki varsayımlar kullanılabilir. Çizelge 4.19, sonuç olarak en az kayıp ile gerçekleştirilebilecek bazı varsayımları özetlemektedir.

Bir buhar türbini ısı dengesi analizi, ölçümlenen veriyi girdi olarak alır ve daha sonra, buhar türbininin mevcut performansı hakkındaki ek veriyi hesaplar. Bu, buhar türbininin nasıl çalışmasının beklendiğine dair bir varsayım oluşturmaz. Buhar türbini ısı denge analizinden hesaplanan veri, buhar türbininin mevcut performansı hakkında, tek başına ölçümlendiğinden çok daha karmaşık bir durumdur. Gaz türbini ısı dengesi ve atık ısı kazanı baca sıcaklığı ile tutarlı olan (bir enerji dengesi perspektifinden

bakıldığında) kondensere doğru gerçekleşen buhar akışı enerjisi için bir ısı denge değeri sağlar.

Eğer bir buhar türbini modeli, beklenen performansı öngörmek için kullanılıyorsa (büyük oranda tavsiye edilir) buhar türbini, bölüm bölüm değerlendirilebilir, böylece her bölümdeki bozunma da ayrı ayrı tanımlanabilir.

Düzeltilen buhar türbini performansı; referans çalışma koşullarında çalışması durumunda buhar türbini performansı hakkında yapılan bir varsayımdır. Buhar türbini bozunmamışsa, düzeltilen performans, değerlendirilen performansa eşit olacaktır. Düzeltilen performans; beklenen performansın bilinmesi durumunda hem mevcut (gerçek) performanstan hem de beklenen performanstan hesaplanabilir. Bozunma, referans çalışma koşullarında gerçekleşen performanstaki düşüştür.

Buhar türbini performansının göstergeleri olarak genellikle sekiz düzeltme parametresi kullanılmaktadır. Tüm buhar türbini için güç ve verimliliğin düzeltilmiş değerleri, ve yüksek-orta-alçak basınçlı bölümleri, buhar türbini performans izleme sisteminin bir parçası olarak hesaplanabilir. Denklem 4.79'dan 4.86'ya kadar hepsi, bu düzeltilen parametreleri hesaplamak için kullanılabilir, sonrasında da gerçek (ısı dengesi) ve beklenen performans değerleri bilinir.

Düzeltilen Buhar Türbini Gücü:

$$Power_{ST_{corrected}} = \frac{Power_{ST_{actual}}}{Power_{ST_{expected}}} Power_{ST_{rated}} \quad (4.79)$$

Düzeltilen Yüksek Basınçlı Bölüm Gücü:

$$Power_{HP_{corrected}} = \frac{Power_{HP_{actual}}}{Power_{HP_{expected}}} Power_{HP_{rated}} \quad (4.80)$$

Düzeltilen Orta Basıncılı Bölüm Gücü:

$$Power_{IP_{corrected}} = \frac{Power_{IP_{actual}}}{Power_{IP_{expected}}} Power_{IP_{rated}} \quad (4.81)$$

Düzeltilen Düşük Basıncılı Bölüm Gücü:

$$Power_{LP_{corrected}} = \frac{Power_{LP_{actual}}}{Power_{LP_{expected}}} Power_{LP_{rated}} \quad (4.82)$$

Buhar Türbininin Düzeltilen Verimliliği:

$$\eta_{ST_{corrected}} = \frac{\eta_{ST_{actual}}}{\eta_{ST_{expected}}} \eta_{ST_{rated}} \quad (4.83)$$

Buhar Türbininin Yüksek Basıncılı Bölümünün Düzeltilen Verimliliği:

$$\eta_{HP_{corrected}} = \frac{\eta_{HP_{actual}}}{\eta_{HP_{expected}}} \eta_{HP_{rated}} \quad (4.84)$$

Buhar Türbininin Orta Basıncılı Bölümünün Düzeltilen Verimliliği:

$$\eta_{IP_{corrected}} = \frac{\eta_{IP_{actual}}}{\eta_{IP_{expected}}} \eta_{IP_{rated}} \quad (4.85)$$

Buhar Türbininin Alçak Basıncılı Bölümünün Düzeltilen Verimliliği:

$$\eta_{LP_{corrected}} = \frac{\eta_{LP_{actual}}}{\eta_{LP_{expected}}} \eta_{LP_{rated}} \quad (4.86)$$

Buhar türbinindeki bozunma, düzeltilen ve değerlendirilen değerler arasındaki farka eşittir ve buhar türbini bozunmasının sekiz öncelikli parametresi aşağıdaki şekilde açıklanabilir:

Buhar Türbini Güç Bozunması:

$$Power_{ST_{deg}} = Power_{ST_{rated}} - Power_{ST_{corrected}} \quad (4.87)$$

Buhar Türbininin Yüksek Basıncılı Bölümünün Güç Bozunması:

$$Power_{HP_{deg}} = Power_{HP_{rated}} - Power_{HP_{corrected}} \quad (4.88)$$

Buhar Türbininin Orta Basıncılı Bölümünün Güç Bozunması:

$$Power_{IP_{deg}} = Power_{IP_{rated}} - Power_{IP_{corrected}} \quad (4.89)$$

Buhar Türbininin Alçak Basıncılı Bölümünün Güç Bozunması:

$$Power_{LP_{deg}} = Power_{LP_{rated}} - Power_{LP_{corrected}} \quad (4.90)$$

Buhar Türbininin Verimlilik Bozunması:

$$\eta_{ST_{deg}} = \eta_{ST_{rated}} - \eta_{ST_{corrected}} \quad (4.91)$$

Buhar Türbininin Yüksek Basıncılı Bölümünün Verimlilik Bozunması:

$$\eta_{HP_{deg}} = \eta_{HP_{rated}} - \eta_{HP_{corrected}} \quad (4.92)$$

Buhar Türbininin Orta Basıncılı Bölümünün Verimlilik Bozunması:

$$\eta_{IP_{deg}} = \eta_{IP_{rated}} - \eta_{IP_{corrected}} \quad (4.93)$$

Buhar Türbininin Alçak Basıncılı Bölümünün Verimlilik Bozunması:

$$\eta_{LP_{deg}} = \eta_{LP_{rated}} - \eta_{LP_{corrected}} \quad (4.94)$$

Buhar türbini performansı değerlendirmesindeki en anlamlı parametre; tüm buhar türbini gücü üretimindeki bozunmadır ($Power_{ST_{deg}}$). Bu parametre; buhar türbininin tasarlandığı gibi çalışması durumunda üretilecek güce ilişkin olarak buhar gücünde gerçekleşecek düşüşü gösterir. Bu rakam, elektrik gücündeki birimlerdir ve bir tesis operatörü için genellikle, buhar türbini verimliliği veya buhar çevrimli ısı oranındaki bozunmadan daha anlamlıdır.

Buhar türbininin üç bölümünün her biri için hesaplanan güç bozunması, tüm buhar türbininin güç bozunmasının toplamında yer almalıdır. Her bölümün güç bozunması; bozunumun gerçekten olduğu bir yerde, buhar türbininin konumunu belirlemek için performans mühendisine yardım eder. Gerçek bozunmanın olduğu yeri belirlemeye çalışmadan önce ısı denge ve beklenen performans modellerinin oluşturulacağı zaman, modelleme varsayımlarının kullanımının anlaşılması da önemlidir. Örneğin, varsayılan bir orta basınçlı bölüm verimliliği, ısı denge modelinde kullanıldığında (kombine çevrimli güç tesislerinde genellikle olması gerektiği gibi), orta basınçlı bölümün hesaplanan gücünde bir bozunma belirecektir, çünkü analiz, buhar türbininin orta basınçlı bölümünü için performansın sabit olduğunu varsayar.

4.4 Kondenser Performansı

4.4.1 Genel Bakış

Bir güç tesisi sisteminde kondenserin üç önemli rolü vardır:

- Buhar türbininin karşı basıncının azaltılması ile buhar türbininde korunan buhar enerjisinin elektriğe çevriminin maksimize edilmesi
- Buhar türbininden tahliye edilen suyun iyileştirilmesi ve böylece yeniden işleme sokulabilmesi
- Buhar kazanı için gereken ek ısıyı azaltmak için yoğuşturulmuş sudaki ısı enerjisinin iyileştirilmesi

Bu rollerden sadece ilki, performans izlemede birincil öneme sahiptir. Kondenserler, kısmi vakumlamada ve kondenserdeki herhangi bir kaçak durumunda da çalıştıkları için, tüm kondenserler suyu, besleme suyu sistemine bir kondensat olarak geri gönderirler. Bununla birlikte, tüplerde bir kaçak yaşanırsa arıtılmamış soğutma suyu kondensata karışarak iletkenliğinin artmasına neden olabilir.

İdeal olarak, düşük basınçlı kondensere sahip yüksek sıcaklıktaki bir kondensat (daha sıcak besleme suyu üretmek için) her zaman tercih nedenidir fakat bu durum gerçekleşmez çünkü buhar ve su akışları doyma sıcaklığında olmalı basınçta kondenser iç basıncına eşit olmalıdır. Düşük bir kondenser basıncının, daha yüksek bir kondensat sıcaklığından daha önemli olduğu belirtilebilir, böylece mühendislerin endişelenmesi gereken tek şey, olası en düşük kondenser basınçlarını elde etmek olacaktır.

Kondenser performansının en önemli parametresi, kondenser basıncıdır. Kondenser basıncı, buhar yoğuşmasının meydana geldiği sıcaklıkta, doyma basıncına eşittir. Buharın giriş akışı ve entalpisi, buhar türbini tarafından kondensere yüklenir. Soğutma

suyu sıcaklığı ve akış oranı ise soğutma kulesi ve soğutma suyu pompaları tarafından kondensere yüklenir. Kondenser, buharın yoğunlaştığı basınçları belirler ve bu nedenle de buhar türbinindeki ters basıncı ayarlar.

Kondenser performansını, bir kondenser verimi olarak, Q_{cond} , düşünülmesinin bir diğer nedeni ise, kondenserdeki buhar akışı ve entalpisi olarak konumlanmasıdır. Dışarıdaki kondensat entalpisi, kondenser verimliliği üzerinde çok küçük bir etkiye sahiptir. Kondenser basıncı ise, buhar türbininden elde edilen buhar akış oranı üzerinde hiçbir etkiye sahip değildir. Buhar türbininden elde edilen tüm buhar mutlaka yoğunlaştırulmalıdır ve bu nedenle de gerçekleşen buharlaşmanın gizli ısını buhardan soğutma suyuna mutlaka transfer etmelidir.

Kondenserdeki buhar sıcaklığı, kendini ayarlayacaktır böylece soğutma suyu için gerekli olan ısı transferi de elde edilir. Kondenser basıncı, gerekli ısı transferinin elde edileceği buhar sıcaklığına ilişkin doyma basınca eşittir. Kondenserdeki buhar akışı birden arttığında, ısı transferi oranı da, tüm buharı yoğunlaştırmak için gereken değerden daha düşük olacaktır. Ardından kondenserdeki sıcaklık ve basınç artacak ve içeri giren buhar tarafından ortaya çıkarılan enerji ile ısı transferi oranının eşitlenmesini sağlayacak bir denge elde edilene kadar ısı transferi oranının yükselmesine neden olacaktır.

Bir kondenserin ısı transferi oranı, LMTD yöntemi ile modellenebilir.

LMTD Yöntemi:

$$Q_{cond} = U_{cond} A_{sur} \Delta T_m \quad (4.95)$$

burada,

Q_{cond} , kondenser ya da kondenser verimi doğrultusunda gerçekleşen ısı transferi oranıdır.

ΔT_m , logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır (LMTD), aşağıda tanımlanmıştır.

U_{cond} , tüm kondenserin ısı transfer katsayısıdır.

A_{sur} , ısı transferi için yüzey alanıdır.

Bir kondenser için logaritmik ortalama sıcaklık farkı (sabit sıcak bölüm sıcaklığı):

$$LMTD = \Delta T_m = \frac{(T_{cout} - T_{cin})}{\ln \left[\frac{(T_{sat} - T_{cin})}{(T_{sat} - T_{cout})} \right]} \quad (4.96)$$

burada,

T_{sat} , kondenserdeki buhar / su sıcaklığıdır.

T_{cout} , soğutma suyunun çıkış sıcaklığıdır.

T_{cin} , soğutma suyunun giriş sıcaklığıdır.

Bir performans izleme perspektifinden bakıldığında, kondenser performansındaki değişiklikler, tüm ısı transferi katsayısındaki, U_{cond} , değişikliklerden kaynaklanıyor diye düşünülebilir. Bu da, boruların tıkanması durumunda gerçekleşecek bir ısı transferi yüzey alanı, A_{sur} , değişikliğinin olmadığını varsayar. Her halükarda, U_{cond} ve A_{sur} 'a ait yüzde değişiklikler, kondenser performansı üzerinde aynı etkiye sahip olduğu için, sadece ısı transferi katsayı değişiklikleri varsayılarak, hem ısı transferi katsayısında hem de yüzey alanındaki değişiklikler gözlemlenebilir.

Kondenserin genel ısı transferi katsayısı, kondenser çalışma verisinden hesaplanabilir.

Kondenserin Genel Isı Transferi Katsayısı:

$$U_{cond} = \frac{Q_{cond}}{A_{sur}\Delta T_m} \quad (4.97)$$

Eğer kondenser için tasarım verisi mevcutsa, tüm ısı transfer katsayısının tasarım değeri hesaplanabilir.

Tasarlanan Kondenserin Tüm Isı Transfer Katsayısı:

$$U_{design} = \frac{Q_{design}}{A_{sur}\Delta T_{m\ design}} \quad (4.98)$$

burada,

U_{design} , kondenserin tüm ısı transferi katsayısı tasarısıdır.

Q_{design} , kondenserdeki ısı transfer oranı tasarısıdır.

$\Delta T_{m\ design}$, kondenserdeki tasarlanan logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır.

Hem Amerika Makine Mühendisleri Derneği (ASME) hem de Isı Değişim Enstitüsü (HEI), bir kondenserin tüm ısı transferi katsayısının beklenen değerini tahmin etmek için yöntemler sağlamışlardır. HEI yöntemi, bir kondenser için genellikle genel bir referans ısı transferi katsayısı olarak belirtilir. Pratikte ise, HEI formülasyonunun; “yeni ve temiz” iken bile çalışan kondenserlerde gözlemlenen gerçek ısı transferi katsayısını olduğundan daha büyük gösterdiği düşünülmektedir.

Bir kondenser için temizlik (veya temizlik faktörü), aynı katsayıda HEI değeri ile bölünen gerçek bütün ısı transferi katsayısı olarak tanımlanır.

Kondenser Temizliği:

$$C_{cond} = \frac{U_{cond}}{U_{HEI}} \quad (4.99)$$

burada,

C_{cond} , kondenserin temizliğidir.

U_{HEI} , HEI yöntemine tabi tutulan kondenser ısı transferi katsayısıdır.

Kondenser Temizliğinin Tasarım Değeri:

$$C_{design} = \frac{U_{design}}{U_{HEI design}} \quad (4.100)$$

burada,

C_{design} , kondenserin temizliğidir, tasarlanan veya değerlendirilen veriden hesaplanır.

$U_{HEI design}$, tasarı veri ile değerlendirilen HEI yöntemine tabi tutulan tüm ısı transferi katsayısıdır.

Kondenserin tüm ısı transferi katsayısına ait tasarı değerler, genellikle HEI değerinin %85'i civarındadır. Bu da, %90 gibi yüksek ve %65 kadar düşük değerler bazen görölse de %85'e eşit olan temizlik değerlerini tasarlamayı hızlandırır. Bir kondenser için tasarım verisi mevcut değilse, %85 olan kondenser temizliğinin tasarım veya ölçümlenmiş değerini elde etmek için kullanılan yaygın bir yöntemdir.

4.4.1.1 Kondenser Isı Transferi İçin ASME Yöntemi

ASME Performans Testi Kodu 12.2, dört ısı transferi direncine sahip bir sistem gibi kondenserin tüm ısı transfer katsayısını değerlendirir:

ASME Kondenserin Tüm Isı Transfer Katsayısı:

$$U_{ASME} = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + R_w + R_{foul} + R_t} \quad (4.101)$$

burada,

h_f , tüplerin dışında yoğuşan film tabakasının ısı transfer katsayısıdır.

R_w , boru duvarının termal direncidir.

R_{foul} , boru duvarlarının iç yüzeylerindeki kirlenmenin termal direncidir.

R_t , boru duvarlarının içindeki suyun termal direncidir.

Aşağıdaki bağıntı, bu termal dirençler için ASME tarafından verilmiştir.

Kondensat Film Isı Transfer Katsayısı:

$$h_f = 0,954 k_f \left(\frac{\rho^2 g}{\mu W} \right) \quad (4.102)$$

burada

k_f , sıvı kondensat filmin termal iletkenliğidir.

ρ , sıvı kondensat filminin yoğunluğudur.

g , yerçekimine bağlı olarak gerçekleşen hızlanmadır.

μ , sıvı kondensat filmin viskozitesidir.

w, düşük basınçlı buhar türbini egzoz akışıdır.

Boru Duvarı Direnci:

$$R_w = \frac{d_o}{24k_m} \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \quad (4.103)$$

burada,

k_m , boru duvarı materyalinin termal iletkenliğidir.

d_o , boru duvarının dış çapıdır.

d_i , boru duvarının iç çapıdır.

Su Filmi Direnci:

$$R_t = 0,04507 \left(\frac{\mu^{0,373}}{\rho^{0,835} k^{0,538} C_p^{0,462}} \right) \left(\frac{d_i^{0,165}}{V^{0,835}} \right) \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \quad (4.104)$$

burada,

k , boru duvarının içindeki suyun termal iletkenliğidir.

V , boruların içindeki suyun hızıdır.

C_p , suyun özgül ısısıdır.

Kirlenme direnci, R_{foul} , test veya tasarım verisi ile belirlenir. R_{foul} 'un tasarım değeri, Denklem 4.98'teki tüm tasarım ısı transfer katsayısının değerlendirilmesiyle ve ardından Denklem 4.101'den elde edilen tüm ısı transfer katsayısını, tasarı halindeki ısı transfer katsayısına eşit hale getiren kirlenme direncinin değerinin bulunması ile hesaplanabilir.

4.4.1.2 Kondenser Isı Transferinin HEI Yöntemi

HEI yöntemi, kondenserin ısı transfer katsayısını, soğutma suyu giriş sıcaklığı, boru materyali ve temizlik faktörünü hesaplamak için faktörler tarafından çarpılan temel bir katsayı olarak modeller.

HEI Kondenser Isı Transfer Katsayısı:

$$U_{HEI} = U_{BASE} F_M F_W \quad (4.105)$$

burada,

U_{BASE} , temel ısı transfer katsayısı, boru çapı fonksiyonu ve borulardan geçen suyun hızıdır.

F_M , mlzeme düzeltme faktörü, boruların yapım materyalinin bir fonksiyonu ve boru duvarı kalınlığıdır.

F_W , sıcaklık düzeltme faktörü, soğutma suyu giriş sıcaklığının bir fonksiyonudur.

U_{BASE} , F_M , F_W , bu üç faktörün değerleri; boru çapı, boru duvarı kalınlığı, su hızı, suyun giriş sıcaklığı ve boru materyalini baz alan eğriler ve tabloların oluşturduğu bir setten elde edilir. U_{BASE} ve F_W için geçerli olan regresyon formülleri, ölçümlenen veriden elde edilen kondenser temizliği ölçümü hakkındaki tartışma altında bu bölümde sonra ele alınacaktır. F_M tablosu, Richard Putman'ın "Buhar Yüzeyli Kondenserler" kitabında sunulmuştur veya buhar yüzeyli kondenserlerin HEI standardından direkt olarak elde edilebilir.

HEI yöntemi ile elde edilen ısı transfer katsayısı, genellikle bir temizleme faktörü ile çarpılır. Temizlik faktörü, HEI metodolojisini düzeltmek için bir yol olarak düşünülebilir,

böylece gerçek kondenser performansı ile de örtüşür. Tasarım temizlik faktörü, “yeni ve temiz” bir kondenser verisinden veya kondenser tedarikçisi tarafından tedarik edilen ölçümlenmiş performans verisinden elde edilebilir. Denklem 4.100, kondenser verisinden elde edilen tasarım halindeki temizlik faktörünü hesaplamak için kullanılabilir.

HEI yöntemi, ASME yönteminden bazı yönleriyle ayrılmaktadır; ASME yönteminde gözlemlenen kondensat film ısı transferi katsayısına HEI yönteminde önem verilmemektedir. Diğer bir deyişle HEI yöntemi, kondenser ısı transferindeki buhar akışı ve kondensat film özelliklerinin önemini reddeder. Bu durumun mantığı da muhtemelen şudur; kondensat filmde gerçekleşen ısı transferi direnci, boruların içindeki boru duvarı materyali ve su filminde gerçekleşen dirençlerden daha azdır.

ASME ve HEI metodolojisi arasındaki ikinci fark ise, kirlenmenin ele alındığı alandır. HEI yönteminde gerçek ve bütün bir ısı transferi katsayısı elde etmek için teorik ısı transferi katsayısı, U_{HEI} , ile bir temizlik faktörünün çarpılması gerekmektedir. ASME yönteminde, teorik ısı transferi ve gerçek ısı transfer katsayısı arasındaki fark; kirlenme direnci, R_{foul} , olarak modellenir.

4.4.2 Kondenser Isı Dengesi Analizi

4.4.2.1 Kondenser Verimi İçin Tüm Tesis Enerji Dengesi

Kondenser verimindeki kararlılığın ve soğutma suyu akış oranının belirlenmesi, kondenser performansının anlamlı bir değerlendirmesinin yapılabilmesinin esasıdır. Bunun nedeni de beklenen kondenser basıncının ve temizliğinin, hem verimliliğe hem de soğutma suyu akışına bağımlı olmasıdır ve her ikisi de tesisin çalışma koşullarının değişmesiyle birlikte değişirler. Ek olarak, zaman içinde soğutma suyu akış oranında gerçekleşen değişiklikler, gözlemlenen kondenser performansı azalımının nedenini belirlemede çok büyük bir yardım sağlar. Soğutma suyu borularının iç yüzeyindeki kirlenme, soğutma suyu akış oranını düşürür.

Neyse ki, tüm güç tesisi ısı denge analizinin bir parçası ise, kondensör ısı dengesi analizi çok belirgin olabilir. Bunun nedeni de tesisteki yakıt enerjisinin üretilen güce, bacaya giden enerjiye ve kondenser verimliliğine eşit olma zorunluluğudur. Doğalgaz ile çalışan kombine çevrimli bir güç tesisinde, tüm güç tesisinin enerji dengesi, yakıt akışı ve gücünün ölçümlendiği ve genellikle %1 civarında olduğu doğruluk seviyesi ile aynı seviyede kondenser verimliliği sağlar.

Bacaya giden enerjinin değerlendirmesinin yapılabilmesi için, bacanın gaz akış oranı ve bileşimini hesaplamak adına bir yanma analizi gerekir. Verilen baca gazı bileşimine bağlı olarak entalpi, ölçümlenen baca sıcaklığı ve gaz özellikleri tablosundan hesaplanabilir. Baca gazı enerjisinin kesinliği, ek ölçümler içeren ısı denge analizinden veya ölçümlenen bir yakıt akışından gelmesi gereken yakıt enerjisinin kesinliği ile benzer olacaktır. Gaz türbini ile çalışan bir tesiste yakıt akışı, en önemli girdiler olarak güç, kompresör çıkış basıncı, ilk aşamadaki nozul alanı ve egzoz gazı sıcaklığını kullanan bir gaz türbini ısı denge analizinden %1 oranında tahmin edilebilir.

Bir Rankine çevrimli güç tesisinde, yakıt akışı çok kesin olarak ölçümlenemez bu nedenle tüm güç tesisinin enerji dengesi, kazan verimliliğinin belirlenmesi ile gerçekleşen bir besleme suyu akış ölçümüne bağlıdır. Bu durumda, tüm güç tesisi enerjisi dengesinden belirlenen kondenser verimi tekrarı, besleme suyu akış ölçümleri ile aynı düzendedir. Birçok güç tesisi için bu ölçüm, %1 tekrarlanabilirliğe sahiptir.

4.4.2.2 Kondenser ısı Dengesi Denklemleri

Kondenser için yerel bir ısı dengesi analizi genellikle kesin değildir çünkü düşük basınçlı buhar türbininin dışındaki buhar akışı ve entalpisi kesin olarak ölçülemez ve kondensör boruları boyunca ilerleyen soğutma suyu akış oranı da genellikle ölçümlenemez.

Bu bölümde ele alınan kondenser ısı-denge analizi; tüm güç tesisi için bir ısı denge analizinin gerçekleştirildiğini varsayar ve kondensör ısı denge analizi, tüm tesisin

analizinin bir parçasıdır. Bu durumda, buhar türbininden elde edilen buhar akışı ve entalpisi, kondenser soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları ve kondenser basıncının, kondenser ekipmanlarının, sistem girişlerinin ısı denge analizinden bilindiği varsayılır. Isı denge analizinin amacı, kondenser verimini ve soğutma suyu akış oranını belirlemektir. Kondenser temizliği veya ısı transfer katsayısı, verimlilik bilindikten sonra Denklem 4.97'den hesaplanabilir.

Kondenser Kütle Dengesi:

$$w_{steam} + w_{drains} + w_{aux} = w_{water} \quad (4.106)$$

Kondenser Gövde Kısmı Enerji Dengesi:

$$w_{steam}h_{steam} + w_{drains}h_{drains} + w_{aux}h_{aux} = w_{water}h_{water} + Q_{cond} \quad (4.107)$$

Kondenser Boru Kısmı Enerji Dengesi:

$$w_{cool}h_{cool_{in}} + Q_{cond} = w_{cool}h_{cool_{out}} \quad (4.108)$$

4.4.2.3 Ölçümlenmiş Veriden Elde Edilen Kondenser Temizliği

Kondenser verimi bir kez bilinirse, ısı-denge verisinden direkt olarak kondenser temizliğini değerlendirmek mümkündür. Mevcut çalışma koşullarındaki kondenser temizliği, Denklem 4.99 ile Denklem 4.100'dan elde edilen tasarı veya değerlendirilmiş veriden hesaplanan temizlikle karşılaştırılabilir.

Kondenser Temizliği:

$$\frac{C_{cond}}{C_{design}} = \frac{\left(\frac{U_{cond}}{U_{HEI}}\right)}{\left(\frac{U_{cond}}{U_{HEI}}\right)_{design}} \quad (4.109)$$

burada,

C_{cond} , kondenser temizliğidir.

U_{cond} , kondenserin tüm ısı transfer katsayılarıdır.

Denklem 4.95'deki tüm ısı transfer katsayılarının açıklaması, Denklem 4.104'dakinin yerini alıyorsa, aşağıdaki bilgiler elde edilir:

$$\frac{C_{cond}}{C_{design}} = \frac{\left(\frac{Q_{cond}}{A_{sur}\Delta T_m}\right)U_{HEI design}}{\left(\frac{Q_{design}}{A_{sur}\Delta T_{m design}}\right)U_{HEI}} \quad (4.110)$$

Yüzey alanı ve boru materyali, çalışma koşullarının değişmesiyle birlikte değişmez. A_{sur} (yüzey alanı) ve F_M (HEI materyal katsayısı) terimleri, kondenser temizliğinin açıklamalarını yok sayar; biz, tesis ısı dengesi verisinin bir fonksiyonu olarak kondenser temizliği için bir açıklama elde ederiz.

Kondenser Temizliği:

$$C_{cond} = C_{design} \frac{Q_{cond}}{Q_{design}} \frac{\Delta T_{m design}}{\Delta T_m} \frac{(U_{BASE}F_w)_{design}}{(U_{BASE}F_w)} \quad (4.111)$$

burada,

C_{design} , kondenserin tasarı halindeki temizliğidir. Genellikle %85'e eşit olduğu varsayılır

ΔT_m , logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır (Denklemler 4.96).

Q_{cond} , kondenser verimliliği veya ısı transfer oranıdır.

Q_{design} , tasarımı halindeki kondenser verimliliği veya ısı transfer oranıdır

U_{BASE} , HEI yöntemindeki tüm ısı transfer katsayısıdır; su hızı ve boru çapının bir fonksiyonudur.

F_w , HEI yöntemindeki sıcaklık düzeltme faktörüdür; soğutma suyunun giriş sıcaklığına ait bir fonksiyondur.

HEI katsayıları, U_{BASE} ve F_w ; HEI yayını olan “Buhar Yüzeyi Kondenserleri İçin Standartlar, 9. basım, Isı Dönüştürücü, Cleveland (1995)” veya HEI yayınındaki tabloların regresyonlarındaki mevcut tablolardan okunarak belirlenmelidir. Putman, her katsayı için bir bilgisayar algoritması verir. Aşağıdaki regresyon formülleri, Putman’ın bilgisayar algoritmalarından alınmıştır.

Putman’ın U_{BASE} için Regresyon Formülü:

Borudaki suyun hızı, 8 feet/sn’den az ise:

$$U_{BASE} = (278 - 16d_0)\sqrt{V_{water}} \quad (4.112)$$

8 ft/sn’den büyük su hızları için:

$$U_{BASE} = (278 - 16d_0 - 2.273(V_{water} - 8))\sqrt{V_{water}} \quad (4.113)$$

Putman’ın F_w için Regresyon Formülü:

Soğutma suyu giriş sıcaklığı, 63.5 °F'den az ise:

$$F_w = 0.36536 + 9.552 * 10^{-3}T_{water} + 1.8625 * 10^{-7}T_{water}^2 - 6.689 * 10^{-8}T_{water}^3 \quad (4.114)$$

63.5 F'den fazla ve 80.0 F'den az soğutma suyu sıcaklığı için:

$$F_w = -2.7374 + 0.13694T_{water} - 1.703210^3T_{water}^2 + 7.2813 * 10^{-6}T_{water}^3 \quad (4.115)$$

Soğutma suyu giriş sıcaklığı, 80.0 F'den büyükse:

$$F_w = 0.63558 + 7.4478 * 10^{-3}T_{water} - 3.3738 * 10^{-5}T_{water}^2 + 5.7428 * 10^{-8}T_{water}^3 \quad (4.116)$$

burada,

d_0 , soğutma suyu için borunun dışındaki çaptır.

T_{water} , kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığıdır.

V_{water} , boruların içindeki kondenser soğutma suyunun hızıdır.

4.4.2.4 Kondenser Isı Dengesi Verisinin Doğrulanması

Online performans izleme ile ilgili problemlerden biri de; performans izleme sisteminin düzgün şekilde kurulduğunu ve yapması istenilen işi doğru yaptığını doğrulamanın genellikle çok zor olmasıdır. Bununla beraber, kondenser soğutma suyunun akışının işleyiş karakteristikleri, tüm tesisin ısı denge analizlerini doğrulamak ve aynı zamanda kondenser bozunumunu teşhis etme şansını performans mühendisine verir.

Kondenserdeki soğutma suyu akışı, genellikle iki (ya da daha fazla) soğutma suyu pompası ile çalışır; bu pompalar, soğutma kulesinden veya diğer soğutma kaynağından gelen suyun kondensere ve sonra tekrar kaynağa taşınmasını sağlar. Bu döngüdeki soğutma suyunun akış oranı, kondenserin soğutma suyu pompalama sistemindeki pompa karakteristikleri ve akış direncine bağlıdır; ve güç tesisinin geri kalan kısmındaki çalışma karakteristiklerinden bağımsızdır.

Bu nedenle tesis yükü değiştirildiğinde veya tesisin ortam koşulları değiştiğinde kondenser soğutma suyu akış oranı sabit kalır. Buna ek olarak, iki pompadan biri kapatıldığında soğutma suyu akış oranında gerçekleşecek değişim, pompa tedarikçisi tarafından normal olarak sağlanan pompa karakteristiği eğrilerinden öngörülebilir. Bu da, soğutma suyu hesaplandığında kondenser ısı-denge analizinin kesinliğini doğrulayabilecek operasyonel testlerin uygulamasına olanak verir. Aynı zamanda tesis, değişken hızlı soğutma suyu pompaları ile donatıldığında, akış oranı, normalde pompa tedarikçileri tarafından tedarik edilen pompa karakteristiği eğrilerinden öngörülebilir.

İlk ısı denge doğrulama testi; güç tesisi tam yükteyken, kısmi yükteyken, sıcak veya soğuk bir gündeysen tesisin ölçüm verisinden performans izleme sistemi ile hesaplanan kondenser soğutma suyunu incelemek içindir. Hesaplanan kondenser soğutma suyu akışı, tesis çalışma şartları değişse de sabit kalır (%1). Hesaplanan soğutma suyu akışının değişimi, ısı denge analizinin kesinliğine dair bir ölçümdür.

İkinci test, performans izleme sisteminin kurulumu esnasında tesiste gerçekleştirilir. Tüm soğutma suyu pompaları çalışırken ve ortalaması alınan soğutma akışı kaydedilirken performans izleme sistemini çalıştırın. Daha sonra bir soğutma suyu pompasını geçici olarak (en az bir saat) kapatın ve bu pompa devre dışı iken hesaplanan soğutma suyu akışını kaydedin. Hesaplanan soğutma suyu akışı, orijinal değerin yüzde değerinden bir puan aşağısına düşmelidir. Soğutma suyu akışındaki beklenen düşüş, pompa eğrilerinden tahmin edilebilir.

Eğer pompa eğrileri mevcut değilse; soğutma suyu akışı, pompa sayısı yarıya düştüğünde orijinal soğutma suyu akış oranının üçte ikisine düşüşüne dair varsayımlar gerçekleşir (örneğin, çalışan iki pompadan çalışan tek pompaya düşüş). Pompayı tekrar çalıştırın ve performans izleme sistemi tarafından hesaplanan kondenser soğutma suyu akışını gözlemleyin. Hesaplanan soğutma suyu akış oranı, testin başında orijinal değerine dönmelidir.

4.4.3 Kondenserin Beklenen Performansı

4.4.3.1 Beklenen Kondenser Performans Tahmini

Kondenserdeki bozunumun değerlendirilmesi için; mevcut çalışma koşullarında beklenen kondenser basıncı, mevcut çalışma koşullarındaki gerçek kondenser basıncı ile karşılaştırılmalıdır. Kondenser verimliliği, güç tesisinin tüm enerji dengesi ile kondenseri etkiler. İyi bir kondenser ve zayıf çalışan bir kondenser arasındaki fark; gereken verimliliği sağlayabilmek için gereken kondenser basıncıdır.

Bazı performans mühendisleri, kondenser temizliğindeki değişikliklere, kondenser bozunumu ölçümü olarak incelemeyi tercih ederler. Bu nedenle, biraz yanıltıcı olabilir çünkü kondenser temizliğinin kondenser yükü ile değişmesi beklenir. Putman, tesisin yükünün tam yük ya da bir buçuk kat yük şeklinde değişen yüküne bağlı olarak çalışan kondenserin verisinden hesaplanan kondenser temizlik faktörlerinin %8 ile %10 arasında değiştiğini rapor etmiştir.

Varolan çalışma koşullarında beklenen kondenser basıncı; mevcut buharın içeriye akış oranı ve entalpisi, soğutma suyu giriş oranı ve sıcaklığı, tüm kondenser ısı transferi katsayısının beklenen değerine ait bir fonksiyondur.

Hem ASME yöntemi hem de HEI yöntemi, çalışma koşullarının değişmesi halinde beklenen kondenser performansını değerlendirmek için kullanılabilir. Kondenserin değerlendirildiği referans çalışma koşullarında çalışılıyorsa, “yeni ve temiz” kondenserin ölçümlenmiş gerçek performansı ile tasarlanan tüm ısı transferi katsayısı eşleşmek zorundadır. HEI yöntemi ve ASME yöntemi için her iki kirlenme direncinin temizlenme faktörlerine ait tasarı değeri, veriden hesaplanmalı ve beklenen kondenser performansının öngörüsünde sabit tutulmalıdır.

Tüm Kondenserin Beklenen Isı Transfer Katsayısı:

ASME Yöntemi:

$$U_{ASME\ expected} = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + R_w + R_{foul\ design} + R_t} \quad (4.117)$$

HEI Yöntemi:

$$U_{HEI\ expected} = U_{BASE} F_M F_W C_{design} \quad (4.118)$$

Beklenen kondenser performansı için hesaplama prosedürü, aşağıdaki gibidir:

1. Kondensere giriş yapan akış özellikleri için ısı denge verilerini kullanın. Bunlar; giriş yapan buhar akışı ve entalpisi, giriş yapan soğutma suyu akışı ve sıcaklığıdır.
2. Beklenen kondenser basıncını tahmin edin ve beklenen buhar sıcaklığı, T_{sat} , değerine bakın.
3. İkinci adımdaki kondensat çıkış sıcaklığını kullanarak bir buhar kısmı enerji dengesi (Denklemler 4.102) ile kondenser verimliliğini hesaplayın. Kondensattan çıkan hava ile yapılan bir alt soğutma, kondenserin tasarlanan karakteristiği modelleniyorsa tahmin edilebilir.

4. Soğutma suyu çıkış sıcaklığını elde etmek için bir boru (su) kısmı enerji dengesi (Denklem 4.103) kullanın.
5. Ya ASME ya da HEI yöntemini kullanarak (Denklem 14.23 veya 14.24) beklenen ısı transferi katsayısını değerlendirin. Tüm ısı transferi katsayısını oluşturan katsayıların (tasarlanan değerlerin dışında: C_{design} ve $R_{foul_{design}}$) değerlendirilmesinde mevcut ısı denge verisini kullanın.
6. Denklem 4.95'i kullanarak beklenen ısı transferi oranını (verimini) öngörün.
7. Üçüncü adımdaki kondenser verimi, altıncı adımda hesaplanan verime eşit olmalıdır. Eğer %0.1'e eşit değilse tekrar birinci adıma geri dönün ve kondenser basıncı için yeni bir değer tahmininde bulunun; ya da sekizinci adıma geçin.
8. Beklenen kondenser basıncı, birinci adımda tahmin edilen değerdir.

4.4.4 Kondenser Bozunması

Bozunma, değerlendirilen çalışma koşullarındaki performans kapasitesindeki azalma olarak tanımlanır. Referans çalışma koşullarındaki gerçek ve beklenen performans arasındaki farka eşittir. Referans çalışma koşullarındaki beklenen performans, değerlendirilen performansa eşittir.

Çünkü kondenser basıncı, kondenser performansının kesin bir değerlendirmesi değildir (bir buhar türbininin gücü gibi), beklenen kondenser basıncının değeri sıfıra yakındır (böylece gerçek ve beklenen kondenser basıncı arasındaki fark, beklenen kondenser basıncından daha büyük olabilir), bozunumunu göstermek için kullanılan birincil parametre olarak gerçek kondenser basıncının beklenen kondenser basıncına olan oranını kullanmak doğru değildir. Sıfır kondenser basıncına sahip kondenser basıncı (ısı transferi), atmosferik basınca eşit olacaktır, sıfır basınca değil. Bu nedenle, gerçek basıncın beklenen basınca olan oranı, kondenser performansının bir ölçümü olarak anlam ifade etmez.

Düzeltilmiş kondenser performansı, beklenen kondenser basıncını elde etmek için kullanılan aynı hesaplama prosedürü ile tahmin edilebilir, ama kondenser temizliği (HEI yöntemi) veya kirlenme faktörü (ASME yöntemi) ölçümlenmiş veriden hesaplanmalıdır ve beklenen performansın öngörüsünde kullanılan dizayn değerlerinin yerini almaları için hesaplamada kullanılmalıdır. Tasarı halindeki veya değerlendirilen performansın belirlendiği referans çalışma verisi, ısı-denge çalışma verisinin yerine kullanılmalıdır.

Düzeltilen kondenser performansı için hesaplanan prosedür, aşağıdaki gibidir:

1. Kondenser temizliği (HEI yöntemi) veya kirlenme faktörü (ASME yöntemi) için ısı-denge değerlerini hesaplayın. Mevcut tüm ısı transfer katsayılarını elde etmek için ısı denge verilerinin bulunduğu Denklem 4.97'yi kullanın ve kirlenme faktörünün veya temizliğin ısı-denge (gerçek) değerlerini elde etmek için mevcut tüm ısı transfer katsayısını, hem Denklem 4.99 hem de Denklem 4.105'e eşitleyin. Temizliği elde etmek için aynı zamanda Denklem 4.111'i de kullanabilirsiniz.
2. Hesaplama adımlarının geri kalanı için; kondensere giriş yapan akışın özellikleri için belirlenen ölçümlenmiş performanstaki referans çalışma verisini kullanın. Bu veri; giriş yapan buhar akışını ve entalpisini, giriş yapan soğutma suyu ve sıcaklığını içerir.
3. Düzeltilen kondenser basıncını tahmin edin ve düzeltilen buhar sıcaklığı değerine, T_{sat} , bakın.
4. Buhar kısmı enerji dengesini (Denklem 4.102) ve Adım 2'deki kondens çıkış sıcaklığını kullanarak düzeltilen kondenser verimini hesaplayın. Kondensatın çıkışındaki alt soğutma, modellenen kondenserin tasarım karakteristiği olması durumunda tahmin edilebilir.
5. Düzeltilmiş soğutma suyu çıkış sıcaklığını elde etmek için bir boru (su) bölümü enerji dengesini (Denklem 4.103) kullanınız.
6. Adım 1'deki temizlik ve kirlenme faktörleri için ısı denge değerlerini kullanarak ya ASME ya da HEI yöntemi ile tümü düzeltilmiş ısı transfer katsayısını değerlendirin. Tümü düzeltilmiş ısı transfer katsayısını tamamlayan, katsayıların

değerlendirmesindeki referans çalışma verisini (temizlik ve kirlenme faktöründen farklı olarak) kullanın.

7. Denklem 4.95'i kullanarak beklenen ısı transfer oranını (verimi) öngörün.
8. Adım 3'teki kondenser verimi, Adım 7'de hesaplanan verimliliğe eşit olmalıdır. Eğer %1'lik bir eşitlik sağlanamıyorsa, Adım 2'ye geri dönün ve kondenser basıncı için yeni bir değer tahmininde bulunun; olumsuz sonuçlanırsa Adım 9'a gidin.
9. Düzeltilmiş kondenser basıncı, Adım 2'de tahmin edilen değerdir.

Kondenser basıncındaki bozunma; düzeltilen kondenser basıncı ve değerlendirilen kondenser basıncı arasındaki farktır; değerlendirilen basınç ise, kondenserin yeni, temiz ve referans çalışma koşullarında olması durumunda meydana gelir.

Kondenser Basıncı Bozunması:

$$P_{cond_{deg}} = P_{cond_{corrected}} - P_{cond_{rated}} \quad (4.119)$$

burada,

$P_{cond_{corrected}}$, ısı denge temizliği ve/veya kirlenme faktörü kullanılarak referans çalışma koşullarında öngörülen kondenser basıncıdır.

$P_{cond_{rated}}$, referans çalışma koşullarındaki beklenen kondenser basıncıdır.

$P_{cond_{deg}}$, kondenser basıncındaki bozunmadır.

Düzeltilmiş kondenser basıncı (veya kondenser basıncı bozunması), izlenen kondenser performansı için değerli bir parametredir). Düzeltilen kondenser basıncına ait daha yüksek değerler, daha zayıf kondenser basıncı göstergesidir, düşük değerler de güçlenen performansı gösterir.

Kondenser temizliği (Denklem 4.111) ve LMTD (Denklem 4.96), kondenser problemlerinin ek göstergeleri olan; ölçümlenmiş ve zaman içinde izlenilmiş veriden hesaplanmalıdır. Düzeltlen kondenser basıncı, kondenser bozunmasının en güvenilir tekil göstergesidir.

4.4.5 Kondenser Performans Problemlerini Tanımlamak

Kondenser performansı değerdendirmesindeki ilk parametre, düzeltilen kondenser basıncıdır. Düzeltlen kondenser basıncı zaman içerisinde sabit kalırsa (şüphelenilen kondenser probleminin meydana gelmesinden önce ve sonra), kondenserde performans problemi olmayacaktır. Bununla birlikte, kondensere giden hem buhar hem de soğutma suyunu besleyen donanımda hala bir problem veya bir ölçüm hatası olabilir.

Kondenserin birincil görevi, gereken tüm buhar gizli ısı enerjisini reddederken, buhar türbini karşı basıncını düşük seviyede tutmaktır. Eğer ölçümlenen kondenser basıncı, olması gerekenden daha yüksekse, bunun nedeni; bir kondenser problemi, bir soğutma suyu pompa problemi, bir soğutma kulesi problemi veya bir buhar türbini problemidir. Aşağıdaki liste, her problem türü için göstergeler sağlar.

Kondenser Problemi

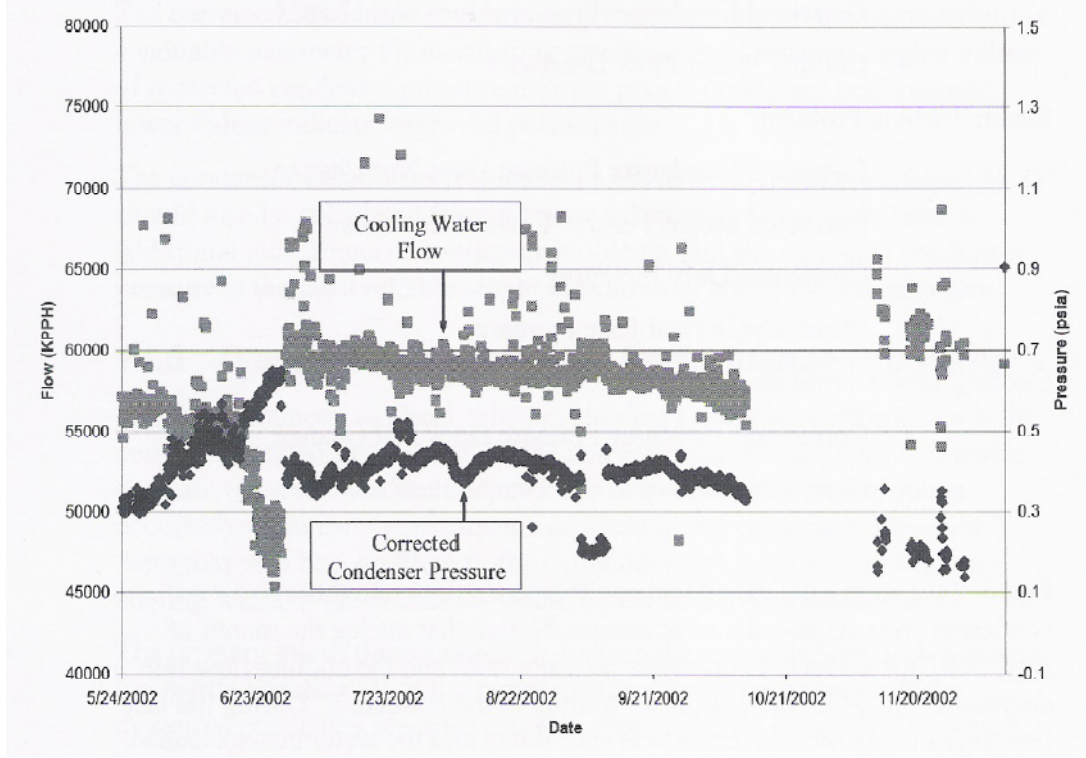
- Boru Kirlenmesi
 - * Düzeltlen Kondenser Basıncı Yükselir
 - * Soğutma Suyu Akımı Düşer
- Hava Kaçağı
 - * Düzeltlen Kondenser Basıncı Artar
 - * Soğutma Suyu Akımı Etkilenmez
 - * Kondenserdeki Oksijen Artar

- Boru Sızıntısı
 - * Düzeltilen Kondenser Basıncı Artar
 - * Kondenserin alt tarafında soğutması ihtiyacı Artar
 - * Kondensat Suyunun Kimyası Değişir
- Soğutma Suyu Pompa Problemi
 - * Düzeltilen Kondenserin Basıncı Değişmez
 - * Soğutma Suyu Akımı Düşer
- Buhar Türbini Problemi
 - * Düzeltilen Kondenser Basıncı Değişmez
 - * Düzeltilen Buhar Türbini Gücü Düşer
 - * Kondenser Verimi Artar
 - * Buhar Çevrimi Isı Oranı Artar
- Soğutma Kulesi Problemi
 - * Düzeltilen Kondenser Basıncı Değişmez
 - * Düzeltilen Soğutma Suyu Sıcaklığı Artar

Şekil 4.72, sekiz ayı aşan operasyon sürecine sahip bir kondenserdeki hesaplanan soğutma suyu akım oranını gösterir. 2002'nin Temmuz ayı boyunca düzeltilen kondenser basıncının arttığına ve soğutma suyu akışının düştüğüne dikkat ediniz. Bunlar, kondenserdeki kirlenmenin göstergeleridir. Temmuzun son birkaç gününde kondenser, kapatılmış ve su hazneleri temizlenmiştir. Hem soğutma suyu akımında hem de düzeltilen kondenser basıncında gerçekleşen iyileşme, kirlenmenin düşüşünü işaret etmektedir.

Daha sonra, Ekim ayı boyunca, gaz türbininin yenilenmesi için tesis kapatılmıştır. Bu kapatılma esnasında, kondenserin su hazneleri ve boruları temizlenmiştir. Tesis Kasım'da tekrar çalışmaya başladığında, hem düzeltilmiş kondenser basıncı hem de soğutma suyu akımı, altı aylık eğilim ile herhangi bir zaman aralığında elde edilen verilerle ilişkili olarak iyileştirilmiştir.

Bu eğilim, hem soğutma suyu akımının hem de düzeltilmiş kondenser basıncının, kondenser kirlenmesinin göstergelerini kusursuz bir şekilde teşhis edebilir.

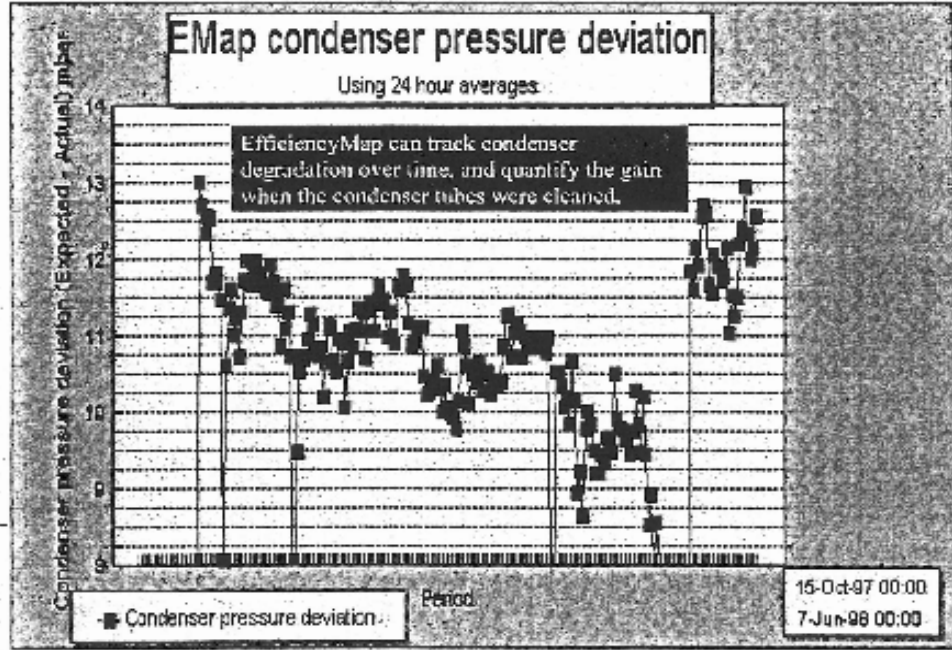


Şekil 4.72 Amerika'nın Connecticut Eyaleti'nde yer alan bir kombine çevrimli güç tesisi'nde, altı aylık bir süreçte gözlemlenen kondenser soğutma suyu akımı ve düzeltilmiş kondenser basıncı

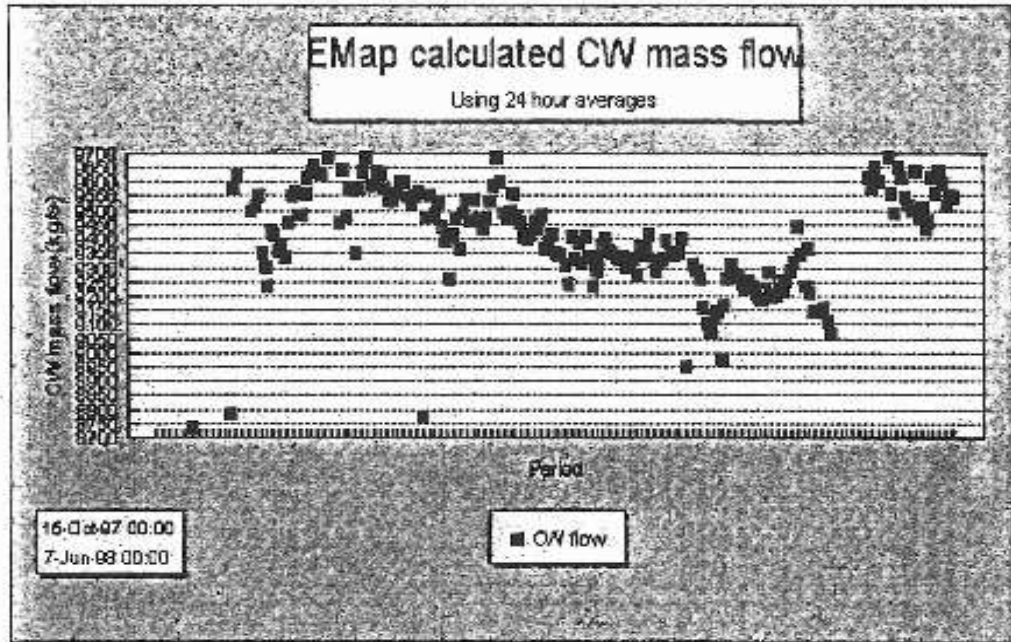
Sıradaki iki şekil, 1998'de İngiltere'de Londra yakınlarında bir araya gelen National Power Verimlilik Haritası™ kullanıcı grubunun sunumu ile gerçekleştirilen bir çalışmadan alınmıştır. Şekil 4.73 beklenen ve gerçek kondenser basıncı arasındaki farktır, Denklem 4.119'da tanımlanan kondenser bozunmasının negatifine eşittir. Kondenser bozunumu, kondenser kapatılana, su hazneleri ve borular temizlenene kadar eğilimin zaman aralığı fazlasıyla aşmıştır. Hem basınç bozunumu hem de soğutma suyu akımı, kondenser temizliğine bir tepki vermiştir.

Kondenslerdeki gerçek çalışma basıncı 80 mbar' dan 100 mbar' a eğilimin zaman aralığı içinde değiştiğinde, kondenser basınç bozunumunun sadece 3 mbar olduğuna dikkat

ediniz. Bu durum, düzeltilen kondenser basıncının, büyük bir duyarlılığa sahip olduğunu gösterir. Soğutma suyu akışı, aynı zaman çerçevesinde %4 civarında değişir ve bu boyut değişiminin, eğilim gösteren veride tanımlanması çok kolaydır. Soğutma suyu akış verisinin hassasiyeti, %1 civarındadır.



Şekil 4.73 İngiltere’de bir kombine çevrimli tesisteki kondenser basıncı bozunumu



Şekil 4.74 İngiltere’de bir kombine çevrimli tesisteki soğutma suyu akım oranı

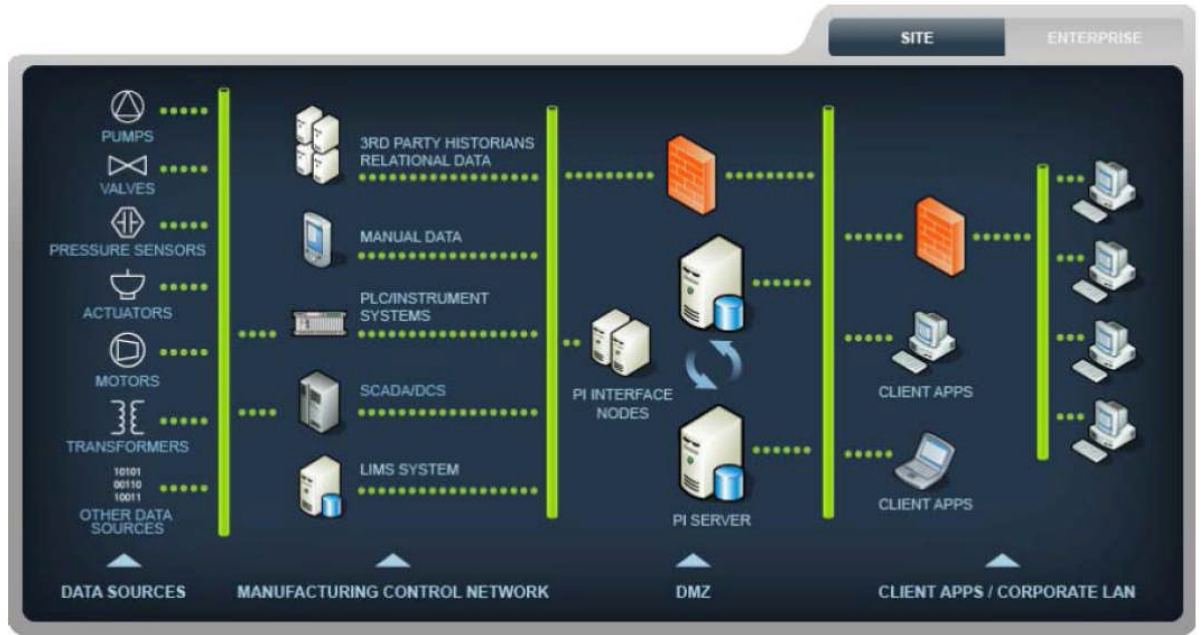
BÖLÜM 5

UYGULAMA

Bu çalışma Tekirdağ/Marmara Ereğlisi bölgesinde bulunan 480 MW gücündeki Uni-Mar Marmara kombine çevrim santrali tarafından hali hazırda kullanılmakta olan PI System'den alınan veriler ile yapılmıştır.

5.1 PI System Nedir?

PI System® işletme verilerini, işletme kademesinden yönetim kademesine kadar şirket hiyerarşisinde yer alan tüm kullanıcılara dağıtabilen gerçek zamanlı bir veri toplama, arşivleme ve dağıtma motorudur. PI Sunucusu, kurumsal sistemleri, bilgi bankaları, işlemsel bilgi kaynakları ve sahadaki ölçüm noktaları gibi farklı kaynaklardan topladığı ilgili tüm verileri tek bir sistem halinde bir araya getirir ve bireylere yetkileri dâhilinde erişim izni vererek muhafaza eder ve de şirkette her düzeydeki kullanıcılara tutarlı biçimde dağıtır. PI Sunucusu veri depolamayı mümkün olan en az disk alanını kullanarak mükemmelleştirir; aynı zamanda herhangi bir veriye, ne kadar eski olursa olsun, gerekli doğruluğu sağlayarak, hızlı ve düzgün biçimde erişim olanağı sağlar.



Şekil 5.1 PI System® akış diagramı

PI İşlemDefteri (ProcessBook) ile kullanıcılar gerçek zamanlı olarak verileri görebilir ve tarihsel değerlerle mevcut değerleri kıyaslayabilir ve kolayca sorunun kaynağına inerek kritik kararlara ve diğer bilgisayarlardan gelecek olan olaylara karşı uygun yanıtı verebilirler.

Bir işlem birimini, enerjiyi daha verimli kullanması açısından etkinleştirme basit bir şey de bile kayda değer tasarruflar yaratabilir. Yüzlerce hatta binlerce birbirine benzer, küçük ve sürdürülebilir işlem gelişmelerini uygulamada, PI Sisteminden faydalanmak şirketlerin kâr hanesinde önemli katkılarda bulunmaktadır.

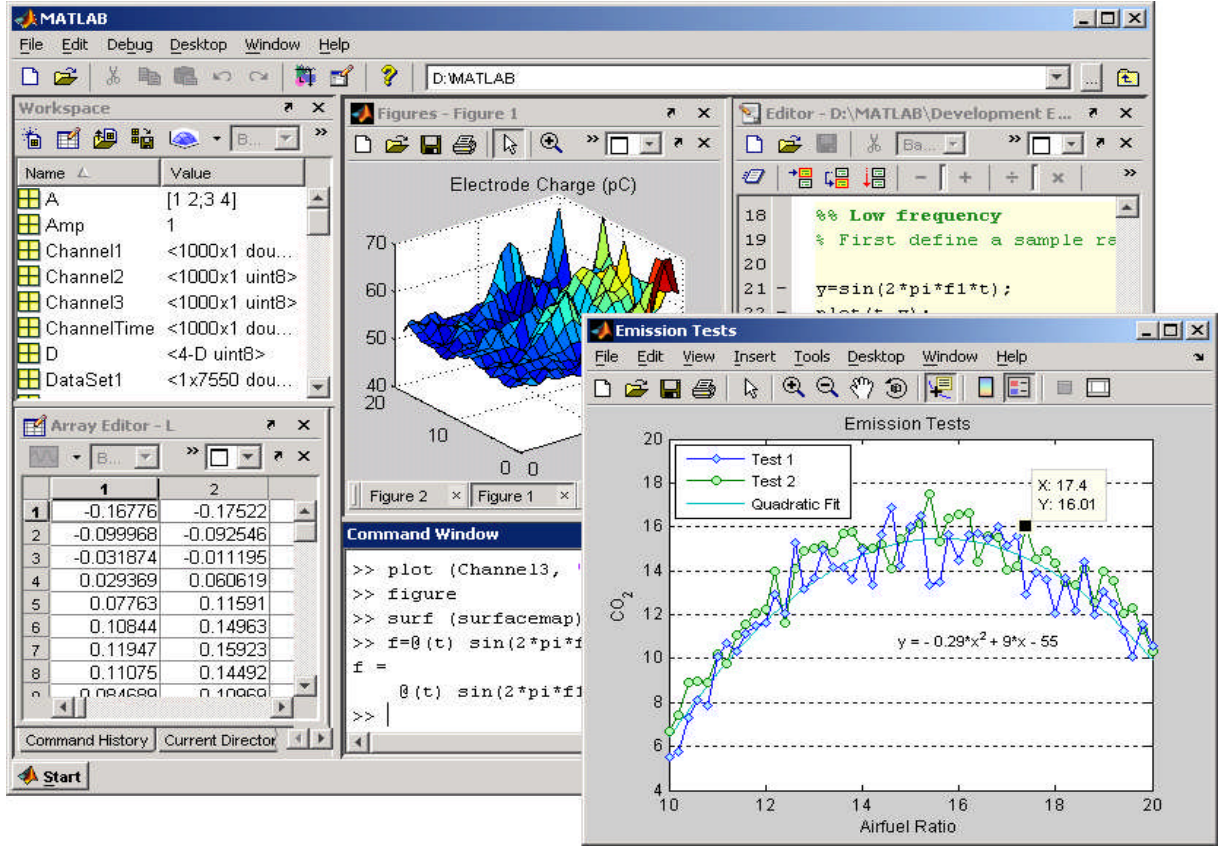
Kısacası, PI System® tesis ve/veya kuruluş çapında farklı kaynaklar tarafından üretilen olaya dayalı verilerin gerçek zamanlı olarak toplanmasını, bu verilerin anlamlı bir bütün haline getirilmesi ve çözümlenmesi için gelişmiş analitik hesapların ve şirket içi kuralların uygulanması ve görselleştirilmesi için gerekli pek çok işlevi bir arada sunar.

5.2 MATLAB nedir?

MATLAB, teknik hesaplamalar ve matematiksel problemlerin çözümü ve analizi için tasarlanmış bir yazılım geliştirme aracıdır. “MATrix LABoratory” kelimesinin kısaltması olan MATLAB, adında da anlaşılacağı üzere matrisler yani diğer bir deyişle diziler ile çalışır. Özellikle mühendislik alanındaki sistemlerin analizinde kullanılan MATLAB, görüntü işleme, yapay sinir ağları, sayısal işaret işleme, optimizasyon, veri elde etme, veritabanı, süzgeç tasarımı, bulanık mantık, sistem kimliklendirme, dalgacıklar gibi araçları ile araştırma ve geliştirmeciler için mükemmel bir ortam sunar.

MATLAB’ın nasıl bir yazılım olduğunu anlamak için onu çok gelişmiş özellikleri olan, programlanabilen bir bilimsel hesap makinesine benzetebiliriz. MATLAB’de yazılan programlar, MATLAB’in kendine özgü dili kullanılarak yazılır ve MATLAB içinden çalıştırılır. Ayrıca yazdığınız programları DLL ve EXE olarak oluşturabildiğiniz gibi C/C++ kodlarına da çevirebilirsiniz.

Problemlerinizi MATLAB’de komut satırında çalışan programlar yazarak çözebildiğiniz gibi MATLAB GUI geliştirme aracını kullanarak, formlar ve butonlar gibi nesnelerden oluşan görsel yazılımlar geliştirebilirsiniz.



Şekil 5.2 Matlab ekran görüntüsü

MATLAB'ın açık mimari yapısı ve kullanım kolaylığı; yapay sinir ağlarından güç sistemleri analizine, görüntü işlemeden finanssal modelleme araçlarına, kontrol sistemlerinden veri tabanı uygulamalarına, havacılık sistemlerinden otomotiv uygulamaları konularına ve çok daha fazla sayıdaki farklı alanlara yönelik özel ürünleri, kullanıcılara problemlerini en hızlı ve kolay yoldan çözebilme, algoritma hazırlama ve kişisel araçlar ve fonksiyonlar geliştirebilme imkanı tanır.

5.2.1 Neden MATLAB?

MATLAB, projelerdeki analiz ve geliştirme sürelerini azaltmakta, proje maliyetlerini indirmekte ve hemen her matematik-mühendislik-finans probleminde etkin çözümler sunabilmektedir. MATLAB hemen her konuya ilişkin çözümler sunabilen ürünlerini aynı platformda buluşturmaktadır. Böylelikle, mühendislerin aynı platformu kullanarak çalıştıkları projelerin farklı proseslerini zaman kaybına uğramadan işlemelerine,

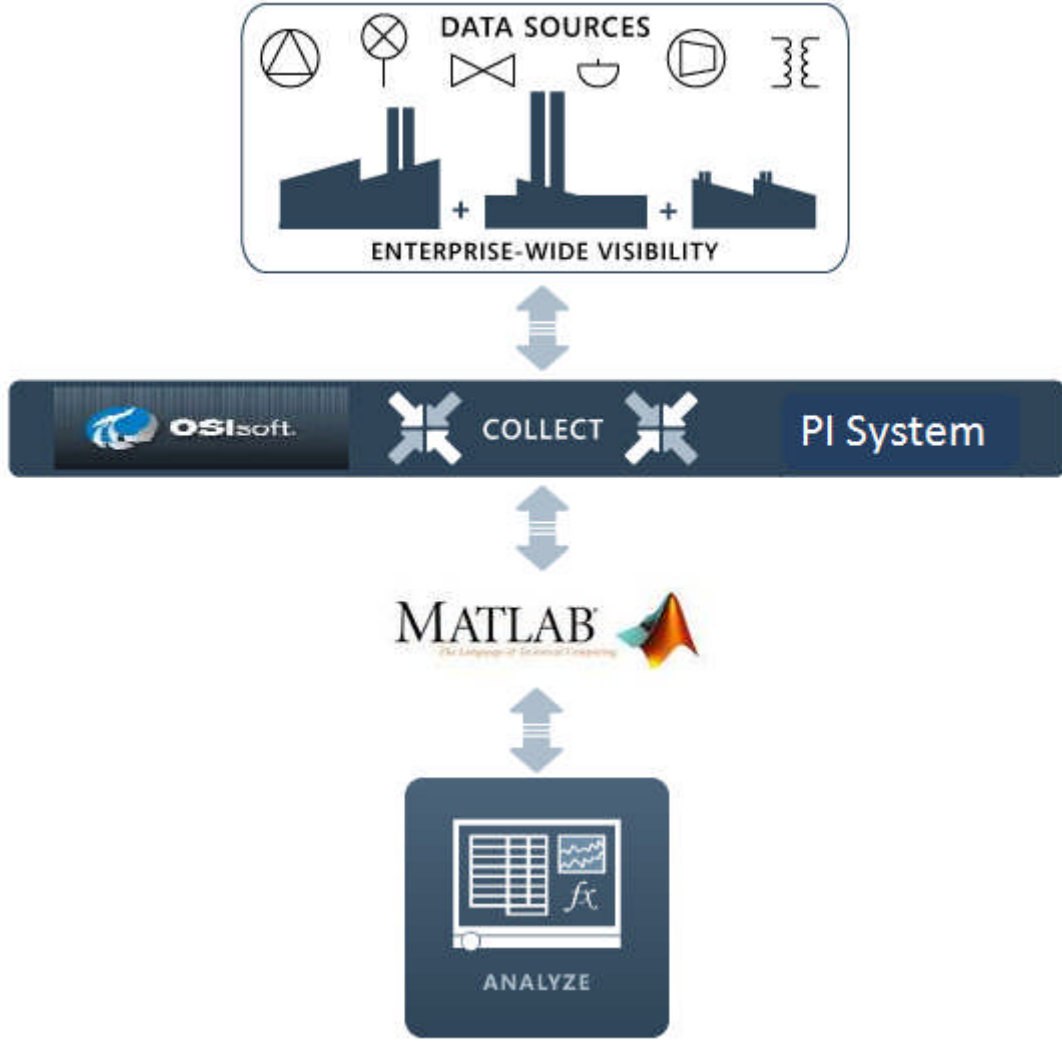
platform değiştirmeksizin etkin bir şekilde geliştirebilmelerine ve hayal gücünün sınırlarında diğer ürünler ile etkileşim içinde çalışmalarına imkan tanır. Kullanıcılar, çok yönlü ve görsel MATLAB grafiksel kullanıcı arayüzünü, yazı yazma kolaylığındaki dil yapısını ve matematiksel-grafiksel hazır fonksiyon özelliklerini, C, Fortran veya diğer programlama dillerine ve uygulamalarına tercih etmektedirler. MATLAB kullanılarak yapılan uygulamaların, C ve C++ dillerine dönüştürülebilir olması ve C, C++, Java veya Fortran’da hazırlanmış rutinlerin MATLAB’da kullanılabilir olması birçok araştırmacıyı MATLAB kullanmaya yöneltmiştir.

5.3 Uygulama Aşamaları

Çalışmanın başlangıcında, enerji santrallerinde performans ölçümü ile ilgili olarak oluşturulan standartlar ve bu konuda yapılan çalışmalar incelendi. Yapılan araştırma ve incelemeler neticesinde performans ölçümü için sahada hangi noktalardan ölçüm alınması gerektiği, alınan ölçümlerin hangi formüllerde kullanılacağı belirlendi.

Belirlenen lm noktaları için saha tanımlama numaralarının (KKS), sahada kurulu bulunan saha izleme programı PI System’de karşılıkları bulundu. Kullanılacak veriler PI sistemde bir noktada toplanarak, her yarım saatte bir defa kendilerini gncelleştirecek şekilde ayarlandı.

Sonraki aşamada performans ölçümü için gerekli olan formüller Matlab’te tanımlandı. Bu formüllerde kullanılacak olan veriler yazılan bir makro dosyası ile PI system’den Matlab’e aktarıldı. Matlab’te hesaplanan performans değerleri gaz türbinin imalatçı firmasının verdiği performans değerleri ile kıyaslandı.



Şekil 5.3 Uygulama Akış diagramı

5.3.1 Hazırlanan Matlab Dosyalarının Tanımlanması

heatbalance.m

Bu dosya fonksiyon dosyalarını oluşturmak için kullandığımız eşitlikleri içermektedir.

GT_perf.m

Bu dosya sadece heat balance fonksiyonunda kullanılıyor. Fonksiyonda kullanılan parametrelerin Matlab work space'ten alınarak çözüm için kullanılan fonksiyonun oluşturulmasında kullanılan fonksiyondur.

Run GT perf

- Eds heat balance fonksiyonunu kullanılabilir hale getirmektedir.
- Verdiğimiz sayısal parametreleri atamaktadır.
- F solve fonksiyonunu çalıştırmadan önce bulmak istediğimiz parametreler için bir başlangıç değeri tayin eder.
- Bunlar tanımlandınca $\overrightarrow{X_0}$ başlangıç değer vektörü oluşturulur.
- Hassasiyet tolerans değeri belirlenir ve çalıştırılır.
- Buradan heat balance bulunur.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Enerji santrali devrede iken güncel performansı izleme sistemi, PI ve Matlab programlarının yardımıyla Uni-Mar Marmara kombine çevrimli güç santralinde gaz türbinleri için başarıyla uygulanmıştır. Anlık performansı izlemenin faydaları ve bu sayede yapılabilecekler konusunda, yapılan diğer çalışmalardan alınan gerçek örneklerle de bu çalışma içerisinde değinilmiştir.

Enerji santralinin performans değerlendirmelerinde belli dönemlerde yapılan performans testleri yerine, sürekli performans izleme sayesinde, zamanında yapılacak düzeltici eylemler ile donanımlardaki bozunumları en aza indirmek mümkündür. Düzeltilen performansların izlenmesiyle, operatör ya da bakım ekibi hızlı bir şekilde olası sorunları saptayabilir ve donanımların bozunumlarını önleyecek gerekli işlemleri yapabilir.

Başka bir deyişle, operatörler eskiden yapılan geleneksel periyodik bakım işlerinin aksine, izleme sistemlerinin sağladığı performans bilgileri sayesinde sorun odaklı bakım gerçekleştirebileceklerdir. Ayrıca, operatörler gerçekleştirdikleri bakım işinin başarısını, sürekli izleme sistemlerinin onlara sağladığı bakımdan önceki ve sonraki verileri ve trendleri kıyaslayarak, teyit edebilirler. Kompresörlerin yıkanmasına yönelik program, hem makinelerin performansı hem de işin ekonomik boyutuyla birlikte ele alındığında en uygun yıkama günün belirlenmesinde can alıcı bir uygulama olduğu aşikardır. Buna

ek olarak, her bir gaz türbininde optimum yük paylaşım işlevi de şirketin kârlılığını artırmak için bir fırsat yaratır.

Özetle, bu çalışmanın sonuçları santral performansının sürekli izlenmesi ile birlikte zamanında yapılacak düzeltmeler sayesinde hem santral verimliliğinde iyileşmelerin olacağını hem de ekonomik kazancın artacağını işaret etmektedir.

Bu proje uygulamasından çıkarılacak ders, santralede çalışan operasyon ve bakım ekiplerinden oluşan bir ekiple, performans izleme programının sağlıklı çalışması ve sonuçlarının değerlendirilmesi sağlanır ise yapılan bu iş birliği sayesinde verimliliğin bozulduğu noktalara tam zamanında doğru bir müdahale yapılabilecektir. Bir diğer önemli ders ise, gaz türbini gücü, besleme suyu ve buhar debileri, giriş havası sıcaklığı gibi önemli ölçümleri yapmanın ve ölçüm sonuçlarını doğrulamak adına periyodik olarak ölçüm cihazlarını kalibre etmenin gerekli olduğudur.

KAYNAKLAR

- [1] Karakaş, K., (2002). Doğal Gaz ile Elektrik Enerjisi Üretimi ve Ekonomik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- [2] Çengel, Y., A. ve Boles, M., A., Çeviren Darbentli, T., (1996). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, II. Baskı, McGraw-Hill-Liteatür Yayıncılık, İstanbul.
- [3] Küçükşahin, F., (2007). Buhar ve Gaz Türbinleri, I. Baskı, Birsan Yayınevi, İstanbul.
- [4] İşler, T., (2009). “Dünyada ve Türkiye’de Enerji Verimliliği”, Ege Bölgesi Enerji Forumu 12-13 Ekim 2009, Denizli.
- [5] Kiameh, P., (2002). Power Generation Handbook, First Edition, McGraw-Hill Professional, New York.
- [6] Elektrik Üretim A.Ş., (2008). Elektrik Üretim Sektör Raporu 2008, Ankara.
- [7] Kombine çevrim santrali kullanıcı grubu, <http://www.combinedcycleusers.org/> 25 Ekim 2010
- [8] Gay, R.R., (2004). Power Plant Performance Monitoring, First Edition, R-Squared Publishing, Colorado.
- [9] Sönmez, A., (1998). Kojenerasyon Teknolojisi ve Bir Kombine Çevrim Santralinde Çalışma Şartlarının Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [10] Electric Power Research Institute, <http://www.epri.com/>, 12 Eylül 2010.
- [11] Ajami, M., (2000). Power Plant Performance, Master thesis, University of Hertfordshire, UK.

- [12] Mucino, M., (2007). CCGT Performance Simulation and Diagnostics for Operations Optimisation and Risk Management, Master thesis, Cranfield University, United Kingdom.
- [13] Ünver, Ü. ve Kılıç, M., (2005). “ Çevre Sıcaklığının Bir Kombine Çevrim Güç Santralinin Performansına Etkisi”, Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 10 (1).
- [14] Bass, R.J., Malalasekera,W. and Willmot,P., (2009). “The Impact Of Variable Demand Upon The Performance Of A Combined Cycle Gas Turbine (CCGT) Power Plant” Versteeg Wolfson School of Mechanical and Manufacturing Engineering, Loughborough University, Loughborough, UK.
- [15] Kim, S. and Joo, Y. (2004). Implementation Of On-Line Performance Monitoring System At Seoincheon And Sinincheon Combined Cycle Power Plant, Power Generation Laboratory, Korea Electric Power Research Institute, 103-16 Munji-dong, Yuseong-gu, Daejeon 305-380, South Korea.
- [16] Gill A.B, (1984). Power Plant Performance, First Edition, Butterworths and Co,London.
- [17] Cohen, H., Rogers, G.F.C., Saravanamuttoo, H.I.H., (1987). Gas Turbine Theory, 3rd edition,Longman, Harlow Essex.
- [18] Yılmazoğlu,M. ve Rahim, M., (2010). “Gaz Türbinli Santrallerde Çevre Sıcaklığı Ve Basıncının Santral Performansına Etkileri” Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der. It 25(3): 495-503
- [19] Polyzakis,A.L., Koroneos,C. and Xydis, G., (2006). Optimum Gas Turbine Cycle For Combined Cycle Power Plant, Aristotle University of Thessaloniki, Greece.
- [20] Mühendislik alanında yanma, termodinamik, pompalar, su/buhar çevrimi gibi konuların tartışıldığı, bu konularda çeşitli bilgiler içeren site, <http://www.engineeringtoolbox.com/>, 17 Kasım 2010.
- [21] Elliott,T.,Chen,K. ve Swanekamp,R., (1989)., Standard Handbook of Powerplant Engineering, First Edition, McGraw-Hill, New York.
- [22] Boyce, M.P., (2001). Gas Turbine Engineering Handbook, 3rd Edition, Gulf Professional Publishing, Boston.
- [23] Bjorge, R.W., Parry, W.T. ve Wright J.S., (1991), "Steam Turbine Cycle Optimization, Evaluation, and Performance Testing Considerations," GE Report GER-3642A.
- [24] ASME PTC 6S Report-1988, (1988). Procedures for Routine Performance Tests of Steam Turbines.

- [25] Atık Isı Kazanı Kullanıcılarının oluşturduğu bilgi paylaşım sitesi, <http://www.hrsgusers.org/>, 18 Ekim 2010.
- [26] Bolattürk, A., Dombaycı, Ö.A. ve Coşkun, A., (2003). "Çevre Şartlarının Gaz Akışkanlı Güç Santrallerinin Performansına Etkisi", 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Eylül 2003, Isparta, 48-52.
- [27] Chase,D.L. ve Kehoe,P.T., (2000). "GE Combined-Cycle Product Line and Performance", GER3574G
- [28] Dazlak, S., (2006). Bir Doğalgaz Santralinde Atık Isı Kazanım Tesisinin Enerji Ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- [29] Enerji santrallerinde performans geliştirme şirketi web sayfası, <http://www.espcinc.com/>, 15 Aralık 2010.
- [30] Cafaro, S.,Napoli, L. And Massardo, A.F., (2008). Monitoring Of The Thermoeconomic Performance In An Actual Combined Cycle Power Plant Bottoming Cycle, University of Genoa, Via Montallegro, Genoa, Italy.
- [31] Valdes, M. and Rapun, J., (2000). Optimization Of The Heat Recovery Steam Generators For Combined Cycle Gas Turbine Power Plants, Departamento de Ingenieria Energetica y Fluidomecanica, Universidad Politecnica de Madrid.
- [32] Atık ısı kazanı verimliliğini hesaplama programları içeren web sitesi, <http://vganapathy.tripod.com/efficy.html>, 3 Mayıs 2011.
- [33] Taweel, A.M. and Walker, J.D., (1996). Modeling Of Heat Recovery Steam Generator Performance, Department of Mechanical Engineering, Technical University of Nova Scotia, Canada.
- [34] ASME PTC 19.1-1998, (1998). Test Uncertainty
- [35] Putman, R., (2001), Steam Surface Condensers: Basic Principles, Performance Monitoring, and Performance, ASME Press, New York.
- [36] ASME PTC 4.4-1981, (1981). Gas Turbine Heat Recovery Steam Generators Performance test codes.
- [37] Çeşitli konularda mühendislik tartışmalarının yapıldığı bilgi alış verişlerinin gerçekteştiği site, <http://www.eng-tips.com/>, 7 Mayıs 2011.
- [38] Painton, R.E., (1991). Modern Power Station Practice- Volume G - Station Operation and Maintenance, British Electricity International, London Pergamon press, London.

- [39] Gallo, W.L.R., (1997). "A Comparison Between the Hat Cycle and Other Gas-Turbine Based Cycles: Efficiency, Specific Power and Water Consumption, Energy Convers"., 38(15-17), 1595-1604, State University of Campinas, Campinas, SP, Brazil.
- [40] Chuang, C. And Sue, D.C., (2004). Performance Effects Of Combined Cycle Power Plant With Variable Condenser Pressure And Loading, Institute of Mechanical and Electrical Engineering, National Taipei University of Technology, Taipei, Taiwan.
- [41] HEI (1995). Standards for Steam Surface Condensers, 9th ed., Heat Exchanger Institute, Cleveland.
- [42] PI system brochure, (2011). OsiSoft, California.
- [43] PI System'in resmi websayfası, <http://www.osisoft.com/>, 5 Mart 2011.
- [44] PI system Türkiye temsilcisi, <http://www.aven.com.tr/>, 5 Mart 2011.
- [45] Hunt, B.R., (1995). A Guide to MATLAB for Beginners and Experienced Users, I. Edition, Cambridge University Press, Cambridge.
- [46] White, R.E., (2003). Computational Mathematics - Models, Methods, And Analysis With Matlab And MPI, First Edition, Chapman & Hall/Crc Press, London.
- [47] Arifoğlu, U. ve Kubat, C., (2003). Matlab ve Mühendislik Uygulamaları, I. Baskı, Alfa Yayınları, İstanbul.
- [48] Matlab programının resmi web sayfası, <http://www.mathworks.com/products/matlab/>, 21 Nisan 2011.
- [49] Matlab programının Türkiye temsilcisinin web sayfası, <http://www.figes.com.tr/matlab/index.php>, 21 Nisan 2011.

MATLAB KAYNAK KODLARI**A-1 HeatBalance.m**

% Input parameters fo Gas Turbine Heat Balance

% GT Design constants

L_cool=0.11; %Fraction of inlet air used to cool first stage nozzle

L_bleed=0.1; % Fraction of inlet air used to cool expander

dt_cool=0.99; % Temperature factor of cooling air

dt_bleed=0.95; % Temperature factor of bleed air

dT_cool=20; % Temperature loss of cooling air when going from the compressor to first stage nozzle

dT_bleed=25; % Temperature loss of bleed air when going from the compressor to expander

n_shaft=0.995; % Shaft efficiency

n_generator=0.98; % Generator efficiency

n_comb=0.99; % Combustor efficiency

dP_comb=0.03; % Combustor pressure loss fraction

% Fluid properties

Cp_air=0.241; % Inlet air specific heat

Cp_cd=0.249; % Compressor discharge air specific heat

Cp_cool=0.249; % Compressor cooling air specific heat

Cp_bleed=0.248; % Compressor bleed air specific heat

Cp_comb=0.286; % Combustor exit gas specific heat

Cp_fire=0.283; % Gas specific heat at 1st stage rotor inlet

Cp_exh=0.265; % Exhaust gas specific heat

Cp_fuel=0.520; % Fuel specific heat

LHV=20400; % Lower heating value of fuel

C_noz=0.52; % Choked flow constant for products of combustion

k_air=1.4; % Air ratio of specific heats

k_gas=1.34; % Gas ratio of specific heats

T_ref=60; % Reference temperature at which gas enthalpy equals zero

H_ref=1061; % Difference between reference enthalpies of gas and steam

power_to_energy=3.412; %Energy conversion

ABS_T=459.67;

% Measured inputs

T_inlet=56; % Inlet air temperature

P_inlet=14.4; % Inlet air pressure

T_cd=764.1; % Compressor discharge air temperature

P_cd=240.1; % Compressor discharge air pressure

T_exh=1076; % Average exhaust gas temperature

P_exh=14.5; % Exhaust gas pressure
Power_net=167700; % Gas turbine net power
Power_aux=400;% Gas turbine auxiliary power
w_fuel=76.966; % fuel flow rate
T_fuel=60; % fuel temperature
H_water=1250; % Enthalpy of injected steam from steam tables
w_water=0; % Steam/water injection flow

% Variables to be calculated

syms w_air; % Inlet air flow
syms T_cool; % Cooling air temperature to nozzle
syms T_bleed; % Compressor bleed temperature
syms power_compressor; % Power consumed by compressor
syms T_comb; % Combustor exit gas temperature
syms P_comb; % Combustor exit gas pressure
syms w_cd; % Compressor exit gas flow
syms w_comb; % Combustor exit gas flow
syms w_fire; % First stage rotor inlet gas flow
syms w_cool; % First stage nozzle cooling air flow
syms w_bleed; % Expander cooling air flow
syms T_fire; % Firing temperature (first stage rotor inlet temperature)
syms TIT; % Turbine inlet temperature
syms A_noz; % First stage nozzle flow area
syms power_expander; % Expander power production
syms power_shaft; % Shaft power to generator

```
syms w_exh; % Exhaust gas flow rate  
syms n_comp; % Compressor efficiency  
syms n_exp; % Expander efficiency  
syms heat_rate; % Gas turbine heat rate
```

```
%other parameters
```

```
EXP_air=(k_air-1)/k_air;
```

```
EXP_gas=(k_gas-1)/k_gas;
```

```
%%
```

```
% Numerical check
```

```
w_air=3505;
```

```
w_cd=2769;
```

```
w_comb=2846;
```

```
w_fire=3231;
```

```
w_exh=3582;
```

```
w_cool=385;
```

```
w_bleed=350;
```

```
T_comb=2566;
```

```
T_cool=764;
```

```
T_bleed=760;
```

```
T_fire=2360;
```

```
TIT=2177;
```

```
power_compressor=180000;
```

```
P_comb=232.9;
```

```
power_expander=353000;
```

```

power_shaft=171500;

A_noz=359;

n_comp=0.899;

n_exp=0.888;

heat_rate=9363;

%%

% Set of equations for GT heat balance analysis

F=[w_air-w_cd-w_cool-w_bleed;

    w_air*Cp_air*T_inlet+power_compressor*power_to_energy-w_cd*Cp_cd*T_cd-
w_cool*Cp_cool*T_cool-w_bleed*Cp_bleed*T_bleed;

    w_cd+w_fuel+w_water-w_comb;

    w_cd*Cp_cd*(T_cd-T_ref)+w_fuel*n_comb*(LHV+Cp_fuel*(T_fuel-
T_ref))+w_water*(H_water-H_ref)-w_comb*Cp_comb*(T_comb-T_ref);

    w_comb+w_cool-w_fire;

    w_comb*Cp_comb*T_comb+w_cool*Cp_cool*(T_cool-dT_cool)-
w_fire*Cp_fire*T_fire;

    w_fire+w_bleed-w_exh;

    w_fire*Cp_fire*T_fire+w_bleed*Cp_bleed*(T_bleed-dT_bleed)-
w_exh*Cp_exh*T_exh-power_expander*power_to_energy;

    n_shaft*power_expander-power_shaft-power_compressor;

    Power_net-n_generator*power_shaft-Power_aux;

    w_comb*sqrt((T_comb+ABS_T))-C_noz*A_noz*P_comb;

    P_comb-(1-dP_comb)*P_cd;

    w_cool-w_air*L_cool;

```

```

w_bleed-w_air*L_bleed;

T_cool-dt_cool*(T_cd+ABS_T)+ABS_T;

T_bleed-dt_bleed*(T_cd+ABS_T)+ABS_T;

n_comp*(T_cd-T_inlet)-(T_inlet+ABS_T)*(((P_cd/P_inlet)^EXP_air)-1);

T_fire-T_exh-n_exp*(T_fire+ABS_T)*(1-((P_exh/P_comb)^EXP_gas));

heat_rate*Power_net-w_fuel*LHV*1000;

(TIT-T_ref)*(w_air+w_fuel+w_water)*Cp_comb-w_air*Cp_cd*(T_cd-T_ref)-
w_fuel*n_comb*(LHV+Cp_fuel*(T_fuel-T_ref))-w_water*(H_water-H_ref)];

```

A-2 FuncHeatBalance.m

```
% Variable vector
```

```

v=[w_air; w_cd; w_comb; w_fire; w_exh; w_cool; w_bleed; T_comb;T_cool; T_bleed;
T_fire; TIT;

power_compressor; P_comb; power_expander; power_shaft; A_noz;n_comp; n_exp;
heat_rate];

```

```
% Set of equations for GT heat balance analysis
```

```

F=[x(1)-x(2)-x(6)-x(7);

x(1)*Cp_air*T_inlet+x(13)*power_to_energy-x(2)*Cp_cd*T_cd-x(6)*Cp_cool*x(9)-
x(7)*Cp_bleed*x(10);

x(2)+w_fuel+w_water-x(3);

x(2)*Cp_cd*(T_cd-T_ref)+w_fuel*n_comb*(LHV+Cp_fuel*(T_fuel-
T_ref))+w_water*(H_water-H_ref)-x(3)*Cp_comb*(x(8)-T_ref);

x(3)+x(6)-x(4);

x(3)*Cp_comb*x(8)+x(6)*Cp_cool*(x(9)-dT_cool)-x(4)*Cp_fire*x(11);

```

```

x(4)+x(7)-x(5);

x(4)*Cp_fire*x(11)+x(7)*Cp_bleed*(x(10)-dT_bleed)-x(5)*Cp_exh*T_exh-
x(15)*power_to_energy;

n_shaft*x(15)-x(16)-x(13);

Power_net-n_generator*x(16)-Power_aux;

x(3)*sqrt((x(8)+ABS_T))-C_noz*x(17)*x(14);

x(14)-(1-dP_comb)*P_cd;

x(6)-x(1)*L_cool;

x(7)-x(1)*L_bleed;

x(9)-dt_cool*(T_cd+ABS_T)+ABS_T;

x(10)-dt_bleed*(T_cd+ABS_T)+ABS_T;

x(18)*(T_cd-T_inlet)-(T_inlet+ABS_T)*(((P_cd/P_inlet)^EXP_air)-1);

x(11)-T_exh-x(19)*(x(11)+ABS_T)*(1-((P_exh/x(14))^EXP_gas));

x(20)*Power_net-w_fuel*LHV;

(x(12)-T_ref)*(x(1)+w_fuel+w_water)*Cp_comb-x(1)*Cp_cd*(T_cd-T_ref)-
w_fuel*n_comb*(LHV+Cp_fuel*(T_fuel-T_ref))-w_water*(H_water-H_ref)];

```

A-3 GT_Perf.m

```

function out=GT_PERF

out{1}=@heat_balance;

out{2}=@unit_convert;

%function for unit conversion

function sonuc=unit_convert(fromX,kac)

```

```

sonuc=0;

switch fromX

    case 'C'

        sonuc=kac*1.8+32;

    case 'F'

        sonuc=(kac-32)/1.8;

    case 'mbar' % conversion from mbar to psi

        sonuc=kac/1000*14.6959488;

    case 'psi' % conversion from psi to mbar

        sonuc=kac*1000/14.6959488;

    case 'kg/s' % conversion from kg/s to lbm/hr

        sonuc=kac*2.2046226*3600;

    case 'MJ/Sm3' %% conversion from HHV MJ/m3 to LHV Btu/lbm

        sonuc=kac*9478.17077/0.714*0.45359237*(21525/23876);

end

```

```

%function for fsolve

```

```

function F=heat_balance(x)

```

```

% GT Design constants

```

```

L_cool=evalin('base','L_cool');%Fraction of inlet air used to cool first stage nozzle

```

```

L_bleed=evalin('base','L_bleed'); % Fraction of inlet air used to cool expander

```

```

dt_cool=evalin('base','dt_cool'); % Temperature factor of cooling air

```

```

dt_bleed=evalin('base','dt_bleed'); % Temperature factor of bleed air

```

```

dT_cool=evalin('base','dT_cool'); % Temperature loss of cooling air when going from
the compressor to first stage nozzle

dT_bleed=evalin('base','dT_bleed'); % Temperature loss of bleed air when going from
the compressor to expander

n_shaft=evalin('base','n_shaft'); % Shaft efficiency

n_generator=evalin('base','n_generator'); % Generator efficiency

n_comb=evalin('base','n_comb'); % Combustor efficiency

dP_comb=evalin('base','dP_comb'); % Combustor pressure loss fraction


% Fluid properties

Cp_air=evalin('base','Cp_air'); % Inlet air specific heat

Cp_cd=evalin('base','Cp_cd'); % Compressor discharge air specific heat

Cp_cool=evalin('base','Cp_cool'); % Compressor cooling air specific heat

Cp_bleed=evalin('base','Cp_bleed'); % Compressor bleed air specific heat

Cp_comb=evalin('base','Cp_comb'); % Combustor exit gas specific heat

Cp_fire=evalin('base','Cp_fire'); % Gas specific heat at 1st stage rotor inlet

Cp_exh=evalin('base','Cp_exh'); % Exhaust gas specific heat

Cp_fuel=evalin('base','Cp_fuel'); % Fuel specific heat

LHV=evalin('base','LHV'); % Lower heating value of fuel

C_noz=evalin('base','C_noz'); % Choked flow constant for products of combustion

k_air=evalin('base','k_air'); % Air ratio of specific heats

k_gas=evalin('base','k_gas'); % Gas ratio of specific heats

T_ref=evalin('base','T_ref'); % Reference temperature at which gas enthalpy equals
zero

H_ref=evalin('base','H_ref'); % Difference between reference enthalpies of gas and
steam

```

```

power_to_energy=evalin('base','power_to_energy'); %Energy conversion

ABS_T=evalin('base','ABS_T');

% Measured inputs

T_inlet=evalin('base','T_inlet'); % Inlet air temperature

P_inlet=evalin('base','P_inlet'); % Inlet air pressure

T_cd=evalin('base','T_cd'); % Compressor discharge air temperature

P_cd=evalin('base','P_cd'); % Compressor discharge air pressure

T_exh=evalin('base','T_exh'); % Average exhaust gas temperature

P_exh=evalin('base','P_exh'); % Exhaust gas pressure

Power_net=evalin('base','Power_net'); % Gas turbine net power

Power_aux=evalin('base','Power_aux'); % Gas turbine auxiliary power

w_fuel=evalin('base','w_fuel'); % fuel flow rate

T_fuel=evalin('base','T_fuel'); % fuel temperature

H_water=evalin('base','H_water'); % Enthalpy of injected steam from steam tables

w_water=evalin('base','w_water'); % Steam/water injection flow

%other parameters

EXP_air=(k_air-1)/k_air;

EXP_gas=(k_gas-1)/k_gas;

% Set of equations for GT heat balance analysis

F=[x(1)-x(2)-x(6)-x(7);

    x(1)*Cp_air*T_inlet+x(13)*power_to_energy-x(2)*Cp_cd*T_cd-x(6)*Cp_cool*x(9)-
    x(7)*Cp_bleed*x(10);

```

```

x(2)+w_fuel+w_water-x(3);

x(2)*Cp_cd*(T_cd-T_ref)+w_fuel*n_comb*(LHV+Cp_fuel*(T_fuel-
T_ref))+w_water*(H_water-H_ref)-x(3)*Cp_comb*(x(8)-T_ref);

x(3)+x(6)-x(4);

x(3)*Cp_comb*x(8)+x(6)*Cp_cool*(x(9)-dT_cool)-x(4)*Cp_fire*x(11);

x(4)+x(7)-x(5);

x(4)*Cp_fire*x(11)+x(7)*Cp_bleed*(x(10)-dT_bleed)-x(5)*Cp_exh*T_exh-
x(15)*power_to_energy;

n_shaft*x(15)-x(16)-x(13);

Power_net-n_generator*x(16)-Power_aux;

x(3)*sqrt((x(8)+ABS_T))-C_noz*x(17)*x(14);

x(14)-(1-dP_comb)*P_cd;

x(6)-x(1)*L_cool;

x(7)-x(1)*L_bleed;

x(9)-dt_cool*(T_cd+ABS_T)+ABS_T;

x(10)-dt_bleed*(T_cd+ABS_T)+ABS_T;

x(18)*(T_cd-T_inlet)-(T_inlet+ABS_T)*(((P_cd/P_inlet)^EXP_air)-1);

x(11)-T_exh-x(19)*(x(11)+ABS_T)*(1-((P_exh/x(14))^EXP_gas));

x(20)*Power_net-w_fuel*LHV;

(x(12)-T_ref)*(x(1)+w_fuel+w_water)*Cp_comb-x(1)*Cp_cd*(T_cd-T_ref)-
w_fuel*n_comb*(LHV+Cp_fuel*(T_fuel-T_ref))-w_water*(H_water-H_ref)];

```

A-4 RUN_GT_PERF.m

```
clear;clc;
```

```

odefile=@GT_PERF;

global eds

funcHandles=feval(odefile);

eds.heatBalance=funcHandles{1}; %funSolve(sv)


%%

% Initialization of parameters and input values

% GT Design constants

L_cool=0.11; %Fraction of inlet air used to cool first stage nozzle

L_bleed=0.1; % Fraction of inlet air used to cool expander

dt_cool=0.99; % Temperature factor of cooling air

dt_bleed=0.95; % Temperature factor of bleed air

dT_cool=20; % Temperature loss of cooling air when going from the compressor to first
stage nozzle

dT_bleed=25; % Temperature loss of bleed air when going from the compressor to
expander

n_shaft=0.995; % Shaft efficiency

n_generator=0.98; % Generator efficiency

n_comb=0.99; % Combustor efficiency

dP_comb=0.03; % Combustor pressure loss fraction


% Fluid properties

Cp_air=0.241; % Inlet air specific heat

Cp_cd=0.249; % Compressor discharge air specific heat

Cp_cool=0.249; % Compressor cooling air specific heat

```

$Cp_{bleed}=0.248$; % Compressor bleed air specific heat
 $Cp_{comb}=0.286$; % Combustor exit gas specific heat
 $Cp_{fire}=0.283$; % Gas specific heat at 1st stage rotor inlet
 $Cp_{exh}=0.265$; % Exhaust gas specific heat
 $Cp_{fuel}=0.520$; % Fuel specific heat
 $LHV=20400$; % Lower heating value of fuel
 $C_{noz}=0.52$; % Choked flow constant for products of combustion
 $k_{air}=1.4$; % Air ratio of specific heats
 $k_{gas}=1.34$; % Gas ratio of specific heats
 $T_{ref}=60$; % Reference temperature at which gas enthalpy equals zero
 $H_{ref}=1061$; % Difference between reference enthalpies of gas and steam
 $power_to_energy=3.412$; %Energy conversion
 $ABS_T=459.67$;

 % Measured inputs
 $T_{inlet}=56$; % Inlet air temperature
 $P_{inlet}=14.4$; % Inlet air pressure
 $T_{cd}=764.1$; % Compressor discharge air temperature
 $P_{cd}=240.1$; % Compressor discharge air pressure
 $T_{exh}=1076$; % Average exhaust gas temperature
 $P_{exh}=14.5$; % Exhaust gas pressure
 $Power_{net}=167700$; % Gas turbine net power
 $Power_{aux}=400$; % Gas turbine auxiliary power
 $w_{fuel}=76.966$; % fuel flow rate
 $T_{fuel}=60$; % fuel temperature

```

H_water=1250; % Enthalpy of injected steam from steam tables

w_water=0; % Steam/water injection flow


%other parameters

EXP_air=(k_air-1)/k_air;

EXP_gas=(k_gas-1)/k_gas;


%%

% State variables init

% Variable vector

% [w_air; w_cd; w_comb; w_fire; w_exh; w_cool; w_bleed; T_comb;T_cool; T_bleed;
T_fire; TIT;

% power_compressor; P_comb; power_expander; power_shaft; A_noz;n_comp;
n_exp; heat_rate];


w_air0=3000;

w_cd0=2500;

w_comb0=2500;

w_fire0=3000;

w_exh0=3000;

w_cool0=400;

w_bleed0=400;

T_comb0=2000;

T_cool0=700;

T_bleed0=700;

```

```

T_fire0=2000;

TIT0=2000;

power_compressor0=180000;

P_comb0=220;

power_expander0=340000;

power_shaft0=160000;

A_noz0=300;

n_comp0=0.9;

n_exp0=0.9;

heat_rate0=9000;


x0=[w_air0; w_cd0; w_comb0; w_fire0; w_exh0; w_cool0; w_bleed0;
T_comb0;T_cool0; T_bleed0; T_fire0; TIT0;

    power_compressor0; P_comb0; power_expander0; power_shaft0;
A_noz0;n_comp0;n_exp0; heat_rate0];

%%

% Solve heat balance here

options=optimset('TolFun',0.00001,'Display','iter');

[x,fval]=fsolve(eds.heatBalance,x0,options);

%%

clc;

disp([' w_air; % Inlet air flow :' num2str(x(1))])

disp([' w_cd; % Compressor exit gas flow :' num2str(x(2))])

disp([' w_comb; % Combustor exit gas glow :' num2str(x(3))])

disp([' w_fire; % First stage rotor inlet gas flow :' num2str(x(4))])

```

```

disp([' w_exh; % Exhaust gas flow rate :' num2str(x(5))])
disp([' w_cool; % First stage nozzle cooling air flow :' num2str(x(6))])
disp([' w_bleed; % Expander cooling air flow :' num2str(x(7))])
disp([' T_comb; % Combustor exit gas temperature :' num2str(x(8))])
disp([' T_cool; % Cooling air temperature to nozzle :' num2str(x(9))])
disp([' T_bleed; % Compressor bleed temperature :' num2str(x(10))])
disp([' T_fire; % Firing temperature (first stage rotor inlet temperature) :'
num2str(x(11))])
disp([' TIT; % Turbine inlet temperature :' num2str(x(12))])
disp([' power_compressor; % Power consumed by compressor :' num2str(x(13))])
disp([' P_comb; % Combustor exit gas pressure :' num2str(x(14))])
disp([' power_expander; % Expander power production :' num2str(x(15))])
disp([' power_shaft; % Shaft power to generator :' num2str(x(16))])
disp([' A_noz; % First stage nozzle flow area :' num2str(x(17))])
disp([' n_comp; % Compressor efficiency :' num2str(x(18))])
disp([' n_exp; % Expander efficiency :' num2str(x(19))])
disp([' heat_rate; % Gas turbine heat rate :' num2str(x(20))])

```

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Rufi ÖZGÜR
Doğum Tarihi ve Yeri : 06.07.1984 / Razgrad / Bulgaristan
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : ruhiozgur@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2008
Lise	Sayısal	Bahçelievler Dede Korkut Anadolu Lisesi	2002

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2008-Halen	Uni-Mar Marmara Enerji Santrali	Mekanik Bakım Mühendisi