

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GAZ TÜRBİNLİ BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİM
SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK
ÇÖZÜMLENMESİ

134323

Çağatay TEKELİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ
ANABİLİM DALI

TEZ DANIŞMANI
Yrd.Doç.Dr. Hasan SADIKOĞLU

GEBZE
2003

134323
T.C. YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

G. Y. T. E. TEKELE' in tez çalışması, G.Y.T.E. Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 07.01.2003 tarih ve 2003/11 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından Eneli Sistemleri Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRI

ÜYE

(Tez Danışmanı)

: Yrd. Doç. Dr. Hasan SAĞIKOĞLU

(Signature)

ÜYE

: Yrd. Doç. Dr. İlhan KENDİNER

ÜYE

: Yrd. Doç. Dr. Murat ÖZDEMİR

ONAY

G.Y.T.E. Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 27.01.2003 tarih ve 2003/11 sayılı kararı.

İmza / Mühür

Prof. Dr. Adem ZULU
GYTE Mühendislik ve Fen Bil.
Enstitüsü Müdürü

ÖZET

Günümüzde, enerji ihtiyacının artması, ham enerji kaynaklarının hızla tükenmesi, mühendisleri yüksek verimli enerji dönüşümlü çevrimleri geliştirmeye zorlamıştır.

Kullanılabilir elektrik ve ısı enerjisinin, birlikte eş zamanlı üretimi şeklinde tanımlanan, (Birleşik Isı-Güç Üretim Sistemleri) kojenerasyon sistemleri sayesinde, %50-60 düzeyinde verime ulaşmakta ve böylece birincil enerji kaynaklarının kullanımında tasarruf sağlamaktadır.

Bu tezde, endüstri tesislerinin, toplu yerleşimlerin elektrik ve ısı enerjisi ihtiyaçlarının karşılanmasında yaygın olarak kullanılan Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Sistemleri incelenmiştir. Bu amaçla, uygulama örnekleri ve ekserji analizi hesapları yapılmıştır.

Bölüm 1’de sistemin tanıtılması , kojenerasyon teknikleri üzerine örnekler verilmiştir.

Bölüm 2’de bileşik ısı-güç üretim sistemlerinin karşılaştırılması incelenmiştir.

Bölüm 3’te bileşik ısı-güç üretim sistemlerinin planlama kriterleri incelenmiştir.

Bölüm 4’te gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemi model alınarak termodinamik çözümleme ve ekserji analizi yapılmıştır.

Bölüm 5’te dördüncü bölümde belirtilen çözüm yöntemleri kullanılarak sistemin her bir noktasındaki termodinamik değerleri ve ekserji değerleri bulma yöntemleri belirlenmiştir.

Bölüm 6’da dördüncü ve beşinci bölümde belirtilen bağıntılar kullanılarak bir bileşik ısı-güç üretim tesisinin termodinamik çözümlemesi ve ekserji analizi yapılmıştır.

Bölüm 7’de sonuç olarak birleşik ısı-güç üretiminin hangi durumlarda ekserjisinin artacağına ilişkin öneriler belirtilmiştir.

SUMMARY

Over the last century, the demand for energy in all over world has increased considerably, while the amount of primary energy sources have decreased dramatically. This matters forces the engineers to develop highly efficient energy covention cycles. Combined Heat and Power Generation or Cogeneration, which could be defined as the coincident production both heat and power . When the exhaust energy in used a process, overall efficiency could reach up to 50-60% and significiant amount of fuel savings could be obtained.

Cogeneration systems generally used for the supply of electricity and heating at mass habitation units and industrial complexes have been examined, in this thesis. The system elements, characteristics, advantages and disadvangates of differenet application types have been reviewed.

In this respect, cogeneration systems that commonly used for meeting electricity and heat needs of endustrial institutions and mass habitations have been taken into consideration. For this purpose, aplication cogeneration and exergy analysis of cogeneration systems have been stadied.

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında; güç üretim sistemleri içerisinde gün geçtikçe önem kazanmakta olan kombine çevrim santrali incelenmiştir. Bu çalışmaların esnasında, bilgi ve tecrübeleriyle beni yönlendirerek, böyle bir çalışmanın oluşması için gerekli desteği ve ilgiyi gösteren tez danışmanım Sayın hocam Yrd.Doç.Dr. Hasan SADIKOĞLU'na, iş hayatıma başlamama yardımcı olan Sn, Mehmet Ali ÖZKOÇ'a, bana iş hayatımda yöneticiliği öğreten Sn, Ali RASSAD'a eğitimime hep destek veren Sn, Kamil AKKANAT'a, özellikle de bu çalışmalarım esnasında bana her türlü maddi ve manevi destek sağlayan aileme teşekkür ederim.

Mak. Müh.Çağatay TEKELİ

İstanbul, 2003

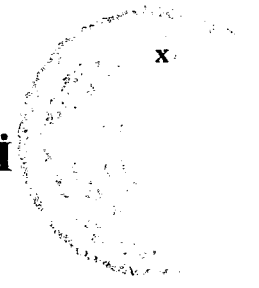
İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiii
TABLolar DİZİNİ	xv
1. BİLEŞİK ISI GÜÇ ÜRETİMİ	1
1.1. Bileşik Isı Güç Üretiminin Tarihçesi	1
1.2. Kojenerasyon	2
1.3. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tekniği	7
1.4. Gaz Motorlu Kojenerasyon Tekniği	9
1.4.1 Gaz Motoru Uygulamalarının En Önemli Avantajları	
Şunlardır	10
2. BİLEŞİK ISI –GÜÇ ÜRETİM SİSTEMLERİNİN	
KARŞILAŞTIRILMASI	12
2.1. Yakıt	12
2.2. Elektrik / Isı Oranı	14
2.3. Yük Eğrisi	17
2.4. Start Sayısı	17
2.5. Ortam Sıcaklığı	17
2.6. Toplam Sistem Kapasitesi	18
2.7. Elektrik Kalitesi	18
2.8. Elektrik Fiyatı	18
3. BİRLEŞİK ISI GÜÇ ÜRETİM SİSTEMLERİNİN PLANLAMA	
KRİTERLERİ	21
3.1. Güç Kapasitesinin Belirlenmesi	21
3.2. Elektrik / Isı oranı	23
3.3. İstenen Isının Sıcaklığı	23
3.4. Ek Yatırım Tutarları	25

3.5. Sistemin Güvenirliği ve Sürekliliği	25
4. GAZ TÜRBİNLİ BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİM SANTRALİNİN TERMODİNAMİK ÇÖZÜMLEMESİ	27
4.1. Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Santralinin Tanıtılması	27
4.2. Gaz Türbinli ve Atık Isı Kazanlı Kojenerasyon Sistemleri İçin Temel Prensipleri	28
4.2.1. Gazlı Kuvvet Çevrimi	28
4.3. Termodinamiğin I. Yasasının Uygulanması	29
4.4. İkinci Yasa Çözümlemesi / Ekserji Analizi	37
4.4.1. Ekserji Dengesi	39
4.4.2. Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemlerde Ekserji Analizi ve İkinci Yasa Verimi	42
4.4.3. Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemlerde Kimyasal Ekserji	43
4.4.4. Gazların ve Gaz Karışımlarının Kimyasal Ekserjisi	47
4.4.5. Yakıtların Kimyasal Ekserji	48
4.5. Gaz Türbini Çevriminin Performans Analizi	49
4.6. Fiziksel Ekserjilerin Hesabı	51
4.7. Kimyasal Ekserjinin Hesaplanması	55
4.8. Çevrimdeki Ekipmanlarda Yok Edilen Ekserjilerin Hesaplanması	56
5. ÇÖZÜM ALGORİTMASI	60
5.1. Enerji Santralinin Tanıtımı	60
5.2. Sabit, Değişebilen ve Bağımlı Parametreler	60
5.3. Hesaplama Yöntemleri	61
5.3.1. Havanın Kompresörden Çıkış Sıcaklığının ve Yakıt-Hava Karışım Oranının Hesaplanması	62
5.3.1.1. Havanın Kompresörden Çıkış Sıcaklığını (T_2) Hesaplama Yöntemi	62
5.3.1.2. Yakıt Hava Karışımının Oranını (λ) Hesaplama Yöntemi	65
5.3.2. Yakıtın ve Havanın Kütle Akış Debilerinin ve Elde Edilecek Doymuş Buharın Sıcaklığının (T_9) Hesaplanması	66
5.3.2.1. Yakıtın ve Havanın Kütlesel Akış Debilerini Hesaplama Yöntemi	66

5.3.2.2. Elde Edilecek Doymuş Buharın Sıcaklığının Hesaplanması(T_9)	69
5.3.3. Termodinamik Çözümlemenin Hesaplanma Yöntemi	69
5.3.4. Ekserji Analizi	79
5.3.4.1. Fiziksel, Kimyasal ve Toplam Ekserjilerin Hesaplama Yöntemi	79
5.3.4.2. Ekserji Verimini Hesaplama Yöntemi	80
5.3.4.3. Çevrimdeki Ekipmanların Yok Edilen Ekserjilerini Hesaplama Yöntemi	80
5.3.4.4. Yüzde A ve Yüzde B Oranlarını Hesaplama Yöntemi	80
6. ENERJİ SANTRALİNİN EKSERJİ ANALİZİ	81
6.1. Sabit Parametreler	81
6.2. Değişebilen Parametreler	81
6.3. Ekserji Verimi	84
7. SONUÇ ve ÖNERİLER	86
KAYNAKLAR	88
ÖZGEÇMİŞ	90
EKLER	91

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ



T	: Sıcaklık
s	: Özgöl Entropi (kJ/kg K)
m	: Kütleli Debi (kg/s)
$\bar{\lambda}$	: Yakıt-Hava Karışım Oranı
n	: Molar Akış Debisi (mol/s)
χ	: Mol Oranı
LHV	: Yakıtın Alt Isıl Değeri (kJ/kmol)
Q	: Birim Zamanda Isı Geçiş (kW)
W	: Güç, Birim Zamanda Yapılan İş (kW)
V	: Hız (m/s)
$\bar{h}$	: Özgöl Entalpi (kJ/kg)
g	: Yerçekim İvmesi (m/s ²)
z	: Yükseklik (m)
h	: Molar Entalpi (J/mol)
M	: Mol Kütleli (kg/kmol)
P	: Basınç (kPa)
W_{net}	: Net Güç (kW)
η_{komp}	: Kompresörün İzentropik Verimi
$\eta_{türbin}$	: Türbinin İzentropik Verimi
r_p	: Basınç Oranı
P	: Basınç (kPa)
k	: Özgöl Isıların Oranı (C_p / C_v)
C_p	: Sabit Basınçta Özgöl Isı (kJ/(kgK))
C_v	: Sabit Hacimde Özgöl Isı (kJ/(kgK))
R	: Gaz Sabiti (kJ/kgK)
E^{PH}	: Fiziksel Ekserji (MJ)
E^{KN}	: Kinetik Ekserji (MJ)
E^{PT}	: Potansiyel Ekserji (MJ)
E^{CH}	: Kimyasal Ekserji (MJ)
e^{PH}	: Birim Kütle Başına Düşen Fiziksel Ekserji (MJ/kg)
e^{KN}	: Birim Kütle Başına Düşen Kinetik Ekserji (MJ/kg)

e^{PT}	: Birim Kütle Başına Düşen Potansiyel Ekserji (MJ/kg)
e^{CH}	: Birim Kütle Başına Düşen Kimyasal Ekserji (MJ/kg)
P_0	: Çevre Basıncı (kPa)
T_0	: Çevre Sıcaklığı (K)
$S_{\text{üretim}}$	: Toplam Entropi Üretimi (kW/K)
E_w	: Birim Zamanda İş ile Transfer Olan Ekserji (MW)
W_{tr}	: Birim Zamanda Yapılan Tersinir İş (kW)
$W_{\text{kayıp}}$	: Birim Zamanda Tersinmezlik Sonucu Yitirilen İş (kW)
E	: Toplam Enerji (kJ/kg)
n	: Politropik Üs
t	: Zaman (s)
v	: Özgül Hacim (m ³ /kg)
b	: Akış Kullanabilirliği (J/kg)
η_2	: İkinci Yasa Verimi
s	: Molar Entropi (J/molK)
$\bar{e}_T$	: Molar Toplam Akış Ekserjisi (J/mol)
e^{-PH}	: Molar Fiziksel Ekserji (J/mol)
e^{-CH}	: Molar Kimyasal Ekserji (J/mol)
HHV	: Yakıtın Üst ısı Değeri
ΔG	: Reaksiyon Yönünde Gibbs Serbest Enerjisindeki Artış
$\bar{g}$	: Molar Gibbs Serbest Enerjisi (J/mol)
W_{el}	: Birim Zamanda Üretilen Elektrik Enerjisi (kW)
E_Y	: Birim Zamanda Sağlanan Yakıt Enerjisi (kW)
Q_P	: Birim Zamanda Çevreye Verilen Isıl Enerji (kW)
η_f	: Enerjiden Yararlanma Oranı
R_{PH}	: Elektrik-Isı Oranı
η	: Isıl Verim
ϵ	: Ekserji Verimi
B_P	: Proses Isısının Ekserjisi (J/kg)
B_Y	: Yakıtın Ekserjisi (J/kg)
E_D	: Yok Edilen Ekserji (J/kg)

YUNAN HARFLERİ

μ	: Kimyasal Potansiyel
Δ	: Miktarda Sonlu Değişim (J/mol)

ÜSLER

$\cdot$ (nokta)	: Birim Zamanda
$\sim$ (üst çizgi)	: Birim Mol İçin
$^{\circ}$ (çember)	: Standart Referans Hali
$()^*$	: Çevre ile Termomekanik Dengedeki Özellikler

İNDİSLER

g	: Giren
ç	: Çıkan
H	: Hava
Y	: Yakıt
YÜ	: Yanma Ürünü
KH	: Kontrol Hacmi

ŞEKİLLER DİZİNİ



Sekil

1.1. Kojenerasyon ve Konvansiyonel Sistemlerde Enerji Üretimlerinin Sankey Diyagramıyla Karşılaştırılması	5
1.2. Bir Isı Makinası	6
1.3. Gaz Motorunda Enerji Dağılımı	9
1.4. Gaz Motorlu Kojenerasyon Sistemi Prensi Şeması	11
2.1. Buhar Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sisteminin Enerji Akışı	14
2.2. Dizel Motorlu Bileşik Isı-Güç Üretim Sisteminin Enerji Akışı	15
2.3. Kombine Çevrimli Bileşik Isı-Güç Üretim Sisteminin Enerji Akışı	16
2.4. Isı-Güç Üretim Oranlarının Değişimi	16
2.5 Ortalama Elektrik Fiyatının Satın Alınan Elektrik Fiyatına Oranı	19
4.1 Atık Isı Kazanlı Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemleri	27
4.2. İdeal Brayton Çevriminin T-s Diyagramı	28
4.3. Yanma Odası	30
4.4. Kompresör ve Türbin	33
4.5. Hava Ön Isıtıcısı	35
4.6. Atık Isı Kazanı	36
4.7. En Çok İş,Tersinir Bir Hal Değişimiyle Ölü Hale Ulaşıldığı Zaman Yapılır	37
4.8. Atmosfer ve n Sayıdaki Isı Kaynağı İle Temasta Olan Açık Sistem	39
4.9. İş Üreten ve Tüketen Sistemler	41
4.10. Çevre ile Isıl, Mekanik, Kimyasal Dengeye Getirilen Sürekli Akışlı Açık Sistem	44
4.11. k Gazının Kimyasal Ekserjisini Hesaplamak İçin Kullanılan Kontrol Hacmi	47
4.12. Yakıtın (C_aH_b) Kimyasal Ekserjisini Hesaplamak İçin Kullanılan Kontrol Hacmi	48
4.13. Bileşik Isı Güç Üretim Sistemi	50
4.14. Fiziksel ve Kimyasal Ekserjilerin Hesaplanacağı Atık Isı Kazanlı Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Santrali	51
4.15. Kompresörde	57
4.16. Hava Ön Isıtıcısı	57

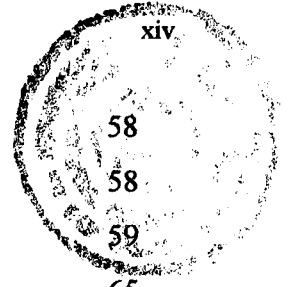
4.17. Yanma Odası

4.18. Türbin

4.19. Atık Isı Kazanı

5.1. Yanma Odası

5.2. Türbin



65

66



TABLOLAR DİZİNİ

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Yakıtların Fiyat ve Verim Olarak Karşılaştırılması	13
2.2. Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemlerin Avantaj ve Dezavantajları	20
3.1. Bileşik Isı-Güç Sisteminde Elde Edilen Su Sıcaklığı	24
5.1. $(\bar{h}_1(T_3), \bar{h}_1(T_4))$ ve Δh 'ı Gösteren Tablo	65
6.1. Sistemin Her Aşamasındaki Değerleri	82
6.2. T_3 ve T_4 Sıcaklığında Bileşenlerin Entalpileri	83
6.3. Sistemin Aşamasındaki Ekserji Değerleri	83
6.4. Sistemin Enerji Yüzdesi	84
6.5. Sistemin Genel Verileri	85

1. BİLEŞİK ISI GÜÇ ÜRETİMİ

1.1. Bileşik Isı Güç Üretiminin Tarihçesi

Isı ve gücü aynı anda üretme fikri , yeni bir fikir değildir. Bir bacadan çıkan buharın bir pervaneyi döndürmesi (smokejack) fikri , ilk olarak 14.yüzyılda İtalya'ya esir olarak getirilen Tatarlar sayesinde Avrupa'ya tanıtıldı. 1350 yılında bir Alman tablosunda resmedilen bu fikir, bundan bir yüzyıl sonra yaşamış olan Leonardo da Vinci 'nin tablolarında konu olarak yerini aldı .

Fransız gezgin Montaigne 16. Yüzyılın sonlarına doğru Almanya ve İtalya'da bu sistemi görürken Benjamin Franklin 1758 ' de bu sistemle yazın bile doğal hava akımından güç üretilebileceği fikrini ortaya attı.

1776 yılına gelindiğinde ise şeker kamışı üretimi yapan James Watt 'ın şirketinde çalışan bir satıcı, şeker kaynatmak için kullanılan ateşin, yapımında kullanılan değirmeni döndürmek için gerekli olan buharı üreteceği" fikrini öne sürdü. Bu fikirden yola çıkan Watt ve arkadaşı Matthew Boulton, müşterilerinin fabrikalarına kurduğu buhar makinelerin de kullanılan buharı, makineden çıktıktan sonra ısıtma işlemi için kullanmaya başladı.

1784 yılında Oxford 'da yaşayan bira üreticisi Suttan Thomas Wood bira üretiminde açığa çıkan atık buharı, bir buhar makinesinde işe çeviren sistem için patent aldı.

1787 yılında yüksek basınçlı buhar makinesi için patent alan Oliver Evans, bu makinesi ile beraber egzoz edilen buharın proses buharı olarak kullanılabilen bir sistem kurulabileceği şeklinde gazetelere ilan verdi. Böylece 1814'lerde gelindiğinde Amerika'daki bira, boya, sabun ve kağıt fabrikalarında Evans'ın kurduğu sistem yaygınlaştı.

1820 yılında bileşik ısı-güç üretimini artık İngilizler de uyguluyorlardı ve atık ısılarını çevredeki evleri ısıtmak için kullanıyorlardı. Evleri bu şekilde ısıtma fikri Amerika'da da popüler oldu ve 1886 yılında San Francisco Buhar Şirketi, fabrikalardan şehre döşedikleri borularla şehirdeki evlere, fabrikaların egzoz buharını ısınma amaçlı satmayı başladı.

1887 yılından itibaren Edison da kurduğu elektrik santrallerin de, bileşik ısı-güç üretim kullanmaya başladı.

Bu gelişmelere diğer ülkeler de kayıtsız kalmamıştı. Danimarka, Almanya, Polonya, Rusya gibi ülkelerde de 1890'lardan itibaren ısı-güç santralleri kullanılmaya başlandı. Daha sonra Avrupa'da enerji planlama büroları kuruldu.

1930 yılında toplanan Dünya Güç Konferansında kombina ısı ve güç sistemlerinin tartışılmasına önemli miktarda zamana ayrıldı.

1930'ların sonuna doğru gaz türbinlerinin keşfedilmesi ile bunlardan çıkan egzoz gazlarının değerlendirilmesi de gündeme geldi. Bu sistem ilk uygulaması ABD'nin Arkansas eyaletindeki Park Plaza alışveriş merkezinin enerji ve ısınma ihtiyacını karşılamak için uygulandı. [15]

1.2. Kojenerasyon

Kojenerasyon, tek bir sistemden eş zamanlı olarak elektrik ve/veya mekanik güç ile kullanılabilir ısı üretilmesi demektir. Sistem ana amacı, geleneksel mantıkta sadece elektrik üreten termik güç santrallerinden aynı zamanda ısı enerjisi elde edilmesidir (Combined Heat and Power). Mekanik güç genellikle bir elektrik jeneratörünün güç kaynağı olarak kullanılmakla birlikte pompa veya kompresörlerin tahrik kaynağı olarak da kullanılmaktadır.

Kojenerasyon tesisleri, kurulduğu işletmelere, enerjisini şebeke satış fiyatının daha altında kesintisiz üretme olanağı sağlarken, ülkenin artan enerji ihtiyacını karşılamak için yapmaları gereken yatırımları da azaltmaktadır. Kojenerasyon tesisleri

enerjinin tüketildiği yerlere kurulmasından dolayı, genel olarak % 10 - 20 arasında değişen hat kayıplarından kurtularak, 500-600MW enerji tasarrufu yapılmaktadır, ayrıca kojenerasyon tesislerin toplam enerji çevrim verimlerinin şebeke santralleri verimlerine göre daha yüksek olmasından dolayı yılda 2000 TEP (Ton Petrol Eşdeğeri) enerji tasarrufu sağlamaktadır. Bu değer ise ülkemizde çıkartmaya çalıştığımız doğal gazın miktarının 11 katıdır .[16]

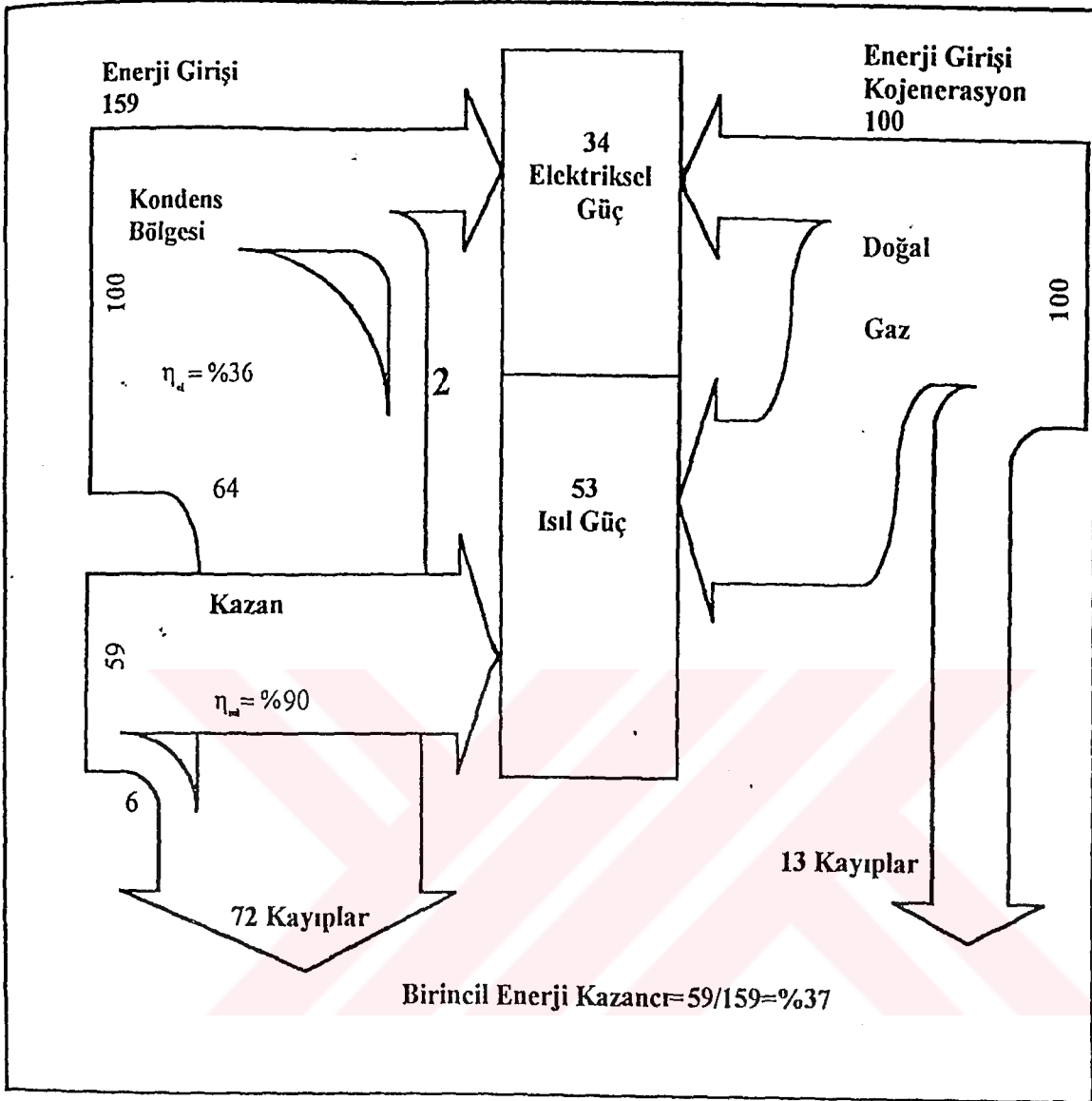
II. Dünya Savaşından beri kullanılmakta olan kojenerasyon teknolojisini, Türkiye’de çeşitli devlet kuruluşları (kağıt ve şeker fabrikaları, petkim, tüpraş, demir-çelik tesisleri) fabrikaların atık yada yan ürünlerini değerlendirmek için 30 yıldan beri kullanılmaktadır. Bu suretle bugüne kadar 1040 MW kapasitede kojenerasyon tesisinin kurulduğu ve işletildiğini görüyoruz. Bu uygulamaların büyük bir kısmı oto prodüktörlük kararnamesinin yayınlanmasından önce yapılmıştır. 04.09.1985 tarihinde Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı tarafından çıkartılan oto prodüktörlük yönetmeliği, 3096 sayılı yasaya dayanarak, özel sektörün kojenerasyon tesisleri kurmasının teşvik etmiştir. Bu suretle, Türkiye’de başta tekstil sektörü olmak üzere çeşitli sanayiciler fabrikalarının elektrik ve ısı ihtiyacını karşılamak için kendi kojenerasyon tesislerini kurmaya başlamışlardır. Yani kojenerasyon uygulamaları Türkiye’de endüstriyel kojenerasyon olarak başlamıştır. Esasında Avrupa’da kojenerasyon, şehir, toplu konutların bir merkezden ısıtılması şeklinde yani ısı üretim amaçlı olarak başlamış, elektrik üretimi bir yan ürün olarak ortaya çıkmış ve değerlendirilmesi yönüne gidilmiştir. Kojenerasyonda en yüksek fayda, projenin ısı amaçlı olarak tasarlanmasıyla ve ısı/elektrik oranının 3/2’ye yakın tutulmasıyla sağlanmaktadır. Isı enerjinin tamamının değerlendirildiği (ısıtma,soğutma yada prosesde) kojenerasyon projelerinde yan ürün olarak ortaya çıkan elektriğin etraftaki sanayi tesislerinde, konutlarda kullanılması veri için en uygundur. Fakat ülkemizdeki bir çok sistem yalnızca elektrik enerjisi üretmek için kurulmuş ve basit çevrim (simple cycle) olarak adlandırılan kojenerasyon sistemleridir. Son yıllarda tekstil sanayinde kurulan kojenerasyon sistemleri sektörün ihtiyacını göz önüne alarak hem ısı hem de elektrik enerjisini üretmektedir. Böylece kojenerasyon sistemlerinin verimi artmaktadır. Bu sistemler kojenerasyon esasına göre tasarlanmış olsalar bile işletmede ısı üretim kapasitesi yeterince değerlendirilmediği için bunlar tipik otoprodüktör tesisleridir. Yani yatırımcının kendi fabrikasının ihtiyacını karşılamak ve kapasite

fazlası elektriği şebekeye vermek (satmak) amacıyla kurulmuş oldukları için kojenerasyon teknolojisinin getirdiği çok yüksek çevrim veriminden yeterince yararlanamamaktadır. Otoprodüktör tesisleri verimleri % 50-60 arasında kalmaktadır. Bu da kombine çevrimli doğal gaz santrali verimine eşdeğerdir.[17]

Konvansiyonel enerji üretim sistemleri (termik santrallarda elektrik, fosil yakıtlarda ısı üretimi) çevreyi kirletmekte ve birincil enerjinin yaklaşık %55-65'ı atık ısı olarak ziyan olduğundan hiç ekonomik olmamaktadır. Buna karşılık bir kojenerasyon sisteminde elektrik üretimi sırasında ortaya çıkan ısı, eşanjörler yardımı ile çeşitli ısı ihtiyaçları için (sıcak su, buhar, absorpsiyonlu soğutma vb.) değerlendirmektedir. Gazla çalışan CHP (Combined Heat and Power - Bileşik ısı ve Güç) sistemlerinde elektrik ve ısı aynı anda üretilmesiyle %80-90 oranında verim elde edilebilmektedir. Böylece birincil enerjinin atılan kısmı minimize edilmektedir. Bu yüksek sistem verimi sayesinde kojenerasyon sistemi, ilk yatırım tesis giderini 1,5-3 sene gibi çok kısa bir sürede geri döner. Kojenerasyonla yapılan ısı ve güç üretiminin ekonomik öneminin yanında çevresel atıklar yönünden değerlendirildiğinde önemi daha da artmaktadır. Yalnızca elektrik üretmek amacıyla kurulmuş santrallerle kıyaslandığında, hemen hemen aynı miktarda yakıt kullanan bir kojenerasyon santralinde elde edilen her kW enerjiye karşılık çok daha az CO₂ , NO_x ve SO₂ gazları atmosfere bırakılmaktadır.[18]

Şekil 1.1'de konvansiyonel ve kojenerasyon sistemleri ile enerji üretimi bir Sankey diyagramı üzerinde karşılaştırılmıştır. Görüleceği üzere; 34 birim elektriksel, 53 birim ısı güce sahip olan bir tesisin bu ihtiyaçlarını karşılamak için; konvansiyonel sistemde 159 birim enerji gerekirken, kojenerasyon sistemiyle 100 birim enerji yeterli olmaktadır.

Kısaca özetlersek kojenerasyon sistemi tüm ısı makinelerinin çevreye vermek zorunda oldukları atık ısıdan yararlanmayı amaçlar.

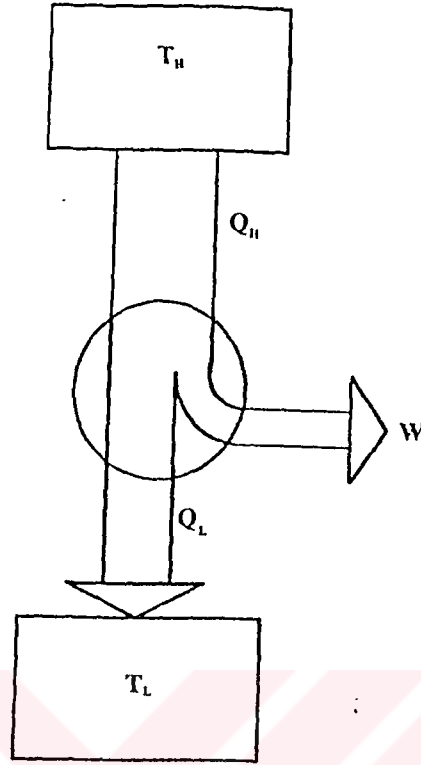


Şekil 1.1. Kojenerasyon ve Konvansiyonel Sistemlerde Enerji Üretimlerinin Sankey Diyagramıyla Karşılaştırılması

Şekil 1.2'deki ısı makinesinden de görüleceği üzere, bir ısı makinesinde üretilen işin (W), kullanılan ısı enerjisine (Q_h) oranı, ısı verim, η 'dir.

$$\eta = \frac{W}{Q_h}$$

Bu ısı verim kojenerasyon uygulamalarında elektrik çevrim verimi adı da verilmektedir.



Şekil 1.2. Bir Isı Makinası

Çevreye aktarılan ısı enerjisi, Q_L , kojenerasyon sisteminde kullanılan ısıdır. Böylece enerjiden yararlanma oranı (EYO) maksimum düzeye çıkartılmaktadır.

$$EYO = \frac{W + Q_L}{Q_H}$$

EYO'ya kojenerasyon uygulamalarında toplam verim de denilmektedir. Her ne kadar EYO, termodinamiğin birinci yasasına göre "1" olsa da, uygulamada atık ısının tümünden yararlanılamadığından bu mümkün olmamaktadır. Bu atık ısıdan, doğrudan ısı olarak yararlanılamadıkça, %35-55 aralığında uygulamalar gerçekleştirilmiştir. Bileşik çevrimde dünyadaki en iyi örneklerden biri olmasına rağmen, Ambarlı Bileşik Çevrim Santrali'nde bu verim değeri %50 civarında kalmaktadır[19] Oysa atık ısıdan, gene ısı olarak faydalanılan kojenerasyon sisteminde toplam sistem verimini yani Enerjiden Yaralanma Oranı (EYO) % 80-90'lara dek çıkarmak mümkün olmuştur.

Bileşik ısı güç santrallerinde üretilen ısı (elektriğin) faydalanılan ısıya oranı, elektrik ısı oranı, EIO diye tanımlanır. Termodinamiğin birinci yasası uyarınca ısı verimle de gösterilebilir. EIO, kojenerasyon sisteminin önemli özelliklerinden biridir.

$$EIO = \frac{W}{Q_L} = \frac{\eta}{1-\eta}$$

Türbinlerde ise genellikle EIO'nın tersi (1/EIO) olan ısı oranı temel parametrelerden birisi olarak verilir.

$$\text{Isıl Oranı} = \frac{Q_L}{W} = \frac{1-\eta}{\eta}$$

1.3. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tekniği

Gaz türbini son yıllarda geniş ölçekli ısı ve elektriğin birlikte üretildiği sistemler için kullanılan en yaygın ana makine olmuştur. Gaz türbini bir veya daha fazla yanma odasında yakılan yakıttan (12-35 bar) üretilen basınçlı yanma gazları ile bir rotorun ve buna bağlı shaftın dönmesiyle mekanik güç üretir. Bu şekilde tahrik edilen bir jeneratörden elektrik enerjisi elde edilir. Aynı veya başka bir güç türbini de yakma havasını sıkıştırmak için kullanılır. [20]

Yanma gazları türbinine 900-1200 °C sıcaklıkta girerler ve 450-550 °C sıcaklıkta egzost edilirler. Egzost gazlarının sahip olduğu bu yüksek sıcaklık çevresi için bir ısı enerjisi kaynağıdır. Kullanılır ısı/güç oranı aralığı gaz türbininin karakteristiklerine bağlı olarak 1.5/1 ile 3/1 arasındadır. Gaz türbini yakıtı yakmak için gerekli olan hava miktarından daha fazlasını içine alır. Bu yüzden egzost gazları fazla miktarda oksijen içerirler. Bu fazla oksijen ile ekstra yakıt yakılabilir. Böylece ilave yanma, toplam ısı/güç oranını 10/1 kadar yüksek değerlere çıkarabilir. Gaz türbinleri yüksek güvenilirlikte ve minimum bakım ihtiyacı ile çalışır. Dünyada gaz türbinleri 500 kWe'den 200 MW'a kadar geniş bir güç aralığında üretilirler. Ancak 1 Mwe'den küçük türbinler, düşük verimlilikte çalışırlar ve birim kWe başına yüksek

yatırım maliyeti gerektirirler. Yıllık çalışma saatinin %96'sını çalışma garantisi ile üretilirler.

a-) Gaz Türbinlerinin Avantajları

- Isı/güç oranında işletim esnekliği potansiyeli
- Uzun süreli kesintisiz çalışma güvenilirliği
- Yüksek kalitede ısı sağlaması
- Elektrik çıkışı frekans kontrolü yüksek hızlarda da sabit kılma
- Yüksek güç/ağırlık oranı
- Soğutma suyuna ihtiyaç duymaması

b-) Dezavantajları

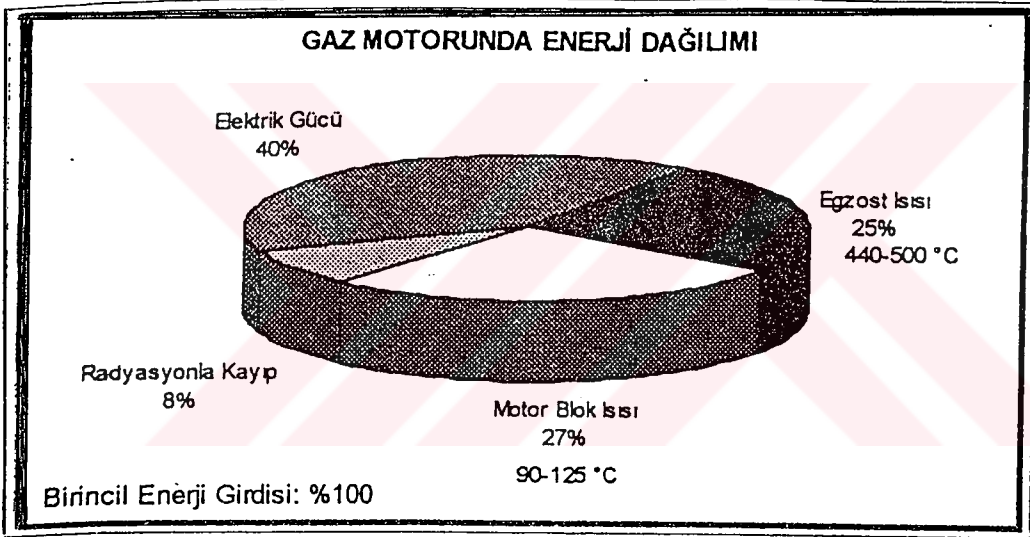
- Motorlara göre daha düşük mekanik parça içermesi
- Eğer gaz yanmalı ise yüksek basınçlara ihtiyaç duyması
- Yüksek gürültülü seviyeleri
- Düşük yüklerde verim düşüklüğü

Gaz türbini sistemi buhar türbini sisteminden daha fazla yakıta ihtiyaç duyar. Ancak bu sistem buhar türbin sisteminden birim proses buharı başına daha fazla elektrik üretir. Kullanılan bazı gaz türbinleri çift yakıtlıdır. Hem doğal gaz hem de petrol türevlerini kullanabilirler.

Kombine çevrim sistemi ise gaz türbin sisteminin bir türüdür. Gaz türbininden çıkan atık ısı, hemen proses ısısı veya buharına dönüştürülmekten ziyade elektrik üretmek için kullanılır. Kombine çevrim sisteminin elektrik çıkışı 1 milyon kJ buhar başına 360 kWh'tir.

1.4. Gaz Motorlu Kojenerasyon Tekniği

Düşük sıcaklıkta ve kütlede atık ısı sağladıklarından ve çok çeşitli güçlerde üretilibildiklerinden dolayı, özellikle elektrik ihtiyacı, ısı ihtiyacından daha fazla olan yani elektrik ısı oranı ($EIO = W/Q_L$, Bileşik ısı güç santralinde üretilen ısı, elektriğin, kullanılan ısıya oranı) yüksek (%80 civarı) endüstriyel uygulamalarda, toplu konut, tatil köyleri, büyük oteller gibi sıcak su ve soğutma gereksinimi olan uygulamada, optimum çözümler olarak karşımıza çıkmaktadır.[18]



Şekil 1.3. Gaz Motorunda Enerji Dağılımı

Grafikten de görüleceği üzere, pistonlu bir gaz motorunda yanan yakıtın enerjisinin (birincil enerjinin) dönüştüğü enerji türlerini şöyle sıralıya biliriz.

- % 35-40'lık bir kısmı mekanik güce,
- % 30-35'lik kısmı motor gömlek ısısına,
- % 25-30'u egzost ısısına ve
- % 7-10 'oluk bir kısmı radyasyon enerjisi şeklinde kayıp enerjiye dönüşmektedir.

Yukarıda bahsedilen enerji dağılımından yola çıkarak, ortaya çıkan atık ısılardan gaz motoru, kojenerasyon amaçlı kullanımında sistem, verilen ısı enerjisi üç unsurdan elde edilir. Bunlar; gaz motorunun yağlama devresi, egzost gazları ve şarף havası, silindiri bloğu soğutma devresidir.

Atık ısıları geri kazanım için kullanılan eőanjör sistemini çeşitli modifikasyonlarda tasarlamak mümkündür.

1.4.1 Gaz Motoru Uygulamalarının En Önemli Avantajları Şunlardır

- En yüksek miktarda elektriği üretebilecek (Elektrik ısı oranı = 0.8) toplam %40'a varan elektrik çevrim verimi ile elektrik tüketiminin ısı tüketime oranla daha yüksek olduğu ve elektrik ihtiyacının 1 MW'dan daha düşük olduğu durumlarda seçilmesi uygun olan çözüm alternatifleridir. Bu özellikleri ile gaz motorları elektrik ihtiyacının yanı sıra, ısıtma ve/veya soğutma amaçlı ısı enerjisi gereksinimi duyan; toplu konut, tatil köyleri, oteller yüzme havuzlu spor kompleksleri, üniversite kampusları gibi uygulama alanlarında çok uygun çözümler olarak karşımıza çıkmaktadır.
- %85 ile %91 arasında değişen toplam çevrim verimi türbinli sistemlerle karőılaőtırıldığında, türbinli CHP (Combined Heat and Power - Bileşik ısı ve güç) sistemlerinde elektrik çevrim verimi arttıkça toplam çevrim veriminin önemli miktarda düőtüęü görölmektedir.
- Fakir karışım veya katalizör yakma sistemlerinin çevre dostu temiz doğalgazla kombinasyonu sayesinde, çok düşük zararlı emisyon seviyesi. Modern fakir karışım yanma sistemlerine haiz motorlar NOx emisyonları azaltmak için katalizöre ihtiyaç göstermeksizin, binlerce saat izin verilen emisyon değerlerinin altında çalışabilmektedir.
- Kısmi yük verimlilikleri ve çok modüllü konfigürasyon, gaz motorlu kojenerasyon sistemlerini en esnek CHP sistemi yapmaktadır. Kısmi yükte çalışma durumunda verimin önemli miktarda etkilenmemesi ve modüllerin gerektiğinde sırayla devreye girip çıkma imkanları, sistemin elektrik ve ısı

2. BİLEŞİK ISI –GÜÇ ÜRETİM SİSTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Bileşik ısı-güç üretim sistemleri, sistemin ekonomikliği, teknik açıdan toplam sistemin etkinliğini ve kullanıcının gereksinimlerini dikkate alarak, uygun bir şekilde seçilmelidir. Bu seçimde rol oynayan faktörlerin başlıcaları şunlardır;

- yakıt,
- elektrik /ısı oranı,
- yük eğrisi,
- start sayısı,
- ortam sıcaklığı,
- toplam sistemin kapasitesi,
- elektriğin kalitesi,
- elektriğin fiyatı.

2.1.Yakıt

Motorlar ve türbinlerde kullanılan yakıtlar aşağıdaki gibi sınıflandırılır; Doğalgaz, propan, dizel, Nr_4 ve Nr_6 fuel-oil, çöplük gazı gibi yakıtlar gaz ve dizel motorlarda kullanılabilir. Gaz motorlarında kullanılabilen gazlar için metan numarası ve alt ısı değeri çok önem taşımaktadır.[14]

Her imalatçı firmanın kendi bünyesinde geliştirdiği metan numarası hesaplama programları bulunmakta ve bu hesaplamalar sonucunda bir gazın kullanılıp kullanılamayacağı belli olmaktadır. Gaz motorlarında karşılaşılan en büyük sınırlama vuruntu veya detonasyon diye adlandırılan problemdir. Bunu, motorda yakılan gazın sıkıştırılma esnasında gereğinden önce tutuşarak yanma kıyasını bozması ve motorda şok dalgaları yaratarak tahribata neden olması olarak tanımlayabiliriz. Detonasyon başlama ihtimali, motor sıkıştırma oranı arttıkça artmakta ve sıkıştırma oranı yüksek motorlarda metan numarası yüksek yakıtlar yakılabilmektedir. Örneğin doğalgazın

metan numarası 85 civarında olup 12:1 sıkıştırma oranlı motorda yakılabilirken, propa'nın metan numarası 30 olup ancak 8:1 sıkıştırma oranlı makine de yakılabilmektedir. Motorlarda sıkıştırma oranı düştükçe elektriksel verimi azalmaktadır. Çöplük gazı, gaz motorlarında özel birtakım dizayn değişiklikleriyle yakılabilmektedir.

Dizel motorlarda, dizel doğrudan kullanılırken, Nr₄ ve 6 ancak yakıt ön hazırlama ünitelerinde temizlendikten, basınçlandırıldıktan ve viskozitesi ayarlandıktan (ısıtıldıktan) sonra yakılabilmektedir.

Gaz türbinlerinde ise doğalgaz, LPG, nafta, dizel gibi yakıtlar yakılabilmektedir. Türbin LPG ile çalıştırılacak ise dizel ile çalışmaya başlayıp bir süre sonra LPG'ye döndürülmektedir. Direk LPG ile start edilememektedir.

Kullanılan yakıtlardan bazıları yakma verimleri, alt ısı değerleri ve fiyatları göz önüne alınarak değerlendirilirse ;

Tablo 2.1 Yakıtların Fiyat ve Verim Olarak Karşılaştırılması

YAKIT	ISIL DEĞERİ	BİRİM FİYAT	ORTALAMA YANMA VERİMİ	CENT/kwh
Doğalgaz	8250 Kcal/Nm ³	18 cent/Nm ³	%92	2.04 cent/kwh
Nr6 Fueloil	9200 Kcal/kg	18 cent/kg	%82	2.05 cent/kwh
LPG	11000 Kcal/kg	32 cent/kg	%90	2.78 cent/kwh
Propan	11100 Kcal/kg	61 cent/kg	%90	5.25 cent/kwh
Motorin	10200 Kcal/kg	60 cent/kg	%84	6.02 cent/kwh
Elektrik	860 Kcal/kwh	7,3 cent/kwh	%99	7.3 cent/kwh (Şebeke fiyatı)

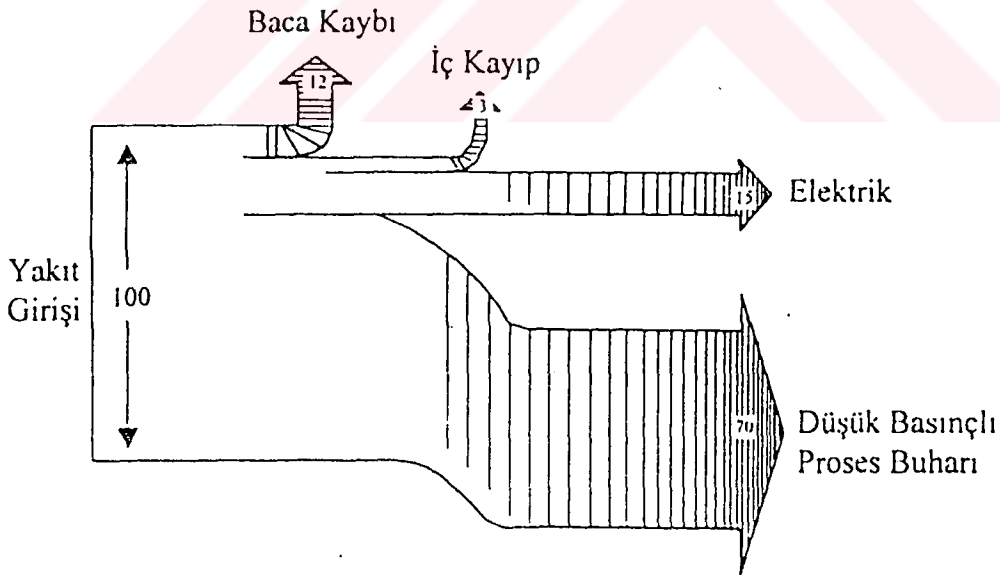
Bu tablodan anlaşıldığı üzere sürekli elektrik ve ısı üretiminde doğalgaz ve ağır yakıt kullanılması en ekonomik çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır.

2.2. Elektrik / Isı oranı

Uygulanacak bileşik ısı-güç üretim sisteminin ısı ve mekanik güç ihtiyaçları, önemli seçim parametrelerini oluşturmaktadır.

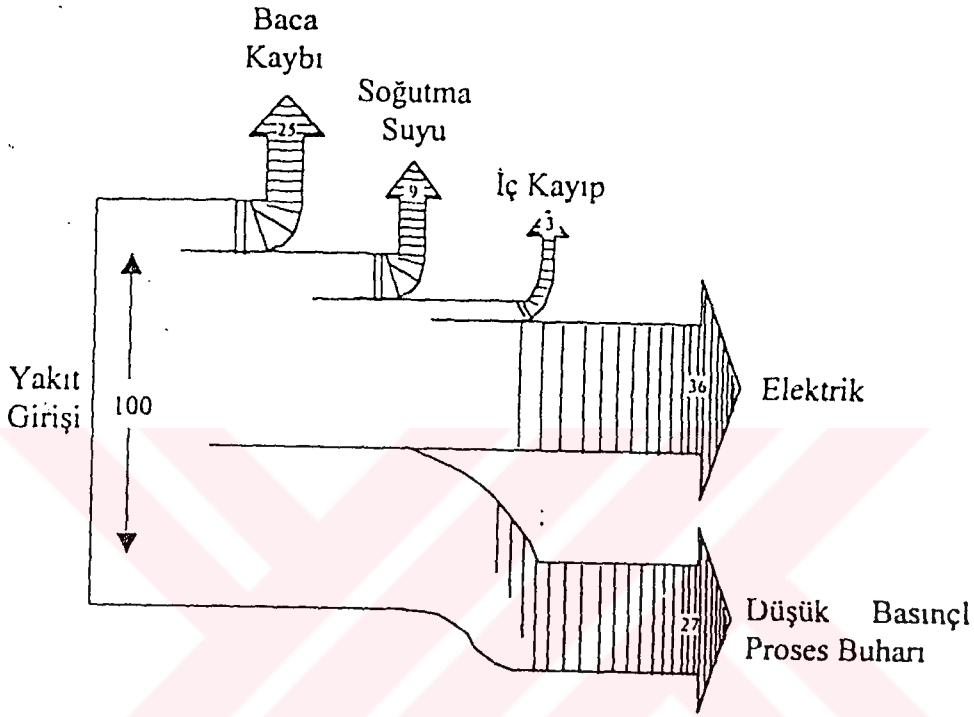
Bu seçimde önemli olan kurulacak sistemin, tesisin ısı ve mekanik ihtiyaçları ile örtüşmesidir. Burada sorun şudur: Elektrik ihtiyacı mı fazla, yoksa proses ısısı ihtiyacı mı?

Buhar türbinli sistemler, proses ısısı ihtiyacının fazla olduğu zaman tercih edilir. Türbinden atılan buhar, yüksek basınçlı olduğunda elektrik güç çıkışı oransal olarak azalır.[4,5]



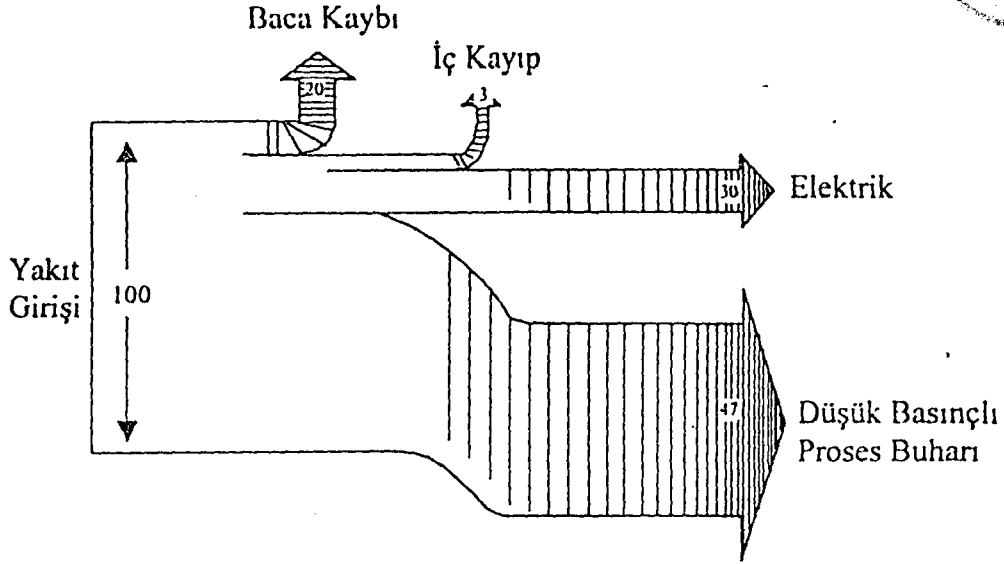
Şekil 2.1. Buhar Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sisteminin Enerji Akışı

Dizel motorlara yada gaz türbinlerine dayalı bileşik ısı-güç üretim sistemleri, daha yüksek elektrik/ısı oranına sahiptirler.



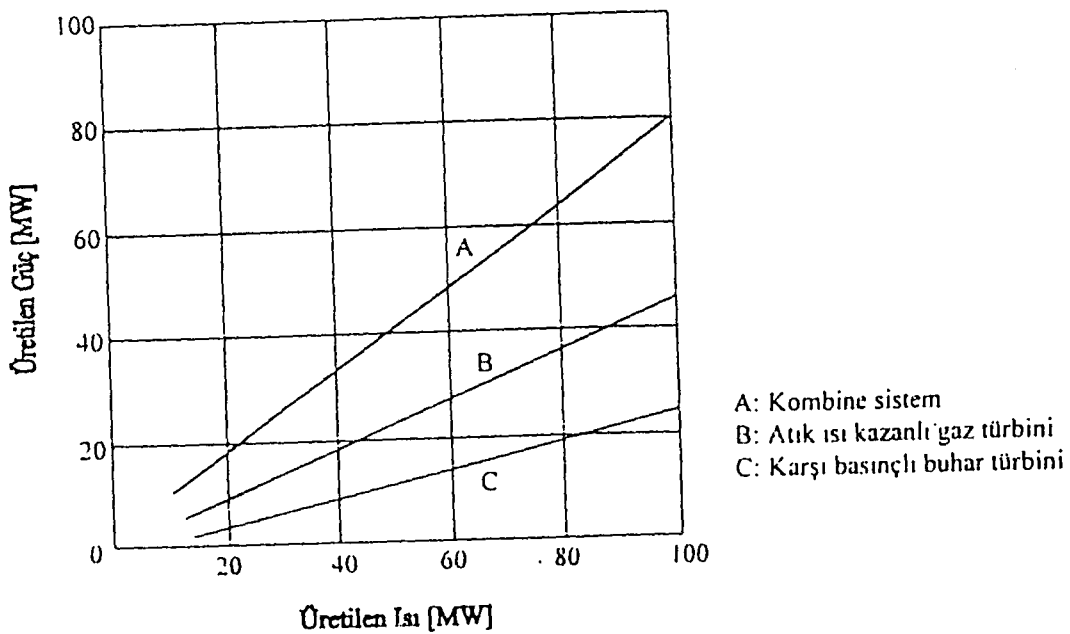
Şekil 2.2.Dizel Motorlu Bileşik Isı-Güç Üretim Sisteminin Enerji Akışı

Farklı bileşik ısı-güç üretim sistemleri için, elektriksel/ısı oranları çeşitlendirilebilir. Yüksek elektrik/ısı oranı için sistem dizaynında, birim elektrik başına yakıt tüketimi artar. Bu yüzden bileşik ısı-güç üretim sisteminde tüm yakıt kullanım verimliliği, kullanıcının elektrik ve yüksek yada düşük basınçlı buhar ihtiyacına göre kurulan sistemin tipine bağlıdır. Aşağıda kombine bir sistem için enerji akış diyagramı görülmektedir.[6,7]



Şekil 2.3. Kombine Çevrimli Bileşik Isı-Güç Üretim Sisteminin Enerji Akışı

Bileşik ısı-güç sistemlerini karşılaştırmak, bu sistemlerin ısı/güç üretim oranlarının aynı olmaması sebebi ile zordur. Aşağıdaki şekilde, bazı bileşik ısı-güç üretim sistemlerinin üretilen proses buhar basınçlarının 3 bar olması durumundaki elde edilen ısı ve gücün değişimi görülmektedir.[8]



Şekil 2.4. Isı-Güç Üretim Oranlarının Değişimi

Grafikte görüldüğü üzere güç ihtiyacının ısı ihtiyacına göre daha az olduğu durumlarda, karşı basınçlı buhar türbini en uygun çözümdür. Tam tersi durumda güç ihtiyacı fazla olursa birleşik gaz-buhar güç çevrimi en uygun çözüm olur. Atık ısı kazanlı gaz türbini çevrimi bu ikisi arasında bir konumdadır.

2.3. Yük Eğrisi

Yük eğrisi; günün, haftanın, yılın çeşitli zamanlarında çok dengesiz olabilir. Örnek olarak, ısıtma yükü kışın artar, elektrik ihtiyacı geceleri daha fazladır. Endüstriyel bir tesiste günün bir vardiyası boyunca pik buhar ve elektrik talebi olabilir. Sonuç olarak ısı ve elektrik talepleri aynı anda birbirleri ile karşılamayabilir. Bu gibi durumlarda yük eğrisi birden fazla aralığa bölünerek, tüketim birden fazla modül ile karşılanır. Örnek olarak, gün içinde 400 kW, gece ise 200 kW elektrik enerjisi ihtiyacı olan bir hastanenin elektrik tüketimini karşılamak üzere, 200 kW'lık iki gaz motoru kullanmak çalışma rejiminin daha verimli olmasını sağlar.[9]

2.4. Start Sayısı

Gaz motorlarında daha kolay devreye alınabilmesinden dolayı senelik start sayıları fazla olan işletmeler için gaz motoru kullanımı kaçınılmaz hale gelir.[9]

2.5. Ortam Sıcaklığı

Gaz türbinlerinin çıkış güçleri ve ısı oranları, ortam sıcaklığına fazla duyarlılık göstermektedir. Gaz motorları ise, ortam sıcaklığına çok fazla duyarlı olmadığından bazı uygulamalarda, gaz motoru kullanımı zorunlu hale gelir. [9]

2.6. Toplam Sistem kapasitesi

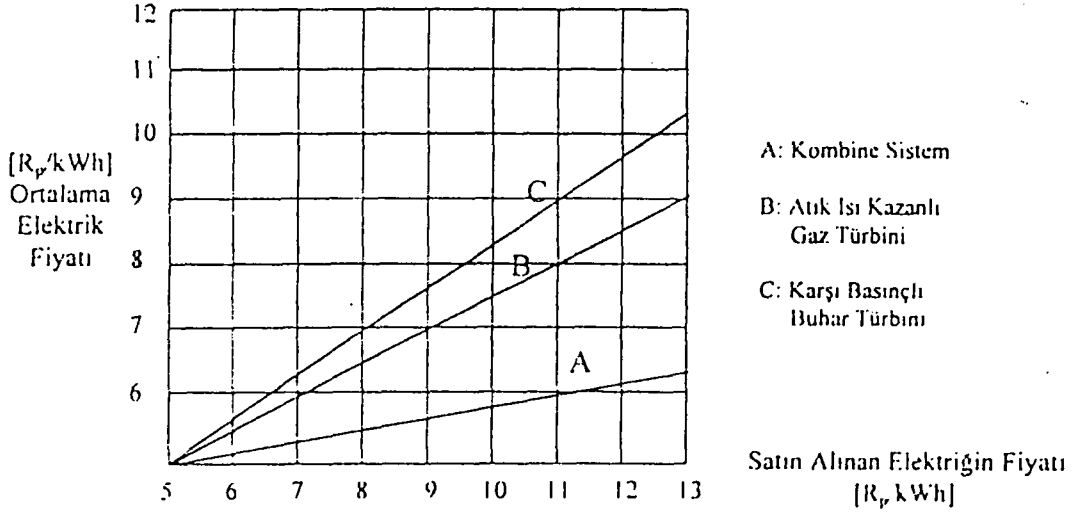
Bileşik ısı-güç üretim sisteminde ihtiyaç duyulan güçler büyüdükçe, seçilen sistem, gaz türbinine doğru yönelmektedir. Genellikle uygulamada 15- 20 MW seviyesinin altında gaz motorları, üzerinde ise gaz türbinleri kullanılmaktadır. Aslında bu seçim elektrik/ısı kullanım oranına göre yapılır. Bu sistemde çok az ısı kullanılıyorsa, kombine çevrimli gaz türbini kurmak daha avantajlıdır. Türkiye’de elektrik pahalı olduğundan ve gaz motorlarında elektrik verimi daha yüksek olduğundan, gaz motorunu tercih etmek daha ekonomiktir.[9]

2.7. Elektriğin Kalitesi

Elektrikteki frekans ve gerilim hassasiyetinin yüksek olduğu işletmelerde bazen sistemin karlılığına yada şebeke elektriğinin sürekliliğine bakmaksızın, bileşik ısı-güç üretim sisteminin yatırımı zorunlu hale gelir. Özellikle hassas elektronik cihazların bulunduğu tesislerde (tekstil, bilgisayar vb.) frekans ve gerilim değerlerinin toleransı çok azdır. Tesiste bu türden sorunlar varsa, bileşik ısı-güç üretim sistemi bu kuruluş için kaçınılmaz olmakta; tolerans miktarı azaldıkça ise sistem seçimi gaz motorundan gaz türbinine doğru kaymaktadır. [9]

2.8. Elektriğin Fiyatı

Elektrik fiyatı açısından sistemleri karşılaştırdığımız zaman; genel olarak şebekeden alınan elektriğin fiyatı, üretilen elektriğin fiyatından düşükse en ekonomik çözüm karşı basınçlı buhar türbinidir. Eğer şebeke elektriğin fiyatı, üretilen elektriğin fiyatından yüksekse en uygun çözüm gaz-buhar güç çevrimi olacaktır. Bunu sebebi gaz-buhar çevrimi ile tesisin elektrik ihtiyacının büyük bir kısmının ucuz maliyetle karşılanabiliyor olmasıdır. Aşağıdaki şekilde ortalama elektrik fiyatının, satın alınan elektrik fiyatına göre değişim görülmektedir.[10]



Şekil 2.5 Ortalama Elektrik Fiyatının Satın Alınan Elektrik Fiyatına Oranı

Görüleceği üzere çeşitli kriterler açısından en uygun çözüm gaz-buhar güç çevrimidir. Bu sistemle, yakılan yakıtın en iyi ekserji kullanımı gerçekleştirilirken sistem basit ve ekonomiktir. Buhar türbinli sistemler daha düşük kalitedeki yakıtların tüketilmesi söz konusu olduğu zaman öne çıkar.

Aşağıdaki tabloda bileşik ısı-güç üretim sistemi sistemlerinin avantaj ve dezavantajları sıralanmıştır.

Tablo 2.2 Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemlerin Avantaj ve Dezavantajları

SİSTEM	AVANTAJ	DEZAVANTAJ
Karşı Basıncılı Buhar türbini	• Yüksek yakıt verimi • Basitlik • Düşük kaliteli yakıta uygunluk	• Dizayn ve operasyonda esneklik azlığı
Ara Buhar Almalı Buhar Türbini	• Dizayn ve operasyonda esneklik • Düşük kaliteli yakıta uygunluk	• Pahalılık • Yakıt verimi düşüklüğü
Atık Isı Kazanlı Gaz Türbini	• Yüksek yakıt verimliliği • Basitlik • Kısa zamanda devreye girme	• Orta düzeyde kısmi yüklere cevap verebilme kabiliyeti • Düşük kaliteli yakıtların kullanım sınırlılığı
Kombine Sistem	• Optimum yakıt verimliliği • Maliyet düşüklüğü	• Kısmi yükleri karşılamadaki yetersizlik • Düşük kaliteli yakıtların kullanım sınırlılığı

3. BİRLEŞİK ISI GÜÇ ÜRETİM SİSTEMLERİNİN PLANLAMA KRİTERLERİ

Tesisin kurulacağı işletmede elektrik ve ısı enerjisi ihtiyaç karakteristiklerin bilinmesi kojenerasyon tesisinde güç, seçilen motor tipi ve sıcaklık seviyesi gibi planlama kriterlerinin belirlenmesi sağlar.

3.1. Güç Kapasitesinin Belirlenmesi

Elektrik ve termik güçlerin belirlenmesinde ve hatta bu güçlerin kullanım periyotlarına göre kademelendirilip ilerideki kapasite artırımlarını olanaklı hale getirilebilmesinde tesisin yıllık maksimum çalışma saatinin dikkate alınması gereklidir. Yani birleşik ısı-güç sisteminin kapasitesi öyle seçilmelidir ki tesis atıl kalmamalı ve yıllık çalışma kapasitesi de 5000 saatin altına inmemelidir. Bunu sağlamak için puant elektrik enerjisi talebinin şebekeden satın alınması, puant ısı talebinin ise yedek bir kazan ve ısı depolarından karşılanması yoluna gidilmelidir. Yedek kazan ve ısı depolarının kapasiteleri ise ısı yük eğrisinden bulunabilir.

Her tesisin günlük enerji talepleri kullanılarak oluşturulmuş yıllık ısı ve elektrik kullanım eğrileri vardır. Bu eğrilerden hareketle kurulacak ısı güç sistemlerinin güç kapasitesi ve ısı güç oranı belirlenmektedir. Bu belirlemeler üretilen ısı ve elektrik enerjilerinin hangi oranlarda kullanılabildiğini gösteren yararlanma oranı, dikkate alınmalıdır. Sistemin ürettiği elektrik ve ısı enerjisinden yararlanma oranının yüksek olması sistemin kendini kısa sürede amorti edeceği anlamına gelmektedir.

Bunlardan başka aşağıdaki sınır koşullarına dikkat edilmelidir;

- Ekonomik işletme şartları bakımından kapasitenin bölümlere ayrılması durumunda her ünite eşit büyüklükte seçilmelidir.

- Ünite sayısının az olması daha az yatırım maliyeti demektir.
- Her bir ünitenin yıllık çalışma zamanının yüksek olması tüm tesisin verimliliği olumlu etkiler.
- Önce de açıklandığı gibi birleşik ısı-güç sisteminin gücünü belirlerken ısı ihtiyacı dikkate alındığı durumlarda pik yüklerin giderilmesinde ısı yükleri dikkate alınmalıdır.

Birleşik ısı-güç sisteminin kapasitesinin belirlenmesinde önemli noktalar aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- Birleşik ısı-güç sistemi şöyle belirlenmelidir tesisin yüklenme durumu mümkün olduğunca sabit ve çalışma zamanı uzun olsun. Çünkü tesisin ekonomikliği yatırımın geri ödeme süresinin kısalığına yani mümkün olduğunca atıl kalmamasına bağlıdır.
- Çalışma periyodu içerisinde ısıtma ihtiyacının azalması nedeni ile sistemden atık ısı çekişinden azalmalar motorların çalışmasını etkilememesi için, özellikle 1-3 saatlik zaman aralıklarında ısı deposu devreye girerek atık ısısının tam kullanımını sağlamalıdır.
- Isıtma ihtiyacının pik yükler için birleşik ısı-güç sisteminden bağımsız olarak küçük kazanlar planlanmalıdır.

Birleşik ısı-güç sisteminin planlanmasına etki eden aşağıdaki faktörler ayrıca dikkate alınmalı ve değerlendirilmelidir;

- Elektrik enerjisi ihtiyacındaki pik yüklerinde birleşik ısı-güç sistemi ile karşılanmasının ekonomik olup olmadığı,
- İşletmeye hazır olma durumunun yükseltmek için tesisin yedekleme şartlarının var olup olmadığı,
- Elektrik enerjisi ve ısı ihtiyacının değişkenliği ve bu salınımları karşılayabilmek için özel tesislere örneğin buharlı ısı deposu veya kopmanzasyon tesisine ihtiyaç olup olmadığı,

- Özel işletme şartları dikkate alınmalıdır. Örnek olarak tesis şebeke elektriğinin kesilmesinde acil durum jeneratörü olarak çalışıp çalışmayacağı gibi.

3.2. Elektrik / Isı oranı

Optimum bir birleşik ısı-güç sistemi tasarımında kullanılan temel kriterlerden bir tanesi ısı-güç oranıdır. Endüstriyel tesisin ve birleşik ısı-güç sisteminin ısı-güç oranları eşit yada birbirine çok yakın olmalıdır.

$$\frac{\text{İhtiyaç Duyulan Elektrik Enerjisi}}{\text{İhtiyaç Duyulan Isı Enerjisi}} = \frac{\text{Üretilen Elektrik Enerjisi}}{\text{Üretilen Isı Enerjisi}}$$

Genellikle, elektrik enerjisinin belirli oranlarda kalması yüksek verim elde edilmesini sağlayacaktır. Elektrik – ısı oranı (enerji birimi ile) 1/5 -1/3 arasında kaldığı taktirde uygun verim yüzdeleri elde edilmektedir. Ancak günümüzde gaz motorlu sistemlerde bu durum 1/1'e kadar ayarlanabilmektedir.

3.3. İstenen Isının Sıcaklığı

Birleşik ısı-güç üretim sisteminin elektrik ve ısı gücünün belirlenmesinden sonra mevcut gereksinimlere uygun olarak, ısı ihtiyacında kullanılmak üzere sıcaklık seviyesinin belirlenmesi gerekmektedir. Sıcaklığın yüksek yada düşük olması karlılık hesabından daha ziyade, seçilmesi gereken santral tipini veya atık ısı kazanı geri kazanım sisteminin tasarımında büyük önem taşımaktadır.

Genel olarak, düşük ısıya ihtiyaç duyulan tesislerde, örneğin 60-100 C sıcaklıklar için kondenserli sistem, daha yüksek sıcaklıklar için 100-200 C karşı basınçlı sistem, daha da yüksek sıcaklıklar için gaz türbinli sistem kullanılması uygun olacaktır.

Gaz modüllü bir bileşik ısı-güç sisteminde ortaya çıkan sıcaklık seviyeleri şu şekildedir;

- Egzost gazı makineyi 400-500 °C sıcaklıkta terk eder.
- Çeşitli egzost sıcaklık seviyesi 200 °C sıcaklıkta ki proses buharına dönüşebilir.
- Eğer egzost gazı eşanjörü ısıtma çevrimine yönelik çalıştırılıyorsa eşanjörün su tarafı 90-130° C arasındaki sıcaklık seviyesine getirilebilir.
- Kullanılabilir soğutma suyu sıcaklık seviyesi normal soğutulan motorlarda 75-90 °C kızgın soğutulan motorlarda 120 °C 'dir.
- Yağ soğutma suyu eşanjörü su devresinde 60-75 °C sıcaklık elde edilir.

Tablo.3.1. Bileşik Isı-Güç Sisteminde Elde Edilen Su Sıcaklığı

Mutlak Basınç (Bar)	Sıcaklık (°C)	Kullanım Alanı
0,6	86	Isıtma
1	100	Malt
2,5	128	Kaynatma
3,6	140	Kağıt
5	152	Tekstil, Maya
10	180	Selüloz
19,40,80	210,250,295 >1000	Petrol Ürünleri Cam Eritme

- Turbo şarjlı sistemde gaz hava karışımının soğutulmasında su tarafında 20 - 40 °C'lik sıcaklık ortaya çıkar. Bu sıcaklık seviyesi sadece düşük sıcaklıktaki çalışan ısıtma sistemlerinde kullanılabilir

Bu kadar çeşitli motorlardaki ısı kaynaklarından elde edilen ısılar ancak bu kaynakları birbirine bağlayan faydalı ısı proses zinciri ile kullanılabilir hale gelirler. Daha aşağıdaki imkanlar oraya çıkar;

- Motor tipinin seçimi ve büyüklüğünün belirlenmesi ile ısı kaynaklarından devamlı hizmete hazır olan sıcaklık seviyeleri tanımlanmış olur.
- Motordaki ısı kaynaklarının birbirine bağlanması ile her bir ısı kaynağının sıcaklık seviyeleri tanımlanmış olur.
- Isıtma sisteminde müsaade edilen gidiş ve geliş dağılımı, eşanjörlerin büyüklüğü ve su debisini belirler.
- Çeşitli sıcaklık seviyelerindeki ısı çevrimleri ısı bağlantılarının çeşitli çevrimlere ayrılmasını gerekli kılar.
- Eğer ısıtma sistemi için gerekli sıcaklık seviyesi motor soğutma çevrimi ile elde edilemiyorsa sisteme bağlanan bir kazan ile sıcaklık seviyesi yukarı çekilebilir.

3.4. Ek Yatırım Tutarları

Birleşik ısı-güç sistemi tesisi için gerekli ek yatırım tutarı ve elde edilecek enerji tasarrufunun parasal tutarı arasındaki ilişki yatırım kararına tesir eden önemli bir etkidir. Ek yatırım tutarı hesaplanırken su tavsiye cihazları, inşaat işleri, proje ve müşavirlik işleri ile ek yakıt stoku unutulmamalıdır. Birleşik ısı-güç sisteminin gerektireceği ek su, bakım, sigorta ve işçilik gibi işletme giderleri de göz önünde tutulmalıdır. Genel bir kural olarak tesisin enerji giderlerinin toplam maliyet giderleri içinde en az %10 'luk bir payı olmalıdır.

3.5. Sistemin Güvenirliği ve Sürekliliği

Birleşik ısı-güç üretiminin güvenirliliği ve sürekliliği kararın diğer bir önemli boyutudur. Herhangi bir arıza halinde şebekeden (veya yedek jeneratörlerden) elektrik temin edilmesi gerekebileceği gibi, elektrik üretiminden dolayı gerekecek ek yakıtın (fuel oil, kömür) temininde bir problem olmamalıdır.

Donanım arızalarından kaynaklanacak buhar ve güç kesintileri, endüstriyel üretim kayıplarına yol açabileceği gibi, bazı işletmelerde, bu kesintiler ürün katılaşması nedeni ile, tesiste donanımlara zarar verebilir. Kesintilerin fazla olduğu durumlarda,

buhar ve elektrik enerjisi için yedek sistem tasarlanarak önlem alınır. Bu sistem aşağıdaki gibi olabilir;

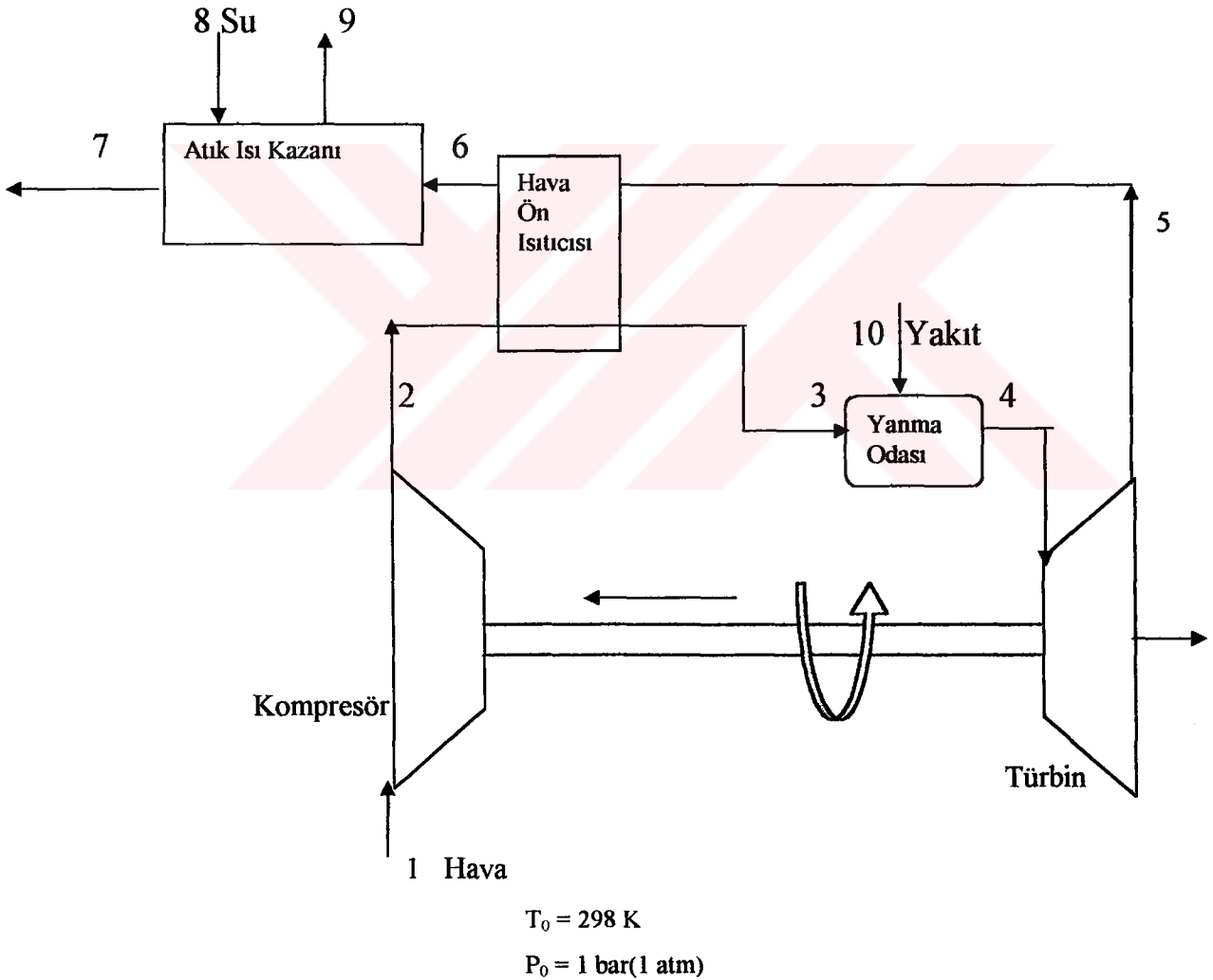
- Sistem kapasitesini ikiye bölüp, eşit güçte iki birleşik ısı-güç sistemi kurulması,
- Yedek bir kazanda buhar üretilmesi, elektriğin ise şebekeden satın alınması,

Birinci seçenek, sistem boyutu ve maliyeti arasındaki ilişki, yani güçte iki gaz türbinli sistemin maliyetinden % 15 daha fazla olması nedeni ile tercih edilmez. Bu nedenle ikinci seçenek daha fazla kullanılmaktadır.

Birleşik ısı-güç sisteminin gerçekleşmesinin doğru olup olmayacağına ve gerçekleştirildiği takdirde, bunun kapasitesinin ve donanımının ne olacağı, yukarıda anlatılan tüm kriterler göz önünde bulundurularak kara verilmelidir.[3]

4. GAZ TÜRBLNİ BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİM SANTRALİNİN TERMODİNAMİK ÇÖZÜMLENMESİ

4.1. Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Santralinin Tanıtılması



Şekil 4.1 Atık Isı Kazanlı Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim sistemleri

Çevre koşullarındaki hava, kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır ve bunun sonucunda basıncı ve sıcaklığı artar. Yüksek basınçlı hava, hava ön ısıtıcısı adı verilen

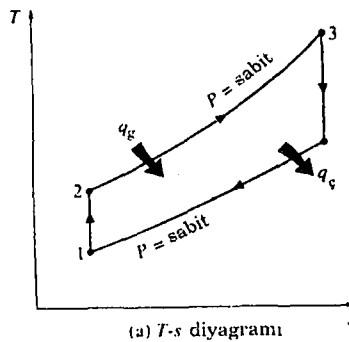
ters akışlı bir ısı değıştiricisinden geçirilerek türbinden çıkan yanma sonu gazlarıyla ısıtılır. Isıtılan hava ile yakıtın sabit basınçta yanmanın meydana geldiği yanma odasına girer. Yanma sonunda oluşan yüksek sıcaklıktaki gazlar genişletilerek türbinde iş'e çevrilir. Türbinden çıkan egzost gazları ilk önce hava ön ısıtıcısından geçirilir. Daha sonra yüksek sıcaklıktaki gazlar atmosfere atılmadan önce atık ısı buhar kazanında buhar veya sıcak su üretmek için kullanılır.

4.2. Gaz Türbinli ve Atık Isı Kazanlı Kojenerasyon Sistemleri İçin Temel Prensipleri

4.2.1. Gazlı Kuvvet Çevrimi

Güç üreten makinelerin büyük çoğunluğu bir termodinamik çevrime dayanır. Gerçek ısı makinelerinde karşılaşılan çevrimlerin çözümlenmesini yapmak zordur, çünkü sürtünmeyi, denge haline ulaşmak için yeterince zaman olmaması ve benzeri nedenleri göz önüne almak gerekir. Bir çevrimin analitik çözümlenmesini yapabilmek için zorluklar alt edebilecek bir düzeye indirilir; başak bir deyişle, bazı kabuller yapılır. Gerçek çevrim, içten tersinmezliklerden arındırıldığı zaman, gerçek çevrime benzeyen, fakat tümüyle içten tersinir hal değışimlerinden oluşan bir çevrim elde edilir. Böyle bir çevrim, ideal çevrim diye adlandırılır. Gaz türbinleri için ideal çevrim, Brayton Çevrimidir.[2]

Brayton çevrimi diye adlandırılır ve aşağıdaki belirtilen dört içten tersinir hal değışiminden oluşur:



Şekil 4.2. İdeal Brayton Çevriminin T-s Diyagramı

İdeal Brayton Çevrimin Evreleri:

- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Sisteme sabit basınçta ($P = \text{sabit}$) ısı geçişi
- 3-4 Türbinde izantropik genişleme
- 4-1 Çevreye sabit basınçta ($P = \text{sabit}$) ısı geçişi

4.3. Termodinamiğin I. Yasasının Uygulaması

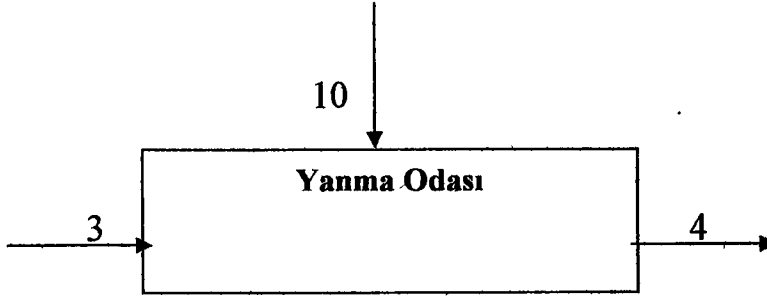
Atık ısı kazanlı gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim santralinin birinci yasa uygulamasının yapılabilmesi için ilk önce kontrol hacimlerinin doğru olarak seçilmesi gerekmektedir. Doğru seçim uygulamayı çok daha kolaylaştırır. Aşağıda, seçilen kontrol hacimleri, kütle ve enerjinin korunumu ilkelerine göre incelenecektir. [11]

Uygulama sırasında santral için aşağıdaki belirtilen kabuller geçerli olacaktır.

- Sistem sürekli akışlı bir sistemdir.
- Hava ve yanma ürünleri ideal gaz kabul edilir.
- Yakıt olarak kullanılan metan (CH_4) ideal gaz olarak modellenecektir.
- Yanma tamdır. N_2 soy gazdır.
- Yanma odasında ısı transferi, yakıtın alt ısı değerinin %2'si kadardır.
- Sistemin diğer ekipmanlarında ısı kayıpları yoktur.
- Kompresöre giren havanın mol analizi (%) = 77,48 N_2 , 20,59 O_2 , 0,03 CO_2 , 1,90 $\text{H}_2\text{O}_{(g)}$

1. Kontrol Hacmi : Yanma Odası

Yanma işlemi sırasında, kimyasal reaksiyondan önce varolan maddelere yanma işlemine girenler, reaksiyondan sonra oluşan maddelere de yanma sonu ürünler denir.



Şekil 4.3. Yanma Odası

Kütlenin korunumu ilkesine göre;

{Birim zamanda KH'ne giren toplam kütle}={Birim zamanda KH'den çıkan toplam kütle}

veya;

$$\sum m_g = \sum m_{\varphi} \quad (4.1)$$

$$m_{Hava} + m_{Yakıt} = m_{YanmaÜrünleri} \quad (4.1.a)$$

denklemleri elde edilir.

Kimyasal reaksiyon sırasında mol miktarlarının korunumu söz konusu değildir. Hava ve yakıt miktarlarını belirlemek için yanma işlemlerinde sıkça kullanılan bir büyüklük olan, yakıt hava oranı $(\bar{\lambda})$, yakıtın mol miktarının, havanın mol miktarına oranıdır.

$$\bar{\lambda} = \frac{n_Y}{n_H} = \frac{\text{Yakıtın mol miktarı}}{\text{Havanın mol miktarı}} \quad (4.2)$$

Bir başka ifade ile :

$$\frac{n_{YÜ}}{n_H} = 1 + \bar{\lambda} = \frac{\text{Yanma Ürünleri Mol Miktarı}}{\text{Havanın Mol Miktarı}} \quad (4.3)$$

Yanma odasında, yanmanın tam olduğu kabul edilmiştir. Yakıtın (CH_4) teorik yanması aşağıdaki bağıntı ile tanımlanır.

$$\begin{aligned} & \bar{\lambda} CH_4 + [0,7748 N_2 + 0,2059 O_2 + 0,0003 CO_2 + 0,019 H_2O] \\ & \rightarrow [1 + \bar{\lambda}] [\chi_{N_2} N_2 + \chi_{O_2} O_2 + \chi_{CO_2} CO_2 + \chi_{H_2O} H_2O] \end{aligned} \quad (4.4)$$

Denklem (4.4)'de kimyasal reaksiyon sonunda elde edilen denklemin her iki tarafındaki karbon, hidrojen, oksijen ve azot mol oranlarının eşitlersek, yanma ürünlerinin mol oranlarının veren denklemler elde edilir:

$$\begin{aligned} \chi_{N_2} &= \frac{0,7748}{1 + \bar{\lambda}} & \chi_{O_2} &= \frac{0,2059}{1 + \bar{\lambda}} \\ \chi_{CO_2} &= \frac{0,0003 + \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} & \chi_{H_2O} &= \frac{0,019 + 2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \end{aligned} \quad (4.5)$$

Yakıt – hava karışım oranının hesaplanması için termodinamiğin birinci yasası veya enerjinin korunumu ilkesinden yararlanacağız. Enerji korunumu ilkesine göre;

[Birim zamanda ısı veya iş olarak sınırdan geçen toplam enerji] = [Birim zamanda kütle ile birlikte KH'den çıkan toplam enerji] = [Birim zamanda kütle ile birlikte KH'ye giren toplam enerji]

$$\text{veya} \quad Q_{KH} - W_{KH} = \sum m_{\varphi} \left(h_{\varphi} + \frac{V_{\varphi}^2}{2} + gz_{\varphi} \right) - \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right)$$

Potansiyel ve kinetik enerjileri ihmal edersek;

$$\cancel{Q_{KH} - W_{KH}} = m(\cancel{\Delta h} + \cancel{\Delta ke} + \cancel{\Delta pe}) \quad (4.6)$$

denklemini elde edilir.

Yanma odasında herhangi bir iş yapılmadığından iş terimi sıfırdır ($W = 0$), aynı zamanda potansiyel enerji Δp_e ve kinetik enerji Δk_e sayısal değerleri çok küçük olduğundan dolayı ihmal edilebilir. Yanma odası için enerjinin korunumu ilkesine göre;

$$Q_{KH} = n_{YU} \bar{h}_{YU} - n_Y \bar{h}_Y - n_H \bar{h}_H \quad (4.6.a)$$

denklemleri elde edilir.

Yanma odasında ısı kayıpları yakıtın alt ısı değerinin $(\overline{LHV})$ %2'si kadardır.

$$Q_{KH} = -0,02 n_Y \overline{LHV} = n_H (-0,02 \bar{\lambda} \overline{LHV}) \quad (4.7)$$

(4.6.a) ve (4.7) numaralı denklemleri kullanarak ;

$$0 = -0,02 \bar{\lambda} \overline{LHV} + n_H + \bar{\lambda} \bar{h}_Y - (1 + \bar{\lambda}) \bar{h}_{YU} \quad (4.8)$$

denklemleri elde edilir.

İdeal gaz-karışım prensiplerini kullanarak havanın ve yanma ürünlerinin entalpi değerleri aşağıda tanımlanan denklemler yardımıyla hesaplanır.

$$\bar{h}_H = [0,7748 \bar{h}_{N_2} + 0,2059 \bar{h}_{O_2} + 0,0003 \bar{h}_{CO_2} + 0,019 \bar{h}_{H_2O}] (T_3) \quad (4.9)$$

$$(1 + \bar{\lambda}) \bar{h}_{YU} = [0,7748 \bar{h}_{N_2} + (0,2059 - \bar{\lambda}) \bar{h}_{O_2} + (0,0003 + \bar{\lambda}) \bar{h}_{CO_2} + (0,019 + 2\bar{\lambda}) \bar{h}_{H_2O}] (T_4) \quad (4.10)$$

(4.8) (4.9) ve (4.10) numaralı denklemleri kullanarak yakıt-hava karışım oranı $(\bar{\lambda})$ elde edilir.

$$\bar{\lambda} = \frac{0,7748 \Delta \bar{h}_{N_2} + 0,2059 \Delta \bar{h}_{O_2} + 0,0003 \Delta \bar{h}_{CO_2} + 0,019 \Delta \bar{h}_{H_2O}}{\bar{h}_Y - 0,02 \overline{LHV} - (-2 \bar{h}_{O_2} + \bar{h}_{CO_2} + 2 \bar{h}_{H_2O}) (T_4)} \quad (4.11)$$

(4.11) numaralı denklemde kullanılan $\Delta\bar{h}_{N_2}, \Delta\bar{h}_{O_2}, \Delta\bar{h}_{CO_2}$, bileşenlerin T_4 ve T_3 sıcaklıklarında sahip oldukları entalpilerin farklarıdır.

Yakıtın ve havanın kütle debilerinin hesabı için $n_Y = \bar{\lambda} n_H$ denklemi kullanılır.

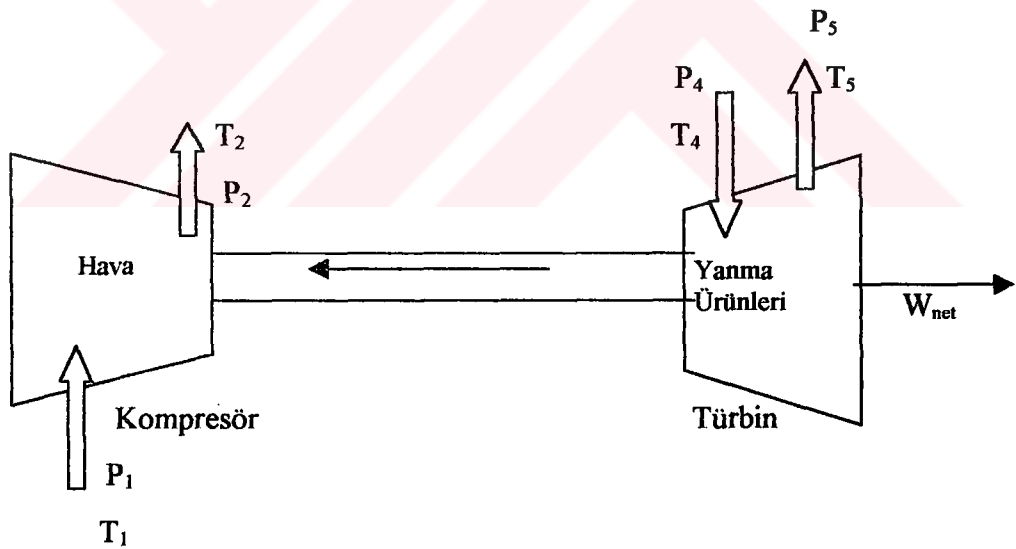
$$m_Y = \bar{\lambda} \left(\frac{M_Y}{M_H} \right) m_H \quad (4.12)$$

M_Y = Yakıtın moleküler ağırlığı

M_H = Havanın moleküler ağırlığı

$\bar{h}_Y$ = Yakıtın 298,15 K (25 °C) ve 1 bar basınçtaki entalpisi

2.Kontrol Hacmi : Kompresör ve Türbin



Şekil 4.4. Kompresör ve Türbin

Kompresör, havanın basıncını yükseltme işlevini görür. Türbinde ise yüksek basınçlı yanma ürünleri, mil üzerine yerleştirilmiş kanatçıklara karşı iş yapar. Milin dönmesiyle aynı zamanda kompresöre güç aktarılır. Şekildeki kontrol hacmi için enerjinin korunumu ilkesine göre aşağıdaki denklem elde edilir.

$$0 = \cancel{Q_{KH}} - W_{KH} + n_H (\bar{h}_1 - \bar{h}_2) + n_{YU} (\bar{h}_4 - \bar{h}_5) \quad (4.13)$$

Kompresör ve türbinde ısı transferi mil işine göre küçüktür. Isı geçişi göz ardı edilebilir. ($Q_{KH} \cong 0$)

W_{KH} bileşik ısı güç sisteminden elde edilen net güçtür.

$$0 = -\frac{W_{net}}{n_H} + (\bar{h}_1 - \bar{h}_2) + (1 + \bar{\lambda})(\bar{h}_4 - \bar{h}_5) \quad (4.13.a)$$

Kompresörün ve türbinin izentropik verimleri aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\eta_{komp} = \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\bar{h}_2 - \bar{h}_1} \quad (4.14)$$

$$\eta_{türbin} = \frac{\bar{h}_4 - \bar{h}_5}{\bar{h}_4 - \bar{h}_{5s}} \quad (4.15)$$

Kütlenin korunumu ilkesine göre;

$$\text{Kompresör : } m_1 = m_2 = m_H \quad (4.16)$$

$$\text{Türbin : } m_4 = m_5 = m_{YU} \quad (4.17)$$

denklemleri elde edilir.

Kompresörün basınç oranı (4.18) denklem yardımı ile hesaplanır.

$$r_p = \frac{p_2}{p_1} = \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{k/k-1} \quad (4.18)$$

k , özgül ısı oranı olarak tanımlanmıştır.

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.19)$$

$$c_p - c_v = R \quad (4.20)$$

(4.19) ve (4.20) denklemleri yardımıyla aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\frac{k}{k-1} = \frac{c_p}{R} \quad (4.21)$$

$$r_p = \frac{p_2}{p_1} = \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{c_p/R} \quad (4.18.a)$$

3. Kontrol Hacmi: Hava Ön Isıtıcısı



Şekil 4.5. Hava Ön Isıtıcısı

Enerji korunumu ilkesine göre ;

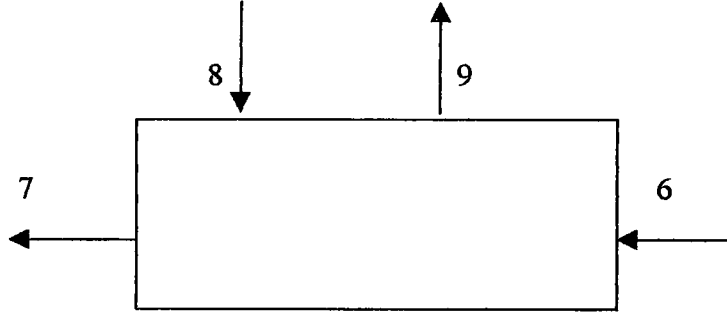
$$0 = \cancel{Q_{KH}} - \cancel{W_{KH}} + n_H (\bar{h}_2 - \bar{h}_3) + n_{YU} (\bar{h}_5 - \bar{h}_6) \quad (4.22)$$

Kütlenin korunumu ilkesine göre :

$$m_2 + m_5 = m_3 + m_6 \quad (4.23)$$

denklemini elde edilir.

4. Kontrol Hacmi : Atık Isı Kazanı



Şekil 4.6. Atık Isı Kazanı

Kütlenin korunumu ilkesine göre ;

$$m_6 + m_8 = m_7 + m_9 \quad (4.24)$$

eşitliği elde edilir.

Enerjinin korunumu ilkesine göre aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$0 = n_{YÜ} (\bar{h}_6 - \bar{h}_7) + m_8 (h_8 + h_9) \quad (4.25)$$

Yanma sonucu oluşan gazları, su buharının çığ noktası sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulduğu zaman, bir miktar su oluşur. Çığ noktası sıcaklığının bilinmesinin büyük önemi vardır. Çünkü su damacıkları genellikle kükürt dioksitle birleşerek, paslanmaya yol açan sülfürik asiti oluşturur. Genellikle yanma sonu oluşan gazların atık ısı kazanından çıkış sıcaklığının minimum 400 K olması istenir.[2,11]

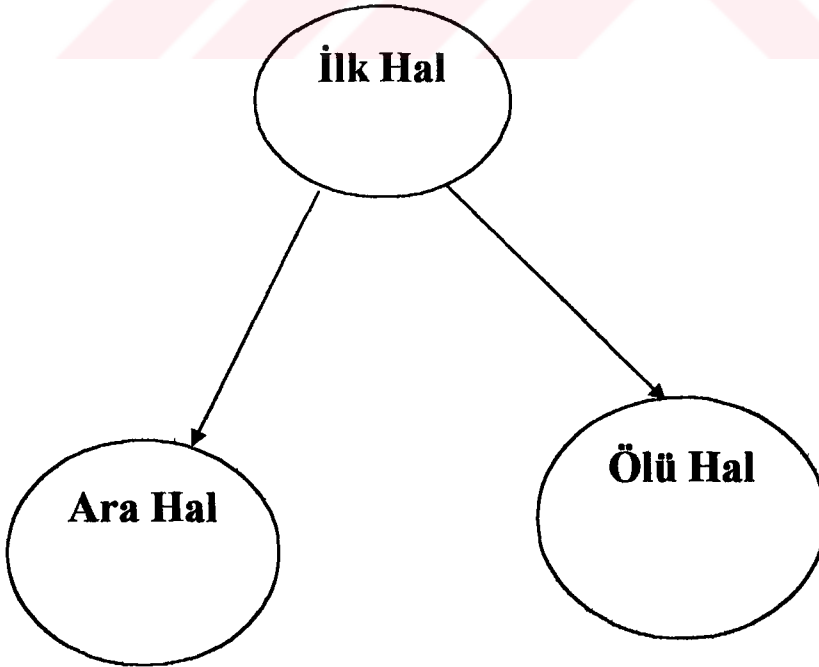
$$T_7 \geq 400 \text{ K} \quad (4.26)$$

4.4. İkinci Yasa Çözümlemesi / Ekserji Analizi

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin niceliğiyle ilgilidir, enerjinin yoktan var edileceğini veya vardan yok edilemeyeceğini vurgular. Bu yasa, bir hal değişimi sırasında enerjinin hesabını tutmak için bir yöntem ortaya koyar. Termodinamiğin ikinci yasası ise enerjinin niteliğiyle ilgilidir. Daha açık söylenirse, bir hal değişimi sırasında enerjinin niteliğinin azalması, entropi üretimi, iş yapma olanağının değerlendirilememesi bu yasanın inceleme alanı içindedir.

Bu kısımda sistemimizin verimleri veya etkinlikleri ikinci yasanın ışığında incelenecektir. İlk olarak, kullanılabilir enerji veya belirli bir haldeki sistemin yapabileceği en çok iş veya ekserji üzerinde durulacaktır.

Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale (ölü hale) getirilirse elde edilir. Bu değer, sistemin verilen başlangıç halinde, yararlı iş potansiyelini veya iş yapma olanağını göstermektedir ve kullanılabilirlik (ekserji) diye adlandırılır. [2]



Şekil 4.7 En Çok İş, Tersinir Bir Hal Değişimiyle Ölü Hale Ulaşıldığı Zaman yapılır.

Ölü hal, sistemin bulunduğu çevreye iş yapmaz durumda olması manasında olup, sistem ve çevre mekanik, ısı ve kimyasal dengededir.

Bir sistemin ekserji 4 bileşene ayrılır: fiziksel (E^{PH}), kinetik (E^{KN}), potansiyel (E^{PT}) ve kimyasal ekserji (E^{CH})

$$E = E^{PH} + E^{KN} + E^{PT} + E^{CH} \quad (4.27)$$

Birim kütle başına düşen ekserji miktarı aşağıdaki denklemle ifade edilir:

$$e = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} \quad (4.27.a)$$

$$e^{KN} = \frac{1}{2} V^2 \quad (4.28)$$

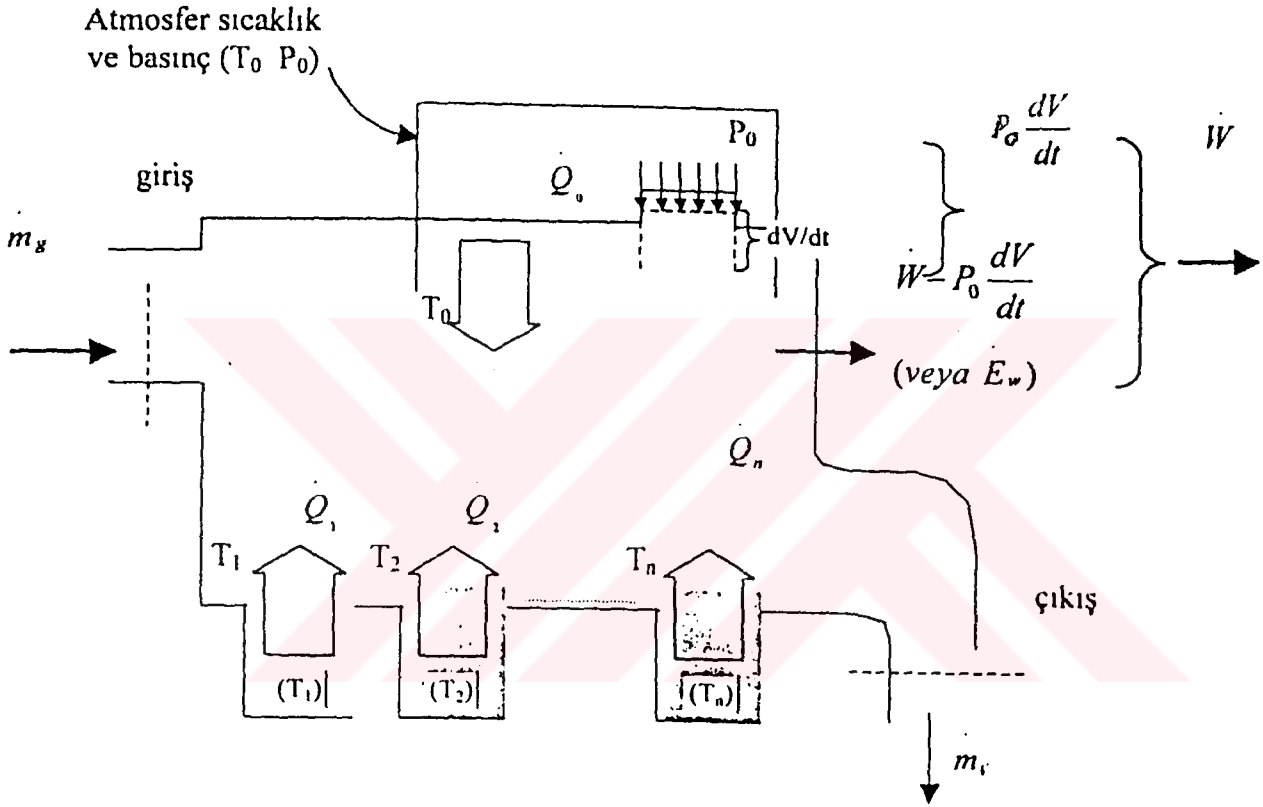
$$e^{PT} = gz \quad (4.29)$$

$$e_T = e^{PH} + \cancel{\frac{1}{2} V^2} + \cancel{gz} + e^{CH} \quad (4.27.b)$$

Sistem, belirli bir başlangıç halinden (T,p) çevrenin bulunduğu hale gelirken kinetik ve potansiyel ekserji bileşenleri göz ardı edilebilir.[11]

4.4.1. Ekserji Dengesi

Atmosfer ve n sayıdaki ısı kaynağı ile temasta olan açık bir sistem ele alınsın.



Şekil 4.8. Atmosfer ve n Sayıdaki Isı Kaynağı İle Temasta Olan Açık Sistem

Bu sistem için termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları aşağıdaki denklemlerle tanımlanır:

Birinci yasa :

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{i=0}^n Q_i - W + \sum_g m h^0 - \sum_c m h^0 \quad (4.30)$$

İkinci yasa:

$$S_{\text{üretim}} = \frac{ds}{dt} - \sum_{i=0}^n \frac{Q_i}{T_i} - \sum_g m s + \sum_c m s \geq 0 \quad (4.31)$$

“ h^0 ” ifadesi entalpi olarak adlandırılıp, $\left(h + \frac{v^2}{2} + gz\right)$ özgül entalpi, özgül kinetik enerji ve özgül potansiyel enerji toplamına eşittir.

$$\frac{dE}{dt} = Q_0 + \sum_{i=1}^n Q_i - W + \sum_g m h^0 - \sum_{\varphi} m h^0 \quad (4.32)$$

$$S_{\text{üretim}} = \frac{ds}{dt} - \frac{Q_0}{T_0} \sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{T_i} - \sum_g m s + \sum_{\varphi} m s \quad (4.33)$$

Yukarıdaki iki denklemde varolan Q_0 ‘ı yani çevre ile sistemin yaptığı ısı alış verişini yok edersek; yapılan işin (W) sistemin tersinmezlik derecesine ($S_{\text{üretim}}$) bağlı olduğu görülmektedir.

$$W = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i + \sum_g m(h^0 - T_0 s) - \sum_{\varphi} m(h^0 - T_0 s) - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.34)$$

Termodinamiğin ikinci yasasına göre $S_{\text{üretim}}$ negatif olamaz. Sistem tersinir olduğu takdirde yani $S_{\text{üretim}} = 0$ olması durumunda (4.34) numaralı denklemin ilk dört teriminin toplamı, tersinir işi (W_{tr}) verir.

$$(W_{tr}) = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i + \sum_g m(h^0 - T_0 s) - \sum_{\varphi} m(h^0 - T_0 s) - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.35)$$

$$W = W_{tr} - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.36)$$

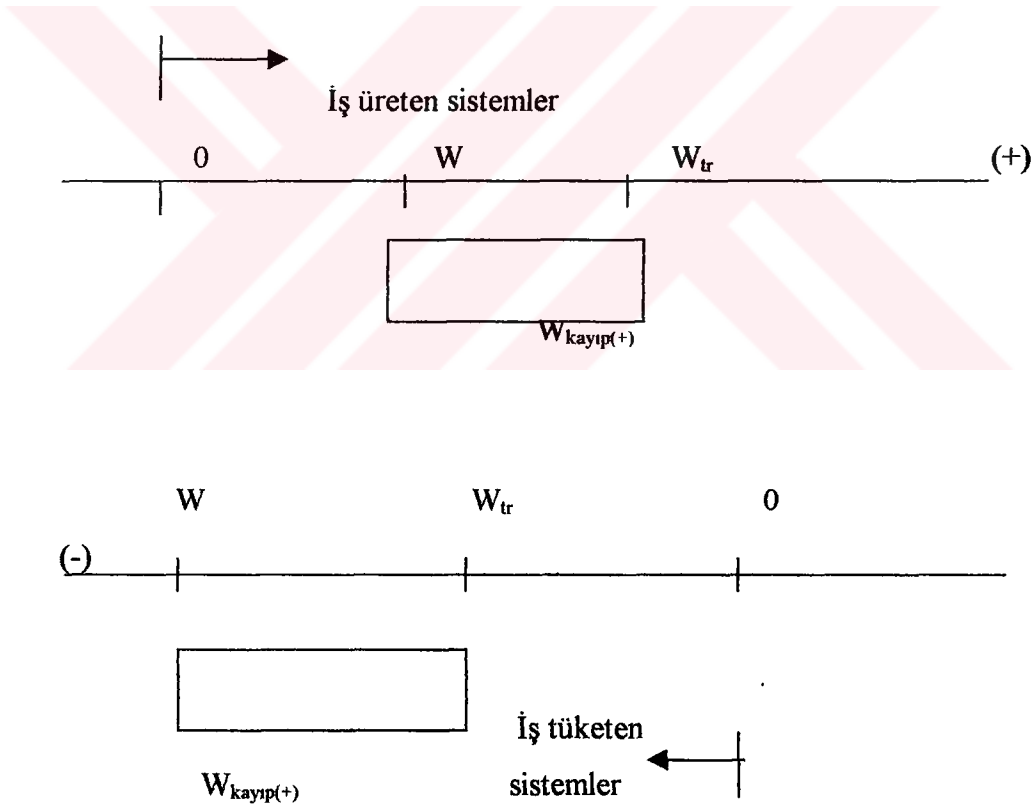
$$W_{tr} - W = T_0 S_{\text{üretim}} \geq 0 \quad (4.37)$$

Termodinamiğin birinci ve ikinci yasasını kullanarak elde ettiğimiz denklemlerden aşağıdaki sonuçlar çıkarılır:

- Hal değişimi tersinmez olarak düşündüğümüz takdirde sistemde entropi üretimiyle orantılı olarak bir miktar faydalı iş yitirilir.
- Tersinmezlik sonucu yitirilen iş ($W_{tr} - W$) ile ifade edilir ve kayıp kullanılabilir iş olarak adlandırılır.

$$W_{kayıp} = T_0 S_{üretim} \quad (4.38)$$

- Bundan sonra, tanımlanan W , W_{tr} , $W_{kayıp}$ işlerinin işaretleri için bir inceleme gereklidir. W ve onun değeri W_{tr} negatif veya pozitif olabilir. Bu tamamen sistemin iş üretmek amacıyla mı yoksa iş harcamak amacıyla mı tasarlandığına bağlıdır.



Şekil 4.9. İş Üreten ve Tüketen Sistemler

$$W_{tr} \geq W \quad (4.39)$$

$W_{kayıp}$ asla negatif olamaz.

Buraya kadar olan kısımda atmosfer basıncı P_0 'ın sistem üzerindeki etkisini göz ardı ettik. Eğer P_0 basıncı sistemin hacmini değiştiriyorsa belirli bir $P_0 dv/dt$ oranında iş yapılmaktadır. Buna göre (4.34) numaralı denklemi yeniden düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\begin{aligned}
 E_w = \underbrace{W - P_0 \frac{dv}{dt}}_{\text{Kullanılabilir mekanik güç}} &= \underbrace{- \frac{d}{dt} (E + P_0 V - T_0 S)}_{\text{Var olan ekserjinin zamanla değişimi}} + \underbrace{\sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) Q_i}_{\text{İsi transferi ile olan ekserji transferi}} \\
 + \underbrace{\sum_g \frac{m(h^0 - T_0 s)}{}}_{\text{Kütle akışı ile giren ekserji}} &- \underbrace{\sum_{\phi} \frac{m(h^0 - T_0 s)}{}}_{\text{Kütle akışı ile çıkan ekserji}} - \underbrace{T_0 S_{\text{üretim}}}_{\text{Kayıp ekserji}}
 \end{aligned}
 \tag{4.40}$$

Ancak genelde atmosferle olan iş terimi çok küçük olduğundan $E_w = W$ alınır.

4.4.2. Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemlerde Ekserji Analizi ve İkinci Yasa Verimi

Bu sistemler akış davranışının bir periyottan diğerine değişmediği, diğer bir deyişle zamandan bağımsız sistemlerdir.

$$E_w = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) Q_i + \sum_g mb - \sum_{\phi} mb - T_0 S_{\text{üretim}}
 \tag{4.41}$$

Burada kullanılan “b” akış kullanılabilirliği olarak adlandırılır.

$$b = h^0 - T_0 s
 \tag{4.42}$$

Çoğu uygulamada entalpi (h^0) entalpiye eşittir. Esas önemli akış kullanılabilirliği $h^0 - T_{0s}$ ile Gibbs serbest enerji ifadesi $h - T_s$ arasındaki

farktır. Bu sistemlerde ekserji (E_w), sisteme giren net akış enerjisinden (ısı transferi ve akışkan akışı ile) termodinamik tersinmezlikler sonucu yok edilen ekserjinin çıkarılması ile hesap edilir.

$$E_w = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) Q_i + \sum_{k=1}^r [me^{PH} - me^{PH}]_k - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.43)$$

Yeni bir özellik olarak akışkanın enerjisini tanımlamak faydalı olacaktır:

$$e^{PH} = b - b_0 = h^0 - h_0^0 - T_0 (s - s_0) \quad (4.44)$$

Akış enerjisi akışkanın sahip olduğu ekserji ile aynı akışkanın ölü haldeki, standart çevre şartlarında hesaplanmış akış ekserjisi'nin farkına eşittir.

$$b_0 = h_0^0 - T_0 s_0 \quad (4.45)$$

Bu açıklamadan sonra (4.41) numaralı denklem tekrar düzenlenirse;

$$E_w = \sum_{i=1}^n (E_Q)_i + \sum_g me^{PH} - \sum_{\varphi} me^{PH} - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.46)$$

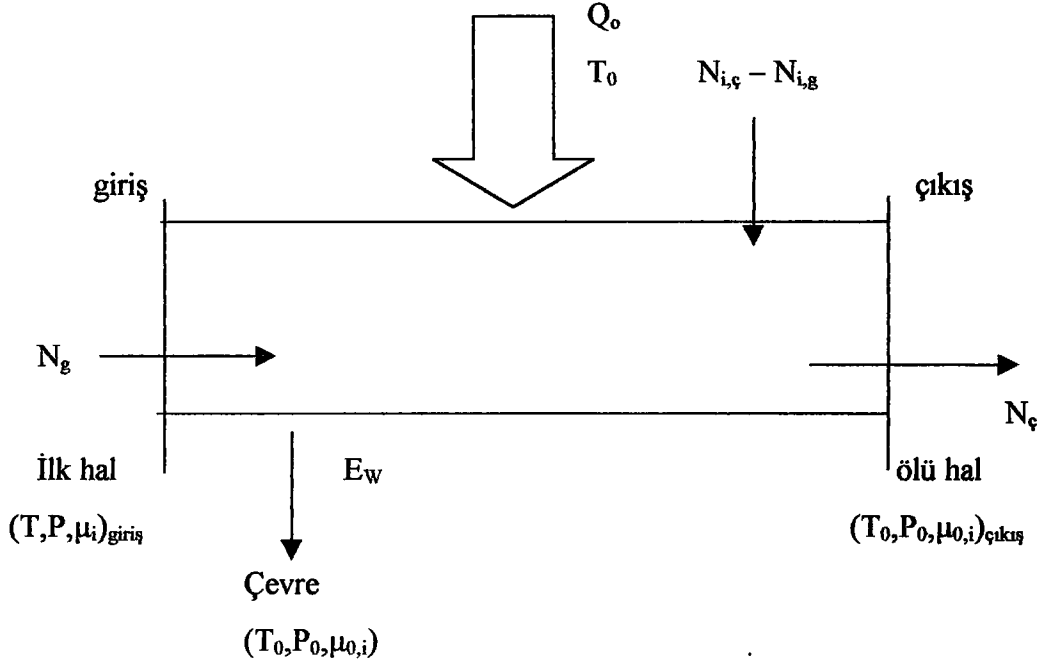
denklemini elde edilir.

Sürekli akışlı açık sistemlerinin ikinci yasa verimleri genel tanım olan (4.47) bağıntısından belirlenebilir.

$$\eta_H = \text{Elde edilen kullanılabilirlik} / \text{Sağlanan kullanılabilirlik} \quad (4.47)$$

4.4.3. Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemlerde Kimyasal Ekserji

Bir akışkandan alınabilecek azami faydalı güç, akışın çevre ile ısı, mekanik ve kimyasal dengeye ulaşması ile elde edilir.



Şekil 4.10. Çevre ile Isıl, Mekanik, Kimyasal Dengeye Getirilen Sürekli Akışlı Açık Sistem

Şekilde gösterilen sistemde $N_{i,g}$ ($i = 1, 2, \dots, n$) n sayıdaki karışım bulunmaktadır. Kontrol hacmi içinde çevre ve karışım, kütle alış verişinde bulunmakta ve bunun sonucu çıkan karışımın kompozisyonu farklı olmaktadır. ($N_{i,g}$)

Bu durumda termodinamiğin I. ve II. yasasına göre;

Birinci Yasa:

$$E_w = Q_0 + \sum_{i=1}^n (\bar{h}_i N_i)_g - \sum_{i=1}^n (\bar{h}_i N_i)_ç + \sum_{i=1}^n \bar{h}_{0,i} (N_{i,ç} - N_{i,g}) \quad (4.48)$$

İkinci Yasa :

$$S_{üretim} = -\frac{Q_0}{T_0} - \sum_{i=1}^n (\bar{s}_i N_i)_g + \sum_{i=1}^n (\bar{s}_i N_i)_ç - \sum_{i=1}^n \bar{s}_{0,i} (N_{i,ç} - N_{i,g}) \quad (4.49)$$

denklemleri elde edilir.

Yukarıdaki iki eşitlikte Q_0 yok edilir ve $(\bar{h}_{0,i} - T_0 \bar{s}_{0,i})$ yerine $\mu_{0,i}$ yazılır ise;

$$E_w = \sum_{i=1}^n [(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i)_g - \mu_{0,i}] N_{i,g} - \sum_{i=1}^n [(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i)_\varphi - \mu_{0,i}] N_{i,\varphi} - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.50)$$

denklemini elde edilir.

Çıkan karışım çevre ile ısı, mekanik ve kimyasal dengedir.

$$(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i)_\varphi = \bar{g}_{0,i} = \mu_{0,i} \quad (4.51)$$

(4.49) numaralı denkleminde çıkanlar kısmının sıfır olması anlamına gelir.

Elde edilecek maksimum ekserjiye ($S_{\text{üretim}} = 0$) yani çevrimin tersinir olmasında ulaşılabacaktır.

$$(E_w)_{tr} = \bar{h}N - T_0 \bar{s}N - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} N_{i,g} \quad (4.52)$$

N girişte ölçülen toplam mol debidir:

$$N = \sum_{i=1}^n N_{i,g} \quad (4.53)$$

yine $\bar{h}$ ve $\bar{s}$ giren karışımın toplam molar entalpi ve entropi açısından denklem ifade edilir:

$$\bar{h} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n \bar{h}_{i,g} N_{i,g} \quad \text{ve} \quad \bar{s} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n \bar{s}_{i,g} N_{i,g} \quad (4.54)$$

Birim N başına transfer edilen azami ekserji yazılırsa;

$$\frac{(E_w)_{tr}}{N} = \sum_{i=1}^n (\bar{h}_{i,g} - T_0 \bar{s}_{i,g} - \mu_{0,i}) \chi_i = \bar{h} - T_0 \bar{s} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} \chi_i \quad (4.55)$$

elde edilir. Burada χ_i giren karışımdaki i. bileşenin mol oranlarını temsil etmektedir.

$N_{i,g} / N$ (4.55) numaralı denklemin sağ tarafı, N karışımın toplam akış ekserjisini vermektedir.

$$\bar{e}_T = \bar{h} - T_0 \bar{s} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} \chi_i \quad (4.56)$$

burada (4.37) numaralı denklem, veya kısıtlı ölü haldeki (T_0, P_0) akış ekserjisi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$e^{-PH} = \bar{h} - \bar{h}^* - T_0 (\bar{s} - \bar{s}^*) \quad (4.57)$$

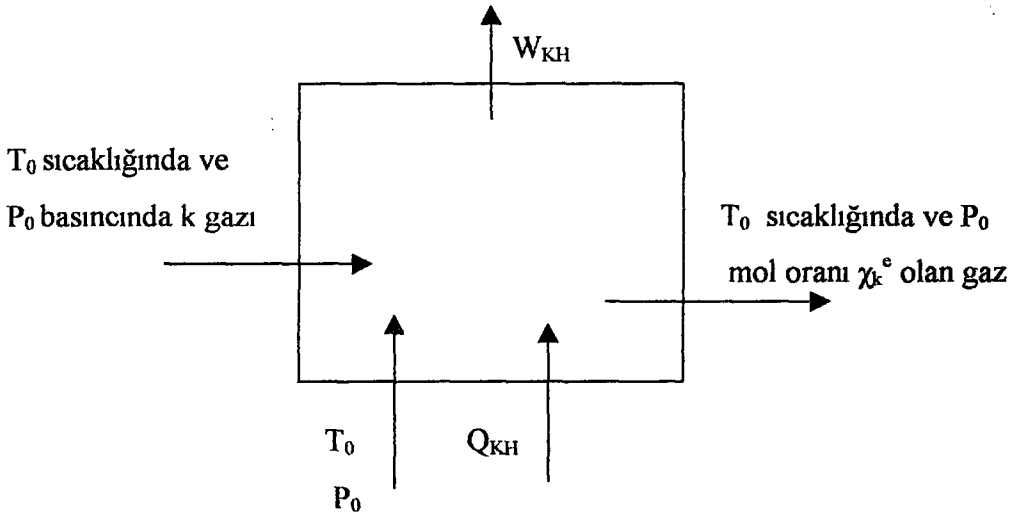
()^{*} ifadesi, sınırlandırılmış ölü haldeki özellikleri temsil etmektedir. Sistemin toplam ekserjisi, fiziksel ve kimyasal akış enerjisinin toplamından oluşur.

$$\bar{e}_T = e^{-PH} + e^{-CH} \quad (4.58)$$

e^{-CH} sistemin kısıtlı ölü halden (T_0, P_0), ölü hale ($T_0, P_0, \mu_{0,2}, \dots, \mu_{0,n}$) getirilirken çıkan molar kimyasal akış ekserjisidir. [12]

$$e^{-CH} = \sum_{i=1}^n (\mu_i - \mu_{0,i}) \chi_i \quad (4.59)$$

4.4.4. Gazların ve Gaz Karışımlarının Kimyasal Ekserjisi



Şekil 4.11. k Gazının Kimyasal Ekserjisini Hesaplamak İçin Kullanılan Kontrol Hacmi

k gazı sıcaklığı T_0 ve P_0 basıncında şekildeki kontrol hacmine girer. Çevre ile ısı alışverişinde bulunarak T_0 sıcaklığında ve kısmi basıncı $\chi_k^e \cdot P_0$ değerinde kontrol hacminden çıkar. 1 mol k gazı için ideal gaz prensiplerine göre kimyasal ekserjisi;

$$\begin{aligned} \bar{e}_k^{CH} &= -\bar{R}T_0 \ln \frac{\chi_k^e P_0}{P_0} \\ &= -\bar{R}T_0 \ln \chi_k^e \end{aligned} \quad (4.60)$$

denklemini ile hesaplanır.

N bileşenden oluşan gaz karışımlarının kimyasal ekserjisi;

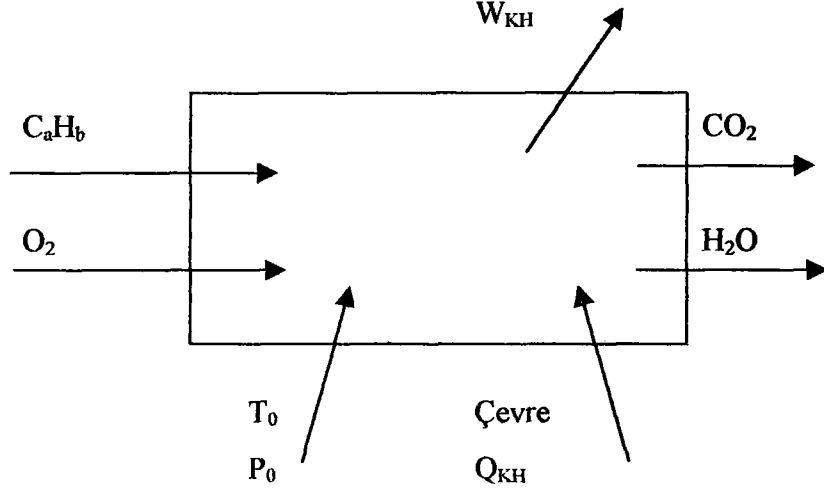
$$\bar{e}_k^{CH} = -\bar{R}T_0 \sum \chi_k \ln \frac{\chi_k^e}{\chi_k} \quad (4.61)$$

denklemini ile hesaplanır.

(4.61) numaralı deklemden (4.62) numaralı denklem elde edilir.

$$\begin{aligned} \bar{e}^{CH} &= -\bar{R}T_0 \sum \chi_k (\ln \chi_k^e - \ln \chi_k) \\ &= -\bar{R}T_0 \sum \chi_k \left[\frac{\bar{e}_k^{CH}}{-\bar{R}T_0} - \ln \chi_k \right] \\ &= \sum \chi_k \bar{e}_k^{CH} + \bar{R}T_0 \sum \chi_k \ln \chi_k \end{aligned} \quad (4.62)$$

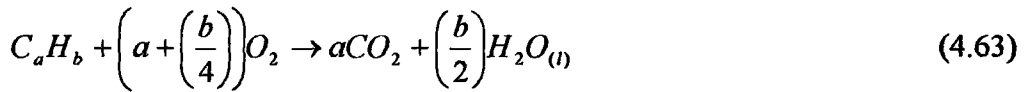
4.4.5. Yakıtların Kimyasal Ekserji



Şekil 4.12. Yakıtın (C_aH_b) Kimyasal Ekserjisini Hesaplamak İçin Kullanılan Kontrol Hacmi

Bu kısımda, girenler ve ürünler çevre ile termomekanik ve kimyasal denge halinde olması durumunda, yakıtın her molünden elde edilebilecek azami iş formülize edilecektir.

Bir mol hidrokarbonun oksijen molekülü ile tam yanması (4.63) numaralı eşitlikle tanımlanır (azot burada hesaba katılmamaktadır);



Su bu reaksiyonda buhar fazında bulunmaktadır.

Şekil 4.11’de görüldüğü üzere, yakıt tek bileşen halinde ve sınırlandırılmış ölü hal (T_0 , P_0) şartlarında kontrol hacmine girmekte, diğer giren (O_2) ve ürünler (CO_2 , H_2O) kontrol hacmine yarı geçirgen membrandan girmekte ve çıkmaktadır. Her bir bileşen çevrede bulunduğu şartlardadır.

Denklem (4.64) tersinmezlikler göz ardı edildiği durumdaki sistemin ekserji dengesini ifade eder.

$$0 = \sum_i \left[1 - \frac{T_0}{T} \right] \frac{\dot{Q}_i}{n_Y} - \left[\frac{\dot{W}_{KH}}{n_Y} \right]_{g,tr} + e^{-CH} + \left(a + \frac{b}{4} \right) e_{O_2}^{-CH} - a e_{CO_2}^{-CH} - \frac{b}{2} e_{H_2O(l)}^{-CH} - \frac{\dot{E}_D}{n_Y} \quad (4.64)$$

Y yakıtı temsil etmektedir.

$$e_Y^{-CH} = \overline{HHV}(T_0, P_0) - T_0 \left[\bar{s}_Y + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{s}_{O_2} - a \bar{s}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{s}_{H_2O(l)} \right] (T_0, P_0) \\ + \left\{ a e_{CO_2}^{-CH} + \frac{b}{2} e_{H_2O(l)}^{-CH} - \left(a + \frac{b}{4} \right) e_{O_2}^{-CH} \right\} \quad (4.65)$$

HHV yakıtın üst ısıl değerini gösterir.

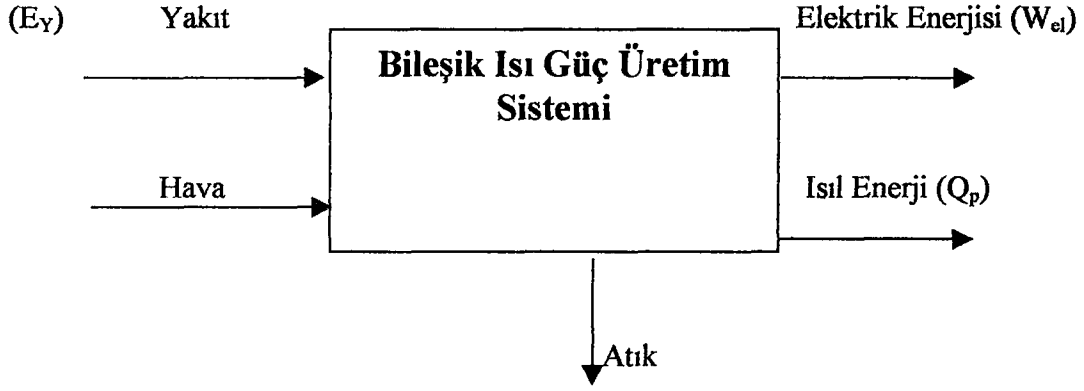
$$e_Y^{-CH} = \left[\bar{g}_Y + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{g}_{O_2} - a \bar{g}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{g}_{H_2O(l)} \right] (T_0, P_0) \\ + \left\{ a e_{CO_2}^{-CH} + \frac{b}{2} e_{H_2O(l)}^{-CH} - \left(a + \frac{b}{4} \right) e_{O_2}^{-CH} \right\} \quad (4.66)$$

Gibbs fonksiyonunu içeren ilk terimi, $-\Delta G$ şeklinde yazabiliriz. $-\Delta G$ reaksiyon yönünde Gibbs serbest enerjisindeki net değişmesidir. Bu fonksiyonun fiziksel manada sınırlandırılmış ölü hal durumundaki 1 mol yakıtın tersinir olarak, çevre şartları veya sınırlandırılmamış ölü hal şartlardaki ürünlere dönüştürmesidir. Ya da mol yakıtın doğal şartlarda bulunan bileşenlerden oluşturulabilmek için gereken minimum iştir. Yakıt ekserjisinde asıl etkili olan bileşen, Gibbs serbest enerjisindeki değişimdir.[11]

4.5. Gaz Türbini Çevriminin Performans Analizi

Bileşik ısı-güç üretimi veya kojenerasyon ısı ve elektriğin aynı sistemde bir arada üretilmesi anlamına gelir. Termodinamiğin ikinci yasasına göre, böyle bir sistemde yakıt enerjisinin ancak belirli bir bölümü işe veya elektriğe dönüştürülebilir. Geri kalan enerji çevreye ısı olarak verilir. Bileşik ısı güç üretiminde çevreye atılan bu enerjiden

yararlanır. Bileşik ısı-güç üretimim ile ilgili üç temel tanım, ısı verim, enerjiden yararlanma oranı ve elektrik-ısı oranıdır. Bu tanımlar aşağıda açıklanmıştır.



Şekil 4.13. Bileşik Isı Güç Üretim Sistemi

W_{el} sisteminde üretilen elektrik enerjisini, Q_p üretilen proses ısısını ve E_F ise yakıtın enerjisini temsil eder.

1-) Isıl Verim : Üretilen işin (W_{el}), sağlanan yakıt enerjisine (E_Y) oranı ısı verim, η olarak tanımlanır.

$$\eta = \frac{W_{el}}{E_Y} \quad (4.67)$$

2-) Enerjiden Yararlanma Oranı : Çevreye atılan ısı enerjisi (Q_p) kullanımı amaçlanan ısıdır. Enerjiden yararlanma oranı, η_f yararlanılan toplam enerjinin, sağlanan enerjiye oranıdır.

$$\eta_f = \frac{W_{el} + Q_p}{E_Y} \quad (4.68)$$

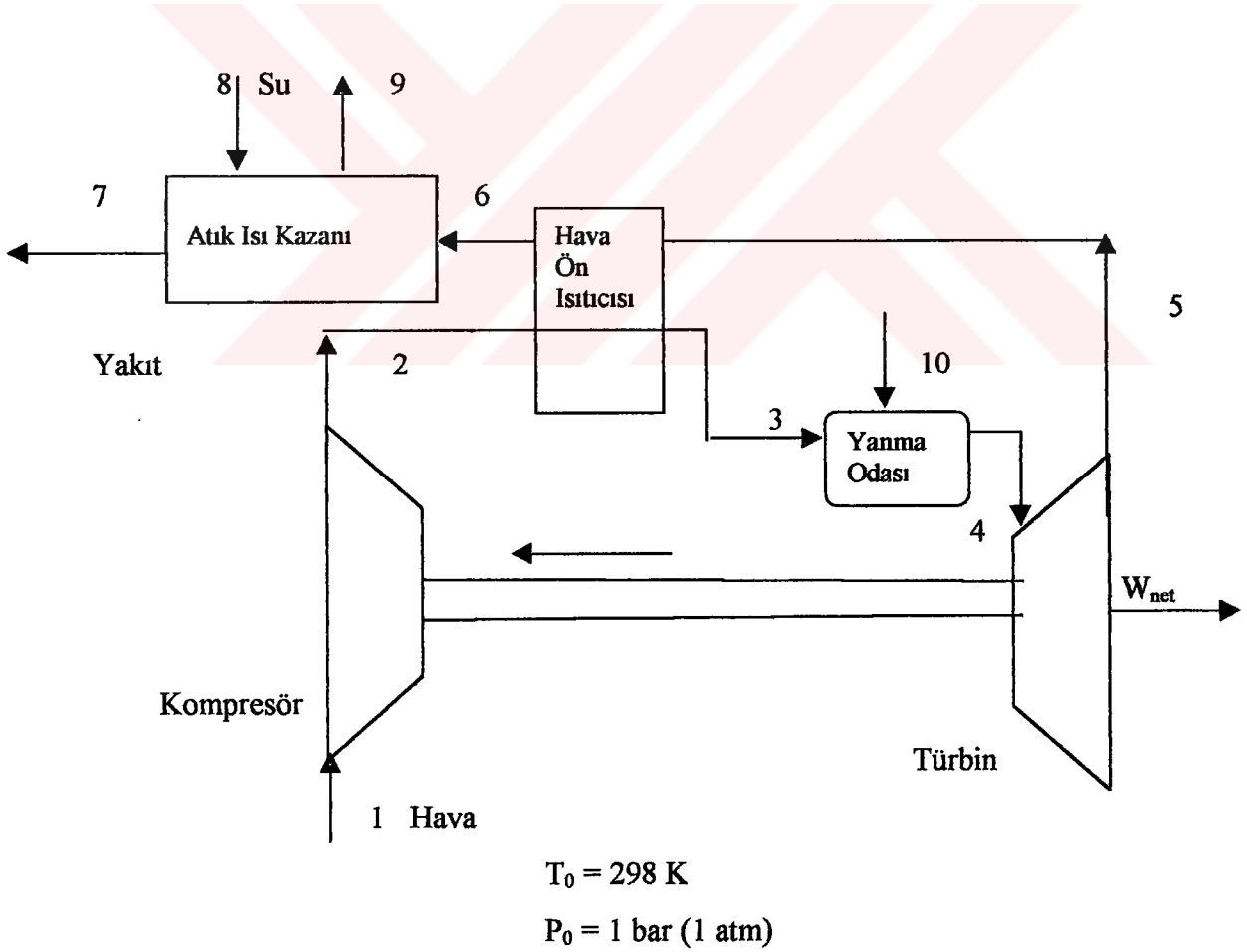
3-) Elektrik-Isı Oranı : Üretilen işin (elektriğin), kullanılan ısıya oranı, elektrik-ısı oranı, R_{PH} diye tanımlanır.[13]

$$R_{PH} = \frac{W_{el}}{Q_P} \quad (4.69)$$

4-) Ekserji Verimi : B_P proses ısının ekserjisi, B_Y ise yakıtın ekserjisini gösterir. Yakıtın toplam ekserjisinin (B_Y), yapılan iş (W_{el}) ile prosesteki net ekserjideki (B_P) toplamına oranıdır.[11]

$$\varepsilon = \frac{W_{net} + (E_9 - E_8)}{E_{10} + E_1} \quad (4.70)$$

4.6. Fiziksel Ekserjilerin Hesabı



Şekil 4.14. Fiziksel ve Kimyasal Ekserjilerin Hesaplanacağı Atık Isı Kazanlı Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Santrali

Aşağıda sırasıyla her bir haldeki akışkanın sahip olduğu fiziksel ekserji miktarlarının hesaplanmasında kullanılacak denklemler verilecektir. Hesaplamalar yapılırken daha önceki bölümde elde ettiğimiz (4.37) numaralı denklemden yararlanacaktır.

1. Hali İçin:

$$E_1^{PH} = h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0) \quad (4.71)$$

$$E_1^{PH} = m_H \frac{\bar{h}_1 - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s}_1 - \bar{s}_0)}{M_H} \quad (4.71.a)$$

M_H : Havanın moleküler ağırlığıdır.

Bu noktada $T_1=T_0$ ve $P_1=P_0$ olduğundan $\bar{h}_0 = \bar{h}_1$ ve $\bar{s}_0 = \bar{s}_1$ 'dir.

$$E_1^{PH} = 0$$

2 Hali İçin :

$$E_2^{PH} = m_H \frac{\bar{h}_2 - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s}_2 - \bar{s}_0)}{M_H} \quad (4.72)$$

3 Hali İçin :

$$E_3^{PH} = m_H \frac{\bar{h}_3 - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s}_3 - \bar{s}_0)}{M_H} \quad (4.73)$$

4 Hali İçin :

$$E_4^{PH} = m_{Y\ddot{U}} \frac{\bar{h}_4 - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s}_4 - \bar{s}_0)}{M_{Y\ddot{U}}} \quad (4.74)$$

5 Hali İçin :

$$E_5^{PH} = m_{YU} \frac{\bar{h}_5 - \bar{h}_0 - T_0 (\bar{s}_5 - \bar{s}_0)}{M_{YU}} \quad (4.75)$$

6 Hali İçin :

$$E_6^{PH} = m_{YU} \frac{\bar{h}_6 - \bar{h}_0 - T_0 (\bar{s}_6 - \bar{s}_0)}{M_{YU}} \quad (4.76)$$

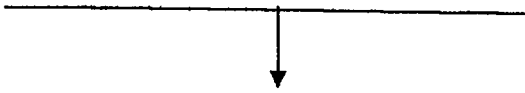
7 Hali İçin :

$$E_7^{PH} = m_{YU} \frac{\bar{h}_7 - \bar{h}_0 - T_0 (\bar{s}_7 - \bar{s}_0)}{M_{YU}} \quad (4.77)$$

(4.74), (4.75), (4.76) ve (4.77) numaralı denklemlerde yer alan $\bar{h}_0$ ve $\bar{s}_0$ 'ın hesaplanması:

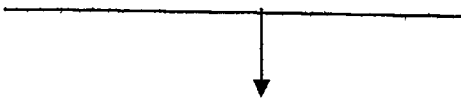
Yanma sonu gazları, su buharın çığ noktası sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulduğu zaman, bir miktar su buharı oluşur. 25 °C ve 1atm basınçtaki karışım $N_{2(g)}$, $O_{2(g)}$, $CO_{2(g)}$ ve su buharı $H_2O_{(g)}$ ile doymuş sudan $H_2O_{(l)}$ oluşur.

$$X_{N_2}, X_{O_2}, X_{CO_2}, X_{H_2O(g)}, X_{H_2O(l)}$$



Bileşenlerin 1 kmol karışım içerisindeki mol oranlarını gösterir.

$$X'_{N_2}, X'_{O_2}, X'_{CO_2}, X'_{H_2O(g)}$$



Bileşenlerin $[1 - \chi_{H_2O(l)}]$ kmol karışım yani gaz fazı içerisindeki mol oranlarını gösterir.

$$\bar{h}_0 = \chi_{N_2} \bar{h}_{N_2} + \chi_{O_2} \bar{h}_{O_2} + \chi_{CO_2} \bar{h}_{CO_2} + \chi_{H_2O(g)} \bar{h}_{H_2O(g)} + \chi_{H_2O(l)} \bar{h}_{H_2O(l)} \quad (4.78)$$

$$\bar{s}_0 = \chi_{N_2} \bar{s}_{N_2} + \chi_{O_2} \bar{s}_{O_2} + \chi_{CO_2} \bar{s}_{CO_2} + \chi_{H_2O(g)} \bar{s}_{H_2O(g)} + \chi_{H_2O(l)} \bar{s}_{H_2O(l)} \quad (4.79)$$

$$\bar{s}_{N_2}(T_0, \chi'_{N_2} P_0) = s_{N_2}^0(T_0) - \bar{R} \ln \frac{\chi'_{N_2} P_0}{P_{ref}} \quad (4.80)$$

$\bar{s}_{O_2}, \bar{s}_{CO_2}, \bar{s}_{H_2O(g)}, \bar{s}_{H_2O(l)}$ (4.80) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır.

8 Hali İçin :

$$E_8^{PH} = m_8 [h_8 - h_0 - T_0 (s_8 - s_0)] \quad (4.81)$$

9 Hali İçin :

$$E_9^{PH} = m_9 [h_9 - h_0 - T_0 (s_9 - s_0)] \quad (4.82)$$

10 Hali İçin :

$$E_{10}^{PH} = m_{10} [h_{10} - h_0 - T_0 (s_{10} - s_0)] \quad (4.83)$$

$T_{10} = T_0$ 'dır. İdeal gaz prensiplerine göre:

$$E_{10}^{PH} = m_{10} R T_0 \ln \frac{P_{10}}{P_0} \quad (4.84)$$

denklemleri ile elde edilir.

4.7. Kimyasal Ekserjinin Hesaplanması

1,2,3 Haller İçin:

Kimyasal ekserji miktarının hesaplanmasında bileşenlerin 298,15 K sıcaklığındaki ve 1,019 atm basıncındaki molar kimyasal ekserjisi, e^{-CH} (kJ/kmol) EK-A'da verilen Tablo A.2'den alınacaktır. 1,2 ve 3 hallerindeki havanın bileşimi model 1'deki havanın bileşimine yakındır. Bu yüzden bu noktalarda kimyasal ekserji göz ardı edilebilecek kadar küçüktür.

$$E_1^{CH} = E_2^{CH} = E_3^{CH} = 0 \quad (4.85)$$

4,5,6,7 Halleri İçin :

Yanma ürünlerinin sınırlandırılmış ölü haldeki (T_0 , P_0) yapısı sıvı ve gaz fazından oluşmaktadır. 1 kmol karışımın $\chi_{H_2O(l)}$ kmol'ü sıvı, geri kalanı $(1 - \chi_{H_2O(l)})$ kmol'ü ise gaz fazındadır.

Gaz fazındaki bileşenlerin kimyasal ekserjisi;

$$e_{gaz}^{-CH} = \sum \chi'_k e_k^{-CH} + \bar{R}T_0 \sum \chi'_k \ln \chi'_k = \chi'_{N_2} e_{N_2}^{-CH} + \chi'_{O_2} e_{O_2}^{-CH} + \chi'_{CO_2} e_{CO_2}^{-CH} + \chi'_{H_2O(g)} e_{H_2O(g)}^{-CH} + \bar{R}T_0 [\chi'_{N_2} \ln \chi'_{N_2} + \chi'_{O_2} \ln \chi'_{O_2} + \chi'_{CO_2} \ln \chi'_{CO_2} + \chi'_{H_2O(g)} \ln \chi'_{H_2O(g)}] \quad (4.86)$$

denkleme eşittir.

Toplam kimyasal ekserji ise ;

$$e_T^{-CH} = [1 - \chi_{H_2O(l)}] e_{gaz}^{-CH} + \chi_{H_2O(l)} e_{H_2O(l)}^{-CH} \quad (4.87)$$

denkleme eşittir.

$$E_4^{CH} = E_5^{CH} = E_6^{CH} = E_7^{CH} = m_{Y\ddot{U}} \frac{e_T^{-CH}}{M_{Y\ddot{U}}} \quad (4.88)$$

8,9 Halleri İçin :

Su için standart kimyasal ekserjisi EK-A2'da verilen Tablo A.2'den alınır.

$$E_8^{CH} = E_9^{CH} = m_{su} \frac{e_{H_2O(l)}^{CH}}{M_{su}} \quad (4.89)$$

10 Halleri İçin :

Metan için standart kimyasal ekserjisi EK-A'da verilen Tablo A.2'den alınır.

$$E_{10}^{CH} = m_{10} \frac{e_{CH_4}^{CH}}{M_{CH_4}} \quad (4.90)$$

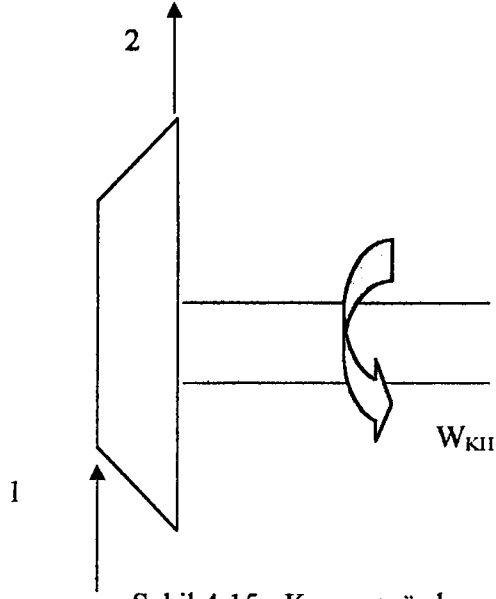
4.8. Çevrimdeki Ekipmanlarda Yok Edilen Ekserjilerin Hesaplanması

Herhangi bir noktadaki toplam ekserji aşağıdaki denklemle hesaplanır.

$$E_{T,i} = E_i^{PH} + E_i^{CH} \quad (4.91)$$

Aşağıdaki sırasıyla her bir ekipmanda yok edilen ekserjiler hesaplanmasında kullanılacak denklemler verilecektir.

Kompresör

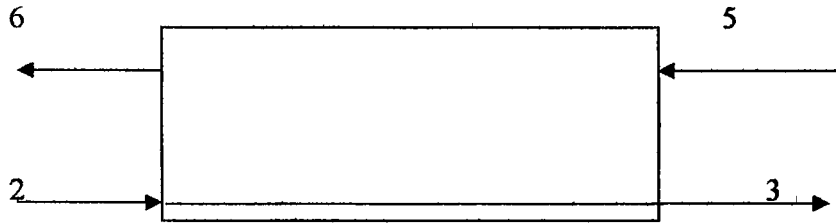


Şekil 4.15. Kompresörde

~~$$E_D = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - W_{KH} + E_1 - E_2 \quad (4.92)$$~~

$$W_{KH} = m_H (h_1 - h_2) = m_H \frac{\bar{h}_1 - \bar{h}_2}{M_H} \quad (4.93)$$

Hava Ön Isıtıcısı



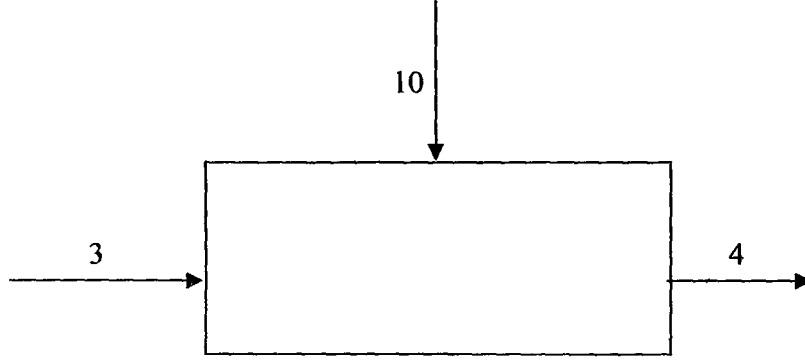
Şekil 4.16. Hava Ön Isıtıcısı

Yok edilen ekserji;

~~$$E_D = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - W_{KH} + E_2 + E_5 - E_3 - E_6 \quad (4.94)$$~~

denklemleri ile hesap edilir.

Yanma Odası



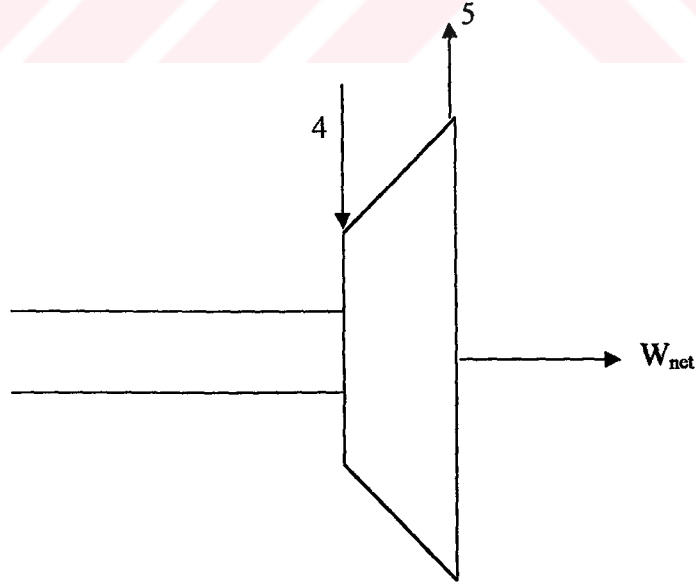
Şekil 4.17. Yanma Odası

Yok edilen ekserji ;

$$E_D = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - W_{KH} + E_3 + E_{10} - E_4 \quad (4.95)$$

denklemleri ile hesap edilir.

Türbin



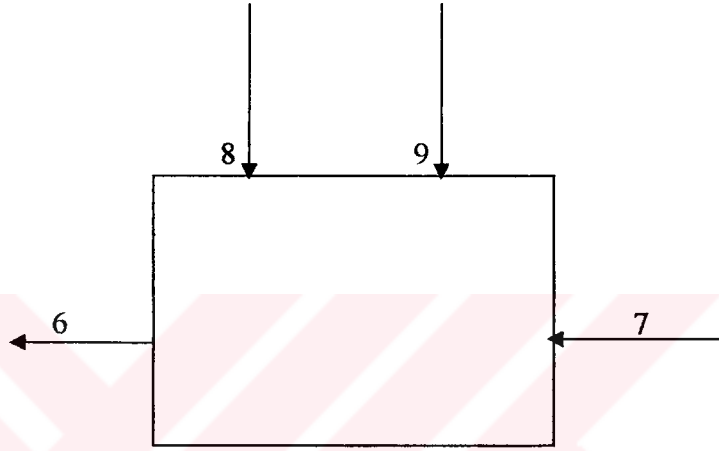
Şekil 4.18. Türbin

Türbinde yok edilen ekserji (4.96) numaralı denklemle hesaplanır.

$$E_D = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - W_{KH} + E_4 - E_5 \quad (4.96)$$

$$W_{KH} = m_{Y\bar{U}} (h_4 - h_5) = m_{Y\bar{U}} \frac{\bar{h}_4 - \bar{h}_5}{M_{Y\bar{U}}} \quad (4.97)$$

Atık ısı kazanı



Şekil 4.19. Atık Isı Kazanı

Yok edilen ekserji ;

$$E_D = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - \cancel{W_{KH}} + E_6 + E_8 - E_9 - E_7 \quad (4.98)$$

denklemlerle hesap edilir.[11]

5. ÇÖZÜM ALGORİTMASI

5.1. Enerji Santralinin Tanıtımı

Sayısal olarak incelenecek sistem, dördüncü bölümde tanıtımı yapılan, ısı ve elektriğin bir arada üretildiği atık ısı kazanlı gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim düzenlemesidir. Bu düzenlemede gaz türbininden çıkan yüksek sıcaklıktaki gazlar, bir artık ısı kazanında doymuş buhar üretmek için kullanılır.

Tezin amacı, belirlenecek koşullara göre, atık ısı kazanlı gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim santralinin, termodinamik ve ekserji çözümlemesini yapabilmek ve değişkenlerin değişimine göre santralin davranışını tespit etmek.

5.2. Sabit, Değişebilen Ve Bağımlı Parametreler

Sabit parametreler: Sabit parametreler, değerleri önceden belirlenmiş değişkenlerdir. Yukarıda tanımlanan santralle ilgili sabit parametreler aşağıda tanımlanmıştır.

- Kompresöre giren havanın mol analizi (%) = 77,48 N₂ , 20,59 O₂ ,
0.03 CO₂ , 1,90 H₂O_(g)
- Kompresöre giren havanın sıcaklığı, T₁ = 298 K
- Kompresöre giren havanın basıncı, P₁ = 1 bar
- Hava ön ısıtıcısının gaz kısmındaki basınç kayıpları, ψ_1 = % 3
- Hava ön ısıtıcısının hava kısmındaki basınç kayıpları, ψ_2 = % 5
- Atık ısı kazanına giren suyun sıcaklığı, T₈ = 375 K
- Atık ısı kazanına giren suyun basıncı, P₈ = 10 bar
- Atık ısı kazanından çıkan yanma ürünlerinin sıcaklığı, T₇ = 433 K
- Atık ısı kazanından çıkan yanma ürünlerinin basıncı, P₇ = 1 bar
- Atık ısı kazanında gaz kısmındaki basınç kayıpları, ψ_3 = % 5
- Yanma odasına giren yakıtın sıcaklığı, T₁₀ = 284 K

- Yanma odasına giren yakıtın basıncı, $P_{10}=16 \text{ bar}$
- Yanma odasına giren yakıtın basınç kayıpları, $\psi_4 = \% 5$

Değişebilen Parametreler : Değişebilen parametrelerin değerleri, türbine göre değişebilir.

- Kompresörün basınç oranı, P_2 / P_1
- Kompresörün izentropik verimi, η_{sc}
- Gaz türbininin izentropik verimi, η_{st}
- Yanma odasına giren havanın sıcaklığı, T_3
- Türbine giren yanma ürünlerinin sıcaklığı T_4
- Elde edilecek net iş, W_{net}
- Elde edilecek doymuş buharın basıncı, P_9

Bağımlı Parametreler : Bağımlı parametrelerin değerleri, değişebilen ve sabit parametreler kullanılarak termodinamik modelimizin çözümlenmesiyle hesaplanır.

- Havanın, yanma ürünlerinin ve elde edilecek doymuş buharın kütleli akış debileri
- Havanın kompresörden çıkış sıcaklığı ve basıncı
- Hava ön ısıtıcısına giren havanın basıncı
- Hava ön ısıtıcısından çıkan yanma sonu ürünlerinin sıcaklığı ve basıncı
- Yanma odasından çıkan yanma sonu ürünlerinin basıncı
- Gaz türbininden çıkan yanma sonu ürünlerin sıcaklığı ve basıncı

5.3. Hesaplama Yöntemleri

1. Havanın kompresörden çıkış sıcaklığının (T_2) ve yakıt-hava karışım oranının hesaplanması
2. Yakıtın ve havanın kütleli akış debilerinin ve elde edilecek doymuş buharın (T_9) sıcaklığının hesaplanması

3. Termodinamik çözümleme
4. Ekserji analizi

5.3.1. Havanın Kompresörden Çıkış Sıcaklığının ve Yakıt-Hava Karışım Oranının Hesaplanması

İlk olarak T_2 sıcaklığının hesaplanmasında, kompresörün basınç oranının P_2 / P_1 ve izentropik veriminin (η_{sc}) değerleri belirlenmelidir. Yakıt-Hava karışımının hesaplanmasında T_2 sıcaklığının değerine bağlı olarak, havanın yanma odasına giriş sıcaklığı (T_3) ve yanma sonu ürünlerinin çıkış sıcaklığı (T_4) belirlenir.

İdeal gazların özgül entalpi ve entropi değerlerinin hesaplanmasında, aşağıdaki verilen denklemler kullanılmıştır.

$298,15 \leq T \leq T_{\max}, i_{ref} = 1bar, y = 10^{-3} T$ için entalpi ;

$$\bar{h}^o = 10^3 \left[H^+ + ay + \frac{b}{2} y^2 - cy^{-1} + \frac{d}{3} y^3 \right] \quad (5.1)$$

entropi ise ;

$$\bar{s}^o = s^+ + a \ln T + by - \frac{c}{2} y^{-2} + \frac{d}{2} y^2 \quad (5.2)$$

denklemleri ile hesaplanır.

Yukarıda denklemde kullanılan H^+ , S^+ , a,b,c ve d sabit değerleri, seçilen elemente göre EK-A'da verilen Tablo A.1'den belirlenir.

5.3.1.1. Havanın Kompresörden Çıkış Sıcaklığını (T_2) Hesaplama Yöntemi

Kompresörde hava izentropik olarak sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırılan gazın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri küçük olduğu zaman, izentropik kompresörün sıkıştırma işi entalpi değişimine eşit olur ve (4.14) numaralı denklem kullanılarak aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\bar{h}_2 = \bar{h}_1 + \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\eta_{sc}} \quad (5.3)$$

Burada h_2 ve h_{2s} sırasıyla, gerçek ve izentropik hal değişimleri sonundaki çıkış entalpilerini simgelemektedir.

- 1 halin entalpi ($\bar{h}_1$) ve entropi ($\bar{s}_1$) değerlerinin hesaplanması:

Kompresöre giren havanın molar yüzdesi:

$$\%77,48N_2 + \%20,59O_2 + \%0,03CO_2 + \%1,90H_2O_{(g)}$$

1 halinde havanın, T_1 sıcaklığındaki entalpi ve entropi değerleri aşağıda ifade edilen denklemler yardımı ile hesaplanır:

$$\bar{h}_1 = 0,7748\bar{h}_{N_2}(T_1) + 0,2059\bar{h}_{O_2}(T_1) + 0,0003\bar{h}_{CO_2}(T_1) + 0,019\bar{h}_{H_2O}(T_1) \quad (5.4)$$

$$\bar{s}_1 = 0,7748\bar{s}_{N_2}(T_1) + 0,2059\bar{s}_{O_2}(T_1) + 0,0003\bar{s}_{CO_2}(T_1) + 0,019\bar{s}_{H_2O}(T_1) \quad (5.5)$$

$\bar{h}_{N_2}(T_1), \bar{h}_{O_2}(T_1), \bar{h}_{CO_2}(T_1), \bar{h}_{H_2O}(T_1), \bar{s}_{N_2}(T_1), \bar{s}_{O_2}(T_1), \bar{s}_{CO_2}(T_1), \bar{s}_{H_2O}(T_1)$ değerleri, (5.1) ve (5.2) numaralı denklemler ve EK-A Tablo A.1 yardımıyla hesaplanır. Bulunan değerler (5.4) numaralı denklemde yerine konur.

- 2 halinde, kompresörde izentropik hal değişimi sonundaki çıkış sıcaklığının (T_{2s}) ve gerçek entalpinin ($\bar{h}_2$) hesaplanması :

Kompresörde izentropik hal değişimi sonunda entropi üretimi sıfırdır:

$$s_{2s} - s_1 = 0 \quad (5.6)$$

22. YÜZ YILLIK KURULUŞ
İNŞAAT YATIRIM KURUMU

Hava ideal gaz olarak kabul edilir. Havanın, kompresörde oluşan izentropik hal değişimi sonundaki entropi üretimi, aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$\begin{aligned}
 s_{2s} - s_1 &= 0,7748 \left[\bar{s}^0(T_{2s}) - \bar{s}^0(T_1) - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \right]_{N_2} \\
 &+ 0,2059 \left[\bar{s}^0(T_{2s}) - \bar{s}^0(T_1) - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \right]_{O_2} \\
 &+ 0,0003 \left[\bar{s}^0(T_{2s}) - \bar{s}^0(T_1) - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \right]_{CO_2} \\
 &+ 0,019 \left[\bar{s}^0(T_{2s}) - \bar{s}^0(T_1) - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \right]_{H_2O} \\
 &= 0
 \end{aligned} \tag{5.7}$$

$\bar{s}_{N_2}^0(T_1)$, $\bar{s}_{O_2}^0(T_1)$, $\bar{s}_{CO_2}^0(T_1)$, $\bar{s}_{H_2O}^0(T_1)$ değerleri, (5.1) ve (5.2) numaralı denklemler ve EK-A Tablo A.1 yardımıyla hesaplanır.

Havanın izentropik hal değişimi sonundaki sıcaklığı (T_{2s}), (5.7) numaralı denklem yardımıyla hesaplanır.

T_{2s} sıcaklığının hesaplanmasından sonra 1 halindeki entalpi değeri hesaplama yöntemine benzer bir şekilde $(\bar{h}_{2s})$, hesaplanır.

(5.3) numaralı denklem yardımıyla 2 halindeki gerçek entalpi değeri $(\bar{h}_2)$ hesaplanır.

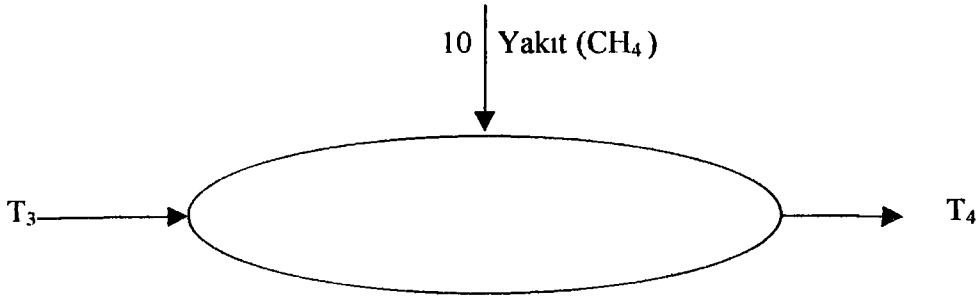
$$\bar{h}_2 = 0,7748 \bar{h}_{N_2}(T_2) + 0,2059 \bar{h}_{O_2}(T_2) + 0,0003 \bar{h}_{CO_2}(T_2) + 0,019 \bar{h}_{H_2O}(T_2) \tag{5.8}$$

- Havanın kompresörden çıkış sıcaklığının (T_2) hesaplanması:

$(\bar{h}_2)$ değerinin hesaplanmasından sonra (5.9) numaralı denklem yardımıyla havanın kompresörden çıkış sıcaklığı hesaplanır:

$$\bar{h}_2 = 0,7748\bar{h}_{N_2}(T_2) + 0,2059\bar{h}_{O_2}(T_2) + 0,0003\bar{h}_{CO_2}(T_2) + 0,019\bar{h}_{H_2O}(T_2) \quad (5.9)$$

5.3.1.2. Yakıt Hava Karışımının Oranını $(\bar{\lambda})$ Hesaplama Yöntemi:



Şekil 5.1 Yanma Odası

Havayı oluşturan elementlerin (N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O) yanma odasına giriş sıcaklığına (T_3) ve yanma odasından çıkış sıcaklıklarına (T_4)'e göre entalpi değerleri, (5.1) numaralı denklem ve Ek-A Tablo A.1 yardımıyla hesaplanır. Hesaplanan değerleri $(\bar{h}_1(T_3), \bar{h}_1(T_4))$ ve bu değerlerin farklarını (Δh), gösteren tablo aşağıdaki formatta hesaplanır.

Tablo 5.1 $(\bar{h}_1(T_3), \bar{h}_1(T_4))$ ve Δh 'ı gösteren tablo

Element (i)	$(\bar{h}_1(T_3))$	$(\bar{h}_1(T_4))$	$\Delta h(kJ/kmol)$
$N_{2(g)}$			
$O_{2(g)}$			
$CO_{2(g)}$			
$H_2O_{(g)}$			

Yukarıda hazırlanan tablo ve (4.11) numaralı denklem yardımıyla yakıt-hava karışım oranı $(\bar{\lambda})$ hesaplanır.

Yakıt-Hava karışım oranının hesaplanmasından sonra (4.5) numaralı denklem yardımıyla yanma sonu ürünlerin mol oranları hesaplanır. (χ_{N_2} , χ_{O_2} , χ_{CO_2} , χ_{H_2O})

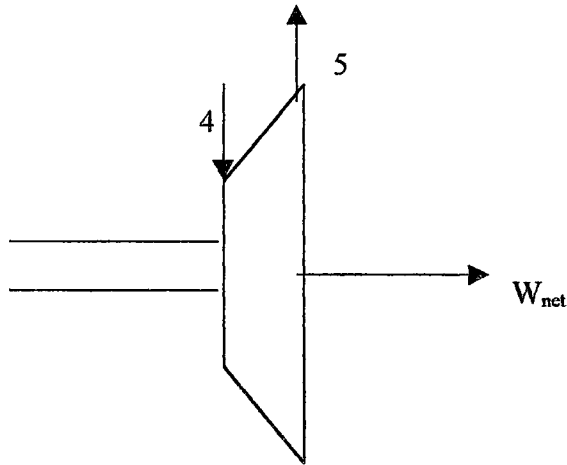
5.3.2. Yakıtın ve Havanın Kütle Akış Debilerinin ve Elde Edilecek Doymuş Buharın Sıcaklığının (T_9) Hesaplanması

İlk olarak yakıtın ve havanın kütle akış debilerinin hesaplanması kısmında, türbinin izentropik veriminin (η_{st}) ve üretilmesi istediğimiz net gücün (W_{net}) değerleri belirlenmelidir ve m_H ve m_Y hesaplanır. Ardından elde edilecek doymuş buharın sıcaklığının hesabı yapılır.

5.3.2.1. Yakıtın ve Havanın Kütle Akış Debilerini Hesaplama Yöntemi

Türbinde yanma ürünleri, izentropik olarak genişletilmektedir. Türbinin izentropik verimini ifade eden (4.15) numaralı denklemden (5.10) numaralı denklem elde edilir:

$$\bar{h}_5 = \bar{h}_4 - \eta_{st} (\bar{h}_4 - \bar{h}_{5s}) \quad (5.10)$$



Şekil 5.2 Türbin

- Türbinin basınç oranının hesaplanması :

Atık ısı buhar jeneratöründen çıkan yanma ürünlerinin basıncı,

$P_7 = 1.013 \text{ bar}$

Hava ön ısıtıcısının gaz kısmındaki basınç kayıpları,

$$\psi_1 = \% 3$$

Hava ön ısıtıcısının hava kısmındaki basınç kayıpları,

$$\psi_2 = \% 5$$

Atık ısı buhar jeneratöründe gaz kısmındaki basınç kayıpları,

$$\psi_3 = \% 5$$

Yanma odasındaki basınç kayıpları,

$$\psi_4 = \% 5$$

Yukarıdaki verilen basınç kayıp oranlarına göre 3,4,5,6 hallerindeki basınçlar aşağıdaki gösterilen denklemler yardımıyla hesap edilir:

$$P_6 = P_7 / \psi_3 \quad (5.11)$$

$$P_5 = P_6 / \psi_1 \quad (5.12)$$

$$P_3 = P_2 / \psi_2 \quad (5.13)$$

$$P_4 = P_3 / \psi_4 \quad (5.14)$$

Türbinin basınç oranı, (5.15) numaralı denklem yardımıyla hesaplanır:

$$\left(\frac{P_4}{P_5} \right) = \frac{P_2 \psi_4 \psi_2}{P_7 / (\psi_3 \psi_1)} \quad (5.15)$$

- 5 halindeki entalpi $(\bar{h}_5)$ ve sıcaklık (T_5) değerlerinin hesaplanması:

Türbinde izentropik hal değişimi sonunda entropi üretimi sıfırdır:

$$\bar{s}_4 - \bar{s}_{5s} = 0 \quad (5.16)$$

Yanma ürünleri ideal gaz olarak kabul edilir. Türbinde yanma ürünlerinin izentropik hal değişimi sonundaki entropi üretimi, aşağıdaki denklem ile ifade edilebilir:

$$\begin{aligned}
s_4 - s_{ss} &= \chi_{N_2} \left[\bar{s}^0(T_4) - \bar{s}^0(T_{ss}) - \bar{R} \ln \frac{P_4}{P_5} \right]_{N_2} \\
&+ \chi_{O_2} \left[\bar{s}^0(T_4) - \bar{s}^0(T_{ss}) - \bar{R} \ln \frac{P_4}{P_5} \right]_{O_2} \\
&+ \chi_{CO_2} \left[\bar{s}^0(T_4) - \bar{s}^0(T_{ss}) - \bar{R} \ln \frac{P_4}{P_5} \right]_{CO_2} \\
&+ \chi_{H_2O} \left[\bar{s}^0(T_4) - \bar{s}^0(T_{ss}) - \bar{R} \ln \frac{P_4}{P_5} \right]_{H_2O} \\
&= 0
\end{aligned} \tag{5.17}$$

$\bar{s}_{N_2}^0(T_4)$, $\bar{s}_{O_2}^0(T_4)$, $\bar{s}_{CO_2}^0(T_4)$, $\bar{s}_{H_2O}^0(T_4)$ değerleri, (5.1) ve (5.2) numaralı denklemler ve Ek-A Tablo A.1 yardımıyla hesaplanır.

Türbinin izentropik hal değişimi sonundaki sıcaklığı (T_{5s}), (5.17) numaralı denklem yardımıyla hesaplanır.

T_{5s} sıcaklığının hesaplanmasından sonra (5.18) numaralı denklem yardımıyla $\bar{h}_{5s}$ hesaplanır.

$$\bar{h}_{5s} = \chi_{N_2} \bar{h}_{N_2}(T_{5s}) + \chi_{O_2} \bar{h}_{O_2}(T_{5s}) + \chi_{CO_2} \bar{h}_{CO_2}(T_{5s}) + \chi_{H_2O} \bar{h}_{H_2O}(T_{5s}) \tag{5.18}$$

Yanma ürünlerinin türbine giriş sırasında sahip olduğu (4 hali) entalpi değeri, aşağıdaki verilen denklem yardımıyla hesaplanır:

$$\bar{h}_4 = \chi_{N_2} \bar{h}_{N_2}(T_4) + \chi_{O_2} \bar{h}_{O_2}(T_4) + \chi_{CO_2} \bar{h}_{CO_2}(T_4) + \chi_{H_2O} \bar{h}_{H_2O}(T_4) \tag{5.19}$$

(5.18) ve (5.19) numaralı denklemlerde kullanılan χ_{N_2} , χ_{O_2} , χ_{CO_2} , χ_{H_2O} ifadeleri yanma sonucunda oluşan gazların mol oranlarını simgelemektedir.

Yanma ürünlerinin türbinden çıkışı sırasında sahip olduğu (5 hali) entalpi değeri $\bar{h}_{5s}$, başta verilen (5.10) numaralı denklem yardımıyla hesaplanır.

$$\bar{h}_5 = \chi_{N_2} \bar{h}_{N_2}(T_5) + \chi_{O_2} \bar{h}_{O_2}(T_5) + \chi_{CO_2} \bar{h}_{CO_2}(T_5) + \chi_{H_2O} \bar{h}_{H_2O}(T_5) \quad (5.20)$$

5 halinin entalpi $\bar{h}_{5S}$ değeri bilindiğine göre (5.20) numaralı denklem yardımıyla 5 halinin sıcaklığı (T_5) hesaplanır.

- Havanın ve yakıtın kütleli akış debilerinin hesaplanması:

(4.13a) numaralı denklemi kullanarak havanın kütleli akış debisini veren denklem aşağıdaki şekilde geliştirilir:

$$m_H = (M_H W_{net}) / \left[(1 + \bar{\lambda})(\bar{h}_4 - \bar{h}_5) + (\bar{h}_1 - \bar{h}_2) \right] \quad (5.21)$$

(4.12) numaralı denklem kullanılarak yakıtın kütleli akış debisi bulunur:

$$m_Y = \bar{\lambda} \left(\frac{M_Y}{M_H} \right) m_H \quad (5.22)$$

5.3.2.2. Elde Edilecek Doymuş Buharın Sıcaklığının Hesaplanması(T_9)

Bu kısımda belirlenecek basınca göre uygun sıcaklık tespit edilir. Basınç değerleri; 2,4,10 ve 20 bar ile sınırlandırılmıştır.

5.3.3. Termodinamik Çözümlemenin Hesaplanma Yöntemi

Sonuç tablosunu oluşturan değerlerin bir kısmı daha önceden belirlenmiş (sabit değerler) veya uygulama sırasında kara verilen değişkenlerdir. Diğer değerler ile ilgili olarak ise sadece, hangi değer sabit parametre olduğu, hangi değer uygulama sırasında belirlendiği veya hangi değer hesaplandığı belirtilecektir.

1 Hali

1 Halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

1 halin kütleli akış debisi, (4.16) numaralı denkleme göre hesaplanır:

$$m_1 = m_H$$

1 halinin basıncının hesaplanması:

Kompresöre giren havanın basıncı, sabit parametre olarak verilmiştir.

$$P_1 = 1,013 \text{ bar}$$

1 halinin sıcaklığının hesaplanması:

Kompresöre giren havanın sıcaklığı, sabit parametre olarak verilmiştir. $T_1 = 298,10 \text{ K}$

1 halinin entalpisinin hesaplanması:

T_2 sıcaklığının ve yakıt-hava karışım oranının hesaplandığı 1 halinin entalpisi, (5.4) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$\bar{h}_1 = 0,7748\bar{h}_{N_2}(T_1) + 0,2059\bar{h}_{O_2}(T_1) + 0,0003\bar{h}_{CO_2}(T_1) + 0,019\bar{h}_{H_2O}(T_1)$$

1 halinin entropisinin hesaplanması:

T_2 sıcaklığının ve yakıt-hava karışım oranının hesaplandığı 1 halinin entropisi, (5.5) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$\bar{s}_1 = 0,7748\bar{s}_{N_2}(T_1) + 0,2059\bar{s}_{O_2}(T_1) + 0,0003\bar{s}_{CO_2}(T_1) + 0,019\bar{s}_{H_2O}(T_1)$$

2 Hali

2 Halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

2 halinin kütleli akış debisi, (4.16) numaralı denkleme göre hesaplanır:

$$m_2 = m_H$$

2 halinin basıncının hesaplanması:

Kompresör basınç oranı (P_2/P_1) T_2 sıcaklığının ve yakıt-hava karışım oranının hesaplandığı pencerede belirlenmiştir. P_2 basıncı, aşağıda verilen denklemden hesaplanır:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (5.23)$$

2 halinin sıcaklığının hesaplanması:

2 halin sıcaklığı, T_2 sıcaklığının ve hava-yakıt oranının hesaplandığı yerde hesaplanmıştır.

2 halinin entalpisinin hesaplanması:

T_2 sıcaklığının ve yakıt-hava karışım oranının hesaplandığı yerde 2 halinin entalpsi hesaplanmıştır.

$$\bar{h}_2 = 0,7748\bar{h}_{N_2}(T_2) + 0,2059\bar{h}_{O_2}(T_2) + 0,0003\bar{h}_{CO_2}(T_2) + 0,019\bar{h}_{H_2O}(T_2)$$

2 halinin entropisinin hesaplanması:

2 halinin entropisi aşağıdaki verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{s}_2 = 0,7748\bar{s}_{N_2}(T_2) + 0,2059\bar{s}_{O_2}(T_2) + 0,0003\bar{s}_{CO_2}(T_2) + 0,019\bar{s}_{H_2O}(T_2) \quad (5.24)$$

3 Hali

3 Halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

3 halinin kütleli akış debisi, (4.16) numaralı denkleme göre hesaplanır:

$$m_3 = m_H$$

3 halinin basıncının hesaplanması:

Yakıtın ve kütle debilerinin hesaplandığı 3 halinin basıncı, (5.13) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$P_3 = P_2 / \psi_2$$

3 halinin sıcaklığının hesaplanması:

3 halinin sıcaklığı, T_2 sıcaklığının ve yakıt-hava karışım oranının hesaplandığı yerde belirlenmiştir.

3 halinin entalpisinin hesaplanması:

3 halinin entalpisi aşağıda verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{h}_3 = 0,7748\bar{h}_{N_2}(T_3) + 0,2059\bar{h}_{O_2}(T_3) + 0,0003\bar{h}_{CO_2}(T_3) + 0,019\bar{h}_{H_2O}(T_3) \quad (5.25)$$

3 halinin entropisinin hesaplanması:

3 halinin entropisi, aşağıda verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{s}_3 = 0,7748\bar{s}_{N_2}(T_3) + 0,2059\bar{s}_{O_2}(T_3) + 0,0003\bar{s}_{CO_2}(T_3) + 0,019\bar{s}_{H_2O}(T_3) \quad (5.26)$$

4 Hali

4 Halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

4 halinin kütleli akış debisi, (4.17) numaralı denkleme göre hesaplanır:

$$m_4 = m_H + m_Y = m_{YU}$$

4 halinin basıncının hesaplanması:

4 halinin basıncı, (5.14) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$P_4 = P_3 / \psi_4$$

4 halinin sıcaklığının hesaplanması:

4 halinin sıcaklığı, T_2 sıcaklığının ve yakıt-hava karışım oranının hesaplandığı yerde hesaplanmıştır.

4 halinin entalpisinin hesaplanması:

4 halinin entalpi, (5.19) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$\bar{h}_4 = \chi_{N_2} \bar{h}_{N_2}(T_4) + \chi_{O_2} \bar{h}_{O_2}(T_4) + \chi_{CO_2} \bar{h}_{CO_2}(T_4) + \chi_{H_2O} \bar{h}_{H_2O}(T_4)$$

4 halinin entropisinin hesaplanması:

4 halinin entropisi aşağıda verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{s}_4 = \chi_{N_2} \bar{s}_{N_2}(T_4) + \chi_{O_2} \bar{s}_{O_2}(T_4) + \chi_{CO_2} \bar{s}_{CO_2}(T_4) + \chi_{H_2O} \bar{s}_{H_2O}(T_4) \quad (5.27)$$

5 Hali

5 Halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

5 halinin kütleli akış debisi, (4.17) numaralı denkleme göre hesaplanır:

$$m_5 = m_H + m_Y = m_{YU}$$

5 halinin basıncının hesaplanması:

Yakıtın ve kütle debilerinin hesaplandığı 5 halinin basıncı, (5.13) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$P_5 = P_6 / \psi_1$$

5 halinin sıcaklığının hesaplanması:

5 halinin sıcaklığı yakıtın ve kütle debilerinin hesaplandığı (5.21) denklemine göre hesaplanmıştır.

5 halinin entalpisinin hesaplanması:

5 halinin entalpi, (5.10) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$\bar{h}_5 = \bar{h}_4 - \eta_{st} (\bar{h}_4 - \bar{h}_{5s})$$

5 halinin entropisinin hesaplanması:

5 halinin entropisi aşağıda verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{s}_5 = \chi_{N_2} \bar{s}_{N_2}(T_5) + \chi_{O_2} \bar{s}_{O_2}(T_5) + \chi_{CO_2} \bar{s}_{CO_2}(T_5) + \chi_{H_2O} \bar{s}_{H_2O}(T_5) \quad (5.28)$$

6 Hali

6 Halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

6 halinin kütleli debisi, (4.17) numaralı denkleme göre hesaplanır:

$$m_6 = m_H + m_Y = m_{YU}$$

6 halinin basıncının hesaplanması:

6 halinin basıncı, (5.12) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$P_6 = P_7 / \psi_3$$

6 halinin entalpisinin hesaplanması:

6 halinin entalpi, (4.22) numaralı denklemi kullanılarak elde edilen (5.29) numaralı denklem ile hesaplanır:

$$\bar{h}_6 = \bar{h}_5 + \frac{\bar{h}_2 - \bar{h}_3}{(1 + \lambda)} \quad (5.29)$$

6 halinin sıcaklığının hesaplanması:

6 halinin entalpi T_6 sıcaklığına bağlıdır.

$$\bar{h}_6 = \chi_{N_2} \bar{h}_{N_2}(T_6) + \chi_{O_2} \bar{h}_{O_2}(T_6) + \chi_{CO_2} \bar{h}_{CO_2}(T_6) + \chi_{H_2O} \bar{h}_{H_2O}(T_6) \quad (5.30)$$

Bir önceki adımda (5.29) numaralı denklem kullanılarak 6 halinin entalpi (h_6) hesaplanmıştır. Bu değer bilindiğine göre, (5.30) numaralı denklem yardımıyla 6 halinin sıcaklığı (T_6) hesaplanır.

6 halinin entropisinin hesaplanması:

6 halinin entropisi aşağıda verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{s}_6 = \chi_{N_2} \bar{s}_{N_2}(T_6) + \chi_{O_2} \bar{s}_{O_2}(T_6) + \chi_{CO_2} \bar{s}_{CO_2}(T_6) + \chi_{H_2O} \bar{s}_{H_2O}(T_6) \quad (5.31)$$

7 Hali

7 Halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

7 halinin kütleli akış debisi, (4.17) numaralı denkleme göre hesaplanır:

$$m_7 = m_H + m_Y = m_{YU}$$

7 halinin basıncının hesaplanması:

Atık ısı buhar jeneratöründen çıkan yanma ürünlerinin basıncı sabit parametre olarak verilmiştir. $P_7 = 1,013$ bar

7 halinin sıcaklığının hesaplanması:

Atık ısı buhar jeneratöründen çıkan yanma ürünlerinin sıcaklığı sabit parametre olarak verilmiştir. $T_7 = 421$ K

7 halinin entalpisinin hesaplanması:

7 halinin entalpisini aşağıdaki verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{h}_7 = \chi_{N_2} \bar{h}_{N_2}(T_7) + \chi_{O_2} \bar{h}_{O_2}(T_7) + \chi_{CO_2} \bar{h}_{CO_2}(T_7) + \chi_{H_2O} \bar{h}_{H_2O}(T_7) \quad (5.32)$$

7 halinin entropisinin hesaplanması:

7 halinin entropisi aşağıda verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{s}_7 = \chi_{N_2} \bar{s}_{N_2}(T_7) + \chi_{O_2} \bar{s}_{O_2}(T_7) + \chi_{CO_2} \bar{s}_{CO_2}(T_7) + \chi_{H_2O} \bar{s}_{H_2O}(T_7) \quad (5.33)$$

8 Hali

8 halinin basıncının hesaplanması:

Atık ısı kazanına giren doymuş suyun basıncı sabit parametre olarak verilmiştir.

$$P_8 = 12 \text{ bar}$$

8 halinin sıcaklığının hesaplanması:

Atık ısı kazanına giren doymuş suyun sıcaklığı sabit parametre olarak verilmiştir.

$$T_8 = 12 \text{ bar}$$

8 halinin entalpisinin hesaplanması:

Sıcak su tablosundan okunur.

8 Halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

Kazan kapasitesinden sisteme giren su hesaplanmıştır.

8 halinin entropisinin hesaplanması:

Sıcak su tablosundan okunur.

9 Hali

9 halinin basıncının hesaplanması:

Değişebilen parametrelerde belirtilmiştir.

9 halinin sıcaklığının hesaplanması:

Buhar tablosundan okunmuştur.

9 halinin entalpisinin hesaplanması:

Buhar tablosundan okunmuştur.

9 Halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

Kazan kapasitesinden sisteme giren su miktarı (debisi) hesaplanmıştır.

9 halinin entropisinin hesaplanması:

Buhar tablosundan okunmuştur.

10 Hali

10 Halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

$$m_{10} = m_7$$

10 halinin basıncının hesaplanması:

Kompresöre giren havanın basıncı sabit parametre olarak verilmiştir. $P_{10} = 20 \text{ bar}$

10 halinin sıcaklığının hesaplanması:

Kompresöre giren havanın sıcaklığı sabit parametre olarak verilmiştir.

$$T_{10} = 284 \text{ K}$$

10 halinin entalpisinin hesaplanması:

Yakıt olarak Metan (CH_4) kullanılmaktadır. Yakıtın yanma odasına girerken sahip olduğu entalpi, (5.1) denklemi yardımıyla hesaplanır.

10 halinin entropisinin hesaplanması:

10 halinin entropisi, (5.2) denklemi yardımıyla hesaplanır.

Yoğuşmadan Dolayı Oluşan Yapının Sahip Olduğu Entalpi Ve Entropi

Yanma sonu ürünlerinin, belirli bir başlangıç halinden çevrenin bulunduğu hale getirilmesi sırasındaki yoğuşmadan dolayı mol oranları değişmektedir. Ekserji hesaplarında kullanmak üzere bu yapıya sahip olan yanma ürünlerinin entalpi ($\bar{h}_0$) ve entropi ($\bar{s}_0$) değerleri, (4.71) ve (4.72) denklemleri yardımıyla hesaplanır.

5.3.4 Ekserji Analizi

- Fiziksel, Kimyasal ve Toplam Ekserjilerin Hesabı
- Gaz Türbini – Atık Isı Kazanı Santralin Ekserji Veriminin Hesabı
- Çevrimdeki Ekipmanların Yok Olan Ekserjilerin Hesabı
- Her Bir Ekipmanın Yok Olan Ekserji Ekserjisinin Toplam Ekserjisine Oranının (Yüzde A) Yüzdesel Hesabı
- Her Bir Ekipmanın Yok Olan Ekserji Ekserjisinin Toplam Ekserjisine Oranının (Yüzde B) Yüzdesel Hesabı

5.3.4.1 Fiziksel, Kimyasal ve Toplam Ekserjilerin Hesaplama Yöntemi

Her bir halin fiziksel ve kimyasal ekserji miktarları üçüncü bölümde verilen bağıntılar yardımıyla hesaplanır. Toplam ekserji miktarları ise o noktaya ait kimyasal ve fiziksel ekserjilerin toplamına eşittir.

Herhangi bir noktadaki toplam ekserji, (4.91) numaralı denklemle hesaplanır.

$$E_{T,i} = E_i^{PH} + E_i^{CH}$$

5.3.4.2. Ekserji Verimini Hesaplama Yöntemi

Fiziksel, kimyasal ve toplam ekserjilerin hesaplanmasından sonra (4.70) numaralı denklem yardımıyla ekserji verimi hesaplanır.

5.3.4.3. Çevrimdeki Ekipmanların Yok Edilen Ekserjilerini Hesaplama Yöntemi

Her bir haldeki toplam ekserjilerin hesaplanmasından sonra çevrimdeki ekipmanların (Kompresör, Hava Ön Isıtıcısı, Türbin, Atık Isı Kazanı)yok edilen ekserjileri dördüncü bölümde verilen bağıntılar yardımıyla hesaplanır.

5.3.4.4. Yüzde A ve Yüzde B Oranlarını Hesaplama Yöntemi

Yüzde A, çevrimdeki ekipmanın yok edilen ekserjisinin sistemin toplam yok edilen ekserjisine oranıdır.

Yüzde B, çevrimdeki ekipmanın yok edilen ekserjisinin sistemde kullanılan yakıtın ekserjisine oranıdır.

6. ENERJİ SANTRALİNİN EKSERJİ ANALİZİ

Dördüncü bölümde gaz türbini- atık ısı kazanı santralinin termodinamik ve ekserji analizi yapan denklemler çıkarılmıştır. Bu bölümde ise bu denklemler yardımıyla aşağıda verilen parametreler kullanılarak enerji santralinin ekserji analizi yapılmıştır.

6.1. Sabit Parametreler

- Kompresöre giren havanın mol analizi(%) = 77,48 N₂ , 20,59 O₂ , 0,03 CO₂ , 1,90 H₂O(g)
- Kompresöre giren havanın sıcaklığı, T₁ = 298 K
- Kompresöre giren havanın basıncı, P₁ = 1 bar
- Hava ön ısıtıcısının gaz kısmındaki basınç kayıpları, $\psi_1 = \%3$
- Hava ön ısıtıcısının hava kısmındaki basınç kayıpları, $\psi_2 = \%5$
- Atık ısı kazanına giren suyun sıcaklığı, T₈ = 375 K
- Atık ısı kazanına giren suyun basıncı, P₈ = 10 bar
- Atık ısı kazanından çıkan yanma ürünlerinin sıcaklığı, T₇ = 433 K
- Atık ısı kazanından çıkan yanma ürünlerinin basıncı, P₇ = 1 bar
- Atık ısı kazanında gaz kısmındaki basınç kayıpları, $\psi_3 = \%5$
- Yanma odasına giren yakıtın sıcaklığı, T₁₀ = 284 K
- Yanma odasına giren yakıtın basıncı, P₁₀ = 16 bar
- Yanma odasında basınç kayıpları, $\psi_4 = \%5$

6.2. Değişebilen Parametreler :

- Kompresörün basınç oranı, P₂/P₁ = 10
- Kompresörün izentropik verimi, $\eta_{sc} = 0,86$
- Gaz türbininin izentropik verimi, $\eta_{st} = 0,86$
- Yanma odasına giren havanın sıcaklığı, T₃ = 750 K
- Türbine giren yanma ürünlerinin sıcaklığı, T₄ = 1480 K

- Elde edilecek iş, $W_{\text{net}} = 4,7 \text{ MW}$
- Elde edilecek doymuş buharın basıncı, $P_9 = 8 \text{ bar}$

Yakıt hava oranı ; $\lambda = 0,0347$

Mol oranları ;

$$\chi_{\text{N}_2} = 0,748 \quad \chi_{\text{O}_2} = 0,198 \quad \chi_{\text{CO}_2} = 0,0338 \quad \chi_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0854$$

Havanın kütleli akış debisi ; $m_{\text{H}} = 17,9 \text{ kg/s}$

Yakıtın kütleli akış debisi ; $m_{\text{Y}} = 0,35 \text{ kg/s}$

$$m_{\text{H}} = 17,9 \text{ kg/s} + m_{\text{Y}} = 0,35 \text{ kg/s} = 18,25 \text{ kg/s}$$

Tablo 6.1 Sistemin Her Aşamasındaki Değerleri

NO	T (K)	P (bar)	h (kJ/kmol)	s (kJ/kmol K)	Akış Debisi (kg/s)
1	298	1	-4703,122	194,343	17,9
2	625	10	4633,009	214,14	17,9
3	750	9,5	9302,2	219,77	17,9
4	1480	9,025	8671,1	244,8	18,25
5	1056	1,084	-7628,6	247,5	18,25
6	946	1,052	-12141,2	245,03	18,25
7	433	1	-29368,5	219,22	18,25
8	375	10	440,15	1,3630	2,7
9	443	8	2769,1	6,6	2,7
10	284	16	-75221	186,181	0,35

Tablo 6.2. T_3 ve T_4 Sıcaklığında Bileşenlerin Entalpileri

Bileşen	h_3 (750 K)	h_4 (1480 K)	Δh (kJ/kmol)
N_2	13864,3	37983,5	24119,2
O_2	14343,4	40776,8	26433,4
CO_2	-372352,9	-332440,3	39912,6
H_2O	-225319,8	-194121,4	31198,4

Tablo 6.3. Sistemin Aşamasındaki Ekserji Değerleri

Ekipmanlar	Ekserji Miktarı	Yüzde A	Yüzde B
Yanma Odası	1,451	14,069	7,981
Atık Isı Buhar Jen.	4,081	39,571	22,447
Gaz Türbini	0,527	5,11	2,898
Hava Ön Isıtıcısı	0,571	5,536	3,14
Hava Kompresörü	3,683	35,712	20,258
Toplam	10,313	100	56,724

Tablo 6.4 Sistemin Enerji Yüzdesi

No	Madde	Fiziksel Ekserji (MW)	Kimyasal Ekserji (MW)	Toplam Ekserji (MW)
1	Hava	0	0	0
2	Hava	2,147	0	2,147
3	Hava	4,016	0	4,016
4	Yanma Ürü.	20,445	0,3	20,745
5	Yanma Ürü.	9,39	0,3	9,69
6	Yanma Ürü.	6,95	0,3	7,25
7	Yanma Ürü.	0,798	0,3	1,098
8	Su	0,00266	0,00675	0,00941
9	Su	2,07	0,00675	2,08
10	Methan	0,15	18,03	18,18

6.3. Ekserji Verimi

$$\varepsilon = \frac{W_{net} + (E_9 - E_8)}{E_{10} + E_1}$$

$$\varepsilon = \% 37,2$$

Tablo 6.5. Sistemin Genel Verileri

Kompresör Basınç Oranı	Yakıt Hava Karışım Oranı	Yakıt Akış Debisi	Havanın Akış Debisi	Doymuş Suyun Debisi	Yok Edilen Ekserji (Yanma Odası)	Yok Edilen Ekserji (Atık Isı Kazanı)	Yok Edilen Ekserji (Gaz Türbini)	Yok Edilen Ekserji (HavaÖn Isıtıcısı)	Yok Edilen Ekserji (Kompresör)	Yok Edilen Ekserji (Toplam)	Ekserji Verimi
P_2/P_1	λ	m_Y	m_H	m_{SU}	$E_{D,YO}$	$E_{D,AIB}$	$E_{D,T}$	$E_{D,HOI}$	$E_{D,K}$	$E_{D,TOp}$	ϵ
10	0,0347	0,35	17,9	2,7	1,451	4,081	0,527	0,571	3,683	10,313	37,2

7. SONUÇ ve ÖNERİLER

Teknolojinin hızla geliştiği günümüzde enerji ihtiyacı oldukça artmıştır. Özellikle sanayinin hızla gelişimi bu sektörün enerji tüketimini de aynı hızda artırmıştır. Enerji ihtiyacının artması, kaynakların yetersizliği, enerji maliyetlerinin yüksek oluşu ve elektrik kalitesinin düşük olması sonucunda yüksek verimli sistemleri kullanma zorunluluğu ortaya çıkmıştır.

Bu amaçla kojenerasyon sistemleri gündeme gelmiştir. Özellikle tekstil, kağıt, kimya, gıda gibi hem kaliteli elektrik hem de ısı gereksinimi olan sektörler için kojenerasyon sistemleri kurmak avantajlı hale gelmiştir. Bu sistemlerin enerjinin tüketildiği yerlere kurulmasından dolayı, hat kayıplarının ortadan kalkması ve toplam enerji çevrim verimlerinin şebeke santrallerinin verimlerine göre daha yüksek olması enerji tasarrufunu artırmaktadır.

Doğal gaz kullanan gaz türbinlerindeki asıl emisyon sorunu NO_x ile ilgilidir. Küçük bir bölgede meydana gelen yanma, yanma sıcaklığının yüksek olmasına yol açar. Bu sebepten dolayı NO_x oluşumu artar. Buna karşılık son teknolojik gelişmeler (alevin yayılması ile su yada buhar püskürtülerek yanma sıcaklığının düşürülmesi sağlanır) NO_x oluşumunun kabul edilebilir sınırlara çekilmesi sağlanmıştır. CO_2 gazı ise, yanma sırasında açığa çıkan SO_2 ile NO_x gibi artırılması veya azaltılması yapılamayan bir gazdır. Yeryüzündeki sera etkisinin birincil sebebini oluşturmaktadır. Bu sebeple bu gazın birim enerji için açığa çıkan miktarının azaltmaktan başka pratik bir yöntem yoktur. Bu ise direkt olarak enerji çevriminin artırılması ile mümkün olabilmektedir.

Bu tesislerin tercih sebepleri ise şöyle sıralanabilir;

- Endüstriyel tesislerde, atık ısının, gazların, yakıtların değerlendirilmesi istekleri.
- Elektrik enerjisinin daha düşük maliyetlerde elde edilmesi.
- Şebekeye elektrik satış fırsatının doğması.

- Kurulacak kojenerasyon tesisinin çok kısa bir zamanda kendisini amorti edebiliyor olması.
- Hem ısı ve hem de elektrik enerjisi ihtiyacı olan yeni endüstriyel tesislerin kurulması.

Bu tür sistemlerin kurulacağı tesislerde ısı ihtiyacın çok iyi belirlenmesi, sistemlerin kurulmasında tek ve öncelikli amacın elektrik üretmek olmadığı bilinmesi hem işletme hem de ülke için daha faydalı olacaktır. Gelişmiş ülkelerde kojenerasyon, elektrik sıkıntısı olduğu için değil, verimliliği dolayısıyla karı maksimize etmek için kurulmaktadır.

Bileşik ısı-güç çevrim tesisleri, dizayn edilirken termodinamik parametrelerle birlikte ekonomik parametrelerde değerlendirmeye alınarak, çevrim açısından optimum parametreler belirlenir.

Bileşik ısı-güç çevrim tesislerindeki bu termodinamik parametreler; kompresör basınç oranı (P_2/P_1), kompresörün izentropik verimi (η_{sc}), gaz türbininin izentropik verimi (η_{st}), yanma odasına giren havanın sıcaklığı (T_3), türbine giren yanma ürünlerinin sıcaklığı (T_4), elde edilecek net iş (W_{net}), elde edilecek doymuş buharın basıncı (P_9)'dır.

Bu çalışmada bileşik ısı-güç çevrim tesislerine etkileyen termodinamik parametreler irdelemesi yapılarak, ekserji analizi hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar yapılarak sistemin ekserji analizine etkileyen faktörler ortaya konmuştur. Bu çalışmada elde edilen sonuçların kullanılmasıyla gaz türbinli bileşik ısı-güç sistemlerinin verimliliği daha yakından tahmin edilebilecektir.

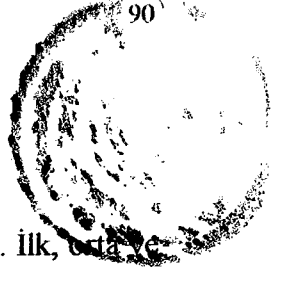
KAYNAKLAR

1. Derbentli, T., 1998. Bölgesel Isıtma ve Kojenerasyon Konferansı Bildirileri, TMMOB Makine Müh. Odası İstanbul, 61-62
2. Çengel, A. Y., Boles, A. M., 2000. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, McGraw-Hill-Literatör, İstanbul
3. Başol, F. 1999 Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemleri, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul
4. Wilinon, B. W., Bornes, R. W., 1993 Cogeneration of Electricity and Useful Heat, Crc Pres, Florida
5. Chiogioji, M. H., 1979 Industrial Energy Conservation, Marcel Dekker Inc.
6. M. J. Moran, 1978. Cogeneration, Power Engineering, 34-42
7. Bathie, W., 1984 Fundamentals of Gas Turbines, John Wiley Sons
8. Kehlhitfer, R., 1980. A Comparison of Power Plants for Cogeneration of Heat and Electricity, Brown Boveri Rev., 8-80, 504-511
9. Tanju, K., Olcay, G., 1998. Bölgesel Isıtma ve Kojenerasyon Bildirileri, TMMOB Makine Müh. Odası İstanbul, 35-38
10. Georgiou, D., 1989. The Gas Turbine Jet Pump Coupling In Cogeneration Plant, Heat Recovery Systems and CHP, VI.9, No:2, 143-149
11. Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., Georgiou, D., 1996. Thermal Design and Optimization, John Wiley & Sons Inc.
12. Bejan, A., 1998. Advanced Engineering Thermodynamics
13. Huang, F. F., 1990 Performance Evaluation of Selected Combustion Gas Turbine Cogeneration Systems Based on First and Second-Law Analysis, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Vol. 112/117
14. Yücelay, A. B., Gaz Türbinli Bir Bileşik Isı-Güç Üretim Sisteminin Termodinamik Çözümlemesi, 2000
15. Pierce, M. A., 1995 Analysis and Design of Energy Systems, Ashrae Journal, 53-60
16. Topuz, G. (1998), "Türkiye'de Kojenerasyon Tesislerinin Önemi ve Ağır Yakıtın Avantajları", İstanbul 4. Uluslararası Kojenerasyon ve Çevre Konferansı, 28-29 Nisan 1998, Ankara, 40-45

17. Ağış,Ö.,(1998),”Kojenerasyon Yaşaması ve Gelişmesi Lazım”,İstanbul 4.Uluslararası Kojenerasyon ve Çevre Konferansı,28-29 Nisan 1998, Ankara, 24-29
18. Dilip,R.,(1992)Planning Cogeneration Systems, Fairmont, Press, Atlanta.
19. Külçe, N. ve Topuz, G. , (1996), “Kojenerasyon Sistemleri Seçimi ve Türkiye Örneği”, 2.Uluslararası Bileşik Isı ve Güç Üretimi Konferansı, 20-21 Haziran 1996, İstanbul, 65-67
20. Schroedter, B, “Cogeneration with Gas Engines and Gas Turbines”, MAN Dezentrale Energiesysteme GmbH Presentation, November 1993



ÖZGEÇMİŞ



Çağatay TEKELİ, 1976 yılında Konya'nın Beyşehir ilçesinde doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Beyşehir'de tamamladı. Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 1999 yılında mezun oldu. Akkanat Holding Beyteks A.Ş. Sorumlu Makine Mühendisi olarak çalışmaktadır.



EK-A

Tablo A.1 Elementlerin Özgül Entalpi ve Entropi Hesaplarında Kullanılan Sabitleri

Formülü	H^+	S^+	a	b	c	d
$N_{2(g)}$	-9,982	16,203	30,418	2,544	-0,238	0
$O_{2(g)}$	-9,589	36,116	29,154	6,477	-0,184	-1,017
$H_{2(g)}$	-7,823	-22,966	26,882	3,586	-0,105	0
$CO_{2(g)}$	-413,886	-87,078	51,128	4,368	-1,469	0
$H_2O_{(g)}$	-253,871	-11,750	34,376	7,841	-0,423	0
$H_2O_{(l)}$	-289,932	-67,147	20,355	109,198	2,033	0
$CH_{4(g)}$	-81,242	96,731	11,933	77,647	0,142	-18,414

Tablo A.2. Elementlerin 298,15 K ve 1,019 atm Basıncında Sabit Oldukları Standart

Kimyasal Ekserjileri, e^{-T} (kJ/kmol)

Formülü	Model 1
$N_{2(g)}$	639
$O_{2(g)}$	3,951
$H_{2(g)}$	235,249
$CO_{2(g)}$	14,176
$H_2O_{(g)}$	8,636
$H_2O_{(l)}$	45
$CH_{4(g)}$	824,348