

**BUHAR PÜSKÜRTMELİ GAZ TÜRBİNLİ
KOJENERASYON SİSTEMLERİNİN
TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Altuğ ŞENEL
(503991076)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 5 Mayıs 2003
Tezin Savunulduğu Tarih : 26 Mayıs 2003**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Aksel ÖZTÜRK
Diğer Jüri Üyeleri: Prof. Dr. Hasbi YAVUZ
Doç. Dr. Seyhan U. ONBAŞIOĞLU**

MAYIS 2003

ÖNSÖZ

Enerji ekonomisi konusunda yapılan çalışmalar içerisinde yer alan yüksek verimli kojenerasyon tekniklerinden biri olan buhar püskürtmeli gaz türbinli kojenerasyon sistemleri, istenilen oranda ısı ve elektrik enerjisi sağlaması, düşük NO_x emisyonu ve yüksek güç kapasitesi ile havacılıktan sanayii uygulamalarına kadar çok geniş bir alanda kullanılmaktadır.

Enerji sistemlerine termodinamik ve maliyet analizinin birlikte uygulanması neticesinde ortaya çıkan termoekonomik analiz, dünyamızın içerisinde bulunduğu ekonomik ve enerji sorunları ile her geçen gün önemi daha da artan ve üzerinde en çok çalışılan konuların başında gelmektedir.

Bu çalışmada, buhar püskürtmeli gaz türbinli kojenerasyon sisteminin termoekonomik analizi, bununla birlikte sistemde elde edilen birim kullanılabilir enerji fiyatlarının minimum değerlerinin elde edilebilmesi için bir optimizasyon uygulaması yapılmıştır. Gözönüne alınan optimizasyon metodu her türlü kompleks kojenerasyon sistemlerine rahatlıkla uygulanabildiğinden, bu konuda çalışma yapacaklara yardımcı olacağı inancındayım.

Çalışmalarım sırasında yardım ve önerilerini esirgemeyen ve daha önemlisi bana termodinamiği sevdiren Prof. Dr. Aksel ÖZTÜRK'e teşekkürü bir borç bilirim.

Bu tezi, yoğun bakımda geçirdiği sıkıntılı günlerde bile çalışmalarına desteğini esirgemeyen babam Bülent ŞENEL'e ithaf ediyorum.

Mayıs, 2003

Altuğ ŞENEL

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Buhar Püskürtmeli Gaz Türbinli Kojenerasyon Sistemleri	3
2.2. Termoekonomi	4
2.3. Termoekonomik Optimizasyon	5
3. TERMODİNAMİK OPTİMİZASYON	7
3.1. Termodinamiğin Birinci Kanunu	7
3.2. Özgül Isılar	8
3.3. Gaz Karışımları	10
3.4. Termodinamiğin İkinci Kanunu	11
3.5. Yanma	12
3.5.1. Formasyon entalpisi	13
3.5.2. Kimyasal reaksiyonlarda termodinamiğin birinci kanunu	14
3.5.3. Mutlak entropi	14
3.5.4. Formasyon Gibbs fonksiyonu	15
3.6. Kullanılabilir Enerji	15
3.6.1. Kullanılabilirlik	16
3.6.2. Mükemmel gaz karışımlarının akış (fiziksel) kullanılabilirliği	16
3.6.3. Standart formasyon (kimyasal) kullanılabilirliği	17
3.6.4. Kullanılabilir enerji denklemi	19
3.6.5. İkinci kanun verimi	19
3.7. Termoekonomik Analiz	19
3.7.1. Termoekonomik analizde altsistemlerin belirlenmesi	19
3.7.2. Kullanılabilirlik değeri ve akış parametrelerinin belirlenmesi	20
3.7.3. Kullanılabilir enerji fiyatı	23
3.7. Termoekonomik Optimizasyon	25

4. ISIL SİSTEMLERİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU	31
4.1. Sistemin Seçimi ve Tanıtılması	31
4.1.1. Kompresör	33
4.1.2. Yanma odası	34
4.1.2.1. Yanma işlemi	34
4.1.2.2. Adyabatik alev sıcaklığının hesaplanması	36
4.1.2.3. Egzoz gazlarının özgül ısı denklemlerinin tespit edilmesi	38
4.1.3. Gaz türbini	39
4.1.4. Kızdırıcı	40
4.1.5. Ekonomizör	44
4.1.6. İkinci yanma odası	46
4.2. Sistemin İkinci Kanun Analizi Hesapları	50
4.2.1. Kompresör	50
4.2.2. Yanma odası	51
4.2.3. Gaz türbini	53
4.2.4. Kızdırıcı	54
4.2.5. Ekonomizör	55
4.2.6. İkinci yanma odası	56
4.3. Sistemin Termoekonomik Analizi	61
4.3.1. Altsistemlerin ve akışların kullanılabilirlik değerlerinin elde edilmesi	61
4.3.2. Akışların kullanılabilir enerji fiyatlarının hesaplanması	67
4.3.3. Sistemin termoekonomik optimizasyonu	72
5. NETİCE	78
KAYNAKLAR	83
ÖZGEÇMİŞ	86

KISALTMALAR

EKON	: Ekonomizör
K	: Hava Kompresörü
KIZD	: Kızdırıcı
NTU	: Geçiş Birimi Sayısı
P	: Pompa
T	: Gaz Türbini
YO	: Yanma Odası
YO2	: İkinci Yanma Odası

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1.	Bazı mükemmel gazların sabit basınçta özgül ısı denklemleri ... 9
Tablo 3.2.	Bazı maddelerin 100 kPa ve 25 °C' da formasyon entalpisi, formasyon Gibbs fonksiyonu ve mutlak entropisi 13
Tablo 3.3.	Bazı maddelerin 100 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıktaki kimyasal kullanılabilirlikleri 18
Tablo 4.1.	İncelenen sistemin verilen özellikleri 33
Tablo 4.2.	Birinci yanma odasından çıkan egzozun mol kütlesi, mol ve kütle oranları 38
Tablo 4.3.	Kızgın su buharı için özgül ısı değerleri 41
Tablo 4.4.	İkinci yanma odasından çıkan yanma sonu ürünlerinin kütle oranları ve mol oranları 48
Tablo 4.5.	Ölü haldeki (25 °C, 100 kPa) egzoz gazlarının mol oranı 51
Tablo 4.6.	İkinci yanma odasından çıkan ölü haldeki egzoz gazlarının mol oranı 57
Tablo 4.7.	Akışların entalpi ve entropi değişimleri ve kullanılabilirlikleri 59
Tablo 4.8.	İkinci yanma odası devreye alındığında akışların entalpi ve entropi değişimleri ve kullanılabilirlikleri 60
Tablo 4.9.	Tüm sistemin ve altsistemlerin ikinci kanun verimi 61
Tablo 4.10.	A matrisinin elde edilmesi 62
Tablo 4.11.	Akışların birim kullanılabilirlik değerleri 66
Tablo 4.12.	Altsistemlerin kullanılabilirlikleri ve parametreleri 67
Tablo 4.13.	Birim zamanda sistemin ilk yatırım, işletme, bakım vb. masrafları 67
Tablo 4.14.	Akışların birim kullanılabilir enerji fiyatları 69
Tablo 4.15.	Altsistemlerin birim kullanılabilir enerji fiyatları 70
Tablo 5.1.	Optimum durumda egzoz gazlarının mol kütlesi mol ve kütle oranları 79
Tablo 5.2.	Optimum durumda akışların entalpi ve entropi değişimleri ve kullanılabilirlikleri..... 80
Tablo 5.3.	Optimum şartlarda akışların birim kullanılabilir enerji fiyatları..... 81
Tablo 5.4.	Optimum durumda altsistemlerin birim kullanılabilir enerji fiyatları..... 81

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 3.1 : Yanma işlemi	17
Şekil 3.2 : Sisteme giren ve çıkan kullanılabilir enerjiler ve kullanılabilirlik değerleri	21
Şekil 3.3 : Kullanılabilir enerji kazanımı	25
Şekil 3.4 : Birleşme oranı.....	26
Şekil 4.1 : Açık-devreli buhar püskürtmeli gaz türbini şeması	32
Şekil 4.2 : Kızgın su buharının özgül ısısının sabit basınçta (1.4 MPa) sıcaklıkla değişimi	42
Şekil 4.3 : Kızdırıcıda egzoz gazları ve su buharı arasındaki ısı geçişi	44
Şekil 4.4 : Ekonomizörde egzoz gazları ve su buharı arasındaki ısı geçişi .	45
Şekil 4.5 : İkinci yanma odası devreye alındığında ekonomizörde egzoz gazları ve su buharı arasındaki ısı geçişi	50
Şekil 4.6 : Akışların kullanılabilirlikleri, kullanılabilirlik değerleri ve kullanılabilir enerji fiyatları	71

SEMBOL LİSTESİ

A	: alan
A, \tilde{A}	: temel matris, genişletilmiş temel matris
a	: sistem dışı akışın birim miktarının alış fiyatı
B	: kullanılabilirlik
b^*	: birim kullanılabilirlik değeri
B^*	: kullanılabilirlik değeri ve kullanılabilirlik değeri matrisi
C	: ısı kapasite debisi
c_p	: sabit basınçta özgül ısı
c_{p0}	: sabit basınçta mükemmel gaz özgül ısı
C_r	: ısı kapasite debi oranı
c_v	: sabit hacimde özgül ısı
c_{v0}	: sabit hacimde mükemmel gaz özgül ısı
E	: toplam enerji
f	: birim kullanılabilir enerji fiyatı
F	: kullanılabilir enerji fiyatı ve kullanılabilir enerji fiyatı matrisi
g	: yerçekimi ivmesi
g, G	: özgül Gibbs fonksiyonu ve toplam Gibbs fonksiyonu
h, H	: özgül entalpi ve toplam entalpi
HY	: hava-yakıt oranı
K	: denge sabiti
k	: özgül ısılar oranı
k, K	: özgül kullanılabilirlik ve kullanılabilirlik
K_D	: tüketim oranı matrisi
k_a	: akış kullanılabilirliği
m	: kütle
\dot{m}	: kütle debisi
M	: mol kütlesi
n	: mol sayısı
\dot{n}	: molar debi
P	: basınç
p	: güç
q, Q	: birim kütle başına ısı geçişi veya toplam ısı alışverişi
Q	: ısı güç, bir andaki ısı geçişi
r	: kullanılabilir enerji kazanım oranı
R	: gaz sabiti
\bar{R}	: evrensel gaz sabiti
r_p	: basınç oranı
s, S	: özgül entropi ve toplam entropi
T	: sıcaklık
T_A	: adyabatik alev sıcaklığı
U	: ısı geçiş katsayısı
U_D	: birim matris
u, U	: özgül iç enerji ve toplam iç enerji
V	: hız
v, V	: özgül hacim ve toplam hacim
w, W	: birim kütle başına yapılan iş veya toplam iş alışverişi

\dot{W}	: güç, bir anda yapılan iş
x	: kuruluk oranı
Y^*, \emptyset^*	: dış veriler matrisi
y, y_n	: mol oranı
y_m	: kütle oranı
Z	: ilk yatırım, işletme, bakım vb. masrafları
\dot{U}	: genişletilmiş kullanılabilir enerji fiyatı matrisi
z	: yükseklik
κ	: birim kullanılabilir enerji tüketimi
ω	: buhar-hava oranı
ω_e	: sistem dışından gelen akışların kullanılabilirliği
η	: izentropik verim
χ, χ	: özgül kullanılabilir enerji ve kullanılabilir enerji
ψ	: hava fazlalık katsayısı
ε	: ikinci kanun verimi
ε	: ısı değıştiricisinin tesirliliği
ρ	: yoğunluk

Alt indisler

A	: açık system
b	: buhar
ç	: çıkış hali
d	: dışarıdan sisteme giren özellik
d	: doymuş özellik
eg, eg1	: egzoz gazları
eg2	: ikinci yanma odasında meydana gelen egzoz gazları
EKON	: ekonomizöre ait özellik
elde, E	: elde edilen
f	: formasyon
fiz	: fiziksel
g	: giriş hali
h	: hava
i, j	: indirgenmiş özellik
K	: kompresöre ait özellik
kar	: karışım
KH	: kontrol hacmi
kim	: kimyasal
KIZD	: kızdırıcıya ait özellik
ky	: kayıp
m	: kütle
max	: maksimum
min	: minimum
n	: molar
ort	: ortalama
P	: pompaya ait özellik
s	: izentropik
sarf, S	: sarfedilen
T	: toplam
T	: turbine ait özellik
T₀	: T ₀ sıcaklığındaki özellik
tr	: tersinir

y	: yakıt
y ₂	: ikinci yanma odasına gönderilen yakıt
YİG, YİÇ	: yanma işlemine girenler, yanma işleminden çıkanlar
YO	: yanma odasına ait özellik
YO ₂	: ikinci yanma odasına ait özellik
0	: civar, ölü hal özellikleri
0	: mükemmel gaz hali

Üst indisler

t	: matris transpozesi
·	: bir andaki değişim
–	: molar özellik, kısmi molar özellik
°	: standart haldeki özellikler

BUHAR PÜSKÜRTMELİ GAZ TÜRBİNLİ KOJENERASYON SİSTEMLERİNİN TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU

ÖZET

Buhar püskürtmeli gaz türbinli kojenerasyon sistemleri, yanma odasına kızgın buhar püskürtülmesi ile geniş bir aralıkta değişebilen ısı-elektrik enerjisi oranına (heat to power ratio) sahiptir. Bu tür sistemlerde, yanma odasına püskürtülen buhar yanma odasındaki reaksiyon sıcaklığını düşürdüğünden yüksek sıcaklıklarda meydana gelen NO_x gazlarının emisyonu azalmaktadır.

Gözönüne alınan sistemde kompresöre giren hava sıkıştırıldıktan sonra yanma odasına gönderilmektedir. Hava yanma odasında, yakıt ile reaksiyona girmekte ve bunun yanında, yanma odasına kızgın buhar püskürtülmesi de yapılmaktadır. Reaksiyon sonucu meydana gelen yüksek basınç ve sıcaklıktaki egzoz gazları türbine girmekte ve burada genişlemektedir. Türbinden çıkan gazlar önce kızdırıcıya girmekte sonra, dış proses için gerekli buhar miktarı fazla ise, ikinci yanma odasına giren oksijen bakımından zengin egzoz gazları, yakıt ile reaksiyondan sonra ekonomizöre girmektedir. Eğer proses için gerekli buhar miktarı az ise ikinci bir yanma odasına gerek kalmaksızın doğrudan ekonomizöre gönderilmektedir. Proses ve püskürtme için sistemin ihtiyacı olan su, bir besleme pompası yardımıyla önce ekonomizöre basılmakta, sonra ekonomizör çıkışında doymuş buhar haline getirilen suyun bir kısmı kızdırıcıya, geri kalan kısmı ise dış processte kullanılmak üzere sistem dışına gönderilmektedir. Kızdırıcıda elde edilen kızgın buhar yanma odasına gönderilmekte ve püskürtülmektedir.

Gerektiğinde devreye alınan ikinci yanma odasının devrede olduğu ve olmadığı zamanlarda göz önüne alınan sistemin termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizi yapılmıştır. İkinci kanun analizinde sistem üzerinde kullanılabilir enerji kayıpları belirlenmiştir.

Termoekonomik analiz ile kullanılabilir enerji kayıplarının sistem üzerindeki etkisi incelenmiş olup, tüm sistem altsistemlere ayrılarak yerel kullanılabilir enerji kayıpları hesaplanmış ve maliyet analizi ile bu kayıpların sistemde elde edilen kullanılabilir enerjinin fiyatı üzerinde yarattığı etkiler incelenmiştir.

Termoekonomik optimizasyonun amacı, sistemde elde edilen kullanılabilir enerji fiyatının (maliyetin) azaltılmasıdır. Matematiksel optimizasyon metodlarından biri olan Lagrange çarpanları metodu ile sistem ve altsistemler üzerindeki optimum değerler belirlenmiştir. Kompleks enerji sistemlerinde bile bu metodu kullanışlı kılan özellik, sistem üzerinde yerel olarak seçilmiş bir bölgeye veya tüm sisteme kolayca uygulanabilmesidir.

THERMOECONOMIC OPTIMIZATION OF STEAM INJECTED GAS TURBINE COGENERATION SYSTEM

SUMMARY

Steam injected gas turbine systems aim to increase electrical output and generating efficiency by injecting superheated steam into combustion chambers, and it becomes possible to change the heat-to-power ratio flexibly by adjusting the amount of steam injection. Injection of steam into the combustion chamber decreases the reaction temperature and this kind of an application provides lower emission of NO_x compounds.

In this study installation consists of an air compressor followed by a combustion chamber that produces exhaust gases by the chemical reaction of natural gas. Superheated steam produced in superheater is also injected into the combustor in order to adjust heat-to-power ratio. Electrical power is produced in gas turbine by expanding of the exhaust gases. Injected superheated steam is produced by the thermal energy of the expanded exhaust gases leaving the gas turbine. After superheater, exhaust gases passes through an economizer which is installed for producing saturated water. An additional adjustment is made on system for producing more saturated steam for process by installing a second combustion chamber between superheater and economizer. Oxygen enriched exhaust gases reacts with natural gas in the second combustion chamber and newly formed exhaust gases increase the total amount of saturated steam produced in economizer.

For both conditions (with and without second combustion chamber) first and second law analysis of thermodynamics is applied and available energy losses are obtained by second law analysis.

An economic analysis can calculate the cost of fuel, investment, operation and maintenance for the whole plant but does not provide means to evaluate the single process taking place in the subsystems nor how to distribute the costs among them. So an easy way of application of thermo-economic analysis is dividing the whole system into subsystems. This analysis provides the effects of available energy losses and available energy costs on each subsystem.

Aim of the optimization is to minimize the final product costs and save the resource energy. Formulation of the optimization problem is based on the use of Lagrange multipliers, since it may be demonstrated that the multipliers associated with the structural constraints can be identified with the costs of resources and products which make explicit the productive activity of each component. Lagrange multipliers method is widely used for these kinds of purposes. A global and local optimization with this method can be applied easily to whole system or a subsystem.

1. GİRİŞ

Günümüzde, hızla artan enerji gereksinimi ve paralel hızda azalan petrol bazlı yakıtlar, doğal gaz ve kömür rezervleri, birincil enerji kaynaklarının yüksek verimlilikte kullanımını ve çevre ile barışık sistemlerin seçimini zorunlu kılmaktadır. Bu da doğal olarak yüksek verimli kojenerasyon tekniği çözüm ve araştırmalarını gündeme getirmiştir.

Basit gaz türbini çevrimleri merkezi ısıtma ve soğutma sistemleri için uygun gibi gözükse de bu sistemler sabit bir ısı-elektrik enerjisi oranına sahiptir. Bu durum bir kojenerasyon sisteminin en zayıf noktalarından birisidir. Prosesin ısı ve elektrik ihtiyacı mevsimlere, günlere hatta saatlere bağlı olarak farklılık gösterebilmektedir. Buhar püskürtmeli gaz türbinli kojenerasyon sistemleri bu soruna bir çözüm olarak geliştirilmiş olup yanma odasına kızgın buharın püskürtülmesi esasına göre çalışmaktadır.

Yanma odasına püskürtülen buhar miktarının değiştirilmesi ile elektrik enerjisi önemli ölçüde artmaktadır. Bir başka deyişle, sistemin ısı-elektrik enerjisi oranı geniş bir aralıkta değiştirilebilmektedir. Bununla birlikte, püskürtülen buhar reaksiyon sıcaklığını düşürdüğünden NO_x emisyonları kontrol altına alınabilmektedir.

İncelenen sisteme ilave olarak, kızdırıcı ve ekonomizör arasında devreye alınan ikinci yanma odası sistemden proses için elde edilebilecek buhar miktarını arttırmaktadır.

Bu çalışmada, yukarıda ele alınan her iki sistemin enerjinin korunumu esasına dayanan birinci kanun analizi ve ikinci kanun analizi yapılmıştır. İkinci kanun analizine göre kullanılabilir enerji kayıpları hesaplanarak sistem üzerinde kayıpların dağılımı incelenmiştir. Egzoz gazları ve hava için mükemmel gaz kabulü yapılarak, her maddeye ait sabit basınçta sıcaklığa bağlı olarak değişen özgül ısı denklemleri elde edilmiş, sistemlerin belirlenen her bir noktası için özgül ısı ayrı ayrı hesaplanmıştır. Bununla birlikte hesapların kolaylığı açısından doğal gaz yerine bileşiminin çoğunluğunu oluşturan metan gazı ile hesaplar (yanma, kullanılabilir enerji vb.) yapılmıştır.

Termoekonomik analiz ile kullanılabilir enerji kayıplarının sistemdeki dağılımının belirlenmesinin yanı sıra, bu kayıpların kullanılabilir enerjinin değeri ve fiyatı üzerindeki etkisi incelenmektedir. Gözönüne alınan sistem altsistemlere ayrılarak her bir altsistemde sarfedilen ve elde edilen kullanılabilir enerjinin değeri ve fiyatı hesaplanmıştır. Sistemi bu şekilde altsistemlere ayırmak kompleks sistemlerin termoekonomik analizinde büyük kolaylık sağlamaktadır.

Son bölümde ele alınan termoekonomik optimizasyonun temel amacı, sistemde elde edilen kullanılabilir enerjilerin maliyetlerinin azaltılmasıdır. Optimizasyon sistemin tümüne veya kayıpların çok yüksek olduğu sistemin yerel bir bölümüne de uygulanabilir. Yerel optimizasyonda sistem üzerinde belirlenen bir nokta veya parametre üzerinde çalışılırken, genel optimizasyonda ise optimize edilmesi gereken bir fonksiyon bulunmaktadır. Bu çalışmada sistemin termoekonomik parametreleri doğrultusunda belirlenen bir fonksiyonun optimizasyonu üzerinde durulmuştur.

Termoekonomik optimizasyon için farklı metodlar bulunmaktadır. Bunlar arasında iterasyon, algoritma veya Lagrange çarpanları metodları yaygın olarak kullanılanlardır. Matematiksel uygulamalarda sıkça kullanılan Lagrange çarpanları metodu, sistem üzerinde yerel olarak veya tüm sistemin optimizasyonunda rahatlıkla kullanılabilir. Örnek hesapta, yanma odasının devrede olmadığı sistem gözönüne alınarak Lagrange çarpanları metodu ile kullanılabilir enerji fiyatının optimum değerleri elde edilmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1 Buhar Püskürtmeli Gaz Türbinli Kojenerasyon Sistemleri

Kojenerasyon konusunda yapılan çok sayıda araştırma mevcuttur ve kojenerasyonun gelişimi 1970 yılları sonlarına rastlamaktadır. Gaz türbinli kojenerasyon sistemlerinin endüstriyel ilk uygulamaları kimya fabrikaları, rafineri ve kağıt fabrikalarında olmuştur (Rice, 1987a), (Rice, 1987b). İlerleyen teknoloji ile daha fazla ısı ve elektrik gücüne ihtiyaç duyulması ile birlikte, birleşik ısı güç santralleri kurularak prosesin ihtiyacı olan ısı ve elektrik enerjisi ihtiyacı karşılanmaya çalışılmıştır.

Proseslerin değişen elektrik ve ısı enerjisi ihtiyaçları buhar püskürtmeli gaz türbinli sistemlerin gelişmesine olanak sağlamıştır. Kojenerasyon sisteminin ısı-güç oranı standart sistemlerde çok dar bir aralıkta değiştirilebilirken buhar püskürtmeli gaz türbinlerinde bu oran çok geniş bir aralıkta, prosesin mevsimlik değişken ısı ve güç ihtiyacına uygun olarak değişebilmektedir (Rice, 1995).

Buhar püskürtmeli gaz türbinlerinin ilk uygulamaları 1950'li yıllarda kızgın buharın yanma odasına direkt olarak püskürtülmesi şeklinde, 1960'lı yıllarda bu uygulama buharın hava ile birlikte kompresör çıkışında karıştırılarak yanma odasına gönderilmesi şeklinde olmuştur. Günümüzde buhar yanma odasına, NO_x bileşiklerinin emisyonlarını minimum seviyeye indirecek şekilde, yakıt ile birlikte püskürtülmektedir. Buna rağmen, kompresör çıkışına buharın püskürtülmesi ile ilgili çalışmalar halen devam etmektedir (Aronis ve Leithner, 2002).

Buhar püskürtmeli gaz türbinlerinin termodinamik analizi Fraize ve Kinney (1979), Brown ve Cohn (1981), Larson ve Williams (1987), Noymer ve Wilson (1993) ve Rice (1993) gibi birçok araştırmacı tarafından incelenmiş, termodinamik analizin yanı sıra işletme ve optimizasyon analizi Maher (1987), Baken (1988) ve Ito (1995) tarafından yapılmıştır.

Buhar püskürtmeli sistemlerde kullanılan gaz türbinleri dünyaca ünlü Allison ve General Electric firmaları tarafından üretilmektedir. Bu firmalara ait ürünlerin karakteristikleri ile ilgili detaylı bir karşılaştırma yapılmıştır (Bolland ve Stadaas,

1995). Bunlarla birlikte, bu tür sistemlerin teknolojisi, tercih sebepleri, uygulama alanları, karşılaştırılmaları ve her üretici firmanın kendi ürünleri ile ilgili yayınladığı yayınlar da mevcuttur (Larson ve Williams, 1995), (International Power Technology, 1989).

Yakın zamana kadar buhar püskürtmeli gaz türbinleri optimal çalışma prensiplerini inceleyerek, kojenerasyon sisteminin boyutlandırılması ve optimizasyonu konusunda yakın döneme ait araştırmacılar arasında K.Ito, R.Yokoyama ve Y.Matsumoto' nun araştırmaları bu tür kojenerasyon sistemleri hakkında yapılan araştırmalar arasında önemli bir yer tutmaktadır (Ito ve diğ. (1995)), (Ito ve diğ. (1997)).

2.2 Termoekonomi

Yüksek verimli ve düşük maliyetli enerji sistemlerinin geliştirilmesi üzerine çalışmalar son yıllarda mühendislik uygulamalarında sıkça karşılaşılan konuların başında gelmektedir. Doğal kaynakların sonlu olması ve endüstriyel gelişmeye bağlı olarak artan enerji ihtiyacı ile beraber enerjinin verimli bir şekilde elde edilebilmesi için tasarlanan sistemler ve bunların çevreye etkisinin azaltılması büyük önem taşımaktadır. Enerji sistemlerine termodinamiğin ikinci kanunu ve maliyet analizinin birlikte uygulanması sonucunda termoekonomi adı verilen yeni bir araştırma alanı ortaya çıkmıştır. Termoekonomi kavramı ilk olarak 1962 yılında M. Tribus ve R. B. Evans tarafından ortaya atılmış olup, bunlarla birlikte W. J. Wepfer, M. Winhold, R. A. Gaggioli, T. J. Kotas ve Y. M. El-Sayed ilerleyen yıllarda termoekonomi üzerinde çalışan araştırmacılarıdır.

Yakın zamanda termoekonomi ve temelleri ile ilgili çok sayıda çalışma ve ders notları A. Valero ve M. A. Lozano tarafından yayınlanmıştır (Valero ve Lozano, 1997), (Valero ve diğ. 2000).

Bunların dışında enerji sistemlerinin dizaynı, termoekonomik analizi ve optimizasyonu hakkında temel kaynak olarak gösterilebilecek kitaplar da bulunmaktadır (Bejan ve diğ. 1996).

Termoekonominin temellerinin belirlenmesi ile birlikte kompleks enerji sistemlerinin termoekonomik analizi konusunda çok sayıda makale yayınlanmıştır (Munoz ve Valero, 1989), (Lozano ve Valero, 1993), (Arena ve Correa, 2002), (Sanchez ve Nebra, 2002), (Alvez ve Nebra, 2003).

2.3 Termoekonomik Optimizasyon

Termodinamik optimizasyonun amacı, sistem üzerinde belirlenen bir noktanın veya tüm sistemin veriminin düşmesine sebep olan termodinamik etkenlerin (kayıplar, yıkımlar vb.) belirlenip, bunların minimum düzeye indirilmesidir.

Termoekonomik optimizasyon, termodinamik optimizasyon ile birlikte sisteme ait maliyetlerin (yakıt, dizayn vb.) ve sistem üzerinde belirlenen bir noktanın veya tüm sistemin veriminin düşmesine sebep olan etkenlerin ortaya çıkardığı ilave maliyetlerin minimum seviyeye indirilmesini amaçlar.

Enerji sistemlerinin termoekonomik optimizasyonu amacına göre iki büyük gruba ayrılabilir. Sistem dizaynının optimizasyonu ve maliyet analizine bağlı optimizasyon. Her iki optimizasyon grubunun temelinde yatan kullanılabilirlik ve ikinci kanun analizidir.

Termoekonomik optimizasyon ile ilgili ilk çalışmalar 1983 yılında R. B. Evans ve beraberinde çalıştığı öğrencileri tarafından yapılmıştır. 1987 yılında G. Tsatsaronis ve C. Frangopoulos, 1989 da A. Valero kendilerine ait optimizasyon metodlarını yayınlamışlardır. 1994 yılında ise termoekonomik optimizasyon ile ilgili çalışan araştırmacılar kendilerine ait optimizasyon metodlarını karşılaştırmak için basit bir kojenerasyon sisteminin optimizasyonunu yapmışlardır (Valero ve diğ. 1994b). Bu dört optimizasyon metodunun herbirinin kendine özgü uygulama ve çözümü bulunmaktadır (Valero ve diğ. 1994a), (Tsatsaronis ve Pisa, 1994), (Frangopoulos, 1994), (von Spakovsky, 1994).

Termoekonomik optimizasyonunun temelini Lagrange çarpanları metoduna dayandıran A. Valero ve M. A. Lozano' nun kullanılabilirlik maliyeti ve enerji sistemlerinin optimizasyonu ile ilgili çok sayıda çalışması bulunmaktadır (Lozano ve Valero, 1993), (Lozano ve diğ. 1993), (Lozano ve diğ. 1996).

G. Tsatsaronis ise sistem üzerinde değişken parametreler seçerek iterasyona bağlı bir optimizasyon metodu geliştirmiş olup, birçok araştırmacı ile birlikte metodunu kompleks enerji sistemlerine uygulamıştır (Tsatsaronis ve diğ. 1993), (Tsatsaronis ve diğ. 1994), (Tsatsaronis ve Moran, 1997), (Tsatsaronis ve Park, 2002).

Birbirinden farklı optimizasyon metodlarının geliştirilmesi ile birlikte araştırmacılar bu metodların kombinasyonu veya sistem üzerinde lokal olarak seçilen bölgelerin maliyet minimizasyonu üzerinde çalışmalar yapmışlardır (Erlach ve diğ. 1999), (Verda ve diğ. 2002a), (Verda ve diğ. 2002b).

Buhar püskürtmeli gaz türbinli bir kojenerasyon sisteminin maliyet analizi ve geniş kapsamlı olmayan bir optimizasyonu da yapılmıştır (Krause ve diğ. 1999).

3. TERMODİNAMİK OPTİMİZASYON

3.1 Termodinamiğin Birinci Kanunu

Bir kontrol kütlesinin herhangi bir çevrimi için, termodinamiğin birinci kanunu “çevrim esnasındaki iş ve ısı alışverişi (aynı birimlerle) sıfırdır.” şeklinde ifade edilir. Bu ifade enerjinin korunumu ilkesinin bir başka anlatım biçimidir.

Kontrol kütlesinin herhangi bir hal değişimi için termodinamiğin birinci kanunu kontrol kütlesinin (W_{12}) ve ısı (Q_{12}) alışverişlerinin cebrik toplamı, kontrol kütlesinin toplam enerjisinin değişimine eşit olur:

$$Q_{12} + W_{12} = E_2 - E_1 \quad (3.1)$$

Burada, E_1 ve E_2 kontrol kütlesinin ilk ve son hallerindeki toplam enerjileridir. Bu çalışmada kontrol kütlesine yapılan iş ve verilen ısı pozitif (+ işaretli) ve kontrol kütlesinin yaptığı iş ve verdiği ısı (– işaretli) kabul edilmektedir.

Termodinamikte enerji, maddenin yapısına bağlı iç enerji (U), potansiyel enerji (PE) ve kinetik enerji (KE) şekilleri gözönüne alınırsa, kontrol kütlesi için termodinamiğin birinci kanunu

$$Q_{12} + W_{12} = U_2 - U_1 + m \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + m \cdot \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \quad (3.2)$$

şeklinde yazılır.

Termodinamik bakımdan incelenmek üzere gözönüne alınan “belirli bir hacma” kontrol hacmi (açık sistem) denir.

Kontrol yüzeyinin kütle alışverişi olan her bir bölgesinde maddenin özelliklerinin düzgün dağılım gösterdiği, bununla birlikte bir andaki iş ve ısı alışverişleri zamanla değişmediği açık sistemler sürekli-akışlı sürekli-açık (SASA) sistemler olarak tanımlanır.

Sürekli-akışlı sürekli-açık sistemde, kontrol hacminin kütlesi ve toplam enerjisi sabit olduğundan süreklilik denklemi ve termodinamiğin birinci kanunu aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\phi = \dot{m} \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} = \sum \dot{m}_\phi \cdot \left(h_\phi + \frac{V_\phi^2}{2} + g \cdot z_\phi \right) - \sum \dot{m}_g \cdot \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g \cdot z_g \right) \quad (3.4)$$

Yukarıdaki “g” indisi giren akışı, “ϕ” indisi ise çıkan akışı göstermektedir. Akışkanın kontrol hacmine giriş ve çıkışındaki kinetik ve potansiyel enerjilerinde çok az bir değişim olduğu varsayılırsa, bu bileşenlere ait değişimler sıfır kabul edilir ($\Delta KE=0$, $\Delta PE=0$).

3.2 Özgül Isılar

Maddenin iç enerji ve entalpi özellikleri doğrudan ölçülemediğinden basınç, sıcaklık ve özgül hacim gibi doğrudan ölçülebilen özelliklere bağlı bağıntılar yazılarak iç enerji ve entalpi fonksiyonları elde edilir. Mükemmel gazlarla ilgili özellik bağıntılarında kullanılan sabit hacimdeki özgül ısı

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad (3.5)$$

ve sabit basınçtaki özgül ısı

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (3.6)$$

şekillerinde tarif edilirler.

Buna göre özgül ısılardan faydalanarak mükemmel gaz için sabit hacim ve sabit basınçtaki özgül ısılar (c_{v0} , c_{p0}) elde edilir:

$$c_{v0} = \frac{du}{dT} \Rightarrow du = c_{v0} \cdot dT \quad (3.7)$$

$$c_{p0} = \frac{dh}{dT} \Rightarrow dh = c_{p0} \cdot dT \quad (3.8)$$

Yukarıda elde edilen bağıntılardan görüleceği üzere, mükemmel gazın sabit hacimdeki ve sabit basınçtaki özgül ısılarda sadece sıcaklığın fonksiyonudurlar. Mükemmel gazın özgül ısılarda arasında

$$c_{p0} - c_{v0} = R \quad (3.9)$$

bağıntısı mevcuttur. Burada, R gaz sabiti olup

$$R = \frac{\bar{R}}{M} \quad (3.10)$$

şeklindedir. \bar{R} evrensel gaz sabitinin o maddenin mol kütesine bölünmesi ile elde edilir. Mükemmel gazın sıcaklığa bağlı olarak iç enerjilerinin ve entalpilerinin değişimi (3.7) ve (3.8) bağıntılarının integralleri alınarak

$$u_2 - u_1 = \int_1^2 c_{v0}(T) \cdot dT \quad (3.11)$$

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 c_{p0}(T) \cdot dT \quad (3.12)$$

bulunabilir. Sabit basınçtaki molar özgül ısılarının sıcaklığa bağlı denklemleri bazı maddeler için Tablo 3.1'de verilmiştir.

Tablo 3.1 Bazı mükemmel gazların sabit basınçta özgül ısı denklemleri (Öztürk ve Kılıç, (1993))

Madde	M kg kmol	$\bar{c}_{p0}(\theta)$, Sabit basınçta özgül ısı denklemi $\frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$ $\theta = \frac{T(\text{K})}{100}$
Hava	28.97	$\bar{c}_{p0} = 28.016 + 0.19665 \cdot \theta + 0.048023 \cdot \theta^2 - 0.001961 \cdot \theta^3$
CO ₂	44.010	$\bar{c}_{p0} = -3.7357 + 30.529 \cdot \theta^{0.5} - 4.1034 \cdot \theta + 0.024198 \cdot \theta^2$
O ₂	31.999	$\bar{c}_{p0} = 37.432 + 0.020102 \cdot \theta^{1.5} - 178.57 \cdot \theta^{-1.5} + 236.88 \cdot \theta^{-2}$
H ₂ O	18.015	$\bar{c}_{p0} = 143.05 - 183.54 \cdot \theta^{0.25} + 82.751 \cdot \theta^{0.5} - 3.6989 \cdot \theta$
N ₂	28.013	$\bar{c}_{p0} = 39.06 - 512.79 \cdot \theta^{-1.5} + 1072.7 \cdot \theta^{-2} - 820.4 \cdot \theta^{-3}$
CH ₄	16.043	$\bar{c}_{p0} = -672.87 + 439.74 \cdot \theta^{0.25} - 24.875 \cdot \theta^{0.75} + 323.88 \cdot \theta^{-0.5}$

Özgül ısıların sıcaklığa bağlı tablolar halinde kullanılması yerine referans bir sıcaklıktan itibaren (3.11) ve (3.12) numaralı bağıntıların kullanılması ile en doğru neticeler elde edilir.

3.3 Gaz Karışımları

Gerçekte karşılaşılan çoğu problemlerde, gözönüne alınan sistemi oluşturan madde değişik maddelerin karışımından meydana gelmektedir. Bir gaz karışımının özellikleri doğal olarak onu oluşturan gazların, başka bir deyişle karışanların özelliklerine ve karışımındaki miktarlarına bağlıdır.

Bir karışımında, bir karışanın mol sayısının toplam mol sayısına oranına

$$y_{ni} = y_i = \frac{n_i}{n} \quad (3.13)$$

mol oranı, bir karışanın kütesinin toplam kütleye oranına ise

$$y_{mi} = \frac{m_i}{m} \quad (3.14)$$

kütle oranı denir. Mol oranı ile kütle oranı arasındaki bağıntı, i karışanın mol kütlesi M_i ve karışımın mol kütlesi M_{kar} olmak üzere

$$y_i \cdot \frac{M_i}{M_{kar}} = y_{mi} \quad (3.15)$$

şeklinde yazılır. Yukarıda elde edilen bağıntının uygun şekilde toplamı alınarak

$$M_{kar} = \sum y_i \cdot M_i \quad (3.16a)$$

elde edilir. Böylece mol oranları bilinen bir gaz karışımı için kütle oranlarının da bulunmasında aşağıdaki bağıntı kolaylık sağlar:

$$\frac{1}{M_{kar}} = \sum_i \frac{y_{mi}}{M_i} \quad (3.16b)$$

Kütle oranları kullanılarak gaz karışımının özgül gaz sabiti

$$R_{kar} = \sum_i y_{mi} \cdot R_i \quad (3.17)$$

$$\bar{c}_{po} = \sum_i y_i \cdot \bar{c}_{poi} \quad (3.18)$$

karişimin molar 6zg6l ısısı elde edilir. Sonuç olarak karişıma ait çeşitli 6zeliklerin hesabında genellikle her bir gazın ayrı ayrı 6zelikleri bulunarak toplanır. Bu metod ile 6zg6l ısılar, 6zg6l gaz sabiti, k sabiti gibi değerler hesaplanabilir.

3.4 Termodinamiğin İkinci Kanunu

Bir hal değişiminden sonra sistem çevrede hiçbir etki bırakmaksızın başlangıçtaki haline d6nebiliyorsa, bu hal değişimi tersinirdir.

Tersinir bir hal değişiminde termodinamik denge halinden sapmalar sonsuz k66k mertebededir ve hal değişimi sonsuz k66k hızda gerçekleşir. Gerçek işlemlerin belirli bir hızda cereyan etmesi istenir ve bu y6zden gerçek hal değişimleri herhangi bir mertebede tersinmezdir. Denge halinden sapma b6y6d6ke tersinmezlik de b6y6r ve hal değişimi daha hızlı bir Şekilde gerçekleşir.

Tersinir bir hal değişiminin entropi değişimi

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{tr} \quad (3.19)$$

bağıntısından hesaplanabilir. Yukarıdaki ifadede T sistem sınırındaki sıcaklığı ve δQ ise sonsuz k66k bir hal değişiminde sistemin evre ile ısı alişverişidir. Tersinir adyabatik bir hal değişiminde, ısı alişverişi sıfır olduğundan entropi değişimi

$$S_2 - S_1 = 0 \quad (3.20)$$

olur. G6r6lmektedir ki, tersinir adyabatik hal değişiminde entropi sabit kalmaktadır. Bu y6zden bu hal değişimine izentropik (sabit entropide) hal değişimi de denir.

Basit sıkıştırılabilir saf maddenin entropi değerleri, 6zelik bağıntıları, termodinamik y6zeyler, diyagramlar, tablolar ve analitik ifadelerden saptanabilir.

M6kemmел gazlar için, (3.7), (3.8) bağıntıları ve m6kemmел gaz hal denkleminin de yardımıyla entropi değişimi molar olarak

$$d\bar{s} = \frac{\bar{c}_{v0}(T)}{T} \cdot dT + \bar{R} \cdot \frac{dv}{v} \quad (3.21)$$

$$d\bar{s} = \frac{\bar{c}_{p0}(T)}{T} \cdot dT - \bar{R} \cdot \frac{dP}{P} \quad (3.22)$$

şeklinde elde edilir. Yukarıdaki ifadelerin integrasyonu ile iki nokta arasındaki molar entropi değişimi

$$\bar{s}(T_2, v_2) - \bar{s}(T_1, v_1) = \int_1^2 \frac{\bar{c}_{v0}(T)}{T} \cdot dT + \bar{R} \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (3.23)$$

$$\bar{s}(T_2, P_2) - \bar{s}(T_1, P_1) = \int_1^2 \frac{\bar{c}_{p0}(T)}{T} \cdot dT - \bar{R} \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (3.24)$$

olarak yazılır. Ortalama sıcaklıktaki sabit bir özgül ısı değeri alınarak, sonlu bir hal değişiminde mükemmel gazın entropi değişimi belirlenir. Fakat daha doğru netice Tablo 3.1 de verilen özgül ısıların sıcaklığa bağlı denklemlerinin yukarıda belirtilen ifadelerdeki integrasyonu ile elde edilir.

Özgül ısıların sabit kabul edilmeleri halinde (3.21) ve (3.22) bağıntılarından tersinir adyabatik bir hal değişimi için,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} \quad (3.25)$$

ifadeleri elde edilir. Ayrıca buradan da:

$$P \cdot v^k = T \cdot v^{k-1} = T \cdot P^{(1-k)/k} = \text{sabit} \quad (3.26)$$

bağıntıları bulunur. Bu ifadelerde k terimi özgül ısılar oranı olup

$$k = \frac{c_{p0}}{c_{v0}} \quad (3.27)$$

şeklinde ifade edilir.

3.5 Yanma

Yakıt bileşenlerinin oksijen ile birleşmesinin neticesinde kimyasal enerjinin ısı enerjisiye dönüştüğü işleme yanma denir.

Teorik (tam) yanma için gerekli olan minimum hava miktarına teorik hava miktarı denir. Fakat yakıt teorik miktardan daha fazla hava ile karıştırılmazsa yakıt moleküllerinin bir kısmı gerekli oksijeni bulamayacağından tam yanma

gerçekleşmez. Dolayısıyla yanmanın tamamlanması için teorik hava miktarından daha fazla hava kullanılır. Denklemlerde gerçek hava miktarı gösterilirken, teorik havanın yüzdesi veya % (yüzde) fazla hava olarak ifade edilir.

$$\psi = \frac{\text{Gerçek hava miktarı}}{\text{Teorik hava miktarı}} \quad (3.28)$$

şeklinde elde edilen ψ katsayısına hava fazlalık katsayısı denir.

Klasik anlamda, yanma sırasında kütle korunumu prensibinden reaksiyona giren maddelerin kütlesi, çıkan maddelerin kütlesine eşit olmaktadır. Her elementin atom sayısı sabit kalır fakat mol sayısı değişmektedir. Yanma işlemi başlangıcındaki maddelere yanma işlemine girenler, yanma işlemi sona erdiğinde açığa çıkan maddelere de yanma sonu ürünleri denir (Öztürk ve Kılıç, (1993)).

3.5.1 Formasyon entalpisi

Yanma işleminde maddelerin cinsleri ve miktarları değiştiğinden genel bir referans hale dayanan özellikler ve özellik bağıntıları kullanılmaktadır. Referans hal olarak atmosferik çevre şartları, normal şartlar olarak (25 °C, 100 kPa) seçilir ve normal şartlar altında bulunan Fe, Al, O₂, C, N₂ gibi maddelerin entalpileri sıfır kabul edilir ve bu maddelerden elde edilen FeO, AlO, H₂O, CO₂, CO, NO gibi maddelerin oluşumu için verilen veya çekilen ısı miktarına formasyon entalpisi denir ve h_f° şeklinde gösterilir. Bazı maddelere ait formasyon entalpisi değerleri Tablo 3.2 de verilmiştir.

Tablo 3.2 Bazı maddelerin 100 kPa ve 25 °C' da formasyon entalpisi, formasyon Gibbs fonksiyonu ve mutlak entropisi (Van Wylen ve Sonntag, (1985))

	Fazı	\bar{h}_f° kJ/kmol	\bar{g}_f° kJ/kmol	s° kJ/kmol-K
CH ₄	Gaz	-74873	-50751	186.256
CO ₂	Gaz	-393522	-394374	213.795
O ₂	Gaz	0	0	205.142
H ₂ O	Gaz	-241827	-228583	188.833
H ₂ O	Sıvı	-285838	-237178	70.049
N ₂	Gaz	0	0	191.611

Formasyon esasına göre entalpi değerleri

$$\bar{h}_{T,P} = \bar{h}_f^{\circ} + (\bar{h}_{T,P} - \bar{h}_{25^{\circ}\text{C},100\text{ kPa}}) \quad (3.29)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanabilir. Yukarıdaki bağıntıda parantez içerisinde bulunan değer $\Delta\bar{h}$ ile gösterilir. $\Delta\bar{h}$ değeri, saf maddenin tablo veya diyagramlarından, mükemmel gaz kabulü yapılarak (3.12) denkleminde veya mükemmel gaz kabulü yapılmadığı takdirde genelleştirilmiş diyagramlardan yararlanılarak bulunabilir.

3.5.2 Kimyasal reaksiyonlarda termodinamiğin birinci kanunu

Formasyon entalpisi esasına dayanan entalpi değerleri termodinamiğin birinci kanun denklemlerine de uygulanabilir. Kinetik ve potansiyel enerjilerin ihmal edildiği sürekli akışlı açık sistem için birinci kanun denklemi

$$Q_A + W_A = H_{YIÇ} - H_{YIG} = \sum_{\text{çıkış}} n_{\zeta} \cdot (\bar{h}_{\zeta}^{\circ} + \Delta\bar{h}_{\zeta}) - \sum_{\text{giriş}} n_g \cdot (\bar{h}_g^{\circ} + \Delta\bar{h}_g) \quad (3.30)$$

şeklinde yazılır.

Sürekli akışlı sürekli açık sistemde, çevre ile hiç ısı alışverişi olmayan, kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edilebildiği ve hiç iş yapılmayan bir yanma işlemi sonunda elde edilen maksimum sıcaklığa adyabatik alev sıcaklığı denir. Adyabatik alev sıcaklığı, yanmaya ve hava (oksijen) miktarına bağlıdır. Teorik hava miktarı ile tam yanmada adyabatik alev sıcaklığı maksimum olur. Hava fazlalık katsayısı ile adyabatik alev sıcaklığı kontrol edilebilir. Böylelikle, adyabatik alev sıcaklığının elde edildiği bir yanma işleminde termodinamiğin birinci kanunu

$$Q_A = W_A = H_{YIÇ} - H_{YIG} = 0 \quad (3.31)$$

şeklinde yazılabilir.

3.5.3 Mutlak entropi

Kimyasal reaksiyon olan işlemlerde, entropi değişimlerinin bulunmasında, entalpi için yapıldığı gibi, bütün maddeler için ortak bir referans hali seçilerek mutlak entropi tanımlaması yapılmaktadır.

Mutlak sıfır sıcaklığında (0 K) mükemmel kristallerin entropilerinin sıfır olduğu kabul edilerek, mutlak sıfır sıcaklığında kristallerin entropileri basıncın fonksiyonu değildir. Bunun üstündeki sıcaklıklarda basıncın fonksiyonu olup, bir noktada verilen entropi

değeri için basınç mutlaka belirtilmelidir. Tablo 3.2 de 100 kPa ve 25 °C sıcaklık için bazı maddelerin mutlak entropi değerleri verilmiştir. Verilen bir sıcaklıkta, diğer basınçlardaki entropi değeri

$$\bar{s}_{T,P} = \bar{s}_T^\circ + (\bar{s}_{T,P} - \bar{s}_T^\circ) \quad (3.32)$$

bağıntısından hesaplanır. Eşitliğin sağ tarafındaki parantez içerisindeki $\Delta\bar{s}$ farkı madde mükemmel gaz ise

$$\Delta\bar{s} = -\bar{R} \cdot \ln \frac{P}{P^\circ} \quad (3.33)$$

bağıntısından, saf maddenin tablo veya diyagramlarından yararlanılarak bulunur.

3.5.4 Formasyon Gibbs fonksiyonu

Kimyasal reaksiyonlarda maddenin cins ve miktarı değiştiğinden Gibbs fonksiyonu hesabı reaksiyona giren ve çıkan maddelerin formasyon esasına dayanarak yapılmalıdır. Oluşum entalpisinde olduğu gibi 100 kPa ve 25 °C referans halde en kararlı halde bulunan maddelerin (Fe, Al, O₂, C, N₂) formasyon Gibbs fonksiyonu sıfır kabul edilir. Böylece kimyasal reaksiyonlarda Gibbs fonksiyonu değişimi

$$\begin{aligned} \Delta G = G_\zeta - G_G &= \sum_{\zeta} n_{\zeta} \cdot (\bar{g}^\circ_f + \Delta\bar{g})_{\zeta} - \sum_g n_g \cdot (\bar{g}^\circ_f + \Delta\bar{g})_g \\ &= \sum_{\zeta} n_{\zeta} \cdot (\bar{h}^\circ_f + \Delta\bar{h} - T_0\bar{s})_{\zeta} - \sum_g n_g \cdot (\bar{h}^\circ_f + \Delta\bar{h} - T_0\bar{s})_g \end{aligned} \quad (3.34)$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır. Eşitlikte entropi hesabı mutlak entropi esasına dayanarak yapılır. Tablo 3.2 de 100 kPa ve 25 °C sıcaklık için bazı maddelerin formasyon Gibbs fonksiyonu değerleri verilmiştir.

3.6 Kullanılabilir Enerji

Bir kontrol kütlesi verilen bir halden itibaren tersinir bir hal değişimiyle civarı ile termodinamik denge haline (ölü hal) getirilirse elde edilen işe maksimum iş denir. Bu değer, kontrol kütlelerinin verilen halde faydalı iş potansiyelini veya iş yapma olanağını göstermektedir ve kullanılabilirlik olarak adlandırılır. Bu tanım, bir makinenin termodinamiğin yasalarına ters düşmeden yapabileceği işin üst sınırını belirler. Verilen bir halde kontrol kütlelerinin kullanılabilirliği, kontrol kütlelerinin özelliklerinin yanısıra, civar şartlarına, başka bir deyişle ölü hale bağlıdır.

Bir sistemin ölü halde olması, çevresiyle termodinamik dengede bulunması anlamına gelir. Ölü haldeyken kontrol kütlesi ısıl ve mekanik dengede olup, çevre sıcaklığında ve basıncındadır. Ölü hal sıcaklığı ve basıncı aksi belirtilmedikçe 25 °C ve 100 kPa olarak alınır. Dolayısıyla kontrol kütlesinin ölü haldeki kullanılabilirliği sıfırdır.

3.6.1 Kullanılabilirlik

Kontrol kütlesi verilen bir halden (T, P) ölü hale (T₀, P₀) gelinceye kadar bütün işlemlerin tersinir bir şekilde gerçekleştirildiği ve ısı alışverişinin yalnız civar ile olduğu bir hal değişiminde elde edilen maksimum faydalı işe kontrol kütlesinin kullanılabilir enerjisi denir. Buna göre ölü hal "0" indisi ile gösterilmek üzere kullanılabilir enerji

$$\chi = u + P_0 v - T_0 s - g_0 + \frac{V^2}{2} + g(z - z_0) \quad (3.35)$$

şeklinde ifade edilir. Bu son denklemde $g_0 = u_0 + P_0 v_0 - T_0 s_0$ olup, kontrol kütlesinin ölü haldeki Gibbs fonksiyonudur. Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilerek yazılan

$$k = u + P_0 v - T_0 s - g_0 \quad (3.36)$$

denklem civar şartlarına bağlı olarak maddenin kullanılabilirliği olarak tanımlanır. Bu denklem akış hali için

$$k_a = k + (P - P_0) \cdot v = h - T_0 \cdot s - g_0 \quad (3.37)$$

şeklinde yazılır. Mükemmel gaz olarak kabul edilen saf bir maddenin akış kullanılabilirliği molar olarak

$$\bar{k}_a = \int_{T_0}^T \bar{c}_{po}(T) dT - T_0 \left(\int_{T_0}^T \frac{\bar{c}_{po}(T)}{T} dT - \bar{R} \cdot \ln \frac{P}{P_0} \right) \quad (3.38)$$

şeklinde basınç ve sıcaklığa bağlı olarak hesaplanır. Bu bölümde tanımlanan kullanılabilirlik bazı kaynaklarda *fiziksel kullanılabilirlik* (k_{fiz}) şeklinde tanımlanmaktadır (Szargut ve diğ., (1988)). Bu çalışmada hesaplar sürekli-akışlı bir sistem için yapıldığından denklemlerde akış kullanılabilirlikleri hesaplanmaktadır. Bu yüzden, akış kullanılabilirliği yerine fiziksel kullanılabilirlik terimi gözönünde bulundurulacaktır.

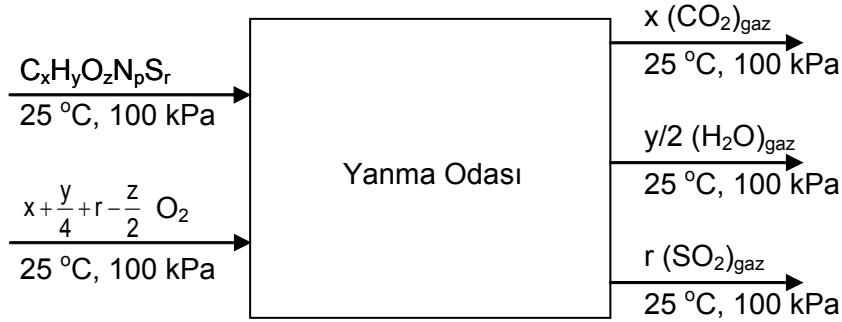
3.6.2 Mükemmel gaz karışımlarının akış (fiziksel) kullanılabilirliği

Herhangi bir P basınç ve T sıcaklığındaki gaz karışımının fiziksel kullanılabilirliği, her bir karışımın kısmi basıncı (P_i) ve karışım sıcaklığı (T) halinden standard referans hal (P_0, T_0) ile dengeye ulaşırken meydana gelen fiziksel kullanılabilirlik değişimlerinin toplamından ibarettir. Mükemmel gaz kabulü yapılan sürekli-akışlı bir gaz karışımının akış (fiziksel) kullanılabilirliği sabit basınçtaki sıcaklığa bağlı özgül ısı denklemi ve kısmi basınç oranına (y_i) bağlı olarak elde edilir (Gemci, (1986)):

$$\begin{aligned} \bar{k}_{kar(P,T)} &= (\bar{h} - \bar{h}_0)_{kar} - T_0 \cdot (\bar{s} - \bar{s}_0)_{kar} \\ &= \sum_i y_i \cdot \left[\int_{T_0}^T \bar{c}_{poi}(T) dT - T_0 \cdot \left(\int_{T_0}^T \frac{\bar{c}_{poi}(T)}{T} dT - \bar{R} \cdot \ln \frac{P_i}{P_0} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.39)$$

3.6.3 Standart formasyon (kimyasal) kullanılabilirliği

Kimyasal kullanılabilirlik, referans haldeki (T_0, P_0) bir maddenin civarı ile kimyasal bileşim bakımından termodinamik denge haline gelmesi sırasında elde edilebilecek maksimum faydalı iştir. Kimyasal reaksiyonlarda ise maddenin cins ve miktarı değiştiğinden kullanılabilirlik hesabı reaksiyona giren ve çıkan maddelerin formasyon Gibbs fonksiyonu esasına dayanarak yapılmaktadır.



Şekil 3.1 Yanma işlemi

Şekil 3.1 deki gibi bir yanma reaksiyonuna giren ve çıkan maddelerin herbirinin 25 °C (T_0), 100 kPa (P_0) basınçta olduğu kabul edilmiştir. Atmosferik çevrede normal şartlarda (T_0, P_0) bulunan N_2 (gaz), O_2 (gaz) v.b. gibi maddelerin formasyon Gibbs fonksiyonu sıfır kabul edilerek reaksiyonun formasyon Gibbs fonksiyonunun değişimi

$$\begin{aligned} \Delta_f G^o &= \sum_g n_g \cdot (\bar{g}_f^o)_g - \sum_{\phi} n_{\phi} \cdot (\bar{g}_f^o)_{\phi} \\ &= (\bar{g}_f^o)_{C_xH_yO_zN_pS_r} - x (\bar{g}_f^o)_{CO_2(gaz)} - \frac{y}{2} (\bar{g}_f^o)_{H_2O(sivi)} - r (\bar{g}_f^o)_{SO_2(gaz)} \end{aligned} \quad (3.40)$$

olarak elde edilir. Buna göre $C_xH_yO_zN_pS_r$ bileşiğinin standart formasyon (kimyasal) kullanılabilirliği

$$\bar{k}_{\text{kim}, C_xH_yO_zN_pS_r} = (\bar{k}_f^o)_{C_xH_yO_zN_pS_r} = \Delta_f G^o + \sum_{\text{ç}} n_{\text{ç}} \cdot (\bar{k}_{\text{kim}})_{\text{ç}} - \sum_{\text{g}} n_{\text{g}} \cdot (\bar{k}_{\text{kim}})_{\text{g}} \quad (3.41)$$

denklemleri ile hesaplanır. Yukarıdaki denklemde \bar{k}_{kim} terimi reaksiyona giren ve çıkan maddelere ait kimyasal kullanılabilirlik değerleridir. Bu çalışmada yakıtın kimyasal kullanılabilirlik değeri yukarıda belirtilen hesaplar yapılmadan ilgili tablolardan doğrudan alınmıştır. Tablo 3.3 de bazı maddelerin kimyasal kullanılabilirlikleri verilmektedir.

Tablo 3.3 Bazı maddelerin 100 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıktaki kimyasal kullanılabilirlikleri (Szargut ve diğ., (1988))

	Hal	\bar{k}_{kim} kJ/kmol
CH ₄	Gaz	831650
CO ₂	Gaz	19870
O ₂	Gaz	3970
H ₂ O	Gaz	9500
H ₂ O	Sıvı	900
N ₂	Gaz	720

Gaz karışımlarının kimyasal kullanılabilirliği ise

$$\bar{k}_{\text{kim, kar}} = \sum_i y_i \cdot \bar{k}_{\text{kim}, i} + \bar{R} \cdot T_0 \sum_i y_i \cdot \ln y_i \quad (3.42)$$

eşitliği ile elde edilmektedir. Referans halde (P_0, T_0) karışım içerisinde bulunan H₂O sıvı halde ise, su buharının kısmi basıncı da karışımın kimyasal kullanılabilirliği hesaplanırken göz önünde bulundurulmalıdır.

Böylece fiziksel ve kimyasal kullanılabilirlik bir akışın veya kontrol kütlelerinin kullanılabilirliğini (ekserji) oluşturmaktadır.

$$\bar{k} = \bar{k}_{\text{fiz}} + \bar{k}_{\text{kim}} \quad (3.43)$$

3.6.4 Kullanılabilir enerji denklemi

Açık sistemin yaptığı faydalı hareketli sınır işi (mil işi, elektrik işi v.s.), kullanılabilir iştir (χ_w). Verilen bir T_K sıcaklığındaki bir ısı kaynağından alınan ısıdan elde edilebilecek maksimum iş, T_0 sıcaklığındaki civar ile ısı kaynağı arasında Carnot çevrimine göre çalışan ısı makinasından elde edilebilecek maksimum iş ısının kullanılabilir enerjisidir (χ_Q). Bunlarla birlikte maddenin kullanılabilir (χ_{fiz} , χ_{kim}) ve kayıp kullanılabilir enerjisiden (χ_{ky}) faydalanarak kullanılabilir enerji denklemi

$$d\chi_w + d\chi_Q = d\chi + d\chi_{ky} = d\chi_{fiz} + d\chi_{kim} + d\chi_{ky} \quad (3.44)$$

şeklini alır. Sürekli-akışlı sürekli-açık sistem (SASA) için kullanılabilir enerji denklemi

$$\dot{\chi}_{ky} = \dot{\chi}_Q + \dot{\chi}_w + \sum_g \dot{m}_g k_g - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} k_{\phi} \quad (3.45)$$

şeklinde yazılır (Gemci, (1986)).

3.6.5 İkinci kanun verimi

Gözönüne alınan kontrol hacminden elde edilen kullanılabilir enerjinin, bunu elde etmek için, sarfedilen kullanılabilir enerjiye oranıdır:

$$\varepsilon = \frac{|\text{elde edilen kullanılabilir enerji}|}{|\text{sarfedilen kullanılabilir enerji}|} = 1 - \frac{\dot{\chi}_{ky}}{|\dot{\chi}_{sarf}|} \quad (3.46)$$

şeklinde tarif edilir.

3.7 Termoekonomik Analiz

Sistemin maliyet ve masrafları, kayıp kullanılabilir enerji ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Termoekonomi, kayıp kullanılabilir enerjinin, sistemin maliyet ve yatırım masrafları üzerindeki etkilerini incelemektedir.

3.7.1 Termoekonomik analizde altsistemlerin belirlenmesi

Bir termoekonomik analiz için, sistemdeki elemanların kullanılabilir enerji kayıplarını tayin etmek üzere, öncelikle, analiz için yeterli sayıda parametre elde edebilmek için altsistemler seçilir. Yapılan analizin detayına bağlı olarak, her altsistem bir veya birkaç elemandan veyahut da bir elemanın bir kısmından meydana gelebilir. Bu seçilen alt sistemler, genel olarak, birleştirildiğinde sistemi oluşturur. Altsistemler belirlendikten sonra, herbir altsisteme kütle girişi ve çıkışı ile birlikte, iş ve/veya ısı

alışverişleri gözönüne alınır. Termoekonomik analizde, kütle ve enerji giriş ve çıkışları “akış” olarak belirtilecektir. Buna göre, kullanılabilirliği veya maliyeti sıfır veya sıfıra yakın olan (sisteme giren hava gibi), kullanılabilirliğinden faydalanılmayan (civara atılan maddeler veya atılan ısı gibi) akışları analizde gözönüne almaya gerek yoktur. Bu çalışmada ifadelerde kolaylık olması bakımından, ikinci kanun analizinde tanımlanan \dot{K} (kullanılabilirlik) terimi yerine termoekonomik analizde B terimi kullanılacaktır.

Bir sistem veya altsistemde “elde edilen kullanılabilir enerji” çıkan akışların yani iş, ısı ve/veya çıkan maddelerin kullanılabilir enerjilerinden veya giren-çıkan maddelerin kullanılabilir enerji değişimlerinden (artma) meydana gelir. “sarfedilen kullanılabilir enerji” ise giren akışların yani iş, ısı ve/veya giren maddelerin kullanılabilir enerjilerinden veya giren-çıkan maddelerin kullanılabilir enerji değişimlerinden (azalma) meydana gelir.

Gözönünde bulundurulmayan akışlar sistemdeki toplam akış sayısından düşüldükten sonra termoekonomik analizde gözönünde bulundurulması gereken m adet akışın belirlenmesi ile birlikte sistem üzerinde seçilen n adet altsisteme ait giren ve çıkan bileşenler hesaplanır.

Sistem üzerindeki n adet altsistem satır sayısını, termoekonomik analizde ele alınan m adet akış sayısı ise sütun sayısını göstermek üzere ($n \times m$) boyutunda bir **A** matrisi yazılır. Bu matriste altsisteme giren akışlar 1, altsistemden çıkan akışlar -1 ve altsistem ile fiziksel bir bağlantısı olmayan akışlar 0 değerini almaktadır. Bir başka deyişle, **A** matrisinin a_{ij} elemanı i nci altsisteme j akışı giriyorsa +1, altsistemden çıkıyorsa -1 veyahut j akışının i nci altsistemle ilişkisi yoksa 0 değerini alır.

3.7.2 Kullanılabilirlik değeri ve akış parametrelerinin belirlenmesi

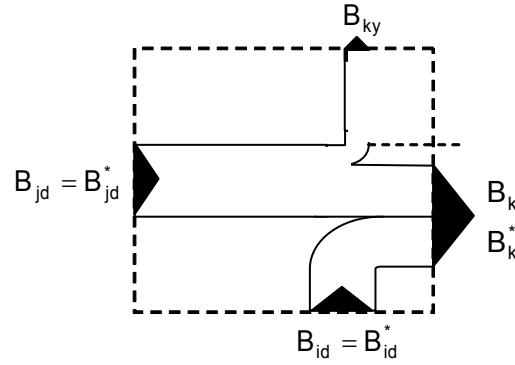
Kullanılabilir enerji kayıplarının olduğu bir sistem veya altsistemde, elde edilen kullanılabilirlik sarfedilen kullanılabilirlikten daima küçüktür ($B_E < B_S$). Bununla beraber, *kullanılabilirlik değeri* (B^*) olarak ele alınan yeni bir özellik değişmeyecektir, diğer bir deyişle, korunacaktır. Elde edilen herhangi bir akışın kullanılabilirlik değeri, akışı meydana getirmek için çevreden verilen gerekli toplam kullanılabilirlik miktarlarıdır. Bunu Şekil 3.2’deki basitleştirilmiş bir altsisteme göre açıklamak gerekirse, şekilde görüldüğü gibi kullanılabilir enerji kaybından dolayı $B_k < B_{id} + B_{jd}$ dir. Bununla beraber elde edilen kullanılabilirlik değeri,

$$B_k^* = B_{id} + B_{jd} \text{ ve } B_k^* > B_k$$

şeklinde elde edilir. İncelenen altsisteme giriş sistem içi diğer bir altsistemden ise bu takdirde bunun da kullanılabilirlik değeri kullanılır. Böylece kullanılabilirlik değeri dengesi

$$B_k^* = B_i^* + B_j^* \quad (3.47)$$

şeklinde yazılır. Netice olarak, bir akışın kullanılabilirlik değeri sistem içinden ve sistem dışından gelen akışlara bağlı olarak değişmekte, kayıpların artması ile birlikte elde edilen akışların birim kullanılabilirlik değeri de artmaktadır.



Şekil 3.2 Sisteme giren ve çıkan kullanılabilir enerjiler ve kullanılabilirlik değerleri

Her bir altsistemde kayıp kullanılabilir enerji arttıkça kullanılabilirlik (B) azalırken yukarıda tarifi verilen kullanılabilirlik değeri aynı kalır. Aşağıda görüldüğü gibi tarifi verilen

$$b_k^* = \frac{B_k^*}{B_k} > 1 \quad (3.48)$$

birim kullanılabilirlik değeri (b^*) ise devamlı olarak artar.

Sistem üzerinde altsistemlerin belirlenmesi ile birlikte akışların veya akışlar arasındaki kullanılabilirlik değeri ve birim kullanılabilirlik değeri bağıntıları için aşağıda belirtilen dört öneri ileri sürülebilir:

1. Kullanılabilir enerji değeri konservatif bir özelliktir. Dolayısıyla sistem veya altsistemde sarfedilen kullanılabilirlik değerlerinin toplamı, elde edilen kullanılabilirlik değerlerinin toplamına eşittir.

B^* ($m \times 1$) boyutunda bir sütun matris olup, altsistemlerin belirlenmesi ile birlikte gözönüne alınan tüm akışların kullanılabilirlik değerlerini içermektedir.

1. Sistem dışından gelen akışların kullanılabilirlik değerleri, kullanılabilirliklerinde herhangi bir kayıp olmadığından, akışın kullanılabilirliğine eşittir. Bir başka deyişle, tüm sisteme dışarıdan gelen akışların birim kullanılabilirlik değerleri bire eşittir ($b^* = 1$). Buna göre

$$B_j^* = B_j \quad (3.50)$$

eşitliği yazılabilir.

2. Bir altsistemin sarfedilen kullanılabilir enerjisi, bir akışın giriş ve çıkıştaki kullanılabilir enerjisindeki değişimden meydana geliyorsa gözönüne alınan akışın giriş ve çıkışındaki birim kullanılabilirlik değeri birbirine eşit olur.

$$b_g^* = b_{\zeta}^* \quad (3.51)$$

3. Bir altsistemden aynı termodinamik özelliklerde birden fazla akış çıkıyorsa (dallanma), bu akışların birim kullanılabilirlik değerleri birbirlerine eşit olur.

$$b_{\zeta 1}^* = b_{\zeta 2}^* = \dots \quad (3.52)$$

Yukarıdaki yazılan 2. öneriden yararlanarak tüm sisteme dışarıdan gelen e adet akış için birbirinden bağımsız eşitlik ve parametreler yazılır. 2. öneri gözönüne alınırsa, sisteme dışarıdan giren akışların kullanılabilirlik değerleri (B^*) ile kullanılabilirliklerinin (B) birbirlerine eşit olmasından yola çıkılarak, sisteme dışarıdan giren akışlar için e adet eşitlik yazılıp α_e matrisi yazılır. A matrisi belirlenirken gözönünde bulundurulan işlemlerin benzeri de α_e matrisi oluşturulurken de gözönünde alınır. α_e matrisinin a_{ij} elemanı 1 değerini j no.lu dış akış i. nci altsisteme girdiğinde almakta, j akışının i nci altsistemle fiziksel bir bağlantısı olmadığında 0 değerini almaktadır. Böylelikle sistem dışından gelen akışların sayısı (e) α_e matrisinin satır sayısını, termoeconomik analizde ele alınan m adet akış sayısı ise α_e matrisinin sütun sayısını oluşturmaktadır.

Ayrıca, ($m \times m$) boyutunda kare bir matris yazabilmek için, $n+e < m$ ise x adet daha eşitliğe ihtiyaç vardır ($x=m-(n+e)$). Böylece, 3. ve 4. önerilerin yardımı ile elde edilen x adet eşitlik için ($x \times m$) boyutunda bir α_x matrisi yazılır. Sonuç olarak, yukarıda elde edilen A ($n \times m$), α_e ($e \times m$), α_x ($x \times m$) matrisleri alt alta birleştirilerek

$$\hat{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} \\ \alpha_e \\ \alpha_x \end{bmatrix} \quad (3.54)$$

($m \times m$) boyutundaki \hat{A} kare matrisi elde edilir.

\hat{A} matrisinin elde edilmesinden sonra incelenen sisteme ait akışların kullanılabilirlik değerleri bulunabilir. \hat{A} matrisinin, kullanılabilirlik değerlerinden elde edilen ($m \times 1$) boyutundaki \mathbf{B}^* sütun matrisi ile çarpımı neticesinde yine bir sütun matris olan *dış veriler matrisi* (\emptyset^*) elde edilir:

$$\hat{A} \cdot \mathbf{B}^* = \emptyset^* \quad (3.55)$$

Eşitliğin sağ tarafında bulunan dış veriler matrisinin (\emptyset^*) ilk n elemanı kullanılabilirlik değerinin korunumu prensibinden 0 değerini alır (Y^{*}). Sonra gelen e adet eleman ise 2. öneriden yararlanılarak bulunur. Bunlar sisteme dışarıdan giren akışkanların kullanılabilirlikleri (ω_e) olup, 3. ve 4. önerilerden diğer x adet elemanın 0 olduğu görülür. Buna göre dış veriler matrisi:

$$\emptyset^* = \begin{bmatrix} \mathbf{Y}^* \\ \omega_e \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (3.56)$$

şeklinde ifade edilir.

3.7.3 Kullanılabilir enerji fiyatı

Birim kullanılabilir enerji fiyatı f (TL/kJ), sistemde sarfedilen kullanılabilir enerji biriminin parasal değeridir. Sistem dışından gelen akışın birim miktarının (kg, Nm³) alış fiyatı a (TL/kg veya TL/Nm³) ve gözönüne alınan akışın birim miktarının kullanılabilir enerjisi k (kJ/kg veya kJ/Nm³) olduğuna göre,

$$f \text{ (TL / kJ)} = \frac{a}{k} \quad (3.57)$$

elde edilir. *Kullanılabilir enerji fiyatı* F (TL/s) ise sistemde birim zamanda sarfedilen kullanılabilir enerjinin parasal değeri olup aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$F \text{ (TL / s)} = f \text{ (TL / kJ)} \cdot B \text{ (kW)} \quad (3.58)$$

Sistem veya altsistemden elde edilen kullanılabilir enerji fiyatı belirlenirken, sistem veya altsistem içerisindeki elemanların ilk yatırım, işletme ve bakım vb. masrafları da gözönüne alınmalıdır.

Yukarıda belirtilen masraflar birim zamana indirgenerek (Z (TL/s)), sarfedilen kullanılabilir enerji fiyatına (F_S) eklenmesi ile elde edilen kullanılabilir enerjinin fiyatı (F_E) elde edilir:

$$F_S + Z = F_E \quad (3.59)$$

Yukarıdaki ifadeyi matris formunda ifade etmek gerekirse, Z ($n \times 1$) sütun matrisi sistemde seçilen n adet altsistemin ilk yatırım, işletme ve bakım masraflarını içermektedir. F_S ($n \times 1$) ve F_E ($n \times 1$) sütun matrisleri ise gözönünde bulundurulmuş n adet altsistemin sarfedilen ve elde edilen kullanılabilir enerjilerinin kullanılabilir enerji fiyatlarını içeren matrislerdir.

Yukarıda kullanılabilirlik değeri hesaplarında elde edilen A matrisi ve kullanılabilir enerji fiyatı ile

$$A \cdot F = F_S - F_E = -Z \quad (3.60)$$

bağıntısı yazılır. Sistem üzerinde seçilen n adet altsistemden dolayı elde edilecek n adet kullanılabilir enerji fiyatı eşitliği dışında geriye kalan $m-n$ adet akışın kullanılabilir enerji fiyatlarının bulunabilmesi için, 3.7.2 no.lu bölümde ele alınan 2., 3. ve 4. önerilerin yardımı ile belirlenir.

Sistem dışından gelen e adet akış için

$$\alpha_e \cdot F = F_e \quad (3.61)$$

denklemini yazılabilir. Ayrıca geriye kalan x adet akış için:

$$\alpha_x \cdot F = 0 \quad (3.62)$$

denklemini yazılabilir. Yukarıdaki ifadelerde belirtilen α_e ve α_x matrisleri kullanılabilirlik değeri hesaplarında elde edilen matrisler olup, F_e ($e \times 1$) sütun matrisi ise sistem dışından giren akışların TL/s cinsinden maliyetlerini içermektedir.

Sonuç olarak, termoekonomik analizde gözönünde bulundurulmuş akışların kullanılabilir enerji fiyatları

$$\hat{A} \cdot F = \hat{U} \quad (3.63)$$

denklemleri ile hesaplanır. Burada \dot{U} , sistem dışı veriler tarafından meydana getirilen bir matris olup

$$\dot{U} = \begin{bmatrix} -\mathbf{Z} \\ \mathbf{F}_e \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (3.64)$$

şeklinde gösterilir. \dot{A} vektörü kullanılabilirlik değerleri hesaplarında elde edilen matris, \mathbf{F} matrisi ise termoeconomik analizde gözönünde bulundurulmuş akışların kullanılabilir enerji fiyatlarını içeren ($m \times 1$) boyutundaki matristir.

Böylece birim kullanılabilir enerji fiyatı akışın birim zamandaki fiyatının, birim zamandaki kullanılabilirliğine bölünmesi ile elde edilir:

$$f_i = \frac{F_i}{B_i} \quad (3.65)$$

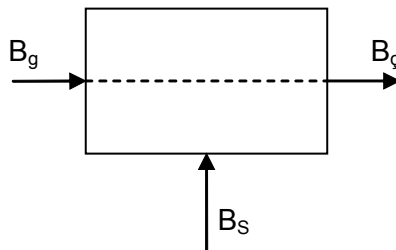
3.8 Termoeconomik Optimizasyon

Sistem üzerinde her akışa ait birim kullanılabilir enerji fiyatları belirlendikten sonra bu değerlerin minimum değerlerinin elde edilmesi için Lagrange çarpanları metodu kullanılır.

Bir altsistem veya sistemde sarfedilen kullanılabilir enerjinin, bunu sarfederek elde edilen kullanılabilir enerjiye oranına *birim kullanılabilir enerji tüketimi* (unit exergy consumption) denir ve “ κ ” ile gösterilir (Valero ve diğ. 1994a).

$$\kappa = \frac{B_S}{B_E} = \frac{1}{\varepsilon} \quad (3.66a)$$

Bu da ikinci kanun veriminin tersidir.



Şekil 3.3 Kullanılabilir enerji kazanımı

Şekil 3.3 den görüldüğü gibi bir altsistemde sarfedilen kullanılabilir enerji, bir akışın kullanılabilir enerjisini arttırıyorsa $\Delta B = B_{\phi} - B_g$ olmak üzere birim kullanılabilir enerji tüketimi

$$\kappa = \frac{B_s}{\Delta B} \quad (3.66b)$$

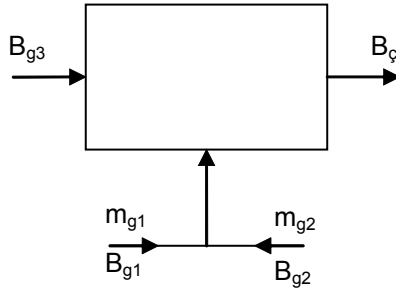
şeklinde yazılır. Bu akışta giren kullanılabilir enerjinin çıkan kullanılabilir enerjiye oranına *kullanılabilir enerji kazanım oranı* (recycling exergy ratio) denir ve “r” ile ifade edilir:

$$r = \frac{B_g}{B_{\phi}} \quad (3.67)$$

Şekil 3.4 den görüleceği üzere bir altsisteme aynı termodinamik özelliklerde birden fazla akış giriyorsa (birleşme), bu akışların kullanılabilir enerji oranlarına *birleşme oranı* denir:

$$r_{g1,g2} = \frac{B_{g1}}{B_{g2}} \quad (3.68)$$

Yukarıda tarif edilen kullanılabilir enerji kazanım oranı ve birleşme oranı ifadelerine kullanılabilir enerji kazanma oranı da denir.



Şekil 3.4 Birleşme oranı

Her satır bir altsistemi ifade etmek üzere $(n \times n)$ boyutunda her bir altsistemin birim kullanılabilir enerji tüketim oranlarını içeren \mathbf{K}_D diyagonal matrisi yazılır. Böylece birim kullanılabilir enerji tüketim oranları cinsinden yazılan \mathbf{J} $(n \times m)$ matrisi

$$\mathbf{J} = \mathbf{A}_S - \mathbf{K}_D \cdot \mathbf{A}_E \quad (3.69)$$

eşitliği ile elde edilir. Sistemde elde edilen ürünler (akışlar) için s adet eşitlik yazılıp (s × m) boyutunda α_s matrisi yazılır. Ayrıca, (m × m) boyutunda kare bir matris yazabilmek için, n+s<m ise r adet daha eşitliğe ihtiyaç vardır (r=m-(n+s)). Böylece, kullanılabilir enerji kazanma oranı ifadeleri ile elde edilen r adet eşitlik için (r × m) boyutunda bir α_r matrisi yazılır.

Sonuç olarak, yukarıda elde edilen \mathbf{J} (n × m), α_s (s × m), α_r (r × m) matrisleri alt alta birleştirilerek

$$\dot{E} = \begin{bmatrix} \mathbf{J} \\ \alpha_s \\ \alpha_r \end{bmatrix} \quad (3.70)$$

(m × m) boyutundaki \dot{E} kare matrisi elde edilir.

\dot{E} matrisinin elde edilmesinden sonra incelenen sisteme ait akışların kullanılabilir enerjileri birim kullanılabilir enerji tüketim oranı ve kullanılabilir enerji kazanma oranı cinsinden elde edilir. \dot{E} matrisinin, akışların kullanılabilir enerjilerini içeren (m × 1) boyutundaki \mathbf{B} sütun matrisi ile çarpımı neticesinde yine bir sütun matris olan *ürünler matrisi* ($\dot{\mathcal{O}}_s^*$) elde edilir:

$$\dot{E} \cdot \mathbf{B} = \dot{\mathcal{O}}_s^* \quad (3.71)$$

Eşitliğin sağ tarafında bulunan ürünler matrisinin ($\dot{\mathcal{O}}_s^*$) ilk n elemanı kullanılabilir enerji dengesinden dolayı 0 değerini alırlar. Sonra gelen s adet eleman ise sistemde elde edilen akışların (ürünlerin) kullanılabilir enerjileridir (ω_s). Diğer r adet eleman ise yazılan r adet eşitlikten dolayı 0 değerini alır. Buna göre ürünler matrisi:

$$\dot{\mathcal{O}}_s^* = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \omega_s \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (3.72)$$

şeklinde ifade edilir.

Altsistemlerin birbirleri arasındaki fiziksel bağlantılarını sistem üzerinde belirlenen birleşme oranları cinsinden ifade eden $\langle \mathbf{ES} \rangle$ matrisi yazılabilmesi için öncelikle (n × m) boyutundaki \mathbf{A}_s matrisini (m × m) boyutunda bir kare matris şeklinde yazmak gerekir. Bunun için yukarıda elde edilen α_s ve α_r matrislerinin de birleştirilmesiyle

$$\dot{A}_s = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_s \\ \alpha_s \\ \alpha_r \end{bmatrix} \quad (3.73)$$

matrisi yazılır. $(n \times n)$ boyutundaki **<ES>** matrisi ise

$$\langle \mathbf{ES} \rangle = \mathbf{A}_E \cdot \mathbf{A}_s^{-1} \quad (3.74)$$

matrislerinin çarpımı ile elde edilir. Denklemdaki $(m \times n)$ boyutundaki \mathbf{A}_s^{-1} matrisi, $(m \times m)$ boyutundaki \dot{A}_s matrisinin inversinin alınması ve elde edilen \dot{A}_s^{-1} matrisinin ilk n sütunu \mathbf{A}_s^{-1} matrisini meydana getirmektedir:

$$\dot{A}_s^{-1} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_s \\ \alpha_s \\ \alpha_r \end{bmatrix}^{-1} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_s^{-1} \\ \alpha_s^{-1} \\ \alpha_r^{-1} \end{bmatrix} \quad (3.75)$$

<ES> matrisi ile altsistemlerin sarfedilen ve elde edilen kullanılabilir enerjileri ve bunlara bağlı olarak birim kullanılabilir enerji fiyatları birim kullanılabilir enerji tüketim oranı ve kullanılabilir enerji kazanma oranı cinsinden elde edilir.

Altsistemlerde sarfedilen kullanılabilir enerjileri birim kullanılabilir enerji tüketim oranı ve kullanılabilir enerji kazanma oranı cinsinden yazabilmek için önce **<S>** matrisi elde edilir. **<S>** matrisi

$$\langle \mathbf{S} \rangle = (\boldsymbol{\varepsilon}_D - \langle \mathbf{ES} \rangle)^{-1} \quad (3.76)$$

denklemleri ile hesaplanır. Yukarıdaki ifadede $\boldsymbol{\varepsilon}_D$ matrisi $(n \times n)$ boyutunda, her bir altsistemin ikinci kanun verimini içeren diyagonal matristir. Buna göre altsistemlerin sarfedilen kullanılabilir enerjileri

$$\mathbf{B}_s = \langle \mathbf{S} \rangle \cdot \boldsymbol{\omega}_s \quad (3.77)$$

denklemleri ile elde edilir. $\boldsymbol{\omega}_s$ matrisi sistemde elde edilen ürünlerin kullanılabilir enerjilerini içeren $(n \times 1)$ boyutundaki sütun matristir.

Benzer işlem altsistemlerin elde edilen kullanılabilir enerjilerini içeren \mathbf{B}_E matrisinin elde edilmesinde de yapılır. **<E>** matrisi

$$\langle \mathbf{E} \rangle = (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{ES} \rangle \cdot \mathbf{K}_D)^{-1} \quad (3.78)$$

denklemleri ile hesaplanır. Yukarıdaki ifadede \mathbf{U}_D matrisi ($n \times n$) boyutunda diyagonal birim matrisi olup \mathbf{K}_D ise her bir altsistemin birim kullanılabilir enerji tüketim oranlarını içeren diyagonal matristir. Buna göre altsistemlerin elde edilen kullanılabilir enerjileri

$$\mathbf{B}_E = \langle \mathbf{E} \rangle \cdot \boldsymbol{\omega}_S \quad (3.79)$$

şeklinde elde edilir.

Altsistemlerin elde edilen birim kullanılabilir enerji fiyatları birim kullanılabilir enerji tüketim oranı ve kullanılabilir enerji kazanma oranı cinsinden

$$\mathbf{f}_E = {}^t \langle \mathbf{S} \rangle \cdot \mathbf{f}_e + {}^t \langle \mathbf{E} \rangle \cdot \mathbf{Z}_E \quad (3.80)$$

denklemleri ile elde edilir. Yukarıdaki ifadede \mathbf{f}_e matrisi altsistem tablosu oluşturulurken sarf edilen bölümüne yazılan, sistem dışından gelen akışların birim kullanılabilir enerji fiyatlarını içeren ($n \times 1$) boyutundaki sütun matrisi olup \mathbf{Z}_E matrisi her bir altsistemin ilk yatırım ve bakım masraflarının gözönüne alınan altsistemin elde edilen kullanılabilir enerjisine bölünmesi ile yazılan ($n \times 1$) boyutundaki sütun matristir.

Altsistemlerde sarfedilen birim kullanılabilir enerji fiyatları birim kullanılabilir enerji tüketim oranı ve kullanılabilir enerji kazanma oranı cinsinden

$$\mathbf{f}_S = \mathbf{f}_e + {}^t \langle \mathbf{ES} \rangle \cdot \mathbf{f}_E \quad (3.81)$$

şeklinde hesaplanır. Buna göre kullanılabilir enerji fiyatları ve birim kullanılabilir enerji fiyatları, kullanılabilir enerji kazanma oranı ve birim kullanılabilir enerji tüketimi cinsinden elde edilmektedir.

Seçilen değişkenlere (x, y, z) bağlı bir fonksiyon yazılarak, fonksiyonun ekstremum noktaları (optimum değerler) Lagrange çarpanları metodu ile elde edilmektedir. Bu çalışmada, Lagrange çarpanları metodu ile sistem üzerindeki akışların birim kullanılabilir enerji fiyatlarının optimum değerlerinin elde edilmesi üzerinde çalışılmıştır.

Buna göre x, y, z , değişkenlerine bağlı $L(x, y, z)$ temel fonksiyonunun ekstremum noktasının bulunabilmesi için gözönünde bulundurulmuş fonksiyon

$$dL = \left(\frac{\partial L}{\partial x} \right)_{y,z} dx + \left(\frac{\partial L}{\partial y} \right)_{x,z} dy + \left(\frac{\partial L}{\partial z} \right)_{x,y} dz \quad (3.82)$$

eşitliğini sağlamalıdır.

Buna göre ekstremumda

$$\left(\frac{\partial L}{\partial x}\right)_{y,z} = 0, \left(\frac{\partial L}{\partial y}\right)_{x,z} = 0, \left(\frac{\partial L}{\partial z}\right)_{x,y} = 0 \quad (3.83)$$

eşitlikleri yazılır. Böylece, değişken sayısı kadar eşitlik ile temel denklemin ekstremumdaki değerlerini veren bağıntılar elde edilir.

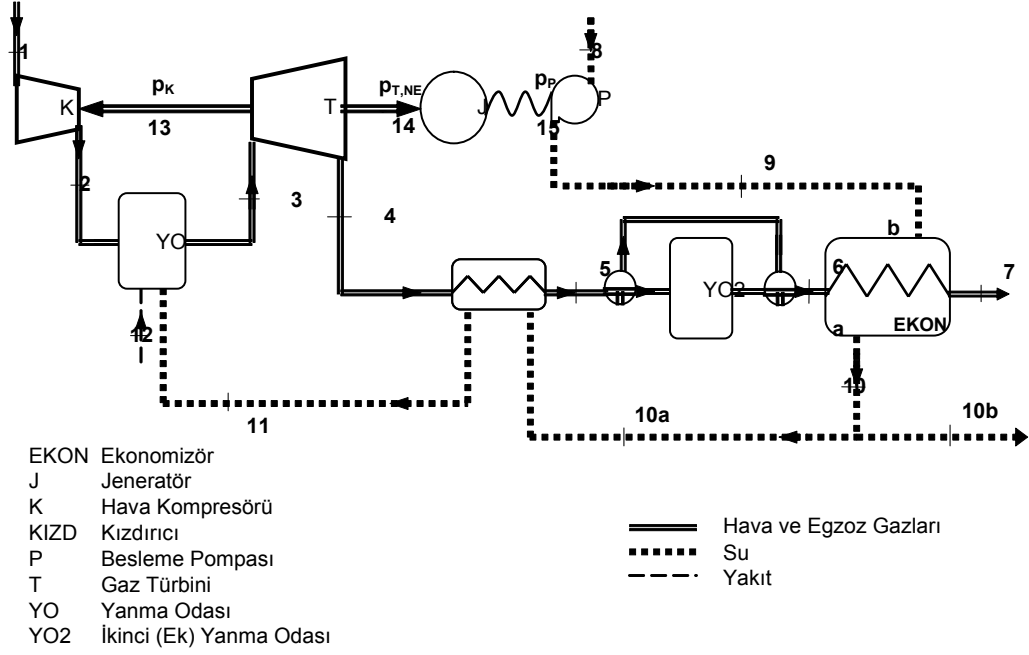
4. ISIL SİSTEMLERİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

Bu bölümde ele alınan bir ısı sistemini termodinamik analizi detaylı bir şekilde yapılacaktır.

4.1 Sistemin Seçimi ve Tanıtılması

Ele alınan sistem Şekil 4.1'de görüldüğü gibi yanma odasına buhar püskürtülen açık devreli bir gaz türbinidir. Kompresörün sıkıştırma oranı (r_{pk}) 9.3 alınmıştır. Hava kompresörüne ($\eta_{ks} = 0.83$) giren hava (1) sıkıştırıldıktan sonra (2) yanma odasına gönderilmektedir. Hava yanma odasında, yakıt (12) ile reaksiyona girmekte ve bunun yanında, yanma odasına sanayii ve havacılık uygulamalarında sıkça karşılaşılan kızgın buhar püskürtülmesi de yapılmaktadır. Yanma odasından çıkan yüksek basınç ve sıcaklıktaki egzoz gazları (3) türbine girmekte ve burada genişlemektedir. Türbinde ($\eta_{Ts} = 0.90$) genişleyen gazların içerdiği ısı enerjisi, proses buharı ve yanma odasına püskürtülecek kızgın buharın hazırlanmasında kullanılmaktadır. Türbinden çıkan gazlar (3-4) önce kızdırıcıya girmekte sonra, dış proses için gerekli buhar miktarı fazla ise, ikinci yanma odasına giren oksijen bakımından zengin egzoz gazları, yakıt (13) ile reaksiyondan sonra (5-a-6) ekonomizöre girmektedir. Eğer proses için gerekli buhar miktarı az ise ikinci bir yanma odasına gerek kalmaksızın (5-b-6) doğrudan ekonomizöre gönderilmektedir. Egzoz gazlarının içerdiği ısı enerjisi, ekonomizörde besleme pompasından çıkan yüksek basınçlı suyun doymuş buhar haline getirilmesinde kullanılmaktadır. Artık ekonomizörden çıkan atmosfer basıncı ve düşük sıcaklıktaki egzoz gazları (7) bacadan atılmaktadır.

Proses ve püskürtme için sistemin ihtiyacı olan su, bir besleme pompası yardımıyla önce ekonomizöre basılmakta (8-9), sonra ekonomizör çıkışında (10) doymuş buhar haline getirilen suyun bir kısmı kızdırıcıya (10a), geri kalan kısmı ise dış proseste kullanılmak üzere sistem dışına (10b) gönderilmektedir. Kızdırıcıda elde edilen kızgın buhar (11) yanma odasına gönderilmekte ve püskürtülmektedir.



Şekil 4.1 Açık-devreli buhar püskürtmeli gaz türbini şeması

Endüstriyel uygulamalarda her iki yanma odasında kullanılan yakıt doğal gaz olup, yapılan hesapların kolaylığı açısından doğal gaz yerine bu çalışmada metan seçilmiştir. Doğal gaz veya başka bir gaz karışımı olması durumunda her gaz için benzer işlemler yapılarak karışım oranlarına göre bulunan değerler hesaplarda benzer şekilde kullanılır.

Sistem üzerindeki elemanların birbirine yakın oldukları düşünülürse elemanları birbirine bağlayan egzoz gazları hatlarında basınç düşüşü küçük olduğundan ihmal edilmektedir. Bunun yanında yanma odaları, ekonomizör ve kızdırıcı gibi elemanlar içerisinde belirli bir miktar basınç düşüşü olduğu gözönüne alınmıştır. Bu elemanlarda basınç düşüşü ($\Delta P = P_g - P_{\dot{c}}$) yerine çıkış basıncının giriş basıncına oranı (r_p) kullanılmaktadır. Yanma odasındaki basınç oranı (r_{pYO}) 0.95 mertebesindedir. Ekonomizör ve kızdırıcının, egzoz gazları için basınç oranları (r_{pEKONe} , r_{pKIZDe}) 0.98 alınmıştır. Su hatlarında basınç düşüşü olmakta, fakat bu durum hesaplara tesir etmediğinden basınç düşüşü gözönüne alınmamıştır. Bundan dolayı sistem üzerindeki su hatlarında basınç oranı (r_{pEKONs} , r_{pKIZDs}) 1 olarak kabul edilmiştir. İkinci yanma odasında basınç düşüşü olmadığı kabul edilmiş olup basınç oranı (r_{pYO2}) 1 alınmıştır.

Bu çalışmada incelenen açık-devreli buhar püskürtmeli gaz türbininin belirli noktalarına ait özellikler endüstriyel uygulamalardan alınan değerlere göre Tablo 4.1'de verilmektedir. Sistem üzerinde yapılacak olan termodinamik analiz ile sistem üzerinde belirtilen noktalara ait özellikler bulunacaktır. (International Power Technology, (1989), Ito ve diğ., (1995))

Tablo 4.1 İncelenen sistemin verilen özellikleri

Hal	Madde	\dot{m} kg/s	T °C	P MPa	Bazı Açıklamalar			
1	Hava	15	25	0.10	K: $\eta_{Ks} = 0.83$, $r_{pK} = 9.3$ YO: $r_{pYO} = 0.95$ T: $\eta_{Ts} = 0.90$ KIZD: $r_{pKIZDe} = 0.98$ YO2: $r_{pYO2} = 1$ EKON: $r_{pEKONe} = 0.98$			
2	Hava					0.93		
3	Egzoz							
4	Egzoz							
5	Egzoz							
6	Egzoz							
7	Egzoz						120	0.10
8	Su	25	0.10					
9	Su			1.4				
10	Su Buharı				Doy.	EKON: $r_{pEKONs} = 1$ KIZD: $r_{pKIZDs} = 1$		
11	Su Buharı							
12	Yakıt (Metan)						25	1
13	Yakıt (Metan)	25	0.11					

4.1.1 Kompresör

İzantropik bir hal değişiminde birinci kanun verimi özgül ısıların sabit kabul edilmesiyle kompresör için;

$$\eta_{Ks} = \frac{w_{Ks}}{w_K} = \frac{c_{p0}(T_{2s} - T_1)}{c_{p0}(T_2 - T_1)} \quad (4.1)$$

şeklinde yazılabilir. Yukarıdaki ifadede K indisi gerçek kompresörü, Ks indisi ise izantropik kompresör halini ifade etmektedir. Denklem (3.25) ve denklem (4.1) uygun şekilde birleştirildiği takdirde, kompresöre giriş ve çıkış sıcaklıklar oranı (T_2/T_1) izantropik verim, özgül ısılar oranı ve basınç oranına bağlı olarak şu şekilde elde edilir:

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{1}{\eta_{Ks}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right] \quad (4.2)$$

Hava kompresöre 25 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta (civar hali: $P_1 = P_0, T_1 = T_0$) girmektedir. Bununla birlikte, kompresörün sıkıştırma oranı (r_{pK}) 9.3 olduğuna göre havanın kompresörden çıkış basıncı:

$$P_2 = P_1 \cdot r_{pK} = 100 \cdot 9.3 = 930 \text{ kPa}$$

olarak bulunur. İzentropik verimi (η_{Ks}) ise % 83 olan kompresör için, ortalama sıcaklık 450 K alınarak Tablo 3.1 de hava için verilen denklemden yararlanılarak özgül ısılar $c_{po}=1.0250 \text{ kJ/kgK}$, $c_{vo}=0.7380 \text{ kJ/kgK}$ ve özgül ısılar oranı $k=1.3889$ olarak elde edilir. Bununla birlikte havanın kompresörden çıkış sıcaklığı (4.2) denklemi ile:

$$T_2 = 298.15 \left[1 + \frac{1}{0.83} (9.3^{0.280} - 1) \right] = 609.64 \text{ K}$$

olarak bulunur.

Kompresöre giren havanın kütle debisi 15 kg/s sabit kabul edilerek ve ortalama sıcaklık 450 K alınarak kompresörün gücü:

$$p_K = \dot{m}_h \cdot c_{poh} \cdot (T_2 - T_1) = 15 \cdot 1.025 \cdot (609.64 - 298.15) \cong 4789 \text{ kW}$$

eşitliği ile elde edilir.

4.1.2 Yanma odası

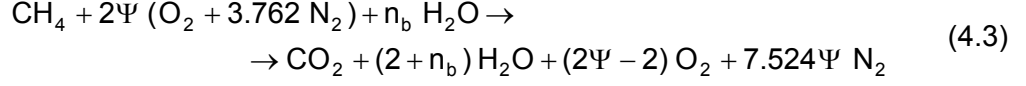
Kompresörden çıkan $\dot{m}_h = 15 \text{ kg/s}$ debisindeki hava aynı sıcaklıkta ve basınçta ($T_2=609.64 \text{ K}$, $P_2=930 \text{ kPa}$) yanma odasına girerken yakıt ve buhar da yanma odasına gönderilmektedir. Kompresörden yanma odasına gelen hava debisinin sabit olduğu gözönüne alınarak, yakıt debisinin değişmesi ile hava fazlalık katsayısı değişir.

4.1.2.1 Yanma işlemi

Yanma odasına giren havanın molar debisi:

$$\dot{n}_h = \frac{\dot{m}_h}{M_h} = \frac{15}{28.97} = 0.5178 \text{ kmol/s}$$

olarak bulunur. Yanma odasına yakıt olarak giren 1 kmol metan için ψ hava fazlalık katsayısı ile kompresörde sıkıştırılan hava gönderilirken, kızdırıcıda elde edilen n_b kmol su buharı da yanma odasına püskürtülmektedir. Buna göre, yanma denklemi



şeklinde yazılır. Bu çalışmada, örnek çözümde yakıtın % 250 teorik hava ($\psi=2.5$) ile yakıldığı kabul edilmiştir. Böylece % 250 teorik hava ile reaksiyona giren metan gazının *molar hava-yakıt oranı* yukarıda yazılan yanma denkleminde

$$\text{HY}_n = f(\psi) = \frac{n_h}{n_y} = 9.524 \cdot \psi = 9.524 \cdot 2.5 = 23.81 \frac{\text{kmol hava}}{\text{kmol yakıt}} \quad (4.4)$$

olarak bulunur. Denklem (4.4) den görüleceği üzere hava-yakıt oranı hava fazlalık katsayısına bağlı olarak değişmektedir. Hava fazlalık katsayısına bağlı olarak yanma odasına giren yakıtın molar debisi

$$\dot{n}_y = \frac{\dot{n}_h}{9.524 \cdot \psi} = \frac{\dot{m}_h}{9.524 \cdot M_h \cdot \psi} = \frac{0.0543}{\psi} = \frac{0.0543}{2.5} = 0.0217 \text{ kmol/s} \quad (4.5)$$

şeklinde elde edilir.

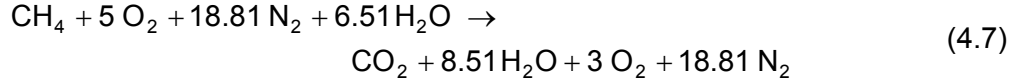
Buhar püskürtmeli sistemlerde, genel olarak, *kütlesel buhar-hava oranı* kavramı kullanılır. Buhar kütlelerinin hava kütlelerine oranı olan kütlesel buhar-hava oranının molar buhar-hava oranı ile bağlantısı

$$\omega = \frac{m_b}{m_h} = \frac{n_b}{n_h} \cdot \frac{M_b}{M_h} = 0.6219 \cdot \frac{n_b}{n_h} \quad (4.6)$$

şeklindedir. Endüstriyel uygulamalarda kütlesel hava-yakıt oranı $\omega=0.17$ civarında alınmakta olup, bu çalışmada örnek hesaplarda da aynı değer alınmıştır (Ito ve diğ., (1995)). Buna göre yanma odasına püskürtülen buharın molar debisi

$$\dot{n}_b = \frac{\dot{n}_h \cdot \omega}{0.6219} = 0.1415 \text{ kmol/s}$$

olarak elde edilir. Böylece yukarıda açıklanan parametrelerin ışığında (4.3) denklemi



şeklini alır. Yanma odasından çıkan egzoz gazlarının kütleli debisi ise

$$\dot{m}_{\text{eg}} = \dot{m}_h + \dot{m}_y + \dot{m}_b = \dot{m}_h + \dot{n}_y \cdot M_y + \omega \cdot \dot{m}_h = 15 + 0.35 + 2.55 = 17.898 \text{ kg/s}$$

olmaktadır. Yanma sonu ürünlerinin toplam mol sayısı $n_T=31.3186$ kmol/kmol yakıt olduğuna göre, egzoz gazlarının molar debisi

$$\dot{n}_{\text{eg}} = n_T \cdot \dot{n}_y = 0.6811 \text{ kmol/s} \quad (4.8)$$

ve buradan da egzoz gazlarının mol kütlesi

$$M_{\text{eg}} = \frac{\dot{m}_{\text{eg}}}{\dot{n}_{\text{eg}}} = 26.278 \text{ kg/kmol} \quad (4.9)$$

bulunur.

4.1.2.2 Adyabatik alev sıcaklığının hesaplanması

Yukarıda belirtilen reaksiyon için adyabatik alev sıcaklığı (T_A)

$$H_{\text{YIÇ}} - H_{\text{YIG}} = 0$$

(3.31) eşitliğinden yararlanılarak bulunur. Yanma işlemine giren metanın sıcaklığı 25 °C, havanın yanma odasına giriş sıcaklığı olan 609.64 K ve püskürtülen buharın sıcaklığı ise 846 K alınmış, entalpileri JANAF tablolarından doğrudan bulunmuş veya lineer interpolasyonla hesaplanmıştır (Öztürk ve Kılıç, (1993)). Buna göre, yanma işlemine giren ve çıkan maddelerin formasyon entalpisi esasına dayanan entalpileri

$$H_{\text{YIG}} = \sum n_g \cdot \left(\bar{h}_f^\circ + \Delta \bar{h} \right)_g = 6.51 \cdot \left(-285838 + (M_b \cdot (3633.80 - 104.77)) \right) + 1 \cdot (-74873) + 5 \cdot (9560) + 18.81 \cdot (9184) = -1,301,251 \text{ kJ}$$

$$H_{\text{YIÇ}} = \sum n_i \cdot \left(\bar{h}_f^\circ + \Delta \bar{h} \right) = 1 \left(-393522 + (\Delta \bar{h}(T_A)) \right)_{\text{CO}_2} + 3 \left(\Delta \bar{h}(T_A) \right)_{\text{O}_2} + 18.81 \left(\Delta \bar{h}(T_A) \right)_{\text{N}_2} + 8.51 \left(-241827 + (\Delta \bar{h}(T_A)) \right)_{\text{H}_2\text{O}} = -1,301,251 \text{ kJ} \quad (4.10)$$

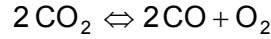
şeklinde hesaplanır. (4.10) denkleminde deneme yanılma ile $T_A \cong 1363.74$ K bulunur. Yanlız burada şu hususa dikkat edilmelidir ki, buharın yanma odasına giriş sıcaklığı adyabatik alev sıcaklığına da bağlıdır. Bu bakımdan sıcaklıklar, denklem ve bağıntıları sağlayıncaya kadar iterasyon yapılarak elde edilir.

Egzoz gazlarının yanma odasından çıkış-giriş basınç oranı (r_{pYO}) 0.95 olduğuna göre çıkış basıncı

$$P_3 = r_{pYO} \cdot P_2 = 0.95 \cdot 930 = 883.5 \text{ kPa}$$

olarak hesaplanır.

Adyabatik alev sıcaklığında yanma işleminden çıkan gazların bileşenlerine ayrılması gözönüne alındığında,



reaksiyonunun denge sabiti H_2O ve diğer iki atomlu gazların (O_2 , N_2) bileşenlerine ayrılacakları reaksiyonların denge sabitinden daha büyük olduğundan (Öztürk ve Kılıç, (1993)), reaksiyon sonunda CO incelenmelidir.

Daha yüksek bir sıcaklıkta, 1400 K'deki denge sabiti $\ln K = -27.684$ alınarak aşağıda görüldüğü gibi CO gazının teşekkül edip etmediği incelenir:

	CO_2	\Leftrightarrow	CO	$+$	O_2	$,$	H_2O	$,$	N_2
Başlangıçta	1		-		3		8.509		18.81
Değişim	-2x		+2x		+x		-		-
Denge Hali	1-2x		2x		3+x		8.509		18.81

Denge halinde $n_{\text{TOP}} = 31.32 + x$ kmol olup, denge sabiti karışım oranları ve basınca bağlı olarak yazılabilir:

$$K = \frac{y_{\text{CO}}^2 \cdot y_{\text{O}_2}}{y_{\text{CO}_2}^2} \left(\frac{P}{P_0} \right)^{2+1-2}$$

Burada,

$$y_{\text{CO}_2} = \frac{1-2x}{31.32+x}, \quad y_{\text{CO}} = \frac{2x}{31.32+x}, \quad y_{\text{O}_2} = \frac{3+x}{31.32+x}$$

olduğuna göre, yanma sonunda açığa çıkacak CO miktarı

$$0.948 \times 10^{-12} = \left(\frac{2x}{1-2x} \right)^2 \cdot \left(\frac{3+x}{31.32+x} \right) \cdot \left(\frac{883.5}{100} \right) \Rightarrow n_{CO} \approx 10^{-6} = 0$$

olarak bulunur. Dolayısıyla 883.5 kPa sabit basınçta CO₂ gazı ve diğerlerinin 1400 K civarında bileşenlerine ayrılmadığı ve ayrışmadığı kabul edilebilir.

4.1.2.3 Egzoz gazlarının özgül ısı denklemlerinin tespit edilmesi

Daha önce görüldüğü gibi yanma odasında kimyasal reaksiyona giren metan, hava ve su buharı yanma odasından CO₂, O₂, H₂O ve N₂ gaz karışımı olarak çıkmaktadır. Tablo 4.2'de yanma odasından çıkan egzoz gazlarının mol sayıları (n_i), mol oranları (y_i) kullanılarak karışımın mol kütlesinin ve kütle oranlarının (y_{mi}) bulunuşu gösterilmiştir. Burada elde edilen mol kütlesi daha önce 4.1.2.1 no.lu altbölümde bulunan değerin aynısıdır.

Tablo 4.2 Birinci yanma odasından çıkan egzozun mol kütlesi, mol ve kütle oranları

Karışan (i)	Mol Sayısı (kmol) (n _i)	Mol Oranı (y _i)	Mol Kütlesi (kg/kmol) (M _i)	y _i ·M _i (kg/kmol)	Kütle Oranı (y _{mi})
CO ₂	1	0.0319	44.010	1.4052	0.0535
H ₂ O	8.51	0.2717	18.015	4.8949	0.1863
O ₂	3	0.0958	31.999	3.0650	0.1166
N ₂	18.81	0.6006	28.160	16.9122	0.6436
	31.320			M _{eg} = 26.278	

Tablo 3.1 de verilen bazı mükemmel gazların sabit basınçta özgül ısı denklemlerinin de yardımıyla, karışım içerisindeki her bileşenin özgül ısı denkleminin o bileşene ait mol oranı ile çarpılıp, bununla birlikte benzer çarpma işlemi karışımındaki her bileşene tatbik edildikten sonra karışımındaki her bileşen için elde edilen denklemler toplandıktan sonra, elde edilen denklem karışımın mol kütlesine bölünürse:

$$c_{po} = \frac{\sum_i y_i \bar{c}_{poi}}{M_{eg}} = 2.504 - (1.898 \cdot \theta^{0.25}) + (0.8927 \cdot \theta^{0.5}) - (0.0432 \cdot \theta) + (0.000073 \cdot \theta^{1.5}) + (0.000029 \cdot \theta^2) - (12.373 \cdot \theta^{-1.5}) + (25.38 \cdot \theta^{-2}) - (18.75 \cdot \theta^{-3}) \quad (4.11)$$

yanma sonu ürünlerinin oluşturduğu gaz karışımının sabit basınçtaki özgül ısı

denklemleri elde edilir. Bu denklemlerde:

$$\theta = \frac{T(K)}{100}$$

olduğu göz önünde tutulmalıdır.

4.1.3 Gaz türbini

İzentropik bir hal değişiminde birinci kanun verimi özgül ısıların sabit kabul edilmesiyle türbin için;

$$\eta_{Ts} = \frac{w_T}{w_{Ts}} = \frac{c_{p0} \cdot (T_3 - T_4)}{c_{p0} \cdot (T_{3s} - T_4)} \quad (4.12)$$

şeklinde yazılır. Yukarıdaki ifadede T indisi gerçek türbini, Ts indisi ise izentropik türbin halini ifade etmektedir. (3.25) ve (4.12) eşitlikleri birleştirildiği takdirde, türbine giriş ve çıkış sıcaklıkları oranı (T_4/T_3) izentropik verim, özgül ısılar ve basınç oranı cinsinden elde edilir. Elde edilecek ifade türbin için:

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 - \eta_{Ts} \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right] \quad (4.13)$$

şeklinde yazılır. Yukarıda elde edilen denkleme göre türbin çıkış sıcaklığının (T_4) bulunabilmesi için öncelikle türbin genişleme oranının tespit edilmesi, dolayısıyla türbin çıkış basıncının bulunması gerekmektedir. Bunun için egzoz gazlarının ısı değiştiricisinden baca gazı olarak, atmosferik (açık hava) basınçta çıktığı ($P_7 = 100$ kPa) kabul edilmiştir. İkinci yanma odası ve “by-pass” boru hattında basınç düşmesi olmadığı kabul edilerek, ekonomizör ve kızdırıcıda egzoz gazları tarafından çıkış-giriş basınç oranı verildiğinden egzoz gazlarının sırası ile, ekonomizör ve kızdırıcıya giriş basıncı aşağıdaki gibi bulunur:

$$P_6 = P_5 = \frac{P_7}{r_{pEKON}} = \frac{100}{0.98} = 102.0 \text{ kPa}$$

$$P_4 = \frac{P_5}{r_{pKIZD}} = \frac{102.0}{0.98} = 104.1 \text{ kPa}$$

Böylece 883.5 kPa basınçta türbine giren egzoz gazları türbinden 104.1 kPa

basınca genişleyerek çıkmaktadır. Böylece türbindeki genişleme oranı (basınç oranı)

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{1}{r_{pT}} = \frac{883.5}{104.1} = 8.485$$

şeklinde bulunur. İzentropik verimi endüstriyel uygulamalara uygun olarak % 90 (η_{Ts}) alınan türbin için, (4.11) denkleminde yararlanılarak 1130 K için özgül ısılar $c_{p_{oeg}}=1.4033$ kJ/kgK, $c_{v_{oeg}}=1.0869$ kJ/kgK, özgül ısılar oranı $k=1.2911$ olarak elde edilir. Buna göre egzoz gazlarının türbinden çıkış sıcaklığı (4.13) denklemi ile bulunur:

$$T_4 = 1363.74 \cdot \left[1 - 0.90 \cdot \left(1 - 0.1178^{0.2255} \right) \right] = 894.11 \text{ K}$$

Türbinin gücü, ortalama sıcaklıktaki özgül ısı kullanılarak:

$$p_T = \dot{m}_{eg} \cdot c_{p_{oeg}} \cdot (T_3 - T_4) = 17.898 \cdot 1.4033 \cdot (1363.74 - 894.11) \cong 11795 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

4.1.4 Kızdırıcı

Ekonomizörden çıkan doymuş su buharı, türbinden çıkan yüksek sıcaklıktaki egzoz gazlarının ısı enerjisi ile kızgın buhar haline getirilmektedir. Bunun için çok farklı türde ısı değiştiricileri kullanılmakla beraber, bu çalışmada, kızdırıcı içerisinde hiçbir akışkanın karışmadığı kanatlı borulardan yapılmış çapraz akışlı bir ısı değiştiricisi olarak seçilmiştir. Kızdırıcının ısı geçiş alanı 160 m^2 olup, toplam ısı geçiş katsayısı $U_{KIZD}=0.1 \text{ kW/m}^2\text{K}$ olarak alınmıştır (Incropera ve De Witt, (1996)). Kızdırıcıya giren doymuş su buharı ve egzoz gazlarının debileri belli olup, su buharı kızdırıcıya 1.4 MPa basınçta girerken, egzoz gazları ise 104.1 kPa basınç ve 894.11 K sıcaklıkta girmektedir.

Isı geçiş alanı, ısı geçiş katsayısı ve akışkan debilerinin bilindiği bir ısı değiştiricisinde, akışkanların sadece giriş sıcaklıkları belli ise egzoz gazlarının ve kızgın buharın çıkış sıcaklıklarının bulunabilmesi için NTU metodu uygulanır.

Yüksek basınçlarda, kızgın su buharı için özgül ısı, özgül ısı tarifinden yararlanarak

$$c_{pb} = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \approx \left(\frac{\Delta h}{\Delta T} \right)_p \quad (4.14)$$

bağıntısından bulunabilir.

Tablo 4.3 Kızgın su buharı için özgül ısı değerleri

T °C	c _{pb} kJ/kg-K	T °C	c _{pb} kJ/kg-K	T °C	c _{pb} kJ/kg-K
197.5	2.742	395	2.150	595	2.220
205	2.680	405	2.140	605	2.240
215	2.580	415	2.150	615	2.240
225	2.510	425	2.150	625	2.240
235	2.450	435	2.150	635	2.250
245	2.400	445	2.150	645	2.260
255	2.340	455	2.160	655	2.260
265	2.310	465	2.160	665	2.270
275	2.280	475	2.170	675	2.280
285	2.250	485	2.170	685	2.280
295	2.220	495	2.170	695	2.290
305	2.210	505	2.180	705	2.290
315	2.190	515	2.180	715	2.300
325	2.180	525	2.190	725	2.310
335	2.170	535	2.190	735	2.310
345	2.160	545	2.200	745	2.320
355	2.160	555	2.210	755	2.320
365	2.150	565	2.210	765	2.330
375	2.150	575	2.210	775	2.330
385	2.140	585	2.230	785	2.340

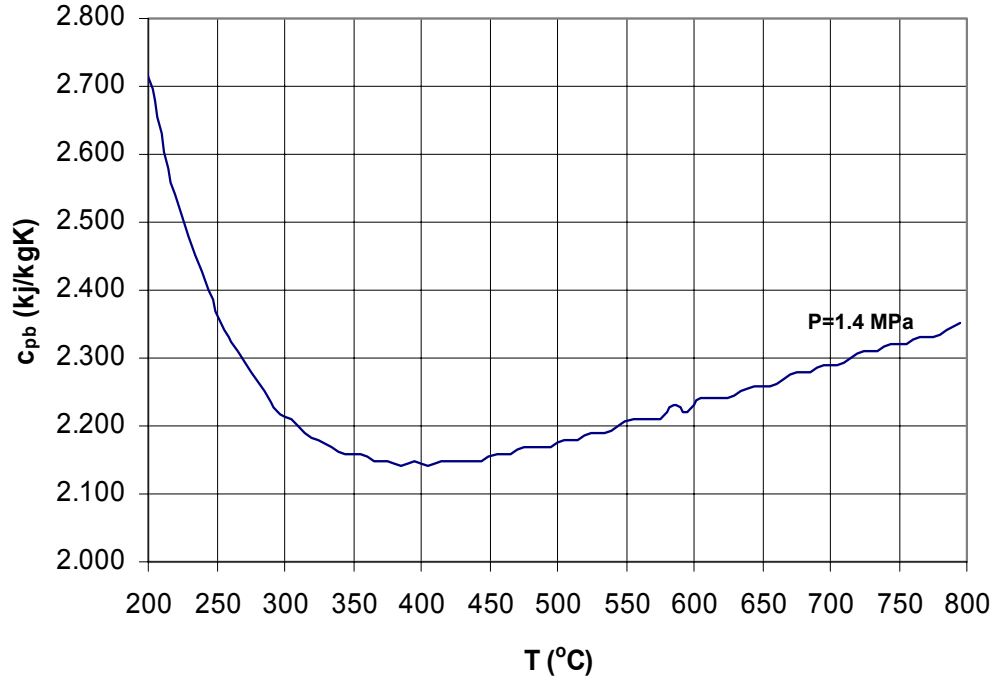
Tablo 4.3'e göre 1.4 MPa basınç ve T_{ort}=385 °C'da c_{pb}=2.140 kJ/kgK'dır. Şekil 4.2'ye bakılırsa 385 °C'daki değer minimuma yakın bir değer olup hatalı netice verir. Bunun yerine 195.04 °C ve 580 °C değerleri arasında özgül ısı, (4.14) bağıntısından, c_{pb}=2.2388 kJ/kgK bulunur. Böylece buhara ait ısıl kapasite debisi:

$$C_b = \dot{m}_b \cdot c_{pb} = 2.55 \cdot 2.2388 = 5.7089 \text{ kW / K} \quad (4.15)$$

formülü ile tespit edilir. Benzer hesap ortalama sıcaklığı 850 K olarak seçilen egzoz gazları için de yapılır. Egzoz gazlarının ortalama sıcağıdaki özgül ısı (c_{peg}) 1.3241 kJ/kgK olarak alınır ve egzoz gazlarına ait ısıl kapasite debisi

$$C_{eg} = \dot{m}_{eg} \cdot c_{peg} = 17.898 \cdot 1.3241 = 23.6987 \text{ kW / K} \quad (4.16)$$

şeklinde hesaplanır.



Şekil 4.2 Kızgın su buharının özgül ısısının sabit basınçta (1.4 MPa) sıcaklıkla değişimi

Denklem (4.15) ve (4.16) gözönünde bulundurularak en düşük ısı kapasite debisi için C_{min} tanımlaması yapılır. Böylece en düşük ısı kapasite debisi (C_{min}) buhara ait değer olup bu değer

$$C_{min} = C_b = 5.7089 \text{ kW / K}$$

olarak (4.15) ve (4.16) denklemlerinin sonuçlarından rahatlıkla görülür. Bununla birlikte C_{eg} için C_{max} tanımlaması benzer şekilde yapılır. Böylece minimum ve maksimum ısı kapasite debi oranı (C_r)

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{5.7089}{23.6987} = 0.2409$$

belirlenir. Böylece geçiş birimi sayısı (NTU)

$$NTU = \frac{U_{KIZD} \cdot A_{KIZD}}{C_{min}} = \frac{0.1 \cdot 160}{5.7089} = 2.8026$$

şeklinde bulunur. Akışkanların karışmadığı çapraz akışlı bir ısı değiştiricisinin tesirliliği

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \left\{ \exp \left[-C_r (NTU)^{0.78} \right] - 1 \right\} \right] = 0.8855$$

denklemini yardımıyla bulunur (Incropera and De Witt, (1996)).

Egzoz gazlarının ve buharın kızdırıcıya giriş sıcaklıkları bilindiğinden, kızdırıcıda elde edilebilecek en yüksek ısı geçişi

$$q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{\text{eg,g}} - T_{\text{b,g}}) = 5.7089 \cdot (894.11 - 468.19) = 2431.53 \text{ kW}$$

olarak elde edilir. Yukarıda yapılmış olan tesirlilik (ε) tanımı ile gerçek ısı geçişi

$$q = \varepsilon \cdot q_{\max} = 0.8855 \cdot 2431.53 = 2153.12 \text{ kW} \quad (4.17)$$

oranı ile bulunur. Daha sonra, toplam enerji dengesinden, her iki akışkanın ısı değıştiricisinden çıkış sıcaklıkları tespit edilir. Egzoz gazlarının kızdırıcıdan çıkış sıcaklığı (T_5)

$$T_5 = T_4 - \frac{q}{C_{\text{eg}}} = 620.96 - \frac{2153.12}{23.6987} = 530.11 \text{ }^\circ\text{C}$$

bulunur. Kızdırılan su buharının kızdırıcıdan çıkış sıcaklığı (T_{11}) ise

$$T_{11} = T_{10} + \frac{q}{C_b} = 195.04 + \frac{2153.12}{5.7089} = 572.19 \text{ }^\circ\text{C}$$

bağıntısı ile elde edilir. Yukarıdaki denklemlerde su buharı sıcaklıkları elde edilirken ortalama sıcaklıktaki özgül ısı değeri alınmıştır. Kontrol etmek ve sonucun gerçeğe yakın olup olmadığını bulmak için termodinamik tablolardan alınan su buharının entalpi değeri için (4.17) denklemini tekrar yazılırsa gerçek ısı geçişi

$$q = \varepsilon \cdot q_{\max} = \varepsilon \cdot \dot{m}_b \cdot (h_{\text{b},1.4\text{MPa}} - h_{10}) = 0.8855 \cdot 2.55 \cdot (3741.05 - 2787.8) = 2152.46 \text{ kW}$$

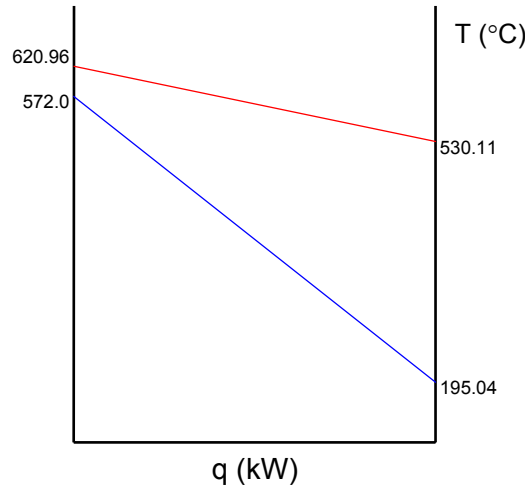
olarak hesaplanır. Böylece 1.4 MPa basınçtaki su buharının kızdırıcı çıkışındaki entalpisi

$$h_{11} = h_{10} + \frac{q}{\dot{m}_b} = 2787.8 + \frac{2152.46}{2.55} = 3631.90 \text{ kJ/kg}$$

eşitliği ile bulunur. Termodinamik tablolardan yukarıdaki eşitlikte elde edilen entalpi değeri karşılık gelen sıcaklık değeri 572.0 $^\circ\text{C}$ bulunur ki bu değeri ortalama

sıcaklıktaki özgül ısı ile bulunan değere çok yakın bir değerdir. Dolayısıyla NTU metodunda kullanılan, ortalama sıcaklıktaki özgül ısı ile elde edilen sıcaklık değeri ihmal edilebilecek kadar küçük hata ile doğru netice vermektedir.

Şekil 4.3' de kızdırıcıda egzoz gazları ile su buharı arasındaki ısı geçişi gösterilmektedir. Şekilden de görüleceği üzere egzoz gazları kızdırıcıya 620.96 °C' de girerken, 530.11 °C' de çıkmaktadır. 195.04 °C' de giren su buharı ise egzoz gazlarından aldığı ısı ile kızdırıcıdan 572.0 °C sıcaklığında çıkmaktadır.



Şekil 4.3 Kızdırıcıda egzoz gazları ve su buharı arasındaki ısı geçişi

4.1.5 Ekonomizör

Besleme pompasından ekonomizöre 1.4 MPa basınca basılan su burada egzoz gazlarının ısı enerjisi ile doymuş buhar haline getirilmektedir. İncelenen problemde egzoz gazları ekonomizöre 102.0 kPa basınç ve 530.11 °C sıcaklıkta girmektedir. Egzoz gazlarının dışarı atıldığı sıcaklık değeri 120 °C kabul edilmiş olup incelenen diğer problemlerde de bu sıcaklık değeri kullanılmıştır. Ekonomizörden çıkarak doymuş buhar halinde çıkan suyun bir kısmı kızdırıcıya ve geriye kalanı dış proseste kullanılmak üzere sistem dışına gönderilmektedir. Dış prosesin daha fazla buhara ihtiyacı olduğu durumlarda ikinci bir yanma odasını devreye almak bu talebe uygun bir çözüm olmaktadır.

İkinci yanma odası kullanıldığı durumlarda, yakıt (CH₄) oksijen bakımından zengin egzoz gazları ile ikinci yanma odasında reaksiyona girmekte ve ortaya çıkan yüksek sıcaklıktaki yanma sonu ürünleri ekonomizörde sahip oldukları ısı enerjisi ile daha fazla miktardaki suyu doymuş buhar haline getirmektedir.

Ekonomizöre basılan atmosferik şartlardaki ($T_o=25\text{ }^\circ\text{C}$, $P_o=100\text{ kPa}$) suyun, izentropik olduğu kabul edilen bir besleme pompasında birim kütlesi için yapılan iş

$$w_p = v_{25^\circ\text{C}}(P_7 - P_6) = 1.0029 \times 10^{-3}(1400 - 100) = 1.304\text{ kJ/kg}$$

olarak bulunur. Pompa çıkışında suyun sıcaklığı (T_9) termodinamik tablolardan yararlanarak $25.01\text{ }^\circ\text{C}$ olarak bulunur.

Ekonomizör kontrol hacmi olarak gözönüne alınır ve adyabatik olduğu kabul edilirse, termodinamiğin birinci kanunundan

$$-q_{eg} = \dot{m}_{eg} \cdot c_{peg} \cdot (T_6 - T_7) = 17.898 \cdot 1.239 \cdot (530.11 - 120) = 9093.71\text{ kW} = q_b$$

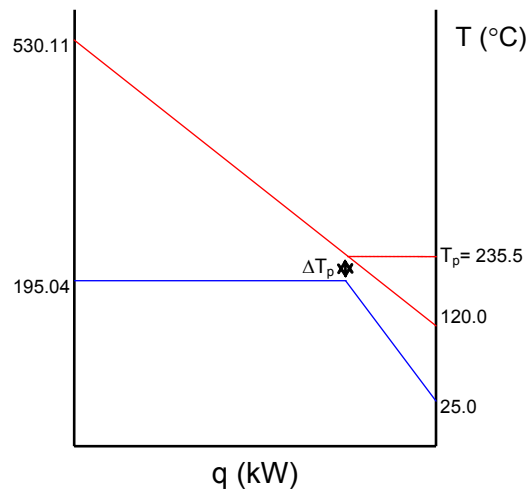
elde edilir. Bu ısının buharlaştırabileceği su miktarı ise

$$\dot{m}_b = \frac{q_b}{(h_{10} - h_9)} = \frac{9093.71}{(2787.8 - 106.05)} = 3.391\text{ kg/s}$$

bulunur. Buna göre, dış proses için gönderilen buhar miktarı hesaplanır:

$$\dot{m}_{10b} = \dot{m}_{10} - \dot{m}_{10a} = 3.391 - 2.55 = 0.841\text{ kg/s}$$

Şekil 4.4' de ekonomizörde egzoz gazları ile su arasındaki ısı geçişi gösterilmektedir. Şekilden de görüleceği üzere egzoz gazları ekonomizöre $530.11\text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklıkta girerken, $120\text{ }^\circ\text{C}$ ' de çıkmaktadır. $25.01\text{ }^\circ\text{C}$ ' de giren su ise egzoz gazlarından aldığı ısı ile ekonomizörden $195.04\text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklığında doymuş buhar halinde çıkmaktadır.



Şekil 4.4 Ekonomizörde egzoz gazları ve su buharı arasındaki ısı geçişi

Bir ısı değiştiricisinde sıcak akışkan (egzoz gazları) ile soğuk akışkan (su) arasındaki sıcaklık farkının (ΔT_p) minimum olduğu noktaya “pinch” noktası adı verilir. Bu sıcaklık farkı, ısı değiştiricisinin ısıl performansı hakkında bilgi vermektedir. Bir başka deyişle sıcaklık farkı azaldığında akışkanlar arasında ısı geçişi artmakta, bununla birlikte ısı geçiş yuzyeyi bnyuymektedir. Daha onemlisi, farkın azalması ısı değiştiricisinin yatırım maliyetlerini arttırmaktadır. İncelenen problemde, suyun doymuş sıvı haline geldiği noktada yukarıda belirtilen sıcaklık farkının minimum olduğu “pinch” noktası Şekil 4.4’de goryuymektedir. Bu noktada ısıl denge yazılarak ve egzoz gazlarının sıcaklığı (T_p) tespit edilir. Egzoz gazlarının sıcaklığı, “pinch” noktasında, egzoz gazlarının sıcaklığı suyun sıcaklığından daima bnyuym olmalıdır ($T_p > T_{ds,1.4 \text{ MPa}}$). Aksi takdirde, su tamamen buharlaşmayacak ve ekonomizoryun ısıl kapasitesi dnyuyccektir. Neticede ekonomizory “pinch” noktasına kadar kontrol hacmi seğilirse termodinamiğin birinci kanunundan

$$\dot{m}_b \cdot h_{sb,1.4\text{MPa}} + \dot{m}_{eg} \cdot c_{peg} \cdot (T_p - T_6) = 0$$

eşitliği elde edilir. “Pinch” noktası sıcaklığı ise bu eşitlikten

$$T_p = T_6 - \frac{\dot{m}_b \cdot h_{sb,1.4\text{MPa}}}{\dot{m}_{eg} \cdot c_{peg}} = 530.11 - \frac{3.391 \cdot 1957.72}{17.898 \cdot 1.259} = 235.5 \text{ }^\circ\text{C} > 195.04 \text{ }^\circ\text{C}$$

olarak bulunur.

4.1.6 İkinici yanma odası

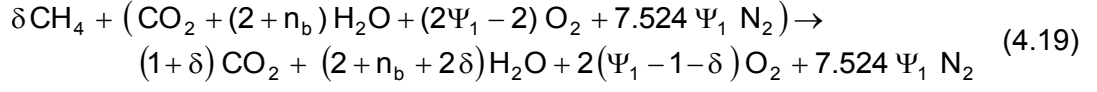
Daha fazla proses buharına ihtiyaç duyulduğunda kızdırıcı ve ekonomizory arasında ikinci bir yanma odası devreye alınmaktadır. Oksijen bakımından zengin ve yuzysek sıcaklıktaki egzoz gazları ve metanın yakılması sonucunda ortaya ęıkan yanma sonu urunleri ekonomizoryde elde edilebilecek buhar miktarını arttırmaktadır.

1 kmol CH_4 için 2 kmol teorik oksijene ihtiyaç vardır. Buna gorye, birinci yanma odasında meydana gelen egzoz gazları ile δ kmol metanın reaksiyona girdiği kabul edilerek, metan

$$\Psi_2 = \frac{2\Psi_1 - 2}{2\delta} = \frac{\Psi_1 - 1}{\delta} \quad (4.18)$$

“oksijen” fazlalık katsayısı ile yakılmış olur. Denklem (4.3) de goryerildiği uzere 1 kmol metanın yanması sonucu birinci yanma odasında meydana gelen egzoz

gazları, ikinci yanma odasında δ kmol metan gazı ile reaksiyona girdiği takdirde yanma denklemi:



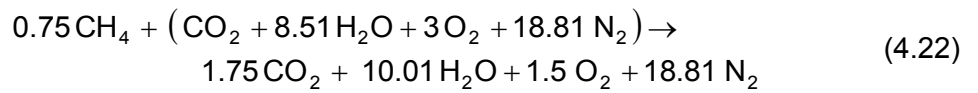
şeklinde yazılır. Denklemin solunda parantez içerisinde yazılan gaz karışımı birinci yanma odasından çıkan egzoz gazlarıdır. Bu çalışmada, ikinci yanma odasında metan gazının % 200 ($\Psi_2=2$) teorik oksijen ile reaksiyona girdiği gözönünde bulundurulmuştur. Böylece % 200 teorik oksijen ile reaksiyona giren metan gazının molar egzoz-yakıt oranı (4.4), (4.6) ve (4.8) denklemlerinden de yararlanılarak

$$EY_n = \frac{n_{\text{eg1}}}{n_{y2}} = \frac{n_{T1} \cdot n_{y1}}{n_{y2}} = \frac{\left[9.524 \cdot \Psi_1 \cdot \left(1 + \frac{\omega}{0.6219} \right) + 1 \right] \cdot \Psi_2}{\Psi_1 - 1} = 41.754 \frac{\text{kmol egzoz}}{\text{kmol yakıt}} \quad (4.20)$$

şeklinde elde edilir. Buna göre, ikinci ve birinci yanma odalarına giren yakıt oranı, hava ve “oksijen” fazlalık katsayıları ve buhar-hava oranına bağlı olarak

$$\frac{n_{y2}}{n_{y1}} = f(\Psi_1, \Psi_2, \omega) = \frac{\Psi_1 - 1}{\Psi_2} = \delta = 0.75 \quad (4.21)$$

şeklinde elde edilir. Böylece yukarıda açıklanan parametrelerin ışığında (4.50) denklemi



şeklini alır. Yanma odasından çıkan egzoz gazlarının kütleli debisi ise

$$\dot{m}_{\text{eg2}} = \dot{m}_{\text{eg1}} + \dot{m}_{y2} = \dot{m}_{\text{eg1}} + (\delta \cdot \dot{n}_{y1} \cdot M_y) = 18.160 \text{ kg/s}$$

olarak bulunur. Egzoz gazlarının molar debisi

$$\dot{n}_{\text{eg2}} = n_{T2} \cdot \dot{n}_{y2} = (31.32 + \delta) \cdot \dot{n}_{y1} = 0.6975 \text{ kmol/s}$$

elde edilir ve buradan da egzoz gazlarının mol kütlesi

$$M_{\text{eg2}} = \frac{\dot{m}_{\text{eg2}}}{\dot{n}_{\text{eg2}}} = 26.035 \text{ kg/kmol}$$

bulunur. Buna göre yukarıda belirtilen reaksiyon için adyabatik alev sıcaklığı (T_A) elde edilir. Yanma işlemine giren metanın sıcaklığı 25 °C ve egzoz gazlarının yanma odasına giriş sıcaklığı 803.26 K alınarak yanma reaksiyonunun adyabatik alev sıcaklığı (T_A) hesaplanır. Buna göre, yanma işlemine giren ve çıkan maddelerin formasyon entalpisi esasına dayanan entalpileri

$$H_{YIG} = \sum n_g \cdot (\bar{h}_f^\circ + \Delta \bar{h})_g = 11.348 \cdot (-285838 + (M_b \cdot (3552.6 - 104.77))) + 1 \cdot (-74873) + 1.332 \cdot (-393522 + 22985) + 4 \cdot (15952) + 25.08 \cdot (15150) = -2,663,505 \text{ kJ}$$

$$H_{YIÇ} = \sum n_i \cdot (\bar{h}_f^\circ + \Delta \bar{h}) = 2.332 (-393522 + (\Delta \bar{h}(T_A)))_{CO_2} + 2 (\Delta \bar{h}(T_A))_{O_2} + 25.08 (\Delta \bar{h}(T_A))_{N_2} + 13.348 (-241827 + (\Delta \bar{h}(T_A)))_{H_2O} = -2,663,505 \text{ kJ} \quad (4.23)$$

şeklinde hesaplanır. (4.23) denkleminde deneme-yanılma ile $T_A \cong 1293.38 \text{ K}$ bulunur. Yanlız burada şu hususa dikkat edilmelidir ki, buharın yanma odasına giriş sıcaklığı adyabatik alev sıcaklığına da bağlıdır. Bu bakımdan sıcaklıklar, denklem ve bağıntıları sağlayıncaya kadar iterasyon yapılarak elde edilir.

İkinci yanma odasındaki sıcaklık değeri birinci yanma odasındaki sıcaklık civarında olduğundan, CO₂ gazı ve diğerlerinin bileşenlerine ayrılmadığı ve ayrışmadığı kabul edilmiştir.

Daha önce görüldüğü gibi yanma odasında kimyasal reaksiyona giren metan ve egzoz gazları yanma odasından CO₂, O₂, H₂O ve N₂ gaz karışımı olarak çıkmaktadır. Tablo 4.4'de yanma odasından çıkan egzoz gazlarının kütle oranları ve mol oranları kullanılarak karışımın mol kütlelerinin ve kütle oranlarının (y_{mi}) bulunuşu gösterilmiştir. Burada elde edilen mol kütleleri daha önce yukarıda bulunan değer ile aynıdır.

Tablo 4.4 İkinci yanma odasından çıkan yanma sonu ürünlerinin kütle oranları ve mol oranları

Karışan (i)	Mol Sayısı (kmol) (n_i)	Mol Oranı (y_i)	Mol Kütleleri (kg/kmol) (M_i)	$y_i \cdot M_i$ (kg/kmol)	Kütle Oranı (y_{mi})
CO ₂	1.750	0.0546	44.010	2.4015	0.0922
H ₂ O	10.010	0.3121	18.015	5.6230	0.2160
O ₂	1.500	0.0468	31.999	1.4967	0.0575
N ₂	18.810	0.5865	28.160	16.5167	0.6343
	32.070			$M_{eg} = 26.035$	

Tablo 3.1 de verilen bazı mükemmel gazların sabit basınçta özgül ısı denklemleri ve Tablo 4.4'den, yanma sonu ortaya çıkan egzoz gazlarının sabit basınçtaki özgül ısı denklemleri elde edilir:

$$c_{po} = \frac{\sum_i y_{ni} \bar{c}_{poi}}{M_i} = 2.6541 - (2.2002 \cdot \theta^{0.25}) + (1.056 \cdot \theta^{0.5}) - (0.0529 \cdot \theta) + (0.000036 \cdot \theta^{1.5}) + (0.00005 \cdot \theta^2) - (11.872 \cdot \theta^{-1.5}) + (24.59 \cdot \theta^{-2}) - (18.48 \cdot \theta^{-3}) \quad (4.24)$$

Bu denklemden

$$\theta = \frac{T \text{ (K)}}{100}$$

olduğu göz önünde tutulmalıdır.

Dış prosesin daha fazla buhara ihtiyacı olduğu durumlarda devreye alınan ikinci yanma odasından 1293.38 K sıcaklıkta çıkan egzoz gazları ekonomizöre girerek 120 °C sıcaklıkta dışarı atılmaktadır. Termodinamiğin birinci kanunundan

$$-q_{eg2} = \dot{m}_{eg2} \cdot c_{peg2} \cdot (T_6 - T_7) = 18.160 \cdot 1.36 \cdot (1020.23 - 120) = 22233.52 \text{ kW} = q_b$$

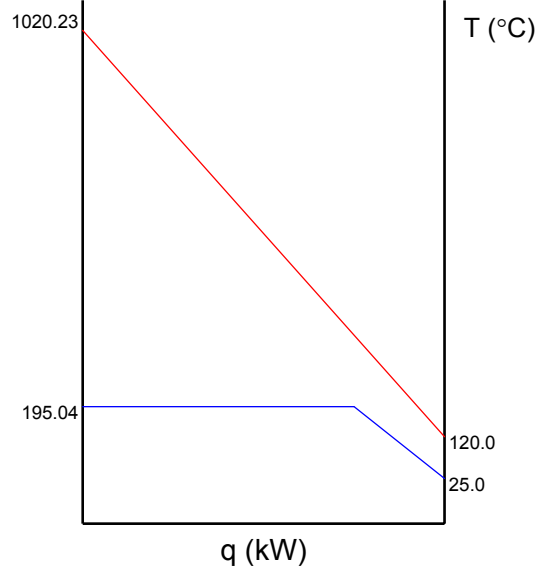
elde edilir. 25 °C sıcaklık ve 1.4 MPa basınçta ekonomizöre giren su 195.04 °C sıcaklığında doymuş buhar halinde çıkmaktadır. Buna göre bu ısının buharlaştırabileceği su miktarı ise

$$\dot{m}_b = \frac{q_b}{(h_{10} - h_9)} = \frac{22233.52}{(2787.8 - 106.05)} = 8.291 \text{ kg/s}$$

olmaktadır. Buna göre, dış proses için gönderilen buhar miktarı

$$\dot{m}_{10b} = \dot{m}_{10} - \dot{m}_{10a} = 8.291 - 2.55 = 5.741 \text{ kg/s}$$

olarak elde edilir. İkinci yanma odası devreye alındığında ekonomizörde egzoz gazları ile su arasındaki ısı geçişi Şekil 4.5 de gösterilmektedir.



Şekil 4.5 İkinci yanma odası devreye alındığında ekonomizörde egzoz gazları ve su buharı arasındaki ısı geçişi

4.2 Sistemin İkinci Kanun Analizi Hesapları

Bu bölümde, her bir ünite için ikinci kanun analizi için fiziksel (akış) ve kimyasal (formasyon) kullanılabilirlikleri bulunmakta, buna göre sürekli-akışlı sürekli-açık sisteme ait kullanılabilir enerji denklemi uygulanarak kullanılabilir enerji kayıpları tespit edilmektedir.

4.2.1 Kompresör

Kompresöre giren hava referans sıcaklık, basınç ve termodinamik denge halinde olduğundan fiziksel ve kimyasal kullanılabilirliği sıfırdır ($\bar{k}_1 = 0$).

Havanın Tablo 3.1'de verilen sabit basınçtaki özgül ısı denkleminden yararlanılarak, fiziksel kullanılabilirliği (3.39) bağıntısından 8468 kJ/kmol bulunur. Bileşimi referans olarak seçilen havanın kimyasal kullanılabilirliği sıfıra eşittir. Böylece havanın kompresör çıkışındaki kullanılabilirliği

$$\bar{k}_2 = \bar{k}_{2,\text{fiz}} + \bar{k}_{2,\text{kim}} = 8468 \text{ kJ/kmol}, \quad k_2 = 292.3 \text{ kJ/kg}$$

olarak bulunur. Gücü 4789 kW olan adyabatik kompresörün birim kütledeki hava için kullanılabilir enerjisi ($\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_h = 15 \text{ kg/s}$)

$$\chi_{\text{WK}} = w_K = \frac{4789}{15} = 319.27 \text{ kJ/kg hava}$$

olduğuna göre (3.45) kullanılabilir enerji denkleminde

$$\frac{\dot{\chi}_{kyk}}{\dot{m}_h} = \chi_{WK} + k_1 - k_2 = 26.97 \text{ kJ/kg hava}$$

bulunur.

4.2.2 Yanma odası

Yanma sonunda ortaya çıkan egzoz gazlarının sabit basınçtaki özgül ısı denklemini bileşenlerinin mol oranlarına bağlı olarak (4.11) denkleminde elde edilmişti. Buna göre egzoz gazlarının fiziksel kullanılabilirliği (3.39) denkleminde $\bar{k}_{3, fiz} = 26975 \text{ kJ/kmol}$ bulunur. Kimyasal bileşimi Tablo 4.2 de verilen egzoz gazlarının kimyasal kullanılabilirliğinin bulunabilmesi için civar şartlarında (T_0, P_0) içerdiği suyun büyük bir kısmı yoğuşacağından su buharının mol oranı belirlenir:

$$y_{oH_2O(b)} = \frac{P_{d 25^\circ C}}{P_0} = \frac{3.166}{100} = \frac{n_{oH_2O(b)}}{n_{o diğer} + n_{oH_2O(b)}}$$

$n_{o diğer} = 22.81 \text{ kmol}$ olduğuna göre $n_{oH_2O(b)} = 0.7458 \text{ kmol}$ bulunur. Egzoz gazı içerisindeki sıvı haldeki suyun mol oranı ise

$$n_{oH_2O(s)} = 8.51 - 0.7458 = 7.7642 \text{ kmol}$$

olup, civar şartlarında (T_0, P_0) egzoz gazlarının mol oranı Tablo 4.5 de verilmektedir.

Tablo 4.5 l haldeki (25 C, 100 kPa) egzoz gazlarının mol oranı

	n_{oi} (kmol)	y_{oi}
CO ₂	1	0.0425
O ₂	3	0.1273
N ₂	18.81	0.7985
H ₂ O _(b)	0.7458	0.0317
H ₂ O _(s)	7.7642	
	$n_{ogTOP} = 23.5558$	

Egzoz gazlarının her bir bileşenine ait kimyasal kullanılabilirlik değerini Tablo 3.3 den alınarak (3.42) denkleminde yerine konulursa gaz karışımının kimyasal kullanılabilirliği bulunur:

$$\begin{aligned}\bar{k}_{3, \text{kim, g}} = & (0.0425 \cdot 19870) + (0.1273 \cdot 3970) + (0.7985 \cdot 720) + (0.0317 \cdot 9500) + \\ & + [8.314 \cdot 298.15 \cdot ((0.0425 \cdot \ln 0.0425) + (0.1273 \cdot \ln 0.1273) + \\ & + (0.7985 \cdot \ln 0.7985) + (0.0317 \cdot \ln 0.0317))]\end{aligned}$$

$$\bar{k}_{3, \text{kim, g}} = 525.41 \text{ kJ/kmol}$$

Yukarıda gaz karışımı için bulunan değere sıvı haldeki suyun da kimyasal kullanılabilirliği eklenirse yanma odasından çıkan egzoz gazlarının kimyasal kullanılabilirliği elde edilir.

$$\bar{k}_{3, \text{kim}} = \frac{23.56 \cdot 525.41 + 7.76 \cdot 900}{23.56 + 7.76} \cong 618 \text{ kJ/kmol}$$

Böylece yanma odası çıkışındaki egzoz gazlarının kullanılabilirliği, yukarıda hesaplanan fiziksel ve kimyasal kullanılabilirliklerin toplamıdır:

$$\bar{k}_3 = \bar{k}_{3, \text{fiz}} + \bar{k}_{3, \text{kim}} = 26975 + 618 = 27593 \text{ kJ/kmol}, \quad k_3 = 1839.53 \text{ kJ/kg hava}$$

Püskürtülen kızgın buharın fiziksel kullanılabilirlik değeri, termodinamik tablolardan alınan özellikler (3.37) denkleminde yerine konularak hesaplanır:

$$\bar{k}_{11, \text{fiz}} = \bar{h}_{11} - T_0 \cdot \bar{s}_{11} - \bar{g}_0 = 65428.68 - 298.15 \cdot 140.49 + 83.79 \cong 23625 \text{ kJ/kmol}$$

H₂O civar şartlarında sıvı fazda olduğundan yanma odasına giren buharın kimyasal kullanılabilirliği ($\bar{k}_{11, \text{kim}}$) Tablo 3.3 den 900 kJ/kmol alınır. Buna göre püskürtülen buharın kullanılabilirliği fiziksel ve kimyasal kullanılabilirlik değerlerinin toplanması ile elde edilir:

$$\bar{k}_{11} = \bar{k}_{11, \text{fiz}} + \bar{k}_{11, \text{kim}} = 24525 \text{ kJ/kmol}, \quad k_{11} = 1635 \text{ kJ/kg hava}$$

Yanma odasına 25 °C sıcaklık ve 1 MPa basınçta giren metan gazının fiziksel kullanılabilirliği civar ile basınç farkından dolayı

$$\bar{k}_{12, \text{fiz}} = \bar{R} T_0 \ln \frac{P}{P_0} = 5708 \text{ kJ/kmol}$$

olmaktadır. Tablo 3.3 de kimyasal kullanılabilirliği verilen metan gazının kullanılabilirliği

$$\bar{k}_{12} = \bar{k}_{12,\text{fiz}} + \bar{k}_{12,\text{kim}} = 837358 \text{ kJ/kmol} , \quad k_{12} = 55823.87 \text{ kJ/kg hava}$$

şeklinde fiziksel ve kimyasal kullanılabilirlik değerlerinin toplanması ile elde edilir. İş ve ısı alışverişi olmayan yanma odası için kullanılabilir enerji denklemi

$$\dot{\chi}_{\text{ky YO}} = \dot{n}_2 \bar{k}_2 + \dot{n}_{11} \bar{k}_{11} + \dot{n}_{12} \bar{k}_{12} - \dot{n}_3 \bar{k}_3$$

şeklinde yazılır. Buna göre kayıp kullanılabilir enerji

$$\dot{\chi}_{\text{ky YO}} = 4384.5 + 0.0217 \cdot 837358 + 0.1415 \cdot 24525 - 0.6811 \cdot 27593 \cong 7232 \text{ kW}$$

bulunur ve kompresöre giren birim kütledeki hava için yanma odasındaki kayıp kullanılabilir enerji elde edilir:

$$\frac{\dot{\chi}_{\text{ky YO}}}{\dot{m}_h} = \frac{7232}{15} \cong 482 \text{ kJ/kg hava}$$

4.2.3 Gaz türbini

Egzoz gazlarının, net gücü 11795 kW olan türbinin çıkışındaki fiziksel kullanılabilirliği (3.39) denkleminde yararlanılarak $\bar{k}_{4,\text{fiz}} = 9004 \text{ kJ/kmol}$ bulunur. Bileşimi değişmeyen egzoz gazlarının kimyasal kullanılabilirliği yanma odası bölümünde bulunan değer ile aynıdır:

$$\bar{k}_{4,\text{kim}} = \bar{k}_{3,\text{kim}} = 618 \text{ kJ/kmol}$$

Egzoz gazlarının türbin çıkışındaki kullanılabilirliği

$$\bar{k}_4 = \bar{k}_{4,\text{fiz}} + \bar{k}_{4,\text{kim}} = 9004 + 618 = 9622 \text{ kJ/kmol} , \quad k_4 = 641.47 \text{ kJ/kg hava}$$

olarak elde edilir. Türbin için kullanılabilir enerji denklemi

$$\dot{\chi}_{\text{ky T}} = \dot{\chi}_{\text{WT}} + \dot{n}_3 \bar{k}_3 - \dot{n}_4 \bar{k}_4$$

şeklinde yazılır. Buna göre kayıp kullanılabilir enerji

$$\dot{\chi}_{\text{ky T}} = -11795 + 0.6811 \cdot (27593 - 9622) \cong 445 \text{ kW}$$

bulunur ve kompresöre giren birim kütledeki hava için türbindeki kayıp kullanılabilir enerji elde edilir:

$$\frac{\dot{\chi}_{ky \ T}}{\dot{m}_h} = \frac{445}{15} = 29.67 \text{ kJ/kg hava}$$

4.2.4 Kızdırıcı

Kızdırıcıdan 803.26 K sıcaklık ve 102 kPa basınçta çıkan egzoz gazlarının fiziksel kullanılabilirliği (3.39) ve (4.11) eşitliklerinden yararlanılarak $\bar{k}_{5, \text{fiz}} = 6904 \text{ kJ/kmol}$ bulunur. Kızdırıcı çıkışında egzoz gazlarının bileşimi değişmediğinden kimyasal kullanılabilirlik ($\bar{k}_{5, \text{kim}}$) 618 kJ/kmol olmaktadır.

Buna göre kızdırıcıdan çıkan egzoz gazlarının kullanılabilirliği

$$\bar{k}_5 = \bar{k}_{5, \text{fiz}} + \bar{k}_{5, \text{kim}} = 6904 + 618 = 7522 \text{ kJ/kmol}, \quad k_5 = 501.47 \text{ kJ/kg hava}$$

bulunur. Kızdırıcıya 1.4 MPa basınçta giren doymuş buharın fiziksel kullanılabilirliği (3.37) denkleminde elde edilir:

$$\bar{k}_{10a, \text{fiz}} = \bar{h}_{10a} - T_0 \cdot \bar{s}_{10a} - \bar{g}_0 = 50222.22 - 298.15 \cdot 116.47 + 83.79 \cong 15581 \text{ kJ/kmol}$$

Ekonomizörden çıkıp, proses ve kızdırıcıya gönderilen doymuş buharın özellikleri aynı olduğundan

$$\bar{k}_{10, \text{fiz}} = \bar{k}_{10a, \text{fiz}} = \bar{k}_{10b, \text{fiz}} = 15581 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{k}_{10, \text{kim}} = \bar{k}_{10a, \text{kim}} = \bar{k}_{10b, \text{kim}} = 900 \text{ kJ/kmol}$$

eşitlikleri yazılır. Buna göre kızdırıcıya giren buharın kullanılabilirliği yukarıda yazılan eşitliklerden elde edilir:

$$\bar{k}_{10} = \bar{k}_{10a} = \bar{k}_{10b} = \bar{k}_{10, \text{fiz}} + \bar{k}_{10, \text{kim}} = 16481 \text{ kJ/kmol}$$

$$k_{10} = k_{10a} = k_{10b} = 1098.73 \text{ kJ/kg hava}$$

Kızdırıcı için kullanılabilir enerji denklemi

$$\dot{\chi}_{ky \ KIZD} = \dot{n}_4 \bar{k}_4 + \dot{n}_{10a} \bar{k}_{10a} - \dot{n}_5 \bar{k}_5 - \dot{n}_{11} \bar{k}_{11}$$

şeklinde yazılır. Buna göre kayıp kullanılabilir enerji

$$\dot{\chi}_{ky\ KIZD} = 0.6811 \cdot (9622 - 7522) + 0.1415 \cdot (16481 - 24525) \cong 292 \text{ kW}$$

bulunur ve kompresöre giren birim kütledeki hava için kızdırıcıdaki kayıp kullanılabilir enerji elde edilir:

$$\frac{\dot{\chi}_{ky\ KIZD}}{\dot{m}_h} = \frac{292}{15} = 19.47 \text{ kJ/kg hava}$$

4.2.5 Ekonomizör

Ekonomizörden 120 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta çıkan egzoz gazlarının fiziksel kullanılabilirliği (3.39) ve (4.11) denklemlerinden yararlanılarak $\bar{k}_{7, fiz} = 387 \text{ kJ/kmol}$, kimyasal kullanılabilirliği ise ($\bar{k}_{7, kim}$) 549 kJ/kmol olmaktadır. Buna göre kullanılabilirlik bu iki değer toplaması ile

$$\bar{k}_7 = \bar{k}_{7, fiz} + \bar{k}_{7, kim} = 387 + 618 = 1005 \text{ kJ/kmol}, \quad k_7 = 67 \text{ kJ/kg hava}$$

bulunur. Ekonomizöre giren 1.4 MPa basınçtaki ve 25.01 °C sıcaklıktaki suyun fiziksel kullanılabilirliği (3.37) denkleminde yararlanılarak elde edilir:

$$\bar{k}_{9, fiz} = \bar{h}_9 - T_0 \cdot \bar{s}_9 - \bar{g}_0 = 1910.49 - 298.15 \cdot 6.61 + 83.79 \cong 23 \text{ kJ/kmol}$$

Ekonomizörden çıkan doymuş buharın kullanılabilirliği ise kızdırıcı bölümünde yazılan eşitlikten 16481 kJ/kmol olmaktadır.

H₂O civar şartlarında sıvı halde olduğundan ekonomizöre giren suyun kimyasal kullanılabilirliği ($\bar{k}_{9, kim}$) Tablo 3.3 den 900 kJ/kmol bulunur. Buna göre ekonomizöre giren suyun kullanılabilirliği fiziksel ve kimyasal kullanılabilirlik değerlerinin toplanması ile elde edilir:

$$\bar{k}_9 = \bar{k}_{9, fiz} + \bar{k}_{9, kim} = 923 \text{ kJ/kmol}, \quad k_9 = 61.53 \text{ kJ/kg hava}$$

Ekonomizör için kullanılabilir enerji denklemi

$$\dot{\chi}_{ky\ EKON} = \dot{n}_6 \bar{k}_6 + \dot{n}_9 \bar{k}_9 - \dot{n}_7 \bar{k}_7 - \dot{n}_{10} \bar{k}_{10}$$

şeklinde yazılır. Buna göre kayıp kullanılabilir enerji

$$\dot{\chi}_{kyEKON} = 0.6811 \cdot (7522 - 1005) + 0.1882 \cdot (923 - 16481) \cong 1511 \text{ kW}$$

bulunur ve kompresöre giren birim kütledeki hava için ekonomizördeki kayıp kullanılabilir enerji elde edilir:

$$\frac{\dot{\chi}_{kyEKON}}{\dot{m}_h} = \frac{1511}{15} = 100.72 \text{ kJ/kg hava}$$

Besleme pompasına 100 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıkta giren su civar şartlarında bulunduğundan kullanılabilirliği sadece kimyasal bileşeninden ibarettir:

$$\bar{k}_8 = \bar{k}_{8, kim} = 900 \text{ kJ/kmol}, \quad k_8 = 60 \text{ kJ/kg hava}$$

Kullanılabilir enerji denklemi yazılarak gücü birim H₂O kütlesi için, 1.304 kJ/kg olan izentropik pompanın kayıp kullanılabilir enerjisi bulunur:

$$\dot{\chi}_{kyP} = 0.1882 (18.015 \cdot 1.304 + 900 - 923) \cong 0.1 \text{ kW}$$

Bununla birlikte kompresöre giren havanın birim kütlesi için besleme pompasındaki kayıp kullanılabilir enerji elde edilir:

$$\frac{\dot{\chi}_{kyP}}{\dot{m}_h} = \frac{0.1}{15} = 0.007 \text{ kJ/kg hava}$$

4.2.6 İkinci yanma odası

Daha fazla proses buharına ihtiyaç duyulduğunda devreye alınan ikinci yanma odasında yanma sonunda ortaya çıkan egzoz gazlarının sabit basınçtaki özgül ısı denklemi bileşenlerinin mol oranlarına bağlı olarak (4.24) bağıntısında elde edilmişti. Buna göre egzoz gazlarının fiziksel kullanılabilirliği (3.39) denkleminde $\bar{k}_{6, fiz} = 19921 \text{ kJ/kmol}$ bulunur. Kimyasal bileşimi Tablo 4.4 de verilen egzoz gazlarının kimyasal kullanılabilirliğinin bulunabilmesi için civar şartlarında (T_0, P_0) içerdiği suyun büyük bir kısmı yoğuşacağından su buharının mol oranı belirlenir:

$$y_{oH_2O(b)} = \frac{P_{d 25^\circ C}}{P_0} = \frac{3.166}{100} = \frac{n_{H_2O(b)}}{n_{diğer} + n_{H_2O(b)}}$$

$n_{diğer} = 22.06 \text{ kmol}$ olduğuna göre $n_{H_2O(b)} = 0.7213 \text{ kmol}$ bulunur. Egzoz gazı içerisindeki sıvı haldeki suyun mol oranı ise

$$n_{\text{H}_2\text{O}(s)} = 10.01 - 0.7213 = 9.2887 \text{ kmol}$$

olup, civar şartlarında (T_0 , P_0) egzoz gazlarının mol oranı Tablo 4.6'da verilmektedir.

Tablo 4.6 İkinci yanma odasından çıkan ölü haldeki egzoz gazlarının mol oranı

	n_{oi} (kmol)	y_{oi}
CO_2	1.75	0.0768
O_2	1.5	0.0658
N_2	18.81	0.8257
$\text{H}_2\text{O}(b)$	0.7213	0.0317
$\text{H}_2\text{O}(s)$	9.2887	
	$n_{g\text{TOP}} = 22.7813$	

Egzoz gazlarının her bir bileşenine ait kimyasal kullanılabilirlik değeri Tablo 3.3 den alınarak (3.42) denkleminde yerine konulursa gaz karışımının kimyasal kullanılabilirliği bulunur:

$$\begin{aligned} \bar{k}_{6, \text{kim}, g} = & (0.0768 \cdot 19870) + (0.0658 \cdot 3970) + (0.8257 \cdot 720) + (0.0317 \cdot 9500) + \\ & + [8.314 \cdot 298.15 \cdot [(0.0768 \cdot \ln 0.0768) + (0.0658 \cdot \ln 0.0658) + \\ & + (0.8257 \cdot \ln 0.8257) + (0.0317 \cdot \ln 0.0317)]] \end{aligned}$$

$$\bar{k}_{6, \text{kim}, g} = 1087.22 \text{ kJ/kmol}$$

Yukarıda gaz karışımı için bulunan değere sıvı haldeki suyun da kimyasal kullanılabilirliği eklenirse yanma odasından çıkan egzoz gazlarının kimyasal kullanılabilirliği elde edilir.

$$\bar{k}_{6, \text{kim}} = \frac{22.78 \cdot 1087.22 + 9.29 \cdot 900}{22.78 + 9.29} \cong 1033 \text{ kJ/kmol}$$

Böylece yanma odası çıkışındaki egzoz gazlarının kullanılabilirliği, yukarıda hesaplanan fiziksel ve kimyasal kullanılabilirliklerin toplamıdır:

$$\bar{k}_6 = \bar{k}_{6, \text{fiz}} + \bar{k}_{6, \text{kim}} = 19921 + 1033 = 20954 \text{ kJ/kmol}, \quad k_6 = 1396.93 \text{ kJ/kg hava}$$

110 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıkta ikinci yanma odasına giren metanın kimyasal kullanılabilirliği 831650 kJ/kmol, fiziksel kullanılabilirliği ölü hal ile olan basınç farkından

$$\bar{k}_{13,\text{fiz}} = \bar{R} T_0 \ln \frac{P}{P_0} \cong 236 \text{ kJ/kmol}$$

olup kullanılabilirliği ise

$$\bar{k}_{13} = \bar{k}_{13,\text{fiz}} + \bar{k}_{13,\text{kim}} = 831886 \text{ kJ/kmol}, \quad k_{13} = 55459.10 \text{ kJ/kg hava}$$

bulunur. İş ve ısı alışverişi olmayan ikinci yanma odası için kullanılabilir enerji denklemi

$$\dot{\chi}_{\text{kyYO2}} = \dot{n}_5 \bar{k}_5 + \dot{n}_{13} \bar{k}_{13} - \dot{n}_6 \bar{k}_6$$

şeklinde yazılır. Buna göre kayıp kullanılabilir enerji

$$\dot{\chi}_{\text{kyYO2}} = 0.6811 \cdot 7522 + 0.0163 \cdot 831886 - 0.6975 \cdot 20954 \cong 4068 \text{ kW}$$

bulunur ve kompresöre giren birim kütledeki hava için ikinci yanma odasındaki kayıp kullanılabilir enerji elde edilir:

$$\frac{\dot{\chi}_{\text{kyYO2}}}{\dot{m}_h} = \frac{4068}{15} = 271.2 \text{ kJ/kg hava}$$

Ekonomizördeki kayıp kullanılabilir enerji denklemi ikinci yanma odasında meydana gelen egzoz gazları için yeniden düzenlenerek, kompresöre giren birim kütledeki hava için ekonomizördeki kayıp kullanılabilir enerji elde edilir:

$$\frac{\dot{\chi}_{\text{kyEKON}}}{\dot{m}_h} = \frac{0.6975 \cdot (20954 - 1425) + 0.4602 \cdot (923 - 16481)}{15} \cong 430.78 \text{ kJ/kg hava}$$

Tablo 4.7 Akışların entalpi ve entropi değişimleri ve kullanılabilirlikleri

		\dot{m} kg/s	\dot{n} kmol/s	T K	P kPa	Δh kJ/kmol	Δs kJ/kmol-K	\bar{k}_{fiz} kJ/kmol	\bar{k}_{kim} kJ/kmol	$\bar{k} = \bar{k}_{fiz} + \bar{k}_{kim}$ kJ/kmol	$\dot{K} = B$ MW
1	Hava	15	0.5178	298.15	100	0	0	0	0	0	0
2	Hava	15	0.5178	609.64	930	9261	2.659	8468	0	8468	4.385
3	Egzoz ₁	17.898	0.6811	1363.74	883.5	36745	32.769	26975	549	27524	18.794
4	Egzoz ₁	17.898	0.6811	894.11	104.1	19454	35.051	9004	549	9553	6.553
5	Egzoz ₁	17.898	0.6811	803.26	102.0	16294	31.493	6904	549	7453	5.123
6	Egzoz ₁	17.898	0.6811	803.26	102.0	16294	31.493	6904	549	7453	5.123
7	Egzoz ₁	17.898	0.6811	393.15	100	2928	8.523	387	549	936	0.684
8	H ₂ O (sıvı)	3.391	0.1882	298.15	100	0	0	0	900	900	0.169
9	H ₂ O (sıvı)	3.391	0.1882	298.16	1400	23	0	23	900	923	0.174
10	H ₂ O (x = 1)	3.391	0.1882	468.19	1400	48335	109.857	15581	900	16481	3.102
10a	H ₂ O (x = 1)	2.55	0.1415	468.19	1400	48335	109.857	15581	900	16481	2.333
10b	H ₂ O (x = 1)	0.841	0.0467	468.19	1400	48335	109.857	15581	900	16481	0.769
11	H ₂ O (buhar)	2.55	0.1415	845.15	1400	63541	133.881	23625	900	24525	3.471
12	Metan	0.348	0.0217	298.15	1000	0	-19.145	5708	831650	837358	18.171

Tablo 4.8 İkinci yanma odası devreye alındığında akışların entalpi ve entropi değişimleri ve kullanılabilirlikleri

		\dot{m} kg/s	\dot{n} kmol/s	T K	P kPa	Δh kJ/kmol	Δs kJ/kmol-K	\bar{k}_{fiz} kJ/kmol	\bar{k}_{kim} kJ/kmol	$\bar{k} = \bar{k}_{fiz} + \bar{k}_{kim}$ kJ/kmol	$\dot{K} = B$ MW
1	Hava	15	0.5178	298.15	100	0	0	0	0	0	0.000
2	Hava	15	0.5178	609.64	930	9261	2.659	8468	0	8468	4.385
3	Egzoz ₁	17.898	0.6811	1363.74	883.5	36745	32.769	26975	549	27524	18.794
4	Egzoz ₁	17.898	0.6811	894.11	104.1	19454	35.051	9004	549	9553	6.553
5	Egzoz ₁	17.898	0.6811	803.26	102.0	16294	31.493	6904	549	7453	5.123
6	Egzoz ₂	18.159	0.6975	1293.38	102.0	34688	49.530	19921	1033	20954	14.615
7	Egzoz ₂	18.159	0.6975	393.15	100	2965	8.630	392	1033	1425	0.994
8	H ₂ O (sıvı)	8.291	0.4602	298.15	100	0	0	0	900	900	0.414
9	H ₂ O (sıvı)	8.291	0.4602	298.16	1400	23	0	23	900	923	0.425
10	H ₂ O (x = 1)	8.291	0.4602	468.19	1400	48335	109.857	15581	900	16481	7.585
10a	H ₂ O (x = 1)	2.55	0.1415	468.19	1400	48335	109.857	15581	900	16481	2.333
10b	H ₂ O (x = 1)	5.741	0.3187	468.19	1400	48335	109.857	15581	900	16481	5.252
11	H ₂ O (buhar)	2.55	0.1415	845.15	1400	63541	133.881	23625	900	24525	3.471
12	Metan	0.348	0.0217	298.15	1000	0	-19.145	5708	831650	837358	18.171
13	Metan	0.261	0.0163	298.15	110	0	-0.792	236	831650	831886	13.539

4.3 Sistemin Termoekonomik Analizi

Bu bölümde sistem altsistemlere ayrılarak kayıp kullanılabilir enerjinin tüm sistemin veya bir bölümünün maliyet ve yatırım masrafları üzerindeki etkisi incelenecektir.

4.3.1 Altsistemlerin ve akışların kullanılabilirlik değerlerinin elde edilmesi

İkinci yanma odasının devrede olmadığı sistem üzerinde 6 adet altsistem ($n = 6$) belirlenir:

1. Kompresör
2. Yanma odası
3. Türbin
4. Kızdırıcı
5. Ekonomizör
6. Pompa

Termoekonomik hesaplar gözönünde bulundurulurken bazı akışlar belirlenen altsistem içerisinde kalır. Bazı akışların kullanılabilirlikleri sıfıra eşit olduğundan veya ihmal edildiğinden birinci sisteme ait toplam 13 adet akış gözönüne alınır ($m = 13$). Tablo 4.9'da her altsistemin sarfedilen ve elde edilen kullanılabilir enerjileri verilmektedir.

Tablo 4.9 Tüm sistemin ve altsistemlerin ikinci kanun verimi

İ	Altsistem	Sarf Edilen (S)	Elde Edilen (E)
1	Kompresör (K)	13	2
2	Yanma Odası (YO)	12	3-2-11
3	Türbin (T)	3-4	13+14+15
4	Kızdırıcı (KIZD)	4-6	11-10a
5	Ekonomizör (EKON)	6	10a+10b-9
6	Pompa (P)	15	9-8
	TÜM SİSTEM	12	10b+14-8

Böylelikle, her altsistem bir satırı, her sütun bir akışı göstermek üzere, 6 adet altsistemi bulunan ve 13 akışlı bir sistem için (6×13) boyutunda bir **A** matrisi yazılır. Tablo 4.9 dan da görüleceği üzere, matriste altsisteme giren akışlar 1, altsistemden çıkan akışlar -1 ve altsistem ile fiziksel bir bağlantısı olmayan akışlar 0 değerini almaktadır. Tablo 4.10 da ise altsistemler satırları, akışlar sütunları göstermek üzere **A** matrisinin elde edilişi gösterilmektedir. 1 no.lu akışın kullanılabilirliği sıfır olduğundan, 5 ve 10 no.lu akışlar ait oldukları altsistemler içerisinde kaldığından ve 7 no.lu akış civara atıldığından **A** matrisi içerisinde yer almamaktadırlar.

Tablo 4.10 A matrisinin elde edilmesi

		AKIŞLAR												
		2	3	4	6	8	9	10a	10b	11	12	13	14	15
ALTSİSTEMLER	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
	2	1	-1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0
	3	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	-1	-1	-1
	4	0	0	1	-1	0	0	1	0	-1	0	0	0	0
	5	0	0	0	1	0	1	-1	-1	0	0	0	0	0
	6	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	1

Böylece, termoekonomik analizde gözönüne alınması gereken 6 adet altsistem ve 13 adet akış bulunmaktadır. Yukarıda elde edilen tabloya göre **A** matrisi matris formunda yazılır.

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Tablo 4.9 dan yararlanılarak sadece kullanılabilir enerjisi sarfedilen akışların bulunduğu sarfedilen matrisi yazılabilir (**A_S**). Her altsistem bir satırı göstermek ve giren akışlar 1, çıkan akışlar -1 ve altsistem ile fiziksel bir bağlantısı olmayan akışlar 0 değerini göstermek üzere

$$\mathbf{A}_S = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

şeklinde yazılır. Elde edilen (\mathbf{A}_E) matrisinin elde edilmesi için de yukarıdaki matrisin elde edilmesi için yapılan işlemlerin benzeri alt sistemlerde elde edilen kullanılabilir enerjiler için yapılır:

$$\mathbf{A}_E = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Böylece yukarıda yazılan \mathbf{A}_S ve \mathbf{A}_E matrislerinin $\mathbf{A} = \mathbf{A}_S - \mathbf{A}_E$ bağıntısını sağladığı görülür. Analizi yapılan 13 adet akış içerisinde 2 adet sistem dışından gelen ($e = 2$) akış bulunmaktadır. Bu akışlar, pompaya giren su (8 noktası) ve yanma odasına giren metandır (12 noktası).

Matrisler yazıldıktan sonra kullanılabilirlik değeri ve birim kullanılabilirlik değerinin belirlenmesi için gerekli parametre ve eşitlikler belirlenir. Sistem dışından gelen her akış için (3.50) eşitliği göz önüne alınarak sistem dışından gelen akışların kullanılabilirlik değerleri (B^*) ile kullanılabilirliği (B) birbirlerine eşit olduğu kabulü ile sisteme dışarıdan gelen metan gazı ve su için 2 farklı eşitlik yazılır ($e = 2$):

$$\frac{B_8^*}{B_8} = k_8^* = 1 \quad \rightarrow \quad B_8^* = B_8 = \omega_8 = 0.169 \text{ MW}$$

$$\frac{B_{12}^*}{B_{12}} = k_{12}^* = 1 \quad \rightarrow \quad B_{12}^* = B_{12} = \omega_{12} = 18.171 \text{ MW}$$

Böylelikle sütun sırası Tablo 4.10 dan da görüleceği üzere sistem dışından gelen 8 akışı 5. sütunda, dışarıdan gelen diğer akış olan 12 akışı 10. sütunda bulunmaktadır. Buna göre α_e matrisi

$$\alpha_e = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

şeklinde yazılır.

($m \times m$) boyutunda $\hat{\mathbf{A}}$ kare matrisinin elde edilebilmesi için (6×13) boyutundaki \mathbf{A} matrisi ve (2×13) boyutundaki α_e matrisine ilave olarak, (3.53) bağıntısından da hesaplanacağı üzere (5×13) boyutunda bir α_x matrisi yazılır. Böylece elde edilmesi gereken beş denklem ise (3.51) ve (3.52) eşitlikleri ile elde edilir.

Denklemlerden ikisi (3.51) eşitliği ile elde edilir:

$$\frac{B_3^*}{B_3} = \frac{B_4^*}{B_4} \rightarrow x_{34} = \frac{B_3}{B_4} = \frac{18.794}{6.553} = 2.868 \rightarrow B_3^* - 2.868 B_4^* = 0$$

$$\frac{B_4^*}{B_4} = \frac{B_6^*}{B_6} \rightarrow x_{46} = \frac{B_4}{B_6} = \frac{6.553}{5.123} = 1.279 \rightarrow B_4^* - 1.279 B_6^* = 0$$

Geriye kalan üç parametre ise (3.52) eşitliğinden elde edilir:

$$\frac{B_{10a}^*}{B_{10a}} = \frac{B_{10b}^*}{B_{10b}} \rightarrow x_{10} = \frac{B_{10a}}{B_{10b}} = \frac{2.333}{0.769} = 3.034 \rightarrow B_{10a}^* - 3.034 B_{10b}^* = 0$$

$$\frac{B_{13}^*}{B_{13}} = \frac{B_{14}^*}{B_{14}} \rightarrow x_K = \frac{B_{13}}{B_{14}} = \frac{4789}{7006} = 0.684 \rightarrow B_{13}^* - 0.684 B_{14}^* = 0$$

$$\frac{B_{14}^*}{B_{14}} = \frac{B_{15}^*}{B_{15}} \rightarrow x_P = \frac{B_{14}}{B_{15}} = \frac{7006}{7001.58} = 1.001 \rightarrow B_{14}^* - 1.001 B_{15}^* = 0$$

Böylelikle akışların sütun sırası bilindiğinden, her satır bir denklemi ifade etmek üzere, yukarıda elde edilen beş denklem ile (5 × 13) boyutunda bir α_x matrisi yazılır:

$$\alpha_x = \begin{bmatrix} 0 & 1 & -x_{34} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -x_{46} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -x_{10} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -x_K & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -x_P & 0 \end{bmatrix}$$

Böylece yukarıda elde edilen \mathbf{A} , α_e ve α_x matrisleri (3.54) ifadeside belirtildiği gibi alta eklenerek (13 × 13) boyutundaki $\hat{\mathbf{A}}$ matrisi elde edilir:

$$\hat{\mathbf{A}} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -x_{34} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -x_{46} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -x_{10} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -x_K & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -x_P \end{bmatrix}$$

\emptyset matrisi sistem üzerinde belirlenen 13 adet akışa ait (13×1) boyutundaki kullanılabilirlik değeri matrisi (B^*) ile çarpılır. B^* matrisi

$$B^* = \begin{bmatrix} B_2^* \\ B_3^* \\ B_4^* \\ B_6^* \\ B_8^* \\ B_9^* \\ B_{10a}^* \\ B_{10b}^* \\ B_{11}^* \\ B_{12}^* \\ B_{13}^* \\ B_{14}^* \\ B_{15}^* \end{bmatrix}$$

şeklinde yazılır. Çarpma işleminin sağ tarafında bulunan \emptyset^* matrisi ise A , α_e , α_x matrislerini elde etmek için yazılan denklemleri içermektedir:

$$\emptyset^* = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0.169 \\ 18.171 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Yukarıdaki matriste ilk altı satır kullanılabilirlik değerinin korunumu prensibinden 0 değerini alır, 7. ve 8. satırlar sistem dışından gelen akışların kullanılabilirlikleridir, son beş satır ise (3.51) ve (3.52) eşitliklerinden elde edilerek yazılan denklemlerin sağ tarafındaki 0 değeridir.

Böylece (3.55) denkleminde, \hat{A} matrisinin inversi alınıp eşitliğin her iki tarafı ile çarpılırsa $B^* = \hat{A}^{-1} \cdot \emptyset^*$ denklemi elde edilir. Buna göre akışlara ait kullanılabilirlik değerleri bulunur ve (3.48) denklemiyle de birim kullanılabilirlik değerleri hesaplanır. Tablo 4.11 de incelenen sisteme ait akışların birim kullanılabilirlik değerleri verilmektedir.

Tablo 4.11 Akışların birim kullanılabilirlik değerleri

	B MW	B* MW	b*
1	0	0	0
2	4.385	10.653	2.429
3	18.794	40.281	2.143
4	6.553	14.045	2.143
5	5.123	10.980	2.143
6	5.123	10.980	2.143
7	0.684	0	0
8	0.169	0.169	1
9	0.174	0.179	1.032
10	3.102	11.159	3.597
10a	2.333	8.393	3.597
10b	0.769	2.766	3.597
11	3.471	11.457	3.301
12	18.171	18.171	1
13	4.789	10.653	2.224
14	7.002	15.574	2.224
15	0.0044	0.0098	2.224

İkinci kanun verimi tablosunun ışığında altsistemlerde sarfedilen ve elde edilen kullanılabilir enerjiler ve bu değerlere bağlı parametreler bulunur. Altsistemlerin sarfedilen kullanılabilirliklerinin kullanılabilirlik değerleri

$$B_s^* = A_s \cdot B^*$$

denklemden, elde edilen kullanılabilirliklerinin kullanılabilirlik değerleri ise

$$B_E^* = A_E \cdot B^*$$

denklemden elde edilir. Kullanılabilirlik değerinin korunumu ilkesinden bir altsistemde sarfedilen ve elde edilen kullanılabilirliklerin kullanılabilirlik değerleri birbirine eşittir. Birim kullanılabilirlik değerleri ise (3.48) denklemden yararlanılarak elde edilir. Buna göre Tablo 4.12 de sistem üzerinde belirlenen altsistemlerin kullanılabilirlikleri ve bunlara bağlı parametreler verilmektedir.

Tablo 4.12 Altsistemlerin kullanılabilirlikleri ve parametreleri

	B_S MW	B_E MW	B_{ky} MW	ε	b_S^*	b_E^*	ω_e MW
1	4.789	4.385	0.404	0.9156	2.224	2.429	
2	18.171	10.938	7.233	0.6020	1	1.661	
3	12.241	11.795	0.446	0.9636	2.143	2.224	7.002
4	1.430	1.138	0.292	0.7958	2.143	2.693	
5	5.123	2.929	2.194	0.5717	2.143	3.749	0.769
6	0.0044	0.0043	0.0001	0.9729	2.227	2.279	
Sistem	18.171	7.602	10.569	0.4184			

4.3.2 Akışların Kullanılabilirlik Fiyatlarının Hesaplanması

Toplam ömrü 20 sene, yıllık çalışma süresi 7000 saat olan sistem üzerindeki elemanların ilk yatırım masrafları Tablo 4.13 de verilmektedir. Bu değerler www.energytech.at internet sitesi ile birlikte Kojenerasyon ve Otoproduktivite Derneği ile yapılan görüşme sonucu elde edilmiş olup fiyatlar üreticiden üreticiye değişebilmektedir. Elemanların birim zamandaki yatırım maliyetlerinin bulunabilmesi için ilk yatırım masrafları 5.04×10^8 s/20yıl değerine bölünerek elde edilir. Bununla beraber 20 senelik işletme, bakım vb. masrafların, ilk yatırım masraflarının %5 i olduğu da www.energytech.at internet sitesinden alınan veriler doğrultusunda kabul edilerek birim zamanda sistem üzerindeki her bir elemanın ilk yatırım, işletme ve bakım vb. masrafları (Z) bulunur.

Tablo 4.13 Birim zamanda sistemin ilk yatırım, işletme, bakım vb. masrafları

	İlk yatırım masrafları US\$*	İlk yatırım masrafları TL/20 yıl	İşletme ve bakım masrafları TL/20 yıl	Z BTL/s**
Kompresör	2,250,000	3.712×10^{12}	0.186×10^{12}	7.734
Yanma Odası	1,000,000	1.650×10^{12}	0.083×10^{12}	3.438
Gaz Türbini	3,000,000	4.950×10^{12}	0.248×10^{12}	10.313
Kızdırıcı	1,500,000	2.475×10^{12}	0.124×10^{12}	5.157
Ekonomizör	1,000,000	1.650×10^{12}	0.083×10^{12}	3.438
Pompa	5,000	0.008×10^{12}	0.0004×10^{12}	0.017
TOPLAM	8,755,000	14.445×10^{12}	0.724×10^{12}	30.097

* US\$ 1=1,650,000 TL

** 1 BTL=1,000 TL

Yukarıdaki değerler ile birlikte sistem dışından gelen her akış için kullanılabilir enerji fiyatı hesaplanır. İSKİ den alınan suyun birim miktarının fiyatı 4,010,000 TL/m³ olduğuna göre sisteme giren proses suyunun kullanılabilir enerji fiyatı (3.57) ve (3.58) denklemlerinden

$$F_8 = f_8 \cdot B_8 = \left(\frac{a_{H_2O}}{\rho_{H_2O} \cdot \bar{k}_8} \cdot M_{H_2O} \right) \cdot B_8 = \frac{4010000}{1000 \cdot 900} \cdot 18.015 \cdot 169 = 13.565 \text{ BTL/s}$$

olarak bulunur. BOTAŞ in sanayide kullanılmak üzere sattığı, sisteme giren doğalgazın birim miktarının fiyatı 237,158 TL/Nm³ olup kullanılabilir enerji fiyatı ise

$$F_{12} = f_{12} \cdot B_{12} = \left(\frac{a_{CH_4}}{\rho_{CH_4} \cdot \bar{k}_{12}} \cdot M_{CH_4} \right) \cdot B_{12} = \frac{237158}{0.715 \cdot 837358} \cdot 16.043 \cdot 18171 = 115.475 \text{ BTL/s}$$

bulunur. Böylece (3.63) bağıntısında denklemin sağ tarafındaki (13 × 1) boyutundaki *dış maliyet verileri matrisi*

$$\dot{U} = \begin{bmatrix} -7.734 \\ -3.438 \\ -10.313 \\ -5.157 \\ -3.438 \\ -0.017 \\ 13.565 \\ 115.475 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

şeklinde yazılır. Yukarıdaki matriste ilk altı satır altsistemlerin kullanılabilir enerji fiyatları olup (n=6), 7. ve 8. satırlar sistem dışından gelen akışların kullanılabilir enerji fiyatlarıdır (e=2). Son beş satır ise (3.62) denkleminde yararlanılarak eşitliklerin sağ tarafında bulunan 0 değerleridir.

Termoekonomik analizde gözönüne alınan 13 adet akışın (13×1) boyutundaki kullanılabilir enerji fiyatı matrisi (**F**)

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_6 \\ F_8 \\ F_9 \\ F_{10a} \\ F_{10b} \\ F_{11} \\ F_{12} \\ F_{13} \\ F_{14} \\ F_{15} \end{bmatrix}$$

yazılır. Böylece (3.63) denkleminde bir önceki bölümde elde edilen \hat{A} matrisinin inversi alınıp eşitliğin her iki tarafı ile çarpılması ile $\mathbf{F}=\hat{A}^{-1}\cdot\hat{U}$ denklemi elde edilir. Buna göre akışlara ait kullanılabilir enerji fiyatları bulunur ve (3.65) denklemiyle de birim kullanılabilir enerji fiyatları hesaplanır.

Tablo 4.14 de incelenen sisteme ait akışların birim kullanılabilir enerji fiyatları verilmektedir.

Tablo 4.14 Akışların birim kullanılabilir enerji fiyatları

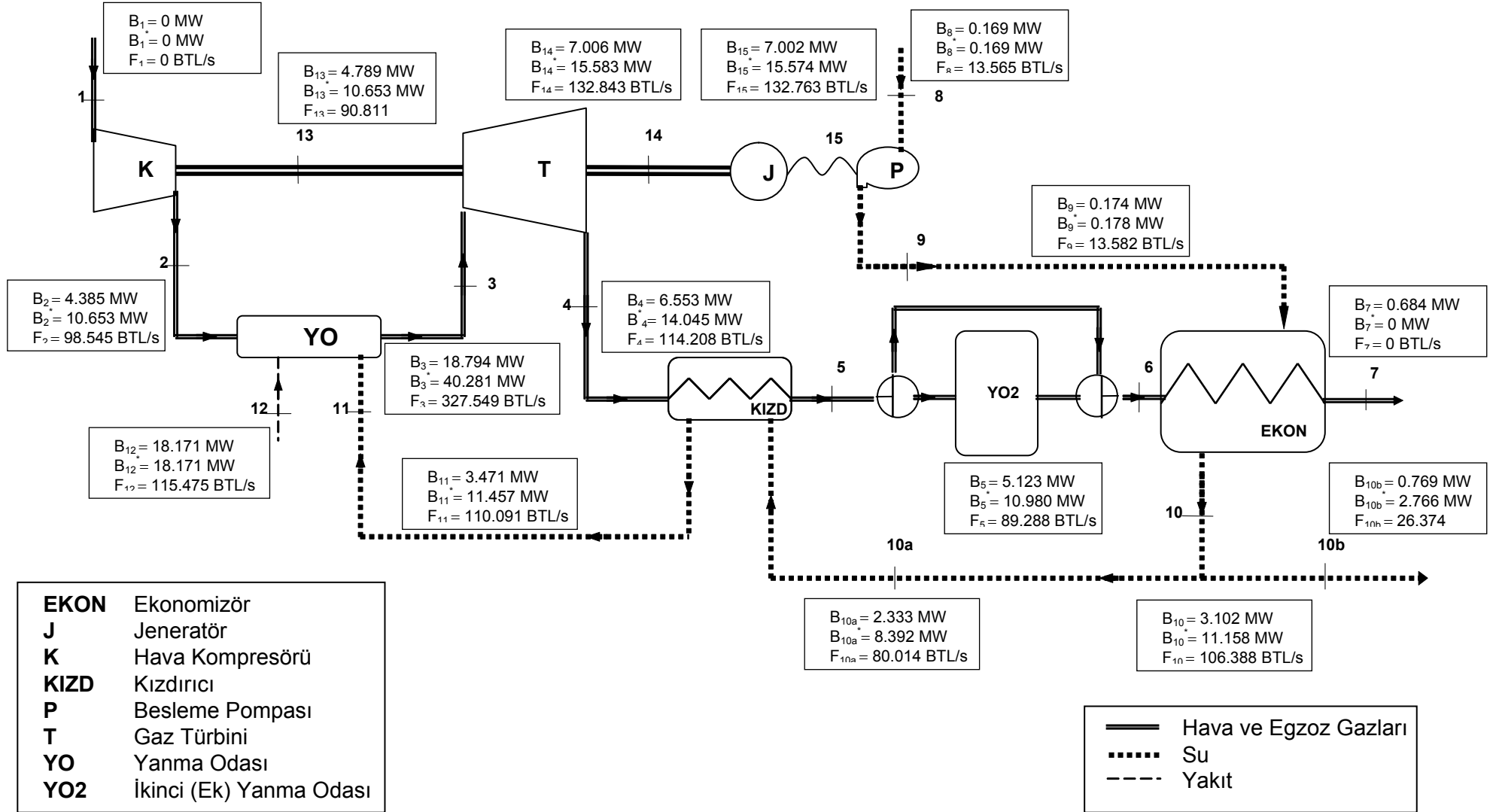
	B MW	F BTL/s	f BTL/MJ
1	0	0	0
2	4.385	98.543	22.473
3	18.794	327.550	17.429
4	6.553	114.209	17.429
5	5.123	89.288	17.429
6	5.123	89.288	17.429
7	0.684	0	0
8	0.169	13.565	80.266
9	0.174	13.666	78.856
10	3.102	106.392	34.298
10a	2.333	80.017	34.298
10b	0.769	26.375	34.298
11	3.471	110.094	31.718
12	18.171	115.475	6.355
13	4.789	90.809	18.962
14	7.002	132.762	18.962
15	0.0044	0.0838	18.962

Bununla birlikte Tablo 4.15 de altsistemlerin $F_S = A_S \cdot F$ ve $F_E = A_E \cdot F$ matris çarpımları yapılarak elde edilen kullanılabilir enerji fiyatları ve (3.65) denkleminde hesaplanan birim kullanılabilir enerji fiyatları verilmektedir.

Tablo 4.15 Altsistemlerin birim kullanılabilir enerji fiyatları

	Z BTL/s	F _S BTL/s	F _E BTL/s	f _S BTL/MJ	f _E BTL/MJ
1	7.734	90.810	98.543	18.962	22.473
2	3.438	115.475	118.913	6.355	10.872
3	10.313	213.342	223.655	17.428	18.962
4	5.157	24.920	30.077	17.428	26.430
5	3.438	89.288	92.726	17.428	31.662
6	0.017	0.0838	0.1008	18.962	23.444

Şekil 4.6 da sistem üzerinde termoekonomik analizde göz önüne alınan akışların kullanılabilirlikleri, kullanılabilirlik değerleri ve kullanılabilir enerji fiyatları verilmektedir.



Şekil 4.6 Akışların kullanılabilirlikleri, kullanılabilirlik değerleri ve kullanılabilir enerji fiyatları

4.3.3 Sistemin termoekonomik optimizasyonu

Termoekonomik analizde gözönünde bulundurulan akışları kullanılabilir enerji kazanım oranı ve birim kullanılabilir enerji tüketimi cinsinden elde edebilmek için öncelikle K_D her bir altsistemin birim kullanılabilir enerji tüketim oranlarını içeren (6×6) boyutundaki diyagonal matris yazılır.

$$K_D = \begin{bmatrix} 1.092 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1.661 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1.038 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1.257 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1.750 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1.028 \end{bmatrix}$$

(3.69) denkleminde J matrisi ise

$$J = \begin{bmatrix} -1.09 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1.66 & -1.66 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1.66 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1.04 & -1.04 & -1.04 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 1.26 & 0 & -1.26 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1.75 & -1.75 & -1.75 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1.03 & -1.03 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

şeklinde elde edilir. J matrisini (13×13) boyutunda kare matris haline getirmek için sistemde elde edilen ürünler için 2 adet eşitlik yazılarak (2×13) boyutundaki α_s matrisinin sütun sırası Tablo 4.10 dan da görüleceği üzere 10b akışı dış prosese gönderilen buharı ifade eden akış olup 8. sütunda, sistemde elde edilen net gücü ifade eden 14 akışı 12. sütunda bulunmaktadır. Buna göre α_s matrisi

$$\alpha_s = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

şeklinde yazılır. (13×13) boyutundaki \bar{E} kare matrisini elde edilebilmek için geriye kalan 5 satır (3.67) ve (3.68) bağıntılarından altsistemlere ait kullanılabilir enerji kazanma oranları ile elde edilir:

$$r_3 = \frac{B_2 + B_{11}}{B_3} = \frac{7.856}{18.794} = 0.4180 \rightarrow B_2 + B_{11} - 0.4180 B_3 = 0$$

$$r_{11} = \frac{B_{10a}}{B_{11}} = \frac{2.333}{3.471} = 0.6721 \rightarrow B_{10a} - 0.6721 B_{11} = 0$$

$$r_{10a} = \frac{B_9}{B_{10a}} = \frac{0.174}{2.333} = 0.0746 \rightarrow B_9 - 0.0746 B_{10a} = 0$$

$$r_{10b} = \frac{B_9}{B_{10b}} = \frac{0.174}{0.769} = 0.2263 \rightarrow B_9 - 0.2263 B_{10b} = 0$$

$$r_9 = \frac{B_8}{B_9} = \frac{0.169}{0.174} = 0.9713 \rightarrow B_8 - 0.9713 B_9 = 0$$

Böylelikle akışların sütun sırası bilindiğinden, her satır bir denklemi ifade etmek üzere, yukarıda elde edilen beş denklem ile (5×13) boyutunda bir α_r matrisi yazılır:

$$\alpha_r = \begin{bmatrix} 1 & -r_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -r_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -r_{10a} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -r_{10b} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -r_9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Sırası ile (6×13) boyutundaki \mathbf{J} matrisi ve (2×13) boyutundaki α_s matrisi ve (5×13) boyutunda α_r matrisi altalta birleştirilerek \acute{E} matrisi yazılır:

$$\acute{E} = \begin{bmatrix} \mathbf{J} \\ \alpha_s \\ \alpha_r \end{bmatrix}$$

Denklem (3.71) in sağ tarafında bulunan ürünler matrisinin ilk 6 elemanı kullanılabilir enerji dengesinden dolayı 0 değerini alırken ardından gelen 2 adet eleman ise sistemde elde edilen akışların kullanılabilir enerjileri olup son 5 eleman yazılan 5 adet bağıntıdan dolayı 0 değerini almaktadır. Buna göre ürünler matrisi:

$$\mathcal{O}_s^* = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0.769 \\ 7.002 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

şeklinde yazılır. Böylece (3.71) denkleminde, \hat{E} matrisinin inversi alınıp eşitliğin her iki tarafı ile çarpılması ile $\mathbf{B}=\hat{E}^{-1}\cdot\mathbf{Q}_s^*$ denklemi elde edilir. Buna göre akışlara ait kullanılabilir enerjiler kullanılabilir enerji kazanım oranı ve birim kullanılabilir enerji tüketimi cinsinden elde edilir.

Altsistemlerin birbirleri arasındaki fiziksel bağlantılarını ifade eden $\langle \mathbf{ES} \rangle$ matrisinin elde edilebilmesi için sarfedilen matrisinin (\mathbf{A}_s) yukarıda elde edilen α_s ve α_r matrislerinin altalta birleştirilmesi neticesinde

$$\hat{A}_s = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & -0.418 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -0.672 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -0.075 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -0.226 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -0.971 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

(13 x 13) boyutundaki \hat{A}_s kare matrisi elde edilir. Denklem (3.73)'de gösterildiği üzere \hat{A}_s matrisinin inversinin ilk 6 sütununun (6 x 13) boyutundaki \mathbf{A}_E matrisi ile çarpılması neticesinde (6 x 6) boyutundaki $\langle \mathbf{ES} \rangle$ matrisi elde edilir:

$$\langle \mathbf{ES} \rangle = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0.418 & 0.418 & 0.418 & 0 \\ 0 & 0 & 0.582 & 0.582 & 0.582 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Her bir altsistemin ikinci kanun verimini içeren bir diyagonal matris olan ϵ_D matrisi

$$\epsilon_D = \begin{bmatrix} 0.916 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.602 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.964 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.796 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.572 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.973 \end{bmatrix}$$

şeklinde yazılır. Böylece altsistemlerde sarfedilen kullanılabilir enerjileri birim kullanılabilir enerji tüketim ve kullanılabilir enerji kazanma oranları cinsinden yazabilmek için (3.76) denkleminde belirtildiği üzere ϵ_D matrisinden $\langle ES \rangle$ matrisinin çıkartılarak elde edilen matrisin inversinin alınması neticesinde $\langle S \rangle$ matrisi elde edilir:

$$\langle S \rangle = \begin{bmatrix} 0.916 & 0 & -0.418 & -0.418 & -0.418 & 0 \\ 0 & 0.602 & -0.582 & -0.582 & -0.582 & 0 \\ -1 & 0 & 0.964 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0.7958 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.572 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.973 \end{bmatrix}$$

(6 × 1) boyutundaki sütun matrisi olan ω_s sistemde elde edilen ürünlerin kullanılabilir enerjilerini içeren matris olup

$$\omega_s = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 7.002 \\ 0 \\ 0.769 \\ 0 \end{bmatrix}$$

şeklinde yazılır ve (3.77) denklemi ile altsistemlerde sarfedilen kullanılabilir enerjiler birim kullanılabilir enerji tüketim ve kullanılabilir enerji kazanma oranları cinsinden elde edilir. Altsistemlerde elde edilen kullanılabilir enerjiler birim kullanılabilir enerji tüketim ve kullanılabilir enerji kazanma oranları cinsinden (3.79) denklemi ile hesaplanır.

Buna göre (3.80) denklemi ile altsistemlerde elde edilen birim kullanılabilir enerji fiyatları hesaplanır. Denklemdaki Z_E matrisi

$$Z_E = \begin{bmatrix} 1.777 \\ 0.315 \\ 0.877 \\ 4.532 \\ 1.174 \\ 3.927 \end{bmatrix}$$

şeklinde yazılırken, altsistem tablosunda sarfedilen bölümüne yazılan, sistem dışından gelen akışların birim kullanılabilir enerji fiyatlarını içeren f_e matrisi

$$\mathbf{f}_e = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.6355 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

olarak elde edilir. Buna göre altsistemlerde elde edilen birim kullanılabilir enerji fiyatları (3.80), sarfedilen birim kullanılabilir enerji fiyatları ise (3.81) denklemi ile elde edilir.

Optimizasyonun amacı sistemde elde edilen ürünlerin birim kullanılabilir enerji fiyatlarını minimize etmek olduğundan minimize edilen temel fonksiyon

$$F = f_8 \cdot B_8 + f_{12} \cdot B_{12} + \sum_i \dot{Z}_i$$

şeklinde yazılır. Temel fonksiyon matris formatında yazılacak olursa

$$\mathbf{F} = {}^t \mathbf{f}_e \cdot \mathbf{B}_S + {}^t \mathbf{U}_D \cdot \mathbf{Z}_E$$

ifadesi elde edilir. Yukarıdaki ifadeler

$$\mathbf{B}_S = \mathbf{K}_D \cdot \mathbf{B}_E$$

$$\mathbf{B}_E = \boldsymbol{\omega}_S + \langle \mathbf{E} \mathbf{S} \rangle \cdot \mathbf{B}_S$$

$$\boldsymbol{\omega}_S = \text{sabit}$$

$$\kappa = f_\kappa(\tau)$$

$$r = f_r(\tau)$$

$$\omega = f_\omega(\tau)$$

ifadelerine bağlı olup τ sistem üzerinde seçilen değişken parametreleri ifade etmektedir. Bu çalışmada değişken parametreler kompresör sıkıştırma oranı, kütleli hava-yakıt oranı ve türbin izentropik verimi olarak seçilmiştir. Böylece alt ifadelerle bağlı Lagrange fonksiyonu yazılır:

$$L(B_S, B_E, \kappa, r, \omega_S, \tau) = {}^t \mathbf{f}_e \cdot \mathbf{B}_S + {}^t \mathbf{U}_D \cdot \mathbf{Z}(\tau) + {}^t \mathbf{f}_{S_{opt}} \cdot (\mathbf{K}_D \cdot \mathbf{B}_E - \mathbf{B}_S) + \\ + {}^t \mathbf{f}_{E_{opt}} \cdot (\omega_S + \langle \mathbf{ES} \rangle \cdot \mathbf{B}_S - \mathbf{B}_E) + {}^t \mathbf{f}_{\omega_{opt}} \cdot (\text{sabit} - \omega_S) + \\ + {}^t \mathbf{M}_{\kappa_{opt}} \cdot (f_\kappa(\tau) - \kappa) + {}^t \mathbf{M}_{r_{opt}} \cdot (f_r(\tau) - r) + {}^t \mathbf{M}_{\omega_{opt}} \cdot (f_\omega(\tau) - \omega)$$

${}^t \mathbf{f}_{S_{opt}}$, ${}^t \mathbf{f}_{E_{opt}}$ (1×6) boyutundaki matrisler olup altsistemlerde sarfedilen ve elde edilen ürünlerin birim kullanılabilir enerji fiyatlarının ekstremum değerleridir. ${}^t \mathbf{f}_{\omega_{opt}}$ tüm sistemde elde edilen ürünlerin minimize edilmiş birim kullanılabilir enerji fiyatlarını içeren (1×2) boyutundaki matristir.

${}^t \mathbf{M}_{\kappa_{opt}}$ (1×6), ${}^t \mathbf{M}_{r_{opt}}$ (1×5), ${}^t \mathbf{M}_{\omega_{opt}}$ (1×2) ise yerel parametrelere bağlı lagrange çarpanlarıdır.

Temel fonksiyonun optimum değerleri, gözönünde bulundurulmuş 6 adet parametreye bağlı olarak

$$\frac{\partial L}{\partial B_S} = \frac{\partial L}{\partial B_E} = \frac{\partial L}{\partial \kappa} = \frac{\partial L}{\partial r} = \frac{\partial L}{\partial \omega} = \frac{\partial L}{\partial \tau} = 0$$

eşitlikleri ile elde edilir ve buna göre

$$\frac{\partial L}{\partial B_S} = \mathbf{f}_e - \mathbf{f}_{S_{opt}} + {}^t \langle \mathbf{ES} \rangle \cdot \mathbf{f}_{E_{opt}} = 0$$

eşitliğinden 6 adet,

$$\frac{\partial L}{\partial B_E} = {}^t \mathbf{u} \cdot \frac{\mathbf{Z}_i}{\mathbf{P}_i} - \mathbf{f}_{E_{opt}} + \mathbf{K}_D \cdot \mathbf{f}_{S_{opt}} = 0$$

eşitliğinden de altsistemlerin sayısına bağlı olarak 6 adet bağıntı elde edilir. Böylece altsistem ve tüm sistemde sarfedilen ve elde edilen kullanılabilir enerji fiyatlarının minimum değerleri elde edilir.

5. NETİCE

İncelenen sistemlerde ikinci yanma odası devrede olmadığına proses için elde edilen buhar miktarı daha az olduğundan sistemin birinci kanun verimi daha düşük olmaktadır. İkinci kanun analizi ile sistemde elde edilen enerjinin kalitesindeki veya iş yapabilme potansiyelindeki değişim incelendiğinden, ikinci yanma odasının devrede olmadığı sistemin ikinci kanun verimi % 41.48 olarak hesaplanırken ikinci yanma odası devreye alındığında bu değer % 37.34'e düşmektedir. Buna göre, sistem dışarıdan aldığı kullanılabilir enerjiyi (ikinci yanma odasına giren metan gazı) yararlı işe dönüştürememekte ve bu enerjinin çoğu kayıplara harcanmaktadır. Böylece, ilave edilen bir yanma odasının ek maliyet getirmesinin yanı sıra sistemde kullanılabilir enerji kayıplarını önemli oranda arttırarak sistemin verimini olumsuz yönde etkilediği görülmektedir.

Termoekonomik analizde sistem altsistemlere ayrıldığından yerel kullanılabilir enerji kayıpları elde edilmiştir. Besleme pompasında kaybın çok küçük olduğu gözönüne alındığında ikinci kanun veriminin en düşük olduğu eleman ekonomizör olmaktadır. Verimin düşük olmasındaki en önemli sebeplerden biri doymuş haldeki suyun sıvıdan gaz faza geçerken sabit sıcaklıkta almış olduğu gizli ısıdır. Kimyasal reaksiyonlarda kullanılabilir enerji kayıpları ortaya çıkan yanma sonu ürünlerinden dolayı kaçınılmaz olduğundan yanma odasının da verimi düşüktür. Görülmektedir ki ısı değiştiricileri ve yanma odası gibi elemanlarda ikinci kanun verimleri düşük olmaktadır.

Düşük verimli elemanların elde edilen kullanılabilir enerji fiyatları kayıplar arttıkça önemli ölçüde artmaktadır. Bir başka deyişle, bir altsistemde kayıplara harcanan kullanılabilir enerjinin artması, altsistemden elde edilen kullanılabilir enerjinin parasal değerinde artışa sebep olmaktadır.

Sonuç olarak, sistemin altsistemlere ayrılarak yerel kullanılabilir enerji kayıplarının ve fiyatlarının elde edilmesi sonucunda tüm sistemin verimini düşüren etkenler doğru bir şekilde tespit edilebilmektedir.

Yanma odasına püskürtülen buharın miktarının değiştirilmesi ile sistemden elde edilen elektrik ve ısı enerjinin miktarı önemli ölçüde değiştiğinden, buhar miktarının

değiştirilmesinin sistemin termoekonomik parametreleri üzerindeki etkisi yeterli zaman olmamasından dolayı incelenememiştir.

Buhar püskürtmeli sistemler standart sistemlere nazaran daha yüksek bir ilk yatırım masrafı gerektirdiğinden ilk bakışta daha cazip görünen standart sistemlerin detaylı bir analiz sonucunda dezavantajlarının fazla olduğu ortaya çıkmaktadır. Isı ve elektrik enerjisinin istenilen miktar ve oranlarda elde edilebilmesi, zararlı gaz emisyonlarının (NO_x , CO) minimum seviyeye indirilmesi ile buhar püskürtmeli kojenerasyon tekniği günümüz uygulamaları için uygun bir seçim olabilir.

Bunlarla birlikte, sistemden elde edilen net işi arttırmak için kızdırıcı çıkışına bir buhar türbini konulması, kompresör çıkışına sistemin genel verimini olumlu olarak etkileyebilecek bir hava ısıtıcısı konulması incelenen sisteme ek olarak düşünülebilecek düzenlemelerdir.

Termoekonomik optimizasyon ikinci yanma odasının devrede olmadığı sisteme uygulanmış olup değişken değerler kompresör sıkıştırma oranı, kütleli hava-buhar oranı ve türbin izentropik verimi olarak alınmıştır. Yukarıdaki değerlerin değiştirilmesi sonucunda, tüm sistemde elde edilen ürünlerin birim kullanılabilir enerji fiyatlarının minimum değeri elde edilmiştir.

Tüm sistem için yazılan temel fonksiyonun minimum değeri, değişken olarak seçilen kompresör sıkıştırma oranının (r_{pk}) 9.2, kütleli hava-yakıt oranının (ω) 0.1675, türbin izentropik veriminin % 90.25 (η_{Ts}) değerinde elde edilmektedir.

Buna göre yanma odasına püskürtülen buhar miktarı değiştiğinden yanma odasından çıkan egzoz gazlarının mol kütlesi, mol ve kütle oranları da değişmektedir. Tablo 5.1 de yanma odasından çıkan egzoz gazlarının kimyasal bileşimi gösterilmektedir.

Optimum çalışma koşullarında, Tablo 5.2 de akışların kullanılabilirlik hesapları ve değerleri verilmektedir.

Tablo 5.1 Optimum durumda egzoz gazlarının mol kütlesi mol ve kütle oranları

Karışan (i)	Mol Sayısı (kmol) (n_i)	Mol Oranı (y_i)	Mol Kütlesi (kg/kmol) (M_i)	$y_i \cdot M_i$ (kg/kmol)	Kütle Oranı (y_{mi})
CO_2	1	0.0320	44.010	1.4065	0.0535
H_2O	8.43	0.2694	18.015	4.8535	0.1845
O_2	3.01	0.0962	31.999	3.0782	0.1170
N_2	18.85	0.6024	28.160	16.9644	0.6450
	31.290			$M_{eg} = 26.303$	

Tablo 5.2 Optimum durumda akışların entalpi ve entropi değişimleri ve kullanılabilirlikleri

		\dot{m} kg/s	\dot{n} Kmol/s	T K	P kPa	Δh kJ/kmol	Δs kJ/kmol-K	\bar{k}_{fiz} kJ/kmol	\bar{k}_{kim} kJ/kmol	$\bar{k} = \bar{k}_{fiz} + \bar{k}_{kim}$ kJ/kmol	$\dot{K} = B$ MW
1	Hava	14.81	0.5112	298.15	100	0	0.000	0	0	0	0.000
2	Hava	14.81	0.5112	613.23	950	9371	2.661	8578	0	8578	4.385
3	Egzoz ₁	17.6745	0.6726	1364.25	902.5	36764	32.605	27043	618	27661	18.605
4	Egzoz ₁	17.6745	0.6726	888.33	104.1	19251	34.823	8869	618	9487	6.381
5	Egzoz ₁	17.6745	0.6726	798.321	102.0	16124	31.281	6798	618	7416	4.988
6	Egzoz ₁	17.6745	0.6726	798.321	102.0	16124	31.281	6798	618	7416	4.988
7	Egzoz ₁	17.6745	0.6726	386.65	100	2727	8.006	340	618	958	0.644
8	H ₂ O (sıvı)	3.359	0.1865	298.15	100	0	0.000	0	900	900	0.168
9	H ₂ O (sıvı)	3.359	0.1865	298.16	1400	23	0.000	23	900	923	0.172
10	H ₂ O (x = 1)	3.359	0.1865	468.19	1400	48335	109.857	15581	900	16481	3.073
10a	H ₂ O (x = 1)	2.518	0.1398	468.19	1400	48335	109.857	15581	900	16481	2.303
10b	H ₂ O (x = 1)	0.841	0.0467	468.19	1400	48335	109.857	15581	900	16481	0.770
11	H ₂ O (buhar)	2.518	0.1398	841.265	1400	63386	133.696	23525	900	24425	3.414
12	Metan	0.3445	0.0215	298.15	1000	0	-19.145	5708	831650	837358	17.979

Sistem üzerindeki elemanların ilk yatırım, işletme ve bakım masrafları sabit kalmak üzere optimum çalışma aralığında sisteme ait akışların kullanılabilirlik fiyatları ve minimum değerlerinin elde edildiği birim kullanılabilir enerji fiyatları Tablo 5.3 de verilmektedir.

Tablo 5.3 Optimum şartlarda akışların birim kullanılabilir enerji fiyatları

	B MW	F_{opt} BTL/s	f_{opt} BTL/MJ
1	0	0	0
2	4.385	82.420	18.796
3	18.605	263.912	14.185
4	6.381	90.514	14.185
5	4.988	70.755	14.185
6	4.988	70.755	14.185
7	0.644	0	0
8	0.168	13.485	80.266
9	0.172	13.571	78.900
10	3.073	89.695	29.188
10a	2.303	67.220	29.188
10b	0.770	22.475	29.188
11	3.414	93.066	27.260
12	17.979	114.257	6.355
13	4.789	74.684	15.595
14	7.002	109.196	15.595
15	0.004	0.062	15.595

Yukarıdaki tablonun yardımı ve ara işlemler ile optimum şartlarda altsistemlere ait kullanılabilir enerji fiyatları ve birim kullanılabilir enerji fiyatları verilmektedir.

Tablo 5.4 Optimum durumda altsistemlerin birim kullanılabilir enerji fiyatları

	Z BTL/s	F_S BTL/s	F_E BTL/s	$f_{S opt}$ BTL/MJ	$f_{E opt}$ BTL/MJ
1	7.734	74.185	81.820	15.5949	18.7962
2	3.438	115.477	119.282	6.3550	10.8725
3	10.313	173.153	183.443	14.1847	15.5949
4	5.157	20.227	25.844	14.1847	22.3561
5	3.438	72.994	76.124	14.1847	25.9923
6	0.017	0.069	0.086	15.5949	19.9835

Bu çalışmada kompresör sıkıştırma oranı, kütlesel hava-yakıt oranı ve türbin izentropik veriminin değiştirilmesi ile tüm sisteme ait optimum çalışma koşulları edilmektedir. Farklı parametrelerin değiştirilmesi ile optimum değerler değişiklik gösterecektir. Farklı bir optimizasyon hesabı hava-yakıt oranının değiştirilmesi ile de yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Alvez, L.G. and Nebra, S.A.**, 2003. Thermoeconomic Evaluation of a Basic Optimized Chemically Recuperated Gas Turbine Cycle, *International Journal of Thermodynamics*, **6**, 13-22.
- Arena, A.P. and Correa, E.N.**, 2002. Thermoeconomic Analysis of Different Technologic Alternatives for Performance Improvement of a Combined Cycle Power Plant, *Proceedings of the ECOS 2002 Conference*, Berlin, Germany, July 2002, 242-249.
- Aronis, N. and Leithner, R.**, 2002. Combined Cycle with Low Quality Heat Integration and Water Injection into the Compressed Air, *Proceedings of the ECOS 2002 Conference*, Berlin, Germany, July 2002, 1135-1142.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moran, M.**, 1996. *Thermal Design and Optimization*, John Wiley & Sons Inc., New York.
- Boehm, R.F.**, 1987. *Design Analysis of Thermal Systems*, John Wiley & Sons Inc., New York.
- Bolland, O. and Stadaas, J.F.**, 1995. Comparative Evaluation of Combined Cycles and Gas Turbine Systems with Water Injection, Steam Injection, Recuperation, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **117**, 138-145.
- El-Sayed, Y.M.**, 1996. A Second-Law-Based Optimization : Part 1 – Methodology, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **118**, 693-697.
- El-Sayed, Y.M.**, 1996. A Second-Law-Based Optimization : Part 2 – Application, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **118**, 698-703.
- El-Sayed, Y.M.**, 1999. Revealing the Cost-Efficiency Trends of the Design Concepts of Energy-Intensive Systems, *Journal of Energy Conversion & Management*, **40**, 1599-1615.
- Erlach, B., Serra, L. and Valero, A.**, 1999. Structural Theory as Standard for Thermoeconomics, *Journal of Energy Conversion & Management*, **40**, 1627-1649.
- Frangopoulos, C.**, 1994. Application of the Thermoeconomic Functional Approach to the CGAM Problem, *Journal of Energy*, **19**, 323-342.
- Gemci, T.**, 1986. Kimyasal reaksiyonların ikinci kanun analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bil. Enst.
- Incropera, F.P. and De Witt, D.P.** 1996. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons Inc., New York.
- International Power Technology**, 1989. *Document of Allison Gas Turbine Specifications*. Allison Gas Turbine Division.

- Ito, K., Yokoyama, R. and Matsumoto, Y., 1995. Optimal Operation of Cogeneration Plants with Steam-Injected Gas Turbines, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **117**, 60-66.
- Ito, K., Yokoyama, R. and Matsumoto, Y., 1997. Effect of Steam-Injected Gas Turbines on the Unit Sizing of a Cogeneration Plant, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **119**, 131-136.
- Krause, A., Tsatsaronis, G. and Sauthoff, M., 1999. On the Cost Optimization of District Heating Facility Using a Steam-Injected Gas Turbine Cycle, *Journal of Energy Conversion & Management*, **40**, 1617-1626.
- Larson, E.D. and Williams, R.H., 1987. Steam-Injected Gas Turbines, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **109**, 55-63.
- Lozano, M.A. and Valero, A., 1993. Theory of the Exergetic Cost, *Journal of Energy*, **18**, 939-960.
- Lozano, M.A. and Valero, A., 1993. Thermoeconomic Analysis of Gas Turbine Cogeneration System, *ASME Thermodynamics and the Design, Analysis, and Improvement of Energy Systems*, **30**, 311-320.
- Lozano, M.A., Valero, A. and Serra, L., 1993. Theory of Exergetic Cost and Thermoeconomic Optimization, *Proceedings of The Internal Conference ENSEC'93*, Cracow, Poland, July 1993, 339-350.
- Lozano, M.A., Valero, A. and Serra, L., 1996. Local Optimization of Energy Systems, *ASME Thermodynamics and the Design, Analysis, and Improvement of Energy Systems*, **36**, 241-250.
- Munoz, M. and Valero, A., 1989. *Thermoeconomic Analysis of a Cogeneration Plant* (Ed: Ruixian C. and Moran M.J.), Pergamon Press, Oxford.
- Öztürk, A. ve Kılıç, A., 1993. *Çözümlü Problemlerle Termodinamik*, Çağlayan Kitapevi, İstanbul.
- Rice, I.G., 1987. Thermodynamic Evaluation of Gas Turbine Cogeneration Cycles: Part 1-Heat Balance Method Analysis, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **109**, 1-7.
- Rice, I.G., 1987. Thermodynamic Evaluation of Gas Turbine Cogeneration Cycles: Part 2-Complex Cycle Analysis, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **109**, 8-15.
- Rice, I.G., 1995. Steam-Injected Gas Turbine Analysis: Steam Rates, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **117**, 347-353.
- Sanchez, M.G. and Nebra, S.A., 2002. Thermoeconomic Analysis of a Cogeneration System of a Sugar Mill Plant, *Proceedings of the ECOS 2002 Conference*, Berlin, Germany, July 2002, 258-265.
- Schmidt, E., 1979. *Properties of Water and Steam in SI Units*, Springer-Verlag, Munich.
- Szargut, J., Morris, D.R. and Steward, F.R., 1988. *Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes*, Springer-Verlag, Berlin.
- Şenel, A., 1998. Buhar Püskürtmeli Gaz Türbinlerinde Kojenerasyon, *Lisans Bitirme Çalışması*, İ.T.Ü. Makina Fakültesi.
- Tsatsaronis, G., Lin, L. and Pisa, J., 1993. Exergy Costing in Exergoeconomics, *ASME Journal of Energy Resources Technology*, **115**, 9-16.

- Tsatsaronis, G. and Pisa, J.**, 1994. Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy Systems – Application to the CGAM Problem, *Journal of Energy*, **19**, 287-321.
- Tsatsaronis, G., Lin, L., Tawfik, T. and Gallaspy, D.T.**, 1994. Exergoeconomic Evaluation of a KRW-Based IGCC Power Plant, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **116**, 300-306.
- Tsatsaronis, G. and Moran, M.**, 1997. Exergy-Aided Cost Minimization, *Journal of Energy Conversion & Management*, **38**, 1535-1542.
- Tsatsaronis, G. and Park, M.H.**, 2002. On Avoidable and Unavoidable Exergy Destructions and Investment Costs in Thermal Systems, *Journal of Energy Conversion & Management*, **43**, 1259-1270.
- Valero, A., Lozano, M.A., Serra, L. and Torres, C.**, 1994. Application of the Exergetic Cost Theory to the CGAM Problem, *Journal of Energy*, **19**, 365-381.
- Valero, A., Lozano, M.A., Serra, L., Tsatsaronis, G., Pisa, J., Frangopoulos, C. and von Spakovsky, M.R.**, 1994. CGAM Problem: Definition and Conventional Solution, *Journal of Energy*, **19**, 279-286.
- Valero, A. and Lozano, M.A.**, 1997. *An Introduction to Thermoeconomics* (Ed: Boehm R. F.), Cambridge University Press, Cambridge.
- Valero, A., Serra, L. and Uche, J.**, 2000. Fundamentals of Thermoeconomics, *EURO Summer Course on Sustainable Assessment of Clean Air Technologies*.
- Van Wylen, G.J. and Sonntag, R.E.**, 1985. *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, John Wiley & Sons Inc., New York.
- Verda, V., Serra, L. and Valero, A.**, 2002. Zooming Procedure for Thermoeconomic Diagnosis of Highly Complex Energy Systems, *International Journal of Applied Thermodynamics*, **5**, 75-83.
- Verda, V., Serra, L. and Valero, A.**, 2002. Effects of the Procedure Structure on the Results of the Thermoeconomic Diagnosis of Energy Systems, *International Journal of Applied Thermodynamics*, **5**, 127-137.
- Wark, K.**, 1983. *Thermodynamics*, McGraw-Hill Inc., New York.

ÖZGEÇMİŞ

Altuğ ŞENEL, 1976 yılında İzmit'te doğdu. 1987 yılında 50. Yıl Cumhuriyet İlkokulu'nu, 1994 yılında Özel Kocaeli Lisesi'ni bitirdi. 1994 yılında girdiği İTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1998 yılında mezun oldu. Aynı yıl İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programı'nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı. Mayıs 2003 tarihinden bu yana Ford Otosan İzmit tesislerinde Proje Koordinasyon Mühendisi olarak çalışmaktadır.