

**T.C.
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ATIKTAN TÜRETİLMİŞ YAKIT YAKAN BİR TERMİK SANTRALİN
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

GİZEM BUSE YILDIZ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

OCAK 2020

Tezin Başlığı: Atıktan Türetilmiş Yakıt Yakan Bir Termik Santralin Enerji ve Ekserji Analizi

Tezi Hazırlayan: Gizem Buse Yıldız

Sınav Tarihi: 21.01.2020

Yukarıda adı geçen tez jürimizce değerlendirilerek Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Sınav Jüri Üyeleri

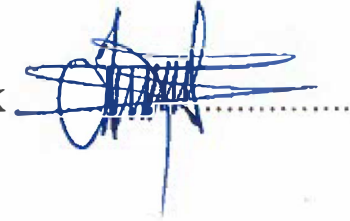
Tez Danışmanı: Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY
İnönü Üniversitesi



Prof. Dr. Rasim BEHÇET
İnönü Üniversitesi



Dr. Öğr. Üyesi Aydın ÇITLAK
Fırat Üniversitesi



İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

Prof. Dr. Kazım TÜRK
Enstitü Müdürü

ONUR SÖZÜ

Yüksek lisans tezi olarak sunduğum “Atıktan Türetilmiş Yakıt Yakan Bir Termik Santralin Enerji ve Ekserji Analizi” başlıklı çalışmanın bilimsel etik ve geleneklere aykırı düşecek herhangi bir yardıma başvurmaksızın tarafımdan yazıldığı ve yararlandığım bütün kaynakların metin içinde ve kaynakçada yönetmeliğe uygun biçimde oluşturulduğunu belirtir, bunu onurumla doğrularım.

Gizem Buse YILDIZ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ATIKTAN TÜRETİLMİŞ YAKIT YAKAN BİR TERMİK SANTRALİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Gizem Buse YILDIZ

İnönü Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği A.B.D

98 + xii sayfa

2020

Danışman: Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY

Dünya üzerinde enerjiye duyulan gereksinim artan nüfus ve teknolojinin de gelişmesiyle her geçen gün artmaktadır. Fosil kaynaklı yakıtların yakın gelecekte tükenme tehlikesiyle karşı karşıya olması da araştırmacıları alternatif enerji kaynakları bulmaya yönlendirmiştir. Bu noktada atıktan enerji elde edilebileceği fikri belediye katı atıklarının yönetiminde önemli bir rol oynaya başlamıştır. Artan nüfusla beraber özellikle büyük kentlerde çöplerin bertarafı büyük bir sorun haline gelmiştir. Kentsel atıkların neden olduğu çevresel problemler ve artan enerji talebi göz önüne alındığında, çöplerin imha edilirken enerji üretilmesi fikri bu problemlerin her ikisinin de çözümü için en uygun metot olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu yöntem ile tesisin kurulduğu bölge için hem çevre kirliliğinin önüne geçmesi hem de bölgenin ihtiyaç duyduğu enerjiye katkı sağlaması beklenmektedir

Bu çalışmada, Malatya ilinde 4 MW kurulu güce sahip Atıktan Türetilmiş Yakıt (ATY) yakan bir termik santralin termodinamiğin I. ve II. Kanunlarına göre analizleri yapılmıştır. Analizler, doğrudan santralden toplanan veriler ile yapılmış olup gerçeğe en yakın sonuçlar elde edilmiştir. Birinci kısımda her bir santral bileşeni için enerji kayıpları, tersinmezlikler ile birinci ve ikinci kanun verimleri

hesaplanmıştır. Kütle, enerji, ekserji denklikleri kurulmuş, sisteme ait her bir birimin ve tüm sistemin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Tüm bu veriler doğrultusunda izelge ve grafiklerle oluşturulup ekipmanlar arasında karşılaştırma yapılmıştır. Son bölümde ise elde edilen veriler arasında bağlantı kurularak karşılaştırmalar yapılmış ve iyileştirme yapılabilcek ekipmanlar belirlenerek çözüm nerileri sunulmuştur.

Bu alışma ile hedeflenen ana amaç sistemin genel ekserji analizlerinin tamamlanıp sistemde en büyük kayıpların hangi bileşenlerde gerçekleştiğinin farkına varılması ve bu noktalarda iyileştirmeye nasıl gidilebileceğinin tartışılmasıdır.

ANAHTAR KELİMELEER: ATY, Yenilenebilir Enerji, Ekserji, Termodinamik
Analiz

ABSTRACT

Master Thesis

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF REFUSE DRIVED FUEL BURNING TERMAL POWER PLANT

Gizem Buse YILDIZ

Inonu University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

98 + xii pages

2020

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. I. Gökhan AKSOY

Energy requirement in the world is increasing with the increasing population and the development of technology. The fact that fossil fuels are in danger of depletion in the near future has also led researchers to find alternative energy sources. At this point, the idea that energy can be obtained from waste has started to play an important role in the management of municipal solid wastes. With the increasing population, the disposal of garbage has become a major problem, especially in big cities. Considering the environmental problems caused by urban wastes and the increasing demand for energy, the idea of generating energy while disposing of garbage is the most appropriate method for solving both of these problems. With this method, it is expected to prevent environmental pollution and contribute to the energy that the region needs.

In this study, the first and second thermodynamics of the thermal power plant burning 4 MW of refuse derived fuel (RDF) in Malatya province. Plant has been analyzed according to the first and second laws. The analysis were carried out with the data collected directly from the power plant and the closest results were obtained. In the first part, energy losses, irreversibilities and first and second law efficiencies have been calculated for each power plant component. Mass, energy

and exergy balances were established and energy and exergy analyzes of each unit and the whole system were performed. In line with all these data, charts and graphs were created and compared between the equipments. In the last part, the solution suggestions are given by specifying the equipment that can be corrected by linking the results.

The main objective of this study is to complete the general exergy analyzes of the system and to realize the components in which the biggest losses occur in the system and to discuss how to improve these points.

KEY WORDS: RDF, Renewable Energy, Exergy, Thermodynamics Analysis



TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez danışmanlığımı üstlenen, çalışmalarım sırasında görüş ve katkılarıyla yol göstericim olan danışman hocam Sayın Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY'a ve tesisle ilgili her sorunumuzda yardımlarını esirgemeyen tesis müdürü Mushab KARACA'ya teşekkür ederim.

Hayatımın her safhasında bana destek olan ve çalışmalarım süresince desteğini her zaman hissettiğim eşim Baran YILDIZ'a, değerli zamanından çaldığım oğlum Yamaç YILDIZ'a ve tüm aileme teşekkür etmeyi de bir borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT.....	iii
TEŞEKKÜR.....	v
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Konunun Anlam ve Önemi.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE UYGULAMALAR.....	4
2.1. Gazlaştırma Prosesi.....	6
2.1.1. Gazlaştırıcı Tipleri.....	10
2.1.2. Sentez Gazı.....	17
2.2. Belediye Atığı.....	18
2.3. Atıktan Türetilmiş Yakıtlar (ATY).....	18
2.3.1. ATY'nin Tanımı ve Karakteristiği.....	18
2.3.2. ATY Yanması Sonucu Oluşan Emisyonlar.....	20
2.3.3. Malatya'da Bulunan Tesisin ATY Karakteristiği.....	20
2.4. Enerji ve Ekserji Analizi.....	21
2.4.1. Enerji.....	21
2.4.2. Enerji Analizi.....	22
2.4.3. Ekserjinin Tanımı.....	25
2.4.4. Çevre ve Ölü Durum.....	26
2.4.5. Ekserjinin Bileşenleri	26
2.4.6. Entropi Üretimi.....	34
2.4.7. Tersinir İş ve Tersinmezlik.....	34
2.4.8. Kullanılabilirlik ve Kullanılabilir Enerji	35
2.4.9. Ekserji Dengesi.....	36
2.4.10. Ekserji Transfer Mekanizmaları	38
2.4.11. Ekserji Verimi / 2. Kanun Verimi.....	39
2.4.12. Yanma ve Yakıt ile İlgili Analizler	40

2.4.13.	Buharlı Güç Santrali.....	45
2.4.14	Malatya Çöpten Enerji Santralinin Tanımı	47
3.	MATERYAL VE METOT.....	51
3.1.	Termik Santralin Güç Bileşenleri Enerji Denklemleri.....	51
3.1.1.	Gazlaştırıcı Enerji Denklemleri.....	51
3.1.2.	Kazanın Enerji Denklemleri	53
3.1.3.	Buhar Türbini Enerji Denklemleri.....	56
3.1.4.	Degazör Enerji Denklemleri.....	59
3.1.5.	Kondenser (Yoğuşturucu) Enerji Denklemleri	61
3.1.6.	Soğutma Kulesi Enerji Denklemleri	63
3.1.7.	Kondenser Tahliye Pompası.....	65
3.1.8	Kazan Besleme Pompası	67
3.2.	Santraldeki Akımların Ekserji Dengeleri	69
3.2.1.	Santraldeki Akımların Fiziksel Ekserjileri.....	69
3.2.2.	Santraldeki Akımların Kimyasal Ekserjileri.....	75
3.2.3.	Santraldeki Ekipmanların Ekserji Kayıplarının Bulunması....	80
3.2.4.	Santralin Isıl ve İkinci Yasa Verimi.....	82
4.	ARAŞTIRMA BULGULARI.....	84
5.	TARTIŞMA VE SONUÇ.....	88
6.	KAYNAKÇA.....	90
	ÖZGEÇMİŞ.....	95

SİMGELER VE KISALTMALAR

ATY	Atıktan türetilmiş yakıt
MSW	Municipial solid waste
MHM	Minimum hava miktarı
MOM	Minimum oksijen miktarı
hfk	Hava fazlalık katsayısı
BG	Baca gazı
PH	Fiziksel ekserji
CH	Kimyasal ekserji
PT	Potansiyel ekserji
KN	Kinetik ekserji
GHM	Gerekli hava miktarı
BT	Buhar türbini
KBP	Kazan besleme suyu pompası
KTP	Kondenser tahliye pompası
KH	Kontrol hacmi
AID	Alt ısı değer
BG	Baca gazı
SASA	Sürekli akışlı sürekli açık sistem
LHV	Low heat value
A	Bir değere getirilme faktörü, birimsiz
c	Özgül ısı [kJ/ kg.K]
\dot{E}	Enerji [kW]
\dot{E}_x	Ekserji [kW]
\dot{E}_g	Giren enerji [kW]
$\dot{E}_ç$	Çıkan enerji [kW]
\dot{E}_{xg}	Giren ekserji [kW]
$\dot{E}_{xç}$	Çıkan ekserji [kW]
$\dot{E}_{x^{ph}}$	Fiziksel ekserji [kW]
$\dot{E}_{x^{ch}}$	Kimyasal ekserji [kW]
$\dot{E}_{x_{ky}}$	Kayıp ekserji [kW]

ex^{ph}	Birim kütle başına fiziksel ekserji [kJ/kg]
ex^{ch}	Birim mol başına kimyasal ekserji [kJ/kmol]
$\overline{ex}_k^{st,kim}$	Standar kimyasal ekserji [kJ/kmol]
$\overline{ex}_{kar}^{st,kim}$	Karışımın standart kimyasal ekserjisi [kJ/kmol]
χ_{ky}	Kayıp ekserji [kW]
\dot{m}	Kütleli debi [kg/s]
h	Entalpi [kJ/kg]
h_0	Çevre şartlarında entalpi [kJ/kg]
s	Entropi [kW/ K]
s_0	Çevre şartlarında entropi [kW/ K]
Sür	Entropi üretimi [kW/ K]
g	Yerçekimi ivmesi [m^2/s]
G	Gibss serbest enerjisi [kJ/kmol]
\dot{G}_{pot}	Geliştirme potansiyeli [kW]
KE	Kinetik enerji [kJ]
PE	Potansiyel enerji [kJ]
\dot{m}_g	Giren madde miktarı [kg/s]
$\dot{m}_ç$	Çıkan madde miktarı [kg/s]
\dot{I}	Tersinmezlik [kJ]
P	Basınç [bar]
P_0	Çevre şartlarında basınç [bar]
\dot{Q}	Isı [W]
\dot{Q}_g	Giren ısı [W]
$\dot{Q}_ç$	Çıkan ısı [W]
R	Gaz sabiti [kJ/kmol.K]
T	Sıcaklık [K]
T_L	Yüksek sıcaklık [K]
T_H	Düşük sıcaklık [K]
T_0	Çevre şartlarındaki sıcaklık [K]
U	İç enerji [kJ]
v	Hız [m/s]
V	Hacim [m^3]

\dot{W}	Net iş [kW]
\dot{W}_{tr}	Tersinir iş [kW]
$\dot{W}_{\dot{\zeta}}$	Çevre işi [kW]
\dot{W}_y	Yararlı iş [kW]
x	Mol kesri
z	Yükseklik [m]
η_{th}	Isıl verim [%]
η_{II}	Ekserji verimi [%]
ψ	Akış ekserjisi [kJ /kg]



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1.	Gazlaştırma prosesinin şematik görünümü.....	7
Şekil 2.2.	Gazlaştırma prosesinin basamakları.....	8
Şekil 2.3.	Yukarı akışlı sabit yataklı gazlaştırıcı.....	11
Şekil 2.4.	Aşağı akışlı sabit yataklı gazlaştırıcılar.....	11
Şekil 2.5.	Çapraz akışlı gazlaştırıcı.....	12
Şekil 2.6.	Sabit yataklı gazlaştırıcı şekilleri.....	13
Şekil 2.7.	Akışkan yataklı gazlaştırıcı.....	13
Şekil 2.8.	Kabarcıklı akışkan yataklı gazlaştırıcı.....	15
Şekil 2.9.	Lurgi dolaşımli akışkan yataklı gazlaştırma sistemi.....	16
Şekil 2.10.	Sürüklemeli gazlaştırıcı.....	17
Şekil 2.11.	Kapalı ve açık sistemin şematik görünümü.....	22
Şekil 2.12.	Gazlar için ekserji diyagramı.....	29
Şekil 2.13.	Gazların kimyasal ekserji şeması.....	30
Şekil 2.14.	Hidrokarbon yakıt (C_aH_b) kimyasal ekserji şeması.....	31
Şekil 2.15.	Adyabatik ısı değiştirici şematik resmi.....	40
Şekil 2.16.	İdeal Rankine çevrimi.....	46
Şekil 2.17.	Malatya çöpten enerji santrali.....	47
Şekil 3.1.	Termik santral akış diyagramı.....	49
Şekil 3.2.	1 nolu gazlaştırıcı şematik görünümü.....	51
Şekil 3.3.	2 nolu kazan şematik görünümü.....	53
Şekil 3.4.	3 nolu buhar türbini şematik görünümü.....	56
Şekil 3.5.	4 nolu degazör şematik görünümü.....	59
Şekil 3.6.	5 nolu kondenser şematik görünümü.....	61
Şekil 3.7.	6 nolu soğutma kulesi şematik görünümü.....	63
Şekil 3.8.	Kondenser tahliye pompası şematik görünümü.....	65
Şekil 3.9.	Kazan besleme pompası şematik görünümü.....	67
Şekil 4.1.	Giren ve çıkan ekserjileri karşılaştırma.....	85
Şekil 4.2.	Ekipmanların kayıp kullanılabilir ekserjileri.....	86
Şekil 4.3.	Ekipmanların ikinci yasa verimleri.....	87

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Yakma ve gazlaştırma sistemlerinin ürünler bakımından karşılaştırılması.....	9
Çizelge 2.2. ATY ve kentsel katı atıkların (evsel katı atıklar) karşılaştırılması.....	19
Çizelge 2.3. Bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri.....	30
Çizelge 2.4. Havanın kimyasal bileşimi	33
Çizelge 2.5. Sentez gazı (syngas) bileşimi	33
Çizelge 2.6. ATY kimyasal bileşimi	41
Çizelge 2.7. ATY yakıtının giren ve çıkan bileşenlerine ait katsayılar.....	42
Çizelge 3.1. Üniteye ait belirlenen düğüm noktası değerleri	50
Çizelge 3.2. Baca gazı bileşenlerine ait entalpi değerleri.....	55
Çizelge 3.3. Bazı gazların entalpi, entropi molar oranları	70
Çizelge 3.4. Bazı gazların standart kimyasal ekserjileri.....	75
Çizelge 3.5. ATY kimyasal bileşimi.....	76
Çizelge 3.6. Sentez gaz kimyasal bileşimi.....	76
Çizelge 3.7. Termik santralin ünitelerine dair enerji ve ekserji değerleri.....	80
Çizelge 4.1. Santral ekipmanlarının kayıp kullanılabilir ekserji ve ikinci yasa verimleri.....	85

1. GİRİŞ

1.1. Konunun Anlam ve Önemi

Yaşadığımız Dünyada hızla gelişen teknoloji ve artan nüfus neticesinde enerji gereksinimimiz her geçen gün artmaktadır. Artan enerji gereksinimine karşılık tüm dünyada kullanılan klasik enerji kaynakları (fosil vb.) gelecekte gereksinimi karşılayamaz ve oldukça pahalı bir hal alacaktır. Bu sebeple, enerji kaynaklarını daha verimli kullanma, alternatif enerji kaynaklarını araştırma ve geliştirme mecburiyeti doğmaktadır. Günümüzde sanayi ihtiyacı olan enerjinin büyük bir bölümünü fosil yakıtlardan elde etmektedir. Fosil yakıtların neden olduğu çevre kirliliği (CO₂ emisyonu nedeniyle sera etkisi, NO_x ve SO₂ gazlarının neden olduğu asit yağmuru vb.) sebebiyle, bu yakıt tiplerinin kullanımında sınırlamaya gidilmesinin gelecek nesillere yaşanabilir bir Dünya bırakma adına önemli aşkıdır. Bu sebeple 20. yüzyılın 2. yarısında itibaren alternatif enerji kaynaklarının araştırılması, ayrıca enerji kaynaklarının daha verimli kullanılması çalışmaları yoğunluk kazanmıştır [1-2].

Aynı zamanda artan nüfus ve sanayileşmeye paralel olarak katı atık miktarının artması ve bu atıkların yok edilmesi özellikle nüfus yoğunluğu fazla olan kentler için önemli bir sorun haline gelmektedir. Oluşan atıkların mevsim şartları, kentin gelir seviyesi, sosyoekonomik faaliyetler gibi etkenlere paralel olarak değişiklik gösterdiği bilinmektedir. Bu etkenler atığın bertaraf yöntemini değiştirmektedir. Günümüzde katı atıkların bertarafında yeni yöntemler geliştirilmekte ve mevcut uygulamalar iyileştirilmektedir. Katı atığın bertarafında, 1970'li yıllardan beri yakma ve düzenli depolama gelişmiş ülkelerde yaygın olarak kullanılmaktadır. 1990-2000'li yıllar arasında ise gazlaştırma ve biyometanizasyon uygulamaları önemli rol oynamaya başlanmıştır. Bununla ilgili 2005 yılında Avrupa Birliği üye ülkeler geri dönüşümü mümkün olmayan atıkların yok edilmesinde düzenli depolamaya son vermiş ve termal bertarafı zorunlu hale getirmişlerdir [3].

Günümüzde yaklaşık 1.3 milyar ton seviyelerinde olan küresel belediye atık üretiminin, 2025 yılında yaklaşık 2.2 milyar ton olması beklenmektedir. Diğer yandan önümüzdeki 10 yıl içerisinde atık üretimim kişi başı günlük 1.2 kg'dan 1.42 kg'a çıkması beklenmektedir [4].

Hem atık hem de enerji sorunlarını aynı anda çözmek için son zamanlarda kullanılmakta olan enerji stratejilerinden biri, atıktan türetilmiş yakıt (ATY)'dir. ATY, enerji bakımından zengin, düzenli depolama alanlarından yönlendirilen MSW' den üretilen alternatif bir yakıttır. Başka bir deyişle, ATY, işlenmiş MSW' nin ayrılmış yüksek kalorifik fraksiyonunu belirtir. Termal süreçlerde ATY kullanımını güncel bir konu haline gelmiştir. Alan gereksinimini dramatik bir şekilde azalttığı ve katı atığın kullanılamaz enerjisinden fayda sağladı için Dünyada geniş kitlelerin ilgisini çekmeye başlamıştır. Ayrıca, ATY' nin daha basit kullanımını ve depolanması bu seçeneği düşük kaliteli atıkların yakılmasından daha çekici kılar [5].

Günümüz Dünyasında önemi her geçen gün artan bu iki problem, enerji ihtiyacı ve belediye atıklarından en uygun yöntemle kurtulma isteği, araştırmacıları bu atıkların yakımı ile enerji elde eden sistemlerin tasarımını yapmaya yönlendirmiştir. Bu tesisler vasıtasıyla yakın gelecekte tükenmesine kesin gözüyle bakılan fosil yakıtlara olan bağımlılık azalacak aynı zamanda kentler için büyük sorun haline gelmiş katı atıklardan en verimli şekilde faydalanılarak kurtulunacaktır.

Enerjinin verimli kullanılabilmesi için, enerjinin kaynaklardan direkt olarak alınması, alınan enerjinin maksimum verimle kullanılması veya başka bir enerji formuna dönüştürülerek iletilmesi, enerjinin kullanıldığı sistemlerin incelenerek enerji kayıplarının önüne geçilmesi yönünde önlemler alınması ya da bu sistemlerin iyileştirilmesi yönünde araştırmalar yapılmalıdır. Bu noktada termodinamik yasalarından yararlanılarak sistem analizleri yapılır. Yapılan analizlerden Termodinamiğin Birinci Kanunu'nun kullanıldığı enerji analizleri, enerjinin niceliğiyle alakalıdır. Enerji analizi sayesinde mevcut enerjinin sistem elemanlarında kullanılan ve kullanılamayan miktarlarını belirlemek mümkündür. Fakat bu analiz yöntemi ile sistem tersinmezliklerini bulmak mümkün değildir. Bir diğer analiz yöntemi olan Termodinamiğin İkinci Kanunu, sistemin ekserji analizi için kullanılmaktadır ve enerjinin niteliğiyle alakalıdır. Ekserji analizi yöntemiyle sistem elemanlarındaki tersinmezlik yani geri dönüştürülemeyecek enerjinin miktarları da hesaplanarak hangi bileşenlerde iyileştirme yapılması gerektiği konusunda fikir vermektedir. Ekserji analizi, sistemlerin gerçek maliyetini belirlemek açısından gerçeğe daha yakın sonuçlar sunduğu için önemli

bir analiz yöntemidir ve bu konu ile ilgili son yıllarda birçok çalışma ve uygulama yapılmaktadır [6].



2. KURAMSAL TEMELLER VE UYGULAMALAR

Literatür taraması yapıldığında güç santrallerinin performans analizlerine yönelik bir çok çalışmanın olduğu görülmüştür.

Rosen ve Dinçer [7], çalışmasında; ölü hal koşullarını farklı seçerek yakıtı kömür olan bir güç santraline enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Enerji ve ekserji analizini sistemin tüm bileşenlerine uygulamışlardır. Çıkan sonuçlar neticesinde ekipmanlar arasında değerlendirmeler yapmışlardır.

Bodvarsson ve Eggers [8], çalışmalarında; ekserji analizini jeotermal bir güç santraline uygulamışlardır. Bu güç santrali tek ve çift buharlaştırmaya sahip iki farklı sistemden oluşmaktadır. Tüm sistem için ikinci yasa verimini hesaplamışlardır.

Carolino ve Ferreira [9], Porto'da MSW'den üretilen biyogazla çalışan bir kojenerasyon sisteminin birinci ve ikinci yasa analizlerini gerçekleştirmiştir. Amaçları sistemde en büyük tersinmezliklerin meydana geldiği üniteleri belirlemek, tersinmezliklerin büyüklüklerini değerlendirmek ve tüm sistemin ve kurucu birimlerinin enerji ve ekserji verimlerini değerlendirmektir. İçten yanmalı motorun ve radyatörlerden birinin en verimsiz birimler olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmaya göre tesiste geliştirilebilir olan temel potansiyel egzoz gazı enerjisinin kullanılmasıdır.

Habib vd.[10] çalışmalarında; bir buharlı güç santraline enerji ve ekserji analizi uygulayarak, santraldeki ekipmanlarda oluşan tersinmezlikleri belirlemişler ve sistem veriminin nasıl arttırılabileceği yönünde çözümler sunmuşlardır.

Acar [11], ikinci yasa analizini ısı geri kazanımlı bir Rankine çevrimine uygulamıştır. Sistemin her bir elemanı için enerji ve ekserji analizleri yaparak elde edilen sonuçlar tablo olarak sunulmuştur. Sistem verimi, kullanılabilirlik ve tersinmezlikler incelenmiştir. Sistemin gerçek kayıplarının bulunmasında termodinamiğin ikinci yasaasının en uygun yol olduğu savunulmuştur. Ayrıca çalışmada kullanılan geri kazanım ünitesi sayesinde çevrimin termik verimini yükseldiği gözlemlenmiştir. Bununla beraber sistemde meydana gelen en büyük

tersinmezliklerin sisteme ısı giriş ve geri çıkışı sırasında meydana geldiği gözlemlenmiştir.

Li ve Liu [12] alışmalarında, 300 MW kurulu güze sahip tesisin ekserji kayıplarını termodinamiğin ikinci yasasına göre detaylandırarak incelediler. Ekserji analizleri tesisteki en büyük ekserji kaybının kazan ünitesinde olduğunu göstermiştir. Enerji santralinin ekserji verimliliği ve kayıp analizlerinin, sorunların giderilmesine ve düzeltilmesine katkı sağladığını belirtmişlerdir.

Kanoglu [13], 12,4 MW kurulu güce sahip ikili akışkan tipli bir jeotermal güc santraline ekserji analizini uygulamışlardır. Sistemin ekserji kayıp grafiği çizilerek sistem kayıpları daha net şekilde gösterilmiştir. Santraldeki tersinmezliklerin en fazla olduğu üniteler kondenser, reenjeksiyon, türbin – pompa ve yeniden ısıtma – buharlaştırma sistemlerinde olduğu belirtilmiştir. Sistemin ekserji verimi ise % 29,1 olarak hesaplanmıştır.

Arslan [14], yaptığı çalışmada; Seyitömer Termik Santrali'ne ekserji ve enerji analizi uygulamıştır. Sistemi oluşturan elemanlar için enerji ve ekserji denklemleri yazarak enerji ve ekserji kayıpları bulunmuş ayrıca elde edilen sonuçlar arasında ilişki kurularak iyileştirme yapılabilecek sistem elemanları belirlenerek çözüm önerilerinde bulunulmuştur.

Coşkun vd. [15], çalışmalarında; Çayırhan Termik Santrali'ne ekserji ve enerji analizi uygulamışlardır. Tesisten alınan termodinamik özellikler kullanılarak santralin birinci kanun verimi %38 ve ikinci kanun verimi %53 olarak hesaplamışlardır. Termik santral' deki ekserji kayıplarının fazla olduğu üniteler; kazan, türbin, yoğuşturucu, ısıtma ve pompa sistemlerinde olduğunu belirtmişlerdir.

Mert vd. [16], Ereğli Demir elik Fabrikası bünyesinde enerji üretiminde kullanılan doğalgaz yakıtlı bir kojenerasyon tesisinin ekserjiye bağlı ekonomik analizini gerçekleştirmişlerdir. Yanma odası ünitesinde en büyük ekserji kaybının olduğu ve bu üniteye kayıpları azaltmak adına gelişme potansiyeline sahip olduğu, gaz türbininin sistem üniteleri içerisinde en yüksek verime sahip olduğunu ve aynı zamanda ekserji kaybının en az gaz türbininde meydana geldiğini ifade etmişlerdir.

Ünal ve Özkan [17], Türkiye' de faaliyet gösteren Tunçbilek Termik Santrali' nin ünite bileşenlerinin her biri için ayrı ayrı termodinamik analiz yapmışlardır. Santralde belirlenen yirmi yedi farklı düğüm noktasına ait sıcaklık, basınç ve

kütlesel debi değerlerine bağlı olarak her bir noktaya ait enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar ile ekipmanların tek tek enerji ve ekserjileri hesaplanarak, kayıp enerji ve ekserji oranları belirlenmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen veriler grafikler halinde sunulmuştur. Buna göre, % 71,1' lik bir değerle en yüksek enerji kaybı oranına ve yine % 79,5' lik bir değerle en yüksek ekserji kaybı oranına sahip olan elemanın kazan olduğu sonucuna varılmıştır. Termodinamik özellikler kullanılarak Termik Santralin ısı verimi % 32,3, ikinci yasa verimi ise % 75,1 olarak bulunmuştur.

Rao M.S. vd. [18] tarafından yapılan çalışmada, ATY, geleneksel yakıt (ağaç yongası) ve geleneksel olmayan yakıt (tarımsal tabanlı; kömürleşmiş soya samanı) ile karşıt akışlı gazlaştırma sistemi (sabit yataklı gazlaştırma) kullanılarak kütle ve enerji performansı bakımından karşılaştırılmıştır. ATY için kütle dönüşüm verimliliği %83 soğuk gaz verimi ise % 73 olarak gözlemlenmiştir. ATY'nin geleneksel yakıtı göre % 45 daha az katran içeren gaz oluşturduğu belirlenmiştir. En yüksek enerjinin ATY' den sonra, sırasıyla kömürleşmiş soya samanı ve ağaç yongasından elde edildiği gözlemlenmiştir.

Bu çalışmada ise Malatya'da ATY yakıtlı termik santralin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Hem sistemin her bir elemanın hem de bütün sistemin enerji ve ekserji hesapları yapılarak sistem verimlilikleri incelenmiştir. Sistemde iyileştirme yapılabilecek üniteler tespit edilmiş ve bazı önerilerde bulunulmuştur.

2.1. Gazlaştırma Prosesi

Gazlaştırma, karbon içerikli yakıtın (katı veya sıvı) tam yanması için gerekenden daha az oksijen kullanılarak sentez gaza dönüştürülme işlemidir [19].

Reaksiyon 600-1500 °C arasında gerçekleşir ve operasyon koşulları ve proses tipine göre elde edilen enerji değişiklik gösterir.

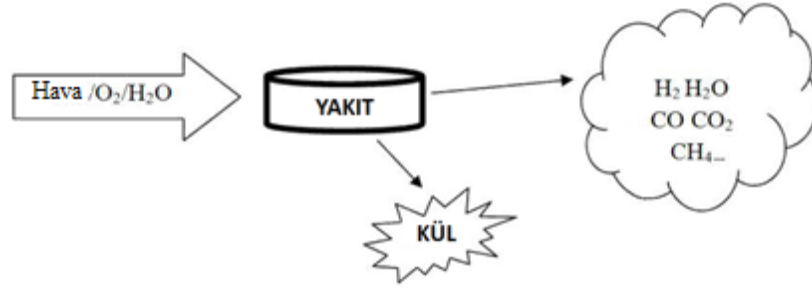
Genellikle, bir gazlaştırıcıda reaksiyon üç giriş bileşeni ile başlar,

- Yakıt
- Oksidant (Hava, oksijen)
- Su

Çıkan bileşenler olarak ise şunlardır,

- Sentez gaz

- Kül, proses sonucu katı atık



Şekil 2.1. Gazlaştırma prosesinin şematik görünümü [20]

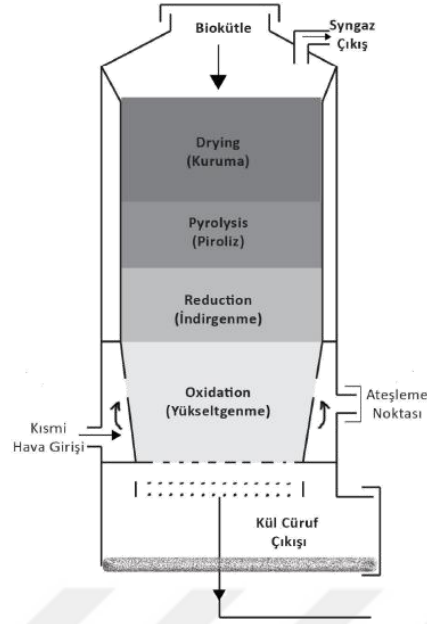
Üretilen sentez gazı karbonmonoksit, karbondioksit, su, metan, hidrojen, ve azotun dışında katran ve kül gibi atıkları da içerdiğinden, temizleme işlemine tabi tutulduktan sonra motorlarda, türbinlerde ve kazanlarda ısı ve güç üretmek için kullanılabilir [21].

Proses sonunda oluşan sentez gazın alt ısıl değeri yaklaşık olarak 5 MJ/Nm³ seviyelerindedir [22].

Bir gazlaştırma prosesi, kuruma, piroliz, indirgenme ve yükseltgenme basamaklarından oluşmaktadır. Ayrıca proses süreleri, besleme şekilleri ve oluşan ürünün alınması gazlaştırıcı reaktörü tipine göre farklılık gösterir. [23]

Gazlaştırma işlemi, 4 basamakta gerçekleşmektedir:

1. Kurutma > 150 °C
2. Piroliz 150 - 700 °C
3. İndirgenme 700 - 1500 °C
4. Yükseltgenme 800 - 1100 °C



Şekil 2.2. Gazlaştırma prosesinin basamakları [23]

Kurutma:

Yakıt ısıtılmaya başlandığında yakıt içindeki nem buharlaşmaya başlar. Eğer nem oranı yüksekse bu parça için daha fazla enerji gereklidir ve hem gazlaştırıcı içindeki sıcaklık hem de ürün gazı ısıtma değeri azalır. Bu neden bazı yakıt türlerinde özellikle biyokütle yakıtlarda ön kurutma yapılması gerektiğinin nedenidir [24].

Piroliz:

Piroliz organik maddelerin oksijensiz ortamda ısıtılması sonucu maddenin ısı parçalanma sürecine girmesidir. Oksijen olmayan ortamda 500 ile 600 °C arasında gerçekleştirilen ısıtmada; yanabilir gazlar, yanamaz gazlar, katran ve ayrıca kül oluşmaktadır. Sıcaklığın daha da artırılması durumunda odun gazı ve gaz bileşenleri oluşmaktadır [25].

Gazlaştırma (İndirgenme):

İndirgenme (reduction) bölgesinde (diğer bir deyişle gazlaştırma bölgesinde) bioçar yükseltgenme bölgesinden gelen sıcak gaz ile reaksiyona girerek ürün gazlarını oluşturur. Gazların bu bölgede sıcaklık aralığı 1000-1200 °C'dir. [23]. Reaktörde sıcaklık 1000 °C a kadar çıkarıldığında karbonun su buharıyla

reaksiyonu sonucu CO ve H₂ oluşur. Oluşan karbondioksit ve hidrojen indirgenme reaksiyonuna tabii tutularak karbonmonoksit ve hidrojene dönüşürler. Gazlaştırma yakıt içindeki nemin artması gazın ısıl değerini düşürmektedir. Bununla birlikte karbonmonoksitin hacimsel olarak miktarı düşerken, CO₂ miktarı artmaktadır [25].

Oksidasyon:

Yakıtın içeriğindeki karbon ve hidrojenin ekzotermik reaksiyonlar sonucu okside olması ile ısı açığa çıkarken ürün olarak da su ve karbondioksit oluşur. Yanma sonucu kül de açığa çıkmaktadır [25]. Burada üretilen ısı, yakıtın piroliz ve gazlaştırma reaksiyonlarının oluşmasında ve kuruma bölgesinde etken rol alır [26].

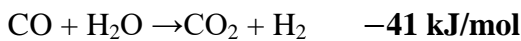
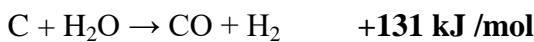
Oksijen miktarı, gazlaştırma ve standart yakma prosesleri arasındaki en büyük farktır. Standart yakma prosesi gazlaştırma prosesine göre stokiyometrik oksijeninden daha fazlası kullanır. Gazlaştırma prosesinde ise stokiyometrik oksijen ihtiyacından daha azını kullanır. Gazlaştırma işlemi sonunda oluşan ürünler standart yakma prosesindeki ürünlerden farklılık göstermektedir [27].

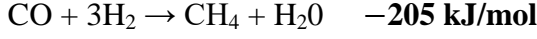
Yakma ve gazlaştırma sonucu oluşan ürünlerin karşılaştırması çizelge 2.1' de verilmiştir [27].

Çizelge 2.1. Yakma ve gazlaştırma sistemlerinin ürünler bakımından karşılaştırılması [27]

Yakıt Ana Bileşenleri	Yakma	Gazlaştırma
Karbon	CO ₂	CO
Hidrojen	H ₂ O	H ₂
Azot	NO, NO ₂	HCN, NH ₃ veya N ₂
Kükürt	SO ₂ veya SO ₃	H ₂ S
Su	H ₂ O	H ₂

Gazlaştırma işleminde gerçekleşen reaksiyonlar ise aşağıda verilmiştir [28].





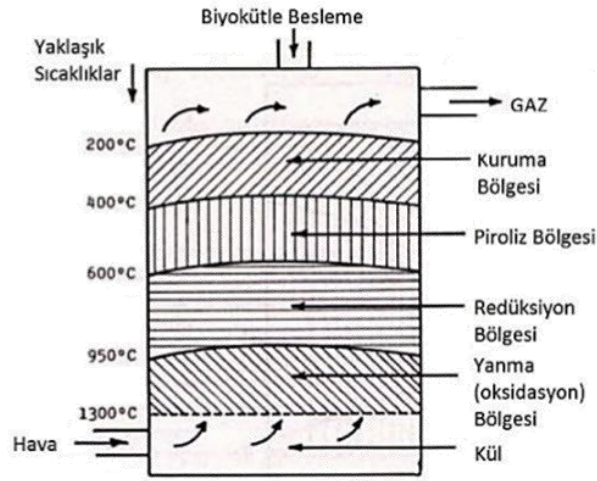
2.1.1. Gazlaştırıcı Tipleri

1. Sabit Yataklı Gazlaştırıcılar

Tipik olarak sabit yataklı gazlaştırıcılar, beslenen yakıtı desteklemek, ayrıca sabit reaksiyon bölgesini korumak için bir ızgaraya sahiptir. Bu gazlaştırıcı tiplerinin tasarımı ve çalıştırılması oldukça kolaydır. Bu nedenle küçük ve orta kapasiteli termal ve güç sistemlerinde kullanımları uygundur. Bununla birlikte, her noktada çalışma sıcaklıklarını aynı tutmak ve tepkime bölgesinde yeterli gaz karışmasını sağlamak güçtür. Bu nedenle çıkan gaz miktarının daha öncesinden tahmin zor olup büyük ölçekli (1 MW üstü) güç kullanımında tercih edilmezler [29].

a. Yukarı akışlı gazlaştırıcılar

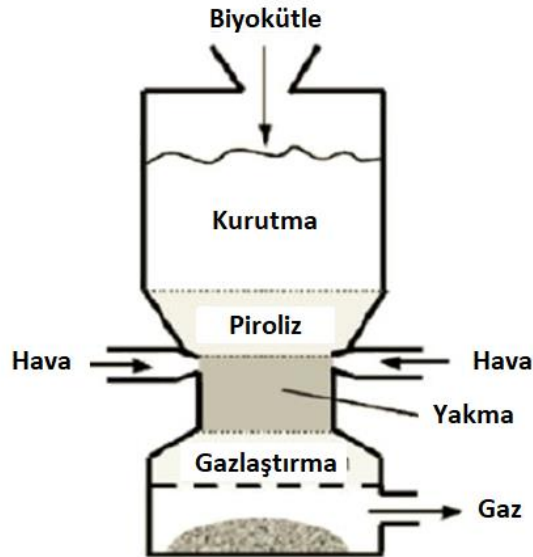
Yukarı akışlı gazlaştırıcılarda, hava aşağıdan yukarıya doğru verilirken yakıt üstten beslenir (Şekil 2.3.). Yakıtın yukarıdan aşağı doğru hareketi sırasında yakıt kurur, pirolize olur, gazlaşır ve yanar. Yukarı akışlı gazlaştırıcıların temel kullanımı, gazın direk bağlantılı olduğu bir kazan veya ocakta doğrudan kullanılmasıdır. Çünkü gaz gazifieri düşük sıcaklıkta terk eder, işlem yüksek ısı verime sahiptir ve sonuç olarak ıslak MSW %50 oranında neme sahip olacağından herhangi bir ön ısıtmaya gerek olmadan gazlaştırılabilir. Ayrıca yakıtın boyut özellikleri bu gazlaştırıcı tipi için kritik değildir. Kül, hava ve buharın bulunduğu alt bölgeden atılır. Bununla beraber ürün gazı düşük sıcaklıkta (500°C'in altında) çıkar ve katran bakımından zengin bir gazdır. Büyük ölçüde katran temizliği gereğinden dolayı enerji uygulamalarında yüksek katran arzu edilmeyen bir durumdur [29].



Şekil 2.3. Yukarı akışlı sabit yataklı gazlaştırıcı [30]

b. Aşağı akışlı gazlaştırıcı

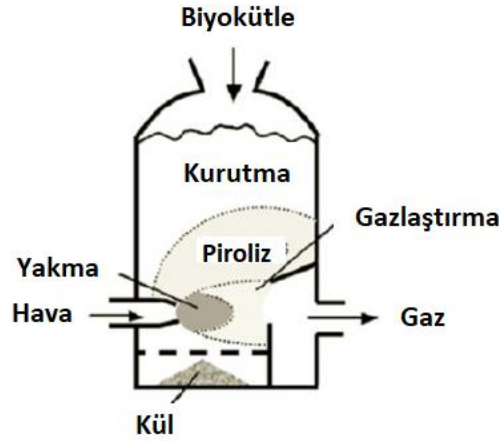
Aşağı akışlı gazlaştırıcılarda yakıt ve hava (oksijen) reaktörün üstünden beslenir. Hava (oksijen) ve yakıt akışı aynı yönlüdür ve ürün gazı reaktörün alt kısımdan ayrılır. Yukarı akışlı gazlaştırıcılarda olanın aksine, aşağı akışlı gazlaştırıcılarda, yakıt ve gaz arasındaki ısı transferi oldukça düşüktür. Gazın çıkış sıcaklığı bu sebeple oldukça yüksektir. Bu gazlaştırıcı tipinin en önemli avantajı, üretilen gazın katran içeriğinin düşük olmasıdır [25].



Şekil 2.4. Aşağı akışlı sabit yataklı gazlaştırıcı [24]

c. Karşıt akışlı gazlaştırıcı

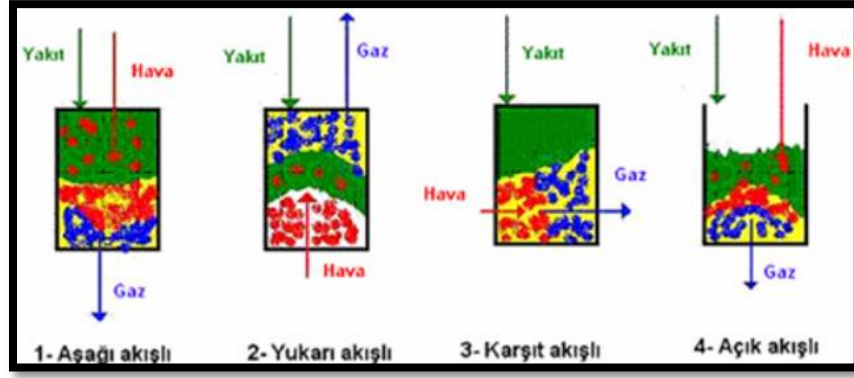
Karşıt akışlı gazlaştırıcılar ilk olarak odun kömürünün gazlaştırılması için tasarlanmıştır. Odun kömürü gazlaştırılırken yanma bölgesinde çok yüksek sıcaklıklar meydana gelmektedir. Karşıt akışlı gazlaştırıcılarda yakıt aşağı doğru hareket ederken, hava reaktörün yan kısmından verilir. Meydana gelen gazlar ise sıcaklığı 800-900 °C arasında havanın giriş noktası ile aynı seviyeden çekilir. Üretilen gazın çıkışı ile hava girişinin olduğu bölgenin ortasında yanma bölgesi yer almaktadır. Reaktörün alt kısmından ise kül atılır. Bu gazlaştırıcı tipi karbon içeriği düşük yakıtlar için elverişlidir. Çünkü çıkan gazın katran oranı yüksektir. Düşük ölçeklerde de üretim yapılabilmesi sistemin bir avantajıdır. Yüksek kalitede odun kömürüne ihtiyaç duyulmasına karşın düşük oranda katran dönüşümü olmasıdır [25]. Gaz çıkış sıcaklığının ve gaz hızının yüksek olması ve CO₂ indirgemesinin zayıf olması sistemin bir dezavantajıdır [31].



Şekil 2.5. Karşıt akışlı gazlaştırıcı [24]

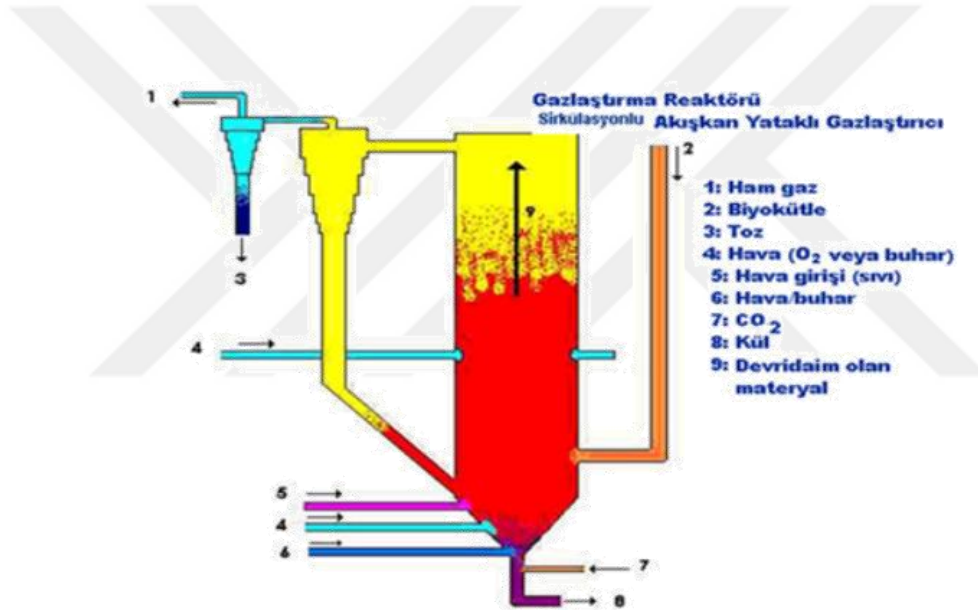
d. Açık akışlı gazlaştırıcı

Açık akışlı gazlaştırıcıların ilk tasarım amacı düşük yoğunluklu saf maddelerin gazlaştırılması içindir. Yakıtın düşük yoğunluğu sebebiyle, yakıtın geçişi sırasında tıkanma ya da akışı engelleme durumunu mahal vermemek için darboğaz tasarımda kullanılmaz. Gazlaştırıcının üstü diğer gazlaştırıcı tipleri gibi kapalı değil açıktır ve hava reaktöre buradan verilir. Kül ve ürün gazı alt kısımdan alınır. Külün giderilmesi için bir su havuzu da sistemde mevcuttur [25].



Şekil 2.6. Sabit yataklı gazlaştırıcı şekilleri [25]

3. Akışkan Yataklı Gazlaştırıcılar



Şekil 2.7. Akışkan yataklı gazlaştırıcı [21]

Akışkan yataklı gazlaştırıcı MSW'nin gazlaştırılmasında en iyi tasarıma sahiptirler. Akışkan yataklı kazanlarda, inert malzeme ve katı yakıt, yatağın altına dağıtılan hava yoluyla akışkanlaştırılır. Gaz akışı (genellikle hava ya da buhar) katı yakıt ve malzeme yatağından (kum ya da kireç taşı) yukarı yönlü akar. Gaz, akışkanlaştırıcı madde olarak görev yapar ve ayrıca yanma ve katran çatlama için oksidan sağlar. Akışkan yatak kaynayan bir su gibi davranır ve akışkanın bazı fiziksel karakteristik özelliklerine sahiptir. Yakıt yatağın üstüne bir besleme kanalı yardımıyla ya da yatağın içine bir burğu ile aktarılır [29].

Akışkan yataklı gazlaştırıcıların avantajları oldukça iyi bir karışım sağlama ve yüksek ısı transferi sonucunda homojen yatak durumu ve verimli bir reaksiyon sağlamaktır [29].

Akışkan yataklı gazlaştırıcılar 10 MW'ın üzerinde enerji üretimi için daha uygundur. Çünkü bu tip gazlaştırıcılarda farklı yakıt tipleri kullanılabilir, nispeten kompakt yanma odaları gerektirir ve iyi bir operasyonel kontrole izin verir [32].

Akışkan Yataklı Gazlaştırma ünitelerinde (Şekil 2.7.);

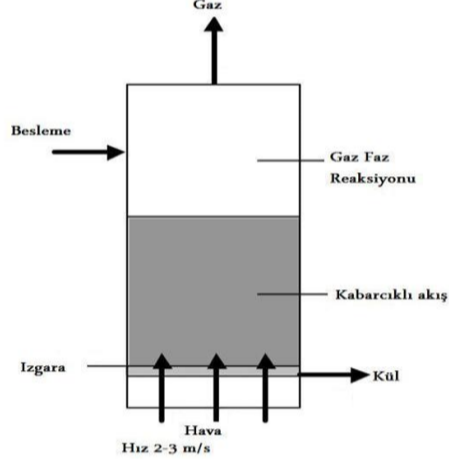
- Yatağın iç yüzeyi hareketsiz olan silika veya seramik ile kaplıdır.
- Hammaddenin (kum, kireç) akışkan yatağa girişi alttan olup, yüksek hızla alttan verilen havayla yakıt, yukarı doğru, ısıtılmış yatağa gönderilir.
- Belirli bir sıcaklığa ısıtılan yatak, hammaddenin kısmi olarak yanması ve gazlaştırılması için yeterli olmakla birlikte, yatağın her bölgesinde piroliz işlemi ve yanarak dönüşüm işlemi meydana gelir.
- Hammaddenin boyutu 10 cm' in altında, nem oranı % 65' den fazla olmamalıdır.

Kabarcıklı ve sirkülasyonlu olmak üzere akışkan yataklı gazlaştırıcılar iki tiptir.

i. Kabarcıklı Akışkan Yataklı Gazlaştırıcı

Kabarcıklı akışkan yataklı gazlaştırıcılarda, sisteme giren havanın hızı yüksek olmalıdır ki yatak içindeki katı maddeleri havalandırıp bir sıvı gibi kabarmasını sağlamak için. Bu tip gazlaştırıcılarda sıcaklık aralığı genellikle 900 °C - 1000 °C olarak değişebilmektedir. Gazla beraber yanma sonucunda oluşan uçucu küller sürüklenir ve ince taneler elektrostatik filtre veya torba filtrelerde tutulurken daha iri taneler siklonlarda tutulur [33].

Kabarcıklı akışkan yataklı kazanlar normalde tüm külün taşınması için tasarlanmıştır, bu da partikül kontrolü için siklonların ve elektrostatik çökticilerin veya torbaların kullanılmasını gerektirir [29].



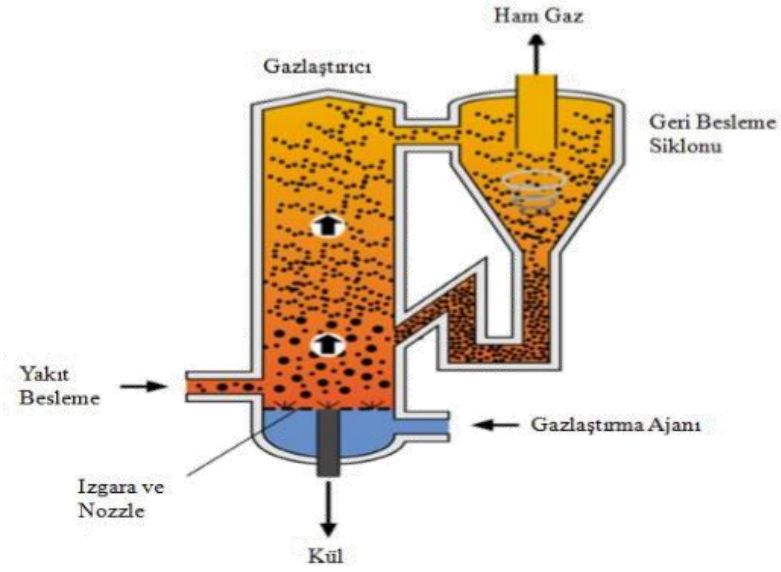
Şekil 2.8. Kabarcıklı akışkan yataklı gazlaştırıcı [34]

ii. Sirkülasyonlu Akışkan Yatak Gazlaştırıcı

Sirkülasyon yataklı sistemlerde; yatakta serili bulunan katı parçacıklar gaz (hava ya da oksijen) hızının artmasıyla yatak içinde hareket ederler. Sirkülasyonlu yataklılar ile kabarcıklı yatakları birbirinden ayıran sirkülasyon yataklı sistemde serbest bölge ile yatak arasında belirgin bir ayrımının yapılamamasıdır [29]. Yoğunluk sirkülasyonlu yataklarda 560 kg/m iken kabarcıklı yataklarda bu değer 720 kg/m'dir [35].

Yanma reaktörde 840 °C ile 900 °C arasında gerçekleşir. Yanma sırasında ince partiküller yanma odası dışına çıkar ve çıkış bölgesindeki siklonlar tarafından tutularak geri yanma odasına döndürülür. Dolaşım bu şekilde gerçekleşmiş olur. Bu dolaşım sayesinde yanmayan partiküller tekrardan yanma fırsatı bulur [36].

Dolaşımli akışkan yataklı kazanların önemli bir avantajı, farklı bileşimleri ve nem içeriği ile farklı hammaddeleri işleme kapasiteleridir. [29]



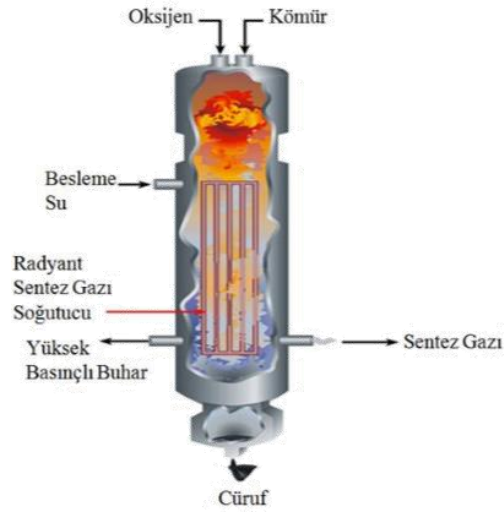
Şekil 2.9. Lurgi dolaşimli akışkan yataklı gazlaştırma sistemi [37]

3. Sürüklemeli Akışlı Gazlaştırıcılar

Bu tip gazlaştırıcılarda genel olarak yakıt ve oksitleyici (oksijen veya hava) aynı yönde sisteme verilir. Yakıt olarak kömürün daha iyi sonuçlar verdiği bir gazlaştırıcı türüdür.

Yakıtın gazlaştırıcı içinde bulunma süresi 1 saniye gibi oldukça kısa bir süredir. Bu gazlaştırıcı tipinde çoğunlukla oksijen kullanılır. Kısmi oksidasyonla 1370 C° ile 1925 C°' de sentez gaza dönüştürülürler. Kütle transferi ve gaz taşınım veriminde bir artış için beslemenin 100 µm' den daha küçük boyutta öğütülmesi gerekir. Bu tip gazlaştırıcı sistemlerde işletme basıncı 20-25 bar arasındadır [38]. Temas süresinin kısa ve sıcaklığın yüksek olması reaksiyon verimini artırmaktadır [39].

Sürüklemeli sistemlerin avantajları tasarımının basit olması, sistem verimi ve karbon dönüşüm veriminin yüksek olmasıdır. Dezavantajı ise yüksek işlem sıcaklığı nedeniyle oksijen ihtiyacının fazla olması, atık gaz sıcaklığının yüksek olması nedeniyle ürün gazı soğutma veya ısı geri kazanım sistemlerinde daha büyük maliyetler getirmesi ve kompleks bir yakıt besleme sisteminin olmasıdır [39].



Şekil 2.10. Sürüklemeli gazlaştırıcı [39]

4. Plazma Gazlaştırma Üniteleri

Plazma, hava ve oksijen akımına, yüksek voltajlı elektrik verilerek oluşturulur. Atmosferik basınçta çalışma olanağı sunan plazma gazlaştırma, gazlaştırma çeşitleri arasında en iyi fakat en pahalı olanıdır. Çok yüksek ısılarda çalışır ve daha az O_2 'ye ihtiyaç duyulur. NO_x gazları, dioksin ve furan oranı diğerlerine göre daha düşüktür. Plazma sistemlerinde sentez gazı (H_2 , CO_2 , N_2 oranları) ayarlanabilir ve CO_2 'yi tutma kolaylığı sağlar.

2.1.2. Sentez Gazı

Sentez gazı, karbon içeren sıvı veya katı yakıtın gazlaştırılması ile elde edilen bir üründür. Sentez gazı (syngas) genel bileşenler olarak CO , CO_2 , H_2 , su buharı ve CH_4 'den oluşur. Üretilen sentez gazın alt ısıl değeri yaklaşık olarak 5 MJ/Nm^3 seviyelerindedir [40].

Sentez gazı kazan, fırın veya ocaklarda ısı elde edilmek için kullanılabilir. Bu gaz yakıt türüne bağlı olarak genelde temizdir ve bu sentez gaz kazan da yakıldığında, direk olarak biokütle yakılmasına oranla daha az kirletici emisyon çıkışına neden olur. Ayrıca sentez gaz içten yanmalı motorlarda, gaz türbinlerinde veya organik Rankine çevrimi (ORC) türbinlerinde ısı ve elektrik üretimi için kullanılır [23].

2.2. Belediye Atığı

Ev, okul, hastane ve iş yerlerinde hayatlarını sürdüren insanların günlük yaşamlarındaki faaliyetlerinin sonucu olan; ürün ambalajı, mobilya, şişe, gıda parçaları, gazete, karton, aletler, boya ve piller gibi evsel katı atıklardan meydana gelen, heterojen bir yapıya sahip atıklara belediye katı atığı veya başka bir tanımla kentsel katı atık denir. Katı atıkların içerisinde yer alan inşaat atıkları, endüstriyel atıklar ve tehlikeli atık vb. atık çeşitleri kentsel katı atık kategorisine dahil değildir [41].

2.3. Atıktan Türetilmiş Yakıtlar (ATY)

2.3.1. ATY' nin Tanımı ve Karakteristiği

Ev, hastane ve ofis vb. yerlerdeki insanların günlük yaşamlarını sürdürebilmek için gösterdikleri faaliyetlerin sonucunda meydana gelen, mobilya, boya, pil, gıda atığı, poşet, şişe, kumaş, elyaf gibi atıklardan oluşan heterojen bir yapıya sahip olan atıklara belediye katı atığı denir. Belediye katı atıklarının içerisindeki geri dönüşümü ve yeniden kullanımı mümkün olmayan, poşet, kumaş, elyaf, gibi atıkların belirli işlemlerden geçirilerek yeniden yakıt haline gelmesiyle oluşan yüksek ısıl değere sahip ikincil yakıtlara ise Atıktan Türetilmiş Yakıt (ATY) denir. [41]

Atıktan Türetilmiş Yakıt (ATY), endüstriyel veya kentsel katı atıklardaki geri dönüşümü mümkün olan kısmı ayrıldıktan sonra, geriye kalan karbon içeriği yüksek ve yanabilir formdaki alternatif bir yakıt türüdür. Evsel, tarım, ormancılık, ya da endüstriden kaynaklanan belirli ısıl değere sahip atık maddeler çeşitli fiziksel işlemler ile ATY olarak atıktan enerji üretim tesislerinde veya birlikte yakma tesislerinde değerlendirilebilmektedir. Plastik, ambalaj atıkları, kağıt veya karton atıkları, tekstil atıkları, arıtma çamurları, evsel ve ticari atıklar ve atık ahşap veya odunun yüksek kalorifik fraksiyonu, gıda ve bitki atıkları, kullanılmış solventler ve atık yağlar v.b. ATY üretiminde kullanılacak atıklardır [42-43].

Atıklar bir takım fiziksel işlemlerden geçirildikten sonra kurutulur, peletlenir ve daha sonra depolanarak yakıt olarak kullanılır. Atıklar üzerinde yapılan fiziksel işlemler genellikle eleme, öğütme, boyut küçültme, sınıflandırma, cam, metal, gibi maddelerin ayrıştırılmasıdır. Peletlemede amaç ise daha yüksek bir yoğunluk ve daha yüksek enerji/hacim oranı elde etme ve yakma esnasında yeterli boşluğun

sağlamasıdır. Eğer plastik atık kompozisyon içerisinde çoğunluktaysa, pelet oluşturmak bağlayıcı kullanmadan oldukça zor olmaktadır. Bu durumda kullanılan bağlayıcılar, yağlı organik atık, melaz, nişasta, bitüm, dolomit, kireç taşı gibi malzemeler olabilmektedir [44-45].

ATY peletlerinin ısı değeri 2500-4500 kcal/kg arasında değişmektedir. Bu değer atıktaki organik madde yüzdesi, bağlayıcı ve katkı maddelerine göre değişiklik göstermektedir [46].

Chang vd. [47]'nin, yapmış oldukları ATY ve kentsel katı atıkların (evsel katı atıklar) karşılaştırılması ile ilgili çalışmalarından elde edilen değerler Çizelge 2.2'de gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde, ısı değeri, kül içeriği, yanıcı içerik gibi yakıt kalitesi hakkında bilgi sahibi olmamızı sağlayan özelliklerin ATY' de daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu da ATY'nin kentsel katı atıklardan daha verimli bir yakıt olduğunu göstermiş ve bu konudaki ilgiyi arttırmıştır.

Çizelge 2.2. ATY ve kentsel katı atıkların (evsel katı atıklar) karşılaştırılması [47]

Parametre	Evsel Katı Atık	ATY	
		25-100 mm	>100mm
Yoğunluk (kg/m ³)	289,9	334,8	179,1
Kağıt (%)	28,62	8,08	5,7
Plastik (%)	26,33	29,15	5,81
Bahçe Atığı (%)	4,05	4,6	4,21
Tekstil (%)	9,03	7,43	18,23
Yiyecek Atığı (%)	14,04	0	0
Deri / Kauçuk (%)	0,58	1,13	1,48
Metal (%)	6,99	1,09	0,03
Cam (%)	7,26	0	0
Seramik Personel	0,47	0	0
< 5 mm(%)	1,59	16,15	8,89
>5 mm(%)	1,04	32,36	3,65
Isıl Değer			
Üst ısı değeri(kcal/kg)	2277,8	2554,5	3715,9
Alt ısı değeri (kcal/kg)	1816,3	2095,7	3296
Kimyasal Kompozisyon			
C (%)	20,11	24,45	29,24
H (%)	2,92	3,21	3,3
N (%)	0,55	1,09	1,04
Cl (%)	0,18	0,16	0,23
S (%)	0,8	0,1	0,05
O (%)	12,58	11,69	15,9
Kısmi Analiz			
Nem (%)	50,65	47,55	40,28
Kül (%)	12,21	11,75	9,96
Yanıcı içerik (%)	37,15	40,7	49,76

2.3.2. ATY Yanması Sonucu Oluşan Emisyonlar

ATY'deki atık içeriğine göre çeşitli kirleticiler ve sera gazları oluşabilmektedir. Bu kirleticiler ve sera gazlarının başlıcaları; PM (partikül madde), çeşitli metaller, asit gazları (HCl, SO_x vb.), karbonmonoksit ve dioksit (CO, CO₂), azot oksit türevleri (NO, NO₂, NO_x) ve bazı zararlı organik türevleri (PCB) şeklindedir.

2.3.3. Malatya'da Bulunan Tesisin ATY Karakteristiği

Malatya Büyükşehir Belediyesi çöp toplama sahasında günlük ortalama 500 ton çöp toplanmaktadır. Toplanan çöplerin günlük ortalama 200 tonu yanabilir malzemelerden oluşmaktadır.

Karışık belediye katı atıkları için ortalama net kalorifik değer 16,5 MJ/kg olarak analiz edilmiştir [48].

Tesiste kullanılan ATY'nin alt ısıl değeri 2500 kcal/kg'dir. Tesise saatte 6 ton ATY hazırlanmaktadır. ATY'nin 4,8 tonu gazlaştırıcıda 1,2 tonu kazanda kullanılmaktadır.

2.3.4. ATY Hazırlama Aşamaları

1. Biyolojik kurutma

Tesise getirilen çöpler öncelikle kurutularak neminden arındırılır.

2. Ayrıştırma

Kurutulan çöpler yanabilir nitelikte olan (2 boyutlu) ve yanma niteliği olmayanlar (3 boyutlu) olarak ayrıştırma işlemine tabi tutulur.

3. Mıknatıslama

Çöp içerisindeki metal parçalar kırma mıknatıslama yöntemiyle ayrıştırılır. Ayrıştırılan parçalar geri dönüşüme gönderilir.

4. Primer kırıcı

Çöp 10 cm'lik parçalara kıyılır

5. Havalı ayırıcı

6. Sekonder kırıcı (6 cm)

Çöp 6 cm'lik parçalara kıyılır. Böylece çöp ATY ismini alır ve yakılmaya hazırdır.

2.4. Enerji ve Ekserji Analizi

2.4.1. Enerji

Enerji bir sistemin iş yapabilme kapasitesidir. Enerji; mekanik, ısı, potansiyel, kinetik, manyetik, elektrik, nükleer, kimyasal gibi değişik biçimler olabilir; bu enerjilerin toplamı, sistemin toplam enerjisine (E) eşittir. Manyetik, elektrik, yüzey etkileri ve diğer etkiler göz ardı edildiğinde, potansiyel, kinetik ve iç enerjilerin toplamı bir sistemin toplam enerjisini oluşturur. Sistemin toplam enerjisi, [49]

$$E_{sistem} = U + KE + PE \quad (2.1)$$

ifade edilebilir. Burada U: iç enerji, KE: kinetik enerji ve PE: potansiyel enerjiyi ifade etmektedir. Sistemin enerji değişimi ise şöyle ifade edilir:

$$\Delta E_{sistem} = (E_2 - E_1) = (U_2 - U_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) \quad (2.2)$$

Birim kütle için yazıldığında 2.3 denkleminin aşağıdaki şekli alır:

$$\Delta e_{sistem} = (e_2 - e_1) = (u_2 - u_1) + (ke_2 - ke_1) + (pe_2 - pe_1) \quad (2.3)$$

Kinetik enerji, bir referans noktasına göre sistemin hareketinden dolayı sahip olduğu enerjidir. Kinetik enerji,

$$KE = m \cdot \frac{v^2}{2} \quad (2.4)$$

eşitliği ile ifade edilir. Birim kütle için yazıldığında;

$$ke = \frac{v^2}{2} \quad (2.5)$$

bağıntısı bulunur. Potansiyel enerji ise bir sistemin konumundan dolayı sahip olduğu enerji olup ve herhangi bir referans noktasından z yüksekliği kadar çıkarılan, yer çekimi ivmesinin g olduğu bir yerdeki sistemin potansiyel enerjisi (PE);

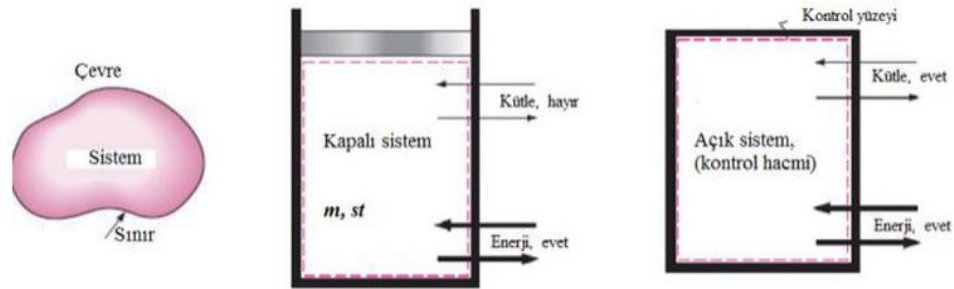
$$PE = m \cdot g \cdot z \quad (2.6)$$

ifadesi ile elde edilir. Birim kütle için yazıldığında aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$pe = g \cdot z \quad (2.7)$$

2.4.2. Enerji Analizi

Belirli bir kütle veya uzayda incelenmek üzere ayrılan bir bölge termodinamik sistem veya kısaca sistem olarak belirtir. Sistemin çevrelediği sınırların dışarısında kalan bölge çevre olarak isimlendirilir. Sistemi çevreden ayıran sınır gerçek veya hayali olabilir. Sınır sabit veya hareketli olabilir. Termodinamik analizde sistemler, sınırlar içerinden kütle giriş veya çıkışının olup olmama durumuna göre kapalı veya açık olarak nitelendirilir [50].



Şekil 2.11. Kapalı ve açık sistemin şematik görünümü [50]

Sınırlarından kütle giriş çıkışı olmayan sistemler kapalı sistem veya diğer bir ifade ile kontrol kütlesi olarak isimlendirilir. Kapalı sistem sınırından enerji geçişi, ısı ve iş şeklinde olabilir. Sınırlarından kütle geçişi, ısı ve iş şeklinde enerji geçişi olan sistemler ise açık sistem veya diğer bir adıyla kontrol hacmi olarak isimlendirilir [50].

Bu tezde sürekli akışlı açık sistemler incelenecektir. Sürekli akışlı açık sistemlerde kontrol hacmi içerisindeki kütle sabit olup ve kontrol hacminin herhangi bir noktasındaki akışın özellikleri zamana göre değişmez.

a. Sürekli akışlı açık sistemlerde kütle korunumu

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacmi içerisinde daimi bir akışkan akışı vardır. Kontrol hacmi içerisinde konuma bağlı olarak akışkanın özellikleri farklılık gösterebilir, ancak zamana bağlı değişim olmaz.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Birim zamanda KH'ne giren} \\ \text{toplam kütle} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Birim zamanda KH'dan çıkan} \\ \text{toplam kütle} \end{array} \right\}$$

veya

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (2.8)$$

olarak yazılabilir.

b. Sürekli akışlı açık sistemlerde enerjinin korunumu

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{ısı veya iş olarak} \\ \text{sınırları geçen} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH'den çıkan} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH'ye giren} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right\}$$

veya

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_ç \theta_ç - \sum \dot{m}_g \theta_g \quad (2.9)$$

Burada, θ akışkanın birim kütesinin sahip olduğu toplam enerjisidir. $\theta = h + ke + pe$ şeklinde ifade edilirse, enerji korunumu ilkesinden,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_ç \left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + g \cdot z_ç \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g \cdot z_g \right) \quad (2.10)$$

bağıntısı yazılabilir.

c. Sürekli akışlı açık sistemlerde entropi denkliği

Açık sistemin birim zamandaki entropi değişimi; açık sistem sınırından birim zamanda ısı transferi ile geçen entropi, birim zamanda kütleyle taşınan net entropiyi ve açık sistem içerisinde tersinmezlikler ile birim zamanda üretilen entropi toplamına eşittir.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Birim} \\ \text{zamanda} \\ \text{KH'daki} \\ \text{entropi} \\ \text{üretimi} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{KH'de} \\ \text{ısı geçişi ile} \\ \text{entropi} \\ \text{geçişi} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Birim} \\ \text{zamanda} \\ \text{KH'ne} \\ \text{kütle ile} \\ \text{aktarılan} \\ \text{entropi} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Birim} \\ \text{zamanda} \\ \text{KH'den} \\ \text{kütle ile} \\ \text{aktarılan} \\ \text{entropi} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{KH} \\ \text{içerisindeki} \\ \text{entropi} \\ \text{üretimi} \end{array} \right\}$$

Buna göre entropi denkliği aşağıdaki gibi yazılır:

$$\frac{dS_{KH}}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum \dot{m}_g \cdot s_g - \sum \dot{m}_ç \cdot s_ç + S_{ür.KH} \quad (2.11)$$

Bu denklemin sol tarafı, kontrol hacmindeki birim zamandaki entropi değişimini, sağ taraftaki terimler ise sırasıyla, ısı geçişi ile gerçekleşen entropi geçişini, net kütleyle aktarılan entropiyi ve kontrol hacmi içerisindeki entropi üretimini ifade eder. Sistem sınırları içerisinde ısı transferinin olduğu sürekli akışlı açık sistemlerde entropi dengesi,

$$\dot{S}_{ür,KH} = \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum \dot{m}_ç \cdot s_ç - \sum \dot{m}_g \cdot s_g \geq 0 \quad (2.12)$$

şeklinde yazılabilir. Denklem 2.13 entropinin korunmadığı görülmektedir. Gerçek sistemler için, çıkanların entropisi girenlerin entropisinden daima büyük olmaktadır. Bu denklik bir giriş ve çıkışa sahip sürekli akışlı sistemler için aşağıdaki hale indirgenir.

$$\dot{S}_{ür,KH} = \dot{m}(s_ç - s_g) + \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \geq 0 \quad (2.13)$$

Birinci yasa verimi

Bu tezde analizi yapılan buhar kazanının birinci yasa verimi 2.14 nolu denklemde verilen ifadedeki gibi elde edilebilir,

$$\eta_I = \frac{\text{Üretilen Enerji}}{\text{Verilen Enerji}} = \left(\frac{\dot{W}_{\text{net,çıkan}}}{\dot{Q}_{\text{giren}}} \right) \quad (2.14)$$

$\dot{W}_{\text{net,çıkan}} = \dot{Q}_{\text{giren}} - \dot{Q}_{\text{çıkan}}$ olduğu için ısı verim,

$$\eta_I = \left(\frac{\dot{Q}_g - \dot{Q}_c}{\dot{Q}_g} \right) \quad (2.15)$$

şeklinde yazılabilir.

Mühendislik sistemlerinin değerlendirilmesinde birinci yasa verimi tek başına bir ölçü olmayıp, sistemin iş üretiminin giriş ve çıkış halleri arasındaki tersinir hal değişimi sırasındaki üretilenlerin karşılaştırılması ikinci yasa verimiyle gerçekleştirilir. İkinci kanun analizi yardımı ile kullanılabilir enerji kavramı kullanılarak işlemin ne derece iyi ve ideale yakın olduğu incelenebilir [50].

2.4.3. Ekserjinin Tanımı

Ekserji, sistem çevre ile denge durumuna geldiğinde elde edilecek maksimum iş miktarı olarak tanımlanabilir. Diğer bir ifadeyle enerjinin iş yapabilme yeteneğinin ölçüsüdür [51].

Ekserji terimi, yunanca ex (dış) ve argon (iş ve kuvvet) kelimelerinden türetilmiş ve ilk kez 1824 yılında Carnot tarafından kullanılmıştır [52]. Ekserji analizi ile ilgili çalışmalar Gouy ve Stodola ile başlamıştır. Bu yüzyılın başlarında, Jouguet, Lewiss ve Randall, DeBaufre, Darrieus, Keenan, Lerberghe ve Glansdorf gibi bilim adamları termodinamiğin ve ekserji kavramının gelişimine büyük katkılar sağlamış; 1935'de Bosnjakovic ekserji kavramını sistemlerin termodinamik analizlerinde uygulama çalışmalarını başlatmıştır [53].

Baehr ise ekserjiyi, belirlenen ortamda bütün diğer enerji türlerine dönüştürülebilen enerji olarak ifade etmiştir [54]. İlerleyen zamanlarda ekserji,

verilen şartlarda, sistemin çevre şartlarına getirilmesi ile o sistemden elde edilebilecek maksimum iş olarak ifade edilmiştir [55].

2.4.4. Çevre ve Ölü Durum

Ölüm Hal

Bir sistemin ölü hali, çevresiyle termodinamik dengede olması durumudur. Ölü halde bir sistem çevre basıncı ve sıcaklığında olup, çevresiyle mekanik ve ısı dengededir. Ayrıca çevreye göre sistemin potansiyel ve kinetik enerjileri sıfırdır. Ölü halde bir sistem çevresiyle kimyasal bir reaksiyona giremez [50]. Ölü haldeki bir sistemin özellikleri T_o , P_o , u_o , h_o , ve s_o ' dır. Ölü halde sistemin basıncı ve sıcaklığı;

$$P_o = 101,325 \text{ kPa (1 atmosfer)}$$

$$T_o = 25 \text{ }^\circ\text{C (298,15 K) dır.}$$

2.4.5. Ekserjinin Bileşenleri

Manyetik, nükleer, yüzey gerilimi ve elektrik etkisinin olmadığı durumlarda sistemin toplam ekserjisi “ $\dot{E}x$ ” dört bileşenden oluşur; fiziksel “ $\dot{E}x^{ph}$ ”, kinetik “ $\dot{E}x^{kn}$ ”, potansiyel “ $\dot{E}x^{pt}$ ”, kimyasal “ $\dot{E}x^{ch}$.”

$$\dot{E}x = \dot{E}x^{ph} + \dot{E}x^{kn} + \dot{E}x^{pt} + \dot{E}x^{ch} \quad (2.16)$$

Denklem birim kütle başına ekserji olarak da yazılabilir. ($e = \dot{E}/\dot{m}$)

$$ex = ex^{ph} + ex^{kn} + ex^{pt} + ex^{ch} \quad (2.17)$$

Ayrıca literatürde; fiziksel, kinetik ve potansiyel ekserjilerin toplamı termomekanik ekserji olarak geçmektedir.

a. Kinetik Ekserji

Mekanik enerjinin diğer bir şekli kinetik enerjidir. Kinetik enerji tamamen işe dönüşebilir. Bu durumda sistemin sahip olduğu kinetik enerjisinin ekserjisi veya

iş yapabilme potansiyeli kendi kinetik enerjisine eşittir. Çevrenin sıcaklık ve basıncından bağımsızdır. Kinetik ekserji,

$$\dot{E}x^{kn} = \dot{m} \cdot \frac{1}{2} \cdot v^2 \quad (2.18)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada, v çevre koordinatlarına göre hızı belirtmektedir.

b. Potansiyel Ekserji

Potansiyel enerji mekanik enerjinin bir şeklidir ve dolayısıyla işe tamamen dönüşebilir. Bu durumda bir sistemin sahip olduğu potansiyel enerjisinin ekserjisi, kendi potansiyel enerjisine eşit olup çevrenin sıcaklık ve basıncına bağlı değildir [50].

$$\dot{E}x^{pt} = \dot{m} \cdot g \cdot z \quad (2.19)$$

Burada, z, çevre koordinatlarına yüksekliği belirtmektedir.

c. Fiziksel Ekserji

Çevreye göre hareketsiz olan bir sistemin ($\dot{E}x^{kn} = \dot{E}x^{pt} = 0$) fiziksel ekserjisi ($\dot{E}x^{PH}$), sistem T sıcaklığı ve P basıncındaki ilk halinden, T_0 sıcaklığı ve P_0 basıncındaki kısıtlı ölü hale geçerken elde edilebilen maksimum teorik yararlı iştir [46].

Herhangi bir durum için maddenin fiziksel ekserjisi;

$$ex^{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.20)$$

Burada, s ve h sırasıyla, sistemin belirli haldeki entropisi ve entalpisi ve; s_0 ve h_0 ise sırasıyla kısıtlı ölü haldeki entropisi ve entalpisidir.

Eğer sistemde iki durum arasında fiziksel ekserji farkı söz konusu ise, aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$ex_1^{ph} - ex_2^{ph} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (2.21)$$

Fiziksel ekserji aşağıda verildiği edildiği gibi iki bileşenin toplamı olarak ifade edilebilir.

$$ex^{ph} = ex^{\Delta T} + ex^{\Delta P} \quad (2.22)$$

Bu denklemdaki ilk terim, fiziksel ekserjinin termal bileşenidir. Sıcaklık farkına bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$ex^{\Delta T} = \left[- \int_{T_1}^{T_0} \frac{T-T_0}{T} dh \right]_{P_1} \quad (2.23)$$

Diğer terim ise basınç bileşenidir. Basınç farkına bağlı olarak meydana gelmektedir. Basınç bileşeni izotermal durumda gerçek gazlar ve sıvılar için kullanılır ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

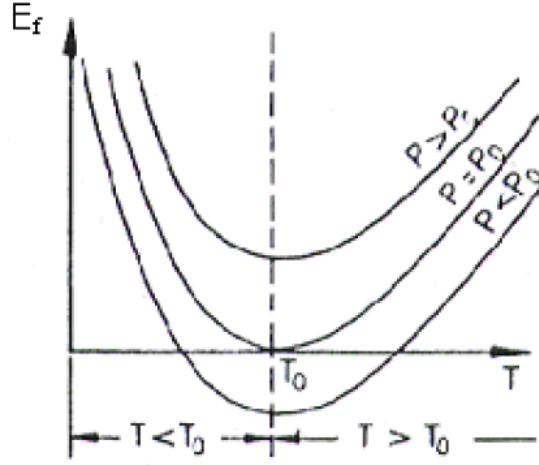
$$ex^{\Delta P} = T_0(s_0 - s_1) - (h_0 - h_1) \quad (2.24)$$

İdeal Gazların Fiziksel Ekserjisi:

İdeal gazların fiziksel ekserjisi herhangi bir durumda aşağıdaki gibi formüle edilir;

$$ex^{ph} = c_p(T - T_0) - T_0 \left(c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0} \right) \quad (2.25)$$

İdeal gazlar için fiziksel ekserji diyagramı görülmektedir [55].



Şekil 2.12. Gazlar için ekserji diyagramı [55]

Katı veya sıvıdan oluşan herhangi bir durumdaki bir sistemin fiziksel ekserjisi aşağıda gösterilmiştir;

$$ex^{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + V(P - P_0) \quad (2.26)$$

d. Kimyasal Ekserji

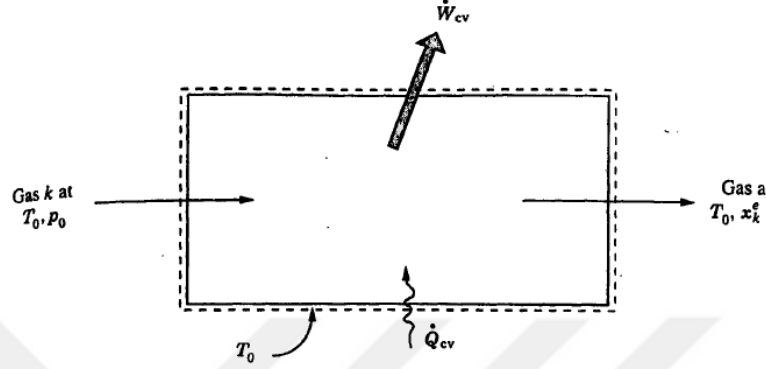
Kimyasal ekserji, söz konusu madde çevresel durumdan ölü duruma getirildiğinde madde alışverişi ve ısı transferinden dolayı elde ettiği maksimum iş miktarına denir. Maddelerin standart kimyasal ekserjileri uygun çevre madde özellikleri referans alınarak hesaplanmıştır. Standart kimyasal ekserji standart çevre sıcaklığına ($T_0 = 25^\circ\text{C}$) ve basıncına ($P_0 = 101.325 \text{ kPa}$) bağlıdır [55].

Genellikle referans maddeler üç gruba ayrılmıştır;

- Atmosferdeki gaz bileşenleri,
- Litosferdeki katı maddeler,
- Okyanuslarda bulunan iyonik ve iyonik olmayan maddelerdir.

Standart ekserji referans çevrenin ortak bir özelliği, havayı temsil etmeyi amaçlayan ve N_2 , O_2 , CO_2 , $\text{H}_2\text{O}(\text{g})$ ve başka gazlar içeren bir gaz fazıdır. Çevre gaz fazında bulunan bir gazın standart kimyasal ekserjisi şöyle hesaplanır: ‘k gazı

T_0 sıcaklığı ve P_0 basıncında sistemden içeri girer ve izotermal olarak genişler. “k” gazı sistemden T_0 sıcaklığı ve $x_k^e \cdot P_0$ kısmi basıncında çıkış yapar. Burada x_k^e , “k” gazının çevre gaz fazındaki mol kesri, e ise çevre ile ilgilidir. “k” gazının mol başına elde edilecek maksimum teorik iş genişleme tersinir ise gerçekleşir. Bir mol başına standart kimyasal ekserji aşağıdaki gibi yazılır [56].



Şekil 2.13. Gazların kimyasal ekserji şeması [56].

Çizelge 2.3. Bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri [56]

GAZ	Kimyasal Formül	Standart Kimyasal Ekserji $\bar{e}_k^{st,kim}$ (kJ/kmol)
Nitrojen	N ₂	720
Oksijen	O ₂	3970
Karbon Dioksit	CO ₂	19870
Su (buhar-gaz)	H ₂ O	9500
Su (sıvı)	H ₂ O	900
Karbon (grafit)	C (katı)	410260
Hidrojen	H ₂	236100
Sülfür	S (katı)	609600
Karbon Monoksit	CO (gaz)	275100
Sülfür Dioksit	SO ₂	313400
Nitrojen Monoksit	NO (gaz)	88900
Nitrojen Dioksit	NO ₂ (gaz)	55600
Hidrojen Sülfat	H ₂ S	81200
Amonyak	NH ₃ (gaz)	337900
Oksijen	O (gaz)	233700
Hidrojen	H (gaz)	331300
Metan	CH ₄	831650
Etan	C ₂ H ₆	1495840
Metanol (gaz)	CH ₃ OH	722300

$$\bar{e}x_k^{st,kim} = -\tilde{R}.T_0 \cdot \ln \frac{x_k^e \cdot P_0}{P_0} \quad (2.27)$$

$$\bar{e}x_k^{st,kim} = -\tilde{R}.T_0 \cdot \ln x_k^e \quad (2.28)$$

Bir gaz karışımının kimyasal ekserjisi ise benzer şekilde bulunabilir:

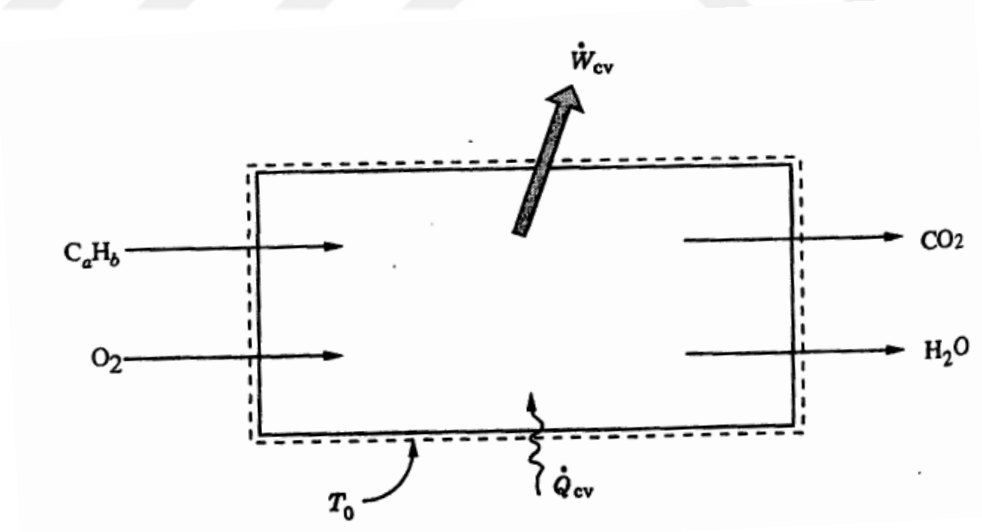
$$\bar{e}x_{kar}^{st,kim} = -R.T_0 \cdot \ln \frac{x_k^e}{x_k} \quad (2.29)$$

$$\bar{e}x_{kar}^{st,kim} = \sum x_k e_k^{st} + \tilde{R}.T_0 \cdot \sum_N x_k \cdot \ln x_k^e \quad (2.30)$$

Yakıt olan bir maddenin kimyasal ekserjisinin hesabında, o maddenin, standart kimyasal ekserjilerinin bilinen başka maddelerle tepkimesi ele alınır ve aşağıdaki ifade yazılır:

$$\bar{e}_k^{st,kim} = -\Delta G + \{ \sum_{\zeta} n. \bar{e}^{CH} - \sum_G n. \bar{e}^{CH} \} \quad (2.31)$$

Burada, ΔG , tepkimenin Gibbs fonksiyonundaki değişlik; n , maddenin mol sayısı; ζ , ürün ve g ise giren için kullanılır [56].



Şekil 2.14. Hidrokarbon yakıt (C_aH_b) kimyasal ekserji şeması [56].

Kimyasal formülü bilinen gaz ve bazı sıvı yakıtların kimyasal ekserji, standart kimyasal ekserji tablosundan kolaylıkla bulunabilir. Bununla birlikte, bazı sıvı, katı ve gaz yakıtların bileşenleri çoklu ise, kimyasal ekserji doğrudan tablodan okunamaz ve hesaplanması gereklidir.

Bir yakıtın kimyasal ekserjisi, yakıt içindeki bileşenlere bağlı olarak hesaplanır. Yakıtın kimyasal ekserjisinin net kalorifik değerine (alt ısıl değeri) oranı;

$$\beta = \frac{\overline{ex}^{ch}}{LHV} \quad (2.32)$$

şeklinde ifade etmiştir [57]. Burada, \overline{ex}^{ch} yakıtın özgül kimyasal ekserjisi, LHV ise yakıtın alt ısıl değeridir. Yakıtın toplam ekserjisi, yakıtın özgül ekserji değeri ile kütlelerinin çarpımından hesaplanır. β değeri yakıt bileşenlerinin fonksiyonu şeklinde hesaplanır. Katı ve sıvı yakıtlar literatürde bu fonksiyonlar ayrı ayrı verilmiştir.

Katı Fosil Yakıtlar için Yaklaşık Hesaplama

a) C, H, O, N içeren bir yakıtın O/C oranı 0,667'den küçük ise;

$$\beta_{kuru} = 1,0437 + 0,1882 \frac{h}{c} + 0,0610 \frac{o}{c} + 0,0404 \frac{n}{c} \quad (2.33)$$

o : Oksijenin kütle oranı

h : Hidrojenin kütle oranı

n : azotun (nitrojenin) kütle oranı

b) $0,667 \leq \frac{o}{c} \leq 2,67$ olması durumunda;

$$\beta_{kuru} = \frac{1043841,882 \frac{h}{c} - 0,2509 \left(1 + 0,7256 \frac{h}{c}\right) + 0,0383 \frac{n}{c}}{1 - 0,3035 \frac{o}{c}} \quad (2.34)$$

ifadesi kullanılır.

Nemli Katı Yakıt için Yaklaşık Hesaplama

Kuru fosil katı yakıt için kullanılan ifade su buharı ve kükürtün ekserjileri dikkate alınmamaktadır. Her iki ürünün dikkate alınması durumunda ise katı yakıtlar için kimyasal ekserji denklemi,

$$\beta_{nemli} = ((LHV)_{katı\ yakıt} + w * h_{fg}) \beta_{kuru} + (\bar{e}x_s^{ch} - (LHV)_s) s \quad (2.35)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada,

w : Suyun kütleli fraksiyonu

h_{fg} : Suyun buharlaşma entalpisi (kJ/kg)

s : Kükürtün kütleli fraksiyonu

Sıvı yakıtlar için kimyasal ekserji oranı ise kükürtün etkisi de dikkate alınarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\beta_{sıvı} = 1,0401 + 0,1728 \frac{h}{c} + 0,0432 \frac{o}{c} + 0,2169 \frac{s}{c} \left(1 - 2,0628 \frac{h}{c} \right) \quad (2.36)$$

olarak ifade edilir.

Tesis için yapılan hesaplamalarda kullanılan hava ve sentez gazı bileşimleri aşağıda verilmiştir.

Çizelge 2.4. Havanın kimyasal bileşimi

Madde	N ₂	O ₂
Birleşim (%)	0,79	0,21
ex ^{ch} (kJ/kmol)	720	3970

Çizelge 2.5. Sentez gazı (syngas) bileşimi

Madde	H ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O (g)	CH ₄
Birleşim (%)	0,15	0,47	0,2	0,1	0,03	0,05
ex ^{ch} (kJ/kmol)	236100	720	275100	19870	9500	831650

2.4.6. Entropi Üretimi

Birden çok giriş ve çıkışın olduğu bir sistemin, basıncı P_o , sıcaklığı T_o olan çevre ile ısı alışverişinde bulunduğu kabul edilirse, bu durumda entropi üretimi;

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_\text{ç} s_\text{ç} - \sum \dot{m}_g s_g + \frac{\dot{Q}_\text{ç}}{T_o} \quad (\dot{Q}_\text{ç} = -\dot{Q}) \quad (2.37)$$

şeklinde elde edilebilir. Bu formülde, $\dot{Q}_\text{ç}$: Çevreyle ısı alışverişi (kJ/s), T_o : Çevre sıcaklığı (K), $\dot{S}_{\text{üretim}}$: Sistemin toplam entropi değişimi (kW/K), s_g , $s_\text{ç}$: Giriş ve çıkıştaki entropilerdir (kJ/kgK).

2.4.7. Tersinir İş ve Tersinmezlik

Hal değişimi esnasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş tersinir iş şeklinde tanımlanır ve W_{tr} ile ifade edilir. Tersinir iş, bu hal değişiminin tümünden tersinir olması durumunda gerçekleşir. Eğer sistemin son hali ölü hal ise bu durumda tersinir iş kullanılabilirliğe eşit olur [49].

Tek akımlı sürekli akış düzeneği için tersinir güç:

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \left(h_g - T_o s_g + \frac{V_g^2}{2} + g z_g \right)_g - \sum \dot{m}_\text{ç} \left(h_\text{ç} - T_o s_\text{ç} + \frac{V_\text{ç}^2}{2} + g z_\text{ç} \right)_\text{ç} \quad (2.38)$$

şeklinde elde edilir.

Tersinir iş ile gerçek iş arasındaki fark tersinmezlik olarak ifade edilir. Aynı zamanda tersinmezlik işlemlerdeki net entropi değişimi ile ölü hal sıcaklığının çarpımına eşittir. Net entropi değişimi daima pozitif olduğundan tersinmezliklerde daima pozitiftir [49].

SAAS için tersinmezlik \dot{W}_{tr} tersinir iş, \dot{W}_y yararlı iş olmak üzere aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y \quad (\text{kW}) \quad (2.39)$$

veya tersinmezlik, ölü hal sıcaklığının toplam entropi üretim ile çarpılması ile aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\dot{I} = T_0 \cdot \Delta \dot{S}_{\text{ürt}} \quad (2.40)$$

2.4.8. Kullanılabilirlik ve Kullanılabilir Enerji

Bir sistemden sağlanacak maksimum iş sistemin tersinir bir hal değişimi ile başlangıç halinden çevrenin bulunduğu ölü hale getirilmesi durumunda elde edilir. Bu değer kullanılabilirlik diye adlandırılır. Ölü halde bir sistem çevresiyle termodinamik dengede olduğu anlamına gelmektedir. Bu durumda ölü halde bir sistem her zaman çevre basıncı ve sıcaklığında olduğundan çevresiyle hem mekanik hem de ısıl dengededir. Bununla birlikte ölü halde bir sistemin çevresine göre potansiyel ve kinetik enerjileri sıfırdır. Bir akışın kullanılabilirliği ψ ile gösterilir [49].

Giriş hali indissiz olarak, ölü hal 0 indisyle gösterilirse, $V_0 = 0$, $z_0 = 0$ olmak üzere akışın kullanılabilirliği:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(S - S_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (kJ/kg) \quad (2.41)$$

ile ifade edilebilir. Bu denklemde kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilirse, akış kullanılabilirliği:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(S - S_0) \quad (2.42)$$

denklemini elde edilir [49].

Kayıp kullanılabilir enerji denklemi SAAS için;

$$\chi_{ky} = \eta_c \cdot \dot{Q} + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_ç \psi_ç - \dot{W}_{fay} \quad (2.43)$$

şeklinde elde edilir. Bu denklemde χ_{ky} , kayıp kullanılabilir enerjidir [49].

Sınırları sabit olan sürekli akışlı açık sistemlerde çevre işi olmadığından sistemde yapılan gerçek iş faydalı işe eşittir.

$$\dot{W}_{tr} = \dot{W}_y \quad (2.44)$$

Sürekli akışlı açık sistemlerin sınırları sabit olup çevre işi söz konusu olmadığından sistemde yapılan gerçek iş faydalı işe eşittir.

$$\chi_{ky} = \dot{I} \quad (2.45)$$

2.4.9. Ekserji Dengesi

Bir hal değişimi sırasında sistemin ekserji değişimi sisteme giren ekserjiler ile çıkan ekserjiler ve ekserji kaybı arasındaki farka eşittir. En genel hali ile ekserji dengesi,

$$\dot{E}x_g - \dot{E}x_{\dot{c}} - \dot{E}x_{ky} = \Delta \dot{E}x_{\text{sistem}} \quad (2.46)$$

şeklinde ifade edilir.

Kapalı Sistemler İçin Ekserji Eşitliği

Kapalı bir sistem için ekserji eşitliği, enerji ve entropi eşitliklerinin birleştirilmesiyle elde edilebilir. Enerji ve entropi eşitlikleri,

$$U_2 - U_1 + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) = \int_1^2 \partial Q - W \quad (2.47)$$

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_b + S_{\text{ürt}} \quad (2.48)$$

şeklinde yazılabilir. Yukarıdaki ifadede, W işi, Q sistem ve çevresi arasındaki ısı transferini, S_{ürt} iç tersinmezlikler sonucu meydana gelen entropi üretimini, T_b ısı transferi sınır sıcaklığını ifade etmektedir. Entropi bağıntısı T₀ ile çarpılıp ve enerji eşitliğinden çıkarılmasıyla aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$U_2 - U_1 + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) - T_0(S_2 - S_1)$$

$$= \int_1^2 \partial Q - T_0 \int_1^2 \left(\frac{dQ}{T_b} \right) - W - T_0 \cdot S_{\text{ürt}} \quad (2.49)$$

Eğer, ∂Q ile ilgili terimler bir tarafa toplanır; ilgili terimler yerine yerleştirilir $E_2 - E_1$ yazılırsa;

$$(E_2 - E_1) - P_0(V_2 - V_1) = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \cdot \partial Q - W - T_0 \cdot S_{\text{ürt}} \quad (2.50)$$

Bu denklem yeniden düzenlenirse; kapalı sistemler için ekserji dengesi,

$$(E_2 - E_1) = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \cdot \partial Q - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 \cdot S_{\text{ürt}} \quad (2.51)$$

$$\underbrace{\hspace{1.5cm}}_{\text{Ekserji Değişimi}} \quad \underbrace{\hspace{4.5cm}}_{\text{Ekserji Transferi}} \quad \underbrace{\hspace{1.5cm}}_{\text{Ekserji Yıkımı}}$$

bağıntısı ile ifade edilebilir.

Sürekli Akışlı Açık Sistemler İçin Ekserji Denkliği

Tersinmez süreçlerde ekserji korunmayıp, daima yok edilir. Bu durumda açık sistemlerde ekserji denkliği;

$$\underbrace{\frac{\partial E_{KH}}{\partial t}}_{\text{Ekserji Değişimi}} = \underbrace{\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \cdot \dot{Q}_{KH} - \left(W_{KH} - P_0 \frac{dV_{KH}}{dt} \right)}_{\text{Ekserji Transferi}} + \underbrace{\sum_g \dot{m}_g \cdot e_g - \sum_{\dot{c}} \dot{m}_{\dot{c}} \cdot e_{\dot{c}} - E_D}_{\text{Ekserji Yıkımı}} \quad (2.52)$$

$$\text{Ekserji Değişimi} \quad \text{Ekserji Transferi} \quad \text{Ekserji Yıkımı}$$

ile ifade edilir. Bu denklemdeki dE_{kh}/dt ve dV_{kh}/dt sırasıyla kontrol hacminin ekserji ve hacim değişimi şeklinde tanımlanır. Sürekli akışlı açık sistemlerde $dE_{kh}/dt=0$ ve $dV_{kh}/dt=0$ olduğundan eşitlik aşağıdaki gibi yazılır:

$$\left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \cdot \dot{Q}_{KH} = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_{\dot{c}} \cdot e_{\dot{c}} - \sum_g \dot{m}_g \cdot e_g + W_{KH} + \dot{I} \quad (2.53)$$

$$\dot{I} = T_0 \cdot S_{\text{ürt}} \quad (2.54)$$

2.4.10. Ekserji Transfer Mekanizmaları

Isı geçişi, iş ve kütle transferi olmak üzere ekserji üç yolla transfer edilebilir. Ancak kütle transferinin olmadığı sabit kütleli kapalı sistemlerde ekserji yalnızca iş transferi ve ısı geçişi ile transfer edilir.

Isı Transferi ile Ekserji Geçişi

Bir kontrol hacmi için ısı geçişinin ekserji geçişi karşılığı bir ısı makinasından elde edilebilecek iştir. Maksimum iş için ısı makinesinin çevre sıcaklığı ile sistem sıcaklığı arasında çalışması gerekir. Bu durumda, ısı makinasından elde edilen maksimum işe bağlı olarak ısı aktarımı ile ekserji geçişi,

$$\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot \dot{Q} \quad (2.55)$$

eşitliği ile verilebilir. Burada \dot{Q} birim zamandaki toplam ısı geçişini, T_0 çevre sıcaklığını ve T sistem sıcaklığını ifade etmektedir.

İş ile Ekserji Geçişi

İş ile ekserji geçişi karşılığı yararlı işe eşittir. Çevreye karşı yapılan iş, hacim değişikliği olan kapalı sistemlerde başka bir sisteme aktarılamaz ve kullanılamaz. Bundan dolayı kapalı sistemlerde eğer hacim değişikliği söz konusu ise ekserji eşdeğeri hesabında hareketli sınır işi çevreye karşı yapılan işten çıkarılır. Diğer sistemlerde ise ekserji doğrudan işe eşittir.

$$\dot{E}x = W_y = \begin{pmatrix} W_{sınır} - P_0(V_2 - V_1) & \text{Sınır işi için} \\ W_{diğer} & \text{diğer işler için} \end{pmatrix} \quad (2.56)$$

Kütle ile Ekserji Geçişi

Bir enerjiye ve entropiye sahip kütle aynı zamanda ekserjiye de sahiptir. Sistemdeki kütle ile birlikte ekserji geçişi kütleli debi ile doğru orantılıdır.

$$\dot{E}x = \dot{m} \cdot ex \quad (2.57)$$

Sistemin adyabatik olması veya kapalı sistemlerde olduğu gibi kütle geçişi olmaması gibi durumlarda ekserji transferi değeri sıfırdır.

2.4.11. Ekserji Verimi / 2. Kanun Verimi

İkinci yasa verimi, hal değişimi sırasında sistemin gerçek performansının, hal değişiminin tamamen tersinir olması durumunda sistemin sahip olacağı performansa oranı olarak tanımlanır. İkinci yasa verimi genel olarak,

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Giren ekserji}} = 1 - \frac{\text{Ekserji yıkımı}}{\text{Giren ekserji}} \quad (2.58)$$

şeklinde ifade edilebilir. Ancak iş üreten sistemlerde,

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_y}{\dot{W}_{tr}} \quad (2.59)$$

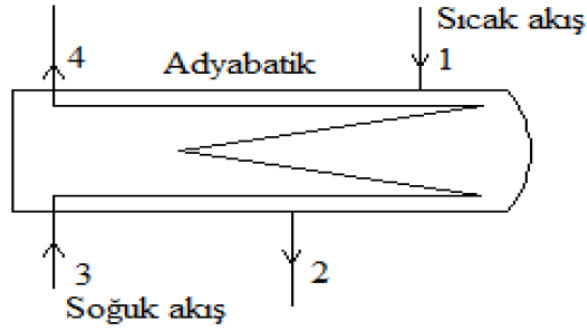
şeklinde de ifade edilebilir. Burada W_y yararlı işi, W_{tr} tersinir işi simgeler. İş tüketen sistemlerde ise bu denklemin tersi geçerlidir.

İkinci yasa verimi soğutma sistemlerinde ise soğutma tesir katsayısına bağlı olarak,

$$\eta_{II} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{tr}} \quad (2.60)$$

formülüyle ifade edilebilir.

Sıcak akışkanın kullanılabilirliğindeki azalma, ısı değiştiricilerinde sağlanan kullanılabilirliktir. Soğuk akışkanın çevre sıcaklığının altında olmaması koşuluyla, soğuk akışın kullanılabilirliğindeki artış ise elde edilen kullanılabilirliktir.



Şekil 2.15. Adyabatik ısı değıştirici şematik resmi

Bu durumda, $\dot{m}_{soğuk}$, soğuk akışkanın kütleli debisi ve $\dot{m}_{sıcak}$, sıcak akışkanın kütleli debisi olmak üzere ısı değıştiricisi için ikinci yasa verimi;

$$\eta_{II,ID} = \frac{\dot{m}_{soğuk}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{sıcak}(\psi_1 - \psi_2)} \quad (2.61)$$

veya

$$\eta_{II,ID} = 1 - \frac{T_0 \cdot S_{\text{üretim}}}{\dot{m}_{sıcak}(\psi_1 - \psi_2)} \quad (2.62)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada, $S_{\text{üretim}}$ adyabatik bir ısı değıştiricisi için, 2.63 denklemi ile hesaplanabilir [50]

$$S_{\text{üretim}} = \dot{m}_{sıcak}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{soğuk}(s_4 - s_3) \quad (2.63)$$

2.4.12. Yanma ve Yakıt ile İlgili Analizler

Bir buhar kazanında buhar üretilebilmesi için yeterli sıcaklık seviyesinde bir ısı kaynağına ihtiyaç duyulur. Genellikle buhar kazanlarında fosil kaynaklı yakıtların yakılması sonucu elde edilen enerjiden yararlanılır. Yapılan çalışmada santral kazanında ‘‘Atıktan Türetilmiş Yakıt’’ yakıldığı dikkate alınmıştır. Santralde kullanılan ATY’ nin bileşenlerinin özellikleri Çizelge 2.6’ da gösterilmiştir. İşlenme durumuna bağlı olarak kalorifik değeri değışebilmektedir.

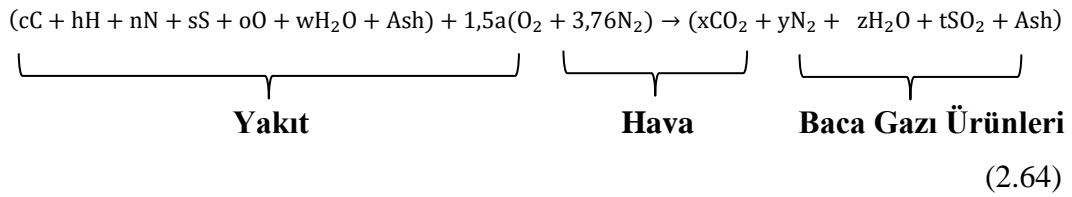
Yapılan çalışmada santralden elde edilen verilere bağlı olarak yakıtın alt ısı değeri ortalama olarak **2500 kcal/kg** alınmıştır.

Çizelge 2.6. ATY kimyasal bileşimi

ATY	Bileşen Analiz %						
Madde	C	H ₂	N ₂	S	O ₂	Kül	Nem
Birleşim (%)	36,15	5,01	1,92	0,47	35	18,15	3,3

Yakıt içerisinde yanabilir elemanların hava içindeki oksijen ile kimyasal reaksiyonu yanma şeklinde tanımlanabilir. Karbon, hidrojen ve bunların bileşikleri yakıt içerisindeki temel yanabilir elemanlardır. Yanma işleminde bu yanabilen elemanlar ve elemanların bileşikleri karbondioksit ve su-buharına dönüşürler. Yakıt içerisinde çoğunda az oranda kükürt her ne kadar yanabilen bir madde olmasına rağmen yakıtın ısı değeri belli bir ölçüde katkıda bulunur. Fakat bileşiklerinin korozif etkilerinden dolayı zararlıdır. Kazanlarda yanma için gerekli olan oksijen havadan sağlanır. Hava azot, oksijen, su buharı, argon, karbondioksit ve diğer bileşenlerin karışımıdır. Yanma tepkimelerinde genellikle hava hacimsel olarak % 21 oksijen ve % 79 azot' tan oluştuğu kabul edilir.

ATY ile ilgili yanma reaksiyonu yapılan bu kabuller altında,

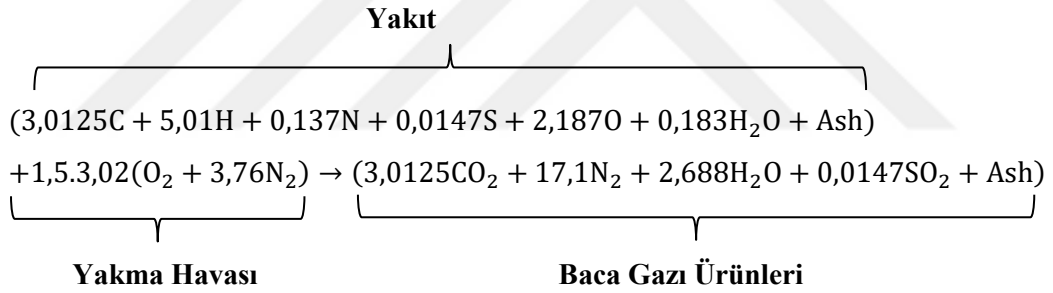


yazılabilir. Bu yanma prosesi ile ilgili katsayılar yakıt kütlesi 100 kg için hesaplanmış ve Çizelge 2.7' de tüm katsayılar verilmiştir [14].

Çizelge 2.7. ATY yakıtının giren ve çıkan bileşenlerine ait katsayılar

Katsayılar	ATY
c	3,0125
h	5,0100
n	0,1370
s	0,0147
o	2,1870
w	0,1830
a	3,0200
x	3,0125
y	17,100
z	2,6880
t	0,0147

ATY'ye ait katsayılar kg bazında yakıt için kullanılırsa yanma denklemi;



şeklinde ifade edilebilir. Yanma denklemine bağlı olarak yakıtta, yakma havasına, hava-yakıt karışımına ve baca gazına ait mol ağırlıkları hesaplanabilir.

Yakıtta ait mol ağırlığı;

$$\frac{3,0125 \cdot 12,1 + 5,01 \cdot 1,008 + 0,137 \cdot 14,0065 + 0,0147 \cdot 32,064 + 2,187 \cdot 15,9995 + 0,183 \cdot 18,015}{10,54}$$

$$= 7,8 \text{ kg/kmol}$$

Yakma havasına ait mol ağırlığı;

$$\frac{1,5.3,02 \cdot [31,999 + 3,76.28,01]}{21,56} = 28,85 \text{ kg/kmol}$$

Hava-yakıt karışımına ait mol ağırlığı;

$$\frac{10,54.7,8 + 28,85.21,56}{32,1} = 21,94 \text{ kg/kmol}$$

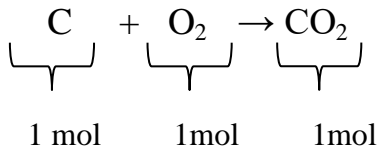
Baca gazına ait mol ağırlığı;

$$\frac{3,0125.44,01 + 17,1.28,01 + 2,688.18,01 + 0,0147.64,06}{22,815} = 28,968 \text{ kg/kmol}$$

Yanma işleminde gerekli hava miktarı;

Gerekli hava miktarını hesaplayabilmek için öncelikle minimum oksijen miktarının bulunması gerekir. Yanma ürünlerine bakılırsa, karbon, kükürt, hidrojen için gerekli oksijen miktarları sırasıyla,

Karbon için;



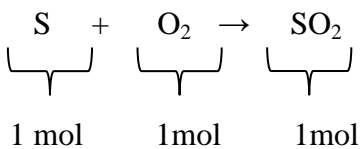
12,01 + 31,99 → 44,01 kg CO₂ açığa çıkar.

12,01 kg C için 31,99 kg O₂ gerekli ise,

1 kg C için x kg O₂ gerekli

x = 2,664 kg O₂ gereklidir.

Kükürt için;



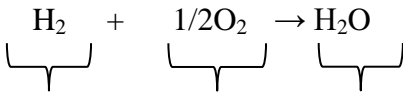
32,064 + 31,99 → 64,06 kg SO₂ açığa çıkar.

32,064 kg S için 31,99 kg O₂ gerekli ise,

1 kg S için x kg O₂ gerekli

x = 0,998 kg O₂ gereklidir.

Hidrojen için;



1 mol 1 mol 1 mol

2,016 + 15,995 → 18,0155 kg H₂O açığa çıkar.

2,016 kg H için 15,995 kg O₂ gerekli ise,

1 kg H için x kg O₂ gerekli

x = 7,936 kg O₂ gereklidir.

Bu durumda minimum oksijen miktarı;

$$\begin{aligned} \text{M.O.M.} &= \% \text{C}.2,664 + \% \text{H}_2.7,936 + \% \text{S}.0,998 - \% \text{O}_2 \\ &= 0,3615.2,664 + 0,0501.7,936 + 0,0047.0,998 - 0,35 \\ &= 1,06 \text{ kg O}_2/\text{kg yakıt} \end{aligned}$$

Yakıt için gerekli hava miktarı hesabı için oksijenin mol ağırlığı havanın mol ağırlığına bölünür ve havadaki oksijenin kütleli debisiyle çarpılır [58].

Kütleli olarak havada % 21 oksijen kabul edilirse hava miktarı,

$$0,21 \cdot \frac{31,999}{28,85} = 0,233 \rightarrow \text{MHM} = \frac{\text{MOM}}{0,233} = \frac{1,06}{0,233} = 4,55 \text{ kg hava/kg yakıt}$$

olarak hesaplanır. Hava fazlalık katsayısı $hfk=1,5$ kabul edilirse, yakıt için gerekli hava miktarını,

$$GHM=MHM.hfk$$

$$GHM=MHM.hfk=4,55.1.5=6,82 \text{ kg hava/kg yakıt}$$

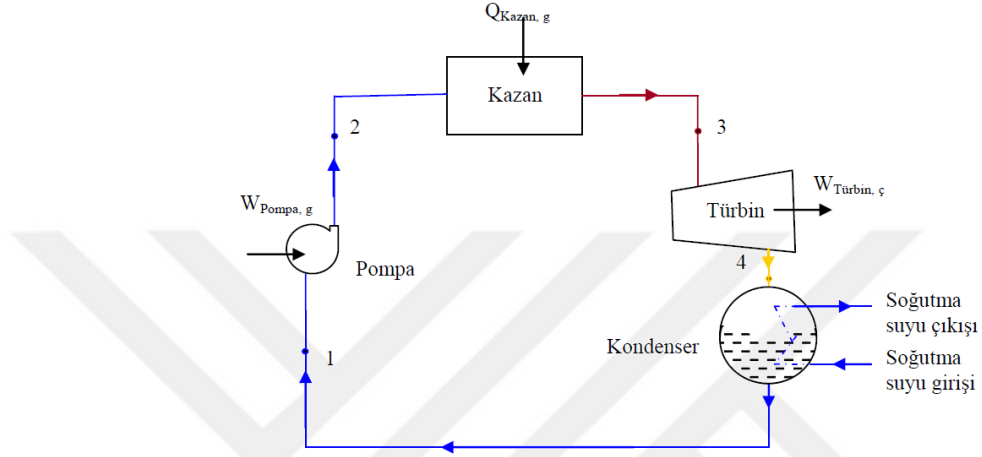
bulunur. Yani santralde 1 kg ATY'nin yanması için 6,82 kg hava gerekmektedir. Ayrıca, 1 kg ATY'nin yanmasıyla $1+6,82=7,82$ kg baca gazı oluşur. Santralde kullanılan ATY miktarı 0,33 kg/s olduğundan gerekli olan hava miktarı $0,33.6,82 = 2,25 \text{ kg/s}$ ve baca gazı miktarı $0,33.7,82 = 2,58 \text{ kg/s}$ olarak kabul edilecektir.

2.4.13. Buharlı Güç Santrali

En temel haliyle buharlı bir güç santrali türbin, kazan, pompa ve kondenserden oluşur. Buharlı santrallerinin iş veya güç akışkanı sudur. Pompa suyun basıncını artırılır ve basınçlandırılan su kazana gönderilir. Buhar kazanında fosil kökenli ya da biyokütle kökenli yakıt yakılır. Buhar kazanı en temel anlamıyla bir yanma odası ve boru demetlerinden oluşur. Su borulu buhar kazanlarında, yakıtın kazanda yanması sonucu oluşan ısı enerjisi borular içerisindeki suya aktarılarak, suyun kızgın buhar hale gelmesini sağlar. Kazandan yüksek basınca sahip kızgın buhar daha sonradan türbine gönderilerek burada türbin kanatlarına çarpar ve kızgın buhar türbinden mekanik enerji edilmesi sağlanır. Türbine milile bağlı olan jeneratör ise mekanik enerjiyi elektrik enerjisine çevirir. Enerjisini buhar türbininde bırakan buhar düşük basınçta türbinde terk eder ve yoğuşturucuya girer. Yoğuşturucuda yoğuşarak sıcaklığı daha da düşürülerek sıvı faza tekrar geçer. Sıvı halde düşük sıcaklık ve düşük basınçta yoğuşturucudan çıkan su tekrar kazana gönderilmek üzere pompaya gelir. Bu şekilde buharlı güç çevrimi tamamlanmış olur. Bu çevrime göre çalışan bir santral buharlı güç santrali olarak isimlendirilir [59].

Kazanda yakılan yakıt ve ısı kaynağına bağlı olarak buharlı güç santralleri, doğal gaz santrali, termik santral, nükleer santral gibi adlar alabilir. Hepsinin ortak özelliği ise su buharının çevrimde iki sıcaklık arasında çalışmasıdır. Bundan dolayı tüm güç santrallerinin analizinde aynı çözümleme geçerlidir.

İki sıcaklık sınırı arasında çalışan en yüksek verimli çevrim Carnot çevrimi olarak isimlendirilir. Ancak Carnot gerçek hayatta elde edilemeyecek bir çevrimdir. Bu sebeple buharlı güç çevrimlerinin çözümlenmesinde tercih edilecek bir çevrim değildir. Buharlı güç çevrimleri Rankine çevrimi için ideal bir çevrimdir. Şekil 2-14'de tersinmezliğin olmadığı ideal bir Rankine çevrimi verilmiştir. İdeal çevrimde dört hal değişimi vardır [50].



Şekil 2.16. İdeal Rankine çevrimi [50]

- 1–2 İzentropik sıkıştırma (pompa)
- 2–3 Sabit basınçta ($P=sabit$) ısı geçişi (kazan)
- 3–4 İzentropik genleşme (türbin)
- 4–1 Sabit basınçta ($P = sabit$) ısı çıkışı (kondenser)

2.4.14. Malatya Çöpten Enerji Santralinin Tanımı



Şekil 2.17. Malatya çöpten enerji santrali

Malatya ilinin Battalgazi merkez ilçesinde kurulu olan tesis Türkiye'nin ilk çöp yakarak elektrik üreten tesisidir. 4 MW kurulu güce sahip olan tesiste yakma ve termal gazlaştırma yöntemleri ile enerji elde edilmektedir. Tesis 2018 yılının Ocak ayında Mimsan Grup tarafından devreye alınmıştır.

Tesise kamyonlar ile getirilen çöp ATY hazırlama ünitesinden sisteme giriş yapar. Burada kurutma, mıknatıslama, ayrıştırma, kıyma işlemlerinin ardından çöp ATY adını alır. Ardından ATY gazifier ana bunkerine doldurulur. Konveyörler yardımıyla gazlaştırıcıya ATY beslenir. Tesiste kullanılan sabit yataklı yukarı akışlı tip gazlaştırıcıdır. Gazlaştırıcıdan ATY sentez gazı olarak ayrılır, kazan girişinde swirl burner'da ateşlenerek kazana verilir. ATY hazırlama ünitesinde hazırlanan ATY kazan için kazan günlük yakıt bunkerine doldurulur. Konveyörler ile kazana yakıt beslenir. Tesisteki kazan 60 bar çalışma basıncında dolaşımli tip akışkan yataklı buhar kazanıdır. Kazanda yanma sonucunda oluşan ısı enerjisi ile yüksek basınçlı kızgın buhar elde edilir. Daha sonra kızgın buharın

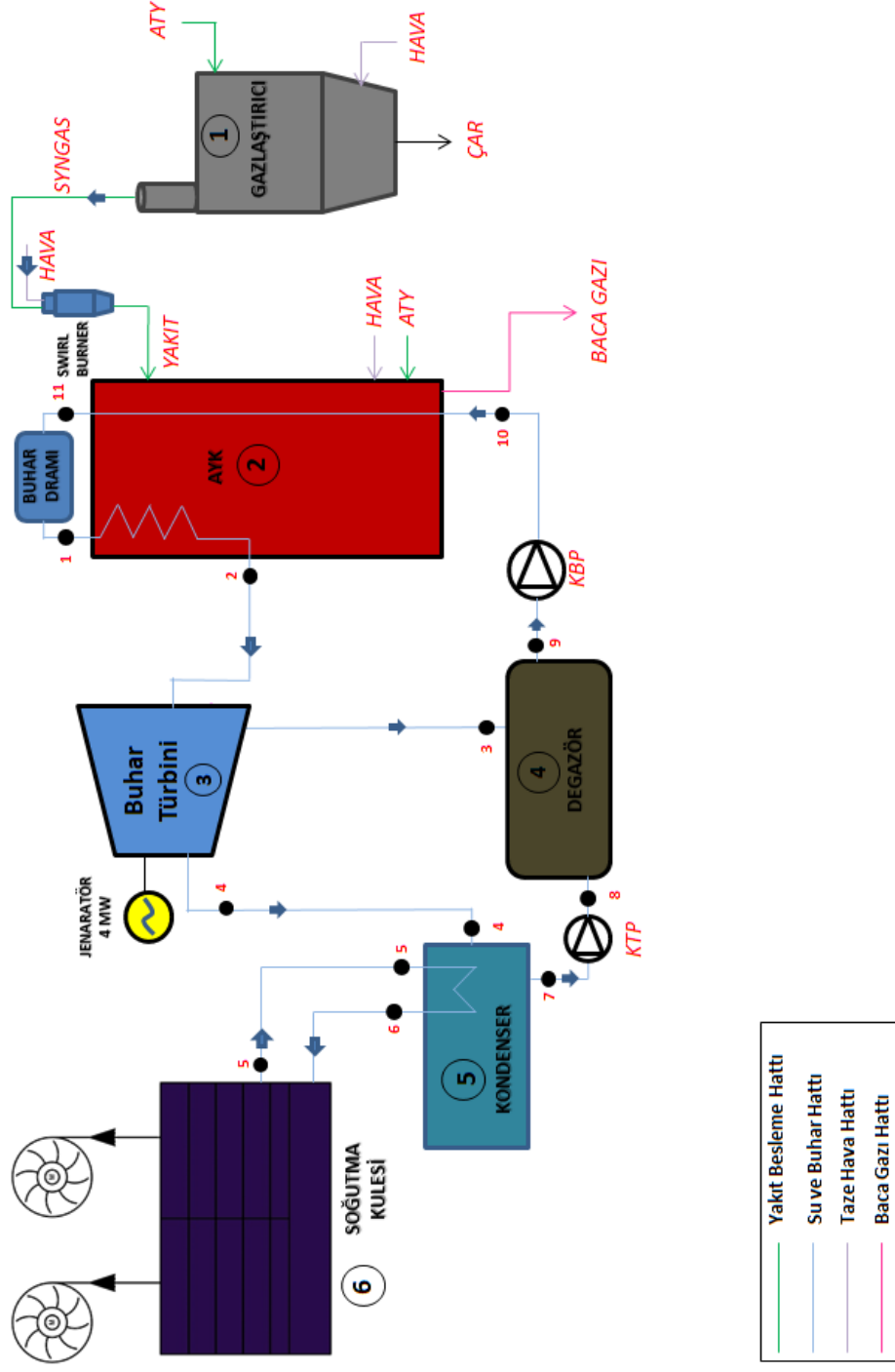
türbin rotorunu döndürmesi ile hareket enerjisi elde edilir. Hareket enerjisi de jeneratörde elektrik enerjisine çevrilir. Türbinde kullanılan buhar, soğutma suyu yardımı ile kondenserde yoğuşturulur ve kazan besleme pompası ile tekrar kazana verilir. Çevrim bu şekilde tamamlanmış olur. Tesisteki türbin gücü 4 MW' dır.

Santral; kazan sistemi, türbin sistemi, jeneratör, ATY hazırlama sistemi, gazlaştırma, kül ve cüruf atma sistemi, su tasfiye sistemi ve yardımcı sistemlerden oluşmaktadır.

Santral Alt Birimleri

1. ATY hazırlama ünitesi
2. Gazlaştırma ünitesi
3. Kazan ve yardımcıları ünitesi
4. Türbin ve yardımcıları ünitesi
5. Jeneratör ünitesi
6. Kül ve cüruf atma
7. Yardımcı diğer üniteler

TERMİK SANTRAL AKIŞ DİYAGRAMI



Şekil 3.1. Termik santral akış diyagramı

Çizelge 3.1. Üniteye ait belirlenen düğüm noktası değerleri

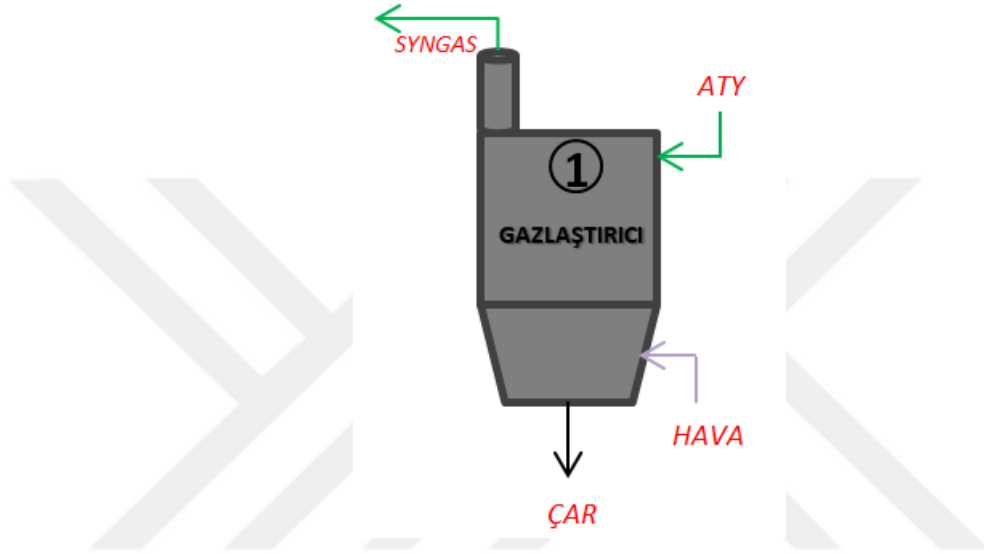
Düğüm No	Faz Durumu	Sıcaklık	Basınç	Debi	Entalpi	Entropi
		T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
0	Ölü Hal	25	100	-	104,83	0,3672
1	Doymuş Buhar	276	6240	5,6	2784,14	5,8871
2	Kızgın Buhar	450	6000	5,6	3302,90	6,7219
3	Kızgın Buhar	130	120	0,6	2734,53	7,4400
4	Islak buhar	45,6	8	5	2102	6,7219
5	Doymuş Sıvı	30,5	100	336	127,83	0,4436
6	Doymuş Sıvı	36	100	336	150,81	0,5186
7	Doymuş Sıvı	33,4	8	5	139,90	0,4832
8	Doymuş Sıvı	33,4	150	5	140,09	0,4833
9	Doymuş Sıvı	102	100	5,6	427,61	1,3297
10	Doymuş Sıvı	102	7700	5,6	440,26	1,3400
11	Doymuş Buhar	207,3	6000	5,6	2795,95	6,3760
WT	4 MW					

3. MATERYAL VE METOT

3.1. Termik Santalin Güç Bileşenleri Enerji Denklemleri

3.1.1. Gazlaştırıcı Enerji Denklemleri

Şekil 3.2' de gösterilen gazlaştırıcı için enerji dengesi yazılırsa,



Şekil 3.2. 1 nolu gazlaştırıcı şematik görünümü

Termodinamiğin 1. Kanunu

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_\zeta - \sum \dot{m}_g \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_1 - \dot{W} = \dot{E}_{\text{sentezgaz}} - \dot{E}_{\text{ATY}} - \dot{E}_{\text{Hava}} \quad (3.2)$$

bu denklemde;

Yakıtın enerjisi;

$$\dot{m}_{\text{ATY}} = 4800 \text{ kg/h} = 1,33 \text{ kg/s}$$

$$\text{AID}_{\text{ATY}} = 2500 \text{ kcal/kg}$$

$$\dot{E}_{\text{ATY}} = \dot{m}_{\text{ATY}} \times \text{AID}_{\text{ATY}} = 4800 \text{ kg/h} \times 2500 \text{ kcal/kg} = 12000000 \text{ kcal/h}$$

$$=13956 \text{ kW}$$

Havanın enerjisi;

$$V_{\text{hava}} = 2400 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

$$d_{\text{hava}} = 1,225 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_{\text{hava}} = 2940 \text{ kg/h} = 0,816 \text{ kg/s}$$

$$h_{\text{hava}} = 298,18 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{\text{hava}} = 243,31 \text{ kJ/s} = \mathbf{243,31 \text{ kW}}$$

Syngazın enerjisi;

$$\dot{m}_{\text{sentezgaz}} = 10560 \text{ Nm}^3/\text{h} \text{ (1 kg'dan 2,2 Nm}^3\text{)}$$

$$AID_{\text{sentezgaz}} = 5,5 \text{ MJ/ Nm}^3$$

$$\dot{E}_{\text{sentezgaz}} = \dot{m}_{\text{sentezgaz}} \times AID_{\text{sentezgaz}} = 58080 \text{ MJ/h} = \mathbf{16133,33 \text{ kW}}$$

$$\dot{Q}_1 = 16133,33 - 13956 - 243,31 = \mathbf{1934,02 \text{ kW}}$$

2. Kanun Verimi

Gazlaştırma ünitelerinde ikinci kanun verimi aşağıdaki denklemde verildiği gibi bulunmaktadır.

İş girişi veya çıkışının olmadığı sistemlerde ikinci yasa verimi aşağıdaki gibidir [60];

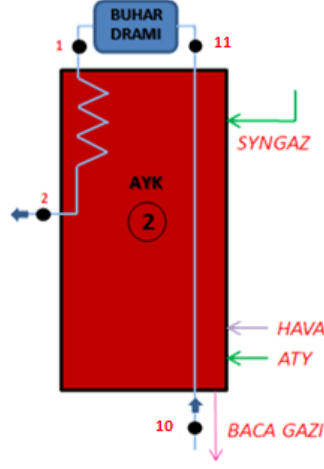
$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{\zeta}}{\dot{E}x_g} \quad (3.3)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{\zeta}}{\dot{E}x_g} = \frac{\dot{E}x_{\text{sentezgaz}}}{\dot{E}x_{ATY} + \dot{E}x_{YH}}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{\zeta}}{\dot{E}x_g} = \frac{15918,32}{51390,48 + 3,65} = \mathbf{0,31}$$

3.1.2. Kazanın Enerji Denklemleri

Buna göre, kazan (Şekil 3.3.) için enerji dengesi yazılırsa, kazan kayıpları;



Şekil 3.3. 2 nolu kazan şematik görünümü

Termodinamiğin 1. Kanunu

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_c \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_c - \sum \dot{m}_g \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g$$

Süreç sırasında iş üretilmez ya da harcanmaz ($W=0$)

$$\dot{Q}_2 = (\dot{m}_2 \times h_2 + \dot{E}_{\text{Baca Gazı}}) - (\dot{E}_{\text{ATY}} + \dot{E}_{\text{Hava}} + \dot{E}_{\text{Sentez gaz}} + \dot{m}_{10} \times h_{10}) \quad (3.4)$$

Yakıtın enerjisi;

$$\dot{m}_{\text{ATY}} = 1200 \text{ kg/h} = 0,333 \text{ kg/s}$$

$$AID_{\text{ATY}} = 2500 \text{ kcal/kg} = 10467 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{\text{ATY}} &= \dot{m}_{\text{ATY}} \times AID_{\text{ATY}} = 1200 \text{ (kg/h)} \times 2500 \text{ (kcal/kg)} = 3000000 \text{ kcal/h} \\ &= \mathbf{3489 \text{ kW}} \end{aligned}$$

Havanın enerjisi;

$$\dot{m}_{\text{hava}} = 2,25 \text{ kg/s}$$

$$h_{\text{hava}} = 298,18 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{\text{hava}} = 670,91 \text{ kJ/s} = \mathbf{670,91 \text{ Kw}}$$

Sentez gazının enerjisi;

$$\dot{m}_{\text{sentez gaz}} = 10560 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

$$AID_{\text{sentez gaz}} = 5,5 \text{ MJ/ Nm}^3$$

$$\dot{E}_{\text{sentez gaz}} = \dot{m}_{\text{sentez gaz}} \times AID_{\text{sentez gaz}} = 58080 \text{ MJ/h} = \mathbf{16133,33 \text{ kW}}$$

Baca gazının enerjisi;

Baca gazı bileşenlerinin molar oranları için;

$$x_i = \frac{n_i}{n_{\text{toplama}}} \text{ bağıntısı kullanılırsa,}$$

$$x_{CO_2} = \frac{0,030125}{0,228} = 0,132$$

$$x_{N_2} = \frac{0,171}{0,228} = 0,75$$

$$x_{SO_2} = \frac{0,000147}{0,228} = 0,0000645$$

$$x_{H_2O} = \frac{0,02688}{0,228} = 0,118$$

Çizelge 3.2. Baca gazı bileşenlerine ait entalpi değerleri

Madde	\bar{h}_0 kJ/kmol	$\bar{h}_{433\text{ K}}$ kJ/kmol	x_i
CO ₂	9.364	14.756	0,132
N ₂	8.669	12.606	0,75
SO ₂	11.797	17.260	0,0000645
H ₂ O	9.904	14.492	0,118

Baca gazının 298K ve 433K deki entalpileri bulunarak, baca gazının enerjisini denklem (3.5)' den hesaplanabilir.

Çevre sıcaklığında (298K) baca gazının entalpi değeri:

$$\bar{h}_0 = x_{\text{CO}_2} \cdot \bar{h}_{0,\text{CO}_2} + x_{\text{N}_2} \cdot \bar{h}_{0,\text{N}_2} + x_{\text{SO}_2} \cdot \bar{h}_{0,\text{SO}_2} + x_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \bar{h}_{0,\text{H}_2\text{O}}$$

$$\bar{h}_0 = 0,132 \times 9364 + 0,75 \times 8669 + 0,0000645 \times 11797 + 0,118 \times 9904$$

$$\bar{h}_0 = \mathbf{8907,23 \text{ kJ/kmol}}$$

433K için baca gazı entalpi değeri:

$$\bar{h}_{433\text{ K}} = x_{\text{CO}_2} \cdot \bar{h}_{433\text{ K},\text{CO}_2} + x_{\text{N}_2} \cdot \bar{h}_{433\text{ K},\text{N}_2} + x_{\text{SO}_2} \cdot \bar{h}_{433\text{ K},\text{SO}_2}$$

$$+ x_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \bar{h}_{433\text{ K},\text{H}_2\text{O}}$$

$$\bar{h}_{433\text{ K}} = 0,132 \times 14756 + 0,75 \times 12606 + 0,0000645 \times 17260 + 0,118 \times 14492$$

$$\bar{h}_{433\text{ K}} = \mathbf{13113,46 \text{ kJ/kmol}}$$

$$\dot{E}_{BG} = (h_{BG,443\text{ K}} - h_{BG,298\text{ K}}) = 13113,46 - 8907,23 = 4206,23 \text{ kJ/kmol} \quad (3.5)$$

$$\dot{E}_{BG} = \frac{4206,23}{28,968} = 145,2 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{BG} = \dot{m}_{BG} \cdot (h_{BG,443\text{ K}} - h_{BG,298\text{ K}}) = 2,58 \cdot 145,2 = \mathbf{374,7 \text{ kJ/s}}$$
 bulunur.

$$\dot{Q}_2 = (18496,24 + 374,7) - (3489 + 670,91 + 16133,33 + 2465,46)$$

$$= \mathbf{-3887,75 \text{ kW}}$$

2. Yasa Verimi

Kazanın ikinci yasa verimi;

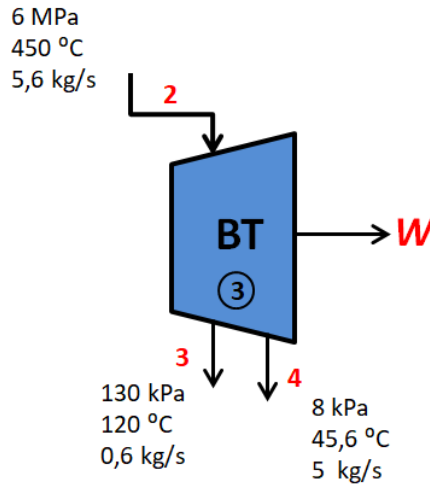
$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}x_{ky}}{\dot{E}x_{ATY} + \dot{E}x_{sentezgaz} + \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{Hava}} \quad (3.6)$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{(\dot{E}x_{ATY} + \dot{E}x_{sentezgaz} + \dot{E}x_{Hava} + \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_2 - \dot{E}x_{BG})}{\dot{E}x_{ATY} + \dot{E}x_{sentezgaz} + \dot{E}x_{Hava} + \dot{E}x_{10}}$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{(12751,02 + 15918,32 + 10,07 + 268,97 - 7318,47 - 287,41)}{12751,02 + 15918,32 + 10,07 + 268,97}$$

$$\eta_{II} = 0,26$$

3.1.3. Buhar Türbini Enerji Denklemleri



Şekil 3.4. 3 nolu buhar türbini şematik görünümü

Termodinamiğin 1. Kanunu

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_c \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_c - \sum \dot{m}_g \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g$$

Isı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q} = 0$, Adyabatik).

$$\dot{W}_{Toplam} = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad (3.7)$$

$$\dot{W}_{Toplam} = 0,6 \times 2734,53 + 5 \times 2102 - 5,6 \times 3302,9$$

$$\dot{W}_{Toplam} = 6345,5 \text{ kW} = 6,3 \text{ MW}$$

olarak elde edilir.

Tersinir iş

Yapılan kabuller (2.38) numaralı denkleme uygulandığında,

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}_2(h_2 - T_0 \cdot S_2) - \dot{m}_3(h_3 - T_0 \cdot S_3) - \dot{m}_4(h_4 - T_0 \cdot S_4) \quad (3.8)$$

denklemini elde edilir. Türbinin tersinir işi;

$$\dot{W}_{tr} = 5,6 \cdot (3302,9 - 298 \times 6,7219) - 0,6 (2734,53 - 298 \times 7,44) - 5 (2102 - 298 \times 6,7219)$$

$$= \mathbf{6473,9 \text{ kW}}$$

şeklinde hesaplanır.

Termodinamiğin 2. Kanunu

Yüksek basınç türbininde tersinmezliklerin hesaplanabilmesi için türbindeki toplam entropi üretiminin hesaplanması gerekmektedir. Çevre ile ısı alışverişi söz konusu olmadığı için (2.37) numaralı denklem kullanılarak toplam entropi üretimi aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\dot{S}_{üretim} = (\dot{m}_3 \cdot s_3 + \dot{m}_4 \cdot s_4) - \dot{m}_2 \cdot s_2 \quad (3.9)$$

$$\dot{S}_{üretim} = (0,6 \times 7,44 + 5 \times 6,7219) - 5,6 \times 6,7219 = \mathbf{0,43 \text{ kW/K}}$$

Tersinmezlik

Sistemdeki tersinmezlikler toplam entropi üretiminin ölü sıcaklığıyla çarpımına eşittir. Türbindeki tersinmezlik;

$$\dot{I} = T_0 \cdot \dot{S}_{üretim}$$

$$\dot{I} = 298 \times 0,43 = \mathbf{128,4 \text{ kW}}$$

şeklinde hesaplanır.

Akış Kullanılabilirliği

Kayıp kullanılabilir enerjinin hesaplanabilmesi için akış kullanılabilirliklerinin hesaplanması gerekmektedir. Türbindeki akış kullanılabilirlikleri 2.42 numaralı denkleme göre aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\psi_2 = (h_2 - h_0) - T_0(S_2 - S_0) = (3302,9 - 104,83) - 298 \times (6,7219 - 0,3672)$$

$$\psi_2 = \mathbf{1304,37 \text{ kJ/kg}}$$

$$\psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0(S_3 - S_0) = (2734,53 - 104,83) - 298 \times (7,44 - 0,3672)$$

$$\psi_3 = \mathbf{522 \text{ kJ/kg}}$$

$$\psi_4 = (h_4 - h_0) - T_0(S_4 - S_0) = (2102 - 104,83) - 298 \times (6,7219 - 0,3672)$$

$$\psi_4 = \mathbf{103,47 \text{ kJ/kg}}$$

Kayıp Kullanılabilir Ekserji

Sürekli akışlı açık sistemlerin sınırları sabit olup çevre işi söz konusu olmadığından sistemde yapılan gerçek iş faydalı işe eşittir. Türbininin kayıp kullanılabilir enerjisi bulunurken (2.43) numaralı denklem kullanılacaktır.

Kayıp kullanılabilir enerji denklemini SAAS için;

$$\chi_{ky} = \eta_c \cdot \dot{Q} + \sum \dot{m}_g \cdot \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \cdot \psi_\zeta - \dot{W}_{fay}$$

şeklinde elde edilir. Bu denklemde χ_{ky} , kayıp kullanılabilir enerjidir [50].

Sınırları sabit olan sürekli akışlı açık sistemlerde çevre işi söz konusu olmadığından sistemde yapılan gerçek iş faydalı işe eşittir.

$$\dot{W}_{fay} = \dot{W}_{YBT} \quad (3.10)$$

Ayrıca bir andaki kayıp kullanılabilir enerji tersinmezliğe eşit olur.

$$\chi_{ky} = \dot{I} \quad (3.11)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_2 \psi_2 - (\dot{m}_3 \psi_3 + \dot{m}_4 \psi_4) - \chi_{ky} \quad (3.12)$$

şeklini alır. Türbindeki kayıp kullanılabilir enerji;

$$6345,5 = 5,6 \times 1304,37 - (0,6 \times 522 + 5 \times 103,47) - \chi_{ky}$$

$$\chi_{ky} = 128,42 \text{ kW}$$

şeklinde hesaplanır.

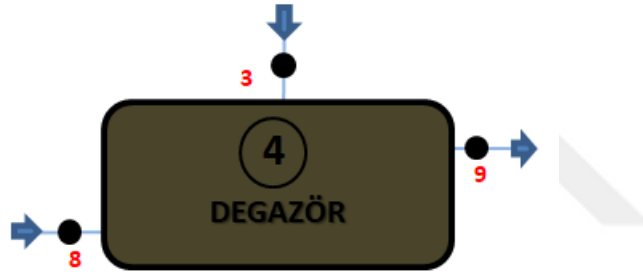
Buhar türbininin ikinci yasa verimi;

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\chi_{ky}}{\dot{W}_T} \quad (3.13)$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{128,42}{6345,5} = 0,98$$

3.1.4. Degazör Enerji Denklemleri

Şekil 3.4.'de görülen degazör için enerji dengesi yazılırsa, kayıplar;



Şekil 3.5. 4 nolu degazör şematik görünümü

Termodinamiğin 1. Kanunu

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_c \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_c - \sum \dot{m}_g \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g$$

$$\dot{Q}_5 = \dot{m}_9 \cdot h_9 - \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (3.14)$$

$$\dot{Q}_5 = 5,6 \cdot 427,61 - 0,6 \times 2734,53 - 5 \times 140,09$$

$$\dot{Q}_5 = 53,45 \text{ kW} \text{ olarak hesaplanır.}$$

Termodinamiğin 2. Kanunu

Degazör entropi üretimi denklem (2.37)'deki gibi aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_9 s_9 - (\dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_8 s_8) + \frac{Q_A}{T_k} \quad (3.15)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 5,6 \times 1,3297 - (0,6 \times 7,44 + 5 \times 0,4833) + (53,45/298) = \mathbf{0,75 \text{ kW/K}}$$

Tersinmezlik

$$\dot{I} = T_0 \cdot \dot{S}_{\text{üretim}}$$

$$\dot{I} = 298 \times 0,75 = 222,06 \text{ kW}$$

şeklinde hesaplanır.

Akış Kullanılabilirliği

Degazör akış kullanılabilirlikleri (2.42) numaralı denkleme göre aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0(S_3 - S_0)$$

$$\psi_3 = \mathbf{522 \text{ kJ/kg}}$$

$$\psi_8 = (h_8 - h_0) - T_0(S_8 - S_0) = (140,09 - 104,83) - 298 \times (0,4833 - 0,3672)$$

$$\psi_8 = \mathbf{0,66 \text{ kJ/kg}}$$

$$\psi_9 = (h_9 - h_0) - T_0(S_9 - S_0) = (427,614 - 104,83) - 298 \times (1,3297 - 0,3672)$$

$$\psi_9 = \mathbf{35,95 \text{ kJ/kg}}$$

2. Kanun Verimi

Degazör ikinci kanun verimi denklem (3.3)'deki gibi aşağıdaki şekilde bulunur.

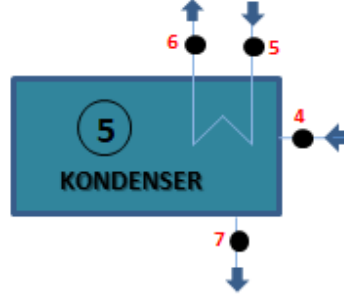
$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_9}{\dot{E}x_8 + \dot{E}x_3}$$

$$\eta_{II} = \frac{215,32}{15,8 + 314,7}$$

$$\eta_{II} = 0,65$$

3.1.5. Kondenser (Yoğuşturucu) Enerji Denklemleri

Şekil 3.6.'de gösterilen kondenser için enerji dengesi yazılırsa, kayıplar;



Şekil 3.6. 5 nolu kondenser şematik görünümü

Termodinamiğin 1. Kanunu

Kondenserde kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiş olup sistemde iş etkileşimi yoktur. ($\dot{W} = 0$). Bu kabuller ışığında termodinamiğin 1. Kanunu aşağıdaki şeklini alır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_\zeta - \sum \dot{m}_g \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g$$

$$\dot{Q}_5 = (\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_7 \cdot h_7) - \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (3.16)$$

$$\dot{Q}_5 = [(336 \times 150,81) + (5 \times 139,9)] - (5 \times 2102) - (336 \times 127,83)$$

$$\dot{Q}_5 = -2089,22 \text{ kW}$$

olarak hesaplanır.

Termodinamiğin 2. Kanunu

Kondenserdeki entropi üretimi denklem (2.37)'deki gibi aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = (\dot{m}_6 \cdot s_6 + \dot{m}_7 \cdot s_7) - (\dot{m}_4 \cdot s_4 + \dot{m}_5 \cdot s_5) + \frac{\dot{Q}}{T_0} \quad (3.17)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = (336 \times 0,5186 + 5 \times 0,4832) - (5 \times 6,7219 + 336 \times 0,4436) - (-2089,22/298)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 1,02 \text{ kW/K}$$

Tersinmezlik

Kondenserdeki tersinmezlik (3.9) numaralı denklem ile aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\dot{I} = T_0 \cdot \dot{S}_{\text{üretim}}$$

$$\dot{I} = 298 \times 1,02 = \mathbf{303,17 \text{ kW}}$$

şeklinde hesaplanır.

Akış Kullanılabilirliği

Degazör akış kullanılabilirlikleri (2.42) numaralı denkleme göre aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\psi_4 = (h_4 - h_0) - T_0(S_4 - S_0) = (2102 - 104,83) - 298 \times (6,7219 - 0,3672)$$

$$\psi_4 = \mathbf{103,47 \text{ kJ/kg}}$$

$$\psi_5 = (h_5 - h_0) - T_0(S_5 - S_0) = (127,83 - 104,83) - 298 \times (0,4436 - 0,3672)$$

$$\psi_5 = \mathbf{0,23 \text{ kJ/kg}}$$

$$\psi_6 = (h_6 - h_0) - T_0(S_6 - S_0) = (150,81 - 104,83) - 298 \times (0,5186 - 0,3672)$$

$$\psi_6 = \mathbf{0,86 \text{ kJ/kg}}$$

$$\psi_7 = (h_7 - h_0) - T_0(S_7 - S_0) = (139,9 - 104,83) - 298 \times (0,4832 - 0,3672)$$

$$\psi_7 = 0,50 \text{ kJ/kg}$$

İkinci Yasa Verimi – Tesirlilik

Kondenserin ikinci yasa verimi denklem (2.61)'de verildiği gibi aşağıdaki şekilde hesaplanacaktır;

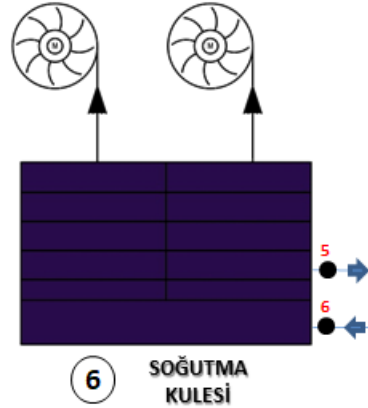
$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{I}}{\dot{m}_4 \cdot \psi_4 - \dot{m}_7 \cdot \psi_7}$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{303,16}{5 \times 103,47 - 5 \times 0,5}$$

$$\eta_{II} = 0,41$$

3.1.6. Soğutma Kulesi Enerji Denklemleri

Şekil 3.7.'de görülen soğutma kulesi için enerji dengesi yazılırsa, kayıplar;



Şekil 3.7. 6 nolu soğutma kulesi şematik görünümü

Termodinamiğin 1. Kanunu

Soğutma kulesinde kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiş olup sistemde iş etkileşimi yoktur. ($\dot{W} = 0$). Bu kabuller ışığında termodinamiğin 1. Kanunu aşağıdaki şekli alır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_\zeta - \sum \dot{m}_g \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g$$

$$\dot{Q} = \sum \dot{m}_c \cdot h_c - \sum \dot{m}_g \cdot h_g$$

$$\dot{Q}_6 = \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (3.18)$$

$$\dot{Q}_6 = (336 \times 127,83) - (336 \times 150,81)$$

$$\dot{Q}_6 = -7721,28 \text{ kW}$$

olarak hesaplanır.

Termodinamiğin 2. Kanunu

Soğutma kulesindeki entropi üretimi denklem (2.37)'deki gibi aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = (\dot{m}_5 \cdot s_5 - \dot{m}_6 \cdot s_6) + \frac{\dot{Q}}{T_0} \quad (3.19)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = (336 \times 0,4436 - 336 \times 0,5186) - (-7721,28/298)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 0,71 \text{ kW/K}$$

Tersinmezlik

$$\dot{I} = T_0 \cdot \dot{S}_{\text{üretim}}$$

$$\dot{I} = 298 \times 0,71 = 211,68 \text{ kW}$$

şeklinde hesaplanır.

Akış Kullanılabilirliği

Soğutma kulesi akış kullanılabilirlikleri (2.42) numaralı denkleme göre aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\psi_5 = (h_5 - h_0) - T_0(S_5 - S_0) = (127,83 - 104,83) - 298 \times (0,4436 - 0,3672)$$

$$\psi_5 = 0,23 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_6 = (h_6 - h_0) - T_0(S_6 - S_0) = (150,81 - 104,83) - 298 \times (0,5186 - 0,3672)$$

$$\psi_6 = 0,86 \text{ kJ/kg}$$

2. Kanun Verimi

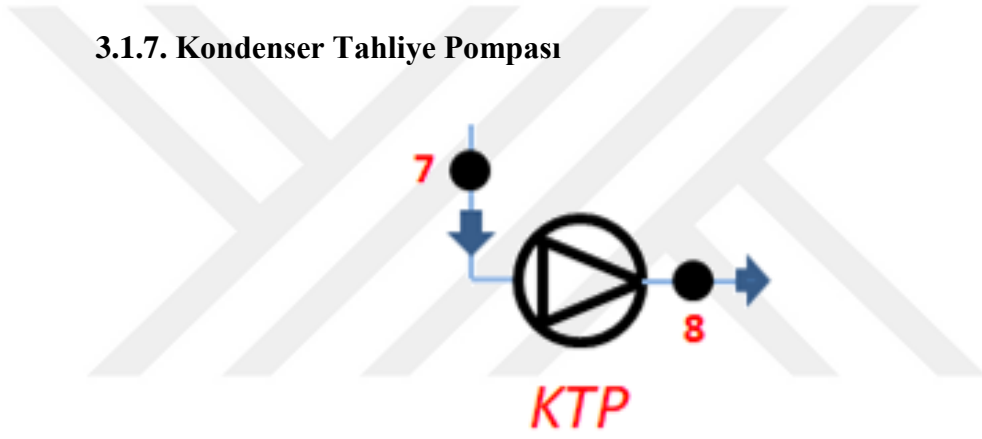
Soğutma kulesi ikinci kanun verimi denklem (3.3) 'deki gibi aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{\zeta}}{\dot{E}x_g} = \frac{\dot{E}x_5}{\dot{E}x_6}$$

$$\eta_{II} = \frac{917,28}{1128,96}$$

$$\eta_{II} = \mathbf{0,81}$$

3.1.7. Kondenser Tahliye Pompası



Şekil 3.8. Kondenser tahliye pompası şematik görünümü

Kondenser tahliye pompası (Şekil 3.8.) ve kazan besleme suyu pompası (Şekil 3.9.) için ısı yoluyla kaybedilen enerji kayıpları diğer bileşenlere nazaran çok küçük olduğundan ihmal edilebilir;

Termodinamiğin 1. Kanunu

Isı alışverişi ihmal edilebilir. ($\dot{Q} = 0$, Adyabatik).

Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir ($\frac{V^2}{2} + gz = 0$)

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{\zeta} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{\zeta} - \sum \dot{m}_g \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7 = 5 \times (140,09 - 139,9) \quad (3.20)$$

$$\dot{W}_P = -0,95 \text{ kW}$$

Tersinir İş

Belirli bir hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek olan en fazla yararlı iş, tersinir iş olarak ifade edilir. Yapılan kabuller (2.38) numaralı denkleme uygulandığında,

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}_7 (h_7 - T_0 \cdot s_7) - \dot{m}_8 (h_8 - T_0 \cdot s_8)$$

$$\dot{W}_{tr} = 5 \times (139,9 - 298 \times 0,4832) - 5 \times (140,09 - 298 \times 0,4833)$$

$$\dot{W}_{tr} = -0,801 \text{ kW}$$

Termodinamiğin 2. Kanunu

Pompa entropi üretimi denklem (2.37)'deki gibi aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_7 s_7 = 5 \times 0,4833 - 5 \times 0,4832 \quad (3.20)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 0,0505 \text{ kW/K}$$

Tersinmezlik

$$\dot{I} = T_0 \cdot \dot{S}_{\text{üretim}}$$

$$\dot{I} = 298 \times 0,0505 = 15,049 \text{ kW}$$

şeklinde hesaplanır.

Akış Kullanılabilirliği

Pompa akış kullanılabilirlikleri (2.42) numaralı denkleme göre aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\psi_7 = (h_7 - h_0) - T_0 (S_7 - S_0) = (139,9 - 104,83) - 298 \times (0,4832 - 0,3672)$$

$$\psi_7 = 0,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_8 = (h_9 - h_0) - T_0(S_9 - S_0) = (140,09 - 104,83) - 298 \times (0,4833 - 0,3672)$$

$$\psi_8 = 0,66 \text{ kJ/kg}$$

Sınırları sabit olan sürekli akışlı açık sistemlerin çevre işi söz konusu olmadığından sistemde yapılan gerçek iş faydalı işe eşittir. Yoğuşturucu pompasının kayıp kullanılabilir enerjisi bulunurken (3.21) numaralı denklem,

Kayıp Kullanılabilir Ekserji

$$\dot{W}_{\text{fay}} = \dot{W}_P = \sum \dot{m}_g \cdot \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \cdot \psi_\zeta - \chi_{ky} \quad (3.21)$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}_8 \cdot \psi_8 - \dot{m}_9 \cdot \psi_9 - \chi_{ky}$$

$$-0,95 = 5 \times 0,5 - 5 \times 0,66 - \chi_{ky}$$

$$\chi_{ky} = \mathbf{0,15 \text{ kW}}$$

İkinci Yasa Verimi

Kondenser tahliye pompası ikinci kanun verimi bulunurken denklem (3.22)'den yararlanılır.

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\chi_{ky}}{\dot{W}_p} = 1 - \frac{0,15}{0,95} \quad (3.22)$$

$$\eta_{II} = \mathbf{0,84}$$

3.1.8. Kazan Besleme Pompası



Şekil 3.9. Kazan besleme pompası

Termodinamiğin 1. Kanunu

Isı alışverişi ihmal edilebilir. ($\dot{Q} = 0$, Adyabatik).

Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir ($\frac{V^2}{2} + gz = 0$)

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum m_{\dot{c}} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{\dot{c}} - \sum m_{\dot{g}} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{\dot{g}}$$

$$-\dot{W}_P = m_{10}h_{10} - m_9h_9 = 5,6 \times (440,26 - 427,61) \quad (3.23)$$

$$\dot{W}_P = -70,84 \text{ Kw}$$

Tersinir İş

(2.38) numaralı denkleme uygulandığında,

$$\dot{W}_{tr} = m_9(h_9 - T_0 \cdot s_9) - m_{10}(h_{10} - T_0 \cdot s_{10}) \quad (3.24)$$

$$\dot{W}_{tr} = 5,6 (427,61 - 298 \times 1,3297) - 5,6 (440,26 - 298 \times 1,34)$$

$$\dot{W}_{tr} = 53,65 \text{ kW}$$

Termodinamiğin 2. Kanunu

Pompa entropi üretimi denklem (2.37)'deki gibi aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_{10}s_{10} - \dot{m}_9s_9 = (5,6 \times 1,34) - (5,6 \times 1,3297) \quad (3.25)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 0,058 \text{ kW/K}$$

Tersinmezlik

$$\dot{I} = T_0 \cdot \dot{S}_{\text{üretim}}$$

$$\dot{I} = 298 \times 0,058 = 17,19 \text{ kW}$$

şeklinde hesaplanır.

Akış Kullanılabilirliği

Pompa akış kullanılabilirlikleri (2.42) numaralı denkleme göre aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\psi_9 = (h_9 - h_0) - T_0(S_9 - S_0) = (427,61 - 104,83) - 298 \times (1,3297 - 0,3672)$$

$$\psi_9 = 35,95 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0(S_{10} - S_0) = (440,26 - 104,83) - 298 \times (1,34 - 0,3672)$$

$$\psi_{10} = 45,53 \text{ kJ/kg}$$

Kayıp Kullanılabilir Ekserji

Sınırları sabit olduğunda sürekli akışlı açık sistemlerde çevre işi söz konusu olmadığından sistemde yapılan gerçek iş faydalı işe eşittir. Yoğuşturucu pompasının kayıp kullanılabilir enerjisi bulunurken (3.21) numaralı denklem,

$$\dot{W}_p = \dot{m}_9 \cdot \psi_9 - \dot{m}_{10} \cdot \psi_{10} - \chi_{ky}$$

$$\dot{W}_p = 5,6 \times 35,95 - 5,6 \times 45,53 - \chi_{ky}$$

$$-70,84 = 5,6 \times (35,95 - 45,53) - \chi_{ky}$$

$$\chi_{ky} = \mathbf{17,19 \text{ kW}}$$

şeklinde hesaplanır.

İkinci Yasa Verimi

Kazan besleme pompası ikinci kanun verimi bulunurken denklem (3.26)'den yararlanılır.

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\chi_{ky}}{\dot{W}_p} = 1 - \frac{17,19}{70,84} \quad (3.26)$$

$$\eta_{II} = \mathbf{0,76}$$

3.2. Santraldeki Akımların Ekserji Dengeleri

Çevrimdeki akımların ekserji dengeleri hesaplanırken, ilk olarak santraldeki akımların fiziksel ve kimyasal ekserji hesapları yapılacaktır. Ardından her bir ünite için kayıp ekserji miktarı hesaplanacaktır.

3.2.1. Santraldeki Akımların Fiziksel Ekserjileri

Fiziksel ekserji hesabında kullanılacak olan santrale ait değerler çizelge 2.3'de her bir düğüm noktası için verilmiştir. Fiziksel ekserjiler hesaplanırken denklem (2.20)'den yararlanılacaktır.

Yakma havası fiziksel ekserjisi;

Yakma havası çevre şartlarında olduğu için fiziksel ekserjisi sıfırdır.

$$ex_{hava}^{ph} = \dot{E}x_{hava}^{ph} = 0$$

Yakıt (ATY) fiziksel ekserjisi;

Yakıt çevre şartlarında olduğu için fiziksel ekserjisi sıfırdır.

$$ex_{ATY}^{ph} = \dot{E}x_{ATY}^{ph} = 0$$

Kazan baca gazı çıkışı fiziksel ekserjisi;

Baca gazı karışımının fiziksel ekserjisi bulunurken, baca gazını oluşturan bileşenlerin entalpi ve entropi değerleri bulunur. Ardından bu değerler bileşenlerin kısmi basınçları ile çarpılarak karışımın entalpi ve entropi değerleri elde edilir. Bundan sonra ki aşamada ise denklem (2.25) fiziksel ekserji bağıntısı baca gazı karışımına uygulanır. Çizelge 3.3.'te tesise ait baca gazı bileşenlerinin entalpi, entropi ve molar oranları gösterilmektedir.

Çizelge 3.3. Bazı gazların entalpi, entropi molar oranları

Madde	\bar{h}_0 kJ/kmol	$\bar{h}_{433\text{ K}}$ kJ/kmol	\bar{s}_0 kJ/kmol.K	$\bar{s}_{433\text{ K}}$ kJ/kmol.K	x_i
CO ₂	9.364	14.756	213.685	228.545	0,132
N ₂	8.669	12.606	191.502	202.391	0,75
SO ₂	11.797	17.260	284.074	265.698	0,0000645
H ₂ O	9.904	14.492	188.824	201.398	0,118

- Çevre sıcaklığında yani 298 K için baca gazının entropi değeri,

$$\bar{s}_0 = x_{\text{CO}_2} \cdot \bar{s}_{0\text{CO}_2} + x_{\text{N}_2} \cdot \bar{s}_{0\text{N}_2} + x_{\text{SO}_2} \cdot \bar{s}_{0\text{SO}_2} + x_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \bar{s}_{0\text{H}_2\text{O}} \quad (3.27)$$

(3.27) denklemini ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

Baca gazı bileşenlerinin entropi değerleri,

$$\bar{s}_A = \bar{s}_{298K,A} - R \cdot \ln x_A$$

denklemleri ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\bar{s}_{CO_2} = \bar{s}_{298K,A} - R \cdot \ln x_{CO_2}$$

$$\bar{s}_{CO_2} = 213685 - 8,314 \times \ln 0,132$$

$$\bar{s}_{CO_2} = 213701,84 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{N_2} = \bar{s}_{298K,A} - R \cdot \ln x_{N_2}$$

$$\bar{s}_{N_2} = 191502 - 8,314 \times \ln 0,75$$

$$\bar{s}_{N_2} = 191504,39 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{SO_2} = \bar{s}_{298K,A} - R \cdot \ln x_{SO_2}$$

$$\bar{s}_{SO_2} = 284074 - 8,314 \times \ln 0,0000645$$

$$\bar{s}_{SO_2} = 284154,22 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{H_2O} = \bar{s}_{298K,A} - R \cdot \ln x_{H_2O}$$

$$\bar{s}_{H_2O} = 188824 - 8,314 \times \ln 0,118$$

$$\bar{s}_{H_2O} = 188841,77 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_0 = 0,132 \times 213701,84 + 0,75 \times 191504,39 + 0,0000645 \times 284154,22 + 0,118 \times 188841,77 = \mathbf{194138,59 \text{ kJ/kmolK}}$$
 bulunur.

• 433 K için baca gazının entropi değeri (3.27) numaralı denkleme göre aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\bar{s}_{CO_2} = \bar{s}_{433K,CO_2} - R \cdot \ln x_{CO_2}$$

$$\bar{s}_{CO_2} = 228545 - 8,314 \times \ln 0,132$$

$$\bar{s}_{CO_2} = 228561,84 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{N_2} = \bar{s}_{433K, N_2} - R \cdot \ln x_{N_2}$$

$$\bar{s}_{N_2} = 202391 - 8,314 \times \ln 0,75$$

$$\bar{s}_{N_2} = 202393,39 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{SO_2} = \bar{s}_{433K, SO_2} - R \cdot \ln x_{SO_2}$$

$$\bar{s}_{SO_2} = 265698 - 8,314 \times \ln 0,0000645$$

$$\bar{s}_{SO_2} = 265778,22 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{H_2O} = \bar{s}_{433K, H_2O} - R \cdot \ln x_{H_2O}$$

$$\bar{s}_{H_2O} = 201398 - 8,314 \times \ln 0,118$$

$$\bar{s}_{H_2O} = 201415,77 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{433K} = x_{CO_2} \cdot \bar{s}_{433KCO_2} + x_{N_2} \cdot \bar{s}_{433KN_2} + x_{SO_2} \cdot \bar{s}_{433KSO_2} + x_{H_2O} \cdot \bar{s}_{433KH_2O}$$

$$\bar{s}_{433K} = 0,132 \times 228561,84 + 0,75 \times 202393,39 + 0,0000645 \times 265778,22 + 0,118 \times 201415,77 = \mathbf{205749,4 \text{ kJ/kmolK}}$$
 bulunur.

$$ex_{BG} = (\bar{h}_{433K} - \bar{h}_0) - T_0(\bar{s}_{433K} - \bar{s}_0) \quad (3.28)$$

$$ex_{BG} = (13113,46 - 8907,23) - 298 \times (205,749 - 194,138)$$

$$= 746,152 \text{ kJ/kmol}$$

$$ex_{BG} = \frac{746,152}{28,968} = 25,758 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}x_{BG} = \dot{m} \cdot ex_{BG} = 2,58 \times 25,758 = \mathbf{66,46 \text{ kJ/s}}$$
 bulunur.

1 Numaralı düğüm noktası fiziksel ekserjisi

$$ex_1^{ph} = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (3.29)$$

$$ex_1^{ph} = (2784,14 - 104,83) - 298 \times (5,8871 - 0,3672)$$

$$ex_1^{ph} = 1034,38 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}x_1^{ph} = \dot{m}_1 \cdot ex_1^{ph} = 5,6 \times 1034,38 = \mathbf{5792,53 \text{ kJ/s}}$$
 bulunur.

2 Numaralı düğüm noktası fiziksel ekserjisi

$$ex_2^{ph} = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad (3.30)$$

$$ex_2^{ph} = (3302,9 - 104,83) - 298 \times (6,7219 - 0,3672)$$

$$ex_2^{ph} = 1304,37 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Ex}_2^{ph} = \dot{m}_2 \cdot ex_2^{ph} = 5,6 \times 1304,37 = \mathbf{7304,47 \text{ kJ/s}}$$
 bulunur.

3 Numaralı düğüm noktası fiziksel ekserjisi

$$ex_3^{ph} = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (3.31)$$

$$ex_3^{ph} = (2734,53 - 104,83) - 298 \times (7,44 - 0,3672)$$

$$ex_3^{ph} = 522 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Ex}_3^{ph} = \dot{m}_3 \cdot ex_3^{ph} = 0,6 \times 522 = \mathbf{313,2 \text{ kJ/s}}$$
 bulunur.

4 Numaralı düğüm noktası fiziksel ekserjisi

$$ex_4^{ph} = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) \quad (3.32)$$

$$ex_4^{ph} = (2102 - 104,83) - 298 \times (6,7219 - 0,3672)$$

$$ex_4^{ph} = 103,47 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Ex}_4^{ph} = \dot{m}_4 \cdot ex_4^{ph} = 5 \times 103,47 = \mathbf{517,35 \text{ kJ/s}}$$
 bulunur.

5 Numaralı düğüm noktası fiziksel ekserjisi

$$ex_5^{ph} = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (3.33)$$

$$ex_5^{ph} = (127,83 - 104,83) - 298 \times (0,4436 - 0,3672)$$

$$ex_5^{ph} = 0,23 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Ex}_5^{ph} = \dot{m}_5 \cdot ex_5^{ph} = 336 \times 0,23 = \mathbf{77,28 \text{ kJ/s}}$$
 bulunur.

6 Numaralı düğüm noktası fiziksel ekserjisi

$$ex_6^{ph} = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (3.34)$$

$$ex_6^{ph} = (150,81 - 104,83) - 298 \times (0,5186 - 0,3672) = 0,86 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{ex}_6^{ph} = \dot{m}_6 \cdot ex_6^{ph} = 336 \times 0,86 = \mathbf{288,96 \text{ kJ/s}}$$
 bulunur.

7 Numaralı düğüm noktası fiziksel ekserjisi

$$ex_7^{ph} = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0) \quad (3.35)$$

$$ex_7^{ph} = (139,9 - 104,83) - 298 \times (0,4832 - 0,3672) = 0,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{ex}_7^{ph} = \dot{m}_7 \cdot ex_7^{ph} = 5 \times 0,5 = \mathbf{2,5 \text{ kJ/s}}$$
 bulunur.

8 Numaralı düğüm noktası fiziksel ekserjisi

$$ex_8^{ph} = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0) \quad (3.36)$$

$$ex_8^{ph} = (140,09 - 104,83) - 298 \times (0,4833 - 0,3672)$$

$$ex_8^{ph} = 0,66 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{ex}_8^{ph} = \dot{m}_8 \cdot ex_8^{ph} = 5 \times 0,66 = \mathbf{3,3 \text{ kJ/s}}$$
 bulunur.

9 Numaralı düğüm noktası fiziksel ekserjisi

$$ex_9^{ph} = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0) \quad (3.37)$$

$$ex_9^{ph} = (427,61 - 104,83) - 298 \times (1,33 - 0,3672)$$

$$ex_9^{ph} = 35,95 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{ex}_9^{ph} = \dot{m}_9 \cdot ex_9^{ph} = 5,6 \times 35,95 = \mathbf{201,32 \text{ kJ/s}}$$
 bulunur.

10 Numaralı düğüm noktası fiziksel ekserjisi

$$ex_{10}^{ph} = (h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0) \quad (3.38)$$

$$ex_{10}^{ph} = (428,95 - 104,83) - 298 \times (1,35 - 0,3672)$$

$$ex_{10}^{ph} = 45,53 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}x_{10}^{ph} = \dot{m}_{10} \cdot ex_{10}^{ph} = 5,6 \times 45,53 = \mathbf{254,97 \text{ kJ/s}}$$
 bulunur.

11 Numaralı düğüm noktası fiziksel ekserjisi

$$ex_{11}^{ph} = (h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0) \quad (3.39)$$

$$ex_{11}^{ph} = (2795,95 - 104,83) - 298 \times (6,376 - 0,3672)$$

$$ex_{11}^{ph} = 900,49 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}x_{11}^{ph} = \dot{m}_{11} \cdot ex_{11}^{ph} = 5,6 \times 900,49 = \mathbf{5042,74 \text{ kJ/s}}$$
 bulunur.

3.2.2. Santraldeki Akımların Kimyasal Ekserjileri

Denklem (2.28) kullanılarak sistemdeki gazların kimyasal ekserjileri hesaplanacaktır. Çevrim içindeki akışkanın kimyasal ekserjisi bulunurken suyun kimyasal ekserjisi standart olarak 2.5 kJ/kg kabul edilip kütleli debi ile çarpılacaktır [14]. Çizelge 3.2’de bazı gazların standart kimyasal ekserjileri gösterilmiştir.

Çizelge 3.4. Bazı gazların standart kimyasal ekserjileri

GAZ	Kimyasal Formül	Standart Kimyasal Ekserji $\bar{e}_k^{st,kim}$ (kJ/kmol)
Nitrojen	N ₂	720
Oksijen	O ₂	3970
Karbon Dioksit	CO ₂	19870
Su (buhar-gaz)	H ₂ O	9500
Su (sıvı)	H ₂ O	900
Karbon (grafit)	C (katı)	410260
Hidrojen	H ₂	236100
Sülfür	S (katı)	609600
Karbon Monoksit	CO (gaz)	275100
Sülfür Dioksit	SO ₂	313400
Nitrojen Monoksit	NO (gaz)	88900
Nitrojen Dioksit	NO ₂ (gaz)	55600
Hidrojen Sülfat	H ₂ S	81200
Amonyak	NH ₃ (gaz)	337900
Oksijen	O (gaz)	233700
Hidrojen	H (gaz)	331300
Metan	CH ₄	831650
Etan	C ₂ H ₆	1495840
Metanol (gaz)	CH ₃ OH	722300

1. ATY'nin kimyasal ekserjisi

Yakıt olarak kullanılan ATY'nin kimyasal ekserjisi yakıtı oluşturan bileşenlerin kütle oranları doğrultusunda hesaplanabileceği Kuramsal Temeller Ve Uygulamalar Bölümü'nde işlenmiştir. Denklem (2.35)'de katı (nemli) yakıtlar için aşağıdaki formüller önerilmiştir [48].

Çizelge 3.5. ATY kimyasal bileşimi

ATY	Bileşen Analiz %						
Madde	C	H ₂	N ₂	S	O ₂	Kül	Nem
Birleşim (%)	36,15	5,01	1,92	0,47	35	18,15	3,3

$$\beta = \frac{1,0438 + 0,1882 \times \frac{0,0501}{0,3615} - 0,2509 \left(1 + 0,7256 \times \frac{0,0501}{0,3615}\right) + 0,382 \times \frac{0,0192}{0,3615}}{1 - 0,3035 \times \frac{0,35}{0,3615}}$$

$$\beta = 1,935$$

$$ex_{ATY}^{ch} = (19888,137 + 0,033 \times 2441,7)1,935$$

$$ex_{ATY}^{ch} = 38639,46 \text{ kJ/kg}$$

Kimyasal ekserjiler hesaplanırken ATY için birim kimyasal ekserji değeri olarak **38639,46 kJ/kg** değeri kullanılacaktır.

$$\dot{E}x_{ATY}^{ch} = \dot{m}_{ATY} \cdot ex_{ATY}^{ch} = 0,33 \times 38639,46$$

$$= 12751,02 \text{ kJ/s (KAZAN)}$$

$$\dot{E}x_{ATY}^{ch} = \dot{m}_{ATY} \cdot ex_{ATY}^{ch} = 1,33 \times 38639,46$$

$$= 51390,48 \text{ kJ/s (GAZLAŞTIRICI)}$$

Sentez gazının kimyasal ekserjisi

Çizelge 3.6. Sentez gaz kimyasal bileşimi

Madde	H ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O (g)	CH ₄
Birleşim (%)	0,15	0,47	0,2	0,1	0,03	0,05
e _{ch} (kJ/kmol)	236100	720	275100	19870	9500	831650

Sentez gaz bir gaz karışımı olduğu için kimyasal ekserjisi denklem (2.30)'da gösterildiği gibi aşağıdaki şekilde bulunacaktır.

$$ex_{sentezgaz}^{ch} = x_{H_2} \cdot ex_{H_2}^{ch} + x_{N_2} \cdot ex_{N_2}^{ch} + x_{CO} \cdot ex_{CO}^{ch} + x_{CO_2} \cdot ex_{CO_2}^{ch} + x_{H_2O} \cdot e_{H_2O}^{ch} + x_{CH_4} \cdot ex_{CH_4}^{ch} + R \cdot T_0 (x_{H_2} \cdot \ln x_{H_2}^{ch} + x_{N_2} \cdot \ln x_{N_2}^{ch} + x_{CO} \cdot \ln x_{CO}^{ch} + x_{CO_2} \cdot \ln x_{CO_2}^{ch} + x_{H_2O} \cdot \ln x_{H_2O}^{ch} + x_{CH_4} \cdot \ln x_{CH_4}^{ch}) \quad (3.40)$$

$$ex_{sentezgaz}^{ch} = 0,15 \times 236100 + 0,47 \times 720 + 0,2 \times 275100 + 0,1 \times 19870 + 0,03 \times 9500 + 0,05 \cdot 831650 + 8,314 \times 298 (0,15 \ln 0,15 + 0,47 \ln 0,47 + 0,2 \ln 0,2 + 0,1 \ln 0,1 + 0,03 \ln 0,03 + 0,05 \ln 0,05)$$

$$ex_{sentezgaz}^{ch} = 131043,95 \text{ kJ/kmol}$$

$$ex_{sentezgaz}^{ch} = \frac{131043,95 \text{ kJ/kmol}}{24,8 \text{ kg/kmol}} = 5284,03 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{sentezgaz} = 10560 \text{ Nm}^3/\text{h} = 3,01 \text{ kg/s}$$

$$\dot{E}x_{sentezgaz}^{ch} = \dot{m}_{sentezgaz} \cdot ex_{sentezgaz}^{ch} = 3,01 \times 5284,03 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}x_{sentezgaz}^{ch} = \mathbf{15918,32 \text{ kJ/s}}$$

Yakma havası kimyasal ekserjisi;

Bir gaz karışımı olan havanın kimyasal ekserjisi %79 Azot, %21 Oksijen'den oluştuğu kabul edilerek hesaplanabilir. Azotun standart kimyasal ekserjisi 720 kJ/kmol, oksijenin standart kimyasal ekserjisi 3970 kJ/kmol ve havanın molar ağırlığı 28,85 kg/kmol' dür.

Denklem (2.30) kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$ex_{hava}^{ch} = x_{O_2} \cdot ex_{O_2}^{ch} + x_{N_2} \cdot ex_{N_2}^{ch} + R \cdot T_0 (x_{O_2} \cdot \ln x_{O_2}^{ch} + x_{N_2} \cdot \ln x_{N_2}^{ch}) \quad (3.41)$$

$$ex_{hava}^{ch} = 0,21 \times 3970 + 0,79 \times 720 + 8,314 \times 298 (0,21 \ln 0,21 + 0,79 \ln 0,79)$$

$$ex_{hava}^{ch} = 129,135 \text{ kJ/kmol}$$

$$ex_{hava}^{ch} = \frac{129,135}{28,85} = 4,476 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}x_{hava}^{ch} = \dot{m}_{hava} \cdot ex_{hava}^{ch} = 2,25 \times 4,476 = \mathbf{10,07 \text{ kJ/s}} \text{ (Kazanda kullanılan)}$$

$$\dot{E}x_{hava}^{ch} = \dot{m}_{hava} \cdot ex_{hava}^{ch} = 0,816 \times 4,476 = \mathbf{3,65 \text{ kJ/s}}$$
 (Gazlaştırıcıda kullanılan)

Kazan baca gazı çıkışı kimyasal ekserjisi;

Baca gazı karışımlarının molar oranları bilindiğine göre denklem (2.30) kullanılarak aşağıdaki şekilde bulunmuştur.

$$ex_{BG}^{ch} = x_{CO_2} \cdot ex_{CO_2}^{ch} + x_{N_2} \cdot ex_{N_2}^{ch} + x_{SO_2} \cdot ex_{SO_2}^{ch} + x_{H_2O} \cdot ex_{H_2O}^{ch} \\ + R \cdot T_0 (x_{CO_2} \cdot \ln x_{CO_2}^{ch} + x_{N_2} \cdot \ln x_{N_2}^{ch} + x_{SO_2} \cdot \ln x_{SO_2}^{ch} + x_{H_2O} \cdot \ln x_{H_2O}^{ch}) \quad (3.42)$$

$$ex_{BG}^{ch} = 0,132 \times 19870 + 0,75 \times 720 + 0,0000645 \times 313400 + 0,118 \times 9500 + 8,314 \times 298 \\ (0,132 \ln(0,132) + 0,75 \ln(0,75) + 0,0000645 \ln(0,0000645) + 0,118 \ln(0,118))$$

$$= 2480,92 \text{ kJ/kmol}$$

$$ex_{BG}^{ch} = \frac{2480,92}{28,968} = 85,64 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}x_{BG}^{ch} = \dot{m}_{BG} \cdot ex_{BG}^{ch} = 2,58 \times 85,64 = \mathbf{220,95 \text{ kJ/s}}$$

Suyun Kimyasal Ekserjisinin Hesaplanması

Suyun standart kimyasal ekserjisi 45 kJ/kmol ve molar ağırlığı 18 kg/kmol' dur.

Buna göre;

$$ex_{su}^{ch} = \frac{45 \text{ kJ/kmol}}{18 \text{ kJ/kmol}} = 2,5 \text{ kJ/kg}$$

olarak bulunur.

1 numaralı düğüm noktası kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}x_1^{ch} = \dot{m}_1 \cdot ex_1^{ch} = 5,6 \times 2,5 = 14 \text{ kJ/s bulunur.}$$

2 numaralı düğüm noktası kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}x_2^{ch} = \dot{m}_2 \cdot ex_2^{ch} = 5,6 \times 2,5 = 14 \text{ kJ/s bulunur.}$$

3 numaralı düğüm noktası kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}x_3^{ch} = \dot{m}_3 \cdot ex_3^{ch} = 0,6 \times 2,5 = 1,5 \text{ kJ/s bulunur.}$$

4 numaralı düğüm noktası kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}x_4^{ch} = \dot{m}_4 \cdot ex_4^{ch} = 5 \times 2,5 = 12,5 \text{ kJ/s bulunur.}$$

5 numaralı düğüm noktası kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}x_5^{ch} = \dot{m}_5 \cdot ex_5^{ch} = 336 \times 2,5 = 840 \text{ kJ/s bulunur.}$$

6 numaralı düğüm noktası kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}x_6^{ch} = \dot{m}_6 \cdot ex_6^{ch} = 336 \times 2,5 = 840 \text{ kJ/s bulunur.}$$

7 numaralı düğüm noktası kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}x_7^{ch} = \dot{m}_7 \cdot ex_7^{ch} = 5 \times 2,5 = 12,5 \text{ kJ/s bulunur.}$$

8 numaralı düğüm noktası kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}x_8^{ch} = \dot{m}_8 \cdot ex_8^{ch} = 5 \times 2,5 = 12,5 \text{ kJ/s bulunur.}$$

9 numaralı düğüm noktası kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}x_9^{ch} = \dot{m}_9 \cdot ex_9^{ch} = 5,6 \times 2,5 = 14 \text{ kJ/s bulunur.}$$

10 numaralı düğüm noktası kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}x_{10}^{ch} = \dot{m}_{10} \cdot ex_{10}^{ch} = 5,6 \times 2,5 = 14 \text{ kJ/s bulunur.}$$

11 numaralı düğüm noktası kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}x_{11}^{ch} = \dot{m}_{11} \cdot ex_{11}^{ch} = 5,6 \times 2,5 = 14 \text{ kJ/s bulunur.}$$

Çizelge 3.7. Termik santralin ünitelerine dair enerji ve ekserji değerleri

Düğüm	E ENERJİ (kW)	$\dot{E}x^{ph}$ Fiziksel Ekserji (kW)	$\dot{E}x^{ch}$ Kimyasal Ekserji (kW)	$\dot{E}x_{top}$ Toplam Ekserji (kW)
1	15591,18	5792,53	14,00	5806,53
2	18496,24	7304,47	14,00	7318,47
3	1640,72	313,20	1,50	314,70
4	10510,00	517,35	12,50	529,85
5	42950,88	77,28	840,00	917,28
6	50672,16	288,96	840,00	1128,96
7	699,50	2,50	12,50	15,00
8	700,45	3,30	12,50	15,80
9	2394,62	201,32	14,00	215,32
10	2465,46	254,97	14,00	268,97
11	15657,32	5042,74	14,00	5056,74
ATY (Gazlaştırıcı)	13956,00	0,00	51390,48	51390,48
ATY (Kazan)	3489,00	0,00	12751,02	12751,02
Sentez Gaz	16133,33	0,00	15918,32	15918,32
Y.HAVA (Gazlaştırıcı)	243,31	0,00	3,65	3,65
Y.HAVA (Kazan)	670,91	0,00	10,07	10,07
Baca Gazı	374,70	66,46	220,95	287,41

3.2.3. Santraldeki Ekipmanların Ekserji Kayıplarının Bulunması

Tesisteki ekipmanlarda (3.43) nolu denklemden yararlanılarak ekserji kaybı bulunmuştur. Yapılacak hesaplamalarda ekipmanların yüzey sıcaklıkları göz ardı edilmiştir.

1 numaralı ekipman (Gazlaştırıcı) ekserji kaybı

$$\dot{E}x_g = \dot{E}x_c + \dot{E}x_{ky} \quad (3.43)$$

$$\dot{E}x_{Hava} + \dot{E}x_{ATY} = \dot{E}x_{sentezgaz} + \dot{E}x_{ky}$$

$$3,65 + 51390,48 = 15918,32 + \dot{E}x_{ky}$$

$$\Sigma \dot{I} = \dot{E}x_{ky} = \mathbf{35475,81 \text{ kW}}$$

2 numaralı ekipman (Buhar Kazanı) ekserji kaybı

$$\dot{E}x_g = \dot{E}x_{\zeta} + \dot{E}x_{ky}$$

$$\dot{E}x_{Hava} + \dot{E}x_{ATY} + \dot{E}x_{sentezgaz} + \dot{E}x_{10} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{Baca\ Gazı} + \dot{E}x_{ky}$$

$$10,07 + 12751,02 + 15918,32 + 268,97 = 7318,47 + 287,41 + \dot{E}x_{ky}$$

$$\Sigma \dot{I} = \dot{E}x_{ky} = \mathbf{21342,5 \text{ kW}}$$

3 numaralı ekipman (Buhar Türbini) ekserji kaybı

$$\Sigma \dot{I} = \dot{E}x_{ky} = \dot{E}x_g - \dot{E}x_{\zeta} - W$$

$$\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 - W = \dot{E}x_{ky}$$

$$7318,47 - 314,7 - 529,85 - 6345,5 = \dot{E}x_{ky}$$

$$\Sigma \dot{I} = \dot{E}x_{ky} = \mathbf{128,42 \text{ kW}}$$

4 numaralı ekipman (Degazör) ekserji kaybı

$$\dot{E}x_g = \dot{E}x_{\zeta} + \dot{E}x_{ky}$$

$$\dot{E}x_3 + \dot{E}x_8 = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{ky}$$

$$314,7 + 15,8 = 215,32 + \dot{E}x_{ky}$$

$$\Sigma \dot{I} = \dot{E}x_{ky} = \mathbf{115,18 \text{ kW}}$$

5 numaralı ekipman (Kondenser) ekserji kaybı

$$\dot{E}x_g = \dot{E}x_{\zeta} + \dot{E}x_{ky}$$

$$\dot{E}x_4 + \dot{E}x_5 = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_7 + \dot{E}x_{ky}$$

$$529,85 + 917,28 = 1128,96 + 15 + \dot{E}x_{ky}$$

$$\Sigma \dot{I} = \dot{E}x_{ky} = \mathbf{303,17 \text{ kW}}$$

6 numaralı ekipman (Soğutma kulesi) ekserji kaybı

$$\dot{E}x_g = \dot{E}x_{\dot{c}} + \dot{E}x_{ky}$$

$$\dot{E}x_6 = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{ky}$$

$$1128,96 = 917,28 + \dot{E}x_{ky}$$

$$\sum \dot{I} = \dot{E}x_{ky} = \mathbf{211,68 \text{ kW}}$$

Kondenser tahliye pompası ekserji kaybı

$$\sum \dot{I} = \dot{E}x_{ky} = \dot{E}x_g - \dot{E}x_{\dot{c}} - W$$

$$15 - 15,8 - (-0,95) = \dot{E}x_{ky}$$

$$\sum \dot{I} = \dot{E}x_{ky} = \mathbf{0,15 \text{ kW}}$$

Kazan besleme pompası ekserji kaybı

$$\sum \dot{I} = \dot{E}x_{ky} = \dot{E}x_g - \dot{E}x_{\dot{c}} - W$$

$$215,32 - 268,97 - (-70,84) = \dot{E}x_{ky}$$

$$\sum \dot{I} = \dot{E}x_{ky} = \mathbf{17,19 \text{ kW}}$$

3.2.4. Santralin Isıl ve İkinci Yasa Verimi

Üretilen net güç şu şekilde hesaplanır;

Santralin net işi, santralin yaptığı toplam işle santrale sağlanması gereken iş arasındaki farktır.

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{türbin} - \dot{W}_{pompa} = 6345,5 - 70,84 - 0,95 = \mathbf{6273,7 \text{ kW}}$$

(3.44)

Isıl verim;

Bir ısı makinesine verilen ısı enerjinin sadece bir bölümü işe dönüşür. Bir ısı makinesine girilen ısı enerjinin net işe dönüşebilen bölümü, ısı makinesinin etkinliğinin bir ölçüsüdür ve ısı verim olarak tanımlanır.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{giren}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{ATY} + \dot{E}_{sentezgaz}} = \frac{6273,7}{3489 + 16133,33} = \mathbf{0,32} \quad (3.45)$$

Belirli iki sıcaklık değeri arasında çalışan bir çevrimin ısı verimi ancak ve ancak Carnot çevrimine göre çalıştığında elde edilir.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{33,4 + 273}{450 + 273} = \mathbf{0,58} \quad (3.46)$$

Santralin ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$\eta_{II} = \frac{n_{th}}{n_{tr}} = \frac{0,32}{0,58} = \mathbf{0,55} \quad (3.47)$$

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

Bu çalışmada Malatya çöpten enerji santralinin belirlenen 11 düğüm noktasının termodinamik özellikleri bulunmuş, santrale enerji ve ekserji analizleri termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu doğrultusunda uygulanmıştır. Yapılan enerji ve ekserji analizleri sonucunda sistemdeki tersinmezliklere bağlı olarak meydana gelen kayıplar tespit edilmiş, ekipman ve sistem bazlı verim hesaplaması yapılmıştır.

Termik santrale uygulanan enerji ve ekserji analizlerinde referans haldeki basınç 1 bar ve referans sıcaklığı ise 25 °C (298 K) alınmıştır.

Su, kazan besleme pompasına 102 °C ve 1 bar basınçta girmekte yine 102 °C ve 77 bar basınç ile çıkmaktadır. Bu durumda pompa ikinci yasa verimi %76 bulunmaktadır. Besleme suyu kazana 102 °C sıcaklıkta girmektedir. Yanma esnasında oluşan sıcak gazlar ısılarını radyasyon ve iletim yolu ile kazan su borularına aktararak, borularda dolaşan suyun sıcaklığında artışa neden olurlar. Yakıtın kazanda yakılmasıyla ortaya çıkan enerji miktarı 3.000.000 kcal/h'dir. Bu enerjinin suya aktarılan kısmı % 82 oranındadır. Yapılan analizler sonucu kazanın ekserjik verimi ise %25 olarak bulunmuştur.

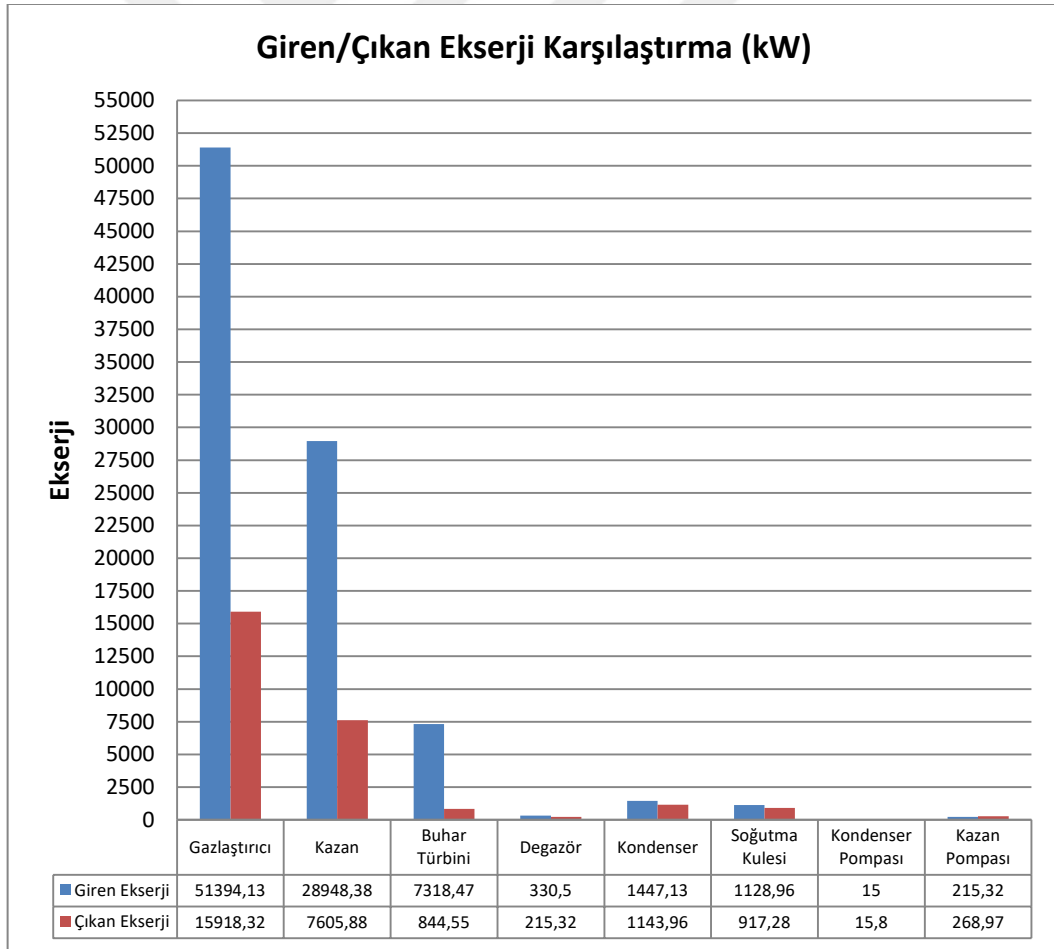
Kızgın buhar kazandan 450 °C ve 60 bar basınçta çıkarak buhar türbinine girer. Buhar türbinin içinde kanatlara çarpan buhar, mili hareket ettirerek iş elde edilir ve buharın hacmi genişletilir. Yürütülen çalışmalar neticesinde 6345,5 kW iş buhar türbininden elde edilmiştir. Türbinin ekserjik verimi % 98'dir.

Türbinden düşük enerjiyle çıkan buhar 45,6 °C ve 8 kPa basınçta kondensere girmekte, 33,4 °C sıcaklıkta ve 8 kPa basınçta çıkmaktadır. Yapılan hesaplara göre kondenserin ikinci yasa verimi % 41 olarak bulunmuştur.

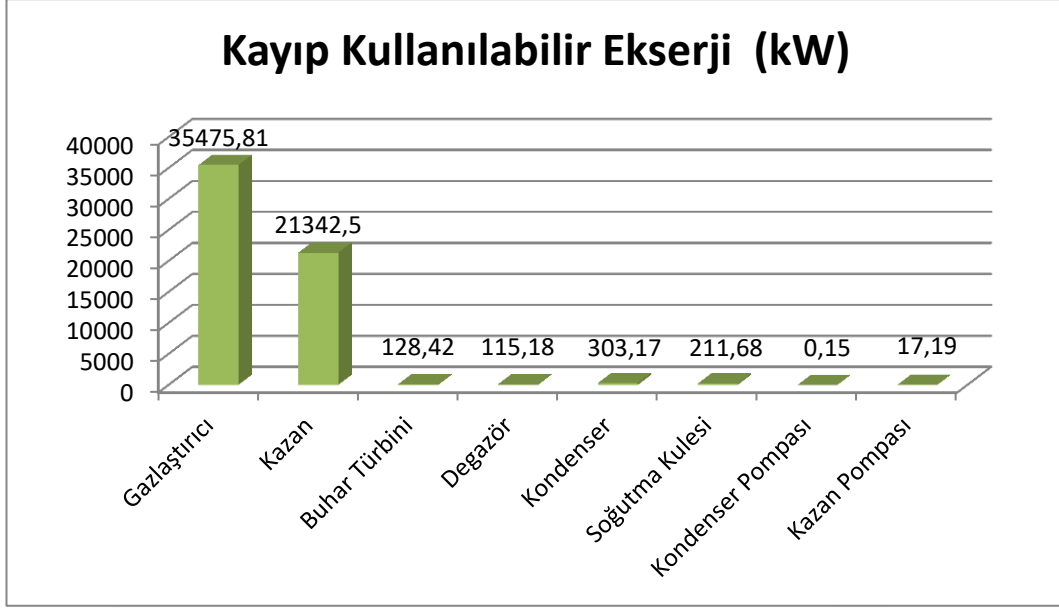
Analiz sonucunda elde edilen verilere göre bir çizelge oluşturulmuştur. Çizelge 4.1'de gazlaştırıcı, kazan, türbin, kondenser, degazör ve pompaların kayıp kullanılabilir enerjileri ve ikinci yasa verimleri verilmiştir.

Çizelge 4.1. Santral ekipmanlarının kayıp kullanılabilir ekserji ve ikinci yasa verimleri

Ekipman	Kayıp Kullanılabilir Ekserji (kW)	İkinci Yasa Verimi (%)
Gazlaştırıcı	35475,81	31
Kazan	21342,5	26
Buhar Türbini	128,42	98
Degazör	115,18	65
Kondenser	303,17	41
Soğutma Kulesi	211,68	81
Kondenser Pompası	0,15	84
Kazan Pompası	17,19	76



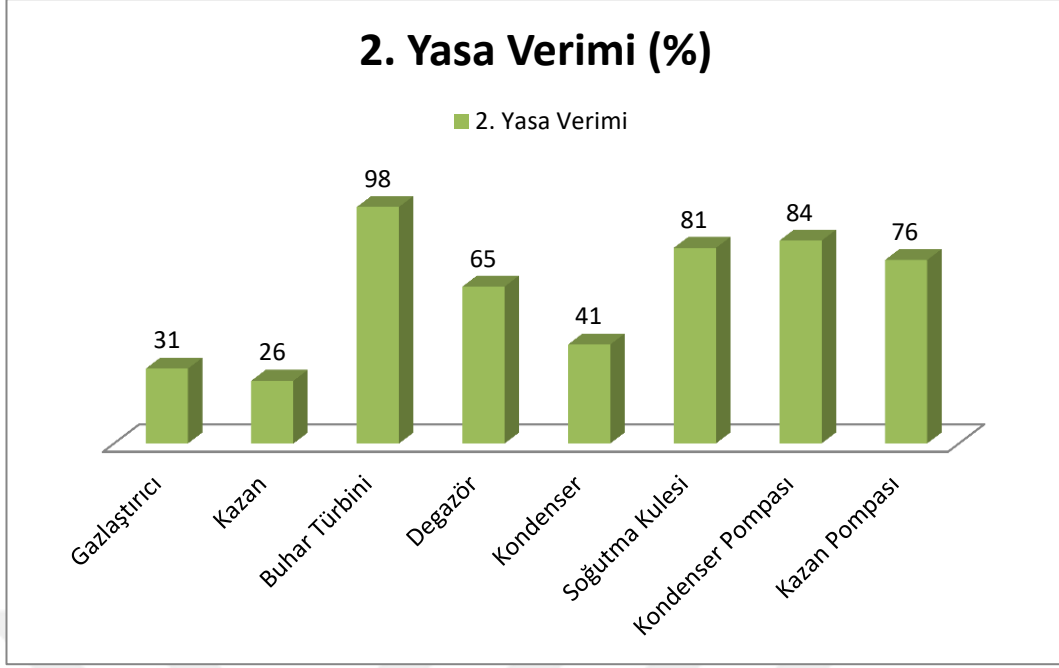
Şekil 4.1. Giren ve çıkan ekserjileri karşılaştırma



Şekil 4.2. Ekipmanların kayıp kullanılabilir ekserjileri

Şekil 4.2. incelendiğinde kayıp kullanılabilir ekserjinin en fazla olduğu ekipmanın gazlaştırıcı olduğu görülmektedir. Gazlaştırıcıyı sırasıyla kazan ve kondenser izlemektedir. Buhar türbini, soğutma kulesi, degazör ve pompalarda kayıp diğer ekipmanlara kıyasla daha azdır. Sistemdeki ekserji kaybı toplam entropi üretimi ile ölü hal sıcaklığının çarpımı ile bulunur. Sistemdeki entropi üretimi arttıkça ekserji kaybının da artacağını bu denklemden söyleyebiliriz. Bir sistemdeki entropinin değişimine ısı transferi, kütle transferi ve tersinmezlikler neden olur. Sisteme olan ısı transferi sistemin entropisini artırır. Şekilde görüldüğü gibi ısı transferinin fazla olduğu cihazlarda kayıplar daha fazladır.

Türbinde bulunan buharın enerjisi önce kinetik ardından mekanik enerjiye dönüşür. Bu enerji dönüşümü sırasında meydana gelen tersinmezlikler ekserji kaybına neden olmaktadır.



Şekil 4.3. Ekipmanların ikinci yasa verimleri

Bu tarz sistemlerin değerlendirilmesinde birinci kanun verimi bize yeterli bilgiyi sağlayamaz. Bu yetersizliği gidermek için ikinci kanun veriminden yararlanılmaktadır. İkinci yasa verimi cihazların kullanılabilir enerjiden hangi oranda faydalandığının göstergesidir.

Şekil 4.3. incelendiğinde ikinci yasa veriminin en yüksek olduğu ekipman buhar türbinidir. Bunu sırasıyla kondenser, kondenser pompası ve kazan pompası takip etmektedir. Verimin yüksek olduğu cihazlar göstermektedir ki buralarda kayıp kullanılabilir enerjiden daha fazla yararlanılmaktadır.

Ekipman bazlı yapılan analizlerin ardından santralin tek bir sistem olarak düşünülerek yapılan analiz sonucunda ısı veriminin % 32 olduğunu ve ikinci yasa veriminin ise % 55 olduğu hesaplamalar sonucunda ulaşılan bilgiler arasındadır.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada Türkiye’de hali hazırda faaliyet göstermekte olan bir çöp yakan termik santralin belirlenen parametrelere bağlı olarak termodinamik analiz yöntemiyle bütün ekipmanlarında değerlendirmeler yapılmıştır.

Çalışmada; santralden alınan sistem verileri doğrultusunda santralin ekserji ve enerji yönünden termodinamik analizleri yapılarak, santraldeki her bir bileşenin enerji ve ekserji dengeleri kurulmuştur. Bu analizler sonucunda bileşenlerin enerji ve ekserji kayıplarına bağlı olarak kıyaslamalar yapılmıştır.

Analizler sonucunda görülmüştür ki sistemdeki en büyük kayıplar gazlaştırıcı ve kazanda gerçekleşmektedir. Ekserji kaybının bu denli yüksek olması, bu ekipmanlarda iyileştirme yapılmasının zorunlu olduğunu göstermektedir. Gazlaştırıcı ve kazan için gerekli iyileştirmeler gerçekleştirilip, santralin verimi yükseltilmelidir. Kondenser, kazandan sonra ekserji kaybının en yüksek olduğu diğer cihazdır. Ardından bu sırayı soğutma kulesi takip etmektedir. Yoğuşturucu soğutma suyuna verilen ısı enerjisi ilk etapta kayıp olarak görülebilir. Fakat kondenser tahliye pompasına giriş noktasında akışkanın doymuş sıvı olması koşulundan dolayı söz konusu kayıp zorunlu bir kayıptır.

Ekserji ve enerji analizleri genel anlamda değerlendirildiğinde santralin termik ve ikinci yasa verimlerinin gazlaştırıcı ve kazanda meydana gelen ekserji kayıplarının azaltılması ile sistemin verim açısından olumlu yönde etkileneceği açıktır. Kazan ve gazlaştırıcıdaki ekserji kaybındaki artışa neden olan faktörler dikkatlice incelenmeli ve bu faktörler iyileştirilmelidir. Gazlaştırma prosesinde verime en çok etkileyen faktörlerden biri katran oluşumudur. Katranın ayrıştırılması ile sistem verimine önemli katkıda bulunulacaktır. Kazanda borular arası ısı transferi, kazanda ekserji kaybına sebep olan etkenlerden biridir. Boru yüzeyinde oluşan tabakalar ısı transferini azaltıcı etki yapar. Dolayısıyla bu tabakaların oluşumu önlenmelidir. Kazandaki yanma işlemi optimum (en iyi, en uygun şartlar) düzeyde olmalıdır. Optimum yanmanın sağlanabilmesi için kazanda bulunan taze hava fanlarının düzenli olarak kontrolleri yapılmalıdır. Türbin gruplarında gerçekleştirilecek küçük iyileştirmeler türbin kademelerinden alınan buharların ekserjilerinin artmasına sebep olacaktır. Yoğuşturucudaki ısı transferinin artırılması kayıpların azalmasına katkıda bulunacaktır. Bu yüzden

tıpkı kazanda olduğu gibi yoğuşturucu içerisinde yer alan boruların düzenli olarak temizlenmesi işlemi, yoğuşturucunun ve aynı zamanda santralin de verimini artıracaktır. Gerçekleştirilen enerji ve ekserji analiz sonuçları dikkate alınarak yapılacak iyileştirmelerin, santralin verimini olumlu yönde etkileyeceği ve kullanılan yakıt miktarını azaltacağı söylenbilir. Daha az yakıtın yakılması, yanma sonucunda açığa çıkacak zararlı gazların seviyesini azaltacaktır. Enerji ve ekserji analizleri kurulması planlanan santrallerin proje aşamasındayken mutlaka yapılmalı ve santralin çalışma koşulları bu şekilde tasarlanmalıdır.

Termik santrallere ekserji analizi uygulayıp çıkan sonuçlara göre tersinmezliklerin fazla olduğu yani kayıp kullanılabilir enerjinin fazla olduğu ekipmanlarda iyileştirmelerin yapılması elde edilecek ürünün maliyetini arttırabilir. Aynı düşünceyle sadece yatırım maliyeti göz önünde bulundurulursa sistem verimi düşer. Buna bağlı olarak sistemin işletme maliyetinde artışa sebep olur. Dolayısıyla ekserji analizi yapılırken maliyetin etkisi göz önünde bulundurularak gerçekçi zmler üretilmelidir.

6. KAYNAKLAR

- [1] Emre Koçyiğit, ‘‘Kayseri Şeker Fabrikası Şeker Üretim Proseslerinde Enerji ve Ekserji Analizi’’, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Türkiye, 2004.
- [2] Ivar S. Ertesvåg, *Energy, Exergy, and Extended-Exergy Analysis of the Norwegian Society 2000*, Vol. 30, Energy, Norway, 2005, p. 649-675.
- [3] Tuğrul Çağrı Kayalak, ‘‘Kırıkkale İlinin Eysel Katı Atıklarının Bertarafının Çevresel ve Ekonomik Boyutuyla İncelenmesi’’, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Türkiye, 2007.
- [4] Daniel Hoornweg and Perinaz Bhada-Tata. *What a waste: a global review of solid waste management*, The World Bank: Urban Development Series Knowledge Papers No:15, Washington DC, 2012, p. 2
- [5] Alexander Klein and Nickolas J. Themelis, *Energy Recovery from Municipal Solid Wastes by Gasification*, North American Waste to Energy Conference (NAWTEC 11)11 Proceedings, ASME International, Tampa FL Columbia University, New York, April (2003), p. 241-252.
- [6] Alper Güngör, ‘‘Bir Kombine Çevrim Santralin Ekserji Analizi’’, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Türkiye, 2013.
- [7] Marc A. Rosen and İbrahim Dinçer, *Effect of Varying Dead-State Properties on Energy and Exergy Analyses of Thermal Systems*, International Journal of Thermal Sciences, 43, 2004, p. 121-133.
- [8] G. Bodvarsson and D.E. Eggers, *The exergy of thermal water*, Geothermics, Vol:1, 1972, 93-95.
- [9] C. G. Carolino and J. P. M. Ferreira, *First and second law analyses to an energetic valorization process of biogas*, Renewable Energy, 59, 2013, p. 58-64.
- [10] Habib MA, Said SAM, I. Al Zaharana, *Thermodynamic optimization of reheat regenerative thermal-power plants*, Applied Energy, 63, 1999, p.17-34.
- [11] H. İbrahim Acar, *Second Law Analysis of the Reheat – Regenerative Rankine Cycle*. *Energy Conversion and Management*, Vol. 38: No. 7, 1997, p. 647-657.
- [12] Yong Li , Lei Liu, ‘‘Exergy analysis of 300MW coal-fired power plant’’, Energy Procedia, No:17, 2012, 926–32.
- [13] Mehmet Kanoglu, *Exergy Analysis of a dual-level binary geothermal power plant*, Geothermics, 31, 2002, p. 709–724.

- [14] O. Arslan ve R. Köse, “*Seyitömer Termik Santrali Birinci ve İkinci Yasa Çözümlenmeleri*”, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi, Türkiye, 2005.
- [15] A. Coşkun, C. Geredelioğlu, A. Bolattürk, M.Y. Gokaslan, *Cayırhan Termik Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi*, 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 17-20 Nisan 2013, İzmir, p.1121-1130.
- [16] M.S. Mert, Ö.F. Dilmaç, S. Özkan, F. Karaca ve E. Bolat, *Exergoeconomic analysis of a cogeneration plant in an iron and steel factory*, Energy Journal, 46, 2012, p. 78-84.
- [17] F. Ünal ve D. B. Özkan, *Tunçbilek Termik Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi*, Tesisat Mühendisliği Dergisi, No:143, 2014, p. 5–13.
- [18] M.S. Rao, Satendra Pal Singh, M.S. Sodha, A.K. Dubey, M. Shyam, *Stoichiometric, mass, energy and exergy balance analysis of counter current fixed-bed gasification of post-consumer residues*, Biomass and Bioenergy, 27(2), 2004, p. 155-171.
- [19] Hasancan Okutan, *Atıktan Enerjiye; Yakma, Piroliz ve Gazlaştırma Uygulamaları*, 5. Uluslararası Geri Dönüşüm, Çevre Teknolojileri ve Atık Yönetimi Fuarı, İstanbul, 2009.
- [20] L. Heiskanen, “*A Study On Rate Correlations Of Gasification Reactions*”, Bachelor Thesis, Lappeenranta University Of Technology, Finlandiya, 2011.
- [21] M. Tezcakar ve O. Can, *Atıktan Enerji Eldesinde Termal Bertaraf Teknolojileri*, IWES Bildiriler Kitabı, 2010, p. 150-155.
- [22] M. Dogru, C. Howarth, A. Malik, *Energy Recovery from Biofuel Utilizing Gasifiers in Rural Areas*, Bulletin of Mechanical Engineering Society, 33, 1998, p. 7-10.
- [23] Ahmet Erdem, “*Sabit Yatak Biokütle Gazlaştırma*”, Yüksek Lisans Tezi, Gebze Teknik Üniversitesi, Türkiye, 2015.
- [24] P. Basu, *Biomass Gasification and Pyrolysis Design Handbook*, Elsevier Inc., Canada, 2010, p. 119-186.
- [25] Anonim(2019). http://www.yegm.gov.tr/yenilenebilir/biyo_gazlastirme.aspx (on-line erişim:02 Mayıs,2019)
- [26] D. Bangham and J. Benett , *The Chemistry of Gasification with Reference to Small Gas Producers*, Fuel, 19, 1940, p. 95-101.
- [27] İ. Öztürk, “*Katı Atık Yönetimi ve AB Uyumlu Uygulamaları*” Vol.3, İSTAÇ, İstanbul, 2010, p.50-55.

- [28] H. Kriegmont, *IBGCC power generation concept: A gateway for a cleaner future*, Allied Environmental Technologies (White Paper), 1999, p.1-22.
- [29] Alexander Klein and Nickolas J. Themelis, *Energy Recovery from Municipal Solid Wastes by Gasification*, North American Waste to Energy Conference (NAWTEC 11)11 Proceedings, ASME International, Tampa FL Columbia University, New York, April (2003), p. 241-252.
- [30] A.K. Rajvanshi, *Alternative energy in Agriculture*, CRC Press, Vol 2, No:4, 1986, p. 83-102.
- [31] Olgun, H., Doğru, M., Howarth, *Katı Atıkların Enerji Dönüşümünde Kullanılması ve Gazlaştırıcılar*, IV. Ulusal tesisat mühendisliği kongresi ve sergisi bildiriler kitabı, II.Cilt, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, İzmir, 1999, p.835-853.
- [32] M. Morris and L. Waldheim, *Waste Management*, Elsevier, 18 (6),1998, p. 557-564.
- [33] O. Oymak, A. Batu, *Akışkan Yataklı Kazanlar*, MİMAG-SAMKO Enerji Teknolojileri A.Ş., 2005.
- [34] Belgiorno, V., De Feo, G., Della Rocca, C., Napoli, R.M.A., *Energy from gasification of solid wastes*, Waste Management, Italy, 23(1), 2003, p.1-15.
- [35] Babcock ve Wilcox, *Steam*, 40th ed. Chapter 16: Atmospheric Pressure Fluidized-Bed Boilers, The Babcock and Wilcox Company, Vol.40, No:16, USA, 1992.
- [36] E. Aynur, ‘‘İstanbul’da Oluşan Kentsel Katı Atıklar İçin Yakma Ve Gazlaştırma Sistemlerinin Karşılaştırmalı Analizi’’, Y.Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2011.
- [37] Anonim. (2011) http://www.alentecinc.com/papers/IGCC/ADV_GASIFICATION-hite_Paper.htm, (on-line erişim:02.07.2011)
- [38] A. Van der Drift, H. Boerrigter, B. Coda, M. K. Cieplik, K. Hemmes, *Entrained Flow Gasification Of Biomass; Ash behaviour, feeding issues, and system analyses*, Netherlands Energy Research Foundation ECN, Netherlands, 2004.
- [39] E. Güzel, ‘‘Endüstriyel Atıkların Gazlaştırılması Ve Gazlaştırma Prosesi Katı Çıktılarının (Char, Siklon Tozu Ve Klinker) Karakterizasyonu’’, Y.Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2011.
- [40] M. Dogru, C. Howarth, A. Malik, *Energy Recovery from Biofuel Utilizing Gasifiers in Rural Areas*, Bulletin of Mechanical Engineering Society, 33, 1998, p. 7-10.

- [41] A. Bölükbaş, ‘‘Kentsel katı atıktan ATY üretiminin değerlendirilmesi: İzmir kenti-Türkiye için bir çalışma’’, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, 2015.
- [42] R. Sarc, K.E. Lorber, *Production, quality and quality assurance of Refuse Derived Fuels (RDFs)*, Waste Management, 33, 2013, p. 1825-1834.
- [43] I.H. Hwang, J. Kobayashi, K. Kawamoto, *Characterization of products obtained from pyrolysis and steam gasification of wood waste, RDF, and RPF*, Waste Management, 34 (2), 2014, p. 402-410.
- [44] M. H. Hasan, *Development of the Refuse-Derived Fuel (RDF) Production Methodology & Analysis of Different Characteristics*, Department of Chemical Engineering, Thesis, Bangladesh University of Engineering & Technology Dhaka-1000, Bangladesh, 2015.
- [45] I. Y. Zakari, A. Ismaila, U. Sadiq, R. Nasiru, *Investigation on the Effects of Addition of Binder and Particle Size on the High Calorific Value of Solid Biofuel Briquettes*, Journal of Natural Sciences Research, Vol.3, No.12, 2013, p. 30-34.
- [46] G. Tchobanoglous and F. Kreith, *Handbook of Solid Waste Management*, The McGraw-Hill Companies, Vol.2, No: 11C, 2004, p. 1135
- [47] Y.H. Chang, W.C. Chen, , N.B. Chang, *Comparative evaluation of RDF and MSW incineration*, Journal of Hazardous Materials, 58, 1998, p. 33–45.
- [48] Y. Önal, *Malatya Büyükşehir Belediyesi Tarafından Toplanan Evsel Katı Atıkların (MSW) Enerji Üretiminde Kullanılabilirliğinin Araştırılması*, Malatya, 2014.
- [49] M. S. Mert, ‘‘Bir Güç Santralinin Ekserjik Ve Termoekonomik Analizi’’, Y.Lisans Tezi, İstanbul, 2010.
- [50] Y.A. Çengel, M.A. Boles, *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, Vol.2, McGraw-Hill Literatür Ortak Yayını, USA, 1996, p. 347-369.
- [51] H. Yüncü, *Ekserji Analizi İkinci Kanun Verimi&Termoekonomi*, Ankara, 2010, p. 69-70
- [52] G. Wall, ‘‘Exergetics’’, Exergy Ecology Democracy, Sweden, 1998.
- [53] R. Rivero and A. Anaya, *Exergy Analysis of Industrial Processes: Energy-Economy-Ecology*, Latin American Applied Research, 27, 1997, p. 191-205.
- [54] M. Arıkol, *Enerji Analizine Giriş*, Tubitak Projesi, Proje No:0630048401 Gebze, 1985.
- [55] T.J. Kotas, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Butterworthes, London, 1985, p. 29-51.

- [56] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, *Thermal Design and Optimization*, John Wiley and Sons, USA, 1996, p.113-156.
- [57] J. Szargut, R.D. Morris, R.F. Steward, *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*, Hemisphere, New York, 1998.
- [58] F. Ünal, *Bir Termik Santralin Ekserji Analizi*, Yıldız Teknik Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2009.
- [59] H. Yazıcı ve R. Selbaş, *Bir Buharlı Güç Santralinin Enerji Ve Ekserji Analizi*, Journal of Selcuk-Technic, Vol.10, No:1, 2011, p.120-121.
- [60] S. M. Chern, W. P. Walawender, L. T. Fan, *Mass and Energy Balance Analyses of a Downdraft Gasifier*, 1989, p. 127-151.



ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Gizem Buse YILDIZ

Doğum Yeri ve Tarihi: Bolu/1993

Adres: Tecde Mah. Biga Sok. No:14/1 A Blok No:20 Yeşilyurt/Malatya

E-posta: gzmbusekonuk@gmail.com

Lisans: Yıldız Teknik Üniversitesi-Makine Mühendisliği

Mesleki Deneyim ve Ödüller: Ford Otosan Sancaktepe Ar-Ge Merkezinde 2016-2017 yılları arasında 1 yıllık dizayn ve fizibilite mühendisliği görevinden sonra 2017 yılından beri Malatya Yıldızlar İnşaat firmasında proje mühendisliği yapmaktayım.