

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**KATI OKSİT YAKIT HÜCRELİ GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİNİN
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

**Hazırlayan
Selçuk SARIKOÇ**

**Danışman
Doç. Dr. Gamze GENÇ**

Yüksek Lisans Tezi

**Haziran 2014
KAYSERİ**

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**KATI OKSİT YAKIT HÜCRELİ GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİNİN
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

**Hazırlayan
Selçuk SARIKOÇ**

**Danışman
Doç. Dr. Gamze GENÇ**

**Bu çalışma; Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından
FBY-12-4082 kodlu proje ile desteklenmiştir.**

**Haziran 2014
KAYSERİ**

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

Adı-Soyadı: Selçuk SARIKOÇ

İmza :



YÖNERGEYE UYGUNLUK

“KATI OKSİT YAKIT HÜCRELİ GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİNİN ENERJİ ve EKSERJİ ANALİZİ” adlı Yüksek Lisans tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi’ne uygun olarak hazırlanmıştır.



Tezi Hazırlayan

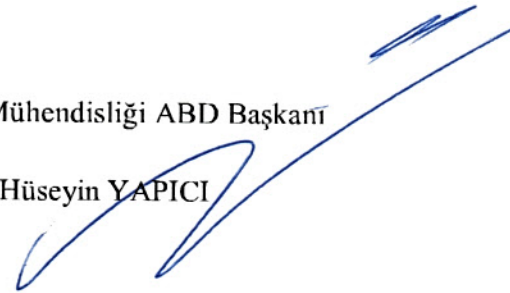
Selçuk SARIKOÇ



Danışman

Doç. Dr. Gamze GENÇ

Enerji Sistemleri Mühendisliği ABD Başkanı



Prof. Dr. Hüseyin YAPICI

Doç. Dr. Gamze GENÇ danışmanlığında **Selçuk SARIKOÇ** tarafından hazırlanan **“KATI OKSİT YAKIT HÜCRELİ GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİNİN ENERJİ ve EKSERJİ ANALİZİ”** adlı bu çalışma jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında **Yüksek lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

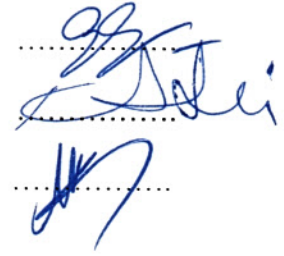
27 /06 / 2014

JÜRİ:

Danışman : Doç. Dr. Gamze GENÇ

Üye : Doç. Dr. Kemal ATİK

Üye : Doç. Dr. Nesrin KAYATAŞ DEMİR



ONAY:

Bu tezin kabulü Enstitü Yönetim Kurulunun 22/07/2014 tarih ve 2014/33-19 sayılı kararı ile onaylanmıştır.



Prof. Dr. Kâzım Keşlioğlu

Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ / TEŞEKKÜR

Yüksek lisans çalışmalarım sırasında yardım ve desteklerini esirgemeyerek beni cesaretlendiren değerli danışman hocam Doç. Dr. Gamze GENÇ'e, çalışmalarımın başarılı bir şekilde yürümesi için her türlü olanağı sağlayarak deneyimleriyle ve üstün bilgi birikimiyle her türlü konuda bizlere ışık tutan bölüm başkanımız Sn. Prof. Dr. Hüseyin YAPICI'ya ve yüksek lisans eğitimi boyunca yetiştiren bölüm hocalarımız Sn. Doç. Dr. M. Serdar GENÇ'e, Sn. Doç. Dr. Nesrin KAYATAŞ DEMİR'e, Sn. Yrd. Doç. Dr. Gülşah ÖZİŞİK'a ve Öğr. Gör. Mehmet Fatih KAYA'ya teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca tez konusunda bilgi birikimi ile ufkumu aydınlatan değerli hocamız Sn. Doç. Dr. Oğuz ARSLAN'a teşekkür ederim.

Tez çalışmam boyunca yardımcı olan ve hiçbir zaman desteklerini esirgemeyen değerli arkadaşlarım Arş. Gör. Halil Hakan AÇIKEL'e, Proje Asistanı Gökhan ÖZKAN'a, Arş. Gör. Muhammet ÇELİK'e çalışmalarım sırasında manevi destekleriyle moral ve motivasyon sağlayan çalışma arkadaşlarım Arş. Gör. Seyfettin GÜREL ve Arş. Gör. Onur KOŞAR'a teşekkür ederim.

Bu tez çalışmasına imkan sunan Öğretim Üyesi Yetiştirme Programına (ÖYP), daha iyi bir eğitim almam için Erciyes Üniversitesine geçici görevlendiren Bayburt Üniversitesine ve Bayburt Üniversitesi Makine Mühendisliği bölüm hocalarıma, Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne (Proje No: FBY-12-4082) ve imkanlar tanıyarak beni bu günlere getiren Türkiye Cumhuriyeti Devletine ve Türk milletine sonsuz teşekkür ederim.

Ayrıca; bugüne kadar ki bütün çalışmalarım süresince sabır göstererek, beni daima destekleyen ve yanımda olan çok değerli aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

KATI OKSİT YAKIT HÜCRELİ GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Selçuk SARIKOÇ

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi, Haziran 2014

Danışman: Doç. Dr. Gamze GENÇ

KISA ÖZET

Bu tez çalışmasında katı oksit yakıt hücresi ve yanma odası içeren iki farklı güç üretim sisteminin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Her iki sistem içinde hava giriş sıcaklığı, kompresör sıkıştırma oranı ve hava/yakıt oranının değişimine göre toplam ekserji yıkım miktarları, her bir bileşenin ekserji yıkım yüzdesi, net iş çıkışı ve birinci/ikinci yasa verimleri hesaplanmıştır. Sayısal hesaplamalarda giriş sıcaklığı 273 K'den 373 K'ne, kompresör sıkıştırma oranı yanma odalı sistemde 10'dan 14'e, katı oksit yakıt hücreli sistemde 3'den 10'a ve hava/yakıt oranı 40'dan 60'a artırılmıştır.

Sayısal sonuçlara göre toplam ekserji yıkım miktarı katı oksit yakıt hücreli sistem için hava giriş sıcaklığının ve hava/yakıt oranının artmasıyla artış gösterirken, kompresör sıkıştırma oranının artmasıyla azalma göstermektedir. Katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminde meydana gelen ekserji yıkımı yanma odalı güç üretim sistemine göre daha yüksektir.

Yanma odalı sistemde net iş çıkışı 4934.21 kW, birinci ve ikinci yasa veriminin sırası ile %46.87 ve %36.40 iken. Katı oksit yakıt güç üretim sisteminde ise net iş çıkışı 9528.97 kW birinci ve ikinci yasa verimi sırası ile %62.09 ve %54.91'dir.

Anahtar Kelimeler: Enerji ve ekserji analizi, yakıt hücresi, kojenerasyon sistemler

SOLID OXIDE FUEL CELL POWER GENERATION SYSTEMS ENERGY AND EXERGY ANALYSIS

Selçuk SARIKOÇ

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences

M.Sc. Thesis, June 2014

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Gamze GENÇ

ABSTRACT

In this thesis, energy and exergy analyzes of the two different power generation systems which contains solid oxide fuel cell and combustion chamber were conducted. Total exergy destruction, exergy destruction percentage of each component, net work output and first/second law efficiency values were calculated depending on the variation of air inlet temperature, compressor compression ratio and air/fuel ratio for each system. For the numerical calculations, air inlet temperature was increased from 273 to 373 K, compressor compression ratio was increased from 10 and 3 to 14 and 10 for the systems with combustion chamber and solid oxide fuel cell, respectively, and air/fuel ratio was increased from 40 to 60.

The result of the numerical calculations were bring out that although total exergy destruction quantity for the system with solid oxide fuel cell increases with the increase of air inlet temperature and air/fuel ratio, it decreases with the increase of compressor compression ratio. The exergy destruction quantity occurred in the system with solid oxide fuel cell is more than with the combustion chamber.

While the net work output is 4934.21 kW and first and second law efficiencies are 46.87% and 36.40%, respectively, for the systems with the combustion chamber, the net work output is 9528.97 kW and the first and second law efficiencies are 62.09% and 54.91%, respectively, for the system with solid oxide fuel cell.

Keywords: Energy and exergy analysis, fuel cells, cogeneration systems

İÇİNDEKİLER

KATI OKSİT YAKIT HÜCRELİ GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

	<u>Sayfa</u>
BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK SAYFASI.....	ii
YÖNERGEYE UYGUNLUK SAYFASI.....	iii
KABUL VE ONAY SAYFASI.....	iv
ÖNSÖZ/TEŞEKKÜR	v
ÖZET	vi
ABSTRACT	vii
İÇİNDEKİLER.....	viii
KISALTMALAR VE SİMGELER	xii
TABLolar LİSTESİ.....	xv
ŞEKİLLER LİSTESİ	xvi

GİRİŞ	1
-------------	---

1. BÖLÜM

ENERJİ VE ÖNEMİ

1.1. Enerji Nedir?	3
1.2. Enerji Kaynakları	3
1.2.1. Yenilenemez Enerji Kaynakları.....	3
1.2.2. Temiz ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları.....	4
1.3. Dünya Enerji Politikası.....	4
1.4. Türkiye Enerji Politikası	5

1.5. Tezin Amacı ve Kapsamı	6
-----------------------------------	---

2.BÖLÜM

GÜÇ ÜRETİM SİSTEMLERİ

2.1. Kojenerasyon Güç Üretim Sistemleri	7
2.2.Katı Oksit Yakıt Hücreli Güç Üretim Sistemleri	9
2.2.1. Yakıt Hücreleri ile İlgili Genel Bilgiler	11

3. BÖLÜM

TERMODİNAMİK KAVRAMLAR VE ANALİZ

3.1. Termodinamik ve Enerji.....	14
3.2. Termodinamiğin Birinci Yasası.....	14
3.3. Termodinamiğin İkinci Yasası.....	16
3.3.1. Entropi	17
3.3.2. Entropi Artışı	17
3.4. Ekserji ve İlgili Temel Kavramlar	18
3.4.1. Ekserji.....	19
3.4.2. Ekserji Bileşenleri.....	20
3.5. Isı, İş ve Kütle ile Ekserji Geçişi	22
3.6. Ekserjinin Azalması ve Ekserji Yok Oluşu	22
3.7. Ekserji Dengesi.....	23
3.8. Ekserji Verimliliği.....	24
3.9. Güç Üretim Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizleri ile İlgili	

Yapılmış çalışmalar	25
---------------------------	----

4. BÖLÜM

GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİNİN EKSERJİ ANALİZİ

4.1. Sisteme Termodinamik Analiz Uygulanması	38
4.1.1. Güç Üretim Sistemleri için Yapılan Kabuller	39
4.2. Güç Üretim Sistemleri için Veriler	39
4.2.1. Yanma Odalı Güç Üretim Sistemi için Veri	42
4.2.2. Katı Oksit Yakıt Hücreli Güç Üretim Sistem Şeması	44
4.3. Güç Üretim Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi.....	46
4.3.1. Kompresör	46
4.3.2. Yanma Odası	47
4.3.3. Yakıt Hücresi	49
4.3.4. Gaz Türbini.....	51
4.3.5. Isı Değiştirici	53
4.3.6. Ekonomizer ve Degazör Sistemi.....	55
4.3.7. Tüm Sistem için Enerji ve Ekserji Verimi.....	57

5. BÖLÜM

BULGULAR

5.1. Yanma Odalı Güç Üretim Sisteminin Ekserji Analizi Sonuçları	59
5.1.1. Hava Giriş Sıcaklığının Etkisi	59
5.1.2. Kompresör Sıkıştırma Oranının Etkisi	63

5.1.3. Hava/Yakıt Oranının Etkisi	67
5.2. Katı Oksit Yakıt Hücreli Güç Üretim Sisteminin Ekserji Analizi Sonuçları...	71
5.2.1. Hava Giriş Sıcaklığının Etkisi.....	71
5.2.2. Kompresör Sıkıştırma Oranının Etkisi	76
5.2.3. Hava/Yakıt Oranının Etkisi	80

6.BÖLÜM

SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ ve ÖNERİLER

6.1. Sonuçların Değerlendirilmesi	84
6.2. Öneriler	88

KAYNAKLAR	89
ÖZGEÇMİŞ	96

KISALTMALAR VE SİMGELER

<u>Sembol</u>	<u>Anlamı</u>	<u>Birimi</u>
E_g	Enerji girişı	kJ
$E_ç$	Enerji çıkışı	kJ
ΔE_{sistem}	Sistemin toplam enerji değişı	kJ
ΔU	İç enerjideki değişim	kJ
ΔKE	Kinetik enerjideki değişim	kJ
ΔPE	Potansiyel enerjideki değişim	kJ
M	Kütle	kg
g	Yerçekimi ivmesi	m/s^2
V	Hız	m/s
Z	Yükseklik	m
S	Entropi	kJ/K
T	Sıcaklık	K
T_0	Çevre sıcaklığı	K
P	Basınç	kPa
P_0	Çevre basıncı	kPa
X, x	Toplam ve özgül ekserji	kJ, kJ/kg
X_{fe}, x_{fe}	Fiziksel ve özgül ekserji	kJ, kJ/kg
X_{ke}, x_{ke}	Kinetik ve özgül ekserji	kJ, kJ/kg
X_{pe}, x_{pe}	Potansiyel ve özgül ekserji	kJ, kJ/kg
X_{kim}, x_{kim}	Kimyasal ve özgül ekserji	kJ, kJ/kg
U, U_0	Sistemin ve çevrenin iç enerjisi	kJ/kg

V, V_0	Sistemin ve çevrenin hacmi	m^3
S, S_0	Sistemin ve çevrenin entropisi	$kJ/kg.K$
y_i	Türün mol oranı	
μ_{j0}	Türün kimyasal potansiyeli	$kJ/kmol$
μ_{j00}	Türün referans çevre koşullarına göre kimyasal potansiyeli	$kJ/kmol$
$\bar{x}^{kim}$	Mol başına kimyasal ekserji	$kJ/kmol$
R_u	Evrensel gaz sabiti	$kJ/kmol.K$
X_{Is1}	Isı geçişi ile ekserji geçişi	kJ
η	Enerji verimliliği	
η_{II}	Ekserji verimliliği	
η_{yo}	Yanma odası verimi	
KOYH	Katı oksit yakıt hücresi	
KSO	Kompresör sıkıştırma oranı	
HYO	Hava yakıt oranı	
V_h	Hücre potansiyeli	Volt
A_h	Hücre alanı	m^2
$\dot{W}_{k,ger}$	Kompresör gerçek işi	kW
U_f	Yakıt kullanım faktörü	
LHV	Yakıt alt ısı değeri	kJ/kg
a	Hava fazlalık oranı	
y_{CO_2}	Egzoz gazındaki CO_2 mol oranı	
y_{H_2O}	Egzoz gazındaki H_2O mol oranı	
y_{O_2}	Egzoz gazındaki O_2 mol oranı	
y_{N_2}	Egzoz gazındaki N_2 mol oranı	

$X_{yıkım}$	Ekserji yıkımı	kJ
$S_{üretim}$	Entropi üretimi	kJ/kg.K
$\dot{m}_{yakıt}$	Yakıt debisi	kg/s
$\dot{Q}_{buhar}$	Buharın ısısı	kW
$\dot{Q}_{Toplam}$	Toplam ısı	kW
$x_{yakıt}^{kim}$	Yakıtın özgül kimyasal ekserjisi	kJ/kg
$Cp_i (T)$	Gazın özgül ısısı	kJ/kg.K

TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.1. Yanma sonu oluşan gazlar ve mol yüzdesi.....	39
Tablo 4.2. Gazların 298.15 K ve 1.013 bar basınçta sabit oldukları standart kimyasal ekserjileri [15].....	40
Tablo 4.3. Sistem Parametreleri [38].....	41
Tablo 4.4. Sistemde kullanılan gazların entalpi ve entropi değerlerini bulmak için gerekli sabitler [18].....	41
Tablo 4.5. Yanma odalı düğüm noktaları için sistem özellikleri.....	42
Tablo 4.6. Yakıt hücreli sistemin düğüm noktaları için sistem özellikleri.....	44

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Yıllara göre sanayileşme ve milyon ton olarak artan enerji talebi [1].....	5
Şekil 2.1. Kojenerasyon Güç Üretim Şeması [4].....	7
Şekil 2.2. Trijenerasyon güç üretim sistemi [9].....	8
Şekil 2.3. Gaz türbini yakıt hücreli güç üretim sistemi şekli ve sıcaklık-entropi grafiği [7].....	10
Şekil 2.4. Gaz türbin, yakıt hücreli ve gaz türbin/yakıt hücreli güç çevrim verimlilikleri [7].....	10
Şekil 2.5. Enerji dönüşüm basamakları [11].....	11
Şekil 2.6. Tersinir durumdaki ısı makinelerinin Carnot verimlilik-güç grafiği [13].....	12
Şekil 4.1. Yanma odalı sistem akış şeması ve sistem bileşenleri.....	43
Şekil 4.2. KOYH sistem akış şeması ve sistem bileşenleri.....	45
Şekil 4.3. Kompresör	46
Şekil 4.4. Yanma Odası.....	47
Şekil 4.5. Katı oksit yakıt hücre yığını.....	50
Şekil 4.6. Gaz Türbini.....	51
Şekil 4.7. Isı Değiştiricisi.....	53
Şekil 4.8. Ekonomizer ve degazör ısı geri kazanım sistemi.....	56
Şekil 5.1. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım miktarları.....	60
Şekil 5.2. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım yüzde oranı.....	61
Şekil 5.3. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin net iş değişimi.....	62
Şekil 5.4. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin değişimi....	64
Şekil 5.5. Kompresör sıkıştırma oranının tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım miktarları üzerine etkisi.....	64
Şekil 5.6. Kompresör sıkıştırma oranı ile tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım yüzde oranı.....	65
Şekil 5.7. Kompresör sıkıştırma oranı ile sistemin net iş değişimi.....	66
Şekil 5.8. Kompresör sıkıştırma oranı ile tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin değişimi.....	67
Şekil 5.9. Hava/yakıt oranının tüm sistem bileşenleri için ekserji yıkım miktarı üzerine etkisi.....	69

Şekil 5.10. Hava/yakıt oranının tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım yüzde oranı.....	70
Şekil 5.11. Hava/yakıt oranı ile sistemin net iş değişimi.....	70
Şekil 5.12. Hava/yakıt oranı ile tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin değişimi.....	71
Şekil 5.13. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım miktarları.....	73
Şekil 5.14. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım yüzde oranı.....	74
Şekil 5.15. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin net iş değişimi.....	75
Şekil 5.16. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin değişimi.....	75
Şekil 5.17. Kompresör sıkıştırma oranının tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım miktarları üzerine etkisi.....	77
Şekil 5.18. Kompresör sıkıştırma oranı ile tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım yüzde oranı.....	78
Şekil 5.19. Kompresör sıkıştırma oranı ile sistemin net iş değişimi.....	79
Şekil 5.20. Kompresör sıkıştırma oranı ile tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin değişimi.....	79
Şekil 5.21. Hava/yakıt oranının tüm sistem bileşenleri için ekserji yıkım miktarı üzerine etkisi.....	81
Şekil 5.22. Hava/yakıt oranının tüm s sistemin bileşenleri için ekserji yıkım yüzde oranı.....	82
Şekil 5.23. Hava/yakıt oranı ile sistemin net iş değişimi.....	83
Şekil 5.24. Hava/yakıt oranı ile tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin değişimi sistemin bileşenleri için ekserji yıkım yüzde oranı.....	83
Şekil 6.1. Güç üretim sistemlerinin hava giriş sıcaklığı, kompresör sıkıştırma oranının toplam ekserji yıkım miktarları üzerine etkisi.....	85
Şekil 6.2. Güç üretim sistemlerinin hava/yakıt oranının toplam ekserji yıkım miktarı ve hava giriş sıcaklığının enerji ve ekserji verimi üzerine etkisi.....	87

GİRİŞ

Sanayi devrimi ile birlikte endüstriyel üretim ağırlıklı olarak makineleşmiş bunun sonucu olarak üretim için gerekli olan enerji ihtiyacı artmıştır. Bu dönemde enerji ihtiyacı daha çok odun, kömür, petrol gibi fosil ve biyokütle kökenli enerji kaynaklarından sağlanmıştır. Ancak yirmi birinci yüzyılda teknolojinin gelişmesi ve dünya nüfusunun hızla artması nedeniyle insanoğlunun enerjiye olan ihtiyacı her geçen yıl katlanarak artmış, geleneksel enerji kaynakları gerekli arz-talebi karşılayamaz duruma gelmiştir.

Fosil kökenli enerji kaynaklarının aşırı kullanılması atmosferdeki karbonmonoksit (CO_2) miktarını artırarak sera etkisi ile küresel ısınmaya neden olmaktadır. Ayrıca kükürtdioksit (SO_2) ve azotdioksit (NO_2) gibi diğer zararlı gazların atmosferdeki dengesi bozularak asit yağmurlarına sebep olmaktadır. Bunların sonucu olarak geleneksel enerji kaynakları havayı, toprağı, suyu ve çevreyi kirleterek küresel dengenin bozulmasına, canlı hayatını ve yaşam alanlarını tehdit eder noktaya gelmiştir. Bu yüzden temiz ve yenilenebilir yeni enerji kaynakları arayışı ortaya çıkmıştır. Günümüzde fosil kökenli enerji kaynaklarına göre daha temiz olan nükleer, güneş, rüzgar, hidrolik ve jeotermal enerji gibi alternatif ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı hız kazanmıştır. Yine de geleneksel enerji kaynaklarının tükenmesi ve çevreye olan etkileri, yenilenebilir alternatif enerji kaynaklarının ise maliyetinin yüksek olması nedeni ile enerjinin daha verimli kullanılması son yıllarda önemli bir şekilde ortaya çıkmıştır.

Enerjiden en iyi faydalanabilmek için kullanılan yakıtın enerjisinin elde edilmek istenen enerji türüne en yüksek oranda dönüştürülmesi gerekir. Enerji dönüştürücü sistemlerde enerjinin korunumu ve dönüştürülen enerjiden en yüksek oranda faydalı iş elde edilmesi termodinamikte enerji ve ekserji kavramları ile açıklanır. Termodinamiğin birinci

kanunu enerjinin yok olamayacağını enerjinin sadece bir enerji şeklinden diğer bir enerji şekline dönüşeceğini ve sürekli olarak enerjinin korunacağını ifade eder. Birinci kanun enerji şekilleri arasında fark gözetmeksizin enerjinin niceliği ile ilgilenen yani sadece enerji muhasebesini yapan bir kavramdır. Mühendislik uygulamalarında birinci kanun tek başına yeterli değildir, çünkü mühendisler enerjinin niceliği kadar niteliğiyle de yakından ilgilenirler. İşte bu noktada termodinamiğin ikinci kanunu yani ekserji kavramı ortaya çıkmaktadır. Ekserji birçok mühendislik uygulamalarında enerjinin niteliğiyle yani kullanılabilirliğini ifade eden diğer bir değişle enerjinin iş yapabilme potansiyelini belirten önemli bir kavram olarak önümüze çıkmaktadır.

Enerji ve ekserji analizi ile enerji üreten, tüketen veya dönüştüren sistemlerde enerji kayıplarının yerini ve büyüklüğünü, kullanılamaz enerjiyi tespit ederek sistemde iyileştirmeler yapılabilir. Böylece çevreyi daha az kirleterek ve doğal kaynakları daha az kullanarak üretim sağlayan daha verimli yeni teknolojiler geliştirilebilir.

1. BÖLÜM

ENERJİ VE ÖNEMİ

1.1. Enerji Nedir?

Günlük hayatta enerji sözcüğü birçok yerde değişik anlamlarda kullanılsa da mühendislik uygulamalarında hareket ve iş yapabilme yeteneği anlamlarında kullanılmaktadır. Mühendislikte termodinamik biliminin bir terimi olan enerji yok olmayan sadece bir enerji şeklinden kinetik, potansiyel, mekanik, ısı, ışık, nükleer ve kimyasal enerji gibi başka bir enerji biçimine dönüşen soyut bir kavramdır.

İnsanoğlu yaşamının her döneminde ön plana çıkan enerji, özellikle sanayinin ve teknolojinin gelişmesi ile birlikte yaşamın her alanında kullanılmaktadır. Ülkeler sürdürülebilir kalkınmalarını sağlamak için sürekli ve düşük maliyetli enerji kaynaklarına ihtiyaç duymaktadır. Sanayi devriminden sonra kullanımı hız kazanan geleneksel enerji kaynakları odun, kömür, petrol gibi kaynakların aşırı kullanılması küresel ısınma, asit yağmurları, ozon tabakasının delinmesi gibi çevresel felaketlere neden olmaktadır.

1.2. Enerji Kaynakları

Enerji kaynakları ülkeden ülkeye, coğrafik konuma ve rezerv türüne göre çeşitlilik göstermektedir. Bu enerji kaynakları, kömür, petrol doğalgaz, güneş, rüzgar, jeotermal, biyoyakıt, nükleer enerji vb. gibi kaynaklardır. Enerji kaynaklarını yenilenebilir ve yenilenemez enerji kaynakları olarak ikiye ayrılır.

1.2.1. Yenilenemez Enerji Kaynakları

Yenilenemez enerji kaynakları tekrar tekrar kullanılamayan sınırlı rezervli enerji kaynaklarıdır. Geleneksel ve fosil kökenli odun, kömür, petrol, doğalgaz gibi enerji kaynakları ve nükleer enerji kaynağı yenilenemez enerji kaynaklarına örnek verilebilir. Bu kaynakların sınırlı olması, tükenmesi ve aşırı kullanılması sonucu çevreye olan olumsuz etkileri insanoğlunu daha temiz ve sınırsız, yenilenebilir enerji kaynakları arayışına sevk etmiştir.

1.2.2. Temiz ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları

Fosil kökenli enerji kaynaklarına göre daha temiz ve çevreye olan olumsuz etkileri daha az olan tekrar tekrar kullanılabilen sınırsız enerji kaynaklarına yenilenebilir enerji kaynakları denir. Bu enerji kaynaklarına örnek olarak güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, dalga enerjisi, jeotermal enerji ve hidrolik enerji verilebilir.

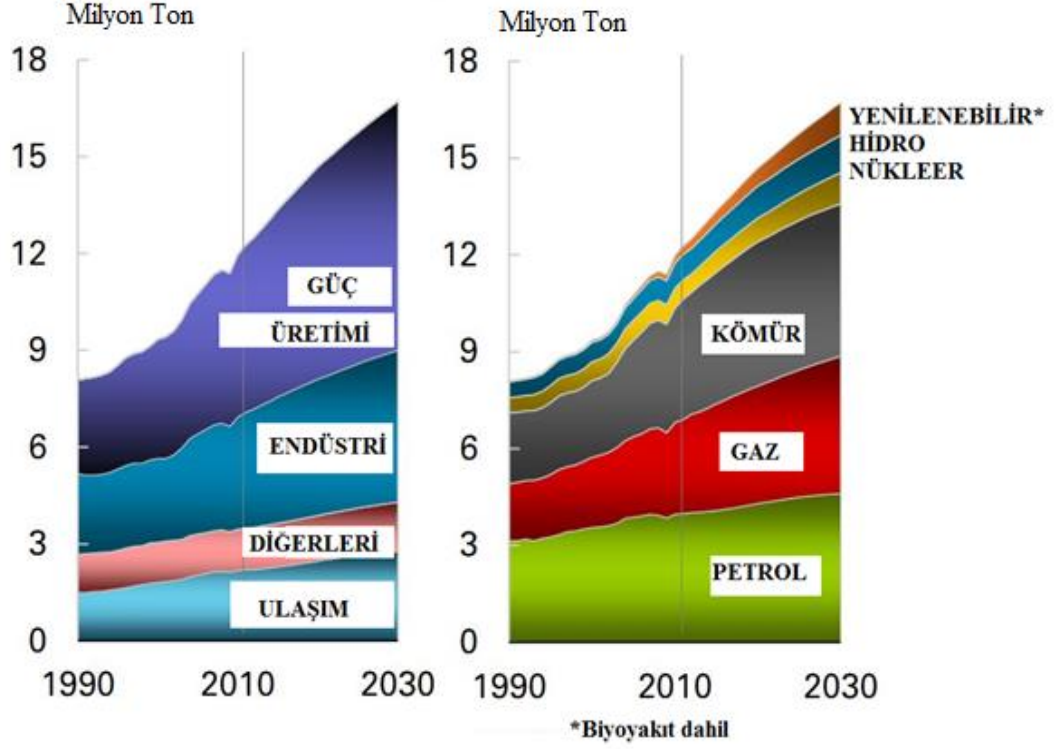
Ülkeler enerji talebinin sürekliliğini sağlamak, enerji kaynaklarını çeşitlendirmek amacı ile yatırımlarını bu yönde yapmaya hız vermiştir. Fosil kökenli enerji kaynaklarının sebep olduğu küresel ısınma, asit yağmurları, çevre kirliliği vb. nedenlerden yenilebilir enerji kaynaklarının önemi ve kullanımı her geçen gün artmaktadır. Ülkeler ileriye dönük enerji politikasında yenilebilir enerji kaynakların avantajları nedeni ile bu alanlarda ciddi proje ve yatırımlar yapmaktadır.

1.3. Dünya Enerji Politikası

Dünya nüfus artışı, hızlı kentselleşme ve sanayileşme dünya enerji talebini artırmakla birlikte enerji kaynaklarının sürdürülebilirliği ve arz güvenliği konularının önemini de artırmıştır. Ülkeler artan enerji talebini karşılamak ve dışa bağımlılığı azaltmak için hızla yerli kaynakların artırılmasına ve alternatif enerji kaynakların kullanılmasına yönelmiştir.

Dünya birincil enerji tüketimi 2011-2030 yılları arasında ortalama her yıl için %1.6 büyüyerek 2030 yılında küresel tüketime %36 büyüme eklenmesi tahmin edilmektedir. 2011-2030 yılları arasında her yıl ortalama %2.1 büyüme ile elektrik üretimi için kullanılan enerji %49' a çıkar ve bu küresel enerji büyümesinin %57'sini oluşturur.

Ortalama yıllık %1.4 artışla %31 birincil enerji kullanımı, doğrudan endüstri büyümesi ile birincil enerji tüketiminin %25'ni oluşturur [1].



Şekil 1.1. Yıllara göre sanayileşme ve milyon ton olarak artan enerji talebi [1].

1.4. Türkiye Enerji Politikası

Dünyada olduğu gibi ülkemizde de enerji tüketimi her geçen yıl artmaktadır. Bu artış talebini karşılamak için ülkemiz geleceğe yönelik politikalar üreterek proje ve yatırımlar yapmaktadır.

Türkiye'nin temel enerji politikası dışa bağımlılığın azaltılması, yenilenebilir enerji kaynaklarının azami oranda kullanılmasının sağlanması, enerji verimliliğinin artırılması, enerji alanında ülkemizin bölgesel ve küresel etkinliğinin artırılması, enerji ve tabii kaynakların üretiminde ve kullanımında çevre üzerindeki olumsuz etkilerin en aza indirilmesi şeklinde özetlenebilir [2].

1.5. Tezin Amacı ve Kapsamı

Dünya enerji talebinin hızla arttığı son zamanlarda enerjinin korunumu ve enerji kaynağından en iyi şekilde yararlanılması önem kazanan konular olmuştur. Özellikle enerji tüketiminin en çok olduğu sanayi alanında yapılan geri kazanımlar ciddi enerji tasarrufu sağlayacaktır.

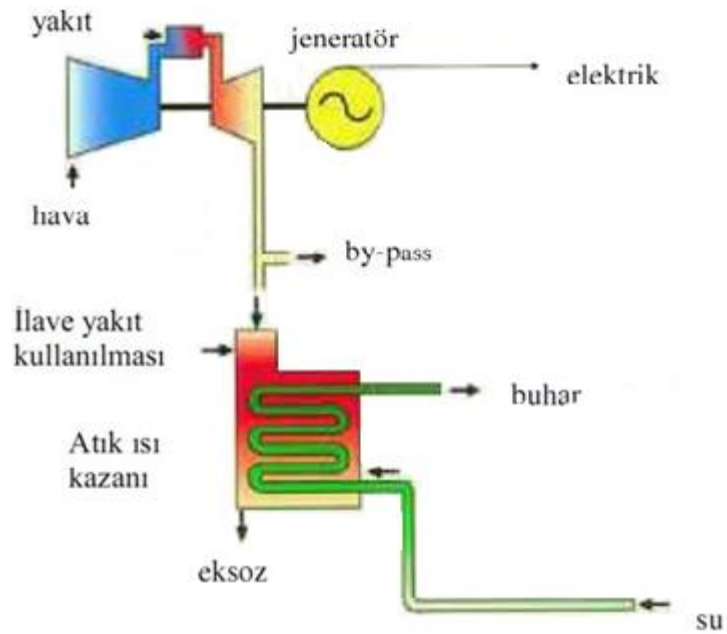
Bu nedenle bu tez çalışmasında bir güç üretim sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılarak sistemde gerçekleşen tersinmezlikler nedeni ile oluşan kayıpların yeri ve miktarı hesaplanmaktadır. Hesaplamalarda güç üretim sisteminin net iş çıkışı, enerji ve ekserji veriminin yanı sıra sistemin her bir bileşeni için ekserji yıkım miktarı ve ekserji yıkım yüzde oranının hava giriş sıcaklığı, kompresör sıkıştırma oranı ve hava/yakıt oranı etkisi ile değişimi incelenmiştir. Ayrıca bu güç üretim sistemine katı oksit yakıt hücresi (KOYH) kullanıldığı varsayılarak sistemin enerji ve ekserji analizi ile tesisin verimliliğinin nasıl değiştiği araştırılacaktır.

2. BÖLÜM

GÜÇ ÜRETİM SİSTEMLERİ

2.1. Kojenerasyon Güç Üretim Sistemleri

Kojenerasyon, dilimize İngilizce'den Combined Generation'ın kısaltması olan "Cogeneration" sözcüğünden gelmektedir. Kojenerasyon tek bir sistemden aynı anda elektrik veya mekanik enerji ile birlikte kullanılabilir ısı üretilmesidir. Daha açık bir ifade ile enerjinin hem elektrik hem de ısı formlarında aynı sistemden üretilmesine kojenerasyon veya bileşik ısı ve güç üretim sistemi denmektedir [3].

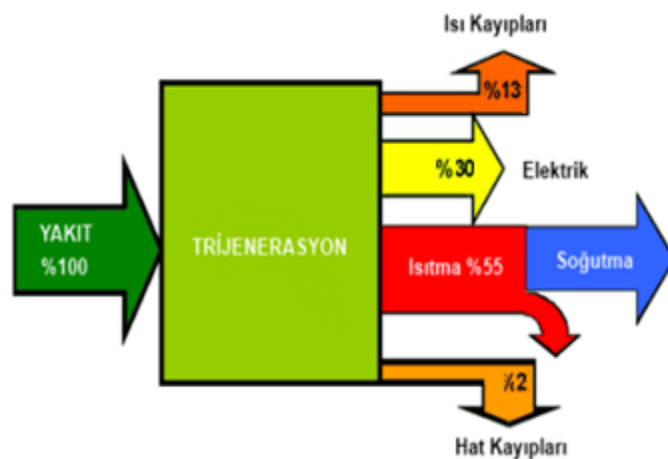


Şekil 2.1. Kojenerasyon Güç Üretim Şeması [4].

Geleneksel enerji üretim sistemlerinde sadece elektrik enerjisi üreten ve basit çevrimle çalışan gaz türbini kullandığı enerjinin %30-40 kadarını elektrik enerjisine çevirebilir. Kojenerasyon sistemleri gaz türbininden atılan yüksek sıcaklıklı egzoz gazlarındaki ısı enerjisinin büyük bir bölümü kullanılabilir enerjiye dönüştürerek toplam enerji girişinin %70-90 arasında değerlendirilmesini sağlar. Bu nedenle günümüzde ısı ve güç üretimde kojenerasyon sistemleri en verimli yöntemdir [5,6].

Gaz türbinli bir güç üretim sisteminde havayı 3-30 bar'a kadar sıkıştıran bir hava kompresörü ile yanma odasında sıkıştırılmış hava yakıtla yakılarak 800-1300°C egzoz gazı elde edilir. Elde edilen yüksek sıcaklıkta ki egzoz gazı türbinde genişleyerek 250-650°C arasında türbinden çıkar. Tüm gaz türbininin sistem verimliliği küçük ölçekli türbinler için %20, geniş ölçekli endüstriyel türbinler için %35 elektriksel verime ulaşmaktadır. Geleneksel kömür yakıtlı güç üretim sistemlerinin elektriksel verimi %35, doğal gazla çalışan tesislerin ise %40-50 arasında değişmektedir [7,8].

Kojenerasyon sistemler ile bir yerin elektrik, ısıtma ve soğutma gibi ihtiyaçları kömür, doğalgaz, çöp gazı, petrol vb. yakıtların enerjilerinden en yüksek düzeyde faydalanılarak sağlanır. Elektrik enerjisinin yanında üretilen atık ısı ile buhar, sıcak su, kurutma havasının yanında absorpsiyon sistemiyle soğuk hava veya soğuk su elde edilen sistemlere ise trijenerasyon sistemi denir.



Şekil 2.2. Trijenerasyon güç üretim sistemi [9].

Kojenerasyon sistemlerde aynı enerji kaynağından birden fazla enerji üretimi olduğu için, tek amaçlı enerji üretim sistemlerinden daha avantajlıdır. Aynı zamanda yüksek sıcaklıklı egzoz gazının geri kazanımı ile daha verimli sistemler oluşturur. Kojenerasyon sistemlerinin avantajlarını şu şekilde sıralayabiliriz:

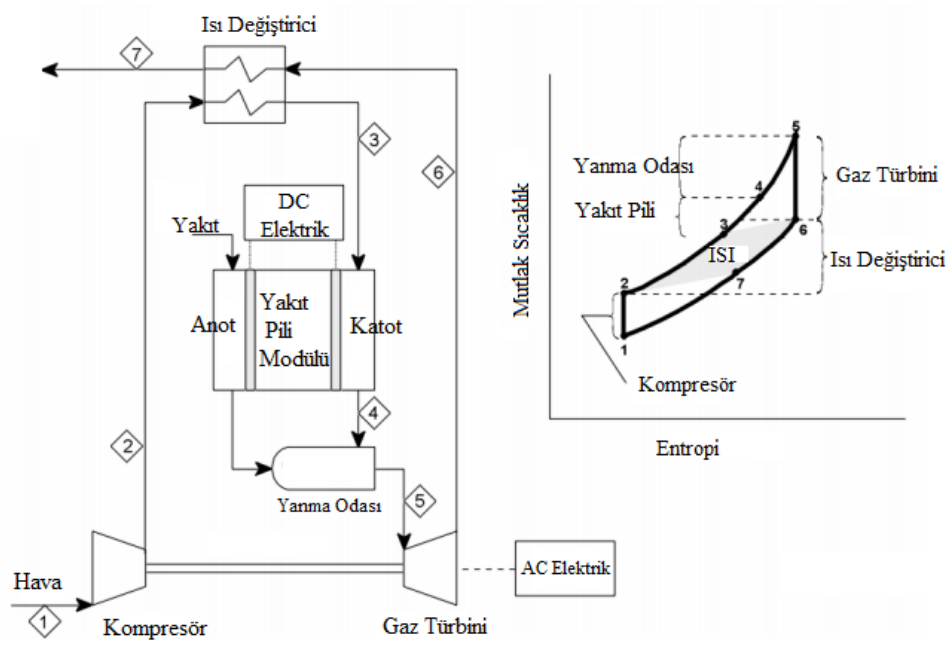
1. İşletmeler kojenerasyon sistemleri ile elektriklerini kendileri daha ucuza ürettikleri ve atık ısıdan faydalandıkları için enerjiyi daha verimli kullanırlar.
2. Kojenerasyon sistemleri enerjiyi verimli kullandıkları için üretilen kullanılabilir güç birimi başına yalnız elektrik üreten veya buhar üreten sistemlere göre çevreye daha az salınım gerçekleştirir.
3. Kojenerasyon sistemi ana şebekeye bağlı olmadığı için şebeke hattındaki voltaj düşüşlerinden ve elektrik kesintilerin etkilenmeden üretimi sürdürür. Böylece işletmelerde durmalardan ve voltaj değişiminden kaynaklanan hasar ve arızalar oluşmaz. İşletmeler elektrik dağıtım esnasında ana şebekede oluşan kayıp ve kaçaklara fazladan para vermek zorunda kalmaz.
4. İşletmeler fazla enerjiye gereksinim duyduklarında şebekeden elektrik alabildikleri gibi, elektrik üretim lisansları olması halinde sistemin ürettiği fazla enerjiyi ana şebekeye vererek fazla elektriğini satabilir [9].

2.2. Katı Oksit Yakıt Hücreli Güç Üretim Sistemleri

Hibrit gaz türbin/yakıt pili sistemi katı oksit veya eriyik karbonatlı yakıt pili gibi yüksek sıcaklıklı egzoz gazı olan yakıt pili ve gaz türbin sistemlerinin birleştirilmesiyle elektrik, güç ve ısı elde edilen sistemlerdir. Bu hibrit sistemler oldukça verimli ve üstün çevresel performansa sahiptir.

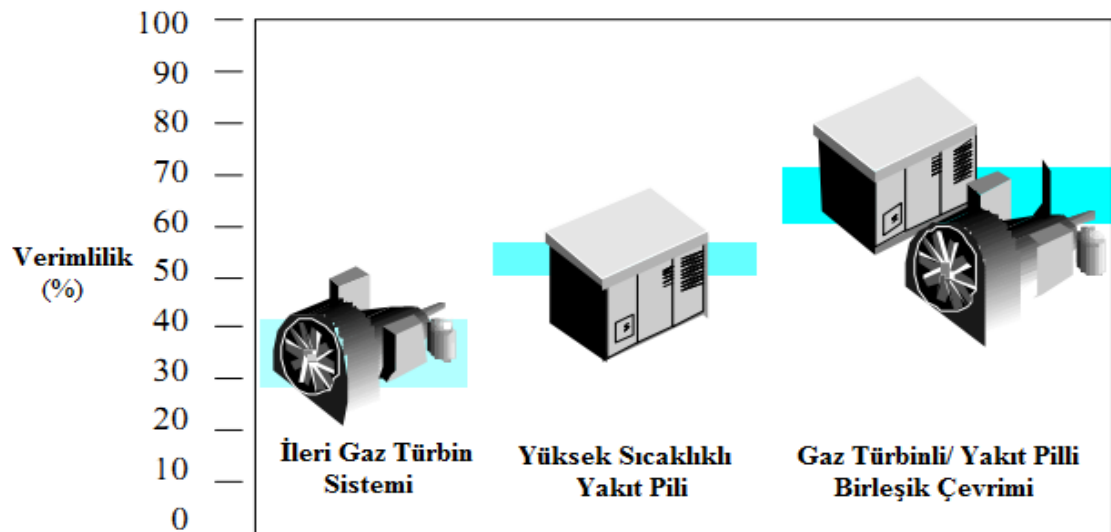
KOYH sistemine yakıt ve hava girmekte, elektrik ve sıcak su buhar veya egzoz gazı sistemden çıkmaktadır. Yüksek sıcaklıkta çıkan bu egzoz gazı türbinde kullanılarak iş elde edilmekte ve ısı geri kazanımı yapılarak sistem verimliliği artırılmaktadır.

Birleşik bir katı oksit yakıt hücreli ve gaz türbin sistemi oldukça küçük 1 MW ölçekli sistemlerde bile %60-75'lere varan yüksek elektrik verimlere ulaşmaktadır. CO₂ dışında zararlı salınımlar yok denilebilecek kadar azdır.



Şekil 2.3. Gaz türbini yakıt hücresi güç üretim sistemi şekli ve sıcaklık entropi grafiği [7].

Basit bir gaz türbinli katı oksit yakıt hücresi sistemin 250 kW ile 1 MW güç aralığında verimliliği %55-60 aralığında değişmektedir.



Şekil 2.4. Gaz türbin, yakıt hücresi ve gaz türbin/yakıt hücresi güç çevrim verimlilikleri [7].

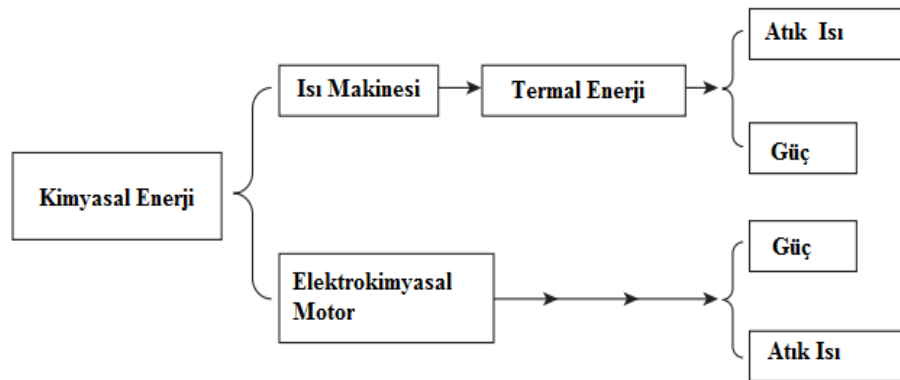
Hibrit gaz türbinli katı oksit yakıt hücreli sistemlerin verimlilikleri sistem boyutuna, tasarımına, ısı geri kazanımına, katı oksit yakıt pili ve gaz türbini teknolojisine bağlı olarak değişmektedir.

Bu oran 5-10 MW gücünde ki gaz türbinli katı oksit yakıt hücreli sistemin, içten soğutmalı ve yeniden ısıtılmalı ayrı katı oksit yakıt üreticisiyle sistem verimliliği %68'leri bulmaktadır. Sistemin toplam verimliliği, elektriksel ve termal verimliliği, %85-90'lara ulaşması beklenmektedir. Başlıca NO_x salınımı hibrit sistemlerde kullanılan geleneksel yanma odalarına bağlıdır. Bu salınım geleneksel gaz türbinlerine kıyasla oldukça düşüktür [7,8].

2.2.1. Yakıt Hücreleri ile İlgili Genel Bilgiler

Yakıt hücresinin ilk gösterimi 1839 yılında bilim adamı William Grove tarafından olmuştur. Hidrojenli yakıt hücresinin çalışma prensibi oldukça basittir. Suyu elektrik akımı verildiğinde elektrolizle hidrojen ve oksijene ayrılır, bu olayın tersi durumda elektrik akımı oluşur. Yakıt hücreleri de bu prensibe dayanan yakıtın kimyasal enerjisinden, elektrik üreten enerji dönüştürücü sistemlerdir [10].

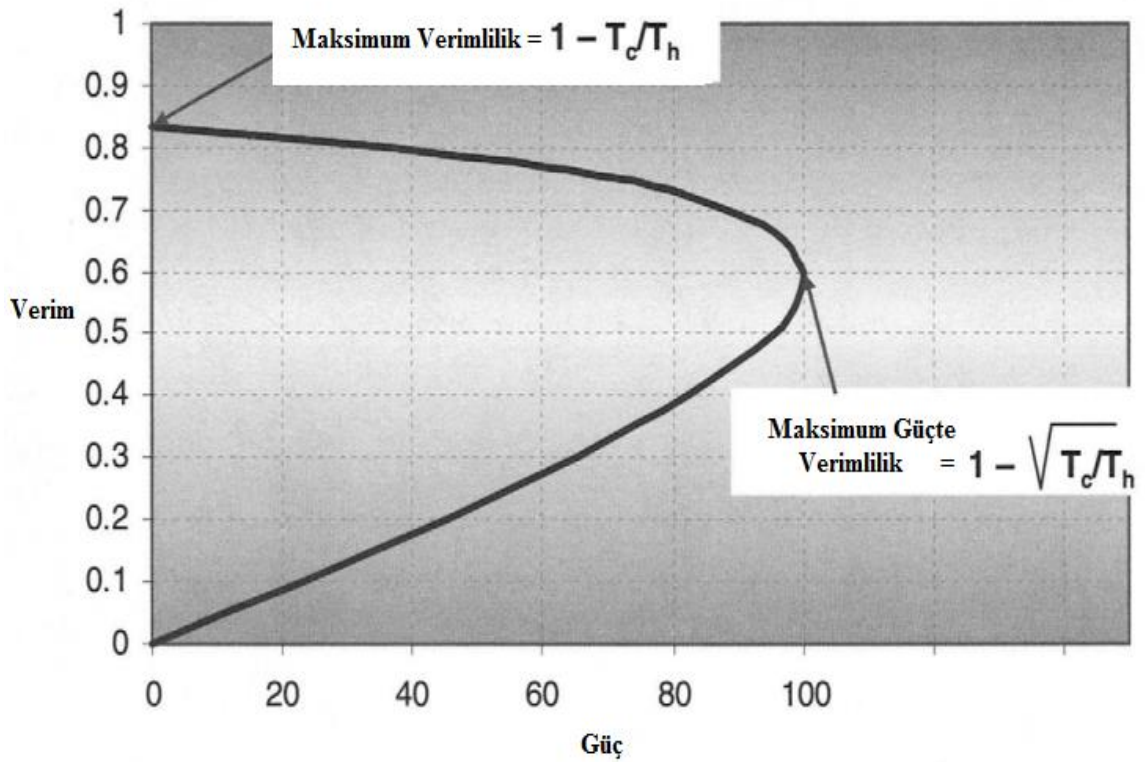
Isı motorları ile elektrokimyasal motorlar arasında arasındaki süreç farkı reaksiyonda yakıtın entalpisinin faydalı işe dönüşmesi yatmaktadır. İçten yanmalı motorlar yakıtın kimyasal enerjisini oksitleyerek yani yakarak mekanik işe dönüştürmektedir. Yakıt hücreleri ise aynı kimyasal enerjiyi doğrudan elektrik işine dönüştürür [11].



Şekil 2.5. Enerji dönüşüm basamakları [11].

Diğer bir ifade ile yakıt hücreleri yakıtın kimyasal enerjisini elektrokimyasal yolla doğrudan DC elektriğe dönüştüren enerji dönüştürücüleridir. Yakıttan elektrik enerjisi üreten tipik bir süreçte birçok enerji dönüşüm adımları vardır. Bu dönüşüm öncelikle yakıtın kimyasal enerjisi yanma ile ısıya dönüştürülür. Bu ısı daha sonra suyu kaynatmakta ve buhar üretmekte kullanılır. Üretilen buharın termal enerjisi türbinde mekanik enerjiye dönüştürülür. Mekanik enerjide jeneratörde elektrik üretmek için kullanılır. Yakıt hücrelerinin hiçbir hareketli parça bulundurmada tek basamakta elektrik üretmesi büyük avantaj olarak öne çıkmaktadır [12].

Yakıt hücreleri ısı makineleri gibi termodinamik açıdan Carnot çevrimi ile sınırlanmadan yüksek verimlilikte güç üretimi sağlayan ve düşük çevresel etkilere neden olduğu için gelecek vadede teknolojidir [13]. Yakıt pilleri elektrokimyasal enerji dönüştürücüleridir olduğu için yakıt hücrelerine bir ısı makinesi gibi Carnot verimliliği uygulanmaz. Yakıt pillerinin maksimum kuramsal verimi üst sınırı %94.5, ısı makinelerinin kuramsal verimi yaklaşık %83 civarındadır [12].



Şekil 2.6. Tersinir durumdaki ısı makinelerinin Carnot verimlilik-güç grafiği [13].

Yakıt hücreleri geleneksel enerji dönüştürücülerine göre birçok yönden gelecek vadeden teknolojilerdir. Özellikle yüksek verimliliği, hidrojenle çalışmaları nedeni ile düşük veya sıfır salınım yapmaları, hareketli parça bulundurmamaları ve uzun ömürlü olmaları, sessiz çalışmaları, boyut ağırlık güç oranlarının çok yüksek olması, basitliği ve modüler yapılarda bulunmaları nedenleri ile dikkat çeken teknolojilerdir. Taşınabilir elektronik cihazlar ve araçlarda, uzay çalışmalarında otomobillerde, bileşik ısı güç tesislerinde enerji geri kazanım ve güç dağıtım sistemlerinde, taşınabilir güç sistemlerinde ve askeri alanlarda uygulanabilmektedir [12].

3. BÖLÜM

TERMODİNAMİK KAVRAMLAR VE ANALİZ

3.1. Termodinamik ve Enerji

Termodinamik enerji bilimi olarak tanımlanabilir. Enerjide değişikliklere neden olan etki olarak düşünülebilir. Günümüzde bu terim güç üretimi soğutma, maddelerin arasındaki ilişkiler ile enerji ve enerji dönüşümleri her yönüyle ifade eden bir anlam taşımaktadır.

Sistem sınırları kapalı veya açık olabilir. Kapalı sistem sınırlarında kütle geçişi olmaz ama enerji geçişi olabilir.

Yani sistem sınırlarından enerji geçişi sadece ısı ile olup hiçbir şekilde kütle geçişi ile enerji aktarımı olmayan sistemlere kapalı sistem diğer adıyla kontrol kütlesi denir. Sistem sınırlarından enerji geçişi ısı ile olduğu gibi kütle geçişiyle de gerçekleşen yani sistem sınırlarından kütle giriş çıkışı da olan sistemlere açık sistem diğer adıyla kontrol hacmi denir. Kontrol hacimlerinin sınırlarına kontrol yüzeyi adı verilir ve bu yüzey gerçek olduğu gibi hayali olduğu da kabul edilir. Kontrol hacimleri sabit, hareketli, gerçek ve hayali sınırlara sahip olabilir [14].

3.2. Termodinamiğin Birinci Yasası

Doğanın en temel yasalarından biri enerji korunumu ilkesidir. Bu yasa genel olarak, enerjinin bir biçimden diğer bir biçime dönüşebileceğini ama toplam miktarın sabit kalacağını belirtir. İşte bu noktada termodinamiğin birinci kanunu deneysel gözlemlere dayanarak, enerjinin var ya da yok edilemeyeceğini sadece bir biçimden diğer bir biçime dönüşebileceğini vurgulayarak bu doğal olguyu açıklar [14].

Enerji korunumu ilkesine göre açık veya kapalı sisteme giren veya çıkan enerji dengededir ve bu toplam enerji değişimine eşittir.

$$E_g - E_ç = \Delta E_{\text{sistem}} \quad [\text{kJ}] \quad (3.1)$$

Bir sistemdeki enerji değişimi de şu şekilde tanımlanır;

Enerji değişimi = Son haldeki enerji - İlk haldeki enerji

$$\Delta \dot{E}_{\text{sistem}} = \dot{E}_s - \dot{E}_i = \dot{E}_2 - \dot{E}_1 \quad (3.2)$$

Termodinamik sistemin herhangi bir anının enerjisi ile değil sadece toplam enerjideki değişimlerle ilgilenir. Toplam enerji iç enerji (duyulur, gizli, kimyasal ve nükleer), kinetik potansiyel, elektrik ve manyetik gibi farklı biçimlerde bulunabilir. Termodinamik açıdan sistemin enerjisi iç enerji (U), kinetik enerji (KE) ve potansiyel enerjideki (PE) değişimleri içerir:

$$\Delta E = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE \quad (3.3)$$

şeklinde ifade edilir.

$$\Delta U = m(u_2 - u_1) \quad (3.4)$$

$$\Delta KE = \frac{1}{2} m (V_2^2 - V_1^2) \quad (3.5)$$

$$\Delta PE = m g (z_2 - z_1) \quad (3.6)$$

Bir sisteme veya sistem enerji, ısı (Q), iş (W) ve kütle akışı (m) ile üç farklı şekilde aktarılır. Böylece enerji korunumu daha açık bir ifadeyle açık sistem,

$$\dot{E}_g - \dot{E}_ç = (\dot{Q}_g - \dot{Q}_ç) + (\dot{W}_g - \dot{W}_ç) + (\dot{E}_{\text{kütle,g}} - \dot{E}_{\text{kütle,ç}}) = \Delta \dot{E}_{\text{sistem}} \quad (3.7)$$

Genel ifade ile enerji korunumu denklemi birim zamana bağlı olarak

$$\dot{E}_g - \dot{E}_ç = \frac{dE_{\text{sistem}}}{dt} \quad [\text{kW}] \quad (3.8)$$

şeklinde yazılır [14].

3.3. Termodinamiğin İkinci Yasası

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunumu prensibini ifade eder, ancak söz konusu sürecin gerçekleşip gerçekleşemeyeceği hakkında bilgi vermez. Süreçler sadece enerji korunumu prensibiyle açıklanamaz. Örneğin kapalı kaptaki bir sıvı kaptaki mekanik karıştırıcı ile karıştırılarak sıvının iç enerjisi artırılabilir, fakat mekanik karıştırıcı durduğunda sıvının iç enerjisinin azalması ile mekanik karıştırıcıyı ters yönde çevirmek mümkün değildir. Buna benzer örnekler termodinamiğin birinci kanunun süreçlerin enerji analizi için gerekli fakat yeterli olmadığını, bu süreçlerin fiziksel olarak gerçekleşip gerçekleşemeyeceğini açıklayacak bir kurala ihtiyaç olduğunu göstermektedir. İşte bu noktada termodinamiğin ikinci kanunu verilen termodinamik durumdaki bir sistemin, verilen başka bir termodinamik duruma, daha önceden belirlenen bir süreçle, durum değiştirip değiştiremeyeceğini belirler [15].

Termodinamiğin ikinci yasası sadece hal değişiminin yönünü belirtmekle kalmaz aynı zamanda enerjinin niceliği yanında niteliğinin de önemini vurgular. Birinci yasa enerjinin niceliği üzerinde durur ve enerjinin bir biçimden diğerine dönüşümü sırasındaki değişimleri sayısal olarak belirtir. Termodinamiğin ikinci yasası enerjinin niteliğini ve hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamak için somut yöntemler ortaya koyar [14].

Termodinamiğin ikinci yasasının birçok ifadesi vardır. İkinci yasanın en iyi iki ifadesi Kelvin-Planck ve Clausius ifadeleridir.

Kelvin-Planck ifadesi ikinci yasanın ısı makinalarıyla doğrudan ilgili olan ifadesidir. “Bir aletin sabit sıcaklıktaki bir cisimle ısı alışverişi yaparak bir çevrim boyunca çalışması ve iş sağlaması mümkün değildir.” Kelvin-Planck diğer bir ifadeyle hiçbir alet bir çevrim boyunca bir kaynaktan ısı alarak bu ısının tamamını işe dönüştürmesi mümkün olmadığını açıklar.

Clausius ifadesi ikinci yasanın soğutma makinalarıyla ilgili olan ifadesidir. “ Bir aletin, başka bir etki yapmadan bir cisimden daha yüksek sıcaklıkta başka bir cisme ısı iletmesi mümkün değildir” şeklindedir [16].

İkinci yasadan elde edilen sonuçlarla ısı makinalarının maksimum verimleri ve soğutucuların maksimum etki katsayıları saptanabilir. Diğer bir ifade ile ısıtma ve soğutma makinalarının kuramsal sınırları belirlenebilir. İkinci yasa yoluyla herhangi bir hal değişiminin gerçekleşip gerçekleşmeyeceği, bir kimyasal reaksiyonun veya hal değişiminin hangi yönde gerçekleşeceği tahmin edilebilir [16].

3.3.1. Entropi

Entropi bir sistemdeki düzensizliğin ve karmaşanın ölçüsü olarak görülebilir. Diğer bir ifade ile entropi moleküler düzensizlik ölçüsüdür. Clausius eşitsizliği matematik gösterimi aşağıdaki gibi ile ifade edilir.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (3.9)$$

Clausius 1865 yılında yeni bir termodinamik özellik bulunduğunu anlamış ve bu özelliğe entropi adını vermiştir. Entropi S ile gösterilir ve aşağıda verildiği gibi tanımlanır:

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{içten, tr} \quad \left[\frac{kJ}{K} \right] \quad (3.10)$$

Bir çevrim boyunca integrali sıfır olan bir büyüklük sadece hale bağlıdır ve hal değişiminin izlediği yoldan bağımsızdır. Entropi de belirli hallerde belirli değer alır ve hal değişimi sırasında izlenen yoldan bağımsız olduğu için bir özelliktir [14].

Bir sistem sadece entropi üretebilir ve entropi yıkımı diye bir şey söz konusu değildir. Sistem sınırlarından enerji geçişiyle bir sistemin entropisi artabilir ya da azalabilir [17].

3.3.2. Entropi Artışı

Entropi üretimi tümüyle tersinmezlikler ile ilgilidir. Entropi üretimi her zaman sıfır veya pozitif değer alır. Bu nedenle bu ifade entropinin artış ilkesi olarak bilinir.

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{\text{üretim}} \quad (3.11)$$

Sistem ve çevresindeki entropi değişimi entropi üretimine eşittir. Bu nedenle entropi artışı ilkesi şu şekilde yazılabilir:

$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} = \Delta S_{\text{sis}} + \Delta S_{\text{çevre}} \geq 0 \quad (3.12)$$

Sistemin entropi değişimi değişimi negatif olabilir, fakat entropi üretimi negatif olamaz.

Entropinin artış ilkesi şu şekilde özetlenebilir:

$$S_{\text{üretim}} \begin{cases} > 0 & \text{Tersinmez hal değişimi} \\ = 0 & \text{Tersinir hal değişimi} \\ < 0 & \text{Gerçekleşmesi olanaksız hal değişimi} \end{cases} \quad (3.13)$$

Entropi kavramı hal değişimlerinin her hangi bir yönde değil, sadece belirli bir yönde gerçekleşebileceğini bu da entropinin artışı yönünde olacağını açıklar. Enerjinin korunumu olur fakat entropi korunumu söz konusu değildir. Enerji geçişi ısı veya iş olarak gerçekleşebilir ama entropi geçişi sadece ısı geçişi ile olur. İş etkileşiminde entropi geçişi olmaz bu yüzden iş ısıya göre daha nitelikli bir enerjidir. Entropi üretimi hal değişimleri sırasında tersinmezliklerin bir ölçüsüdür. Tersinmezliklerin varlığı da mühendislik sistemlerinin verimlerini azalttığı için entropi üretimi istenmeyen bir durumdur [14].

3.4 Ekserji ve İlgili Temel Kavramlar

Ekserji konusu ile birlikte ölü hal, sınırlı ölü hal, ekserji bileşenleri, fiziksel ekserji, kimyasal ekserji, ekserji dengesi, ekserji transferi, ekserji verimi gibi yeni tanımlar ve kavramlar ortaya çıkmaktadır.

Bir sistemin termodinamik durumu, ortamın termodinamik durumundan farklı ise ortam ile ısı, iş ve kimyasal enerji alışverişi yaparak iş üretebilir. Sistemin iş üretebilme kabiliyeti sistemin termodinamik durumu ortam termodinamik durumuna yaklaştıkça azalır. Sistemin termodinamik durumu ortam termodinamik aynı olduğunda sistem ısı, iş ve kimyasal enerji alışverişi yaparak iş üretemez duruma gelir. Basit sıkıştırılabilir saf maddeden oluşan sistemin hiçbir şekilde iş üretebilme imkanının kalmadığı termodinamik duruma ölü hal denir. Ölü halde sistemin sistemin sıcaklığı T , ortam sıcaklığı T_0 'a, basıncı P ortam basıncı P_0 'a ve kimyasal bileşeni de ortamın kimyasal bileşeni ile aynı olacaktır. Bazı durumlarda sistemin termodinamik durumu ortam ile sadece ısı ve iş alışverişi yaparak iş üretebilir, sistem ortam ile ısı ve mekanik dengede olduğu bu termodinamik duruma sınırlı ölü hal denir [15].

3.4.1. Ekserji

Kullanılabilir enerji olarak tanımlanan ekserji kavramı ile ilgili literatürde birçok değişik tanımlar vardır.

- Isıl sistemlerde tüketilen enerji değil, enerjinin iş yapabilme yeteneği (kabiliyeti, potansiyeli) olarak tanımlanan kalitesidir. Enerjinin iş yapabilme yeteneğinin ölçüsü de ekserji olarak adlandırılır [15].
- Bir sistem belirli bir başlangıç halinden çevre haline yani ölü hale geçtiği tersinir bir hal değişimi geçirdiğinde, o sistemden en fazla iş elde edileceği haldeki sistemin yararlı iş potansiyeline ekserji denir [14].
- Bir sistemin bir halindeki ekserjisi diğer bir ifade ile kullanılabilirliği, sistemin bu hal ile ölü hal arasında, atmosferle ısı alışverişi yaparak hal değiştirdiği sırada sağladığı maksimum faydalı iştir [16].
- En fazla yararlı iş (mil veya elektrik işi) sistemlerin sadece çevre ile ısı transferi etkileşimi gerçekleştirerek dengeye gelmesi ile elde edilebilir, diğer bir ifade ile sistemin çevreden farkı durumuna ekserji denir [18] .
- Bir sistemin, sistem bileşeni ve belirlenmiş referans çevreye göre en fazla yaptığı mil işine sistemin ekserjisi denir [17].

Yukarıda bahsedildiği gibi ekserji kavramının değişik şekillerde tanımlaması vardır. Kısaca ekserji enerjinin iş yapabilme yeteneğinin ölçüsüdür. Örneğin güç santrallerinde 1 kJ elektriğin (işin) iş yapabilme yeteneği, enerjisi 1 kJ olan su buharının iş yapabilme yeteneğinden daha fazladır. Termodinamiğin birinci kanununa göre nicelik olarak 1 kJ elektrik enerjisiyle, 1 kJ su buharı enerjisi aynıdır. Fakat termodinamiğin ikinci kanuna göre nitelik bakımından farklıdır yani elektriğin ekserjisi su buharının ekserjisinden daha fazladır. Sonuç olarak elektrik ekonomik olarak daha değerli bir enerji kaynağıdır [15].

Ekserjinin bazı önemli karakteristik özellikleri şöyledir:

- Bir sistem çevre ile tamamen dengede ise hiçbir ekserjisi yoktur. Süreci tetikleyecek sıcaklık basınç ve konsantrasyon gibi hiçbir farklılık gözlenmez.

- Ekserji artışı çevre durumundan daha fazla uzaklaşmadır. Örneğin belirli bir miktarda sıcak su yaz ayına göre kış ayında daha fazla ekserjiye sahiptir. Aynı şekilde bir buz blok kış ayında az miktarda ekserji taşırken, yaz ayında daha fazla ekserjiye sahiptir.
- Enerji kalitesini kaybeder, ekserji yok olur. Bu yüzden ekserji ekonomik değeri ve kıymeti açısından dikkatli yönetilmesi gereken enerjinin faydalı kısmıdır.
- Ekserji sadece sistemin durumu ve akışına bağlı değil, aynı zamanda çevre durumuna da bağlıdır.
- Ekserji verimliliği ideale veya tersinmezliğe yaklaşmanın bir ölçüsüdür.
- Ekserji genellikle kıymetli bir enerji kaynağı olarak göz önünde bulundurulur.
- Enerjinin yüksek ekserji içerikli şekli, enerjinin düşük ekserji şekillerinden daha değerli ve faydalanılabilir. Örneğin fosil yakıtlar yüksek enerji ve ekserji içeriklidir. Çevre şartlarına yakın atık ısının enerjisi ise düşük ekserjilidir [17].

3.4.2. Ekserji Bileşenleri

Nükleer, magnetik, elektriksel ve yüzey gerilim etkilerinin olmadığı bir durumda sistemin toplam ekserjisi X , fiziksel ekserji X_{fe} , kinetik ekserji X_{ke} , potansiyel ekserji X_{pe} ve kimyasal ekserjisi X_{kim} , Eşitlik 3.14’de verildiği gibi dört bileşene ayrılır.

$$X = X_{fe} + X_{ke} + X_{pe} + X_{kim} \quad (3.14)$$

Ekserji yaygın bir özellik olmasına rağmen, daha çok birim kütle veya mol başına gösterilmesi daha uygundur. Toplam özgül ekserji Eşitlik 3.15’deki gibi verilir.

$$x = x_{fe} + x_{ke} + x_{pe} + x_{kim} \quad (3.15)$$

Birim kütle başına sistemin kinetik ekserjisi ve potansiyel sırasıyla aşağıdaki Eşitlik 3.16 ve 3.17’de olduğu gibi gösterilir.

$$x_{ke} = \frac{1}{2} v^2 \quad (3.16)$$

$$x_{pe} = gz \quad (3.17)$$

Burada v hızı, g yerçekimi ivmesini ve z ise çevreye göre ilgili koordinatı yani yüksekliği gösterir. Potansiyel ve kinetik ekserjiyi formülde yerine koyduğumuzda Eşitlik 3.18 elde edilir.

$$x = x_{fe} + \frac{1}{2} v^2 + gz + x_{kim} \quad (3.18)$$

Eğer sistem çevre ile hareketsiz bir durumda ise ($x_{ke} = x_{pe} = 0$) olur [18] .

Belirli bir durumda kapalı bir sistemin fiziksel ekserjisi Eşitlik 3.19 ile ifade edilir.

$$X_{fe} = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (3.19)$$

Burada U , V ve S sırasıyla sistemin iç enerjisini, hacmini ve entropisini aynı şekilde U_0 , V_0 ve S_0 değerleri de sırası ile sistemin sınırlı ölü halini T_0 , P_0 ise ortam sıcaklığını ve basıncını göstermektedir [18] .

Sınırlı ölü durumda kontrol kütlesi, ortam ile ısı ve mekanik dengededir, ancak kimyasal dengede değildir. Ortam ile kontrol kütleinin kompozisyonları, dolayısıyla kimyasal potansiyelleri aynı değildir. Sınırlı ölü durumda ki ortam ve kontrol kütleinin kimyasal potansiyellerinin arasındaki bu farktan yararlanılarak, termomekanik ekserji olarak ifade edilen işten daha fazla iş üretebilmek mümkündür. İşte aradaki bu farka kimyasal ekserji denir.

$$\bar{x}^{kim} = \sum_j y_i (\mu_{j0} - \mu_{j00}) \quad (3.20)$$

$$\bar{x}^{kim} = \sum_i^n y_i \bar{x}_i^{kim} + R_u T_0 \sum_{i=1}^n (y_i \ln y_i) \quad (3.21)$$

Burada $\bar{x}^{kim}$ her türün mol başına kimyasal ekserjisini, μ_{j0} türün kimyasal potansiyelini, μ_{j00} türün referans çevre koşullarına göre kimyasal potansiyelini, y_i türün mol kesrinini ve R_u universal gaz sabitini temsil etmektedir [18].

3.5. Isı, İş ve Kütle ile Ekserji Geçişi

Ekserji geçişi enerji geçişi gibi bir sisteme veya sistemden ısı, iş veya kütle akışı üç farklı şekilde geçebilir. Ekserji geçişi sistem sınırından, bir hal değişimi sırasında sistem tarafından kazanılan veya kaybedilen ekserjiyi temsil eder.

Isı enerjinin düzenli olmayan bir şeklidir ve bu yüzden ısıнын yalnızca bir kısmı yani ısı enerjisinin düzenli şekli işe dönüştürülür. Isı geçişine daima bir enerji geçişi eşlik eder. Isı ile olan ekserji geçişi ($X_{\text{ısı}}$);

$$X_{\text{ısı}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad [\text{kJ}] \quad (3.22)$$

burada T mutlak sıcaklık, Q ısı geçişi miktarını göstermektedir.

Ekserji yararlı iş potansiyelidir ve iş ile gerçekleşen ekserji geçişi ise şöyledir:

$$X_{\text{iş}} = \begin{cases} W - W_{\text{çevre}} & (\text{sınır işi için}) \\ W & (\text{işin diğer şekilleri için}) \end{cases} \quad (3.23)$$

Kütle, enerji ve entropinin yanında ekserjide içerir ve bir sistemin ekserjisi, enerji ve entropi içeriği kütle ile orantılıdır. Bir sisteme veya sistemden içeri ve dışarı ekserji geçişi kütle akış miktarı ile orantılıdır. m miktarda bir kütle sisteme girdiğinde gerçekleşen ekserji geçişi Eşitlik 3.25’de ifade edilir:

$$X_{\text{kütle}} = m\psi \quad (3.24)$$

burada ψ birim kütle başına olan ekserji geçişidir ve Eşitlik 3.26 ile hesaplanır.

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.25)$$

3.6. Ekserjinin Azalması ve Ekserji Yok Oluşu

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunumu ilkesini ve ikinci yasanın ifadelerinden biri kabul edilebilecek entropi artış ilkesini ifade etmektedir. Termodinamiğin ikinci yasasının diğer bir ifadesi de entropinin artışı ilkesinin tersi olan ekserji azalması ilkesidir.

$$\Delta X_{\text{yalıtılmış}} = (X_2 - X_1)_{\text{yalıtılmış}} \leq 0 \quad (3.26)$$

Bir hal değişimi boyunca yalıtılmış bir sistemin ekserjisi her zaman azalır veya tersiniz bir durum için sabit kalır. Başka bir ifade ile ekserji asla artmaz ve gerçek bir hal değişimi sırasında yok olur. Yalıtılmış bir sistem için ekserji azalması ekserji yok oluşumuna eşittir.

Sürtünme, karışım, kimyasal tepkimeler, sonlu sıcaklık farkı ile ısı geçişi, serbest genişleme, sanki dengeli olmayan sıkıştırma veya genişleme gibi tersinmezlikler daima entropi üretir ve entropi üreten herhangi bir şey ekserjiyi yok eder.

$$X_{\text{yok olan}} = T_0 S_{\text{üretim}} \geq 0 \quad (3.27)$$

Yok olan ekserji herhangi bir gerçek hal değişimi için pozitif bir nicelik ve tersinir bir hal değişimi için sıfırdır. Yok olan ekserji kaybedilen iş potansiyelini yani tersinmezliği veya kayıp işi ifade eder. Ekserjinin azalması ilkesi aşağıda verildiği gibi özetlenebilir:

$$X_{\text{yok olan}} \begin{cases} > 0 & \text{Tersinmez hal değişimi} \\ = 0 & \text{Tersinir hal değişimi} \\ < 0 & \text{Gerçekleşmesi olanaksız hal değişimi} \end{cases} \quad (3.28)$$

Ekserji azalması ilkesi, bir sistemin ekserjisinin artmayacağı anlamına gelmez. Bir sistemin ekserji değişimi, hal değişimi sırasında pozitif veya negatif olabilir, ancak ekserji yıkımı negatif olamaz.

3.7. Ekserji Dengesi

Bir hal değişimi boyunca sistemin ekserji değişimi, sistemin sınırından olan net ekserji geçişi ile tersinmezliklerin sonucu olarak sistemin sınırları içerisindeki ekserji yok oluşu arasındaki farka denir ve bu ilişkiye ekserji dengesi

$$X_{\text{giren}} - X_{\text{çıkan}} - X_{\text{yok olan}} = \Delta X_{\text{sistem}} \quad (3.29)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Kapalı bir sistem bir sistemde kütle giriş çıkışı olmadığı için kütle akışı ile ekserji geçişi olmaz.

$$X_{\text{ısı}} - X_{\text{iş}} - X_{\text{yok olan}} = \Delta X_{\text{sistem}} \quad (3.30)$$

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - \left[\dot{W} - P_0 (V_2 - V_1) \right] - T_0 S_{\text{üretim}} = X_2 - X_1 \quad (3.31)$$

3.33 eşitliği kapalı sistemde k konumunda, T_k sıcaklığındaki sınırdan geçen Q_k kadar ısının ve işin ekserji dengesi ifadesidir. Birim zaman için eşitlik 3.34'deki gibi ifade edilir:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{sistem}}}{dt} \right) - T_0 S_{\text{üretim}} = \frac{dX_{\text{sistem}}}{dt} \quad (3.32)$$

Kontrol hacimlerinde ekserji dengesi kapalı sistemlerden farklı olarak sistem sınırlarından kütle giriş çıkışı olması nedeniyle ve bu kütlenin enerji, entropi içerdiği gibi ekserjide içermesinden sistemin ekserji dengesinde yeni bir bağıntı olarak göz önünde bulundurulmalıdır.

$$X_{\text{ısı}} - X_{\text{iş}} - X_{\text{kütle, g}} - X_{\text{kütle, ç}} - X_{\text{yok olan}} = (X_2 - X_1)_{\text{KH}} \quad (3.33)$$

veya

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - \left[\dot{W} - P_0 (V_2 - V_1) \right] + \sum_g \dot{m} \psi - \sum_{\text{ç}} \dot{m} \psi - X_{\text{yok olan}} = (X_2 - X_1)_{\text{KH}} \quad (3.34)$$

birim zaman için aşağıdaki gibi ifade edilir [3].

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{KH}}}{dt} \right) - \sum_g \dot{m} \psi - \sum_{\text{ç}} \dot{m} \psi - \dot{X}_{\text{yok olan}} = \frac{dX_{\text{KH}}}{dt} \quad (3.35)$$

3.8. Ekserji Verimliliği

Ekserji verimi termodinamiğin ikinci kanununa dayanan bir verimliliktir. Enerji ve ekserji bakış açısından, girdilerin ürünlere ne kadar etkin bir şekilde dönüştürüldüğünün oranıdır. Enerji verimliliği şu şekilde ifade edilebilir:

$$\eta = \frac{\text{Ürünlerin enerji çıktısı}}{\text{Enerji girdisi}} = 1 - \left[\frac{\text{Enerji kaybı}}{\text{Enerji girdisi}} \right] \quad (3.36)$$

ekserji verimliliği ise şu şekilde ifade edilir:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Ürünlerin ekserji çıktısı}}{\text{Ekserji girişi}} = 1 - \left[\frac{\text{Ekserji kaybı}}{\text{Ekserji girişi}} \right] \quad (3.37)$$

Ekserji verimliliği η_{II} , belirli şartlar altında enerjinin en fazla kullanılabilirliğini ifade ettiği için enerji verimliliğinden η daha iyi performansı anlamamızı sağlar [17].

Ekserji analizi, ısı sistemlerinde kaybın yerinin ve miktarının belirlenmesinde yardımcı olur. Kayıpların azaltılması ve daha verimli ısı sistemlerin tasarlanması için uygulanması gereken yöntemler hakkında bilgi verir. Güç santrallerinde sadece enerji açısından baktığımızda, santral verimi etkileyen en önemli etkenin kondenser tarafından kaybolan ısı transferi olduğunu düşünürüz. Ancak ekserji analizine göre güç santrallerini verimi etkileyen en önemli bileşen buhar kazanıdır. Kondenserde oluşan kayıplar buhar kazanında ki tersinmezliklerden kaynaklanan kayıplar çok daha küçük olduğu için verime etkisi yok sayılabilecek kadar azdır. Bu yüzden sistemin verimini artırmak için buhar kazanında oluşan tersinmezliklerin azaltılması yönünde iyileştirme yapmak gerekmektedir [15].

3.9. Güç Üretim Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizleri ile İlgili Yapılmış Çalışmalar

Kuzgunkaya [19], güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı (jeotermal) ısı pompalı bir kurutucunun enerji ve ekserji analizinde kurutucunun ekserji verimini, iki farklı yaklaşım kullanarak belirlemiştir. Birincisi, ürün ekserjisinin, ekserji girdisine oranına dayandırırken, ikincisini ise, ürün/yakıt temeline göre hesaplamıştır. Ekserji verimliliği değerlerinin, birinci yaklaşım için %81.35 ile %87.48 arasında olduğunu, ikinci yaklaşım için ise %9.11 ile %15.48 arasında değiştiğini bulmuştur.

Özgener [20], rüzgar türbin sistemlerinin güvenilirlik ve ekserji analizi çalışmasında, Eylül 2002 ve Kasım 2003 tarihleri arasında bir durum çalışmasında rüzgar türbini ekserji verimliliğini %0-48.72 oranında olduğunu bulmuştur.

Pope ve ark. [21], yatay ve dikey eksenli rüzgar türbinlerinin enerji ve ekserji verimliliği karşılaştırması çalışmasında yatay rüzgar türbininin birinci ve ikinci kanun

verimliliklerini %50-%53, dikey rüzgar türbinlerinin ise %44-55 arasında olduğunu öngörmüştür.

Koroneos ve ark. [22], yenilenebilir enerji kaynaklarının ekserji analizi çalışmasında rüzgar enerjisiyle elektrik üretim sisteminin ekserji verimliliğini %39 olduğunu saptamıştır.

Rabbani ve ark. [23], bir rüzgar türbininin kombine çevrim göre termodinamik değerlendirilmesi çalışmasında analiz sonuçlarında artan yanma sıcaklığı kritik hızı ve kütle akış oranını azalttığını göstermiştir. Rüzgar hızındaki artışlar ise tüm sistemin hem enerji hem de ekserji verimliliklerini azalttığını belirtmişlerdir.

Çoskun [24], adsorpsiyonlu güneş enerjili sistemlerde ekserji analizi çalışmasında güneş enerjili adsorpsiyonlu gündüz soğutma sistemdeki elemanları ünite ünite ele alınıp ekserji analizi uygulanmıştır. Güneş enerjisi sisteminin ana elemanlarına ekserji analizi uygulayarak, ekserji kayıplarını saptamış ve ekserjik verim elde etmiştir. Verimliliğe tesir eden değişik sıcaklık değerleri için tesirlilik değerleri incelemiştir.

Çomaklı [25], Atatürk Üniversitesi ısıtma merkezinin enerji ve ekserji analizi çalışmasında kazan enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %91.41 ve %24.81 bulurken tüm sistemin enerji verimi %83, ekserji verimi ise %10.8 olduğunu hesaplamıştır.

Hacıoğlu [26], biyokütlenin kullanıldığı termokimyasal dönüşüm proseslerinin modellenmesi ve ekserji analizi çalışmasında yapılan simülasyonlar yardımıyla kütle-enerji dengeleri kurulmuş ve bunlara göre proseslerin giriş ve çıkış akımlarının ekserjileri hesaplanmıştır. Hesaplanan ekserjilere göre ekserjetik verimlilikler belirlenmiştir. Ekserjetik verimlilik kimyasal ve toplam ekserjiye göre tanımlanmış ve sonuçlar değerlendirilerek verimliliği yüksek olan süreçler ve süreç koşulları belirlenmiştir.

Çalışkan [27], içten yanmalı motorlarda ekserji analizi çalışmasında Dizel No. 2, soya yağı katkılı metil ester genetiği değiştirilmiş yüksek oleikli soya yağlı metil ester yakıtları kullanan dört stroklu, 4.5L, John Deere 4045T dizel motoruna enerji ve ekserji analizi uygulamıştır. Enerji (termal) ve ekserji verimleri sırasıyla %40.5 ve %37.8 civarında olduğunu hesaplamıştır.

Discigil [28], güneş panellerinde kojenerasyon ve ekserji analizi çalışmasında yalıtımlı ve yalıtımsız PV güneş toplaçları ve yalıtımlı su tipi akışkan ile soğutulan fotovoltaiik/ısı güneş toplacı aynı koşullarda test ederek, kojenerasyon sisteminin getirdiği farklar ekserjik analizlerle belirtmiştir.

Atalay [29], jeotermal sistemlerin ekserji analizi: Kızıldere örneği çalışmasında 16°C dış ortam sıcaklığı için santralin ikinci verimi %20.5 iken, bu değer çevre sıcaklığı 30°C olduğunda %24, 0°C olduğunda %17.2 olduğunu belirtmiştir.

Baskut [30], rüzgar güç tesislerinin ekserji analizi çalışmasında Çeşme rüzgar santralının çalışma ve termodinamik verim analizi yapmıştır. Aylık kullanılabilir güç, teorik güç, ekserji değerlerini ve teknik kullanılabilirlik değerlerini hesaplamıştır.

Tekel [31], termik santrallerin enerji ve ekserji analizi çalışmasında Orhaneli, Yatağan ve Seyit Ömer Santralleri'nin yıllık ortalama iklim şartları için ekserji verimliliklerini sırasıyla; %37.86, %28.58 ve %19.35 olarak tespit etmiştir.

Kivisaari ve ark. [32], yaptıkları çalışma ile ısı ve güç dağıtımı için kömür gazlaştırmadan gelen gazla beslenen 50 MW'lık KOYH'li sisteminin uygulanabilirliğini öğrenmeyi amaçlamışlardır. %47 civarında elektriksel verim ve %85'e yakın sistem verimine ulaşmışlardır.

Kuchonthara ve ark. [33], kömür gazlaştırma, katı oksit yakıt hücresi ve ısı geri kazanımından oluşan kombine güç üretim sisteminde ısı geri kazanımı üzerine çalışma yapmışlardır. Proses simülasyonu için ASPEN PLUSTM proses simülasyon programını kullanmışlardır. Sonuçta katı oksit yakıt hücresi olmadan %39.5 yüksek ısıl değerinde olan ısıl verimin, katı oksit yakıt hücresi ile yüksek ısıl değerde %45'e çıktığını bulmuşlardır.

Calise ve ark. [34], hibrit KOYH'li ve gaz türbin sisteminin ekserji analizi ve simülasyonu çalışmasında 1.5MW'lık bir sistemin çalışma basıncı ve hücre akım yoğunluğu gibi çok önemli değişkenlerinin uygun değerler almasıyla elektriksel veriminin %60 iken, kayıp ısı kazançları da hesaba katıldığında tüm verimlilik %70'lere ulaştığı hesaplanmıştır.

Rosen [35], nükleer buhar ve kömür yakıtlı güç üretim santrallerinin enerji ve ekserji temelinde kıyaslaması çalışması yapmıştır. Bu çalışmada kömür yakıtlı sistem için tüm enerji ve ekserji verimliliği sırasıyla %37 ve %36 olarak hesaplamıştır. Aynı şekilde nükleer sistem için ise %30 enerji ve %30 ekserji verimliliği hesaplanmıştır. Kayıplar her iki sistem içinde hemen hemen aynı genel özelliklere sahiptir. Tüm enerji kayıpları özellikle soğutma suyuna salınan enerji kayıplarından kaynaklansa da yaklaşık %10 ekserji kaybı salınım ile ilgili kayıplarından kaynaklanmaktadır. Geri kalan ekserji kayıpları daha çok yanma odası ve nükleer reaksiyonlar gibi ısı üreten bileşenlerin dahili tüketimi ile ilgilidir.

Saidur ve ark. [36], endüstriyel kazanların enerji, ekserji ve ekonomik analizi çalışmasında kazanların enerji ve ekserji akışı aynı zamanda verimlikleri belirlenmiştir. Kazanlar da termodinamiğin birinci kanununa göre %72.46 enerji verimliliği, ikinci kanuna göre ise %24.89 ekserji verimliliği hesaplanmıştır. Ayrıca yanma odası, kazan sisteminin ısı değiştiricisinden sonra ekserji yıkımına en fazla neden olan bileşen olduğu bulunmuştur.

Bedringas ve ark. [37], katı oksit yakıt hücreli sisteminin enerji ve ekserji analizi çalışmalarında yakıt hücreli sistemin harici reformer ve %600 teoriksel hava ile simülasyonu sonucu birinci kanun ve ikinci kanun verimlerini sırasıyla %58 ve %56 olduğunu bulmuştur. Yakıt ve yanma havasını ön ısıtılması, suyun buharlaştırılması, metanın reformasyonu için yanma odasından çıkan ısı kullanılır. Bu ısı gereksinimi karşılandığında egzoz gazı sıcaklığı çok düşük olur ki bu sadece su ve oda ısıtmak için kullanılabilir. Çünkü sistemin ısı gereksinimi yakıt hücresi yakıt kullanımı %75 ile sınırlı kalmıştır. Kalan yakıt ön ısıtma ve reformasyon için kullanılır. İndirgenmiş fazla hava, yakıt hücresinde yüksek yakıt kullanılabilirliği ve indirgenmiş ısı gereksinimine neden olur. Böylece tersinmezlikler de azalır ve verimlilik artar. Yakıt hücresinde ki su ve yakıt geri dönüşümü ile ilk kanun ve ikinci kanun verimi sırasıyla %75.5 ve %73 olur.

Haseli ve ark. [38], KOYH ile birleşik bir gaz türbini çevriminin termodinamik modellemesi çalışmalarında yüksek sıcaklıklı katı oksit yakıt hücresi ile birleşik gaz türbini ile güçlendirilmiş geleneksel bir tesisin performansını incelemiştir. Birinci ve ikinci kanun uygulanarak her bir eleman için birbirinden ayrı modellemeler

geliştirilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının artması sonucu çevrimin termal verimliliğinin azaldığını, bunun aksine net spesifik güç çıktısını iyileştirdiğini belirtmiştir. Türbin giriş sıcaklığı veya sıkıştırma oranında ki bir artış tesis içinde daha yüksek bir oranda entropi üretimine neden olmaktadır. Katı oksit yakıt hücresi ve yanma odası toplam sistem tersinmezliğine baskın olarak katkı sağladığı bulunmuştur. %27.9 katı oksit yakıt hücresi içinde ve %31.4 yanma odası olmak üzere çalışma şartlarına göre toplamda yaklaşık olarak %60 oranında bu sistem elemanlarında tersinmezliklerin olduğu bulunmuştur. Gaz türbinli katı oksit yakıt hücresi tesisi ile geleneksel gaz türbin çevrimi çevriminin kıyaslanmasında, belirlenen çalışma şartları temelinde, Gaz türbinli katı oksit yakıt hücresi sisteminin geleneksel gaz türbin sistemine göre %27.8 daha verimli olduğu bulunmuştur.

Haseli ve ark. [39], ekserji yoluyla bir KOYH ile birleşik gaz türbinli güç üretim sisteminin termodinamik analizi çalışmalarında her bir elemanın ekserji verimliliği ve ekserji yıkımı tüm sistem elemanları için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Türbin giriş sıcaklığının artması sonucu çevrimin ekserji ve termal verimliliğinin azaldığı, bunun aksine toplam spesifik güç çıktısının iyileştiği görülmüştür. Ayrıca türbin giriş sıcaklığının ve basınç oranında ki bir artış tesisin yüksek bir ekserji yıkım oranına yol açmaktadır. Gaz türbinli katı oksit yakıt hücresi tesisi ile geleneksel gaz türbin çevrimin kıyaslanmasında, gaz türbinli katı oksit yakıt hücresi güç tesisi geleneksel gaz türbini sisteminden %26.6 daha iyi ekserji performansına sahiptir. Ayrıca gaz türbinli katı oksit yakıt hücresi güç tesisi ısı verim açısından %27.8 daha üstün performanslıdır.

Chan ve ark. [40], hibrit KOYH ve gaz türbinli basit güç üretim sistemi modellemesi çalışmasında doğal gaz beslemeli hibrit KOYH'li gaz türbinli güç üretim sistemini incelemiştir. Sistem bir tane dahili reformasyonlu yakıt hücre yığını, yanma odası, gaz türbini, iki kompresör ve üç ısı geri kazanım sistemlerinden oluşmaktadır. İki durum için özellikle çalışma basıncı ve yakıt akış oranı açısından tüm sistem ve elemanları incelenmiştir. Sonuçlar dahili reformasyonlu hibrit KOYH'li gaz türbinli sisteminin elektrik veriminin %60'dan daha fazla olduğu ve aynı zamanda atık ısı geri kazanımlı kojenerasyon sistem veriminin %80'den daha fazla olduğunu göstermiştir. Ayrıca çalışma basıncında ki artış sistem verimliliğini iyileştirmiş, ancak yakıt akış oranındaki artış sistem verimliliğini düşürmüştür. Sonuç olarak tesisin elektriksel ve toplam verimlilikleri sırasıyla % 62.2 ve %83.8 olduğu bulunmuştur.

Colpan ve ark. [41], binalar için kojenerasyon sistem temelli bir katı oksit yakıt hücreli sistemin ekserji analizi çalışmasında sistem içerisinde ki ekserji yıkımının tam yerini, büyüklüğünü ve ekserjitik performansını belirleme çalışmasında bulunmuştur. Öncelikle, yüksek sıcaklıklı katı oksit yakıt hücreli sistemin direkt dahili reformasyon giriş-çıkış kimyasal gaz kompozisyonları ve termodinamik özellikleri verilen verilerle belirlenmiştir. İkinci olarak, tesis ile ilgili tüm termodinamik veriler bulunarak her bir sistem bileşeni için ayrı ayrı enerji analizi yapılmıştır. Üçüncü olarak, sistem bir çok kontrol hacmine bölünerek ve her bir bileşenin ekserji yıkım oranını hesaplamak için ekserji analizi uygulanmıştır. Bu çalışma sonucu tesisin yakıt kullanım verimliliği % 68, ancak ekserjitik verimliliğinin ise %62 olduğu görülmüştür. Ayrıca tüm bu sistemin en fazla ekserji yıkımı %40.5 oranında yanma odasında gerçekleştiği belirlenmiştir.

Fathian [42], hibrit KOYH'li-gaz türbinli güç üretim tesisinin termodinamik analiz çalışmasında doğal gaz beslemeli silindirik katı oksit hücresi ile birleşik geleneksel ısı kazanımlı gaz türbinli güç tesisinin performans incelemesini yapmıştır. Tüm sistem, her bir bileşenin ayrı ayrı analiziyle, performans analizi yapılmıştır. Ayrıca parametrik çalışmayla kompresör basınç oranı ve yakıt kütle akış debisi, çevrimdeki ekserji performansı, entropi üretimi, katı oksit yakıt hücresi gücü, elektrik gücü ve CO₂ salınımı gibi çeşitli parametrelerin etkileri incelenmiştir. Bu sistem için sonuçlar birinci yasa verimliliğinin % 61'den daha fazla olduğunu ortaya koymuştur.

Akkaya ve ark. [43], silindirik katı oksit yakıt hücresi modülünün ekserjitik performansının termodinamik modellemesi çalışmasında ekserjitik performans (modül ekserji verimliliği, modül ekserjitik performans katsayısı, modül ekserji çıktısı ve toplam ekserji yıkım oranı, bileşenlerin ekserji verimlilikleri, ekserji yıkım oranları) analizi üzerinde etken akım yoğunluğu, basınç ve yakıt kullanım faktörü gibi çeşitli değişkenlerin çalışma etkilerini incelemiştir. Bu çalışmada silindirik katı oksit yakıt pili modülü metan gazı ile beslenerek termodinamik açıdan modellenmiştir. Bu modül karıştırıcı, öncü reformer, dahili reformer yakıt pili sistemi, yakma odası ve dahili ön ısıtıcı bileşenlerinden oluşmuştur. Analizler sonucunda en çok ekserji kaybı egzoz gazlarının yayılmasında olduğu belirlenmiştir. Diğer önemli ekserji yıkım kaynağı ise yakıt pili sistemi ve yanma odası olduğu saptanmıştır. Sonuç olarak geliştirilen termodinamik model sadece modül ekserjitik performans ve bileşenlerin

tersinmezliklerin belirlenmesini sağlayan bir araç değil, aynı zamanda karmaşık hibrit güç üreten tesislerin uygun bir şekilde tasarlanmasını da sağlamaktadır.

Baniasadi ve Alemrajabi [44], konut uygulaması için yakıt hücresi enerji üretim ve geri kazanım çevrimleri analizi çalışmasında 215 kW kapasite gücünde katı oksit yakıt hücreli sistem ile 4600 m² alanındaki bir otelin elektrik gücü, soğutması yükü ve sıcak su ihtiyacı karşılamaktadır. Bu çalışma da her bir bileşenin ekserji kayıpları ve ikinci kanun verimliliği göz önünde bulundurularak enerji ve ekserji analizi değerlendirilmiştir. Genel sonuç yakıt alt ısı değerine göre, aynı anda enerji üretimi ve ısı geri kazanım döngüsü için %83'e fazla verim elde edilebilir olduğunu göstermektedir. Giren ekserjinin yaklaşık %49'luk verimlilikle binanın enerji ihtiyacı için geri kazanılabilir. Bu sistemde jeneratör içindeki absorpsiyonlu soğutucu ve katı oksit yakıt hücresi en fazla ekserji yıkımına neden olan bileşenlerdir.

Sreeramulu ve ark. [45], gaz türbini - yakıt hücresi temelli kombine güç çevrim santralinin ekserji analizi çalışmasında yakıt pili ile gaz türbini birleştirildiğinde bütünleşik çevrimin toplam termal verimliliği %60'dan daha büyük olduğu bulunmuştur. Bu çalışmada, katı oksit yakıt hücresi-gaz türbini sistemine termodinamik analiz uygulanarak her bir bileşenin enerji verimi ve ekserji yıkımı hesaplanmıştır. Sıkıştırma oranı, türbin giriş sıcaklığı ve çevre havanın sıcaklığı sistem performansı üzerinde ki etkileri incelenmiştir. Sistem modelinden çıkan sonuca göre katı oksit yakıt hücresi ve yanma odası ekserji yıkımının ana kaynağı olduğunu ortaya çıkarmıştır. Optimal 9 sıkıştırma oranında, toplam termal verimliliğin ve ekserji verimliliğin sırasıyla %63.3 ve %60.85 olduğu bulunmuştur.

Bavarsad [46], gaz türbinli dahili reformasyonlu katı oksit yakıt pilli hibrit sistemin enerji ve ekserji analizi çalışmasında metan beslemeli dahili reformasyonlu katı oksit yakıt hücreli-gaz türbin güç üretim sistemini termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu temelinde analiz etmiştir. Isı etkileşimini, maddenin akışının iş potansiyelini değerlendirmek ve her bir ünitenin termodinamik kayıplarını belirlemek için ekserji analizi uygulanmıştır. Sistem ön reformer, katı oksit yakıt hücresi yığını, yanma odası, türbin, yakıt ve hava kompresörü, ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü bileşenlerinden oluşmaktadır. Ayrıca bu makalede yakıt akış hızı, sıcaklık ve basınç gibi çeşitli parametrelerin sistem performansı üzerine etkilerini değerlendiren bir parametrik

çalışma da yapılmıştır. Çalışma sonucunda yakıt akış hızı sistem performansını önemli derece etkilemediği, hava akış hızının da uygun bir değerde tutulması gerektiği bulunmuştur. Ayrıca, yakıt ve hava akış hızının azaldığında çevremin verimliliği artmıştır. Gaz türbinli dahili reformasyonlu katı oksit yakıt hücreli hibrit sistemin enerji ve ekserji analizi sonucunda sistemin elektriksel veriminin %53.34, birinci kanunun veriminin %65.62 ve ikinci kanun veriminin ise %59.32 olduğu bulunmuştur.

Chan ve ark. [47], basit KOYH'li güç üretim sisteminin enerji ve ekserji analizi çalışmasında hidrojen ve metanla beslenen iki ayrı katı oksit yakıt pilli güç üretim sistemini incelemiştir. Visual Basic programıyla simülasyonu yapılan bu sistem kullanıcılara çalışma basıncı, yakıt sağlama oranı, yakıt kullanım oranı, teorik hava akış yüzdesi, reformasyon verimliliği ve sıcaklık gibi bazı belirli noktalarda sistem özelliklerini sunmaktadır. Bu simülasyon programıyla hidrojen ve metan yakıt beslemeli basit iki katı oksit yakıt hücreli güç sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Bu çalışmada %75 yakıt kullanım oranında, anot ve katodun 1 atm akış basıncında, 973 K yakıt girişi ve 873 K hava giriş sıcaklığında olan bir sistem ele alınmıştır. Simülasyon sonuçları H₂-beslemeli sistemin birinci ve ikinci kanun veriminin sırasıyla %50.97 ve %52.25 olduğunu ortaya koymuştur. Aynı şartlar altında CH₄-beslemeli sistem için birinci kanun verimin %62.19 ve ikinci kanun verimin %59.96 olduğu hesaplanmıştır.

Bakalis ve ark. [48], bir hibrit mikro gaz türbin yakıt hücresi sisteminin mevcut bileşenlerine dayalı tam ve kısmi yük ekserjistik analizi çalışmasında ısı geri kazanımlı mikro gaz türbini ve yüksek sıcaklıklı katı oksit yakıt pili sistemini incelemiştir. Hibrit sistemin her bir bileşenleri için tahmini ekserji verimliliği ve miktarı, tam ve kısmi yük ekserjistik performansı açısından sistem tersinmezlikleri ve termodinamik verimsizlikleri incelenmiştir. Kısmi yük çalışma süresi boyunca artarak tam yük anında sistem ekserjistik verimi %59.8 olduğu hesaplanmıştır. Ayrıca, yakıt hücresi yığının sıcaklığı yakıt kullanım faktörü gibi çeşitli performans parametrelerinin etkileri incelenmiştir. Sonuç kimyasal reaksiyonların gerçekleştiği bileşenler içinde ekserji yıkım oranının daha fazla olduğu ve sistem ekserjistik performansının yakıt hücresi yığını sıcaklığından önemli derecede etkilendiğini göstermiştir.

Ballı [49], kojenerasyon sistemlerinin ekserji ve ekserji ekonomik analiz yöntemleri kullanılarak performansın değerlendirilmesi çalışmasında Eskişehir’de bulunan gaz türbin motorlu kojenrasyon ve gaz-dizel motorlu trijenerasyon sistemlerinin enerji, ekserji ve ekserjiekonomik analiz yöntemleri kullanılarak performans değerlendirilmesi yapmıştır. Bileşik ısı ve güç üretim sisteminin enerji verimi %48.78, ekserji verimi %39.22 olarak hesaplanmıştır. trijenerasyon sistemin enerji verimi %58.97, ekserji verimi ise %36.13 olarak hesaplanmıştır.

Ünal [50], bir termik santralin ekserji analizi çalışmasında termik santralin yirmi yedi noktasında belirlenen termodinamik özelliklerle her bir düğüm noktasının enerji ve ekserji değerlerini hesaplamıştır. Bulunan sonuçlarla her bir ekipmanın ayrı ayrı enerji ve ekserji dengeleri kurularak ortalama ekserji maliyetlerini belirlemiş, kayıp ve yıkılan enerji ve ekserjiler bulunmuştur. Yıkılan ekserji oranını belirleyerek eksergoekonomik faktörleri çıkarmıştır. Sonuç olarak santralde kullanılan kömürün kükürt oranının %2.3’ten %1.6’ya düşürülmesi ve bazı özelliklerinin iyileştirilmesi durumunda enerji kaybında %1.74 ve ekserji kaybında %2.26’lık bir azalma olduğunu hesaplamıştır.

Dazlak [51], bir doğal gaz santralinde atık ısı kazanım tesisinin enerji ve ekserji analizi çalışmasında Bursa’da kurulu BOSEN enerji santrali üzerinde ki atık ısı kazanım tesisinden alınan gerçek işletme verileri ile enerji ve ekserji analizi hesaplamıştır. Tesisteki toplam enerji kaybını 2538.84 kW ve toplam ekserji kaybı 17075.91 kW olarak bulmuştur. Tesis üzerinde yapılan enerji ve ekserji analizi sonucunda en büyük enerji kaybı buhar türbininde 2781.4 kW, ekserji kaybı ise yine buhar türbininde 9034.87 kW olarak tespit etmiştir. Bu sonuçlara göre iyileştirme çalışmalarının türbinde yapılması gerektiğini belirtmiştir.

Calise ve ark. [52], kısmi yüklü KOYH’li-gaz türbinli hibrit güç üretim sisteminin tasarım ve ekserji analiz çalışmasında tam ve kısmi yüklü hibrit KOYH’li -gaz türbin sisteminin ekserji analizini yapmıştır. Sistemin her bir bileşen için tam ve kısmi yük çalışmasında enerji ve ekserji akışı tam ve kısmi yük için simule edilmiştir. Tam yük çalışmasında en fazla elektrik verimini değerinin %65.4 olduğu hesaplanmıştır.

Akdeniz [53], doğal gazlı kojenerasyon sisteminin ekserjitik analizi çalışmasında Süleyman Demirel Üniversitesi’nin elektrik ve ısı enerjisi ihtiyacını karşılamak üzere tasarlanmış olan 10 MW gücündeki doğal gazlı kojenerasyon tesisinin termodinamik,

ekserji ve ekonomik analizini yapmıştır. Her bir sistem birleşeni için ayrı ayrı enerji ve ekserji analizi yapması sonucu tüm sistemin ekserji verimini %48.61 olarak hesaplamıştır.

Erduranlı [54], enerji santraline ekserji analizinin uygulanması çalışmasında her bir ünite için enerji ve ekserji analizi yapmıştır. Kazan ünitesinde %17.79'luk enerji ve %61.99'luk ekserji kaybı, türbinde %5.37'lik enerji ve %4.92'lik ekserji kaybı kondenser de %31.85'lik enerji ve %2.9'luk ekserji kaybı hesaplamıştır. Sonuç olarak en büyük enerji kaybının kondenserde, ekserji analizi sonucunda da ekserji kaybının kazanda meydana geldiğini tespit etmiştir.

Radulescu ve ark [55], doğal gaz ile beslenen ve katı oksit yakıt pili kullanan birleşik ikili ısı ve güç üreten santralin ekserji analizi çalışmasında bir katı oksit yakıt hücresinin tek hücre potansiyeli 0.7 V iken basit sistemin net elektrik verimliliği %50, hibrit sistem ile %60 olduğunu aynı şartlarda net ekserjitik verimlerin sırasıyla %52 ve %61 olduğunu hesaplamıştır. Sonuç olarak hidrojenin elektro-kimyasal dönüşümünün yakmaya göre daha avantajlı olduğunu belirtmiştir.

Cheddie [56], 10 MW bir gaz türbini güç santrali içine katı oksit yakıt pili entegrasyonu çalışmasında %30 verimle çalışan gaz türbinli güç üretim sistemi katı oksit yakıt hücre entegrasyonu ile hibrit sistemin 37 MW güç ve %66.2 verimlikte çalıştığını hesaplamıştır. Sonuç olarak %30 olan termal verimlilik %66.2'ye, ekserji verimliliğinin ise %13.7'den %47'ye arttığını hesaplamıştır.

Akkaya [57], KOYH'li enerji üretim sistemlerinin alternatif kriterlere göre performans analizi çalışmasında tüm katı oksit yakıt hücreli sistemlerinin enerjistik (net güç çıktısı, I. Kanun verimi) ve ekserjistik (ekserji verimi, toplam ekserji çıktısı ve ekserji kaybı) performansları ve bu performansların işletme ve dizayn parametreleri ile değişimlerini incelemiştir. Basınç oranı 2 olduğunda KOYH'li kojenerasyon sisteminin kojenerasyonsuz KOYH sistemine göre ekserji veriminde yaklaşık %33'lük ve ekserjistik performans katsayısında yaklaşık %64'lük bir artış olduğunu hesaplamıştır.

Yalçın [58], Balıkesir il merkezinde ısıtma sektöründe kullanılan yakıtların enerji ve ekserji analizi ve çevresel etkiler çalışmasında yaklaşık %1 kükürt bulunan kömürlerin

sobalı yakmalarda enerji verimlerini %45-47 arası, ekserji verimlerini %3.2-3.31 arasında hesaplamıştır.

Mitrovic ve ark. [59], 348.5 MW buharlı güç santralinin enerji ve ekserji analizi çalışmasında toplam enerji kaybına göre en fazla enerji kaybının %79.35 ile yoğunlaştırıcı da olduğunu hesaplamıştır. İkinci en büyük enerji kaybını %19.93 ile kazan sisteminde olduğunu ve tüm sistemin çevriminin termal verimliliği %39 olduğunu hesaplamıştır. Diğer taraftan güç üretim sisteminde toplam ekserji yıkımının en fazla olduğu yer %88.2 ile kazan sistemi olduğu ve ayrıca toplam ekserji yıkımının yoğunlaştırıcı da sadece %0.5 olduğu hesaplanmıştır. Güç üretim sisteminin ekserji verimliliğinin %35.77, modern güç üretim sistemlerine kıyasla daha düşük olduğu hesaplanmıştır. Kimyasal reaksiyonun gerçekleştiği yanma odaları ve kazan sistemleri ekserji yıkımının en önemli kaynağını oluşturduğu görülmektedir. Sistemin enerji ve ekserji verimliliği sırası ile %37 ve %36 olarak bulunmuştur.

Yılmazoğlu ve Durmaz [60], bir gazlaştırıcı kombine çevrim santralinin termodinamik analizi çalışmasında O_2 saflığının, yakıt besleme sıcaklığının, gazlaştırıcı sıcaklığının ve bulamaç su miktarının performansa olan etkilerini parametrik olarak incelemiştir. Sistemin net gücü 389.669 MW, net verimi %43.53 ve sistemin ekserji verimi %40.36 hesaplanmıştır. Sistemde en fazla ekserji kaybı gazlaştırıcı ve gaz türbini yanma odasında olduğu görülmüştür.

Özkan ve ark. [61], bir kojenerasyon santralinin ekserji analizi çalışmasında her bir bileşen için ekserji dengesi denklemleri kurarak ekserji kayıplarını incelemiştir. Yapılan çalışmada %44.44 ısı değiştiricide, %29.59 yanma odasında, %18.68 buhar kazanında, %5.25 gaz türbininde ve %2.03 kompresörde ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Değerlendirme sonucuna göre tüm santralin enerji verimliliğini artırmak için başta o ekserji kaybının %44.44 oranı ile en fazla olduğu ısı değiştiricisi, sonra yanma odası ve buhar kazanı olmak üzere iyileştirmeler yapılmasını önermiştir.

Baniasadi ve Dincer [62], araç uygulamaları için birleşik amonyak beslemeli katı oksit yakıt hücreli sistemin enerji ve ekserji analizi çalışmasında araç uygulamaları için birleşik ısı ve güç üretim sistemleri için enerjitik ve ekserjitik performanslarının her ikisi de değerlendirilmiştir. Taşınabilir katı oksit yakıt pili sisteminin çeşitli aralıklarda hücrenin ortalama akım yoğunlukları ve yakıt kullanım oranının performansa etkileri

değerlendirilmiştir. Isı geri kazanımı değerlendirildiğinde akım yoğunluğunun fonksiyonu olarak sistemin ekserji verimliliğinin %60-90 olduğu, fakat enerji verimliliğinin %60 ve 40 arasında değiştiği hesaplanmıştır. Sistemde en fazla ekserji yıkımının KOYH sistemi içinde, mikro-türbin ve ön ısı değiştiricisinde olduğu görülmüştür.

Ikizoglu [63], şeker fabrikalarında enerji geri kazanımı sistemlerinin araştırılması çalışmasında hem ısı hem güç üreten kojenerasyon sistemleri incelemiştir. Kojenerasyon sistem kullanan tesislerde elektrik veriminin %35-40 arasında değiştiği, atık ısının buhar türbinlerinde değerlendirildiği gaz türbinli kombine sistemlerde elektrik veriminin %55 civarına yükseldiğini hesaplamıştır. Elde edilen atık ısı ile işletmenin buhar ve ısıtma ihtiyacı karşılandığında kombine çevrimde enerjiden yararlanma oranı %80.58 olarak bulunmuştur.

Amati ve ark. [64], gaz türbinli-katı oksit yakıt hücreli hibrit bir güç üretim sisteminin ekserji analizi çalışmasında doğal gazla çalışan gaz türbini ile birleştirilmiş katı oksit yakıt pilli hibrit enerji dönüştürücü sistemin ekserji analizini incelemiştir. Sistemin enerji verimliliği %65.6 iken, ekserji verimliliği %63.6 olduğu hesaplanmıştır. Aynı zamanda hibrit gaz türbinli katı oksit yakıt pilli sistemden ürün olarak anot kısmından çıkan buharın metan reformasyonun da kullanılması ile sistemin enerji verimliliği %66.4 ve ekserji verimliliği ise %64.4'e yükselmiştir.

Braun ve ark. [65], konut uygulamalarında katı oksit yakıt pili esaslı mikro kombine ısı ve güç jeneratörleri için sistem konfigürasyonları değerlendirilmesi çalışmasında beş farklı katı oksit yakıt pili sistem tasarımını enerjistik performans açısından değerlendirilmiştir. Etkin sistem performansı için sistemin birinci ve ikinci kanun verimleri yapılarak hidrojen ve metan gazı için karşılaştırma yapılmıştır. Sonuçlar metan gazının dahili reformasyonu boyunca anot ve katot gazının sirkülasyonu ile maksimum verimlilik sağlandığı görülmüştür. Sistem elektrik verimliliği yakıt üst ısı değeri için %40 iken, birleşik ısı ve güç sisteminde ise verimlilik %79 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca hidrojen yakıtlı ve metan yakıtlı katı oksit yakıt pili sisteminin performans karşılaştırılması yapılmıştır. Karşılaştırma sonucunda hidrojen yakıt kullanan sistemin metan yakıt sisteme göre performans verimliliğinde avantaj

sağlamadığı belirlenmiştir. Sonuçta metan yakıt kullanan katı oksit yakıt pili sisteminin hidrojen kullanan sisteme göre %6 daha verimli olduğu hesaplanmıştır.

Uechi ve ark. [66], mikro gaz türbinli yakıt hücreli hibrit üretim sisteminin çevrim analizi çalışmasında küçük bina ve apartmanlar için mikro gaz türbinli yakıt hücreli hibrit sistemin tasarım parametrelerinin performans üzerine etkilerini incelemiştir. Genel tasarım sonucu olarak yanma odasına doğrudan giren yakıtın az olması kadar yüksek rekuperatör etkinliği de daha yüksek üretim verimliliğine neden olmaktadır. 30 kW gücünde mikro GT-SOFC sisteminin alt ısı değere göre %65 civarında güç verimliliğine sahip olduğu hesaplanmıştır.

Bulut [67], KOYH'sinin ikinci kanun analizi çalışmasında farklı sıcaklık, basınç ve dönüştürme oranının da, 1273 K ve 1073 K sıcaklıkta yakıt pili sisteminin ikinci kanun verimliliğini hesaplamıştır. Sonuç olarak simülasyonu yapılarak ele alınan yakıt pilinin birinci kanun verimliliği %65.71, ikinci kanun verimliliği %62.99 bulunmuştur.

Zamfirescu ve Dincer [68], bir SOFC-H⁺ sisteminin optimizasyonu ve termodinamik performans analizi çalışmasında taşıt uygulamaları için kullanılan proton iletken katı oksit yakıt hücreli ısı ve güç üreten sistemin (SOFC-H⁺) performansını araştırmıştır. Isı geri kazanımı sistemin performansını artırdığı ve hava stokiyo metrisinin fonksiyonuna bağlı olarak ekserji verimliliğini %60-75 aralığında değiştirdiği hesaplanmıştır. Isı geri kazanımı olmayan bir sistemde ekserji verimliliği %39-41 gibi dar bir aralıkta değişirken, ısı geri kazanımlı sistemde ekserji verimliliği %61-74 gibi geniş bir aralıkta değiştiği görülmüştür. En fazla ekserji yıkımı yakıt hücre sisteminde olduğu ve bunun toplam sistem ekserji yıkımının %60'na denk geldiği hesaplanmıştır.

4. BÖLÜM

GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİNİN EKSERJİ ANALİZİ

Bu tez çalışmasında doğal gaz ile çalışan kojenerasyon güç üretim sisteminin enerji ve ekserji hesaplamaları yapılmıştır. İncelen bu sistem Brayton Çevrimi ile çalışarak tesisin elektrik ve buhar ihtiyacını karşılamaktadır.

Güç üretim sisteminin her bileşeni için termodinamik analiz yapılarak hibrit gaz türbin/katı oksit yakıt hücresi sisteminin enerji ve ekserji verimliliği hesaplanmıştır. Çalışmada iki durum ele alınmıştır.

- i. Yanma odası bulunan güç üretim sistemi
- ii. Yakıt hücresi bulunan güç üretim sistemi

Sonuç olarak geleneksel gaz türbin çevrim sistemi ile hibrit gaz türbin/katı oksit yakıt hücresi sisteminin performansı kıyaslanarak değerlendirilmesi yapılmıştır.

4.1. Sisteme Termodinamik Analiz Uygulanması

Bir termodinamik sisteme enerji ve ekserji analiz uygulaması birçok adımdan oluşur:

- Fiziksel ve kimyasal ekserji akış oranının hesaplanması
- Sistemin çok sayıda kontrol hacmine bölünmesi
- Her bir kontrol hacmi için ekserji yıkım oranının hesaplanması
- Ekserji kayıplarının hesaplanması
- Ekserji kayıp ve yıkımlarıyla ilgili oranların hesaplanması
- Sistemin ekserji verimliliğinin bulunması şeklindedir [41].

4.1.1. Güç Üretim Sistemleri için Yapılan Kabuller

Yanma odalı ve katı oksit yakıt hücreli güç üretim sistemlerinde hesaplamalarda aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Ele alınan sistem zamanla değişmeyen sürekli akışlı bir sistemdir.
- Giren hava, egzoz gazı ve elde edilen su buharı ideal gaz kabul edilir.
- Yanma odasında ve katı oksit yakıt hücresinde gerçekleşen reaksiyonlar tam yanmadır.
- Kinetik, potansiyel enerji ve ekserji değişimleri ihmal edilmiştir.

4.2. Güç Üretim Sistemleri için Veriler

Çevrime giren yakıtın bileşeni tamamen metan gazından (CH_4), havanın mol yüzdesi ise 0.79 N_2 ve 0.21 O_2 gazlarından oluştuğu kabul edilmiştir. Yanma sonu oluşan gazlar ve mol yüzdesi Tablo 4.1’de verilmiştir.

Tablo 4.2 gazların 298.15 K ve 1.013 bar basınçta sabit oldukları standart kimyasal ekserjileri ve Tablo 4.3’de güç üretim sisteminde kullanılan bileşenlerin parametreleri verilmektedir. Yanma odası bulunan sistem ile katı oksit yakıt hücresi bulunan sistemin kompresör, türbin ve ısı değiştirici gibi bileşenleri ortak olup verimlilikleri Tablo 4.3’de gösterildiği gibidir.

Tablo 4.1. Yanma sonu oluşan gazlar ve mol yüzdesi

Gaz	Kimyasal Formül	Mol Yüzdesi [%]
Azot	N_2	75.57
Oksijen	O_2	11.44
Karbon dioksit	CO_2	4.33
Su (buhar-gaz)	H_2O	8.66

Tablo 4.2. Gazların 298.15 K ve 1.013 bar basınçta sabit oldukları standart kimyasal ekserjileri [15].

Gaz	Kimyasal Formül	Mol Ağırlığı [kg/kmol]	Standart Kimyasal Ekserji [kJ/kmol]
Azot	N ₂ (gaz)	28.013	720
Oksijen	O ₂ (gaz)	31.999	3970
Karbondioksit	CO ₂ (gaz)	44.010	19870
Su (buhar-gaz)	H ₂ O (gaz)	18.015	9500
Su (sıvı)	H ₂ O (sıvı)	18.015	900
Metan	CH ₄ (gaz)	16.043	831650

Katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminde akım yoğunluğu, hücre alanı, hücre voltajı, yakıt hücresi çalışma sıcaklığı ve yakıt kullanım faktörü gibi parametrelerde Tablo 4.3’de katı oksit yakıt hücreli sistem kısmında verilmektedir. Güç üretim sisteminde yanma odası, yakıt hücresi, ısı değiştiricisi ve diğer bileşenlerin basınç kayıplarının hepsi %5 kabul edilerek hesaplamalar yapılmıştır.

$$298.15 \leq T \leq T_{\max}, P_{\text{ref}} = 1 \text{ bar} \quad y = 10^{-3} T \quad (4.1)$$

$$\bar{h}^{\circ} = 10^3 \left[H^{\circ} + ay + \frac{b}{2} y^2 - cy^{-1} + \frac{d}{3} y^3 \right] \quad (4.2)$$

$$\bar{s}^{\circ} = S^{\circ} + a \ln T + by - \frac{c}{2} y^{-2} + \frac{d}{2} y^2 \quad (4.3)$$

Tablo 4.4’de sistemde kullanılan gazların özgül entalpi ve entropi değerlerini bulmak için gerekli sabitler verilmiş ve hesaplamalar için Eşitlik 4.1, 4.2, 4.3’de ki denklemler kullanılmıştır.

Tablo 4.3. Sistem Parametreleri [38].

Gaz Türbini Çevrimi	
Kompresör verimliliği	0.81
Türbin verimliliği	0.84
Isı değiştirici verimliliği	0.80
Yanma odası verimliliği	0.90
AC jeneratör verimliliği	0.95
Katı Oksit Yakıt Hücreli Sistem	
Akım yoğunluğu	0.3 A/ cm ²
Hücre alanı	834 cm ²
Hücre voltajı	0.7 V
Yakıt hücresi çalışma sıcaklığı	1375 K
DC-AC invertör verimliliği (η_{invert})	0.89
Yakıt kullanım faktörü (U_f)	0.85
Basınç Kayıpları	
Isı değiştirici gaz/hava tarafı	% 5
Yanma odası	% 5
Yakıt hücresi	% 5
Diğer Bileşenler	% 5

Tablo 4.4. Sistemde kullanılan gazların entalpi ve entropi değerlerini bulmak için gerekli sabitler [18].

Bileşen	H ⁺	S ⁺	a	b	c	d
N ₂ (g)	-9.982	16.203	30.418	2.544	-0.238	0
O ₂ (g)	-9.589	36.116	29.154	6.477	-0.184	-1.017
CO ₂ (g)	-413.886	-87.078	51.128	4.368	-1.469	0
H ₂ O(g)	-253.871	-11.750	34.376	7.841	-0.423	0
H ₂ O(s)	-289.932	-67.147	20.355	109.198	2.033	0
CH ₄ (g)	-81.242	96.731	11.933	77.647	0.142	-18.414

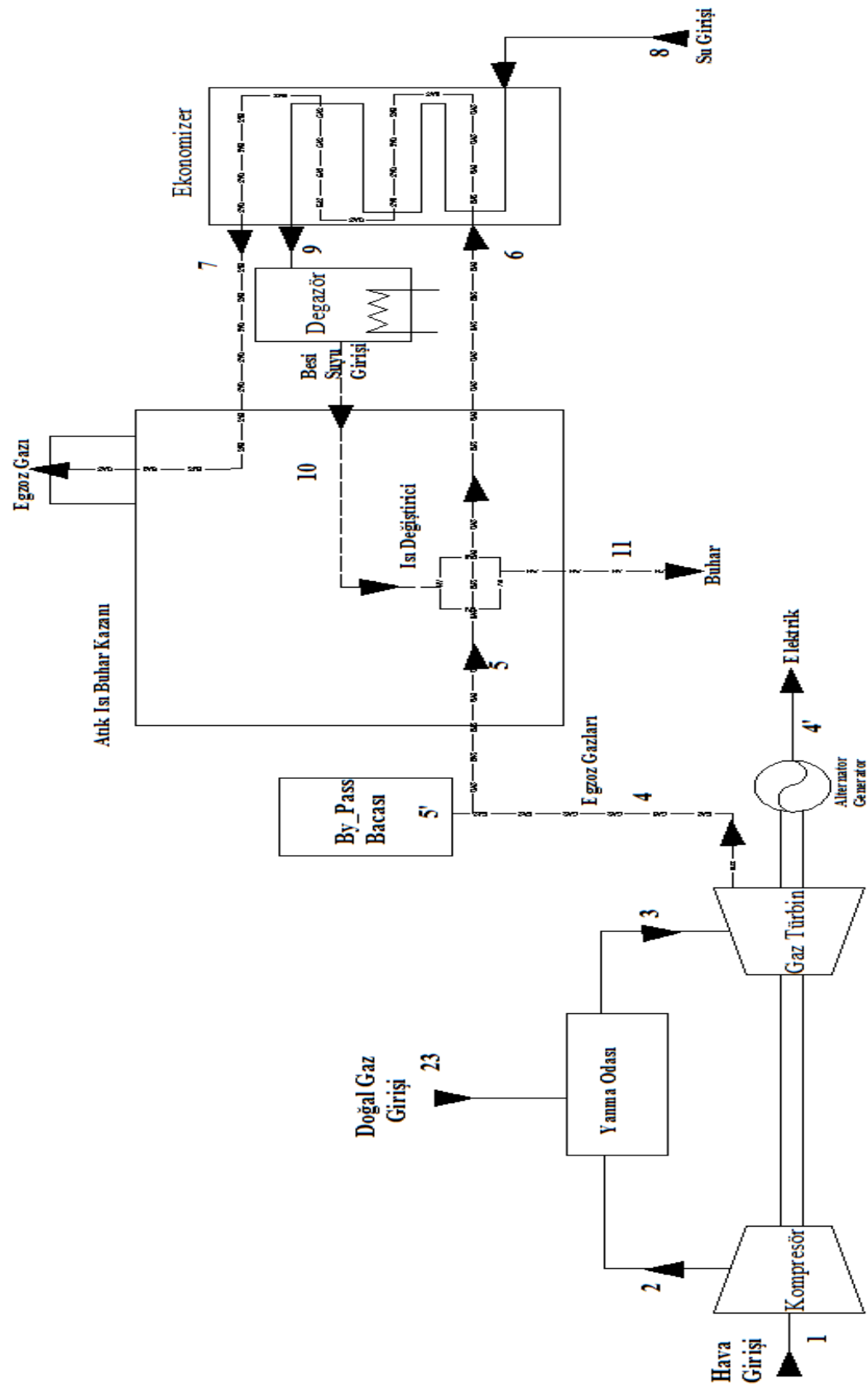
4.2.1. Yanma Odalı Güç Üretim Sistemi İçin Veri

Güç üretim sisteminde analiz yapılacak sistem bileşenleri kompresör, yanma odası, gaz türbini, ısı değiştirici, ekonomizer ve degazör oluşmaktadır.

Şekil 4.1’de yanma odası bulunan güç üretim sisteminin şeması ve bu sistemde her bir düğüm noktasının madde türü, sistemin kütleli debisi, sıcaklık ve basınç gibi özellikleri Tablo 4.5’de olduğu gibi verilmiştir.

Tablo 4.5. Yanma Odalı Düğüm Noktaları için Sistem Özellikleri

Durum	Madde	Kütleli debi[kg/s]	Sıcaklık [K]	Basınç [kPa]
1	hava	11.08	273	101.325
2	hava	11.08	586.68	1013.25
23	metan	0.277	273	1560
3	egzoz	11.357	1375	982.853
4	egzoz	11.357	823	460
5	egzoz	11.357	823	460
6	egzoz	11.357	450	437
7	egzoz	11.357	410	415.15
8	su	3.16	313	800
9	su	3.16	360	700
10	su	3.16	370	500
11	buhar	3.16	753	800



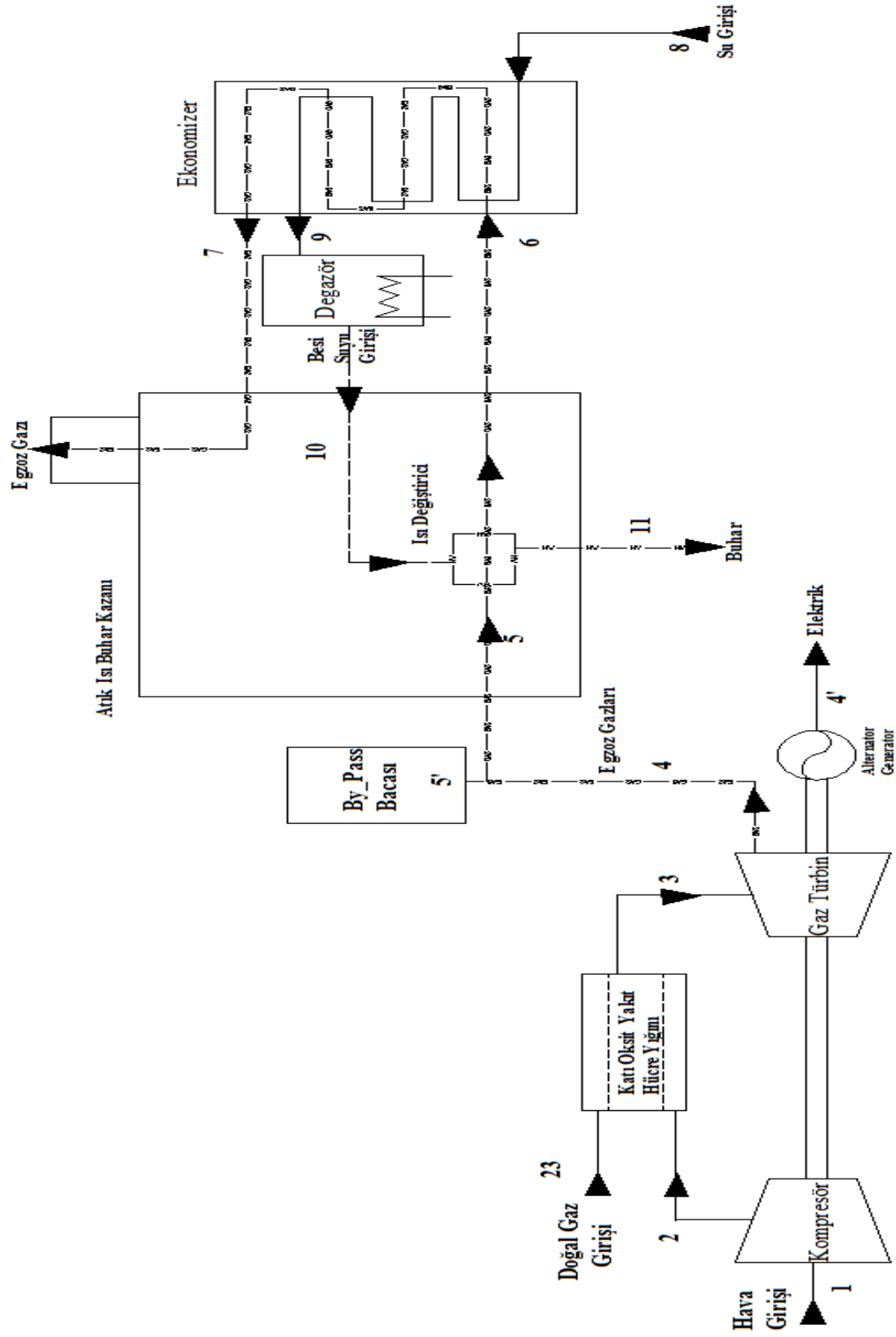
Şekil 4.1. Yanma odalı sistem akış şeması ve bileşenleri

4.2.2. Katı Oksit Yakıt Hücreli Güç Üretim Sistem Şeması

Şekil 4.1’de gösterilen yanma odalı sistem yerine katı oksit yakıt hücresi konularak güç üretim sisteminin enerji ve ekserji hesaplamaları yapılmıştır. Şekil 4.2’de gösterilen sistem kompresör, katı oksit yakıt hücresi, gaz türbini, ısı değiştiricisi, ekonomizer ve degazörden oluşmaktadır. Sistem üzerinde gösterilen oklar her bir düğüm noktası için giriş ve çıkış yönlerini belirtmektedir. Tablo 4.6’da katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminin her bir düğüm noktası için sistemin kütleli debi, sıcaklık, basınç gibi özellikleri verilmektedir.

Tablo 4.6. Yakıt Hücreli Sistemin Düğüm Noktaları İçin Sistem Özellikleri

Durum	Madde	Kütleli debi [kg/s]	Sıcaklık [K]	Basınç [kPa]
1	hava	25.02	273	101.325
2	hava	25.02	397.2784	303.975
23	metan	0.417	273	1560
3	egzoz	25.437	1000	294.85
4	egzoz	25.437	823	460
5	egzoz	25.437	823	460
6	egzoz	25.437	450	437
7	egzoz	25.437	410	415.15
8	su	3.16	313	800
9	su	3.16	360	700
10	su	3.16	370	500
11	buhar	3.16	753	800



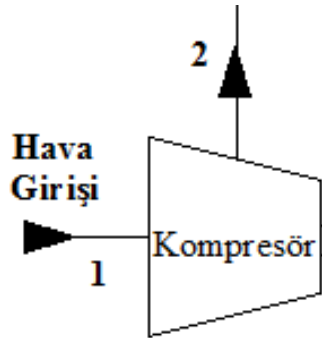
Şekil 4.2. KOYH sistem akış şeması ve sistem bileşenleri

4.3. Güç Üretim Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi

4.3.1. Kompresör

Kompresör havayı sıkıştırarak basıncı havanın basıncını yükseltir. Kompresörü kontrol hacmi olarak kabul ettiğimizde, kompresör gerçek işi, tersinir işi, kompresör verimi ve ekserji yıkımı Eşitlik 4.4-4.8 ile hesaplanır.

Şekil 4.3’de güç üretim sisteminde giren havayı sıkıştırmak için kullanılan kompresör gösterilmektedir. Düğüm noktası 1’den giren çevre hava kompresör sıkıştırma oranına göre belirli sıcaklık ve basınca kadar sıkıştırarak düğüm noktası 2’den yanma odası ve katı oksit yakıt hücresine göndermektedir.



Şekil 4.3. Kompresör

Birinci Kanun Analiz

$$\dot{W}_{k,ger} = \dot{m}_{hava} \cdot (h_{2ger} - h_1) = \frac{\dot{m}_{hava}}{M_{hava}} \cdot \left(\int_{T_1}^{T_{2ger}} \overline{Cp}_{hava}(T) dT \right) \quad (4.4)$$

Entropi değişimi

$$\bar{s}_{2s} - \bar{s}_1 = \bar{s}_{2s}^0 - \bar{s}_1^0 - R_u \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} = \int_{T_1}^{T_{2s}} \frac{\overline{Cp}_{hava}(T)}{T} dT - R_u \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (4.5)$$

İkinci Kanun Analizi

Kompresörün gerçek işi, $\dot{W}_{k,ger}$

$$\dot{W}_{k,ger} = \dot{m}_{hava} \cdot (h_{2ger} - h_1) \quad (4.6)$$

Kompresörün tersinir işi, $\dot{W}_{k,ter}$

$$\dot{W}_{k,ter} = \dot{m}_{hava} \cdot (x_{2s} - x_1) = [(h_{2s} - h_1) - T_0 \cdot (s_{2s} - s_1)] \quad (4.7)$$

İzentropik bir süreçte, $s_{2s} - s_1 = 0$

$$\dot{W}_{k,ter} = \dot{m}_{hava} \cdot (h_{2s} - h_1) \quad (4.8)$$

Kompresörün ekserji verimliliği:

$$\eta_k = \frac{\dot{W}_{k,s}}{\dot{W}_{k,ger}} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_{2ger} - h_1)} \quad (4.9)$$

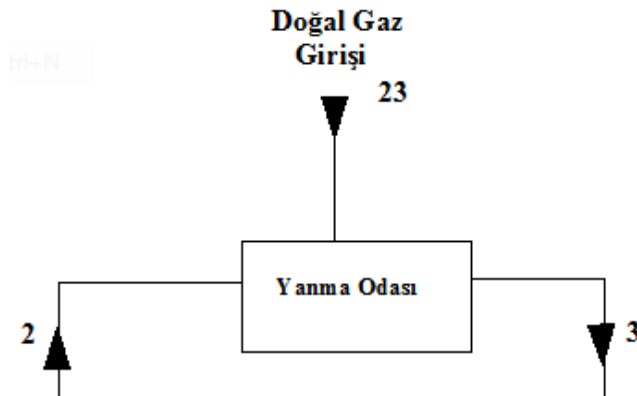
Kompresörün ekserji yıkımı:

$$\dot{X}_{k,yıkım} = \dot{W}_{k,ger} - \dot{W}_{k,ter} = \dot{m}_{hava} \cdot (h_{2ger} - h_{2s}) \quad (4.10)$$

4.3.2. Yanma Odası

Kompresörden gelen hava ve yakıt yanma odasında kimyasal reaksiyona girerek ısı ve ürünleri oluşturur. Yanma odasında termodinamiğin birinci yasasına göre enerji değişimi Eşitlik 4.11’de olduğu gibi ifade edilir.

$$\dot{E}_g - \dot{E}_ç = \Delta \dot{E}_{sistem} \quad [kW] \quad (4.11)$$

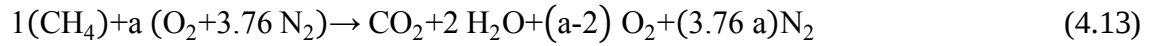


Şekil 4.4. Yanma Odası

Yanma odası enerji dengesi

$$\dot{m}_{\text{yakıt}} \cdot h_{23} \cdot \eta_{\text{yo}} + \dot{m}_{\text{hava}} \cdot h_2 = \dot{m}_{\text{gaz}} \cdot h_3 \quad (4.12)$$

Yanma reaksiyon denklemi:



burada reaksiyon katsayısı a yanma sürecindeki fazla havayı temsil etmektedir.

$$a = \frac{\left(\frac{\text{Hava}}{\text{Yakıt}} \cdot \frac{M_{\text{yakıt}}}{M_{\text{hava}}} \right)}{4.76} \quad (4.14)$$

Reaksiyon sonucu oluşan egzoz gazındaki bileşenlerin mol oranları Eşitlik 4.15-4.18 ile ifade edilir.

$$y_{\text{CO}_2} = \frac{1}{(4.76 a + 1)} \quad (4.15)$$

$$y_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2}{(4.76 a + 1)} \quad (4.16)$$

$$y_{\text{O}_2} = \frac{(a-2)}{(4.76 a + 1)} \quad (4.17)$$

$$y_{\text{N}_2} = \frac{(3.76 a)}{(4.76 a + 1)} \quad (4.18)$$

Yanma odası ikinci kanun analizi

$$X_{\text{yo, yıkım}} = T_0 \cdot S_{\text{üretim}} \quad (4.19)$$

$$S_{\text{üretim}} = S_{\text{ürün}} - S_{\text{giren}} = \sum N_{\text{ü}} \bar{s}_{\text{i}}(T_3, P_{\text{i}})_{\text{ü}} + \sum N_{\text{g}} \bar{s}_{\text{i}}(T_2, P_{\text{i}})_{\text{g}} + \sum N_{\text{g}} \bar{s}_{\text{i}}(T_{23}, P_{\text{i}})_{\text{g}} \quad (4.20)$$

İdeal gaz karışımı için

$$\bar{s}_{\text{i}}(T, P_{\text{i}}) = \int_{T_0}^T \frac{C_{p_{\text{i}}}(T)}{T} dT + \bar{s}_{\text{i}}(T_0, P_0) - R_{\text{u}} \cdot \ln \frac{y_{\text{i}} P_{\text{m}}}{P_0} \quad (4.21)$$

Yanma odası ikinci kanun verimi

$$\dot{X}_{yo,yıkım} = \frac{\dot{m}_{yakıt}}{M_{yakıt}} \cdot X_{yo,yıkım} \quad (4.22)$$

$$\eta_{II,yo} = 1 - \frac{\dot{X}_{yo,yıkım}}{\dot{m}_{yakıt} \cdot x_{yakıt}^{kim}} \quad (4.23)$$

4.3.3. Yakıt Hücresi

Anot :



Katot:



Net hücre reaksiyonu:



$$\dot{n}_x = \frac{iA}{nF} = \frac{I}{nF} \quad (4.29)$$

$$\dot{n}_{CH_4} = \frac{iA}{nF} \quad (4.30)$$

$$\dot{n}_{hava} = \frac{iA}{nF} = \frac{\dot{n}_{O_2}}{nF} \quad (4.31)$$

$$\dot{m}_{hava} = \frac{iA}{nF} \cdot MA_{hava} \quad (4.32)$$

$$\dot{m}_{CH_4} = \frac{iA}{nF} \cdot MA_{CH_4} \quad (4.33)$$

$\dot{n}_x$ = üretilen veya tüketilen x cinsinin molar oranı (x/s molü)

I = akım (A)

A = yüzeysel elektrot alanı (cm^2)

i = akım yoğunluğu = I/A (A/cm^2)

n = x reaktanın molü başına eşdeğer elektron (eq/mol)

F = bir eşdeğer molün taşıdığı yük (C/eq)

$\dot{m}_x$ = birim zamanda üretilen veya tüketilen x cinsinin kütle miktarı

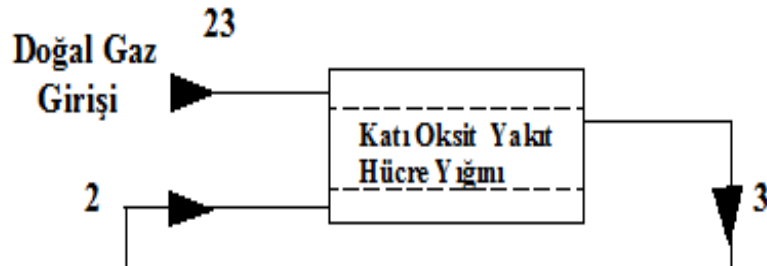
$$\dot{W}_{\text{KOYH,DC}} = V_h i A_h \quad (4.34)$$

$\dot{W}_{\text{KOYH,DC}}$ = Hücrenin DC güç çıkışı

V_h = Hücre potansiyeli

A_h = Hücre alanı

Şekil 4.5’de doğal gaz ile çalışan KOYH yığını gösterilmektedir. Kompresörde sıkıştırılan hava 2 noktasından, yakıt ise 23 düğüm noktasından girmekte ve ürünler 3 noktasından çıkmaktadır.



Şekil 4.5. Katı oksit yakıt hücre yığını

$$\sum_{\text{giren}} \text{Kütle akışı} = \sum_{\text{çıkan}} \text{Kütle akışı} \quad (4.35)$$

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_{\text{yakıt, KOYH}} = \dot{m}_3 \quad (4.36)$$

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_{\text{yakıt, KOYH}} \cdot U_f \cdot \text{LHV} + \dot{m}_{\text{yakıt, KOYH}} \cdot (1 - U_f) \cdot h_{\text{yakıt, gir}} - \dot{W}_{\text{KOYH,DC}} - \dot{m}_3 \cdot h_3 = 0 \quad (4.37)$$

U_f =Yakıt kullanım faktörü

LHV=Yakıtın alt ısı değeri

$$\dot{m}_2 \cdot x_2 + \dot{m}_{\text{yakıt, KOYH}} \cdot x_y^{\text{Fiz}} + \dot{m}_{\text{yakıt, KOYH}} \cdot U_f \cdot e_y^{\text{Kim}} - \dot{m}_3 \cdot x_3 - \dot{W}_{\text{KOYH,DC}} - \dot{X}_{\text{yıkım, KOYH}} = 0 \quad (4.38)$$

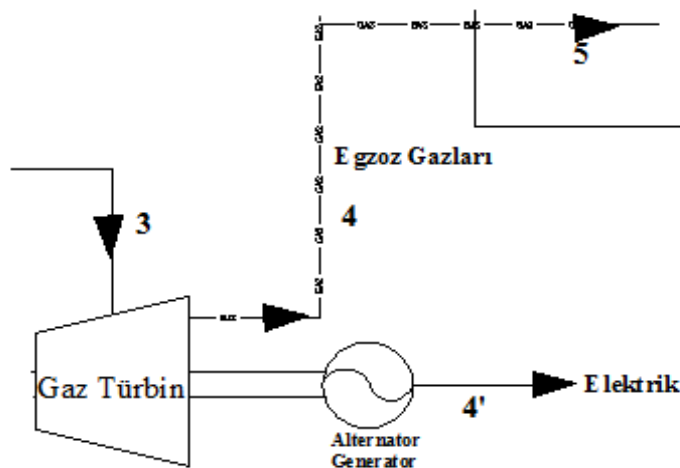
$$\eta_{x, \text{KOYH}} = \frac{\dot{W}_{\text{KOYH,DC}}}{(\dot{m}_{\text{yakıt, KOYH}} \cdot x_y^{\text{Fiz}} + \dot{m}_{\text{yakıt, KOYH}} \cdot U_f \cdot x_y^{\text{Kim}}) - (\dot{m}_3 \cdot x_3 - \dot{m}_2 \cdot x_2)} \quad (4.39)$$

$$S_{\text{üretim, KOYH}} = \dot{m}_3 \cdot s_3 - \dot{m}_2 \cdot s_2 - \dot{m}_{\text{yakıt, KOYH}} \cdot s_y \quad (4.40)$$

$$\dot{X}_{\text{KOYH,yıkım}} = T_0 \cdot S_{\text{üretim, KOYH}} \quad (4.41)$$

4.3.4. Gaz Türbini

Yanma odasından çıkan yüksek sıcaklıklı ve basınçlı egzoz gazları genişleyerek gaz türbininde mekanik iş elde edilir. Mekanik enerji alternatör jeneratörü ile elektrik enerjisine dönüştürülür. Şekil 4.6'da gösterilen 4 ve 5 düğüm noktaları aynı sistem özellikleri göstermektedir.



Şekil 4.6. Gaz Türbini

Türbin gerçek işi:

$$\dot{W}_{gt,ger} = \dot{m}_{gaz} \cdot (h_3 - h_{4ger}) = \dot{m}_{gaz} \cdot \frac{(\int_{T_{4ger}}^{T_3} \bar{C}_{p,gaz}(T) dT)}{M_{gaz}} \quad (4.42)$$

Entalpi farkı:

$$h_3 - h_{4ger} = \frac{(\int_{T_{4ger}}^{T_3} \bar{C}_{p,gaz}(T) dT)}{M_{gaz}} \quad (4.43)$$

$$h_3 - h_{4ger} = (y_{CO_2} \frac{\int_{T_{4ger}}^{T_3} \bar{C}_{p,CO_2}(T) dT}{T} + y_{H_2O} \frac{\int_{T_{4ger}}^{T_3} \bar{C}_{p,H_2O}(T) dT}{T} + y_{N_2} \frac{\int_{T_{4ger}}^{T_3} \bar{C}_{p,N_2}(T) dT}{T} + y_{O_2} \frac{\int_{T_{4ger}}^{T_3} \bar{C}_{p,O_2}(T) dT}{T}) / M_{gaz} \quad (4.44)$$

Entropi Farkı:

$$\bar{s}_3 - \bar{s}_{4s} = \bar{s}_3^0 - \bar{s}_{4s}^0 - R_u \ln \frac{P_3}{P_{4s}} = \int_{T_{4s}}^{T_3} \frac{\bar{C}_{p,gaz}(T)}{T} dT - R_u \ln \frac{P_3}{P_{4s}} = 0 \quad (4.45)$$

$$s_3 - s_{4s} = \left[\frac{(\int_{T_{4s}}^{T_3} \frac{\bar{C}_{p,gaz}(T)}{T} dT)}{M_{gaz}} - \frac{R_u}{M_{gaz}} \ln \frac{P_3}{P_{4s}} \right] \quad (4.46)$$

$$s_3 - s_{4s} = (y_{CO_2} \frac{\int_{T_{4s}}^{T_3} \bar{C}_{p,CO_2}(T) dT}{T} + y_{H_2O} \frac{\int_{T_{4s}}^{T_3} \bar{C}_{p,H_2O}(T) dT}{T} + y_{N_2} \frac{\int_{T_{4s}}^{T_3} \bar{C}_{p,N_2}(T) dT}{T} + y_{O_2} \frac{\int_{T_{4s}}^{T_3} \bar{C}_{p,O_2}(T) dT}{T}) / M_{gaz} - \frac{R_u}{M_{gaz}} \ln \frac{P_3}{P_{4s}}] / M_{gaz} \quad (4.47)$$

İkinci Kanun Analizi:

$$\dot{W}_{gt,ter} = \dot{m}_{gaz} \cdot (x_3 - x_{4s}) = \dot{m}_{gaz} \cdot [(h_3 - h_{4s}) - T_0 \cdot (s_3 - s_{4s})] \quad (4.48)$$

$$\text{İzantropik durumda, } s_3 - s_{4s} = 0, \quad (4.49)$$

$$\dot{W}_{gt,ter} = \dot{m}_{gaz} \cdot (h_3 - h_{4s}) \quad (4.50)$$

İzantropik türbin verimi:

$$\eta_{gt} = \frac{\dot{W}_{gt,ger}}{\dot{W}_{gt,s}} = \frac{h_3 - h_{4ger}}{h_3 - h_{4s}} \quad (4.51)$$

Gaz türbinde ekserji yıkımı:

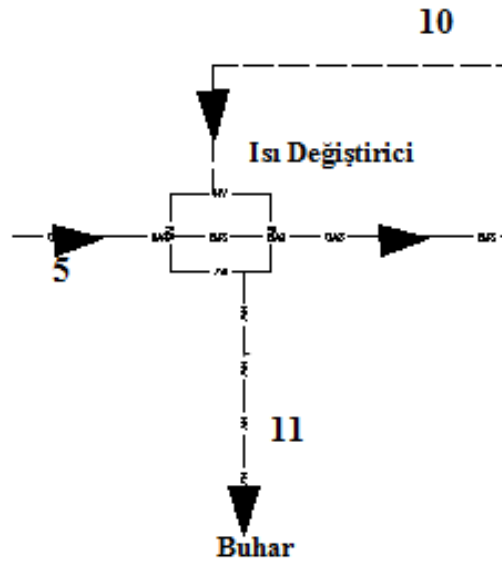
$$\dot{X}_{gt,yıkım} = \dot{W}_{gt,ter} - \dot{W}_{gt,ger} \quad (4.52)$$

$$\dot{X}_{gt,yıkım} = \dot{m}_{gaz}(h_3 - h_{4s}) - \dot{m}_{gaz}(h_3 - h_{4ger}) \quad (4.53)$$

$$\dot{X}_{gt,yıkım} = \dot{m}_{gaz}(h_{4ger} - h_{4s}) \quad (4.54)$$

4.3.5. Isı Değiştirici

Gaz türbininden çıkan yüksek sıcaklıklı egzoz gazı ve şebekeden gelen besli suyu ısı geçişi ile atık ısı buhar kazanında ısı değiştiricisinde fabrikada kullanılmak üzere kızgın buhar haline getirilir.



Şekil 4.7. Isı Değiştiricisi

Isı değıştiricisi etkinliği

$$\epsilon_{Id} = \frac{T_{buhar,\phi} - T_{buhar,g}}{T_{gaz,\phi} - T_{buhar,g}} \quad (4.55)$$

Isı değıştiricisi enerji dengesi

$$\dot{m}_{buhar}(h_{11} - h_{10}) = \dot{m}_{gaz}(h_5 - h_6) \quad (4.56)$$

İkinci Kanun Analizi

$$\dot{X}_{I,yıkım} = \dot{m}_{buhar}(x_{11} - x_{10}) + \dot{m}_{gaz}(x_5 - x_6) \quad (4.57)$$

$$\dot{X}_{Id,yıkım} = \dot{m}_{buhar}[(h_{11} - h_{10}) - T_0(s_{11} - s_{10})] + \dot{m}_{gaz}[(h_5 - h_6) - T_0(s_5 - s_6)] \quad (4.58)$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_{Id,yıkım} = & \frac{\dot{m}_{buhar}}{M_{buhar}} \left[\left(\int_{T_{10}}^{T_{11}} \overline{Cp}_{buhar}(T) dT \right) - T_0 \left(\int_{T_{10}}^{T_{11}} \frac{\overline{Cp}_{buhar}(T)}{T} dT \right) - R_u \ln \frac{P_{10}}{P_{11}} \right] \\ & + \frac{\dot{m}_{gaz}}{M_{gaz}} \cdot \left[\left(\int_{T_6}^{T_5} \overline{Cp}_{gaz}(T) dT \right) - T_0 \left(\int_{T_6}^{T_5} \frac{\overline{Cp}_{gaz}(T)}{T} dT \right) - R_u \ln \frac{P_5}{P_6} \right] \end{aligned} \quad (4.59)$$

Entalpi Değişimi

$$\begin{aligned} h_5 - h_6 = & (y_{CO_2} \int_{T_6}^{T_5} \overline{Cp}_{CO_2}(T) dT + y_{H_2O} \int_{T_6}^{T_5} \overline{Cp}_{H_2O}(T) dT + y_{N_2} \int_{T_6}^{T_5} \overline{Cp}_{N_2}(T) dT \\ & + y_{O_2} \int_{T_6}^{T_5} \overline{Cp}_{O_2}(T) dT) / M_{gaz} \end{aligned} \quad (4.60)$$

Entropi Değişimi

$$s_5 - s_6 = \left[\frac{\left(\int_{T_6}^{T_5} \frac{\overline{Cp}_{gaz}(T)}{T} dT \right)}{M_{gaz}} - \frac{R_u}{M_{gaz}} \ln \frac{P_5}{P_6} \right] \quad (4.61)$$

Egzoz gazının dört bileşeni için entropi değişimi

$$s_5-s_6=(y_{CO_2} \frac{\int_{T_6}^{T_5} \overline{Cp}_{CO_2}(T)}{T} dT+y_{H_2O} \frac{\int_{T_6}^{T_5} \overline{Cp}_{H_2O}(T)}{T} dT+y_{N_2} \frac{\int_{T_6}^{T_5} \overline{Cp}_{N_2}(T)}{T} dT+y_{O_2} \frac{\int_{T_6}^{T_5} \overline{Cp}_{O_2}(T)}{T} dT)/M_{gaz}-\frac{R_u}{M_{gaz}} \ln \frac{P_5}{P_6}] \quad (4.62)$$

Isı değıştiricisi ikinci kanun verimliliği

$$\eta_{II,ID}=\frac{\dot{m}_{buhar}(x_{11}-x_{10})}{\dot{m}_{gaz}(x_5-x_6)} \quad (4.63)$$

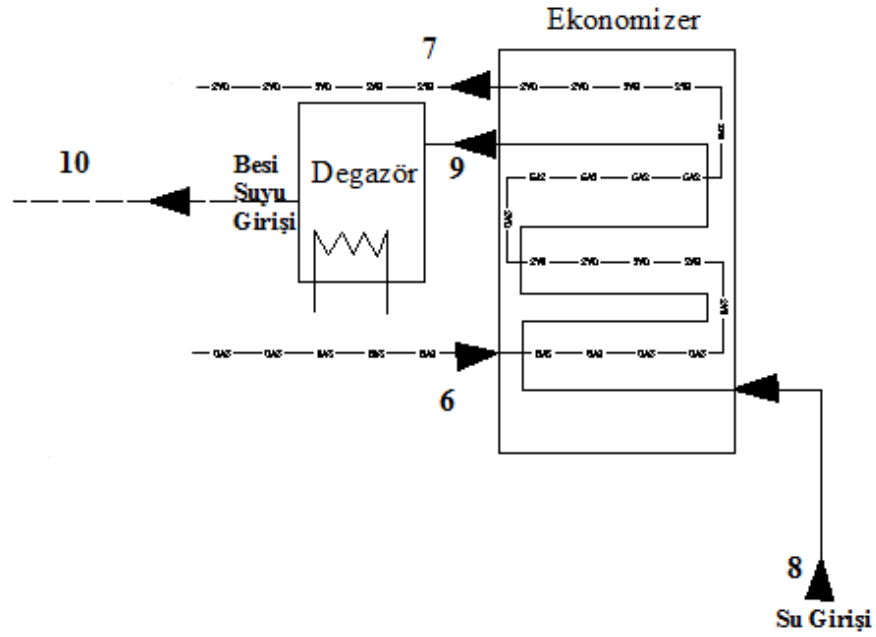
Sistemden elde edilen buharın enerjisi

$$\dot{Q}_{buhar}=\dot{m}_{buhar}(h_{11}-h_{10}) \quad (4.64)$$

4.3.6. Ekonomizer ve Degazör Sistemi

Isı değıştiricisinden çıkan egzoz gazı bir miktar daha ekserjiye sahiptir. Bu egzoz gazındaki kullanılabilir enerji ile buhar elde etmek için şebekeden sisteme giren suyun ön ısıtması yapılarak sistem verimliliği artırılabilir.

Besi suyu içerisinde çözünmüş olarak bulunan oksijen (O_2) ile kazan içinde karbonatların parçalanması sonucu oluşan karbondioksit (CO_2) gazları gözeneklere ve korozyona neden oldukları için istenmeyen bir durumdur. Bu yüzden besleme suyu gazdan arındırılması için degazör cihazından geçirilerek degaze edilmesi gerekmektedir. Termik degazörlerde gazların sudan ayrılması suyun ısıtılması ile sağlanır ve suyun ısıtılması için sistemden üretilen buhardan yararlanır. Ekonomizer, ısı değıştirici sistemi ile çalışan ve egzoz gazında bulunan ısıyı besleme suyuna aktararak besleme suyunun ön ısıtmasını sağlayan sistemdir [69].



Şekil 4.8. Ekonomizer ve degazör ısı geri kazanım sistemi

Ekonomizer enerji dengesi

$$\dot{m}_{su}(h_9-h_8)=\dot{m}_{gaz}(h_6-h_7) \quad (4.65)$$

İkinci Kanun Analizi

$$\dot{X}_{I,yıkım}=\dot{m}_{buhar}(x_9-x_8)+\dot{m}_{gaz}(x_5-x_6) \quad (4.66)$$

$$\dot{X}_{Id,yıkım}=\dot{m}_{buhar}[(h_9-h_8)-T_0(s_9-s_8)]+\dot{m}_{gaz}[(h_5-h_6)-T_0(s_5-s_6)] \quad (4.67)$$

Isı değıştiricisi ikinci kanun verimliliğı

$$\eta_{II,ek}=\frac{\dot{m}_{su}(x_9-x_8)}{\dot{m}_{gaz}(x_6-x_7)} \quad (4.68)$$

4.3.7. Tüm Sistem İçin Enerji ve Ekserji Verimi

Tüm sistemin enerji ve ekserji verimi sırası ile η_I ve η_{II} ile ifade edilir.

Birinci kanun verimi:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{toplam} + \dot{Q}_{deg}} \quad (4.69)$$

İkinci kanun verimi:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net} - \dot{Q}_{deg}}{\dot{m}_{yakıt} \cdot (x_y^{Fiz} + x_y^{Kim})} \quad (4.70)$$

burada $\dot{W}_{net}$ güç üretim sisteminin net iş çıktısı, $\dot{Q}_{toplam}$ sistemden açığa çıkan toplam ısı miktarı, $\dot{m}_{yakıt}$ sisteme giren yakıt debisi ve $x_{yakıt}^{kim}$ ise yakıtın kimyasal ekserjisidir. Hesaplamalarda yakıtın fiziksel enerjisi (x_y^{Fiz}) ihmal edilmiştir.

Yanma odalı sistem ve KOYH'li sistem için net iş çıktısı sırasıyla Eşitlik 4.71 ve 4.72 ile hesaplanabilir:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{gt,ger} - \dot{W}_{k,ger} + \dot{Q}_{buhar} \quad (4.71)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{gt,ger} - \dot{W}_{k,ger} + \dot{W}_{KOYH} + \dot{Q}_{buhar} \quad (4.72)$$

$$\dot{Q}_{toplam} = \dot{m}_{yakıt} \cdot LHV_{CH4} \quad (4.73)$$

KOYH'li sistem için;

$$\dot{W}_{KOYH} = \frac{\dot{Q}_{KOYH} - \dot{W}_{gt,ger}}{\eta_{invert}} \quad (4.74)$$

Burada $\dot{Q}_{KOYH}$ ise KOYH'den açığa çıkan ısı miktarıdır ve Eşitlik 4.75 ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{KOYH} = \dot{m}_{yakıt} \cdot U_f \cdot LHV_{CH4} \quad (4.75)$$

Sayısal hesaplamalarda sistemleri kıyaslayabilmek için her iki güç üretim sistemi için $\dot{Q}_{\text{toplam}}$ değerleri eşit alınmıştır.

Yanma odalı sistem için toplam yıkım yüzdesi

$$\dot{X}_{\text{Toplam,yıkım}} = \dot{X}_{k,yıkım} + \dot{X}_{yo,yıkım} + \dot{X}_{gt,yıkım} + \dot{X}_{Id,yıkım} + \dot{X}_{eko,yıkım} + \dot{X}_{deg,yıkım} \quad (4.76)$$

Katı oksit yakıt hücreli sistem için toplam ekserji yıkım yüzdesi

$$\dot{X}_{\text{Toplam,yıkım}} = \dot{X}_{k,yıkım} + \dot{X}_{KOYH,yıkım} + \dot{X}_{gt,yıkım} + \dot{X}_{Id,yıkım} + \dot{X}_{eko,yıkım} + \dot{X}_{deg,yıkım} \quad (4.77)$$

Bileşenlerin ekserji yıkım yüzdeleri:

$$\text{Kompresör ekserji yıkım yüzdesi} = \frac{\dot{X}_{k,yıkım}}{\dot{X}_{\text{Toplam,yıkım}}} \times 100 \quad (4.78)$$

$$\text{Yanma odası ekserji yıkım yüzdesi} = \frac{\dot{X}_{yo,yıkım}}{\dot{X}_{\text{Toplam,yıkım}}} \times 100 \quad (4.79)$$

$$\text{Yakıt hücresi ekserji yıkım yüzdesi} = \frac{\dot{X}_{KOYH,yıkım}}{\dot{X}_{\text{Toplam,yıkım}}} \times 100 \quad (4.80)$$

$$\text{Gaz türbini ekserji yıkım yüzdesi} = \frac{\dot{X}_{gt,yıkım}}{\dot{X}_{\text{Toplam,yıkım}}} \times 100 \quad (4.81)$$

$$\text{Isı değiştirici ekserji yıkım yüzdesi} = \frac{\dot{X}_{Id,yıkım}}{\dot{X}_{\text{Toplam,yıkım}}} \times 100 \quad (4.82)$$

$$\text{Ekonomizer değiştirici ekserji yıkım yüzdesi} = \frac{\dot{X}_{eko,yıkım}}{\dot{X}_{\text{Toplam,yıkım}}} \times 100 \quad (4.83)$$

$$\text{Degazör ekserji yıkım yüzdesi} = \frac{\dot{X}_{deg,yıkım}}{\dot{X}_{\text{Toplam,yıkım}}} \times 100 \quad (4.84)$$

5. BÖLÜM

BULGULAR

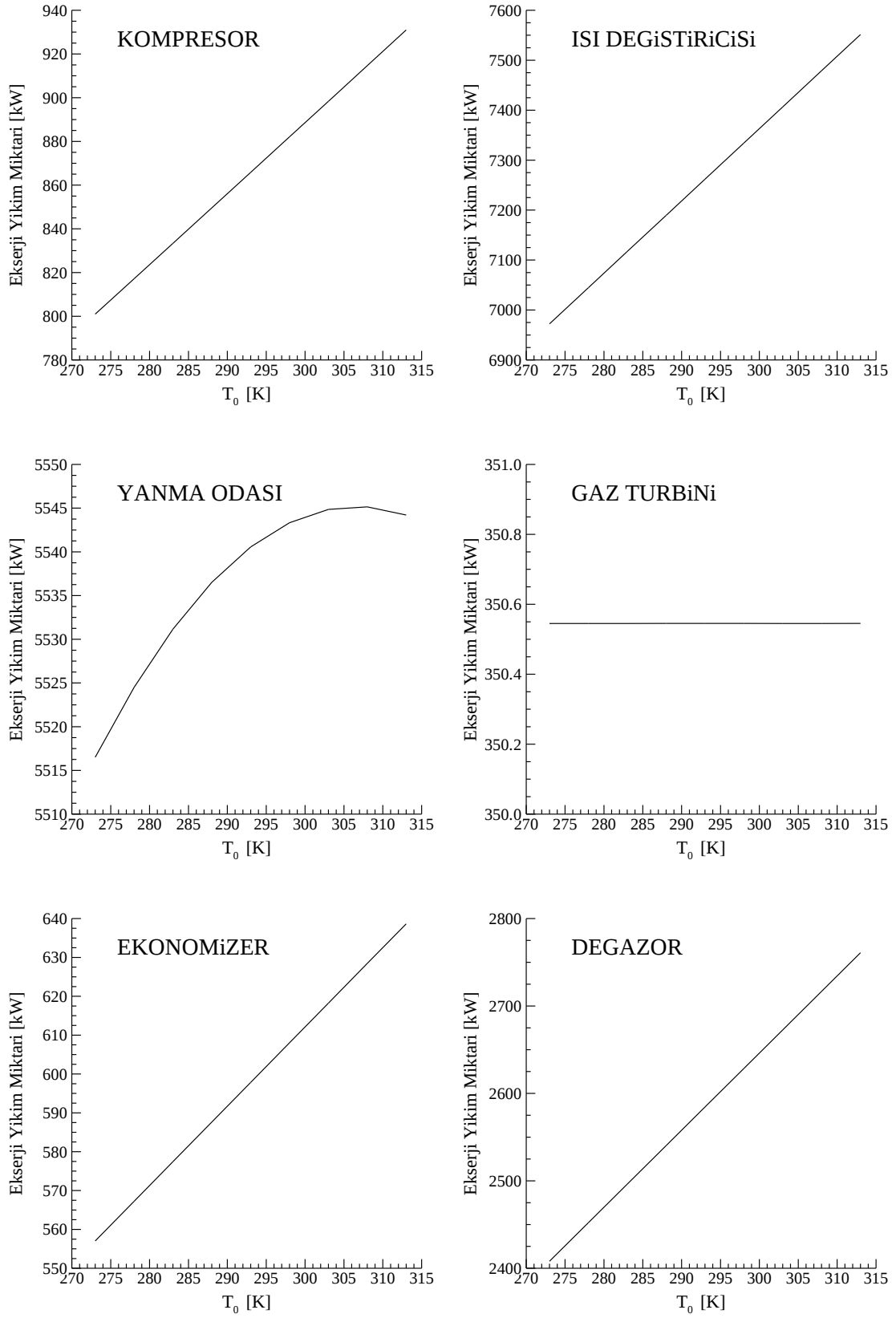
5.1. Yanma Odalı Güç Üretim Sisteminin Ekserji Analizi Sonuçları

Kojenerasyon güç üretim sisteminde tüm sistem için enerji ve ekserji verimleri, net iş çıkışı, sistemin her bir bileşeni için ekserji yıkım miktarı ve yüzde ekserji yıkım oranı değerlerinin hava giriş sıcaklığı, kompresör sıkıştırma oranı ve hava/yakıt oranı gibi faktörler ile değişimi incelenmiştir.

5.1.1. Hava Giriş Sıcaklığının Etkisi

Yanma odalı güç üretim sisteminde kompresöre giren havanın sıcaklığı 273 K'den 313 K'e kadar 5 K aralıklarla değiştirilerek sıcaklığın sistemin enerji ve ekserji verimine etkisi incelenmiştir. Aynı zamanda giren hava sıcaklığı ile sistemin net iş çıktısının (W_{net}) ve her bir sistem bileşeninin ekserji yıkım miktarı, ekserji yıkım oranının sıcaklıkla değişimi hesaplanmıştır.

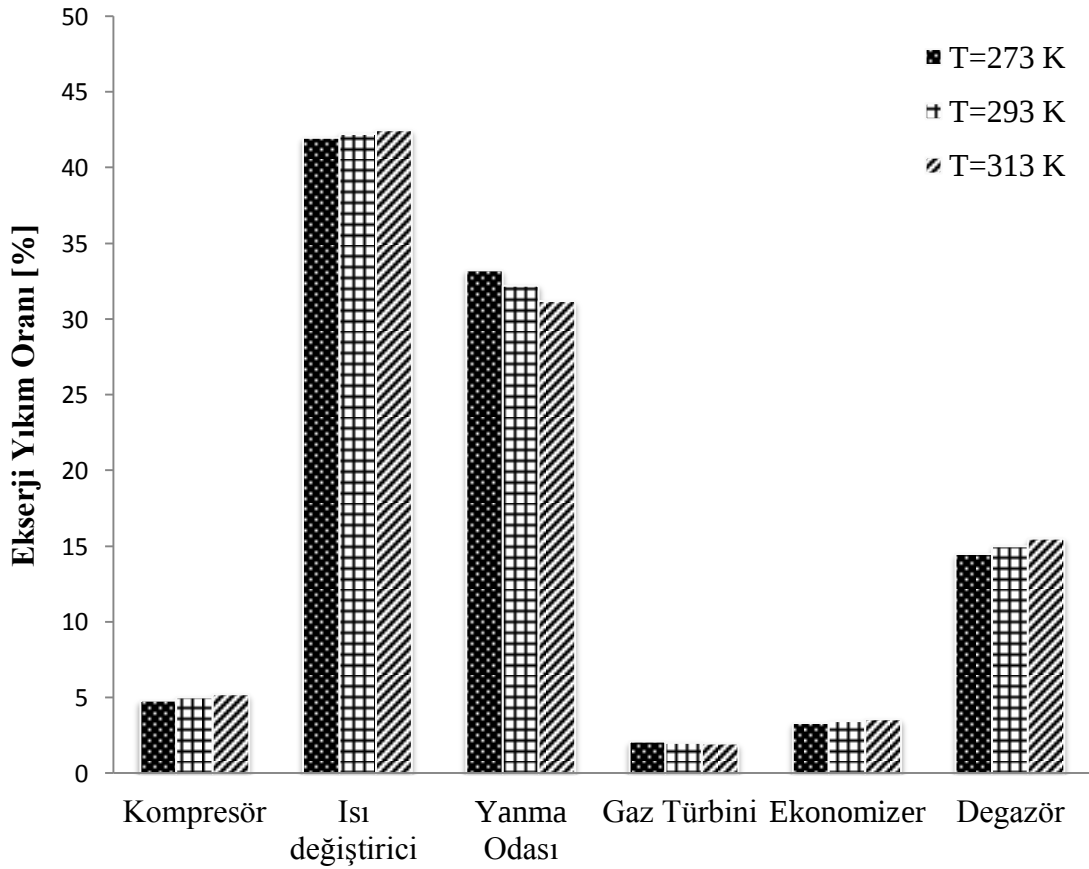
Şekil 5.1'de her bir sistem bileşeni için ekserji yıkım miktarının hava giriş sıcaklığı ile değişimi gösterilmektedir. 273 K'de kompresörde ekserji yıkım miktarı 800.98 kW, ısı değiştiricisinde 6972.34 kW, yanma odasında 5516.49 kW, gaz türbininde 350.54 kW, ekonomizer de 557.02 kW ve degazörde 2408.04 kW iken sıcaklık 313 K'ne yükseldiğinde bileşenlerde ekserji yıkım miktarı kompresörde 930.97 kW, ısı değiştiricisinde 7551.32 kW, yanma odasında 5544.20 kW, gaz türbininde 350.54 kW, ekonomizerde 638.64 kW ve degazörde 2760.87 kW olduğu görülmüştür.



Şekil 5.1. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım miktarları

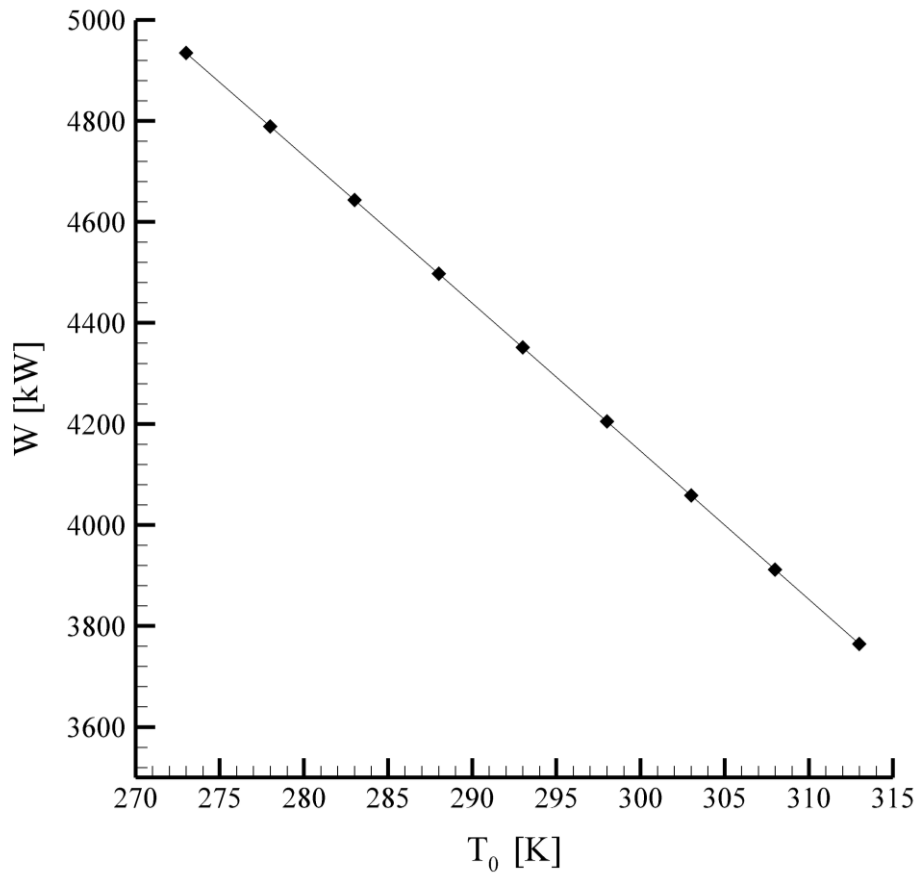
Hava giriş sıcaklığının artması ile gaz türbininde ekserji yıkım miktarı değişmezken, kompresör, ısı değiştirici, ekonomizer ve degazörde sıcakla lineer artarken gaz türbininde sabit kalmakta ve yanma odasında ise eksponansiyel artmaktadır.

Şekil 5.2’de 273, 293 ve 313 K hava giriş sıcaklıklarında her bir bileşen için ekserji yıkım yüzde oranı verilmektedir. Tüm sistem bileşenlerinin ekserji yıkım oranı sıcaklığın artmasıyla kompresörde %4.82-5.23, ısı değiştiricisinde %41.98-42.47, yanma odasında %33.22-31.18, gaz türbininde %2.11-1.97, ekonomizerde %3.35-3.59 ve degazörde ise %14.50-15.53 aralıklarında değişmektedir. Giriş hava sıcaklığının yükselmesiyle kompresör, ısı değiştiricisi, ekonomizer ve degazörde yüzde ekserji yıkım oranı artmaktayken yanma odasında azaldığı ve gaz türbininde ise değişimin neredeyse sabit olduğu gözlenmektedir.



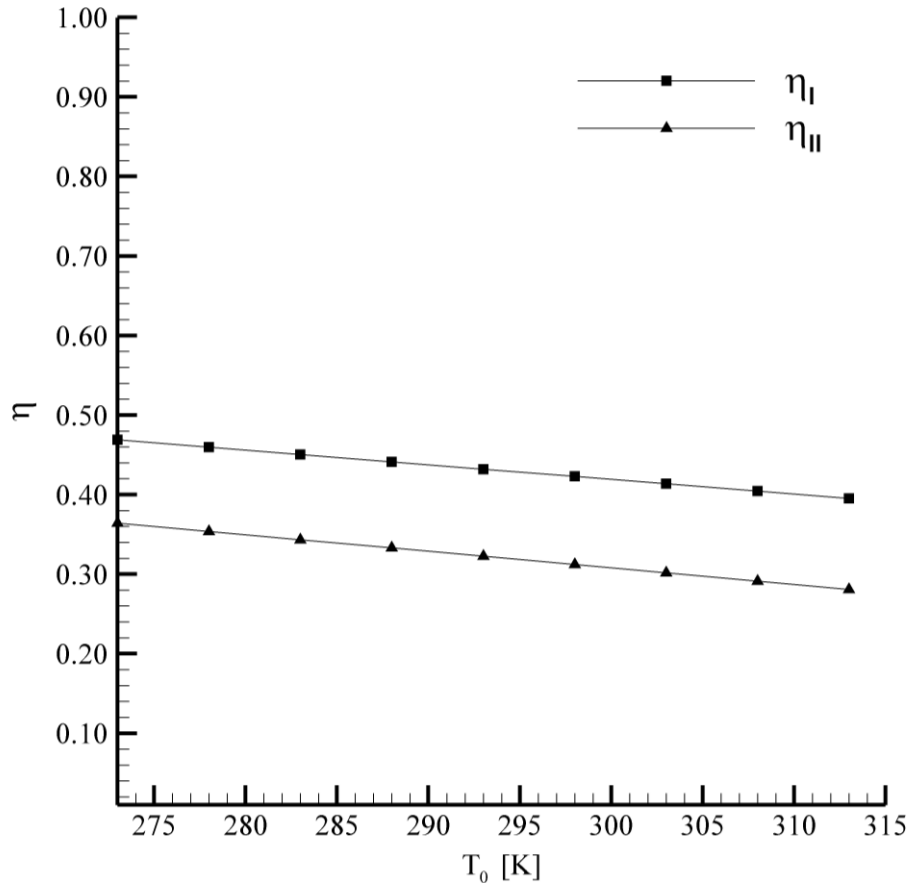
Şekil 5.2. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım yüzde oranı

Şekil 5.3’de yanma odalı sistemin giren hava sıcaklığı ile net iş değişim grafiği görülmektedir. Tüm sistemin net iş çıktısı sıcaklığın 273 K’den 313 K’ne artmasıyla 4934.21 kW’dan 3764.68 kW’a lineer olarak azalmaktadır. Sisteme giren hava sıcaklığının artması, sisteme giren havanın özgül hacminin artmasına bu da havanın kompresörde sıkıştırılması sırasında daha fazla kompresör işi gerektirdiği için tüm sistemin net işi ve verimliliğinin giriş havası sıcaklığı ile azalmasına neden olmaktadır.



Şekil 5.3. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin net iş değişimi

Şekil 5.4’de görüldüğü üzere sisteme giren hava sıcaklığı 273 K’de iken tüm sistemin enerji ve ekserji verimliliği sırasıyla %46.87 ve %36.40 olmaktadır. Hava giriş sıcaklığının 313 K’e artması ile tüm sistemin enerji ve ekserji verimi sırası ile %39.50 ve %28.07 değerlerine düşmektedir.

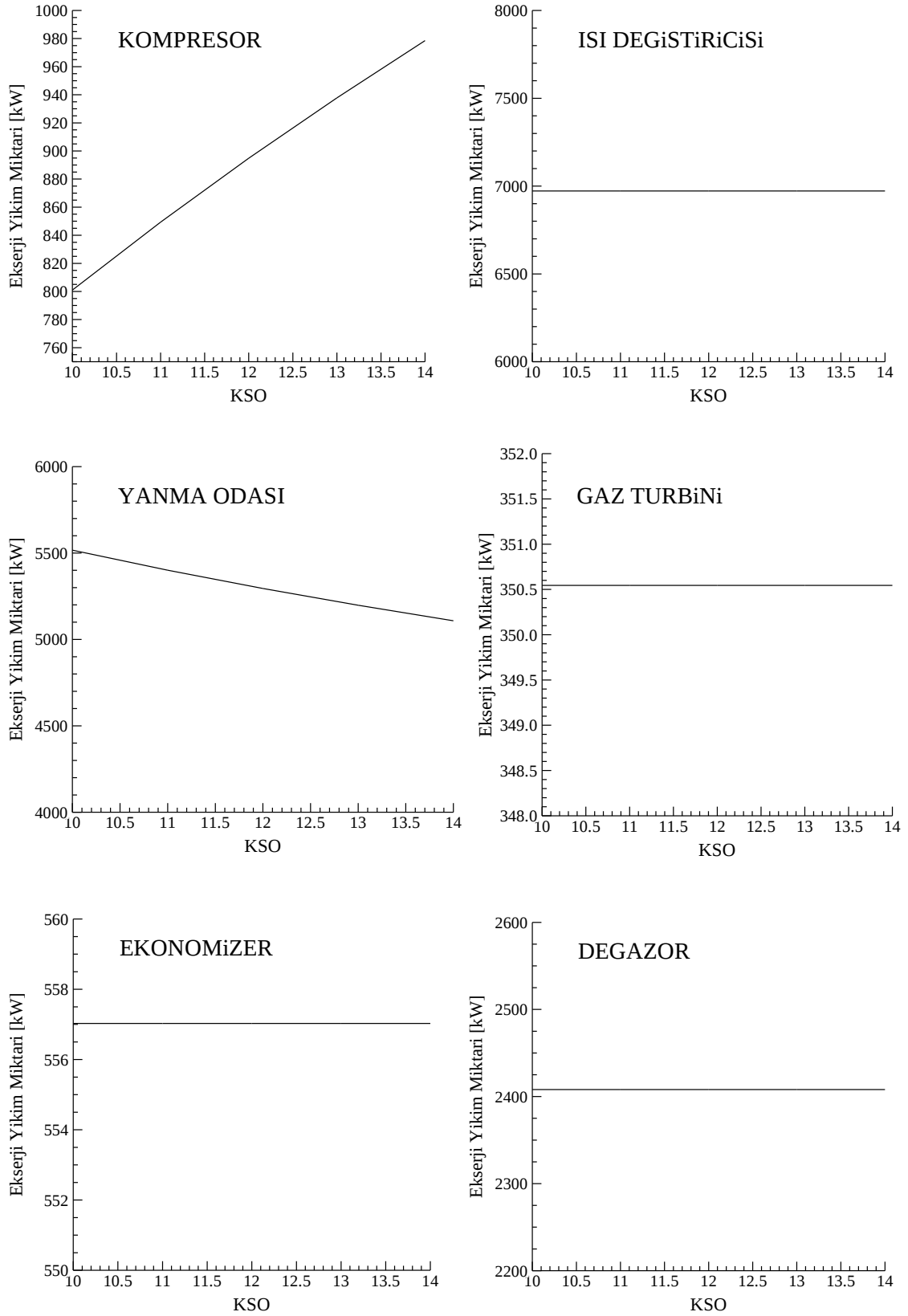


Şekil 5.4. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin değişimi

5.1.2. Kompresör Sıkıştırma Oranının Etkisi

Kojenerasyon güç üretim sisteminde sabit hava giriş sıcaklığı ve hava/yakıt oranı ile birlikte Kompresör Sıkıştırma Oranının (KSO) sistemin enerji ve ekserji verimi, net iş çıkışı, her bir bileşen için ekserji yıkım miktarı ve ekserji yıkım yüzde oranı üzerinde etkisi incelenmiştir.

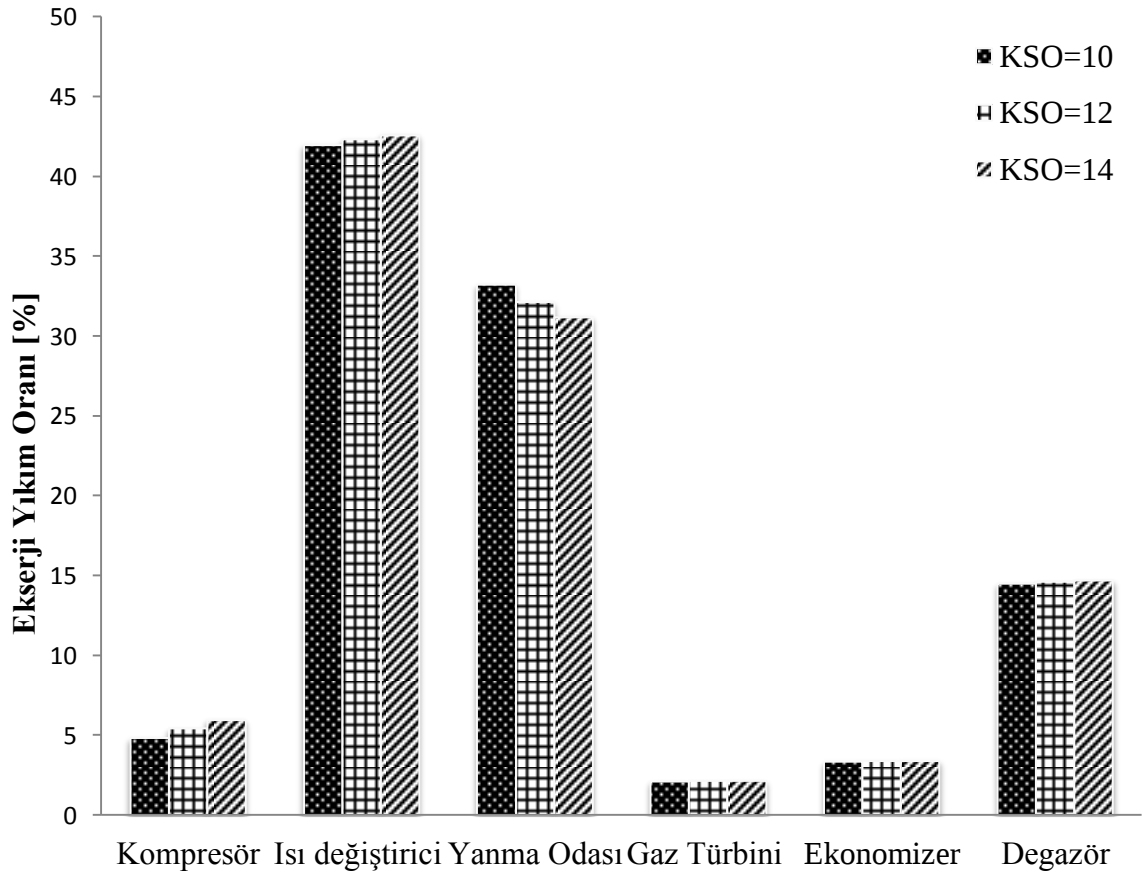
Şekil 5.5’de KSO’nun 10’dan 14’e 0.5’lik artırılması ile her bir sistem bileşeninin ekserji yıkım miktarının değişimi görülmektedir. KSO’nun artışıyla kompresörde ekserji yıkım miktarı 800.98 kW’dan 978.56 kW değerine lineer artarken yanma odasında 5516.49 kW’dan 5107.84 kW değerine lineer olarak azalmaktadır.



Şekil 5.5. Kompresör sıkıştırma oranının tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım miktarları üzerine etkisi

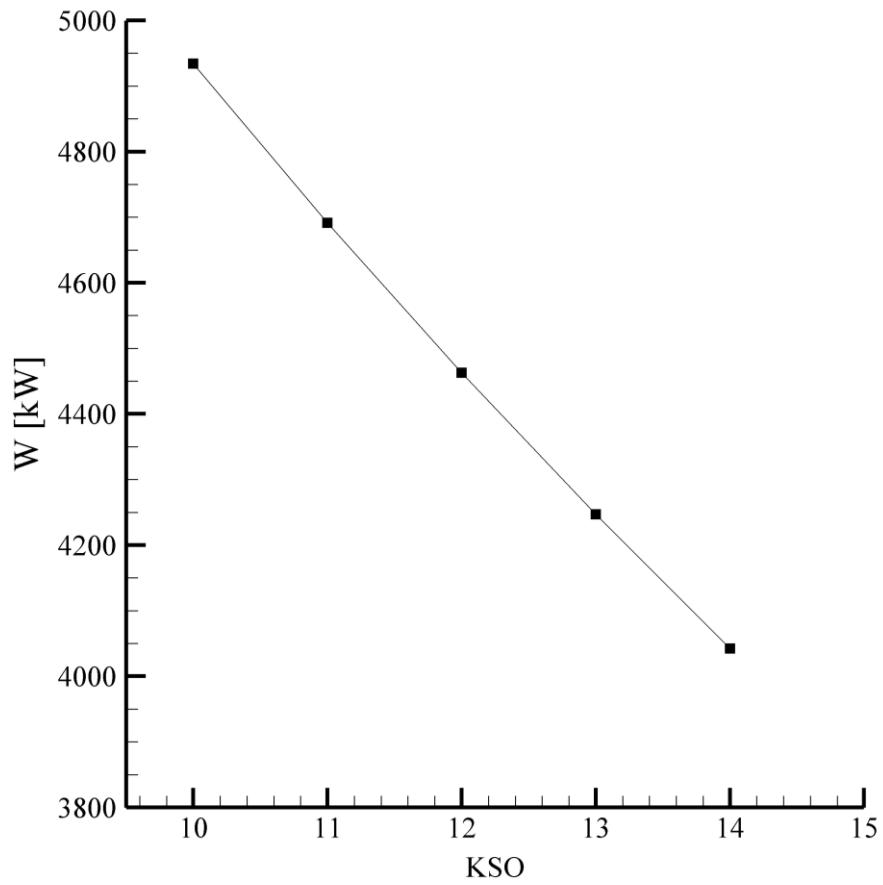
KSO'nun artışı ile ekserji yıkım miktarı ısı değiştiricisinde 6972.34 kW, gaz türbininde 350.54 kW, ekonomizerde 557.02 kW ve degazörde 2408.04 kW gibi değerler ile bileşenlerde sabit kaldığı görülürken, kompresörde ekserji yıkım miktarının arttığı yanma odasında ise azaldığı görülmektedir.

Şekil 5.6'da KSO'nun 10, 12 ve 14 olması durumunda tüm sistem bileşenlerinin ekserji yıkım yüzde oranı verilmektedir. KSO'ya bağlı olarak ekserji yıkım yüzde oranının kompresörde %4.82-5.97, ısı değiştiricisinde %41.98-42.58, yanma odasında %33.22-31.14, gaz türbininde %2.11-2.14, ekonomizerde %3.35-3.40 ve degazörde %14.50-14.70 aralığında değiştiği görülmektedir. Ekserji yıkım yüzde oranı kompresör sıkıştırma oranı ile kompresör ve ısı değiştiricisinde artarken, yanma odasında azalmaktadır. Gaz türbini, ekonomizer ve degazörde değişim sabittir.



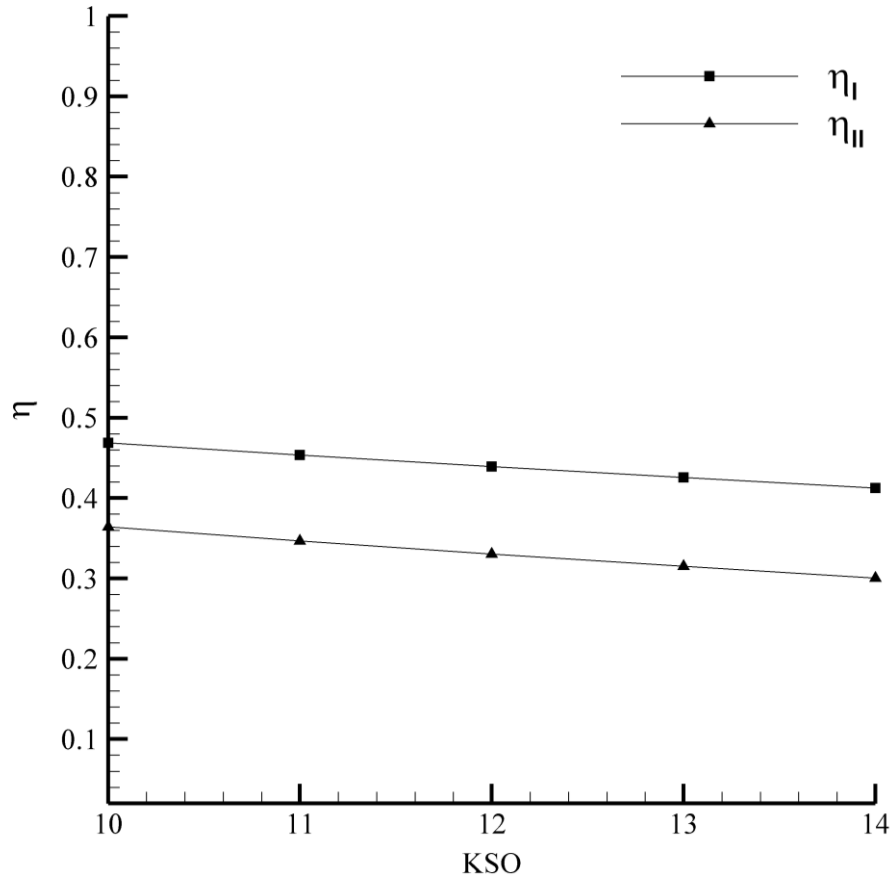
Şekil 5.6. Kompresör sıkıştırma oranı ile tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım yüzde oranı

Şekil 5.7’de yanma odalı sistemin net iş değişiminin KSO ile değişimi verilmektedir. Sıkıştırma oranının 10’dan 14’e artırılması ile sistemin net işi 4934.21 kW’dan 4042.24 kW’a azalmaktadır. Çünkü yüksek sıkıştırma oranlarında daha fazla kompresör işi gerektirmesinden sistemin net işinin azalmasına neden olmaktadır.



Şekil 5.7. Kompresör sıkıştırma oranı ile sistemin net iş değişimi

Şekil 5.8’den görüldüğü gibi KSO’nun 10 olması durumunda tüm sistemin enerji ve ekserji verimliliği sırasıyla %46.87 ve %36.40 iken KSO’nun oranını 14’e artması sonucu tüm sistemin enerji ve ekserji verimi sırası ile %41.25 ve %30.05 değerlerine düşmektedir.

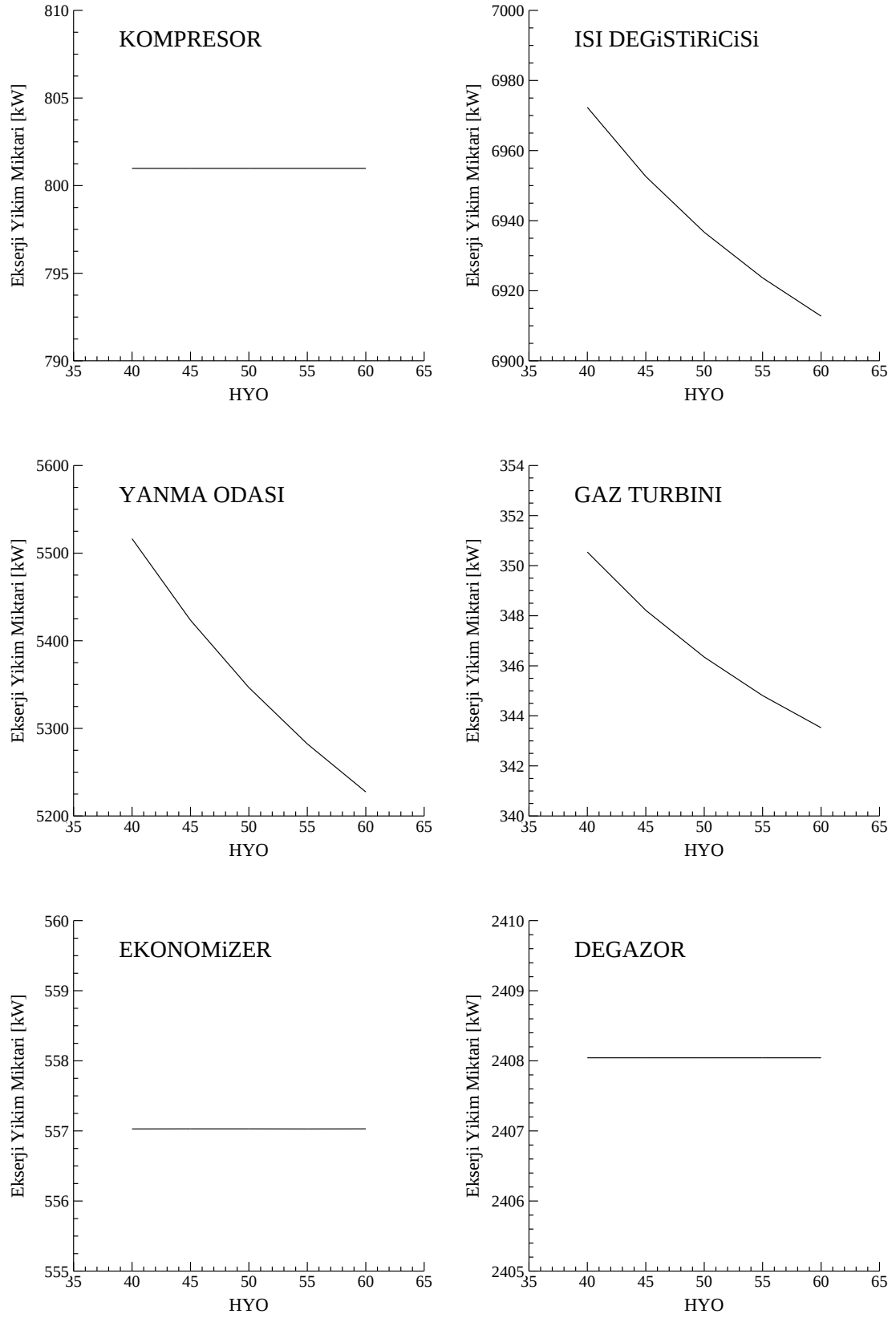


Şekil 5.8. Kompresör sıkıştırma oranı ile tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin değişimi

5.1.3. Hava/Yakıt Oranının Etkisi

Yanma odalı güç üretim sisteminde 273 K’de sabit hava giriş sıcaklığı ve 10 kompresör sıkıştırma oranında, hava/yakıt oranının (HYO) değerinin 40-60 olduğu aralıkta tüm sistem bileşenlerinin ekserji yıkım miktarı, ekserji yıkım yüzde oranı, sistemin net iş değişimi, tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin hava/yakıt oranının etkisi ile değişimi incelenmiştir.

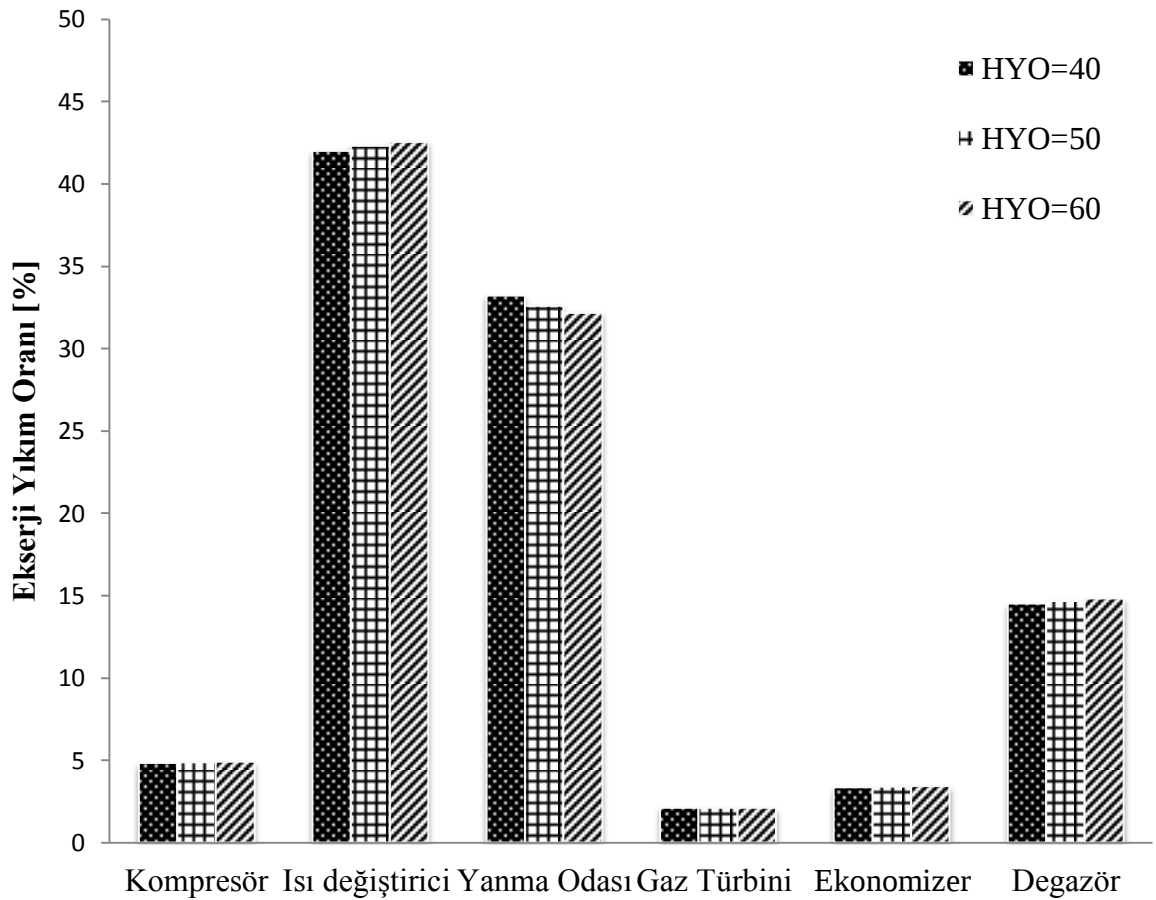
Şekil 5.9’da HYO oranının her bir sistem bileşeni için ekserji yıkım miktarı üzerine etkisi gösterilmektedir. HYO’nın 40 olduğu durumda ekserji yıkım miktarı kompresör için 800.98 kW, ısı değiştiricisi için 6972.34 kW, yanma odası için 5516.49 kW, gaz türbini için 350.54 kW, ekonomizer için 557.02 kW ve degazör için 2408.04 kW dır.



Şekil 5.9. Hava/yakıt oranının tüm sistem bileşenleri için ekserji yıkım miktarı üzerine etkisi

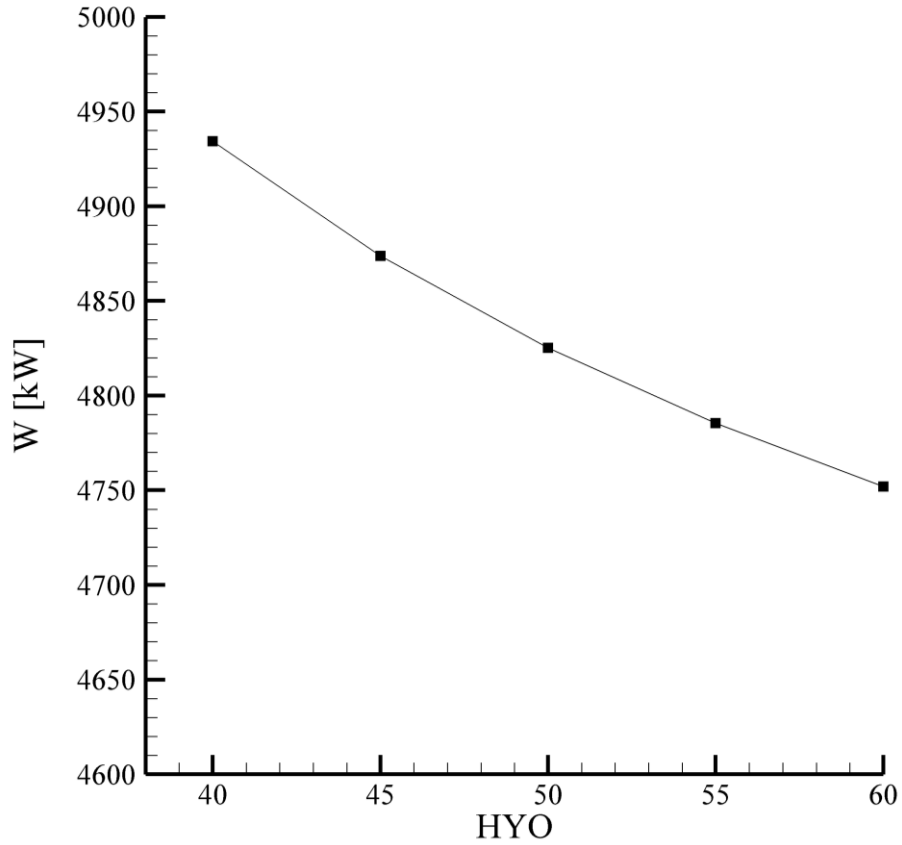
Aynı şekilde HYO 60 durumunda ekserji yıkım miktarı ise kompresör için 800.98 kW, ısı değiştiricisi için 6912.77kW, yanma odası için 5227.47 kW, gaz türbini için 343.52 kW, ekonomizer için 557.02 kW ve degazör için 2408.04 kW olduğu hesaplanmıştır. Şekil 5.9'dan görüldüğü üzere HYO'nun artması ile ekserji yıkım miktarı ısı değiştirici, yanma odası ve gaz türbini için azalırken, kompresör, ekonomizer ve degazör için sabit kalmaktadır.

Şekil 5.10'da her sistem bileşeni için ekserji yıkım yüzde oranlarının HYO'ya göre değişimi verilmektedir. Ekserji yıkım yüzde oranı kompresör için %4.82-4.92, ısı değiştiricisi için %41.98-42.54, yanma odası için %33.22-32.16, ekonomizer için %3.35-3.42 ve degazör için % 14.50-14.81 aralığında değişirken gaz türbininde sabittir %2.11. Ekserji yıkım yüzde oranı kompresör, ısı değiştirici, ekonomizer ve degazör için artarken, yanma odası için azaldığı görülmektedir.



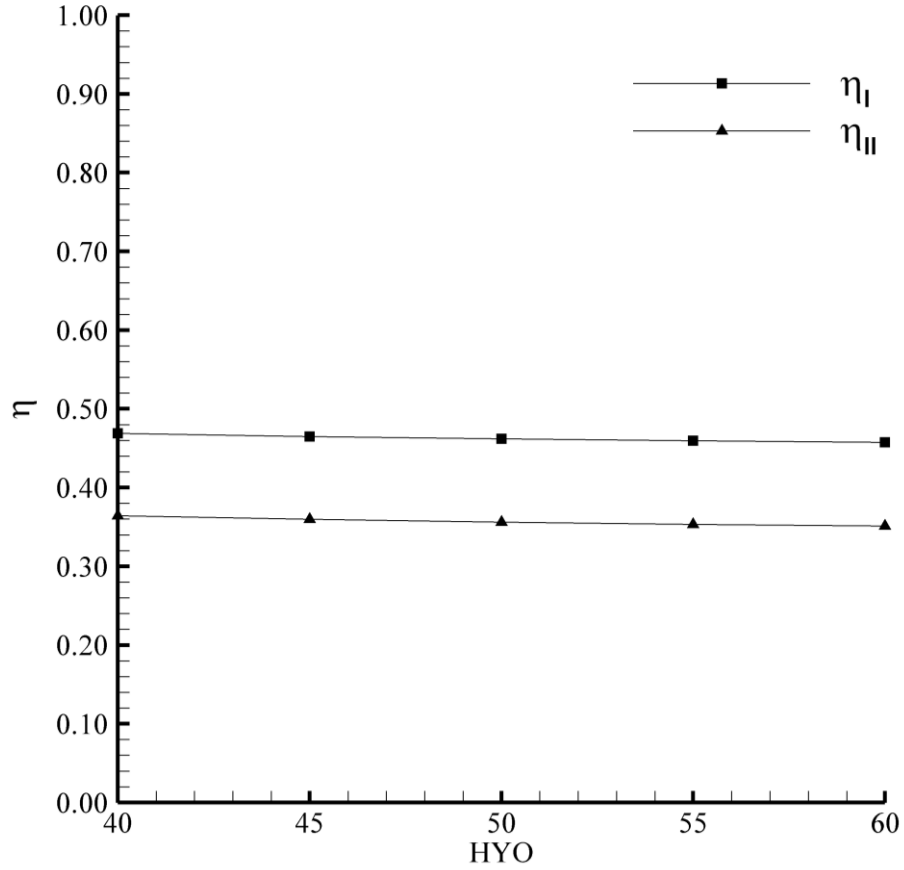
Şekil 5.10. Hava/yakıt oranının tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım yüzde oranı

Şekil 5.11’de yanma odalı sistemde HYO ile sistemin net iş değişiminin grafiği verilmektedir. Hava/yakıt oranının 40’dan 60’a artması ile sistemin net işinin 4934.21 kW’dan 4751.99 kW’a eksponanasiyel azaldığı görülmektedir.



Şekil 5.11. Hava/yakıt oranı ile sistemin net iş değişimi

Şekil 5.12’de hava/yakıt oranı değişiminin tüm sistemin enerji ve ekserji verimi üzerine etkisi görülmektedir. HYO=40 olması durumunda sırası ile sistemin enerji ve ekserji verimi %46.87 ve %36.40 olurken, 60 hava/yakıt oranında sistemin enerji verimi %45.72, ekserji verimi ise %35.10 olduğu görülmektedir.



Şekil 5.12. Hava/yakıt oranı ile tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin değişimi

5.2. Katı Oksit Yakıt Hücreli Güç Üretim Sisteminin Ekserji Analizi Sonuçları

Kojenerasyon güç üretim sisteminde sadece yanma odası yerine katı oksit yakıt hücresi olduğu diğer sistem elemanlarının ise aynı kaldığı varsayılarak hesaplamalar yapılmıştır. Kojenerasyon güç üretim sisteminde olduğu gibi katı oksit hücreli güç üretim sistemi içinde her bir bileşen için ekserji yıkım miktarı, ekserji yıkım yüzde oranı, sistemin toplan net iş çıkışı, tüm sistemin enerji ve ekserji verimleri hava giriş sıcaklığı, kompresör sıkıştırma oranı ve hava/yakıt oranı gibi faktörler ile değişimi incelenmiştir.

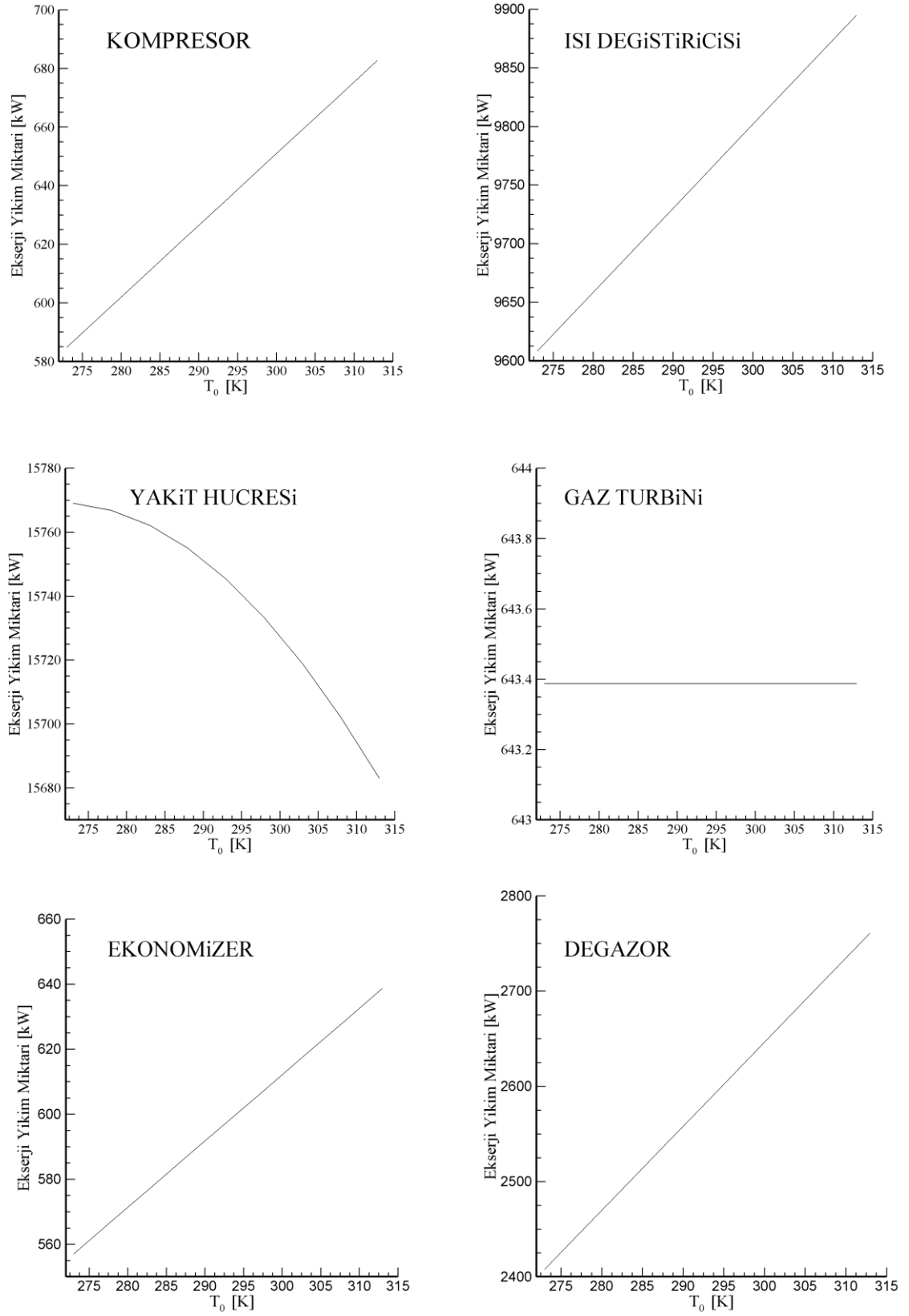
5.2.1. Hava Giriş Sıcaklığının Etkisi

KOYH'li güç üretim sisteminde kompresöre giren havanın sıcaklığı 273K'de 313 K'ne

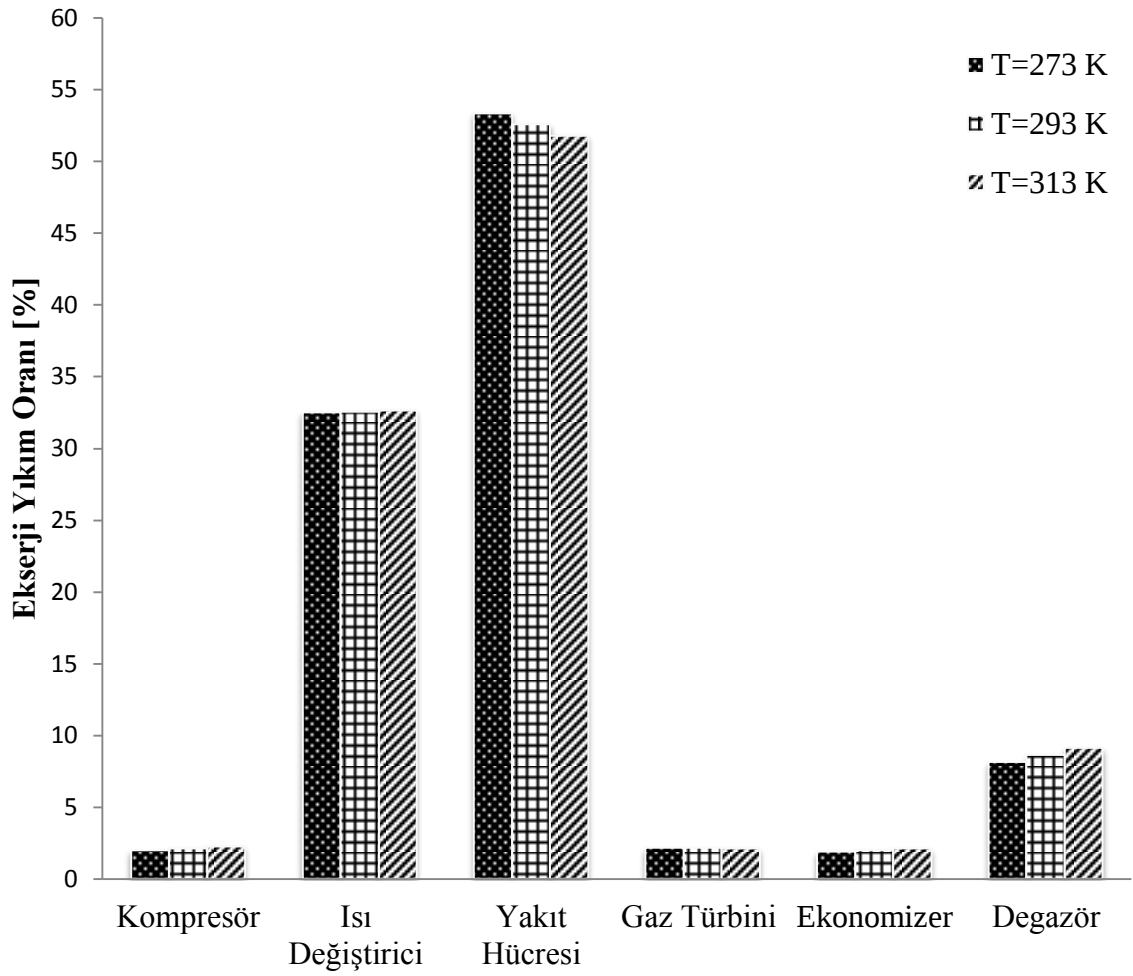
kadar 5K'lık aralıklarla değiştiği varsayılarak her bir bileşen için ayrı ayrı enerji yıkım miktarının ve ekserji yıkım oranının sıcaklıkla değişimi, giren hava sıcaklığı ile sistemin net iş ıktısı (W_{net}), tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin değişimi incelenmiştir.

şekil 5.13'de hava giriş sıcaklığının katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminde her bir bileşende oluşan ekserji yıkım miktarı üzerine etkisi gösterilmektedir. 273 K hava giriş sıcaklığında ekserji yıkım miktarı kompresörde 584.76 kW, ısı değiştiricisinde 9608.18 kW, yakıt hücresinde 15768.99 kW, gaz türbininde 643.38 kW, ekonomizerde 557.02 kW ve degazörde 2408.04 kW iken sıcaklığının 313 K'e artması ile bu değerler kompresörde 682.68 kW, ısı değiştiricisinde 9895.03 kW, yakıt hücresinde 15682.90 kW, gaz türbininde 643.38 kW, ekonomizerde 638.64 kW ve degazörde 2760.87 kW olmaktadır. Ekserji yıkım miktarı kompresör, ısı değiştirici, ekonomizer ve degazörde sıcaklıkla artarken, yakıt hücresinde azalmakta, gaz türbininde ise sabit kalmaktadır.

şekil 5.14'de katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminin hava giriş sıcaklığı ile tüm sistem bileşenlerinin ekserji yıkım yüzde oranlarının değişimi verilmektedir. Farklı hava giriş sıcaklığında ekserji yıkım yüzde oranı kompresörde %1.97-2.25, ısı değiştiricisinde %32.49-32.65, yakıt hücresinde %53.32-51.75, gaz türbininde %2.17-2.12, ekonomizerde %1.88-2.10 ve degazörde ise %8.14-9.11 aralığında değişmektedir. Yakıt hücresinde hava giriş sıcaklığının artışı ile ekserji yıkım yüzde oranında bir azalış görölürken diğer bileşenlerdeki değişim çok az düzeydedir.



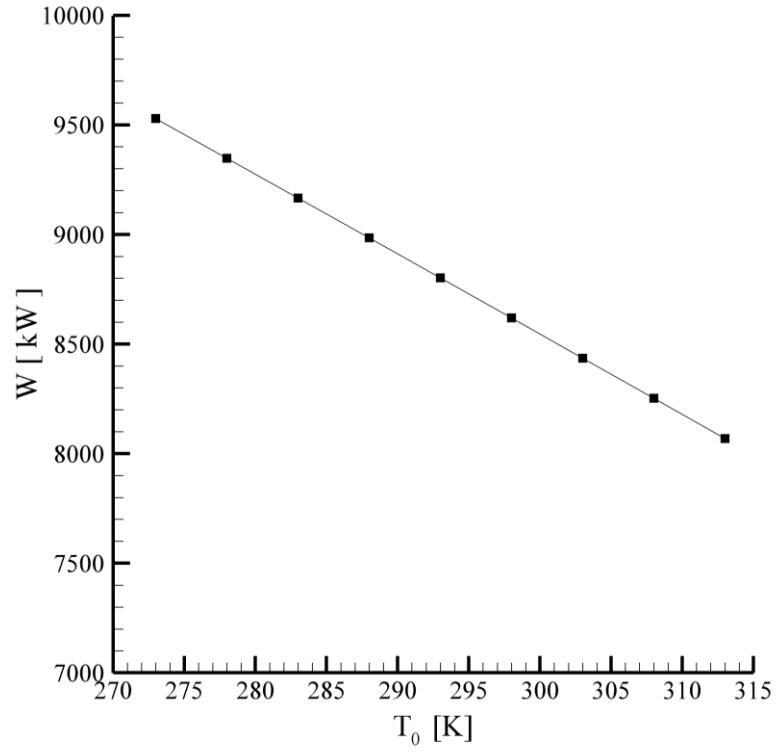
Şekil 5.13. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım miktarları



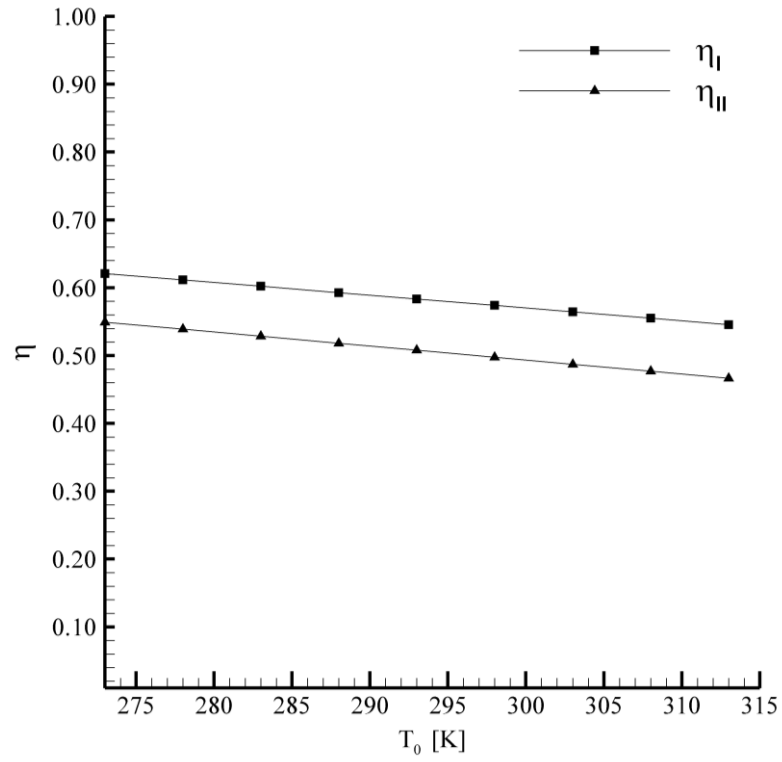
Şekil 5.14. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım yüzde oranı

Şekil 5.15’de katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminin hava giriş sıcaklığının net iş üzerinde ki değişim etkisi gösterilmektedir. Şekilden görüldüğü gibi, tüm sistemin net işi sıcaklıkla 9528.97 kW’dan 8067.91 kW’a lineer olarak azalmaktadır.

Şekil 5.16’da hava giriş sıcaklığının katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminin enerji ve ekserji verimi üzerine etkisi verilmiştir. 273 K’de güç üretim sisteminin enerji verimi %62.09, ekserji verimi %54.91 olurken, 313 K’de enerji verimi %54.55 ve ekserji verimi %46.64 olmaktadır.



Şekil 5.15. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin net iş değişimi



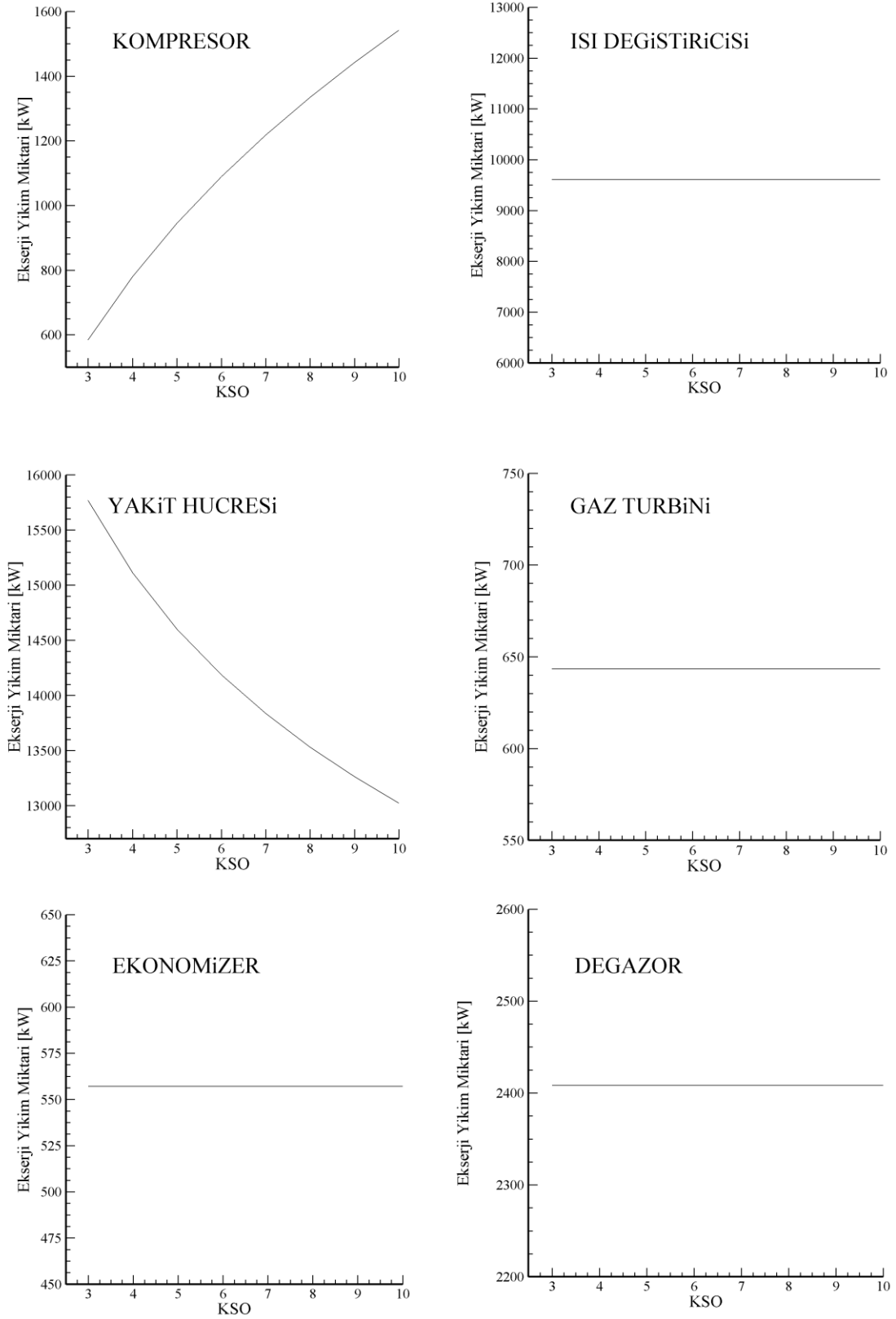
Şekil 5.16. Hava giriş sıcaklığı ile tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin değişimi

5.2.2. Kompresör Sıkıştırma Oranının Etkisi

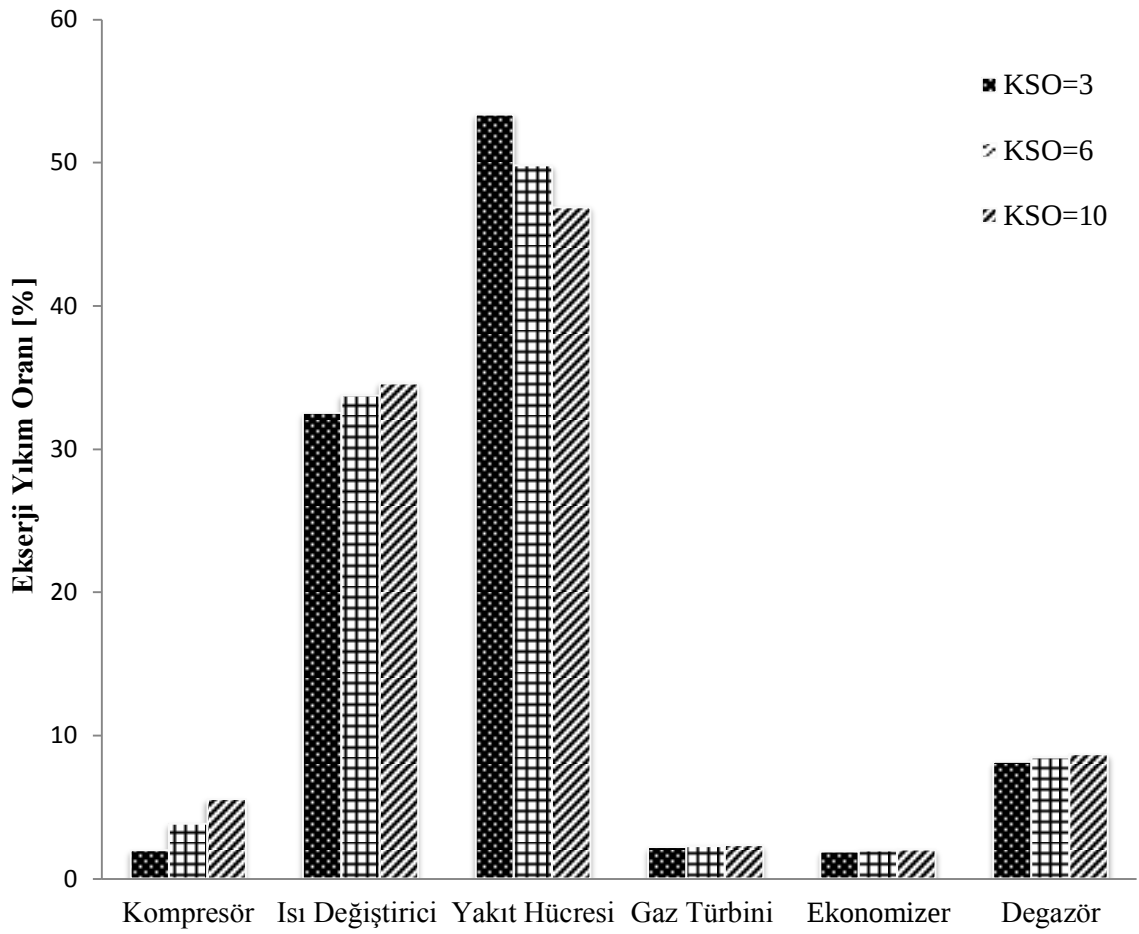
Katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminde sabit hava giriş sıcaklığı ve hava/yakıt oranında KSO'nun artmasının her bir bileşen için ekserji yıkım miktarı ve ekserji yıkım yüzde oranına, sistem net işine, enerji ve ekserji verimine etkisi incelenmiştir.

Şekil 5.17'de katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminde KSO'nun 3 ile 10 arasında olması durumunda ekserji yıkım miktarının gösterilmektedir. KSO=3 durumunda ekserji yıkım miktarı kompresörde 584.76 kW, ısı değiştiricisinde 9608.18 kW, yakıt hücresinde 15768.99 kW, gaz türbininde 643.38 kW, ekonomizerde 557.02 kW ve degazörde 2408.04 kW iken KSO=10 olduğunda kompresörde 1541.96 kW, ısı değiştiricisinde 9608.18 kW, yakıt hücresinde 13022.42 kW, gaz türbininde 643.38 kW, ekonomizerde 557.02 kW ve degazörde 2408.04 kW olmaktadır. KSO ile ısı değiştirici, gaz türbini, ekonomizer ve degazörde ekserji yıkım miktarı değişmezken, yakıt hücresinde azalmakta ve kompresörde ise artmaktadır.

Şekil 5.18'de farklı KSO'lar için katı oksit yakıt hücreli güç üretim sistem bileşenlerinin ekserji yıkım yüzde oranları verilmektedir. Bu oranlar kompresörde %1.97-5.55, ısı değiştiricisinde %32.49- 34.58, yakıt hücresinde %53.32- 46.87, gaz türbininde %2.17- 2.31, ekonomizerde %1.88-2.00 ve degazörde %8.14-8.66 aralığında değişmektedir. Sıkıştırma oranın artması ile kompresör, ısı değiştirici ve degazörde ekserji yıkım oranları artarken, yakıt hücresinde azalmakta gaz türbini ve ekonomizerde hemen hemen sabit kaldığı görülmektedir.



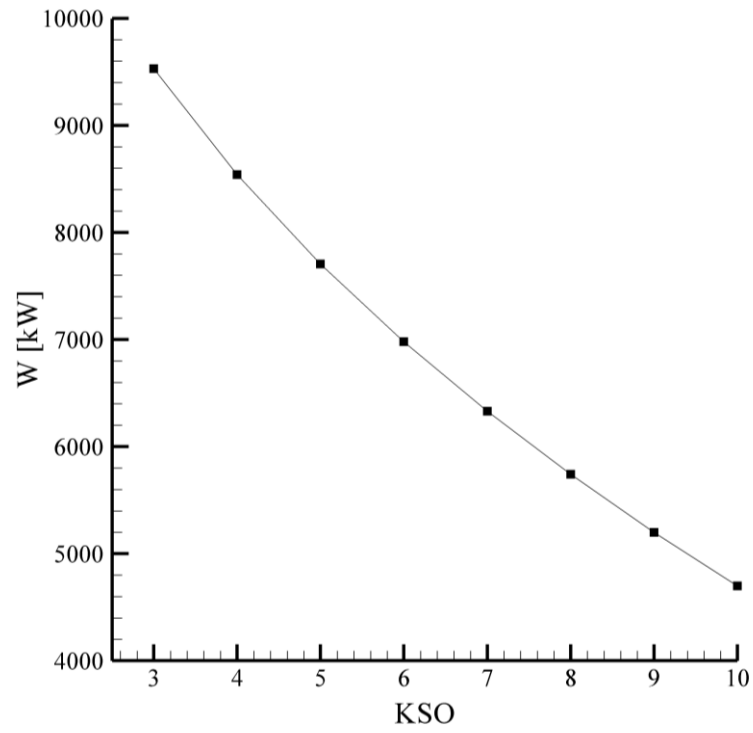
Şekil 5.17. Kompresör sıkıştırma oranının tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım miktarları üzerine etkisi



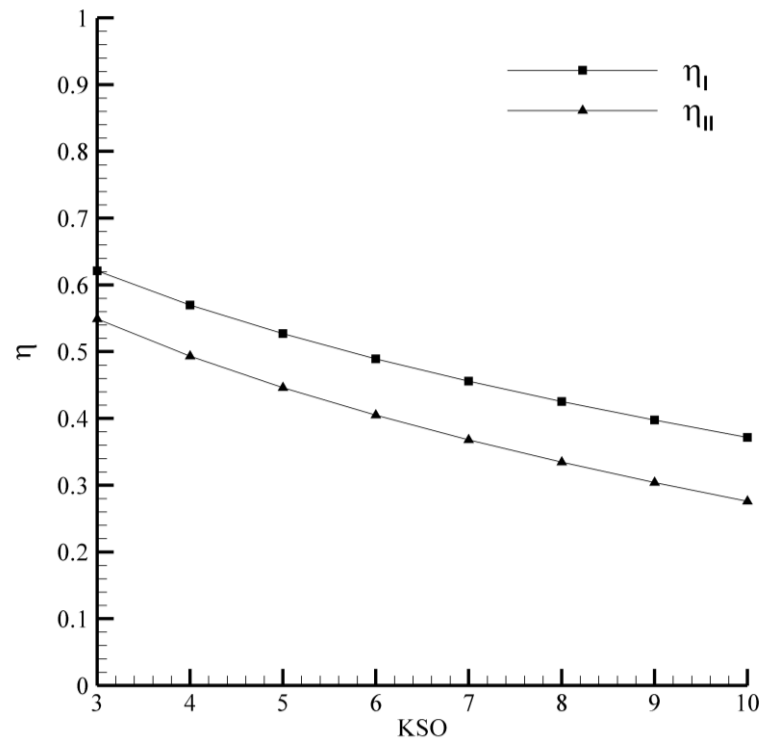
Şekil 5.18. Kompresör sıkıştırma oranı ile tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım yüzde oranı

Şekil 5.19 katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminin, net işinin kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi gösterilmektedir. KSO'nun 3'den 10'a artırılması ile sistemin net işi 9528.97 kW dan 4698.44 kW'a azalmaktadır.

Şekil 5.20'de katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminin enerji ve ekserji verimlerinin KSO ile değişimi görülmektedir. KSO'nun 3'den 10'a artmasıyla enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %62.09'dan %37.17'ye ve %54.91'den % 27.57'ye azalmaktadır.



Şekil 5.19. Kompresör sıkıştırma oranı ile sistemin net iş değişimi



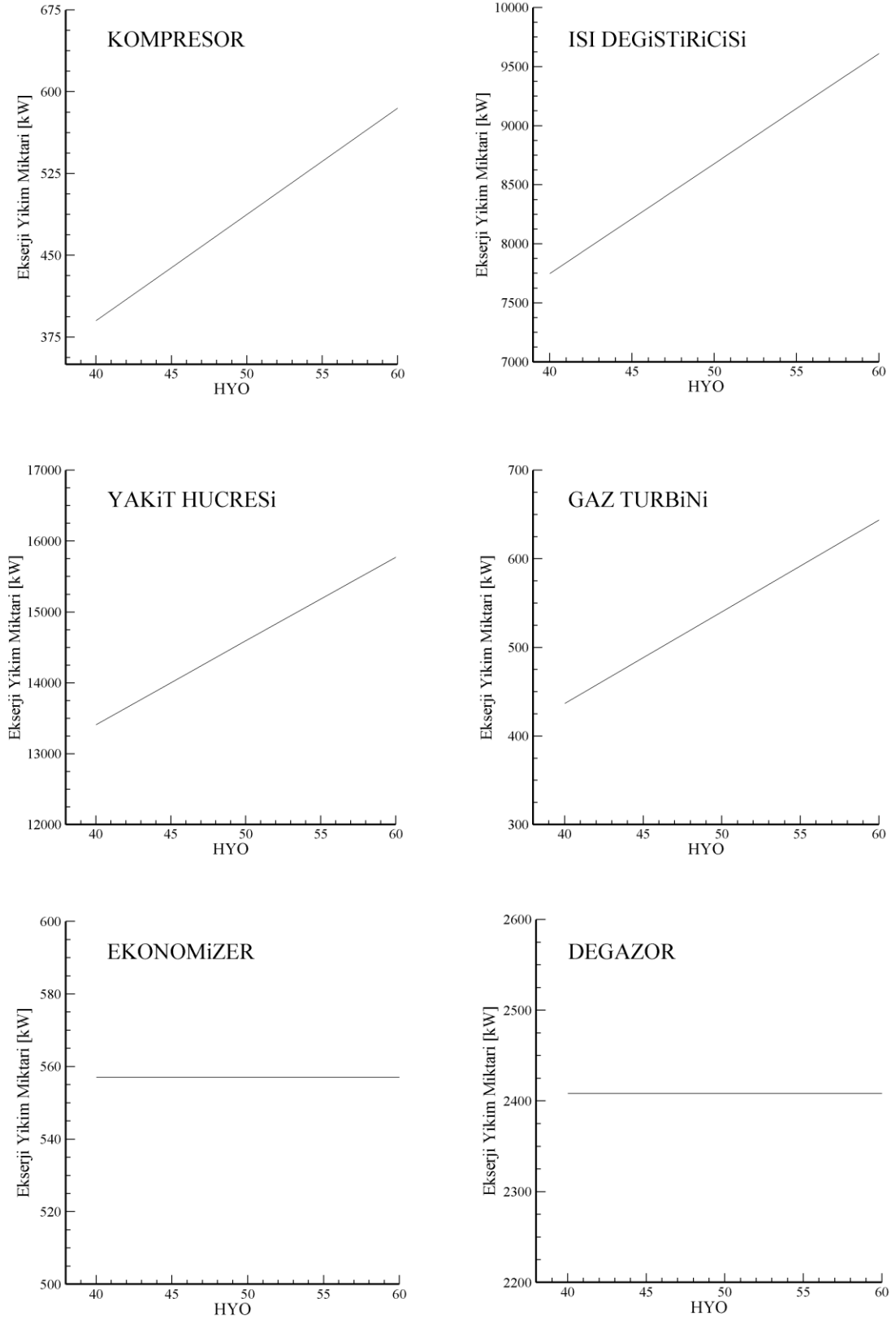
Şekil 5.20. Kompresör sıkıştırma oranı ile tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin değişimi

5.2.3. Hava/Yakıt Oranının Etkisi

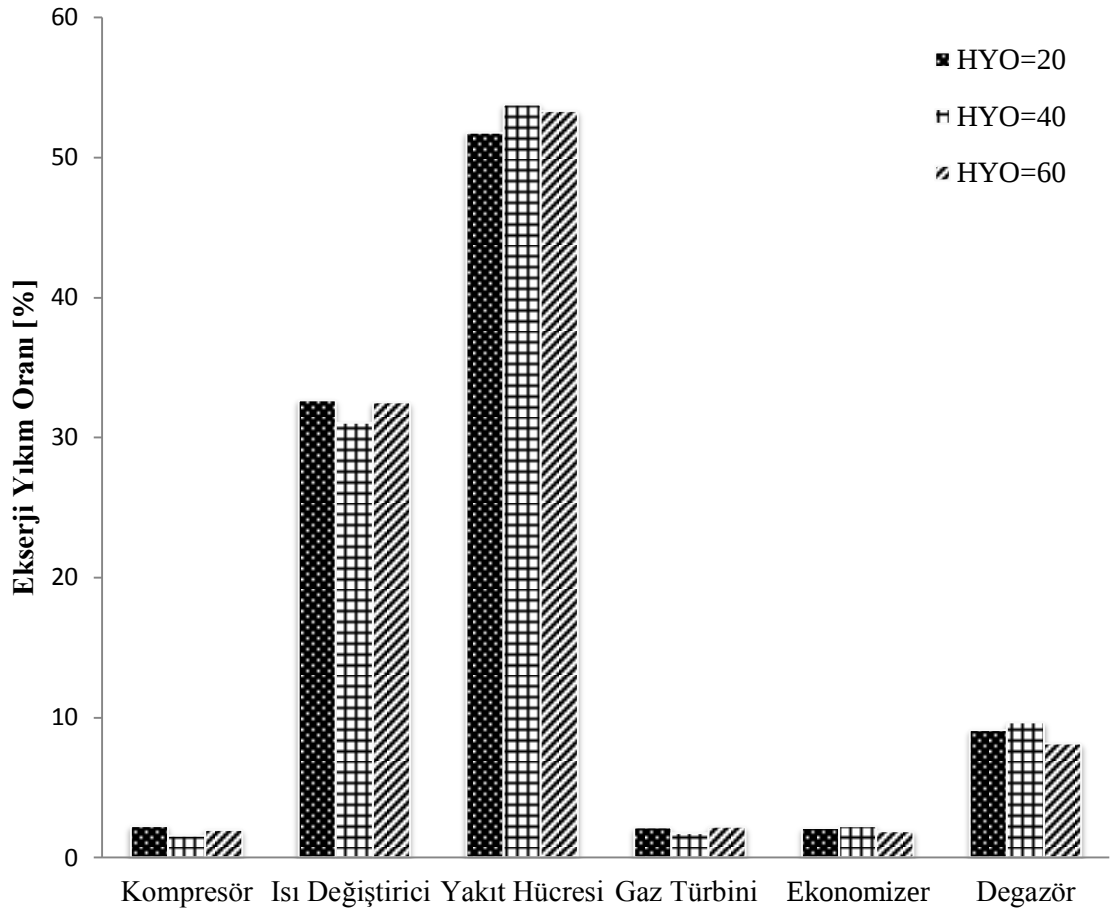
Katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminde 273 K'de sabit hava giriş sıcaklığı ve KSO=3 iken, HYO'nun oranının 40'dan 60'a artmasıyla tüm sistem bileşenlerinin ekserji yıkım miktarı, ekserji yıkım yüzde oranı, sistemin net iş değişimi, tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin hava/yakıt oranının etkisi ile değişimi incelenmiştir.

Şekil 5.21'de katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminde hava/yakıt oranındaki değişimin tüm sistem bileşenlerinde oluşan ekserji yıkım miktarına etkisi gösterilmektedir. 40 hava/yakıt oranında ekserji yıkım miktarı kompresör için 389.84 kW, ısı değiştiricisi için 7746.14 kW, yakıt hücresi için 13406.94 kW, gaz türbini için 436.57 kW, ekonomizer için 557.02 kW ve degazör için 2408.04 kW'dır. Aynı şekilde HYO=60 durumunda ekserji yıkım miktarı ise kompresör için 584.76 kW, ısı değiştiricisi için 9608.18 kW, yanma hücresi için 15768.99 kW, gaz türbini için 643.38 kW, ekonomizer için 557.02 kW ve degazör için 2408.04 kW olduğu hesaplanmıştır. Şekil 5.21'den görüldüğü üzere HYO'nun artması ile ekserji yıkım miktarı kompresör, ısı değiştirici, yakıt hücresi ve gaz türbini için artarken, ekonomizer ve degazör için sabit kalmaktadır.

Şekil 5.22'de katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminde değişen farklı HYO'lar için tüm sistem bileşenlerinde meydana gelen ekserji yıkım yüzde oranları gösterilmektedir. HYO'nun 40, 50, 60 olduğu durumlar için bileşenlerin ekserji yıkım yüzde oranı kompresörde %1.56-1.97, ısı değiştiricisinde %31.05-32.49, yakıt hücresinde %53.86-53.32, gaz türbininde %1.75-2.17, ekonomizerde %2.23-1.88 ve degazörde %9.65-8.14 aralığında değişmektedir.



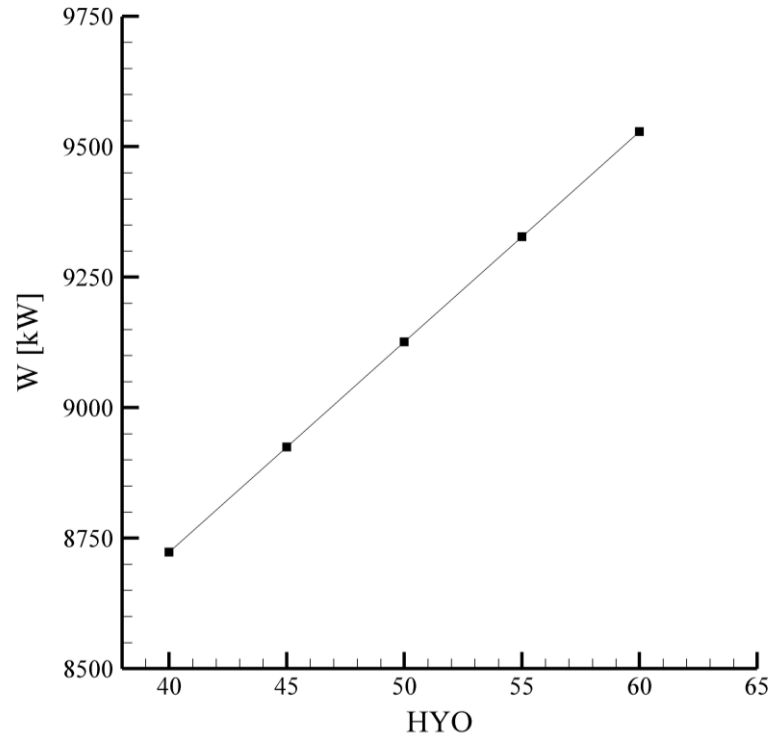
Şekil 5.21. Hava/yakıt oranının tüm sistem bileşenleri için ekserji yıkım miktarı üzerine etkisi



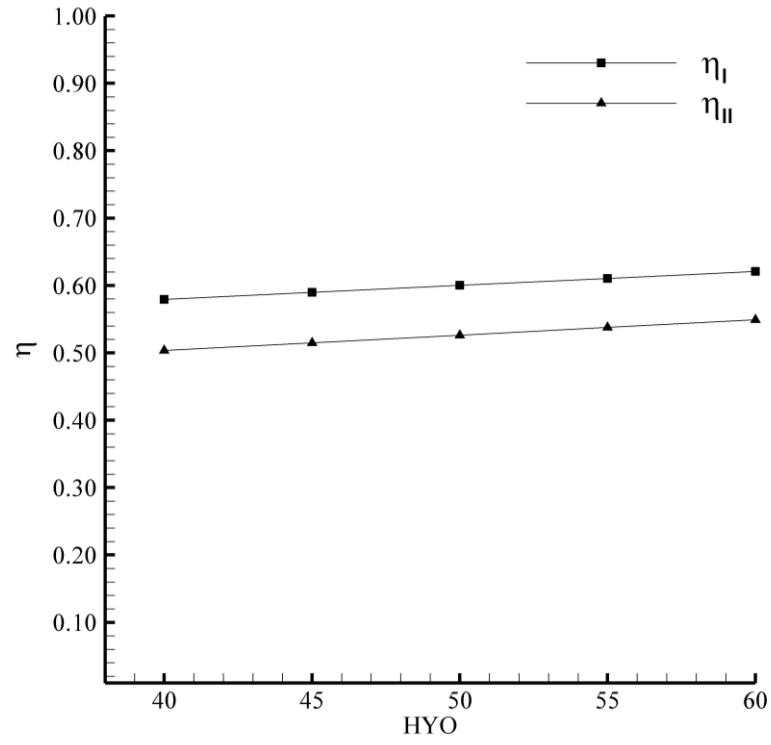
Şekil 5.22. Hava/yakıt oranının tüm sistemin bileşenleri için ekserji yıkım yüzde oranı

Şekil 5.23’de katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminde HYO’nun 40’dan 60’a değişmesi ile sistemin net iş değişiminin grafiği verilmektedir. HYO=40 iken sistemin net işi 8723.29 kW olurken, HYO=60 durumunda bu değer 9528.97 kW’a düşmektedir.

Şekil 5.24’de hava/yakıt oranındaki değişimin katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminde enerji ve ekserji verimi üzerindeki etkisi görülmektedir. HYO=40’da tüm sistemin enerji verimi %57.93 ve ekserji verimi %50.35 iken, HYO=60 olunca enerji verimi %62.09 ve ekserji verimi %54.91’e artmaktadır.



Şekil 5.23. Hava/yakıt oranı ile sistemin net iş değişimi



Şekil 5.24. Hava/yakıt oranı ile tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin değişimi

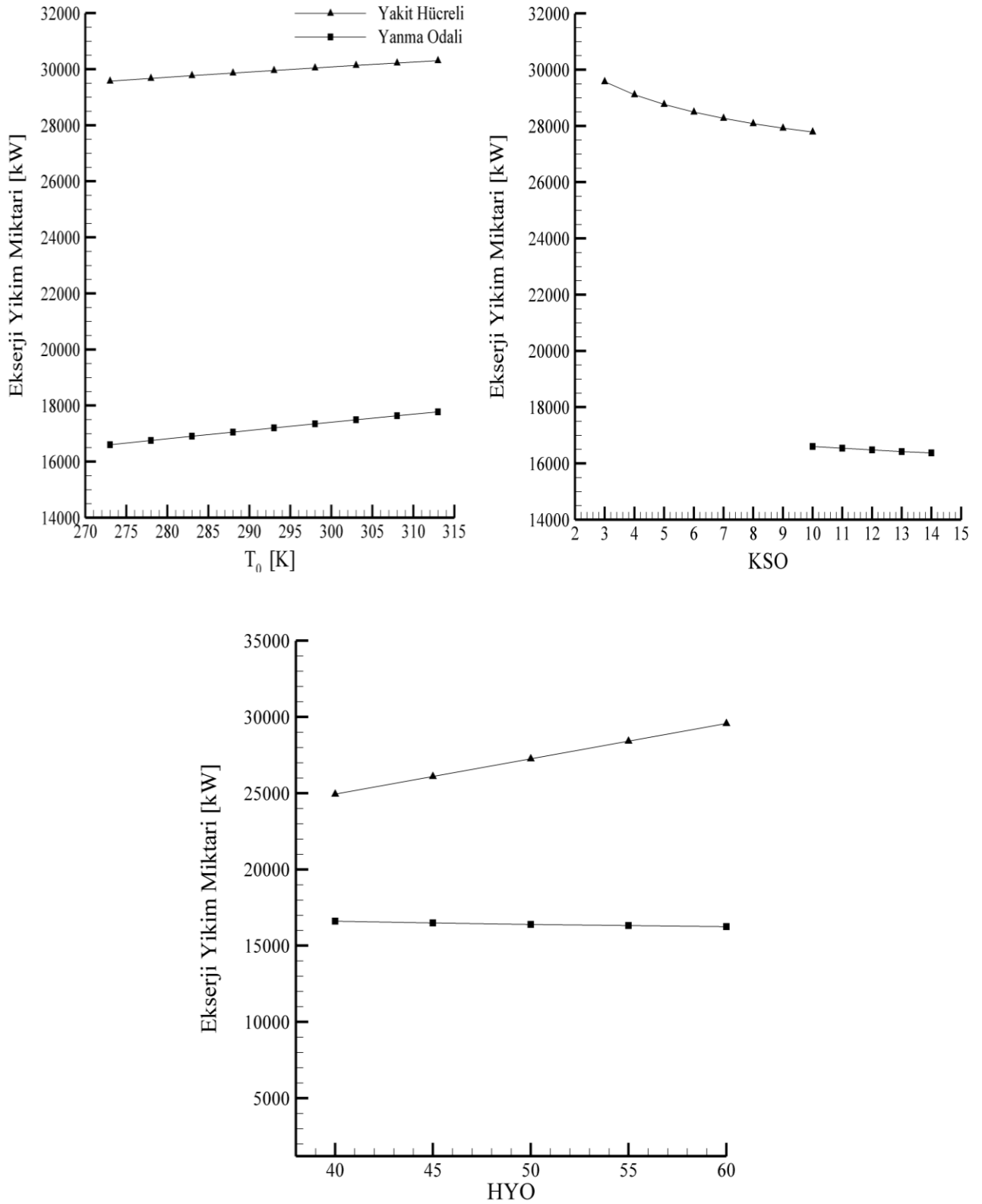
6. BÖLÜM

SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ ve ÖNERİLER

6.1. Sonuçların Değerlendirilmesi

Bu çalışmada biri yanma odalı diğeri katı oksit yakıt hücreli iki farklı güç üretim sistemi ele alınarak tüm sistemin bileşenlerinin ekserji yıkım miktarı, ekserji yıkım yüzde oranı, tüm sistemin net işi, sistemin enerji ve ekserji verimleri üzerine sistemin verimliliğini etkileyen hava giriş sıcaklığı, KSO ve HYO gibi parametrelerin etkileri incelenmiştir.

Şekil 6.1’de giriş hava sıcaklığı, KSO, HYO parametrelerinin her biri için yanma odası ve yakıt hücresi bulunan güç üretim sistemlerinde ekserji yıkım miktarının değişimi gösterilmektedir. Yanma odası ve KOYH’si içeren güç üretim sistemlerinde hava giriş sıcaklığı artmasıyla ekserji yıkım miktarı artarken, KSO’nın artması ile ekserji yıkım miktarı her iki sistem içinde azalmaktadır. HYO’nın artmasıyla yanma odası içeren sistemde ekserji yıkım miktarında azalma görülürken, KOYH içeren güç üretim sisteminde ise ekserji yıkım miktarında artış görülmektedir.



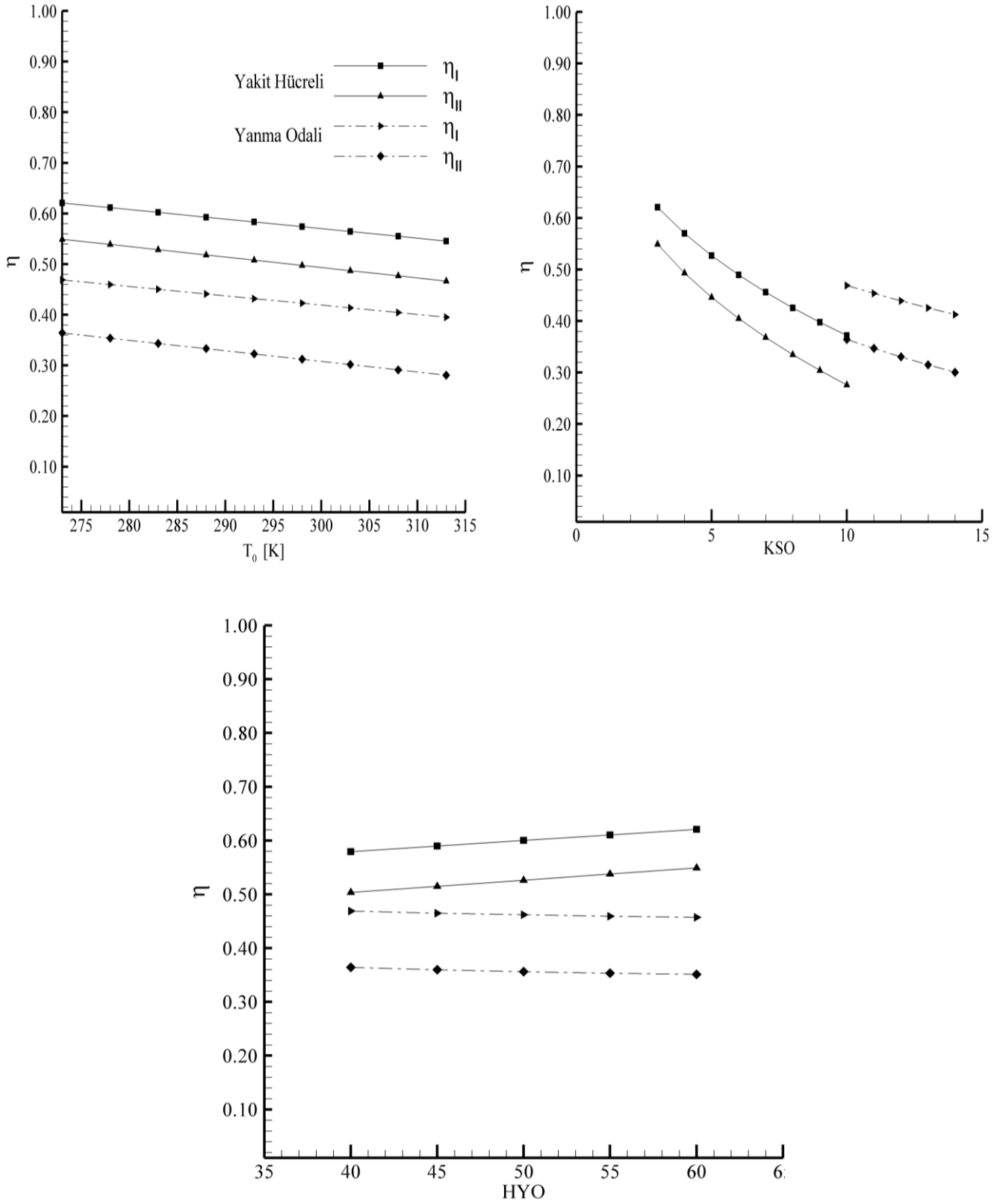
Şekil 6.1. Güç üretim sistemlerinin hava giriş sıcaklığı, kompresör sıkıştırma oranının toplam ekserji yıkım miktarları üzerine etkisi

Şekil 6.2’de yanma odası ve yakıt hücresi bulunan güç üretim sistemlerinin enerji ve ekserji verimliliğinin giriş hava sıcaklığı, KSO ve HYO gibi parametrelerle değişim grafiği gösterilmektedir.

Yanma odalı kojenerasyon sistemde sistem de birinci ve ikinci yasa verimliliği sırası ile %46.87 ve %36.40 olan en uygun hava giriş sıcaklığın 273 K, kompresör sıkıştırma oranının 10 ve hava/yakıt oranının 40 olduğu değerlerdir. Bu değerlerde net iş çıkışı 4934.21 kW olarak hesaplanmıştır. Giriş hava sıcaklığının düşmesi ile sistem verimliliğinin ve net iş çıkışının arttığı fakat kompresör sıkıştırma oranının artması ile kompresörün harcadığı enerji artığından sistemin net iş çıkışı ve verimliliği azaldığı görülmüştür.

Katı oksit yakıt hücreli güç üretim sisteminde hava giriş sıcaklığının ve kompresör sıkıştırma oranının düşük olması sistem verimliliğini artırdığı görülmüştür. Bu sistemde en uygun hava giriş sıcaklığı 273 K, kompresör sıkıştırma oranı 3, hava/yakıt oranı 60 olarak bulunmuştur. Bu değerlerde sistemin birinci ve ikinci yasa verimliliği sırası ile %62.09 ve %54.91, net iş çıkışı 9528.97 kW olarak hesaplanmıştır.

Sonuç olarak hesaplamalarda görüldüğü üzere katı oksit yakıt hücreli güç üretim sistemde, geleneksel kojenerasyon güç üretim sistemlerine göre daha yüksek net iş çıkışı, enerji ve ekserji verimi elde edildiği ortaya konulmuştur.



Şekil 6.2. Güç üretim sistemlerinin hava/yakıt oranının toplam ekserji yıkım miktarı ve hava giriş sıcaklığının enerji ve ekserji verimi üzerine etkisi

6.2. Öneriler

Enerjiye olan talebin özellikle teknolojinin gelişmesiyle ve nüfusun artışıyla orantılı olarak artması ve sonucunda konvansiyonel enerji kaynaklarının giderek tükenmesi enerji kaynaklarının daha uygun kullanımına yöneltmektedir. Bu amaç doğrultusunda gerek enerji üreten ve tüketen tüm sistemlerde enerji tasarrufu sağlanmalıdır. Bu tür sistemlerde enerjinin etkin şekilde kullanılması için bu sistemlerin enerji ve ekserji analizlerinin yapılması oldukça önem taşımaktadır.

Tez çalışmasından elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde aşağıda verilen öneriler yapılabilir:

- Ele alınan çalışma değerleri aralığında, yanma odası bulunan güç üretim sistemi için en etkin hava giriş sıcaklığı 273 K, kompresör sıkıştırma oranı 10 ve hava/yakıt oranı 40 iken, KOYH bulunan güç üretim sistemi için bu değerler sırası ile 273 K, 3 ve 60'dır.
- Kojenerasyon güç üretim sisteminde en fazla ekserji yıkımı oluşan bileşenler ısı değiştiricisi ve yanma odası/yakıt hücresidir. Bundan dolayı, ekserji yıkımının en çok gerçekleştiği bu yerlerde iyileştirmeler yapılarak daha verimli sistemler elde edilebilir.
- KOYH içeren kojenarasyon güç üretim sistemlerinde yanma odası içeren güç sistemlerine göre daha yüksek net iş çıkışı, enerji ve ekserji verimi elde edildiği için bu tür sistemlerin kullanımı yaygınlaştırılmalıdır.

KAYNAKLAR

1. BP Energy Outlook 2030, <http://www.bp.com/> (Erişim tarihi: Haziran 2013)
2. T.C. Enerji ve Tabi Kaynaklar Bakanlığı, <http://www.enerji.gov.tr/>, (Erişim tarihi: Haziran 2013)
3. Yöntem, A.,M., 2011. Küçük Ölçekli Kojenerasyon Sistemlerinin Verimliliğinin İncelenmesi. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Isparta, 107s.
4. Albayrak, S., 2007, Kojenesyonun Bölgesel Isıtma Sisteminde Kullanılabilirliği ve Klasik Bölgesel Isıtma ile Karşılaştırılması, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, Yüksek Lisans Tezi, Ankara, 25-120.
5. Özkan, E.,2009. Erdemir Ereğli Demir Çelik Fabrikası Kojenerasyon Ve Konvansiyonel Elektrik Üretim Tesislerinin Ekserji Analizi. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 77 s.
6. Gün, R., 2009. Kojenerasyon Sistemlerinin Ekonomik Analizi ve Bir Uygulama. Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 87s.
7. Fuel Cell Handbook. (Seventh Edition). By. EG&G Technical Services, Inc. Under Contract No. DE-AM26-99FT40575. U.S. Department of Energy, 2004.
8. Singhal, C.S., Kendall, K., 2003. High Temperature Solid Oxide Fuel Cells Fundamentals, Design and Applications. Elsevier Ltd, The Boulevard, LangfordLane, Kidlington, Oxford OX5 IGB, UK, 404 pp.
9. Pravadalıoğlu, S., 2012. Yerde Enerji Üretimi - Kojenerasyon Sistemleri. http://www.emo.org.tr/ekler/04aa4e179069a80_ek.pdf, Aralık 2013.
10. Larminie, J., Dicks, A., 2003. Fuel Cell Systems Explained Second Edition. John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ, England, 418 pp.

11. Mench, M.M.,2008. Fuel Cell Engines. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey,515 pp.
12. Barbir, F., 2005. Pem Fuel Cells Theory and Practice. UNIDO-International Centre for Hydrogen Energy Technologies, İstanbul, 433 pp.
13. Fuel Cell Handbook. (Seventh Edition). By. EG&G Technical Services, Inc. Under Contract No. DE-AM26-99FT40575. U.S. Department of Energy, 2004.
14. Çengel,Y.A.,Boles, M.A.,2013. Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla, Palme Yayıncılık, Ankara, 978 s.
15. Yüncü, H., 2010. Ekserji Analizi (İkinci Kanun Verimi & Termoekonomi).Makine Mühendisliği Bölümü ODTÜ Basım İşliği, Ankara, 403 s.
16. Jones, J.B., Dugan, R.E., 2003. Mühendislik Termodinamiği. Beta Yayıncılık, İstanbul, 909s.
17. Dinçer, I., Rosen, M.A., 2007. Exergy, Energy, Environment and Sustainable Development, Elsevier Ltd, UK,453 pp.
18. Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran. M., 1995. Thermal desing and Optimization. A Wiley-Interscience Publication, New York, 542 pp.
19. Kuzgunkaya, E., 2006. Güneş Enerjisi Destekli Toprak Kaynaklı (Jeotermal) Isı Pompalı Bir Kurutucunun Enerji ve Ekserji Analizi. Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, İzmir, 147s.
20. Ozgener, O., Ozgener, L., 2007. Exergy and reliability analysis of wind turbine systems: A case study. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**,11 : 1811–1826.
21. Pope, K., Dincer, I., Naterer, G.F., 2010. Energy and exergy efficiency comparison of horizontal and vertical axis wind turbines. **Renewable Energy**, 35 : 2102-2113.
22. Koroneos, C., Spachos, T., Moussiopoulos, N., 2003. Exergy analysis of renewable energy sources. **Renewable Energy**, 28:295–310.

23. Rabbani, M., Dincer, I., Naterer, G.F., 2012. Thermodynamic assessment of a wind turbine based combined cycle. **Energy**, **44** : 321-328.
24. Coksun, V., 2006. Adsorpsiyonlu Güneş Enerjili Sistemlerde Ekserji Analizi. Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 130 s.
25. Comaklı, K., 2003. Atatürk Üniversitesi Isıtma Merkezinin Enerji ve Ekserji Analizi. Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Erzurum, 128 s.
26. Hacıoğlu, K., 2007. Biyokütlenin Kullanıldığı Termokimyasal Dönüşüm Proseslerinin Modellenmesi ve Ekserji Analizi. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 109 s.
27. Caliskan, H., 2009. İçten Yanmalı Motorlarda Ekserji Analizi. Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir, 81 s.
28. Discigil, M., 2007. Güneş Panellerinde Kojenerasyon ve Ekserji Analizi. Muğla Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Muğla, 74 s.
29. Atalay, O., 2004. Jeotermal Sistemlerin Ekserji Analizi: Kızıldere Örneği. Pamukkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale, 92 s.
30. Baskut, O., 2010. Rüzgar Güç Tesislerinin Ekserji Analizi. Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İzmir, 42 s.
31. Tekel, E., 2006. Termik Santrallerin Enerji ve Ekserji Analizi. Pamukkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale, 99 s.
32. Kivisaari T., P. Björnbom, C. Sylwan, B. Jacquinet, D. Jansen, G. de Groot (2004). "The feasibility of a coal gasifier combined with a high-temperature fuel cell", **Chemical Engineering Journal**, **100** : 167–180.
33. Kuchonthara P., S. Bhattacharya, A. Tsutsumi (2005). Combination of thermochemical recuperative coal gasification cycle and fuel cell for powergeneration, **Fuel**, **84** : 1019-1021.

34. Calise F., M.D. d'Accadia, A. Palombo, L. Vanoli (2006). "Simulation and exergy analysis of a hybrid Solid Oxide Fuel Cell (SOFC)–Gas Turbine System", **Energy**, **31** : 3278–3299.
35. Rosen, M. A., 2001. Energy- and exergy-based comparison of coal-fired and nuclear steam power plants. **Exergy International Journal**, **1(3)**:180–192.
36. Saidur, R., Ahamed, J.U., Masjuki, H.H., 2010. Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers. **Energy Policy** **38** : 2188–2197.
37. Bedringas, K.W., Ertesvag, I. S., Byggstoyl, S., Magnussen, B. F., 1997. Exergy Analysis Of Solid-Oxide Fuel-Cell (Sofc) Systems. **Energy**, **22 (4)**: 403-412.
38. Haseli, Y., Dincer, I., Naterer G.F., 2008. Thermodynamic modeling of a gas turbine cycle combined with a solid oxide fuel cell. **International Journal of Hydrogen Energy** **33** : 5811–5822.
39. Haseli, Y., Dincer, I., Naterer G.F., 2008. Thermodynamic analysis of a combined gas turbine power system with a solid oxide fuel cell through exergy. **Thermochimica Acta** **480** : 1–9.
40. Chan, S.H., Ho, H.K., Tian, Y., 2002. Modelling of simple hybrid solid oxide fuel cell and gas turbine power plant. **Journal of Power Sources**, **109**: 111-120.
41. Colpan, C.O., Dincer, I., Hamdullahpur, F., 2008. Exergy Analysis of a SOFC-Based Cogeneration System for Buildings. **Ashrae NY**: 08-016.
42. Fathian, F., 2010. Thermodynamic analysis of hybrid solid oxide fuel cell-gas turbine power plant. **World Applied Sciences Journal**, **10 (4)** : 388-396.
43. Akkaya, A. V., Sahin, B., Erdem, H.H., 2009. Thermodynamic model for exergetic performance of a tubular sofc modül. **Renewable Energy**, **34** : 1863-1870.
44. Baniasadi, E., Alemrajabi, A. A., 2010. Fuel cell energy generation and recovery cycle analysis for residential application. **International Journal of Hydrogen Energy**, **35** : 9460-9467.

45. Sreeramulu, M., Gupta, A.V.S.S.K.S., Srinivas, T.,2011. Exergy analysis of gas turbine – fuel cell based combined cycle power plant. **International Journal of Engineering Science and Technology**, 3(6) : 0975-5462.
46. Bavarsad, G.,P., 2007. Energy and exergy analysis of internal reforming solid oxide fuel cell–gas turbine hybrid system. **International Journal of Hydrogen Energy** , 32 : 4591 – 4599.
47. Chan, S. H., Low, C.F., Ding, O.L., 2001. Exergy and energy analysis of simple solid-oxide fuel cell power systems. **Journal of Power Sources**, 103 : 188-200.
48. Bakalis, P.D., Stamatis, G.A., 2012. Full and part load exergetic analysis of a hybrid micro gas turbine fuel cell system based on existing components. **Energy Conversion and Management** 64 : 213–221.
49. Ballı, Ö.,2008. Kojenerasyon Sistemlerinin Enerji Kullanılabilirlik (Ekserji) ve Ekserjiekonomik Analiz Yöntemleri Kullanılarak Performansın Değerlendirilmesi. Eskişehir Osman Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Eskişehir, 182.
50. Ünal, F., 2009. Bir Termik Santralin Ekserji Analizi. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 91.
51. Dazlak, S., 2006. Bir Doğal Gaz Santralinde Atık Isı Kazanım Tesisinin Enerji Ve Ekserji Analizi. Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bilim Uzmanlığı Tezi, Karabük, 54.
52. Calise, F., Palombo, A., Vanoli, L.,2006. Design and partial load exergy analysis of hybrid SOFC–GT power plant. **Journal of Power Sources**,158 : 225–244.
53. Akdeniz, N., 2007. Doğal Gazlı Kojenerasyon Sisteminin Ekserjetik Analizi.Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Isparta, 138.
54. Erduranlı, P.,1997. Enerji Santraline Ekserji Analizinin Uygulanması. Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak, 85.

55. Radulescu, M., Lottin, O., Feidt M., Exergy analysis of two combined heat and power plants using solid oxide fuel cell and fed by natural gas
56. Cheddei, D.F., 2010. Integration of a solid oxide fuel cell into a 10 mw gas turbine power plant. **Energies**, **3**:754-769
57. Akkaya, A.V., 2007. Katı Oksit Yakıt Hücreli Enerji Üretim Sistemlerinin Alternatif Kriterlere Göre Performans Analizi. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Lisans Tezi, İstanbul, 195.
58. Yalçın, H., 2005. Balıkesir İl Merkezinde Isıtma Sektöründe Kullanılan Yakıtların Enerji Ve Ekserji Analizi Ve Çevresel Etkiler. Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir, 78.
59. Mitrovic, D., Zivkovic, D., Lakovic, M.S., 2010. Energy and Exergy Analysis of a 348.5MW Steam Power Plant, **Energy Sources**, **32** : 11, 1016-1027.
60. Yılmazoğlu, M.Z., Durmaz, A., 2011. Thermodynamic Analysis Of An Integrated Gasification Combined Cycle Power Plant. **J. of Thermal Science and Technology**, **32** : 2, 43-53.
61. Ozkan, B. D., Kiziler, O., Bilge, D., 2012. Exergy Analysis of a Cogeneration Plant. **World Academy of Science, Engineering and Technology**, **61** : 774-778.
62. Baniasadi, E., Dincer, I., 2011. Energy and exergy analyses of a combined ammonia-fed solid oxide fuel cell system for vehicular applications. **International Journal of Hydrogen Energy**, **36**: 11128-11136.
63. İkizoglu, A., 2009. Şeker Fabrikalarında Enerji Geri Kazanımı Sistemlerinin Araştırılması. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Isparta, 77s.
64. Amati, M., Scuibba, E., Toro, C., 2008. Exergy Analysis Of A Solid Oxide Fuel Cell-Gas Turbine Hybrid Power Plant. **Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition**, 68339, USA.

65. Braun, R.J., Klein, S.A., Reindl, D.T., 2006. Evaluation of System Configurations For Solid Oxide Fuel Cell-Based Micro-Combined Heat and Power Generators in Residential Applications. **Journal of Power Sources** **158**:1290–1305.
66. Uechi, H., Kimijima, S., Kasagi, N., 2001. Cycle Analysis of Gas Turbine-Fuel Cell Hybrid Micro Generation System. **International Joint Power Generation Conference. JPGC2001** : PWR, 19171.
67. Bulut, B., 2003. Second Law Analysis Of Solid Oxide Fuel Cells. Orta Anadolu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans, Ankara, 111 s.
68. Zamfirescu, C., Dincer, I., 2009. Thermodynamic performance analysis and optimization of a SOFC-H⁺ system. **Thermochimica Acta**, **486** : 32–40.
69. Alfa Makine Kazan Sanayi, **<http://www.alfakazan.com.tr>**, (Erişim tarihi: Ekim2014)

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı, Soyadı: Selçuk SARIKOÇ

Uyruğu: Türkiye (TC)

Doğum Tarihi ve Yeri: 19 Mayıs 1987, Tomarza

Medeni Durumu: Bekâr

Tel: +90 352 207 66 66

Fax: + +90 352 437 57 84

email: sarikocselcuk@gmail.com

Yazışma Adresi: Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Enerji Sistemleri
Mühendisliği Bölümü 38100 Kayseri

EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	EÜ Mühendislik Fakültesi	--
Lisans	Erciyes Makine Mühendisliği	2011
Lise	Fatma-Kemal Timuçin Anadolu Lisesi	2005

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görev
06/2008- 07/2008	2.nci Hava İkmal Bakım Merkezi Komutanlığı/ KAYSERİ	Stajyer
06/2009- 07/2009	2.nci Hava İkmal Bakım Merkezi Komutanlığı/ KAYSERİ	Stajyer
08/2011- Halen	Bayburt Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalı	Araştırma Görevlisi
06/2012- Halen	Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü Enerji Sistemleri Anabilim Dalı	Araştırma Görevlisi

YABANCI DİL

İngilizce

Almanca