

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

**ARA ISITMALI-ARA SOĞUTMALI- REJENERATÖRLÜ BİR GAZ TÜRBİNİ GÜÇ
ÜRETİM SİSTEMİNİN EKSERJOEKONOMİK ANALİZİ**

EYYÜP OSMAN ECE

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

**DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. ALİ VOLKAN AKKAYA**

İSTANBUL, 2011

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

**ARA ISITMALI-ARA SOĞUTMALI- REJENERATÖRLÜ BİR GAZ TÜRBİNİ GÜÇ
ÜRETİM SİSTEMİNİN EKSERJİ EKONOMİK ANALİZİ**

EYYÜP OSMAN ECE

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

**DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. ALİ VOLKAN AKKAYA**

İSTANBUL, 2011

ÖNSÖZ

Bu tez çalışması esnasında benden hiçbir yardımı esirgemeyen danışman hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Ali Volkan AKKAYA' ya çok teşekkür ederim. Bitmeyen sabrı ve engin anlayışıyla bu tezin bitmesinde büyük büyük bir pay sahibi olan, gerek disiplin anlayışı gerekse planlı-programlı çalışma yapısıyla sadece bilim yönünden değil, olaylara nasıl yaklaşmam gerektiği konusunda da tecrübeler edinmemi sağlamış olan hocama bir kez daha teşekkür etmek istiyorum.

Çalışmama büyük katkılarda bulunan, sorularımı içtenlikle ve büyük bir sabırla cevaplayan Anadolu Üniversitesi Sivil Havacılık Yüksek Okulu akademisyenlerinden Sayın Enis Turhan Turgut' a ve Mercedes-Benz Türk mühendislerinden Sayın Orhan Dönmez' e çok teşekkür ederim.

Bu zorlu yolculukta benden yardımlarını esirgemeyen yakın arkadaşlarım Tuba Bozada' ya, Ufuk Aydın'a, Vehbi Katrancı' ya ve Tufan Gül'e çok teşekkür ederim.

Çalışmama büyük destek veren Mercedes-Benz Technology' e ve Mercedes-Benz Türk'e çok teşekkür ederim.

Bu çalışmanın tamamlanmasına benden daha çok sevinen, maddi-manevi desteklerini hiç ama hiç esirgemeyen canımdan çok sevdiğim aileme en içten sevgilerimi sunarım.

Mayıs, 2011

Eyyüp Osman ECE

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.1.1 Enerji ve Ekserji Analizinin Önemi	1
1.1.2 Enerji Sistemlerine Ait Ekserjoekonomi Çalışmaları.....	3
1.1.3 Gaz Türbini İçeren Sistemlerin Eksorjoekonomi Çalışmaları.....	6
1.2 Tezin Amacı	11
1.3 Hipotez	11
BÖLÜM 2	12
TEMEL KAVRAMLAR.....	12
2.1 Ekserji	12
2.1.1 Ekserjinin Önemi.....	13
2.1.2 Ekserjinin Bileşenleri.....	15
2.1.2.1 Kinetik ve Potansiyel Ekserji.....	15
2.1.2.2 Fiziksel Ekserji.....	15
2.1.2.3 Kimyasal Ekserji	16
2.1.3 Ekserji Kaybı ve Yıkımı	16
2.1.4 Ekserji Verimi	17
2.2 Ekserjoekonomi	18
2.2.1 Maliyet Denge Denklemleri.....	18

2.2.2 Ekserjoekonomi Denge Denklemleri	20
BÖLÜM 3.....	22
ARA ISITMALI - ARA SOĞUTMALI – REJENERATÖRLÜ BİR GAZ TÜRBİN GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİNİN EKSERJO EKONOMİK ANALİZİ	22
3.1 Sistem Komponentlerinin Enerji ve Ekserji Analizi	24
3.1.1 Enerji Analizi	24
3.1.1.1 Alçak Basınç Kompresörü	24
3.1.1.2 Ara Soğutucu	26
3.1.1.3 Yüksek Basınç Kompresörü	28
3.1.1.4 Rejeneratör	30
3.1.1.5 Yanma Odası.....	32
3.1.1.6 Yüksek Basınç Türbini.....	34
3.1.1.7 Ara Isıtıcı.....	35
3.1.1.8 Alçak Basınç Türbini	37
3.1.1.9 Net İş-Termik Verim ve Sistemin Ekserji Verimi.....	38
3.2 Maliyet Analizi.....	39
3.2.1 Speco Yaklaşımı	39
3.2.2 Komponent Ekserjoekonomik Denge Denklemleri	40
3.2.2.1 Alçak Basınç Kompresörü	41
3.2.2.2 Isı Değiştirgeci	41
3.2.2.3 Yüksek Basınç Kompresörü	41
3.2.2.4 Rejeneratör	41
3.2.2.5 Yanma Odası.....	41
3.2.2.6 Yüksek Basınç Türbini.....	41
3.2.2.7 Ara Isıtıcı.....	41
3.2.2.8 Alçak Basınç Türbini	42
BÖLÜM 4.....	43
SİSTEMİN PARAMETRİK ANALİZİ.....	43
BÖLÜM 5.....	56
SONUÇ VE DEĞERLENDİRMELER.....	56
KAYNAKLAR.....	58
EK-A.....	63
STANDART MOLAR KİMYASAL EKSERJİ TABLOSU	63
EK-B.....	65
KOMPONENT MALİYET HESABI DENKLEMLERİ.....	65
EK-C.....	66
MODEL	66

ÖZGEÇMİŞ.....	88
---------------	----

SİMGE LİSTESİ

$\dot{E}$	Ekserji [kW]
$\dot{E}_g$	Giren Ekserji [kW]
$\dot{E}_ç$	Çıkan Ekserji [kW]
$\dot{E}^P$	Fiziksel Ekserji [kW]
$\dot{E}^{KE}$	Kinetik ekserji [kW]
$\dot{E}^{CH}$	Kimyasal Ekserji [kW]
$\dot{E}^{PH}$	Potansiyel Ekserji [kW]
V	Hız [m/s]
g	Yerçekimi ivmesi[m/s ²]
z	Kot Farkı[m]
$\dot{e}^{KE}$	Özgül Kinetik Ekserji [kW/s]
$\dot{e}^P$	Özgül Fiziksel Ekserji[kW/s]
T	Sıcaklık (°C)
P	Basınç[bar]
T_0	Çevre Sıcaklığı [K]
P_0	Çevre Basıncı [bar]
h	Entalpi [kJ/kmol]
s	Entropi [kJ/kmol-K]
h_0	Çevre Entalpisi [kJ/kmol]
s_0	Çevre Entropisi [kJ/kmol-K]
x_k	Mol Oranı
R	Evrensel Gaz Sabiti
$\dot{E}^D$	Ekserji Kaybı [kW]
ϵ	Ekserji verimi
ϵ_{eks}	Sistemin Ekserji Verimi
$\dot{E}^Y$	Yakıtın Ekserjisi [kW]
$\dot{E}^Ü$	Ürün Ekserjisi [kW]
$M_{\dot{U}}$	Ürün maliyeti [\$]
M_Y	Yakıt maliyeti [\$]
M_f	Yatırım maliyeti [\$]
M_{ib}	İşletme ve Bakım Maliyeti [\$]
K	Yatırım maliyeti ve işletme ve bakım maliyeti [\$]

M_{ϕ}	Çıkış Maliyeti [\$]
M_g	Giriş Maliyeti [\$]
η_{cis}	Kompresör verimi
η_{tis}	Türbin verimi
η_R	Rejeneratör verimi
$\dot{W}_{ABK}$	Alçak Basınç Kompresör İşi [kW]
$\dot{n}$	Molar Kütle
$\dot{Q}$	Isı [kW]
P_{rc}	Sıkıştırma Oranı
$\bar{\lambda}$	Yakıt/Hava oranı
c	Birim Ekserji Maliyeti [milss/kWh]
c_w	Birim Elektrik Ekserji Maliyeti [milss/kWh]
$\dot{W}$	İş [kW]
$\dot{Z}$	Komponent Maliyeti [\$]
L	Lük Faktörü [h]
r_i	Faiz Oranı
eo	Sistem Ömrü [yıl]

KISALTMA LİSTESİ

ABK	Alçak Basınç Kompresörü
ABT	Alçak Basınç Türbini
AI	Ara Isıtıcı
CH	Kimyasal
ESS	Engineering Equation Solver
ID	Isı deęiřtiricisi
KE	Kinetik Ekserji
P	Fiziksel
PH	Potansiyel Ekserji
YBK	Yüksek Basınç Kompresörü
YBT	Yüksek Basınç Türbini
YO	Yanma Odası

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1	Mevcut sistem ile ölü hal arasında çalışan bir tersinir ısı makinesi 15
Şekil 3. 1	Ara ısıtmalı-ara soğutmalı-rejenertatörlü gaz türbin sisteminin genel yapısı..... 23
Şekil 3. 2	Ara ısıtmalı-ara soğutmalı-rejenertatörlü gaz türbin sisteminin T-S diyagramı..... 24
Şekil 3. 3	Alçak Basınç Kompresörü akış diyagramı..... 25
Şekil 3. 4	Ara soğutucu akış diyagramı 27
Şekil 3. 5	Alçak Basınç Kompresörü akış diyagramı..... 28
Şekil 3. 6	Rejeneratör akış diyagramı 30
Şekil 3. 7	Yanma odası akış diyagramı 32
Şekil 3. 8	Yüksek basınç kompresörü akış diyagramı 34
Şekil 3. 9	Ara Isıtıcı akış diyagramı..... 35
Şekil 3. 10	Alçak basınç kompresörü akış diyagramı..... 37
Şekil 4. 1	Birim elektrik ekserji maliyeti-türbin giriş sıcaklığı değişimi.....48
Şekil 4. 2	Toplam ekserji ile birim elektrik ekserji maliyetinin farklı rejeneratör etkinliklerine bağlı olarak değişimi 49
Şekil 4. 3	Toplam ekserji ile rejeneratör verimi değişimi 50
Şekil 4. 4	Birim elektrik ekserji maliyeti-sıkıştırma oranı değişimi 51
Şekil 4. 5	Ekserji verimi-sıkıştırma oranı değişimi 52
Şekil 4. 6	Komponent maliyeti-Rejeneratör verimi arasındaki ilişki 53
Şekil 4. 7	Komponent maliyeti-sıkıştırma oranı arasındaki ilişki 54
Şekil 4. 8	Komponent maliyeti-türbin giriş sıcaklığı arasındaki ilişki 55
Şekil 5. 1	Komponentlere ait ekserji kayıp oranları.....56

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2. 1	Hidrokarbonlara ait standart kimyasal ekserji denklemleri.....	16
Çizelge 4. 1	Simülasyon Giriş Parametreleri.....	44
Çizelge 4. 2	Sistemde belirlenen noktaların termodinamik özellikleri.....	45
Çizelge 4. 3	Noktalara Ait Birim Ekserji Maliyeti ve Ekserji Değerleri	46
Çizelge 4. 4	Komponentlere ait ekserji verimleri ve kayıpları	47
Çizelge 4. 5	Optimum Değerler	55

ARA ISITMALI-ARA SOĞUTMALI-REJENERATÖRLÜ BİR GAZ TÜRBİNİ GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİNİN EKSERJOEKONOMİK ANALİZİ

Eyyüp Osman ECE

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Ali Volkan Akkaya

Bu tez çalışmasında ara ısıtmalı-ara soğutmalı-rejeneratörlü gaz türbinli bir tesisin ekserjoekonomik analizi yapılmıştır. İncelenmiş olan sistemde kullanılan komponentler (kompresor, yanma odası, türbin, vb.) ayrı ayrı ele alınmış ve EES programlama ve simülasyon programı yardımıyla simülasyon oluşturulup komponentlere ait ekserjoekonomik modellemeler yapılmıştır. Yapılacak olan analizin daha kolay anlaşılması için başlangıçta genel termodinamik kavramları ve bağıntıları verilmiş, daha sonra enerji, ekserji ve ekserjoekonomik hesaplama yöntemi bağıntıları verilerek özetlenmiştir.

Uygulama bölümünde tesiste belirlenen ondört akış noktasının termodinamik özellikleri belirlenmiş, bu belirlemelere göre her bir akış noktasının enerji ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Bulunan sonuçlar ile her komponentin ayrı ayrı enerji ve ekserji dengeleri kurularak ekserji maliyetleri belirlenmiş, enerji ve ekserjiler bulunmuş ve ekserjoekonomik faktörler çıkarılmıştır.

Bütün bu verilerin doğrultusunda sistemin parametrik analizi yapılmış ve grafiklerle yorumlanmıştır. Bunun yanında sitemde üretilen elektriğin birim ekserji maliyeti hesaplanmış, minimum birim elektrik ekserji maliyeti için optimum değerler belirlenmiştir.

Son kısmında ise sonuçlar arasında bağlantı kurularak düzeltme yapılabilecek ekipmanlar belirtilmiştir.

Anahtar kelimeler: Gaz Türbini, Ara Isıtma, Ara Soğutma, Regeneratör, Ekserji, Modelleme, Ekserjiekonomik Analiz

**EXERGoeonomic ANALYSIS OF A REHEATED-INTERCOOLED-
REGENERATED GAS TURBINE POWER GENERATION SYSTEM**

Eyyüp Osman Ece

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assist. Prof. Dr. Ali Volkan AKKAYA

In this study, exergoeconomic analysis of a gas turbine power thermal plant, which includes intercooler, reheater and regenerator, was carried out. Components (compressor, combustion chamber, turbine, etc.), which are used in this power production systems, were individually examined and simulated by using engineering equation solver program and their exergoeconomic models were redesigned. In order to understand this analysis easily, the general thermodynamic concepts and formulas were initially given, later on exergy and exergoeconomic calculation methods and equations were summarized.

In the application chapter, the thermodynamic properties of fourteen flow-point were defined and according to these definitions; energy and exergy values of all flow-points were individually calculated.

Depending on these calculated values; the average costs of exergy, energy, exergy destructions and exergoeconomic factors of all components were individually specified by using their energy and exergy balances. At last chapter, a reheated-intercooled-regenerated gas turbine power generation system was analyzed parametrically and according to the analysis, all datas were interpreted using evaluated graphics. In addition costs of unit electricity exergy, which is produced in system, was calculated

and optimum values for minimum unit electricity exergy cost were specified. A connection with results was established.

At last chapter according to these results components which can be modified, were choosed and solutions were submitted.

Key words: Gas turbine, reheating, intercooling, regenerator, exergy, modelling, exergoeconomic analysis.

1.1 Literatür Özeti

1.1.1 Enerji ve Ekserji Analizinin Önemi

Enerji ihtiyacı gelişen ve büyüyen dünya için her geçen gün biraz daha artmaktadır. Bilindiği gibi enerji ihtiyacı fosil kökenli yakıtlardan karşılanmaktadır ve buda birçok çevresel sorunuda beraberinde getirmektedir. Bu tür enerji kaynaklarının tükeniyor olması bizleri kaynak sıkıntısının çekilmediği yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmektedir. Bunun yanında enerji verimliliği üzerine çalışmak gerektiğini de açıkça göstermektedir. Bu bağlamda enerji kullanımında verimliliği artıracak ve enerji yoğunluğunu düşürecek önlemlerin alınması ülkelerin öncelikli hedefleri arasına girmiştir. Yani, büyümenin ve güçlü olmanın temel taşı olan enerjinin; zamanında, kesintisiz, yeterli ve düşük maliyetle temini hususu önemini giderek artırmaktadır. Anlatılan olumsuzluklar ve gereklilikler düşünüldüğünde mevcut enerji kaynaklarını daha verimli kullanmak ve alternatif enerji türlerini geliştirmek mecburiyeti ortaya çıkmaktadır[1],[2].

Enerji birçok önemli soruna sebep olmaktadır. Bunlar; önemli çevresel kazalar, su kirliliği, deniz kirliliği, arazi kullanımı, radyasyon ve radyoaktivite, katı atık yönetimi, zararlı hava kirleticiler, kullanım havasının kalitesi, asit tortuları, stratosferik ozon yırtılması, küresel iklim değişikliği şeklinde sıralanabilir[3].

Enerjinin birçok alanda yoğun bir şekilde kullanımı enerji fiyatlarını sürekli artırmaktadır. Buna bağlı olarak ekserji terimi ve ekserji analizi insanlık için büyük

önem arz etmeye başlamıştır[4,5]. Geleceğin devamı için önemli olan enerjinin kullanımı değil bu enerjinin verimli kullanılmasıdır[6].

Enerji ve ekserji analizi, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını birlikte ele alan ve enerjinin maksimum kullanımı veya kullanılabilirliğini ifade eden bir analiz şeklidir. Özellikle birinci kanun enerji analizi yapmakta kullanılırken, ikinci kanun tersinir ve tersinmezliği belirlediği için ekserji analizini yapmamızı sağlar[4,5].

Enerji ve ekserji metotlarının doğruluğu kanıtlanmıştır ve bu yöntemler ısıl proseslerde kullanılır. Termodinamiğin birinci kanun analizi, ısı/iş arasındaki farkı önemsemez. Bu yasa tüketilen enerji miktarını hesaplayan bir analizdir. Dolayısıyla bu yasa ne sistemlerinin dizaynında ne de analizlerinde yeterli değildir[7]. Bu noktada devreye ikinci yasa olarak bilinen ekserji metodu girer. Ekserji metodu ile tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji kayıpları hesaplanabilir[8]. İkinci yasa analizinde, sistem komponentleri tek tek incelenebilir. Bu bize hangi komponentin geliştirmesi gerektiği söyleyebilir[8,9]. Böylece enerji ve ekserji analizi yaparak, sistemlerde tersinmezliklere bağlı olarak meydana gelen kayıplar tespit edilerek sistemde yapılması gereken iyileştirmeler belirlenebilir. Ancak sistem çözümlenmesinde birinci ve ikinci yasa analizleri yeterli değildir. Sistem ayrıca ekonomik olarakta incelenmelidir. Çünkü tersinmezliklerden doğan ekserji kaybını azaltmaya yönelik değişiklikler sistem maliyetini arttırır. Dolayısıyla da tek yönlü yaklaşımlar gerçekçi olmaz. Yapılan çalışmalara göre ekserji kaybının yüksek olduğu bir ısıl sistem komponentinde birim ekserji maliyetinin düşük olabileceği veya ekserji kaybının nispeten daha az olduğu yerlerde birim ekserji maliyetinin yüksek olabileceği de görülmektedir. Burada önemli olan sistemlerin analizlerini termoekonomik bakımdan tam olarak yaparak sistemleri daha verimli ve daha ucuz hale getirecek şekilde tasarım ve iyileştirmeler yapılmalıdır[10].

Gaz türbinlerinin güç çıkışını ve verimliliğini bir takım ilave ekipmanla arttırmak da mümkündür. Bunlardan bazıları; ara soğutucu, ara ısıtıcı ve rejenerator olarak sayılabilir. Bunlardan ilk ikisi sırasıyla kompresörün ve türbinin verimliliğini arttırır. Üçüncü uygulamayla ise yakıt tüketimi azaltılır ama bunun yanında egzoz ısı miktarında bir düşme olur.

Bu bilgiler çerçevesinde bu çalışmada ara ısıtılmalı, ara soğutmalı ve rejeneratörlü bir güç üretim sistemi incelenmiştir ve bu sistem modellenerek ekserjoekonomik analiz uygulanmıştır. Modellemede EES termodinamik programı kullanılmış ve tesisin özelliklerine göre çeşitli parametreler alınarak birim elektrik maliyetleri ve bu maliyetleri minimum yapan optimum parametre değerleri belirlenmiştir.

1.1.2 Enerji Sistemlerine Ait Ekserjoekonomi Çalışmaları

Wall (1986), Soğutucu akışkan olarak R12 kullanılan tek kademeli ısı pompası çevriminin termoeekonomik optimizasyonunu yapmıştır. su soğutmalı buhar sıkıştırırmalı bir sistem üzerinde uyguladığı bu metotla sistemin ekserji kayıplarını belirlemiştir[11].

Usta (1993), yüksek lisans tezinde, soğutma sistemlerinin ekonomik optimizasyonunu yapan bir bilgisayar programı geliştirmiştir[12].

Koçoğlu (1993), yapmış olduğu yüksek lisans tezinde yapısal bağ katsayıları metodunu kullanarak ısı eşanjörlerinin termoeekonomik optimizasyonunu yapmıştır[13].

Dingeç (1996), soğutucu akışkan olarak R22 kullanarak yapmış olduğu yüksek lisans tezinde, basit bir buzdolabı sisteminin termoeekonomik optimizasyonunu yapmıştır[14].

Özkaymak (1998), çalışmasında soğutucu akışkan olarak R12, R22 ve R502 kullanarak yapmış olduğu doktora tezinde, buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sisteminde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjörlerinin termodinamik ve ekonomik yönden analizini yapmıştır. Çalışması sonucunda, termoeekonomik optimizasyonda her bir soğutucu akışkan için, değişik kondanser, evaporatör, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıklarında optimum eşanjör alanlarını belirlemiştir[15].

D'Accadia ve Sasso (1998), Soğutucu akışkan olarak R22 kullandıkları çalışmalarında, klasik buhar sıkıştırırmalı ısı pompası sistemine ekserjetik maliyet ve ekserjoekonomik hesaplama teorilerini uygulamışlardır. Sonuç olarak sistemdeki tersinmezliğin %40'nın elektrik motorundan, geri kalan %60'ının ise kompresör, kondanser ve evaporatörden kaynaklandığı ortaya koymuşlardır[16].

Chen (1999), yaptığı çalışmada, HFC134a ve CFC12 soğutucu akışkanlarını kullanarak kompresörlü soğutma sistemlerinin performanslarını karşılaştırmıştır. Analizler, gerçek çevrime dayanan bilgisayar simülasyonu kullanılarak yapılmıştır[17].

Chen (2001), yaptığı çalışmada, tersinir Carnot ısı makinesine termoekonomik optimizasyon metodunu uygulamıştır[18].

D'Accadia vd. (2002), bir ısı eşanjörünün optimizasyonu için ekserjoekonomik teoremini uygulamışlardır[19].

Can vd. (2002), paralel akışlı ısı eşanjörünün (kondanser tipi) ekserjoekonomik analizini yapmışlardır. Farklı parametreler için termodinamik ve ekonomik analizler yapmışlar ve optimum çalışma şartlarını tespit etmişlerdir[20].

Yumrutaş vd. (2002), yaptıkları çalışmada, bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine ekserji analizi uygulamışlardır. sonuçlarda, evaporatör ile soğutulan hacim arasındaki sıcaklık farkı azaldıkça ikinci kanun verimi ve COP değerinin arttığını, buna karşın ekserji kayıplarının azaldığını tespit etmişlerdir[21].

Bilgen ve Takahashi (2002), yaptıkları çalışmada, ısı pompalı iklimlendirme sisteminin ekserji analizini yapmışlar ve sistemi ekserji bazlı simüle etmek için bir simülasyon programı geliştirilmiştir[22].

Fartaj vd. (2003), yaptıkları çalışmada, CO₂ ile çalışan bir soğutma çevriminin ikinci kanun analizini yapmışlardır. Sonuç olarak, sistemdeki kayıpların büyük bir kısmının kompresör ile gaz soğutucusunda meydana geldiğini belirtmişlerdir[23].

Al-Otaibi vd. (2004), buhar sıkıştırımlı bir soğutma sistemini termoekonomik ve termodinamiğin birinci kanunu açısından sistem maliyetini incelemişlerdir. Bu amaçla, bir model oluşturularak, bu modelle maliyet parametrelerini birleştirmişlerdir[24].

Zhang vd. (2004), çalışmalarında, küçük boyutlu bir merkezi iklimlendirme sisteminin termoekonomik optimizasyonu yapmışlardır. Buldukları sonuçları standart bir sistemin termoekonomik ve termodinamik analizleri ile karşılaştırılarak optimum çalışma şartları bulunmuş ve optimum değişkenler belirlenmiştir[25].

Temir ve Bilge (2004), çalışmalarında, doğalgaz beslemeli bir elektrik jeneratörü ile bu jeneratörün egzoz gazlarının ısı enerjisinden faydalanan ve absorpsiyonlu soğutma

sisteminden meydana gelen trijenerasyon sistemini termoeconomik olarak incelenmislerdir ve hesaplamalar dogrultusunda sistemin daha verimli çalısması için hangi parametrelerin ne sekilde degistirilmesi gerektiğini ortaya koymuslardır[26].

Misra, Sahoo and Gupta (2006), bu çalısmalarıyla, su-amonyak çiftli absorpsiyonlu sogutma sistemini termoeconomik yönden inceleyerek üretim maliyetlerini minumuma düşürmeye çalısmışlardır[27].

Hepbaşlı (2007), tarafından yapılan bir çalısmada, ekserjinin sistemlerin verimliliklerinin sistemlerin tasarımları için çok önemli bir araç olabileceğini vurgulamış ve güneş enerjisi yardımcı toprak kaynaklı ısı pompalarının ekserji modelini geliştirmiştir[28].

Turgut (2007), doktora tezinde, uçaklarda kullanılan yüksek by-pass oranlı bir turbofan motorunun detaylı ekserjoekonomik analizini yapmıştır[29].

Baskut vd. (2011), yapmış oldukları çalısmada, Rüzgar Türbini Santraller (WTPPs) enerji ve ekserji verimliliği sonuçlarını sunmuşlardır. Ekserji, enerji ve teknik durum analizi yapmışlardır. Vaka çalısması Çeşme, İzmir WTPP sisteminden alınan gerçek sistem verilerini içermektedir. Genel enerji, ekserji ve diğer performans parametreleri sunulmuştur. Incelenen WTPP İzmir'de bulunan Türkiye'nin ilk kurulan (1998) rüzgar santrali (1,50 MW) 'dir. Santralin Ekserji verimi% 0 ve% 68,20 arasında bulunmuştur. Yazarlar, farklı güç faktörü değerleri için WTPP ekserji verimi değerlerini tahmin yeteneğine sahip bazı ilişkiler geliştirmişlerdir[30].

Özcan ve Özgener (2011), yaptıkları çalısmada Bethe-Zeldovich-Thompson (BZT) jeotermal ısı pompaları akışkanlarındaki teorik enerji ve ekserji performans değerlendirme sonuçları vurgulamaktadırlar. Bu çalısmada, geleneksel soğutucuların mümkün olan alternatiflerine yedek olarak hegzafloreten (R116), oktaflorpropan (R218) ve oktafloroksibütan (RC318) seçilmiştir. Hesaplamalar, sırasıyla 101 kW'lık jeotermal ısı pompalarının performans katsayıları (COP_{HP}) oktafloroksibütan (RC318), hegzafloreten (R116), oktaflorpropan (R218) için sırasıyla 3.84, 3.08 ve 2.92 arasında değişmektedir. Dahası, R116 seçilen BZT sıvılar arasında 0.68 ile maksimum ekserji verimliliğini göstermiştir[31].

1.1.3 Gaz Türbini İçeren Sistemlerin Eksorjoekonomi Çalışmaları

Kotas(1985), ekserji konusuna fazlasıyla değinmiş ve ısı sistemleri kullanarak ekserji analiz örnekleri vermiştir. Termoekonomik optimizasyon konusunu yapısal bağ katsayıları metodunu kullanarak detaylı olarak incelemiştir[32].

Valero vd. (1986), sistem limitlerinin belirlenmesindeki problemin maliyet konusundaki problemin asıl kaynağı olduğunu, var olan sistemin alt sistemlere parçalanarak bütün akışlara ait maliyet akılarını belirlemenin zor olduğunu, sistem yekpare incelendiğinde ise gerçekçi bir yaklaşımda bulunulamayacağını belirtmişlerdir. Birçok bilim adamının bu zorluğu ikinci kanun analiziyle aşmak istediğini, oysa ikinci kanunun bununla ilgili bilgileri içermediğini belirtmişlerdir ve kendi F-P-R (yakıt-ürün-atık) hipotezlerinin maliyet hesabında daha gerçekçi olduğunu ifade etmişlerdir[33].

Valero vd. (1986), termoekonomik maliyetin belirlenmesinde ekserji maliyeti metodunun kullanılabileceğini belirterek, bu metodu açıklamışlar ve kritiğini yapmışlardır. Ekserji maliyetini ve bu maliyet için gerekli olan ekserji akışını ayrı ayrı matris olarak tanımlayıp, bu iki matrisin çarpımının denge halinde sıfıra eşit olacağını ifade etmişlerdir[34].

Valero vd. (1986), ekserjoekonomi ve termoekonomi arasındaki ilişkiyi izah etmek için öncelikle yakıt/ekserji bozunumu, ürün maliyeti/yatırım maliyeti ile ekserji bozunumu arasındaki ilişkinin belirlenmesi gerektiğini ifade etmişlerdir. Çalışmaları sonucunda tasarruf yatırım kanununu ortaya atmışlardır ve yatırımın yakıt maliyetini nasıl etkilediğini tespit etmişlerdir[35].

İleri (1990), termoekonomik analizlerde kullanılan bir metod olan yapısal bağ katsayıları metodunu açıklayarak bir ısı güç santrali üzerinde uygulamıştır[36].

Lozano ve Valero (1993), yaptıkları çalışmayla termoekonomiye yeni bir kavram (ekserji maliyeti) kazandırmış ve teorisini anlatmışlardır. Teorinin temel taşlarının ekserji kavramı, enerji sistem komponentleri arasındaki yakıt ürün ilişkisi ve sistemin matematik modelinin oluşturulması olduğunu ifade ederek, bu yöntemin sistemlerin analizinde kullanılmasının uygun olacağını belirtmişlerdir. Yaptıkları ayrıntılı çalışmayla termodinamikle ekonomiyi birleştirmişler ve sistemlerin analizinde yeni ve kullanım

açısından daha uygun bir metot geliştirmişler ve yöntemde de ekserji maliyet yöntemi demişlerdir[37].

Yang vd. (1995), enerjiyi ekserji ve anerji olmak üzere ayırarak termik sistemlerin analizi için bir yöntem geliştirmişlerdir. Enerji için hem enerji dengesi hem de maliyet denge denklemlerini yazarken maliyet denklemlerinde ekserji ve anerjinin birim maliyetlerini farklı almışlardır. Üzerinde çalıştıkları sisteme Valero'nunkine benzer ekserjianerji maliyeti uygulamışlardır. Bu yöntemin kojenerasyon sistemleri için ürün fiyatlandırmasında uygun olduğunu belirtmişlerdir[38].

Kim vd. (1998), çalışmalarında maliyet denge denklemlerini her komponente uygulamışlardır ve tüm sistem için maliyet denklemlerini elde etmişlerdir. Böylece birim ekserji maliyetini hesaplamışlardır. Bundan ayrı olarak komponentler arasındaki etkileşim de bu denklemlerle ifade ederek, birim ekserjioekonomik maliyeti elde etmişlerdir[39].

Benelmir ve Feitdt (1998), konvansiyonel sistemlere yapılan yatırımların kojenerasyon sistemlerine yapılanlardan daha az olduğunu, kojenerasyon sistemlerin geri ödeme zamanının daha kısa olmasına karşın karının ise daha fazla olduğunu belirterek, kojenerasyon sistemi ile konvansiyonel sistemi, elektrik üretiminin en düşük maliyeti bakımından incelenmişlerdir[40].

Guarinello vd. (2000), Cabo sanayii bölgesinin buhar ve elektrik ihtiyacını karşılayan gaz türbinli kojenerasyon tesisine birinci ve ikinci yasayı uygulamışlardır ve elektrik ile buhar maliyetlerini belirlemişlerdir[41].

Huan, Hung ve Chen (2000), buhar enjekteli gaz türbin gruplu kojenerasyon sistemine ekserji analizi uygulamışlardır. Sistemde ekserji analizinin yanında soğutmayı da hedefleyen bilim adamları, çalışmaları sonucunda en fazla ekserji yıkımının yanma odasında, en fazla ekserji kaybının da baca gazlarında olduğunu belirtmişlerdir[42].

Attala vd. (2001), ısı güç tesislerinin dizaynında sadece termodinamik analizin önemli olmadığını, bunun yanında yatırım maliyetinin de mümkün olduğu kadar düşük olması gerektiğini belirtmişlerdir[43].

KWon, KWak ve Oh (2001), Kojenerasyon ve kombine çevrim santrallerinde ürünlerin ayrı ayrı birim maliyetlerinin tespitinin zor olduğunu ama bir o kadar da önemli olduğunu belirtmişlerdir. Yaptıkları çalışmada, 1 MW'lık gaz türbinli kojenerasyon tesisine ekserjoekonomik yönden incelemişler ve tesisin birim ürün ekserji maliyetlerini hesaplamışlardır. Bunun yanında akış esnasındaki her bir nokta için ekserji ve her bir komponent için ekserjoekonomik denge denklemlerini yazmışlardır. Çalışmada ayrıca, özgül ekserji maliyeti yöntemi (SPECO) ve MOPSA yöntemleri kullanılarak karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışma sonucunda komponent maliyetlerinin ekserjoekonomik analizde çok önemli bir yere sahip olduklarını ve atık ısı kazanının termoekonomikanalizi bariz bir şekilde etkilediğini ortaya koymuşlardır[44].

Bandyapadhyay, Bera ve Bhattacharyya (2001), çalışmalarında, tesislerin tasarımında ve işletilmesinde işletme zamanı, tesisin büyüklüğü, yatırım maliyeti ve güç üretiminin sınırlayıcı olduğunu tespit etmişlerdir[45].

Sciubba (2001), makalesinde, enerji sistemlerinin modellenmesinde, termoekonomi kavramını açıklamış ve gaz türbinli bir kojenarasyon sistemi üzerinde uygulamıştır[46].

Sevilgen (2002), yapmış olduğu doktora tezinde, enerji üretim sistemlerinin ekserjoekonomik analizi için yeni bir model tasarlanmıştır. Daha önce önerilen modellerin aksine tasarımda belirli bir enerji üretim sistemi göz önüne alınmamış çok genel bir model ortaya konmuştur. Bu model kullanılarak, verilen özelliklerde herhangi bir sistemin ekserjoekonomik analizini yapmak ve minimum birim ürün ekserji maliyetini sağlayacak optimum karakteristik parametrelerini bulmak mümkündür.

Modelin geliştirilmesinde tümevarım metodu kullanılmıştır; Enerji üretim sistemlerinde kullanılan komponentler (kompresor, yanma odası, vb.) ayrı ayrı ele alınmış ve ekserjoekonomik modelleri tasarlanmıştır. Bu komponentlerden oluşturulabilecek en basit sistem olan basit gaz türbinli tesisden başlanarak, ekserji verimini artıracak ve ekonomikliğı sağlayacak şekilde çeşitli komponentler ilave edilerek elde edilen dört ayrı tesis için ekserjoekonomik model oluşturulmuştur.

Modellerin uygulaması bu çalışma çerçevesinde geliştirilen EKSEKON isimli yazılım ile gerçekleştirilmiştir. Bu yazılım kullanılarak, belirtilen dört ayrı tesis için ekserjoekonomik

analiz yapılmış ve tesisin birim ürün maliyeti tesisin karakteristik parametrelerine göre analiz edilerek maliyeti minimum yapan optimum parametreler bulunmuştur[47].

Tsatsaronis ve Park (2002), sistemlerin termodinamik analizi ve sistem komponentlerinin maliyet analizinde ekserji bozunumunu incelemişlerdir. Ekserji bozunumunu azaltılabilir ve azaltılamaz olarak 2 ayrı başlıkta inceleyerek özellikle bozunumun azaltılmasının üzerinde durmuşlardır ve bu parametrelerin kojenerasyon tesis komponentlerinin yatırım maliyetine tesirini göstermişlerdir[48].

Wall (2003), yayınladığı makalesinde ekserjiyle ilgili kavram ve metotlar hakkında bilgiler vermiş ve enerji sistemlerinin analizi ve optimizasyonu için ekserji kavramının kullanımını açıklamıştır[49].

Derbentli (2003), bildirisinde, termoekonomiyle ilgili bilgiler vermiş ve bu alandaki gelişmelere örneklerle değinmiştir[50].

Valdes, Duran ve Rovira (2003), yaptıkları çalışmada kojenerasyon tesislerinde (CCGT) termoekonomik optimizasyonu yapabilmek için kullanılabilecek bir yol göstermektedirler[51].

Santoyo ve Cifuentes (2003), çalışmalarında kojenerasyon sistemi ile trijenerasyon sistemini karşılaştırarak, termoekonomik açıdan hangi sistemin daha avantajlı olduğunu belirtmişlerdir[52].

Sahoo (2008), yaptığı çalışmada ekserjoekonomik metotları ve evrimsel programlama yöntemini kullanarak optimize edilmiş 2.5 bar basınçta 50 MW elektrik ve 15 kg/s doymuş buhar üreten bir kojenerasyon sistemini analiz etmiştir. Analiz; ürün, elektrik ve buhar maliyetinin beklenenden % 9.9 daha düşük olduğunu göstermiştir ancak bunu geri ödeme süresi 3,23 yıl % 10' luk bir sermaye artırımla gerçekleştirmişlerdir[53].

Magnani ve Melo (2009), çalışmalarında ki temel amacın hem tasarım hem de enerji santrallerinin işletme optimizasyonu gerçekleştirmek için TCS (görev yapılandırma sistemi) yeteneğini göstermek olduğunu belirtmişlerdir. TCS sistemde bulunan her bir elemanın esas görevini ayarlamaya olanak veren ve sonuç olarak bu elemanların değişken yüklere karşı tepkilerini gösteren bir modüldür. Bu çalışmada TCS, hem elektrik hem de ısı yüklerin değişken olduğu 60 kW' lık bir mikro kojenerasyon tesisine

uygulanmıştır. Öncelikle, ekipmanların nominal güçleri ve TCS konfigürasyonları yükleme şartları ve dizayn için kabul edilmiş elektrik/yakıt maliyeti dikkate alınarak uygulandı. Bu işlemten sonra yükleri ve elektrik / yakıt maliyetleri iki katına çıkarılarak uygulandı. Alınan sonuçlar standart çalışmalarla karşılaştırıldı. Sonuçlar çalışmaların çoğunda çalışma şartlarının asıl şartlardan çok farklı ve bu olguyu gösteren TCS' nin çok sağlam bir yöntem olduğunu gösterdi. Sonuçlara göre kojenerasyon sistemlerinde, yüksek ilk yatırım riskini azaltmak için TCS kullanımını savunmak mümkün olduğunu söylemektedirler[54].

Regulagadda vd. (2010), Bu çalışmada, bir subkritik kazan-türbin jeneratör sisteminin termodinamik analizini 32 MW'lık bir kömür santrali için yapmışlardır. Sistem için hem enerji hem de ekserji formülleri geliştirilmiştir. Tesis performansını maksimize eden parametreleri belirlemek için farklı çalışma basıncı, sıcaklık ve akış hızı da dahil olmak üzere çeşitli çalışma koşulları altında parametrik analiz yapılmıştır. Ekserji kaybı dağılımı kazan ve türbin tersinmezliklerinin en yüksek kayba sebep olduğunu göstermiştir. Buna ek olarak, ekserji kaybıyla birlikte çevresel etki ve sürdürülebilirlik analizi de yapılmış ve sunulmuştur[55].

Rovira vd. (2011), bir güç santrali tasarımında verimlilik ve maliyet arasındaki dengeyi bulmak termoekonomik modellerin pratik kullanımlarından biridir. Genellikle, termoekonomik analizler santralin termodinamik modelini ve maliyetleri değerlendirmede kullanılacak bir ekonomik model içermektedir. Kombine çevrim gaz türbini (CCGT) güç santrallerinde termoekonomik model genellikle sistemin dizayn şartlarındaki performansını ve enerji dengesini hesaplar. Ancak, günümüzde, yani CCGT 'lerin çalışmalarından yıllar sonra, tasarım koşullarından bir ölçüde farklılık gösteren yıllık çalışma verileri bulunabilir.

Bu çalışma CCGT güç santralinin termoekonomik optimizasyonuna ulaşması için sistemin çalışması sık sık off-dizayna alınarak yapılabilecek bir metodu gösterir. Bu nedenle, çalışmanın amacı, daha gerçekçi bir yıllık çalışma senaryosunu dikkate alarak santralin termoekonomik tasarımını geliştirmektir. Buna ek olarak metodoloji, enerji üretimini farklı senaryolar altında çalışarak yapan birkaç CCGT konfigürasyonu optimize

etmek için kabul edilmiştir. Optimizasyon sonuçları dizayn şartlarının performanslarına bağlı olan termoekonomik modellerle karşılaştırılmıştır[56].

1.2 Tezin Amacı

Çalışmanın amacı;

1. Ara soğutmalı-ara ısıtmalı-rejenetörlü bir gaz türbin sisteminin enerji, ekserji ve ekserjoekonomik modelinin oluşturulması.
2. Oluşturulan bu modelin EES’ de yazılması.
3. Modelin simüle edilmesi.
4. Belirlenen dizayn parametrelerine bağlı olarak parametrik analizin yapılması

Birim elektrik ekserji maliyetini minimum yapan optimum parametrik değerlerin belirlenmesi şeklinde sıralanabilir.

1.3 Hipotez

Termik sistemlerin analizi için ekserji analiz metodu çok sık kullanılan önemli bir metottur. Bundan önceki çalışmalar incelendiğinde makalelerin bir kısmında mevcut bir tesis analiz edilirken, diğer bir kısmında oluşturulan model üzerinde analiz yapılmıştır. Dolayısıyla bazılarında gerçek değerler kullanılırken diğerlerinde akış noktalarına ait termodinamik değerler yardımıyla hesaplanmıştır.

Yapılan literatür araştırmasında ara soğutmalı-ara ısıtmalı-rejenetörlü bir gaz türbin sistemi için eksorjoekonomik analiz konusunda yeterli veri olamadığı tespit edilmiştir. Yapılan çalışmada rejeneratörlü gaz türbinli bir tesise ara ısıtma ve ara soğutma uygulandığında birim elektrik ekserji maliyetinin azalacağı ve literatüre katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

BÖLÜM 2

TEMEL KAVRAMLAR

2.1 Ekserji

Ekserji, bir sistemin sahip olduğu iş yapabilme potansiyelidir. Yani sistemden elde edilebilecek maksimum işi tarif eder. Bir başka açıdan bakılacak olursa; enerjinin sadece belli bir kısmı işe dönüştürülebilir. İşte bu işe dönüştürülen kısım ekserji olarak tanımlanır. Ekserji tersinir bir süreç sonucunda sistem çevre ile denge sağladığı takdirde, oluşan entropi sonucu kullanılamaz hale gelen enerji düşüldükten sonra, teorik olarak elde edilebilecek maksimum faydalı iş miktarı olarak da tanımlanabilir.

Günlük yaşam esnasında kullanılan enerji, dönüşümle elde edilen ikincil enerjidir. Yani mevcut enerjinin başka forma dönüşmesiyle elde edilir. Bunlar elektrik, ısı, mekanik gibi çeşitli formlarda olabilirler. Enerjinin ikincil kaynaklara dönüştürülmesi için sistemler kullanılır. Kullanılan bu sistemler enerji üretim sistemleridir. Termodinamik şartlar dâhilinde çalışan bu sistemlerin çalışma şartlarını ve şekillerini termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu belirler.

Ekserji, sistemle çevresi arasındaki farkın bir ölçütüdür. Bu sebeple sistem, onu etkileyen çevresi ile beraber değerlendirilmelidir. Ekserji hesabının yapılabilmesi için, çevrenin sıcaklık, basınç ve kimyasal kompozisyonunun kesinlikle bilinmesi gereklidir.

Ekserji, sistemin etkileşim halinde bulunduğu referans çevreye göre; tamamen kararlı ve dengede olmamanın sonucu olarak degisime neden olan akış yada sistemin potansiyelinin bir ölçüsüdür[57].

Eğer birbirleriyle etkileşim halinde bulunan iki farklı sistem mevcutsa, bu iki farklı sistemden yararlı iş elde etmek her zaman mümkündür. Bu sistemler kendi aralarında denge konumuna kadar iş üretirler. Sistemlerden biri çevre ise, denge sağlanana kadar elde edilebilecek teorik yararlı işe ekserji denilir[58].

Ekserji; sistemle çevresi arasındaki farkın bir ölçütüdür ve sistem çevre ile beraber değerlendirilmelidir. Bir diğer önemli nokta ise, ekserjinin tam olarak hesaplanabilmesi için, etkileşimde bulunduğu çevre tanımının bilinmesi gereklidir[59].

Ekserji kavramının en önemli boyutları aşağıda maddeler halinde ifade edilmiştir.

- Ekserji, sistemin çevre ile oluşturmuş olduğu kombine çevrimden elde edilebilen maksimum teorik iştir. Sistemin çevre ile denge durumuna geçtiği hal ölü haldir. Ölü halde oluşmuş olan kombine sistemin enerjisi mevcut olmasına karşın ekserjisi yoktur.
- Ekserji, sistem durumunun çevre durumuna olan uzaklık ölçüsüdür. Sistemle çevre arasındaki sıcaklık farkı arttıkça ekserji değeri de artar. Bunun terside doğrudur.
- Ekserji, iki grupta incelenir: Kimyasal ve termomekaniksel. Bu ikisinin toplamı sistemin toplam ekserjisini verir.
- Termomekaniksel ekserji fiziksel, kinetik ve potansiyel ekserji şeklinde sınıflandırılır.
- Ekserji, sistemlerin sahip olduğu tersinmezliklerden dolayı tahrip edilebilir özelliğe sahiptir.

2.1.1 Ekserjinin Önemi

Günümüzde birincil enerji kaynaklarının sınırlı olup hızla azalıyor olması ve buna bağlı olarak da enerji maliyetlerinin hızla artmasından dolayı, termal sistemlerdeki enerji kayıplarının belirlenmesinde ekserjistik analizler büyük önem kazanmıştır. Ekserji kayıplarının azalması, yani ekserji veriminin artması halinde proseste gerçekleşecek yıkım, kaynak tüketimi ve kayıp ekserji emisyonları ters orantılı olarak azalacaktır.

Ekserji yok edilebilir ve genellikle korunamaz. Eğer bir sistem elde edilen iş için koşulsuz olarak kendiliğinden çevre ile dengeye getirilmiş ise ekserji tamamen yok edileceği zaman limit bir durum oluşur. Kendiliğinden olan proseslerde, başlangıçta

meydana gelen işi geliştirme kabiliyeti tamamen boşa harcanacaktır. Üstelik hiçbir iş böyle kendiliğinden değişmeyi etkilemeye ihtiyaç duymadığı için, ekserji değerinin en az sıfır, yani negatif olamayacağı sonucuna varılabilir.

Ekserjinin termodinamik bir potansiyel olduğu, iş yapabilme ve kullanılabilir enerjinin bir ölçütü olduğu söylenebilir. Ekserji, aynı zamanda teknik iş yapma kapasitesi olarak da tanımlanabilir. Ekserji sadece faydalı enerji düşüncesinden oluşmayan, aynı zamanda çevreyi kirleten enerji kaynaklarının tüketiminin azaltılması ve yeni çevre dostu enerji kaynaklarının kullanıma sunulması gibi konuları da kapsayan çok önemli bir mühendislik yaklaşımıdır.

Ekserji dengesi, en çok termik sistemlerin analizinde kullanılır. Enerji dengesine benzer ama bazı temel farklılıklar vardır. Enerji dengesi, enerji dönüşüm kanunlarına, ekserji dengesi ise enerjinin tersinmezliği kanununa dayanır. Ekserji dengesi proseteki tersinmezliklerin hesabına ve genel verimi azaltıcı tesir eden ünitelerin tanımlanmasında önemli roller oynar.

Ekserji analiz metodu enerji kaynaklarının daha etkili bir şekilde kullanım hedefi için uygundur. Ekserji analizi; yer, durum ve belirtilen enerji kayıp ve atığının gerçek miktarını daha iyi belirlediğinden enerji analizine göre daha faydalıdır. Bu bilgi yeni enerji-etkili sistemlerin tasarımında ve mevcut sistemin veriminin artmasında kullanılabilir. Ekserji analizi birinci kanun yaklaşımından enerjinin korunumu ile ilgili kavramların daha iyi anlaşılmasını sağlar.

Ekserji, mühendislik biliminde iki temel konuyu kapsamaktadır. Bunlar çevre ve ekonomidir. Ekoteknolojik bakımdan ise ekserji, şu üç temel kavram kapsamında ele alınmaktadır:

- 1) En az çevresel etki, en fazla enerji ve enerji kaynaklarının ideal koşullarda işletileceği teknolojiler.
- 2) Çevreyi kirletme potansiyelleri yüksek olan maddelerin çevresel davranışları.
- 3) Çevresel değerlendirme, enerji ve toplum güvenliği.

2.1.2 Ekserjinin Bileşenleri

Bölüm 3.1.1 de de değinildiği gibi ekserji temelde kimyasal ve termomekaniksel olarak iki kısımda incelenir. Termomekaniksel ekserji de 3 parçaya ayrılabilir. Bunlar: fiziksel ekserji, potansiyel ekserji ve kinetik ekserjidir.

$$\dot{E} = \dot{E}^P + \dot{E}^{KE} + \dot{E}^{PH} + \dot{E}^{CH} \quad (2.1)$$

2.1.2.1 Kinetik ve Potansiyel Ekserji

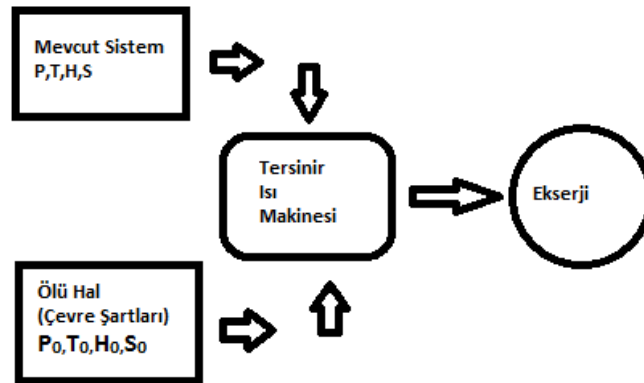
Termodinamik ekserji olarakta adlandırılan kinetik ve potansiyel enerjilerin toplamı prensip olarak %100 verimle işe dönüştürülebilir. Yani bir sistemin sahip olduğu kinetik ve potansiyel enerjilerin toplamı , aynı sistemin potansiyel ve kinetik ekserji toplamına eşittir denilebilir. „V“ hız, „g“ yerçekimi ivmesi ve „z“ kot farkı olmak üzere özgül ekserjiler aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{e}^{KE} = \frac{1}{2} V^2 \quad (2.2)$$

$$\dot{e}^P = g * z \quad (2.3)$$

2.1.2.2 Fiziksel Ekserji

Sistemin sıcaklığı T ve basıncı P olan ilk durumundan, sıcaklığı T₀, basıncı P₀ olan çevre şartlarına gelerek termodinamik bir dengeye kavuşması halinde sistemden elde edilecek maksimum iş fiziksel ekserjidir. Bu durum Şekil 2.1’ de anlatılmaya çalışılmıştır.



Şekil 2. 1 Mevcut sistem ile ölü hal arasında çalışan bir tersinir ısı makinesi

“h” entalpi, “T” sıcaklık ve “s” entropi olmak üzere; özgül fiziksel ekserji Denklem 2.4’ deki gibi yazılır.

$$\dot{e}^{PH} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0) \quad (2.4)$$

2.1.2.3 Kimyasal Ekserji

Kimyasal ekserjiyi değerlendirirken birçok teori ortaya atılmıştır. Kolaylık olması açısından standart kimyasal ekserji tanımları standart bir çevre kabulü üzerine kurulur. Bu yüzden Standart kimyasal ekserjiler, sıcaklığı T_0 ve basıncı P_0 olan standart bir çevreye dayandırılır. Saf maddeler için standart kimyasal ekserji değerleri Çizelge 2.1' den okunarak hesaplamalarda kullanılabilir[60]. Hidrokarbonlara ait standart kimyasal ekserji denklemleri Denklem 2.5' de verilmiştir.

Çizelge 2. 1 Hidrokarbonlara ait standart kimyasal ekserji denklemleri

Madde	Standart kimyasal ekserji denklemi
Katı	$\frac{\bar{e}x_c}{(LHV)_d} = 1.0438 + 0,0158 \frac{H}{C} + 0.0813 \frac{O}{C} + 0.0471 \frac{N}{C} \quad \frac{N}{C} \leq 0.5$ $\frac{\bar{e}x_c}{(LHV)_d} = \frac{1.0438 + 0,0158 \frac{H}{C} - 0.3343 \frac{O}{C} (1 + 0.609 \frac{H}{C}) + 0.447 \frac{N}{C}}{1 - 0.4043 \frac{O}{C}} \quad \frac{O}{C} > 0.5$
Sıvı	$\frac{\bar{e}x_c}{(LHV)_d} = 1.0374 + 0.0159 \frac{H}{C} + 0.0567 \frac{O}{C} + 0.5985 \frac{S}{C} \left(1 - 0.1737 \frac{H}{C} \right)$
Gaz	$\frac{\bar{e}x_c}{(LHV)_d} = 1.0334 + 0.0183 \frac{H}{C} - 0.0694 \frac{1}{C}$

Gaz karışımları için ise aşağıdaki eşitlikten yararlanılır[61].

$$\dot{E}^{CH} = \sum \dot{n}_k \dot{e}_k^{CH} + RT_0 \sum \dot{n}_k \ln \dot{x}_k \quad (2.5)$$

2.1.3 Ekserji Kaybı ve Yıkımı

Sisteme giren ekserji, çıkan ekserjiden fazladır. Bunun sebebi ekserji bozunumu ve kayıplardır. Bizim inceleyeceğimiz sistemde ekserji kayıpları ve yıkımları bir arada

verilmiştir. " E_g " giren ekserjiyi, " $E_{\dot{c}}$ " çıkan ekserjiyi, " E^D " ekserji yıkımını ve " E^L " ekserji kaybını ifade etmek üzere; sürekli akış için ekserji kayıp ve yıkım denklemi;

$$\bar{h}_g = E_{\dot{c}} + E^D + E^L \quad (2.6)$$

şeklinde olacaktır.

Ekserji kayıp oranı Y_L ; ekserji kaybının sistemin toplam yakıttan aldığı ekserjiye oranıdır.

$$y_l = \frac{E^L}{E^Y} \quad (2.7)$$

şeklinde ifade edilir.

2.1.4 Ekserji Verimi

Ekserji verimi (ϵ), termodinamik açıdan düşünüldüğünde bir performans parametresidir ve sistem performansının termodinamik açıdan doğru değerlendirilmesinde yardımcı olur. Ekserji verimi, ürün ve yakıtın termodinamik analizi yapılarak tanımlanmalıdır.

$\dot{E}^Y$ yakıt ekserjisi, $\dot{E}^{\dot{U}}$ ürün ekserjisi, $\dot{E}^D$ ekserji yıkımını ve $\dot{E}^L$ ise ekserji kaybını göstermek üzere sistemler için ekserji dengesi;

$$\dot{E}^Y = \dot{E}^{\dot{U}} + \dot{E}^D + \dot{E}^L \quad (2.8)$$

şeklinde yazılabilir. Yakıtın ekserjisi ürün ekserjisi ve kayıpların toplamına eşittir.

Ekserji verimi ise;

$$\epsilon = \frac{\dot{E}^{\dot{U}}}{\dot{E}^Y} = 1 - \frac{\dot{E}^D + \dot{E}^L}{\dot{E}^Y} \quad (2.9)$$

şeklindedir.

Ekserji verimi, yakıtın kaçta kaçının ürüne kaçta kaçının boşa harcandığını gösterir. Bu ifade kullanılarak benzer tesislerin birbirleriyle kıyasları mümkündür. Herhangi bir tesisin ekserji verimini elde etmek için öncelikli olarak bu tesisi meydana getiren elemanların verimleri çıkartılır. Daha sonrada bu elemanlar birleştirilerek, tesisin ekserji verimi bulunur.

2.2 Ekserjoekonomi

Ekserjoekonomi, hem ekserji analizini hem de ekonominin prensiplerini kullanarak maliyet odaklı bir sistemin tasarımı ve işletilmesi için gerekli alt yapıyı sağlayan mühendislik dalıdır. Ekserjoekonomide; ekserji analizi ile ekonomik analiz birlikte ele alınır ve ekserjoekonomik analiz olarak isimlendirilir. Ekserjoekonomik analizi, ekserji ekserji prensipleri kullanılarak yapılmış bir maliyet analizi olarakta düşünebiliriz. Termodinamik verimsizlik olarak bilinen ekserji yıkımı ve ekserji kayıpları maliyetini bu metodla öğrenebiliriz. Bu maliyetlerin bilinmesindeki amaç sistemin son ürün maliyetleri azaltma isteğidir. Ekserjoekonomik analizle kojenerasyon ve trijenerasyon gibi tek yakıtla birden fazla ürün meydana getiren sistemlerin herbir ürününe ait maliyetleri de saptayabiliriz. Tesisat elemanlarının ürettiği yerdeki gerçek maliyetlerin bilinmesiyle bu maliyetler ürünü oluşturmak için kullanılan ekipmanların tip ve büyüklüğüne uygun olarak son ürün maliyetine eklenir. Sistem tasarımlarında bu yöntemin kullanılması sistem tasarımında, maliyet verimini yükseltebilecek teknik seçimleri tanımlamaya olumlu katkıda bulunur.

Ekserjoekonomi; sistemin çevresiyle etkileşiminin ve sistem içindeki tersinmezliklerin maliyete etkisini inceleyerek ekserji maliyetini minimuma çekmeyi amaçlar. Amaç sistemdeki tersinmezliklerin maliyete olan etkisini belirlemek ve bu tersinmezlikleri maliyet açısından minimuma çekmektir çünkü sistemdeki tersinmezlikler birim ürün maliyetini artırmaktadır. Daha öncede değinildiği gibi sistemden birden fazla ürün elde edilebilir. Bu durumda ise her bir ürünün fiyatı içersindeki tersinmezliklerin payı, ayrı ayrı hesaplanır.

2.2.1 Maliyet Denge Denklemleri

Sistemde üretilen son ürün maliyetinin tespit edilebilmesi için, sistemin yatırım maliyeti, işletme ve bakım maliyeti ve yakıt maliyetinin göz önüne alınması gerekir. Bir sistem kururken iki farklı maliyet gözönünde bulundurulur. Bunlardan ilki sabit maliyetler, ikincisi ise değişken maliyetler olarak sınıflandırılır. Sabit maliyetler ilk yatırım maliyetleridir. Değişken maliyetler ise işletme ve bakım maliyetleridir. Bu maliyetlerin gerçek değerlerinin yer aldığı ve ürün maliyetini veren denkleme maliyet denklemi denilir.[47]

“ $M_{\bar{u}}$ ” ürün maliyeti, “ M_y ” yakıt maliyeti, “ M_f ” Yatırım maliyeti ve “ M_{ib} ” işletme ve bakım maliyeti olmak üzere Maliyet denge denklemi;

$$M_{\bar{u}} = M_y + M_f + M_{ib} \quad (2.10)$$

şeklinde formulize edilebilir.

Yatırım maliyeti yıldan yıla değiştiği için bugün ki değer hesaplanması gerekmektedir. Bunun için levelized-cost (Bir değere getirilmiş maliyet-seviyelendirme) yöntemi ile maliyetler yıllara dağıtılmıştır. Ekserji maliyeti bulunurken bir sistemde yer alan komponentler ayrı ayrı ele alınır ve Z_k belirlenir. Burada Z_k ifadesi, sistemin k'ıncı komponentinin yatırım, işletme, bakım badelerini kapsayan bir değere getirilmiş parasal değerdir. Bu değer (Z); yıllık çalışma süresi, sistem ömrü, faiz, eskolasyon gibi parametrelerin bir fonksiyonudur. Z değerini hesaplayabilmek için sistemin ve komponentin ilk yatırım ve işletme maliyetini tespit etmek gerekir. İlk yatırım maliyeti, sistemin veya komponentin işletme ve bakım onarım masraflarını kapsar. Z değeri hesaplanırken; birim zamana karşılık gelen ilk yatırım ve işletme maliyetleri toplamı, “bir değere getirilme faktörü (A)” ile çarpılır. Bir değere getirilme faktörü aşağıdaki denklemde ifade edilmektedir.[47]

$$A = \frac{CELF}{1+r_i} \quad (2.11)$$

bu denklemde “CELF” değeri Sabit Eskolasyon Düzeltme Faktörü, “ r_i ” değeri ise faiz oranıdır.[59] Sabit Eskolasyon Düzeltme Faktörü Denklem 2.12’ de ifade edilmektedir.[47]

$$CELF = k * \frac{(1-k^{eo})}{1-k} * CRF \quad (2.12)$$

Bu denklemde “CRF” değeri, Kapital Geri Kazanım Faktörü ve “k” değeri ise, Bir Değere Getirilmiş Fiyat Düzeltme Faktörü’nü ihtiva eder. “eo” değeri ise, sistem veya komponent için öngörülen ömrü belirtmektedir.[34] Kapital Geri Kazanım Faktörü (CRF) aşağıdaki denklemle ifade edilmektedir.[47]

$$CRF = i_{eff} * \frac{(1+i_{eff})^{eo}}{(1+i_{eff})^{eo}-1} \quad (2.13)$$

Yukarıdaki denklemde “ i_{eff} ” değeri, geri ödeme oranını belirtmektedir.

Fiyat düzeltme faktörü ise;

$$k = \frac{(1+r_n)}{(1+i_{eff})} \quad (2.14)$$

denklemleri ile ifade edilir. [47]

Yatırım maliyeti ve işletme ve bakım maliyeti sistemin karakteristik özelliği olduğu için beraber ele alınmıştır ve Denklem 2.15 ile 2.16' de formülize edilmiştir.[47]

$$K = M_f + M_{ib} \quad (2.15)$$

$$M_{\bar{u}} = M_y + K \quad (2.16)$$

2.2.2 Ekserjoekonomi Denge Denklemleri

Ekserjoekonomik denge denklemleri ekserji maliyetinin belirlenmesi için yazılır. Sistemin ya da elemanın ekserjisi, giriş ve çıkış ekserji değerlerine göre yazılır. Sistem çevresi ile bir alışveriş halindedir ve bu alışveriş esnasındaki tersinmezliklerden dolayı ekserji bozunumları meydana gelir. Bu bozunumlar ürün değerinin belirlenmesi için önemlidir. Ekserji maliyetinde sistemin çevreyle etkileşimi ve sistemdeki tersinmezliklerin aynı anda maliyete etkisi incelenir. "c" birim ekserji maliyeti olmak üzere;

$$M_{\zeta} = c_{\zeta} * E_{\zeta} \quad (2.17)$$

$$M_g = c_g * E_g \quad (2.18)$$

$$M_w = c_w * E_w \quad (2.19)$$

olmak üzere ekserji denge maliyeti;

$$\sum M_{\zeta} + \sum M_w = \sum M_g + K \quad (2.20)$$

şeklinde yazılabilir.

Ekserjoekonomik analizdeki amaçlar;

- Birden fazla ürünü olan sistemlerin ürünlerinin maliyetlerini ayrı ayrı hesaplamak
- Maliyet oluşum prosesini ve sistemdeki maliyet akımını anlamak
- Tek bir bileşendeki belirli bir değişkeni optimize etmek

- Tüm sistemin optimizasyonu ve optimizasyona yönelik tavsiyeler olabilir.[57]

Ekserjoekonomik yöntem iki basamaklı bir analiz yöntemidir. İlk basamakta sisteme birinci ve ikinci yasa uygulanarak termodinamik açıdan incelenir ve tersinmezlikler nedeniyle kaybolan ekserji miktarları ve yerleri belirlenir. İkinci basamakta ise sistemin işletme ve yatırım maliyetleri hesaplanır ve sistem ve ekipmanları üzerinde akımların maliyetleri hesaplanır. Birinci basamakta hesaplanan ekserji kayıpları ile bu maliyetler birleştirilerek toplu bir analiz yapılır. Analiz sonucunda ekipmanlar ekserji kaybı bakımından karşılaştırılır ve iyileştirme yapılabilecek ekipmanların doğru seçilmesi sağlanır.

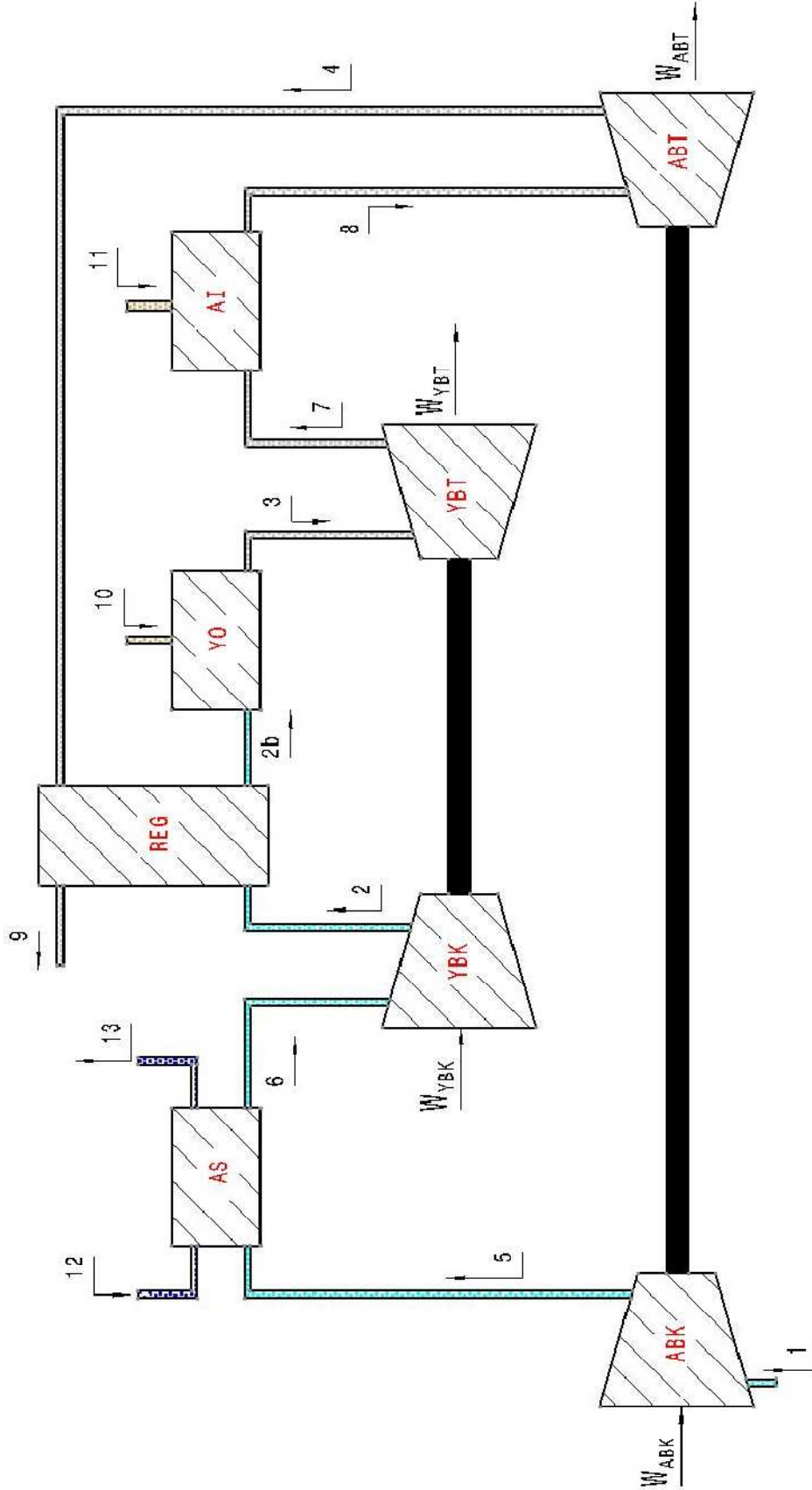
ARA ISITMALI - ARA SOĞUTMALI – REJENERATÖRLÜ BİR GAZ TÜRBİN GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİNİN EKSERJO EKONOMİK ANALİZİ

Ekserjoekonomik analiz incelenen sisteme ait her bir komponente ayrı ayrı uygulanan bir yöntemdir. Bu çalışmada Şekil 4.1’ de resmedilmiş olan ara ısıtmalı-ara soğutmalı-rejenertatörlü gaz türbin sisteminin komponentlerini ayrı ayrı inceleyeceğiz.

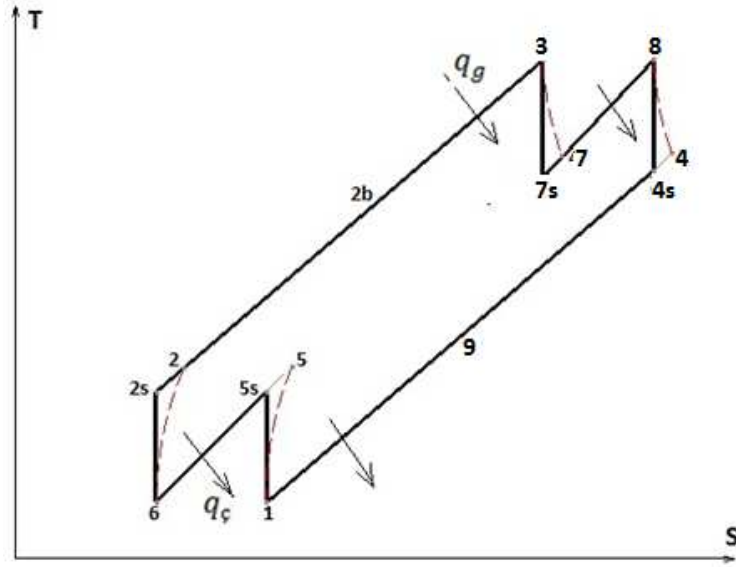
Şekil 4.1’ de görülen sistem 1 adet alçak basınç kompresörü, 1 adet yüksek basınç kompresörü, 1 adet soğutma işlemi için kullanılan ısı değıştirgeci, 1 adet rejeneratör, 2 adet yanma odası, 1 adet alçak basınç türbini ve 1 adet yüksek basınç türbininden oluşmaktadır. Şekil 4.2’ de T-S grafiğı görünen sistemde yakıt olarak metan kullanılmıştır. T-S grafiğinde q_g giren ısıyı gösterirken q_c ise çıkan ısıyı göstermektedir.

Hava, ortam şartlarında ($T_0=25^0C$ ve $P_0=1$ bar) 1 noktasından alçak basınç kompresörüne girerek 5 noktasına ulaşmıştır. Bu noktadan tekrar ortam sıcaklığına getirilmek üzere soğutucu olarak deniz suyunun kullanıldığı arasoğutucuya girmiş, daha sonra 6 noktasından yüksek basınç kompresörüne girmiştir. Rejeneratöre 2 noktasından giren havanın sıcaklığı türbinden çıkan egzoz gazları yardımıyla yükseltilerek yanma odasına yönlendirilmiştir. Yanma odasında gerçekleşen yanma olayından sonra egzoz gazları açığa çıkmıştır. Egzoz gazları 3 noktasından yüksek basınç türbinine girer ve burada iş üretilir. Düşük basınç ve sıcaklıktaki egzoz gazları sıcaklığı artırılmak amacıyla 7 noktasından 2.yanma odasına girer. Sıcaklığı artmış olan egzoz gazları 8 noktasından alçak basınç türbinine girer ve burada da iş üretilir. Bu noktadan

sonra egzoz gazları yüksek basınç kompresöründen çıkan havanın sıcaklığını artırmak amacıyla rejeneratörden geçirilerek ortama bırakılır.



Şekil 3. 1 Ara ısıtmalı-ara soğutmalı-rejeneratörlü gaz türbin sisteminin genel yapısı



Şekil 3. 2 Ara ısıtmalı-ara soğutmalı-rejenertatörlü gaz türbin sisteminin T-S diyagramı

Sistemde kullanılan tüm komponentler adyabatiktir. Komponentler ve sistem sürekli akışlı açık sistemdir. Analizde potansiyel ve kinetik ekserji ihmal edilmiştir ve sistemde dolaşan hava kuru havadır.

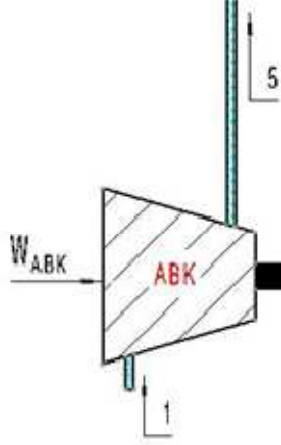
3.1 Sistem Komponentlerinin Enerji ve Ekserji Analizi

Sistemdeki 14 akış noktasının termodinamik özellikleri belirlenmiştir. Yanma denklemi kullanılarak hava ve yanma ürünlerinin mol fraksiyonları hesaplanmış olup birim hava debisi için net iş ve termik verim ifadeleri hesaplanmıştır. Hesaplanan termodinamik özellikler kullanılarak bütün noktalara ait fiziksel ve kimyasal ekserjiler hesaplanmıştır. Hesaplamalarda fiziksel ekserji içersindeki kinetik ve potansiyel ekserji miktarları çok küçük olduğu için ihmal edilmiştir.

3.1.1 Enerji Analizi

3.1.1.1 Alçak Basınç Kompresörü

Şekil 4.3' de şematik resmi görülen komponent sisteme ait olan alçak basınç kompresörüdür. Hareketini shaft vasıtasıyla bağlı olduğu alçak basınç türbininden alır.



Şekil 3.3 Alçak Basınç Kompresörü akış diyagramı

1 noktasındaki havanın sıcaklık (T_1) ve basınç (P_1) değerleri, kompresörün sıkıştırma oranı (P_{rc}), kompresörün izentropik verimi ve kütleli debi biliniyor. Bilinenler ve termodinamik tablolar yardımıyla $\bar{h}_1$ ve $\bar{s}_1$ bulunur.

Kompresörde sıkıştırma ideal durumda, izentropik olduğu için 1 ve 5s noktalarının entropileri eşittir.

T_5 sıcaklığı ve $\frac{P_5}{P_1}$ bilindiği için denklemde iterasyonla T_{5s} değeri bulunur[58].

Bulunan T_{5s} değerine karşılık gelen $\bar{h}_{5s}$ bulunduktan sonra kompresör izentropik verimi yardımıyla $\bar{h}_5$ ve buna karşılık gelen T_5 sıcaklığı hesaplanır.

$$\eta_{cis} = \frac{\bar{h}_{5s} - \bar{h}_1}{\bar{h}_5 - \bar{h}_1} \quad (3.1)$$

Böylece 5 noktasının $\bar{h}_5$ ve $\bar{s}_5$ değerleri de belirlenmiş oldu. Bilinenler yardımıyla ve $\dot{n}_1$ molarkütle olmak üzere alçak basınç kompresörü iş denklemi 3.2 no' lu denklemdeki gibi yazılabilir.

$$\dot{W}_{k1} = \dot{n}_1 * (\bar{h}_5 - \bar{h}_1) \quad (3.2)$$

Alçak basınç kompresöründe akışkana karşı bir iş yapıldığı görülmektedir. Dolayısıyla iş terimi negatif olacaktır.

Komponentin ekserji analizi yapılırsa;

1.noktası: Bu nokta kompresör girişi olduğundan çevre şartları ile aynıdır. Dolayısıyla noktaya ait fiziksel ekserji sıfırdır ve denklem (3.3)' de gösterilmiştir.

$$\dot{E}_1^P = 0 \quad (3.3)$$

Havanın kimyasal kompozisyonu çevreninkiyle aynı olduğundan bu noktadaki kimyasal ekserji de Denklem (3.4)' da gösterildiği gibi sıfırdır.

$$\dot{E}_1^{CH} = 0 \quad (3.4)$$

Noktanın toplam ekserjisi Denklem (3.5)' de gösterilmiştir.

$$\dot{E}_1 = \dot{E}_1^{CH} + \dot{E}_1^P = 0 \quad (3.5)$$

5 noktası: Bu noktada akışkan havadır ve kimyasal kompozisyonu çevreninkiyle aynıdır. Bundan dolayı bu noktanın kimyasal ekserjisi sıfırdır ve bu değer Denklem (3.6)' da gösterilmiştir.

$$\dot{E}_5^{CH} = 0 \quad (3.6)$$

Noktaya ait fiziksel ekserji denklemi ise 3.7 numaralı denklemde gösterilmiştir. $\dot{n}_1 = \dot{n}_5$ olmak üzere;

$$\dot{E}_5^P = \dot{n}_1 * (\bar{h}_5 - \bar{h}_{05} - T_0 * (\bar{s}_5 - \bar{s}_{05})) \quad (3.7)$$

Noktanın toplam ekserjisi Denklem (3.8)' de gösterilmiştir.

$$\dot{E}_5 = \dot{E}_5^{CH} + \dot{E}_5^P = 0 \quad (3.8)$$

Komponentin ekserji kaybı;

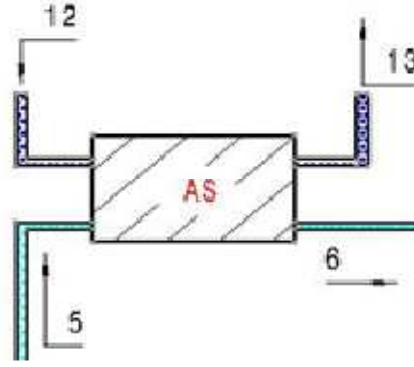
$$\dot{E}_{ABK}^D = \dot{W}_{k1} + \dot{E}_1 - \dot{E}_5 \quad (3.9)$$

Komponentin ekserji verimi;

$$\epsilon_{ABK} = (\dot{E}_5 - \dot{E}_1) / \dot{W}_{k1} \quad (3.10)$$

3.1.1.2 Ara Soğutucu

Alçak basınç kompresöründe sıkıştırılmış olan havanın hem basıncı hem de sıcaklığı artmıştır. Hava yüksek basınçlı kompresöre girmeden önce sıcaklığı başlangıç şartlarına getirilmek istenir ve şematik olarak Şekil 3.4' te görülen ara soğutucudan geçer. Sistemde soğutucu akışkan olarak deniz suyu kullanılmıştır. İşlemin amacı kompresör işini azaltmaktır.



Şekil 3. 4 Ara soğutucu akış diyagramı

Komponentte görülen tüm noktaların termodinamik özellikleri bilinmektedir. Enerjinin korunumu yasası uygulanarak soğutma suyunun debisi belirlenecektir. Bilinen gerçek şudur ki bir enerji girişi varsa bir enerji çıkışı da vardır. Yani giren enerji çıkan enerjiye eşittir. Ancak giren enerji ve çıkan enerji aynı türden enerji olmak zorunda değildir.

Komponentteki debi miktarını belirlemek için 3.11, 3.12 ve 3.13 denklemleri kullanılacaktır. $\dot{n}_{su}$ suyun molar kütlesi ve kompresörden çıkan havanın molar kütlesinin ısı değiştiricisine direkt olarak girmesinden dolayı $n_1 = n_5$ olmak üzere;

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{n}_5(\bar{h}_5 - \bar{h}_6) \quad (3.12)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{n}_{su}(\bar{h}_{16} - \bar{h}_{15}) \quad (4.13)$$

şeklinde hesaplanır.

Komponentin ekserji analizi yapılırsa;

5 noktasına ait ekserji hesapları bilinmektedir. 6 noktası ise yüksek basınç türbin hesabı yapılırken hesaplanacaktır.

12 noktası: Bu noktadan geçen akışkan soğutma suyudur ve kimyasal ekserjisi Denklem 3.14' da gösterilmiştir. e_{su}^{CH} standard molar kimyasal ekserjidir ve EK-A' de verilmiştir.

$$\dot{E}_{12}^{CH} = \dot{n}_{su} * (1 * e_{su}^{CH} + T_0 * \bar{R} * 1 * \ln(1)) \quad (3.14)$$

şeklindedir.

Noktanın fiziksel ekserjisi ise denklem 3.15' de gösterilmiştir. $\dot{n}_{su} = \dot{n}_{12} = \dot{n}_{13}$ olmak üzere;

$$\dot{E}_{12}^P = \dot{n}_{su} * (\bar{h}_{12} - \bar{h}_{012} - T_0 * (\bar{s}_{12} - \bar{s}_{012})) \quad (3.15)$$

Noktanın toplam ekserjisi Denklem (3.16)' da gösterilmiştir.

$$\dot{E}_{12} = \dot{E}_{12}^{CH} + \dot{E}_{12}^P \quad (3.16)$$

13 noktası: Bu noktadan geçen akışkan soğutma suyudur ve kimyasal ekserjisi 12 noktasınıninkine eşittir.

$$\dot{E}_{12} = \dot{E}_{13} \quad (3.17)$$

Noktanın fiziksel ekserjisi ise denklem 3.18' de gösterilmiştir. $\dot{n}_{su} = \dot{n}_{12} = \dot{n}_{13}$ olmak üzere;

$$\dot{E}_{13}^P = \dot{n}_{su} * (\bar{h}_{13} - \bar{h}_{013} - T_0 * (\bar{s}_{13} - \bar{s}_{013})) \quad (3.18)$$

Noktanın toplam ekserjisi Denklem (3.19)' da gösterilmiştir.

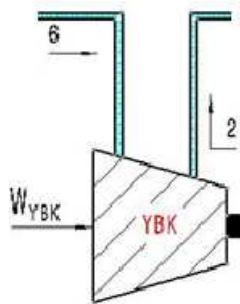
$$\dot{E}_{12} = \dot{E}_{12}^{CH} + \dot{E}_{12}^P = 0 \quad (3.19)$$

Komponentin ekserji kaybı;

$$\dot{E}_{ID}^D = \dot{E}_5 + \dot{E}_{12} - \dot{E}_6 - \dot{E}_{13} \quad (3.20)$$

3.1.1.3 Yüksek Basınç Kompresörü

Şematik şekli Şekil 3.5' te verilen yüksek basınç kompresörü; hareketini yüksek basınç türbininden almaktadır. Her ne kadar kayıpların olduğu bilinse de bu çalışmada bu kayıplar ihmal edilmiş olup, yüksek basınç türbininden elde edilen tüm işin kompresörü hareket ettirmek için kullanıldığı kabul edilmiştir[58].



Şekil 3. 5 Alçak Basınç Kompresörü akış diyagramı

Sıcaklık ve basınç değerleri bilinen dolayısıyla entalpisi de bilinen 6 noktasının entropisi bu değerlere bağlı olarak belirlenir. Kompresörde sıkıştırma ideal durumda izoentropik olduğu için $\bar{s}_6 = \bar{s}_{2s}$ dir.

$$\eta_{cis} = \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_6}{\bar{h}_2 - \bar{h}_6} \quad (3.21)$$

Bulunan T_{2s} değerine karşılık gelen h_{2s} bulunduktan sonra kompresör izoentropik verimi yardımıyla $\bar{h}_2$ ve buna karşılık gelen T_2 sıcaklığı hesaplanır. Böylece 2 noktasının $\bar{h}_2$ ve $\bar{s}_2$ değerleri de belirlenmiş oldu. Bilinenler yardımıyla yüksek basınç kompresörü iş denklemi 3.22 nolu denklemdeki gibi yazılabilir.

$$\dot{W}_{k2} = \dot{n}_2 * (\bar{h}_2 - \bar{h}_6) \quad (3.22)$$

Bu komponentte akışkana karşı bir iş yapıldığı görülmektedir. Dolayısıyla iş terimi negatif olacaktır.

Komponentin ekserji analizi yapılırsa;

Noktaya ait fiziksel ekserji denklemi ise 3.23 numaralı denklemde gösterilmiştir.

$\dot{n}_6 = \dot{n}_2 = \dot{n}_1$ olmak üzere;

$$\dot{E}_6^P = \dot{n}_1 * (\bar{h}_6 - \bar{h}_{06} - T_0 * (\bar{s}_6 - \bar{s}_{06})) \quad (3.23)$$

Havanın kimyasal kompozisyonu çevreninkiyle aynı olduğundan bu noktadaki kimyasal ekserji de Denklem (3.24)' de da görüldüğü gibi sıfırdır.

$$\dot{E}_6^{CH} = 0 \quad (4.24)$$

Noktanın toplam ekserjisi Denklem (3.25)' de gösterilmiştir.

$$\dot{E}_6 = \dot{E}_6^{CH} + \dot{E}_6^P = 0 \quad (3.25)$$

2 noktası: Bu noktada akışkan havadır ve kimyasal kompozisyonu çevreninkiyle aynıdır. Bundan dolayı bu noktanın kimyasal ekserjisi sıfırdır ve bu değer Denklem (3.26)' da gösterilmiştir.

$$\dot{E}_2^{CH} = 0 \quad (3.26)$$

Noktaya ait fiziksel ekserji denklemi ise 3.27 numaralı denklemde gösterilmiştir.

$\dot{n}_6 = \dot{n}_2 = \dot{n}_1$ olmak üzere;

$$\dot{E}_2^P = \dot{n}_1 * (\bar{h}_2 - \bar{h}_{02} - T_0 * (\bar{s}_2 - \bar{s}_{02})) \quad (3.27)$$

Noktanın toplam ekserjisi Denklem (3.28)' de gösterilmiştir.

$$\dot{E}_2 = \dot{E}_2^{CH} + \dot{E}_2^P \quad (3.28)$$

Komponentin ekserji kaybı;

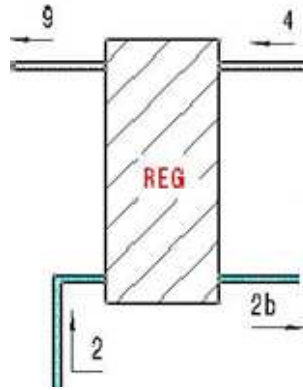
$$\dot{E}_{ABK}^D = \dot{W}_{k2} + \dot{E}_6 - \dot{E}_2 \quad (3.29)$$

Komponentin ekserji verimi;

$$\varepsilon_{ABK} = (\dot{E}_2 - \dot{E}_6) / \dot{W}_{k2} \quad (3.30)$$

3.1.1.4 Rejeneratör

Şekil 3.6' da şematik resmi verilmiş olan rejeneratör, yanma odasına giren havayı egzoz gazları ile ısıtarak termik ve ekserji verimlerini artırmakta buna karşın net işe ise tesir etmemektedir. Rejeneratörden soğuk akışkan olarak kompresörden çıkan hava, sıcak akışkan olarak türbinden çıkan egzoz gazları girmektedir. Komponent içindeki tersinmezliklerin tesiri ile hava tarafında %5, gaz tarafında %3 basınç kaybı olduğu[34], rejeneratör çıkış sıcaklığı $T_9 = 25^0$ C ve basıncı $P_9=1$ bar kabul edilmiştir.



Şekil 3. 6 Rejeneratör akış diyagramı

Tesiste yanma odası giriş sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığı yerine rejeneratörden havanın çıkış sıcaklığı olmalıdır. Bu verimi artıracaktır. Çünkü Rejeneratör yanma odası giriş sıcaklığını artırmakta, bu değişimde yakıt/hava mol oranına tesir ederek tesisin yakıt debisini azaltmaktadır[47].

Rejeneratör verimi;

$$\eta_R = \frac{(\bar{h}_{2b} - \bar{h}_2)}{(\bar{h}_4 - \bar{h}_2)} \quad (3.31)$$

şeklindedir ancak T_4 sıcaklığı bilinmiyor. Bu değere ulaşmanın tek yolu T_{2b} sıcaklığına bir başlangıç değeri atamaktır ve EES programı yardımıyla iterasyon sonucu gerçek değere ulaşılabilecektir. Rejeneratör enerji dengesi yazılacak olursa;

$$\dot{W} = \dot{n}_2 * (\bar{h}_2 - \bar{h}_5) + (\dot{n}_4 * (\bar{h}_4 - \bar{h}_9)) \quad (3.32)$$

Proseste herhangi bir iş üretimi olmadığından dolayı da $\dot{W} = 0$ olacaktır. Denklem 3.32 yardımıyla yanma odasına giren yakıt debisi belirlenmiş olur.

Komponentin ekserji analizi yapılırsa;

2 noktasına ait ekserji hesapları bilinmektedir.

2b noktası: Bu noktada akışkan havadır ve kimyasal kompozisyonu çevreninkiyle aynıdır. Bundan dolayı bu noktanın kimyasal ekserjisi sıfırdır.

$$\dot{E}_{2b}^{CH} = 0 \quad (3.33)$$

Noktanın fiziksel ekserjisi ise denklem 3.34' da gösterilmiştir. $\dot{n}_1 = \dot{n}_2 = \dot{n}_{2b}$ olmak üzere;

$$\dot{E}_{2b}^P = \dot{n}_1 * (\bar{h}_{2b} - \bar{h}_{02b} - T_0 * (\bar{s}_{2b} - \bar{s}_{2b})) \quad (3.34)$$

Noktanın toplam ekserjisi Denklem (3.35)' de gösterilmiştir.

$$\dot{E}_{2b} = \dot{E}_{2b}^{CH} + \dot{E}_{2b}^P \quad (3.35)$$

4 ve 9 noktaları: Bu noktaların hesabı yüksek basınç türbini hesabı yapılırken verilecektir.

Komponentin ekserji kaybı;

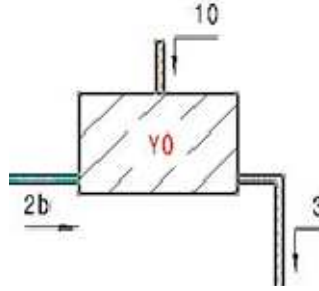
$$\dot{E}_R^D = \dot{E}_2 - \dot{E}_{2b} + \dot{E}_4 - \dot{E}_9 \quad (3.36)$$

Komponentin ekserji verimi;

$$\varepsilon_R = (\dot{E}_2 - \dot{E}_{2b}) / (\dot{E}_4 - \dot{E}_9) \quad (3.37)$$

3.1.1.5 Yanma Odası

Şekil 3.7' de yanma odasına giren ve çıkan akışlar görülmektedir. 2b numaralı akış rejeneratörden çıkan havayı temsil ederken, egzoz gazlarını 3 numaralı akış, yakıtı ise 10 numaralı akış temsil etmektedir.

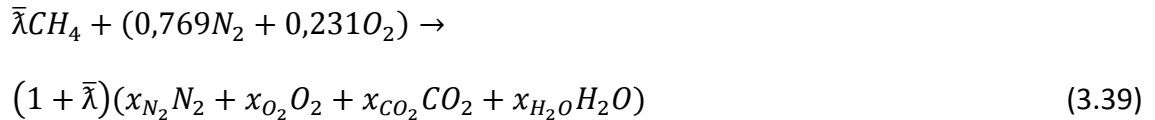


Şekil 3. 7 Yanma odası akış diyagramı

Regeneratörden çıkan hava yanma odasında yakıtla karıştırılarak yanma meydana getirilir. Kararlı bir yanmanın meydana gelmesi için yakıt/hava karışımının uygun miktarda olması gerekmektedir. Yakıt/hava oranı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\bar{\lambda} = \frac{n_y}{n_h} \quad \text{yada} \quad 1 + \bar{\lambda} = \frac{n_{\bar{u}}}{n_h} \quad (3.38)$$

Tam yanma ve N₂ 'nin yanmaya katılmaması durumunda metanın yanma denklemi;



$$x_{N_2} = 0,769/1 + \bar{\lambda} \quad (3.40)$$

$$x_{O_2} = (0,231 - 2\bar{\lambda})/1 + \bar{\lambda} \quad (3.41)$$

$$x_{CO_2} = \bar{\lambda}/1 + \bar{\lambda} \quad (3.42)$$

$$x_{H_2O} = 2*\bar{\lambda}/1 + \bar{\lambda} \quad (3.43)$$

$\bar{\lambda}$ 'nın hesaplanabilmesi için enerji dengesinin yazılması gerekmektedir;

$$\dot{Q}_{kayıp} - \dot{W}_{YO} = \dot{n}_3 * \bar{h}_3 - (\dot{n}_{2b} * \bar{h}_{2b} - \dot{n}_{10} * \bar{h}_{10}) \quad (3.44)$$

Analizlerde yanma odasında $\dot{W}_{YO} = 0$ ve $\dot{Q}_{kayıp} = 0$ olarak kabul edilmiştir.

$$\bar{h}_3 = \frac{(0,769*\bar{h}_{N_2}) + (0,231 - 2*\bar{\lambda})*\bar{h}_{O_2} + (2*\bar{\lambda})*\bar{h}_{H_2O} + \bar{\lambda}*\bar{h}_{CO_2}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (3.45)$$

Bu ifadeler Denklem 3.44' de yerine yazılıp $\bar{\lambda}$ yalnız bırakılarak hesaplanır. Bulunan $\bar{\lambda}$; (3.40) , (3.41) , (3.42) ve (3.43) numaralı denklemlerde yerine yazılarak yanma ürünlerinin mol fraksiyonları bulunur.

Komponentin ekserji analizi yapılırsa;

2b noktasına ait ekserji hesapları bilinmektedir.

3 noktası: Bu noktada akışkan Denklem 3.39' da yanma denklemleri verilmiş olan CH₄ 'ün yanması sonucu oluşan egzoz gazlarıdır. Kimyasal kompozisyonu N₂, O₂, H₂O ve CO₂ şeklindedir. e_{su}^{CH} standard molar kimyasal ekserjidir ve EK1' de verilmiştir.

3 noktasının kimyasal ekserjisi Denklem (3.47)' de gösterilmiştir.

$$\begin{aligned} \dot{E}_3^{CH} = & \dot{n}_3 * ((\dot{x}_{N_{2,3}} * e_{N_{2,3}}^{CH} + T_0 * \bar{R} * \dot{x}_{N_{2,3}} * \ln(\dot{x}_{N_{2,3}})) + (\dot{x}_{O_{2,3}} * e_{O_{2,3}}^{CH} + T_0 * \bar{R} * \dot{x}_{O_{2,3}} * \\ & \ln(\dot{x}_{O_{2,3}}) + (\dot{x}_{CO_{2,3}} * e_{CO_{2,3}}^{CH} + T_0 * \bar{R} * \dot{x}_{CO_{2,3}} * \ln(\dot{x}_{CO_{2,3}}) + (\dot{x}_{H_2O} * e_{H_2O}^{CH} + T_0 * \bar{R} * \\ & \dot{x}_{H_2O} * \ln(\dot{x}_{H_2O})) \end{aligned} \quad (3.46)$$

Noktanın fiziksel ekserjisi ise denklem 3.48' de gösterilmiştir.

$$\dot{E}_3^P = \dot{n}_3 * (\bar{h}_3 - \bar{h}_{03} - T_0 * (\bar{s}_3 - \bar{s}_{03})) \quad (3.47)$$

Noktanın toplam ekserjisi Denklem (3.37)' de gösterilmiştir.

$$\dot{E}_3 = \dot{E}_3^{CH} + \dot{E}_3^P \quad (3.48)$$

10 noktası: Bu noktada yakıt bulunmaktadır. Yakıt metan gazı (CH₄) olup kimyasal ekserjisi $e_{CH_4}^{CH}$ standard molar kimyasal ekserjidir ve EK1' de verilmiştir.

Yakıtın ekserjisi aynı zamanda noktanın da ekserjisi olup Denklem 3.49' da verilmiştir.

$$\dot{E}_{10}^{CH} = \dot{n}_{10} * e_{CH_4}^{CH} \quad (3.49)$$

Komponentin ekserji kaybı;

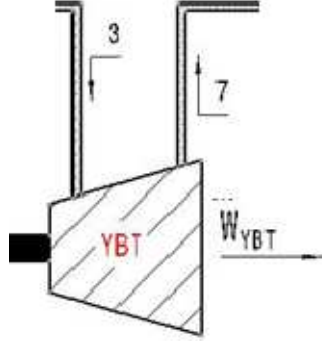
$$\dot{E}_{YO}^D = \dot{E}_{2b} - \dot{E}_3 + \dot{E}_{10} \quad (3.50)$$

Komponentin ekserji verimi;

$$\epsilon_{YO} = (\dot{E}_3 / (\dot{E}_{10} + \dot{E}_{2b})) \quad (3.51)$$

3.1.1.6 Yüksek Basınç Türbini

Bir şaft yardımıyla yüksek basınç kompresörünü döndüren yüksek basınç türbininin şematik şekli Şekil 3.8' de gösterilmiştir.



Şekil 3. 8 Yüksek basınç kompresörü akış diyagramı

Türbinde genişleme ideal durumda, izentropik olduğu için 3 ve 7s noktalarının entropileri eşittir. Kompresör için uygulanan hesap tarzıyla T_{7s} iterasyonla bulunur. Türbin izentropik verimi yardımıyla h_7 ve buna karşılık gelen T_7 sıcaklığı hesaplanır. Türbinde elde edilen iş denklem 3.53' de verilmiştir.

$$\dot{W}_{t2} = \dot{n}_3 * (\bar{h}_7 - \bar{h}_3) \quad (3.53)$$

Komponentin ekserji analizi yapılırsa;

7 noktası: Bu noktadan bulunan akışkan egzoz gazıdır ve kimyasal kompozisyonu 3 noktasıyla aynıdır. Dolayısıyla 3 ve 7 noktasının kimyasal ekserjileri birbirine eşittir.

$$\dot{E}_3^{CH} = \dot{E}_7^{CH} \quad (3.54)$$

Bu noktanın fiziksel ekserjisi ise denklem (3.54)' de verilmiştir.

$\dot{n}_3 = \dot{n}_7$ olmak üzere;

$$\dot{E}_7^P = \dot{n}_3 * (\bar{h}_7 - \bar{h}_{07} - T_0 * (\bar{s}_7 - \bar{s}_{07})) \quad (3.55)$$

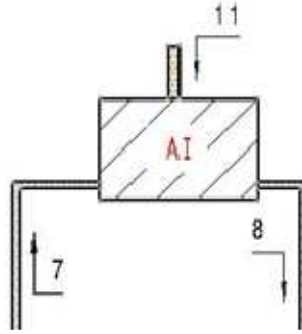
$$\dot{E}_{YBT}^D = \dot{E}_3 - \dot{E}_7 - \dot{W}_{t2} \quad (3.56)$$

Komponentin ekserji verimi;

$$\varepsilon_{YO} = (\dot{W}_{t2} / (\dot{E}_3 - \dot{E}_7)) \quad (3.57)$$

3.1.1.7 Ara Isıtıcı

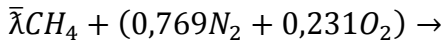
Alçak basınç türbininden çıkan egzoz gazlarının T_8 olan sıcaklığını T_3 sıcaklığına getirmek için kullanılan komponent ara ısıtıcı olup şematik resmi Şekil 3.9' da görülmektedir. Yanma odası için uygulanan hesap tarzı ara ısıtıcı için de uygulanmıştır.



Şekil 3. 9 Ara Isıtıcı akış diyagramı

Ara ısıtıcıda CH_4 kullanılmıştır. Amaç T_8 sıcaklığını T_3 sıcaklığına getirmektir. Yanma odası için uygulanan hesap tarzı ara ısıtıcı için de uygulanmıştır. Enerji dengesi 3.59 nolu denklemde verilmiştir.

Tam yanma ve N_2 'nin yanmaya katılmaması durumunda metanın yanma denklemi;



$$(1 + \bar{\lambda})(x_{N_2}N_2 + x_{O_2}O_2 + x_{CO_2}CO_2 + x_{H_2O}H_2O) \quad (3.58)$$

$$x_{N_2} = 0,769/1 + \bar{\lambda} \quad (3.59)$$

$$x_{O_2} = (0,231 - 2\bar{\lambda})/1 + \bar{\lambda} \quad (3.60)$$

$$x_{CO_2} = \bar{\lambda}/1 + \bar{\lambda} \quad (3.61)$$

$$x_{H_2O} = 2*\bar{\lambda}/1 + \bar{\lambda} \quad (3.62)$$

$\bar{\lambda}$ 'nın hesaplanabilmesi için enerji dengesinin yazılması gerekmektedir;

$$\dot{Q}_{kayıp} - \dot{W}_{YO} = \dot{n}_8 * \bar{h}_8 - (\dot{n}_7 * \bar{h}_7 - \dot{n}_{11} * \bar{h}_{11}) \quad (3.63)$$

Analizlerde yanma odasında $\dot{W}_{YO} = 0$ ve $\dot{Q}_{kayıp} = 0$ olarak kabul edilmiştir.

$$\bar{h}_8 = \frac{(0,769*\bar{h}_{N_2}) + (0,231 - 2*\bar{\lambda})*\bar{h}_{O_2} + (2*\bar{\lambda})*\bar{h}_{H_2O} + \bar{\lambda}*\bar{h}_{CO_2}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (3.64)$$

Bu ifadeler Denklem 3.63' de yerine yazılıp $\bar{\lambda}$ yalnız bırakılarak hesaplanır. Bulunan $\bar{\lambda}$; (3.59) , (3.60) , (3.61) ve (3.62) numaralı denklemlerde yerine yazılarak yanma ürünlerinin mol fraksiyonları bulunur.

8 noktası: Bu noktada akışkan Denklem 3.58' de yanma denklemi verilmiş olan CH₄ 'ün yanması sonucu oluşan egzoz gazlarıdır. Kimyasal kompozisyonu N₂, O₂, H₂O ve CO₂ şeklindedir. e^{CH} standard molar kimyasal ekserjidir ve EK-A' de verilmiştir.

8 noktasının kimyasal ekserjisi Denklem (3.65)' de gösterilmiştir.

$$\begin{aligned} \dot{E}_8^{CH} = & \dot{n}_8 * ((\dot{x}_{N_{2,8}} * e_{N_{2,8}}^{CH} + T_0 * \bar{R} * \dot{x}_{N_{2,8}} * \ln(\dot{x}_{N_{2,8}})) + (\dot{x}_{O_{2,8}} * e_{O_{2,8}}^{CH} + T_0 * \bar{R} * \\ & \dot{n}_{O_{2,8}} * \ln(\dot{x}_{O_{2,8}}) + (\dot{x}_{CO_{2,8}} * e_{CO_{2,8}}^{CH}) + T_0 * \bar{R} * \dot{x}_{CO_{2,8}} * \ln(\dot{x}_{CO_{2,8}}) + (\dot{x}_{H_2O} * e_{H_2O}^{CH}) + T_0 * \\ & \bar{R} * \dot{x}_{H_2O} * \ln(\dot{x}_{H_2O})) \end{aligned} \quad (3.65)$$

Noktanın fiziksel ekserjisi ise denklem 3.66' da gösterilmiştir.

$$\dot{E}_8^P = \dot{n}_8 * (\bar{h}_8 - \bar{h}_{08} - (T_0 + 273,15) * (\bar{s}_8 - \bar{s}_{08})) \quad (3.66)$$

Noktanın toplam ekserjisi Denklem (3.67)' da gösterilmiştir.

$$\dot{E}_8 = \dot{E}_8^{CH} + \dot{E}_8^P \quad (3.67)$$

11 noktası: Bu noktada yakıt bulunmaktadır. Yakıt metan gazı (CH₄) olup kimyasal ekserjisi $e_{CH_4}^{CH}$ standard molar kimyasal ekserjidir ve EK-A' de verilmiştir.

Yakıtın ekserjisi aynı zamanda noktanın da ekserjisi olup Denklem 3.68' de verilmiştir.

$$\dot{E}_{11}^{CH} = \dot{n}_{11} * e_{CH_4}^{CH} \quad (3.68)$$

Komponentin ekserji kaybı;

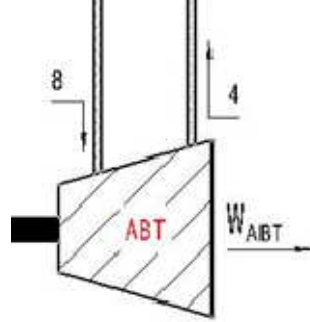
$$\dot{E}_{AI}^D = \dot{E}_7 - \dot{E}_8 + \dot{E}_{11} \quad (3.69)$$

Komponentin ekserji verimi;

$$\varepsilon_{YO} = (\dot{E}_8 / (\dot{E}_{11} + \dot{E}_7)) \quad (3.70)$$

3.1.1.8 Alçak Basınç Türbini

Bir shaft aracılığıyla alçak basınç kompresörünü çeviren alçak basınç türbininin şematik resmi Şekil 4.10' da verilmiştir.



Şekil 3. 10 Alçak basınç kompresörü akış diyagramı

Türbinde genişleme ideal durumda, izentropik olduğu için 3 ve 4s noktalarının entropileri eşittir. Kompresör için uygulanan hesap tarzıyla T_{4s} iterasyonla bulunur. Türbin izentropik verimi yardımıyla h_4 ve buna karşılık gelen T_4 sıcaklığı hesaplanır. Türbinde elde edilen iş denklem 3.71' de verilmiştir.

$$\dot{W}_{t1} = \dot{n}_8 * (\bar{h}_4 - \bar{h}_8) \quad (3.71)$$

Komponentin ekserji analizi yapılırsa;

4 noktası: Bu noktadan bulunan akışkan egzoz gazıdır ve kimyasal kompozisyonu 8 noktasıyla aynıdır. Dolayısıyla 4 ve 8 noktasının kimyasal ekserjileri birbirine eşittir.

$$\dot{E}_4^{CH} = \dot{E}_8^{CH} \quad (3.72)$$

Bu noktanın fiziksel ekserjisi ise denklem (3.73)' de verilmiştir.

$\dot{n}_3 = \dot{n}_7 = \dot{n}_8 = \dot{n}_4$ olmak üzere;

$$\dot{E}_4^P = \dot{n}_4 * (\bar{h}_4 - \bar{h}_{04} - T_0 * (\bar{s}_4 - \bar{s}_{04})) \quad (3.73)$$

$$\dot{E}_{ABT}^D = \dot{E}_8 - \dot{E}_4 - \dot{W}_{t1} \quad (3.74)$$

Komponentin ekserji verimi;

$$\varepsilon_{ABT} = (\dot{W}_{t1} / (\dot{E}_8 - \dot{E}_4)) \quad (3.75)$$

9 noktası: Bu nokta sistemin çıkış noktası olup egzoz gazlarından oluşmaktadır. Gaz kompozisyonu olarak 4 noktasıyla aynıdır. Dolayısıyla kimyasal ekserjisi 4 noktasıyla aynıdır.

$$\dot{E}_4^{CH} = \dot{E}_9^{CH} \quad (3.76)$$

Fiziksel ekserjisi ise;

$$\dot{E}_9^P = \dot{n}_9 * (\bar{h}_9 - \bar{h}_{09} - T_0 * (\bar{s}_9 - \bar{s}_{09})) \quad (3.77)$$

3.1.1.9 Net İş-Termik Verim ve Sistemin Ekserji Verimi

Her komponente ayrı ayrı termodinamik analiz yapılmıştır. Sistemde bir tarafta akışkanın yaptığı iş (Türbinde) varken, diğer tarafta akışkana karşı (Kompresörde) yapılan iş mevcuttur. İşte bu iki iş arasındaki fark sistemde üretilen net işi tanımlar ve Denklem 3.74' de ki gibi ifade edilir.

$$\dot{W}_k = \dot{W}_{k1} + \dot{W}_{k2} \quad (3.78)$$

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{t1} - \dot{W}_{t2} \quad (3.73)$$

$$\dot{W}_{NET} = \dot{W}_t - \dot{W}_k \quad (3.74)$$

Termik verim ise;

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{in2} \quad (3.75)$$

$$\eta_{th} = \dot{W}_{NET} / \dot{Q}_{in} \quad (3.76)$$

şeklinde formülize edilir.

Sistemin ekserji verimini hesaplarken sistemin toplam ekserjisi ve yakıtın ekserjisi bilinmelidir. Sistemden elde edilen net iş sistemin toplam ekserjisine eşittir.

$$\dot{W}_{NET} = \dot{E}_{TOP} \quad (3.77)$$

ekserji verimi ise sistemden elde edilen toplam ekserjinin yakıtın ekserjine bölünmesiyle hesaplanır.

$$\varepsilon_{eks} = \dot{W}_{NET} / (\dot{E}_{10} + \dot{E}_{11}) \quad (3.78)$$

Sistemin ekserji kaybı her komponentte meydana gelen ekserji kayıplarının toplanmasıyla bulunur.

$$\dot{E}_{TOP}^D = \dot{E}_{ABK}^D + \dot{E}_{ID}^D + \dot{E}_{YBK}^D + \dot{E}_R^D + \dot{E}_{YO}^D + \dot{E}_{ABT}^D + \dot{E}_{AI}^D + \dot{E}_{YBT}^D + \dot{E}_9^D \quad (3.79)$$

3.2 Maliyet Analizi

Termodinamik ve ekserji analizi bölümünde bir sistemin termodinamik ve ekserji analizinin nasıl yapılacağı basamak basamak her bir nokta için verilmiştir. Bu bölümde, hesaplanan termodinamik ve ekserji değerleri ile beraber ekonomik analiz yapıp ürün maliyet denklemleri elde edilecektir. Bu amaçla, sisteme ait her bir elemana ekserji maliyet denge denklemi uygulanacaktır.

Ekserjoekonomik analiz için literatürde kullanılan birçok model bulunmaktadır. Bu modeller;

Ekserji Ekonomik Yaklaşım (Exergy Economics Approach - EEA)

İlk Ekserjoekonomik Yaklaşım (First Exergoeconomic Approach - FEA)

Ekserjetik Maliyet Teorisi (Exergetic Cost Teory - ECT)

Termoekonomik Fonksiyonel Analiz (Thermoeconomic Functional Analysis - TFA)

Mühendislik Fonksiyonel Analiz (Engineering Functional Analysis - EFA)

Last-In-First-Out Yaklaşımı (Last-In-First-Out Approach - LIFOA)

Yapısal Analiz Yaklaşımı (Structural Analysis Approach – SAA)

şeklinde listelenebilir[58].

Bunların dışında MOPSA (Modified Productive Structure Analysis) ve SPECO (Specific Exergy Costing) yaklaşımlarının çoğunluğu kojenerasyon tesislerinin ekserjoekonomik analizleri olmak üzere birçok yayında sıklıkla kullanılmaları nedeniyle bu çalışmada da SPECO modelinin kullanılmasına karar verilmiştir.

3.2.1 Speco Yaklaşımı

Speco yaklaşımı Lazzaretto ve Tsatsaronis tarafından geliştirilmiş bir yöntemdir ve 3 adımdan oluşur[29].

- Sistem içersindeki tüm elemanlara ait giriş ve çıkış ekserji değerlerinin belirlenmesi,
- Yakıt ve ürün olarak ifade edilen ekserji akışlarının her bir sistem için hesaplanması

- Bulunan ekserji değerlerinin maliyetlerinin atanması

İlk iki adım, ekserjoekonomik modele bağlı olmak üzere bir ekserji analizi ile hesaplanmalıdır. Ekserji analizi tamamlandıktan sonra üçüncü adım olan maliyetlerin atanması işlemine geçilir. Sisteme giren ve çıkan madde akışlarıyla, ısı ve işle ilgili olan ekserji değerleri;

$$M_g = c_g * \dot{E}_g \quad (3.80)$$

$$M_\varphi = c_\varphi * \dot{E}_\varphi \quad (3.81)$$

$$M_w = c_w * \dot{E}_w \quad (3.82)$$

şeklinde maliyet akımlarına dönüştürülür. Denklemlerde geçen c değerleri birim ürün ekserji maliyeti ve M değerleri ise maliyet akımlarını ifade etmektedir.

Bir sistemin ekserjoekonomik analizi yapılırken iş akışkanının sisteme girdiği noktadan hesaplamalara başlanır. Çünkü, bir elemanın çıktısı diğer elemanın girdisidir. Her bir elemandaki maliyet denge denkleminde, bilinmeyen sayısından bir eksik olacak şekilde gerekli kabuller yapılır. Böylece bir sonraki elemana giriş maliyeti de hesaplanmış olur. Sırayla bütün elemanlara bu hesap tarzı uygulanırsa en son ürüne ait maliyetde elde edilir. Sisteme hava, su ve yakıt girer. Kompresöre giren havanın ve soğutma suyunun maliyeti sıfır alınmıştır. Yıllık bakım ve işletme masrafları sistem elemanlarına paylaştırılmıştır. Analize kompresörden başlanmıştır. Bir elemana ait yatırım ve işletme bakım maliyeti aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$M = ((\text{Yıllık yatırım maliyeti} + \text{İşletme bakım maliyeti}) / \text{Yıllık çalışma saati}) * (\text{Eleman maliyeti} / \text{Toplam maliyeti}) \quad (3.83)$$

Hesap sonucunda komponentlere ait içinde bulunulan yılın maliyet payı belirlenir[47]. Bu hesap o yıl için sabittir. Literatür incelendiğinde komponentlere ait yatırım maliyetlerin geometrik büyüklüklerine bağlı olarak mevcut olduğu görülmüştür[58].

3.2.2 Komponent Ekserjoekonomik Denge Denklemleri

Bu kısımda her bir komponente ait maliyet dengesi denklemleri oluşturulmuştur. Komponentlere ait $\dot{Z}_k$ değerleri ve yakıtın c_y [62] değerinin bilindiği kabul edilmiştir. Burada $\dot{Z}_k$ ifadesi, sistemin k'ıncı komponentinin yatırım, işletme, bakım badelerini

kapsayan bir değere getirilmiş parasal değeri, c ifadesi; akış noktasına ait bilinen yada hesaplanmış birim ekserji maliyetini ve $\dot{E}$ ise akış noktasına ait bilinen yada hesaplanmış ekserjiyi ifade etmektedir.

Genel formül;

$$Girenler = \text{Çıkanlar} \quad (3.84)$$

şeklindedir.

3.2.2.1 Alçak Basınç Kompresörü

$$c_1 * \dot{E}_1 + c_{w,ABK} * \dot{W}_{ABK} + \dot{Z}_{ABK} = c_5 * \dot{E}_5 \quad (3.85)$$

3.2.2.2 Isı Değiştirgeci

$$c_{15} * \dot{E}_{15} + c_5 * \dot{E}_5 + \dot{Z}_{ID} = c_{16} * \dot{E}_{16} + c_6 * \dot{E}_6 \quad (3.86)$$

3.2.2.3 Yüksek Basınç Kompresörü

$$c_6 * \dot{E}_6 + c_{w,YBK} * \dot{W}_{YBK} + \dot{Z}_{YBK} = c_2 * \dot{E}_2 \quad (3.87)$$

3.2.2.4 Rejeneratör

$$c_2 * \dot{E}_2 + c_4 * \dot{E}_4 + \dot{Z}_R = c_{2b} * \dot{E}_{2b} + c_9 * \dot{E}_9 \quad (3.88)$$

3.2.2.5 Yanma Odası

$$c_{2b} * \dot{E}_{2b} + c_{13} * \dot{E}_{13} + \dot{Z}_{YO} = c_3 * \dot{E}_3 \quad (3.89)$$

3.2.2.6 Yüksek Basınç Türbini

$$c_3 * \dot{E}_3 + \dot{Z}_{YBT} = c_{w,YBT} * \dot{W}_{YBT} + c_7 * \dot{E}_7 \quad (3.90)$$

3.2.2.7 Ara Isıtıcı

$$c_7 * \dot{E}_7 + c_{11} * \dot{E}_{11} + \dot{Z}_{AI} = c_{16} * \dot{E}_8 \quad (3.91)$$

3.2.2.8 Alçak Basınç Türbini

$$c_8 * \dot{E}_8 + \dot{Z}_{ABT} = c_{w,ABT} * \dot{W}_{ABT} + c_4 * \dot{E}_4 \quad (3.92)$$

Denklemlerin bu halde çözümü imkansızdır. Bu yüzden bu bilinmeyenler aşağıdaki kabuller vasıtasıyla denklem sayısına eşit hale getirilir[58].

Motora giren havanın birim ekserji maliyeti sıfır kabul edilir.

$$c_1 = 0 \quad (3.93)$$

ABK ve YBK için yapılan işin ortalama birim ekserji maliyeti ABT ve YBT'den alınan işin birim maliyetine eşittir.

$$c_{w,ABK} = c_{w,ABT} \quad (3.94)$$

$$c_{w,YBK} = c_{w,YBT} \quad (3.95)$$

Soğutucu olarak kullanılacak suyun birim ekserji maliyeti sıfır kabul edilmiştir.

$$c_{12} = c_{13} = 0 \quad (3.96)$$

Rejeneratör giriş ve çıkışındaki akışların birim ekserji maliyetleri birbirine eşittir.

$$c_2 = c_{2b} \quad (3.97)$$

$$c_4 = c_9 \quad (3.98)$$

Yüksek basınç türbinini giriş ve çıkışındaki akışların toplam birim ekserji maliyetleri birbirine eşittir.

$$c_3 = c_7 \quad (3.99)$$

Alçak basınç türbinini giriş ve çıkışındaki akışların toplam birim ekserji maliyetleri birbirine eşittir.

$$c_8 = c_4 \quad (3.100)$$

Yapılan kabuller sonrasında ekserjoekonomik denklemler ortalama birim maliyetler kullanılarak bir matris halinde yeniden düzenlenebilmektedir. Lineer denklem sisteminin çözümü EES yazılımıyla yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre her bir sistem elemanına giriş ve çıkıştaki birim ekserji başına ortalama maliyetler belirlenmiş oldu.

SİSTEMİN PARAMETRİK ANALİZİ

Bu bölümde bir önceki bölümlerde termodinamik, ekserji ve ekserjoekonomik analizi yapılmış olan ara ısıtmalı ara soğutmalı ve rejeneratörlü gaz türbinli bir güç sisteminin parametrik analizi yapılacaktır. Parametrik analizde incelenen parametrelerin değişimleri ilgili şekillerin altında belirtilmiştir. İncelenen parametreler dışında, analizlerde kullanılan parametreler sabit tutulmuştur ve bu değerler Çizelge 4.1' de verilmiştir. İncelenen bu parametrelerin sistemin ekserji verimine, toplam ekserjisine ve birim elektrik ekserji maliyetine etkileri incelenmiş, ürün maliyetini minimum yapan değerler belirlenmiştir. Bu değerler grafikler ve tablolar yardımıyla sayısal verilerle gösterilmiştir. İncelenen sistem, EES programıyla kodlanarak simüle edilmiştir. Geliştirilen modelin simülasyonu Çizelge 4.1' de verilen simülasyon giriş parametreleri kullanılarak gerçekleştirilmiş ve analiz sonuçları elde edilmiştir. Ayrıca sistemde belirlenmiş düğüm noktalarına ait birim ekserji maliyeti ve ekserji değerleri Çizelge 4.3' te verilmiştir. Sistemde daha önceden de bahsedildiği gibi belirlenmiş 14 adet akış noktası mevcut. Önceki bölümlerde bu noktaların enerji, ekserji ve ekserjoekonomik özellikleri ilgili denklemler kullanılarak belirlendi. İncelenen sistemin ekserjoekonomik ve parametrik analizinin yapılabilmesi için sistemde mevcut komponent giriş ve çıkış noktalarına ait termodinamik özelliklerin bilinmesi gerekmektedir. Çizelge 4.2' de bu noktalara ait termodinamik özellikler gösterilmiştir.

Çizelge 4. 1 Simülasyon Giriş Parametreleri

Yakıt Giriş Kompozisyonu (n_y)	%100 CH ₄	rejeneratör verimi (η_r)	0,75
Molar Hava Giriş Kompozisyonu (n_h)	%23,1 O ₂ - %76,9 N ₂	türbin verimi (η_{tis})	0,82
Sistem Ömrü (e_o) [29]	20 yıl	Mekanik Verim (η_{mek})	0,99
Hava Giriş Basıncı (P_{hg})	1,013 bar	ısı değiştiricideki basınç kaybı (P_{id})	% 3
Çevre Basıncı (P_0)	1,013 bar	Rejeneratördeki basınç kaybı Hava Tarafı-egzos Tarafı (P_r)	% 5 – % 1
Yakıt Giriş Sıcaklığı (T)	25 °C	Yanma Odasındaki basınç kaybı (P_{yo})	% 1
Hava Giriş Sıcaklığı (T)	25 °C	Ara Isıtıcıdaki basınç kaybı (P_{ai})	% 3
Çevre Sıcaklığı (T)	25 °C	Kompresör Sıkıştırma Oranı (P_{rc})	10
Türbin Giriş Sıcaklığı (T)	1200 °C	Türbin Genişleme Oranı (P_{rt})	10
Hava Giriş Kütlesi (m_{hg})	1 kg/s	Yük Faktörü (L) [47]	8000 h
Kompresör verimi (η_{cis})	0,82	Yıllık faiz oranı (r) [63]	% 9

Çizelge 4. 2 Sistemde belirlenen noktaların termodinamik özellikleri

	m (kg/s)	P(bar)	T (°C)	h (kJ/kmol)	s (kJ/kmol-K)
1	1	1,013	25	0	198,6
2	1	3,203	169,8	4247	191
3	1,012	9,527	1200	20310	232,4
4	1,02	1,058	929,7	10717	243,5
5	1	3,203	165,4	4119	200,3
6	1	3,107	25	0	189,2
7	1,012	3,174	915,3	10215	216,8
8	1,02	2,984	1200	20310	242,1
9	1,02	1,026	398,9	6966	224,4
10	0,012	1,013	25	-	-
11	0,0071	1,013	25	-	-
12	6,813	1,013	5	380,5	1,374
13	6,813	1,013	10	758,1	2,719
2b	1	9,624	739,7	22147	21,68

Çizelge 4. 3 Noktalara Ait Birim Ekserji Maliyeti ve Ekserji Değerleri

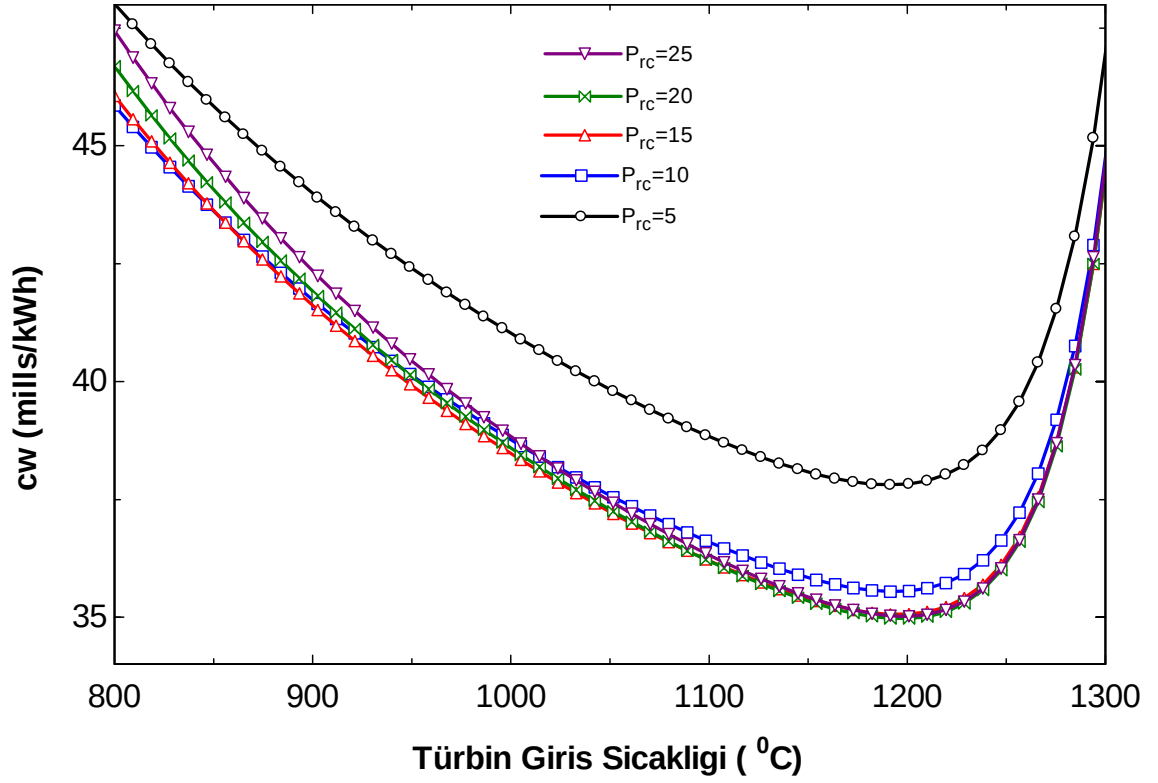
	c (mills/kWh)	E (kW)
1	0	0
2	23,31	225,2
3	17,52	1030
4	15,76	577,1
5	21,77	124,8
6	32,21	96,33
7	17,52	659,5
8	15,76	928,8
9	15,76	155,8
10	8,28	614,3
11	8,28	369,4
12	0	360,4
13	0	351,4
2b	21,86	579,2

Bu verilerin yanında Çizelge 4. 4' te ise komponentlere ait ekserji verimleri ve kayıpları verilmiştir. Ekserji kaybı en fazladan en aza doğru sırasıyla yanma odası-ara ısıtıcı-rejeneratörde oluşmuştur. Bu kayıplar yanma olayından kaynaklanmakta olup azaltılması ancak yanma olayında bir gelişme olduğunda mümkün olacaktır. Ekserji kaybı en az alçak basınç türbininde oluşmuştur.

Çizelge 4. 4 Komponentlere ait ekserji verimleri ve kayıpları

	E^D (KW)	ε (%)	E^D (%)
Alçak Basınç Kompresörü	18	87,4	3,04
Isı değıştirgeci	37,41	87,6	6,32
Yüksek Basınç Kompresörü	18,4	87,51	3,2
Rejeneratör	67,31	84,03	11,36
Yanma odası	164,6	86,21	27,77
Yüksek Basınç Türbini	16,03	95,67	2,70
Ara Isıtıcı	100	90,27	16,87
Alçak basınç Türbini	15,03	95,73	2,53
E_9 Ekzoz	155,8	-	26,29
Sistem	592,58	40,75	

Şekil 4. 1’de farklı sıkıştırma oranlarında ($P_{rc} = 5/10/15/20/25$) türbin giriş sıcaklığının birim elektrik ekserji maliyetine etkisi incelenmiştir. Sıkıştırma oranı arttıkça birim elektrik ekserji maliyeti belli bir optimum noktaya kadar azalmaktadır. Ancak $P_{rc} = 10$ değerinden sonra birim elektrik maliyetinde gözle görülür ciddi bir değışim görülmemiştir. Türbin giriş sıcaklığı bir dizayn parametresi olup , bu parametrenin sayısal olarak artış veya azalışı komponent maliyetini değıştirir. Ayrıca türbin giriş sıcaklığının değeri olarak büyük olması yanma odasından yada ara ısıtıcıdan çıkan gazların yüksek sıcaklıkta olduğunu gösterir. Bu durumun gerçekleşmesi için dışardan daha fazla ısı verilmiş olmalıdır ki bu da daha fazla yakıt tüketimi anlamına gelmekte ve birim elektrik ekserji maliyetini direkt olarak negatif yönde etkilemektedir. Çalışılan sistem için minimum birim elektrik ekserji maliyeti $P_{rc} = 25$ ve $T_3 = 1201$ °C noktasında $c_w = 35,02$ mills/KWh şeklindedir. Ayrıca bu noktada sistemin $\varepsilon_{eks} = \%42,68$ ve $\eta_{th} = \%43,05$ olarak belirlenmiştir.

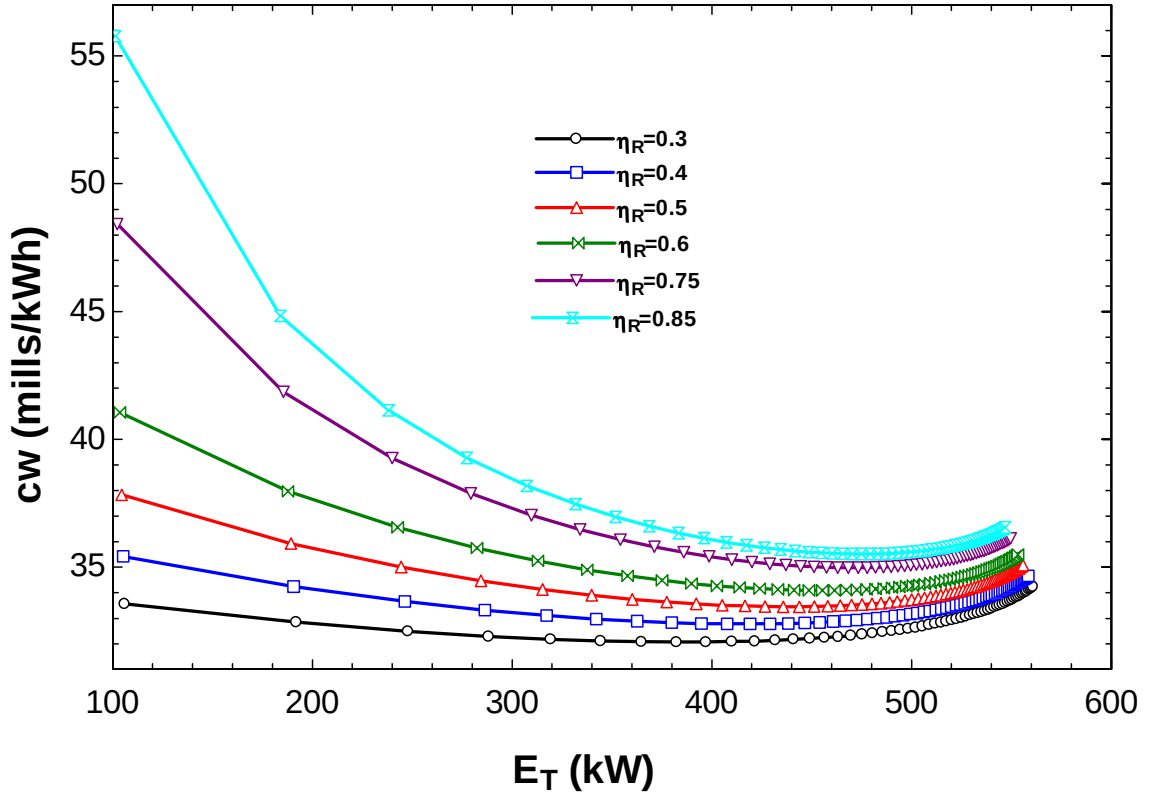


Şekil 4. 1 Birim elektrik ekserji maliyeti-türbin giriş sıcaklığı değişimi

Ayrıca türbin giriş sıcaklığı birim elektrik ekserji maliyetini belli bir sıcaklıktan sonra ($P_{rc} = 25$ ve $T_3 = 1201$ °C) maliyeti hızlı bir şekilde arttırmıştır. Çünkü türbin malzemelerin ısıya dayanabileceği sıcaklıklarla sınırlıdır ve belli sıcaklık sınırlarından sonra artış çok hızlı gerçekleşir. Dolayısıyla türbin giriş sıcaklığı regular olarak artmasına rağmen, bu artış birim elektrik ekserji maliyetini çok hızlı artmaktadır. Buna ilave olarak sıcaklık artışı demek daha kaliteli malzeme kullanımı anlamına gelir. Dolayısıyla yüksek sıcaklıklarda maliyetler eksponansiyel olarak artmaktadır.

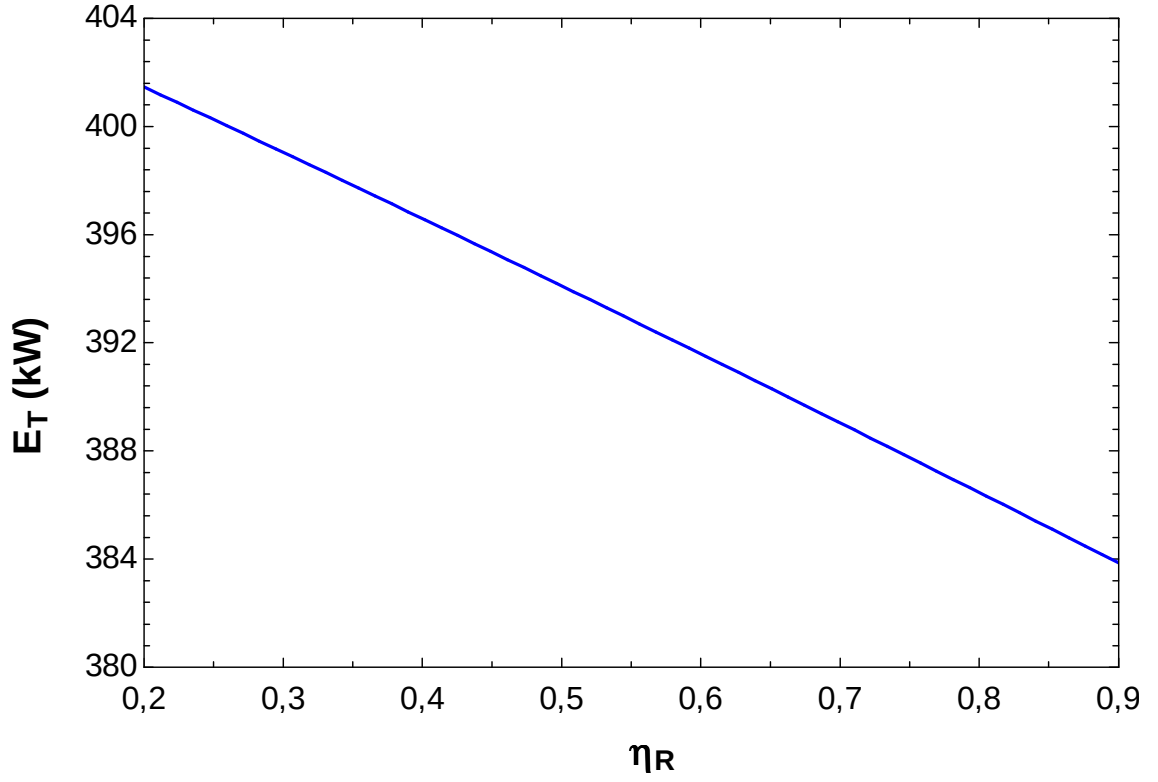
Şekil 4.2' de toplam ekserji ile birim elektrik ekserji maliyetinin farklı rejeneratör etkinliklerine bağlı olarak değişimi incelenmiştir. P_{rc} ' nin 2 ile 60 arasında değiştiği kabulünün yapıldığı şekilde rejeneratör verimi arttıkça birim elektrik ekserji maliyetinin arttığını görmekteyiz. Çünkü rejeneratör verimi arttıkça, rejeneratörün ısı transfer yüzey alanının artmasına bağlı olarak ilk yatırım maliyeti artmakta, bu durumda birim elektrik ekserji maliyetini artırmaktadır. Şekil 4. 2 belli bir toplam ekserji değeri için için incelendiğinde, rejeneratör veriminin artışı birim elektrik ekserji maliyetini arttırdığı görülmektedir. Minimum birim elektrik ekserji maliyeti $\eta_R =$

0,3 değeriinde $c_w = 32,06$ mills/kWh ve $E_T = 382,2$ kW değeriileri oluşmuştur. Bu noktada sistemin $\varepsilon_{eks} = \%28,02$ ve $\eta_{th} = \% 28,26$ olarak belirlenmiştir.



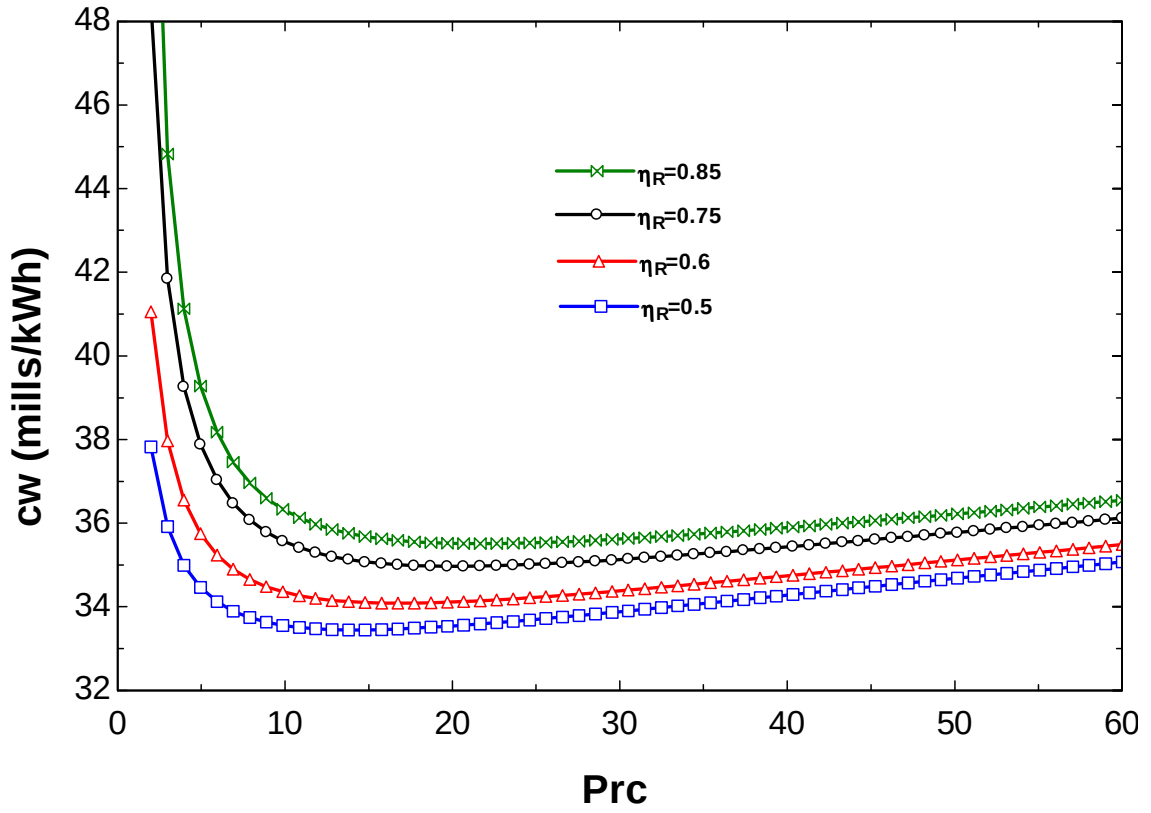
Şekil 4. 2 Toplam ekserji ile birim elektrik ekserji maliyetinin farklı rejeneratör etkinliklerine bağı olarak değişimi

Şekil 4.3' te η_R 0,2 ile 0,9 arasında değiştirilmiş olup diğer parametreler simülasyon şartlarında kabul edilmiştir. Şekil incelendiğinde rejeneratör verimi arttıkça toplam ekserjinin azaldığı görülmektedir. Buna sebep olan olgunun ise egzoz gazlarının ekserjisinin rejeneratörden geçen hava için harcanması olduğu bilinmektedir. Yani rejeneratör veriminin artmasıyla güç azalır, böylece yanma odasına giren yakıt miktarı azalır ve dolayısıyla türbinden geçen gaz miktarı kısmen azalır. $\eta_R = 0,5$ iken $E_T = 394$ kW olurken, $\eta_R = 0,75$ değeriinde ise $E_T = 387,7$ kW olmaktadır. Sonuç olarak regeneratör veriminin artışı toplam ekserjyi azaltır.



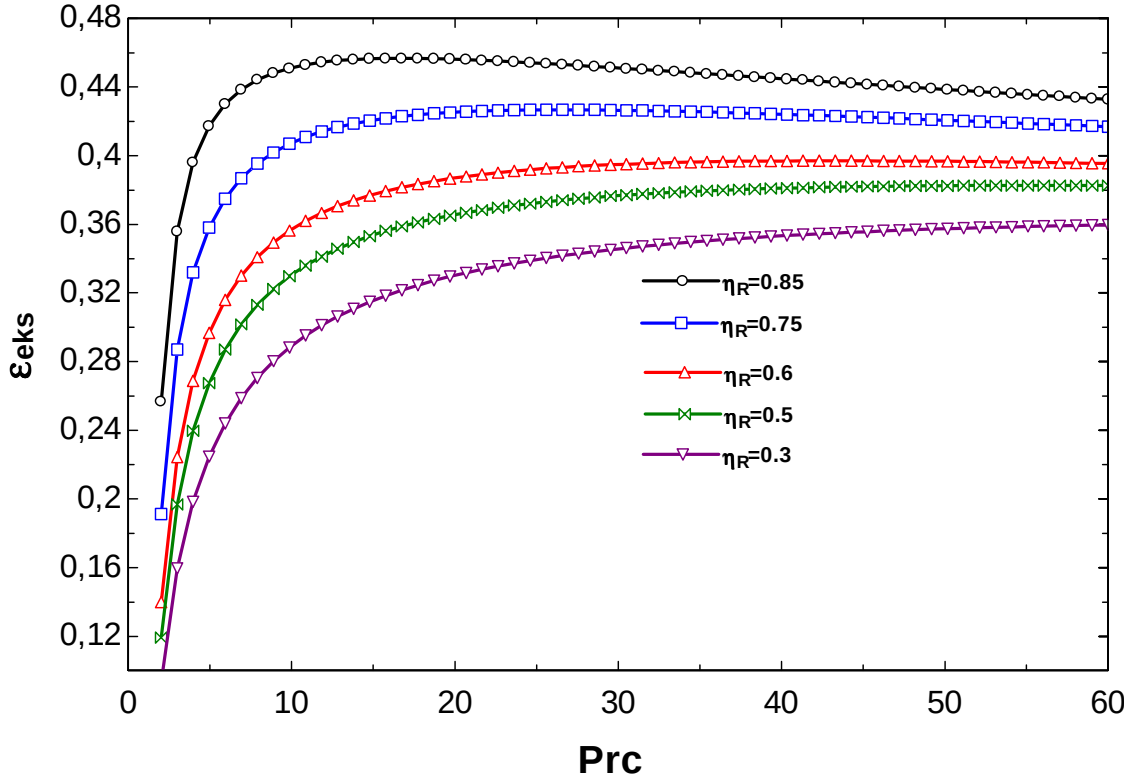
Şekil 4. 3 Toplam ekserji ile rejeneratör verimi değişimi

Şekil 4. 4' de çeşitli regeneratör verimleri için basınç oranı ile birim elektrik ekserji maliyet değişimleri incelenmiştir. Birim elektrik ekserji maliyetinin minimum değeri 33,45 mills/kWh olup, $\eta_R = 0,5$ ve $P_{rc} = 15,76$ gerçekleşmiştir. Şekilde göze çarpan bir diğer nokta ise belli bir noktadan (optimum nokta) sonra her rejeneratör verim değeri için birim elektrik ekserji maliyetinde göze çarpan bir değişim olmamasıdır.



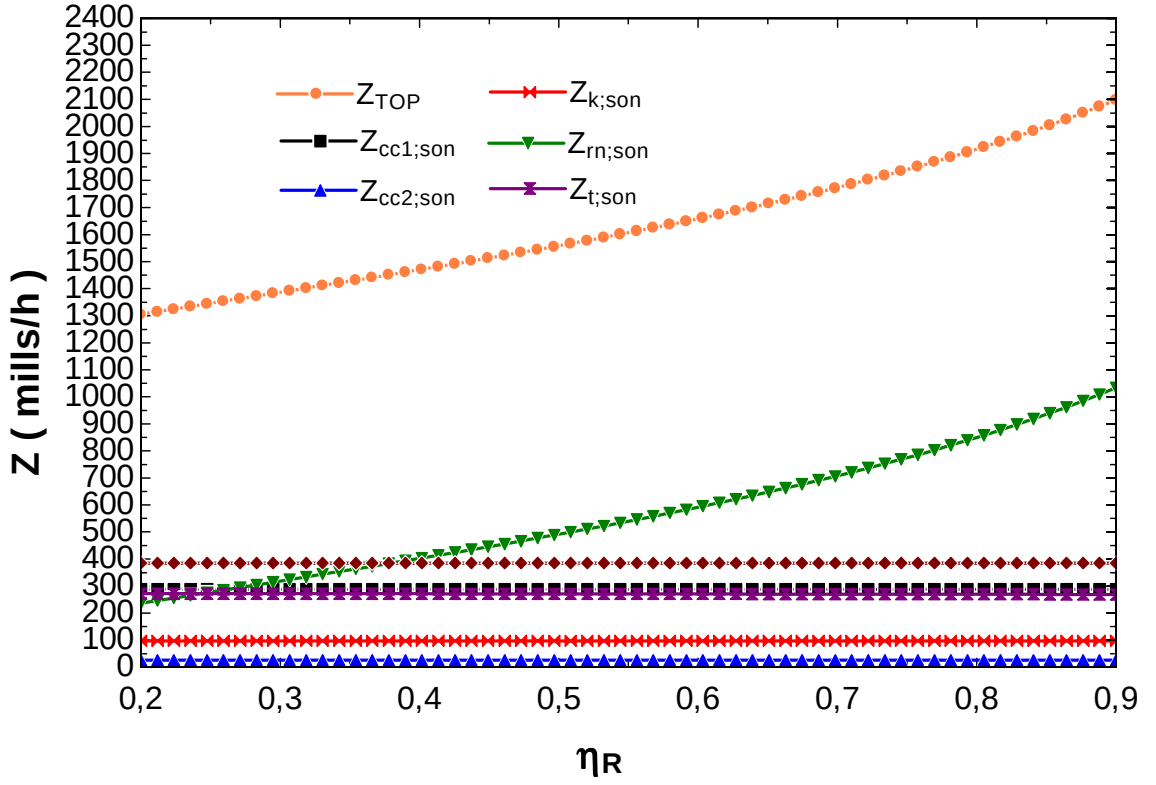
Şekil 4. 4 Birim elektrik ekserji maliyeti-sıkıştırma oranı değişimi

Şekil 4. 5 yardımıyla rejeneratör verim artışının ekserji verimini arttırdığı saptanmıştır. Sabit bir sıkıştırma oranı belirlenerek artışın miktarı saptanabilir. Örneğin $P_{rc}=17,73$, $\eta_R=0,3$ değerleri için $\varepsilon_{eks} = \%32,45$ iken aynı sıkıştırma oranında $\eta_R=0,5$ için $\varepsilon_{eks} = \%36,11$, $\eta_R = 0,85$ için ise $\varepsilon_{eks} = \%45,67$ olmaktadır.



Şekil 4. 5 Ekserji verimi-sıkıştırma oranı değişimi

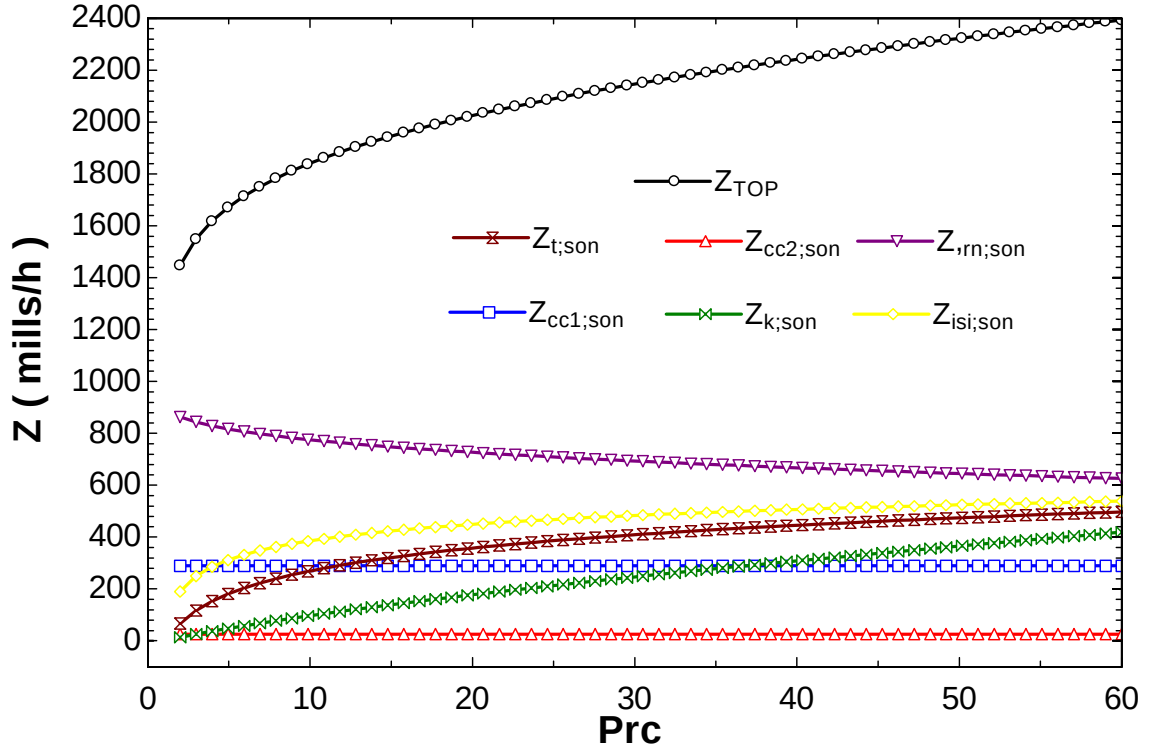
Şekil 4. 6' da Komponent maliyeti-Rejeneratör verimi arasındaki ilişki görülmektedir. Şekilden görüleceği gibi rejeneratör verimi arttıkça toplam maliyette artmaktadır. Bir ünitenin verimini artırabilmek için ünitenin kullanıldığı malzeme iyileştirilebilir veya sistem modifiye edilir, ya da yerine başka bir sistem getirilebilir. Tüm bunlar ilk yatırım maliyetini artırır. Örneğin bu sistemin uçakta olduğunu düşünürsek rejeneratör verimini artırabilmek için ilk akla gelen çok daha dar boyutlarda ve çok daha iyi ısı alışverişi sağlayabilecek malzemelerin kullanılmasıdır. Bu da maliyeti daha yüksek bir ünite anlamına gelir.



Şekil 4. 6 Komponent maliyeti-Rejeneratör verimi arasındaki ilişki

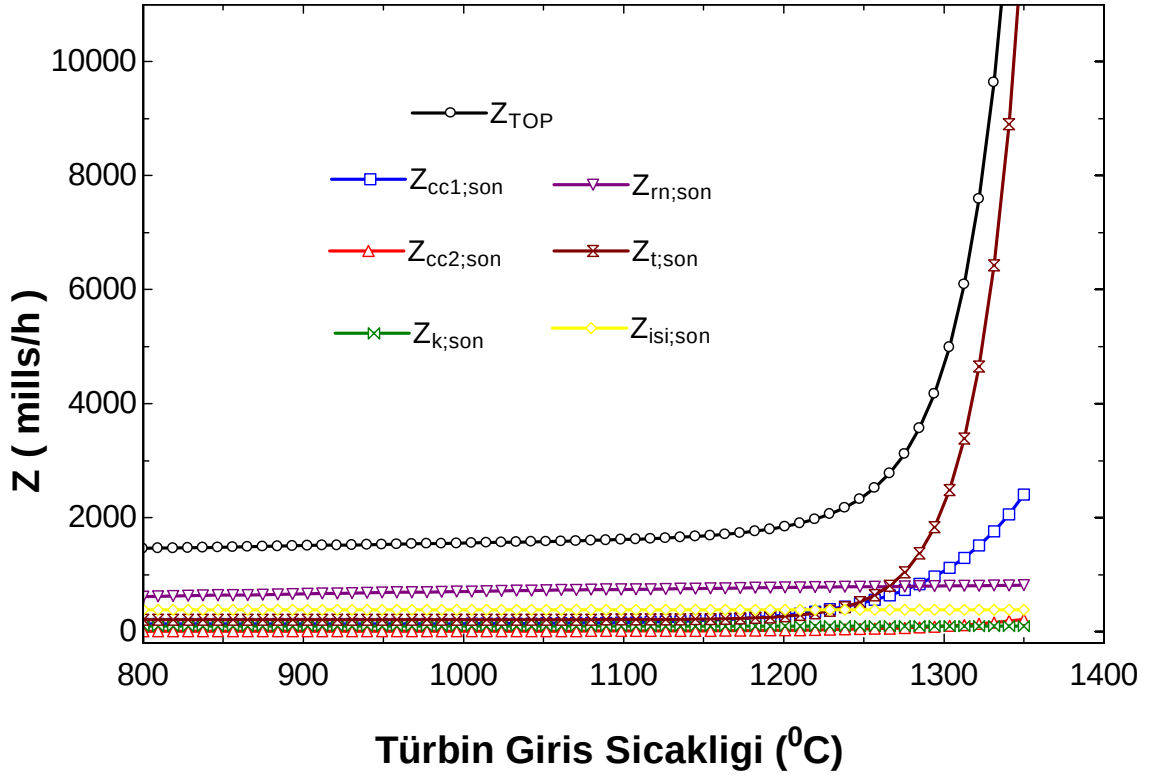
Bu sebeple bir ünitenin veriminin artırılması için yapılan çalışmalar çoğunlukla (öncelikle kayıpların yok edilmesi maliyeti en düşük olan iyileştirme adıımıdır.) maliyet artışı ile sonuçlanır. Tasarımcı eski ve yeni durum arasında bir optimizasyon uygular. Verim artışı, meydana gelen maliyet artışını dengeleyecek midir, ya da daha iyisi bu işlem bir kazanç sağlayacak mıdır ? Eğer bu sorunun cevabı negatif ise o anki şartlar için verim artışı çalışmalarının maddi kazanç anlamında bir getirisi olmayacaktır.

Şekil 4.7' de komponent maliyeti-sıkıştırma oranı arasındaki ilişki görülmektedir. Sıkıştırma oranının artırılması, sistemde daha ileri teknoloji kullanılması, bunun komponent maliyetini artırması ve bu komponent maliyetlerinin birim elektrik ekserji maliyetini artırması demektir. Sıkıştırma oranının artırılması kompresör, ısı değiştirgeci ve türbin komponent maliyetlerini artırmıştır.



Şekil 4. 7 Komponent maliyeti-sıkıştırma oranı arasındaki ilişki

Şekil 4. 8’de komponent maliyeti-türbin giriş sıcaklığı arasındaki ilişki görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığı (TG) gaz türbinli sistemlerde ısı veriminin en önemli belirleyici faktörüdür. TG ne kadar yüksek ise türbin o oranda yakıtın kimyasal enerjisini ısı enerjisine dönüştürebilmiştir. Her ne kadar emisyonlar açısından negatif bir etkisi olsa da türbin gücü anlamında son derece önemli bir değerdir. Ancak TG, türbin malzemelerin ısıya dayanabileceği sıcaklıklarla sınırlıdır. Buna ek olarak soğutma sistemleri ile bu sıcaklık limiti önemli ölçüde artırılabilir.



Şekil 4. 8 Komponent maliyeti-türbin giriş sıcaklığı arasındaki ilişki

Ancak TG' nin artması hem malzeme hem de soğutma sistemi üzerinde daha yüksek bir teknoloji kullanılması ile gerçekleşebilir. Bahsedilen nedenlerden dolayı ilk yatırım maliyetleri artar ki buda toplam maliyeti artırmaktadır. Doğal süreç bu yöndedir.

Yapılan parametrik analiz sonunda sistemin çalışabileceği optimum değerler belirlenmiştir ve Çizelge 4.5'de sayısal veri olarak görülmektedir.

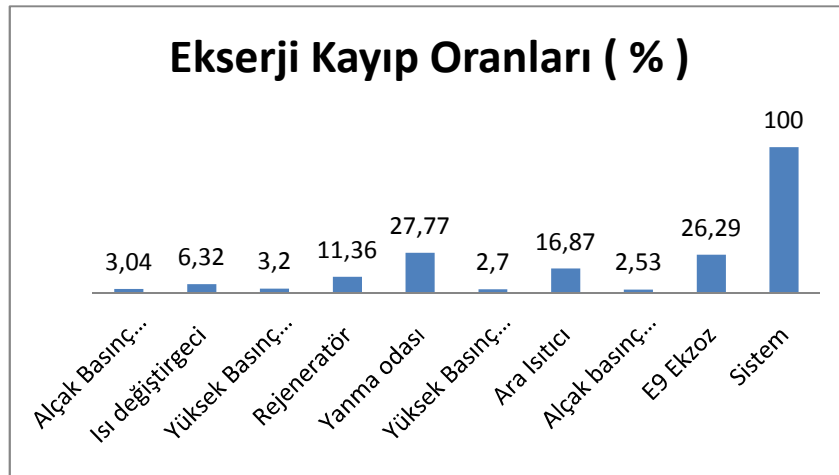
Çizelge 4. 5 Optimum Değerler

	P_{rc}	η_R	ε_{eks}	E_{TOP} (KW)	c_w	T3(°C)
ε_{eks} max.	16,75	%85	%45,67	448,4	35,59	1229
c_w (mills/KWh) min.	8,9	%30	%28,02	382,2	32,06	1203

SONUÇ VE DEĞERLENDİRMELER

Bu çalışmada ara ısıtmalı-ara soğutmalı-rejeneratörlü gaz türbinli bir güç üretim sisteminin ekserjoekonomik analizi yapılmıştır. İncelenen sistem komponentleri adyabatik olup çevre ile herhangi bir ısı alışverişi yapmamaktadır. Sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanmıştır.

1. Analiz sonucunda sistem elemanlarından ekserji verimi en yüksek olan komponent % 95,73 ile alçak basınç türbinidir. Buna karşın ekserji verimi en düşük komponent olarak % 86,21 ile yanma odasıdır (Çizelge 4.4).
2. Şekil 5.1’ de yüzdesel olarak görülen gibi ekserji kaybının en fazla olduğu komponent 164,6 KW ile ekserji veriminin en düşük olduğu komponent olan yanma odasıdır. Buna karşın ekserji yıkımının en düşük olduğu komponent 15,03 KW ile ekserji veriminin en yüksek olduğu komponent olan alçak basınç türbinindedir.



Şekil 5. 1 Komponentlere ait ekserji kayıp oranları

3. Sistemin genel ekserji verimi %40,75 olarak bulunmuştur (Çizelge 4.4).
4. Sistemin toplam ekserji yıkımı 592,58 KW bulunmuştur (Çizelge 4.4).
5. Bu çalışmada iyileştirilebilme potansiyeli en yüksek olan komponentin yanma odası olduğu belirlenmiştir. Ancak teknolojik sınırlanmalardan dolayı herhangi bir iyileştirme yapılamamaktadır. Yanma olayında olumlu bir gelişme kaydedildiği takdirde yanma odasının iyileştirilebilmesi mümkündür.
6. Çizelge 5.2' de her noktaya ait birim ekserji maliyeti ve ekserji değerleri verilmiştir. Birim ekserji maliyet değeri olarak en yüksek değer yüksek basınç kompresör giriş noktası olduğu görülmüştür. Ekserji değeri olarak en yüksek değerin yanma odası çıkış noktası olduğu tespit edilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Ertesvag, I.S., (2005). "Energy, Exergy, and Extended-Exergy Analysis of the Norwegian Society 2000", 30 (5): 649-675.
- [2] Koçyiğit, E., (2004). Kayseri Şeker Fabrikası Şeker Üretim Proseslerinde Enerji Ve Ekserji Analizi, Y.Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [3] Rosen, M. A. and Dincer, I., (1999). "Exergy analysis of waste emissions", Internanitonl Journal Energy Research, 23: 1153-1163
- [4] Wall, G., (1986). Exergy- a Useful Concept, Physical Resource Theory Group, PhD. Chalmers Univ. of Technology, Göteborg, Sweden.
- [5] Çamdalı, Ü., Erişen, A. ve Çelen, F., (2004). "Energy and Exergy Analyses in a Rotary Burner with Pre-Calcinations in Cement Production", Energy Conversion and Management, 45: 3017-3031.
- [6] Arslan, O., (2005). Seyitömer termik santrali birinci ve ikinci yasa çözümlmeleri, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kütahya.
- [7] Talbi, M.M. and Agnew, B., (2000). "Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids", Applied Thermal Engineering, 20: 619-630.
- [8] Sözen, A., (2003). "Effect of irreversibilities on performance of an absorption heat transformer used to increase solar pond's temperature", 29: 501-515.
- [9] Sözen, A., (2001). "Effect of heat exchangers of performance on absorption refrigeration system", Energy Conversion and Management, 42: 1699-1716.
- [10] Ismail, I.M., (1989). "Upgrading of heat through AHT", International Journal of Refrigeration, 18: 439-446.
- [11] Wall, G., (1986). "Thermoeconomic Optimization of a Heat Pump System", PhysicalResource Theory Group, Report No: 85-5, 1986, Göteborg.

- [12] Usta, N., (1993). Computer Analysis and Economic Optimization of Refrigeration Systems, Master Thesis, METU, The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Ankara.
- [13] Koçoğlu, A., (1993). Thermo-economic Optimization of a Single State Heat Pump, Master Thesis, METU, The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Ankara.
- [14] Dingeç, H., (1996). Thermoeconomic Optimization of Simple Refrigerators. Master Thesis, METU, The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Ankara.
- [15] Özkaymak, M., (1998). Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminde Aşırı Kızdırma ve Aşırı soğutma Eşanjörlerinin Termo-ekonomik Optimizasyonu. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [16] D'accadia, M.D., Sasso M., (1998). "Exergetic Cost and Exergoeconomic Evaluation of Vapour-Compression Heat Pumps", *Energy*, 23(11): 937-942.
- [17] Chen, Q., Prasad, R.C., (1999). "Simulation of a Vapour-Compression Refrigeration Cycle using HFC 134a and CFC12. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*", 26(4): 513-521.
- [18] Chen, J., (2001). "Thermodynamic and Thermoeconomic Analysis of an Irreversible Combined Carnot Heat Engine System", *International Journal of Energy Research*, 25: 413,426.
- [19] D'Accadia, M.D., Fichera, A., Sasso, M., Vidiri, M., (2002). "Determining the Optimal Configuration of a Heat Exchanger (With a Two Phase Refrigerant) Using Exergoeconomics", *Applied Energy*, 71(3):191-203.
- [20] Can, A., Buyruk, E., Eryener, D., (2002). "Exergoeconomic Analysis of Condenser Type Heat Exchangers", *Exergy, an International Journal*, 2(2): 113-118.
- [21] Yumrutaş, R., Kunduz, M., Kanoğlu, M., (2002). "Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems", *Exergy, an International Journal*, 2(4): 266-274.
- [22] Bilgen, E., Takahashi, H., (2002). "Exergy Analysis and Experimental Study of Heat Pump Systems", *Exergy, an International Journal*, 2(4): 259-265.
- [23] Fartaj, A., Ting, D.S.K., Yang, W.W., (2003). "Second Law Analysis of the Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle", *Energy Conversion and Management*, 45:2269-2281.
- [24] Al-Otaibi, A.D., Dincer, I., Kalyon, M., (2004). "Thermoeconomic Optimization of Vapor-Compression Refrigeration Systems", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 31(1): 95-107.
- [25] Zhang, G.Q., Wang, L., Liu, L., Wang, Z., (2004). "Thermoeconomic Optimization of Small Size Central Air Conditioner", *Applied Thermal Engineering*, 24(4):471-485.

- [26] Temir, G. ve Bilge, D. (2004). "Thermodynamic Analysis of a Trigenation System", Applied Thermal Engineering, 24:2689-2699
- [27] Misra R.D., Sahoo P.K. ve Gupta A., (2006). "Thermoeconomic Evaluation and Optimization of An Aqua-Ammonia Vapour-Absorption Refrigeration System", International Journal of Refrigeration, 29:47-59
- [28] Hepbaşlı A., (2007). "Exergetic modeling and assesment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences", Energy and Buildings.
- [29] Turgut E., (2007), Uçaklarda Kullanılan Gaz Türbinli Motorların Ekserjoekonomik Analizi, Doktora Tezi, Anadolu Üniversitesi, Eskişehir.
- [30] Baskut O., Ozgener O. ve Ozgener L., (2011). "Second law analysis of wind turbine power plants: Cesme, Izmir example", Energy, 36(5):2535-2542
- [31] Ozcan O., Ozgener O., (Baskıda). "Second law analysis of wind turbine power plants: Cesme, Izmir example", International Journal of Refrigeration.
- [32] Kotas, T.J., (1985). "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", First Edition, Butter-Worths, London.
- [33] Valero A., Munoz M., Lozano A., (1986). "A general theory of exergy saving part 1. On the exergetic cost", Computer aided engineering and energy systems, Vol 3, Newyork.
- [34] Valero A., Munoz M., Lozano A.,(1986),"A general theory of exergy saving part 2. On the thermoeconomic cost", Computer aided engineering and energy systems, Vol 3, Newyork.
- [35] Valero A., Munoz M., Lozano A.,(1986),"A general theory of exergy saving part 3. Energy saving and thermoeconomics", Computer aided engineering and energy systems, Vol 3, Newyork.
- [36] İleri, A., (1990). "Termoekonomi II: Optimizasyon ve Fiyatlandırma", Termodinamiğin İkinci Kanunu Çalışma Toplantısı, 30 Ağustos 1990, Kayseri.
- [37] Lozano M. A., Valero A., (1993). "Theory of the exergetic cost", Energy, Vol 18(9): 939-960.
- [38] Yang D., Wang J.,(1995). "Methodology for exergy anergy costing", ECOS 95, 11-14 Temmuz 1995, İstanbul.
- [39] Kim S., Oh D., Kwon Y., Kwak Y., (1997). "Exergoeconomic analysis of thermal systems", Energy, 23(5):393-406
- [40] Benelmir B., Feidt M., (1998). "Energy Cogeneration Systems and Energy Management Strategy", Energy Conversion and Management, 39: 1791-1802
- [41] Guarinello, Jr., F., Cerqueira, S. A. A. G., Nebra, S. A. (2000). "Thermoeconomic Evaluation of a Gas Turbine Generation System", Energy Conversion and Management, 41:1191-1200.
- [42] Huang Y.C., Hung C.I. ve Chen C.K., (2000). "Exergy Analysis for a Combined System of Steam-injected Gas Turbine Cogeneration and Multiple-effect

- Avaporation", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 2000, 214: 61.
- [43] Attala L., Facchini B., Ferrera G., (2001). "Thermoeconomic optimization method as design tool in gas-steam combined plant realization", Energy Conversion and Management, 42: 2163-2172.
 - [44] Kwon Y., Kwak H., Oh S., (2001). "Exergoeconomic analysis of gas turbines cogeneration systems", Exergy, 1: 31-40
 - [45] Bandyapadhyay S., Bera N.C. ve Bhattacharyya S., (2001), "Thermoeconomic Optimization of Combined Cycle Power Plants", Energy Conversion and Management, 42:359-371
 - [46] Sciubba, E., (2001). "Beyond Thermoeconomic, The Concept of Extended Exergy Accounting and Its Application to the Analysis and Design of Thermal Systems", Exergy, An International Journal, 1(2): 68-84.
 - [47] Sevilgen S. H., (2002), Enerji Üretim Sistemlerinin Ekserjoekonomik Analizi, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
 - [48] Tsatsaronis G., Park M., (2002). "On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems", Energy Conversion and Management, 43:1259-1270
 - [49] Wall, G., (2003). "Exergy Tools. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers", Part A, Power & Energy, 217(2):125.
 - [50] Derbentli, T., (2003). "Isıl Sistemlerin Termoeekonomik Çözümlemesi" 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 03-05 Eylül 2003, Isparta.
 - [51] Valdes M., Duran D.M. ve Rovira A., (2003). "Thermoeconomic Optimization of Combined Cycle Gas Turbine (CCGT) Power Plants Using Genetic Algorithms", Applied Thermal Engineering, 23:2169-2182
 - [52] Hernandez-Santoyo J., Sanchez-Cifuentes A., (2003). "Trigeneration: An Alternative for Energy Savings", Applied Thermal Engineering, 76:219-227
 - [53] Sahoo P.K. (2008). "Exergoeconomic Analysis and Optimization of A Cogeneration System Using Evolutionary Programming. ", Applied Thermal Engineering, 28(13):1580-1588
 - [54] Magnani F. S. and Melo N. R., (2009). "Use of the task configuration system (TCS) for the design and on-line optimization of power plants operating with variable loads", Applied Thermal Engineering, 29(2-3):455-461
 - [55] Regulagadda P., Dincer I. and Naterer G. F. (2010). "Exergy analysis of a thermal power plant with measured boiler and turbine losses", Applied Thermal Engineering, 30(8-9):970-976
 - [56] Rovira A., Sanchez C., Munoz M., Valdes M. and Duran M. D. (2011). "Thermoeconomic optimisation of heat recovery steam generators of combined cycle gas turbine power plants considering off-design operation.", Energy conversion and Management, 52(4):1840-1849.

- [57] Özgener, L., ve Hepbaslı, A. (2003). "Hvac Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gerekliligi ve Uygulamaları", Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 8-11 Ekim 2003, İzmir.
- [58] Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., (1995). "Thermal design and optimization ", Wiley-Interscience Publication, New York.
- [59] Akdoğan, A., (1997). Bir sogutma sistemindeki kondenser kapasitesinin degistirilmesinin enerji ve ekserji analizleri ile incelenmesi, Bilim Uzmanlık Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- [60] Russel L.D., Adebisi G.A., (1993). "Classical Thermodynamics", Saunders College Publishing, Philadelphia, USA
- [61] Bejan, A., Tsatsaronis, G. ve Moran, M. (1996). "Thermal Design & Optimization", John Wiley&Sons, USA.
- [62] Ahmadi P. ve Dincer İ., (2011). "Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit", Energy Conversion and Management, 52:2296-2308.
- [63] T.C. Merkez Bankası, faiz oranları, <http://www.tcmb.gov.tr/>, 15 Mayıs 2011.

STANDART MOLAR KİMYASAL EKSERJİ TABLOSU

Tabloda; kimyasal ekserji hesaplarında kullanılan standart molar ekserji değerleri görülmektedir[53].

Substance	Formula	Model I'	Model I''
Nitrogen	$N_2(g)$	639	720
Oxygen	$O_2(g)$	3,951	3,970
Carbon dioxide	$CO_2(g)$	14,176	19,870
Water	$H_2O(g)$	8,636	9,500
Water	$H_2O(l)$	45	900
Carbon(graphite)	$C(s)$	404,589	410,260
Hydrogen	$H_2(g)$	235,249	236,100
Sulfur	$S(s)$	598,159	609,600
Carbon monoxide	$CO(g)$	269,412	275,100
Sulfur dioxide	$SO_2(g)$	301,939	313,400
Nitrogen monoxide	$NO(g)$	88,851	88,900
Nitrogen dioxide	$NO_2(g)$	55,565	55,600
Hydrogen peroxide	$H_2O_2(g)$	133,587	-
Hydrogen süflide	H_2S	799,890	812,000
Ammonia	$NH_3(g)$	336,684	337,900
Oxygen	$O_2(g)$	231,968	233,700

Hydrogen	H(g)	320,822	331,300
Nitrogen	N(g)	453,821	-
Methane	CH ₄ (g)	824,348	831,650
Acetylen	C ₂ H ₂ (g)	-	1,265,800
Ethylen	C ₂ H ₄ (g)	-	1,361,100
Ethane	C ₂ H ₆ (g)	1,482,033	1,495,840
Propylen	C ₃ H ₆ (g)	-	2,003,900
Propane	C ₃ H ₈ (g)	-	2,154,000
n-Butane	C ₄ H ₁₀ (g)	-	2,805,800
n-Pentane	C ₅ H ₁₂ (g)	-	3,463,300
Benzene	C ₆ H ₆ (g)	-	3,303,600
Octane	C ₈ H ₁₈ (l)	-	5,413,100
Methanol	CH ₃ OH(g)	715,069	722,300
Methanol	CH ₃ OH(l)	710,747	718,000
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(g)	1,348,328	1,363,900
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(l)	1,342,086	1,375,700

KOMPONENT MALİYET HESABI DENKLEMLERİ

Komponent Maliyetleri aşağıdaki denklemler kullanılarak hesaplanmaktadır[53].

Komponentler	
Kompresör	$Z_{KOMP} = \left(\frac{71,10 * \dot{m}_a}{0,9 - \eta_{cis}} \right) * \left(\frac{P_2}{P_1} \right) * \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$
Yanma Odası	$Z_{YO} = \left(\frac{46,08 * \dot{m}_a}{0,995 - \frac{P_4}{P_3}} \right) * [1 + \exp (0,018 * T_4 - 26,4)]$
Türbin	$Z_{TURB} = \left(\frac{479,34 * \dot{m}_g}{0,92 - \eta_{tis}} \right) * [1 + \exp (0,036 * T_4 - 54,4)]$
Rejeneratör	$Z_{REG} = 4122 * \left(\frac{\dot{m}_g * (h_5 - h_6)}{U * \Delta TLM} \right)^{0,6}$

MODEL

ARA ISITMALI – ARA SOĞUTMALI – REJENERATÖRLÜ GAZ TÜRBİNLİ SİSTEM

$dx1=ABS(T2bx-T2b)$

$T2b=T2bx$

until ($dx1<0,01$)

$T2bi=T2b$

end

***** Kompresor *****

SUBPROGRAM

COMP({P5;}eta_cis;Prc;m1;T1;W_comp1;W_comp2;W_comp;T2;P2;m2;n2_N2;n2_O2;
n2;yn2_N2;yn2_O2;E1;E2;E5;E6;h5;h6;T5;T6;Prc_k1;Prc_k2;E_K_C)

$m1_O2=m1*ym1_O2$

$n1_O2=m1_O2/MOLARMASS(O2)$

$m1_N2=m1*ym1_N2$

$n1_N2=m1_N2/MOLARMASS(N2)$

$n1=n1_N2+n1_O2$

$n2=n1 : m2=m1$

$n2_N2= n1_N2 : n2_O2= n1_O2$

$ym1_N2=0,769$

$ym1_O2=0,231$

$yn1_N2=n1_N2/n1$

$yn1_O2=n1_O2/n1$

$P1=1,013$

"iki kademeli ara sogutmali sikistirma"

"1.kademe"

$$P_5 = P_1 \cdot P_{rc}^{0,5}$$

$$P_{rc_k1} = P_5 / P_1$$

$$P_{rc_k2} = P_2 / P_6$$

$$h_1 = y_{n1_N2} \cdot ENTHALPY(N2; T=T_1) + y_{n1_O2} \cdot ENTHALPY(O2; T=T_1)$$

$$s_1 = s_{5s}$$

$$s_1 = y_{n1_N2} \cdot ENTROPY(N2; T=T_1; P=P_1 \cdot y_{n1_N2}) + y_{n1_O2} \cdot ENTROPY(O2; T=T_1; P=P_1 \cdot y_{n1_O2})$$

$$s_{5s} = y_{n1_N2} \cdot ENTROPY(N2; T=T_{5s}; P=P_5 \cdot y_{n1_N2}) + y_{n1_O2} \cdot ENTROPY(O2; T=T_{5s}; P=P_5 \cdot y_{n1_O2})$$

$$h_{5s} = y_{n1_N2} \cdot ENTHALPY(N2; T=T_{5s}) + y_{n1_O2} \cdot ENTHALPY(O2; T=T_{5s})$$

$$h_5 = y_{n1_N2} \cdot ENTHALPY(N2; T=T_5) + y_{n1_O2} \cdot ENTHALPY(O2; T=T_5)$$

$$\eta_{cis} = (h_{5s} - h_1) / (h_5 - h_1)$$

"1.kademe_ekserji_denklemleri"

$$T_o = 25 : P_o = 1,013 : R = R\#$$

$$es_{O2} = 3970 : es_{N2} = 720 : es_{H2} = 238490 : es_{H2O} = 11710 : es_{CO} = 275430 : es_{CO2} = 20140$$

$$es_{CH4} = 836510$$

{1 noktası için}

$$E_{1f} = 0$$

$$E_{1k} = 0$$

$$E_1 = E_{1f} + E_{1K}$$

{Havanın kimyasal kompozisyonu çevreninkiyle aynı olduğundan 1 noktasındaki kimyasal ekserji sıfırdır. Kompresör girişi olduğundan çevre şartları ile aynıdır ve fiziksel ekserji sıfırdır.}

{5 noktası}

{Havanın kimyasal kompozisyonu çevreninkiyle aynı olduğundan 5 noktasındaki kimyasal ekserji sıfırdır.}

$$E5k=0$$

{5 noktasının fiziksel ekserjisi}

$$so5=yn1_N2*ENTROPY(N2;T=To;P=Po*yn1_N2)+yn1_O2*ENTROPY(O2;T=To;P=Po*yn1_O2)$$

$$ho5 =yn1_N2*ENTHALPY(N2;T=To)+yn1_O2*ENTHALPY(O2;T=To) \text{ "[kJ/kg]"}$$

$$s5=yn1_N2*ENTROPY(N2;T=T5;P=P5*yn1_N2)+yn1_O2*ENTROPY(O2;T=T5;P=P5*yn1_O2)$$

$$E5f =n1*(h5-ho5-(To+273,15)*(s5-so5))$$

$$E5=E5k+E5f$$

"2.kademe"

$$P2=P1*Prc$$

$$P5*(1-0,03)=P6 \text{ {(%3 basınç kaybı)}}$$

$T6=\{T5\}$ $T1$ "T6=T1 olduğunda ara soğutmalı : $T6=T5$ olduğunda arasogutmasız oluyor"

$$s6=s2s$$

$$s6=yn1_N2*ENTROPY(N2;T=T6;P=P6*yn1_N2)+yn1_O2*ENTROPY(O2;T=T6;P=P6*yn1_O2)$$

$$s2s=yn1_N2*ENTROPY(N2;T=T2s;P=P2*yn1_N2)+yn1_O2*ENTROPY(O2;T=T2s;P=P2*yn1_O2)$$

$$h6=yn1_N2*ENTHALPY(N2;T=T6)+yn1_O2*ENTHALPY(O2;T=T6)$$

$$h2s=yn1_N2*ENTHALPY(N2;T=T2s)+yn1_O2*ENTHALPY(O2;T=T2s)$$

$$h2=yn1_N2*ENTHALPY(N2;T=T2)+yn1_O2*ENTHALPY(O2;T=T2)$$

$$\eta_{cis}=(h2s-h6)/(h2-h6)$$

$$W_{\text{comp}}=n1*(h5-h1)+n1*(h2-h6)$$

$$W_{\text{comp1}}=n1*(h5-h1)$$

$$W_{\text{comp2}}=n1*(h2-h6)$$

"2.kademe_ekserji_denklemleri"

{6 noktası}

{Havanın kimyasal kompozisyonu çevreninkiyle aynı olduğundan 6 noktasındaki kimyasal ekserji sıfırdır.}

$$E6k=0$$

$$ho6 = yn1_N2*ENTHALPY(N2;T=To)+yn1_O2*ENTHALPY(O2;T=To) \text{ "[kJ/kg]"}$$

$$so6=yn1_N2*ENTROPY(N2;T=To;P=Po*yn1_N2)+yn1_O2*ENTROPY(O2;T=To;P=Po*yn1_O2)$$

$$E6f = n1*(h6-ho6-(To+273,15)*(s6-so6))$$

$$E6=E6k+E6f$$

{2 noktası}

{Havanın kimyasal kompozisyonu çevreninkiyle aynı olduğundan 2 noktasındaki kimyasal ekserji sıfırdır.}

$$E2k=0$$

$$yn1_N2=yn2_N2$$

$$yn1_O2=yn2_O2$$

$$s2=yn2_N2*ENTROPY(N2;T=T2;P=P2*yn2_N2)+yn2_O2*ENTROPY(O2;T=T2;P=P2*yn2_O2)$$

$$so2=yn2_N2*ENTROPY(N2;T=To;P=Po*yn2_N2)+yn2_O2*ENTROPY(O2;T=To;P=Po*yn2_O2)$$

$$ho2 = yn2_N2*ENTHALPY(N2;T=To)+yn2_O2*ENTHALPY(O2;T=To) \text{ "[kJ/kg]"}$$

$$E2f = n2*(h2-ho2-(To+273,15)*(s2-so2))$$

$$E2=E2k+E2f$$

```
"*****ekserji_kaybi*****"
```

```
E1-E5+W_comp1=E_K_C1
```

```
E6-E2+W_comp2=E_K_C2
```

```
E_K_C=E_K_C1+E_K_C2
```

```
"*****ekserji_verimi*****"
```

```
epsilon_c1=(E5-E1)/W_comp1 "kompresör1"
```

```
epsilon_c2=(E2-E6)/W_comp2 "kompresör2"
```

```
end
```

```
"*****"
```

```
"*****Regenerator*****"
```

```
"*****"
```

```
SUBPROGRAM
```

```
RGen(E2;E4;E2b;P4;T2;T4;eta_R;n2_N2;n2_O2;n3_H2O;n3_N2;n3_O2;n3_CO2:  
T2bx;T9;E9;h_9;E_K_REG;m4)
```

```
"Rejenetor etkinliği"
```

```
eta_R=(T2bx-T2)/(T4-T2)
```

```
"Enerji dengesi"
```

```
H2+H4=H2bx+H9
```

```
H2=n2_N2*ENTHALPY(N2;T=T2)+n2_O2*ENTHALPY(O2;T=T2)
```

```
H2bx=n2_N2*ENTHALPY(N2;T=T2bx)+n2_O2*ENTHALPY(O2;T=T2bx)
```

```
H4=n3_N2*ENTHALPY(N2;T=T4)+n3_O2*ENTHALPY(O2;T=T4)+n3_CO2*ENTHALPY(CO  
2;T=T4)+n3_H2O*ENTHALPY(H2O;T=T4)
```

```
H9=n3_N2*ENTHALPY(N2;T=T9)+n3_O2*ENTHALPY(O2;T=T9)+n3_CO2*ENTHALPY(CO  
2;T=T9)+n3_H2O*ENTHALPY(H2O;T=T9)
```

*****ekserji_denklemleri*****

$$T_o = 25 : P_o = 1,013 : R = 8,314$$

$$es_O_2 = 3970 : es_N_2 = 720 : es_H_2O = 11710 : es_CO_2 = 20140$$

$$es_CH_4 = 836510$$

$$n_3 = n_3_H_2O + n_3_N_2 + n_3_O_2 + n_3_CO_2$$

$$y_{n3_H_2O} = n_3_H_2O / n_3$$

$$y_{n3_N_2} = n_3_N_2 / n_3$$

$$y_{n3_O_2} = n_3_O_2 / n_3$$

$$y_{n3_CO_2} = n_3_CO_2 / n_3$$

$$m_4 = n_3_H_2O * \text{molar mass}(H_2O) + n_3_N_2 * \text{molar mass}(N_2) + n_3_O_2 * \text{molar mass}(O_2) + n_3_CO_2 * \text{molar mass}(CO_2)$$

$$P_9 = P_4 * (1 - 0,03)$$

$$h_9 = y_{n3_N_2} * \text{ENTHALPY}(N_2; T=T_9) + y_{n3_O_2} * \text{ENTHALPY}(O_2; T=T_9) + y_{n3_CO_2} * \text{ENTHALPY}(CO_2; T=T_9) + y_{n3_H_2O} * \text{ENTHALPY}(H_2O; T=T_9)$$

$$h_{o9} = y_{n3_N_2} * \text{ENTHALPY}(N_2; T=T_o) + y_{n3_O_2} * \text{ENTHALPY}(O_2; T=T_o) + y_{n3_CO_2} * \text{ENTHALPY}(CO_2; T=T_o) + y_{n3_H_2O} * \text{ENTHALPY}(H_2O; T=T_o)$$

$$s_9 = y_{n3_N_2} * \text{ENTROPY}(N_2; T=T_9; P=P_9 * y_{n3_N_2}) + y_{n3_O_2} * \text{ENTROPY}(O_2; T=T_9; P=P_9 * y_{n3_O_2}) + y_{n3_H_2O} * \text{ENTROPY}(H_2O; T=T_9; P=P_9 * y_{n3_H_2O}) + y_{n3_CO_2} * \text{ENTROPY}(CO_2; T=T_9; P=P_9 * y_{n3_CO_2})$$

$$s_{o9} = y_{n3_N_2} * \text{ENTROPY}(N_2; T=T_o; P=P_o * y_{n3_N_2}) + y_{n3_O_2} * \text{ENTROPY}(O_2; T=T_o; P=P_o * y_{n3_O_2}) + y_{n3_H_2O} * \text{ENTROPY}(H_2O; T=T_o; P=P_o * y_{n3_H_2O}) + y_{n3_CO_2} * \text{ENTROPY}(CO_2; T=T_o; P=P_o * y_{n3_CO_2})$$

$$E_{9f} = n_3 * (h_9 - h_{o9} - (T_o + 273,15) * (s_9 - s_{o9}))$$

$$E_{9k} = (n_3_O_2 + n_3_H_2O + n_3_N_2 + n_3_CO_2) * ((y_{n3_O_2} * es_O_2 + (T_o + 273,15) * R * y_{n3_O_2} * \ln(y_{n3_O_2})) + (y_{n3_N_2} * es_N_2 + (T_o + 273,15) * R * y_{n3_N_2} * \ln(y_{n3_N_2})) + (y_{n3_H_2O} * es_H_2O + (T_o + 273,15) * R * y_{n3_H_2O} * \ln(y_{n3_H_2O})) + (y_{n3_CO_2} * es_CO_2 + (T_o + 273,15) * R * y_{n3_CO_2} * \ln(y_{n3_CO_2})))$$

$$E_9 = E_{9f} + E_{9k}$$

*****ekserji_kaybı*****

$$E2+E4-E2b-E9=E_K_REG$$

*****ekserji_verimi*****

$$\epsilon_{reg}=(E2b-E2)/(E4-E9) \quad \text{"rejeneratör"}$$

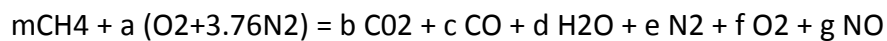
$$\epsilon_{reg2}=(E2b+E9)/(E4+E2) \quad \text{"çıkanlar/girenler"}$$

end

*****YANMA ODASI *****

SUBPROGRAM CC(T2b;Tf;T3;m2;P2;n2_N2;n2_O2;n2_yn2_N2;yn2_O2 :
m_f;P3;n3_CO2;n3_H2O;n3_N2;n3_O2;n_CH4;E2b;E10;P2b;m_CH4;E_K_YO)

" The reaction can be written:



The a coefficient is determined by the 120% theoretical air information. Coefficients b, c, d, e, f, and g are found by minimizing the Gibb's Free Energy at a total pressure and a temperature "

{The equilibrium solution is found by the classic Law of Mass Action. There are two dissociation reactions proceeding to equilibrium in this example. These are the reaction of CO with O₂ to form CO₂ and the reaction of N₂ with O₂ to form NO. }

$$T2=T2b$$

$$\{P3=P2\}$$

$$P3=P2b*(1-0,01)$$

$$P=P3$$

$$m_f=m*MOLARMASS(CH_4)$$

$$m-b-c=0 \quad \text{"Carbon balance"}$$

$$4*m-2*d=0 \quad \text{"Hydrogen balance"}$$

$$2*a-2*b-c-d-2*f-g=0 \quad \text{"Oxygen balance"}$$

$a \cdot 3,76 \cdot 2 - 2 \cdot e - g = 0$ "Nitrogen balance"

$a_{\text{stoic}} = 2 \cdot m$ "no excess oxygen and complete combustion"

$a = a_{\text{stoic}} \cdot \lambda$ "excess air"

$r_{\text{hy}} = n_2 / n_{\text{CH}_4}$ "hava/yakıt oranı"

$P_{\text{ref}} = 1$ "reference pressure of 1 atm for evaluation of standard state Gibbs energy"

$R = 8,314$ "Universal gas constant"

$n_{\text{tot}} = b + c + d + e + f + g$ "total moles of gas"

"Define the mole fractions"

$y_{\text{CO}_2} = b / n_{\text{tot}}$; $y_{\text{CO}} = c / n_{\text{tot}}$; $y_{\text{H}_2\text{O}} = d / n_{\text{tot}}$; $y_{\text{N}_2} = e / n_{\text{tot}}$; $y_{\text{O}_2} = f / n_{\text{tot}}$;

$y_{\text{NO}} = g / n_{\text{tot}}$

$m_3_{\text{CO}_2} = n_3_{\text{CO}_2} \cdot \text{MolarMass}(\text{CO}_2)$

$m_3_{\text{CO}} = n_3_{\text{CO}} \cdot \text{MolarMass}(\text{CO})$

$m_3_{\text{H}_2\text{O}} = n_3_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{MolarMass}(\text{H}_2\text{O})$

$m_3_{\text{NO}} = n_3_{\text{NO}} \cdot \text{MolarMass}(\text{NO})$

$m_3_{\text{top}} = m_3_{\text{CO}_2} + m_3_{\text{CO}} + m_3_{\text{H}_2\text{O}} + m_3_{\text{NO}}$

"The following equations provide the specific Gibbs Free Energy for each chemical species at T_3 and the reference pressure of 1 bar"

$g_{\text{N}_2} = \text{ENTHALPY}(\text{'N}_2\text{'}; T=T_3) - (T_3 + 273,15) \cdot (\text{Entropy}(\text{'N}_2\text{'}; T=T_3; P=P_{\text{ref}}))$

$g_{\text{NO}} = \text{ENTHALPY}(\text{'NO\text{'}}; T=T_3) - (T_3 + 273,15) \cdot (\text{Entropy}(\text{'NO\text{'}}; T=T_3; P=P_{\text{ref}}))$

$g_{\text{CO}_2} = \text{ENTHALPY}(\text{'CO}_2\text{'}; T=T_3) - (T_3 + 273,15) \cdot (\text{Entropy}(\text{'CO}_2\text{'}; T=T_3; P=P_{\text{ref}}))$

$g_{\text{CO}} = \text{ENTHALPY}(\text{'CO\text{'}}; T=T_3) - (T_3 + 273,15) \cdot (\text{Entropy}(\text{'CO\text{'}}; T=T_3; P=P_{\text{ref}}))$

$g_{\text{O}_2} = \text{ENTHALPY}(\text{'O}_2\text{'}; T=T_3) - (T_3 + 273,15) \cdot (\text{Entropy}(\text{'O}_2\text{'}; T=T_3; P=P_{\text{ref}}))$

"Standard-state Gibbs Free Energy change for CO-CO₂ reaction ($\text{CO}_2 \rightarrow \text{CO} + 0.5\text{O}_2$)"

$\Delta G_{\text{top}} = 0,5 \cdot g_{\text{O}_2} + g_{\text{CO}} - g_{\text{CO}_2}$

{"Standard-state Gibbs Free Energy change for CO-CO2 reaction (C + 0.5 O2----> CO)"

DELTA G|o_1=g_CO-0,5*g_O2 }

"Standard-state Gibbs Free Energy change for N2-O2 reaction (N2 + O2 ----> 2NO)"

DELTA G|o_2=2*g_NO-g_O2-g_N2

DELTA G|o_1=-R*(T3+273,15)*ln(K_1) "Law of Mass Action for reaction 1"

DELTA G|o_2=-R*(T3+273,15)*ln(K_2) "Law of Mass Action for reaction 2"

"Definition of equilibrium constant for reaction 1"

K_1=((n3_CO* n3_O2^0,5)/(n3_CO2))*(P/n_tot)^(0,5)

{y_CO*sqrt(y_O2*P/P_ref)/(y_CO2)}

{K_1= (n3_CO/n3_O2^0,5)*(P/n_tot)^(-0,5)}

"Definition of equilibrium constant for reaction 2"

K_2=((n3_NO^2)/(n3_O2*n3_N2))*(P/n_tot) {y_NO^2/(y_O2*y_N2) }

n2_O2=a

n_CH4=m

n3_CO2=b : n3_CO=c : n3_H2O=d : n3_N2=e : n3_O2=f : n3_NO=g

"*****Enerji dengesi*****"

Hf=n_CH4*(ENTHALPY('CH4';T=Tf)){*0,95}

H3=n3_CO*(ENTHALPY('CO';T=T3))+n3_CO2*(ENTHALPY('CO2';T=T3))+n3_N2*(ENTHALPY('N2';T=T3))+n3_O2*(ENTHALPY('O2';T=T3))+n3_H2O*(ENTHALPY('H2O';T=T3))+n3_NO*(ENTHALPY('NO';T=T3))

H2=n2_N2*(ENTHALPY('N2';T=T2))+n2_O2*(ENTHALPY('O2';T=T2))

H2+Hf=H3

"***** ekserji_denklemleri *****"

To =25 : Po =1,013

es_O2=3970 : es_N2=720 : es_H2=238490 : es_H2O=11710 : es_CO=275430:es_CO2=20140:es_CH4= 836510

$$P2b=P2*(1-0,05)$$

{2b.noksası}

{Havanın kimyasal kompozisyonu çevreninkiyle aynı olduğundan 2b noktasındaki kimyasal ekserji sıfırdır.}

$$E2bk=0$$

$$yn2_N2= yn2b_N2$$

$$yn2_O2= yn2b_O2$$

$$h_2b=yn2_N2*ENTHALPY(N2;T=T2b)+yn2_O2*ENTHALPY(O2;T=T2b)$$

$$ho2b =yn2_N2*ENTHALPY(N2;T=To)+yn2_O2*ENTHALPY(O2;T=To) \text{ "[kJ/kg]"}$$

$$s2b=yn2_N2*ENTROPY(N2;T=T2b;P=P2*yn2_N2)+yn2_O2*ENTROPY(O2;T=T2b;P=P2*yn2_O2) \\ so2b=yn2_N2*ENTROPY(N2;T=To;P=Po*yn2_N2)+yn2_O2*ENTROPY(O2;T=To;P=Po*yn2_O2)$$

$$E2bf=n2*(h_2b-ho2b-(To+273,15)*(s2b-so2b))$$

$$E2b=E2bk+E2bf$$

$$E3=1029$$

"*****yakıtın_ekserjisi*****"

$$e_10=836510 \text{ {kj/kmol}}$$

$$E10=n_CH4*e_10$$

$$m_CH4=n_CH4*MolarMass(CH4)$$

"*****Ekserji kaybı*****"

$$E2b+E10-E3=E_K_YO$$

"*****Ekserji Verimi*****"

$$\epsilon_{cc1}=E3/(E2b+E10)$$

"yanma_odası"

```

"*****"
"*****Turbine *****"
"*****"

```

```

SUBPROGRAM PT(n2;h6;h5;n_CH4;eta_tis;T3;P3; n3_H2O;n3_N2;n3_O2;n3_CO2;m_f
:T4;P4;W_turb;Q_in;n3;E3;E4;E7;E8;h4;h4k;h8;h7;P7;W_turb1;W_turb2;Prt_1;Prt_2;E_
K_T)

```

$P4 = 1,017 \cdot (1 + 0,04)$

$n3 = n3_H2O + n3_N2 + n3_O2 + n3_CO2$

$yn3_H2O = n3_H2O / n3$

$yn3_N2 = n3_N2 / n3$

$yn3_O2 = n3_O2 / n3$

$yn3_CO2 = n3_CO2 / n3$

"iki kademeli ara kizdirmali genisleme"

"1.kademe"

$Prt = P3 / P4$

$P3 / P7 = Prt^{0,5}$

{P7=3,174}

$Prt_1 = P3 / P7$

$Prt_2 = P8 / P4$

$s3 = s7s$

$h3 = yn3_N2 \cdot ENTHALPY(N2; T=T3) + yn3_O2 \cdot ENTHALPY(O2; T=T3) + yn3_CO2 \cdot ENTHALPY(CO2; T=T3) + yn3_H2O \cdot ENTHALPY(H2O; T=T3)$

$h7s = yn3_N2 \cdot ENTHALPY(N2; T=T7s) + yn3_O2 \cdot ENTHALPY(O2; T=T7s) + yn3_CO2 \cdot ENTHALPY(CO2; T=T7s) + yn3_H2O \cdot ENTHALPY(H2O; T=T7s)$

$h7 = yn3_N2 \cdot ENTHALPY(N2; T=T7) + yn3_O2 \cdot ENTHALPY(O2; T=T7) + yn3_CO2 \cdot ENTHALPY(CO2; T=T7) + yn3_H2O \cdot ENTHALPY(H2O; T=T7)$

$$s3 = y_{n3_N2} * \text{ENTROPY}(N2; T=T3; P=P3 * y_{n3_N2}) + y_{n3_O2} * \text{ENTROPY}(O2; T=T3; P=P3 * y_{n3_O2}) + y_{n3_H2O} * \text{ENTROPY}(H2O; T=T3; P=P3 * y_{n3_H2O}) + y_{n3_CO2} * \text{ENTROPY}(CO2; T=T3; P=P3 * y_{n3_CO2})$$

$$s7s = y_{n3_N2} * \text{ENTROPY}(N2; T=T7s; P=P7 * y_{n3_N2}) + y_{n3_O2} * \text{ENTROPY}(O2; T=T7s; P=P7 * y_{n3_O2}) + y_{n3_H2O} * \text{ENTROPY}(H2O; T=T7s; P=P7 * y_{n3_H2O}) + y_{n3_CO2} * \text{ENTROPY}(CO2; T=T7s; P=P7 * y_{n3_CO2})$$

$$\eta_{tis} = (h3 - h7) / (h3 - h7s)$$

"1.kademe_ekserji_denklemleri"

$$T_o = 25 : P_o = 1,013 : R = 8,314 : es_O2 = 3970 : es_N2 = 720 : es_H2O = 11710 : es_CO2 = 20140 : es_CH4 = 836510$$

$$y_{n_3} = y_{n_7} = y_{n_8}$$

$$h_o3 = y_{n3_N2} * \text{ENTHALPY}(N2; T=T_o) + y_{n3_O2} * \text{ENTHALPY}(O2; T=T_o) + y_{n3_CO2} * \text{ENTHALPY}(CO2; T=T_o) + y_{n3_H2O} * \text{ENTHALPY}(H2O; T=T_o) \text{ "[kJ/kg]"}$$

$$s_o3 = y_{n3_N2} * \text{ENTROPY}(N2; T=T_o; P=P_o * y_{n3_N2}) + y_{n3_O2} * \text{ENTROPY}(O2; T=T_o; P=P_o * y_{n3_O2}) + y_{n3_H2O} * \text{ENTROPY}(H2O; T=T_o; P=P_o * y_{n3_H2O}) + y_{n3_CO2} * \text{ENTROPY}(CO2; T=T_o; P=P_o * y_{n3_CO2})$$

$$E3k = (n3_O2 + n3_H2O + n3_N2 + n3_CO2) * ((y_{n3_O2} * es_O2 + (T_o + 273,15) * R * y_{n3_O2} * \ln(y_{n3_O2})) + (y_{n3_N2} * es_N2 + (T_o + 273,15) * R * y_{n3_N2} * \ln(y_{n3_N2})) + (y_{n3_H2O} * es_H2O + (T_o + 273,15) * R * y_{n3_H2O} * \ln(y_{n3_H2O})) + (y_{n3_CO2} * es_CO2 + (T_o + 273,15) * R * y_{n3_CO2} * \ln(y_{n3_CO2})))$$

$$E3f = n3 * (h3 - h_o3 - (T_o + 273,15) * (s3 - s_o3))$$

$$E3 = E3k + E3f$$

"2.kademe"

$$P8 = P7 * (1 - 0,06)$$

$T8 = \{T7\} T3$ "T8=T3 olduğu zaman ara ısıtma : T8=T7 olduğu zaman ara ısıtmaz oluyor"

$$s8 = s4s$$

$$h8 = y_{n3_N2} * \text{ENTHALPY}(N2; T=T8) + y_{n3_O2} * \text{ENTHALPY}(O2; T=T8) + y_{n3_CO2} * \text{ENTHALPY}(CO2; T=T8) + y_{n3_H2O} * \text{ENTHALPY}(H2O; T=T8)$$

$$h4s = y_{n3_N2} * \text{ENTHALPY}(N2; T=T4s) + y_{n3_O2} * \text{ENTHALPY}(O2; T=T4s) + y_{n3_CO2} * \text{ENTHALPY}(CO2; T=T4s) + y_{n3_H2O} * \text{ENTHALPY}(H2O; T=T4s)$$

$$h4 = y_{n3_N2} * \text{ENTHALPY}(N2; T=T4) + y_{n3_O2} * \text{ENTHALPY}(O2; T=T4) + y_{n3_CO2} * \text{ENTHALPY}(CO2; T=T4) + y_{n3_H2O} * \text{ENTHALPY}(H2O; T=T4)$$

$$h4k = y_{m3_N2} * \text{ENTHALPY}(N2; T=T4) * \text{MolarMass}(N2) + y_{m3_O2} * \text{ENTHALPY}(O2; T=T4) * \text{MolarMass}(O2) + y_{m3_CO2} * \text{ENTHALPY}(CO2; T=T4) * \text{MolarMass}(CO2) + y_{m3_H2O} * \text{ENTHALPY}(H2O; T=T4) * \text{MolarMass}(H2O)$$

$$m3 = n3_O2 * \text{MolarMass}(O2) + n3_N2 * \text{MolarMass}(N2) + n3_CO2 * \text{MolarMass}(CO2) + n3_H2O * \text{MolarMass}(H2O)$$

$$y_{m3_N2} = (n3_N2 * \text{Molarmass}(N2)) / m3$$

$$y_{m3_O2} = n3_O2 * \text{MolarMass}(O2) / m3 \quad ; \quad y_{m3_CO2} = n3_CO2 * \text{MolarMass}(CO2) / m3 \quad ;$$

$$y_{m3_H2O} = n3_H2O * \text{MolarMass}(H2O) / m3$$

$$s4 = y_{n3_N2} * \text{ENTROPY}(N2; T=T4; P=P4 * y_{n3_N2}) + y_{n3_O2} * \text{ENTROPY}(O2; T=T4; P=P4 * y_{n3_O2}) + y_{n3_H2O} * \text{ENTROPY}(H2O; T=T4; P=P4 * y_{n3_H2O}) + y_{n3_CO2} * \text{ENTROPY}(CO2; T=T4; P=P4 * y_{n3_CO2})$$

$$so4 = so8$$

$$ho4 = ho8$$

$$s8 = y_{n3_N2} * \text{ENTROPY}(N2; T=T8; P=P8 * y_{n3_N2}) + y_{n3_O2} * \text{ENTROPY}(O2; T=T8; P=P8 * y_{n3_O2}) + y_{n3_H2O} * \text{ENTROPY}(H2O; T=T8; P=P8 * y_{n3_H2O}) + y_{n3_CO2} * \text{ENTROPY}(CO2; T=T8; P=P8 * y_{n3_CO2})$$

$$s4s = y_{n3_N2} * \text{ENTROPY}(N2; T=T4s; P=P4 * y_{n3_N2}) + y_{n3_O2} * \text{ENTROPY}(O2; T=T4s; P=P4 * y_{n3_O2}) + y_{n3_H2O} * \text{ENTROPY}(H2O; T=T4s; P=P4 * y_{n3_H2O}) + y_{n3_CO2} * \text{ENTROPY}(CO2; T=T4s; P=P4 * y_{n3_CO2})$$

$$\eta_{tis} = (h8 - h4) / (h8 - h4s)$$

$$W_{turb} = n3 * (h3 - h7) + n3 * (h8 - h4)$$

$$W_{turb1} = n3 * (h3 - h7)$$

$$W_{turb2} = n3 * (h8 - h4)$$

$$Q_{in} = n_{CH4} * 802310 + n3 * (h8 - h7)$$

"2.kademe_ekserji_denklemleri"

$$ho8=yn3_N2*ENTHALPY(N2;T=To)+yn3_O2*ENTHALPY(O2;T=To)+yn3_CO2*ENTHALPY(CO2;T=To)+yn3_H2O*ENTHALPY(H2O;T=To)$$

$$so8=yn3_N2*ENTROPY(N2;T=To;P=Po*yn3_N2)+yn3_O2*ENTROPY(O2;T=To;P=Po*yn3_O2)+yn3_H2O*ENTROPY(H2O;T=To;P=Po*yn3_H2O)+yn3_CO2*ENTROPY(CO2;T=To;P=Po*yn3_CO2)$$

$$E8k=(n3_O2+n3_H2O+n3_N2+n3_CO2)*((yn3_O2*es_O2+(To+273,15)*R*yn3_O2*\ln(yn3_O2))+(yn3_N2*es_N2+(To+273,15)*R*yn3_N2*\ln(yn3_N2))+(yn3_H2O*es_H2O+(To+273,15)*R*yn3_H2O*\ln(yn3_H2O))+(yn3_CO2*es_CO2+(To+273,15)*R*yn3_CO2*\ln(yn3_CO2)))$$

$$E8f=n3*(h8-ho8-(To+273,15)*(s8-so8))$$

$$E8=E8k+E8f$$

$$\{s7=s8=s4s\}$$

$$ho7=ho3$$

$$s7=yn3_N2*ENTROPY(N2;T=T7;P=P7*yn3_N2)+yn3_O2*ENTROPY(O2;T=T7;P=P7*yn3_O2)+yn3_H2O*ENTROPY(H2O;T=T7;P=P7*yn3_H2O)+yn3_CO2*ENTROPY(CO2;T=T7;P=P7*yn3_CO2)$$

$$so7=yn3_N2*ENTROPY(N2;T=To;P=Po*yn3_N2)+yn3_O2*ENTROPY(O2;T=To;P=Po*yn3_O2)+yn3_H2O*ENTROPY(H2O;T=To;P=Po*yn3_H2O)+yn3_CO2*ENTROPY(CO2;T=To;P=Po*yn3_CO2)$$

$$E7f=n3*(h7-ho7-(To+273,15)*(s7-so7))$$

$$E7k=(n3_O2+n3_H2O+n3_N2+n3_CO2)*((yn3_O2*es_O2+(To+273,15)*R*yn3_O2*\ln(yn3_O2))+(yn3_N2*es_N2+(To+273,15)*R*yn3_N2*\ln(yn3_N2))+(yn3_H2O*es_H2O+(To+273,15)*R*yn3_H2O*\ln(yn3_H2O))+(yn3_CO2*es_CO2+(To+273,15)*R*yn3_CO2*\ln(yn3_CO2)))$$

$$E7=E7f+E7k$$

$$E4k=E7k$$

$$E4f=n3*(h4-ho4-(To+273,15)*(s4-so4))$$

$$E4=E4k+E4f$$

```
"*****ekserji_kaybi*****"
```

```
E3-E7-W_turb1=E_K_T1
```

```
E8-E4-W_turb2=E_K_T2
```

```
E_K_T=E_K_T1+E_K_T2
```

```
"*****ekserji verimi*****"
```

```
epsilon_t1=W_turb1/(E3-E7)
```

```
epsilon_t2=W_turb2/(E8-E4)
```

```
end
```

```
"*****"
```

```
"*****ARA_SOGUTUCU*****"
```

```
"*****"
```

```
SUBPROGRAM ARA_SOGUTUCU
```

```
(E5;E6;T1;h5;h6;n2:Qout;nwc;E13;E12;T12;T13;m_su;h12;h13;T_FARK;E_K_AS)
```

```
R=8,314
```

```
es_H2O=2,5 {Kj/kg}
```

```
n2=n5
```

```
so12=ENTROPY(Water;T=T1;P=P1)
```

```
ho12=Enthalpy(Water;T=T1;P=P1)
```

```
so12=so13
```

```
ho12=ho13
```

```
h12=Enthalpy(Water;T=T12;P=P12)
```

```
h13=Enthalpy(Water;T=T13;P=P13)
```

```
s12=ENTROPY(Water;T=T12;P=P12)
```

```
s13=ENTROPY(Water;T=T13;P=P13)
```

$$T1=T0$$

$$T12=5$$

$$T13=10$$

$$P1=P12$$

$$P12=1,013$$

$$P13=P12*(1-0,03)$$

$$Qout=n5*(h5-h6)$$

$$Qout=nwc*(h13-h12)$$

$$m_su=nwc*MolarMass(Water)$$

$$T_FARK=T13-T12$$

$$E12f=nwc*(h12-ho12-(T1+273,15)*(s12-so12))$$

$$E12k = nwc*(1*es_water+(T1+273,15)*R*1*\ln(1))$$

$$\{E12k=0 \text{ "kimyasal bir reaksiyon yok, ihmal ediyoruz"}\}$$

$$es_water=900$$

$$\{E12k2=2,5*m_su \text{ {Kj/s}} \text{ "Bazı makalelerde suyun özgül kimyasal ekserjisi bu şekilde hesaplanmış"}\}$$

$$E12=E12f+E12k$$

$$E13f=nwc*(h13-ho13-(T1+273,15)*(s13-so13))$$

$$E13k = nwc*(1*es_water+(T1+273,15)*R*1*\ln(1))$$

$$\{E13k=0 \text{ "kimyasal bir reaksiyon yok, ihmal ediyoruz"}\}$$

$$\{E12k2=E13k2\}$$

$$E13=E13f+E13k$$

$$*****ekserji_kaybı*****$$

$$E12+E5-E13-E6=E_K_AS$$

end

```
*****  
*****ARA_ISITICI*****  
*****
```

SUBPROGRAM ARA_ISITICI (E7;E8;n3;h8;h7:Qin;n11;E11;m_f2;E_K_AI)

n3=n7

CH4alt=802310 {kj/kmol}

m_f2=n11*MolarMass(CH4)

Qin=n11*CH4alt

Qin=n7*(h8-h7)

e_11=836510 {kj/kmol}

E11=n11*e_11

*****Ekserji kaybı*****

E7+E11-E8=E_K_AI

*****Ekserji Verimi*****

epsilon_cc2=E8/(E7+E11) "yanma_odası"

end

```
*****  
*****MALIYET_HESABI*****  
*****
```

SUBPROGRAM MALIYET_HESABI

(m_f;E_K_C;E_K_YO;E_K_T;E_K_REG;E_K_AI;E_K_AS;Prt_1;Prt_2;Prc_k1;Prc_k2;nwc;n3;E11;E8;P4;W_turb1;W_turb2;E7;eta_tis;P7;P3;P2b;T3;E10;E3;E2b;E4;E9;T9;T2;T2b;T4;h4;h_9;m_CH4;E13;E12;m_su;h12;h13;T6;T5;E1;W_comp1;W_comp2;E2;E5;E6;m1;eta_cis;Prc :
TLM_reg;c_wt2_son;c_wt1_son;epsilon_eks;cw;E_T;Z_TOP;E_K_TOPLAM;K_t_son;K_c2_son;K_cc1_son;K_rn_son;K_k_son;K_ısı_son)

$$\epsilon_{\text{eks}} = (W_{\text{turb1}} + W_{\text{turb2}} - W_{\text{comp1}} - W_{\text{comp2}}) / (E_{10} + E_{11})$$

$$E_T = (W_{\text{turb1}} + W_{\text{turb2}} - W_{\text{comp1}} - W_{\text{comp2}}) * 0,99 * 0,977$$

$$E_K_{\text{TOPLAM}} = E_K_C + E_K_{\text{YO}} + E_K_T + E_K_{\text{REG}} + E_K_{\text{AI}} + E_K_{\text{AS}} + E_9$$

$$c_1 = 0$$

$$c_{12} = 0$$

$$c_{13} = 0$$

$$c_{10n} = 0,0023 / 1000 \{ \$ / \text{KJ} \}$$

$$c_{3n} = c_{7n}$$

$$c_{4n} = c_{8n}$$

$$c_{4n} = c_{9n}$$

$$c_{11n} = c_{10n}$$

$$c_{\text{wk1}} = c_{\text{wt1}}$$

$$c_{\text{wk2}} = c_{\text{wt2}}$$

$$n_3 = n_4$$

$$C_{33} = 71,1 \quad \{ \$ / (\text{kg/s}) \}$$

$$C_{34} = 0,9 \quad \{ \text{birimsiz} \}$$

$$C_{35} = 4122 \quad \{ \$ / (\text{m}^{1,2}) \}$$

$$C_{36} = 0,018 \quad \{ \text{KW} / (\text{m}^2 \text{K}) \}$$

$$C_{37} = 46,8 \quad \{ \$ / (\text{kg/s}) \}$$

$$C_{38} = 0,995 \quad \{ \text{birimsiz} \}$$

$$C_{39} = 0,018 \quad \{ 1/\text{K} \}$$

$$C_{40} = 26,4 \quad \{ \text{birimsiz} \}$$

$$C_{41} = 479,34 \quad \{ \$ / (\text{kg/s}) \}$$

$$C42=0,92 \quad \{\text{birimsiz}\}$$

$$C43=0,036 \quad \{1/K\}$$

$$C44=54,4 \quad \{\text{birimsiz}\}$$

$$K_k1=z*((C33*m1)/(C34-eta_cis))*Prc_k1*\ln(Prc_k1)$$

$$K_isi=z*C35*((nwc)*((h13-h12)/(C36*TLM_isi)))^0,6$$

$$TLM_isi=(tin1-tout1)/(\ln((tin1+273,15)/(tout1+273,15)))$$

$$T12=5$$

$$T13=10$$

$$tin1=T5-T12$$

$$tout1=T6-T13$$

$$K_k2=z*((C33*m1)/(C34-eta_cis))*Prc_k2*\ln(Prc_k2)$$

$$(c_1*E1+c_wk1*W_comp1+K_k1)/E5=c_5$$

$$c_1son=c_1*1000*3600$$

$$c_5son=c_5*1000*3600$$

$$c_6n*E6+c_13*E13-c_5*E5-c_12*E12-K_isi=0$$

$$c_6nson=c_6n*1000*3600$$

$$(c_5*E5+c_wk2*W_comp2+K_k2)/E2=c_2n$$

$$c_2nson=c_2n*1000*3600$$

$$K_rn=z*C35*(n4*((h4-h_9)/(C36*TLM_reg)))^0,6$$

$$TLM_reg=(tin2-tout2)/(\ln((tin2+273,15)/(tout2+273,15)))$$

$$tin2=T9-T2$$

$$tout2=T4-T2b$$

$$(c_2n*E2+c_4n*E4-c_9n*E9+K_rn)/E2b=c_2bn$$

$$c_{4nson}=c_{4n}*1000*3600$$

$$c_{9nson}=c_{9n}*1000*3600$$

$$K_{cc1}=\left(\frac{C37*m1}{C38-(P3/P2b)}\right)*(1+\exp(C39*(T3+273,15)-C40))^z$$

$$(c_{2bn}*E2b+c_{10n}*E10+K_{cc1})/E3=c_{3n}$$

$$c_{2bnson}=c_{2bn}*1000*3600$$

$$c_{10nson}=c_{10n}*1000*3600$$

$$c_{3nson}=c_{3n}*1000*3600$$

"c_10 >> CH4'ün perakende satış fiyatı. 1 Dolar = 1000 mills"

$$mg=m1+m_f$$

$$K_{t1}=\left(\frac{C41*mg}{C42-\eta_{tis}}\right)*\ln(Prt_1)*(1+\exp(C43*(T3+273,15)-C44))^z$$

$$(c_{3n}*E3-c_{7n}*E7+K_{t1})/W_{turb1}=c_{wt1}$$

$$c_{wt1_son}=c_{wt1}*1000*3600 \text{ { mills/KWh}}$$

$$c_{7nson}=c_{7n}*1000*3600$$

$$K_{cc2}=\left(\frac{C37*m1}{C38-(P8/P7)}\right)*(1+\exp(C39*(T8+273,15)-C40))^z$$

$$(c_{7n}*E7+c_{11n}*E11+K_{cc2})/E8=c_{8n}$$

$$c_{8nson}=c_{8n}*1000*3600$$

$$c_{11nson}=c_{11n}*1000*3600$$

$$P8=P7*(1-0,06)$$

$$T3=T8$$

$$K_{t2}=\left(\frac{C41*mg}{C42-\eta_{tis}}\right)*\ln(Prt_2)*(1+\exp(C43*(T8+273,15)-C44))^z$$

$$(c_{8n}*E8-c_{4n}*E4+K_{t2})/W_{turb2}=c_{wt2}$$

$$c_{wt2_son}=c_{wt2}*1000*3600 \text{ { mills/KWh}}$$

$$cw=c_{wt2_son}+c_{wt1_son}$$

$$z=CRF*ksi/(LF*3600)$$

$$LF=8000$$

$$CRF=r_i*((1+r_i)^{eo})/(((1+r_i)^{eo})-1)$$

$$r_i=0,09$$

$$eo=20$$

$$ksi=1,06$$

$$Z_TOP=(K_t2+K_cc2+K_t1+K_cc1+K_rn+K_k2+K_isi+K_k1)*3600*1000$$

$$K_t2_son=K_t2*3600*1000$$

$$K_cc2_son=K_cc2*3600*1000$$

$$K_t1_son=K_t1*3600*1000$$

$$K_cc1_son=K_cc1*3600*1000$$

$$K_rn_son=K_rn*3600*1000$$

$$K_k2_son=K_k2*3600*1000$$

$$K_isi_son=K_isi*3600*1000$$

$$K_k1_son=K_k1*3600*1000$$

$$K_k_son=K_k1_son+K_k2_son$$

$$K_t_son=K_t1_son+K_t2_son$$

end

$$W_{net}=(W_{turb}-W_{comp})*0,99*0,977$$

$$\eta_{th}=W_{net}/(Q_{in})$$

*****Sistem Parametreleri*****

Tf=25" yakit giris sıcakligi K"

$$T3=1200$$

$m_1=1$

$\eta_{cis}=0,82$ "0,82"

$\eta_{tis}=0,85$ "0,85"

$Prc=\{15\}10$

$T_1=25$

$T_{2b}=700$

$\eta_R=0,75$

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Eyyüp Osman ECE
Doğum Tarihi ve Yeri :01.01.1983/Diyarbakır
Yabancı Dili :İngilizce-Almanca
E-posta :eyyup.ece@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine	Kocaeli Üniversitesi	2008
Lise	Fen	Dicle Koleji	2003

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2010 - ...	Mercedes Benz Technology	Şasi Mühendisi
2008 – 2010	Mercedes Benz Türk A.Ş	Ürün Geliştirme Mühendisi