

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

**GAZ TÜRBİNLERİNİN TERMOEKONOMİK PERFORMANSINA
ETKİ EDEN PARAMETRELERİN ANALİZİ VE
OPTİMİZASYONU**

YALÇIN DURMUŞOĞLU

**DOKTORA TEZİ
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ
PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. YASİN ÜST**

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GAZ TÜRBİNLERİNİN TERMOEKONOMİK PERFORMANSINA
ETKİ EDEN PARAMETRELERİN ANALİZİ VE
OPTİMİZASYONU

Yalçın DURMUŞOĞLU tarafından hazırlanan tez çalışması 14.03.2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Yasin ÜST
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Yasin ÜST
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Tamer YILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Adnan PARLAK
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ahmet ERDİL
Kocaeli Üniversitesi

Doç. Dr. Cengiz DENİZ
İstanbul Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Bu doktora tez çalışmasında, başlangıçtan son haline ulaşmaya kadar geçen zaman aralığında kıymetli vakitlerini bana ayırmak suretiyle tezimin her kademesinde bana desteğini esirgemeyen sevgili hocam Doç.Dr. Yasin ÜST'e sonsuz şükranlarımı sunarım.

Ayrıca manevi destekleri ile bana her zaman moral ve motivasyon sağlayan kıymetli hocalarım Prof.Dr. Tamer Yılmaz ve Prof.Dr. Adnan PARLAK' a, görevli olduğum İTÜ Denizcilik Fakültesi, Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği bölümü bölüm başkanım, ağabeyim, hocam kısacası her şeyim değerli hocam Doç.Dr. Cengiz DENİZ hocama ve son olarak uzaklardan gelerek doktora tez sınavımda görev almayı kabul eden ve değerli fikirleriyle tezime katkı sağlayan sayın hocam Prof.Dr. Ahmet ERDİL'e büyük minnet duygularıyla teşekkürlerimi sunarım.

Bununla birlikte en sıkıntılı anlarımda hep yanımda olan, bana karşı büyük sabır ve anlayış gösteren, verdikleri manevi desteklerinden dolayı değerli Eşim ve kıymetli çocuklarıma; bugünlere beni yetiştiren ve üzerimdeki haklarını asla ödeyemeyeceğim, dualarıyla bana manen destek olan büyük insanlar Anne ve Babam'a; ve tabii ki büyük minnet borçlu olduğum İlkokulum'dan bugüne kadar geldiğim süreçte üzerimde emeklerini kesinlikle inkar edemeyeceğim kıymetli tüm hocalarıma teşekkürü borç bilirim.

Mart, 2013

Yalçın DURMUŞOĞLU

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xvi
BÖLÜM 1.....	1
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
1.2 Tezin Amacı	29
1.3 Hipotez	30
BÖLÜM 2.....	31
KLASİK TERMOEKONOMİK MODEL.....	31
2.1 Klasik Termoekonomik Modele Göre Analiz ve Optimizasyon	31
2.2 Kapalı Çevrime Göre Çalışan, Basınç Kayıplı, Tersinmez ve Rejeneratörlü Gaz Türbinli Bir Tesisin Klasik Termodinamiğe Göre Teorik Modeli....	31
2.2.1 Klasik Termoekonomik Analiz İçin Toplam Maliyet	36
2.2.2 Yakıt Maliyeti.....	37
2.2.3 Yıllık Yatırım Maliyet Hesabı.....	37
2.2.4 Çevresel Maliyet Hesabı.....	38
2.2.5 Yanma Ürünlerine Ait Gaz Özelliklerinin Hesaplanması	40
2.2.5.1 FARG (Fuel Air Residual Gas) Alt Programı.....	40
2.2.5.2 ECP (Equilibrium Combustion Products) Alt Programı.....	42
2.3 Tesisin Klasik Termoekonomik Modele Göre Nümerik Analizi	44
2.3.1 Maksimum Sıcaklık Oranının Etkisi	45
2.3.2 Rejeneratör Etkinliğinin Etkisi	48
2.3.3 Basınç Kayıp Parametresinin Etkisi	51
2.3.4 Kompresör İzentropik Veriminin Etkisi	54

2.3.5	Türbin İzentropik Veriminin Etkisi	57
2.3.6	Klasik Termoekonomik Modele Göre Kompresör Basınç Oranı Parametresinin Toplam Maliyet ve Bileşenlerine Etkisi	59
2.4	Klasik Termoekonomik Modele Göre Analiz ve Optimizasyon Sonuçları	62
BÖLÜM 3.....		65
SONLU ZAMAN TERMOEKONOMİK MODELİ		65
3.1	Sonlu Zaman Termoekonomik Modele Göre Analiz ve Optimizasyon	65
3.2	Kapalı Çevrime Göre Çalışan, Basınç Kayıplı, Tersinmez ve Rejeneratörlü Gaz Türbinli Bir Tesisin Sonlu Zaman Termodinamiğine Göre Analiz ve Optimizasyonu.....	65
3.3	Tesisin Sonlu Zaman Termoekonomik Modeline Göre Nümerik Analizi	77
3.3.1	Rejeneratör Etkinliğinin Etkisi	78
3.3.2	Kompresör İzentropik Veriminin Etkisi.....	81
3.3.3	Türbin İzentropik Veriminin Etkisi	84
3.3.4	Basınç Kayıp Parametresinin Etkisi	88
3.3.5	Kaynak Sıcaklık Oranlarının Etkisi.....	91
3.3.6	Sonlu Zaman Termoekonomik Modele Göre Kompresör Basınç Oranı Parametresinin Toplam Maliyet ve Bileşenlerine Etkisi	95
3.4	Tesisin Sonlu Zaman Termoekonomik Modele Göre Analiz ve Optimizasyon Sonuçları	100
BÖLÜM 4.....		102
EKSERJOEKONOMİK ANALİZ MODELİ		102
4.1	Ekserjoekonomik Modele Göre Analiz ve Optimizasyon.....	102
4.2	Ekserjoekonomik Metotlar	103
4.2.1	Cebrik Metotlar	103
4.2.1.1	Ekserjetik Maliyet Teorisi (TEC)	103
4.2.1.2	Ekserjetik Maliyet Teorisi- Dağılım Metodolojisi (TECD).....	103
4.2.1.3	Ekserjoekonomik Analiz Metotları (EEA)	104
	LIFO Prensibi	104
	MOPSA Yaklaşımı.....	105
	SPECO/AVCO Yaklaşımı.....	106
	Maliyet Dengesi	106
4.2.2	Hesaba Dayalı Metotlar	107
4.2.2.1	Termoekonomik Fonksiyonel Yaklaşım (TFA).....	107
4.2.2.2	Mühendislik Fonksiyonel Analizi (EFA).....	108
4.2.2.3	Termoekonomik Yapısal Teori (STT)	108
4.2.3	Ekserjoekonomik analizler için diğer bağıntılar.....	108
4.3	Kapalı Çevrime Göre Çalışan, Basınç Kayıplı, Tersinmez ve Rejeneratörlü Gaz Türbinli Bir Tesisin Ekserji Analizi için Termodinamik Teorik Modeli	109
4.4	Sistemin Kontrol Hacmi	110
4.5	Sistem Elemanları.....	111
4.6	Akım Hatlarının Termodinamik Değerleri (P, T, $\dot{m}$)	111
4.7	Tesis Akım Hatlarının Entalpi ve Entropi Değerleri	113
4.8	Ekserji Denklemleri.....	113

4.8.1	Fiziksel Ekserji Hesabı	114
4.8.2	Kimyasal Ekserji Hesabı	114
4.8.3	Diğer Ekserji Hesapları	115
4.8.4	Farklı Enerji Türlerinin Ekserjileri	116
4.8.4.1	İş ($\dot{W}$) Ekserjisi:	116
4.8.4.2	Isı ($\dot{Q}$) Ekserjisi:	117
4.8.4.3	Yakıt Ekserjisi ($\dot{E}_f$)	117
	Katı yakıtlar için:	118
	Sıvı yakıtlar için:	118
	Gaz yakıtlar için:	118
4.9	Ekserjoekonomik Denklemler	118
4.9.1	Maliyet Denge Denklemleri	118
4.9.2	Ekserji Bozunum Maliyet Denklemleri.....	119
4.9.3	İlk Yatırım ve İşletme-Bakım Maliyetleri.....	120
4.9.4	Ekserjoekonomik Parametreler	120
4.10	Tesisin Ekserjoekonomik Modele Göre Nümerik Analizi	121
4.10.1	Rejeneratör Etkinliğinin Etkisi	122
4.10.2	Maksimum Sıcaklık Oranının Etkisi	126
4.10.3	Kompresör Ve Türbin İzentropik Verimlerinin Etkisi	128
4.10.4	Basınç Kayıp Parametresinin Etkisi	134
4.10.5	Ekserjoekonomik Modele Göre Kompresör Basınç Oranı Parametresinin Toplam Ekserji Maliyeti ve Bileşenlerine Etkisi.....	137
4.11	Ekserjoekonomik Modele Göre Analiz ve Optimizasyon Sonuçları	145
BÖLÜM 5		147
SONUÇ VE ÖNERİLER		147
KAYNAKLAR		156
ÖZGEÇMİŞ		163

SİMGE LİSTESİ

A	Isı transfer alanı
$\dot{C}$	Isı kapasitesi
C_T	Toplam maliyet
$\dot{E}_K$	Kompresör işi toplam ekserjisi
$\dot{E}_T$	Sistemden birim zamanda elde edilen toplam ekserji
$\dot{E}_W$	Sistemden birim zamanda elde edilen güç çıktısının ekserjisi
$\dot{E}_Q$	Sistemden birim zamanda elde edilen ısıнын ekserjisi
$\dot{E}_D$	Ekserji bozunum maliyeti
$\dot{E}^K$	Kinetik enerji
$\dot{E}^P$	Potansiyel enerji
$\dot{E}^{PH}$	Fiziksel ekserji
$\dot{E}^{CH}$	Kimyasal ekserji
ζ	Çıkış
g	Giriş
h	Hava; entalpi
i	Yıllık faiz oranı
k	İzentropik üs; komponent
s	Soğutucu
M_a	Havanın mol ağırlığı
M_F	Yakıtın mol ağırlığı
M_g	Egzoz gazlarının mol ağırlığı
H	Tesisin yıllık çalışma süresi
$\dot{m}$	Kapalı çevrime göre çalışan sistemin kütle debisi
$\dot{m}_a$	Yanma havası kütledebisi
$\dot{m}_f$	Yakıtın kütledebisi
n	Tesis ömrü
P	Basınç
Pr_c	Kompresör basınç oranı
Pr_t	Türbin basınç oranı
$\dot{Q}$	Birim zamanda transfer edilen ısı
R	Evrensel gaz sabiti
S	Entropi

$\dot{S}_g$	Birim zamanda üretilen entropi
T	Sıcaklık
U	Toplam ısı transfer katsayısı
u	İç enerji
V	Hacim
$\dot{W}$	Güç çıkışı
α	Maksimum sıcaklık oranı; Yakıtın karbon mol sayısı
ε	Molar yakıt-hava oranı; ısı değiştirici etkinliği; basınç kayıp oranı
η	Isıl verim
η_c	Kompresör izentropik verimi
η_T	Türbin izentropik verimi
τ	Kaynak sıcaklık oranı
ζ	Sistemin toplam basınç kayıp parametresi
ξ	Isı kaçağı parametresi
φ	İşletme-bakım maliyet faktörü
ϕ	Yakıt-hava eşdeğerlik oranı; yakıtın ekserji katsayısı
ϕ_c	Kompresör basınç oranı parametresi
ϕ_T	Türbin basınç oranı parametresi
ν	Yanma ürünlerinin mol oranı
$\dot{Z}_k$	Tesis bileşenlerinin yıllık yatırım maliyeti

KISALTMA LİSTESİ

C	Kompresör alt indisi
CC	Yanma odası
CCGT	Kombine çevrimli gaz türbinli tesis
CGAM	C. Frangopoulos, G. Tsatsaronis, A. Valero, and M. von Spakovsky
CRF	Yıllık ikame faktörü
CO	Karbonmonoksit
CO ₂	Karbondioksit
CL	Soğutucu
ENV	Çevre
ESI	Energy tasarruf indeksi
EXH	Egzoz gazları
F	Yakıt
FLW	Akım hattı
GA	Genetik algoritma
H	Sıcak ısı kaynağı
I	İlk yatırım
ICRH	Ara soğutma ve ısıtma
JB	Joule- Brayton
L	Soğuk ısı kaynağı
LHV	Alt ısı değer
LK	Isı kaçağı
LMTD	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
NO _x	Azotoksit
OM	İşletme-bakım
Opt	Optimum şartlar
R	Rejeneratör
rc	Rejeneratör soğuk hava tarafı
rh	Rejeneratör sıcak hava tarafı
Rec	Reküpreatör
PEC	Ekipman satın alma maliyeti
T	Türbin
TEMP	Termoekonomik modüler program
TCI	Toplam yatırım maliyeti
UHC	Yanmamış hidrokarbonlar
YH	Yanma havası

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Dıştan tersinir bir makine için ısı-verim ve güç- verim ilişkisi [23]..... 12
Şekil 1.2	Dıştan tersinir bir ısı makinesinin ekonomik modeli [24]. 13
Şekil 2.1	Kapalı çevrime göre çalışan, basınç kayıplı ve rejeneratörlü tersinmez bir gaz türbini tesis şeması..... 32
Şekil 2.2	Kapalı çevrime göre çalışan, basınç kayıplı ve rejeneratörlü tersinmez bir gaz türbini tesisinin T-S diyagramı..... 33
Şekil 2.3	Termoekonomik amaç fonksiyonu (F)' in, (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C ; (b) çevrimin net işi $\dot{W}$ ve (c) çevrimin ısı verime η_{JB} , çevrimin değişen sıcaklık oranları α 'ya bağlı olarak etkisinin grafiği..... 48
Şekil 2.4	Termoekonomik amaç fonksiyonu (F)' in, (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C ; (b) çevrimin net işi $\dot{W}$ ve (c) çevrimin ısı verime η_{JB} , Rejeneratör etkinlik değeri ϵ_R ' ye bağlı olarak etkisinin grafiği..... 50
Şekil 2.5	Termoekonomik amaç fonksiyonu (F)' in, (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C ; (b) çevrimin net işi $\dot{W}$ ve (c) çevrimin ısı verime η_{JB} , çevrimin basınç kayıp parametresine ζ ' ye bağlı olarak etkisinin grafiği... 53
Şekil 2.6	Termoekonomik amaç fonksiyonu (F)' in, (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C ; (b) çevrimin net işi $\dot{W}$ ve (c) çevrimin ısı verime η_{JB} , çevrimin farklı kompresör izentropik verimlerine bağlı grafiği..... 56
Şekil 2.7	Termoekonomik amaç fonksiyonu (F)' in, (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C ; (b) çevrimin net işi $\dot{W}$ ve (c) çevrimin ısı verime η_{JB} , çevrimin farklı türbin izentropik verimlerine bağlı grafiği..... 59
Şekil 2.8	Toplam maliyet ve bileşenlerinin kompresör basınç oranı parametresine bağlı olarak, (a) çevrimin sıcaklık oranı $\alpha=5.0$ ve (b) Rejeneratör etkinlik değeri $\epsilon_R=0.88$ olması halindeki, etkisinin grafiği..... 60
Şekil 2.9	Toplam maliyet ve bileşenlerinin kompresör basınç oranı parametresine bağlı olarak, (a) çevrimin basınç kayıpları parametresi $\zeta=1.10$ ve (b) kompresör izentropik verimi $\eta_C = 0.86$ olması halindeki, etkisinin grafiği..... 61
Şekil 2.10	Türbin izentropik verimi $\eta_T = 0.86$ değerinde iken toplam maliyet ve bileşenlerinin kompresör basınç oranı parametresine bağlı olarak değişimi..... 62
Şekil 3.1	Kapalı, Basınç Kayıplı, Tersinmez ve Rejeneratörlü Gaz Türbinli Bir Tesisin Sonlu Zaman Termodinamik Modeli ve T-S diyagramı..... 66

Şekil 3.2	Rejeneratör etkinlik değeri ε_R 'ye bağlı olarak; βF amaç fonksiyonunun (a) kompresör basınç oranı ϕ_C 'ye göre, (b) boyutsuz net iş $\bar{W}$ 'e göre, (c) çevrim verimi η_{JB} 'a göre, (d) boyutsuz entropi üretimi $\bar{S}_g$ 'ye göre değişimleri ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $U_H=U_L=U_R=0.5$ kW/m ² .K, $\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$).....	80
Şekil 3.3	Kompresör izentropik verimi η_C 'ye bağlı olarak (a) kompresör basınç oranı ϕ_C 'nin, (b) boyutsuz net güç $\bar{W}$ 'nin, (c) çevrim verimi η_{JB} 'nin, (d) boyutsuz entropi üretimi $\bar{S}_g$ 'nin, amaç fonksiyonu βF 'ye etkileri ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_T=0.95$, $U_H=U_L=U_R=0.5$ kW/m ² .K, $\varepsilon_R=\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$).....	84
Şekil 3.4	Gaz türbini izentropik verimi η_T 'ye bağlı olarak (a) kompresör basınç oranı ϕ_C 'nin, (b) boyutsuz net güç $\bar{W}$ 'nin, (c) çevrimin termik verimi η_{JB} 'nin, (d) boyutsuz entropi üretimi $\bar{S}_g$ 'nin, amaç fonksiyonu βF 'ye etkileri ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $U_H=U_L=U_R=0.5$ kW/m ² .K, $\varepsilon_R=\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$).....	87
Şekil 3.5	Basınç kayıp parametresi ζ 'ye bağlı olarak (a) kompresör basınç oranı ϕ_C 'nin, (b) boyutsuz net güç $\bar{W}$ 'nin, (c) termik verimi η_{JB} 'nin, (d) boyutsuz entropi üretimi $\bar{S}_g$ 'nin, amaç fonksiyonu βF 'ye etkileri ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.95$, $U_H=U_L=U_R=0.5$ kW/m ² .K, $\varepsilon_R=\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$).....	91
Şekil 3.6	Isı kaynakları sıcaklık oranı τ 'ya bağlı olarak (a) kompresör basınç oranı ϕ_C 'nin, (b) boyutsuz net güç $\bar{W}$ 'nin, (c) çevrim verimi η_{JB} 'nin, (d) boyutsuz entropi üretimi $\bar{S}_g$ 'nin, amaç fonksiyonu βF 'ye etkileri ($T_L=300$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.95$, $U_H=U_L=U_R=0.5$ kW/m ² .K, $\varepsilon_R=\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$).....	94
Şekil 3.7	Toplam maliyet ve bileşenlerinin, kompresör basınç oranı ile, (a) Rejeneratör etkinlik değeri $\varepsilon_R = 0.80$ 'de, (b) Tesisin basınç kayıp parametresi $\tau = 1.20$ 'de, (c) Kompresör izentropik verimi $\eta_C = 0.80$ 'de, (d) türbin izentropik verimi $\eta_T = 0.80$ 'de, (e) ısı kaynakları sıcaklık oranı $\tau = 4.0$ 'deki değişimleri ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $U_H=U_L=U_R=0.5$ kW/m ² .K, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$, $k_1=0.5, k_2=0.1, k_3=0.05$).....	98
Şekil 3.8	Optimal basınç oranı parametresi ile (a) optimal entropi üretiminin, (b) optimal termik verimin değişik ε_R ve ζ değerleri için değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.80$, $\eta_T=0.80$, $U_H=U_L=U_R=0.5$ kW/m ² .K).....	99
Şekil 4.1	Teorik çevrime ait komtrol hacimleri.....	111
Şekil 4.2	Rejenaratör etkinlik değeri ε_R ile (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C 'nin, (b) tesisten elde edilen net güç çıktısı $\bar{W}$ 'nin, (c) tesisin termik verimi η_{JB} 'nin, amaç fonksiyonu F 'e göre değişimleri.....	125

Şekil 4.3	Maksimum sıcaklık parametresi α ile (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C 'nin, (b) tesisten elde edilen net güç çıktısı $\dot{W}$ 'nin, (c) tesisin termik verimi η_{JB} 'nın, amaç fonksiyonu F'e göre değişimleri.....	128
Şekil 4.4	Kompresör izentropik verimi η_C ile (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C 'nin, (b) tesisten elde edilen net güç çıktısı $\dot{W}$ 'nin, (c) tesisin termik verimi η_{JB} 'nın, amaç fonksiyonu F'ye göre değişimleri....	132
Şekil 4.5	Türbin izentropik verimi η_T ile (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C 'nin, (b) tesisten elde edilen net güç çıktısı $\dot{W}$ 'nin, (c) tesisin termik verimi η_{JB} 'nın, amaç fonksiyonu F'ye göre değişimleri.....	133
Şekil 4.6	Tesis basınç kayıp parametresi (ζ) 'nin, (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C 'nin, (b) tesisten elde edilen net güç çıktısı $\dot{W}$ 'nin, (c) tesisin termik verimi η_{JB} 'nın, amaç fonksiyonu F'ye göre değişimleri....	136
Şekil 4.7	Kompresör basınç oranı parametresi ile (a) toplam ekserji maliyeti, akış hatları ekserji maliyetleri ve çevresel ekserji maliyetlerinin, (b) yakıt ekserjisi ve ekserji bozunum maliyetlerinin, rejeneratör etkinlik değeri ile değişimi ($\epsilon_R=0.90$).....	138
Şekil 4.8	Kompresör basınç oranı parametresi ile (a) toplam ekserji maliyeti, akış hatları ekserji maliyetleri ve çevresel ekserji maliyetlerinin, (b) yakıt ekserjisi ve ekserji bozunum maliyetlerinin, çevrimin maksimum sıcaklık oranı parametresi ile değişimi ($\alpha = 5.0$).....	140
Şekil 4.9	Kompresör basınç oranı parametresi ile (a) toplam ekserji maliyeti, akış hatları ekserji maliyetleri ve çevresel ekserji maliyetlerinin, (b) yakıt ekserjisi ve ekserji bozunum maliyetlerinin, kompresör izentropik verimi ile değişimi ($\eta_C = 0.85$).....	141
Şekil 4.10	Kompresör basınç oranı parametresi ile (a) toplam ekserji maliyeti, akış hatları ekserji maliyetleri ve çevresel ekserji maliyetlerinin, (b) yakıt ekserjisi ve ekserji bozunum maliyetlerinin, türbin izentropik verimi ile değişimi ($\eta_T = 0.85$).....	143
Şekil 4.11	Kompresör basınç oranı parametresi ile (a) toplam ekserji maliyeti, akış hatları ekserji maliyetleri ve çevresel ekserji maliyetlerinin, (b) yakıt ekserjisi ve ekserji bozunum maliyetlerinin, basınç kayıp parametresi ile değişimi ($\zeta = 1.20$).....	144

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1.1 Bir gaz türbinli tesiste rejeneratörün etkisi.	28
Çizelge 2.1 Satın alma maliyet denklemlerinde kullanılan sabitler [6,56].	38
Çizelge 2.2 Yakıtların sabit katsayı değerleri[84].	42
Çizelge 2.3 Elemanter tepkime denge sabitleri [84].	44
Çizelge 2.4 Tesis tasarım parametreleri ile toplam maliyet ve bileşenlerinin değişim aralıkları.	63
Çizelge 3.1 Tesis tasarım parametreleri ile maliyet bileşenlerinin değişim aralıkları.	100
Çizelge 4.1 Ekserji analizi için gerekli olan termodinamik parametreler.	112
Çizelge 4.2 Tesis entalpi ve entropi değerleri.	113
Çizelge 4.3 Tesisin ekserji değerleri.	116
Çizelge 4.4 Tesis elemanlarının ekserji denge denklemleri.	117
Çizelge 4.5 Tesis elemanlarının maliyet denge denklemleri.	119
Çizelge 4.6 Tesis tasarım parametreleri ile maliyet bileşenlerinin değişim aralıkları.	145

GAZ TÜRBİNLERİNİN TERMOEKONOMİK PERFORMANSINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

Yalçın DURMUŞOĞLU

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Yasin ÜST

Günümüzde enerjinin verimli kullanılması dünyanın en güncel sorunlarından biri haline gelmiştir. Bu nedenle, enerji verimliliği ile ilgili konularda yapılan bilimsel çalışmalar her geçen yıl artan bir hızla devam etmektedir. Enerji verimliliği, enerji kaynaklarının israf edilmeden, birim güç üretimi miktarı başına enerji tüketiminin azaltılmasıdır. Enerji konusunda yapılan termodinamik çalışmalar, enerjinin nitelik ve niceliği hakkında fikir verirken, üretilen enerjinin verimliliği hakkında somut bir yaklaşım sağlayamamaktadır. Bu konuda atılan adımlar ve yapılan çalışmalar neticesinde termoekonomik adı altında yeni bir bilim alanı doğmuştur. Minimum maliyetle maksimum enerji üretimi için kendine ait analiz ve optimizasyon yöntemleri bulunan termoekonomi, termodinamik bilimi ile enerji ekonomisi biliminin temellerinden oluşmuştur. Literatürde termoekonomik analizlere dayanan çalışmalar genellikle güç tesislerinde birim enerji üretimine etki eden termodinamik parametrelerin maliyetlerle olan ilişkilerini gözönüne alan analizleri kapsamaktadır. Ancak bu yöntemler de, güç tesislerinin enerji verimliliği analizlerinde yeterli olamamaktadır. Günümüz dünyasının en önemli problemlerinden bir diğeri de küresel ısınmadır. Dünya ülkelerinin son yıllarda üzerinde ciddi olarak çalışılan küresel ısınma probleminin temelinde fosil yakıtların verimsiz tüketimleri yatmaktadır. Birincil enerji üretim kaynaklarının başında gelen fosil yakıtlar, güç üretim tesislerinde enerji üretimi için kullanılmaktadırlar. Hava kirliliğinde en önemli rolü oynayan fosil yakıtlar, yalnızca üretim ve taşıma maliyetleri ile değil, aynı zamanda doğal çevreye ve tüm canlılar üzerindeki olumsuz etkilerinden dolayı çevresel maliyetleri ile de dikkat çekmektedirler. Çok büyük bir küresel tehdit

haline gelen çevresel kirliliğin doğurduğu bu maliyetler, bilim adamları tarafından dikkate alınmaya başlanmıştır. Konu ile ilgili literatür incelendiğinde, çevresel maliyetler adı altında yapılan çalışmaların çoğunlukla, “Dışsal Maliyet” ya da “Sosyal Maliyet” adı altında ele alındıkları ve tek bir maliyet bileşeni olarak değerlendirildikleri göze çarpmaktadır. Güç tesislerinde üretilen birim enerji maliyetlerinin analizlerinde çevresel maliyetlerinin de göz önüne alınması zorunluluk haline gelmiştir. Ancak çevresel maliyetler, termoeconomik modellerde kapsam dışında tutulmuş ve mevcut termoeconomik analiz ve optimizasyon yöntemlerinin içerisinde değerlendirilmemişlerdir. Bu durum güç tesislerinin çevreye olan olumsuz etkilerinden dolayı ortaya çıkan çevresel maliyetlerin analizine imkan vermemektedir. Bu çalışmada bir çevresel maliyet modeli önerilmiş ve bu model klasik termoeconomik modele, sonlu zaman termoeconomik modele ve ekserjoekonomik modele entegre edilerek analizler yapılmıştır.

Bu tezde önerilen çevresel maliyet modeli, enerji üretimi için tüketilen fosil yakıtların atmosfere saldığı egzoz gazlarından kaynaklanan maliyetler olarak tanımlanmıştır. Böylece toplam maliyet, yakıt maliyeti, ilk yatırım maliyetleri, işletme-bakım maliyetleri ve çevresel maliyet bileşenlerinden oluşturulmuştur. Bu sayede güç üretim tesislerinde birim enerji üretimi için, çevresel maliyetlere de yer verilerek, çevresel etkilerin nümerik olarak incelenmesine imkan tanınmıştır. Çevresel maliyet modelleri, tez içerisinde üç ayrı bölüm halinde ele alınmış ve teorik olarak kapalı çevrimli, rejeneratörlü ve basınç kayıplı tersinmez bir gaz türbinli tesise uygulanarak, gaz türbinlerinin termoeconomik performansına etki eden parametrelerin analiz ve optimizasyonu konusunda nümerik çalışmalar yapılmıştır. Kullanılan model tesisin optimizasyonu amacıyla, birim maliyet başına tesisin net güç çıktısı şeklinde bir amaç fonksiyonu tanımlanmıştır.

Tez beş bölümden oluşmaktadır. Çevresel maliyet ve enerji üretim tesisleri hakkındaki genel bilgiler birinci bölümde, klasik termoeconomik modele göre analiz ve optimizasyon çalışmaları ikinci bölümde yapılmıştır. Üçüncü bölümde sonlu zaman termodinamiğine dayalı termoeconomik yaklaşım yöntemi kullanılmıştır. Burada çevresel maliyet, toplam maliyetin bir bileşeni olarak, tesisin birim enerji başına entropi üretimi ve birim entropi üretim maliyeti parametreleri ile tanımlanmıştır. Dördüncü bölümde ise ekserjoekonomik analiz yöntemine göre çalışmalar yapılmıştır. Toplam ekserji maliyetleri, akım hatları ekserji maliyetleri, yakıt ekserji maliyeti, ekserji bozunum maliyeti ve çevresel ekserji maliyeti bileşenlerinden teşekkül etmiştir. Toplam ekserji maliyeti içerisinde yer verilen çevresel ekserji maliyeti, egzoz gazlarının kimyasal ekserjilerini içeren bir maliyet bileşeni olarak tanımlanmıştır. Bu amaçla egzoz gazlarının ekserji değerleri ile egzoz gazı birim ekserji maliyetleri parametre olarak kullanılmıştır. Bu bölümde termoeconomik amaç fonksiyonu, birim toplam ekserji maliyeti başına tesisin net güç çıktısı şeklinde ifade edilmiştir. Analizlerde tesisin tasarım parametrelerinin, termoeconomik performansına olan etkileri araştırılmış ve elde edilen bulgular tezin beşinci bölümünde genel sonuçlar kısmında tartışılmıştır. Tüm bölümlerde optimizasyon amacıyla termoeconomik amaç fonksiyonu, tesisin net güç çıktısının toplam maliyete oranı şeklinde tanımlanmıştır. Elde edilen denklemler FORTRAN programlama dilinde kodlanarak nümerik çözümler gerçekleştirilmiştir ve grafiksel sonuçlar elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Brayton çevrimi, çevresel maliyet, ekserjoekonomi, sonlu zaman termoeconomisi, termoeconomik optimizasyon.

ABSTRACT

ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF THE PARAMETERS AFFECTING THE THERMOECONOMIC PERFORMANCE OF GAS TURBINES

Yalcin DURMUSOGLU

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

PhD. Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Yasin ÜST

Nowadays, utilizing energy in an efficient way has become one of the most current problems of the world. Therefore, studies related to energy efficiency are decreasing the energy consumption per unit energy production without wasting the energy sources. Thermodynamic studies based on energy provide information about the quality and the quantity of the energy, but they don't supply a concrete approach for the efficiency of the produced energy. As a result of studies, a new science field has emerged so-called thermo-economics. Thermoeconomics, that has the optimization and analysis methods for the maximum energy production by the minimum energy cost, was composed of thermodynamics and energy-economics. Thermoeconomics studies in the literature are generally analyzing the interrelation of thermodynamic parameters of unit energy production with the energy cost. However, these studies are not sufficient for energy efficiency analysis as well. Another contemporary problem of our world is the global warming. There are many serious studies on it. The main reason of the global warming is not consuming the fossil fuels efficiently. Fossil fuels are the primary energy sources and they are used for energy production in power plants. Fossil fuels which have the greatest effect on air pollution are attracting the attentions not only for the highest production and transportation costs but also for their environmental costs due to destructive effect on nature and the organisms. Scholars started to take into consideration of the costs caused by the environmental pollution which was getting a global threat. But, the majority of the work of the environmental costs in the literature

mostly considered for the analysis of the external or social costs and they are evaluated as a single cost component. The environmental costs should be included in the unit energy costs produced by the power plants. However, the environmental costs are excluded in the thermo-economic models and they are not considered inside the thermo-economic analysis and optimization procedures. This situation does not permit to analyze the environmental costs due to negative effects of power plants on the environment. In this work, an environmental cost model is proposed and has been integrated into the classical thermo-economic model, the finite time thermo-economic model and exergo-economic analysis methods. The proposed environmental cost model in this study is based on the cost due to air pollution caused by the harmful exhaust gases emitted into the atmosphere by the combustion of fossil fuels. Therefore, the total cost is composed of the fuel costs, initial costs, maintenance costs, and environmental cost components. Thus, numerical analysis of the environmental effects became possible by including the environmental costs into the model for unit energy production of the power plants. The environmental cost models are addressed in three different sections of the dissertation and theoretical application of the closed-cycle, regenerative and non-ideal (with pressure loss) irreversible gas turbines are carried out and numerical studies for the analyses and optimization of the parameters that affect the thermo-economic performance are carried out for the gas turbines. An objective function is defined as the plant's net power output of unit cost for the optimization of the model power plant. The dissertation consists of five chapters. The general information about the environmental cost and power plants are given in the Chapter 1. Analyses and the optimization according to the classical thermo-economic model are performed in Chapter 2. In Chapter 3, thermo-economics approach method based on the finite time thermodynamics is utilized, where; the environmental cost is defined as a component of the total cost by the unit entropy generation and the unit entropy generation cost of the plant. In Chapter 4, the exergo-economics analyses method is applied. The total exergy cost is composed of the stream line exergy costs, fuel exergy costs, exergy destruction costs, and the environmental exergy cost components. The environmental exergy cost is defined as a cost component which includes the chemical exergy of exhaust gasses. Exhaust gas exergy values and exhaust gas unit exergy costs are used as parameters for this purpose. In this chapter, thermo-economic objective function is defined as the unit total exergy cost per net power output of plants. Effect of design parameters of the gas turbine power plant on thermoeconomic performance is investigated and the results are discussed in Chapter 5 in "Conclusions" section. The thermo-economic objective function for the optimization purpose is defined as the ratio of power plants net power output to total cost in all chapters. Numerical results are obtained by using FORTRAN programming language and the results are presented by graphics.

Key Words: Brayton cycle, environmental cost, exergoeconomics, finite time thermoeconomics, thermoeconomic optimization.

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Son yıllarda enerji verimliliği, hızla artan dünya nüfusunun ihtiyacı olan enerjinin arzı konusu kadar büyük öneme sahip bir konu haline gelmiştir. Hali hazırda dünya enerji ihtiyacının önemli bir bölümü fosil yakıtlar ile sağlanmaktadır. Ancak bilim adamları, birincil enerji kaynakları sınıfından sayılan fosil yakıtların ortalama 40- 50 yıllık bir ömrü olduğunu söylemektedirler. Bu yüzyılın ikinci yarısında petrol ve doğalgaz gibi bazı fosil yakıtların rezervlerinin sonuna gelineceği tahmin edildiğinden, bütün enerji kaynaklarının verimli bir şekilde kullanılması büyük önem taşımaktadır. Enerji ihtiyacının sürekli arttığı ama kaynakların gittikçe azaldığı dünyada, enerjinin verimli kullanılmasını sağlamak için çok çeşitli programlar uygulanmaktadır [1]. Bu durum dünya enerji rezervlerinin hızla tükendiğine işaret etmektedir. Enerji arzına cevap verebilmek için, ya yeni enerji kaynakları keşfedilmelidir ya da mevcut enerji kaynakları daha verimli kullanılmalıdır.

Bununla birlikte gelecekte enerji arzının, enerji ihtiyacı ve tüketimi hızına yetişemeyecek olması, enerji kaynaklarının maliyetlerinde ciddi oranda artışlara neden olacaktır. Maliyetin bu kısmına görünen ya da direkt maliyet dersek, aslında fosil kaynaklı yakıtların endirekt ya da görünmeyen maliyetleri de söz konusudur. Fosil yakıtların azalan ömrü yakıt maliyetlerini arttırırken, bu yakıtların tüketiminden kaynaklanan çevresel maliyetlerin de olduğu bilinmelidir. Burada sözü edilen çevresel maliyetler, yakıtların yanma reaksiyonları sonucunda çevreye salınan egzoz gazlarından kaynaklanan zararların sebep olduğu maliyetlerdir.

Tüm dünyada ve özellikle sanayi sektörlerinde, artan enerji tüketimi ve maliyetleri nedeniyle enerjinin etkin kullanımı, enerji verimliliği ve enerji tasarrufu konularındaki çalışmalar yoğun bir şekilde devam etmektedir. Enerji tüketiminin yüksek olduğu bu tip sanayi kuruluşlarında yapılan enerji tasarruf çalışmalarının temel hedefi, enerji girdilerinde süreklilik, kalite ve düşük maliyetin sağlanmasıdır. Bu hedefin gerçekleşebilmesi için enerji üretim ve tüketimlerinin analizlerinde termodinamik analizler yanında termoekonomik analizlere de ihtiyaç vardır. Son yıllarda termodinamik biliminin mühendislik yaklaşımında önemli değişimler gerçekleşmeye başlamıştır. Bu yaklaşımlar arasında, termoekonomi, entropi üretiminin azaltılması ve ekserji analizi gibi yaklaşımlar yaygın olarak kullanılan yöntemler arasında yer almaktadırlar.

Termoekonomi, enerji üretiminin sağlandığı ısı güç sistemlerinde, enerjinin verimliliği, enerjinin nitelik ve niceliği ile ekonomik kriterlerin birlikte değerlendirildiği bir disiplindir. Dolayısıyla termoekonomi, enerji üretim tesislerinde hem termodinamiğin birinci kanununu hem de termodinamiğin ikinci kanununu içeren ve aynı zamanda ekonomi biliminin teorilerini de kapsayan bir analiz ve optimizasyon metodu olmaktadır.

Çevresel maliyetler, çevre öğelerinin zarar görmesi ve bundan dolayı toplumun yaşam kalitesinin olumsuz etkilenmesi ile ilgilidir. Enerji üretiminin sağlandığı güç santralleri çevreyi ve toplumu olumsuz yönden etkileyen tesislerdir. Bu nedenle, çevre sorunlarının ekonomik gelişmeyle çok yakın ilgisi olduğundan, çevre değerlerini ekonomik gelişmenin dışında tutmak olanaksızdır.

Ekonomik gelişmenin temelinde, çevre unsurlarının toplumsal ihtiyaçlar açısından verimli kullanılıp kullanılmadığı sorununun yattığı ve çevresel değerlerin ekonomik faaliyet nedeniyle bozulması ve azalmasının, üretim ile tüketim arasındaki gelişmeyi olumsuz etkilediği söylenmektedir [2]. Bu nedenle enerjinin verimliliği, ekonomik üretimi ve güvenli arzının yanında çevre kaynaklarının verimliliği ve kalitesi birlikte değerlendirilerek enerji üretim maliyetlerinde denge sağlanmalıdır.

Günümüz dünyasında enerji santrallerinin büyük bir oranı termik santrallerden oluşmaktadır. Türkiye'nin 2012 yılı itibarıyla (yılın ilk üç aylık döneminde) toplam kurulu gücü 55321.8 MW değerine ulaşmıştır [3]. Termik santrallerin bu kurulu güç içindeki payı %59.86 ve toplam kurulu güç değeri 33115.8 MW'dır. Bu tip santrallerde

enerji üretimleri fosil yakıtların kimyasal reaksiyonları ile sağlanmaktadır. Türkiye’ de 2012 yılı verilerine göre termik santrallerden elde edilen enerjinin, sırasıyla, 18258 MW’ lık kısmı doğalgazdan; 8276 MW’ lık kısmı linyitten; 3881 MW’ lık kısmı ithal kömürden; 1763.4 MW’ lık kısmı fuel-oil ve motorinden ve 690.4 MW’ lık bir kısmı taşkömürü ve asfalttan elde edilmektedir. Bu yakıtlar, kimyasal reaksiyonları sonucunda çevreye (atmosfere) zararlı egzoz gazları salmaktadırlar. Bu egzoz gazları atmosferi, toprak örtüsünü, bina yapılarını, insan sağlığını vb. ciddi derecede tehdit etmektedirler. Bu tehdit insanlarda ölümcül derecelere kadar ulaşabilmektedir. Etkileri her ne şekilde olursa olsun egzoz gazlarının neden olduğu bu zararların doğurduğu maliyetlere literatürde “Çevresel Maliyet, Dışsal Maliyet ya da Sosyal Maliyet” gibi isimler verilmiştir. Toplumun katlanmak zorunda kaldığı bu dışsal maliyetler, çevresel kirliliğin artmasına paralellik göstermektedirler [4].

Termik santraller genellikle fosil yakıtları yakabilecek ve bundan güç elde edebilecek ısı makinelerine ihtiyaç duymaktadırlar. Bunlar buhar türbinli santraller, nükleer santraller, gaz türbinli santraller ve dizel santralleri olarak, hem kullandığı yakıt cinsine hem de güç üreten ısı makinesinin cinsine göre adlandırılmaktadırlar. Gaz türbinleri, içten yanmalı makineler sınıfında yer alan ve teorik çevriminin her kademesinde iş akışkanının gaz fazında olduğu ısı makineleridir. Günümüzde tek bir gaz türbini ünitesinin elektrik üretim kapasitesinin 250 MW’ lara, bir gaz türbini ve atık ısı kazanından oluşan bir kombine çevrim santralinin elektrik üretim kapasitesinin ise 350 MW’ ın üzerine çıktığı, kombine çevrim santral verimlerinin ise %60’lara yaklaştığı görülmektedir. Günümüz termik santral verimlerinin %30 – 44 arasında tutulursa, gaz türbini temelli kombine çevrim santrallerinin geldiği düzey ve elektrik üretimindeki önemi açıkça görülmektedir [5]. Gaz türbinlerinin çabuk devreye alınabilmesi veya çıkarılabilmesi, ilk yatırım maliyetlerinin düşük olması, son yıllarda doğalgazdan enerji üretiminin artması, güç-ağırlık faktörünün az olması, gürültüsüz çalışması ve termik verimlerinde sağlanan artışlardan dolayı termik santrallerde tercih edilen güç makineleri konumuna gelmişlerdir. Çoğunlukla basit gaz türbinli santrallerde veya kombine çevrim santrallerinde kullanılmaktadırlar.

Tezin literatür çalışması üç başlık altında verilmiştir. Bunlar ilk olarak klasik termoeconomik model çalışmaları, ikinci olarak sonlu zaman termoeconomik çalışmaları ve son olarak ekserjoekonomik çalışmalardır.

Klasik termoekonomi modele göre analiz ve optimizasyon yöntemi özetle enerji sistemlerinin optimizasyonlarında termodinamik kanunları ile ekonomik kriterleri birleştirerek enerji üretim sistemlerine uygulanan bir performans analiz yöntemidir. Termoekonominin ilk uygulamacıları olarak Tribus, Evans ve El-Sayed gösterilebilir [6]. Özellikle 1980 ve 1990 yılları arasında optimizasyon tekniklerinde geliştirilerek kullanılmış bir model olmuştur. 1995 yıllarında Bejan vd. tarafından da genel hatları belirlenmiş ve uygulanmaya başlanmıştır. Gaz türbinli enerji tesislerinde de uygulama alanları bulmuştur. Literatürde yapılan bazı çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Gaz türbinli bir kojenerasyon sisteminin termoekonomik analizi, Lozano, M.A. ve Valero, A. [7] tarafından çalışmıştır. Geliştirilen termoekonomik model, rejeneratörlü ve rejeneratörsüz Brayton çevrimine tatbik edilmiştir. Önerilen termoekonomik modelde sistemin toplam maliyeti içerisinde sistemin bileşenlerinin ilk yatırım maliyetleri, yakıt maliyeti ve bakım maliyetlerine yer verilmiştir.

Tsatsaronis, G. vd. [6] tarafından CGAM (C. Frangopoulos, G. Tsatsaronis, A. Valero, and M. von Spakovsky) problemi, tanımı ve konvansiyonel çözümü konulu bir çalışma yayınlanmıştır. Çalışmada, termoekonomik analizler yapmak için sıklıkla kullanılan ve adı CGAM olarak tanımlanan bir model geliştirilmiştir. Buna göre bir CGAM modeli aslında bir kompresör, bir rejeneratör, bir yanma odası, bir gaz türbini ve kızgın buhar elde edebilmek için bir adet atık ısı kazanından teşekkül açık sistemli bir tesistir. Çalışmalarda fiziksel model, termodinamik model ve ekonomik modellere dayalı analizlerle ve tanımladıkları amaç fonksiyonlarına göre tesis modelde optimizasyon yapılmıştır. Tanımladıkları amaç fonksiyonu yakıt maliyeti ve tesisi oluşturan tüm elemanların ilk yatırım maliyetlerinin toplamı şeklinde verilmiştir. Optimizasyon için ise tesisin dizayn parametreleri dikkate alınmış. Bunun için CGAM' ın fiziksel ve ekonomik modellerinde birbirinden bağımsız beş adet değişken seçilmiştir ($P_r, \eta_{AC}, \eta_{GT}, T_3$ ve T_4). Optimizasyon probleminde amaç fonksiyonu sabit enerji üretim oranı için toplam işletme maliyetlerini minimize etmek olarak ifade etmişler. Yapılan çalışmada, sabit 30 MW bir CGAM tesisinde optimum dizayn parametreleri sırasıyla şu şekilde tespit etmişlerdir: Kompresör basınç oranı P_r , 8.5234; kompresör izentropik verimi η_{ac} , 0.8468; sıkıştırılmış havanın yanma odası giriş sıcaklığı T_3 , 914.28 K; gaz türbini izentropik verimi η_{gt} , 0.8786 ve sıcak gazların gaz türbinine giriş sıcaklığı T_4 , 1492.63 K' dir.

Frangapoulos, C. A., tarafından fonksiyonel bir yaklaşım yöntemi ile CGAM probleminde termoekonomik analiz çalışması yapılmıştır. Burada Frangapoulos, tek basınçlı bir baca kazanlı ve rejeneratörlü bir gaz türbini kojenerasyon tesisinde üç farklı analiz ve optimizasyon prosedürü uygulamıştır. Bunlar, lineer olmayan programlama algoritmasının direkt olarak uygulanması; fonksiyonel termoekonomik yaklaşımı; sistemin modüler simülasyonu ve optimizasyonudur. Frangapoulos tanımladığı amaç fonksiyonunu bu üç metoda göre optimize edilmiş ve elde edilen bulgular karşılaştırmalı olarak bir tablo içinde verilmiştir. Burada bir örnek olması açısından şu sonuçlara yer verilecek: Gaz türbini giriş sıcaklığı T_4 , direkt uygulama metoduna göre, fonksiyonel yaklaşıma göre ve modüler simülasyon sonuçlarına göre sırasıyla, 1491.40 K, 1491.97 K ve 1491.50 K' dir [8], [9].

Utgikar, P.S. vd. [10] gerçek bir gaz türbini tesisinde termoekonomik analiz uygulamışlardır. Bu tesis Hindistan' ın Surat, Hazira bölgesinde bulunan bir kojenerasyonlu gaz türbin tesisidir. Termoekonomik analiz için yakıt- fayda verimliliği; Güç-ısı oranı; ikinci kanun verimi ve yakıt-tasarruf oranı gibi bazı performans parametreleri tanımlamışlar ve analizlerini bunların üzerinden gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak tam yükte böyle bir kojenerasyonlu gaz türbini tesisinde yakıt-fayda verimi, % 82.60 iken yarım-yükte % 79.37; ikinci kanun verimleri tam yükte 0.33, yarım yükte 0.16; güç- ısı oranları tam yükte 0.33 yarım yükte 0.16 ve yakıt tasarruf oranı tam yükte 0.35 iken yarım yükte 0.25 olarak hesaplamışlar. Son olarak tesisin geri ödeme süresini 4.77 yıl olarak tespit etmişler.

Aggazani, A. ve Massardo, A. [11] Gaz, Buhar ve Kombine çevrimli tesislerin termoekonomik analiz ve optimizasyonu için bir yöntem çalışması yapmışlardır. Çalışmalarında ısıtıcı sistemlerde termoekonomik analizler yapabilen bir araç olarak modüler simülatör geliştirmişlerdir. Bu simülatör programı ile gaz, buhar ve kombine çevrimli tesislerin her türlü termodinamik, ekserji ve termoekonomik analizleri ve optimizasyonlarını yapılabileceğini göstermişlerdir. Analizlerinde fonksiyonel ürün analizi yaklaşımında grafik yöntem ve matematiksel yöntemlerden yararlanılmışken, maliyet analizlerinde ortalama birim maliyet ve marjinal maliyet yaklaşımlarını benimsemişlerdir. Teorik analiz çalışmaları için TEMP (Termo Ekonomik Modüler Program) isimli bir yazılım geliştirilmiştir. Bu sayede her türlü kombine çevrimli güç tesislerinde termodinamik ve ekserji analizi, termoekonomik analizler ve optimizasyonlar yapılabilecek bir yazılım geliştirmeyi başarmışlardır. Bu yazılım ile tek

basınç kademeli; çift basınç kademeli ve ara ısıtmalı; üç basınç kademeli ve ara ısıtmalı olarak farklı tipte kombine güç tesisleri için analiz çalışmaları yapılmıştır. Her üç tesis için yapılan analizlerde sabit 60 MW güç üretimi için birinci, ikinci ve üçüncü tesis için toplam maliyetler sırasıyla; 3.492 c\$/ kWh, 3.426 c\$/ kWh ve 3.475 c\$/ kWh olarak elde etmişlerdir.

Massardo, A. ve Scialo, M. [12] (2000) basit gaz türbini çevrimli bir tesisin termoekonomik analizini yapmışlardır. Termoekonomik analiz için, Agazzani ve Massardo (1997) tarafından geliştirilmiş olan “Termo Ekonomik Modüler Program” dan (TEMP v5.0) faydalanılmıştır. Programın modüler yapısı sayesinde farklı senaryolar (türbin giriş sıcaklığı, basınç oranı, yakıt maliyeti, ilk yatırım maliyeti, yıllık işletme saatleri, vs.) üzerinde termoekonomik analizler çok hızlı ve güvenli bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Makalede, çok sayıda gelişmiş gaz türbini çevrimlerinde (ara soğutmalı, ara ısıtmalı, rejeneratörlü ve bunların konfigürasyonları) maliyet-verim, maliyet-özgül iş, maliyet-basınç oranları arasındaki ilişkileri farklı basınç kompresör basınç oranlarında incelenerek, bunların termoekonomik analizlerini bu program yardımıyla parametrik olarak yapmışlar ve sonuçları birkaç madde ile vermişlerdir. Maliyetsel yaklaşım olarak tesis elemanlarının yatırım maliyetleri (Purchase of Equipment Cost, PEC) ve toplam ilk yatırım maliyeti (Total Cost of Investment, TCI) kullanılmıştır.

Bhargava, R. vd. [13] ara soğutmalı, ara ısıtmalı ve ön ısıtıcılı bir gaz türbini kojenerasyon tesisi uygulamasında termoekonomik analiz yapmışlardır. Termodinamik performans optimizasyonunda parametre değişkenleri olarak alçak basınç kompresör oranı, yüksek basınç kompresör oranı ve enerji verimi ile enerji tasarruf indeks (ESI) değerini maksimum yapan atık ısı geri kazanım ünitesine giriş gazı sıcaklığı hesaplara dahil edilmiştir. Ekonomik analizle, sistemin yüksek termodinamik performans şartlarında, yatırım geri dönüşü, minimum ödeme periyotlarının değerlendirilmesinde faydalanılmıştır. Yapılan çalışmalarında, maksimum enerji veriminin ve enerji tasarruf indeksi değerlerinin (Energy Saving Index, ESI), büyük güçlü (100 MW) ve reküperatörlü (Intercooled Reheat, ICRH) gaz türbinli kojenerasyon tesislerinde elde edildiği sonucuna ulaşmışlar. Bununla birlikte, reküperatörsüz (ICRH) gaz türbinli kojenerasyon tesisi, yatırımın maksimum geri dönüş değeri ve minimum periyodik ödeme miktarı açısından diğer gaz türbinli çevrimlere göre daha avantajlı olduğu değerlendirilmiştir. Netice itibarıyla, makalede kojenerasyon tesislerinde kullanılabilecek

gaz türbinlerinin seçimi için kullanışlı ve geniş kapsamlı bir termoekonomik analiz metodolojisi sunulmuştur.

Ayrıca, başka bir çalışmada Bhargava, R. ve Peretto, A. [14] ara soğutmalı, ara ısıtmalı ve ön ısıtıcılı bir gaz türbinli kojenerasyon uygulamaları için özgün bir yaklaşımla termoekonomik optimizasyon yapmışlar. Bunun için Bhargava ve arkadaşlarının geçmiş yıllarda yapmış oldukları çalışmalara ilave olarak, dört farklı Brayton çevrimleri ile değişen yük şartlarında karşılaştırmalı termodinamik ve termoekonomik (enerji satış fiyatı, buhar üretimi satış fiyatı ve yakıt maliyetlerine etkileri) analizlerinin sonuçlarını göstermişlerdir. Termodinamik analizlerinde çevrim olarak, üç farklı yük şartlarında (5, 20 ve 100 MW), basit (Brayton) çevrimli; Reküperatörlü basit (Brayton Rec) çevrimli; Ara soğutmalı, ara ısıtmalı (ICRH) çevrimli, ara soğutmalı, ara ısıtmalı ve reküperatörlü (ICRH Rec) gaz türbinli çevrimler kullanılmış. Ekonomik analizlerinde, enerji satış fiyatı, buhar üretimi satış fiyatı ve yakıt maliyetinin değişik kombinasyonlarında kullanmışlardır. Ekonomik analizde model olarak, Enerji Tasarruf İndeksi (ESI) modelinden faydalanmışlardır. Çalışmalarının neticesinde ICRH Rec'li gaz türbinli bir kojenerasyon tesisinde, maksimum güç, verim ve minimum maliyetler açısından değerlendirildiğinde, diğer çevrimlere göre en iyi sonuçlar verdiğini göstermişlerdir.

Valdes, M. vd. [15] kombine çevrimli gaz türbini santrallerinde termoekonomik optimizasyon için genetik algoritma kullanmışlar. Termoekonomik optimizasyon için; Tek basınçlı birleşik çevrimli gaz türbinli (CCGT) santral, çift basınçlı birleşik çevrimli gaz türbinli (CCGT) santral ile ara ısıtmalı ve ara ısıtmasız, üç basınçlı birleşik çevrimli gaz türbinli (CCGT) santral ile ara ısıtmalı, olarak üç farklı konfigürasyon şeklinde uygulama yapmışlardır. Çalışmalarında iki farklı amaç fonksiyonu önerilmiş: İlki birim toplam maliyet başına enerji üretimi ve diğeri ise yıllık toplam kazancın yıllık toplam maliyetten farkı şeklinde tanımlanmış olan yıllık nakit akış fonksiyonu. Yıllık toplam maliyet; yıllık yakıt maliyeti, yıllık amortisman maliyetleri ve bakım maliyetleri şeklinde alt maliyet kalemlerinden oluşturulmuş. Burada bakım maliyetleri toplam maliyetin %10 olarak kabul edilmiş. Yazarlar sonuç olarak genetik algoritma optimizasyon tekniğinin, güç tesislerinde termoekonomik optimizasyonlar için başarılı bir şekilde uygulanabileceğini göstermişler.

Richard, K. vd. [16] (gaz türbinli konvansiyonel tip ve ileri düzey enerji sistemlerinde termoeconomik analizler gerçekleştirmek için Avrupa birliği 5.çerçeve programı kapsamında geliştirilmiş bir yazılım tanıtmışlar. Tesislerin ekonomik değerlendirmesinde ömür boyu maliyet çevriminin yanında, tesisin toplam parasal maliyeti, yakıt maliyeti, bakım-onarım maliyetleri ve güç ve ısı satışlarından oluşan harici maliyetleri de içermektedir. Yazılım, optimizasyon için Genetik Algoritma (GA) temelli bir algoritma içermekte ve kullanıcı farklı amaç fonksiyonları tanımlayabilmektedir. Bunlar sistem verimliliği, ömür boyu enerji maliyeti ve ömür boyu iç getiri oranını da içermektedir. Bu makalede, konvansiyonel tipte birleşik çevrimli bir santral, biokütle santrali ve CO₂ bloke edilen gaz türbinli santraller olmak üzere üç farklı tipte bir santral için uygulamalar geliştirilmiştir. Ayrıca, santrallerin ekonomik analiz ve optimizasyonunda başarı ile kullanılan ve sisteme başarı ile entegre edilmiş bir yazılımın tanıtımı yapılmıştır. Yazılım sayesinde çok çeşitli gaz türbinli çevrim dizaynları yapılarak sistemin termodinamik performansı ile ekonomik analiz ve optimizasyonlarını önceden görmek mümkün olmaktadır.

Klasik termoeconomik yaklaşımlarla gaz türbinlerinde yapılan çalışmaların devamında çevresel maliyetlerinde içinde yer aldığı yaklaşımlar son yıllarda hızla artmış ve uygulamalarda kabul görmüşlerdir.

Çevresel maliyet konusunda ilk çalışma Lazzaretto, A. ve Toffolo, A. [17], termal tesislerin dizaynında enerji, ekonomik ve çevresel olarak çok amaçlı optimizasyonları konusunda çalışmışlar yapmışlardır. Analizlerini CGAM gaz türbinli tesisler için uygulamışlar. Makalede çevresel etki amaç fonksiyonu tanımlanmış ve daha çok CO₂ ve NO_x egzoz gazlarının maliyetlere etkisi analiz edilmiştir.

Barzegar Avval, H. vd. [18] gelişim algoritması kullanarak, rejeneratörlü bir gaz türbinli tesisin termo-ekonomik-çevresel olarak çok amaçlı optimizasyonu konusunda çalışmalar yapmışlar. Bu çalışmalarında, ön ısıtmalı açık çevrimli bir gaz türbini modelini kullanmışlar. Oluşturulan model ile elde edilen sonuçlar, İran’ da kurulu bulunan “Yazd Gas Turbine” adlı gerçek bir gaz türbinli tesis ile karşılaştırılmıştır. Modellerinde sistem parametreleri olarak Kompresör basınç oranı, kompresör izentropik verimi, gaz türbini izentropik verimi, yanma odası giriş sıcaklığı ve gaz türbini giriş sıcaklıkları kullanılmıştır. Çok amaçlı optimizasyon için amaç fonksiyonlarında, ekserji, ekonomik ve çevresel etkiler göz önüne alınmış. Bunun için

gaz türbini ekserji verimini de içeren, yine içerisinde çevresel maliyet etkisinin bulunduğu toplam maliyet tanımı genişletilmiş. Optimizasyon amacıyla birim güç başına üretilen CO₂ emisyonu düşünülmüş. Analiz sonuçları olarak ekserji verimliliğinin toplam maliyete etkisi ile CO₂ emisyonunun toplam maliyetle etkisi incelenerek grafik olarak verilmiş. İlk yorumlarında ekserji veriminin %41 civarına kadar bir artış gözlemlenmesine rağmen toplam maliyetin çok az arttığı yönündedir. Ancak ekserji verimi %41-%43.5 olduğu aralıkta toplam maliyetin hızla arttığını ve daha sonra ekserji verimliliğindeki artışın yavaşlamasına rağmen toplam maliyetin hızla artmaya devam ettiğini vurgulamışlar. Bir diğer araştırma sonucu olarak birim güç üretimi başına salınan CO₂ emisyonu ile toplam maliyet arasındaki ilişkiyi vermişler. Burada amaç fonksiyonu toplam maliyet fonksiyonu ve CO₂ emisyonu olarak iki farklı şekilde düşünülmüş ve birbirlerine etkileri tartışılmış. Sonuç olarak birim güç başına üretilen egzoz gazı emisyonu arttıkça, toplam maliyetin azaldığını vurgulamışlardır. Netice olarak toplam maliyet; ekserji verimi η ve birim güç üretimi başına salınan CO₂ emisyonu ϵ 'a bağlı olarak iki farklı bağıntı ortaya çıkarılmıştır.

Seyyedi, S.M. vd. [19] rejeneratörlü bir gaz türbini çevriminin termoçevresel optimizasyonunu konusunda çalışma yapmışlar. Burada termoçevresel maliyet modeli olarak yine içinde egzoz gazı emisyonlarını da ihtiva eden bir toplam maliyet modelini ortaya koymuşlar. Analizleri için basit gaz türbinli çevrim, rejeneratörlü gaz türbin çevrimi, basit kojenerasyonlu gas türbin çevrimi ve rejeneratörlü kojenerasyonlu gaz türbinli çevrim olmak üzere dört farklı termodinamik çevrim modelleri kullanmışlar. Ekonomik model olarak, içerisinde yakıt maliyeti, tesis elemanlarının ilk yatırım maliyetleri ve çevresel maliyet kalemlerinin toplamından ibaret olan toplam maliyet modelini tercih etmişler. Çevresel maliyetten kasıt tesiste birim güç üretimi için kullanılan fosil yakıttan kaynaklanan egzoz emisyonlarının maliyetleridir. Burada, egzoz emisyon gazları olarak yalnızca CO ve NO_x gazları tercih edilmiş. Çalışmalarında rejeneratörün termoekonomik ve termoçevresel etkilerini araştırmışlar. Bulgularında rejeneratörün ekserji veriminde artış olduğunda, toplam maliyette bir azalma olduğunu saptamışlardır. Ayrıca tüm model tesislerde toplam maliyet içerisinde yakıt maliyetlerinin birinci, yatırım maliyetlerinin ikinci ve çevresel maliyetlerin üçüncü sırada pay aldığı görülmüştür.

Ehyaie ve Mozafari [20] mikro gaz türbinli bir tesisin ekserji, ekonomik ve çevresel performans optimizasyon konusunda çalışmışlar. Çalışmada farklı yakıtlar kullanmışlar

ve yakıtların tesislerin ikinci kanun verimine, işletme ve diğer maliyetlerine etkilerinin olmadığını ya da ihmal edilecek kadar az olduğu sonucuna vurgu yapmışlardır.

Ehyaiei, M.A. vd. [21] gaz türbinli bir tesiste hava soğutucusu maksadıyla kullanılan absorpsiyonlu chillerin ekserji, ekonomik ve çevresel analizlerini yapmışlardır. Analizlerinde model olarak tipik bir açık çevrimli gaz türbini tesisinde atık ısı absorpsiyon chillerine yönlendirilmiş ve burada soğutulan hava kompresöre sevk edilmiş. Böyle bir tesis için çevresel maliyet, toplam maliyetin içinde gösterilmiş ve egzoz gazları olarak yine CO ve NO_x gazları kullanılmış. Yılın sıcak olduğu aylarda böyle bir sistemin ekonomik olarak daha yararlı olduğunu belirtmişler. İran'ın Tabas ve Bushehr şehirlerinde sırasıyla, absorpsiyon chillerini kullanarak gaz türbininden %11.5 ve %10.3 lik daha fazla enerji artışı sağlandığı tespitini yapmışlar. Ayrıca enerji üretim maliyetlerinde her iki şehirde sırasıyla yaklaşık olarak %5.04 ve %2.97 azalma gözlemlemişlerdir.

Son yıllarda, sonlu zaman termodinamiği yöntemi kullanılarak yapılan termoekonomik optimizasyon çalışmaları, termal sistemlerin ekonomik performans analizlerinin yapılmasında bir basamak olmuştur. Buna rağmen literatürde bu konuda yapılan çalışmalar oldukça kısıtlı olmakla beraber, bu konuda yapılan çalışmalar son zamanlarda hızla artmaya başlamıştır (Durmaz vd. [22]). Bu konuda ilk çalışma 1995 yılında De Vos tarafından yapılmıştır [23]. De Vos, çalışmasında Novikov ısı makinesini model almış ve termoekonomik analiz gerçekleştirmiştir. Bunun için birim işletme maliyeti başına güç çıktısını amaç fonksiyonu olarak belirlemiştir. Çalışmasında işletme maliyetinin iki kısımdan oluştuğu kabulünü yapmıştır. Birincisi, parasal maliyet ki, büyük oranda yatırımla orantılı, ikincisi yakıt tüketimi ile orantılı olarak yakıt maliyetidir. Analizinde yakıt girdisini ısı girdisi Q ile ilişkilendirmiş. Tesisin boyutları ile alakalı olarak Q_{max} 'ı da bir ölçü kabul ederek bir tesisin işletme maliyet fonksiyonunu aşağıdaki şekilde tanımlamıştır:

$$C = a\dot{Q}_{\max} + b\dot{Q} \quad (1.1)$$

De Vos analizinde amaç fonksiyonunu,

$$\omega = \frac{\dot{W}}{C} \quad (1.2)$$

ve

$$\dot{W} = \alpha \left(1 - \frac{T_L}{T_W} \right) (T_H - T_L)$$

olarak belirlemiştir. Denklemler düzenlendiğinde amaç fonksiyonu son şeklini şu şekilde almış,

$$\omega = \frac{1}{a} \frac{(T_W - T_L)(T_H - T_W)}{T_W(T_H - T_L) + r(T_H - T_W)} \quad (1.3)$$

burada r boyutsuz bir büyüklük olarak b/a dır. Optimizasyon için $\partial \omega / \partial T_W = 0$ işlemi yapılarak optimum iş akışkan sıcaklığı aşağıdaki şekilde tespit edilmiş,

$$T_W = \sqrt{T_H T_L} \frac{\sqrt{1+r}(T_H - T_L) - r\sqrt{T_H T_L}}{T_H - (1+r)T_L} \quad (1.4)$$

ve buna bağlı olarak optimum verim şu şekilde gösterilmiştir,

$$\eta_{opt} = 1 - \frac{T_L}{T_W} = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \frac{T_H - (1+r)T_L}{\sqrt{1+r}(T_H - T_L) - r\sqrt{T_H T_L}}. \quad (1.5)$$

De Vos çalışmasında optimum verim ile ekonomik parametre olan r arasında bir ilişki bulunduğunu göstermiştir. Ayrıca elde ettiği optimum ısı verimin, maksimum güç ve Carnot verimi arasında olduğunu belirtmiştir.

$$0 < r < \infty \quad (1.6)$$

$$\eta_{mp} < \eta_{opt} < \eta_C$$

Bir başka çalışmasında De VOS [23] analog bir model geliştirmiş ve Curzon-Ahlborn'un dıştan tersinir ısı makinesi modeline ekonomik analiz amacıyla uygulamış. Bunun için termodinamiğin I. kanun ve II. kanun analizlerinden faydalanarak, iş akışkan sıcaklıkları, ısı girişi ve güç denklemlerini aşağıdaki şekilde elde etmiştir.

$$T_W = \left[\frac{\alpha_H (1-\eta) T_H^n + \alpha_L T_L^n}{\alpha_H (1-\eta) + \alpha_L (1-\eta)^n} \right]^{1/n} \quad (1.7)$$

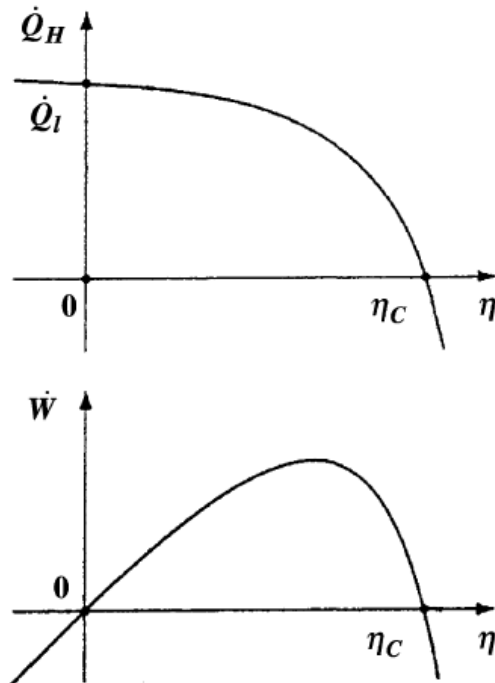
$$T_C = \left[\frac{\alpha_H (1-\eta)^n T_H^n + \alpha_L (1-\eta)^{n-1} T_L^n}{\alpha_H + \alpha_L (1-\eta)^{n-1}} \right]^{1/n} \quad (1.8)$$

$$\dot{Q}_H = \alpha_H \alpha_L \frac{(1-\eta)^n T_H^n - T_L^n}{\alpha_H (1-\eta) + \alpha_L (1-\eta)^n} \quad (1.9)$$

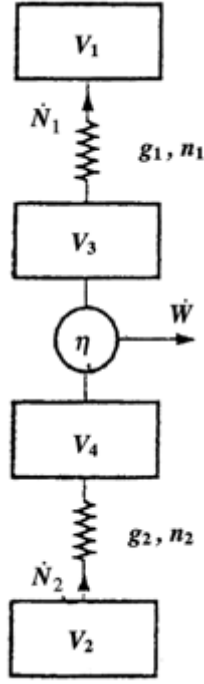
$$\dot{W} = \alpha_H \alpha_L \frac{\eta [(1-\eta)^n T_H^n - T_L^n]}{\alpha_H (1-\eta) + \alpha_L (1-\eta)^n} \quad (1.10)$$

burada α_H ve α_L ısı değıştircilerinin sıcak ve soğuk taraflardaki n. ci dereceden ısı transferi ısı iletim katsayılarıdır. Dıştan tersinir bir makine için verime bağılı ısı giriş ve güç çıktısı karakteristik eğrileri Şekil 1.1'deki gibi gösterilmiş. Makine bir soğutucu olursa $\eta < 0$, bir ısı makinesi olursa $0 < \eta < \eta_C$ ve ısı pompası olursa $\eta_C < \eta$ olacağı sonucu çıkarılmış. Özel bir durum olarak, Curzon-Ahlborn için çözümleme yapıldığında sonuç olarak $\eta = \eta_{CNCA}$ olduğunu gösterilmiştir.

Ayrıca De Vos dıştan tersinir bir ekonomik makine modeli tezi sunmuştur [24]. Tezinde, türettiği iki adet ekonomik terimler V_1 ve V_2 , iki adet ısı kaynakları sıcaklıkları yerine düşünmüş. İki adet akış debisi N_1 ve N_2 leri, ısı akışları yerine ele almış. Vergi akış oranı W_{ecn} ısı makinesinin güç çıktısı yerine yerleştirmiş. VN' yi ise bu ekonomik makinenin ücret akış oranları olarak tanımlamış (Şekil 1.2).



Şekil 1.1 Dıştan tersinir bir makine için ısı-verim ve güç- verim ilişkisi [23].



Şekil 1.2 Dıştan tersinir bir ısı makinesinin ekonomik modeli [24].

Bu modelin özelliklerini tanımlamak için, iki ekonomik kural denklemini termodinamiğin iki kanuna uygulamış. Bu kabuller,

maddenin korunumu,

$$\dot{N}_1 = \dot{N}_2 \quad (1.11)$$

ve Paranın korunumu,

$$V_3 \dot{N}_1 = \dot{W}_{ecn} + V_4 \dot{N}_2 \quad (1.12)$$

Vergi oranı uygulandığında,

$$\eta = \frac{\dot{W}_{ecn}}{V_4 \dot{N}_2} \quad (1.13)$$

$$\eta = \frac{V_3}{V_4} - 1 \quad (1.14)$$

Ayrıca ticari kurallar da aşağıdaki şekilde yazılmış,

$$\begin{aligned} \dot{N}_1 &= g_1 (V_1^{n1} - V_3^{n1}), \\ \dot{N}_2 &= g_2 (V_4^{n2} - V_2^{n2}), \end{aligned} \quad (1.15)$$

burada g_1 ve g_2 ekonomik girdileri, n_1 ve n_2 üstelleri sırasıyla arz ve talep elastikliğinin kapalı formda bağıntılarıdır. Neticede De Vos analizlerinde ekonomide önemli rol oynayan direkt olmayan vergi ücretleri ile termodinamikte benzer önemli role sahip olan iş üretimi arasında bir bağ olduğuna inanmış ve ekonomi ile termodinamik arasında analog bir bağ kurmuştur.

Bera ve Bandyopadhyay [25] dıştan tersinir bir Otto ve Joule- Brayton çevriminde yanma prosesinin termoekonomik performanslarına etkisini araştırmışlardır. Çalışmalarında, amaç fonksiyonu olarak işletme maliyetlerini ele almışlar ve aşağıdaki gibi tanımlamışlardır.

$$\lambda = \dot{m}_a c_a T_f \frac{[g_1 - g_3 + \theta(g_2 + g_3)](\theta T_{\max} - T_{\min})}{(T_f - T_{\max})\theta + T_{\min}} \quad (1.16)$$

Burada $T_{\max}$ ve $T_{\min}$ çevrimi sınırlayan sıcaklık aralıkları iken T_f adyabatik alev sıcaklığıdır. θ , kompresör giriş çıkış sıcaklık oranı ve g_1 , g_2 ve g_3 sırasıyla yakıt maliyeti, soğutma masrafları ve güç satış fiyatlarına bağlı ekonomik parametrelerdir. λ' yı minimum yapan optimum θ değerini aşağıdaki denklemle ifade etmişlerdir.

$$\theta_{opt} = \sqrt{\frac{T_{\min}}{T_{\max}}} \times \frac{\sqrt{T_f [(T_f - T_{\max})(g_3 - g_1)/(g_2 + g_3) + T_{\min}]} - \sqrt{T_{\max} T_{\min}}}{(T_f - T_{\max})} \quad (1.17)$$

Netice olarak, minimum işletme maliyeti ile bir ısı makinesinin verimi her zaman maksimum güç şartlarındaki veriminden daha yüksek olduğunu vurgulamışlardır. Bulgularında T_f 'in sonsuza ya da $T_{\max}$ 'a yaklaşması durumunda verim ifadesi sırasıyla aşağıdaki gibi elde etmişlerdir:

$$1 - \sqrt{[(g_3 - g_1)T_{\min}]/[(g_2 + g_3)T_{\max}]} \quad (1.18)$$

ve

$$0.5\eta_c + 0.5 - (g_3 - g_1)/(g_2 + g_3) \quad (1.19)$$

Bandyopadhyay vd. [26] tarafından kombine güç santrallerinin termoekonomik optimizasyonu konusunda çalışılmıştır. Bunun için Bera ve Bandyopadhyay' ın [25] Otto ve Joule- Brayton çevriminin termoekonomik performans analizi için uyguladıkları metodu kullanmışlardır. Çalışmalarında, çoklu kademeye sahip tersinir çevrimli kombine güç santrallerinde minimum maliyetle maksimum güç üretiminin, aynı işletme şartlarında tek kademeli tersinir bir ısı makinesi ile benzer sonuçlar elde etmişlerdir.

Wu vd. genel ısı transfer kanunlarına dayanarak tersinir bir ısı makinesi modelinde ekserjoeconomik analiz yapmışlardır. Kullandıkları ısı transfer kanunu $\dot{Q} \propto \Delta(T^n)$ esasına dayanmaktaydı. Optimizasyon için belirledikleri amaç fonksiyonu, birim zamanda maliyet ve kazanç arasındaki farktan ibaretti. Sonuç olarak, optimum kazanç ve verim karakteristikleri ve sonlu- zaman ekserjoeconomik analizleri yaptıkları tersinir bir Carnot ısı pompası için elde ettikleri bağıntılar, ilk yaptıkları çalışmalarla benzer sonuçlar elde ettiklerini göstermişlerdir [27].

De Vos [28] tersinir bir modelin ekonomik sistemlere nasıl tatbik edilebileceği hususunda bir çalışma yapmıştır. Enerji, kütle ve entropi gibi yaygın özelliklerin ve basınç, sıcaklık ve kimyasal potansiyel gibi yeğin özelliklerin ekonomide de bir araç olarak kullanılabileceği tezini savunmuştur. Bunun için çeşitli tersinir makineler mesela termodinamikte tersinir makine ve ekonomide tersinir makine gibi kavramlar tanımlamıştır. Tersinir bir ısı makinesi ve tersinir kimyasal bir makineyi detaylı olarak tartışmış ve sırasıyla ekonominin birer paydaşları olarak tersinir sosyal bir makine ve tersinir bir ticari makine oldukları sonucuna varmıştır.

Şahin ve Kodal [29] yeni bir termoeconomik performans analizi önermişlerdir. Analizlerinde amaç fonksiyonunu toplam birim maliyet başına güç çıktısı olarak tanımlamışlardır. Geliştirdikleri bu yeni kriter ile tersinir ve tersinmez ısı makinelerinin performanslarını araştırmışlar. Çalışmalarında, termoeconomik optimizasyon için performans ve dizayn parametresi olarak büyük etkiye sahip yakıt ve yatırım maliyet elemanlarını düşünmüşlerdir. Tesislerde, yatırım maliyetlerinin toplam ısı transfer yüzey alanları ile ve yakıt tüketim maliyetinin ise transfer edilen ısı oranı ile ilgili olduklarını kabul etmişlerdir. Bu kapsamda amaç fonksiyonu şu şekilde vermişlerdir.

$$F = \frac{\dot{W}}{a(A_H + A_L) + b\dot{Q}_H} \quad (1.20)$$

Yazarlar, tersinir ve tersinmez ısı makineleri için termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını göz önüne alarak amaç fonksiyonunu iş akışkan sıcaklıkları cinsinden her iki ısı makinesi için sırasıyla şöyle ifade etmişler,

$$F = \frac{T_w - T_C}{k \left[\frac{T_w}{U_H (T_H - T_w)} + \frac{T_C}{U_L (T_C - T_L)} \right] + T_w} \quad (1.21)$$

$$F = \frac{T_W - RT_C}{k \left[\frac{T_W}{U_H(T_H - T_W)} + \frac{RT_C}{U_L(T_C - T_L)} \right] + \left[1 + \frac{(T_H - T_L)C_1/(U_H A_H)}{T_H - T_W} \right] T_W} \quad (1.22)$$

Burada R tersinmezlik parametresidir. Ekonomik parametre olarak kullanılan k, a/b'nin bir değeri iken $C_1/(U_H A_H)$ ise ısı kaçak parametresi olarak kullanılmış. Sonuç olarak yukarıda verilen denklemlerle amaç fonksiyonu optimize edilerek tersinir ve tersinmez ısı makineleri için optimum iş akışkan sıcaklıkları ve optimum ısı transfer yüzey alanlarını nümerik olarak elde etmeyi başarmışlardır. Ayrıca tersinir ve tersinmez durumlar için termoekonomik karakteristikler grafiksel olarak elde etmişler ve yorumlamışlardır [29].

Antar ve Zubair tersinir bir ısı makinesinde sonlu-zaman termoekonomik analizi yapmışlar. Amaç fonksiyonu olarak birim güç çıktısı başına toplam maliyet olarak düşünmüşler. Γ terimi birim maliyet parametresi olarak şu şekilde ele alınmış,

$$\Gamma = \zeta_H (UA)_H + \zeta_L (UA)_L \quad (1.23)$$

Burada ζ_H ve ζ_L sırasıyla, sıcak ve soğuk ısı kaynaklarındaki ısı değiştiricilerinin birim ısı iletim maliyetleridir. Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları yardımıyla amaç fonksiyonunu aşağıdaki şekilde ifade etmişlerdir [30].

$$F = \frac{\Gamma}{\dot{W}/T_H} = \frac{\zeta_L}{1 - \psi} \left(\frac{G}{1 - X} + \frac{\psi}{\psi X - \tau} \right) \quad (1.24)$$

Çalışmalarında, boyutsuz maliyet oranı F, sıcaklık oranları X ve ψ e bağlı olarak minimize edilerek, optimum mutlak sıcaklık değerleri elde edilmiş ve sonuç olarak G ($G = \zeta_H / \zeta_L$) ve ψ parametrelerinin termoekonomik performans etkileri tartışılmış.

Bejan vd. (1995), ısı hareketli soğutma tesislerinde kazanç için aşağıdaki şekilde bir amaç fonksiyonu tanımlamışlar.

$$P = p_L \dot{Q}_L - p_H \dot{Q}_H \quad (1.25)$$

Çalışmalarında, kazanç fonksiyonu P' yi maksimum yapan optimum UA toplam termal iletim dağılımını nümerik olarak elde etmişler. Sonuç olarak kondenserin, toplam termal iletim ile dış sıcaklık oranları ve bağlı olarak da fiyat oranı p_H/p_L nin, tek başına yarısını tükettiğini ortaya koymuşlar [30].

Şahin ve Kodal [31] tesinir ısı pompaları ve soğutucularının sonlu-zaman termoeconomik optimizasyonu çalışmışlar. Çalışmalarında yeni termoeconomik performans kriteri önermişlerdir. Buna göre, C_i yıllık yatırım maliyetini, C_e enerji tüketim maliyetini göstermek üzere amaç fonksiyonu, birim toplam maliyet başına ısı pompasının ısı yükü ve soğutucunun soğutma yüküne oranları olarak tanımlamışlar. Soğutucu ve ısı pompasının amaç fonksiyonu denklemleri aşağıda verildiği gibi ifade edilmişlerdir.

$$F_{ref} = \frac{\dot{Q}_L}{C_i + C_e}$$

$$F_{hp} = \frac{\dot{Q}_H}{C_i + C_e}$$
(1.26)

Ayrıca denklemlerinde kullandıkları yıllık yatırım maliyeti ve yıllık enerji tüketim maliyetleri şöyle ifade edilmiştir:

$$C_i = a(A_H + A_L) + b\dot{W} = a(A_H + A_L) + b(\dot{Q}_H - \dot{Q}_L)$$

$$C_e = b_2\dot{W} = b_2(\dot{Q}_H - \dot{Q}_L)$$
(1.27)

Sonlu-zaman termoeconomik optimizasyon teknikleri, Şahin ve Kodal tarafından iki kademeli buhar sıkıştırırmalı ve absorpsiyonlu soğutucu ve ısı pompası sistemlerinde geniş olarak kullanılmıştır. Yazarlar bu ve buna benzer çalışmalarında, iş akışkanının optimum çalışma sıcaklıkları, optimum COP, optimum spesifik ısı ve soğutma yükleri ve ısı değiştiricisi yüzey alanlarının optimum büyüklükleri teknik ve ekonomik parametreler cinsinden ifade etmişlerdir.

Chen ve Wu [32] çok kademeli tersinmez bir ısı pompa sisteminin termoeconomik performans analizini yapmışlar. Optimizasyon amacıyla oluşturulan amaç fonksiyonu şöyle tanımlanmış,

$$P = p_H\dot{Q}_1 - p_L\dot{Q}_{n+1} - p\dot{W}$$
(1.28)

Çalışmalarında optimum COP, ısıtma yükü ve maksimum güç şartlarında güç girdisini yine optimum ısı transfer yüzey alanları veya optimum ısı değiştiricisi termal iletimlerini ve iş akışkanlarına ait optimum çalışma sıcaklıklarını belirleyici çalışmalar yapmışlardır.

Antar ve Zubair [33] yine birlikte 2001 yılında yaptıkları çalışmada kullandıkları prosedürlere benzer bir metotla ısı pompası sistemleri ve soğutucular için optimum ısı transfer envanteri için termoeconomik çalışma yapmışlardır. Bu amaçla ilave dizayn parametrelerine bağlı olarak ısı pompalarının ısıtma kapasiteleri ve soğutucuların soğutma kapasiteleri için optimum ısı değiştiricisi tasarımı ve ekonomik analizlerini yapmışlar. Amaç fonksiyonu boyutsuz maliyet oranı F, daha önceki çalışmalarındaki ile benzerlik göstermektedir. Burada minimum X değerine bağlı olarak F amaç fonksiyonu optimize edilmiştir.

Dıştan tersinir ısı makinelerinin termoeconomisi adlı çalışmalarında Chen vd. [34] amaç fonksiyonu olarak belirledikleri kazanç fonksiyonunu nümerik olarak optimize etmiş ve kazancın verim ile ilişkisini ortaya çıkarmışlardır.

Çalışmalarında işletme maliyetlerini iki kısımdan oluştuğunu kabul etmişler. Birincisi enerji santralinin büyüklüğü ile doğrudan orantılı olarak yatırım maliyeti diğeri ise üretilen ısı enerjisi ile orantılı olarak yakıt maliyetidir. Buna göre enerji tesisinde toplam maliyetin denklemle ifadesi aşağıdaki şekilde verilmiş:

$$C = a\dot{Q}_{\max} + b\dot{Q} \quad (1.29)$$

Amaç fonksiyonu ya da kazanç fonksiyonu birim maliyet başına güç çıktısı olarak şu şekilde tanımlanmış:

$$q = \dot{W}/C \quad (1.30)$$

Bu çalışmada Chen vd. kazanç fonksiyonunu optimize ederek maksimum T_3 sıcaklığını elde etmişlerdir. Buna göre elde edilen ifade şu şekilde olmuştur,

$$q(T_3) = \dot{W}(T_3) / [a\dot{Q}_{\max} + b\dot{Q}(T_3)]$$

veya,

$$q(T_3) = \frac{1}{a} \frac{T_1(T_3 - T_2)(T_1 - T_3)}{T_3^2(T_1 - T_2) + \beta T_1(T_1 - T_3)} \quad (1.31)$$

Burada $\beta=a/b$ fiyat oranı olarak ekonomik parametredir. Sonuç olarak, Chen ve arkadaşları çalışmalarında, dıştan tersinir Novikov ısı makinesinin lineer ısı transferi kanununa göre termoeconomik analizi gerçekleştirilmiş ve optimizasyon yaparak maksimum kazanç sağlayan ısı verim ifadesi analitik olarak elde edilmiştir [34].

Kumar, S. vd. tersinmez ve rejeneratörlü bir Brayton çevrimli ısı makinesini model olarak basit bir düzenleme ile termoekonomik kritere bağlı performans analizi yapmışlar. Birim toplam maliyet başına güç çıktısı olarak tanımladıkları amaç fonksiyonunda, toplam maliyet içerisinde ilk yatırım maliyeti ve yakıt maliyetinin dışında farklı olarak bakım maliyetlerini de düşünmüşlerdir [35]. Çalışmalarında kullandıkları termoekonomik fonksiyon şu şekilde göstermişler:

$$F = \frac{P}{C_i + C_e + C_m} \quad (1.32)$$

Burada C_m yıllık bakım maliyetini göstermektedir. Analizlerinde yıllık yatırım maliyeti yüzey büyüklükleri göz önüne alınarak ifade edilirken, farklı olarak güç üreten elemanlar kompresör ve türbinin yatırım maliyetleri de denkleme ilave edilmiş. Yakıt maliyeti çevrime giren ısı cinsinden değerlendirilmiş. Bakım maliyeti ise tesisin güç üretimi ile ilgili olduğu düşünülmüş ve güç üretimini ısı giriş ve çıkışı arasındaki farktan faydalanarak ifade etmişler. Buna göre ilk yatırım maliyeti, yakıt maliyeti ve bakım maliyeti eşitlikleri şu şekilde verilmiş:

$$\begin{aligned} C_i &= a_a (A_H + A_{H1} + A_L + A_R) + a_p P \\ &= a_a (A_H + A_{H1} + A_L + A_R) + a_p (Q_H - Q_L) \\ C_e &= a_q \dot{Q}_H \\ C_m &= b_p P = b_p (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \end{aligned} \quad (1.33)$$

Yazarlar çalışmalarında termoekonomik optimizasyon yaparak nümerik sonuçlar elde etmiş ve analizlerinde çevrimin çalıştığı ısı kaynakları sıcaklıklarının, türbin ve kompresör verimlerinin, ısı değiştiricilerinin etkinliklerinin, ekonomik parametrelerin ve ısıl kapasite oranlarının etkilerini araştırmışlar. Sonuç itibarıyla, bir tesisin performansında kompresör veriminin türbin veriminden daha fazla etkiye sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca sabit sıcaklık ısı kapasite oranının diğer tüm çevrim performans parametrelerinden daha etkili olduğu sonucunu çıkarmışlar.

Jimenez-Barranco [36] dıştan tersinir olmayan bir ısı makinesi için sonlu-zaman termoekonomik analiz yapmıştır. Isı makinesi modeli olarak adı Novikov makinesi olarak da anılan basit dıştan tersinir olmayan ısı makineli bir termal güç tesisinin termoekonomik analizi çalışmasında farklı ısı transfer kanunlarını kullanmış. Bunlar,

Newton' un soğutma kanunu, Stefan-Boltzman' ın ışıma kanunu, Dulong- Petit kanunu ve diğer belli başlı ısı transferi kanunlarıdır. Optimizasyon için, adı performans analizi için düzeltilmiş ekolojik kriter olarak da anılan, maksimum güç rejiminde sonlu zaman termodinamik kriterlerinden yararlanılmış.

Çalışmasında, De Vos'un [23] 1995 yılında önerdiği ve termoekonomik analiz modelinde kullandığı birim işletme maliyeti (C) için güç çıktısı (W)'yi, amaç fonksiyonu olarak belirlemiştir. Tanımladığı amaç fonksiyonu şu şekildedir,

$$F = \frac{W}{C} = \frac{1}{a} \frac{(T_W - T_L)(T_H - T_W)}{T_W(T_H - T_L) + \beta(T_H - T_W)} \quad (1.34)$$

Burada maliyet terimi C ise şöyle kullanılmış,

$$C = a\dot{Q}_{\max} + b \cdot \dot{Q}_H \quad (1.35)$$

$\beta = a/b$ olarak ekonomik parametre iken a ve b sabitleri \$/Joule cinsindendir. Sonuç itibariyle yazar amaç fonksiyonundan hareketli farklı ısı transfer kanunlarını kullanarak dıştan tersinir bir ısı makinesinde optimum verim denklemlerini farklı şekillerde çıkarmayı başarmıştır.

Ekserji, bir sistemden elde edilebilecek maksimum teorik iş olarak tanımlanmaktadır. Ekserji analizinden elde edilen ekserji verimi veya tesisin toplam ekserji değerini maksimum yapan teknik parametre değerleri, bazı durumlarda fiziksel olarak gerçekleşmesi mümkün olmamakta ve bazı durumlarda ise ekonomik açıdan makul sınırların dışında kalmaktadır. Bu sebeple analiz sonuçlarının değerlendirilmesinde maliyet faktörünün de göz önünde bulundurulması gereklidir. Bu şekilde yapılan analizlere ekserjeekonomik analiz adı verilmektedir [37].

Ekserjeekonomi termal sistemlerin simülasyonu, maliyet analizi ve sonuçların sentezlenmesinde, kullanılabilir bilgilerin elde edilmesinde, benzer sistemlerin dizayn ve performans analizlerinde, uzman sistem analizlerini değerlendirme ve optimizasyonlarında kullanılmaktadır. Ekserjeekonomi parasal harcamaları, eşdeğer ekserji akımlarına dönüştürmekte ve sadece ekserji akımları ile çalışan bir optimizasyon uygulamakta iken ki, bu yönü ile termoekonomiden ayrılmaktadır, termoekonomi, ekserji cinsinden parasal üretim maliyet optimizasyonunu dikkate almaktadır.

Ekserjinin, maliyet akışı ile birleştirilmesi fikri ilk olarak J.H. Keenan [38] tarafından önerilmiştir. Ekserjoekonomi uygulaması ilk olarak 1949 yılında M. Benedict [39] tarafından bir hava seperasyonu tesisinde yapılmış ve elde edilen sonuçlar aynı yıl bir makalesinde yayınlanmıştır. Bu çalışmada toplam maliyeti, tesisin tersinmezliklerini de içerecek şekilde tanımlamış ve tesisin optimum dizayn şartlarındaki maliyetlerini belirlemiştir.

1960' ların başında E.F. Obert ve R.A. Gaggioli [40] ekserji maliyetini buhar borularının seçiminde kullanmışlardır. Aynı yıllarda Evans, R.B. ve Tribus, M. [41], ve El-Sayed, Y.M. ve Evans, R.B. termoekonomik adı altında ekserjoekonominin temellerini geliştirmişlerdir [42].

E.Bergman ve K.R. Schmidt [43] besleme suyunun ısıtılması ile ilgili çalışmalarında bir buhar güç santralinde her bir elemanın ekserji bozunum maliyetini araştırmışlar. W.Fratzscher ve D. Klöditz [44], R.B. Evans ve M. Tribus' un [41] ilk çalışmalarını referans alarak ekserji maliyetini rejeneratif bir ısı değiştiricisinin dizaynında uygulamışlar.

J. Szargut [45] ekserji maliyetini bir kojenerasyon tesisine uygulamış ve yaklaşık olarak termal santrallerin optimum ekserji verimi için genel bir denklem geliştirmiştir. Denklem bir üretim tesisinde geri dönüşümsüz doğal kaynakların kümülatif tüketimleri için ekolojik maliyet katsayısı tanımını içermektedir. Gaggioli, R.A. ve Wepfer, W.J. [46], [47], ile Reistad, G.M. ve Gaggioli, R.A. [48] ekserji maliyet hesabını geliştirerek birçok enerji sistemlerine tatbik etmişler.

J. Beyer [49], [50], lokal ekserji bozunum maliyetini değerlendirmek için yapısal katsayılar konseptini uyguladığı sıralarda, K.F. Knoche, J.E. Funk [51] ve W. Eisermann [52] ekserji verimi ve ürün maliyet diyagramı tekniğini kullanmışlardır. Ekserjoekonomik çalışmalara son olarak yukarıdaki bilim adamları ile birlikte A. Valero vd. [53], C.A. Frangopoulos [54] ve M.R. von Spakovsky [55] de katkılarda bulunmuşlar. Bejan, A. vd. [56] ekserjoekonomik analizler için geliştirdikleri temel teoremleri Termal Dizayn ve Optimizasyon isimli kitaplarında toplamışlardır.

Tsatsaronis, G. [57] yayınlanan bir makalesinde ekserjoekonominin tarihi gelişimini özet olarak ele almış, mevcut metodolojiler ve bunların uygulamalarından bahsetmiş. Tsatsaronis' e göre ekserjoekonomi, ekserji ve ekonominin birlikte düşünüldüğü bir mühendislik dalıdır. Bundan dolayı ekserjoekonomiyi, ekserji temelli maliyet

minimizasyonu olarak tanımlamış. Ekserjoekonomik analizlerde ekserjinin, çevresi ile iş ve ısı olarak etkileşim halindeki bir sistemin maliyeti ile ilgili tek bağlantısı olarak yorumlamıştır.

Hua, B. vd. [58] enerji sistemlerinin analiz ve optimizasyonlarını yeni bir ekserjoekonomik yaklaşımla gerçekleştirmişlerdir. Bu yeni metodu CGAM güç tesisinde uygulamışlar.

Kim, S.M. vd. [59] karmaşık enerji sistemlerinin ekonomik ve ekserjetik analizleri için bunların kombinasyonundan oluşan yeni bir analiz metodu önermişlerdir. Bunun için maliyet denge denklemleri türetilmiş ve ısı tesisin herbri bileşenine tek tek uygulanmış. Çalışmalarını 1000 kW' lık kojenerasyonlu bir güç tesisinde yaparak, tesisin her bir akım hattı için ekserji eşitliklerini, ısı, mekanik ve kimyasal ekserji bileşenlerine ayırmışlar ve bu şekilde birim ekserji maliyetlerini hesaplamışlardır.

Gama Cerqueira, S.A.A ve Nebra, A.S., 1999 yılında Kompleks bir termal tesisin ısı ve ekonomik verileri ile dizayn, operasyon analizi ve optimizasyonu üzerinde çalışmışlar. Literatürde adı geçen bazı farklı termoeekonomik metotlar kullanarak farklı sonuçlar elde etmişler ve bunları yorumlamışlar. Bunun için basit gaz türbinli tesisi ele almışlar ve bunun ekserji metoduna dayalı çözümlemesini gerçekleştirmişler. Ekserji analizini termal ve mekanik olarak yapmışlar ve elde ettikleri önemli sonuçları diğer yöntemlerle karşılaştırarak dış tersinmezliklerin maliyete etkisini tartışmışlar [60].

Erlach, B. vd. kojenerasyon ürünlerinde yakıt ve maliyet üzerine yeni bir yaklaşımla ekserjoekonomik analiz yapmışlar. Burada kojenerasyon ürünü olarak elektrik ve buhar üretimi ele alınmıştır. Bu yöntem daha çok ekserjetik maliyet analizine dayanmaktadır. Yaptıkları analizlerin neticesinde önerdikleri yeni yöntemin kombine ısı ve güç tesislerinde uygulanabilir olduğunu vurgulamışlar ve yöntemin çok esnek bir kullanıma sahip olduğunu ifade etmişlerdir [61].

İbrahim bin Hussein vd. mühendislik sistemlerinin analizlerinde kullanılmaya başlanmış olan eksergoekonomik yöntemi, 120 MW kurulum gücünde olan buhar türbinli bir güç tesisine uygulamışlar [62].

Kwon, Y.H. vd. 1000 kW lık gas türbinli kojenerasyon tesisinde daha önceden geliştirilmiş olan maliyet denge denklemleri ve genel ekserji dengesi denklemlerinden yararlanarak tesisin her bir elemanının yıllık olarak maliyet analizlerini yapmışlar.

Ekserjoekonomik analizlerde MOPSA ve SPECO metotlarını kullanarak karşılaştırmalı sonuçlar elde etmişlerdir. Analizlerde, CGAM gaz türbinli kojenerasyon tesisini model olarak kullanılmışlardır [63].

Kwak, H.Y. vd. (2003), 500 MW'lık bir kombine çevrimli tesisin ekserjetik ve termoeekonomik analizlerini yapmışlardır. Termoeekonomik model ekserji akımı dikkate alınarak ekserjoekonomik analiz şeklinde gerçekleştirilmiş. Kullanılan model MOPSA metodudur. Gerek maliyet analizi ve gerekse termodinamik simülasyon yapabilmek için bir yazılım geliştirilmiş ve uygulanmıştır [64].

F. Chejne ve J.A. Restrepo [65] ekserjoekonomik optimizasyon metodu için yeni kurallar geliştirmişlerdir. Tersinmezliklerden dolayı birim maliyet başına ekserji kayıplarını içeren kurallar olarak belirledikleri bu yeni yöntemi CGAM güç tesisine uygulamışlar. Elde ettikleri sonuçlara göre birim ekserji maliyetlerinin Valero' nun metoduna göre hesaplanandan daha düşük çıktığını belirtmişler.

Silveira, J.L. ve Tuna, C.E. 2003 yılında yaptıkları çalışmalarında bir kojenerasyon tesisinde üretilen elektrik enerjisi ve kızgın buhar için termoeekonomik analiz metodunu, orantısal bir teknik geliştirerek kullanmışlardır. Önerilen bu yeni metodun amacının ekserjetik üretim maliyetlerini (EPC) termodinamiğin ikinci kanun analizine dayandırarak minimize etmek olduğunu ifade etmişlerdir [66]. Çalışmalarında önerilen yeni metot için tesisle ilgili olarak aşağıdaki kabulleri yapmışlardır:

- Sistem sürekli,
- Hava ve yanma ürünleri ideal gazlar olarak kabul edilmiş,
- Yanma tam yanma ve
- Yanma odası hariç tüm elemanlar adyabatiktir.

Metot ilk olarak Rankine çevrimli bir tesise uygulanmış. Bunlara dayanarak bazı denklemler geliştirmişlerdir. Örneğin böyle bir tesiste bir pompa maliyeti,

$$C_4 = C_3 + \frac{\varphi f I_p}{H}, \text{ dir.} \quad (1.36)$$

ile verilmiştir. Benzer bir yolla kazan maliyeti, çıkış akım maliyeti, giriş akım maliyetleri, yakıt tüketim maliyeti, yatırım ve bakım maliyetlerinin toplamı olarak gösterilmiştir. Buna göre kazan maliyeti,

$$C_1 = C_4 + P_{FUEL} E_{FUEL} + \frac{\varphi f I_{BL}}{H} \quad (1.37)$$

Silveira, J.L. ve Tuna, C.E. [67], özgül ekserjetik maliyet denklemlerini elde ettikleri teorik yaklaşımlarını iki ayrı tesiste uygulamışlardır. Tesislerden biri buhar çevrimli diğeri gaz türbini açık çevrimli ve ısı geri kazanımlı tesislerdir. Makalenin sonun minimum ekserjetik maliyet açısından bir karşılaştırma yapılmış ve ısı geri kazanımlı açık çevrimli gaz türbini tesisinin daha az EPC sağladığı gösterilmiş.

Uhlenberg, S. ve Lucas, K. [68] optimizasyon amacıyla, destekli gelişim stratejisi adıyla yeni bir metot tanımlamışlar ve bu metodu kombine çevrimli bir güç tesisinin ekserjoekonomik analizinde kullanmışlardır. Bu metotla tesislerde maliyet optimizasyonlarında daha gerçekçi ve kesin sonuçların alınabileceğini ileri sürmüşlerdir.

Sevilgen, H.S. gaz türbin gruplu kojenerasyonlu bir tesise ekserjoekonomik analiz uygulamıştır. Analizinde kompresör basınç oranı, rejeneratör verimi ve atık ısı kazanı minimum sıcaklık farkı parametre olarak almış. Parametrelerin, teknik performans kriterleri olarak seçilen ekserji verimi ve net iş ile buharın ekserji toplamı olarak tanımlanan toplam ekserji üzerine etkilerini incelemiştir. Bunun yanında parametrelerin tesisin birim ürün maliyetlerine etkilerini analiz etmiştir [69].

A. Lazzaretto ve G. Tsatsaronis [70] ısı sistemlerinin verimlilik ve maliyet analizleri için sistematik ve genel bir metodoloji olan SPECO isimli yeni bir analiz yöntemi geliştirmişler. SPECO açık hali ile özgül ekserji maliyeti anlamına gelmektedir. Bu yaklaşım, ısı sistemi oluşturan tüm bileşenlerinin giriş ve çıkış ekserjilerini yakıt ve ürünsel bazda ele almakta, ardından da basit maliyet denklemlerine dayanarak her bir akım hattının özgül ekserji maliyetleri hesaplanmaktadır. Ekserji, hesaplarda ısı, mekanik ve kimyasal bileşenlerine ayrılmıştır. Tesisin her bir bileşeni için elde edilen maliyet denklemleri matris formda ifade edilerek çözümler yapılmaktadır.

Valero, A. vd. ekserji maliyet hesaplarının temelleri ve termoekonomi adlı iki bölümlük bir çalışma yapmışlardır. Birinci bölümde konuyla ilgili genel teori verilmiş, ikinci bölümde ise teorinin uygulamaları ile ilgili çalışmalar yapılmıştır [71,72].

Tsatsaronis, G. [73] bir makalesinde ekserji analizi ve ekserjoekonomik analizler için literatürde sıkça kullanılmaya başlanmış olan bu tarihten sonra da yapılacak olan

bilimsel çalışmalara ışık tutması bakımından önemli olacak olan bazı temel tanımlamalar ve bilimsel kavramlar geliştirmiştir.

Ballı, Ö. vd. [74] bir kombine güç santralinin ekserjoekonomik analizini yapmışlardır. Çalışmanın hedefleri; kontrol hacmi olarak değerlendirilen kombine güç tesisi (CHP) ve bileşenlerinin giriş ve çıkışının ekserji değerlerini hesaplamak; CHP sisteminin ve elemanlarının gerçek işletme parametrelerine dayanarak ekserjetik performansını değerlendirmek; sistem elemanlarının ekserji maliyet denklemlerini oluşturmak ve tüm sistemin ve elemanlarının ekserji maliyet parametrelerine dayanarak ekserjoekonomik performansını analiz etmek olarak belirlemişlerdir. Öncelikle tesis elemanlarının ekserji denge denklemleri çıkarılmış ve sırasıyla kondenser ve HRSG (Heat Recovery Steam Generator) 'nin ekserji verimliliği, yakıt pompası ekserji verimliliği, kondenser ve HRSG hariç diğer elemanların ekserji verimliliği ve tesisin genel ekserji verimi hesaplanmış. Ekserjoekonomik analizde ekserji maliyet dengesi genel denkleminde faydalanılmış.

Tao, G. vd. [75] gaz türbinli kojenerasyonlu bir tesisin sonlu zaman ekserjoekonomik performans analizini yapmışlar. Kojenerasyon tesisinde kazanç oranı ve ekserji verimi denklemleri, ısı değiştiricisinin sıcak ve soğuk yüzeylerinin ısı direnç kayıplarını da ihtiva edecek şekilde ifade etmişler. Kojenerasyonlu tesis için kazanç oranı fonksiyonu aşağıdaki gibi tanımlanmış:

$$\Pi = \phi_p E_p + \phi_K E_K - \phi_H E_H \quad (1.38)$$

Abusoglu, A. ve Kanoğlu, M. kombine güç ve ısı tesislerinin ekserjoekonomik analiz ve optimizasyonu konusunda bir literatür taraması yapmışlardır. Literatürdeki tüm termoekonomik metodolojileri tarif etmişler, avantaj ve dezavantajlarından bahsetmişler. Ekserjoekonomik analiz ve optimizasyon ile ilgili kısa tarihi gelişimden söz ettikten sonra kavramsal olarak ekserji maliyeti ve maliyet hesap metodlarını tartışmışlar. Ayrıca uygulama maksadıyla ekserjoekonomik eşitlikleri kullanılarak dizel motorlu kojenerasyonlu bir tesisin ekonomik analizlerini gerçekleştirmişlerdir [76].

Lingen Chen vd. Tersinir ve ara soğutmalı, rejenerasyonlu bir Brayton çevriminin, değişken sıcaklıklardaki ısı kaynakları arasında çalışan bir kojenerasyonlu tesisin sonlu zaman ekserjoekonomik performans analizlerini gerçekleştirmişler. Analitik çözümleme yaptıkları bu çalışmalarında amaç fonksiyonu olarak boyutsuz kazanç oranı ve ekserji verimi denklemlerini kullanmışlardır. Çalışmada optimum ara soğutma basınç oranının,

optimum boyutsuz kazanç oranı ve optimum ekserji verimi ile bağlantılı oldukları sonucunu göstermişlerdir. Her iki optimum noktalarda optimum ara soğutma basıncının yine bir maksimum noktaya ulaştığını ifade etmişler [77].

Fellah, G.M. vd [78] Libya’ da kurulu gücü 100 MW olan bir gaz türbinli güç tesisinde ekserjoekonomik analiz yapmışlardır. Analizlerini tam yük kapasitesinde (85 MW), zamana bağlı ve üç farklı dizayn yükü oranı şartlarında gerçekleştirmişlerdir (%85, %60 ve %40). Ekserjoekonomik model olarak “Özgül Ekserji Maliyet” analizi yöntemini kullanmışlar. Çalışmalarında sonuç olarak ekserji veriminin %40 dizayn yükünde %20.54’ e kadar, %100 yükte %29.12 ye kadar arttığını; ekserji bozunumlarının %40 yükte %61.03, tam yükte %48.63’ e kadar azaldığını göstermişlerdir. Ayrıca net ekserji gücü başına ortalama maliyetin %40 yükte 7.1 \$/GJ, %60 yükte 5.5\$/GJ, ve tam yükte 4\$/GJ olduğunu ifade etmişlerdir. Bunun yanında yanma odasındaki kayıpların toplam ekserji kayıpları içerisinde büyük bir orana sahip olduğunu belirterek maliyetlerin değişen yük şartlarına bağlı olarak 1474\$/GJ ile 1123\$/GJ aralığında değiştiğine vurgu yapmışlardır.

Seyyedi, S.M. vd. [79] 2010 yılında Isıl güç tesislerinin ekserjoekonomik analizleri ve yapısal optimizasyonları için yeni bir yaklaşım geliştirmişlerdir. Bu yeni yaklaşımlarını literatürde çok iyi bilinen CGAM tesisine uygulamışlardır. Ekserjoekonomik analiz için ekserji bozunum maliyetleri ve ilk yatırım maliyetlerinin toplamı şeklinde bir ifade kullanmışlar. Bu kullanılan yeni metodun avantajlarını şu şekilde belirtmişlerdir: (i) Gerçek ve çok kompleks olan büyük güç tesislerini uygulanabiliyor olması, (ii) optimizasyon prosedürü için kullanıcı ara yüzüne ihtiyaç duymaması, (iii) ve hassas nümerik analizler yapabilmeleri olarak özetlenmiş.

Lingen Chen vd. [80] ara soğutmalı ve tersinir, rejenerative bir Brayton çevrimli kojenerasyon güç tesisinde ekserjoekonomik performans optimizasyonu çalışmışlardır. İki bölümden oluşan çalışmanın bu birinci bölümünde termodinamik model kurulmuş ve parametrik analizler yapılmıştır. İkinci bölümünde ise çevrimin kazanç oranını, ısı değiştiricilerinin optimum ısı iletim durumuna göre, optimize edilmiştir.

Bo Yang vd. yukarıdakine benzer bir çalışmayı tersinir bir çevrimde değerlendirmişlerdir. Buradaki tersinirlik alçak basınç ve yüksek basınç kompresör-lerindeki sıkıştırma basıncı kayıpları ile türbindeki genişleme basınç kayıpları şeklinde

değerlendirilmiş ve hesaplamaları yine aynı amaç fonksiyonu olan kazanç oranı ve ekserji verimi üzerinden yeniden yapmışlardır [81,82].

Enerji santrallerinde üretilen enerjinin verimliliği çevre kirliliği açısından da önem arz etmektedir. Bu nedenle, enerji verimliliği ile çevre kirliliği ve elbette çevresel maliyetler arasında yakın bir ilişki vardır. Son yıllarda mevcut enerji tesislerinde verimliliği arttırabilmek için çeşitli uygulamalar geliştirilmiştir. Şu unutulmamalıdır ki bu uygulamalar gelişen teknolojiye bağlıdır. Basit gaz türbinli tesislerde 30 MW' a kadar %20- 35 termik verimle enerji üretilebilmektedir. Örneğin Türbin giriş sıcaklığı verim artışı için önemli bir parametredir. Malzeme teknolojilerinin gelişimi ile türbin kanatlarının yüksek sıcaklıklara dayanabilme yeteneğinin arttırılması ve dolayısıyla gaz türbinli tesislerde türbin giriş sıcaklıklarını yükselterek termik verim artışı sağlanabilmektedir. Rejeneratör uygulamaları da bu konuda verilebilecek bir örnektir. Gaz türbini çıkışındaki egzoz gazı sıcaklıklarının atık enerjilerinden faydalanmak suretiyle kompresör çıkışındaki havanın yanma odasına girmeden önce sıcaklığının arttırılması için kullanılan ve bir çeşit ısı değiştiricisi olan bu eleman, tesisin termik verimini arttırmaktadır (Çizelge 1.1). Bununla birlikte atık ısı baca kazanı uygulamaları ile de tesislerden buhar elde etmek mümkün olmaktadır. Bu tür uygulamalara kojenerasyonlu termik santraller denilmektedir. Birim yakıt başına elde edilen enerji miktarı daha fazla olacağından termik verimler de artış sağlanmaktadır. Kojenerasyon uygulamalarında ilk yatırım maliyetleri yüksektir ancak bu tür tesislerden sağlanan verim artışından doğan kazançlar ile tesis kendini kısa sürede amorti edebilmektedir.

Günümüz gaz türbinli kojenerasyon sistemleri 0.2-100 MWe güçleri arasında, ısı/güç oranları 1.25-2 değerlerinde, elektriksel verimi %15-35, termik verimi %40-59 ve toplam verimleri %60-85 arasında olabilmektedir. Bu özellikteki tesisin 15-20 yıl çalışma ömrü süresinde ilk yatırım maliyetleri 500-800 €/kWe civarında iken bakım-onarım maliyetleri 2-7 €/MWe arasında değişmektedir [83]. Gaz türbinlerinde kapasite artarken, birim maliyetler azalmaktadır. Fakat ilk yatırım maliyetleri artacağından toplam maliyetler artmaktadır.

ABB (Asea Brown Broveri) firmasının değişik kapasitedeki gaz türbinlerinin maliyetleri 16,36 MW kapasiteli gaz türbininde 489 \$/kW' dan başlayıp, türbin kapasitesi düştükçe maliyet giderek azalarak, 164.3 MW kapasiteli türbinde 219.11 \$/kW değerine ulaşmaktadır. Toplam maliyetteki artış oranı % 3.44' dür. Kıyaslama

açısından diğer bazı gaz türbin üreticisi konumunda olan firmaların verileri şu şekildedir: GE (General Electric)' in 22.216 MW kapasiteli türbininin birim maliyeti 427.62 \$/ kW' dan başlamakta, 20.26 MW kapasiteli türbinin birim maliyeti 281.34 \$/ kW' dır. GE firmasında kapasite artışından dolayı toplam maliyetlerindeki artış oranı % 0.66 olmuştur. KWU (Kawasaki) firmasının gaz türbin kapasite artışı 60.650 MW' dan 219 MW' a kadar olmuştur. Birim maliyetlerde ise 305.03 \$/kW' dan 205.45 \$/kW' a kadar düşüş gerçekleşmiş. Toplam maliyet artış oranı ise % 1.43' olarak hesaplanmıştır.

Gaz türbinli tesislerde enerji verimliliğini arttırmak için uygulanan yöntemler yalnızca termik verim artışı değil aynı zamanda çevresel açıdan da yararlı olmaktadır. Çünkü birim enerji üretimi için tüketilen yakıt miktarı azalacağından, yakıtle beraber çevreye salınan zararlı egzoz gazlarında da azalmalar olacaktır. Bu durum çevresel maliyetlerin azalması anlamına gelmektedir. Çizelge 1.1'de gaz türbinli bir tesiste, yalnızca rejeneratör ilavesi ile sağlanan yakıt tasarruf değerleri ve egzoz gazı miktarlarındaki azalmalar görülmektedir. Buradan da anlaşıldığı üzere enerji verimliliği için yapılan uygulamalar yakıttan tasarruf sağlarken beraberinde çevre kirliliği açısından önem arz eden zararlı egzoz gazlarının da azalmasını sağlamaktadır.

Çizelge 1.1 Bir gaz türbinli tesiste rejeneratörün etkisi.

TESİS PARAMETRELERİ	REJENERATÖRSÜZ TESİS	REJENERATÖRLÜ TESİS
$\dot{W}$ (MW)	30	30
η_{JB}	%33	%55
$\dot{m}_{yakıt}$ (kg / s)	1.38	0.96
$\dot{m}_{NOx}$ (kg / s)	0.016	0.011
$\Delta\dot{m}_{yakıt}$ (kg / s)	-	0.42
$\Delta\dot{m}_{NOx}$ (kg / s)	-	0.005

Bir diğer örnek 3.75 \$/GJ yakıt fiyatına göre 350 MW'lık bir kombine çevrim santralinde termik verimdeki % 1'lik bir artış yaklaşık olarak 6.3 milyon dolarlık bir bedele tekabül etmekte, bu ise toplam yatırım bedeli içinde % 4.5'luk bir yer

tutmaktadır. Siemens firması tarafından yapılan bir çalışmaya göre, santral veriminin % 55'ten % 57'ye çıkarılmasıyla 350 MW'lık üç bloktan oluşan bir kombine çevrim santralinde 20 yıllık bir işletme sürecinde elde edilen kazanç yaklaşık 81 milyon dolar olmaktadır. Bu ise toplam ilk yatırım bedelinin % 20'sine tekabül etmektedir. Gaz yakıtlı enerji üretim tesislerinde görülen bu büyük artışın bir diğer önemli nedeni ise, son yıllarda çevre sorunlarının kritik boyutlara ulaşması ve çevreye verilen önemin artmasıdır. Bu nedenle, elektrik enerjisi üretiminde daha az yakıt tüketimiyle yakıt rezervlerinin en ekonomik şekilde kullanımını sağlayacak ve dolayısıyla daha az çevre zararıyla elektrik üretecek yeni teknolojiler geliştirilmeye başlamıştır. Yukarıda da söz edildiği gibi fosil yakıtlarla üretilen enerji, enerji ihtiyacını karşılamaya çalışırken beraberinde de çevresel, toplumsal, sağlıksal alanda olumsuz etkiler doğurmaktadır. Bu çevresel, toplumsal ve sağlıksal etkilerin hepsi birden ülkelere çevresel maliyet olarak yansımaktadır. Birincil enerji kaynakları ile yani fosil yakıt ile üretilen enerji sistemleri atmosfere egzoz gazlarını da serbest bırakmaktadır. Bu gazlar atmosferde çok çeşitli reaksiyonlara da devam ederek olumsuz bir takım etkilere sebep olmaktadır. Bu etkiler bazen uzun zamana yayılmakta bazen de hemen etkilerini göstermektedirler. Mesela bir enerji santralinde üretilen enerji ile orantılı olarak, atmosfere azot oksit (NO_x), kükürt oksit (SO_x), karbon monoksit (CO), yanmamış hidrokarbonlar (UHC), katı partiküller (PM), uçucu organik maddeler (VOC) gibi zehirli egzoz gazları ve karbondioksit (CO_2) gibi sera etkisi oluşturan gazlar serbest kalabilmektedirler. Bu gazlar insan sağlığına, tarımsal ürünlerine, hayvansal ürünlere, binalara, yollara, toprak örtülerine, ozon tabakasının delinmesine kadar olumsuz etkiler oluşturmaktadırlar ve beraberlerinde de dolaylı olarak büyük maliyetli etkiler doğurmaktadırlar. Bu maliyetlerin tümüne birden çevresel maliyetler denir. Gaz türbinli termik santrallerde fosil yakıt ile sağlanan enerji üretiminde çevreye salınan en önemli egzoz gazlar UHC, NO_x , ve CO olarak belirtilmiştir [84].

1.2 Tezin Amacı

Literatürde bugüne kadar yapılan çalışmalar incelendiğinde termoekonomik analizlerin yalnızca klasik yöntemlerle yapıldığı görülmektedir. Çevresel maliyet analizlerinin bağımsız bir konu olarak ele alındığı münferit çalışmalara da rastlamak mümkündür. Bu çalışmaların kapsamı çoğunlukla CO_2 emisyonları ve bunların vergilendirilmesi esasına dayanmaktadır. Bu teze başlandığı sıralarda konuyla ilgili ilk çalışma Seyyedi vd. [79]

tarafından başlatılmıştır. Seyyedi vd. (2010)' nin çalışmalarında tanımladıkları çevresel maliyetler yalnızca CO ve NO_x egzoz gazlarını içermektedir. Bu gazların debisel miktarlarını Rizk ve Mongia'nın [84] modeline göre ele alarak üç ayrı gaz türbinli tesis modeline tatbik etmişlerdir. Çalışmalarındaki en büyük eksiklik egzoz gazlarının içerisinde CO₂ gazının olmayışıdır. Bunun nedeni Rizk ve Mongia'nın CO₂ gazı için bir model önermemiş olmasıdır [84]. Ayrıca aynı araştırmacılar tarafından gaz türbinleri için yanmamış hidrokarbonların (UHC) tahmini hesabını veren bir model olmasına rağmen bunun dikkate alınmamış olması da önemli bir eksikliktir. Bununla birlikte Seyyedi vd. [79] bu ve bundan sonraki çalışmalarında model kabul ettikleri tesislerin hepsinin açık sistemli basit gaz türbini çevrimli tesisler olması da ayrı bir durumdur.

Bu nedenle bu tezin amacı, literatürde kullanılan termoekonomik modellere, toplam maliyet tanımı içerisinde, çevresel etkileri de göz önüne alacak, “Çevresel Maliyet” bileşenine yer veren bir yaklaşım getirerek, yeni bir termoekonomik model önermek; bir termoekonomik amaç fonksiyonu tanımlayarak, “Gaz türbinli bir tesisin termodinamik performansına etki eden tasarım parametreleri ile tesisin toplam maliyet giderleri arasında ilişkisel bir bağ kurmak ve önerilen yeni termoekonomik model ve tanımlanan termoekonomik amaç fonksiyonu ile söz konusu gaz türbinli tesis için nümerik analiz ve optimizasyon çalışmaları yapmak, olarak özetlenebilir.

1.3 Hipotez

Bu tezde klasik termoekonomik maliyet modelinde yer alan toplam maliyetin içerisine çevresel maliyet bileşeni ilave edilerek yeni bir termoekonomik maliyet modeli önerilmiştir. Çevresel maliyet bileşeni, yakıtların yanması sonucu açığa çıkan egzoz gazlarının maliyetleri şeklinde tanımlanarak, model kapalı, rejeneratörlü, basınç kayıplı, tersinmez Brayton çevrimli bir gaz türbini tesisine tatbik edilerek, tesisin termoekonomik performansına etki eden parametlerin analiz ve optimizasyonu amaç edinilmiştir. Egzoz gazları olarak CO₂, CO, NO_x ve UHC' lar hesaplarda kullanılmıştır. Bu gazların tahmini debi hesaplarında ise farklı olarak Ferguson' nun [85] içten yanmalı motorlar için önerdiği modeller kullanıldı. Analizler nümerik olarak yapılarak sonuçlar grafikler üzerinden incelenmiş ve yorumlanmıştır. Optimizasyon için birim maliyet başına güç şeklinde bir amaç fonksiyonu tanımlanmış ve gaz türbinli tesis modelinde klasik termoekonomik, sonlu zaman termoekonomik ve ekserjoekonomik analizler ve optimizasyonlar gerçekleştirilerek bu tezin özgünlüğüne orjinal katkı sağlanmıştır.

KLASİK TERMOEKONOMİK MODEL

2.1 Klasik Termoekonomik Modele Göre Analiz ve Optimizasyon

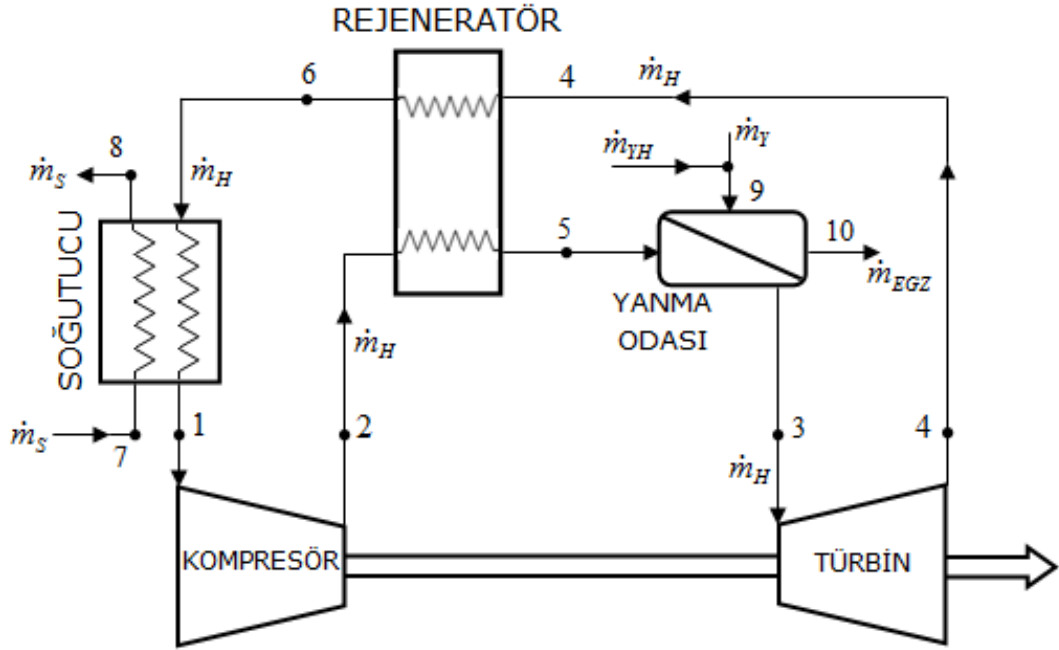
Tezin bu çalışmasında kapalı çevrime göre çalışan, rejeneratörlü, basınç kayıplı ve tersinmez bir gaz türbini tesisinin, klasik termoekonomik modele dayalı analitik çözümleri yapılmıştır. Literatürde mevcut olan klasik termoekonomik modelden farklı olarak içerisinde, bu teze özgünlük değeri katacak olan, çevresel maliyet bileşeni ilave edilmiştir. Analiz ve optimizasyonlar analitik olarak gerçekleştirilmiş ve elde edilen bulgular sonuçlar kısmında tartışılmıştır. Çevresel maliyet olarak yalnızca yakıttan kaynaklanan egzoz gazlarının oluşturduğu kirlilik maliyetleri dikkate alınmıştır. Bu tezde gaz türbinlerinde yanma proseslerinde egzoz emisyonları olarak en önemli hava kirleticiler olan azot oksitler (NO_x), hidrokarbonlar (HC), karbonmonoksit (CO) ve karbondioksit (CO_2) gazlarının çevresel maliyetleri dikkate alınmıştır.

İkinci bölümde içerisinde çevresel maliyet bileşenin de yer aldığı teorik model detaylı bir şekilde verilmiştir. Teorik modele dayanarak nümerik çalışmalar yapılmış ve elde edilen sonuçlar grafiklerle gösterilmiştir. Nümerik analizlerden elde edilen sonuçlar ayrıca bu bölümün sonunda sonuçlar kısmında yorumlanmıştır.

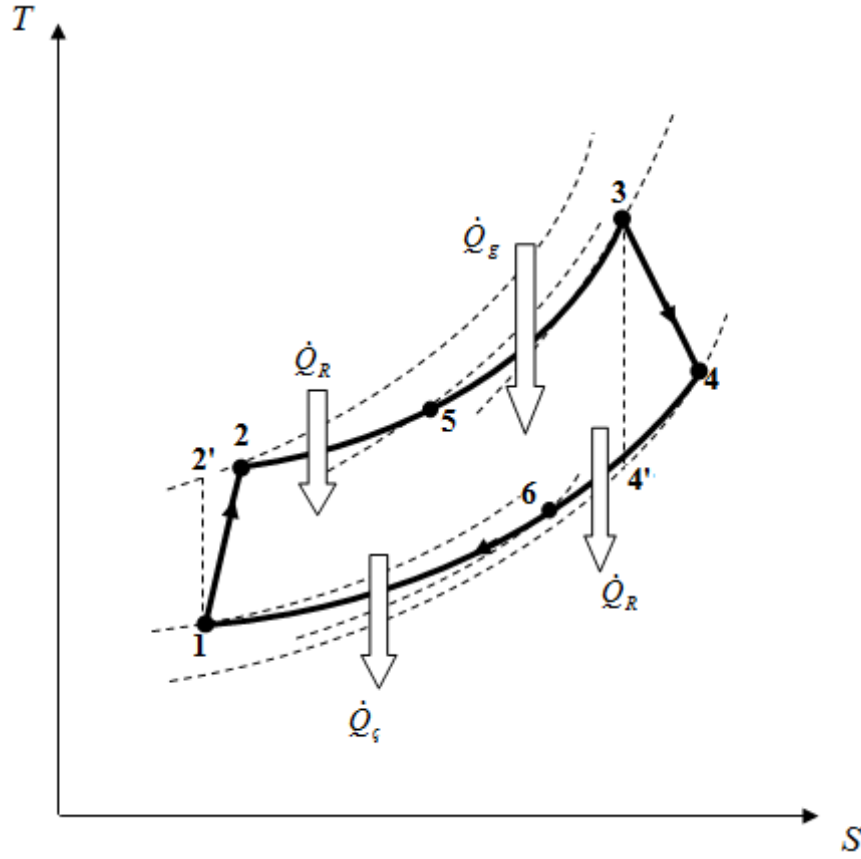
2.2 Kapalı Çevrime Göre Çalışan, Basınç Kayıplı, Tersinmez ve Rejeneratörlü Gaz Türbinli Bir Tesisin Klasik Termodinamiğe Göre Teorik Modeli

Bu bölümde termoekonomik analiz için kapalı çevrime göre çalışan, rejeneratörlü gerçek (tersinmez) bir gaz türbini tesisi termodinamik model modellenmiştir. Teorik Kapalı çevrimli sistemlerde kompresör iş akışkanını (hava) gerekli basınca kadar sıkıştırdıktan sonra (1-2), akışkan ön ısıtıcıdan (2-5, rejeneratör) geçerek dış bir kaynaktan ısının verildiği ısıtıcıya gelir. Isıtıcıdaki ısı, sıvı ya da gaz yakıtın dış yanma

odasında yakılması ile sağlanır. İş akışkanı bu ısıtıcıda sabit basınçta ısıtılarak (5-3), türbine geçer ve genişleyerek (3-4) iş üretir. Türbinden çıkan egzoz gazları ön ısıtıcıdan geçip (4-6), soğutucuya gönderilerek (6-1), sabit basınçta ve en düşük çevrim sıcaklığına kadar soğutulmaları sağlanır. Soğutucu olarak genellikle su kullanılır. Soğutucudan geçen iş akışkanı tekrar kompresöre gönderilir. Böylece, iş üretiminde sürekli olarak hep aynı iş akışkanı kullanılır. Gerçek bir gaz türbini tesisinde tersinmezlikler olduğundan bu tezde de bunlar göz önüne alınmış ve analiz bunlara göre yapılmıştır. Kabul edilen tersinmezlik parametreleri ise, kompresör ve gaz türbini izentropik verimleri, rejeneratör sıcak ve soğuk taraflarında basınç kayıpları, yanma odasında basınç kaybı ve soğutucu basınç kayıplarıdır. Tesisin şematik gösterimi ve T-S diyagramı Şekil 2.1 ve 2.2'deki verilmiştir.



Şekil 2.1 Kapalı çevrime göre çalışan, basınç kayıplı ve rejeneratörlü tersinmez bir gaz türbini tesis şeması.



Şekil 2.2 Kapalı çevrime göre çalışan, basınç kayıplı ve rejeneratörlü tersinmez bir gaz türbini tesisinin T-S diyagramı.

Rejeneratörlü ve basınç kayıplı kapalı çevrim bir gaz türbini tesisine ısı girişi yanma odasında yakıtın yanması yoluyla oluşmaktadır. Buna göre sisteme giren ve çıkan ısılar şu şekildedir,

$$\begin{aligned}\dot{Q}_g &= \dot{Q}_{53} \\ \dot{Q}_c &= \dot{Q}_{61}\end{aligned}\quad (2.1)$$

Termodinamiğin 1. kanununa göre sistemin net işi denklem (2.2) ile ifade edilmiştir,

$$\dot{W} = (\dot{Q}_g - \dot{Q}_c) = (\dot{Q}_{53} - \dot{Q}_{61}). \quad (2.2)$$

Yukarıdaki $\dot{W}$ ifadesi, rejeneratörün türbinden elde edilecek gücü değiştirmediyini gösterir. O zaman türbinden elde edilen güç ve sisteme verilen birim zamandaki ısı aşağıdaki gibi gösterilebilir (güç daha önce rejeneratörsüz Joule-Brayton çevriminde ifade edildiği gibidir):

$$\dot{W} = \dot{m}_h c_{ph} [(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)] \quad (2.3)$$

Çevrimde maksimum sıcaklığın minimum sıcaklığa oranı $\alpha = \frac{T_3}{T_1}$ olarak tanımlanırsa net iş denklemi,

$$\dot{W} = \dot{m}_h c_{ph} T_1 \left[\left(\alpha - \frac{T_2}{T_1} \right) - \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) \right] \quad (2.4)$$

ayrıca kompresör ve türbin izentropik verimleri ifadesinden T_2 ve T_4 sıcaklıkları,

$$\eta_C = \frac{T_{2'} - T_1}{T_2 - T_1}, \quad \eta_T = \frac{T_4 - T_3}{T_3 - T_{4'}} \quad (2.5)$$

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{\phi_c - 1}{\eta_C} \right] \quad (2.6)$$

$$T_4 = T_3 \left[1 - \eta_T \left(1 - \frac{1}{\phi_T} \right) \right] = \alpha T_1 \left[1 - \eta_T \left(1 - \frac{1}{\phi_T} \right) \right] \quad (2.7)$$

olarak hesaplanırlar. Burada ϕ_C ve ϕ_T sırasıyla, kompresör ve türbin basınç oranları parametreleridir ve aşağıdaki şekilde ifade edilirler,

$$\phi_C = (P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} = T_{2'}/T_1 \quad (2.8)$$

$$\phi_T = (P_3/P_4)^{\frac{k-1}{k}} = T_3/T_{4'} \quad (2.9)$$

Burada k iş akışkanının adyabatik üssüdür. Kullanılan modelde basınç kayıpları da söz konusu olduğundan hesapların içerisine dahil edilmesi gereklidir. Buna göre sistemin basınç kayıpları şöyle özetlenebilir:

Kompresör çıkışı ile türbin girişi arasında basınç kaybı rejeneratörün soğuk hava tarafı ve yanma odasında olmaktadır.

Türbin çıkışı ile kompresör girişi arasındaki basınç kaybı ise rejeneratörün sıcak hava tarafı ile soğutucu arasında olmaktadır.

Yanma odasındaki basınç kaybı $(\Delta P_{yo})_{53}$ ve Rejeneratörün soğuk hava tarafındaki basınç kaybı $(\Delta P_{rc})_{25}$ ile gösterilirse, kompresör çıkışı ile türbin girişi arasındaki toplam basınç kayıpları,

$$P_2 - P_3 = (\Delta P_{rc})_{25} + (\Delta P_{yo})_{53} \quad (2.10)$$

Buradan türbin giriş basıncı,

$$P_3 = P_2 - [(\Delta P_{yo})_{53} + (\Delta P_{rc})_{25}] \quad (2.11)$$

(2.11) nolu denklemi biraz daha sadeleştirmek için denklemin sağ tarafını P_2 ' ye bölersek,

$$P_3 = P_2 \left\{ 1 - \left[\frac{(\Delta P_{yo})_{53}}{P_2} + \frac{(\Delta P_{rc})_{25}}{P_2} \right] \right\} \quad (2.12)$$

burada $\varepsilon_y = \frac{(\Delta P_{yo})_{53}}{P_2}$ ve $\varepsilon_{rc} = \frac{(\Delta P_{rc})_{25}}{P_2}$ olarak kısaltılırsa,

$$P_3 = P_2 [1 - (\varepsilon_y + \varepsilon_{rc})] \quad (2.13)$$

olarak yeniden elde edilir. Türbin çıkışından, kompresör girişine kadar olan basınç kayıpları dikkate alındığında, Rejeneratörün sıcak hava tarafındaki basınç kaybı $(\Delta P_{rh})_{46}$, ve soğutucudaki basınç kaybı (ΔP_s) , olduğu dikkate alındığında türbin çıkışındaki basınç,

$$P_4 = P_1 + [(\Delta P_{rh})_{46} + (\Delta P_s)] = P_1 \left[1 + \frac{(\Delta P_{rh})_{46}}{P_1} + \frac{(\Delta P_s)}{P_1} \right] = P_1 [1 + \varepsilon_{rh} + \varepsilon_s] \quad (2.14)$$

olarak elde edilir. Türbin basınç oranı ifadesinden,

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2 [1 - (\varepsilon_{yo} + \varepsilon_{rc})]}{P_1 (1 + \varepsilon_{rh} + \varepsilon_s)} \quad (2.15)$$

sonucu çıkmaktadır. (2.15) denklemini adybatik üsler cinsinden şu şekilde ifade edebiliriz:

$$\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left(\frac{[1 - (\varepsilon_{yo} + \varepsilon_{rc})]}{(1 + \varepsilon_{rh} + \varepsilon_s)} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.16)$$

Burada, denklem (2.8) ve (2.9)' dan, $\phi_T = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ ve $\phi_C = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ olduğu hatırlanırsa

ve $\rho = \left(\frac{[1 - (\varepsilon_{yo} + \varepsilon_{rc})]}{(1 + \varepsilon_{rh} + \varepsilon_s)}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ olarak kabul edilirse, denklem (2.16), türbin basınç oranı

parametresi (ϕ_T), kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_C) ve tüm tesisin basınç kayıpları cinsinden (ζ) aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir.

$$\phi_T = \phi_C / \zeta \quad (2.17)$$

Burada, $\zeta = 1/\rho$ olarak gaz türbinli tesisin basınç kayıp parametresidir ve daima $\zeta > 1$ ' dir. Denklem (2.5) ile denklem (2.17) arasındaki ifadeler, denklem (2.4)'de yerine yerleştirildiğinde, tesisin net işi son haliyle aşağıdaki şekilde yazılır,

$$\dot{W} = m_{c_{ph}} T_1 \left[\alpha \eta_T \left(1 - \frac{\zeta}{\phi_C} \right) - \left(\frac{\phi_C - 1}{\eta_C} \right) \right]. \quad (2.18)$$

Yine yukarıdaki ifadeler dikkate alınarak basınç kayıplı Rejeneratörlü kapalı çevrimli bir gaz türbini tesisinin termik verimi aşağıdaki gibidir,

$$\eta_{JB} = \frac{\dot{W}}{Q_g} = \frac{\left[\alpha \eta_T \left(1 - \frac{\zeta}{\phi_C} \right) - \left(\frac{\phi_C - 1}{\eta_C} \right) \right]}{\left\{ \alpha \eta_C \eta_T \eta_R \left(1 - \frac{\zeta}{\phi_C} \right) + (1 - \eta_R) [\eta_C (\alpha - 1) - (\phi_C - 1)] \right\}}. \quad (2.19)$$

2.2.1 Klasik Termoekonomik Analiz İçin Toplam Maliyet

Klasik termoekonomik analiz için toplam maliyet aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\dot{C}_T = \left(\dot{C}_F + \sum_i \dot{C}_I \right) + \dot{C}_{ENV} \quad (2.20)$$

Burada, $\dot{C}_T$, $\dot{C}_F$, $\dot{C}_I$ ve $\dot{C}_{ENV}$ (\$/s) cinsinden sırasıyla toplam maliyet, yakıt maliyeti, tesis elemanlarının ilk yatırım maliyetleri ve egzoz gazları emisyonlarının oluşturduğu hava kirliliğinden kaynaklanan çevresel maliyetlerdir. Aşağıda toplam maliyeti oluşturan her bir terimin hesaplamaları detaylı olarak izah edilmiştir.

2.2.2 Yakıt Maliyeti

Toplam maliyet hesabı içinde yer alan yakıt maliyeti şöyle hesaplanacaktır,

$$\dot{C}_F = c_f \dot{m}_f LHV \quad (2.21)$$

Burada, $\dot{C}_F$, toplam yakıt maliyetini (\$/s); c_f , birim yakıt maliyetini (\$/MJ); $\dot{m}_f$, yakıtın kütesel debisini (kg/s); LHV, yakıtın alt ısı değeri (MJ/kg) göstermektedir.

2.2.3 Yıllık Yatırım Maliyet Hesabı

Bir tesisi oluşturan bileşenlerin birim zamana indirgenmiş ilk yatırım maliyetleri kapalı formda şöyle ifade edilmektedir,

$$\sum_i \dot{C}_i = [C_i CRF \phi / (H \times 3600)] \quad (2.22)$$

Burada, $\dot{C}_i$, bileşenlerin yıllık yatırım maliyetlerini (\$/s); CRF, yıllık yatırım maliyet faktörü; C_i , tesisi oluşturan elemanların satın alma maliyetleri (\$); H, Tesisin yıllık çalışma süresi (saat/yıl); ϕ , bakım faktörü (genellikle 1.06 olarak kabul edilmektedir). Kapalı çevrime göre çalışan, Rejeneratörlü, tersinmez bir gaz türbinli tesiste elemanların satın alma maliyet (C_i) denklemleri (\$) birimi ile daha açık olarak aşağıdaki ifadelerle tanımlanmaktadır [25].

$$C_{AC} = [C_{11} \dot{m}_h / (C_{12} - \eta_c)] Pr_C \ln Pr_C \quad (2.23)$$

$$C_{CC} = [C_{21} \dot{m}_h / (C_{22} - (P_4/P_3))] [1 + \exp(C_{23} T_4 - C_{24})] \quad (2.24)$$

$$C_{GT} = [C_{31} \dot{m}_g / (C_{32} - \eta_T)] (\ln Pr_T) [1 + \exp(C_{33} T_4 - C_{34})] \quad (2.25)$$

$$C_{RG} = C_{41} [\dot{m}_g (h_5 - h_6) / U \Delta T_{LMTD}]^{0.6} \quad (2.26)$$

$$C_{HEX} = C_{41} [\dot{m}_g (h_6 - h_1) / U \Delta T_{LMTD}]^{0.6} \quad (2.27)$$

Burada Pr_C ve Pr_T sırasıyla kompresör ve gaz türbini basınç oranıdır. Denklemlerdeki sabitler Çizelge 2.1’de belirtilmiştir. Görüldüğü gibi yıllık yatırım maliyet hesaplarına, basınç oranları ve sıcaklıklar etkilidir. Bunlarda değişiklik yapılarak kompresör, yanma odası ve türbin maliyetlerinde değişikliğe gidilebilir.

Çizelge 2.1 Satın alma maliyet denklemlerinde kullanılan sabitler [6,56].

Elemanlar	Parametreler	Valero Modeli	Bejan Modeli
Kompresör	$C_{11}, \$/(\text{Kg/s})$	39.5	71.10
	C_{12}	0.9	0.9
Yanma odası	$C_{21}, \$/(\text{Kg/s})$	25.6	46.08
	C_{22}	0.995	0.995
	$C_{23}, (K^{-1})$	0.018	0.018
	C_{24}	26.4	26.4
Gaz türbini	$C_{31}, \$/(\text{kg/s})$	266.3	479.34
	C_{32}	0.92	0.92
	$C_{33}, (K^{-1})$	0.036	0.036
	C_{34}	54.4	54.4
Rejeneratör	$C_{41}, \$/(\text{m}^{1.2})$	2290	4122
	$U, (\text{W}/\text{m}^2 \text{ K})$	0.018	18
Soğutucu	$C_{51}, (\$/\text{m}^2)$		280.74*
	$C_{52}, \$/(\text{kg/s})$		746*
	$U, (\text{W}/\text{m}^2 \text{ K})$		2200*

2.2.4 Çevresel Maliyet Hesabı

Toplam maliyet denklemi içinde yer alan çevresel maliyet (hava kirliliği maliyeti) analizinde gaz türbinlerinden yanma sonucu açığa çıkan egzoz emisyonlarından kaynaklanan maliyetler dikkate alınmıştır. Literatürde gaz türbinli tesislerde kirletici egzoz gazı bileşenleri olarak azot oksit (NO_x), karbon dioksit (CO_2) ve yanmamış hidro karbon (UHC) emisyonlarının daha fazla önem arz ettiği görülmektedir (Rizk ve Mongia, [84]). Egzoz gazı emisyonları tamamen istatistiksel olarak tahmine dayalı hesaplanabilmektedir. Ancak gerçek ölçüm değerlerine çok yakın sonuçlar elde edilebilmektedir. Bu nedenle egzoz emisyon maliyetleri hesaplarında kullanılmak üzere egzoz gazı miktarları için farklı tahmin yöntemleri kullanılmaktadır. Çoğunlukla literatürde gaz türbinleri için Rizk ve Mongia' nın [84] egzoz emisyon modelleri tercih edilmektedir. Bu modelde emisyonlar tamamen yanma odasında meydana gelen adyabatik alev sıcaklığına dayanarak amprik formüllerle hesaplanmaktadır. Ancak bu modele dayalı hesaplarda bir gaz türbini tesisinde çevrimin maksimum sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığının yaklaşık 3.2 katını geçemez kabulü yapılmıştır. Ayrıca bu

modelde yalnızca üç bileşen kirletici olarak hesaplanabilmektedir. Bu kısıtlar özellikle analitik hesaplamalarda sorunlar çıkarabilmektedir.

Bir diğer yanma modeli ise Heywood yanma modelidir (Heywood [97]). Bu modelde yanma, reaksiyon kinetik hesaplarına dayanmaktadır. Her bir yanma ürünü için ürünlerin yanma kinetikleri sıcaklık ve basıncın bir fonksiyonu olarak belirlenmiştir. Bu modelin bir avantajı da, istenilen sayıda egzoz gazı bileşeninin hesaba katılabiliyor olmasıdır. Yani yanma ürünlerinin sayısını arttırabilmek mümkündür. Heywood' un bu modeli literatürde çoğunlukla içten yanmalı motorların yanma analizlerinde tercih edilmiştir. Bu tezde de yanma modeli olarak Heywood'un modeli tercih edilmiş ve yanma ürünleri olarak azot oksitler (NO_x), karbon dioksit (CO_2), karbon monoksit (CO) ve yanmamış hidrokarbonlar (UHC) ele alınmıştır.

Egzoz emisyonlarından kaynaklanan maliyet analizlerinde öncelikle tesiste yanma sonucu açığa çıkan ürünlerin miktarları belirlenmiş, ardından literatürde kabul edilmiş birim egzoz gazı emisyon maliyetleri dikkate alınarak aşağıdaki denklemle hesaplanmıştır.

$$\dot{C}_{ENV} = \sum_i c_i \dot{m}_i = c_{\text{CO}_2} \dot{m}_{\text{CO}_2} + c_{\text{CO}} \dot{m}_{\text{CO}} + c_{\text{NO}_x} \dot{m}_{\text{NO}_x} + c_{\text{UHC}} \dot{m}_{\text{UHC}} \quad (2.28)$$

Burada i kirleticiye ait olan birim emisyon maliyeti c_i (\$/ kg), (€/kg) veya (TL/ kg) cinsinden ifade edilmektedirler. Egzoz gazı miktarı $\dot{m}_i$ ise (kg/s) olarak hesaplanmaktadır.

Bu çalışmada egzoz gazı miktarlarının hesaplanması için, literatürde adları ECP ve FARG olan FORTRAN kodlarından oluşturulmuş ve yanma proseslerinde başarılı sonuçlar veren alt programlar kullanılmıştır (Olikara ve Borman, [98]). Olikara ve Borman tarafından geliştirilen FARG (**Fuel Air Residual Gas**) programında, yakıt, hava ve artık gazlardan oluşan karışımın yanması sonucu, sıcaklığın 1000 K'den az olması durumunda, dengedeki yanma ürünlerine ait mol oranları ve termodinamik özellikleri hesaplamaktadır. Bu program ile 6 yanma ürünü 1000 K'nin altındaki sıcaklıklarda (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO , H_2) yeterli doğrulukta sonuç vermektedir. Yine aynı bilim adamları tarafından geliştirilmiş ECP (**Equilibrium Combustion Products**) programında, karışımın yanması sonucu sıcaklığın 1000 K' den büyük olması durumunda dengedeki yanma ürünlerinin mol oranları ve termodinamik özellikleri hesaplanmaktadır. Bu

program ile 10 yanma ürünü bileşeni 1000 K' nin üzerindeki sıcaklıklarda (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO , H_2 , H , O , OH , NO) yeterli doğrulukta sonuç vermektedir.

2.2.5 Yanma Ürünlerine Ait Gaz Özelliklerinin Hesaplanması

Olikara ve Borman'a göre [98] karmaşık yanma ve ısı transferi mekanizmalarının yeterli doğrulukta hesaplanabilmesinin ana koşullarından biri, yanma odasındaki gaz bileşiminin ve özelliklerinin doğru hesaplanmasıdır. Bu nedenle gazların, yanma prosesinden önce, hava-yakıt-artık gaz karışımından oluştuğu ve kimyasal reaksiyon sonucunda karışımın yanmış gazlara dönüştükleri varsayılmaktadır.

Bu amaçla, ısı makinelerinde yanma reaksiyonları ile ilgili olarak gazların termodinamik özelliklerine ait hesapların gerçeğe yakın sonuçlar verecek kadar hassas olan bilgisayar programı geliştirilmiştir. Geliştirilen bu program, FORTRAN kodlarından ibaret olan ve kimyasal reaksiyona giren ve çıkan gaz bileşimlerine ait termodinamik özelliklerin hesaplanması için iki adet alt programdan oluşmaktadır. Bunlar FARG (yakıt-hava-artık gaz) ve ECP (yanma ürünlerinin dengesi) alt programlarıdır.

2.2.5.1 FARG (Fuel Air Residual Gas) Alt Programı

Bu programda, yanma sıcaklığının 1000 K' den az olduğu şartlarda, yakıt, hava ve artık gazlardan oluşan karışımın kimyasal reaksiyon sonucunda dengedeki yanma ürünlerine ait mol oranları ve bu karışımın termodinamik özellikleri hesaplanmaktadır.

Yanmaya giren hava yakıt karışımının eşdeğerlik oranı (Φ), basıncı ve sıcaklığına ek olarak bir önceki çevrimden kaldığı kabul edilen artık gaz miktarı bilinmekte ise, istenilen yanma sonu basıncı ve sıcaklığındaki denge durumu bulunabilir. 1000 K' nin altındaki sıcaklıklarda 6 adet yanma ürünü bileşiği, yeterli doğrulukta sonuç vermektedir. Burada dikkat edilmesi gereken bir hususta tepkimeye giren karbon ve oksijen oranının 1'den ($\text{C/O} < 1$) küçük olması gerekliliğidir. Aksi bir durumda, katı halde karbon oluşmaktadır. Böyle bir durumda çözüm için yeniden bir düzenleme yapılarak gerçekleştirilir.

FARG alt programı, ana programdan çağrılırken girdi parametreleri olarak yanma odası giriş basıncı P (bar), yanma odası girişi sıcaklığı T (K), eşdeğerlik oranı (Φ) ve bir önceki çevrimden kalan artık gazların oranı F parametrelerine ihtiyaç duyarken, yanma

ürünlerinin entalpisini h (J/g), iç enerjisini (J/g), özgül hacmini (cm^3/g), entropisini (J/g.K) ve özgül ısısını C_p (J/g.K) çıktı olarak vermektedir. FARG alt yordamında temel yanma denkleminde kullanılan reaktanlar ve ürünler aşağıdaki şekildedir:

$$\text{Reaktanlar: } \varepsilon\phi C_\alpha H_\beta O_\gamma N_\delta + (0.21O_2 + 0.79N_2) \quad (2.29)$$

$$\text{Ürünler: } \nu_1 CO_2 + \nu_2 H_2O + \nu_3 N_2 + \nu_4 O_2 + \nu_5 CO + \nu_6 H_2 \quad (2.30)$$

Bu denklemlerde yer alan ε , molar hava-yakıt oranı ve ν_i ($i=1,2,\dots,6$) katsayıları ürünlerin mol katsayılarıdır. Atomların korunumu ilkesinden hareketle aşağıdaki denklemler elde edilir:

$$\begin{aligned} C : \varepsilon\alpha &= \nu_1 \\ H : \varepsilon\beta &= 2\nu_2 \\ O : \varepsilon\gamma + 2(0.21) &= 2\nu_1 + \nu_2 \\ N : \varepsilon\delta + 2(0.79) &= 2\nu_3 \end{aligned} \quad (2.31)$$

Yukarıdaki dört denklem çözüldüğünde ürünlerin mol katsayıları,

$$\begin{aligned} \nu_1 &= 0.210\alpha / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \\ \nu_2 &= 0.105\beta / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \\ \nu_3 &= 0.790 + 0.105\delta / (\alpha + 0.25\beta - 0.5\gamma) \end{aligned} \quad (2.32)$$

Eşdeğerlik oranının 1'den küçük olması durumunda karışıma fakir karışım; 1'den büyük olması halinde zengin karışım, 1'e eşit olması halinde stokiyometrik karışım denir. Temel yanma denklemlerinde, özel çözüm olarak, ürünler yalnızca ilk üç terimden oluşuyorsa bu yanma şekline Stokiyometrik yanma ve ilk üç terimin katsayılarına Stokiyometrik katsayılar adı verilir. Fakir karışım ($\phi \leq 1$) durumlarında CO ve H_2 oluşmadığı kabul edilmediği kabul edilir. Bu durumda $\nu_5 = \nu_6 = 0$ dır. Geriye kalan ürünlerin mol katsayıları atom dengesinden hesaplanır. Zengin karışım durumunda ($\phi > 1$), yanma moleküler O_2 oluşmadığı kabul edilir. Bu durumda $\nu_4 = 0$ dır. Geriye kalan ürünlerin mol katsayılarının belirlenebilmesi için su gazı tepkimesinden faydalanılır. Su gaz tepkimesi aşağıdaki şekilde hesaplanır,



Su gaz tepkimesinde tepkime hızı sabit olup yardımcı denklem olarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır,

$$K_{su\ gaz} = \frac{V_2 V_5}{V_1 V_6} \quad (2.34)$$

FARG alt programı, farklı yakıtların kullanılması amacına da uygundur. Bu durumda ilgili yakıtın Çizelge 2.2’de ki verilerin programın yakıt veri satırına işlenmesi yeterli olacaktır.

Çizelge 2.2 Yakıtların sabit katsayı değerleri[84].

Yakıt	a_0	b_0	c_0	d_0	e_0
CH ₃ NO ₂	1.412633	2.087101E-02	-8.142134E-06	-1.026351E+04	1.917126E+01
CH ₄	1.971324	7.871586E-03	-1.048592E-06	-9.930422E+03	8.873728
CH ₃ OH	1.779819	1.262503E-02	-3.624890E-06	-2.525420E+04	1.50884E+01
C ₆ H ₆	-2.545087	4.79554E-02	-2.030765E-05	8.782234E+03	3.348825E+01
C ₇ H ₁₇	4.0652	6.0977E-02	-1.8801E-05	-3.5880E+04	1.545E+01
C ₁₄₄ H _{24,9}	7.9710	1.1954E-01	-3.6858E-05	-1.9385E+04	-1.7879

2.2.5.2 ECP (Equilibrium Combustion Products) Alt Programı

Bu programda, karışımın yanması sonucu sıcaklığın 1000 K’den büyük olması halinde dengedeki yanma ürünlerinin mol oranları ve termodinamik özellikleri hesaplanmaktadır. Herhangi bir maddenin termodinamik özelliklerinin hesaplanabilmesi için JANAF tablolarından yararlanılabilir. Ancak bilgisayar hesaplarında JANAF tablolarını doğrudan doğruya kullanmak uygun olmaz. Bu nedenle tablo değerlerine uygun eğri uydurularak bulunan polinomlar kullanılarak özgül ısılar hesaplanır [98]. Böylece bilgisayar hataları da minimuma indirgenmiş olur. Bu programın girdi parametreleri, yanma basıncı P (bar), yanma sıcaklığı T (K), eşdeğerlik oranı (Φ)’dir. Program, yanmış gazların entalpisini h (J/g), iç enerjisini (J/g), özgül hacmini (cm³/g), entropisini (J/g.K), ürünlerin mol oranları y_i (i=1,2,...10) ve özgül ısını Cp (J/g.K) çıktı olarak vermektedir. ECP, 1000 K’nin üzerindeki sıcaklıklarda karışıma ait 10 yanma ürünü bileşenlerin termodinamik özelliklerini, yeterli doğrulukta hesaplamaktadır. Yüksek sıcaklıktaki yanma ürünleri içerisinde önceki kısımda açıklanan ürünlerin dışında O, H, OH ve NO gibi 4 adet daha eksik

yanma ürünlerinin de bulunduğu düşünülmüştür. Böylece programda kullanılan temel yanma denkleminde ait reaktanlar ve ürünler aşağıda gösterilmiştir.

$$\text{Reaktanlar: } \varepsilon \phi C_{\alpha} H_{\beta} O_{\gamma} N_{\delta} + (0.21 O_2 + 0.79 N_2) \quad (2.35)$$

$$\text{Ürünler: } \begin{aligned} & \nu_1 CO_2 + \nu_2 H_2O + \nu_3 N_2 + \nu_4 O_2 + \nu_5 CO + \nu_6 H_2 + \\ & \nu_7 H + \nu_8 O + \nu_9 OH + \nu_{10} NO \end{aligned} \quad (2.36)$$

Bu denklemlerde yer alan ε , molar hava- yakıt oranı ve ν_i ($i=1,2,\dots,10$) katsayıları ürünlerin mol katsayılarıdır. Atomların korunumu ilkesinden hareketle aşağıdaki denklemler elde edilir:

$$\begin{aligned} C : \varepsilon \phi \alpha &= (y_1 + y_2) N, \\ H : \varepsilon \phi \beta &= (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9) N, \\ O : \varepsilon \phi \gamma + 0.42 &= (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10}) N, \\ N : \varepsilon \phi \delta + 1.58 &= (2y_3 + y_{10}) N. \end{aligned} \quad (2.37)$$

Burada N, yanma ürünlerinin toplam mol sayısıdır ($N = \sum_{i=1}^{10} \nu_i$). Buradaki tanıma göre aşağıdaki eşitlik yazılabilir,

$$\sum_{i=1}^{10} y_i - 1 = 0 \quad (2.38)$$

Böylece 10 adet y_i molar oranları ve toplam mol sayısı N'i belirlemek için beş tane denklem elde edilmektedir. Oysa 11 tane bilinmeyeni belirlemek için 6 tane daha denkleme gereksinim vardır. Bu amaçla, Çizelge 2.3'deki 6 adet elementer yanma tepkimelerine ait denge sabitlerini kullanarak yukarıda elde edilen lineer denklem sistemi ECP içinde çözülerek istenilen şartlardaki yanma ürünlerine ait termodinamik özellikler hesaplanabilir.

Toplam mol kütlelerinin sıcaklığa bağlı değişimi ya da $\partial \ln \nu / \partial \ln T$ ve c_p 'nin hesaplanması için gerekli olan $\frac{\partial y}{\partial T}$, tüm diferansiyel denklem sisteminin sıcaklığa göre türevi alınarak oluşturulan yeni diferansiyel denklem sistemi çözülerek bulunabilir.

Aynı şekilde $\frac{\partial \ln \nu}{\partial \ln P}$ için gerekli olan $\frac{\partial y}{\partial P}$ tüm diferansiyel denklem sisteminin basınca göre türevi alınarak oluşturulan yeni diferansiyel denklem sistemi çözülerek bulunabilir.

Çizelge 2.3 Elemanter tepkime denge sabitleri [84].

Tepkime	Kimyasal Denge Sabiti
$\frac{1}{2}H_2 \leftrightarrow H$	$K_1 = \frac{y_7 P^{1/2}}{y_6^{1/2}}$
$\frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow O$	$K_2 = \frac{y_8 P^{1/2}}{y_4^{1/2}}$
$\frac{1}{2}H_2 + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow OH$	$K_3 = \frac{y_9}{y_4^{1/2} y_6^{1/2}}$
$\frac{1}{2}O_2 + \frac{1}{2}N_2 \leftrightarrow NO$	$K_4 = \frac{y_{10}}{y_4^{1/2} y_3^{1/2}}$
$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow H_2O$	$K_5 = \frac{y_2}{y_4^{1/2} y_6 P^{1/2}}$
$CO + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow CO_2$	$K_6 = \frac{y_1}{y_5 y_4^{1/2} P^{1/2}}$

2.3 Tesisin Klasik Termoekonomik Modele Göre Nümerik Analizi

Bu kısımda teorik bilgilerden faydalanarak yukarıda bahsi geçen tesisin termoekonomik analizini yapabilmek için bir amaç fonksiyonu tanımlanacak ve bu amaç fonksiyonunun tesisin tasarım parametrelerine bağlı olarak değişimleri analiz edilecek.

Nümerik analiz için FORTRAN kodunda bir program geliştirilmiştir. Program öncelikle tesisin termodinamik modeline göre çözümleme yaparak, sistemin her bir noktasındaki basınç ve sıcaklık ile tüm sistemin verim ve net işini hesaplamaktadır. İkinci olarak, tesisin termoekonomik modeline dayanarak ekonomik analizler yapacaktır. Ekonomik analizler yakıt maliyeti, ilk yatırım maliyetleri ve çevresel maliyetler olarak değerlendirilmiştir. Tespit edilen amaç fonksiyonu program içinde kodlanmış ve tesisin değişik tasarım parametrelerinin amaç fonksiyonuna etkileri incelenmiştir. Yine elde edilen sonuçlar bu bölümde grafiklerle tartışılmış ve yorumlanmıştır. Nümerik analizlerde kolaylıklar sağlaması bakımından yapılan kabuller aşağıda belirtilmiştir:

- İş akışkanı olarak Hava alınmıştır,
- Hava ideal gaz olarak kabul edilmiştir,
- Havanın özgül ısısı sıcaklığın bir fonksiyonu olarak kabul edildi,

- Yakıt olarak Gasoline (C_7H_{14}) kullanıldığı varsayılmıştır,
- Yakıt- Hava eşdeğerlik oranı 1/ 50 olarak alınmıştır.
- Kompresör giriş basınç ve sıcaklıkları sırasıyla, 1.0 bar ve 300 K olarak alınmıştır.
- Tesisin kapalı devresi içindeki havanın debisi 1 kg/s alınmıştır.
- Kompresör ve gaz türbini izentropik verimleri 0.88 olduğu kabul edilmiştir,
- Çevrimin maksimum sıcaklığın minimum sıcaklığa oranı olarak 5 alınmıştır,
- Rejeneratörün etkinlik değeri 0.85 olarak varsayılmıştır,
- Soğutucunun etkinlik değeri 0.85 olarak varsayılmıştır,
- Rejeneratörün sıcak tarafı basınç kayıp oranı %3, soğuk tarafı basınç kayıp oranı %5; yanma odasının basınç kayıp oranı %5; soğutucunun basınç kayıp oranı %5 olarak kabul edilmiştir,
- Tesisin ömrü 20 yıl alınmıştır,
- Yıllık faiz oranı %10 varsayılmıştır.

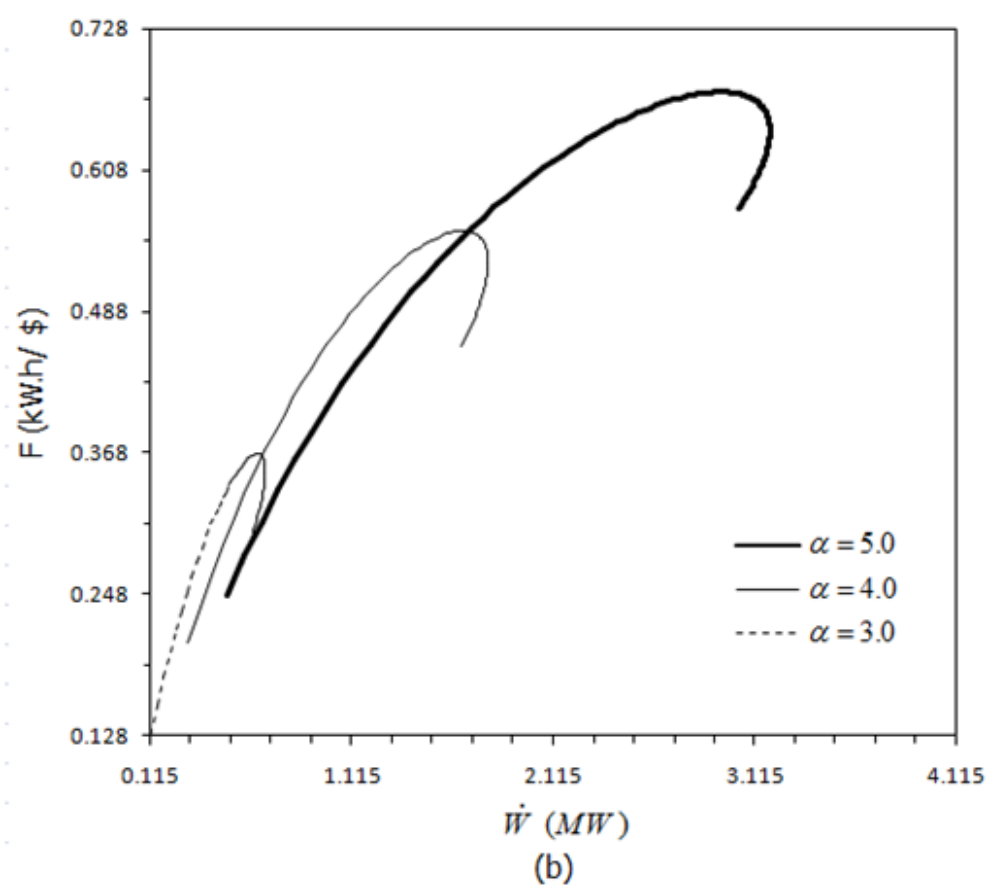
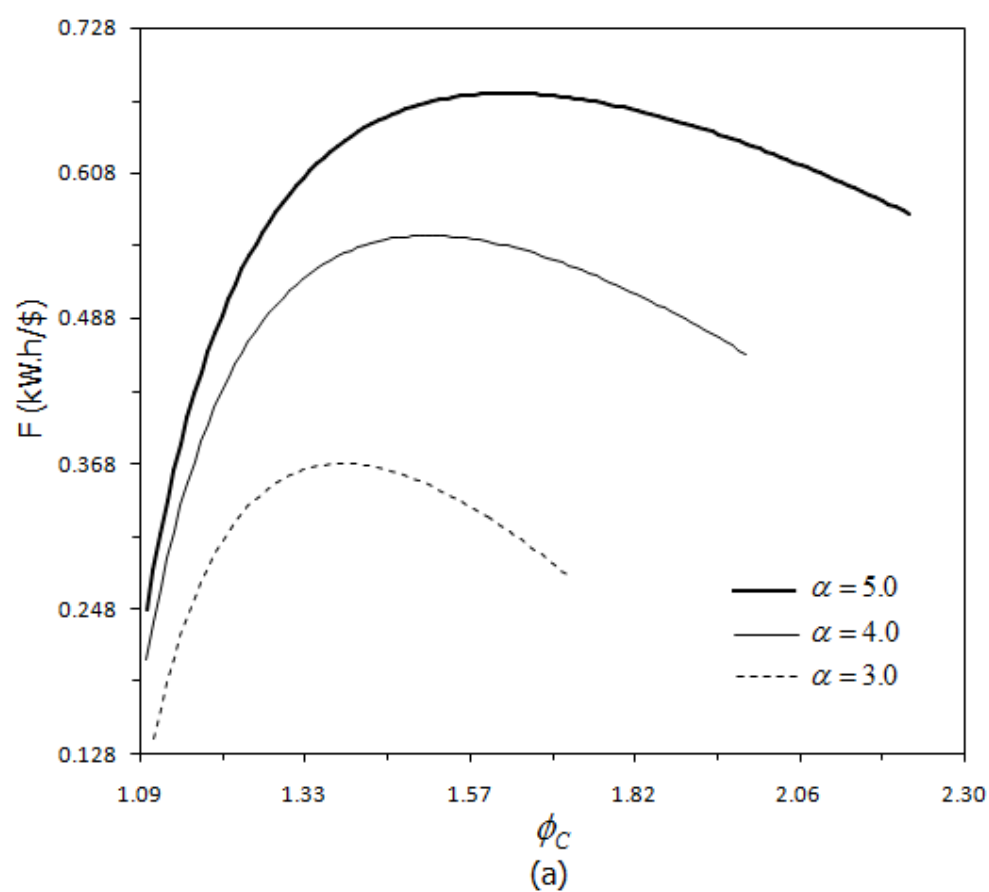
Yukarıdaki kabuller doğrultusunda $\alpha, \varepsilon_R, \eta_C, \eta_T, \zeta$, birim maliyet başına işin kompresör basınç oranına, çevrim net işine ve çevrim termal verimine etkisi analiz edilmiştir. Ayrıca toplam maliyet ve maliyet bileşenlerinin bu parametrelerle ilişkisel analizi yapılmıştır. Yapılan analizler ve elde edilen sonuçlar aşağıda bölümler halinde sunulmuştur.

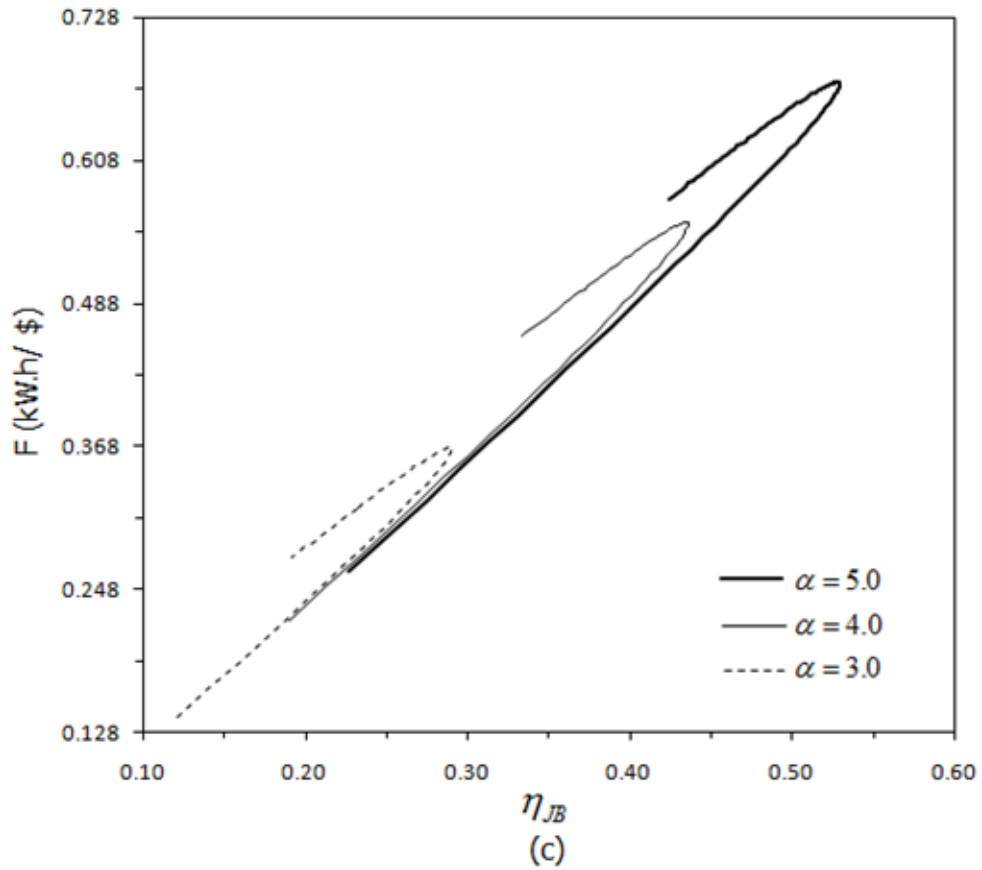
2.3.1 Maksimum Sıcaklık Oranının Etkisi

Bu analizde çevrimin maksimum sıcaklığının minimum sıcaklığa oranı α 'nın sırasıyla 3, 4, 5 olarak değiştirilmesi ile ϕ_C -F, η_{JB} -F ve $\dot{W}$ -F grafikleri incelenmiştir. Amaç fonksiyonu F, aşağıdaki ifade ile birim maliyet başına düşen iş olarak tanımlanmış olup birimi (kW.h/ \$)' dır.

$$F = \frac{\dot{W}}{\dot{C}_T} \quad (2.39)$$

Şekil 2.3.a'da görüldüğü üzere kompresör basınç oranı değeri arttıkça birim maliyet başına düşen iş miktarında da artış gözlemlenmektedir. Bu artış belli bir optimum basınç oranı değerine kadar devam etmekte sonrasında değerinde azalma başlamaktadır. Bununla beraber çevrimin sıcaklık oranı α 'nın artışına bağlı olarak da birim maliyet başına düşen iş değerinde artış olmaktadır. Bununla birlikte maksimum amaç fonksiyonu ($F_{\max}$) değerlerine karşılık gelen kompresör basınç oranı değerleri (ϕ_C^*), çevrimin artan maksimum sıcaklık (α) değerleri ile birlikte artmaktadır. Bir başka deyişle optimum kompresör basınç oranları ($\phi_{\max}$) değerlerine karşılık gelen, birim maliyet başına iş (F^*) değerleri, çevrimin artan maksimum sıcaklık oranları (α) değerleri ile birlikte artmaktadır. Şekil 2.3.b'de çevrimin net güç ile amaç fonksiyonu olan birim maliyet başına düşen işin farklı çevrim sıcaklık oranlarına bağlı değişimleri grafiksel olarak gösterilmektedir. Buna göre çevrim net işi bir maksimum noktaya kadar artarken birim maliyet işi de artmakta sonrasında azalma göstermektedir. Burada da çevrim sıcaklık oranı (α) arttıkça birim maliyet başına iş (F) miktarında artış olmaktadır. Grafik incelendiğinde tesis net gücü ile birim maliyet başına iş değerlerinin her birinin bir optimum değeri mevcuttur. Buna göre maksimum amaç fonksiyon ($F_{\max}$) değerleri ile maksimum net güç ($\dot{W}_{\max}$) değerleri artan maksimum sıcaklık oranı (α) değerleri ile birlikte artmaktadır. Ayrıca, maksimum amaç fonksiyonu ($F_{\max}$) değerlerine karşılık gelen net güç değerleri ($\dot{W}^*$) ve maksimum güç ($\dot{W}_{\max}$) değerlerine karşılık gelen amaç fonksiyon değerleri de (F^*) çevrimin artan maksimum sıcaklık oranları (α) ile birlikte artmaktadır. Bu durumda tesisin optimum çalışma aralıkları için $(F_{\max}) \leq (F_{opt}) \leq (F^*)$ ve $(\dot{W}^*) \leq (\dot{W}_{opt}) \leq (\dot{W}_{\max})$ şeklinde yorum yapılabilir. Şekil 2.3.c' de tesisin değişik maksimum sıcaklık oranlarının (α), tesisin termik verim (η_{JB}) ile amaç fonksiyonuna (F) olan etkisi görülmektedir. Buna göre, çevrimin termik verimi, çevrimin artan maksimum sıcaklık oranları ile artmaktadır. Bu durum bir maksimum noktaya kadar devam ederken bu noktadan sonra tesisin termik verimi azalmaktadır. Amaç fonksiyonu olarak tanımlanan birim maliyet başına iş değerleri de çevrimin artan sıcaklık oranlarına bağlı olarak artmaktadır. Maksimum amaç fonksiyonuna ($F_{\max}$) karşılık gelen tesis termik verimleri (η_{JB}^*), çevrimin artan maksimum sıcaklık oranı (α) değerleri ile birlikte artmaktadır.



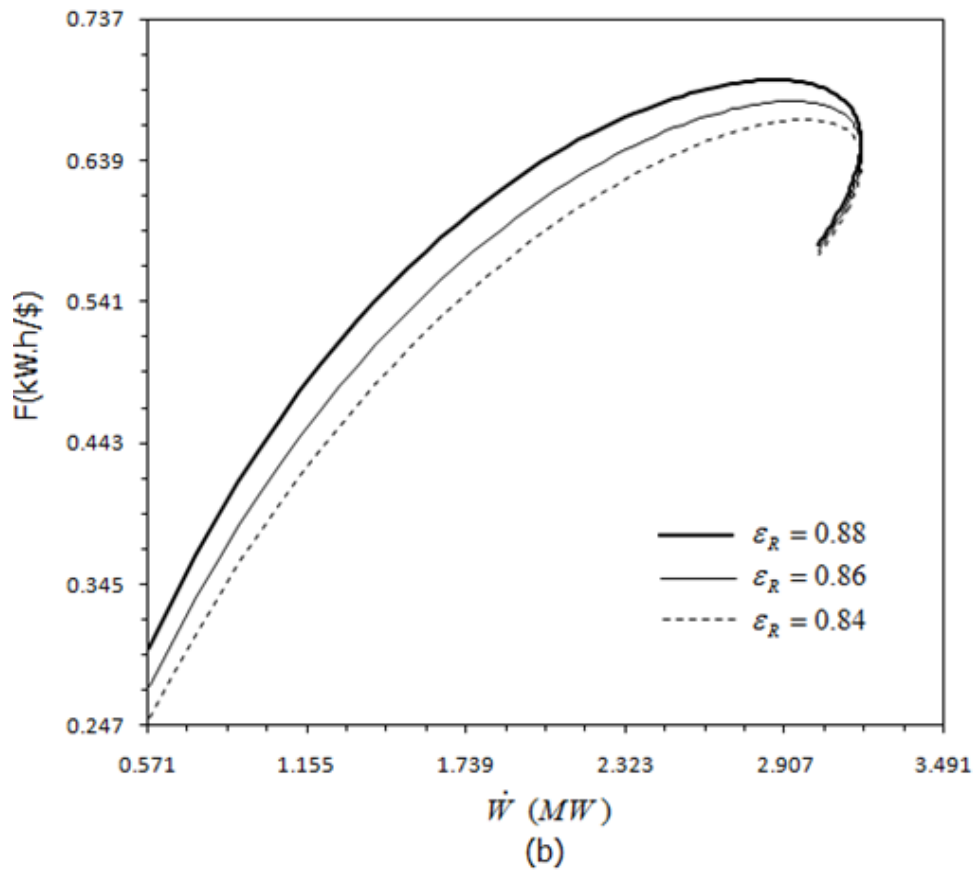
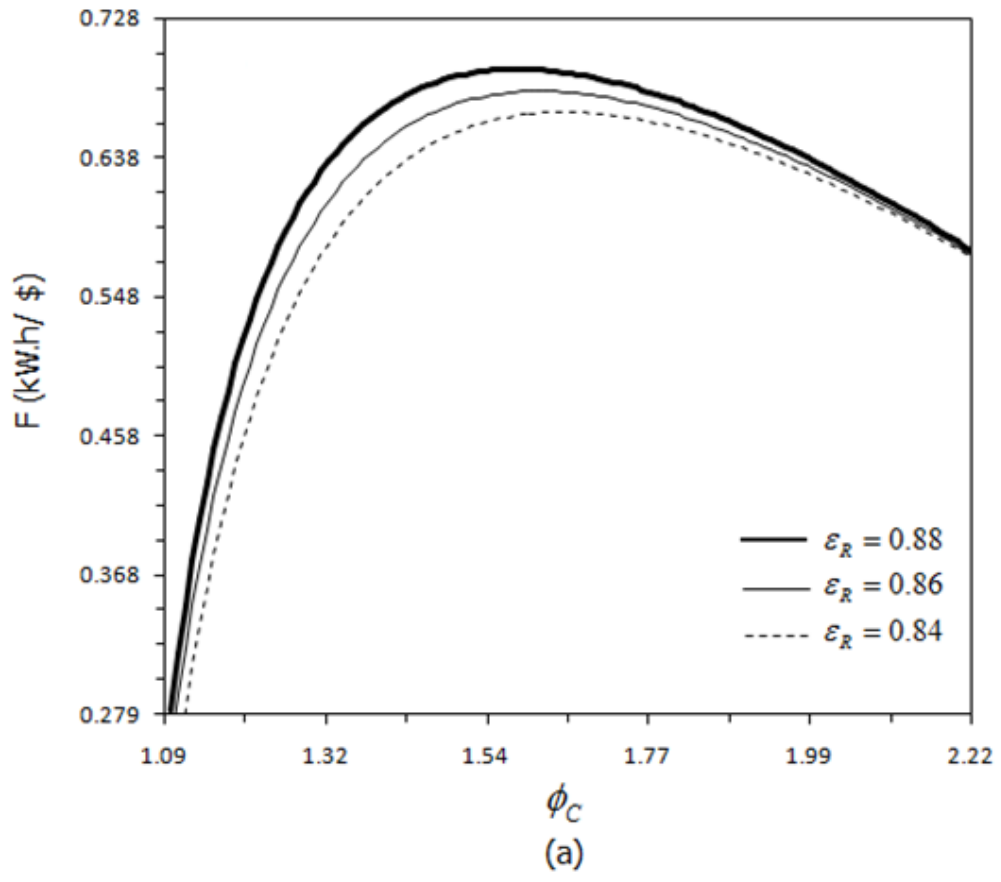


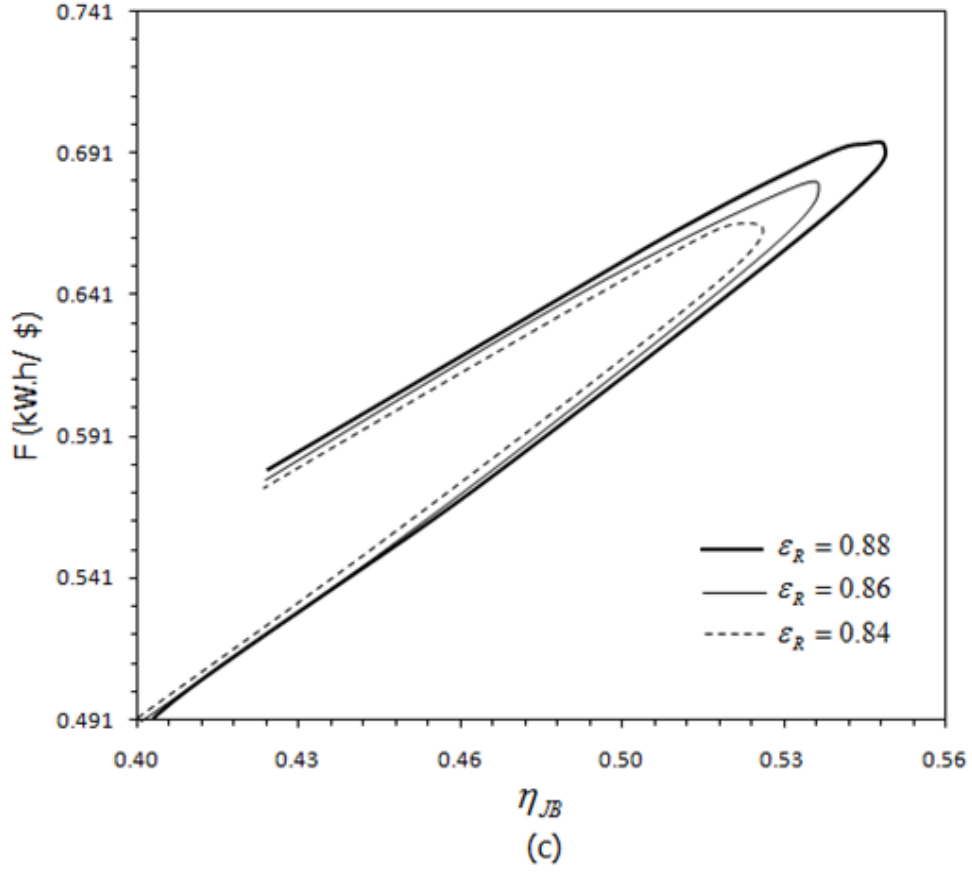
Şekil 2.3 Termoekonomik amaç fonksiyonu (F)' in, (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C ; (b) çevrimin net işi $\dot{W}$ ve (c) çevrimin ısıl verime η_{JB} , çevrimin değişen sıcaklık oranları α 'ya bağlı olarak etkisinin grafiği.

2.3.2 Rejeneratör Etkinliğinin Etkisi

Bu analizde çevrimde kullanılan Rejeneratörün etkinlik değerlerinin $\varepsilon_R = 0.82, 0.84$ ve 0.86 olarak değiştirilmesi ile Şekil 2.4.a, b ve c'de gösterilen grafikler $\phi_C - F$, $\eta_{JB} - F$ ve $\dot{W} - F$ elde edilmiş ve sonuçlar yorumlanmıştır.

Şekil 2.4.a'da kompresör basınç oranı parametresinin (ϕ_C), birim maliyet başına düşen iş miktarına (F) bağlı değişimin farklı Rejeneratör etkinlik (ε_R) değerlerinde değişimi görülmektedir. Buna göre artan kompresör basınç oranları ile birim maliyet başına iş değerleri de artmaktadır. Ancak bu artış yalnızca maksimum kompresör basınç oranı ($\phi_{C,max}$) parametresine kadar devam etmekte ardından bir düşüşe geçmektedir. Ayrıca Rejeneratör etkinlik değerinin artışı birim maliyet iş miktarını düşürmektedir. Buradan da anlaşılacağı üzere bir gaz türbini tesisinde rejeneratör tesisin verimini arttırırken birim maliyet başına güç değerlerini de düşürebilmektedir.





Şekil 2.4 Termoekonomik amaç fonksiyonu (F)' in, (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_c ; (b) çevrimin net işi $\dot{W}$ ve (c) çevrimin ısı verime η_{JB} , Rejeneratör etkinlik değeri ε_R ' ye bağlı olarak etkisinin grafiği.

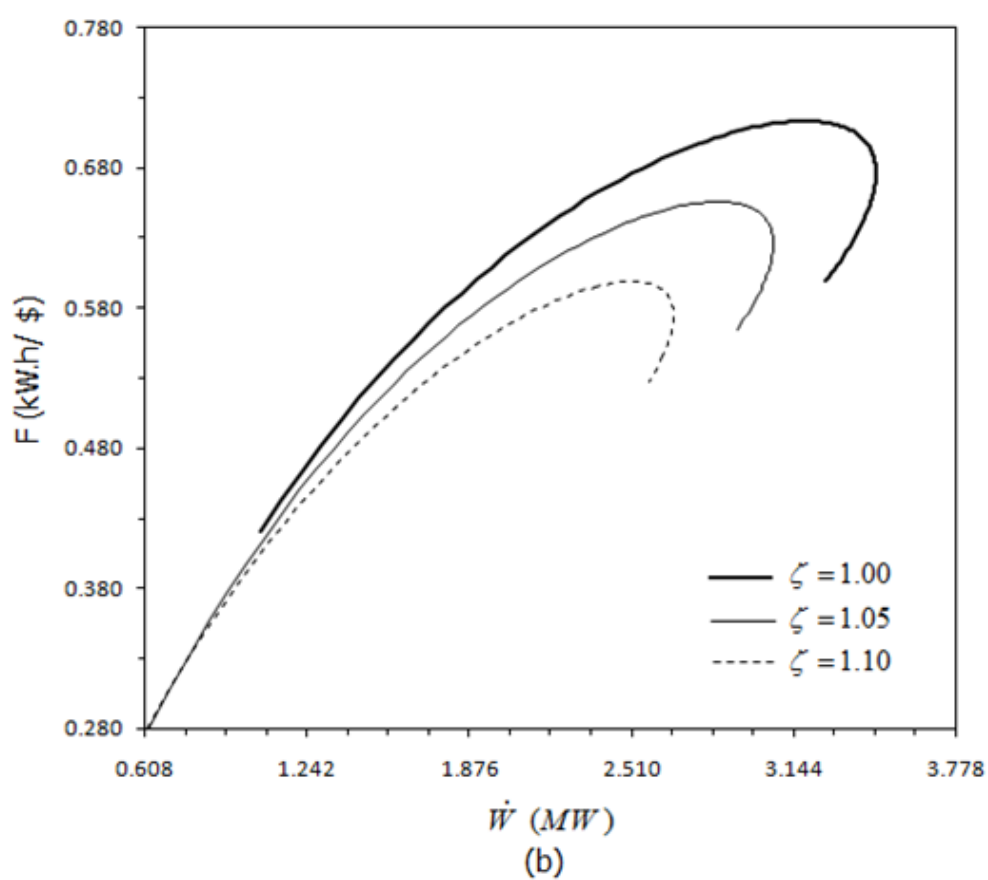
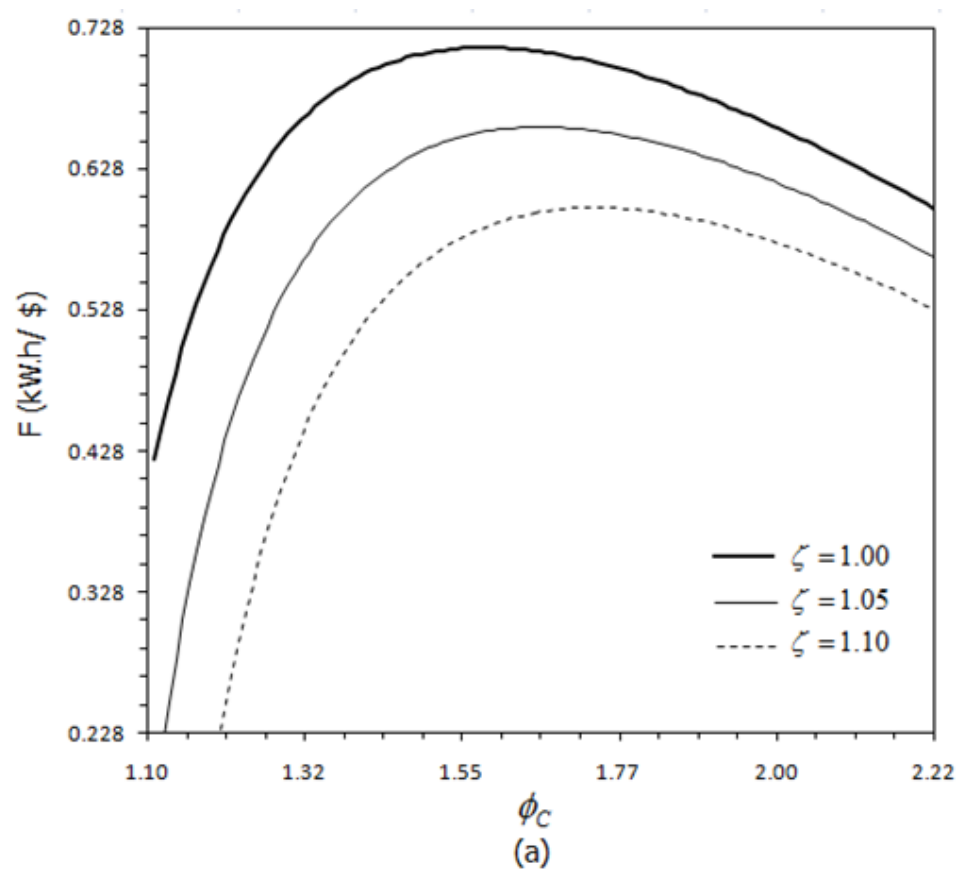
Şekil 2.4.b'de çevrimin net gücü ($\dot{W}$) ile birim maliyet başına düşen iş miktarı (F) arasındaki ilişkiyi, farklı Rejeneratör etkinlik değerlerine (ε_R) bağlı olarak göstermektedir. Burada çevrimin maksimum net gücünün ($\dot{W}_{max}$) tüm rejeneratör değerlerinde sabit kaldığı açıkça görülmektedir. Bununla birlikte artan rejeneratör etkinlik (ε_R) değerleri ile beraber amaç fonksiyonu (F) artmaktadır. Bu artış birim maliyet başına düşen gücün (F_{max}) maksimum bir noktasına kadar devam ederken, bu noktadan sonra düşüş gözlemlenmiştir. Maksimum amaç fonksiyonuna karşılık gelen tesis net güç ($\dot{W}^*$) değerlerinde, azalan rejeneratör etkinlik değeri ile birlikte artış olmaktadır. Buradan da farklı rejeneratör değerlerinde birim maliyet başına gücün optimum çalışma aralığı için aşağıdaki şekilde bir yorum yapılabilir: $(F_{max}) \leq (F_{opt}) \leq (F^*)$. Ayrıca maksimum güce karşılık gelen amaç fonksiyonu değerleri daima sabit olduğu gözlemlenirse $(\partial \dot{W} / \partial F) = 0$ olduğu söylenebilir.

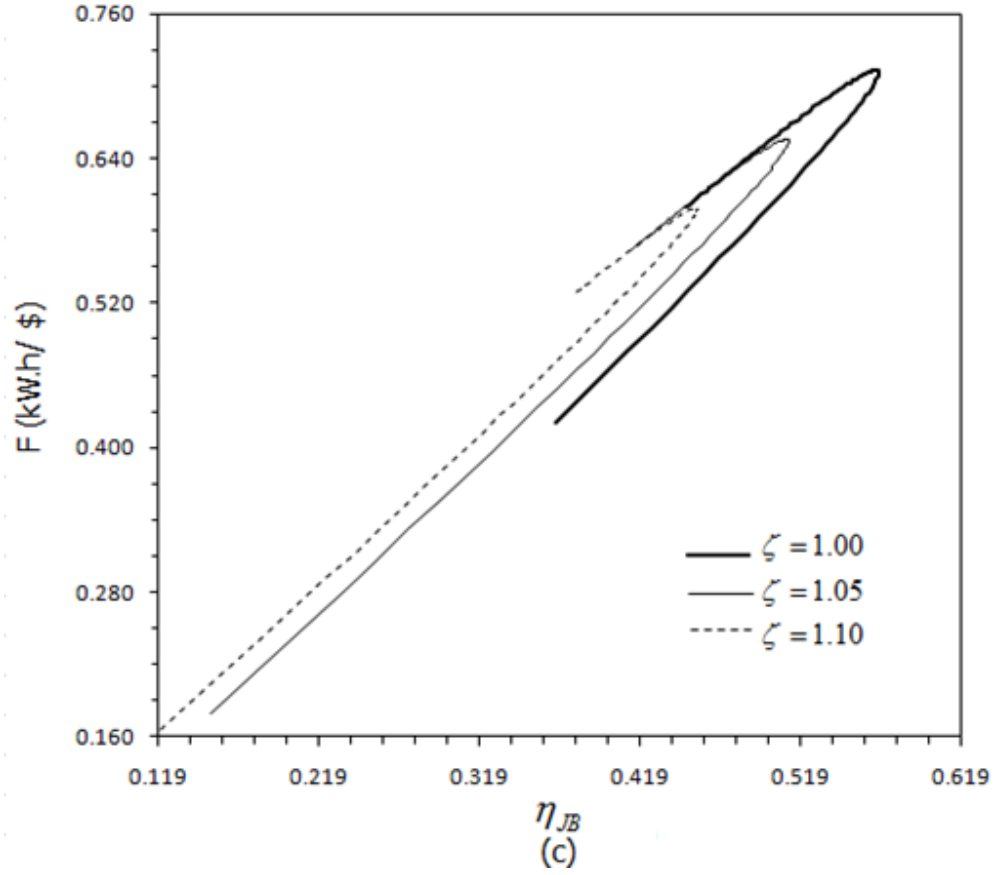
Şekil 2.4.c’de termik verim (η_{JB}) ile birim maliyet başına düşen güç (F) miktarı değişiminin, farklı rejeneratör etkinlik (ε_R) değerlerine bağlı olarak değişimi görülmektedir. Çevrimin termik verimi, artan rejeneratör etkinlik değeri ile artmaktadır. Bu artış bir optimum noktaya (η_{max}) kadar devam ederken, bu noktadan sonra azalmaktadır. Ayrıca termik verim bir optimum değere kadar arttıkça birim maliyet başına güç miktarında da artış olmakta ardından bir azalmaya yönelik gözlemlenmektedir. Bununla birlikte maksimum termik verime (η_{max}) karşılık gelen amaç fonksiyonu (F*) değerleri, rejeneratörün etkinlik değerinin artmasına paralel olarak artmaktadır.

2.3.3 Basınç Kayıp Parametresinin Etkisi

T-S diyagramı Şekil 2.2 ile verilmiş olan tesiste, tersinmezlik olarak basınç kayıplarının da gözönüne alındığı görülmektedir. Bu nedenle çevrimde tüm bileşenlerde basınç kayıplarının var olduğu düşünülmüştür. Bu şekilde gerçek çevrimlere daha yakın sonuçlar elde edilebilmektedir. Bu bölümde çevrimdeki tüm basınç kayıpları ζ olarak tanımlanmış ve analizler yapılmıştır. Analizde $\zeta = 1.00, 1.05, 1.10$ olarak değiştirilmiş ve Şekil 2.5.a, b ve c’de gösterilen grafikler ($\phi_C - F$, $\eta_{JB} - F$ ve $\dot{W} - F$) elde edilmiş ve sonuçlar yorumlanmıştır.

Buna göre Şekil 2.5.a’da kompresör basınç oranı (ϕ_C), birim maliyet başına düşen güç (F) miktarına bağlı değişimini, çevrimin farklı basınç kayıplarının (ζ) etkisi ile nasıl değiştiği görülmektedir. Grafikten de anlaşıldığı üzere kompresör basınç oranı parametresi arttıkça birim maliyet başına güç miktarı artmakta ve basınç oranı parametresinin bir optimum noktasına ($\phi_{C,max}$) kadar artmaya devam etmektedir ve hemen sonrasında azalmaya meyil etmektedir. Ayrıca çevrimin basınç kayıp parametresinin ζ artması durumunda birim maliyet başına güç miktarı azalmaktadır.





Şekil 2.5 Termoekonomik amaç fonksiyonu (F)' in, (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C ; (b) çevrimin net işi $\dot{W}$ ve (c) çevrimin ısıl verime η_{JB} , çevrimim basınç kayıp parametresine ζ ' ye bağlı olarak etkisinin grafiği.

Burada şu hatırdan çıkmamalıdır. Basınç kayıplarından kaynaklanan tersinmezlikler, ($\rho = 1/\zeta$) olarak etki göstermektedir ve bu etkinin değeri daima 1'den küçük olmaktadır. Grafik yorumlanırken basınç kayıp parametresinin ters etkili olduğu göz önüne alınmalıdır. Bu durumda basınç kayıplarından kaynaklanan tersinmezlikler arttıkça toplam maliyetin de arttığı açıkça anlaşılmaktadır. Toplam maliyetler arttıkça amaç fonksiyonu (F) değerleri azalmaya başlamaktadır.

Toplam maliyet ve güç arasındaki ilişki en iyi haliyle Şekil 2.5.b'de verilmiştir. Çevrimin net gücü arttıkça ($\dot{W}$), birim maliyet başına düşen güç değerleri bir optimum noktaya ($F_{\max}$) kadar artmaktadır. Bununla birlikte amaç fonksiyonu (F) arttıkça, tesisin net güç değerleri bir optimum noktaya ($\dot{W}_{\max}$) kadar artmakta sonrasında azalmaya başlamaktadır. Aynı zamanda artan basınç kayıplarından kaynaklanan tersinmezliklere (ζ) bağlı olarak birim maliyet gücü de azaldığı belirlenmiştir. Buna göre tesisin amaç

fonksiyonu ve net gücünün optimum çalışma aralıklarını şu şekilde verebiliriz:
 $(F_{\max}) \leq (F_{opt}) \leq (F^*)$ ve $(\dot{W}^*) \leq (\dot{W}_{opt}) \leq (\dot{W}_{\max})$.

Benzer olarak Şekil 2.5.c’de çevrimin termik veriminin (η_{JB}) birim maliyet başına düşen güç (F) miktarına bağlı değişimi görülmektedir. Burada da termik verim maksimum $(\eta_{JB,\max})$ bir noktaya ulaşıncaya kadar birim maliyet başına güç te artmakta ve ardından azalmaya başlamaktadır. Diğer bir ifadeyle, maksimum termik verime $(\eta_{JB,\max})$ karşılık gelen amaç fonksiyonu (F*) değerleri artan basınç kayıp parametreleri (ζ) birlikte azalmaktadır. Yani tesisin net gücü düşerken $(\dot{W})$ toplam maliyet (C_T) artmaktadır.

2.3.4 Kompresör İzentropik Veriminin Etkisi

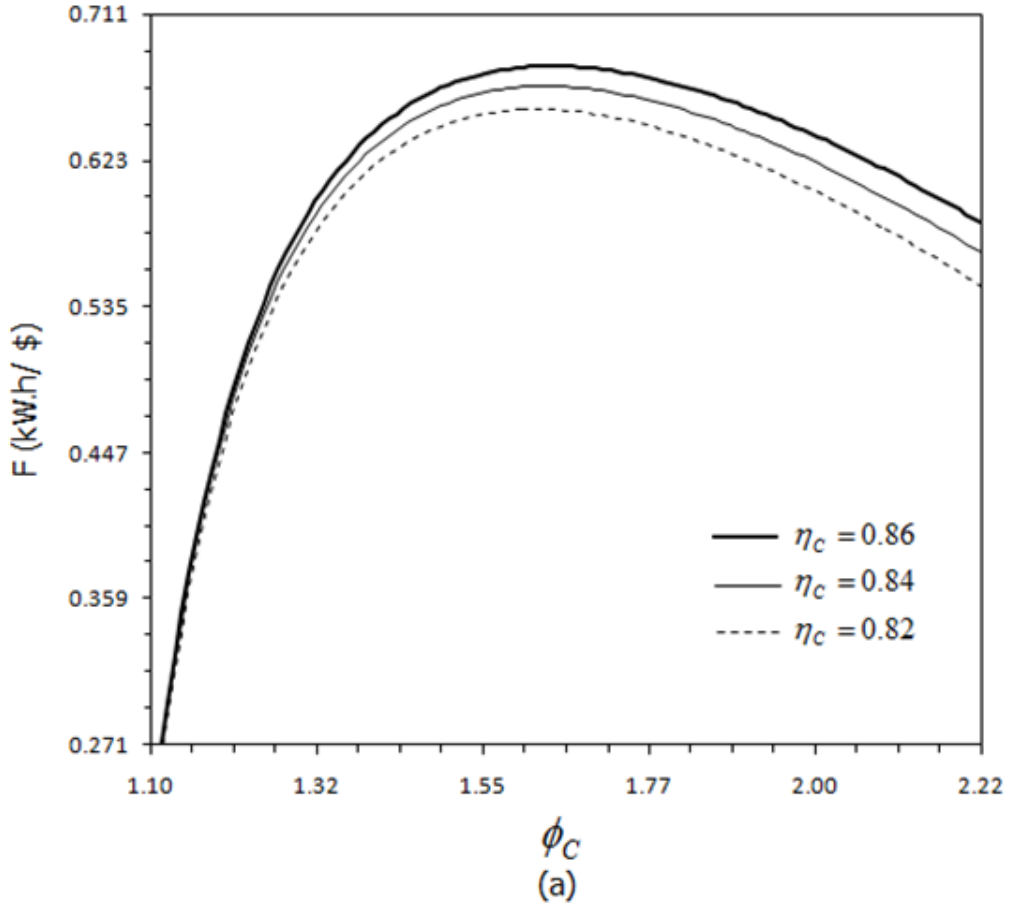
Bu analizde kompresör izentropik verimlerinin birim maliyet başına düşen iş miktarına etkisi analiz edilmiştir. Bunun için kompresörün izentropik verimleri $\eta_C = 0.82, 0.84, 0.86$ aralığında 0.02 arttırılarak değişimler incelenmiş ve aşağıdaki Şekil 2.6.a, b ve c’ deki grafikler çıkarılarak yorumlanmıştır.

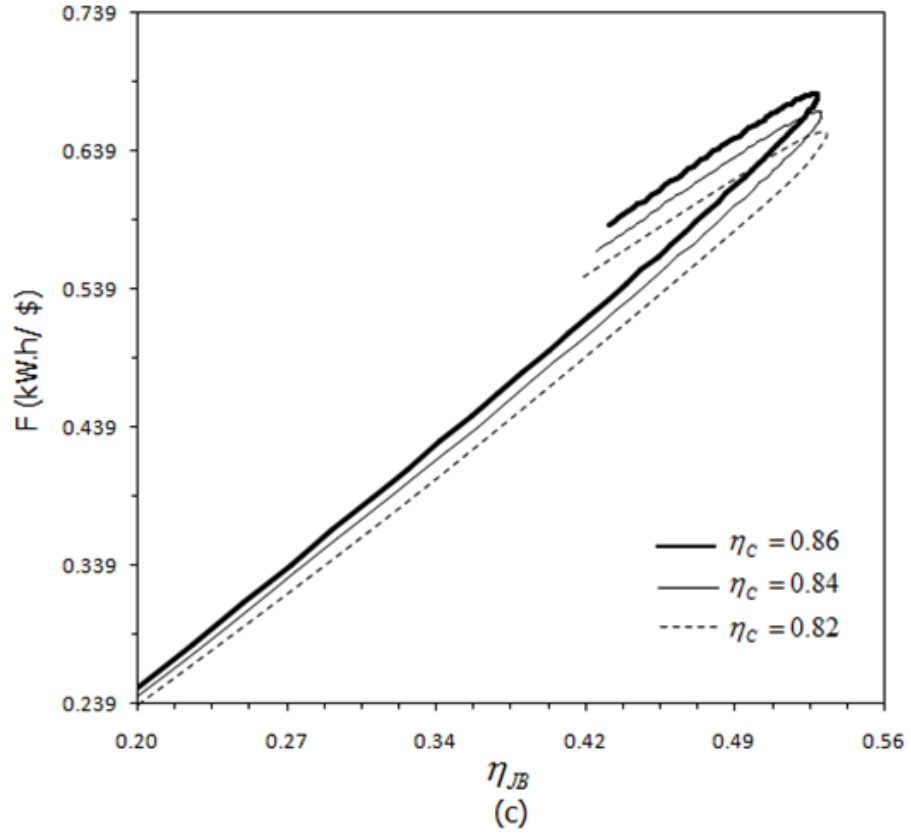
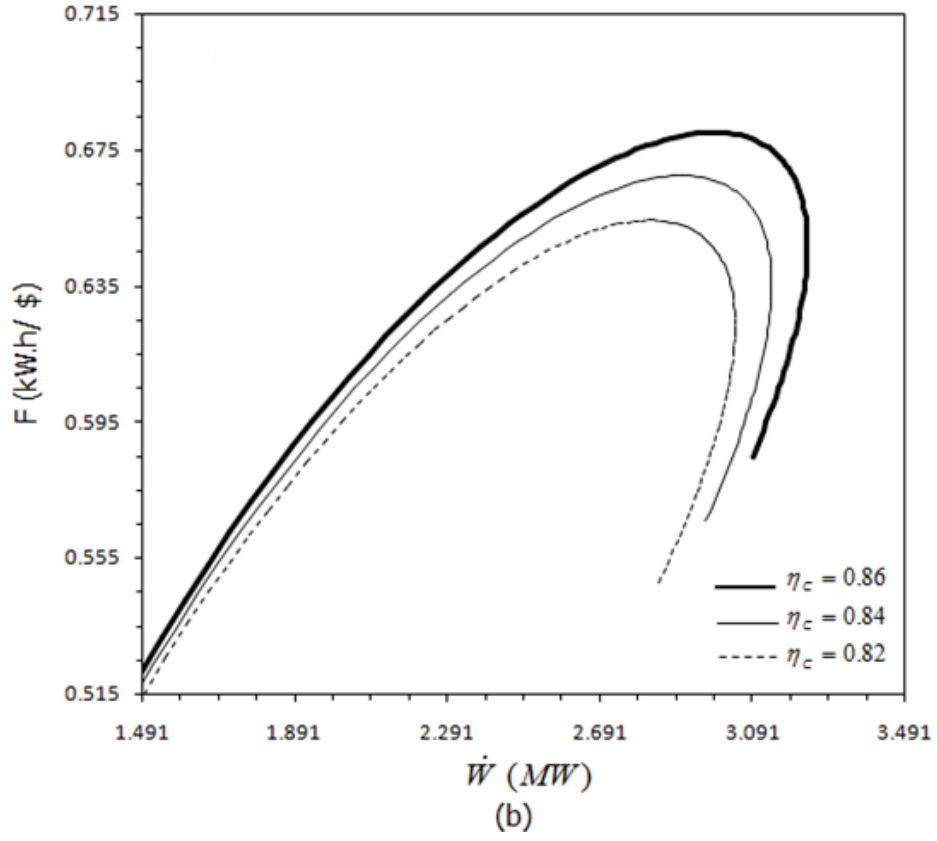
Şekil 2.6.a’ ya göre kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_C) arttıkça amaç fonksiyonu (F) değeri de artmaktadır. Bu artış maksimum bir noktaya kadar devam ederken, artan kompresör basınç oranı değerine rağmen, azalmaya başlamaktadır. Aynı zamanda kompresör izentropik verimi (η_C) arttıkça amaç fonksiyonu (F) değerleri de artmaktadır. Maksimum kompresör basınç oranı parametrelerine $(\phi_{C,\max})$ karşılık gelen amaç fonksiyonu (F*) değerleri, artan kompresör izentropik verimleri ile birlikte artmaktadır.

Çevrimin net işi $(\dot{W})$ ile amaç fonksiyonu (F) arasındaki ilişkiyi veren grafik Şekil 2.6.b ile sunulmuştur. Tesis net güç değerleri, amaç fonksiyonu bir maksimum $(\phi_{C,\max})$ noktaya kadar artmaktadır. Bu noktadan sonra artan tesis net güç $(\dot{W})$ değerlerine rağmen azalmaktadır. Aynı zamanda kompresör izentropik (η_C) verimi arttıkça amaç fonksiyonu değerleri (F)’ de artmaktadır. Grafikten de anlaşılabacağı üzere tesis net gücü ile birim güç başına maliyet olarak tanımlanmış olan amaç fonksiyonu F’ in optimum

çalışma aralıkları vardır. Bu optimum çalışma aralıkları $(F_{\max}) \leq (F_{opt}) \leq (F^*)$ ve $(\dot{W}^*) \leq (\dot{W}_{opt}) \leq (\dot{W}_{\max})$ şeklinde verilebilir.

Şekil 2.6.c’de çevrimin termik verimi (η_{JB}) ile birim maliyet başına düşen güç (F) miktarı arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Grafikte termik verimin artışına (η_{JB}) bağlı olarak birim maliyet başına güç (F) değerleri de artmaktadır. Bu artış amaç fonksiyonunun maksimum bir noktasına ($F_{\max}$) kadar devam ederken bu noktadan sonra termik verimle beraber azalmaktadır. Kompresör izentropik verimi arttıkça maksimum amaç fonksiyonu değerleri artarken, bu değerlere karşılık gelen tesis termik verimleri (η_{JB}^*) azalmaktadır.



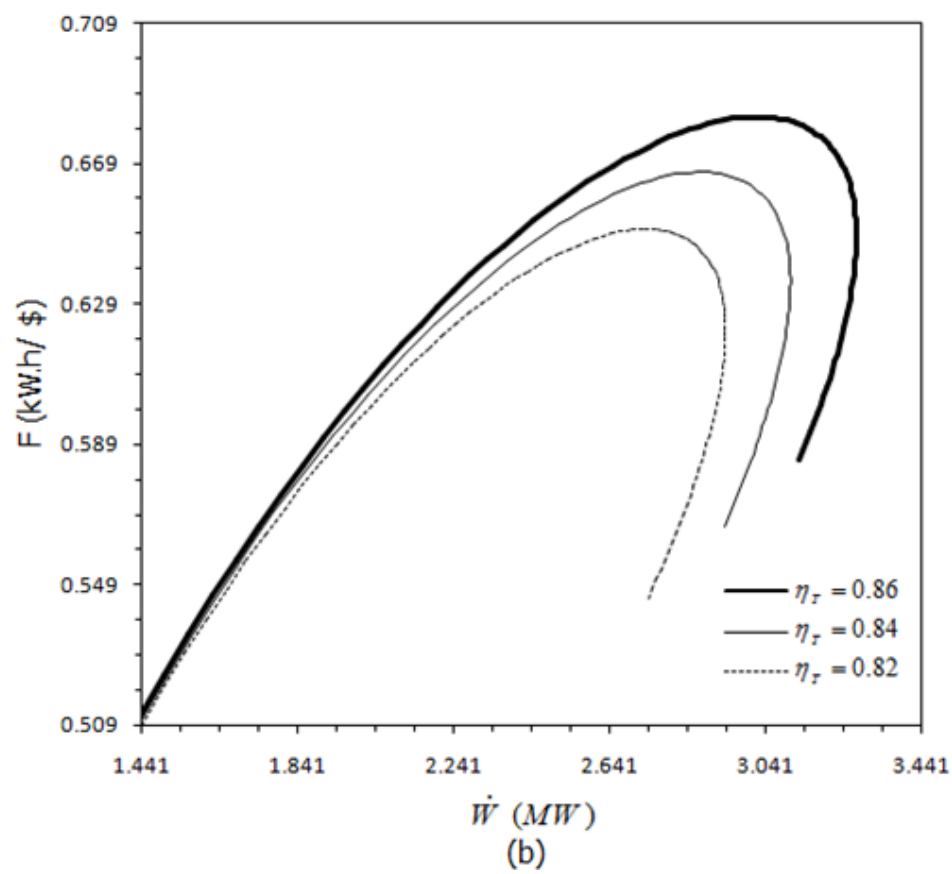
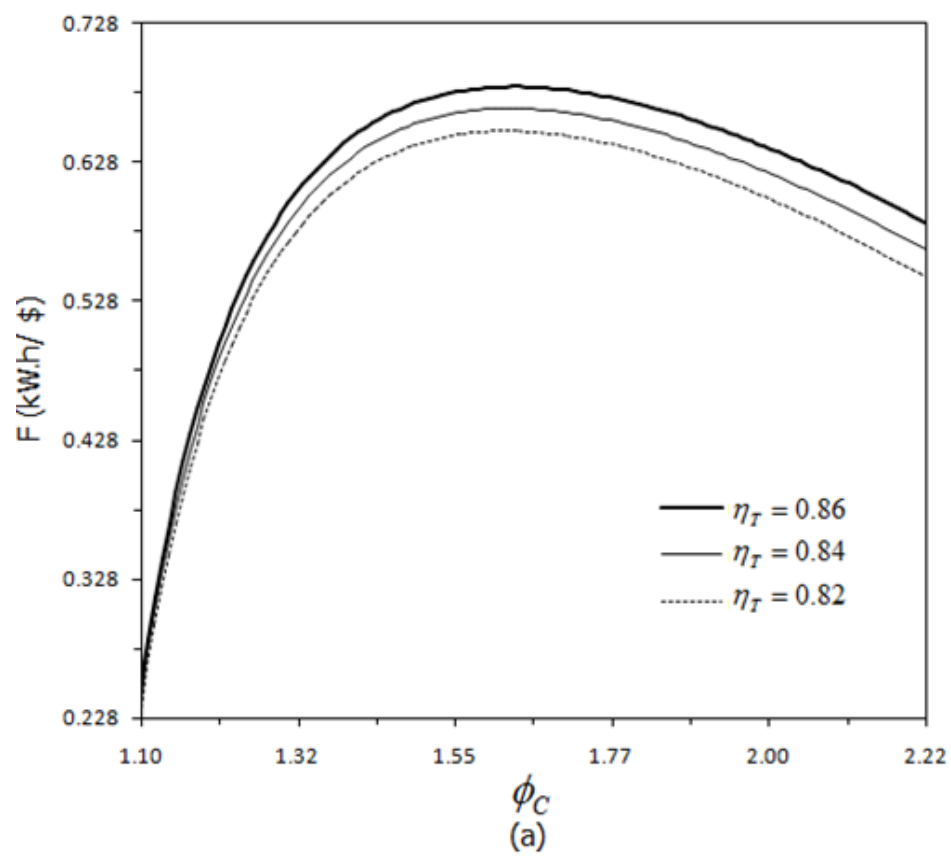


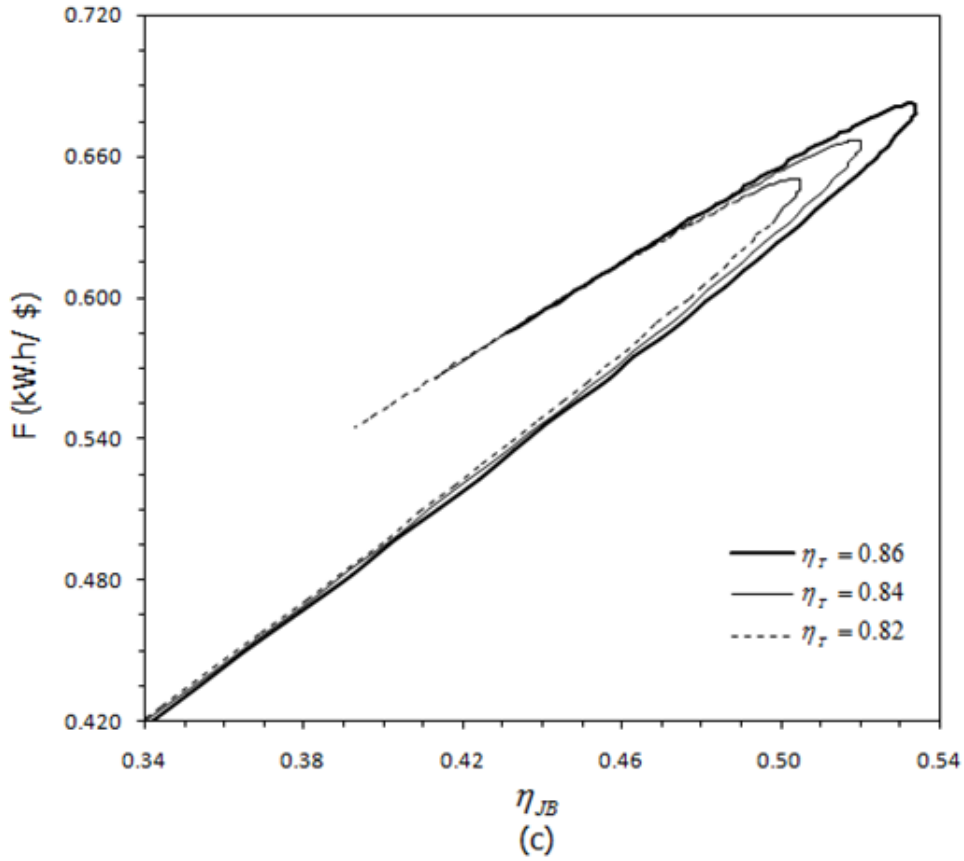
Şekil 2.6 Termoekonomik amaç fonksiyonu (F)' in, (a) kompresör basınç oranı parametresi Φ_c ; (b) çevrimin net işi $\dot{W}$ ve (c) çevrimin ısıl verime η_{JB} , çevrimin farklı kompresör izentropik verimlerine bağlı grafiği.

2.3.5 Türbin İzentropik Veriminin Etkisi

Bu kısımda türbin izentropik verimlerinin (η_T) termoeconomik amaç fonksiyonu (F) ' ye etkisi analiz edilmiştir. Bunun için türbin izentropik verimleri $\eta_T = 0.82, 0.84, 0.86$ aralığında 0.02 arttırılarak değişimler incelenmiş ve aşağıdaki Şekil 2.7.a, b ve c'deki grafikler çizilerek sonuçlar yorumlanmıştır.

Şekil 2.7.a ve b'de görüldüğü gibi üzere kompresör basınç oranı parametresi ile çevrimden elde edilen net işin artması, birim maliyet başına düşen iş miktarını da arttırmaktadır ve bu artış yine bu parametrelerin maksimum noktalarına kadar devam etmektedir. Türbin izentropik verimi arttıkça termoeconomik amaç fonksiyonu (F) değerlerinde artış görülmektedir (Şekil 2.7.a). Optimum amaç fonksiyonu (F_{max}) değeri, artan türbin izentropik verimleri (η_T) ile beraber, artarken bu değerlere karşılık gelen kompresör basınç oranlarının da (ϕ_C^*) arttığı grafikten söylenebilir. Çevrimin net işi ($\dot{W}$) ile amaç fonksiyonu (F) arasındaki ilişkiyi veren grafik Şekil 2.7.b'de görülmektedir. Tesis net güç değerleri, amaç fonksiyonu bir maksimum ($\phi_{C,max}$) noktaya kadar artmaktadır. Bu noktadan sonra artan tesis net güç ($\dot{W}$) değerlerine rağmen azalmaktadır. Aynı zamanda türbin izentropik (η_T) verimi arttıkça amaç fonksiyonu değerleri (F)' de artmaktadır. Grafikten de anlaşılabileceği üzere tesis net gücü ile birim güç başına maliyet olarak tanımlanmış olan amaç fonksiyonu F' in optimum çalışma aralıkları vardır. Bu optimum çalışma aralıkları $(F_{max}) \leq (F_{opt}) \leq (F^*)$ ve $(\dot{W}^*) \leq (\dot{W}_{opt}) \leq (\dot{W}_{max})$ şeklinde verilebilir. Şekil 2.7.c'de ise çevrimin termik verimi (η_T) ile birim maliyet başına güç (F) miktarı arasındaki ilişki grafiksel olarak verilmiştir. Grafiğe göre tesisin termik verimi amaç fonksiyonunun maksimum (F_{max}) olduğu noktaya kadar artarken, bu noktadan sonra hem termi verim (η_{JB}) hem de amaç fonksiyonu (F) değerlerinde düşüş görülmektedir. Ayrıca artan türbin izentropik verimleri (η_T) ile birlikte maksimum amaç fonksiyonu (F_{max}) artmakta olup, bu değerlere karşılık gelen tesis termik verimlerinin (η_{JB}^*) de arttığını söyleyebiliriz.



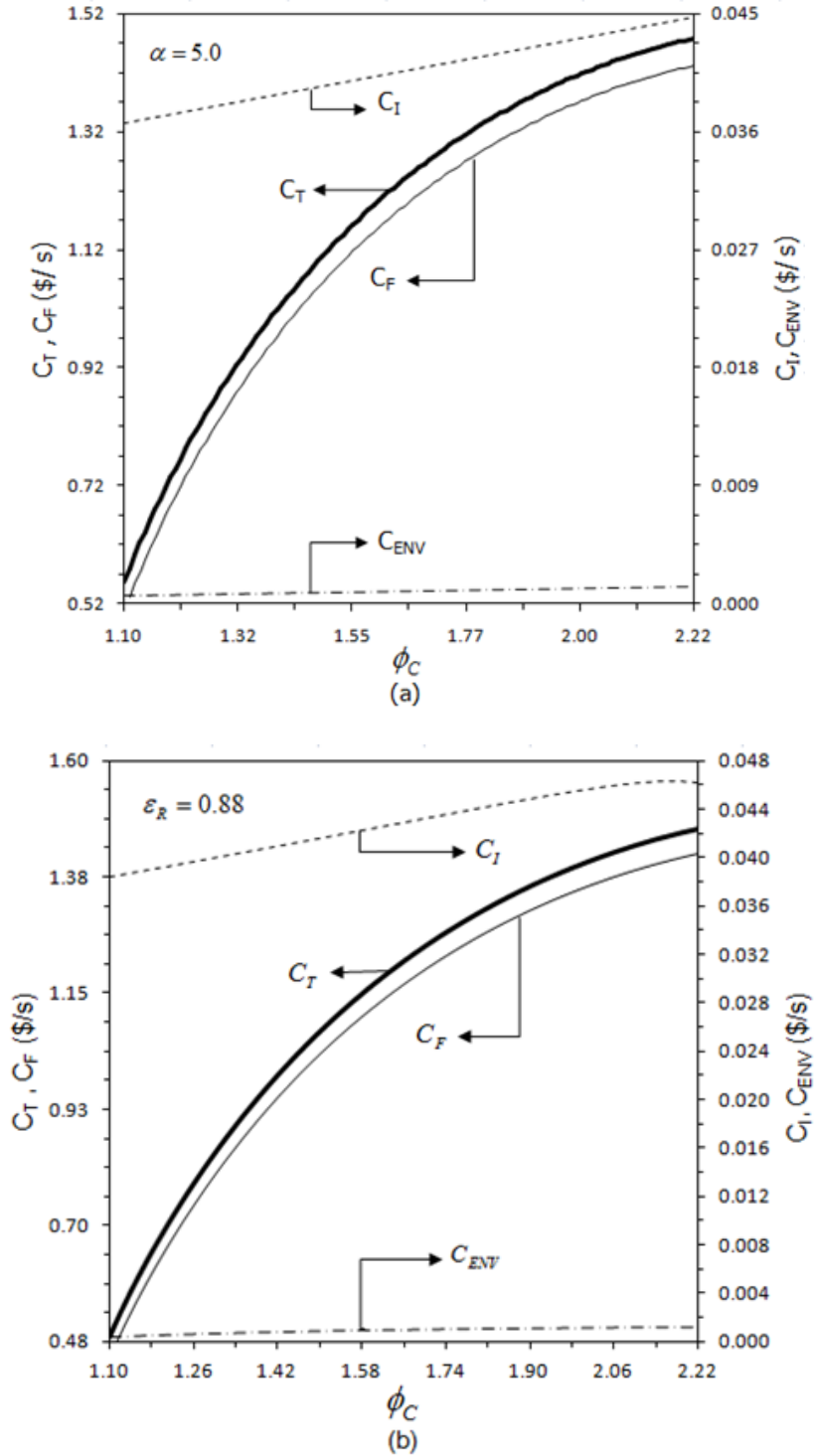


Şekil 2.7 Termoekonomik amaç fonksiyonu (F)' in, (a) kompresör basınç oranı parametresi Φ_C ; (b) çevrimin net işi $\dot{W}$ ve (c) çevrimin ısı verime η_{JB} , çevrimin farklı türbin izentropik verimlerine bağlı grafiği.

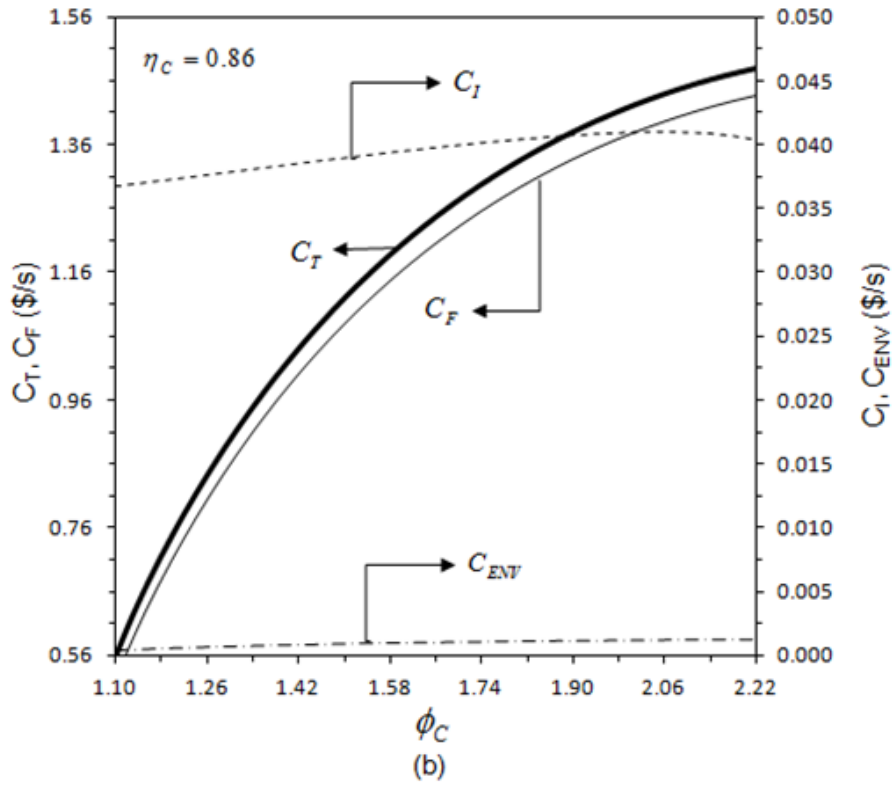
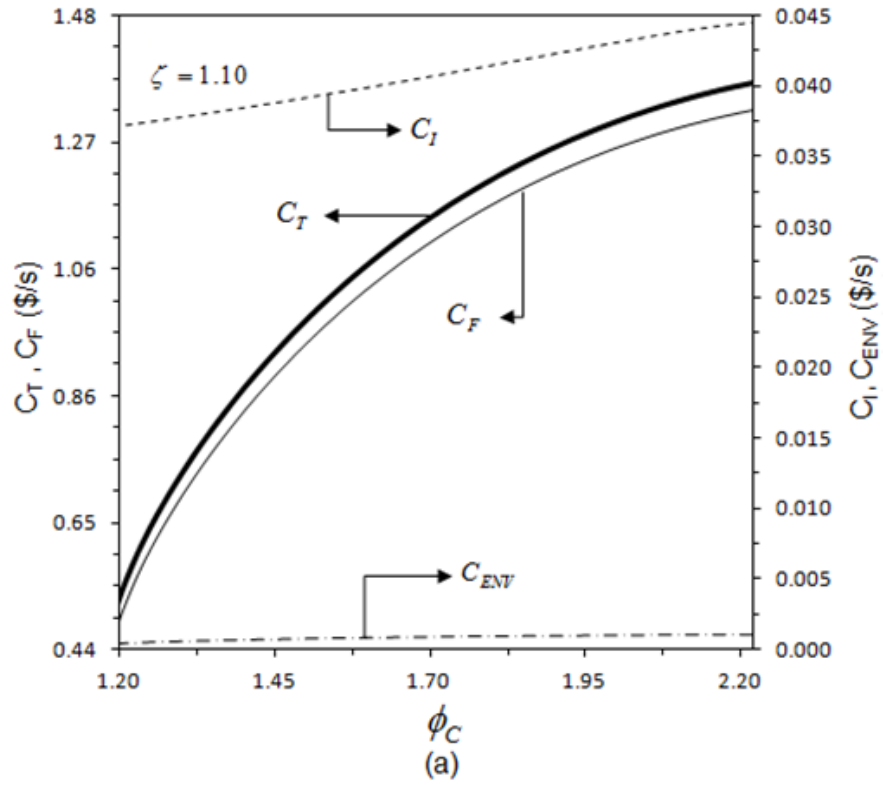
2.3.6 Klasik Termoekonomik Modele Göre Kompresör Basınç Oranı Parametresinin Toplam Maliyet ve Bileşenlerine Etkisi

Bu bölümde kompresör basınç oranı ile toplam maliyet ve bileşenleri olan yakıt maliyeti, ilk yatırım maliyeti ve çevre maliyetlerine etkisi çevrim tasarım parametrelerine bağlı olarak analiz edilmiştir. Analizler tasarım parametrelerinin α için 3.0, 4.0 ve 5.0; ε_R için 0.84, 0.86 ve 0.88; ζ için 1.00, 1.05 ve 1.10; η_C için 0.82, 0.84 ve 0.86; η_T için 0.82, 0.84 ve 0.86 değişim aralıklarında yapılmıştır. Ancak grafikler, karmaşayı önlemek ve sonuçların daha basit olarak ifade edilebilmesi amacıyla, tasarım parametrelerinin en yüksek değerlerine göre verilmiştir. Bu amaçla aşağıda Şekil 2.8.a ve b ile $\alpha=5.0$ ve $\varepsilon_R=0.88$ için; Şekil 2.9.a ve b ile $\zeta=1.10$ ve $\eta_C=0.86$ için; Şekil 2.10 ile $\eta_T=0.86$ için olan grafikler verilmiştir. Toplam maliyetlerin ve bu maliyetin içeriğinde yer alan diğer maliyetler, birbirlerine olan etkilerinin de görülebilmesi amacıyla, bir arada verilmiştir. Grafikler incelendiğinde tüm maliyetlerin aynı

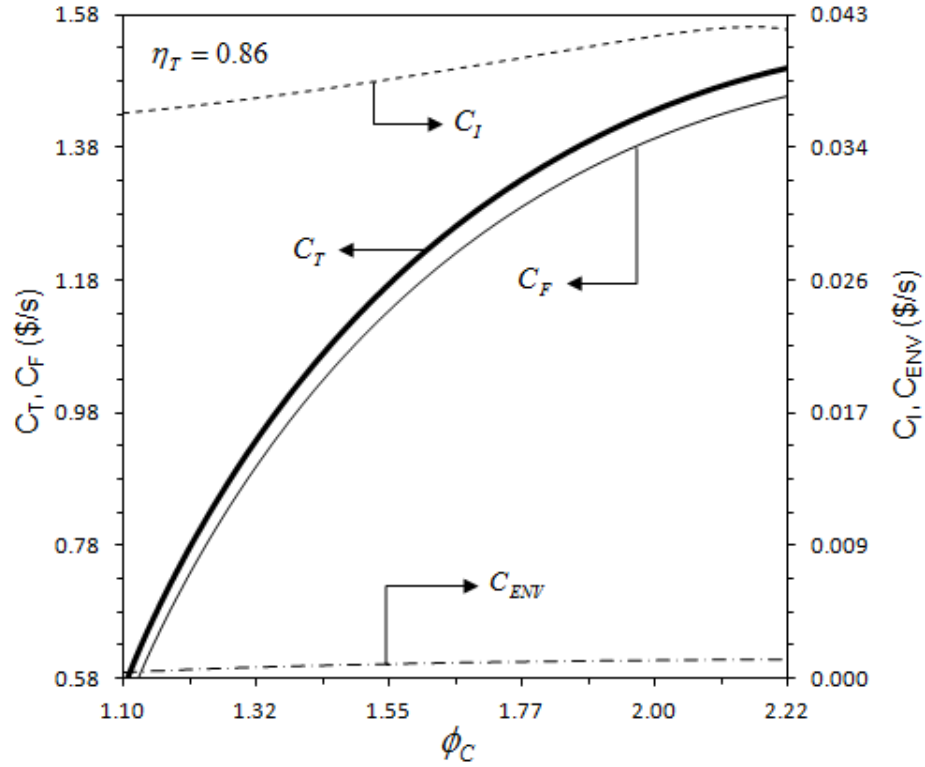
performansı gösterdiği anlaşılmaktadır. Yani toplam maliyet, yakıt maliyeti ve çevresel maliyetler, artan kompresör basınç oranı parametresi ile birlikte artmaktadırlar. İlk yatırım maliyetleri, tüm grafiklerde yani tüm çevrim tasarım parametrelerinde, daima artış eğilimindedir.



Şekil 2.8 Toplam maliyet ve bileşenlerinin kompresör basınç oranı parametresine bağlı olarak, (a) çevrimin sıcaklık oranı $\alpha=5.0$ ve (b) Rejeneratör etkinlik değeri $\epsilon_R=0.88$ olması halinde, etkisinin grafiği.



Şekil 2.9 Toplam maliyet ve bileşenlerinin kompresör basınç oranı parametresine bağlı olarak, (a) çevrimin basınç kayıpları parametresi $\zeta=1.10$ ve (b) kompresör izentropik verimi $\eta_c = 0.86$ olması halinde, etkisinin grafiği.



Şekil 2.10 Türbin izentropik verimi $\eta_T = 0.86$ değerinde iken toplam maliyet ve bileşenlerinin kompresör basınç oranı parametresine bağlı olarak değişimi.

2.4 Klasik Termoekonomik Modele Göre Analiz ve Optimizasyon Sonuçları

Bu bölümde kapalı çevrime göre çalışan, rejeneratörlü, basınç kayıplı ve tersinmez gaz türbinli bir tesis modeli kullanılarak, içerisinde çevresel maliyet bileşeninin de yer aldığı klasik termoekonomik model yaklaşımı ile tesisin tasarım parametrelerinin maliyetlere etkileri nümerik olarak analiz edilmiştir. Literatürde yer alan klasik termoekonomik model çalışmalarında toplam maliyet denklemi, içerisinde ilk yatırım maliyetleri, yakıt maliyeti ve işletme-bakım maliyetleri ile ifade edilmektedir. Tezin bu bölümünde, klasik yaklaşımdan farklı olarak, toplam maliyet denklemine çevresel maliyet bileşeni de eklenmiştir. Optimizasyon çalışmaları için termoekonomik amaç fonksiyonu, tesisten elde edilen net gücün, toplam maliyete oranı şeklinde tanımlanmıştır. Tezde çevresel maliyet, bir tesiste güç üretimi için yanma prosesinde kullanılan fosil yakıtın, yanma sonucu açığa çıkardığı ve atmosfere saldırdığı zehirli egzoz gazlarından kaynaklanan maliyet olarak değerlendirilmiştir. Gaz türbinlerinde yanma proseslerinde, kimyasal reaksiyon sonucunda açığa çıkan ve atmosfere salınan zararlı egzoz gazı emisyonları çoğunlukla NO_x , UHC, CO ve CO_2 olduğu bilinmektedir. Bu gazlar bir yandan atmosfer kirliliğine neden olurken diğer yandan insan sağlığını tehdit

etmektedir. Bu olumsuz etkiler karşımıza maliyet olarak da çıkmaktadır. Yanma sonucu açığa çıkan zararlı egzoz gazları miktarlarının hesaplanması amacıyla literatürde farklı çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmaların başında Ferguson (1986)' nun önerdiği yöntem gelmektedir [85]. Bu metot, içten yanmalı motorların termodinamik performans analizlerinde, yanma proses hesaplarında ve zararlı egzoz gazları miktarlarının tahmininde son derece başarılı sonuçlar vermektedir. Çevresel maliyet hesabı için tezde bu model tercih edilmiştir. Kullanılan bu model ile egzoz gazlarının her türlü termodinamik özellikleri hesaplanabilmektedir. Nümerik çalışmalar FORTRAN programlama dili kullanılarak yapılmış ve sonuçlar grafiksel olarak elde edilmiştir. Grafiksel çalışmalarda, çoğunlukla tesisin termodinamik performansına etki eden tasarım parametreleri ile termoeconomik amaç fonksiyonu arasındaki ilişkiler irdelenmiştir. Bununla birlikte toplam maliyet ve toplam maliyet bileşenleri ile tasarım parametreleri arasındaki etkileşimler de grafiksel olarak elde edilmiş ve tezin beşinci bölümünde yer alan genel sonuçlar kısmında yorumlanmıştır. Tezin ikinci bölümünde elde edilen sonuçlar özet olarak Çizelge (2.4)'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.4 Tesis tasarım parametreleri ile toplam maliyet ve bileşenlerinin değişim aralıkları.

Toplam maliyet bileşenleri (\$/s)	Tasarım parametreleri				
	$\varepsilon_R = 0.88$	$\alpha = 5.0$	$\eta_C = 0.86$	$\eta_T = 0.86$	$\zeta = 1.10$
C_F	1.4206	1.4325	1.4379	1.4548	1.3238
	0.4485	0.5200	0.5200	0.5229	0.1203
C_{ENV}	1.17E-03	1.18E-03	1.19E-03	1.2E-03	1.09E-03
	3.7E-04	4.3E-04	4.3E-04	4.3E-04	1.0E-04
C_I	0.0463	0.0443	0.0410	0.0422	0.0445
	0.0385	0.0368	0.0368	0.0367	0.0368
C_T	1.4680	1.4779	1.4795	1.4981	1.3694
	0.4873	0.5571	0.5572	0.5600	0.1572

Çizelge (2.4) ile tasarım parametrelerine bağlı olarak toplam maliyet ve diğer maliyet bileşenlerinin en düşük ve en yüksek değişim değerlerini göstermektedir. Sonuçlar tasarım parametrelerinin çeşitli değişim aralıklarına bağlı olarak elde edilmiştir. Ancak Çizelge (2.1) ile gösterilen sonuçlar en yüksek etkiye sahip olan tasarım parametre

değerine göre verilmiştir. Buna göre, tasarım parametrelerinden olan rejeneratör etkinlik değeri, $\varepsilon_R = 0.84, 0.86$ ve 0.88 için sonlu zaman termoeconomik analizi yapılmış, $\alpha = 5.0$, $\eta_C = 0.86$, $\eta_T = 0.86$ ve $\zeta = 1.10$ değerlerinde sabit iken, Çizelge (2.4)'de yalnızca $\varepsilon_R = 0.88$ ' e karşılık gelen toplam maliyet bileşenlerinin ϕ_C ' ye göre değişimin en düşük ve en yüksek değerleri verilmiştir. Benzer uygulamalar diğer tasarım parametreleri için de yapılarak Çizelge (2.4) elde edilmiştir.

SONLU ZAMAN TERMOEKONOMİK MODELİ

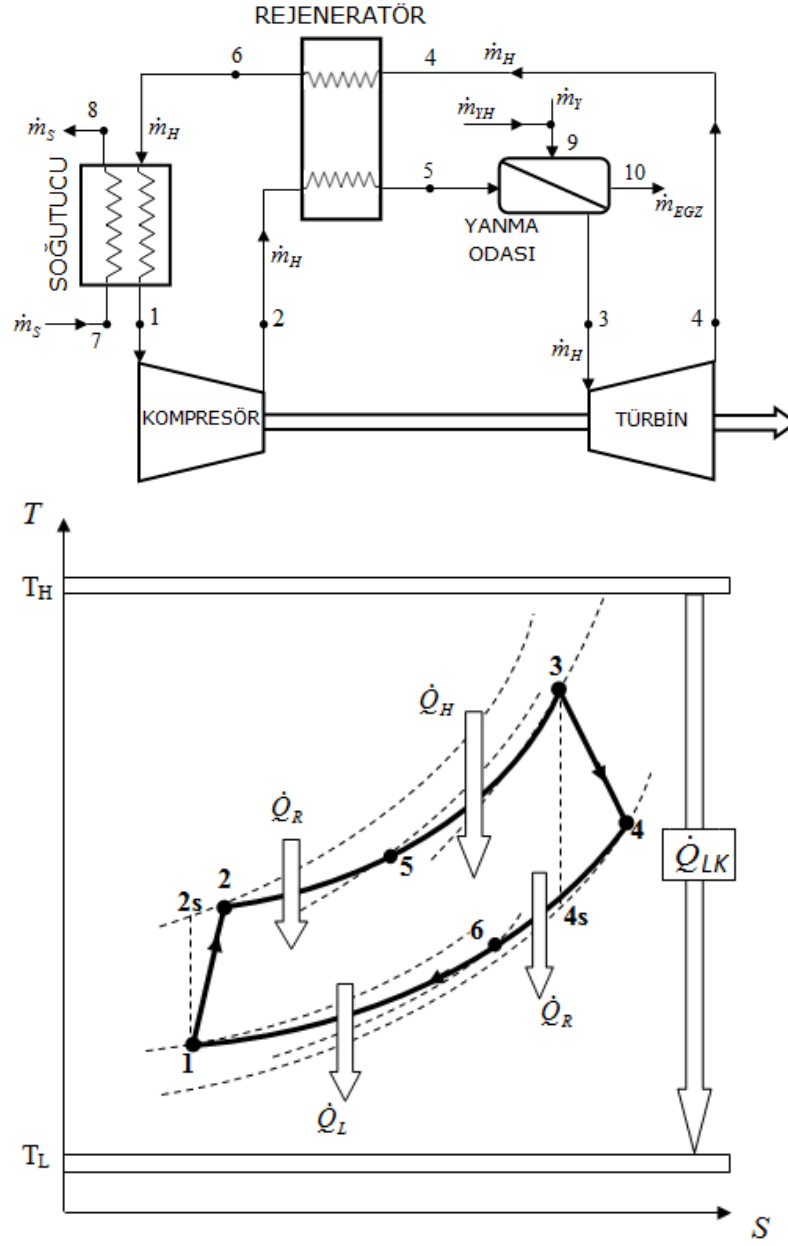
3.1 Sonlu Zaman Termoeconomik Modele Göre Analiz ve Optimizasyon

Tezin üçüncü bölümünde kapalı, rejeneratörlü, basınç kayıplı bir gaz türbini çevriminin, sonlu zaman termodinamiği yöntemine göre performans analizi ve optimizasyonu yapılmıştır. Tezin bu bölümünde tesisin toplam maliyeti, ilk yatırım maliyetleri, yakıt maliyetleri, çevresel maliyetler ve işletme-bakım maliyetlerinden oluşturulmuştur. Çevresel maliyetler tesisin entropi üretimi, çevre sıcaklığı ve birim entropi üretim maliyeti parametresine bağlı bir fonksiyon olarak ifade edilmiştir. Buna göre amaç fonksiyonu, birim toplam maliyet başına güç çıktısı şeklinde verilmiştir. Elde edilen bu denklemler düzenlenerek sonlu zaman termodinamiğine göre analitik olarak çözümlenmiş ve sonuçlar elde edilerek yorumlanmıştır. Çalışma öncelikle literatür araştırmaları ile başlamış, ardından model kurulmuş ve analitik çözümler yapılmıştır. Çözümleme bir bilgisayar programı yazılarak gerçekleştirilmiştir. Program FORTRAN kodlarından oluşturulmuş ve analizler çoğunlukla gaz türbini tasarım parametreleri olan kompresör basınç oranı parametresi, kompresör izentropik verimi, gaz türbini basınç oranı parametresi, gaz türbini izentropik verimi, rejeneratör etkinlik değeri, tesisin basınç kayıp parametresi değerlerine bağlı olarak yapılmış ve grafiksel sonuçlar elde edilmiştir.

3.2 Kapalı Çevrime Göre Çalışan, Basınç Kayıplı, Tersinmez ve Rejeneratörlü Gaz Türbinli Bir Tesisin Sonlu Zaman Termodinamiğine Göre Analiz ve Optimizasyonu

Sonlu zaman termodinamiği yöntemine dayalı termoeconomik performans analizi için önerilen model Şekil 3.3'de gösterildiği gibidir. Model tersinmez, basınç kayıplı ve

rejeneratörlü kapalı Brayton çevriminden ibarettir. Çevrime ısı yüksek sıcak kaynaktan Q_H sıcaklığı ve rejeneratörden Q_R olarak girmektedir.



Şekil 3.1 Kapalı, Basınç Kayıplı, Tersinmez ve Rejeneratörlü Gaz Türbinli Bir Tesisin Sonlu Zaman Termodinamik Modeli ve T-S diyagramı.

$$\dot{Q}_H = \dot{C}_w \varepsilon_H (T_H - T_5) = \dot{C}_w (T_3 - T_5) \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{C}_w \varepsilon_L (T_6 - T_L) = \dot{C}_w (T_6 - T_1) \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_R = \dot{C}_w \varepsilon_R (T_5 - T_2) = \dot{C}_w (T_4 - T_6) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{LK} = \dot{C}_1(T_H - T_L) = \xi \dot{C}_w(T_H - T_L) \text{ burada } \xi = (\dot{C}_1 / \dot{C}_w) \quad (3.4)$$

$$\varepsilon_H = 1 - e^{-N_H} \quad (3.5)$$

$$\varepsilon_L = 1 - e^{-N_L} \quad (3.6)$$

$$\varepsilon_R = N_R / (1 + N_R) \quad (3.7)$$

$$N_H = (U_H A_H) / \dot{C}_w \quad (3.8)$$

$$N_L = (U_L A_L) / \dot{C}_w \quad (3.9)$$

$$N_R = (U_R A_R) / \dot{C}_w \quad (3.10)$$

Toplam transfer edilen ısı enerjileri,

$$\dot{Q}_{HT} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_{LK} = \dot{C}_w \varepsilon_H (T_H - T_5) + \xi \dot{C}_w (T_H - T_L) \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}_{LT} = \dot{Q}_L - \dot{Q}_{LK} = \dot{C}_w \varepsilon_L (T_6 - T_L) - \xi \dot{C}_w (T_H - T_L) \quad (3.12)$$

Çevrimin net işi ve termik verimi,

$$\dot{W} = \dot{Q}_{HT} - \dot{Q}_{LT} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{C}_w \varepsilon_H (T_H - T_5) - \dot{C}_w \varepsilon_L (T_6 - T_L) \quad (3.13)$$

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{HT}} = \frac{\varepsilon_H (T_H - T_5) - \varepsilon_L (T_6 - T_L)}{\varepsilon_H (T_H - T_5) + \xi (T_H - T_L)} \quad (3.14)$$

Sistemin entropi üretimi,

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{Q}_{LT}}{T_L} - \frac{\dot{Q}_{HT}}{T_H} = \dot{C}_w \left[\frac{\varepsilon_L (T_6 - T_L)}{T_L} - \frac{\varepsilon_H (T_H - T_5)}{T_H} + \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} \right] \quad (3.15)$$

Burada $\tau = T_H / T_L$

Rejeneratör etkinlik değeri ifadesi,

$$\varepsilon_R = \frac{(T_5 - T_2)}{(T_4 - T_2)} = \frac{(T_4 - T_6)}{(T_4 - T_2)} \quad (3.16)$$

Buna göre,

$$T_5 = \varepsilon_R T_4 + T_2 (1 - \varepsilon_R) \text{ ve} \quad (3.17)$$

$$T_6 = \varepsilon_R T_2 + T_4 (1 - \varepsilon_R) \text{ ' dir.} \quad (3.18)$$

Denklem (3.36) ve (3.37)' den

$$T_3 = \varepsilon_H T_H + T_5(1 - \varepsilon_H) \quad (3.19)$$

$$T_1 = \varepsilon_L T_L + T_6(1 - \varepsilon_L) \quad (3.20)$$

Elde edilir. Denklem (3.17) ve (3.18) denklem (3.19) ve (3.20)' nin içersine yazılırsa ifade,

$$T_3 = \varepsilon_H T_H + T_2(1 - \varepsilon_R)(1 - \varepsilon_H) + T_4 \varepsilon_R(1 - \varepsilon_H) \quad (3.21)$$

$$T_1 = \varepsilon_L T_L + T_2 \varepsilon_R(1 - \varepsilon_L) + T_4(1 - \varepsilon_R)(1 - \varepsilon_L) \quad (3.22)$$

şeklini alır. Türbin ve kompresörün izentropik verimleri,

$$\eta_C = \frac{T_{2S} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.23)$$

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4S}} \quad (3.24)$$

İle ifade edilir. Denklem (3.23) ve (3.24) aşağıdaki şekilde ifade edilebilirler,

$$T_{2S} = (1 - \eta_C)T_1 + \eta_C T_2 \quad (3.25)$$

$$T_{4S} = T_4 / \eta_T + (1 - 1/\eta_T)T_3 \quad (3.26)$$

Termodinamiğin 2.kanun analizinden izentropik sıcaklık oranları şu şekilde verilir,

$$\phi_C = T_{2S} / T_1 \quad (3.27)$$

$$\phi_T = T_3 / T_{4S} \quad (3.28)$$

Burada ϕ_C ve ϕ_T , sırasıyla kompresör ve gaz türbini izentropik sıcaklık oranlarıdır. Her iki izentropik sıcaklık oranları arasında aşağıdaki gibi bir bağıntı vardır.

Kompresör basınç oranı parametresi $\phi_C = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$, ve türbin basınç oranı parametresi

$\phi_T = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}$ dir. Ancak basınç kayıpları söz konusu olduğundan $P_2 \neq P_3$ ve $P_1 \neq P_4$ ' dür.

Buna göre türbin giriş basıncı P_3 ve çıkış basıncı P_4 aşağıdaki şekilde hesaplanırlar:

$$P_3 = P_2 - [(\Delta P_{CC})_{5-3} + (\Delta P_{RH})_{2-5}] = P_2 \left[1 - \left(\frac{\Delta P_{CC}}{P_2} + \frac{\Delta P_{RH}}{P_2} \right) \right] = P_2 [1 - (\varepsilon_{CC} + \varepsilon_{RH})] \quad (3.29)$$

$$P_4 = P_1 + [(\Delta P_{RC})_{4-6} + (\Delta P_{HEX})_{6-1}] = P_1 \left[1 + \left(\frac{\Delta P_{RC}}{P_1} + \frac{\Delta P_{HEX}}{P_1} \right) \right] = P_1 [1 + (\varepsilon_{RC} + \varepsilon_{HEX})] \quad (3.30)$$

Denklem (3.29) ile denklem (3.30) birbirine bölündüğünde elde edilecek olan ifade aşağıdaki gibi olur.

$$\left(\frac{P_3}{P_4} \right) = \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \frac{[1 - (\varepsilon_{CC} + \varepsilon_{RH})]}{(1 + \varepsilon_{RC} + \varepsilon_{HEX})} \quad (3.31)$$

Denklem (3.31)'in her iki tarafının $\left(\frac{k-1}{k} \right)$ şeklinde üsleri alınıp basit bir düzenleme yapılırsa, izentropik sıcaklık oranları arasında bağıntıyı veren ifade şu şekilde gösterilebilir,

$$\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left(\frac{[1 - (\varepsilon_{CC} + \varepsilon_{RH})]}{(1 + \varepsilon_{RC} + \varepsilon_{HEX})} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.32)$$

$$\phi_T = \phi_C \rho = \phi_C / \zeta$$

Burada, ζ gaz türbini basınç kayıp parametresidir ve daima $\zeta > 1$ ' dir. Bu parametre

$\zeta = \frac{1}{\rho}$ olarak da ifade edilmektedir. Denklem (3.27) ve denklem (3.25) birlikte

değerlendirildiğinde aşağıdaki ifade çıkarılır:

$$T_2 = T_1 [f_1 (\phi_C - 1) + 1] \quad (3.33)$$

Burada, $f_1 = 1/\eta_C$ 'dir. Benzer olarak denklem (3.33) ve denklem (3.22) birlikte

değerlendirildiğinde aşağıdaki ifade çıkarılır:

$$T_4 = T_1 (f_5 + f_6 \phi_C) + f_7 \quad (3.34)$$

İfadeleri basitleştirmek için kullanılan parametreler şu şekildedir:

$$f_2 = \varepsilon_L T_L$$

$$f_3 = \varepsilon_R (1 - \varepsilon_L)$$

$$f_4 = (1 - \varepsilon_R)(1 - \varepsilon_L)$$

$$f_5 = \frac{[1 + f_3(f_1 - 1)]}{f_4}$$

$$f_6 = -\frac{f_1 f_3}{f_4}$$

$$f_7 = -f_2 / f_4$$

Denklem (3.33) ve (3.34)'ü denklem (3.21)'de yerine yazıldığında aşağıdaki denklem elde edilir,

$$T_3 = T_1(f_{11} + f_{12}\phi_C) + f_{13} \quad (3.35)$$

İfadeleri basitleştirmek için kullanılan diğer parametreler şu şekildedirler,

$$\begin{aligned} f_8 &= \varepsilon_H T_H \\ f_9 &= \varepsilon_R (1 - \varepsilon_H) \\ f_{10} &= (1 - \varepsilon_H)(1 - \varepsilon_R) \\ f_{11} &= f_5 f_9 + f_{10}(1 - f_1) \\ f_{12} &= f_6 f_9 + f_{10} f_1 \\ f_{13} &= f_8 + f_7 f_9 \\ f_{14} &= 1/\eta_T \end{aligned}$$

Denklem(3.34) ve (3.35), denklem (3.26)' da yerlerine yazılırsa aşağıdaki ifade elde edilir,

$$T_{4S} = T_1(f_{15} + f_{16}\phi_C) + f_{17}. \quad (3.36)$$

Yukarıdaki denklemde ifadeyi basitleştirmek amaçlı kullanılan parametreler şu şekildedirler,

$$\begin{aligned} f_{15} &= f_5 f_{14} + f_{11}(1 - f_{14}) \\ f_{16} &= f_6 f_{14} + f_{12}(1 - f_{14}) \\ f_{17} &= f_7 f_{14} + f_{13}(1 - f_{14}) \end{aligned}$$

Denklem(3.35) ve (3.36), denklem (3.28)'de yerlerine yazıldığında aşağıdaki ifade elde edilir,

$$T_1 = \frac{(f_{13} - f_{17}\rho\phi_C)}{(f_{16}\rho\phi_C^2 + f_{18}\phi_C - f_{11})} \quad (3.37)$$

Burada,

$$f_{18} = \rho f_{15} - f_{12} \text{ 'dir.}$$

Denklem (3.17), (3.18), (3.33), (3.34) ve (3.37)'yi, (3.13) ve (3.15) denklemlerinde yerlerine yazarsak sistemin net iş ifadesi ile entropi üretimini veren ifadeyi aşağıdaki gibi elde ederiz.

$$\dot{W} = \dot{C}_w \left\{ \frac{(f_{13} - f_{17} \rho \phi_C)(f_{21} - f_{22} \phi_C)}{(f_{16} \rho \phi_C^2 + f_{18} \phi_C - f_{11})} + f_{23} \right\} \quad (3.38)$$

ve,

$$\dot{S}_g = \dot{C}_w \left\{ \frac{(f_{13} - f_{17} \rho \phi_C)(f_{29} + f_{30} \phi_C)}{(f_{16} \rho \phi_C^2 + f_{18} \phi_C - f_{11})} + f_{28} \right\} \quad (3.39)$$

Yukarıdaki ifadelerde yer alan ve ifadeleri basitleştirmek için kullanılmış parametreler aşağıda verildiği gibidir.

$$f_{19} = \varepsilon_L \varepsilon_H + \varepsilon_H (1 - \varepsilon_R)$$

$$f_{20} = \varepsilon_H \varepsilon_R + \varepsilon_L (1 - \varepsilon_R)$$

$$f_{21} = f_{19} (f_1 - 1) - f_5 f_{20}$$

$$f_{22} = f_1 f_{19} + f_6 f_{20}$$

$$f_{23} = f_2 + f_8 - f_7 f_{20}$$

$$f_{24} = \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau}$$

$$f_{25} = \frac{\varepsilon_L \varepsilon_R}{T_L} + \frac{\varepsilon_H (1 - \varepsilon_R)}{T_H}$$

$$f_{26} = \frac{\varepsilon_H \varepsilon_R}{T_H} + \frac{\varepsilon_L (1 - \varepsilon_R)}{T_L}$$

$$f_{27} = -(\varepsilon_L + \varepsilon_H)$$

$$f_{28} = f_{24} + f_{27} + f_7 f_{26}$$

$$f_{29} = f_5 f_{26} + f_{25} (1 - f_1)$$

$$f_{30} = f_1 f_{25} + f_6 f_{26}$$

Amaç fonksiyonu, birim toplam maliyet başına net güç olarak tanımlanmıştır. Burada net gücün birimi (kW) cinsindendir. Buna göre amaç fonksiyonunun denklemle ifadesi eşitlik (3.75)' de verildiği gibidir.

$$F = \frac{\dot{W}}{\dot{C}_T} \quad (3.40)$$

Burada C_T , toplam maliyettir. Toplam maliyet dört farklı maliyet bileşeninin toplamı olarak aşağıdaki şekilde verilmiştir,

$$\dot{C}_T = \dot{C}_I + \dot{C}_F + \dot{C}_{ENV} + \dot{C}_{OM} \quad (3.41)$$

Burada, C_I , ilk yatırım maliyetleri; C_F , yakıt maliyeti; C_{ENV} , çevresel maliyetleri ve C_{OM} , işletme-bakım maliyetlerini göstermek üzere aşağıdaki gibi ifade edilmektedirler:

$$\dot{C}_I = \alpha_a (A_H + A_L + A_R) + \alpha_p (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \quad (3.42)$$

$$\dot{C}_F = \beta \dot{Q}_H \quad (3.43)$$

$$\dot{C}_{ENV} = \gamma T_0 \dot{S}_g \quad (3.44)$$

$$\dot{C}_{OM} = \delta (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \quad (3.45)$$

Denklem (3.42) ile (3.45) arasında yer alan bütün ifadeler Denklem (3.40)'da yerine yazılırsa, amaç fonksiyonu aşağıdaki şekilde gösterilebilir.

$$F = \frac{\dot{W}}{\alpha_a (A_H + A_L + A_R) + \alpha_p (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) + \beta \dot{Q}_H + \gamma T_0 \dot{S}_g + \delta (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L)} \quad (3.46)$$

Burada α_a , birim yüzey yıllık maliyeti (\$/yıl. m²); α_p , birim güç başına yıllık yatırım maliyeti (\$/yıl.kW); β , yıllık birim yakıt enerji maliyeti (\$/yıl.kW); γ , yıllık birim çevre maliyeti (\$/yıl.kW) ve δ , yıllık birim işletme-bakım maliyetini gösteren ekonomik parametrelerdir. Amaç fonksiyonunu boyutsuzlaştırmak için denklem (3.46)'ın paydası β parantezine alınırsa aşağıdaki ifade elde edilir

$$F = \frac{\dot{W}}{\beta \left[\frac{\alpha_a}{\beta} (A_H + A_L + A_R) + \dot{Q}_H + \frac{\gamma}{\beta} T_0 \dot{S}_g + \frac{(\alpha_a + \delta)}{\beta} (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \right]} \quad (3.47)$$

Denklem (3.47)'yi daha basit ifade edebilmek için, β 'yı ifadenin sol tarafına çarpan olarak alıp, $k_1 = \frac{\alpha_a}{\beta}$, $k_2 = \frac{\gamma}{\beta}$, ve $k_3 = (\alpha_p + \delta)/\beta$ şeklinde kısaltmalar yapılırsa denklem (3.48) elde edilir.

$$\beta F = \frac{\dot{W}}{[k_1 (A_H + A_L + A_R) + \dot{Q}_H + k_2 T_0 \dot{S}_g + k_3 (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L)]} \quad (3.48)$$

Denklem (3.48)' deki amaç fonksiyonunun paydasında bulunan ve ilk terimin içerisinde yer alan ısı transferleri yüzey alanları (A_H , A_L ve A_R), denklem (3.5- 3.10) ifadeleri de dikkate alınarak daha açık olarak aşağıdaki gibi elde edilirler (Tyagi vd. [99]),

$$\begin{aligned} A_H &= \left(\frac{\dot{C}_W}{U_H} \right) \ln \left(\frac{1}{1-\varepsilon_H} \right) \\ A_L &= \left(\frac{\dot{C}_W}{U_L} \right) \ln \left(\frac{1}{1-\varepsilon_L} \right) \\ A_R &= \left(\frac{\dot{C}_W}{U_R} \right) \frac{\varepsilon_R}{(1-\varepsilon_R)} \end{aligned} \quad (3.49)$$

Burada A_H , ısı girişi yüzey alanı, A_L , ısı çıkışı yüzey alanı ve A_R , rejeneratörün ısıtma yüzey alanını göstermektedir. Bu durumda Denklem (3.42) ile verilen ilk yatırım maliyetleri ifadesi,

$$\dot{C}_I = k_1 \dot{C}_W \left(\frac{\ln \frac{1}{(1-\varepsilon_H)}}{U_H} + \frac{\ln \frac{1}{(1-\varepsilon_L)}}{U_L} + \frac{\varepsilon_R}{U_R(1-\varepsilon_R)} \right) \quad (3.50)$$

şeklini alır. Denklem (3.50) daha basit olarak aşağıdaki parametreler cinsinden yeniden şu şekilde verilebilir,

$$\dot{C}_I = k_1 \dot{C}_W (b_1 + b_2 + b_3) \quad (3.51)$$

$$\begin{aligned} b_1 &= \left(\frac{1}{U_H} \right) \ln \frac{1}{(1-\varepsilon_H)} \\ b_2 &= \left(\frac{1}{U_L} \right) \ln \frac{1}{(1-\varepsilon_L)} \\ b_3 &= \left(\frac{1}{U_R} \right) \frac{\varepsilon_R}{(1-\varepsilon_R)} \end{aligned}$$

Burada U_H , U_L ve U_R , ısı değiştiricilerinin toplam ısı transfer katsayılarıdır. Tesisin, denklem (3.43)'de gösterilmiş olan yıllık yakıt maliyeti çevrime giren ısı cinsinden verilmiştir. Denklem (3.43)'de yer alan $\dot{Q}_H$ ısı terimi, denklem (3.1)'deki ifadesi dikkate alınarak, daha açık olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir,

$$\dot{C}_F = \beta \left[\dot{C}_W \varepsilon_H (T_H - T_5) \right]. \quad (3.52)$$

Denklem (3.52), denklem(3.17), (3.33) ve (3.34) dikkate alınarak yeniden düzenlenirse yıllık yakıt maliyeti ifadesi şu şekilde sadeleştirilir:

$$\dot{C}_F = \dot{C}_W [T_1 (b_7 \phi_C + b_8) + b_9]. \quad (3.53)$$

Denklem (3.37)'deki T_1 eşitliği, denklem (3.53)'de yerine yazıldığında yıllık yakıt maliyet denklemi aşağıdaki gibi olur,

$$\dot{C}_F = \dot{C}_W \left[\frac{(f_{13} - f_{17} \rho \phi_C)(b_7 \phi_C + b_8)}{(f_{16} \rho \phi_C^2 + f_{18} \phi_C - f_{11})} + b_9 \right]. \quad (3.54)$$

Gerekli sadeleştirmeler yapıldığında yıllık yakıt maliyet denklemi son şeklini aşağıdaki gibi alır,

$$\dot{C}_F = \dot{C}_W \left[\frac{(b_{10} \phi_C^2 + b_{11} \phi_C + b_{12})}{(f_{16} \rho \phi_C^2 + f_{18} \phi_C - f_{11})} + b_9 \right]. \quad (3.55)$$

Denklem (3.53) ile denklem (3.55) arasındaki ifadelerde yer alan sabit parametreler aşağıdaki şekildedir:

$$\begin{aligned} b_4 &= \varepsilon_R f_6 + (1 - \varepsilon_R) f_1 \\ b_5 &= \varepsilon_R f_5 + (1 - \varepsilon_R)(1 - f_1) \\ b_6 &= f_7 \varepsilon_R \\ b_7 &= -b_4 \varepsilon_H \\ b_8 &= -b_5 \varepsilon_H \\ b_9 &= f_8 - b_6 \varepsilon_H \\ b_{10} &= -f_{17} b_7 \rho \\ b_{11} &= (f_{13} b_7 - f_{17} b_8 \rho) \\ b_{12} &= f_{13} b_8 \end{aligned}$$

Denklem (3.48)'de ki amaç fonksiyonu ifadesinde yer alan çevre maliyet denklemi entropi üretimi cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$\dot{C}_{ENV} = k_2 T_0 \dot{S}_g \quad (3.56)$$

Burada T_0 , çevre sıcaklığıdır. Entropi üretimi ifadesi olan denklem (3.39) burada yerine yerleştirildiğinde çevre maliyet denklemi aşağıdaki gibi yazılır:

$$\dot{C}_{ENV} = k_2 T_0 \dot{C}_W \left\{ \frac{(f_{13} - f_{17} \rho \phi_C)(f_{29} + f_{30} \phi_C)}{(f_{16} \rho \phi_C^2 + f_{18} \phi_C - f_{11})} + f_{28} \right\} \quad (3.57)$$

Gerekli sadeleştirmeler yapılır ve denklem yeniden düzenlenirse çevresel maliyet denklemi son hali ile aşağıdaki gibi olur,

$$\dot{C}_{ENV} = k_2 \dot{C}_w \left[\frac{(b_{13}\varphi_C^2 + b_{14}\varphi_C + b_{15})}{(f_{16}\rho\varphi_C^2 + f_{18}\varphi_C - f_{11})} + b_{16} \right]. \quad (3.58)$$

Burada denklemi basite indirgeyen sabit değerli parametreler aşağıdaki verildiği şekildedir:

$$\begin{aligned} b_{13} &= T_0(-f_{17}f_{30}\rho) \\ b_{14} &= T_0(f_{13}f_{30} - f_{17}f_{29}\rho) \\ b_{15} &= T_0(f_{13}f_{29}) \\ b_{16} &= T_0f_{28} \end{aligned}$$

Denklem (3.45) ile verilmiş olan işletme-bakım maliyetleri genelde sabit bir parametre olarak alınmaktadır. Burada farklı olarak literatürde önerilen ve tesiste üretilen net gücün bir fonksiyonu olarak kullanılan denklemden yararlanılmıştır. Bu durumda işletme-bakım maliyeti aşağıdaki denklemle de ifade edilebilir,

$$\dot{C}_{OM} = \delta \dot{W} \quad (3.59)$$

Net güç denklemi (3.38) , denklem (3.59)' de yerine yazıldığında işletme-bakım maliyet denklemi aşağıdaki gibi elde edilir,

$$\dot{C}_{OM} = \delta \dot{C}_w \left\{ \frac{(f_{13} - f_{17}\rho\varphi_C)(f_{21} - f_{22}\varphi_C)}{(f_{16}\rho\varphi_C^2 + f_{18}\varphi_C - f_{11})} + f_{23} \right\}. \quad (3.60)$$

Gerekli düzenleme ve kısaltmalar yapılırsa işletme-bakım maliyet denklemi aşağıdaki gibi son şeklini alır:

$$\dot{C}_{OM} = \delta \dot{C}_w \left[\frac{(b_{17}\varphi_C^2 - b_{18}\varphi_C + b_{19})}{(f_{16}\rho\varphi_C^2 + f_{18}\varphi_C - f_{11})} + f_{23} \right] \quad (3.61)$$

Buradaki sabit değerli parametreler şu şekilde ifade edilmişlerdir:

$$\begin{aligned} b_{17} &= \rho f_{17}f_{22} \\ b_{18} &= (f_{13}f_{22} + f_{21}f_{17}\rho) \\ b_{19} &= f_{13}f_{21} \end{aligned}$$

Son olarak elde edilen (3.61), (3.58), (3.54) ve (3.51) numaralı denklemler, denklem (3.41)'deki ifadenin içerisinde yerleştirilirse, toplam maliyet,

$$\dot{C}_T = \dot{C}_w \left\{ \begin{aligned} & k_1(b_1 + b_2 + b_3) + \frac{(b_{10}\phi_C^2 + b_{11}\phi_C + b_{12})}{(f_{16}\rho\phi_C^2 + f_{18}\phi_C - f_{11})} + b_9 + \\ & k_2 \left[\frac{(b_{13}\phi_C^2 + b_{14}\phi_C + b_{15})}{(f_{16}\rho\phi_C^2 + f_{18}\phi_C - f_{11})} + b_{16} \right] + \\ & k_3 \left[\frac{(b_{17}\phi_C^2 - b_{18}\phi_C + b_{19})}{(f_{16}\rho\phi_C^2 + f_{18}\phi_C - f_{11})} + f_{23} \right] \end{aligned} \right\} \quad (3.62)$$

olarak elde edilir. Gerekli sadeleştirmeler yapılırsa ifade aşağıdaki gibi olur.

$$\dot{C}_T = \dot{C}_w \left[\frac{\phi_C^2(b_{10} + k_2b_{13} + k_3b_{17}) + \phi_C(b_{11} + k_2b_{14} - k_3b_{18}) + (b_{12} + k_2b_{15} + k_3b_{19})}{(f_{16}\rho\phi_C^2 + f_{18}\phi_C - f_{11})} + k_1(b_1 + b_2 + b_3) + b_9 + k_2b_{16} + k_3f_{23} \right] \quad (3.63)$$

Aşağıdaki parametreleri kullanarak en sade haliyle toplam maliyet denklemi şu şekilde elde edilir,

$$\begin{aligned} b_{20} &= (b_{10} + k_2b_{13} + k_3b_{17}) \\ b_{21} &= (b_{11} + k_2b_{14} - k_3b_{18}) \\ b_{22} &= (b_{12} + k_2b_{15} + k_3b_{19}) \\ b_{23} &= k_1(b_1 + b_2 + b_3) + b_9 + k_2b_{16} + k_3f_{23} \end{aligned}$$

$$\dot{C}_T = \dot{C}_w \left[\frac{(b_{20}\phi_C^2 + b_{21}\phi_C + b_{22})}{(f_{16}\rho\phi_C^2 + f_{18}\phi_C - f_{11})} + b_{23} \right]. \quad (3.64)$$

Amaç fonksiyonu daha önce denklem (3.40)'da tanımlanmıştı. Bu denklemde $\dot{W}$ ve C_T denklemlerini yerlerine yazarsak ifade aşağıdaki gibi olur,

$$\beta F = \frac{\left(\frac{b_{17}\phi_C^2 - b_{18}\phi_C + b_{19}}{f_{16}\rho\phi_C^2 + f_{18}\phi_C - f_{11}} + f_{23} \right)}{\left(\frac{b_{20}\phi_C^2 + b_{21}\phi_C + b_{22}}{f_{16}\rho\phi_C^2 + f_{18}\phi_C - f_{11}} + b_{23} \right)}. \quad (3.65)$$

Denklem (3.65)'i basitleştirmek için gerekli sadeleştirmeler yapılırsa ifade şu şekilde elde edilir:

$$\beta F = \frac{\phi_C^2(b_{17} + f_{23} f_{16} \rho) - \phi_C(b_{18} - f_{18} f_{23}) + (b_{19} - f_{23} f_{11})}{\phi_C^2(b_{20} + b_{23} f_{16} \rho) + \phi_C(b_{21} + b_{23} f_{18}) + (b_{22} - f_{11} b_{23})} \quad (3.66)$$

Sabit parametreler aşağıdaki gibi gösterildiğinde amaç fonksiyonu basit bir polinom şeklinde şu şekilde gösterilir,

$$x_1 = (b_{17} + f_{23} f_{16} \rho)$$

$$x_2 = (b_{18} - f_{23} f_{18})$$

$$x_3 = (b_{19} - f_{23} f_{11})$$

$$y_1 = (b_{20} + b_{23} f_{16} \rho)$$

$$y_2 = (b_{21} + b_{23} f_{18})$$

$$y_3 = (b_{22} - b_{23} f_{11})$$

$$\beta F = \left[\frac{x_1 \phi_C^2 - x_2 \phi_C + x_3}{y_1 \phi_C^2 + y_2 \phi_C + y_3} \right]. \quad (3.67)$$

Denklem (3.67) ifadesi, amaç fonksiyonu βF 'i optimum yapacak kompresör basınç oranı (ϕ_C^*) parametresini elde etmek için analitik olarak $\partial \beta F / \partial \phi_C = 0$ şeklinde çözüldüğünde, aşağıdaki şekilde optimum basınç oranı parametresini veren denklem elde edilir.

$$\phi_C^* = \frac{y_1 x_3 - x_1 y_3}{x_1 y_2 - y_1 x_2} \left[1 + \sqrt{1 - \frac{(x_2 y_3 - y_2 x_3)(x_1 y_2 - y_1 x_2)}{(y_1 x_3 - x_1 y_3)^2}} \right] \quad (3.68)$$

3.3 Tesisin Sonlu Zaman Termoekonomik Modeline Göre Nümerik Analizi

Bu bölümde yukarıda matematik modeli verilmiş olan rejeneratörlü, basınç kayıplı tersinmez ve kapalı Brayton çevrimli tesisin nümerik analizleri yapılarak sonuçlar grafiklerle verilmiş ve yorumlanmıştır. Analizde, tesisin tasarım parametrelerinden olan rejeneratör etkinlik değeri (ε_R) , kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_C) , kompresör izentropik verimi (η_C) , türbin izentropik verimi (η_T) , tesisin basınç kayıp parametresi (ζ) ve maksimum sıcaklık oranı parametreleri (τ) kullanılmıştır. Kullanılan parametrelerin değer aralıkları aşağıdaki şekilde verildiği gibidir:

- Rejeneratör etkinlik değeri: $0.70 \leq \varepsilon_R \leq 0.90$ aralığında 0.10 artışla,
- Kompresör basınç oranı parametresi: $1.0 \leq \phi_C \leq \sqrt{\alpha}$ aralığında 0.01 artışla,

- Kompresör izentropik verimi: $0.70 \leq \eta_C \leq 0.90$ aralığında 0.05 artışla,
- Türbin izentropik verimi: $0.70 \leq \eta_T \leq 0.90$ aralığında 0.05 artışla,
- Basınç kayıp parametresi: $1.05 \leq \zeta \leq 1.15$ aralığında 0.05 artışla,
- Maksimum sıcaklık oranı: $3.0 \leq \tau \leq 5.0$ aralığında 0.05 artışla.

Ayrıca analizler, ısı atılan kaynak sıcaklığı $T_L=300$ K, ısı alınan kaynak sıcaklığı $T_H=1500$ K, ısı kayıp oranı $\xi=0.02$, kompresör izentropik verimi $\eta_C=0.85$, ısı alınan ve verilen ısı değiştiricilerinin ısı kapasiteleri $U_H=U_L=U_R=0.5$ kW/m².K, türbin izentropik verimi $\eta_T=0.95$, ve ısı alınan ve verilen ısı değiştiricilerinin etkinlik değerleri $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.90$ olarak kabul edilerek, gerçekleştirilmiştir. Nümerik analizler sonucunda elde edilen neticeler ve yorumlar aşağıdaki başlıklar altında incelenmişlerdir.

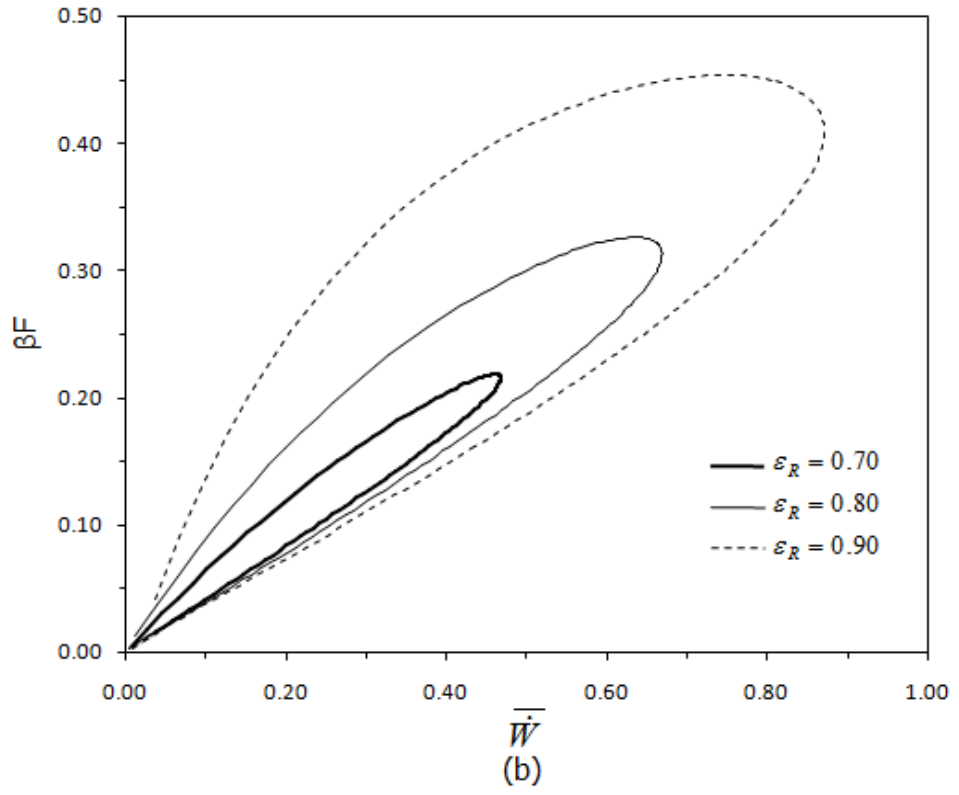
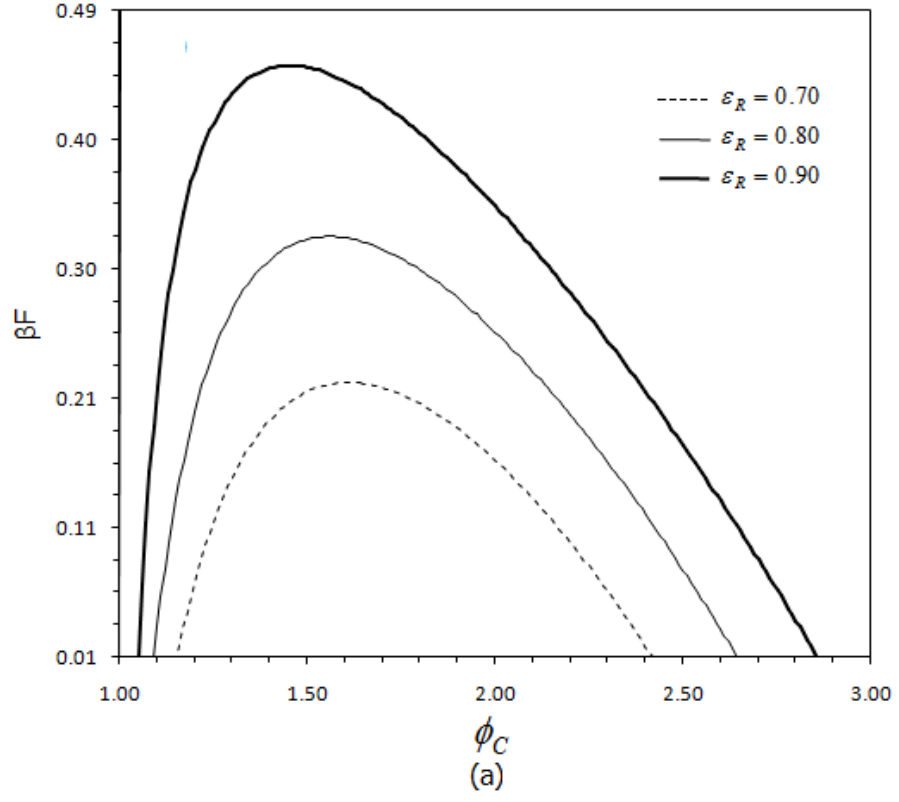
3.3.1 Rejeneratör Etkinliğinin Etkisi

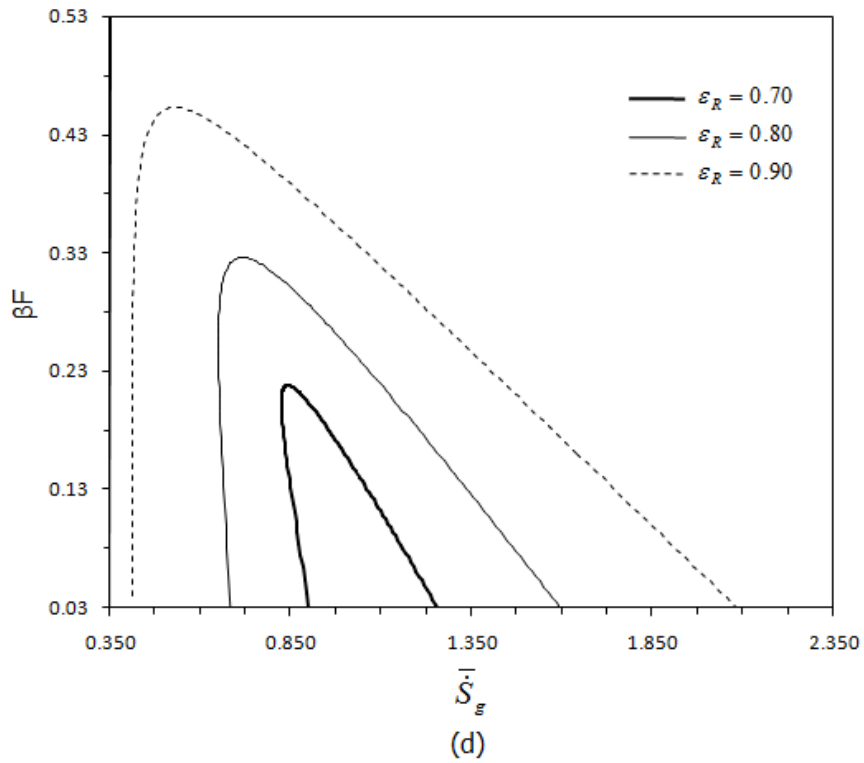
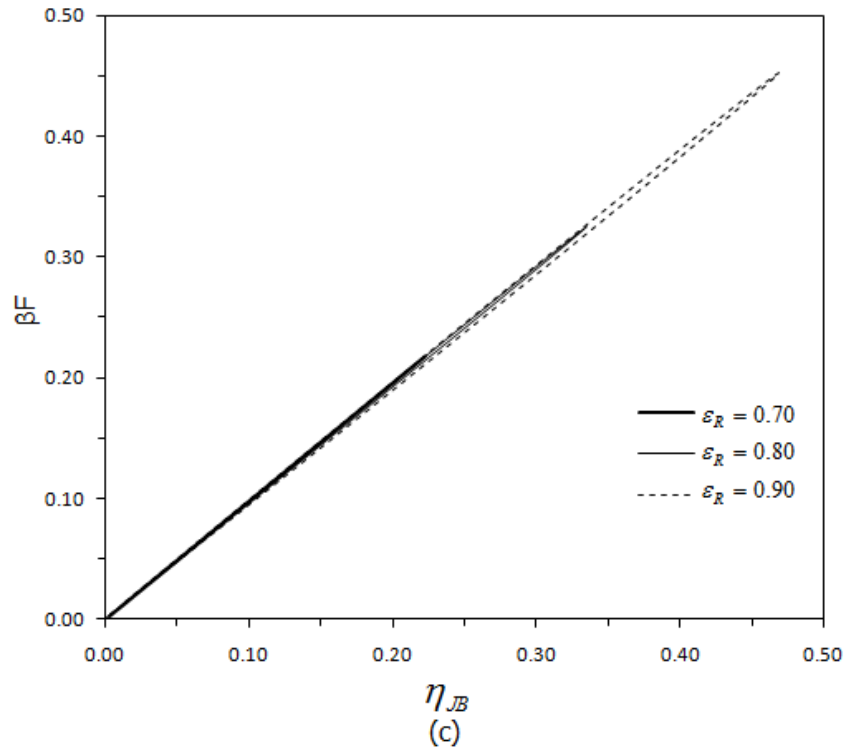
Şekil 3.2’de rejeneratör etkinlik değeri ε_R ’ye bağlı olarak, βF amaç fonksiyonunun, kompresör basınç oranı Φ_C ’ye göre, boyutsuz net iş $\bar{W}$ ’e göre, çevrimin termik verimi η_{JB} ’a göre, ve boyutsuz entropi üretimi $\bar{S}_g$ ’ye göre değişimlerini veren grafikleri göstermektedir.

Şekil 3.2.a’dan anlaşıldığı üzere, rejeneratör etkinlik değeri ε_R arttıkça maksimum amaç fonksiyonu βF artmaktadır. Bununla birlikte kompresör basınç oranı değeri arttıkça, amaç fonksiyonu βF bir maksimum noktaya kadar artarken bu noktadan sonra artan basınç oranı parametresine rağmen azalmaya başlamaktadır. Ayrıca artan rejeneratör etkinlik değeri parametreleri ε_R ile tesisin boyutsuz maksimum net güç $\bar{W}$ değerleri de azalmaktadır. Bununla birlikte boyutsuz maksimum net güç değerlerine karşılık gelen amaç fonksiyonu βF değerlerinde de azalma görülmektedir (Şekil 3.2.b).

Rejeneratörün tesislerin termik verimlerini arttırdığı bilinen bir durumdur. Şekil 3.2.c’de bu durum açıkça görülebilmektedir. Artan rejeneratör etkinlik değerleri ε_R ile beraber tesisin termik verimleri η_{JB} ve bu verimlere karşılık gelen amaç fonksiyonu değerleri βF artmaktadır. Şekil 3.2.d’de boyutsuz entropi üretiminin rejeneratör etkinlik değeri ile değişimi görülmektedir. Buna göre, rejeneratör etkinlik değerleri arttıkça

tesiste boyutsuz entropi üretimleri $\bar{S}_g$ azalmaktadır. Bunun yanında amaç fonksiyonunda βF artışlar gözlemlenmektedir.





Şekil 3.2 Rejeneratör etkinlik değeri ε_R 'ye bağlı olarak; βF amaç fonksiyonunun (a) kompresör basınç oranı ϕ_C 'ye göre, (b) boyutsuz net iş $\bar{W}$ 'e göre, (c) çevrim verimi η_{JB} 'a göre, (d) boyutsuz entropi üretimi $\bar{S}_g$ 'ye göre değişimleri ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $U_H=U_L=U_R=0.5$ kW/m².K, $\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$).

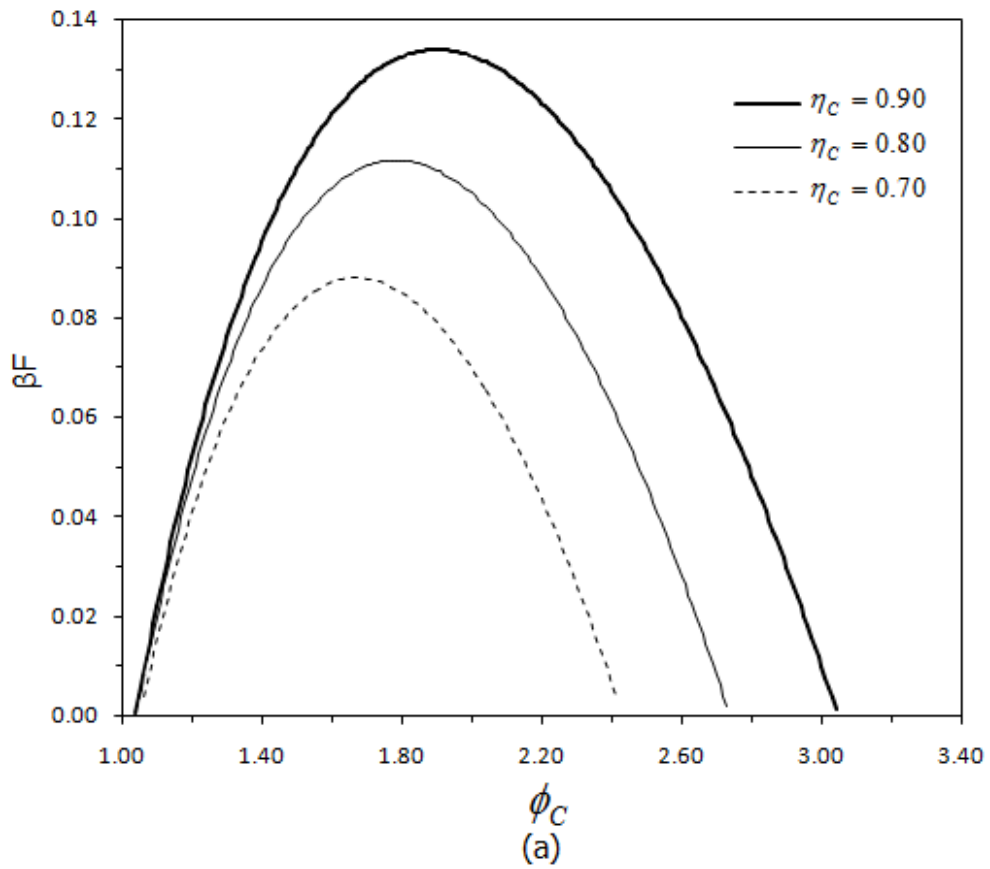
3.3.2 Kompresör İzentropik Veriminin Etkisi

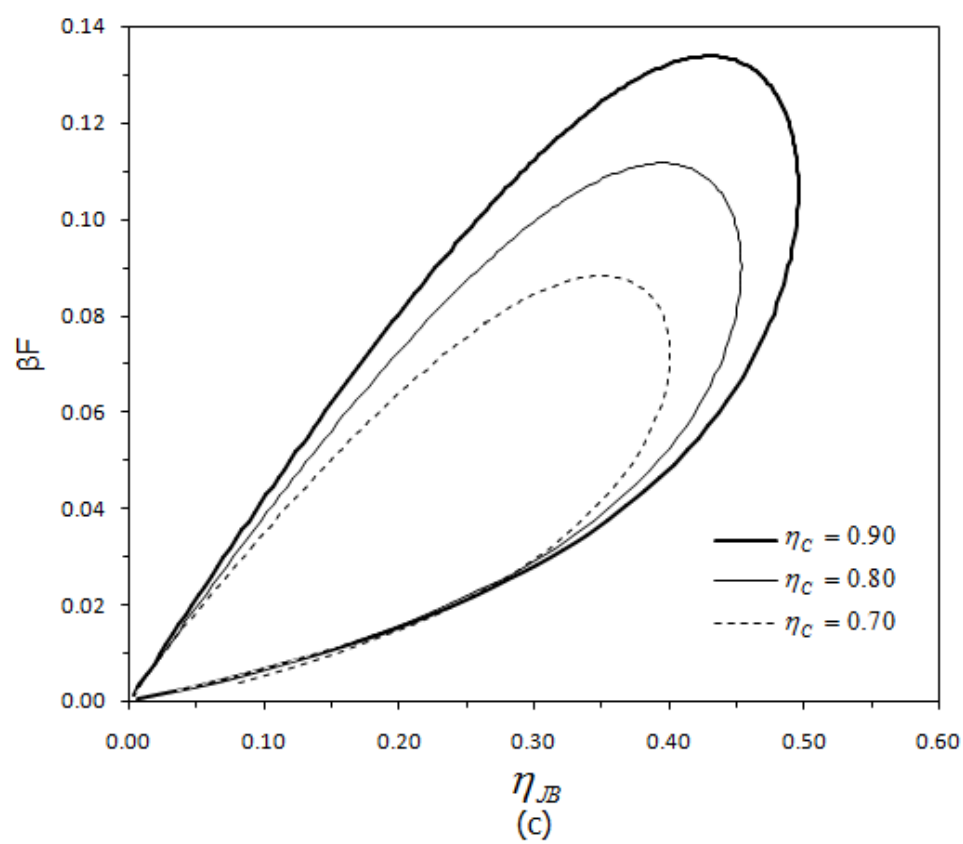
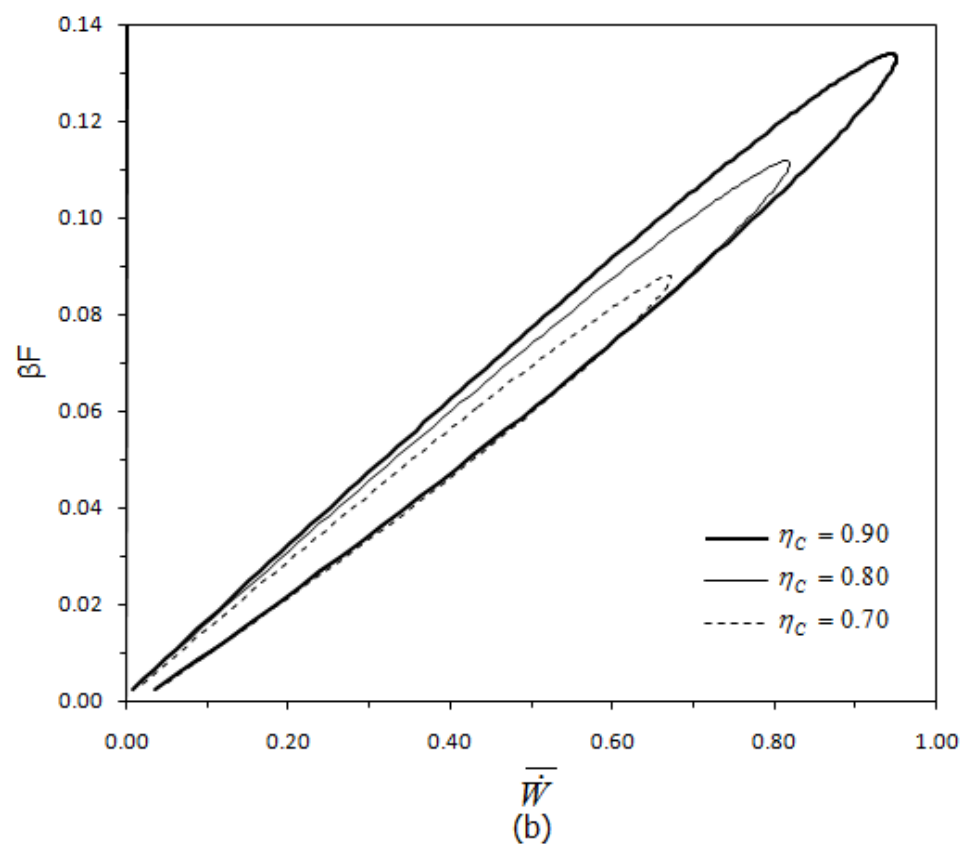
Kompresör izentropik verimi η_c 'ye bağlı olarak, kompresör basınç oranı ϕ_c 'nin, boyutsuz net güç $\bar{W}$ 'nin, çevrim termik verimi η_{JB} 'nın, ve boyutsuz entropi üretimi $\bar{S}_g$ 'nin, amaç fonksiyonu βF ' ye etkileri Şekil 3.3 ile verilmiştir.

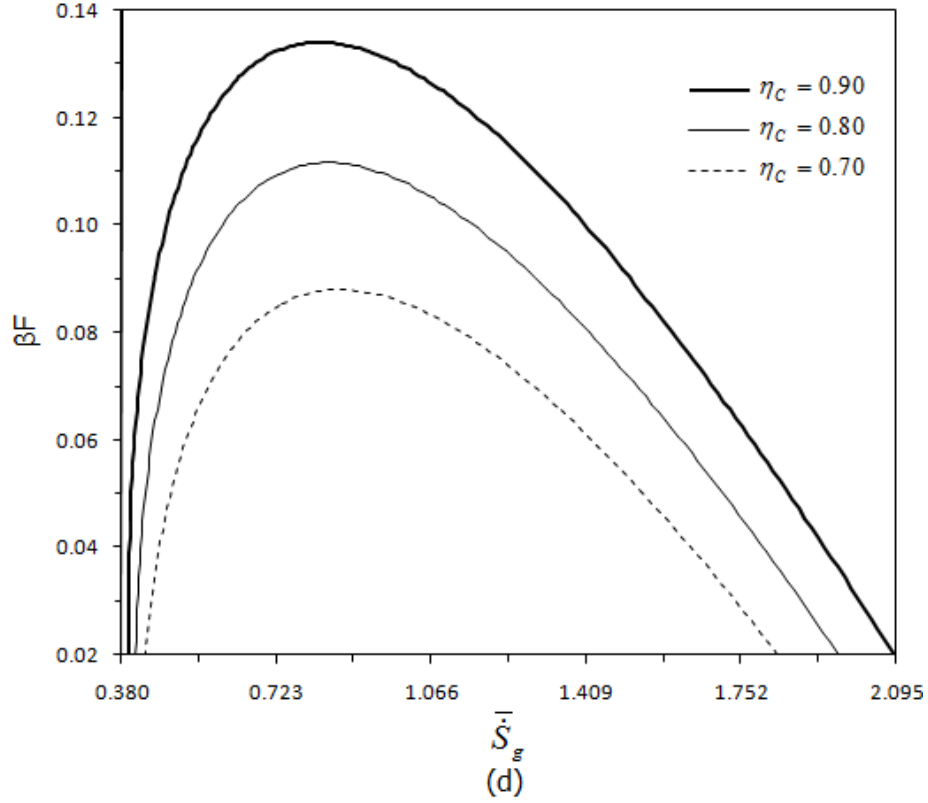
Şekil 3.3.a'da kompresör izentropik verimi η_c arttıkça amaç fonksiyonunu maksimum yapan $(\beta F)_{\max}$ değerlerin arttığı görülmektedir. Bu artış, kompresör basınç oranı parametresi ϕ_c ile birlikte optimum noktaya kadar devam ederken bu noktadan sonra artan kompresör basınç oranı parametresi ϕ_c ile birlikte azalmaktadır. Şekil 3.3.b'ye göre kompresör izentropik verim η_c artışı amaç fonksiyonunu artan yönde etkilemektedir. Maksimum amaç fonksiyonu $(\beta F)_{\max}$ değerleri artmaktadır. Bununla birlikte eğrilerin kapalı formları nedeniyle sabit bir sabit bir boyutsuz güç değeri $(\bar{W})$ ile iki adet amaç fonksiyonu βF değeri vermektedir. Amaç fonksiyonunun tanımından hareket edilirse yani tesisten elde edilen net gücün $(\dot{W})$, toplam maliyeti (C_T) oranı olduğu hatırlanırsa, yüksek amaç fonksiyonu değeri bize tesisten daha az (yada sabit maliyetle) daha fazla güç elde edilebilirliğe işaret etmektedir. Buna göre grafik sabit ve boyutsuz bir güç değerine $(\bar{W})$ karşılık gelen iki adet amaç fonksiyonu βF değerlerinden üst noktada olanının daha avantajlı durumda olduğu söylenebilir.

Şekil 3.3.c'de hem amaç fonksiyonu βF hem de tesisin termik verimlerine η_{JB} ait iki adet optimum nokta görülmektedir. Burada artan kompresör izentropik verimleri (η_c) ile birlikte amaç fonksiyonu değerlerinin (βF) de arttığı anlaşılmaktadır. Amaç fonksiyonunun maksimum değerleri $(\beta F)_{\max}$ ve maksimum termik verimler $(\eta_{JB, \max})$ artan kompresör izentropik verimi (η_c) ile artmaktadırlar. Maksimum amaç fonksiyonu $(\beta F_{\max})$ değerlerine karşılık gelen termik verimler (η^*) ile maksimum termik verimlere $(\eta_{JB, \max})$ karşılık gelen amaç fonksiyonu değerleri (βF^*) de birlikte artmaktadır. Buna göre tesisin optimum çalışma aralıkları için şu şekilde sonuçlar yazılabilir: $(\beta F)_{\max} \leq (\beta F)_{opt} \leq (\beta F)^*$ ve $\eta_{JB}^* \leq \eta_{JB, opt} \leq \eta_{JB, \max}$.

Boyutsuz entropi üretimi ($\bar{S}_g$) ile amaç fonksiyonunun (βF) değişen kompresör izentropik verimlerinin (η_c) etkilerini gösteren grafik Şekil 3.3.d'de verilmiştir. Boyutsuz entropi değeri arttıkça amaç fonksiyonu bir optimum noktaya kadar artmakta ($\beta F_{\max}$) ve sonrasında azalmaya başlamaktadır. Artan kompresör izentropik verim değerleri ile birlikte amaç fonksiyonunun maksimum yapan değerler de artmaktadır. Maksimum amaç fonksiyonuna karşılık gelen boyutsuz entropi değerleri artan kompresör izentropik verimleri ile birlikte azalmaktadır.







Şekil 3.3 Kompresör izentropik verimi η_c 'ye bağlı olarak (a) kompresör basınç oranı ϕ_c 'nin, (b) boyutsuz net güç $\bar{W}$ 'nin, (c) çevrim verimi η_{JB} 'nin, (d) boyutsuz entropi üretimi $\bar{S}_g$ 'nin, amaç fonksiyonu βF 'ye etkileri ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_T=0.95$, $U_H=U_L=U_R=0.5$ kW/m².K, $\epsilon_R=\epsilon_L=\epsilon_H=0.9$).

3.3.3 Türbin İzentropik Veriminin Etkisi

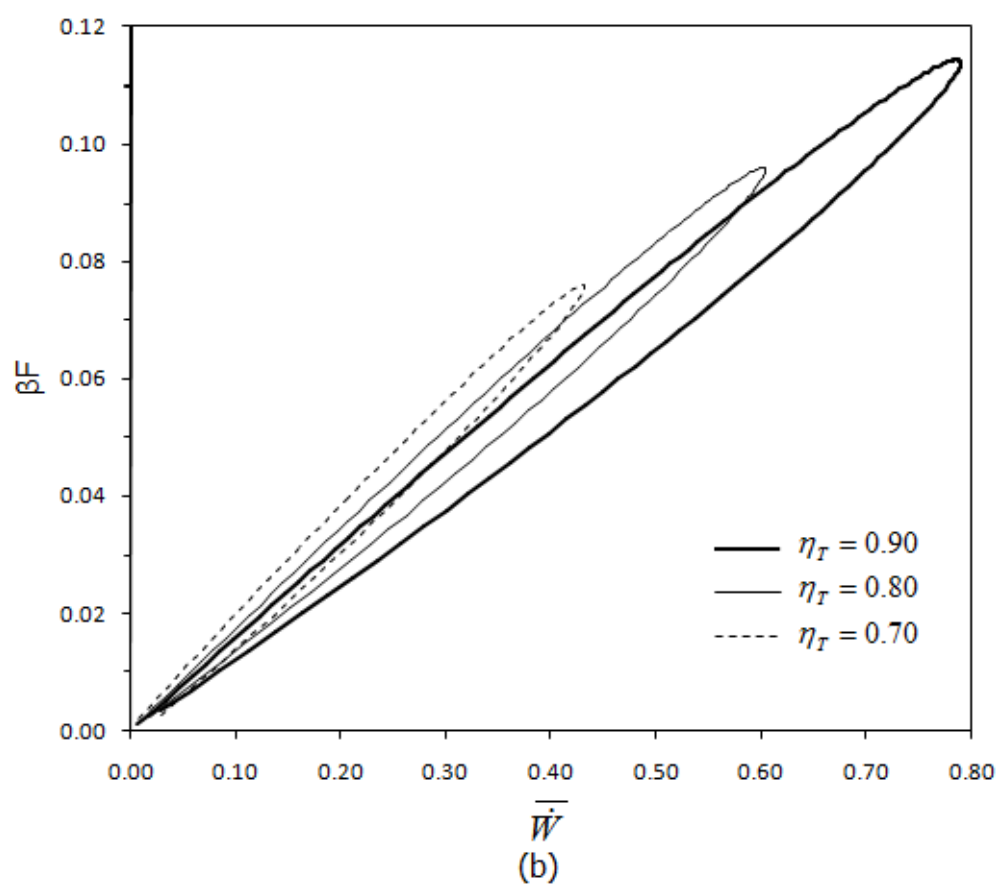
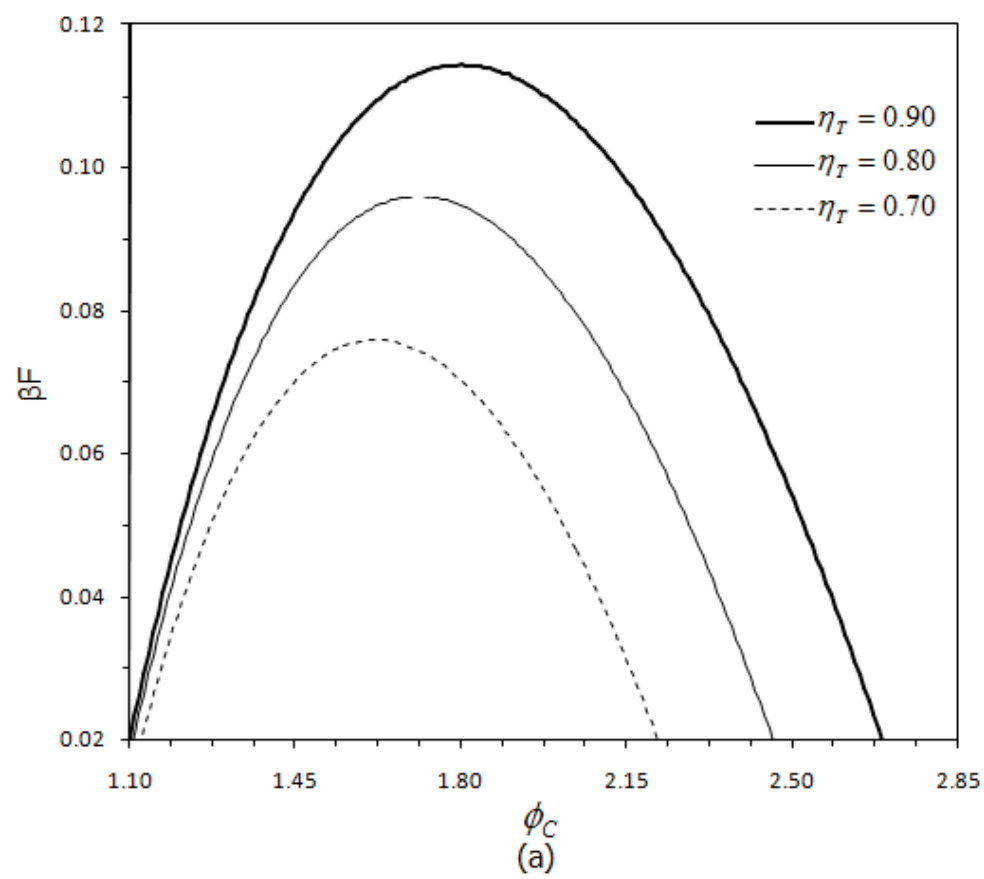
Gaz türbini izentropik verimi η_T 'ye bağlı olarak kompresör basınç oranı ϕ_c 'nin, boyutsuz net güç $\bar{W}$ 'nin, çevrimin termik verimi η_{JB} 'nin, boyutsuz entropi üretimi $\bar{S}_g$ 'nin, amaç fonksiyonu βF 'ye etkilerini gösteren grafik Şekil 3.4'de verildiği gibidir.

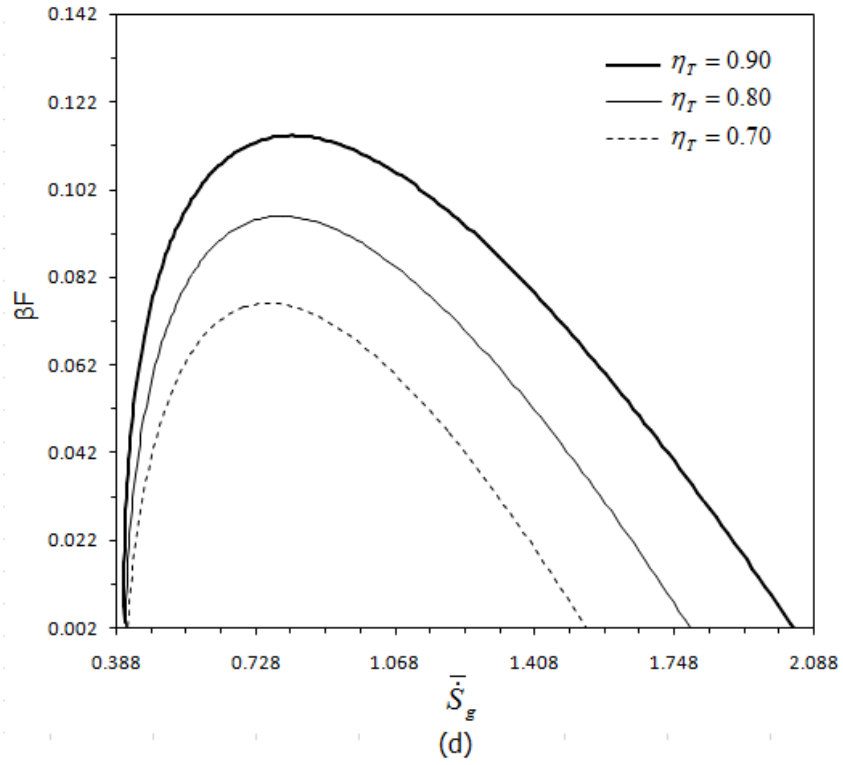
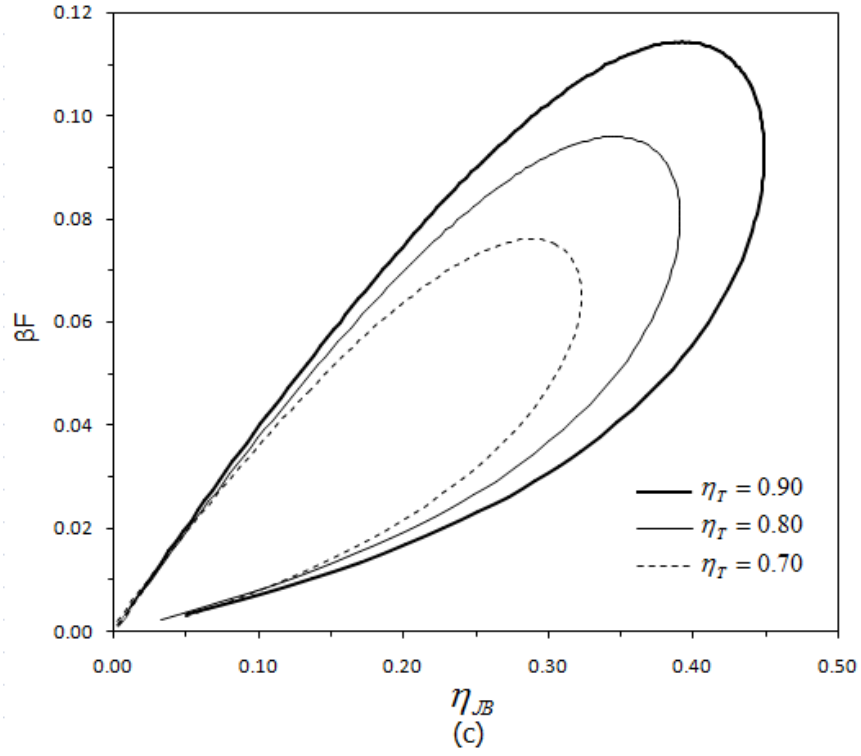
Şekil 3.4.a'da türbin izentropik verimi η_T arttıkça amaç fonksiyonunu maksimum yapan $(\beta F)_{\max}$ değerlerin arttığı görülmektedir. Bu artış, kompresör basınç oranı parametresi ϕ_c ile birlikte bir optimum noktaya kadar devam ederken bu noktadan sonra artan kompresör basınç oranı parametresi ϕ_c ile birlikte azalmaktadır. Optimum noktalar karşılık gelen kompresör basınç oranlarının artan türbin izentropik verimleri ile artış yönünde eğilim göstermektedir.

Şekil 3.4.b'ye göre türbin izentropik verim (η_T) artışı amaç fonksiyonunu artan yönde etkilemektedir. Maksimum amaç fonksiyonu $(\beta F)_{\max}$ değerleri artmaktadır. Bununla birlikte eğrilerin kapalı formları nedeniyle sabit bir boyutsuz güç değeri $(\bar{W})$ ile iki adet amaç fonksiyonu (βF) değeri elde edilmektedir. Buna amaç fonksiyonu olan βF değerlerinden üst noktada olanının tercih edilmesi daha avantajlı bir durum sağlamaktadır.

Şekil 3.4.c'de hem amaç fonksiyonu βF hem de tesisin termik verimlerine η_{JB} ait iki adet optimum nokta görülmektedir. Burada artan türbin izentropik verimleri ile birlikte (η_T), amaç fonksiyonunun maksimum değerlerinin $(\beta F_{\max})$ de arttığı görülmektedir. Amaç fonksiyonunun maksimum değerleri $(\beta F_{\max})$ ve maksimum termik verimler $(\eta_{JB, \max})$ artan türbin izentropik verimi (η_T) ile artmaktadırlar. Maksimum amaç fonksiyonu $(\beta F_{\max})$ değerlerine karşılık gelen termik verimler (η^*) ile maksimum termik verimlere $(\eta_{JB, \max})$ karşılık gelen amaç fonksiyonu değerleri (βF^*) 'de birlikte artmaktadır. Buna göre tesisin optimum çalışma aralıkları için şu şekilde sonuçlar yazılabilir: $(\beta F)_{\max} \leq (\beta F)_{opt} \leq (\beta F)^*$ ve $\eta_{JB}^* \leq \eta_{JB, opt} \leq \eta_{JB, \max}$.

Boyutsuz entropi üretimi $(\bar{S}_g)$ ile amaç fonksiyonunun (βF) değişen türbin izentropik verimlerinin (η_T) etkilerini gösteren grafik Şekil 3.4.d'de verilmiştir. Boyutsuz entropi değeri arttıkça amaç fonksiyonu bir optimum noktaya kadar artmakta $(\beta F_{\max})$ ve sonrasında azalmaya başlamaktadır. Artan türbin izentropik verim değerleri ile birlikte amaç fonksiyonunun maksimum yapan değerleri de artmaktadır. Maksimum amaç fonksiyonuna karşılık gelen boyutsuz entropi değerleri artan kompresör izentropik verimleri ile birlikte artmaktadır.





Şekil 3.4 Gaz türbini izentropik verimi η_T 'ye bağlı olarak (a) kompresör basınç oranı ϕ_C 'nin, (b) boyutsuz net güç $\bar{W}$ 'nin, (c) çevrimin termik verimi η_{JB} 'nın, (d) boyutsuz entropi üretimi $\bar{S}_g$ 'nin, amaç fonksiyonu βF 'ye etkileri ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $U_H=U_L=U_R=0.5$ kW/m².K, $\varepsilon_R=\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$).

3.3.4 Basınç Kayıp Parametresinin Etkisi

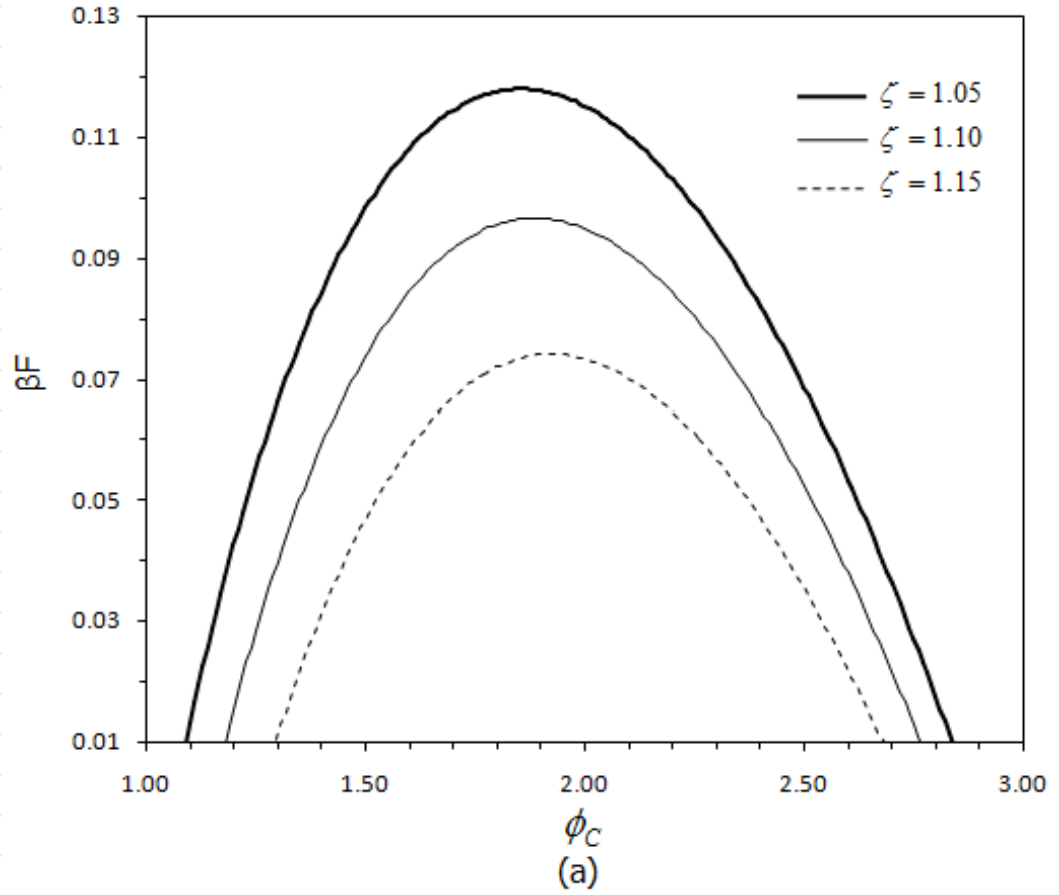
Bu bölümde basınç kayıp parametresine (ζ) bağlı olarak, kompresör basınç oranı ϕ_c 'nin, boyutsuz net güç $\bar{W}$ 'nin, çevrimin termik verimi η_{JB} 'nın, boyutsuz entropi üretimi $\bar{S}_g$ 'nin, amaç fonksiyonu βF ile etkilerini veren grafik Şekil 3.5 ile gösterilmiştir. Analiz amacıyla basınç kayıp parametreleri sırasıyla %5, %10 ve %15 artırılarak basınç kaybından kaynaklanan tersinmezliklerden dolayı tesisin performansı değerlendirilmiştir. Basınç kayıplarının rejeneratörün ısı alan ve ısı veren tarafı, yanma odası ve soğutucu görevi gören ısı değiştiricinin ısı alan ve ısı veren taraflarının tamamını kapsayan bir parametredir. Başka bir deyişle tesisin toplam basınç kayıplarını simgeleyen bir parametredir.

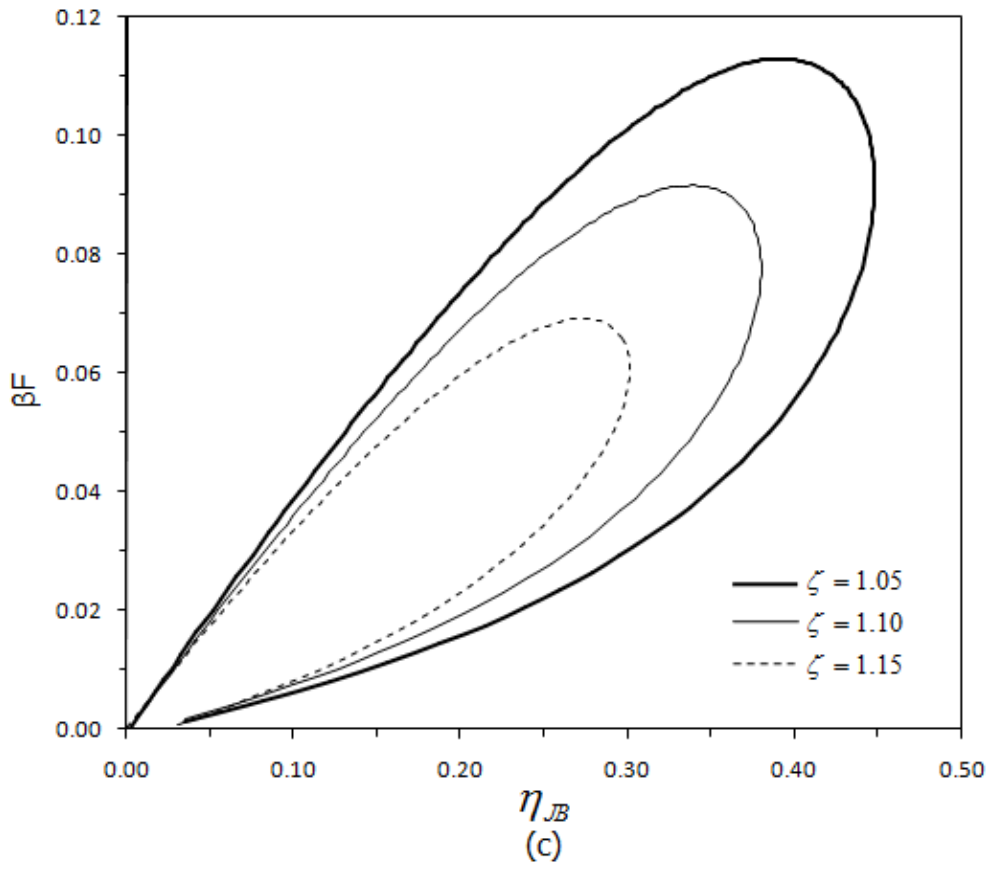
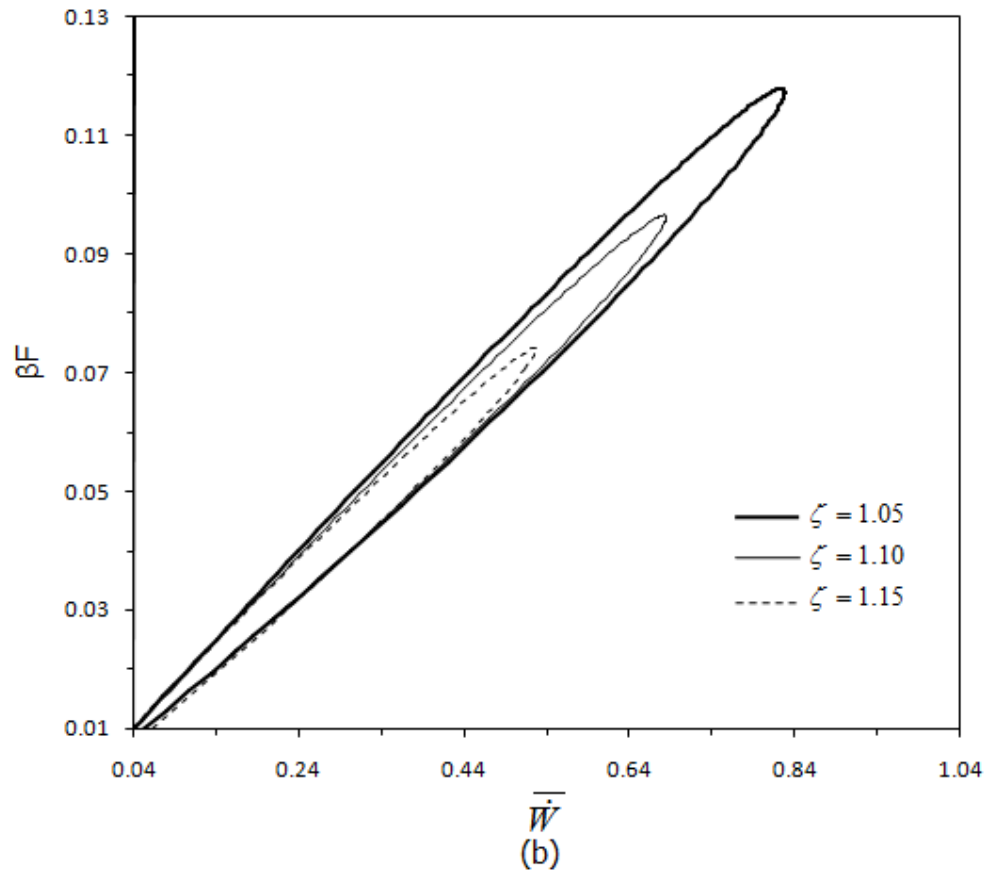
Şekil 3.5.a, basınç kayıplarının amaç fonksiyonu ve kompresör basınç oranı parametresi ile nasıl değiştiğini göstermektedir. Buna göre basınç kayıpları yüzdesi (ζ) arttıkça amaç fonksiyonu (βF) 'in optimum değerleri azalmaktadır. Bunun yanında kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_c) arttıkça amaç fonksiyonu (βF) optimum bir noktaya kadar artmakta ardından artan kompresör basınç oranı parametresine rağmen azalmaktadır.

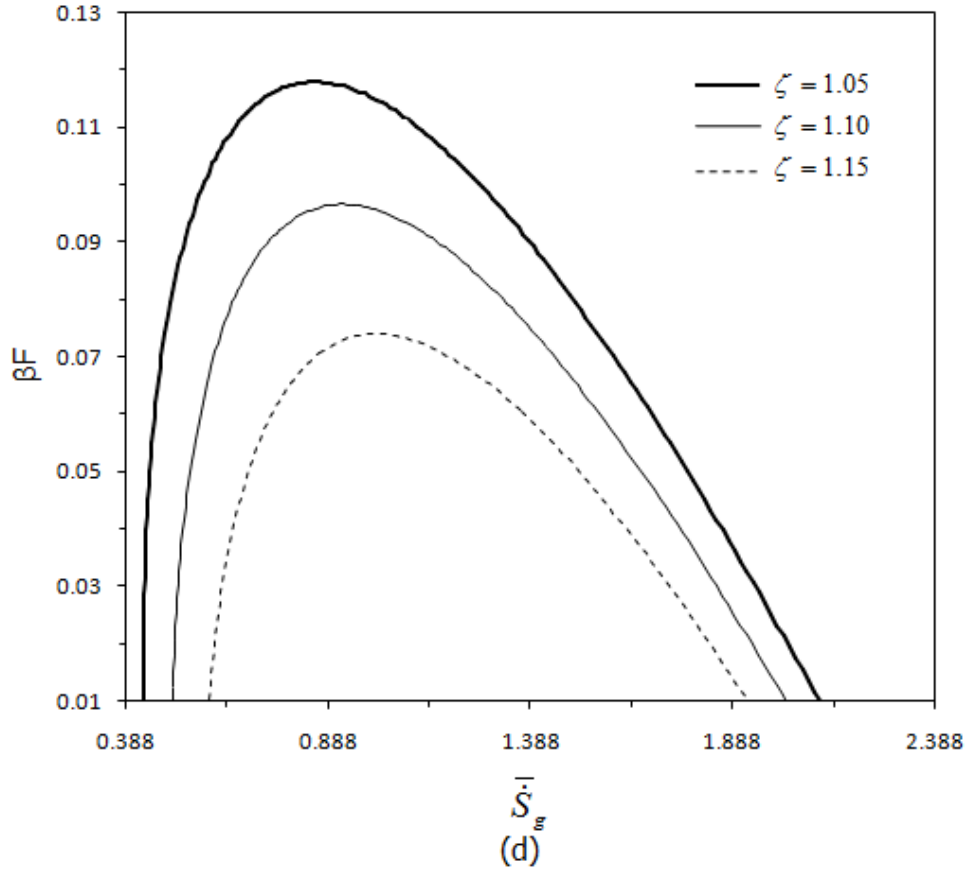
Basınç kayıpları arttıkça tesisten elde edilen güç azalmaktadır. Artan basınç kayıpları parametreleri ile tesisin boyutsuz maksimum net güç ($\bar{W}_{\max}$) değerleri azalmaktadır (Şekil 3.5.b). Ayrıca maksimum boyutsuz güç değerlerine karşılık gelen amaç fonksiyonu (βF) 'in de azaldığı görülmektedir.

Benzer bir durum tesisin termik verimi (η_{JB}) ile amaç fonksiyonunun (βF) değişimini veren grafik olan Şekil 3.5.c'de görülmektedir. Basınç kayıpları değerleri (ζ) arttıkça tesisin termik verimi (η_{JB}) azalmaktadır. Ayrıca amaç fonksiyonu değerlerinde de (βF) düşüş görülmektedir. Bu grafikte hem amaç fonksiyonunun (βF) hem de termik verimin (η_{JB}) farklı basınç kayıpları değerlerinde optimum çalışma aralıklarına sahip oldukları görülmektedir. Buna göre amaç fonksiyonunun maksimum ($\beta F_{\max}$) olduğu noktalara karşılık gelen termik verimler (η_{JB}^*), artan basınç kayıpları (ζ) ile birlikte azalmaktadır. Ya da tesisin termik verimlerinin maksimum ($\eta_{JB,\max}$) oldukları noktalara

karşılık gelen amaç fonksiyonu (βF^*) , artan basınç kayıpları ile birlikte azalmaktadır. Kısaca hem termik verim hem de amaç fonksiyonunun optimum çalışma aralıkları için $(\beta F_{\max}) \leq (\beta F)_{opt} \leq (\beta F^*)$ ve $(\eta_{JB}^*) \leq (\eta_{JB})_{opt} \leq (\eta_{JB,\max})$ yazılabilir. Şekil 3.5.d, boyutsuz entropi üretimi $(\bar{S}_g)$ ile amaç fonksiyonunun (βF) , farklı basınç kaybı değerleri için (ζ) aralarındaki ilişkiyi göstermektedir. Basınç kayıpları arttıkça, tersinmezlik artacağından, amaç fonksiyonunun maksimum yapan noktalarındaki değerler $(\beta F_{\max})$ azalmaktadır. Bununla birlikte amaç fonksiyonunun maksimum noktalarına karşılık gelen boyutsuz entropi değerleri $(\bar{S}_g)^*$, artan basınç kayıp parametreleri (ζ) ile artmaktadır.







Şekil 3.5 Basınç kayıp parametresi ζ 'ye bağlı olarak (a) kompresör basınç oranı ϕ_c 'nin, (b) boyutsuz net güç $\bar{W}$ 'nin, (c) termik verimi η_{JB} 'nin, (d) boyutsuz entropi üretimi $\bar{S}_g$ 'nin, amaç fonksiyonu βF 'ye etkileri ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.95$, $U_H=U_L=U_R=0.5$ kW/m².K, $\varepsilon_R=\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$).

3.3.5 Kaynak Sıcaklık Oranlarının Etkisi

Bu bölümde ısı kaynakları (T_L ve T_H) sıcaklık oranı τ 'ya ($\tau = T_H/T_L$) bağlı olarak, kompresör basınç oranı ϕ_c 'nin, boyutsuz net güç $\bar{W}$ 'nin, çevrimin termik verimi η_{JB} 'nin, boyutsuz entropi üretimi $\bar{S}_g$ 'nin, amaç fonksiyonu βF 'ye etkilerinin analizleri yapılarak grafiksel sonuçlar elde edilmiş ve yorumlanmıştır. Sonlu zaman termodinamik modelimizde teorik çevrimde ısı girişi sıcaklığı T_H olan yüksek sıcaklık kaynağından ve ısı çıkışı sıcaklığı T_L olan alçak sıcaklık kaynağından sağlanmaktadır. Bu nedenle bu sıcaklıkların tesis üzerindeki etkileri analiz edilmiştir.

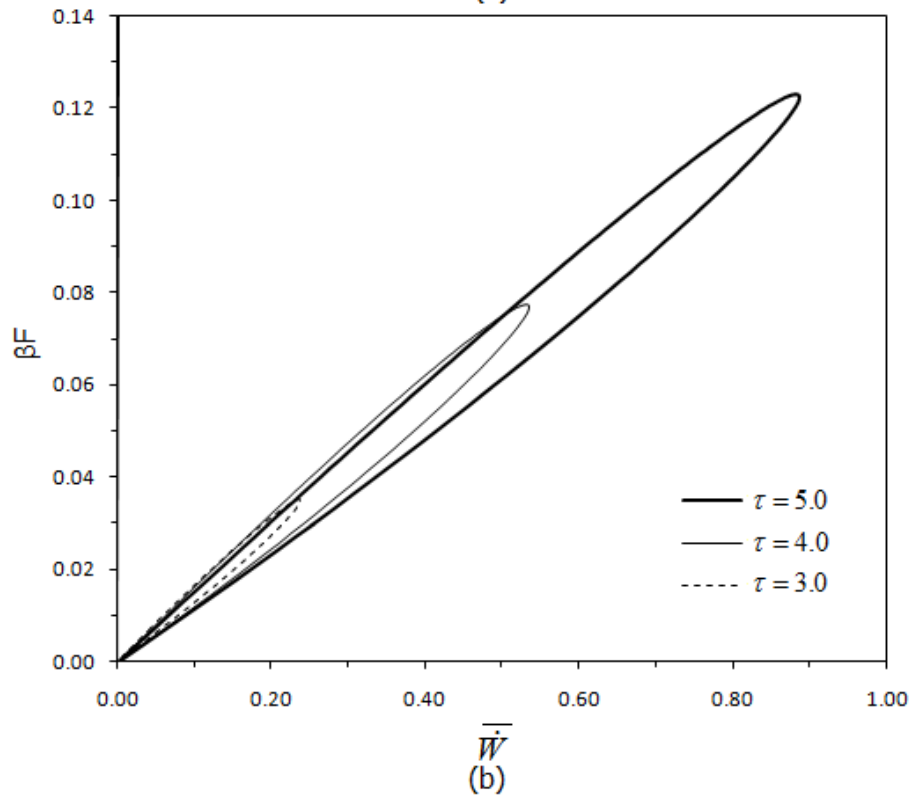
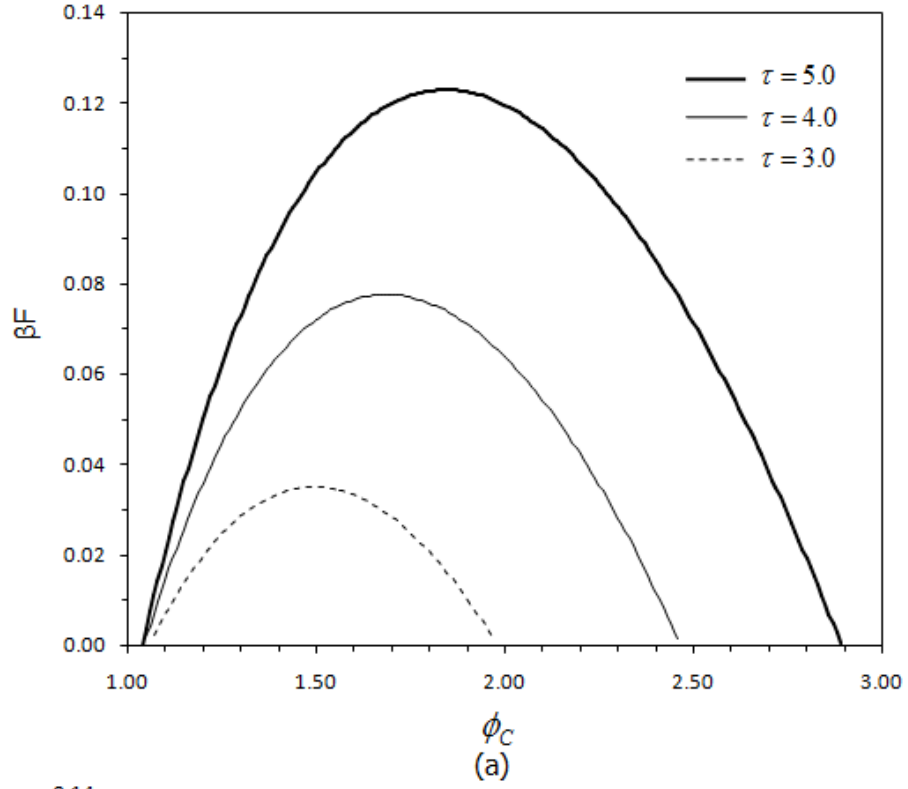
Şekil 3.6. a'da amaç fonksiyonunun (βF), kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_c) ile etkileşiminin, farklı ısı kaynakları sıcaklıkları oranının (τ) etkisi altındaki değişimleri görülmektedir. Sıcaklık oranları arttıkça amaç fonksiyonunun maksimum

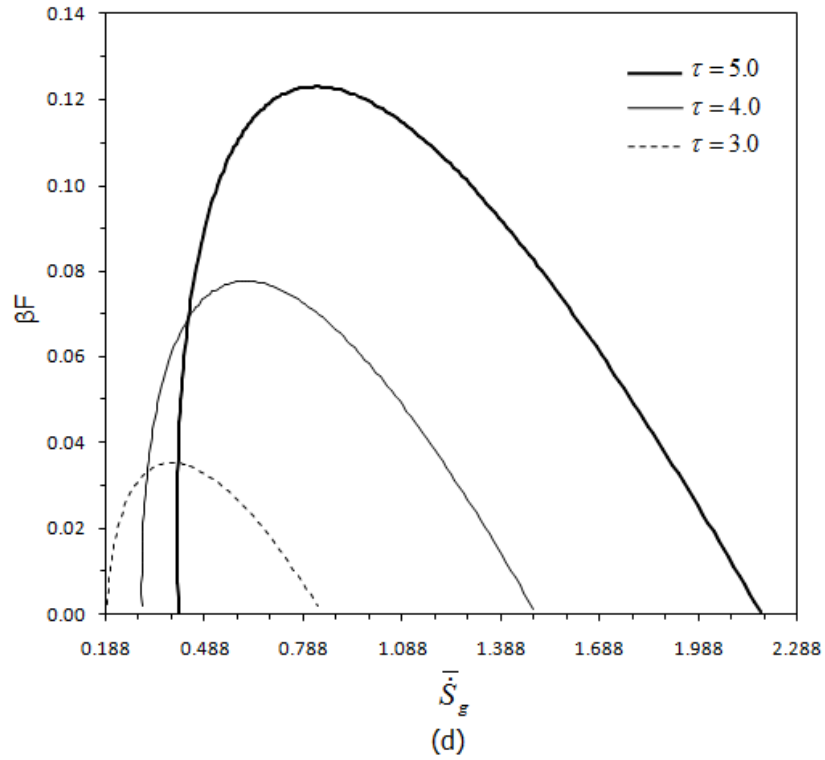
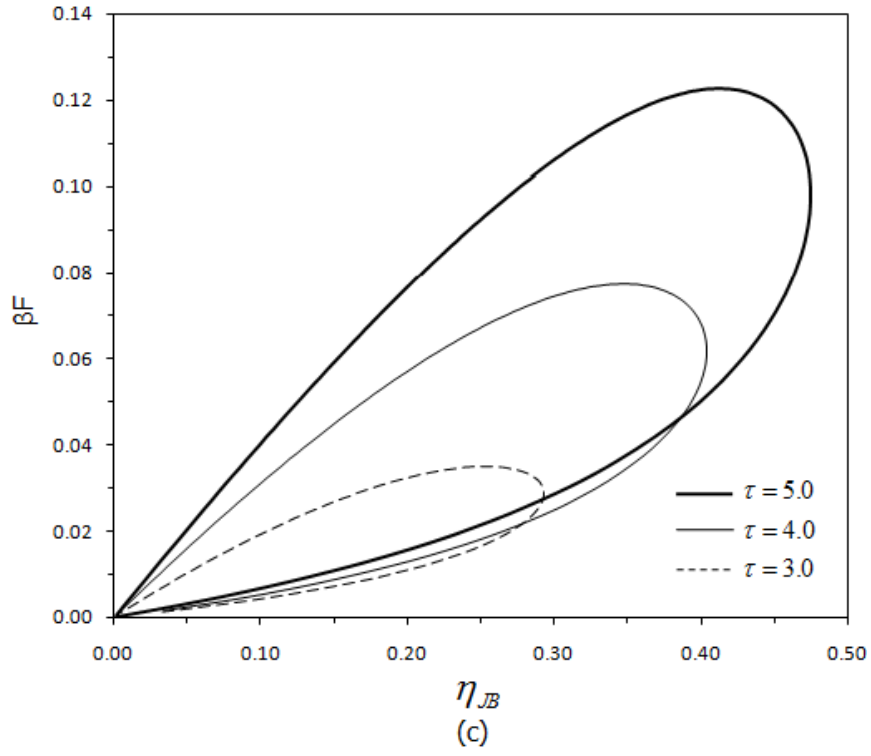
$(\beta F_{\max})$ noktalarındaki değerleri de artmaktadır. Bununla birlikte, kompresör basınç oranı değerleri (ϕ_c) arttıkça, amaç fonksiyonu (βF) bir optimum noktaya kadar artmakta ardından azalmaya başlamaktadır. Amaç fonksiyonunun maksimum olduğu $(\beta F_{\max})$ noktalarındaki değerlere karşılık gelen kompresör basınç oranı değerleri $(\phi_c)^*$, artan sıcaklık oranları ile birlikte artmaktadır.

Tesisin boyutsuz net güç $\overline{W}$ değerleri sıcaklık oranları ile artan yönde etkilenmektedir (Şekil 3.6.b). Grafiğe göre sıcaklık oranları (τ) ile birlikte amaç fonksiyonunun maksimum değerlerinde artış olmaktadır $(\beta F_{\max})$. Buradaki eğrinin de kapalı bir eğri olduğu göz önüne alındığında sabit boyutsuz güç değerlerinde $(\overline{W})$ iki adet amaç fonksiyonu değerleri (βF) ile karşılaşılmaktadır. Bu durumda birim maliyet başına güç daha fazla olacağından amaç fonksiyonunun üst noktadaki değerini tercih etmek daha faydalı olacaktır.

Şekil 3.6.c'de görüldüğü gibi tesisin termik verimi (η_{JB}) artan sıcaklık oranları (τ) ile artmaktadır. Bununla birlikte amaç fonksiyonu (βF) değerleri de artmaktadır. amaç fonksiyonunun maksimum değerleri $(\beta F_{\max})$, artan sıcaklık oranları değerleri (τ) ile birlikte artarken, bu noktalara karşılık gelen termik verim (η_{JB}^*) değerlerinde artış sağlanmaktadır. Benzer olarak tesisin maksimum termik verimleri $(\eta_{JB,\max})$ artan sıcaklık oranları (τ) ile beraber artarken, termik verimin maksimum $(\eta_{JB,\max})$ olduğu noktalara karşılık gelen amaç fonksiyonu (βF^*) değerleri de artan sıcaklık oranları ile birlikte artmaktadır. Kısaca termik verim ve amaç fonksiyonunun optimum çalışma aralıkları grafikten anlaşılmaktadır. Buna göre termik verim ve amaç fonksiyonunun farklı sıcaklık oranlarındaki optimum çalışma aralıkları şu şekilde verilebilir, $(\beta F_{\max}) \leq (\beta F)_{opt} \leq (\beta F^*)$ ve $(\eta_{JB}^*) \leq (\eta_{JB})_{opt} \leq (\eta_{JB,\max})$. Şekil 3.6.d'de boyutsuz entropi üretimi $(\overline{S}_g)$ ile amaç fonksiyonu βF arasındaki ilişkiyi farklı sıcak kaynak oranları (τ) ile birlikte göstermektedir. Artan sıcaklık oranları ile birlikte boyutsuz entropi değerlerinde $(\overline{S}_g)$ ve amaç fonksiyonu (βF) değerlerinde artış olduğu açıkça görülmektedir. Amaç fonksiyonu (βF) , boyutsuz entropi değeri ile birlikte bir optimum noktaya kadar artarken $(\beta F_{\max})$, entropi üretim değeri artmaya devam ettiği halde bu

optimum noktadan sonra azalmaya başlamaktadır. Bununla birlikte artan maksimum amaç fonksiyonu ($\beta F_{\max}$) değerlerine karşılık gelen boyutsuz entropi değerleri ($\bar{S}_g^*$), artan sıcaklık oranları (τ) ile beraber artmaktadır.





Şekil 3.6 Isı kaynakları sıcaklık oranı τ ' ya bağlı olarak (a) kompresör basınç oranı ϕ_C 'nin, (b) boyutsuz net güç $\bar{W}$ 'nin, (c) çevrim verimi η_{JB} 'nin, (d) boyutsuz entropi üretimi $\bar{S}_g$ 'nin, amaç fonksiyonu βF 'ye etkileri ($T_L=300$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.95$, $U_H=U_L=U_R=0.5$ kW/m².K, $\epsilon_R=\epsilon_L=\epsilon_H=0.9$).

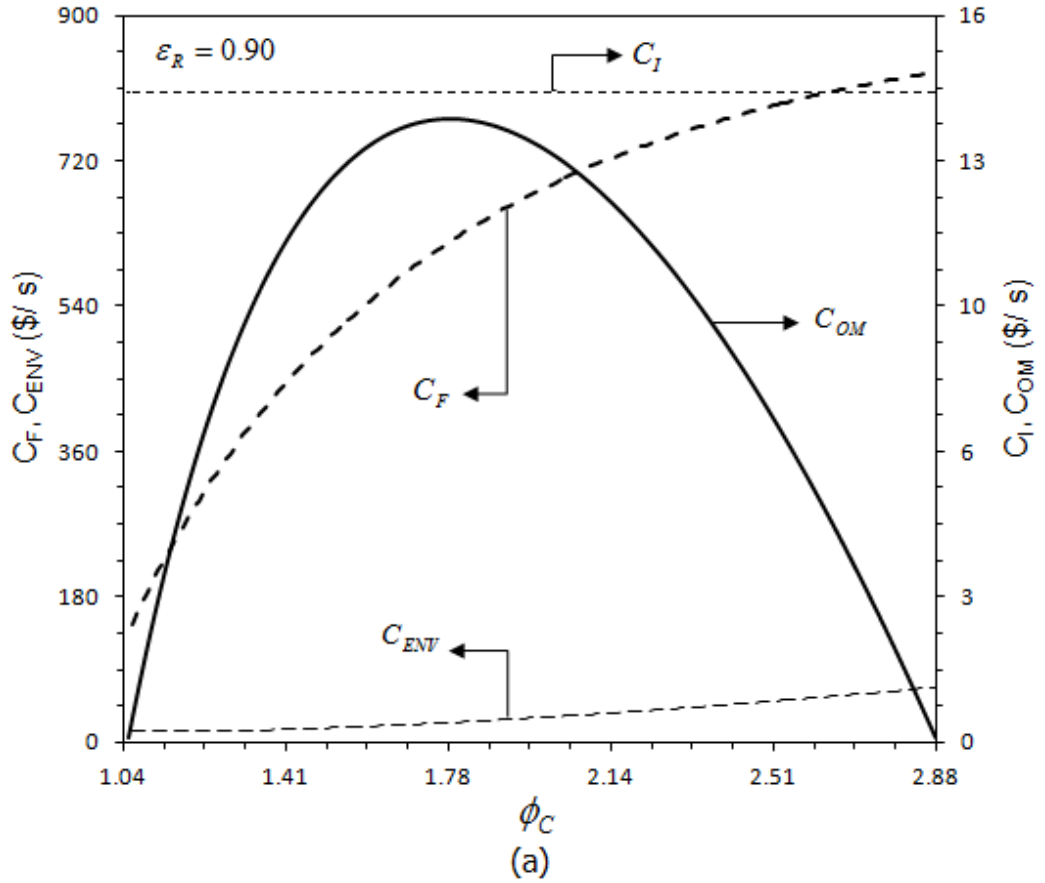
3.3.6 Sonlu Zaman Termoekonomik Modele Göre Kompresör Basınç Oranı Parametresinin Toplam Maliyet ve Bileşenlerine Etkisi

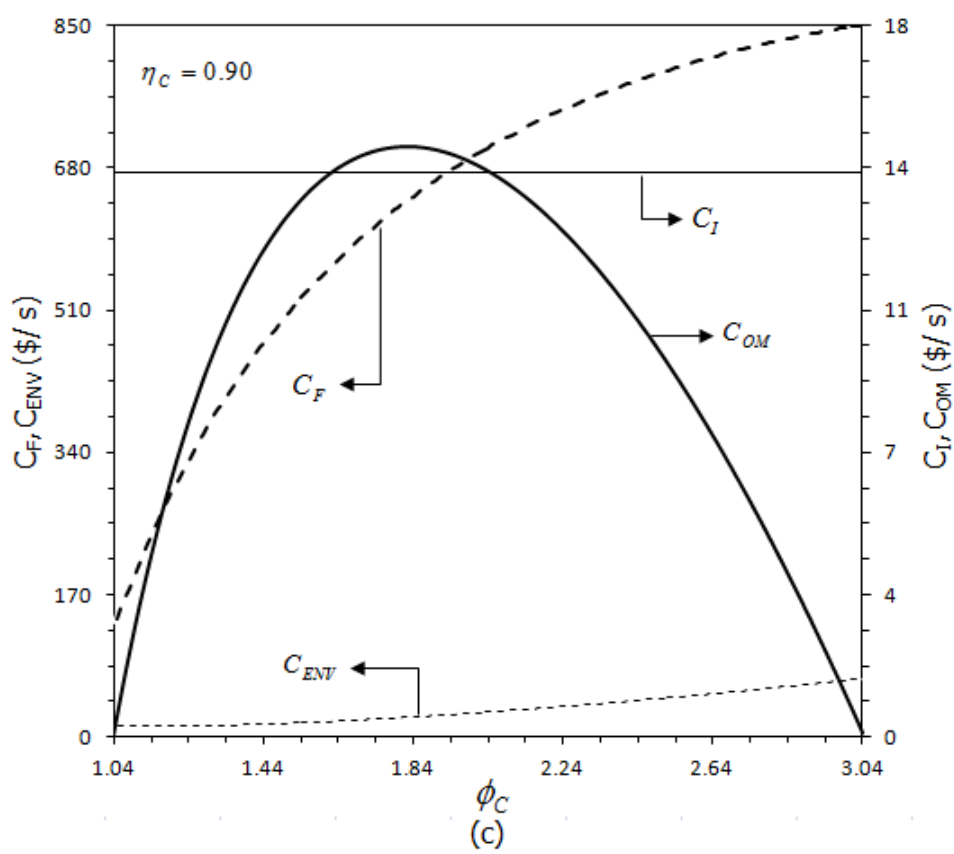
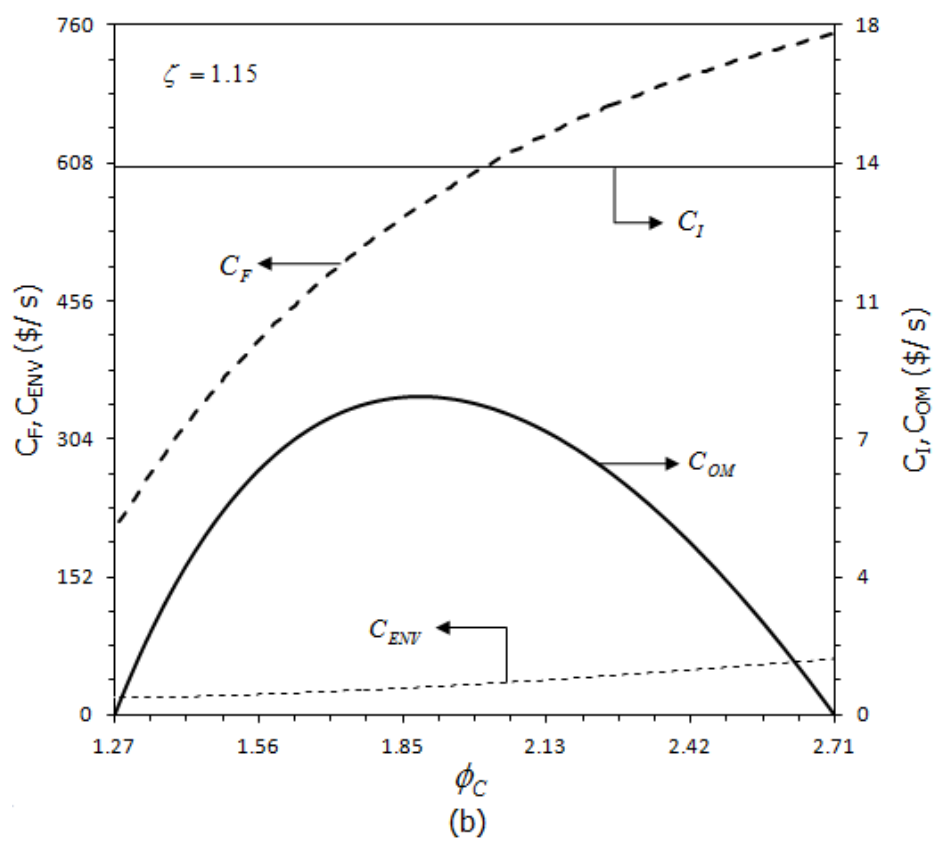
Bu bölümde kompresör basınç oranı ile toplam maliyet ve bileşenleri olan yakıt maliyeti, ilk yatırım maliyeti, çevre maliyeti ve işletme-bakım maliyetlerine etkisi bazı çevrim parametrelerine bağlı olarak analiz edilmiş ve Şekil 3.7 ile analizlerin grafikleri çizilmiştir. Analizler tasarım parametrelerinin τ için 3.0, 4.0 ve 5.0; ε_R için 0.70, 0.80 ve 0.90; ζ için 1.05, 1.10 ve 1.15; η_C için 0.60, 0.70 ve 0.80; η_T için 0.60, 0.70 ve 0.80 değişim aralıklarında yapılmıştır. Ancak Şekil 3.7, karmaşayı önlemek ve sonuçların daha basit olarak ifade edilebilmesi amacıyla, tasarım parametrelerinin en yüksek değerlerine göre verilmiştir. Bu amaçla aşağıda Şekil 3.7.a ve b ile $\varepsilon_R=0.90$ ve $\zeta=1.15$ için; Şekil 3.7.c ve d ile $\eta_C=0.90$ ve $\eta_T=0.90$ için, Şekil 3.7.e ile $\tau=5.0$ için olan grafikler verilmiştir. Toplam maliyetlerin ve bu maliyetin içeriğinde yer alan diğer maliyetler, birbirlerine olan etkilerinin de görülebilmesi amacıyla, bir arada verilmiştir. Grafikler incelendiğinde tüm maliyetlerin aynı performansı gösterdiği anlaşılmaktadır. Diğer bir değişle, yakıt maliyeti kompresör basınç oranı parametresi ile beraber artmaktadır. Bununla birlikte çevresel maliyetlerde de kompresör basınç oranı parametresi ile birlikte artış görülmektedir. İlk yatırım maliyetlerinin daima sabit bir değerde olduğu anlaşılmaktadır. İşletme-bakım maliyetleri kompresör basınç oranı parametresi ile birlikte optimum bir noktaya kadar artmakta sonrasında artan kompresör basınç oranı parametresine rağmen düşmektedir. Toplam maliyet bileşenleri üzerinde en önemli etkiyi yakıt maliyetleri oluşturmaktadır.

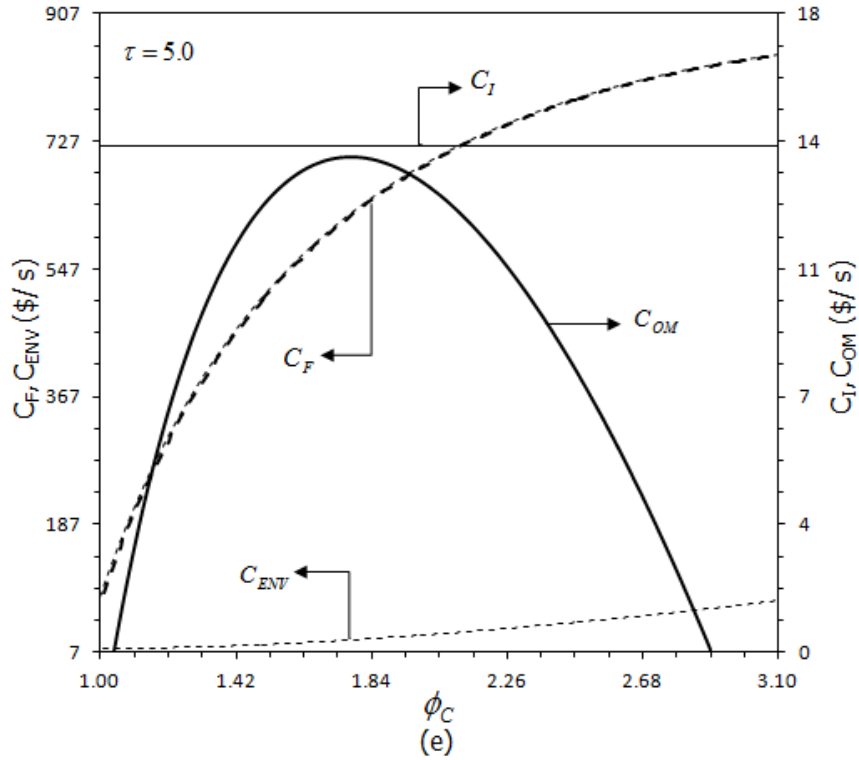
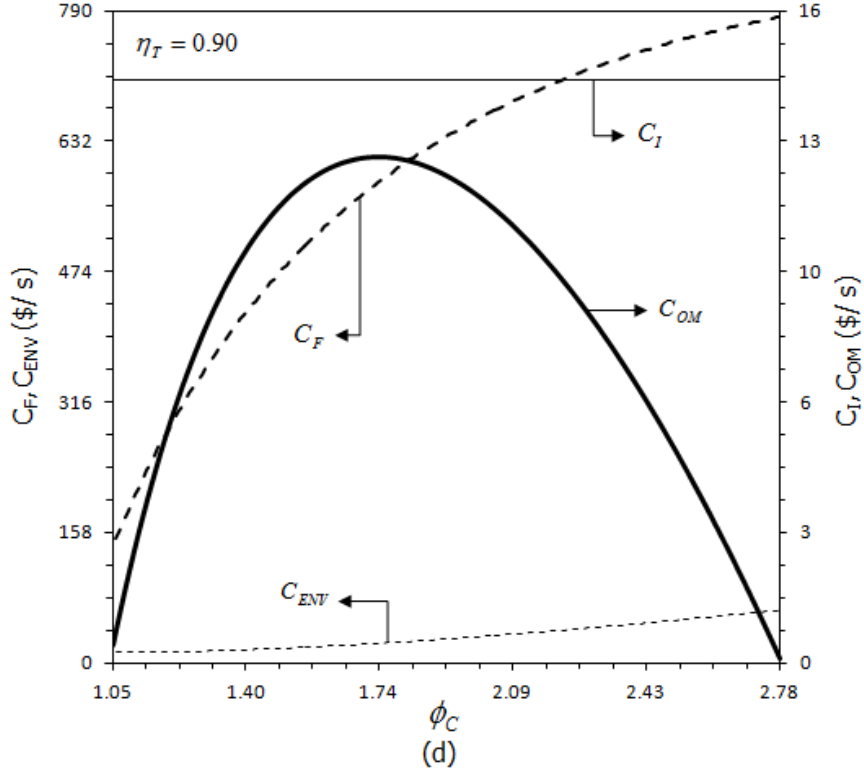
Rejeneratör etkinlik değeri (ε_R) ve basınç kayıp parametresinin (ζ), optimal kompresör basınç oranı parametresi ve optimal şartlardaki entropi üretimleri üzerindeki etkileri Şekil 3.8 (a)' da, optimal basınç oranı parametresi ve optimal termik verim üzerindeki etkileri Şekil 3.8 (b)' de sunulmuştur. Rejeneratör etkinlik değeri (ε_R) arttıkça optimal şartlardaki entropi üretimi değeri ($\dot{S}_g$) artmaktadır. Belirli bir rejeneratör etkinlik değerinde optimal kompresör basınç oranı parametresi arttıkça (ϕ_C^*), optimal şartlardaki entropi değerleri de ($\dot{S}_g$) artmaktadır. Bununla birlikte basınç kayıp parametresi (ζ) değeri arttıkça, optimal şartlardaki kompresör basınç oranı (ϕ_C^*) değerleri artmaktadır. Yine belirli bir basınç kayıp parametre değerinde (ζ) optimal

şartlardaki entropi üretimi ($\dot{S}_g$) hızla artmakta iken, optimal kompresör basınç oranı değerleri nispeten daha yavaş artmaktadır (Şekil 3.8.a).

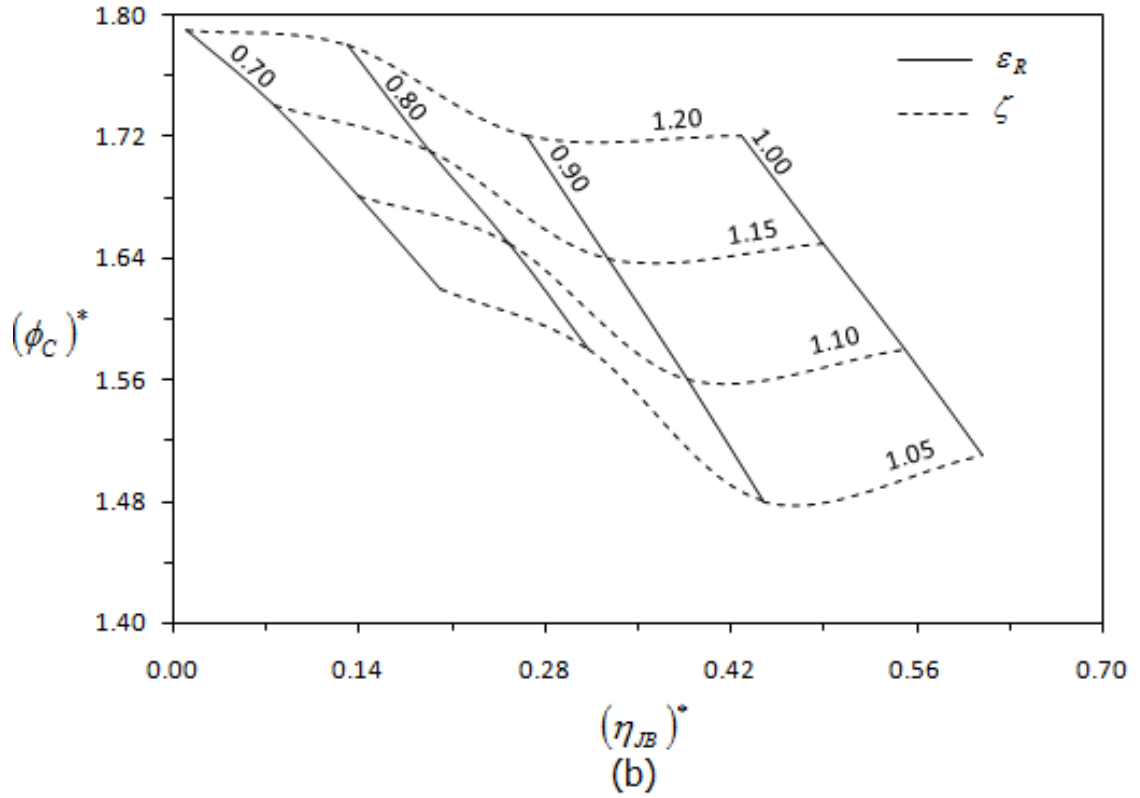
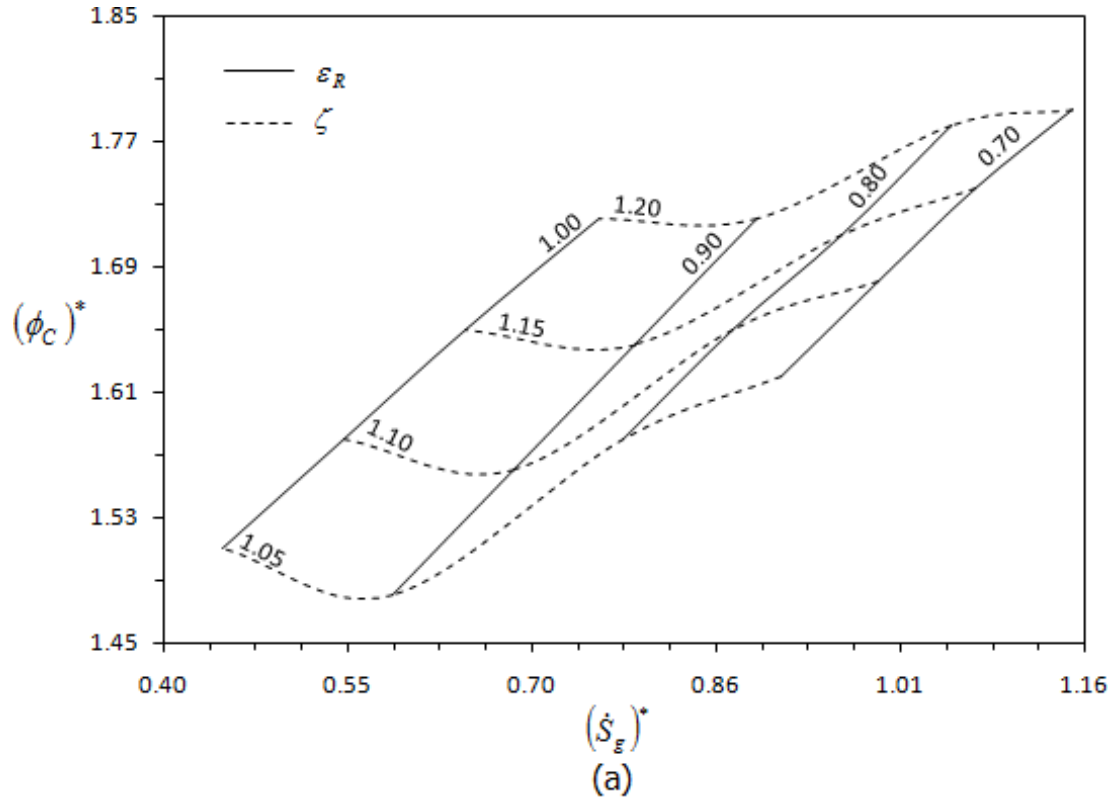
Şekil 3.8.b’de görüldüğü üzere, rejeneratör etkinlik değeri (ε_R) arttıkça optimal şartlardaki termik verim (η_{JB}^*) değerleri artmaktadır. Belirli bir rejeneratör değerinde (ε_R) optimal şartlardaki termik verim artışı yavaş iken, optimal şartlardaki kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_C^*) değerleri hızla azalmaktadır. Sabit bir rejeneratör etkinlik değerinde, basınç kayıp parametresi (ζ) arttıkça, optimal şartlardaki termik verim (η_{JB}^*) azalırken, optimal kompresör basınç oranı (ϕ_C^*) parametresi değerleri artmaktadır.







Şekil 3.7 Toplam maliyet ve bileşenlerinin, kompresör basınç oranı ile, (a) Rejeneratör etkinlik değeri $\varepsilon_R = 0.80$ 'de, (b) Tesisin basınç kayıp parametresi $\tau = 1.20$ 'de, (c) Kompresör izentropik verimi $\eta_C = 0.80$ 'de, (d) türbin izentropik verimi $\eta_T = 0.80$ 'de, (e) ısı kaynakları sıcaklık oranı $\tau = 4.0$ 'deki değişimleri ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $U_H=U_L=U_R=0.5$ kW/m².K, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$, $k_1=0.5, k_2=0.1, k_3=0.05$).



Şekil 3.8 Optimal basınç oranı parametresi ile (a) optimal entropi üretiminin, (b) optimal termik verimin değişik ε_R ve ζ değerleri için değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.80$, $\eta_T=0.80$, $U_H=U_L=U_R=0.5$ kW/m².K).

3.4 Tesisin Sonlu Zaman Termoekonomik Modele Göre Analiz ve Optimizasyon Sonuçları

Bu bölümde kapalı çevrime göre çalışan, rejeneratörlü, basınç kayıplı ve tersinmez gaz türbinli bir tesis modeli, içerisinde çevresel maliyet bileşeninin de yer aldığı sonlu zaman termokonomik yaklaşımları ile tesisin tasarım parametrelerinin maliyetlere etkileri, nümerik olarak analiz edilmiştir. Klasik sonlu zaman termoekonomik yaklaşımlarında, toplam maliyet denklemleri içerisinde, tesis komponentlerinin ilk yatırım maliyetleri, yakıt maliyeti, işletme-bakım maliyetlerine yer verilerek, tesisten elde edilen net gücün, toplam maliyete oranı şeklinde tanımlanan amaç fonksiyonu ile optimizasyon işlemleri yapılmaktadır. Bu kısımda klasik yaklaşımdan farklı olarak çevresel maliyet bileşeni $T_0 \cdot S_g$ olarak tanımlanmış ve denklemlerin içerisine yerleştirilmiştir. Amaç fonksiyonu, benzer olarak, tesis net gücünün toplam maliyete oranı şeklinde tanımlanmıştır. Nümerik çözümlerle grafiksel sonuçlar elde edilmiş ve analizler grafikler üzerinden yapılmıştır. Analiz ve optimizasyon sonuçları genel olarak tezin beşinci bölümünde detaylı olarak verilmiştir. Yukarıda açıklanan sonuçların daha anlaşılır olması bakımından tüm sonuçlar bir çizelge içerisinde derlenerek aşağıda verilmiştir (Çizelge 3.1).

Çizelge 3.1 Tesis tasarım parametreleri ile maliyet bileşenlerinin değişim aralıkları.

Toplam Maliyet bileşenleri (\$/ s)		Tesis tasarım parametreleri				
		$\varepsilon_R = 0.90$	$\zeta = 1.15$	$\eta_C = 0.90$	$\eta_T = 0.90$	$\tau = 5.0$
C_F	max.	830	751	852	784	608
	min.	383	252	578	425	130
C_{ENV}	max.	68	62	70	65	47
	min.	14	19	19	16	9
C_I	max.	14	14	14	14	14
	min.	14	14	14	14	14
C_{OM}	max.	13	8	15	12	8
	min.	0.13	0.02	0.12	0.10	0.11

Çizelge (3.1) ile tasarım parametrelerine bağlı olarak toplam maliyet bileşenlerinin en düşük ve en yüksek değişim değerlerini göstermektedir. Sonuçlar değişken tasarım parametrelerine bağlı olarak elde edilmiştir. Ancak Çizelge (3.1) ile gösterilen sonuçlar en yüksek etkiye sahip olan tasarım parametre değerine göre verilmiştir. Buna göre, tasarım parametrelerinden olan rejeneratör etkinlik değeri, $\varepsilon_R = 0.70, 0.80$ ve 0.90 için

sonlu zaman termoeekonomik analizi yapılmış, $\tau = 5.0$, $\eta_C = 0.90$, $\eta_T = 0.90$ ve $\zeta = 1.15$ değerlerinde sabit iken, Çizelge (3.1)'de yalnızca $\varepsilon_R = 0.90$ 'na karşılık gelen toplam maliyet bileşenlerinin ϕ_C 'ye göre değişimin en düşük ve en yüksek değerleri verilmiştir. Benzer uygulamalar diğer tasarım parametreleri için de yapılarak Çizelge (3.1) elde edilmiştir.

EKSERJOEKONOMİK ANALİZ MODELİ

4.1 Ekserjoekonomik Modele Göre Analiz ve Optimizasyon

Tezin bu bölümünde kapalı çevrime göre çalışan, rejeneratörlü, basınç kayıplı tersinmez bir gaz türbini tesisinin, ekserjoekonomik modele göre analitik çözümleri yapıldı. Bu aşamada, toplam maliyet denklemi içerisinde ilk yatırım maliyetleri, yakıt ekserji maliyetleri, çevresel ekserji maliyetleri, ekserji bozunum maliyetleri ve akım hatlarının ekserji maliyetlerinden oluşturuldu. Bu tezin özgünlüğü çevresel maliyetler olarak tanımladığımız ve bugüne kadar literatürde mevcut olmayan bir modelin kullanılmış olmasıdır. Tezin bu dördüncü bölümünde çevresel ekserji maliyet modelinde yanma prosesi sonucu atmosfere salınan egzoz gazlarının ekserjileri hesaplandı ve buradan egzoz gazları ekserji maliyetleri elde edildi. Ayrıca optimizasyon için bir amaç fonksiyonu tanımlandı. Buna göre amaç fonksiyonu, birim toplam ekserji maliyet başına güç çıktısının toplam ekserjisi şeklinde ifade edildi. Elde edilen bu denklemler düzenlenerek ekserjoekonomik modeller arasında yaygın kullanıma sahip olan SPECO metoduna göre analitik olarak çözümlenmiş ve sonuçlar elde edilerek yorumlanmıştır. Çalışma, öncelikle literatür araştırmaları ile başladı. Sonra model kuruldu ve analitik çözümler yapıldı. Çözümleme bir bilgisayar programı yazılarak gerçekleştirildi. Program FORTRAN kodlarından oluşturuldu. Analizler çoğunlukla gaz türbini tasarım parametreleri olan kompresör basınç oranı parametresi, kompresör izentropik verimi, gaz türbini basınç oranı parametresi, gaz türbini izentropik verimi, rejeneratör etkinlik değeri, tesisin basınç kayıp parametresi değerlerine bağlı olarak yapıldı ve grafiksel sonuçlar elde edildi.

4.2 Ekserjoekonomik Metotlar

Ekserjoekonomik analiz ve optimizasyonlar için literatürde çok sayıda metotlar geliştirilmiştir. Bu metotların bir kısmı cebrik yöntemlere dayanırken diğer kısımları diferansiyel denklemlerle ifade edilen metotlar olarak iki kısımda toplanabilir. Birinci metotta sistemi oluşturan tüm bileşenlere ait maliyet denge denklemleri, geleneksel maliyet eşitliklerinden ve yardımcı maliyet eşitliklerinden cebrik olarak elde edilmektedir. Söz konusu modeller aşağıdaki şekilde sınıflandırılmaktadır.

4.2.1 Cebrik Metotlar

Ekserjoekonomik analizler için literatürde çok farklı kullanım alanları bulunan cebrik metotlar aşağıda verildiği gibidir.

4.2.1.1 Ekserjetik Maliyet Teorisi (TEC)

Teori, Lozano ve Valero [86] tarafından geliştirilmiş ve sunulmuş olup birkaç önermeden oluşmaktadır. Teori ekserji temelli maliyet analizine imkan verirken ana amaç bütün bir sistemi bileşenlerine ayırarak, her bileşen üzerinden yakıt temelli ürün analizleri gerçekleştirip ekserjetik maliyetlerini hesaplamaktadır. Teorinin 1. önermesi, tesisi oluşturan bileşenlere ait maliyet denge denklemlerinin çıkarılmasını gerektirir. 2. Önerme, sistemin maliyet dağılım denklemlerinin belirlenmesini gerektirirken, 3. Önermede, kayıplardan kaynaklanan maliyetleri sıfıra eşit kabul eder. Enerji sistemlerinin analizinde kullanılan bu yöntem ile aşağıdaki uygulamalar gerçekleştirilebilmektedir:

- Enerji tasarrufu için alternatiflerin değerlendirilmesi,
- Maliyet dağılımları,
- Operasyonel optimizasyon,
- Alt-yerel optimizasyon ve
- Enerji denetimleri ve yakıt ve arızaların etkisinin değerlendirilmesi.

4.2.1.2 Ekserjetik Maliyet Teorisi- Dağılım Metodolojisi (TECD)

Bu teori de yine Lozano ve Valero tarafından önerilmiş ve Frangopoulos' un "Termoekonomik Yapısal Analiz-(TFA)" [54] isimli teorisi ile benzer özellikler taşıyan

ve termoekonomik olarak birleşiminden oluşmuş bir teoridir. Teori, ekserjetik maliyetin entropi değişimine bağlı denklemin, sistemi oluşturan bileşenlerin üzerine uygulanmasından ibarettir.

4.2.1.3 Ekserjoekonomik Analiz Metotları (EEA)

Ekserjoekonomik yaklaşım Tsatsaronis, G. vd. [87] tarafından önerilmiş bir metottur. Bu metodolojinin sahip olduğu iki adet kavramsal değişkenler vardır, bunlar; özgül maliyet değişkeni ve ortalama maliyet değişkeni. Ortalama maliyet değişken kavramı, ekserjetik maliyet teorisi uygulamasına oldukça benzer özelliklere sahiptir. Özgül maliyet metodu, sistem bileşenlerinin sahip olduğu akım hatlarının ekserjilerinden kaynaklanan maliyetler olarak tanımlanmaktadır. Buna göre ekserjoekonomik analizlerde, sistem içindeki bileşenlerin giriş ve çıkış ekserjilerinin maliyetleri belirlenmektedir. Elde edilen değerler ve yardımcı bağıntılarla birlikte amaç fonksiyonu olan ürün maliyeti ortaya çıkmaktadır. Sistem içerisindeki madde ve enerji akışlarının maliyetleri, her sistem bileşeni için ayrı ayrı yazılan maliyet dengesi ve ilave denklemler yardımıyla hesaplanır. Ayrıca bu metodolojinin kendine özel bazı karakteristik parametre tanımlamaları vardır. Bunlar, bağıl maliyet farkı, ekserjoekonomik faktör, ve ekserjetik verim ifadesidir [86]. Bunun yanında (EEA) metodu için aşağıdaki şekillerde olduğu gibi 3 çeşit gruplandırma yapılabilmektedir:

- i. LIFO (Last- In- First- Out) prensibi,
- ii. MOPSA (Modified Productive Structure Approach) yaklaşımı ve
- iii. SPECO/ AVCO (Specific Exergy Costing/ Average Cost) yaklaşımı.

LIFO Prensibi

Yakıt (F) veya ürün (P) üreten ya da tüketen sistem bileşenlerine ait, her bir yakıt ve ürün maliyetlerinin hesaplanmasında kullanılan bir maliyet hesaplama yöntemidir. Literatürde çoğunlukla ”en son giren ilk çıkar” tabiriyle anılmaktadır. Isıl sistem bileşenlerinde yakıt veya ürün açığa çıkabilir. Bir bileşenden ürün olarak çıkan bir parametre diğer bileşenin yakıtı olabiliyorken bunun tersi durumda söz konusu olabilmektedir. Yani bir sistem bileşeninden yakıt olarak çıkan bir parametre diğer bir sistemin ürün girişi olabilmektedir. Bu şekilde tüm bileşenlere ait maliyet denge denkleğinden ürün veya yakıt bazlı lineer maliyet denklemleri elde edilir. Bilinmeyen

sayısı denklem sayısından fazla olduğundan yardımcı maliyet denklemleri de türetilerek denklem sistemi lineer olarak çözülmektedir.

MOPSA Yaklaşımı

Bu yaklaşımda, en genel haldeki ekserji denkleminde ait bileşenlerden birisi olan fiziksel ekserji, ısı ve mekanik olarak ikiye ayrılmaktadır (Kwak, HY vd. [88]).

Buna göre, ideal gazlara ait fiziksel ekserji hesabı aşağıdaki denklemle ifade edilmektedir,

$$e^{PH} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (4.1)$$

$$e^{PH} = c_p(T - T_0) - T_0(c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0}) \quad (4.2)$$

$$e^{PH} = c_p T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + R T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (4.3)$$

Denklem (4.3)'ün sağ tarafındaki ilk terim ekserjinin ısı bileşenini; ikinci terim mekanik (basınç) bileşenini gösterir. Bu haliyle sıcaklık ve mekanik bileşenlerine göre ayrı ayrı hesaplanan ekserjilerle birlikte bir kojenerasyon tesisi için maliyet denge denklemleri aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\begin{aligned} c_f \dot{E}^{CH} + c_Q \left(\sum_i \dot{E}_k^Q - \sum_e \dot{E}_k^Q \right) + c_T \left(\sum_i \dot{E}_k^T - \sum_e \dot{E}_k^T \right) + c_P \left(\sum_i \dot{E}_k^P - \sum_e \dot{E}_k^P \right) \\ + c_s T_0 \left(\sum_i \dot{s}_k - \sum_e \dot{s}_k + \dot{Q}_{cv} / T_0 \right) + \dot{Z}_k = c_w \dot{E}^W \end{aligned} \quad (4.4)$$

Denklem (4.4)'deki ifadelerde üst indis olarak yer alan CH, Q, T ve P harfleri sırasıyla yakıtın kimyasal ekserjisi, ısı ekserjisi, sıcaklık ve basınç ekserjilerini tanımlamaktadır. $\dot{Q}_{cv}$ kontrol hacmi ile çevresi arasındaki ısı alış- verişini göstermektedir. Bu şekilde tüm sistem bileşenlerine ait denklem takımları elde edilir ve çözümü gerçekleştirilirse ürün ve yakıtlara ait maliyetler elde edilmiş olur.

SPECO/AVCO Yaklaşımı

Bu yaklaşım ilk olarak Lazaretto ve Tsatsaronis [89] tarafından ifade edilmiş olan bir ekserjoekonomik analiz metodudur. Sistem bileşenlerindeki tüm elemanların giriş ve çıkış ekserji değerlerinin belirlenmesi gerekir. Bunun yanında, yakıt ve ürün olarak ifade edilen ekserji akışları her bir sistem için ayrı ayrı hesaplanmalıdır. Netice itibariyle elde edilen ekserji değerlerine maliyetler atanır. Sistemin bileşenlerine ait ekserji analizleri tamamlandıktan sonra sisteme giren ve çıkan madde ya da enerji akışlarıyla, ısı ve iş ile ilgili ekserji değerleri maliyet akımlarına dönüştürülür. Bu dönüştürme işlemi aşağıdaki şekilde yapılır,

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}_i \quad (4.5)$$

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}_e \quad (4.6)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (4.7)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (4.8)$$

Denklem (4.5) ve (4.8) arasındaki eşitliklerde yer alan c_i, c_e, c_w ve c_q parametreleri (\$/kJ) cinsinden ekserji akışlarının ortalama maliyetlerini gösterirken; $\dot{C}_i, \dot{C}_e, \dot{C}_w$ ve $\dot{C}_q$ terimleri (\$/s) cinsinden ekserji akışlarının maliyet akımlarını göstermektedir.

Maliyet Dengesi

Maliyet dengesi, çıkan tüm ekserji akışlarının, komponentin ilk yatırım, işletme ve bakım maliyetleriyle, giren ekserji akışlarının toplamına eşit olduğu prensibine dayanır (Bejan, A. vd. [56]). Buna göre, bir tesiste ısı enerjisi alıp, iş üreten bir k elemanına ait maliyet denge denklemi aşağıdaki şekilde verilebilir,

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k \quad (4.9)$$

Burada $\dot{Z}_k$ tesisteki k elemanın ilk yatırım maliyetidir. Denklem (4.9) çıkan ekserjilerin toplam maliyetinin, bunların elde edilmesi için yapılan toplam harcamalara eşit olduğunu ifade eder. Eğer kompresör ve pompalarda olduğu gibi elemana bir iş girişi varsa, denklemin sağ tarafındaki $C_{w,k}$ sağ tarafa yine aynı pozitif işaretlerle geçer.

Benzer şekilde sistemden bir ısı transferi varsa, bu durumda sağdaki $C_{q,k}$ terimi sola aynı işaretle geçer. Kısaca, maliyet dengesi genellikle tüm terimler pozitif olacak şekilde yazılır. Denklem (4.5)-(4.8)'deki maliyet akım ifadeleri, denklem (4.9)'da yerine yazılırsa ifade yeni halini aşağıdaki şekilde alır.

$$\sum_e (c_e \dot{E}_e) + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{E}_{q,k} + \sum_i (c_{i,k} \dot{E}_i) + \dot{Z}_k \quad (4.10)$$

Denklem (4.10)'daki değişkenler ($c_{i,k}$, $c_{e,k}$, $c_{w,k}$ ve $c_{q,k}$), k' ncı elemanla ilgili ekserji akışının birim ekserji başına seviyelendirilmiş maliyetleridir. Bir sistemin analizinde her bir elemanın giren akışları için birim ekserji başına maliyetlerinin bulunduğu kabul edilir. Bu maliyetler ya bir önceki elemandan ya da tüm elemanların içinde bulunduğu toplam sistem için bu akışa ödenen para olarak bilinirler. Bir sistemin herhangi bir k' nıncı elemanı için ortalama maliyetler, ekserji maliyetinin ekserji değerine oranı şeklinde tanımlanarak birim özgül ortalama maliyeti elde edilmiş olur.

$$c_{av,i} = \frac{\dot{C}_{av,i}}{\dot{E}_i} \quad (4.11)$$

4.2.2 Hesaba Dayalı Metotlar

Ekserjoekonomik analizlerin dayandığı temel teoremlerden ilki olan cebrik yöntemlerden başka hesaba detaylı yöntemler de vardır. Bu yöntemler aşağıda ifade edildikleri şekilde kullanılmaktadırlar.

4.2.2.1 Termoekonomik Fonksiyonel Yaklaşım (TFA)

Bu konudaki ilk çalışmayı Frangopoulos, CA. [54] doktora çalışmasında yapmıştır. İlk uygulama ise CGAM tesisi için gerçekleştirilmiştir. Yöntem, Lagrange matematiksel optimizasyon metoduna dayanmaktadır. Bu yöntemde amaç fonksiyonu, birinci dereceden diferansiyel denklemler olarak belirlenir. Sistem elemanlarının her birinin yalnızca tek bir ürün çıktısı olmalıdır. Amaç fonksiyonu direkt olarak k_i , genellikle lineer olmayan bir optimizasyon algoritması kullanılarak çözülebilir. Bu metodolojide sistem ve elemanları arasındaki fonksiyonel bağ diyagramlarla belirlenmektedir.

4.2.2.2 Mühendislik Fonksiyonel Analizi (EFA)

Mühendislik fonksiyonel analiz teorisinin ilk temelleri von Spakovsky ve Evans, RB [90] tarafından atılmıştır. İlk olarak CGAM tesisine uygulanmış olan bu metotta sistem basit olarak alt gruplara ayrıştırılır. Bu ayrıştırma algoritması Frangopoulos' un [91] önerdiği yönteme göre yapılmaktadır (Elhanan ve Derbentli, [92]). EFA yöntemine göre bir termoeconomik model, temel sistem modeli ya da detaylı alt gruplar şeklinde iki farklı gruba ayrılabilir. Her iki grupta da sisteme ait iç geometrisi, malzeme kompozisyonu gibi özellikleri içermektedir. Her iki şekilde optimizasyon prosedürü yeteri sayıda iterasyon yoluyla yapılabilir. Sistemin ayrıştırılma işlemi Evans' ın, termoeconomik soyutlama prensibine dayanmaktadır.

4.2.2.3 Termoeconomik Yapısal Teori (STT)

Bu metot genellikle standart olarak kabul edilmiş ve lineer denklemlerden oluşan bir matematiksel formülasyonlara sahip tüm termoeconomik modellere uygulanabilen bir yöntemdir. Ekserji maliyet teorisi (TEC), SPECO/ AVCO yaklaşımı ve termoeconomik fonksiyonel analiz (TFA) gibi yöntemlerle ilişkili olabilmektedir.

4.2.3 Ekserjoeconomik analizler için diğer bağıntılar

Yukarıda bahsi geçen ve literatürde kendine kullanım alanı bulmuş ekserjoeconomik analiz ve optimizasyon teorilerinin içerisinde en çok tercih edilen yöntemin SPECO yaklaşımı olduğu görülmektedir. SPECO yönteminde her bir elemana ait giriş ve çıkış ekserjilerinin maliyetle ilişkilendirilmesinde, maliyet dengesi kuralından yararlanılmaktaydı. Bu yöntemde tüm bileşenler için elde edilen maliyet denklemleri lineer denklem takımları şeklinde ifade edilmektedir. Bilindiği üzere lineer denklem takımlarının çözümü için denklem sayısının en az bilinmeyen kadar olmasını gerektirmektedir. Aksi durumda çözüm için mutlaka yardımcı denklemlere ihtiyaç vardır. Yardımcı denklem sayısı, bir elemandan çıkan toplam ürün sayısının bir eksiği kadar olmalıdır. Lineer denklemlerin çözümü için gerekli olan yardımcı bağıntılar ve sayıları Bejan vd. [56] tarafından verilmiştir.

Yakıt ve ürün kavramı da bu amaçla geliştirilmiştir. Ürün, bir sistem elemanından amaçlanan; Yakıt ise sistem elemanından amaçlanan ürün için araç olarak tanımlanabilir. Her iki kavram da ekserji değerlerine sahiptirler ve ürün değeri $\dot{E}_p$,

yakıt değeri $\dot{E}_F$ şeklinde ekserji parametresi cinsinden ifade edilebilirler. Bağlı maliyet farkı, bir elemanda giren akı ile çıkan akının birim ekserji maliyetindeki fark olarak tanımlanmıştır (Bejan vd [56]).

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \quad (4.12)$$

Burada, $c_{P,k}$ çıkan akının (ürün) birim ekserji maliyeti, $c_{F,k}$ ise giren akının (yakıt) birim ekserji maliyetidir. Bir sistem elemanından geçen akının maliyet artışı, elemandaki tersinmezliklerden ve elemanın yatırım ve bakım maliyetlerinden dolayı artmaktadır.

Ekserjoekonomik çarpan (f_k) yatırım maliyetinin toplam maliyete oranı olarak tanımlanmıştır [56]. Bir tesiste termodinamik performansın artırılması bunun yanında yatırım maliyetlerinin azaltılması büyük önem arz etmektedir. Termodinamik performansta iyileştirmeler yatırım maliyetlerindeki artış ile aynı yöndedir [92]. Maliyet artışındaki bu faktörlerin bağlı etkilerinin bilinmesi açısından ekserjoekonomik çarpan önemli bir göstergedir.

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{F,k} \dot{E}_{D,k}} \quad (4.13)$$

Burada, $\dot{E}_{D,k}$ tersinmezlik (kW), $c_{F,k}$ yakıtın birim ekserji maliyeti (\$/kJ), $\dot{Z}_k$ işletme ve bakım maliyetlerini de içeren yatırım maliyet akısıdır.

4.3 Kapalı Çevrime Göre Çalışan, Basınç Kayıplı, Tersinmez ve Rejeneratörlü Gaz Türbinli Bir Tesisin Ekserji Analizi için Termodinamik Teorik Modeli

Kapalı çevrime göre çalışan, rejeneratörlü ve tersinmez Brayton çevrimli bir gaz türbinli tesisin SPECO yaklaşımı ile ekserjoekonomik analizi ve optimizasyonu yapılacaktır.

Bir tesisin ekserjoekonomik analizinin yapılabilmesi için işlem algoritmasının oluşturulması ve analizlerin buna göre yapılması büyük kolaylık sağlayacaktır. Ekserjoekonomik analiz için tavsiye edilen işlem algoritması şu şekilde verilebilir:

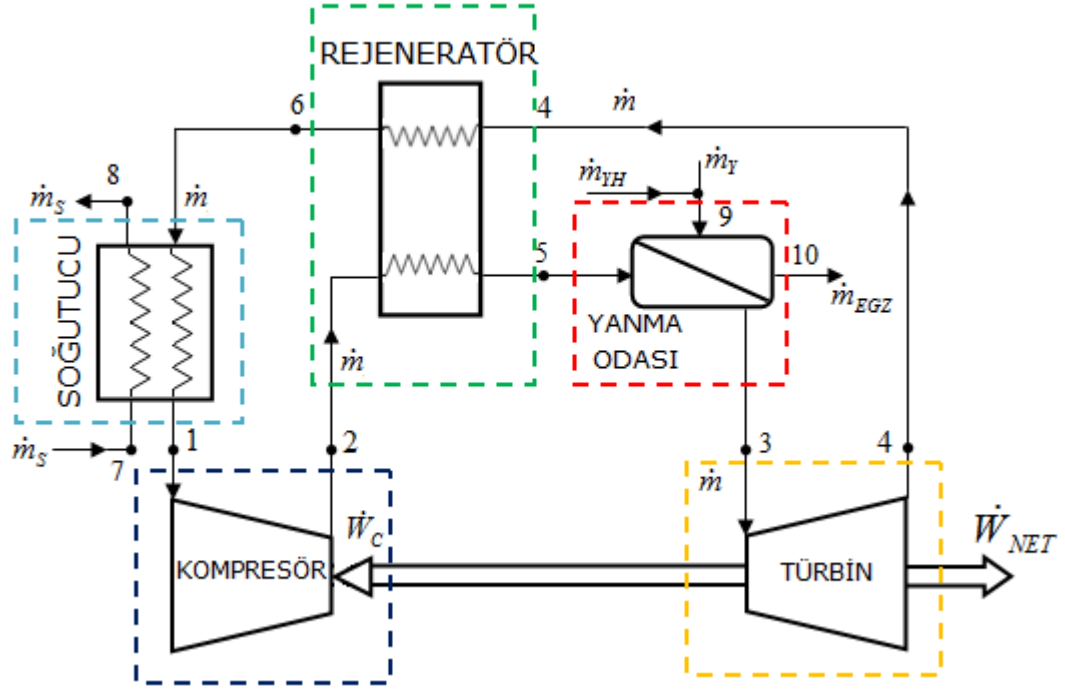
- Sisteme (tesis) ait kontrol hacminin belirlenmesi,

- Analizde yer alacak sistem elemanlarının (kompresör, rejeneratör, yanma odası, türbin, vs.) saptanması,
- Akım hatlarına ait ekserji analizlerinin yapılabilmesi için her bir elemanın giriş ve çıkışındaki sıcaklık, basınç ve kütleli debilerin verilmesi,
 - o Yanma denkleminin oluşturulması,
 - o Egzoz gazlarının, yakıtın, havanın mol oranların bulunması,
 - o Karışımın (egzoz gazı) molekül kütlelerinin hesaplanması,
- Elemanların giriş ve çıkışlarındaki entalpi (h) ve entropinin (s) hesaplanması,
- Fiziksel ekserjilerin (e^{PH}) hesaplanması,
- Kimyasal ekserjilerin (e^{CH}) hesaplanması,
- Ekserji parametrelerinin hesaplanması,
- Elemanlara ait ekserjoekonomik denklemlerin (maliyet denge denklemleri, ekserji bozunum maliyet denklemleri) oluşturulması,
- Elemanların ilk yatırım ve bakım-işletme maliyetlerinin ($\dot{Z}_k$) belirlenerek seviyelendirilmiş değerler haline getirilmesi,
- Lineer denklem sisteminin çözülerek “*Birim Ekserji Başına Ortalama Maliyet*” lerin ($c_i, c_e, c_{w,k}, c_{q,k}$) hesaplanması,
- Ekserjoekonomik parametrelerin hesaplanması (r_k, f_k).

Şekil 2.1 ile verilmiş olan tesisin ekserjoekonomik analiz ve optimizasyonu için, yukarıda verilen işlem algoritması adım adım tatbik edilecektir.

4.4 Sistemin Kontrol Hacmi

Teorik çevrimli tesisi oluşturan bileşenlerin ekserjoekonomik hesaplanmasında kolaylık sağlaması açısından beş adet kontrol hacmi tespit edilmiştir (Şekil 4.1).



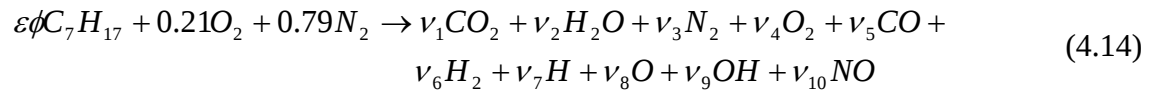
Şekil 4.1 Teorik çevrime ait kontrol hacimleri.

4.5 Sistem Elemanları

- Kompresör,
- Rejeneratör,
- Yanma odası,
- Türbin,
- Soğutucu.

4.6 Akım Hatlarının Termodinamik Değerleri (P, T, $\dot{m}$)

Tesisin akım hatlarına ait ekserji analizlerinin yapılabilmesi için her bir elemanın giriş ve çıkışındaki sıcaklık, basınç ve kütleli debileri Çizelge 4.1’de verilmiştir. Yanma odasına ait kimyasal reaksiyon denklemi şu şekildedir,



Çizelge 4.1 Ekserji analizi için gerekli olan termodinamik parametreler.

Akış no	Akışkan	$m(\text{kg} / \text{s})$	T (K)	P (bar)
1	Hava	10	350	1.013
2	Hava	10	391.20	1.42
3	Hava	10	1750	1.34
4	Hava	10	1661.52	1.08
5	Hava	10	1153.40	1.37
6	Hava	10	899.32	1.03
7	Su	25	298.15	1.80
8	Su	25	357.52	1.76

Burada, ε, ϕ ve ν_i ’ ler sırasıyla, molar yakıt-hava oranı, eşdeğerlik oranı ve ürünlerin mol katsayılarıdır. Reaksiyonda kullanılan yakıt “Gasoline” (C_7H_{17}) olarak ele alınmış ve yakıtın alt ısı değeri 44,400 kJ/kg olarak verilmiştir. Yanma reaksiyonu sonucu açığa çıkan egzoz gazları, hesaplamalarda kolaylık sağlaması bakımından ideal gaz karışımı yaklaşımı ile on bileşenli bir gaz karışımı olduğu kabul edilmiştir. Yanma reaksiyonuna ait tüm hesaplamalar, bu tezin birinci bölümünde de ifade edildiği gibi, C.R. Ferguson [85] tarafından geliştirilmiş ve adları **FARG** (Fuel-Air-Residual-Gas) ve **ECP** (Equilibrium-Combustion-Products) olan programlardan yararlanılmıştır. Özellikle ekserji analizlerinde gerekli olan yanma ürünlerine ait entalpi (h), entropi (s) değerleri, mol oranları, yakıtın ve havanın mol oranları ve egzoz gazları karışımının mol kütlesi gibi değerler bu programlar yardımıyla elde edilmiştir. Ekserjoeconomik analiz modeli içerisinde yer alan çevre ekserji maliyet hesabı için egzoz gazları olarak yalnızca NO_x , CO, CO_2 ve HC’ ler hesaba katılmıştır. NO_x gazı, NO ve N_2 gazlarının toplamı olarak kabul edilmiştir.

4.7 Tesis Akım Hatlarının Entalpi ve Entropi Değerleri

Sistemi oluşturan elemanların giriş ve çıkış hatlarına ait tüm ekserji ve entropi değerleri Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2 Tesis entalpi ve entropi değerleri.

AKIM NO:	ENTALPİ h (kJ/kg)	ENTROPİ s (kJ/kg.K)
1	300.20	1.702
2	738.60	2.608
3	1636.00	3.445
4	762.00	2.640
5	759.70	2.637
6	741.00	2.612
7	252.80	1.530
8	690.10	2.539

4.8 Ekserji Denklemleri

Ekserji analizi, enerji tesislerinde ve enerjinin kullanıldığı diğer tüm tesislerde, enerji ve kütle dönüşümlerinin verimlilik analizlerinde, sistem dizayn ve performanslarının geliştirilmesinde kullanılan bir metottur (Kotas [93]). Diğer bir tanımlamaya göre, bir enerji tesisinden, tersinir bir proses sonunda çevre ile denge sağlandığı takdirde teorik olarak elde edilebilecek maksimum iş miktarıdır (Bosnjakovic [94]). Ekserjinin hesaplanabilmesi için çevrenin basınç (P), sıcaklık (T) ve kimyasal kompozisyonunun belirtilmesi ve tersinir bir prosesin var olduğunun kabul edilmesi gerekmektedir. Yani çevreye ait ölü hal şartları belirtilmelidir. Buna göre havanın ölü hal şartları 25 °C sıcaklık, 1 bar basınç ve %77.48 N₂, %20.59 O₂, %0.03 CO₂ ve %1.90 H₂O kimyasal kompozisyonu olarak kabul edilmektedir.

Birim kütle başına ekserji olarak tanımlanan özgül ekserji (kütlesel ekserji), en genel halde, aşağıdaki bileşenlerden oluşmaktadır.

$$e = e^{PH} + e^{CH} + e^K + e^P \quad (kJ / kg) \quad (4.15)$$

Burada e^{PH} , e^{CH} , e^K ve e^P , sırasıyla fiziksel, kimyasal, kinetik ve potansiyel özgül ekserjilerdir ve aşağıdaki denklemlerle hesaplanmaktadır.

4.8.1 Fiziksel Ekserji Hesabı

Fiziksel ekserji, kütleli madde akışlarında denklem (4.16) ile,

$$e^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.16)$$

ideal gaz karışımli akışlarda denklem (4.17) ile ifade edilirler.

$$e^{PH} = c_p T_0 \left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + R T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (4.17)$$

Burada T_0 , P_0 havanın ölü hal şartlarındaki sıcaklık ve basıncı, C_p sabit basınç özgül ısı değeri ve R gaz sabitidir. Aynı zamanda fiziksel ekserji, ısı ekserji ve mekanik ekserji olarak iki ayrı bileşen cinsinden de aşağıdaki gibi verilebilmektedir,

$$e^{PH} = e^T + e^M \quad (4.18)$$

$$e^T = c_p T_0 \left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] \quad (4.19)$$

$$e^M = R T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (4.20)$$

4.8.2 Kimyasal Ekserji Hesabı

Kimyasal ekserji çevre sıcaklığı ve basıncındaki sistemin kimyasal bileşiminin çevre bileşeni ile dengeye ulaşma halinden elde edilebilecek maksimum yararlı iş olarak tanımlanmaktadır. Burada hem sistemin kimyasal bileşimi hem de çevrenin kimyasal bileşiminin bilinmesi önemlidir. Çevrenin standart kimyasal bileşimi farklılık gösterse de, standart çevre tanımı ile doğal çevreyi olabildiğince yansıtan standart bir bileşimde referans maddelerden oluştuğu ve homojen olduğu kabul edilmektedir.

Standart kimyasal ekserjiler, çevre sıcaklık T_0 ve basınç P_0 değerlerine bağlı olarak, literatürde iki adet alternatif standart ekserji referans modelleri vardır. Bunlar model 1 ve model 2 olarak adlandırılmaktadır (Szargut [95]). İdeal gaz karışımlarının molar kimyasal ekserjisi denklem (4.21) ile hesaplanmaktadır.

$$\bar{e}^{CH} = \bar{R}T_0 \sum x_i \ln \left(\frac{x_i}{x_0} \right) \quad (4.21)$$

Burada $\bar{R}$, x_i ve x_0 , sırasıyla, molar gaz sabiti, i nci maddenin mol fraksiyonu ve çevre şartlarındaki mol fraksiyonudur. Bu denklem biraz daha geliştirilerek, standart kimyasal ekserji terimi (e_i^{CH}) ile birlikte aşağıdaki şekilde ifade edilebilmektedir:

$$e^{CH} = \sum x_i e_i^{CH} + RT_0 \sum x_i \ln x_i \quad (4.22)$$

Denklem (4.22)'den yararlanarak bu tezde kullanılan teorik çevrimde, kimyasal reaksiyon sonucu açığa çıkan egzoz gazlarının kimyasal ekserjileri hesaplanmıştır.

4.8.3 Diğer Ekserji Hesapları

Fiziksel ekserji ve kimyasal ekserji ifadeleri dışında kalan, çoğunlukla hesaplamalarda ihmal edilen ve denklem (4.15)'de yer alan kinetik ve potansiyel ekserjiler aşağıdaki denklemlerle gösterilmiştir.

$$e^K = \frac{1}{2} (V_e^2 - V_i^2) \quad (4.23)$$

$$e^P = g(z_e - z_i) \quad (4.24)$$

Burada V_i ve V_e akış halindeki maddenin sistem sınırına sırasıyla giriş ve çıkış hızlarını; z_i ve z_e belirlenmiş bir referans hattına göre sisteme giriş ve çıkış şartlarındaki yükseklikleri; g yer çekim ivmesini göstermektedir. Bir akış hattının toplam ekserji değeri $\dot{E}_i$ (kW), hattın özgül ekserjisi ile o hattan geçen akışkanın kütleli debisinin çarpımı şeklinde aşağıdaki denklem ile ifade edilmektedir,

$$\dot{E}_i = \dot{m}_i e_i \quad (4.25)$$

Enerji tesislerinde, sistemin ekserji analizlerinin yapılabilmesi için bütün akış noktalarına ait ekserji değerleri hesaplanmalıdır. Daha sonra sistem bileşenlerinin giriş ve çıkış şartları göz önüne alınarak ekserji dengesinden faydalanarak ekserji bozunumları hesaplanabilir. Buna göre Şekil 4.1 ile gösterilen tesisin ekserji değerleri Çizelge 4.3'de ve bileşenlerine ait olan ekserji denge denklemleri Çizelge 4.4'de verilmiştir. En genel halde bir sisteme ait ekserji denge denklemi,

$$\sum_g \dot{m}_g e_g - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} e_{\phi} + \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_R} \right) - \dot{E}_w - \dot{E}_y = 0 \quad (4.26)$$

Bu denklemin solundaki ilk ifade sisteme giren toplam ekserjiyi, ikinci terim sistemden çıkan toplam ekserjiyi, üçüncü terim sistemin çevresiyle yaptığı ısı alış-verişinin toplam ekserjisi, son iki terim ise sırasıyla işin ekserjisi ve sistemin toplam ekserji bozunumunu vermektedir. Ekserji dengesi oluşturulurken farklı türden enerji türlerinin de hesaba katıldığı görülmektedir. Bunlar aşağıdaki başlık adı altında açıklanmıştır.

4.8.4 Farklı Enerji Türlerinin Ekserjileri

Farklı türden enerjilerin ekserjileri, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarından yararlanılarak elde edilmiştir. Bu enerji türleri karşımıza ısı ve iş olarak çıkmaktadır.

4.8.4.1 İş ($\dot{W}$) Ekserjisi:

Bir işin ekserjisi yine kendisine eşittir. Tersinir bir proses sonunda işten elde edilebilecek maksimum yararlı iş yine kendisi olacaktır. Buna göre bir işin ekserjisi,

$$\dot{E}_w = \dot{W} \text{ (kW)} \quad (4.27)$$

Çizelge 4.3 Tesisin ekserji değerleri.

AKIM NO:	ÖZGÜL EKSERJİ e (kJ/kg)	TOPLAM EKSERJİ $\dot{E}$ (kW)
0	0	0
1	0.0000	0.0000
2	168.33	1683.3
3	816.32	8163.2
4	182.21	1822.1
5	180.8	1808
6	169.71	1697.1
7	3.90	39.0
8	140.43	1404.3

Çizelge 4.4 Tesis elemanlarının ekserji denge denklemleri.

Komponent	Ekserji dengesi	Eşitlik No:
Kompresör	$\dot{E}_1 + \dot{E}_w = \dot{E}_2 + \dot{E}_D$	Denklem (4.28)
Türbin	$\dot{E}_3 = \dot{E}_4 + \dot{E}_w + \dot{E}_D$	Denklem (4.29)
Rejeneratör	$\dot{E}_4 + \dot{E}_2 = \dot{E}_5 + \dot{E}_6 + \dot{E}_D$	Denklem (4.30)
Yanma Odası	$\dot{E}_5 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{10} = \dot{E}_3 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_D$	Denklem (4.31)
Soğutucu	$\dot{E}_6 + \dot{E}_7 = \dot{E}_1 + \dot{E}_8 + \dot{E}_D$	Denklem (4.32)

4.8.4.2 Isı ($\dot{Q}$) Ekserjisi:

Bir sistemde ısı alış-verişinden kaynaklanan ve T_R sıcaklığındaki Q ısısına ait olan toplam ekserji aşağıdaki denklemle verilmektedir.

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T}{T_R} \right) \text{ (kW)} \quad (4.33)$$

Sistem sınırlarından ısı geçişi bazı hallerde (yanma prosesi gibi) yakıtın yanması ile sağlanabilmektedir. Bu durumda yakıtların ekserjileri dikkate alınarak hesaplamalar yapılmalıdır.

4.8.4.3 Yakıt Ekserjisi ($\dot{E}_f$)

Yakıtların ekserjileri, yakıt alt ısı değerlerine oranı şeklinde verilmiş ve ϕ sembolü ile gösterilmiştir. Buna göre bir yakıtın ekserjisi aşağıdaki şekilde verilmektedir.

$$e_f^{CH} = LHV\phi \quad (4.34)$$

Denklem (4.34) ile verilen ϕ parametresi farklı tür yakıtlar için farklı denklemlerle aşağıdaki şekillerde ifade edilmişlerdir [96].

Katı yakıtlar için:

$$\phi = 1.0437 + 0.1882 \frac{H}{C} + 0.0610 \frac{O}{C} + 0.0404 \frac{N}{C} \quad (4.35)$$

Sıvı yakıtlar için:

$$\phi = 1.0401 + 0.1728 \frac{H}{C} + 0.0432 \frac{O}{C} + 0.2169 \frac{S}{C} \left(1 - 2.0628 \frac{H}{C} \right) \quad (4.36)$$

Gaz yakıtlar için:

$$\phi = 1.033 + 0.0169 \frac{H}{C} - \frac{0.0698}{C} \quad (4.37)$$

Bir yakıtın toplam ekserjisi ise denklem (4.38) ile hesaplanmaktadır,

$$\dot{E}_f = \dot{m}_f e_f^{CH} \text{ (kW)} \quad (4.38)$$

4.9 Ekserjoekonomik Denklemler

4.9.1 Maliyet Denge Denklemleri

Sistemlerin ekserjoekonomik analizlerinde kullanılan temel denklem maliyet denge denklemdir. Bir sistemin maliyet dengesi, sürekli akışlı açık bir sistem için şöyle verilmektedir [56],

$$\sum_g \dot{C}_g + \dot{Z}_k = \sum_{\zeta} \dot{C}_{\zeta} \quad (4.39)$$

Burada, $\dot{C}$ giren veya çıkan akışın, $\dot{Z}_k$, k 'ninci elemana ait yatırımın maliyet akısıdır (\$/ s). Giren veya çıkan maliyet akısı aşağıdaki gibi gösterilebilmektedir:

$$\dot{C} = c\dot{E} \quad (4.40)$$

veya

$$\dot{C} = c(\dot{m}e) \quad (4.41)$$

Burada, c birim ekserji maliyetini (\$/ kJ), $\dot{m}$ kütle debisini (kg/ s), e özgül ekserjiyi (kJ/ kg) göstermektedir. Denklem (4.39) ile verilmiş olan maliyet denge denklemi, Şekil 4.1’de verilen tesisin her bir elemanına ayrı ayrı uygulanarak lineer cebirsel denklem takımları oluşturulmuştur.(Çizelge 4.5). Bu denklem takımlarının çözümü her akış için maliyet akısını (\$/ s) ve birim ekserji maliyetini (\$/ kJ) verir. Genel bir kural olarak bir elemandan n adet çıkan akış varsa, lineer denklem takımlarının çözümü için $(n-1)$ adet yardımcı denklemin yazılması gerekmektedir. Bunun için $c_1 = c_2$; $c_3 = c_4$; $c_7 = 0$ ve $c_8 = 0$ kabulleri yapılmıştır.

Çizelge 4.5 Tesis elemanlarının maliyet denge denklemleri.

Sistem elemanı	Maliyet Dengesi	Eşitlik No
Kompresör	$\dot{C}_1 + \dot{C}_{W,C} + \dot{Z}_C = \dot{C}_2$	Denklem (4.42)
Türbin	$\dot{C}_3 + \dot{Z}_T = \dot{C}_4 + \dot{C}_{W,C} + \dot{C}_{W,Net}$	Denklem (4.43)
Rejeneratör	$\dot{C}_2 + \dot{C}_4 + \dot{Z}_R = \dot{C}_5 + \dot{C}_6$	Denklem (4.44)
Yanma Odası	$\dot{C}_5 + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{CC} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{10}$	Denklem (4.45)
Soğutucu	$\dot{C}_6 + \dot{C}_7 + \dot{Z}_{CL} = \dot{C}_1 + \dot{C}_8$	Denklem (4.46)

4.9.2 Ekserji Bozunum Maliyet Denklemleri

Ekserji bozunum maliyetleri, tesis bileşenlerinin ekserji denge denklemlerinden elde edilir (Çizelge 4.4). Sonrasında aşağıdaki denklem ile tesis elemanlarına ait ekserji bozunum maliyetleri (\$/ s) elde edilir.

$$\dot{C}_{D,k} = c_{f,k} \dot{E}_{D,K} \quad (4.47)$$

Burada, $c_{f,k}$, k elemanının yakıt maliyetidir (\$/kJ).

4.9.3 İlk Yatırım ve İşletme-Bakım Maliyetleri

Tesis elemanlarının yatırım maliyetleri Z_k (\$) Çizelge (2.1)'de verilen denklemler yardımıyla elde edilir [56]. Yatırım maliyetlerini maliyet akısına dönüştürmek için amortisman çarpanı (CRF) ile çarpıp, tesisin yıllık çalışma süresi (saat/ yıl) ile bölmek gerekmektedir. Buna göre, ilk yatırım maliyetlerinin maliyet akısı aşağıdaki şekilde verilir,

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k CRF \phi}{3600 H} \quad (4.48)$$

Burada H saat olarak tesisin yıllık çalışma süresidir. Tesisin işletme-bakım maliyeti ϕ faktörü ile 1.06 olarak kabul edilmiştir. Amortisman çarpanı şöyle tanımlanmıştır,

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (4.49)$$

Burada, i yıllık faiz oranı, n tesis elemanının ekonomik ömrüdür.

4.9.4 Ekserjoekonomik Parametreler

Bağlı maliyet farkı, bir elemana giren akı ile çıkan akının birim ekserji maliyetindeki bağlı fark olarak tanımlanmıştır [56].

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} = \frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} + \frac{\dot{Z}_k}{c_{F,k} \dot{E}_{P,k}} \quad (4.50)$$

Burada, $c_{P,k}$ çıkan akının (ürün) birim ekserji maliyeti (\$/kJ), $c_{F,k}$ ise giren akının (yakıt) birim ekserji maliyeti olmaktadır (\$/ kJ) ve aşağıdaki gibi hesaplanırlar,

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (4.51)$$

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}_{P,k}} \quad (4.52)$$

Bir diğer önemli parametre olan ekserjoekonomik çarpan (f_k) yatırım maliyetinin toplam maliyete oranı olarak tanımlanmıştır [56].

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{F,k} \dot{E}_{D,k}} \quad (4.53)$$

4.10 Tesisin Ekserjoekonomik Modele Göre Nümerik Analizi

Bu bölümde kapalı çevrime göre çalışan, rejeneratörlü ve tersinmez Brayton çevrimli bir tesisin ekserjoekonomik analiz ve optimizasyonu için bundan önceki bölümlerde açıklanmış olan ekserjoekonomik teorik modellerden SPECO metoduna göre nümerik analizler yapılacaktır.

Nümerik analiz için belirlenen amaç fonksiyonu, tesisten elde edilen yararlı işin ekserjisinin, toplam ekserji maliyetine oranı şeklinde tanımlanmıştır. Buna göre amaç fonksiyonu aşağıdaki denklemle ifade edilmiştir,

$$F = \frac{\dot{E}_W}{\dot{C}_{T,EX}} \quad (4.54)$$

Burada, $\dot{E}_W$ tesisin net işiyle aynı olan net iş ekserjisi (kW), $\dot{C}_{T,EX}$ toplam ekserji maliyetidir (\$/s). Amaç fonksiyonu (kW.h/ \$) birimi cinsinden ifade edilecektir. Toplam ekserji maliyeti daha açık olarak aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$\dot{C}_{T,EX} = \sum c_i \dot{E}_i + \sum c_{exh} \dot{E}_{exh} + \sum c_f \dot{E}_{D,k} + c_f \dot{E}_f \quad (4.55)$$

Burada i akım hatlarını göstermektedir. Denklem (4.58)'in, dört farklı ekserji maliyetlerinin toplamından oluştuğu açıkça görülmektedir. Bu maliyetler sırasıyla ekserji akım maliyetleri, egzoz gazlarının ekserji maliyetleri, ekserji bozunum maliyetleri ve yakıt ekserji maliyetleridir. Burada, c_i ve c_{exh} sırasıyla birim ekserji akım maliyeti ve birim ekserji egzoz gazları akım maliyetleridir.

Amaç fonksiyonuna bağlı olarak yapılacak nümerik analiz için FORTRAN kodu geliştirilmiştir. Program öncelikle tesisin her bir akım hattının termodinamik özelliklerini (P, T, h, s) hesaplamaktadır. Bu amaç için termodinamik özellik tablolarının bir veri tabanı oluşturuldu. Ara değerlere karşılık gelen özellikler için interpolasyon yapabilen bir alt yordam kodlara ilave edildi. Program bir sonraki aşamada her bir akım hattının ekserji değerlerini hesaplamakta olup ardından ekserjoekonomik modele göre kodlanmış denklemleri çalıştırarak analizler yapma imkanı sağlamaktadır. Nümerik analiz tesisin dizayn parametrelerinin değişen

değerlerine göre yapılarak grafikler elde edilmiş ve sonuçlar kısmında yorumlanmıştır. Dizayn parametreleri ve değerler aralıkları şu şekilde ele alınmıştır,

- Tesis rejeneratör etkinlik değeri ε_R 'nin 0.60, 0.70, 0.80 ve 0.90 değer aralıklarında,
- Tesisin maksimum sıcaklık oranı α 'nın 3.0, 4.0 ve 5.0 değer aralıklarında,
- Tesisin kompresör izentropik verimi η_C 'nin 0.70, 0.75, 0.80 ve 0.85 değer aralıklarında,
- Tesisin türbin izentropik verimi η_T 'nin 0.75, 0.80 ve 0.85 değer aralıklarında,
- Tesisin basınç kayıp parametresi ζ 'nin 1.00, 1.05, 1.10, 1.15 ve 1.20 değer aralıklarında, aşağıdaki maddeler halinde verilen sıra ile analizler yapılmıştır.
 - i. Birim toplam ekserji maliyeti başına net ekserji güç çıktısı olarak tanımlanmış olan amaç fonksiyonu F ile kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C 'nin değişimleri,
 - ii. Birim toplam ekserji maliyeti başına net ekserji güç çıktısı olarak tanımlanmış olan amaç fonksiyonu F ile tesisten elde edilen net güç $\dot{W}$ 'nin değişimleri,
 - iii. Birim toplam ekserji maliyeti başına net ekserji güç çıktısı olarak tanımlanmış olan amaç fonksiyonu F ile tesisin Joule- Brayton ısı verimi η_{JB} 'nin değişimleri ve
 - iv. Toplam ekserji maliyeti $\dot{C}_{T,EX}$ ile tesisin kompresör basınç oranı parametresinin değişimleri.

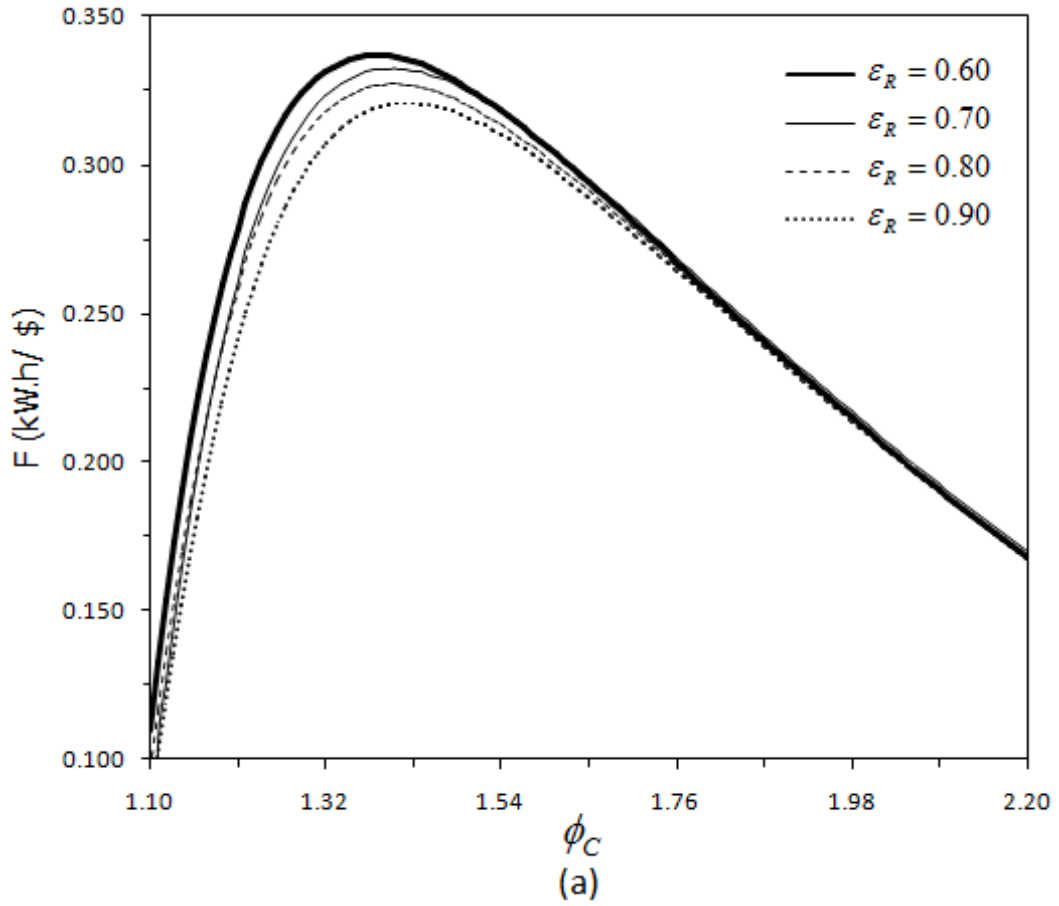
Yapılan nümerik analizler için grafikler çizilmiş ve sonuçlarla ilgili yorumlar bir sonraki bölümde yapılmıştır.

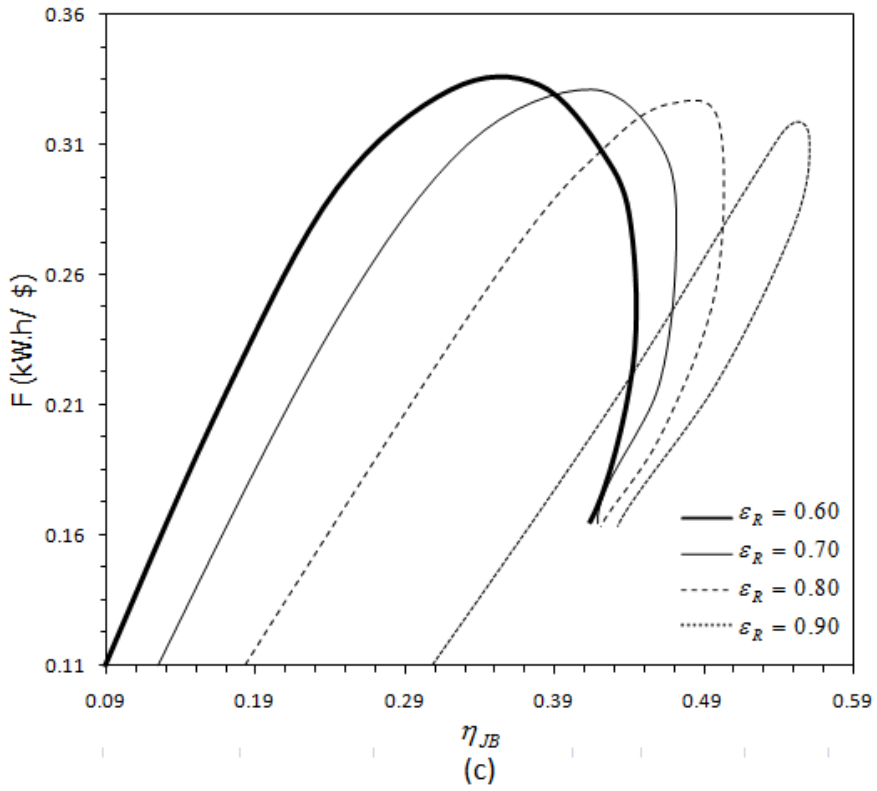
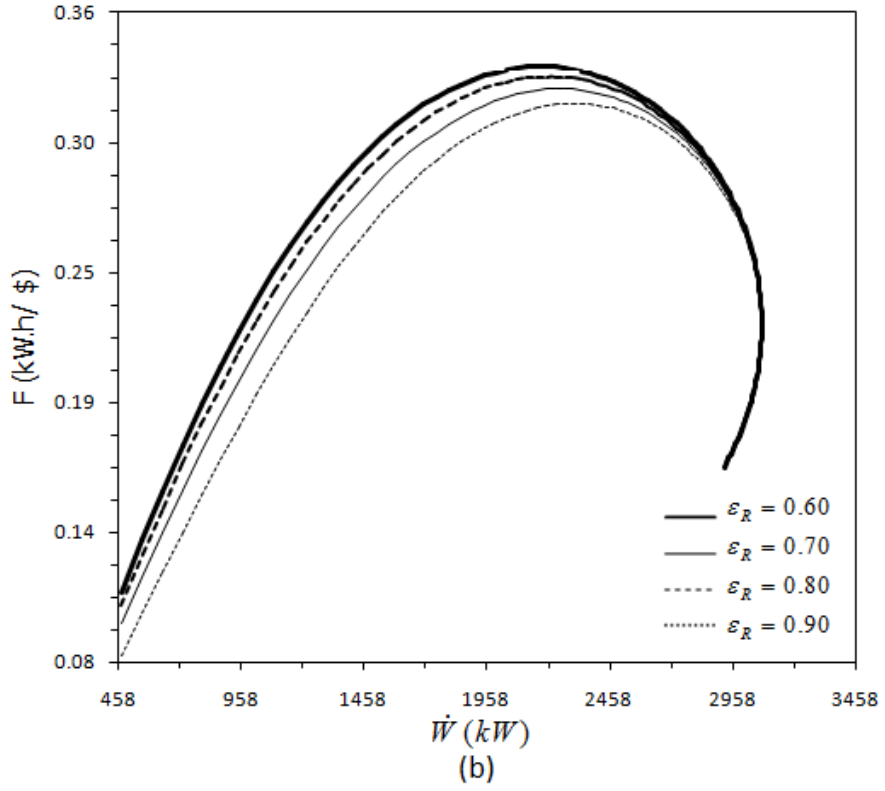
4.10.1 Rejeneratör Etkinliğinin Etkisi

Rejeneratör etkinliği, tesislerde atık ısıdan faydalanarak tesis termik verimini arttırmak amacıyla kullanılan bir elemandır. Ancak tesisin maksimum sıcaklık oranı (α), rejeneratör kullanımını kısıtlayıcı bir etkiye sahiptir. Diğer bir değişle her durumda

rejeneratör kullanımı tesisin termik verimini artırıcı bir etkiye sahip olduğu söylenemez. Yapılan çalışmalar bir rejeneratörden termik verim yönünden avantaj sağlanabilmesi için $\phi_C < \sqrt{\alpha}$ olması gerektiğini göstermektedir. Aksi bir durumda rejeneratörün ısıtma yerine soğutma yapacağı vurgulanmaktadır. Nümerik analizin bu kısmında tesis rejeneratör etkinlik değeri ε_R 'nin 0.60, 0.70, 0.80 ve 0.90 değer aralıklarında, birim toplam ekserji maliyeti başına net ekserji güç çıktısı olarak tanımlanmış olan F (kW.h/ \$) amaç fonksiyonu ile kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C 'nin değişimleri Şekil 4.2.a'da gösterilmiştir. Buna göre, amaç fonksiyonu olan F (kW.h/ \$) değeri, bir optimum noktaya kadar, artan kompresör basınç oranı parametresi ile artarken bu noktadan sonra azalmaya başlıyor. Optimum amaç fonksiyonu (F_{max}) değerlerine karşılık gelen kompresör basınç oranı parametreleri ϕ_C^* , rejeneratör etkinlik değerlerinin artmasıyla azalma göstermektedir. Bununla birlikte optimum amaç fonksiyonu (F_{max}) değerlerindeki kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_C), rejeneratör etkinliği arttıkça, artma eğilimi göstermektedir. Şekil 4.2.b'de amaç fonksiyonu (F) ile tesisten elde edilen net güç ($\dot{W}$) arasındaki ilişkiyi farklı rejeneratör etkinlik değerlerine bağlı olarak göstermektedir. F değeri bir optimum noktaya kadar tesisin artan net gücü ile birlikte artmakta bu noktadan sonra azalmaya başlamaktadır. Optimum amaç fonksiyonu F_{max} ile rejeneratör etkinlik parametresi arasında ters ilişki olduğu şekilden anlaşılmaktadır. Yani, Optimum amaç fonksiyonu (F_{max}) değerlerine karşılık gelen kompresör basınç oranı parametreleri ϕ_C^* , rejeneratör etkinlik değerlerinin artmasıyla azalma göstermektedir. Tesisin optimum güç çıktısı ($\dot{W}_{max}$)'nin değişken rejeneratör etkinlik değerlerine rağmen daima sabit kaldığı görülmektedir. Rejeneratör etkinlik parametresi tesislerin termik verimlerini artırırken, tesislerin maksimum güçlerine etki etmediği ve bu yüzden daima sabit kaldığı bilinen bir durumdur. Sabit maksimum güç ($\dot{W}_{max}$) değerine karşılık gelen amaç fonksiyonu (F^*)'nin, farklı rejeneratör etkinlik değerleri ile değişimleri ihmal edilecek kadar az olduğu grafikten anlaşılmaktadır. Buna karşılık maksimum amaç fonksiyonu (F_{max}) değerlerine karşılık gelen, tesisin net güç ($\dot{W}^*$) değerleri, rejeneratörün etkinlik değeri parametresi arttıkça, artış göstermektedir. Yani $(\dot{W})_{max} \geq (\dot{W})_{MF}$ olduğu açıktır. Amaç fonksiyonu F' nin, tesisin termik verimi ile, farklı rejeneratör etkinliklerine bağlı olarak değişimini veren grafik Şekil 4.2.c'de olduğu gibidir. Artan termik verimle beraber amaç fonksiyonu artmaktadır. Bu artış bir

optimum termik verim değerine $(\eta_{JB})^*$ kadar devam etmekte ardından azalmaya başlamaktadır. Rejeneratör etkinliği arttıkça termik verim aynı F değerinde artmakta, ancak sabit termik verime karşılık gelen F amaç fonksiyonu değeri azalmaktadır. Buradan da anlaşıldığı üzere rejeneratör etkinliği tesislerin termik verimini arttırırken beraberinde birim maliyet başına düşen güç değerlerini de azaltmaktadır. Optimum termik verimlere karşılık gelen F^* değerleri, rejeneratör etkinliği arttıkça azaldığı görülmektedir. Bununla birlikte maksimum amaç fonksiyonu ($F_{\max}$) karşılık gelen termik verimlerde $(\eta_{JB})^*$ artış görülmektedir. Buna göre $(\eta_{JB})^* \leq (\eta_{JB})_{OPT} \leq (\eta_{JB})_{\max}$ olduğu söylenebilir.





Şekil 4.2 Rejenaratör etkinlik değeri ε_R ile (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C 'nin, (b) tesisten elde edilen net güç çıktısı $\dot{W}$ 'nin, (c) tesisin termik verimi η_{JB} 'nin, amaç fonksiyonu F 'e göre değişimleri.

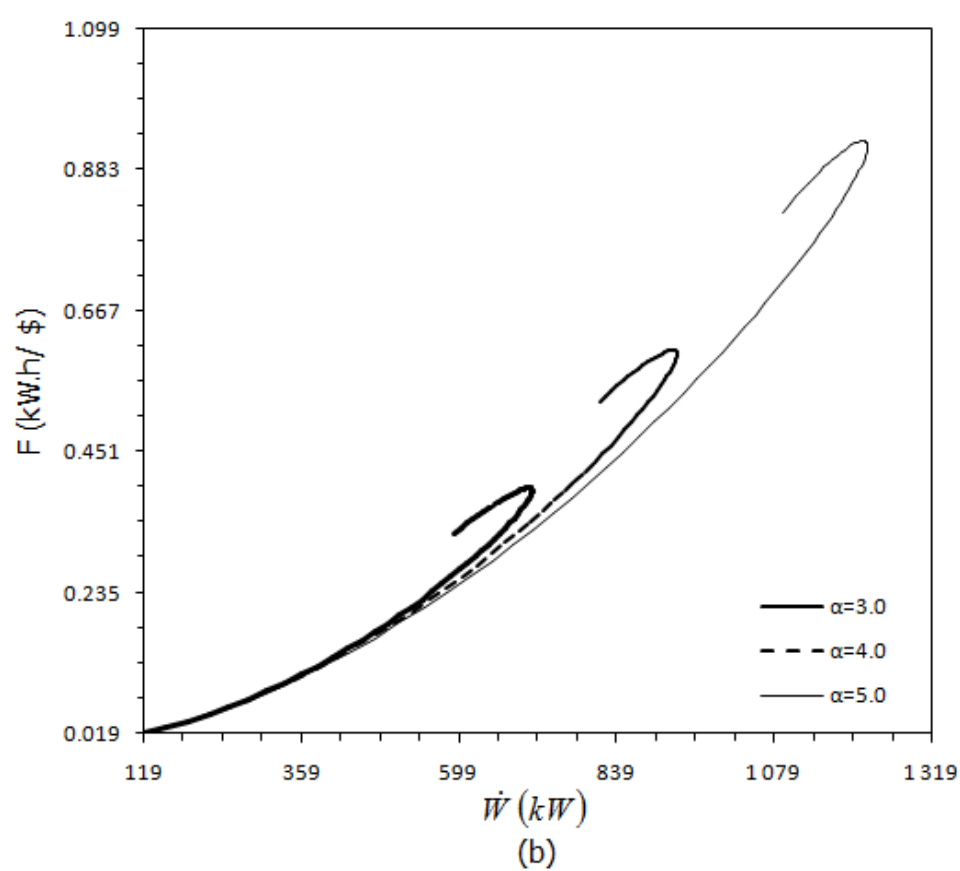
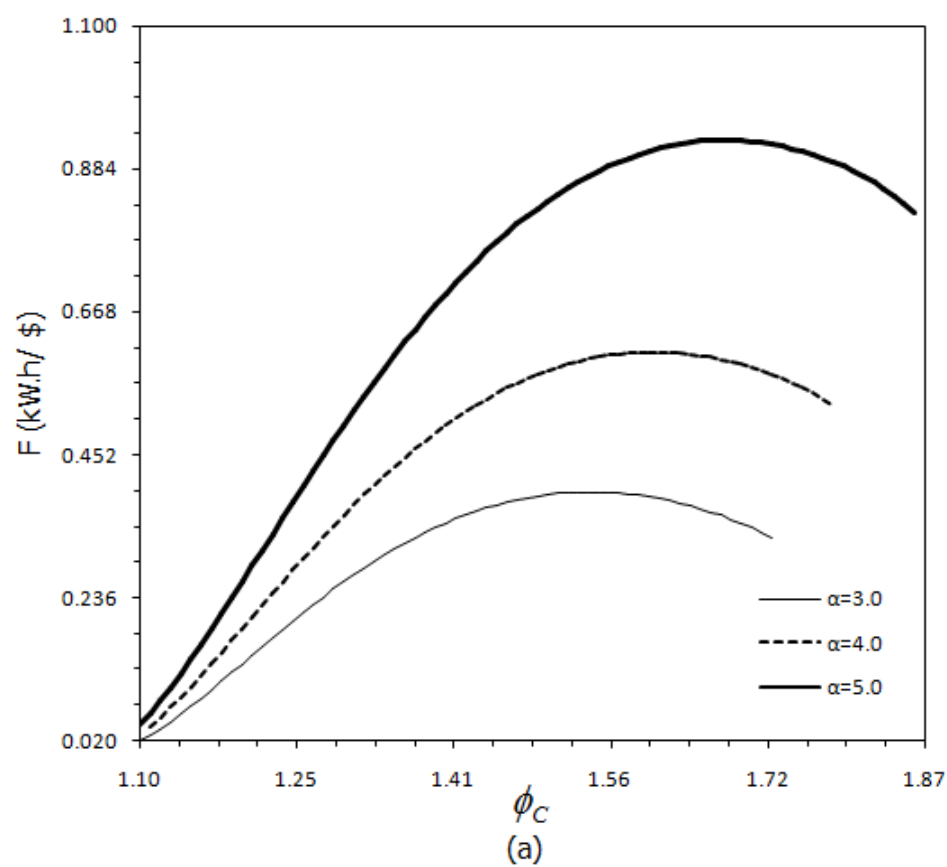
4.10.2 Maksimum Sıcaklık Oranının Etkisi

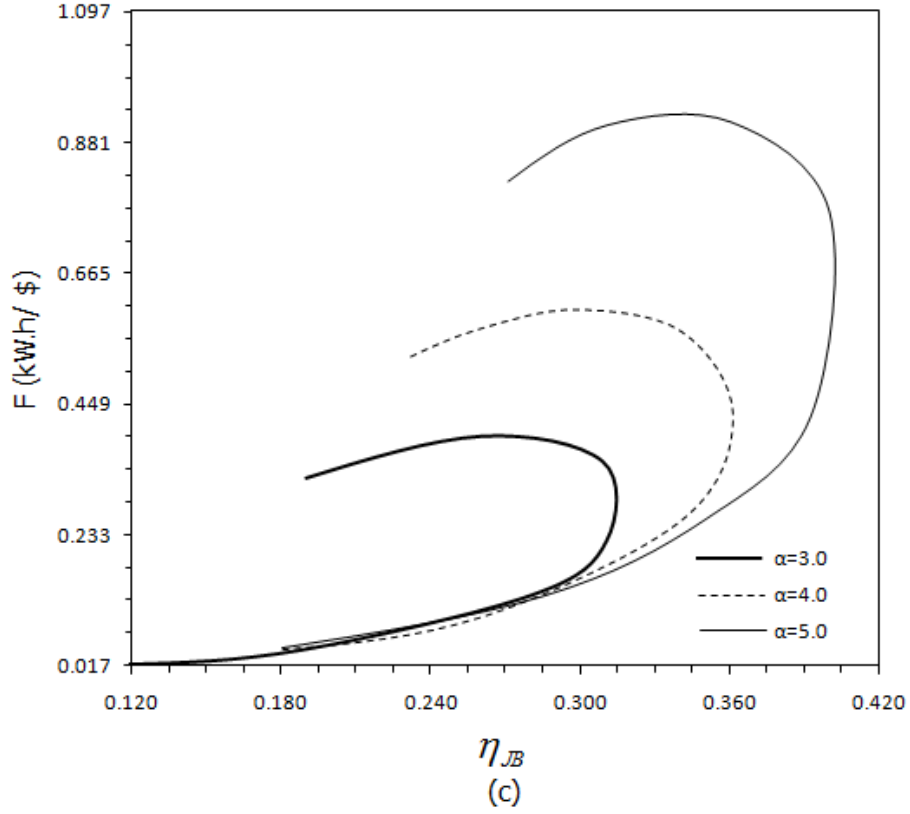
Tesislerin maksimum sıcaklık oranı α , tesisin en yüksek sıcaklığının, en düşük sıcaklığına oranı şeklinde ($\alpha = T_{\max}/T_{\min}$) tanımlanmaktadır. Tesislerde en yüksek sıcaklık çoğunlukla türbin giriş sıcaklığı iken en düşük sıcaklığı kompresör giriş sıcaklığıdır. Bu kısımda tesisin maksimum sıcak oranları $\alpha = 0.30, 0.40$ ve 0.50 alınarak amaç fonksiyonu F ile kompresör basınç oranı parametresinin ϕ_C , net güç çıktısı $\dot{W}$ değerinin ve tesisin termik verim η_{JB} ilişkisi grafiksel olarak verilmiştir.

Şekil 4.3.a incelendiğinde, artan kompresör basınç oranı parametresi ile birlikte F amaç fonksiyonu artış göstermektedir. Çevrimin maksimum sıcaklık oranı parametresi arttıkça F amaç fonksiyonu kompresör basınç oranının optimum değerine kadar artıyor ardından azalmaya başlıyor. Optimum amaç fonksiyonuna ($F_{\max}$) karşılık gelen kompresör basınç oranı parametreleri $(\phi_C)^*$, maksimum sıcaklık oranları arttıkça, artmaktadır. Şekil 4.3.b’de tesisin net güç çıktısı ($\dot{W}$) ile amaç fonksiyonu F arasındaki ilişki değişen maksimum sıcaklık parametrelerine (α) bağlı olarak görülmektedir. Buna göre maksimum sıcaklık oranı parametresi arttıkça, tesisin net gücü ile birim toplam ekserji maliyeti başına güç çıktısı artmaktadır. Maksimum güç noktalarına $(\dot{W})_{\max}$ karşılık gelen $(F)^*$ derlerinin maksimum sıcaklık oranları arttıkça artmaktadır.

Şekil 4.3.c’de tesisin termik verimi η_{JB} ile amaç fonksiyonu F arasındaki ilişki görülmektedir. Artan maksimum sıcaklık oranlarıyla beraber, tesisin termik verimi ve birim toplam ekserji maliyetleri artmaktadır. Bununla birlikte hem amaç fonksiyonunun hem de termik verimin bir optimum noktaları ($\eta_{JB,\max}$, $F_{\max}$) olduğu grafikten anlaşılmaktadır. Maksimum amaç fonksiyonuna ($F_{\max}$) karşılık gelen termik verimler $(\eta_{JB})^*$ artan maksimum sıcaklık oranları (α) ile birlikte artmaktadır. Benzer şekilde maksimum termik ($\eta_{JB,\max}$) verime karşılık gelen F^* değerleri de, artan maksimum sıcaklık oranları (α) ile birlikte artmaktadır. Bu durum kısaca şöyle izah edilebilir,

$$(\eta_{JB})^* \geq (\eta_{JB})_{OPT} \geq (\eta_{JB})_{\max}.$$





Şekil 4.3 Maksimum sıcaklık parametresi α ile (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_c 'nin, (b) tesisten elde edilen net güç çıktısı $\dot{W}$ 'nin, (c) tesisin termik verimi η_{JB} 'nin, amaç fonksiyonu F'e göre değişimleri.

4.10.3 Kompresör Ve Türbin İzentropik Verimlerinin Etkisi

Tesisin kompresör izentropik verimi ile türbin izentropik verimi tersinmezliğin bir göstergesidir. Kompresör izentropik verimi düştükçe, sıkıştırma prosesi boyunca verim ideal şartlardan uzaklaşmaya başlar yani tersinmezlik artar. Benzer olarak türbinin izentropik verimi düştükçe, genişleme prosesi boyunca verim ideal şartlardan uzaklaşmaya başlar yani tersinmezlik artar. Her iki parametre gaz türbinli tesislerin dizayn parametreleridir ve tesisin performansına etki eden önemli özelliklerdir. Bu bölümde hem kompresörün hem de türbinin izentropik verimlerinin amaç fonksiyonuna (F) etkileri, kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_c), tesisin net gücü ($\dot{W}$) ve termik (η_{JB}) verimine bağlı olarak analizler yapılmış ve sonuçlar grafikler şeklinde gösterilmiştir.

Şekil 4.4.a birim toplam ekserji maliyeti başına net ekserji gücü olarak tanımlanmış olan amaç fonksiyonu F'nin, kompresör basınç oranı parametresine bağlı olarak değişen kompresör izentropik verimleri ($\eta_c = 0.70, 0.75, 0.80, \text{ ve } 0.85$) ile etkilerini

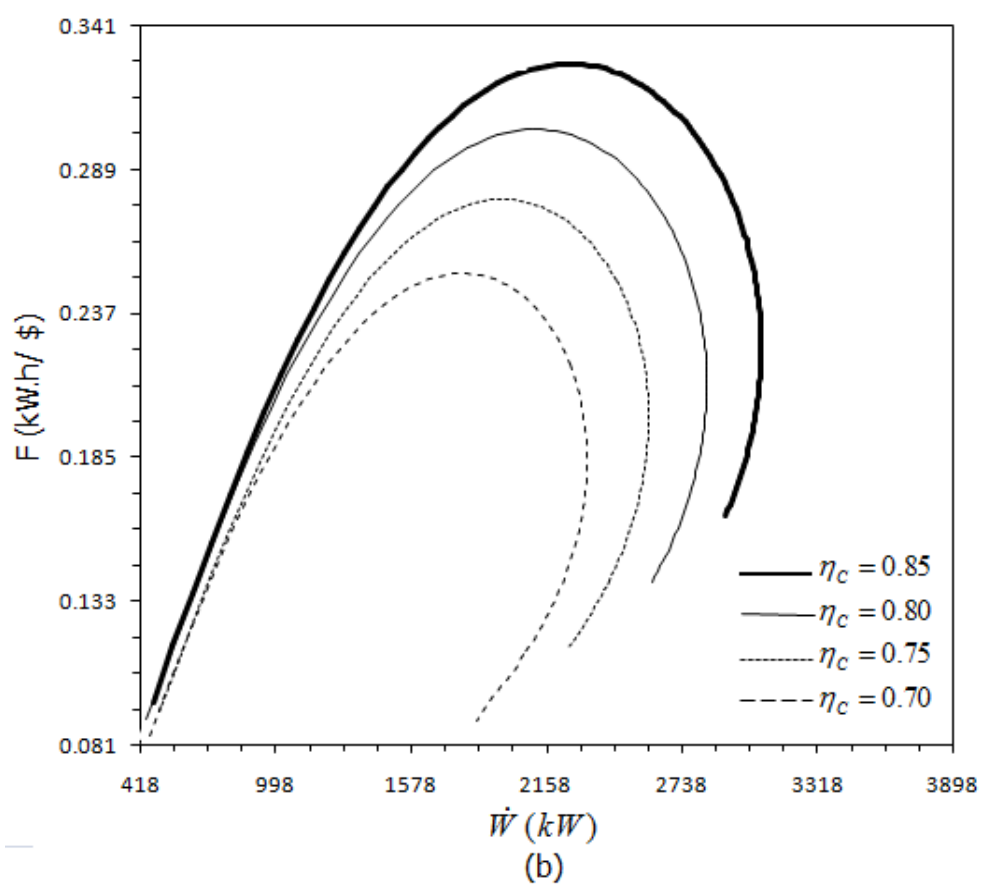
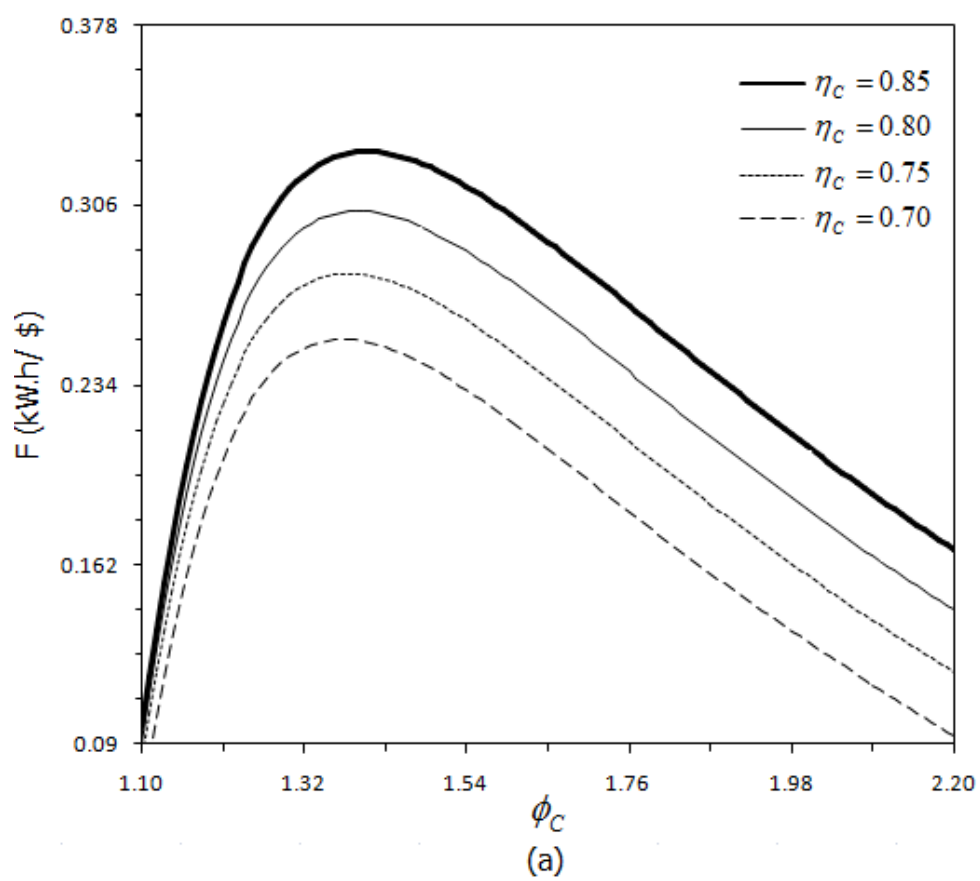
göstermektedir. Buna göre kompresör basınç oranı parametresi arttıkça, amaç fonksiyonu F bir maksimum noktaya kadar artıyorken bu noktadan sonra azalmaya başlıyor. Kompresörün izentropik verimleri düştükçe, F amaç fonksiyonu da azalmaktadır. Bunun nedeni düşük izentropik verimlerde kompresör boyutlarının ve dolayısıyla maliyetlerinin azalmasıdır. Şekil 4.5.a'da türbin izentropik verimi ile kompresör basınç oranı parametresinin değişimleri görülmektedir. Türbin izentropik verimleri düştükçe amaç fonksiyonu F artmaktadır. Bununla birlikte kompresör basınç oranı parametresi arttıkça amaç fonksiyonu F bir optimum noktaya kadar yükselmekte ardından düşüş eğilimi göstermektedir.

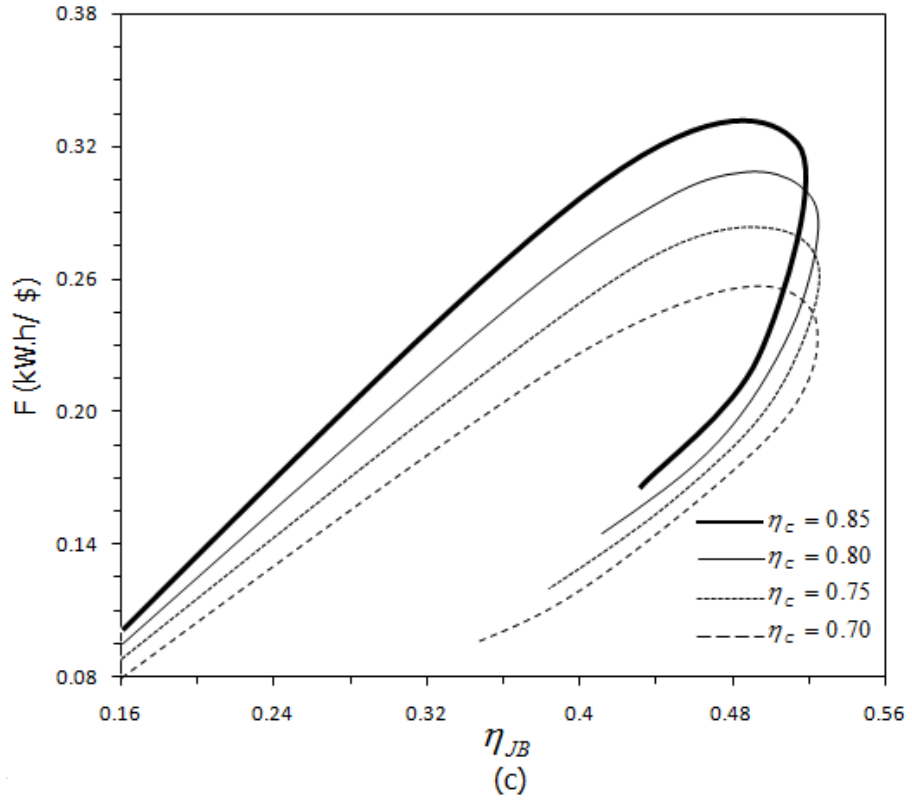
Tesisin net güç çıktısı ile amaç fonksiyonu arasındaki ilişkiyi değişen kompresör ve türbin izentropik verimlerine bağlı olarak veren grafikler Şekil 4.4.b ve Şekil 4.5.b'de görüldüğü gibidir. Şekil 4.4.b'de, tesisin net gücü arttıkça amaç fonksiyonu F bir optimum noktaya kadar artmakta daha sonra azalmaya başlamaktadır. Kompresör izentropik verimi arttıkça amaç fonksiyonu F artmaktadır. Optimum F noktalarına karşılık gelen tesis net güçleri de kompresör izentropik verimleri ile artmaktadır. Buna göre optimum tesis gücü aralığının $(W^* \leq W_{opt} \leq W_{max})$ şeklinde olduğu görülmektedir. Şekil 4.5.b'de, artan tesis net güç çıktısı ile amaç fonksiyonu F 'nin arttığı görülmektedir. Amaç fonksiyonu F bir optimum noktaya kadar artarken daha sonrasında azalmaya başlamaktadır. Bununla birlikte türbin izentropik verimleri arttıkça amaç fonksiyonu F azalmaktadır. Yani aynı tesis net gücüne karşılık gelen F değerleri artan türbin izentropik verimleri ile azalmaktadır. Optimum amaç fonksiyonu F değerleri de artan türbin izentropik verimleri ile birlikte azaldığı grafikten anlaşılmaktadır. Optimum amaç fonksiyonu F değerlerine karşılık gelen tesis net güçleri ise artan türbin izentropik verimleri ile birlikte artmaktadır. Yani tesisin optimum net güç çalışma aralığı $(W^* \leq W_{opt} \leq W_{max})$ şeklindedir. Başka bir ifade ile optimum tesis net güç değerlerine karşılık gelen amaç fonksiyonu F artan türbin izentropik verimleri ile birlikte azalma göstermektedir. Buna göre optimum amaç fonksiyonu F 'nin değer aralığı $(F_{max} \leq F_{opt} \leq F^*)$ şeklinde verilebilir. Kompresörün izentropik verimleri arttıkça, amaç fonksiyonu F 'nin maksimum olduğu noktalardaki net güç $(\dot{W}^*)$ değerleri artarken, net gücün maksimum olduğu noktalardaki amaç fonksiyonu F^* değerleri de artmaktadır (Şekil 4.4.b).

Buna karşın türbin izentropik verimleri arttıkça, amaç fonksiyonu F 'nin optimum nokta değerleri azalırken bu noktalara karşılık gelen net güç ($\dot{W}^*$) değerleri artmaktadır. Bununla birlikte tesisin maksimum net güç değerleri $(\dot{W})_{\max}$, türbin izentropik verimleri ile birlikte artıyorken, net gücün maksimum olduğu noktalara karşılık gelen amaç fonksiyonu değerleri (F^*) azalmaktadır (Şekil 4.5.b).

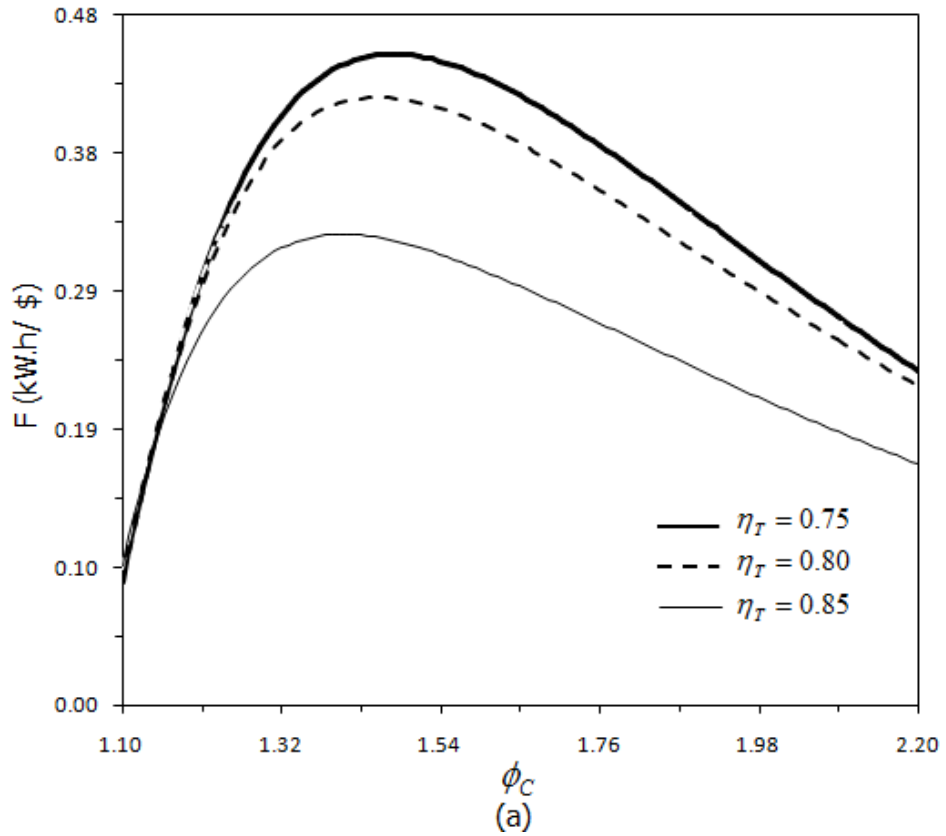
Şekil 4.4.c ve Şekil 4.5.c'de tesisin termik verimi ile birim toplam ekserji başına güç çıktısı olan F amaç fonksiyonunun, sırasıyla kompresör ve türbin izentropik verimlerine bağlı olarak etkileri görülmektedir. Kompresör izentropik verimleri (η_c) arttıkça amaç fonksiyonu F artıyorken, tesisin termik verimi (η_{JB}) azalmaktadır. Amaç fonksiyonunun maksimum ($F_{\max}$) olduğu noktalardaki değeri kompresör izentropik verimi ile birlikte artış göstermektedir. Aynı zamanda bu noktalara karşılık gelen termik verim $(\eta_{JB})^*$ azalmaktadır. Termik verimin maksimum olduğu noktalardaki $(\eta_{JB})_{\max}$ değeri, kompresör izentropik verimi arttıkça azalırken, bu noktalara karşılık gelen amaç fonksiyonu (F^*) değerleri ise artmaktadır. Özetle gerek amaç fonksiyonu F ve gerekse tesisin termik verimlerini veren grafik incelendiğinde her iki parametrenin de birer optimum noktaya sahip olduğu görülmektedir. Bu durumda her iki parametre için optimum çalışma aralıkları $(F_{\max} \leq F_{opt} \leq F^*)$ ve $(\eta_{JB}^* \leq \eta_{JB,opt} \leq \eta_{JB,\max})$ olarak verilebilir (Şekil 4.4.c).

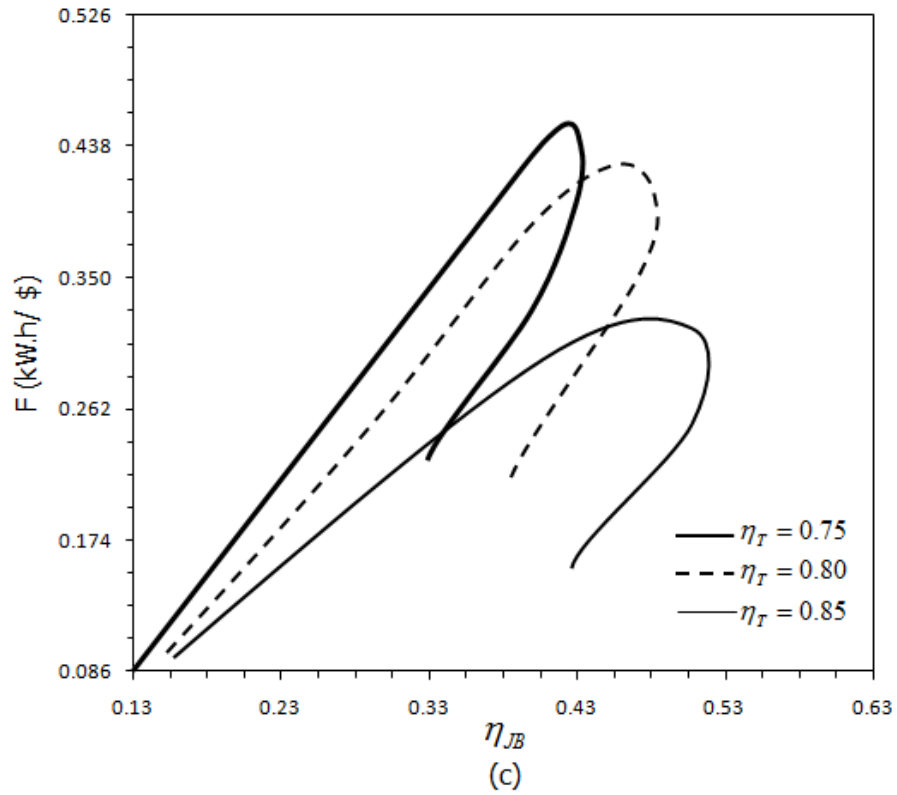
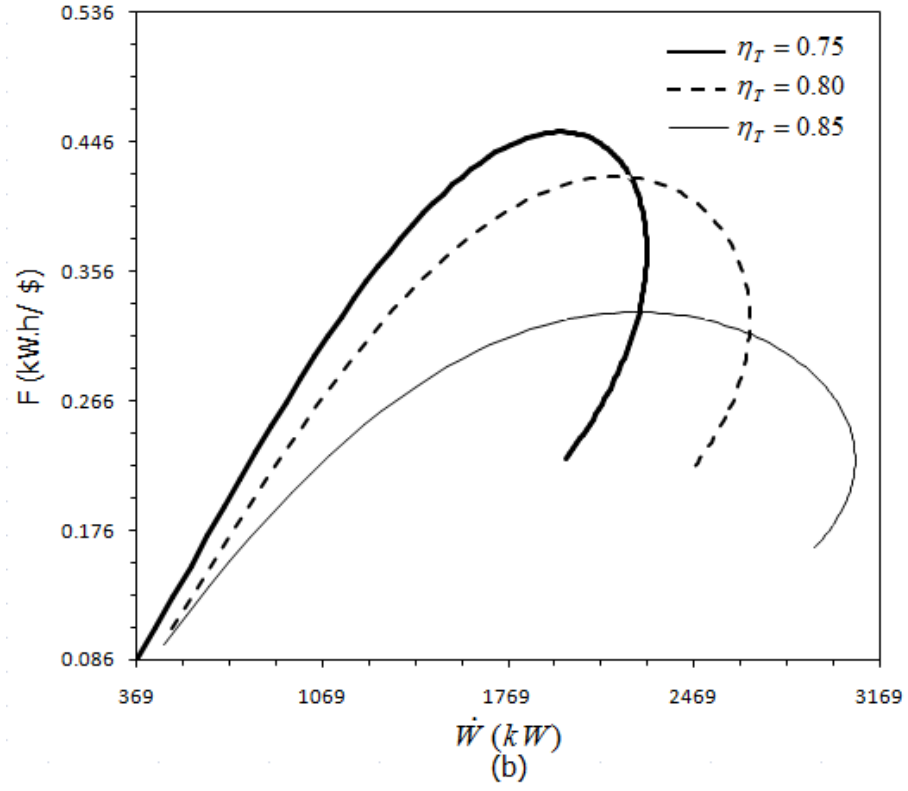
Türbin izentropik verimi (η_T) arttıkça tesisin termik verimi artmaktadır. Bununla birlikte amaç fonksiyonu F ise azalmaktadır (Şekil 4.5.c). Amaç fonksiyonu F değerinin maksimum ($F_{\max}$) olduğu noktalardaki termik verim $(\eta_{JB})^*$, türbin izentropik verimleri ile birlikte artmaktadır. Buna karşın termik verimin maksimum olduğu noktalardaki $(\eta_{JB})_{\max}$, amaç fonksiyonu (F^*) değerleri, türbin izentropik verimleri arttıkça azalmaktadır. Şekil 4.5.c' den anlaşılacağı üzere amaç fonksiyonu F ve tesisin termik verimi $(\eta_{JB})'$ nin optimum çalışma aralıklarını $(F_{\max} \leq F_{opt} \leq F^*)$ ve $(\eta_{JB}^* \leq \eta_{JB,opt} \leq \eta_{JB,\max})$ olarak gösterebiliriz.





Şekil 4.4 Kompresör izentropik verimi η_c ile (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_c 'nin, (b) tesisten elde edilen net güç çıktısı $\dot{W}$ 'nin, (c) tesisin termik verimi η_{JB} 'nin, amaç fonksiyonu F'ye göre değişimleri.





Şekil 4.5 Türbin izentropik verimi η_T ile (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_C 'nin, (b) tesisten elde edilen net güç çıktısı $\dot{W}$ 'nin, (c) tesisin termik verimi η_{JB} 'nin, amaç fonksiyonu F 'ye göre değişimleri.

4.10.4 Basınç Kayıp Parametresinin Etkisi

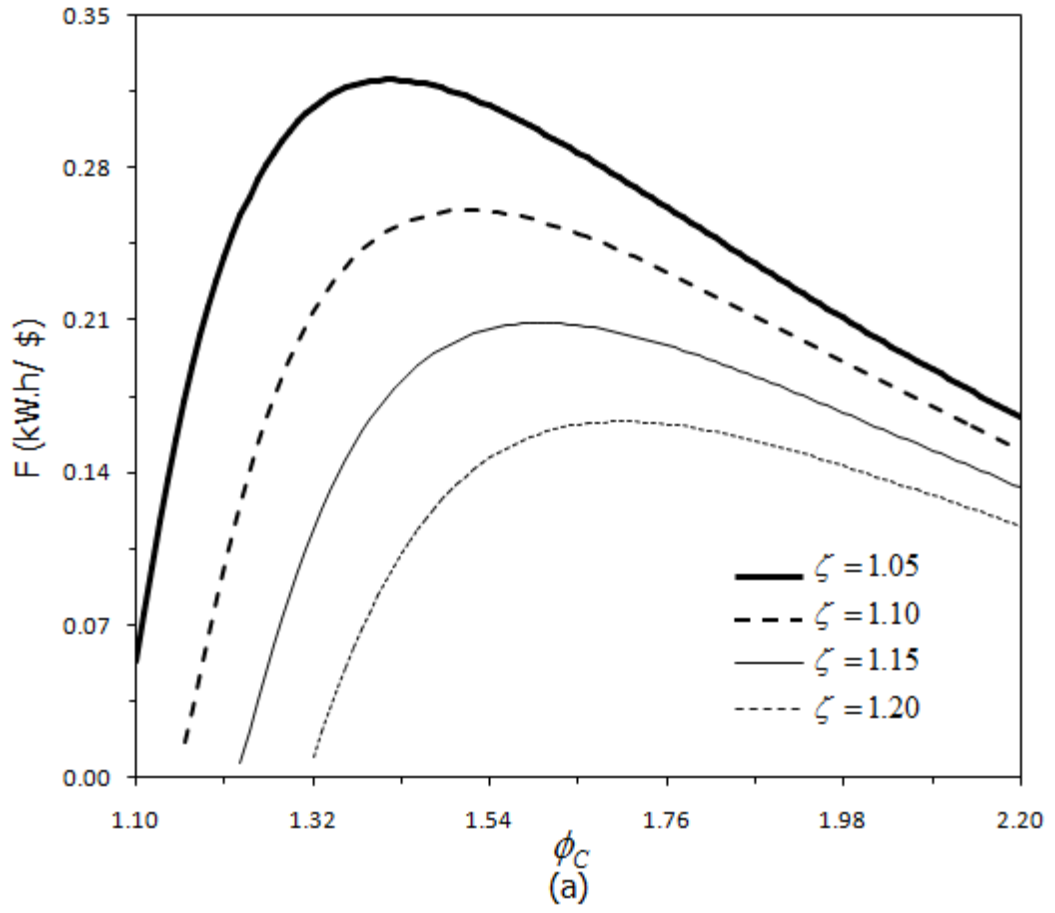
Basınç kayıp parametresi (ζ) bir tesiste tersinmezliğin göstergelerinden bir tanesidir. Genellikle rejeneratör, yanma odası ve soğutucu gibi çoğunlukla ısı değiştirici görevi yapan elemanlarda, akış alanı içersindeki sürtünmelerden dolayı meydana gelen, basınç kayıplarının bir göstergesidir. Bu bölümde tesisin basınç kayıp parametrelerinin, birim toplam ekserji maliyeti başına güç çıktısı olarak tanımlanan amaç fonksiyonu F ile tesisin kompresör basınç oranı, net güç çıktısı ve termik verimine etkileri analiz edilerek grafik sonuçlar üzerinde yorumlar yapılmıştır.

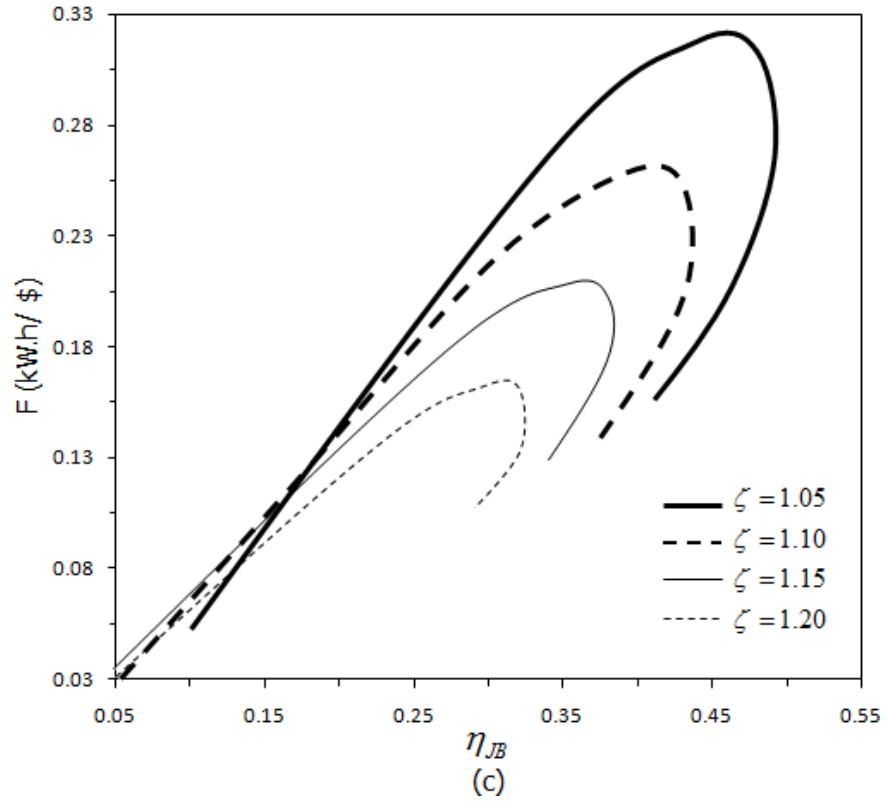
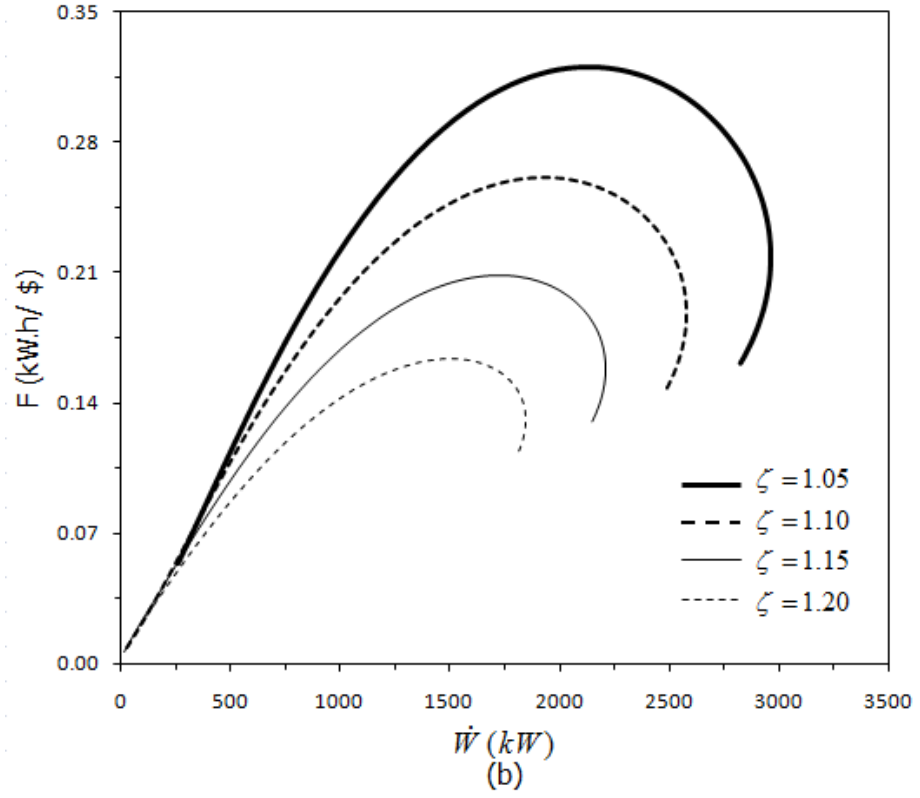
Şekil 4.6.a amaç fonksiyonu F ile kompresör basınç oranı parametresinin (ϕ_c) arasındaki ilişkiyi, farklı basınç kayıp parametreleri (ζ) ile değişimini göstermektedir. Buna göre, basınç kayıp parametresi arttıkça, amaç fonksiyonu F azalıyor. Bunun yanında, artan kompresör basınç oranı ile birlikte amaç fonksiyonu bir optimum noktaya kadar artmakta ardından azalmaya başlamaktadır. Bir başka deyişle, artan kompresör basınç oranı parametresine bağlı olarak, F amaç fonksiyonu, basınç kayıpları arttıkça azalma yönünde bir etki göstermektedir.

Şekil 4.6.b’de tesisin net güç çıktısının, amaç fonksiyonu F ile değişimleri yine farklı basınç oranı parametrelerine bağlı olarak gösterilmiştir. Artan basınç kayıp parametrelerine (ζ)bağlı olarak, amaç fonksiyonunun maksimum değerleri ($F_{\max}$) ve bu noktalara karşılık gelen tesisin net gücü ($\dot{W}^*$) azalan yönde bir etki göstermektedir. Buna karşın, optimum güç ($\dot{W}_{\max}$) değerine karşılık gelen F^* değerleri, basınç kayıp parametresi azaldıkça artmaktadır. Şekil 4.6.b incelendiğinde gerek güç ve gerekse amaç fonksiyonu F' nin optimum çalışma aralıkları için $\dot{W}^* \leq \dot{W}_{opt} \leq \dot{W}_{\max}$ ve $F_{\max} \leq F_{opt} \leq F^*$ söylenebilir.

Tesisin termik verimi (η_{JB}) ile amaç fonksiyonu F arasındaki değişimi veren grafik Şekil 4.6.c’de gösterilmiştir. Burada, termik verimin F amaç fonksiyonu ile birlikte bir optimum noktaya kadar arttığını ardından azaldığını söyleyebiliriz. Ancak, basınç kayıp parametresi arttıkça, tesisin termik verimi (η_{JB}) artan ve F amaç fonksiyonu değerleri azalan yönünde bir özellik göstermektedirler. Bununla birlikte grafikte hem F amaç fonksiyonu hem de termik verimin optimum çalışma aralıklarına sahip olduğu görülmektedir. Maksimum termik verime ($\eta_{JB})_{\max}$ karşılık gelen amaç fonksiyonunun

(F^*) değerleri, artan basınç kayıp parametresi (ζ) ile birlikte, azalmaktadır. Amaç fonksiyonunun maksimum noktalarına ($F_{\max}$) karşılık gelen termik verim değerleri (η_{JB})*, artan basınç kayıpları ile birlikte azalmaktadır. Buna göre amaç fonksiyonunun ve termik verimin çalışma aralıkları $(\eta_{JB})^* \leq (\eta_{JB, opt}) \leq (\eta_{JB})_{\max}$ ve $F_{\max} \leq F_{opt} \leq F^*$ şeklinde özetlenebilir.

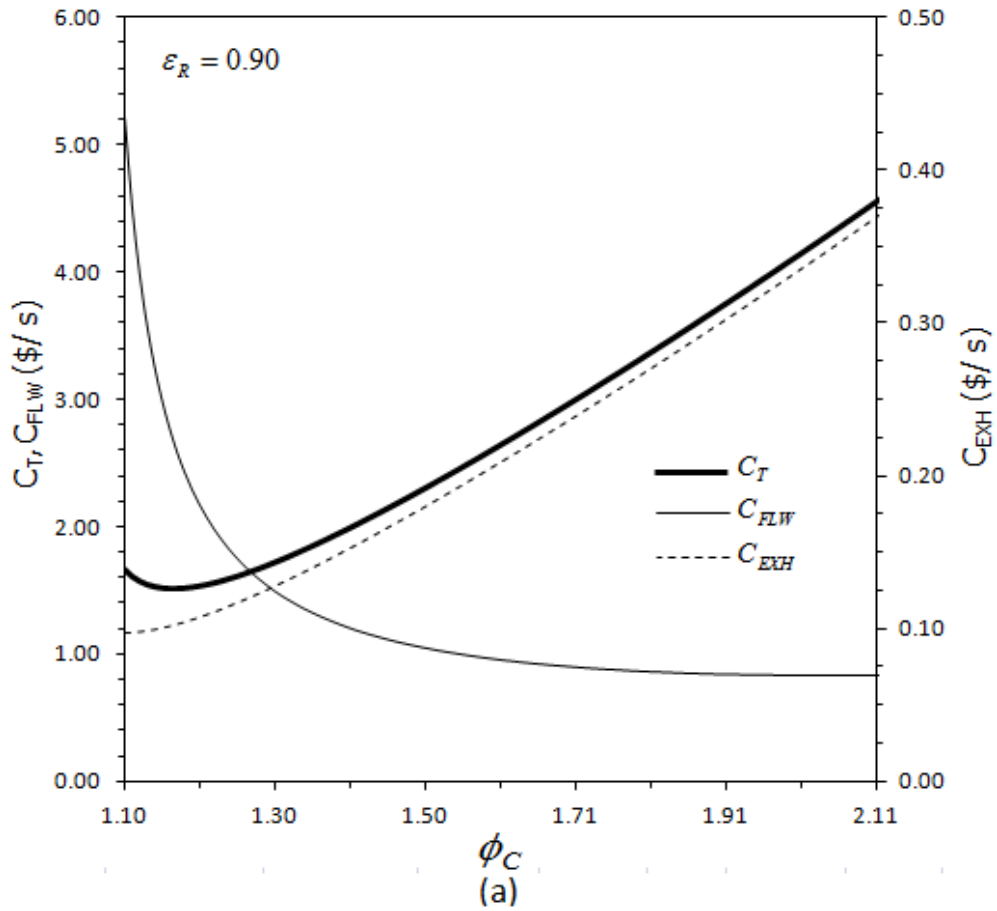


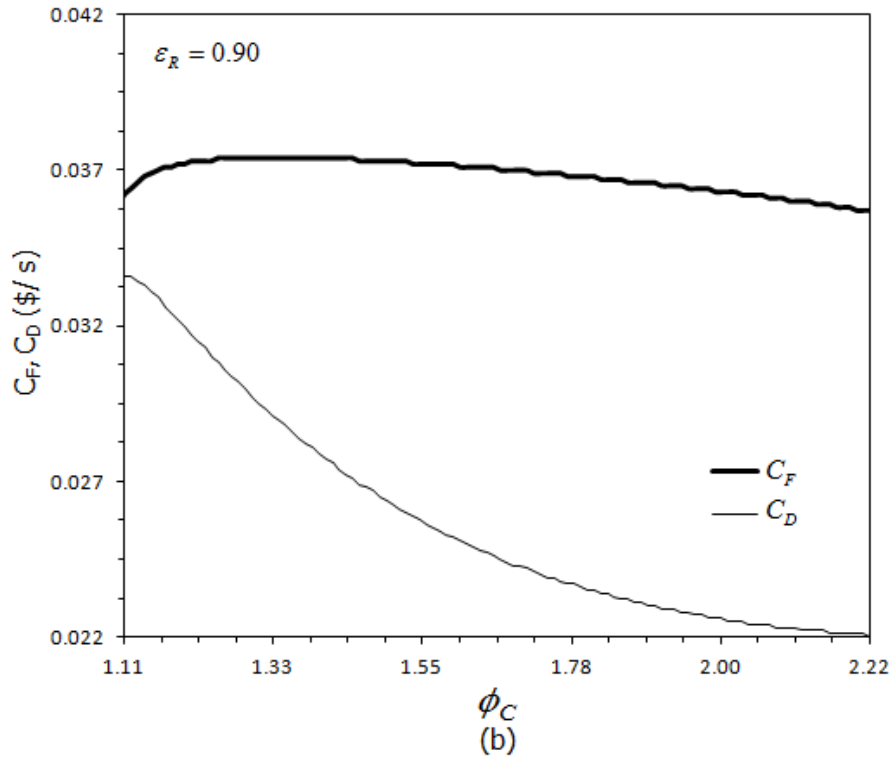


Şekil 4.6 Tesis basınç kayıp parametresi (ζ)'nin, (a) kompresör basınç oranı parametresi ϕ_c 'nin, (b) tesisten elde edilen net güç çıktısı $\dot{W}$ 'nin, (c) tesisin termik verimi η_{JB} 'nin, amaç fonksiyonu F 'ye göre değişimleri.

4.10.5 Ekserjoekonomik Modele Göre Kompresör Basınç Oranı Parametresinin Toplam Ekserji Maliyeti ve Bileşenlerine Etkisi

Bu bölümde kompresör basınç oranı ile toplam ekserji maliyeti ve bileşenleri olan yakıt ekserji maliyeti, akış hattı maliyetleri, ekserji bozunum maliyet ve egzoz gazlarının ekserji maliyetlerine etkisi bazı çevrim parametrelerine bağlı olarak analiz edilmiştir. Analizde sabit olarak kullanılan çevrim parametreleri ve sayısal değerleri sırasıyla, $\varepsilon_R=0.90$, $\alpha=5.0$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.85$, $\zeta=1.20$ olarak kabul edilmiştir. Buna göre elde edilen grafikler ve yorumları sırasıyla aşağıda verildiği gibidir. Şekil 4.7.a'da tesise ait rejeneratörün etkinlik parametresi $\varepsilon_R=0.80$ iken tesisin toplam ekserji maliyeti C_T (\$/ s), akış hatlarının ekserji maliyetlerini C_{FLW} (\$/ s) ve egzoz gazlarının ekserji maliyeti (çevresel ekserji maliyeti) C_{EXH} (\$/ s)' nin, tesisin kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_C) ile değişimi görülmektedir.





Şekil 4.7 Kompresör basınç oranı parametresi ile (a) toplam ekserji maliyeti, akış hatları ekserji maliyetleri ve çevresel ekserji maliyetlerinin, (b) yakıt ekserjisi ve ekserji bozunum maliyetlerinin, rejeneratör etkinlik değeri ile değişimi ($\epsilon_R=0.90$).

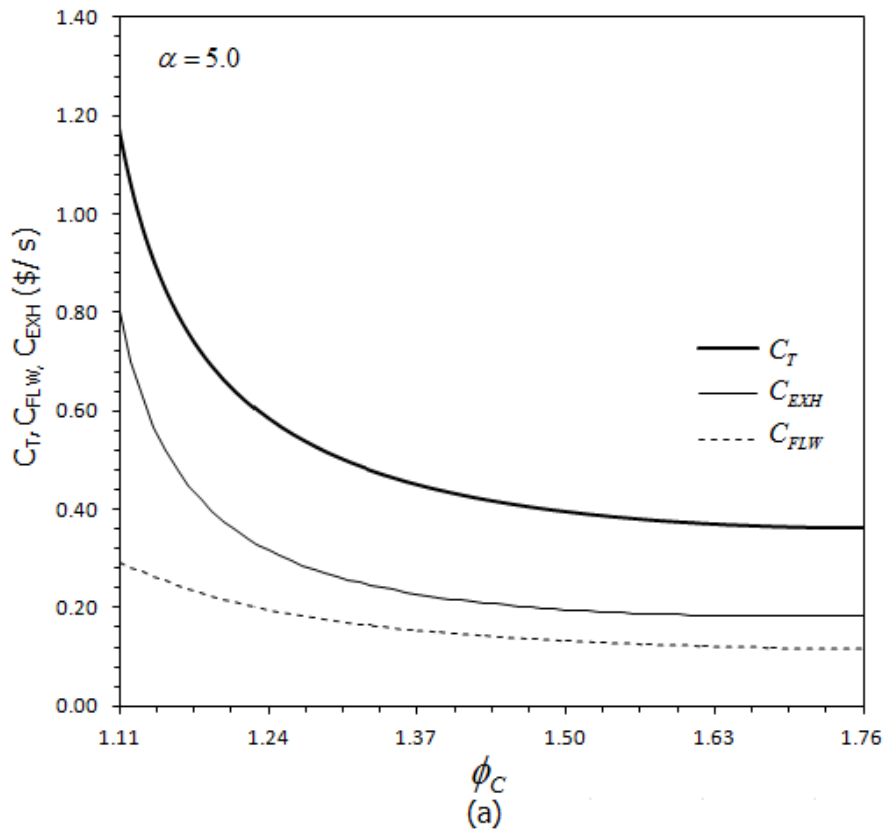
Buna göre toplam maliyet (C_T) kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_C) ile daima artmaktadır. Bununla birlikte akım hatları maliyetleri de (C_{FLW}) benzer bir özellik göstererek, kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_C) ile artmaktadır. Ancak çevresel maliyet (C_{EXH}) kompresör basınç oranı parametresi ile azalmaktadır.

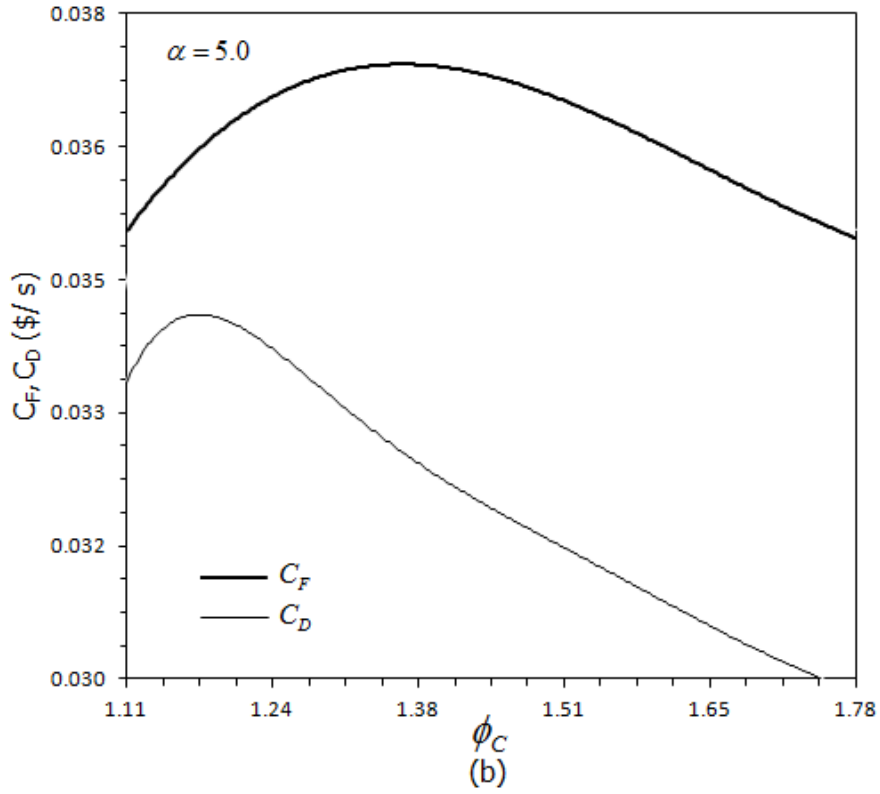
Şekil 4.7.b’de yakıt ekserji maliyeti (C_F) ve ekserji bozunum maliyetinin (C_D) kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_C) ile değişimi görülmektedir. Yakıt maliyetleri, belirli bir kompresör basınç oranı değerine kadar bir miktar artış göstermekte ve ardından artan kompresör basınç oranı değeri ile azalmaktadır. Ancak bu azalış çok az olmaktadır. Oysa ekserji bozunum maliyetleri artan kompresör basınç oranı değerlerine rağmen hızla azalmaktadır.

Şekil 4.8.a ve Şekil 4.8.b’de yapılan analizde çevrimin maksimum sıcaklık oranı parametresi $\alpha=5.0$ sabit değerinde iken değişken kompresör basınç oranı değerleri (ϕ_C) ile toplam ekserji maliyeti, C_T (\$/s), akış hatlarının ekserji maliyetlerini C_{FLW} (\$/s) ve

egzoz gazlarının ekserji maliyeti (çevresel ekserji maliyeti) C_{EXH} (\$/ s)'nin değişimleri görülmektedir. Burada toplam ekserji maliyeti (C_T) ve akım hatlarının ekserji maliyetleri (C_{FLW}) artan kompresör basınç oranı değerlerine (ϕ_c) karşın azaldığı anlaşılmaktadır. Yine bu maliyetlerle birlikte ele alınmış olan çevresel ekserji maliyetleri (C_{EXH}) de benzer bir eğilim göstererek artan kompresör basınç oranı değerleri ile azalmaktadır. Şekil 4.8.b'de yakıt ekserji maliyeti (C_F) ve ekserji bozunum maliyeti (C_D), belirli bir kompresör basınç oranı değerine (ϕ_c) kadar artarak bir optimum noktaya ulaşmakta ardından artan kompresör basınç oranı değerlerine karşın azalmaya başlamaktadır.

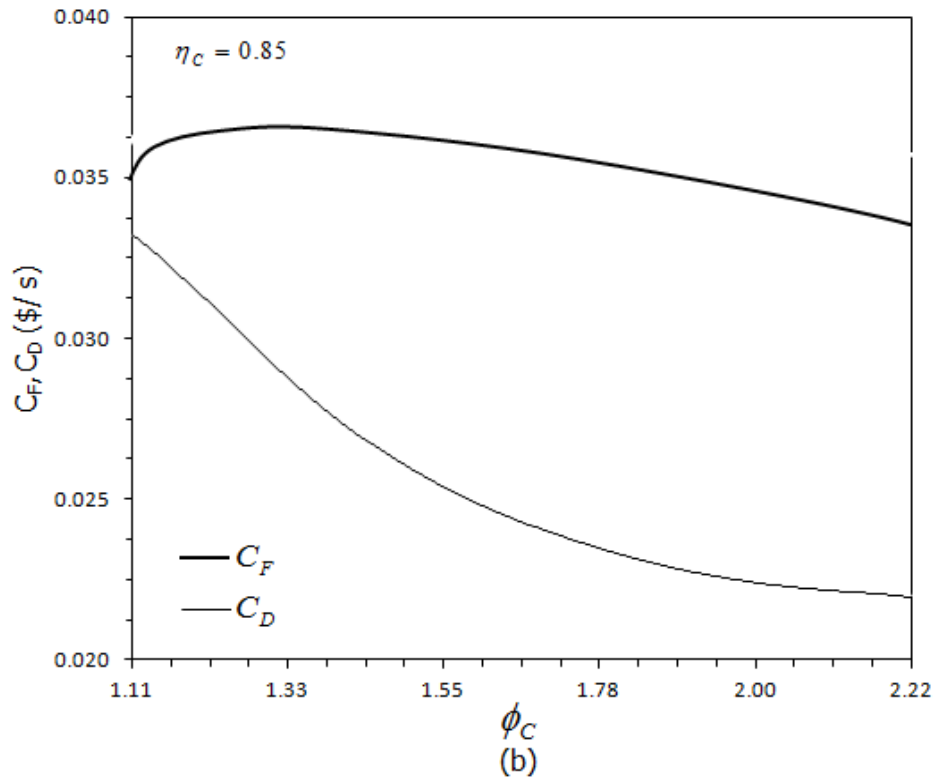
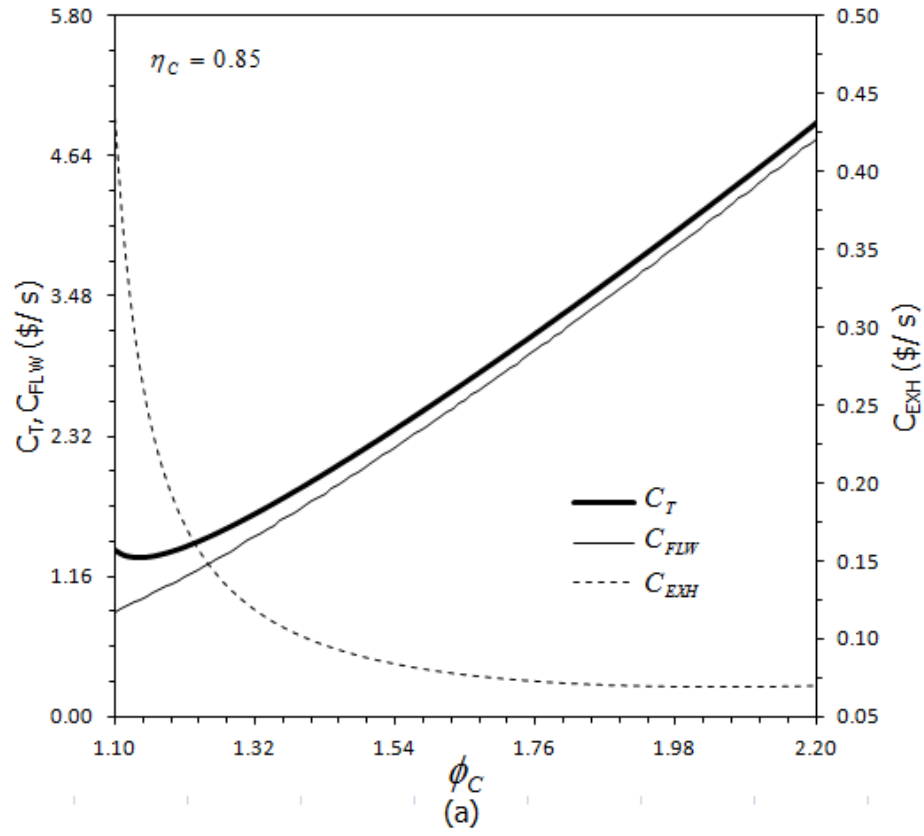
Şekil 4.9.a'da kompresör izentropik verimi $\eta_c = 0.85$ 'de sabit iken kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_c) ile C_T (\$/ s), akış hatlarının ekserji maliyetlerini C_{FLW} (\$/ s) ve egzoz gazlarının ekserji maliyeti (çevresel ekserji maliyeti) C_{EXH} (\$/ s) 'nin değişimleri görülmektedir. Grafikten anlaşıldığı üzere toplam ekserji maliyeti (C_T) ve akım hatlarının ekserji maliyetleri (C_{FLW}) artan kompresör basınç oranı değerleri (ϕ_c) ile beraber artmaktadır. Ancak çevresel ekserji maliyetleri ters yönde bir etki göstererek artan kompresör basınç parametresi (ϕ_c) değerlerinde azalmaktadır.





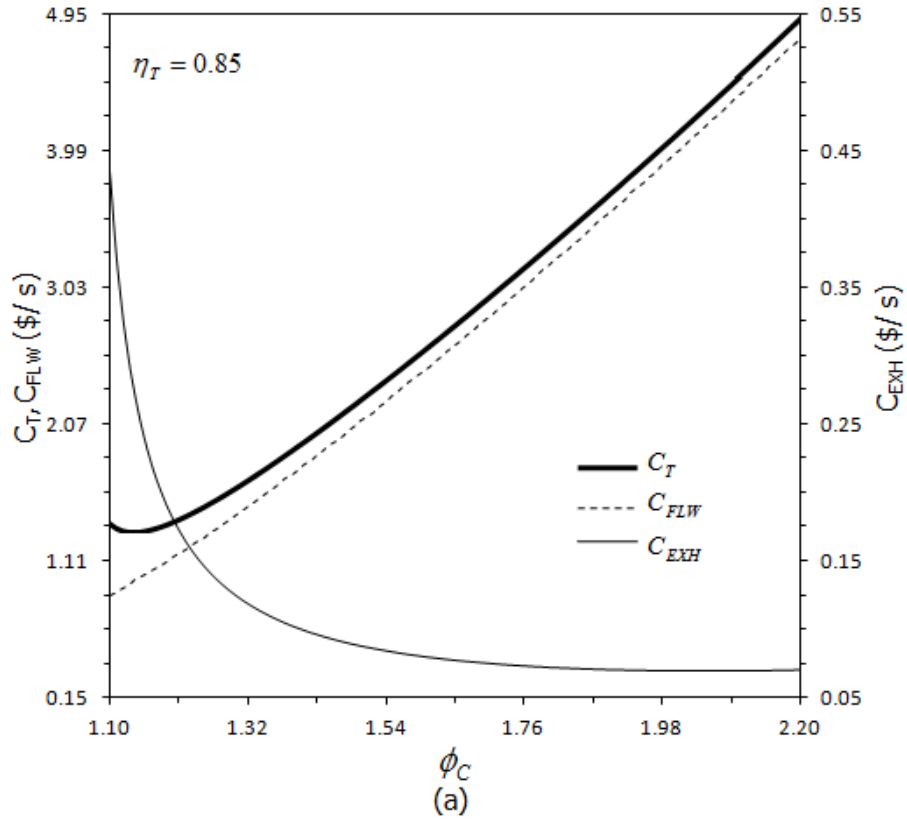
Şekil 4.8 Kompresör basınç oranı parametresi ile (a) toplam ekserji maliyeti, akış hatları ekserji maliyetleri ve çevresel ekserji maliyetlerinin, (b) yakıt ekserjisi ve ekserji bozunum maliyetlerinin, çevrimin maksimum sıcaklık oranı parametresi ile değişimi ($\alpha = 5.0$).

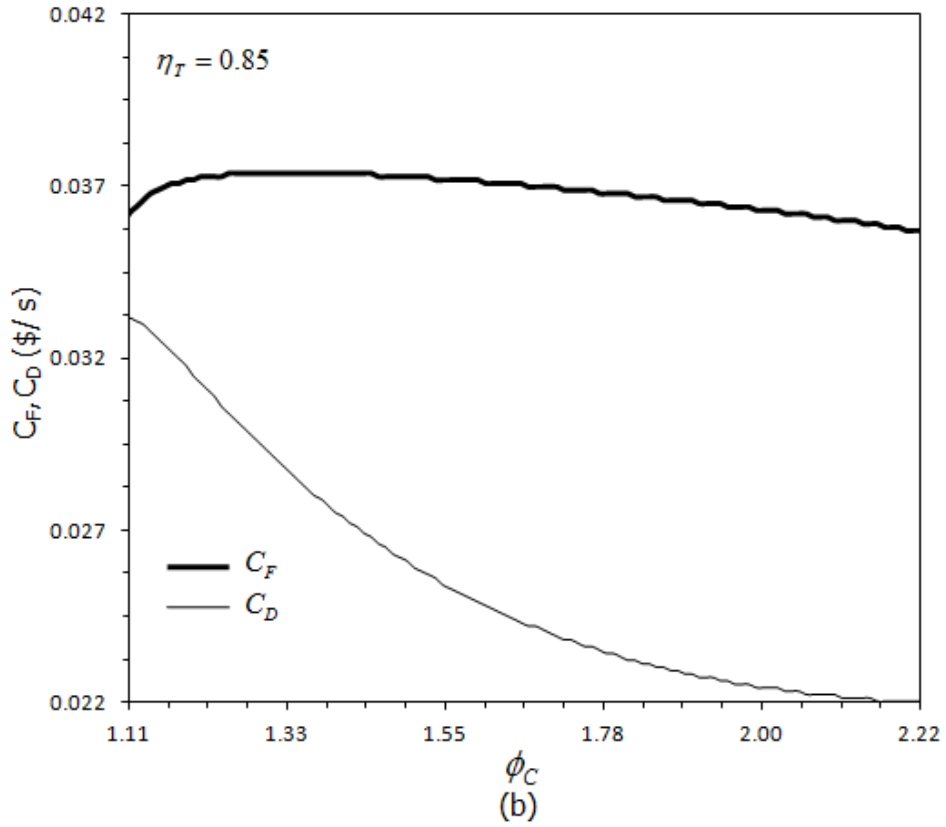
Şekil 4.9.b’de yakıt ekserji maliyeti (C_F) ve ekserji bozunum maliyetlerinin (C_D), kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_C) değerlerinin, yine kompresör izentropik verimi $\eta_C = 0.85$ ’de sabit iken, değişimleri analiz edilmiştir. Bu analize göre yakıt ekserji maliyetleri belirli bir kompresör basınç oranı parametresi değerine kadar artmakta ve bir optimum noktaya ulaştıktan sonra azalmaya başlamaktadır. Ekserji bozunum maliyetleri, artan kompresör basınç oran değerlerinde, azalmaktadır.



Şekil 4.9 Kompresör basınç oranı parametresi ile (a) toplam ekserji maliyeti, akış hatları ekserji maliyetleri ve çevresel ekserji maliyetlerinin, (b) yakıt ekserjisi ve ekserji bozunum maliyetlerinin, kompresör izentropik verimi ile değişimi ($\eta_c = 0.85$).

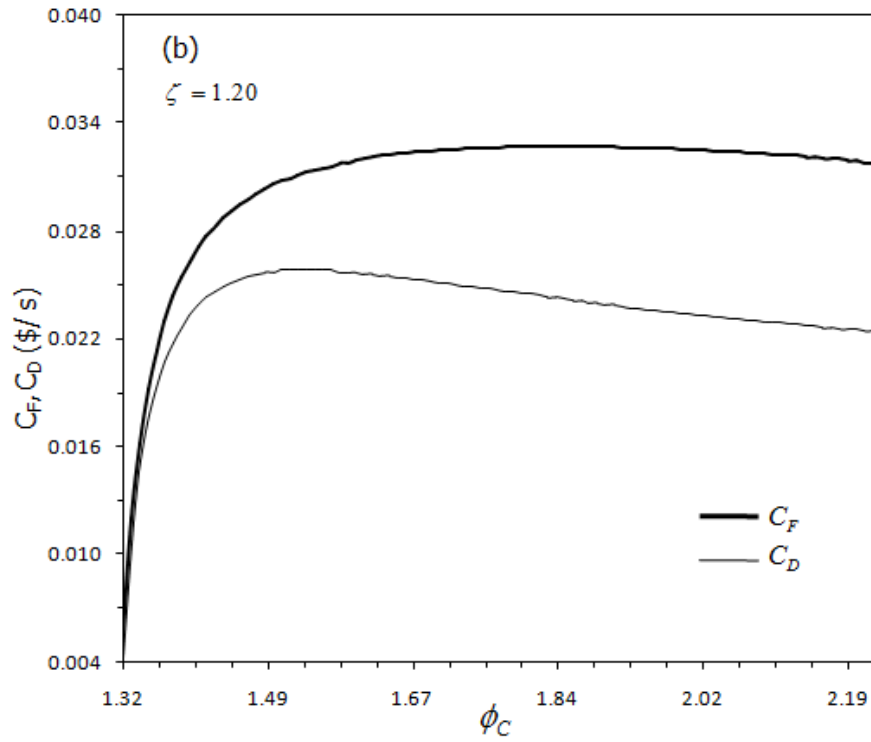
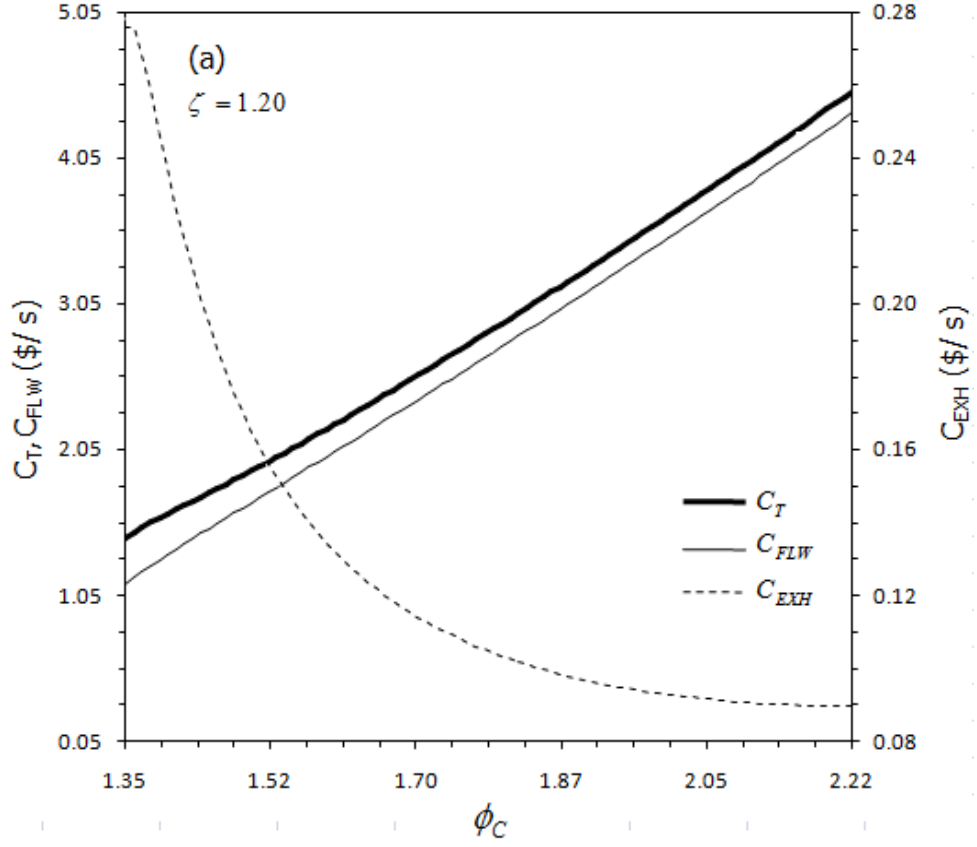
Kompresör basınç oranı parametresi ile türbin izentropik verimi ($\eta_T = 0.85$) sabit değerinde iken, maliyetlerin değişimlerini veren grafik Şekil 4.10.a ve Şekil 4.10.b’de verilmiştir. Şekil 4.10.a’da görüldüğü gibi, toplam ekserji maliyeti (C_T) ve akış hatları maliyetleri (C_{FLW}), kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_C) değeri ile birlikte artmaktadır. Ancak yakıt ekserji maliyeti (C_F) artan kompresör basınç oranı parametresinin (ϕ_C) belirli bir değerine kadar artarken optimum bir noktaya (C_F)_{max} ulaşmakta ve ardından azalmaya başlamaktadır. Ekserji bozunum maliyetleri ise artan kompresör basınç oranı (ϕ_C) değeri ile azalmaktadır (Şekil 4.10.b). Şekil 4.11.a ve Şekil 4.11.b ile yapılan çalışmada kompresör basınç oranı parametresi (ϕ_C) ile toplam ekserji maliyetleri, akış hatları maliyetleri, çevresel ekserji maliyetleri ile yakıt ekserji maliyetleri ve ekserji bozunum maliyetlerinin, basınç kayıp parametresi $\zeta = 1.20$ sabit değerinde iken etkisi araştırılmıştır. Grafikten anlaşıldığı üzere basınç oranı parametresinin (ϕ_C) artan değerlerine karşılık, toplam ekserji maliyeti (C_T) ve akım hattı ekserji maliyetleri (C_{FLW}) artan yönde etkileniyorken, çevresel ekserji maliyeti azalan yönde etkilenmektedir (Şekil 4.11.a).





Şekil 4.10 Kompresör basınç oranı parametresi ile (a) toplam ekserji maliyeti, akış hatları ekserji maliyetleri ve çevresel ekserji maliyetlerinin, (b) yakıt ekserjisi ve ekserji bozunum maliyetlerinin, türbin izentropik verimi ile değişimi ($\eta_T = 0.85$).

Şekil 4.11.b’de kompresör basınç oranı parametresinin (ϕ_C) artan bir değerine kadar yakıt ekserji maliyeti ($\dot{C}_F$) ve ekserji bozunum maliyetinin ($\dot{C}_D$) hızla artmakta olduğu daha sonra bu artış hızının yavaşlayarak, yakıt ekserji maliyetlerinde neredeyse sabit kaldığı ancak çevresel ekserji maliyetinde düşüşün belirgin bir şekilde devam ettiği görülmektedir.



Şekil 4.11 Kompresör basınç oranı parametresi ile (a) toplam ekserji maliyeti, akış hatları ekserji maliyetleri ve çevresel ekserji maliyetlerinin, (b) yakıt ekserjisi ve ekserji bozunum maliyetlerinin, basınç kayıp parametresi ile değişimi ($\zeta = 1.20$).

4.11 Ekserjoekonomik Modele Göre Analiz ve Optimizasyon Sonuçları

Bu bölümde kapalı çevrime göre çalışan, rejeneratörlü, basınç kayıplı ve tersinmez gaz türbinli bir tesis modeli, içerisinde çevresel ekserji maliyet bileşeninin de yer aldığı ekserjoekonomik yaklaşım ile tesisin tasarım parametrelerinin maliyetlere etkileri, nümerik olarak analiz edilmiştir. Literatürde proseslerin termoeekonomik analizleri için çeşitli sayıda ekserjoekonomik yaklaşımlar vardır. Burada Bejan'ın (1996) maliyet modeli kullanılmıştır. Çoğunlukla SPECO yaklaşımı adı da verilen bu model daha çok maliyet denge denklemleri ile ifade edilmiştir. Bir tesiste maliyet denge denklemleri, tesisin her bir bileşenine giren akım ve çıkan akım maliyetleri ile komponentlerin ilk yatırım maliyetlerinden oluşturulmuştur. Bu şekilde toplam ekserji maliyetinin içinde yer alan akım maliyetleri elde edilmiştir. Bunun yanında yakıt ekserji maliyetleri, ekserji bozunum maliyetleri, çevresel ekserji maliyetleri de toplam maliyet bileşenleri içerisinde yer almaktadır. Böylece tesisin toplam ekserji maliyet analizi ve optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla grafiksel sonuçlar elde edilmiş ve analizler bu grafikler üzerinden nümerik olarak yapılmış ve elde edilen bulgular tezin beşinci bölümünde yorumlanmıştır. Özet olarak, analizlerde elde edilen bulgulara dayanarak, tesisin tasarım parametrelerine bağlı ekserji maliyet bileşenlerinin değişim aralıkları Çizelge (4.6)'de verilmiştir.

Çizelge 4.6 Tesis tasarım parametreleri ile maliyet bileşenlerinin değişim aralıkları.

Toplam ekserji maliyet bileşenleri (\$/ s)		Tesis tasarım parametreleri				
		$\varepsilon_R = 0.90$	$\alpha = 5.0$	$\eta_C = 0.85$	$\eta_T = 0.85$	$\zeta = 1.20$
C_{FLW}	max.	4.90	0.22	4.87	4.87	4.36
	min.	1.16	0.12	0.87	0.87	0.94
C_{EXH}	max.	0.43	0.40	0.43	0.43	0.28
	min.	0.07	0.18	0.07	0.07	0.09
C_F	max.	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03
	min.	0.04	0.04	0.04	0.04	0.01
C_D	max.	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
	min.	0.02	0.03	0.02	0.02	0.01

Çizelge (4.6) ile tasarım parametrelerine bağlı olarak toplam maliyet bileşenlerinin en düşük ve en yüksek değişim değerlerini göstermektedir. Sonuçlar değişken tasarım parametrelerine bağlı olarak elde edilmiştir. Ancak Çizelge (4.6) ile gösterilen sonuçlar en yüksek etkiye sahip olan tasarım parametre değerine göre verilmiştir. Buna göre,

tasarım parametrelerinden olan rejeneratör etkinlik değeri, $\varepsilon_R = 0.70, 0.80$ ve 0.90 için sonlu zaman termoeekonomik analizi yapılmış, $\alpha = 5.0$, $\eta_C = 0.85$, $\eta_T = 0.85$ ve $\zeta = 1.20$ değerlerinde sabit iken, Çizelge (4.6)' de yalnızca $\varepsilon_R = 0.90$ ' na karşılık gelen toplam maliyet bileşenlerinin ϕ_C ' ye göre değişimin en düşük ve en yüksek değerleri verilmiştir. Benzer uygulamalar diğer tasarım parametreleri için de yapılarak Çizelge (4.6) elde edilmiştir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Literatür çalışmalarında, enerji üretim sistemlerinde enerji verimliliğinin ekonomik açıdan incelenmesi amacıyla çeşitli analiz yöntemleri kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden bazıları klasik termoeconomik performans analizi, sonlu zaman termoeconomik performans analizi ve eksejoekonomik performans analiz yöntemleridir. Ancak bu çalışmalarda çevresel etkilerin doğurduğu olumsuzluklardan kaynaklanan maliyetler, enerji üretim tesislerinde yukarıda bahsedilen yöntemlerin hiçbirinin içerisinde yer almamaktadır. Çoğunlukla ayrı bir yöntem olarak hesaplanmakta ve adına dışsal maliyet veya sosyal maliyet denilmektedir. Bu maliyet analizleri oldukça karmaşıktır ve enerji üretim tesislerinin termoeconomik analizlerinde tek başına kullanılamazlar. Çünkü bu yöntemlerde çevresel maliyetler enerji üretim tesislerinin ürettiği güçten ve dolayısıyla tükettikleri yakıttan bağımsız olmaktadır. Ayrıca bu yöntemler tüm enerji santrallerini aynı sınıftan kabul etmektedirler. Hâlbuki enerji üreten tesisler çeşitli tipte ısı makinelerinden ve farklı tip yakıtlardan enerji elde etmektedirler. Bu nedenle çevreye salınan zararlı egzoz gazları farklı boyutlarda olabilmektedirler. Dolayısıyla çevresel maliyet kriterlerinin, enerji üretim tesislerinin mevcut maliyet performans analizlerinin içerisinde yer vermek daha sağlıklı performans ve optimizasyon analizlerinin gerçekleştirilmesini imkan sağlayacaktır. Tezde analizlerde yer verilen çevresel maliyet, tesisde yanma prosesi ile açığa çıkan zararlı egzoz gazlarının kütleli debisi ve birim egzoz gazı kütlesi başına maliyetinin fonksiyonu olarak değerlendirilmiştir. Burada egzoz gazı miktarları hesabı, enerji üretim tesisinin gücüne, yakıt tipine, hava-yakıt oranına, yanma basıncına ve yanma sonu sıcaklığına bağlı olarak hesaplanmıştır. Bu çalışmada tanıtılmış olan termoeconomik amaç fonksiyonu kullanılarak, aynı tip kapalı çevrime göre çalışan, rejeneratörlü, basınç kayıplı ve tersinmez gaz türbinli bir enerji tesisi için farklı

termoekonomik maliyet performansı analiz ve optimizasyonları gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu çalışma ile elde edilen sonuçlar ve yapılan yorumlar, tezin her bir bölümü için, genel olarak aşağıdaki şekilde verilmiştir.

Tezin ikinci bölümünde, klasik termoekonomik performans kriteri olarak toplam maliyet, içerisinde çevresel maliyet bileşenini de ihtiva edecek şekilde tanımlanmıştır. Çevresel maliyet bileşeni, tesiste yanma prosesi sonucu açığa çıkan ve atmosfere salınan zararlı egzoz gazlarının kütesel debileri ile birim egzoz gazı maliyetlerinin çarpımından ibarettir. Birim egzoz gazı maliyetlerine ait değerler literatürden alınmıştır. Klasik termoekonomik optimizasyon çalışmaları için amaç fonksiyonu, tesisten elde edilen net güç çıktısının, toplam maliyete oranı olarak ifade edilmiştir. Egzoz gazlarının hesaplamalarında Ferguson (1986)'un önerdiği ve tahmin hesabına dayanan yöntemi tercih edilmiştir [85]. Bu yöntemde Ferguson, iki farklı program kodu geliştirmiştir. Kısaca adı FARG (Fuel Air Residual Gas) olan birinci kod, yanma sonucu sıcaklığı 1000 K'nin altında olan karışımların; ECP (Equilibrium Combustion Products) adlı ikinci kod ile yanma sonucu sıcaklığının 1000 K'den büyük olan karışımların, dengedeki yanma ürünlerine ait mol oranları ve termodinamik özelliklerini hesaplamaktadır.

Nümerik çalışmalar için ikinci bölüme ait olan klasik termoekonomik denklemlerin tamamı FORTRAN programlama dili kullanılarak kodlanmış ve grafikler elde edilmiştir. Analizlerde termoekonomik amaç fonksiyonu ile tesisin net gücü, termik verimi ve kompresör basınç oranının, farklı maksimum sıcaklık oranları, rejeneratör etkinliği, basınç kayıp parametresi, kompresör ve türbin izentropik verimlerine bağlı olarak etkileşimleri araştırılmıştır. Bunun yanında klasik termoekonomik modele göre kompresör basınç oranı parametresinin toplam maliyet ve bileşenlerine etkileri araştırılmıştır. Buna göre, analizlerde elde edilen bulgulara dayanarak, tesisin tasarım parametrelerine bağlı maliyet bileşenlerinin değişim aralıkları için şunlar söylenebilir:

- Yakıt maliyetleri; rejeneratör etkinlik değerinin $\varepsilon_R = 0.88$ olduğu şartlarda $0.45 (\$/s) \leq C_F \leq 1.42 (\$/s)$ aralıklarında, tesisin basınç kayıp parametresi $\zeta = 1.10$ olduğu şartlarda $0.12 (\$/s) \leq C_F \leq 1.32 (\$/s)$ aralıklarında, kompresör izentropik verimi $\eta_C = 0.86$ olduğu şartlarda $0.52 (\$/s) \leq C_F \leq 1.44 (\$/s)$ aralıklarında, türbin izentropik verimi $\eta_T = 0.86$ olduğu

şartlarda $0.52 (\$/s) \leq C_F \leq 1.45 (\$/s)$ aralıklarında, çevrimin maksimum sıcaklık oranı $\alpha = 5.0$ olduğu şartlarda $0.52 (\$/s) \leq C_F \leq 1.43 (\$/s)$ aralıklarında, değişmektedir. Bu tezde yakıt maliyetleri için elde edilen sonuçların, literatür çalışmalarıyla kıyaslandığı zaman bir uyum olduğu görülmektedir. Literatürde elde edilen bazı bulgular şu şekildedir: Seyyedi vd. [19] yaptıkları çalışmada yakıt maliyet aralığını, $0.306 (\$/s) \leq C_F \leq 0.361 (\$/s)$ olarak elde etmişlerdir. Valero vd.'nin [6] yaptıkları çalışmalarında yakıt maliyetini $C_F = 0.325 (\$/s)$ olarak vermişlerdir.

- İlk yatırım maliyetlerinin değişim aralıkları tüm tasarım parametrelerinde hemen hemen sabit bir değer olarak elde edilmiştir. Tüm tesis tasarım parametrelerinde bu değer yaklaşık olarak $C_{I,\min} = 0.04 (\$/s)$ şeklindedir. Literatür ile kıyaslandığında bu sonucun doğal olduğu görülmektedir. Örneğin, ilk yatırım maliyetleri için; Valero vd. [6] $C_I = 0.037 (\$/s)$, Seyyedi vd. [19] $C_I = 0.06 (\$/s)$ sonuçlarını elde etmişlerdir.
- Çevresel maliyetler; rejeneratör etkinlik değerinin $\varepsilon_R = 0.88$ olduğu şartlarda $3.7 \times 10^{-4} (\$/s) \leq C_{ENV} \leq 1.2 \times 10^{-3} (\$/s)$ aralıklarında, tesisin basınç kayıp parametresi $\zeta = 1.10$ olduğu şartlarda $1.0 \times 10^{-4} (\$/s) \leq C_{ENV} \leq 1.1 \times 10^{-3} (\$/s)$ aralıklarında, kompresör izentropik verimi $\eta_C = 0.86$ olduğu şartlarda $4.3 \times 10^{-4} (\$/s) \leq C_{ENV} \leq 1.2 \times 10^{-3} (\$/s)$ aralıklarında, türbin izentropik verimi $\eta_T = 0.86$ olduğu şartlarda $4.3 \times 10^{-4} \leq C_{ENV} \leq 1.2 \times 10^{-3} (\$/s)$ aralıklarında, çevrimin maksimum sıcaklık oranı $\alpha = 5.0$ olduğu şartlarda $4.3 \times 10^{-4} (\$/s) \leq C_{ENV} \leq 1.2 \times 10^{-3} (\$/s)$ aralıklarında, değişmektedir. Çevresel maliyet konusunda, Avval vd. [96] yaptıkları bir çalışma ile $0.004 (\$/s) \leq C_{ENV} \leq 0.003 (\$/s)$ sonuç aralığını elde etmişler ve sunmuşlardır. Bu sonuç bu tezden elde edilen sonuçlarla büyük uyum göstermektedir.
- Toplam maliyetler; rejeneratör etkinlik değerinin $\varepsilon_R = 0.88$ olduğu şartlarda $0.49 (\$/s) \leq C_T \leq 1.47 (\$/s)$ aralıklarında, tesisin basınç kayıp parametresi $\zeta = 1.10$ olduğu şartlarda $0.16 (\$/s) \leq C_T \leq 1.37 (\$/s)$ aralıklarında, kompresör

izentropik verimi $\eta_C = 0.86$ olduğu şartlarda $0.56 (\$/s) \leq C_T \leq 1.48 (\$/s)$ aralıklarında, türbin izentropik verimi $\eta_T = 0.86$ olduğu şartlarda $0.56 (\$/s) \leq C_T \leq 1.50 (\$/s)$ aralıklarında, çevrimin maksimum sıcaklık oranı $\alpha = 5.0$ olduğu şartlarda $0.56 (\$/s) \leq C_T \leq 1.48 (\$/s)$ aralıklarında, değişmektedir. Literatürde yapılan çalışmalarda toplam maliyetlerin değişim aralığı Valero vd [6] tarafından $C_T = 0.362 (\$/s)$, Fellah, MG. vd [78] tarafından $C_T = 0.306 (\$/s)$ ve Seyyedi vd. [19] tarafından $C_T = 0.390 (\$/s)$ olarak tespit edilmiş ve bu tezde elde edilen sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür.

- Literatür çalışmalarından elde edilen ortalama toplam maliyetin $0.35 (\$/s)$ olduğu göz önüne alındığında, bu tez çalışmasından elde edilen ortalama toplam maliyetin $0.50 (\$/s)$ değeri ile %41.8' lik bir artış sağlanmıştır. Yukarıda açıklanan sonuçların daha anlaşılır olması bakımından tüm sonuçlar bir çizelge içerisinde derlenerek verilmiştir (Çizelge 2.4). Sonuç olarak, tesisin ilk yatırım maliyetlerinin sabit olduğu; çevresel maliyetlerin $1.10 \cdot 10^{-4} (\$/s)$ ile $1.20 \cdot 10^{-3} (\$/s)$ değer aralıklarında değişim gösterdikleri görülmüştür. Çevresel maliyete maksimum etkiyi, kompresör izentropik verimi oluştururken, minimum etkiyi tesis basınç kayıp parametresi oluşturmuştur. Ayrıca yakıt maliyetlerinin, toplam maliyet bileşenleri içerisinde en büyük paya sahip olduğu görülmüştür. Buna göre en büyük yakıt maliyeti $1.46 (\$/s)$ iken en düşük yakıt maliyeti yaklaşık $0.45 (\$/s)$ ' dir.

Üçüncü bölümde, kapalı çevrime göre çalışan, rejeneratörlü basınç kayıplı bir gaz türbinli tesisin sonlu zaman termodinamği yöntemine göre performans analizi ve optimizasyonu yapılmıştır. Bu bölümde tesisin toplam maliyeti, ilk yatırım maliyeti, yakıt maliyeti, çevresel maliyet ve işletme-bakım maliyetlerinden oluşturulmuştur. Çevresel maliyetler, tesisin entropi üretimi, çevre sıcaklığı ve birim entropi üretim maliyeti parametresine bağlı bir fonksiyon olarak tanımlanmıştır. Termoeconomik amaç fonksiyonu bu bölümde de birim toplam maliyet başına güç çıktısı olarak ifade edilmiştir. Elde edilen denklemler nümerik analiz yöntemiyle çözümlenmiştir. Bu amaçla tüm denklemler FORTRAN programlama diliyle kodlanmış ve sonuçlar elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar grafiksel olarak sunulmuştur. Sunulan grafiksel çalışmalar ile termoeconomik amaç fonksiyonu ile tesisin kompresör basınç oranı parametresi, boyutsuz net güç çıktısı, termik verimi ve boyutsuz entropi üretim

arasındaki ilişkiler, farklı rejeneratör etkinlik değerlerinde, kompresör ve türbin izentropik verimleri değerlerinde, basınç kayıp parametresi değerlerinde ve Kaynak sıcaklık oranları değerlerine göre incelenmiştir. Ayrıca optimum basınç oranı parametresi denklemi çıkarılmış olup analizlerde elde edilen bulgulara dayanarak, tesisin tasarım parametrelerine bağlı maliyet bileşenlerinin değişim aralıkları aşağıdaki şekilde yorumlar yapılmıştır.

- Yakıt maliyetleri; rejeneratör etkinlik değerinin $\varepsilon_R = 0.90$ olduğu şartlarda $383 (\$/s) \leq C_F \leq 830 (\$/s)$ aralıklarında, tesisin basınç kayıp parametresi $\zeta = 1.15$ olduğu şartlarda $252 (\$/s) \leq C_F \leq 751 (\$/s)$ aralıklarında, kompresör izentropik verimi $\eta_C = 0.90$ olduğu şartlarda $578 (\$/s) \leq C_F \leq 852 (\$/s)$ aralıklarında, türbin izentropik verimi $\eta_T = 0.90$ olduğu şartlarda $425 (\$/s) \leq C_F \leq 784 (\$/s)$ aralıklarında, ısı kaynakları sıcaklık oranı $\tau = 5.0$ olduğu şartlarda $130 (\$/s) \leq C_F \leq 608 (\$/s)$ aralıklarında, değişmektedir.
- İlk yatırım maliyetleri hemen hemen sabit bir değer olarak elde edilmiştir. Tüm tesis tasarım parametrelerinde bu değer $C_I = 14 (\$/s)$ şeklindedir.
- Çevresel maliyetler; rejeneratör etkinlik değerinin $\varepsilon_R = 0.90$ olduğu şartlarda $14 (\$/s) \leq C_{ENV} \leq 68 (\$/s)$ aralıklarında, tesisin basınç kayıp parametresi $\zeta = 1.15$ olduğu şartlarda $19 (\$/s) \leq C_{ENV} \leq 62 (\$/s)$ aralıklarında, kompresör izentropik verimi $\eta_C = 0.90$ olduğu şartlarda $14 (\$/s) \leq C_{ENV} \leq 70 (\$/s)$ aralıklarında, türbin izentropik verimi $\eta_T = 0.90$ olduğu şartlarda $16 (\$/s) \leq C_{ENV} \leq 65 (\$/s)$ aralıklarında, ısı kaynakları sıcaklık oranı $\tau = 5.0$ olduğu şartlarda $9 (\$/s) \leq C_{ENV} \leq 47 (\$/s)$ aralıklarında, değişmektedir.
- İşletme-bakım maliyetleri; rejeneratör etkinlik değerinin $\varepsilon_R = 0.90$ olduğu şartlarda $0.13 (\$/s) \leq C_{OM} \leq 13 (\$/s)$ aralıklarında, tesisin basınç kayıp parametresi $\zeta = 1.15$ olduğu şartlarda $0.02 (\$/s) \leq C_{OM} \leq 8 (\$/s)$ aralıklarında, kompresör izentropik verimi $\eta_C = 0.90$ olduğu şartlarda $0.12 (\$/s) \leq C_{OM} \leq 15 (\$/s)$ aralıklarında, türbin izentropik verimi $\eta_T = 0.90$

olduğu şartlarda $0.10 (\$/s) \leq C_{OM} \leq 12 (\$/s)$ aralıklarında, ısı kaynakları sıcaklık oranı $\tau = 5.0$ olduğu şartlarda $0.11 (\$/s) \leq C_{OM} \leq 8 (\$/s)$ aralıklarında, değişmektedir.

- Grafikler incelendiğinde işletme-bakım maliyetlerini optimum yapan bir kompresör basınç oranı parametresi değerleri olduğu anlaşılmaktadır. İşletme-bakım maliyetlerinin optimum olduğu noktalardaki kompresör basınç oranı değerlerinin değişim aralıkları $1.63 \leq \phi_c \leq 1.89$ olduğu gözlemlenmiştir. Üçüncü bölümde yapılan analiz ve optimizasyon çalışmaları ile elde edilen bulguların neticesinde, kompresör izentropik verimi (η_c)'nin, yakıt maliyetlerini, çevresel maliyeti ve işletme- bakım maliyetlerini en çok etkileyen tesis tasarım parametresi olduğu sonucu elde edilmiştir. Özet olarak, ilk yatırım maliyetlerinin, tesisin farklı tasarım parametrelerindeki değişimleri 14 (\$/s) olarak sabittir. Yakıt maliyeti, toplam maliyet içerisinde en büyük paya sahip olarak 130 (\$/s) ile 852 (\$/s) aralıklarında değişim göstermişlerdir. Bununla birlikte çevresel maliyetler, toplam maliyetler içerisindeki payı ikinci sıradır. Bu maliyetlerin en düşük değeri 9 (\$/s) iken en yüksek değeri 70 (\$/s)' dir. Çevresel maliyetler, en büyük değerine kompresör izentropik verimi (η_c) parametresinde ulaşırken en düşük değerine kaynak sıcaklıkları oranı parametresinde (τ) ulaşmıştır. Diğer toplam maliyet bileşeni olan işletme-bakım maliyetleri 0.02 (\$/s) ile 13 (\$/s) aralıklarında değişim göstermiştir. Bu durum daha açık ve anlaşılır olması bakımından Çizelge (3.1)'de gösterilmiştir.

Tezin dördüncü ve son bölümünde aynı termodinamik çevrim modeline göre ekserjoekonomik maliyet modeli kullanılmıştır. Ekserjoekonomik maliyet modeli olarak tanımlanan toplam ekserji maliyeti, ilk yatırım maliyetleri, yakıt ekserji maliyetleri, akım hatları ekserji maliyetleri ekserji bozunumu maliyetleri ile birlikte tesisten atmosfere salınan zararlı egzoz gazlarının çevresel ekserji maliyetlerinden oluşturulmuştur. Termoeekonomik amaç fonksiyonu tesisin birim güç çıktısı ekserji değerinin toplam ekserji maliyetine oranı şeklinde tanımlanmıştır. Çevresel ekserji maliyet modelinde, yanma prosesi sonucu atmosfere salınan egzoz gazlarının ekserjileri hesaplandı ve buradan egzoz gazları ekserji maliyetleri elde edildi. Tesisin ekserjoekonomik analizi için her bir komponentin sistem ve sistem sınırları ayrı ayrı

belirlenmiştir (Şekil 4.1). Akım hatlarının ekserji maliyeti analizlerinde tesis komponentlerinin sınırlarındaki giriş-çıkış şartlarındaki basınç, sıcaklık ve akışkanın kütesel debilerinden yararlanıldı. Hesaplamalar neticesinde tesisin her bir akım hattına ait olan entalpi ve entropi değerleri elde edilmiştir. Egzoz gazlarına ait ekserji hesaplarında, gazların termik, mekanik ekserjilerinin yanında kimyasal ekserjileri de dikkate alınmıştır. Bu aşamadan sonra tesise ait ekserjoekonomik denklemler geliştirilmiştir. Elde edilen denklemler, ekserjoekonomik analizlerde yaygın olarak kullanılan SPECO metoduna göre nümerik olarak çözümlenmiştir. Nümerik çözümler FORTRAN programlama kodları ile yapılmıştır. Analiz ve optimizasyon çalışması ile tesisin termoeekonomik amaç fonksiyonu ile tesisin net güç çıktısı, termik verimi ve kompresör basınç oranı parametresinin farklı rejeneratör etkinlik değerlerinin, maksimum sıcaklık oranı değerlerinin, kompresör ve türbin izentropik verimleri değerlerinin ve basınç kayıp parametresi değerlerinin etkileri incelenmiştir. Ayrıca, ekserjoekonomik modele göre kompresör basınç oranı parametresinin toplam ekserji maliyeti ve bileşenlerine etkileri analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekilde yorumlanmıştır:

- Yakıt ekserji maliyetleri; rejeneratör etkinlik değerinin $\varepsilon_R = 0.90$ olduğu şartlarda $C_F = 0.04$ (\$/s) iken, tesisin basınç kayıp parametresi $\zeta = 1.20$ olduğu şartlarda 0.01 (\$/s) $\leq C_F \leq 0.03$ (\$/s) aralıklarında, kompresör izentropik verimi $\eta_C = 0.85$ ve türbin izentropik verimi $\eta_T = 0.85$ olduğu şartlarda $C_F \leq 0.04$ (\$/s) değerindedir. Çevrimin maksimum sıcaklık oranı $\alpha = 5.0$ olduğu şartlarda da, yakıt ekserji maliyetinin $C_F = 0.04$ (\$/s) değerinde sabit olduğu görülmektedir.
- Çevresel ekserji maliyetler; rejeneratör etkinlik değerinin $\varepsilon_R = 0.90$ olduğu şartlarda 0.07 (\$/s) $\leq C_{EXH} \leq 0.43$ (\$/s) aralıklarında, tesisin basınç kayıp parametresi $\zeta = 1.20$ olduğu şartlarda 0.09 (\$/s) $\leq C_{EXH} \leq 0.28$ (\$/s) aralıklarında, kompresör izentropik verimi $\eta_C = 0.85$ olduğu şartlarda 0.07 (\$/s) $\leq C_{EXH} \leq 0.43$ (\$/s) aralıklarında, türbin izentropik verimi $\eta_T = 0.85$ olduğu şartlarda 0.07 (\$/s) $\leq C_{EXH} \leq 0.43$ (\$/s) aralıklarında, ısı kaynakları

sıcaklık oranı $\alpha = 5.0$ olduğu şartlarda $0.18 (\$/s) \leq C_{EXH} \leq 0.40 (\$/s)$ aralıklarında, değişmektedir.

- Akış hattı ekserji maliyetleri; rejeneratör etkinlik değerinin $\varepsilon_R = 0.90$ olduğu şartlarda $1.16 (\$/s) \leq C_{FLW} \leq 4.90 (\$/s)$ aralıklarında, tesisin basınç kayıp parametresi $\zeta = 1.20$ olduğu şartlarda $0.94 (\$/s) \leq C_{FLW} \leq 4.36 (\$/s)$ aralıklarında, kompresör izentropik verimi $\eta_C = 0.85$ olduğu şartlarda $0.87 (\$/s) \leq C_{FLW} \leq 4.87 (\$/s)$ aralıklarında, türbin izentropik verimi $\eta_T = 0.85$ olduğu şartlarda $0.87 (\$/s) \leq C_{FLW} \leq 4.87 (\$/s)$ aralıklarında, ısı kaynakları sıcaklık oranı $\alpha = 5.0$ olduğu şartlarda $0.12 (\$/s) \leq C_{FLW} \leq 0.22 (\$/s)$ aralıklarında, değişmektedir.
- Ekserji bozunum maliyetleri; rejeneratör etkinlik değerinin $\varepsilon_R = 0.90$ olduğu şartlarda $0.02 (\$/s) \leq C_D \leq 0.03 (\$/s)$ aralıklarında, tesisin basınç kayıp parametresi $\zeta = 1.20$ olduğu şartlarda $0.01 (\$/s) \leq C_D \leq 0.03 (\$/s)$ aralıklarında, kompresör izentropik verimi $\eta_C = 0.85$ olduğu şartlarda $0.02 (\$/s) \leq C_D \leq 0.03 (\$/s)$ aralıklarında, türbin izentropik verimi $\eta_T = 0.85$ olduğu şartlarda $0.02 (\$/s) \leq C_D \leq 0.03 (\$/s)$ aralıklarında değişirken, ısı kaynakları sıcaklık oranı $\alpha = 5.0$ olduğu şartlarda $C_D = 0.03 (\$/s)$ değerinde sabit olduğu görülmektedir.

Yapılan analiz ve optimizasyon sonucunda toplam ekserji maliyeti içerisinde en büyük paya akım hatları maliyetlerinin sahip olduğu görülmüştür. Bu maliyetlerin değişim aralıkları $0.12 (\$/s)$ ile $4.90 (\$/s)$ olarak belirlenmiştir. Çevresel ekserji maliyetleri, toplam ekserji maliyeti içerisinde ikinci en büyük paya sahip maliyetler olarak karşımıza çıkmıştır. Yapılan çalışma ile çevresel ekserji maliyetlerinin $0.07 (\$/s)$ ile $0.43 (\$/s)$ değer aralıklarında değiştiği gözlenmiştir. Tesisin rejeneratör etkinlik değeri, kompresör izentropik verimi ve türbin izentropik verimi, çevresel ekserji maliyetlerine maksimum etkiyi oluştururken, minimum etkinin de aynı tasarım parametrelerince sağlandığı tespit edilmiştir. Yakıt maliyetlerinin ise en düşük değeri $0.01 (\$/s)$ iken en yüksek değerinin $0.04 (\$/s)$ olduğu belirlenmiştir. Literatürde, ekserjoekonomik analizlerden elde edilen toplam maliyetlerin $0.362 (\$/s)$ ile $1.514 (\$/s)$ aralıklarında değiştiği gözlemlenmektedir [64, 68, 74, 79]. Buna göre ortalama toplam maliyet 0.95

(\$/s)' dir. Bu tez çalışmasında hesaplanan ortalama toplam maliyetin en büyük değeri 1.175 (\$/s)'dir. Bu değer, literatür çalışmalarından elde edilen ortalama toplam maliyetinden %11.3 fazla olmasına rağmen maksimum değerin altında kalmaktadır. Sonuç olarak bu tezin ekserjoekonomik analizler bölümünden elde edilen sonuçların kabul edilebilir olduğunu söylemek mümkündür. Yukarıda açıklanan sonuçların daha anlaşılır olması bakımından tüm sonuçlar bir çizelge içerisinde derlenerek dördüncü bölümün sonuç kısmında özet olarak verilmiştir (Çizelge 4.6).

Çevre kirliliği ekonomik açıdan negatif etkileri olan bir sorundur. Çevre kirliliği, dünya ekonomisinin büyüme hızı, dünya nüfusunun artış hızı, yeni teknolojilerin üretim hızları, ülkelerin gelişmişliği gibi büyüklüklerle beraber doğru orantılı olarak hızla artmaktadır. Tüm bu parametreler ekonomiyi doğrudan etkileyen unsurlar olduğundan, çevre kirliliği ve ekonomi birlikte düşünülüp değerlendirilebilir.

Ekonomik büyümenin en önemli enstrümanlarından biri de enerji arzıdır. Çevre kirliliği toplumun yaşam kalitesini olumsuz yönde etkileyen bir durum olduğundan, mali boyutlarının da çok büyük olabileceğini söylemek mümkündür. Bu nedenle enerji arzı için yeni ve gelişen teknolojilerin üretim maliyetlerinin içerisine, çevre kirliliğinin neden olabileceği maliyetlerin de dahil edilmesi gerekmektedir.

Netice olarak enerjinin arzı için teknolojik yatırımlara karar verilirken, çevre kirliliğini en aza indireyecek ekonomik çözümlerin üretilmesi gerekmektedir. Bu durum fosil yakıtların kullanıldığı her disiplin için geçerlidir. Yani çevre kirliliğine neden olabilecek tüm termik santraller; kara, hava ve deniz taşımacılığı ile ilgili tüm araçlar; ağır sanayiler gibi enerji bağımlısı kaynakların, çevre maliyetlerini azaltacak ancak enerji üretimlerini arttıracak çözümler geliştirmek durumundadırlar.

KAYNAKLAR

-
- [1] Kavlak, K., (2005). “Dünyada ve Türkiye’de Enerji verimliliği ve Türk sanayiinde Enerji verimliliğinin incelenmesi”, uzmanlık tezi, yayın no: DPT: 2689.
 - [2] Er, F., (2002). “Çevre Maliyet İlişkisinin Ekonomik Sonuçları”, <http://archiveismmmmo.org.tr/docs/malcozum>, 25 Şubat 2011.
 - [3] Enerji Enstitüsü, Türkiye’ nin Kurulu Gücü, <http://enerjiinstitutusu.com/turkiye>, 19 Temmuz 2012.
 - [4] Aruoba, Ç., (1997). İnsan Çevre Toplum, 2. Baskı, İmge Kitabevi, Ankara.
 - [5] Yılmazoğlu, M.Z. ve Rahim, M.A., (2010). “Gaz türbinli santrallerde çevre sıcaklığı ve basıncının santral performansına etkileri”, J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ., 25(3): 495-503.
 - [6] Valero A., Lozano A. M., Serra L., Tsatsaronis G., Pısa J., Frangopoulos C., Von Spakovsky M. R., (1994). “CGAM Problem: Defination and Conventional Solution”, Energy, 19: 279-286.
 - [7] Lozano, M. A. ve Valero, A., (1993). “Thermoeconomic Analysis of Gas Turbine Cogeneration Systems”, ASME.
 - [8] Frangopoulos, C.A., (1994). “Application Thermodynamic Functional Approach to the CGAM Problem”, Energy, 19 (3):
 - [9] Frangopoulos, C.A., (2003). “Methods of Energy Systems Optimization”, Summer School: Optimization of Energy Systems and Processes, Gliwice, June 24- 27.
 - [10] Utgikar, P.S., Dubey, S.P. , Prasada, P.J., (1995). “Thermoeconomic analysis of gas turbne cogeneration plant- a case study”, Proc.Instn.Mech.Engnrs., 209: 45- 54.
 - [11] Agazzani, A. ve Massardo, A., (1997). “A Tool of Thermoeconomic Analysis and Optimization of Gas, Steam and Combined Plants”, ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power.
 - [12] Massardo, A. F. ve Scialo, M., (2000). “Thermoeconomic Analysis of Gas Turbine Based Cycles”, ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power.
 - [13] Bhargava, R., Bianchi, M., Di Montenegro, G. N., Peretto, A., (2002). “Thermoeconomic Analysis of an Intercooled, Reheated and Recuperated Gas

- Turbine for Cogeneration Application”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 124: 147-154.
- [14] Bhargava, R. ve Peretto, A., (2002). “A Unique Approach for Thermo-economic Optimization of an Intercooled, Reheated and Recuperated Gas Turbine for Cogeneration Applications”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 124: 881-890.
 - [15] Valdes, M., Duran, M.D. ve Rovira, A., (2003). “Thermo-economic Optimization of Combined Cycle Gas Turbine Power Plants Using Genetic Algorithms”, *Applied Thermal Engineering*, 23: 2169-2182.
 - [16] Knight, R., Wown, C., Mitakakis, A., Perz, E., Assadi, M., Möller, B.F., Sen, P., Potts, I., Traverso, A., Torbidoni, L., (2006). “GTPOM: Thermo-Economic Optimization of Whole Gas Turbine Plant”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 128: 535-542.
 - [17] Lazzaretto, A. ve Toffolo, A., (2004). “Energy, Economy and Environment as Objectives in Multi-Criterion Optimization of Thermal Systems Design”, *Energy*, 29: 1139- 1157.
 - [18] Barzegar, H. A, Ahmadi, P., Ghaffarizadeh, A. R., Said, M. H., (2011). “Thermo- Economic- Environmental Multiobjective Optimization of a Gas Turbine Power Plant with Preheater Using Evolutionary Algorithm”, *International Journal of Energy Research*, 35(5): 389-403.
 - [19] Seyyedi, S.M., Ajam, H. ve Farahat, S., (2011). “Thermoenvronomic Optimization of Gas Turbine Cycles with Air Preheat”, *Proc. IMechE, Part A: journal of Power and Energy*, 225: 12- 23.
 - [20] Ehyaei, M.A. ve Mozafari, A., (2010). “Energy, economic and environmental (3E) analysis of a microgasturbine employed for on-site combined heat and power production”, *Energy and Buildings*, 42: 259–264.
 - [21] Ehyaei, M. A., Hakimzadeh, S., Enadi, N., Ahmadi, P., (2012). “Exergy, Economic and Environment (3E) Analysis of Absorption Chiller Inlet Air Cooler Used in Gas Turbine Power Plants”, *International Journal of Energy Research*, 36(12): 486-498.
 - [22] Durmayaz, A., Söğüt, O.S., Şahin, B., Yavuz, H., (2004). “Optimization of Thermal Systems Based on Finite-Time Thermodynamics”, *Progress in Energy and Combustion Science*, 30: 175- 217
 - [23] De Vos, A., (1995). “Endoreversible thermoeconomics”, *Energy Conversion Management*, 3(1): 1-5.
 - [24] De Vos, A., (1997). “Endoreversible economics”, *Energy Conversion Management*, 3(4): 311-7.
 - [25] Bera, N.C. ve Bandyopadhyay, S., (1998). “Effect of combustion on the economic operation of endoreversible Otto and Joule- Brayton engine”, *International journal of Energy Research*, 2(3): 249-56.
 - [26] Bandyopadhyay, S., Bera, N.C. ve Bhattacharyya, S., (2001). “Thermo-economic Optimization of Combined Cycle Power Plants”, *Energy Conversion and Management*, 42: 359-371.

- [27] Wu, C., Chen, L., Sun, F., (1996). "Effect of the heat transfer law on the finite-time exergoeconomic performance of heat engines", *Energy*, 21(12): 1127-4.
- [28] De Vos, A., (1999). "Endoreversible thermodynamics versus economics", *Energy Conversion Management*, 4(10):1009–19.
- [29] Şahin, B. ve Kodal, A.,(2001). " Performance analysis of an endoreversible heat engine based on a new thermoeconomic optimization criterion", *Energy Conversion Management*, 4(9): 1085–93.
- [30] Antar, M.A. ve Zubair, S.M., (2001). " Thermoeconomic considerations in the optimum allocation of heat exchanger inventory for a power plant", *Energy Conversion Management*, 4(10): 1169–79.
- [31] Şahin, B. ve Kodal, A., (1999). "Finite time thermoeconomic optimization for endoreversible refrigerators and heat pumps", *Energy Conversion Management*, 4(9): 951–60.
- [32] Chen, J.C. ve Wu, C., (2000). "Thermoeconomic analysis on the performance characteristics of a multi-stage irreversible combined heat pump system", *Journal of Energy Resources, ASME*, 12(4): 212–6.
- [33] Antar, M.A. ve Zubair, S.M., (2002). "Thermoeconomic considerations in the optimum allocation of heat transfer inventory for refrigeration and heat pump systems", *Journal Energy Resources, ASME*, 12(1): 28–33.
- [34] Chen, L., Fengrui, S. ve Wu, C., (2005). "Thermoeconomics for Endoreversible Heat Engines", *Applied Energy*, 81: 388-396.
- [35] Kumar, S., Tyagi, K. ve Chen, J., (2006). "Performance Evaluation of an Irreversible Regenerative Modified Brayton Heat Engine Based on The Thermoeconomic Criterion", *International Journal of Power and Energy Systems*, 26(1): 66-74.
- [36] Baranco-Jimenez, M.A. (2009). "Finite-Time Thermoeconomic Optimization of Non Endoreversible Heat Engine Model", *Revista Mexicana De FISICA*, 55(3): 211-220.
- [37] Sevilgen S.H., (2002). *Enerji Üretim Sistemlerinin Exergoekonomik Analizi*, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [38] Keenan, J. H., (1932). "Steam Chart for Second-Law Analysis: A Study of Thermodynamic Availability in the Steam Power Plant", *Trans, ASME* 54:195-203.
- [39] Benedict, M. ve Gyftopoulos, E.P., (1949). "Economic Selection of the Components of an Air Separation Process", *Books of Thermodynamics: Second Law Analysis*, 12: 195–202.
- [40] Obert, E.F. ve Gaggioli, R.A., (1963). *Thermodynamics*, McGraw- Hill, Second Edition, New York.
- [41] Evans, R.B. ve Tribus, M., (1962). "A Contribution to the theory of Thermoeconomics", *UCLA, Dept. Of Engr: Report No: 62/63*, Los Angeles, CA.
- [42] El-Sayed, Y.M. ve Evans, R.B., (1970). "Thermoeconomics and The Design of Heat Systems", *Trans. ASME J.Eng. Power* 92:27- 34.

- [43] Bergmann, E. ve Schmidt, K. R., (1967). "Second law analysis for process costing and processdesign of steam power plants" Mitt. d. G. B., 108: 151-160.
- [44] Fratzscher, W. ve Kloditz, D., (1968). Chem. Tech. (Leibzig) 29: 654- 657.
- [45] Szargut, J., (1967). "Grenzen für die Anwendungsmöglichkeiten des Exergiebegriffs" / Exergy, TheoryBrennst.- Wärme- Kraft (BWK), 19(6): 309-313.
- [46] Gaggioli, R.A. ve Wepfer, W.J., (1980). "Second-Law Costing Applied to Coal Gasification", Chem. Eng. Prog. 6: 140- 145.
- [47] Gaggioli, R.A. ve Wepfer, W.J., (1980). "Exergy Economics. 1. Cost accounting applications. 2. Benefit-cost of conservation", Energy- Int. J. (5): 823- 838.
- [48] Reistad, G.M. ve Gaggioli, R.A., (1980). "Available Energy Costing, in: Thermodynamics: Second Law Analysis", A.C.S. Symposium Series 122: 143-159.
- [49] Beyer, J., (1972). "Zur Aufteilung der Primärenergiekosten in Koppelprozessen auf Grundlage der Strukturanalyse", Energieanwendung 21(6): 179- 183.
- [50] Beyer, J., (1978). "Einige Probleme der praktischen Anwendung der Exergetischen Methode in Wärmewirtschaftlichen Untersuchungen Industrieller Produktionsprozesse", Energieanwendung 27(6): 203- 208.
- [51] Knoche, K.F ve Funk, J.E., (1977). "Entropy Production, Efficiency, and Economics in The Thermochemical Generation of Synthetic Fuels", Int. J. Hydrogen Energy, 2: 377- 393.
- [52] Eisermann, J.E., (1979). Analysis of NATO Fellowship Contract No. 430- 402-566-8, University of Kentucky.
- [53] Valero, A., Lozano, M.A., ve Munoz, M., (1986). "A General Theory of Exergy Saving, Computer- Aided Engineering of Energy Systems", Proc. ASME Winter Annual Meeting, Dec. 7-12, Anaheim.
- [54] Frangopoulos, C.A., (1983).Thermo-economic Functional Analysis: A Method for Optimal Design or Imptovement of Complex Thermal Systems" Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Technology, Atatlanta.
- [55] von Spakovsky, M.R., (1986). A Practical Generalized Analysis Approach for the Optimal Thermoeconomic Design and Improvement of Real - World Thermal Systems", Ph.D Thesis, Georgia Institute of Technology, Atalanta.
- [56] Bejan, A., Tsatsaronis, G. ve Moran, M., (1996). Thermal Design And Optimization, First Edition, A Wiley-Interscience Publication, New York.
- [57] Tsatsaronis, G., (1996). "Eksergoeconomics: Is It Only a New Name?", Chemical Engineering Technology, 19: 163- 169.
- [58] Hua, B., Chen, Q.L.ve Wang, P., (1997). "A new exergoeconomic approach for analysis and optimization of energy systems", Energy, 11: 1071- 1078.
- [59] Kim, S.M., Oh, S.D., Kwon, Y.H., and Kwak, H.Y., (1998). "Exergoeconomic Analysis of Thermal Sytems", Energy, 23(5), 393- 406.

- [60] Gama Cerqueira, S.A.A. ve Nebra, A.S., (1999). "Cost attribution methodologies in cogeneration systems", *Energy Conversion & Management*, 40: 1587-1597.
- [61] Erlach, B., Tsatsaronis, G. ve Czesla, F., (2001). "A new approach for assigning costs and fuels to cogeneration products", In. *J. Applied Thermodynamics*, 4(3): 145- 156.
- [62] Hussein, I., Mustaffa, M.H., Yusoff, M.Z., Boosoroh, M.H., (2001). "Exergy Costing for Thermal Plant Optimization", *Proceeding of the 3rd. TNB Technical Conference*, 6-8 August, 2001, UNITEN.
- [63] Kwon, Y.H., Kwak, H.Y. ve Oh, S.D., (2001). "Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesisinin Ekserjoekonomik Analizi". *Exergy Int. J.*, 1(1): 31-40.
- [64] Kwak, H.Y., Kim, D.J. ve Jeon, J.-S., (2003). "Güç Santrallerinin Ekserjetik ve Termoeekonomik Analizi", *Energy*, 28: 343- 360.
- [65] Chejne, F. ve Restrepo, J.A., (2003). "New rules for the exergo- economic optimization methodology", *Energy*, 28: 993- 1003.
- [66] Silveira, J.L. ve Tuna, C.E., (2003). "Thermoeconomic Analysis Method for Optimization of Combined Heat and Power Systems. Part I". *Progress in Energy and Combustion Science*, 30: 673- 678.
- [67] Silveira, J.L. ve Tuna, C.E., (2003). "Thermoeconomic Analysis Method for Optimization of Combined Heat and Power Systems. Part II", *Progress in Energy and Combustion Science*, 29: 479- 485.
- [68] Uhlenbruck, S. and Lucas, K., (2004). "Exergoeconomically- Aided Evolution Strategy Applied to a Combined Cycle Power Plant", *International Journal of Thermal Sciences*, 43: 289- 296.
- [69] Sevilgen, S.H., (2004). "Exergoeconomic Analysis of Cogeneration System", *Journal of Engineering and Natural Sciences* 4: 234- 248.
- [70] Lazzaretto, A., ve Tsatsaronis, G., (2006). "SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems", *Energy*, 31: 1257- 1289.
- [71] Valero, A., Serra, L., ve Uche, J., (2006). "Fundamentals of Exergy Cost Accounting and Thermoeconomics. Part I: Theory", *Journal of Energy Resources Technology*, 128: 1-8.
- [72] Valero, A., Serra, L., ve Uche, J., (2006). "Fundamentals of Exergy Cost Accounting and Thermoeconomics. Part II: Applications", *Journal of Energy Resources Technology*, 128: 9- 15.
- [73] Tsatsaronis, G., (2007). "Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics", *Energy*, 32: 249- 253.
- [74] Ballı, Ö., Aras, H., ve Hepbaşlı, A., (2008). "Kombine Isı ve Güç Sistemlerinin Ekserjoekonomik Analizi", *International Journal of Energy Research*, 32: 273- 289.
- [75] Tao, G., Chen, L. and Sun, F., (2009). "Exergoeconomic Performance Optimization of An Endoreversible Regenerative Closed Cycle Brayton Cogeneration System", *Revista Mexicana De Física*, 55 (3): 192- 200.

- [76] Abuşoğlu, A. ve Kanoğlu, M., (2009). “Kombine Isı ve Güç Üretiminin Ekserjoekonomik Analizi ve Optimizasyonu: Bir Literatür Taraması”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13: 2295- 2308.
- [77] Chen, L., Yang, B. ve Sun, F., (2010). “Exergoeconomic performance analyses of an endoreversible intercooled regenerative Brayton cogeneration- type model”, *International Journal of Sustainable Energy*, 5: 1-7.
- [78] Fellah, G.M., Mgherbi, F.A. ve Aboghres, S.M., (2010). “Exergoeconomic Analysis for Unit Gt14 of South Tripoli Gas Turbine Power Plant”, *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering (JJMIE)*, 4(4): 507- 516.
- [79] Seyyedi, S.M., Ajam, H. ve Farahat, S., (2010). “A new approach for optimization of thermal power plant based on the exergoeconomic analysis and strustural optimization method: Application to the CGAM problem”, *Energy Conversion and Management*, 51(11): 2202-2211.
- [80] Chen, L., Yang, B. ve Sun, F., (2011). “Exergoeconomic perfomance optimization of an endoreversible intercooled regenerated Brayton cogeneration plant. Part 1: Themodynamic model and parameter analyses”, *International Journal of Energy and Environment*, 2(2): 199- 210.
- [81] Yang, B., Chen, L., ve Sun, F., (2011). “Exergoeconomic perfomance optimization of an endoreversible intercooled regenerated Brayton cogeneration plant. Part 2: Heat conductance allocation and pressure ratio optimization”, *International Journal of Energy and Environment*, 2(2): 211- 218.
- [82] Yang, B., Chen, L., ve Sun, F., (2011). “Finite time exergoeconomic performance of an irreversible intercooled regenerative Brayton cogeneration plant”, *Journal of Energy Institute*, 85(1): 5- 12.
- [83] Techno-Economic Characteristics, www.techno-trigemed.com, 19 Temmuz 2012.
- [84] Rizk, N.K. ve Mongia, H.C., (1993). “Semianalytical correlations for NO_x, CO and UHC emissions”, *J. Engng Gas Turbine Power*, 115(3): 612- 619.
- [85] Ferguson, C.R., (1985). *Internal Combustion Engines Applied Thermosciences*, First Edition, John Wiley& Sons, Inc., Singapore.
- [86] Lozano, M.A. ve Valero, A., (1993). “Theory of exergetic cost”, *Energy*, 18(9): 939- 960.
- [87] Tsatsaronis, G., Lin, L., ve Pisaa, J., (1993). “Exergy costing in Exergoeconomics”, *J. Of Energy Resource- ASME*, 115: 9-16.
- [88] Kwak, H.Y., Kim, D.J., ve Jeon, J.S., (2003). “Exergetic and Thermoeconomic Analysis of power plants”, *Energy*, 28: 343- 360.
- [89] Lazaretto, A. ve Tsatsaronis, G., (2001). “Comparison between SPECO and functional exergoeconomic approaches”, In: *Proceedings of the ASME international mechanical engineering congress and exposition- IMECHE/AES- 23656*, November 2001.

- [90] Von Spakovsky, M.R. ve Evansi, R.B., (1990). "The Foundations of engineering functional analysis (Part I and II)", A futura for energy, Flowers' 90, May 28- June 1, Florence, Italy.
- [91] Frangopoulos, C.A., (1987). "Thermo-economic functional analysis and optimization", Energy, 12: 563- 71.
- [92] Elhanan, A.E. ve Derbentli, T., (2007). "Gaz türbinli kojenerasyonla elektrik üretimi ve soğutma", ITU Dergisi/d mühendislik, 5(5): 47- 58.
- [93] Kotas, T.J., (1985). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butterworths: London.
- [94] Bosnjakovic, F., (1967). Technische Thermodynamik, Verlag Theodor Steinkopff, Dresden.
- [95] Szargut, J., D.R. Morris ve Steward, F.R., (1988). Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Process, Hemisphere Publishing Corp. New York.
- [96] Avval, H.B., Ahmadi, P., Ghaffarizadeh, A.R., Saidi, M.H., (2011). "Thermo-economic-environmental Multiobjective Optimization of a Gas Turbine Power Plant with Preheater Using Evolutionary Algorithm", International Journal of Energy Research, 35(5): 339-403.
- [97] Heywood, J.B., (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals, Second Edition, McGraw-Hill, USA.
- [98] Olikara, C. ve Borman, G.L., (1975). "A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines", SAE paper 750468.
- [99] Tyagi, S.K., Chen, J.C., ve Kaushik, S.C., (2005). "The performance characteristics of an irreversible regeerative intercooled Brayton cycle at maximum thermo- economic function", International Journal of Ambient Energy, 26(3): 155- 68.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Yalçın DURMUŞOĞLU
Doğum Tarihi ve Yeri : 16.06.1973/ İstanbul
Yabancı Dili : İngilizce, Almanca
E-posta : y_dur@yahoo.com, ydurmusoglu@itu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Mak. Müh./ Isı Proses	YTÜ	2004
Lisans	Gemi Mak.İşl.Müh.	İTÜ	1996
Lise	Makine Ressamlığı	Beyoğlu End.Mes.Lisesi	1991

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2001- 2013	İTÜ Denizcilik Fakültesi	Araştırma Görevlisi
1999	Aksay Denizcilik	Uzakyol İkinci Mühendisi
1996	Rayben Denizcilik	Uzakyol Vardiya Müh.
1995	Kaşif Kalkavan Denizcilik	Uzakyol Vardiya Müh.