

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KOMBİNE ISI VE GÜÇ SİSTEMLERİNİN PERFORMANS
VE EKOLOJİK YÖNDEN ETÜDÜ**

106311

Gemi İnş. ve Mak. Müh. Yasin ÜST

F.B.E. Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof.Dr.Bahri ŞAHİN

Prof.Dr.Oğuz BORAN

Prof. Dr. İsmail TAY

İSTANBUL, 2001

106311

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANİSYON BİRİMİ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖNSÖZ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
1. GİRİŞ	1
2. KOJENERASYON	3
2.1 Kojenerasyon Nedir?	4
2.2 Kojenerasyon-Çevre İlişkileri	6
3. KOJENERASYON TEKNOLOJİSİ	9
3.1 Kojenerasyon Yaklaşımları	9
3.1.1 Merkezi Kullanımlı Tesisler	9
3.1.2 Endüstriyel Tesisler	10
3.1.3 Toplam Enerji Sistemleri	11
3.2 Kojenerasyon Sistemleri	12
3.2.1 Buhar Türbinli Kojenerasyon Sistemleri	12
3.2.1.1 Karşı Basıncılı Buhar Türbini Kojenerasyon Sistemi	12
3.2.1.2 Ara Buhar Almalı Buhar Türbini Kojenerasyon Sistemi	13
3.2.2 Gaz Türbinli Kojenerasyon Sistemleri	14
3.2.2.1 Basit Çevrimli Gaz Türbinli Kojenerasyon Sistemleri	15
3.2.2.2 Rejeneratör İlaveli Gaz Türbinli Kojenerasyon Sistemleri	16
3.2.3 Kombine Çevrimli Kojenerasyon Sistemleri	17
3.2.4 İçten Yanmalı Motor Kojenerasyonu	20
3.2.4.1 Dizel Motorlu Kojenerasyon	21
3.2.4.2 Gaz Motorlu Kojenerasyon	22
3.2.5 Yakıt Hücreleri	25
3.2.5.1 Yakıt Hücrelerinin Çalışma Prensibi ve Kullanılan Ekipmanlar	25
3.2.6 Mikro-Türbinler	27
3.2.7 Yakıt Hücresi-Mikro Türbin Karma Sistemleri	27
4. KOMBİNE ISI ve GÜÇ TESİSLERİ İÇİN PERFORMANS KRİTERLERİ.....	28
4.1 Verim ve Enerji Yararlanma Oranı	28
4.2 Fiyat Etki Ettirilmiş Enerji Yararlanma Oranı	29

4.3	Yapay Isıl Verimlilik	29
4.4	Yakıt Enerjisi Tasarruf Oranı	29
4.5	Artan Isı Değeri	30
4.6	Ekserji Analizine Dayalı Performans Kriteri	32
4.7	Ekserji Verimi	33
5.	KOJENERASYON SİSTEMLERİNİN SONLU ZAMAN EKOLOJİK OPTİMİZASYONU	36
5.1	Tersinir Model ve Ekolojik Optimizasyon	37
5.1.1	α , β ve γ 'nın Eşit Olması Özel Hali	42
5.1.2	Karşı Basıncılı Olması Özel Hali.....	44
5.2	Tersinmez Model ve Ekolojik Optimizasyon	47
5.2.1	α , β ve γ 'nın Eşit Olması Özel Hali	51
5.2.2	Karşı Basıncılı Olması Özel Hali.....	54
6.	SONUÇLAR ve TARTIŞMA	57
6.1	İç Tersinir Kojenerasyon Sisteminin Ekolojik Optimizasyon Genel Sonuçları	57
6.1.1	İç Tersinir Kojenerasyon Sisteminde Isıl İletkenliklerin Eşit Olması Özel Hali ($\alpha=\beta=\gamma$)	58
6.1.2	İç tersinir Kojenerasyon Sisteminin Karşı Basıncılı Olması Özel Hali ($y=0$)	58
6.2	Tersinmez Kojenerasyon Sisteminin Ekolojik Optimizasyon Sonuçları	59
	KAYNAKLAR	61
	EKLER	63
	ÖZGEÇMİŞ	94

SİMGE LİSTESİ

A	Isı transfer alanı
E	Birim zamanda ekserji transferi
E_Q	Sistemden birim zamanda elde edilen ısının ekserji değeri
E_T	Sistemden birim zamanda elde edilen toplam ekserji değeri
E_W	Sistemden birim zamanda elde edilen güç çıktısının ekserji değeri
F	Ekolojik fonksiyon
$I_{\Delta S}$	İç tersinmezlik parametresi
K	Toplam ısı transfer katsayısı
Q	Birim zamanda transfer edilen ısı
Q_{HT}	Tersinmez durumda sıcak kaynaktan birim zamanda transfer edilen ısı
Q_{LK}	Birim zamandaki ısı kaçağı
Q_{LT}	Tersinmez durumda soğuk kaynağa birim zamanda transfer edilen ısı
R	Kojenerasyon tesisinden elde edilen gücün, tesisten elde edilen kullanma ısısına oranı
S	Entropi
T	Sıcaklık
W	Kojenerasyon sisteminden elde edilen güç
w	Isı kaçakları için ısıl iletkenlik katsayısı
x	Isı kaynağı tarafı için ısıl iletkenlik paylaşım oranı
y	Isı kuyusu tarafı için ısıl iletkenlik paylaşım oranı
z	Isı kullanıcısı tarafı için ısıl iletkenlik paylaşım oranı
α	Isı kaynağı tarafı için ısıl iletkenlik katsayısı
β	Isı kuyusu tarafı için ısıl iletkenlik katsayısı
γ	Isı kullanıcısı tarafı için ısıl iletkenlik katsayısı
λ	Toplam ısıl iletkenlik
ε	Ekserji verimi
τ	Kaynak sıcaklık parametresi
ψ	Kullanıcı sıcaklık parametresi
ζ	Isı kaçağı parametresi ($\zeta = w/\lambda$)

KISALTMA LİSTESİ

*	Maksimum ekoloji koşulları
CG	Kojenerasyon
H	Isı kaynağı tarafı
K	Isı kullanıcısı tarafı
L	Isı kuyusu tarafı
X	Sıcak çalışma akışkanı
Y	Soğuk çalışma akışkanı
Z	Proses çalışma akışkanı
0	Çevre şartları



Şekil 2.1	Kojenerasyon ve konvansiyonel sistemlerle enerji üretimlerinin sankey diyagramlarıyla karşılaştırılması	5
Şekil 2.2	Basit bir kojenerasyon sistemi şeması	5
Şekil 3.1	Kojenerasyonun formları	9
Şekil 3.2	Merkezi ısı ve güç kojenerasyon sistemi	10
Şekil 3.3	Endüstriyel kojenerasyon sistemleri	11
Şekil 3.4	Karşı basınçlı buhar türbini kojenerasyon sistemi	12
Şekil 3.5	Ara buhar almalı buhar türbini kojenerasyon sistemi	13
Şekil 3.6	Basit çevrimli gaz türbini kojenerasyon sistemi	15
Şekil 3.7	Basit çevrimli gaz türbini kojenerasyon sistemi enerji dağılımı	15
Şekil 3.8	Rejeneratör ilaveli gaz türbini kojenerasyon sistemi akış şeması	16
Şekil 3.9	Kombine gaz-buhar türbinli kojenerasyon tesis şeması	17
Şekil 3.10	A işletmesinin aylara göre yük değişim grafiği	18
Şekil 3.11	Isı geri kazanımlı kombine gaz-buhar çevrim santrali	19
Şekil 3.12	Isı geri kazanımlı ve ara buhar almalı kombine gaz-buhar çevrim santrali...	19
Şekil 3.13	Kombine gaz-buhar kojenerasyon sistemi	20
Şekil 3.14	Dizel motorlu bileşik ısı güç sistemi	22
Şekil 3.15	Gaz motorunda enerji dağılımı	23
Şekil 3.16	Gaz motorlu kojenerasyon sisteminin prensip şeması	23
Şekil 3.17	Yakıt hücresi şematik resmi	26
Şekil 4.1	Kojenerasyon tesisi için artan ısı oranı (IHR) _{CG} modeli	30
Şekil 5.1	Ara buhar almalı kojenerasyon tesisi prensip şeması, T-S diyagramı ve sonlu zaman eşdeğer modeli	36
Şekil 5.2	İç tersinir kojenerasyon sistemi modeli ve T-S diyagramı	37
Şekil 5.3	Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminin T-S diyagramı	44
Şekil 5.4	Tersinmez kojenerasyon sistemi modeli ve T-S diyagramı	47
Şekil 5.5	Karşı basınçlı tersinmez kojenerasyon sisteminin T-S diyagramı	54
Şekil-EK 1	İç tersinir kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin güç/ısı oranı (R) ile değişimi	63
Şekil-EK 2	İç tersinir kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin kullanma sıcaklık parametresi ile değişimi	64
Şekil-EK 3	İç tersinir kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin kaynak sıcaklık parametresi ile değişimi	65
Şekil-EK 4	İç tersinir kojenerasyon sisteminde ekolojik fonksiyonun ısıl iletkenlik oranları ile değişimi	66
Şekil-EK 5	İç tersinir kojenerasyon sisteminde ısıl iletkenlik paylaşım oranlarının güç/ısı oranı (R) ile değişimi	67
Şekil-EK 6	İç tersinir kojenerasyon sisteminde ısıl iletkenlik paylaşım oranlarının kullanma sıcaklık parametresi ile değişimi	68
Şekil-EK 7	İç tersinir kojenerasyon sisteminde ısıl iletkenlik paylaşım oranlarının kaynak sıcaklık parametresi ile değişimi	69
Şekil-EK 8	İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik güç/ısı oranları (R) için ekolojik fonksiyonun ekserji verimiyle değişimi	70
Şekil-EK 9	İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde maksimum ekolojik fonksiyonun ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin güç/ısı oranı (R) ile değişimi	71

Şekil-EK 10	İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik kaynak sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojik fonksiyonun güç/ısı oranı (R) ile değişimi	72
Şekil-EK 11	İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik kullanma sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojik fonksiyonun güç/ısı oranı (R) ile değişimi	73
Şekil-EK 12	İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik kaynak sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojideki ekserji veriminin güç/ısı oranı (R) ile değişimi	74
Şekil-EK 13	İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik kullanma sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojideki ekserji veriminin güç/ısı oranı (R) ile değişimi	75
Şekil-EK 14	İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde maksimum ekolojik fonksiyonun ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin kaynak sıcaklık parametresi ile değişimi	76
Şekil-EK 15	İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde maksimum ekolojik fonksiyonun ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin kullanma sıcaklık parametresi ile değişimi	77
Şekil-EK 16	Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde değişik güç/ısı oranları (R) için ekolojik fonksiyonun ısıl iletkenlik paylaşım oranı ile değişimi	78
Şekil-EK 17	Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde değişik kaynak sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojik fonksiyonun ısıl iletkenlik paylaşım oranı ile değişimi	79
Şekil-EK 18	Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde değişik kullanma sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojik fonksiyonun ısıl iletkenlik paylaşım oranı ile değişimi	80
Şekil-EK 19	Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde değişik kaynak sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojik fonksiyonun güç/ısı oranı (R) ile değişimi	81
Şekil-EK 20	Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde değişik kullanma sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojik fonksiyonun güç/ısı oranı (R) ile değişimi	82
Şekil-EK 21	Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin kaynak sıcaklık parametresi ile değişimi	83
Şekil-EK 22	Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin kullanma sıcaklık parametresi ile değişimi	84
Şekil-EK 23	Tersinmez kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin güç/ısı oranı (R) ile değişimi	85
Şekil-EK 24	Tersinmez kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin kullanma sıcaklık parametresi ile değişimi	86
Şekil-EK 25	Tersinmez kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin kaynak sıcaklık parametresi ile değişimi	87
Şekil-EK 26	Tersinmez kojenerasyon sisteminde optimal ısıl iletkenlik paylaşım oranlarının güç/ısı oranı (R) ile değişimi	88
Şekil-EK 27	Tersinmez kojenerasyon sisteminde optimum ısıl iletkenlik paylaşım oranlarının değişik kullanma sıcaklık parametreleri ile değişimi	89
Şekil-EK 28	Tersinmez kojenerasyon sisteminde optimum ısıl iletkenlik paylaşım oranlarının değişik kaynak sıcaklık parametreleri ile değişimi	90

Şekil-EK 29	Tersinmez kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik güç/ısı oranları (R) için ekolojik fonksiyonun ekserji verimiyle değişimi	91
Şekil-EK 30	Tersinmez kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik iç tersinmezlik parametrelerine göre ekolojik fonksiyonun ekserji verimiyle değişimi	92
Şekil-EK 31	Tersinmez kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik ısı kaçağı parametreleri için ekolojik fonksiyonun ekserji verimiyle değişimi	93



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1	Kojenerasyon tesisleri için performans kriterleri	35
Çizelge 5.1	İç tersinir kojenerasyon sisteminde değişik güç/ısı oranı (R) ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	41
Çizelge 5.2	İç tersinir kojenerasyon sisteminde kullanma sıcaklık parametresiyle maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	41
Çizelge 5.3	İç tersinir kojenerasyon sisteminde kaynak sıcaklık parametresiyle maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	41
Çizelge 5.4	İç tersinir kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde kaynak sıcaklık parametresiyle maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	43
Çizelge 5.5	İç tersinir kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde kullanma sıcaklık parametresiyle maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	43
Çizelge 5.6	İç tersinir kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde güç/ısı oranı (R) ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	43
Çizelge 5.7	Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde güç/ısı oranı (R) ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	46
Çizelge 5.8	Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde kaynak sıcaklık parametresi ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	46
Çizelge 5.9	Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde kullanma sıcaklık parametresi ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	46
Çizelge 5.10	Tersinmez kojenerasyon sisteminde değişik güç/ısı oranı (R) ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	50
Çizelge 5.11	Tersinmez kojenerasyon sisteminde kullanma sıcaklık parametreleriyle maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	50
Çizelge 5.12	Tersinmez kojenerasyon sisteminde kaynak sıcaklık parametreleriyle maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	50
Çizelge 5.13	Tersinmez kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde ısı/güç oranı (R) ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	52
Çizelge 5.14	Tersinmez kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde ısı/güç oranı (R) ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	52
Çizelge 5.15	Tersinmez kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde iç tersinmezlik parametresi ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.....	53

Çizelge 5.16	Tersinmez kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik iç tersinmezlik parametresi ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	53
Çizelge 5.17	Tersinmez kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde ısı kaçağı parametreleri ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.....	53
Çizelge 5.18	Tersinmez kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde kullanma sıcaklık parametreleri ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	54
Çizelge 5.19	Tersinmez kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde kaynak sıcaklık parametreleri ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi	54



ÖNSÖZ

Bu tezin hazırlanması esnasında ilgi ve alakasını daima en üst seviyede tutan ve yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Sayın Prof.Dr.Bahri Şahin'e teşekkürü bir borç bilirim. Çalışma esnasındaki katkılarından dolayı Sayın Y.Doç.Dr.Tamer Yılmaz'a ve bu süreçte yardımları geçen herkese ayrı ayrı teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Son yıllarda klasik termodinamik ve sonlu zaman termodinamiği teorilerini kullanarak iç tersinir ve tersinmez kojenerasyon tesis modelleri için farklı amaç fonksiyonlarına dayalı olarak birçok optimizasyon çalışması yapılmıştır. Bu optimizasyon çalışmalarında enerji yararlanma oranı, ekserji, termoeconomik ve ekserjoekonomik kriterler amaç fonksiyonu olarak seçilmiştir. Son on yıllık dönem içerisinde, bazı araştırmacılar sonlu zaman ve sonlu boyut kısıtlarını gözönüne alarak, iç tersinir ve tersinmez ısı makinası modellerinin ekolojik performansını lineer ve lineer olmayan ısı transferi durumlarına göre incelemişlerdir. Bu çalışmalarda, ekolojik amaç fonksiyonunun maksimum olması durumunda güç ve toplam entropi üretimi açısından uygun bir performansa ulaşılabileceğini göstermişlerdir.

Bu çalışmada, ekolojik optimizasyon tekniği kojenerasyon çevrimine uygulanmış ve tanımlanan yeni bir ekolojik amaç fonksiyonuna dayalı olarak iç tersinir ve tersinmez kojenerasyon çevrim modelleri için sonlu zaman termodinamiği teorisi çerçevesinde bir performans analizi gerçekleştirilmiştir. Bu bağlamda optimum iş akışkan sıcaklıkları, optimum ekserji verimi ve optimum ısıl iletkenlik paylaşım oranları belirlenmiştir. Ayrıca güç/ısı oranı, kullanma sıcaklık parametresi, iç tersinmezlik ve ısı kaçağı parametresinin genel ve optimum ekolojik performans üzerindeki etkileri grafiklerle gösterilmiş ve tartışılmıştır.

Bu çalışmada sunulan optimizasyon sonuçları, ekolojik dizayn şartlarını ortaya koymakta ve kojenerasyon tesislerinin optimum dizaynı için teorik bir temel oluşturabilir.

Anahtar Kelimeler: Kojenerasyon, sonlu zaman termodinamiği, ekolojik amaç fonksiyonu, maksimum ekolojik performans koşulları, ekserji verimi, iç tersinir ve tersinmez kojenerasyon çevrimi.

ABSTRACT

In recent years, many optimization studies based on various objective functions have been carried out for endoreversible and irreversible cogeneration plant models by using classical and finite-time thermodynamic theory. In these optimization studies, energy utilization factor, exergy, thermoeconomic and exergoeconomic criteria are taken as an objective function. During last decade, some authors have studied the ecological performance of endoreversible and irreversible heat engines by considering finite-time and finite-size constraints under various heat transfer modes. The results obtained from these works, indicated that maximization of the ecological objective function represents the best compromise between the power output and the loss rate of availability.

In this work, the ecological optimization technique has been applied to the cogeneration cycle. A performance analysis based on a new ecological objective function has been carried out for endoreversible and irreversible cogeneration cycle models using finite-time thermodynamic theory. Within this context, optimum working fluid temperatures, optimum exergy efficiency and optimum conductance allocation ratios have been determined. Furthermore, the effects of the ratio of power output to process heat, heat consumer temperature parameter, reservoir temperature parameter, internal irreversibility parameter and heat leak parameter on the general and optimum ecological performances have been examined and discussed.

In this study, the obtained optimization results represent the ecological design conditions and it may provide a general theoretical basis for optimum design of cogeneration plants.

Keywords: Cogeneration, finite-time thermodynamic, ecological objective function, maximum ecological performance conditions, exergy efficiency, endoreversible and irreversible cogeneration cycle.

1. GİRİŞ

Son yirmi yıl içerisinde sonlu zaman termodinamiği teorisi kullanılarak, içtersinir ve tersinmez ısı makinası modelleri için farklı performans kriterlerine dayalı birçok optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu alandaki optimizasyon çalışmaları ile ilgilenen araştırmacılar Bejan (1996) ya da Chen vd. (1999) tarafından yapılan literatür taramasından yararlanabilirler. Bu çalışmalarda, ısı makinalarının performansı güç, ısı verim, özgül güç, güç yoğunluğu, entropi üretimi, termo-ekonomik ve ekolojik kriterlere dayalı olarak, sonlu zaman ısı transferi tersinmezlikleri ve/veya içtersinmezliklerin dikkate alındığı ısı makinası modelleri için incelenmiştir. Son on yıllık dönem içerisinde, bazı yazarlar sonlu zaman ve sonlu boyut kısıtları altında içtersinir ve tersinmez ısı makinalarının ekolojik performansını incelemişlerdir. Ekolojik amaç fonksiyonu Angulo-Brown (1991) tarafından tanıtılmış ve Yan (1993) tarafından geliştirilmiştir. $\dot{W}$ güç, $\dot{S}_g$ entropi üretimi ve T_0 çevre sıcaklığı olmak üzere, ekolojik fonksiyon $E = \dot{W} - T_0 \dot{S}_g$ olarak verilmiştir.

Angulo-Brown (1991) tarafından ekolojik optimizasyon kriteri kullanılarak içtersinir Carnot ısı makinasının optimal performans şartları incelenmiştir. Bu çalışma sonucunda maksimum ekolojik amaç fonksiyonu koşulunda ısı verimin, Carnot verimi ve maksimum güçteki ısı verimin ortalamasına çok yakın olduğu gösterilmiştir. Ayrıca, maksimum ekolojik amaç fonksiyonu koşulunda elde edilen maksimum güç maksimum gücün %80'i kadar olmakta, üretilen entropi ise maksimum güçtekinin %30'u kadar olmaktadır. Bu sonuçlardan, ekolojik amaç fonksiyonu güç ve entropi üretimi arasında iyi bir uzlaşma sağlamaktadır.

Angulo-Brown (1991) tarafından iç tersinir Carnot ısı makinası için yapılan ekolojik performans analizi, Cheng ve Chen (1997) tarafından değişken sıcaklıklı ısı kaynaklarına sahip tersinmez Carnot ısı makinası için genişletilmiştir. Söz konusu analizde ekolojik amaç fonksiyonunu maksimum yapan optimal tasarım parametreleri araştırılmıştır. Bu çerçevede, ekolojik yönden sıcak kaynak tarafındaki ısı değiştirici iletkenliğinin soğuk kaynak tarafındaki ısı değiştirici iletkenliğinden daha küçük olması gerektiği gösterilmiştir.

Ekolojik optimizasyon tekniği, Cheng and Chen (1998, 1999) tarafından sabit sıcaklıktaki ısı kaynakları arasında çalışan içtersinir ve tersinmez Brayton çevrimine uygulanarak maksimum ekolojik amaç fonksiyonu koşulundaki tasarım parametreleri ve optimal performans incelenmiştir. Bu bağlamda ısı değiştiricilere ait ısı transfer birimi (NTU), kaynaklara ait

sıcaklık oranı, türbin ve kompresör izentropik verimleri ve ısı kaçaklarının genel ve optimum performans üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Son yıllarda, klasik termodinamik yöntemler kullanılarak enerji yararlanma oranı, ekserji, termoeconomik ve ekserjoekonomik kriterlere dayalı olarak farklı kojenerasyon tesislerinin performans analizleri yapılmıştır (Habib,1992; Benelmir ve Feidt, 1998; Cerqueira ve Nebra, 1999; Najjar, 2000; Brecq vd., 2000; Carcasci ve Facchini, 2000; Silveira ve Tuna, 2000; Bilgen, 2000). Şahin vd.(1997) ve Şahin ve Kodal (1999) sonlu zaman termodinamiği teorisini kullanarak iç tersinir ve tersinmez kojenerasyon tesislerinin maksimum ekserji kriterini gözönüne alan bir performans analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu çerçevede maksimum ekserji koşullarındaki dizayn parametrelerini belirleyerek güç/ısı oranı, kullanma sıcaklık parametresi, kaynak sıcaklık oranı ve iç tersinmezlik parametresinin ekserjitik performans ve tesisteki ısı değiştirgeçlerinin optimum ısıl iletkenlik paylaşım oranları üzerindeki etkilerini araştırmışlardır.

Literatürde, kojenerasyon tesisleri için sonlu zaman ekolojik optimizasyon tekniğini kullanan bir çalışma gözükmemektedir. Kojenerasyon tesislerinin maksimum ekolojik amaç fonksiyonu kullanılarak optimizasyonu, doğal kaynakların korunması açısından önem taşımaktadır. Bu çalışmada iç tersinir ve tersinmez sonlu zaman kojenerasyon modelleri için termoeekolojik bir optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Bu bağlamda tanımlanmış olan ekolojik amaç fonksiyonunu maksimum yapan optimum dizayn parametreleri araştırılmış ve sonuçlar tartışılmıştır.

2. KOJENERASYON

Isı enerjisi, insanlığın ilk ve önemli keşiflerinden biri olan ateşle birlikte insanoğlunun en önemli ilgi alanlarından birini oluşturmuştur. Hidrokarbona dayalı mevcut enerji kaynaklarının 50 yıl gibi kısa bir süre içerisinde tükeneceği gerçeği, enerjiyi daha verimli kullanmamızı zorunlu kılmaktadır. 1973 ve 1974 yıllarında meydana gelen petrol fiyatlarındaki ani artış, enerji kaynaklarının tüketiminde daha hassas olunması gerektiğini ortaya çıkarmıştır.

Küreselleşen dünyamızda enerji üretimi ihtiyacının artması, yakıt rezervlerinin azalması ve buna bağlı olarak çevre kirlenmesi insanoğlu için en büyük tehditlerden birini oluşturmaktadır. Çok yakın geçmişte ozon tabakasının delinmesi sonucu yağın asit yağmurları, Almanya'da hektarlarca ormanı tahrip etmiştir. Ozon tabakasının sürekli olarak incelme meylinde olması insanlığın geleceğini tehdit etmektedir. Fosil yakıt kullanan enerji üretim santralleri en fazla emisyon üreten tesislerdir.

Geçen yüzyıldan bu yana dünyamızda enerji üretimi 100 kat, çevre kirliliği ise 50 kat artmıştır. Bu artışların ortalama %55'i son yirmi yıl içerisinde olmuştur. Yine geçen yüzyıldan bu yana fosil yakıt kullanımı ve hava kirliliği 30 kat artmıştır. Bitki ve hayvan türlerinin %20'si yok olmuş, orman yüzölçümü %25 azalmış, 480 milyon hektar toprak erozyona uğramıştır. OECD ülkelerinde yılda 20 milyon ton oksijen tüketici madde deniz, göl ve nehirlerle endüstriyel atık olarak atılmaktadır. Bu olumsuzluklar enerjinin gerek üretim gerekse kullanma aşamalarında rasyonel değerlendirilmemesinden kaynaklanmaktadır.

Sanayi ülkelerinde enerji açığını kapatmak ve bu çevresel sorunların yok edilmesi, en azından insan sağlığını tehdit etmeyecek düzeye indirilmesi amacıyla çok çeşitli enerji politikaları uygulanmaktadır. Bu politikalar arasında yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması önemli yer tutmaktadır. Bunlar; rüzgar, jeotermal kaynaklar, dalga enerjisi ve benzeridir. Fakat bu santrallerin her zaman ve her yerde kullanılması mümkün olmamaktadır. İkinci bir seçenek ise nükleer enerji santralleri olmaktadır. Fakat hem yatırım maliyetlerinin yüksek olması ve aynı zamanda hatasız çalışmayı gerektirmeleri bu tesislerin negatif yönünü oluşturmaktadır. Meydana gelecek bir radyoaktif madde sızıntısı yüzlerce yıllık bir negatif etkiye sahip olabilecektir. Enerji üretim aşamasında ısı enerjisinin diğer enerji türlerine verimli bir şekilde dönüştürülebilme imkanları, atık enerjilerin değerlendirilmesi, üretilen enerjinin optimum dağıtımı ve kullanımı, fosil yakıt tükenme hızını ve olumsuz çevresel

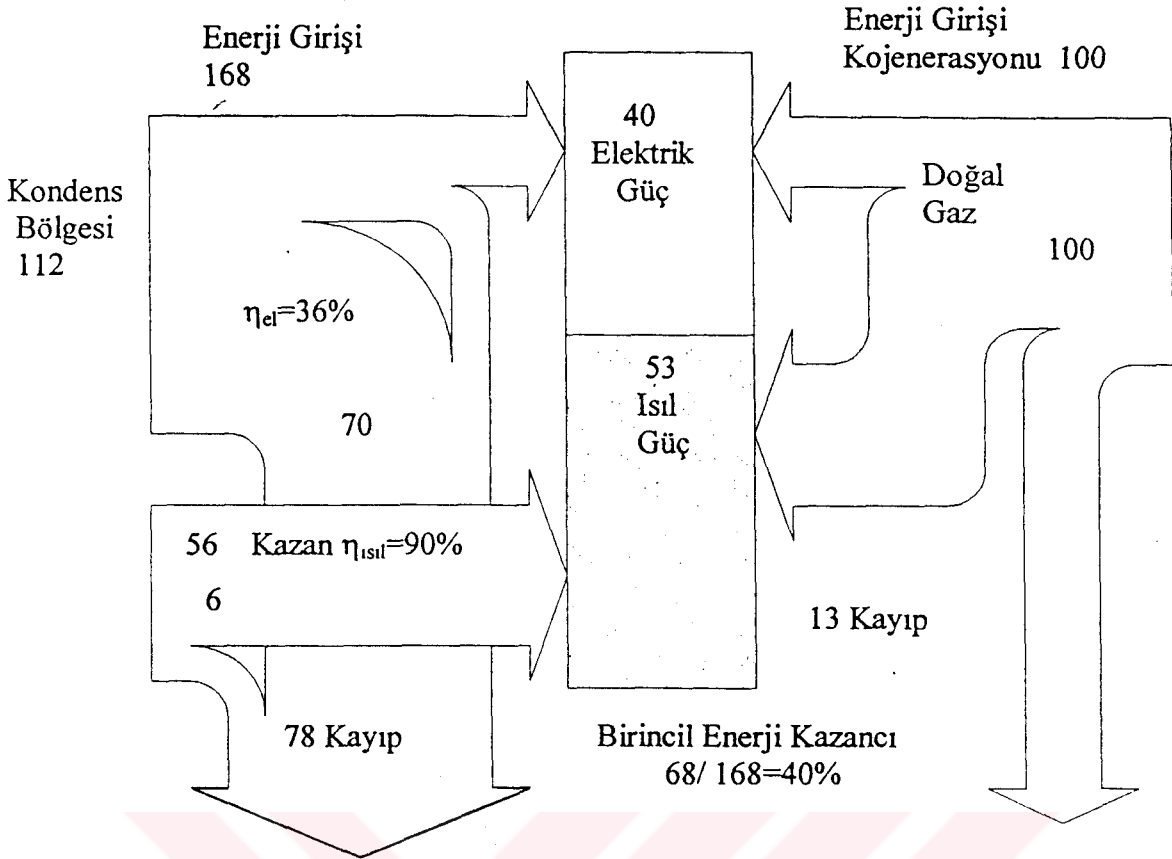
etkileri azaltacaktır. Isı ve mekanik enerjinin birlikte üretildiği kojenerasyon tesisleri, enerji ve ekserji üretim verimliliği, enerji üretim maliyeti ve ekoloji yönünden yönünden ısı ve mekanik enerjinin ayrı ayrı üretildiği klasik tesislere göre daha yüksek performansa sahip olduğu bilinmektedir. Günümüzde bu tesislerin performansını daha da artırabilmek için muhtelif kriterlere dayalı olarak performans optimizasyonları üzerine çalışmalar yoğunlaşmıştır.

2.1 Kojenerasyon Nedir?

Bileşik ısı ve güç üretimi olarak da tanımlanan kojenerasyon, ısı ve güç üretimini tek bir tesisten sağlayan teknoloji olarak bilinir. XX. yüzyılın başlarında kullanılmaya başlanmasına rağmen, 1970'lerden sonra ekonomik ve ekolojik duyarlılıkların artmasıyla daha önemli hale gelmiştir. Asıl teknolojik gelişmesi ise son 10 yıldır süregelmektedir. Kojenerasyon sistemleri genellikle yüksek sıcaklıkta çalışan çevrimler için uygundur. Bu çevrimlerde yüksek sıcaklıktaki ısı enerjisi, mekanik güç üretiminde kullanılır. Mekanik enerji üretiminde değerlendirilemeyen atık ısı ise kızgın ve/veya doymuş buhar üretiminde, endüstri prosesinde, soğutma ve ısıtma ünitelerinde veya doğrudan kurutma amacıyla kullanılabilir. Isı enerjisinin iletimi sırasında, taşıyıcı ortam olarak sıcak su veya buhar kullanılmaktadır. Bu seçim tüketicinin talebine ve iletim hattının ekonomik dizayn durumuna göre değişmektedir. Kojenerasyon sistemleri diesel, fuel-oil, doğalgaz, propan (LPG), çöplük gazı, arıtma gazı gibi sıvı veya gaz yakıtları ile çalışmaya uygundur (Ağabay, 1994).

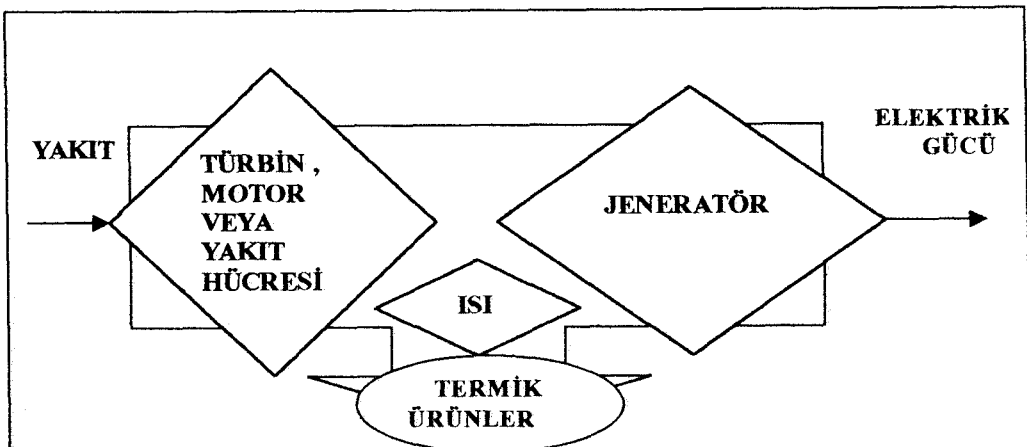
Isı ve mekanik enerjinin ayrı ayrı üretildiği klasik tesislerin toplam faydalı enerji yönünden yararlanma oranı %55-65 civarında olmasına karşılık kojenerasyon tesislerinde %80-90 civarındadır.

Şekil 2.1'de konvansiyonel ve kojenerasyon sistemleri ile enerji üretimi bir Sankey diyagramı üzerinde karşılaştırılmıştır. Görüleceği üzere; 40 birim elektriksel, 50 birim ısı güce ihtiyacı olan bir tesisin bu ihtiyaçlarını karşılamak için konvansiyonel sistemde 168 birim enerji gerekirken, kojenerasyon sistemi ile 100 birim enerji yeterli olmaktadır. Kojenerasyon sisteminin ana amacı tüm ısı makinalarının çevreye vermek zorunda oldukları atık ısıdan yararlanmaktır.



Şekil 2.1 Kojenerasyon ve konvansiyonel sistemlerle enerji üretimlerinin sankey diyagramıyla karşılaştırılması (Koçak ve Gülşen, 1998)

Kojenerasyon tesisleri yurdumuzda da kullanılmaktadır. Fakat batılı ülkeler kadar henüz çok fazla yaygınlık kazanmış değildir. Bu konudaki eksikliklerin giderilmesi ancak enerji üretiminin ekonomik ve çevresel etkilerinin doğru bir şekilde analiz edilmesine bağlıdır. Yurdumuzda kullanılan kojenerasyon tesislerinde ana tahrik elemanı olarak gaz türbinleri ve gaz motorları revaçtadır. Ana tahrik ünitelerinde en yeni teknolojiler ise; “yakıt hücreleri” ve “mikro türbinler” ve bunların birlikte oluşturdukları “karma sistemlerdir.” Şimdilik ekonomik dizayn açısından uygun olmamalarından dolayı ticari amaçla kullanılmamaktadırlar. Şekil 2.2’de basit bir kojenerasyon sistemi şeması görülmektedir.



Şekil 2.2 Basit bir kojenerasyon sistemi şeması

2.2 Kojenerasyon-Çevre İlişkileri

Enerji-çevre ilişkisi ile ilgili Aybers ve Şahin (1995) tarafından verilen bilgiler aşağıda özet olarak sunulmuştur. Enerji sistemlerinin mukayesesinde maliyet tek kriter değildir ve kıyaslama yapılırken çevre etkileşimleri de önemlidir. Çevreyi temizlemek için sonradan yapılacak olan masraflar enerji sistemlerinin maliyetini dolaylı olarak etkilemektedir.

Çevre bakımından üzerinde durulması gereken sorunlar 4 ana kısma ayrılabilir. Bunlar sırasıyla:

- Asit yağmurları,
- Ozon delikleri,
- Sera etkisi,
- Nükleer radyasyonlardır.

Fosil yakıt kullanan enerji üretim tesislerinin neden olduğu asit yağmurlarına SO_2 ve NO_2 gibi baca gazları neden olmaktadır. Asit yağmurları, ormanların ve bitki örtüsünün tahrip olmasına, durgun suların kirlenmesine neden olmaktadır.

Almanya’da asit yağmurları nedeniyle bazı ormanların %54 oranında tahrip olduğu gözlenmiştir. Bu nedenle, bu ülkede son birkaç yılda 12 GW_e toplam gücündeki bazı kömür santralleri kapatılmış ve 70 bölgeye dağılmış bulunan 37 GW_e toplam gücündeki kömür santraline “desülfirizasyon “ ve “katalitik denitrifikasyon” tesisleri kurdurulmuştur. Bu ilave tesisler elektrik üretim maliyetini %20-%25 artırmış ve Alman endüstrisine birkaç milyar DM parasal yük getirmiştir. Almanya da 1993 yılından itibaren SO_2 için 400 mg/Nm³ ve NO_x için 200 mg/ Nm³ sınır değerinin aşılmamasına karar verilmiştir.

Oksijen molekülünün “foto dissosiyasyon”u ile stratosfer tabakasında oluşan ozon tabakasının sınır ötesi ışınlarını tutmak ve dünyayı direk güneş ışınları radyasyonlarından korumak gibi önemli bir rolü vardır. Ozon tabakasının bozulması “Cholorofluocarbon (CF_xCl_y) “’lerin katalitik etkisi ile olur. İnsanlar tarafından atmosfere bırakılan bu gazlar, CO_2 ’ye oranla yaklaşık 15000 kere daha fazladır.

Dünya üzerinde “sera etkisi “ile dünyanın ısınmasına neden olan gazlar sırasıyla; su buharı, bulutlar, CO_2 , CH_4 , N_2O , O_3 , ve CF_xCl_y gazlarıdır. Bu gazlar dünya kabuğundan geri neşredilen kızıl ötesi ışınları tutmak suretiyle, dünya kabuğunun sıcaklığının artmasına neden olurlar. Ekim 1985’de düzenlenen bir konferansta 2030 yılında atmosferdeki CO_2

konsantrasyonunun iki katına ulaşacağı ve bu nedenle dünya kabuğunun ortalama sıcaklığının $3^{\circ}\text{C} \pm 1.5$ kadar artmasıyla kutuplardaki buzulların erimesi neticesinde denizlerdeki su seviyesinin birkaç metre yükseleceği ileri sürülmüştür.

Sera etkisinin azaltılması için fosil yakıt tüketim hızının dolayısıyla CO_2 üretim hızının azalması gerekmektedir. Bu nedenle, 1988 Toronto Konferansında CO_2 üretiminin yılda % 1 azaltılmasına çalışılması karar altına alınmıştır. Bu amaca ulaşabilmek için fosil yakıt enerji üretimi tesisleri daha ucuz elektrik üretiyor olsalar bile, bunları büyük oranda kullanmaktan kaçınmak gerekmektedir. Ancak doğalgaz aynı ısı miktarı için, kömüre nazaran %57 nispetinde daha az CO_2 üretir ve kombine gaz-buhar çevrimiyle %50 termik verimle elektrik enerjisi üretmek mümkündür. Bu nedenle, günümüzde kombine doğalgaz çevrim santralleri sistemleri hızla yaygınlaşmaktadır. Nükleer santrallerin kömür santralleri yerine kullanılabilecek iyi bir alternatif olduğu söylenebilir.

Normal şartlarda insan “doğal çevre radyasyonu” altında yaşamaktadır. Gıdalardan, çevreden, tıbbi muayene ve diğer insan yapısı radyasyon kaynakları da dahil olmak üzere her insan ortalama olarak yılda 2,5 milisevert doz almaktadır. Yaklaşık olarak bu dozun 1/3 kadarı kozmik ışınlar ve çevremizdeki doğal γ kaynaklarından, 1/2’si kadarı Radon ve Thoreon gibi inert gazlardan alınmaktadır. Bu gazdan dünya kabuğunda bol miktarda bulunan Uranyum ve Toryum gibi radyoaktif elementlerin bozunmasından oluşur.

Cinsi ne olursa olsun, enerji sistemlerinin çevre üzerinde etkisi vardır. Bu etkinin fosil yakıt kullanan santrallerde çok yüksek olduğu bilinmektedir. Kömür çıkarılmasındaki kazalar, petrol taşıma kazalarının çevre üzerindeki etkileri ile birlikte baca gazlarının insan sağlığı üzerindeki olumsuz etkileri dikkate alındığında fosil yakıtlı santrallerin çevreye etkisi zannedildiğinden daha fazladır. 1000 MW_e gücündeki bir kömür santrali, yılda 3 milyon ton kömür tüketir. Ve 7 milyon ton CO_2 , 120000 ton SO_2 , 20000 ton NO_x üretir. Fuel oil enerji üretim tesisleri için durum çok farklı değildir. Ancak santrale muhtelif ekipmanlar ilave edilerek emisyon seviyeleri kontrol edilebilir. Bu işlem enerji üretim maliyetini %20 ile %25 kadar arttırmaktadır.

Şuan ki mevcut tüketim hızıyla dünyada 100-200 yıl yetecek kadar kömür 40-50 yıl yetecek kadar petrol ve doğalgaz rezervleri olduğu bilinmektedir. Bu enerji kaynaklarının çevre üzerindeki olumsuz etkileri de dikkate alındığında alternatif temiz enerji kaynaklarına yönelmek zorunluluğu olmakla birlikte, bu kaynaklarla kısa ve orta vadede toplam talebi

karşılamak mümkün görülmemektedir ve gelecek yıllarda fosil yakıt santralleri yerine daha fazla nükleer santral kullanılmaya başlanması beklenmektedir.

Temiz enerji kaynaklarından olan güneş ve rüzgar gibi sonsuz denebilecek bir potansiyele sahip yenilenebilir enerji kaynaklarından büyük ölçekte ekonomik olarak elektrik enerjisi üretim teknikleri henüz gelişmemiş olmasına rağmen, bu kaynakların uzun dönemde ekonomik olarak elektrik enerjisi üretiminde kullanılabileceği ümit edilmektedir. Bugün için yenilenebilir kaynakların en önemlisi ve ekonomik olarak değerlendirilebileni hidrolik enerjidir. Ancak dünyanın hidrolik potansiyeli sınırlı olduğu için, bu kaynağın elektrik üretimi içinde % 19 olan payının gelecekte azalması beklenmektedir. Pahalı olmaları ve büyük güç ölçeklerinde kullanılamamaları nedeniyle hidrolik dışındaki diğer yenilenebilir enerji kaynaklarını elektrik üretimindeki payı %3 kadardır. Bu durumda 2020 yılında 30000 TWh olması beklenen dünya elektrik talebinin %52'si termal, %26'sı nükleer %16'sı hidrolik ve % 6'sının diğer santrallerle karşılanması mümkün görünmektedir.

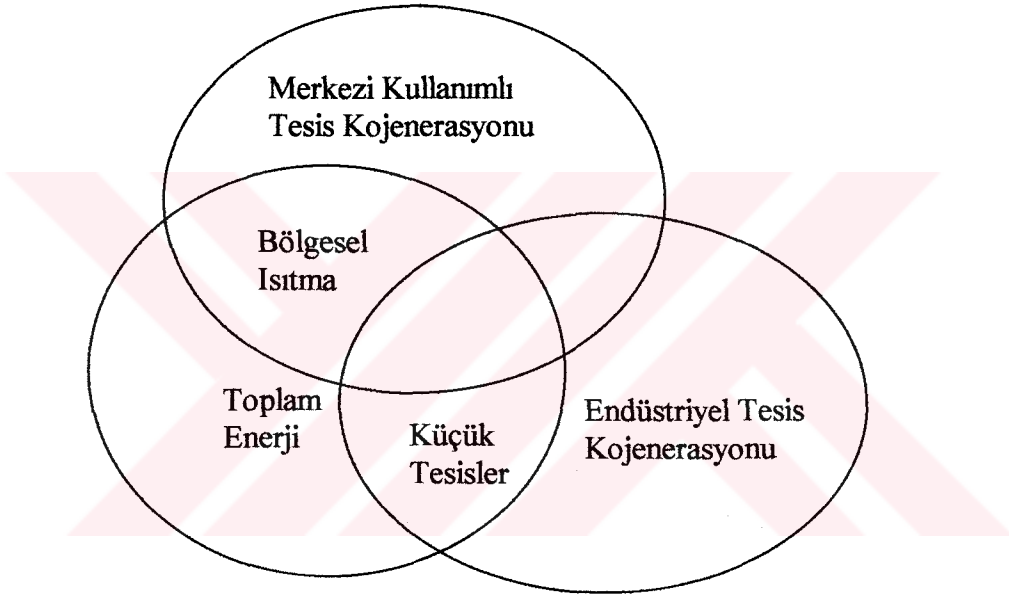
Yukarıda verilen bilgiler en önemli çevre kirleticilerin fosil yakıtlı santrallerden kaynaklandığını göstermektedir. Bu nedenle bu santrallerin enerji üretim verimliliğinin artırılarak emisyonun azaltılması yönünde bilimsel çalışmaların yapılarak, gerekli teknolojilerin geliştirilmesine hız verilmesi oldukça önemlidir. Kojenerasyon tesisleri bu konuda yapılan çalışmaların bir ürünü olmakla beraber çevresel etki yönünden daha da geliştirilebilir. Sunulan bu çalışmanın amacı da bu çerçevede değerlendirilmelidir.

3. KOJENERASYON TEKNOLOJİSİ

3.1 Kojenerasyon Yaklaşımları

Wilkinson and Barnes (1993) tarafından kojenerasyon yaklaşımlarıyla ilgili olarak verilen bilgiler aşağıda özetlenmiştir.

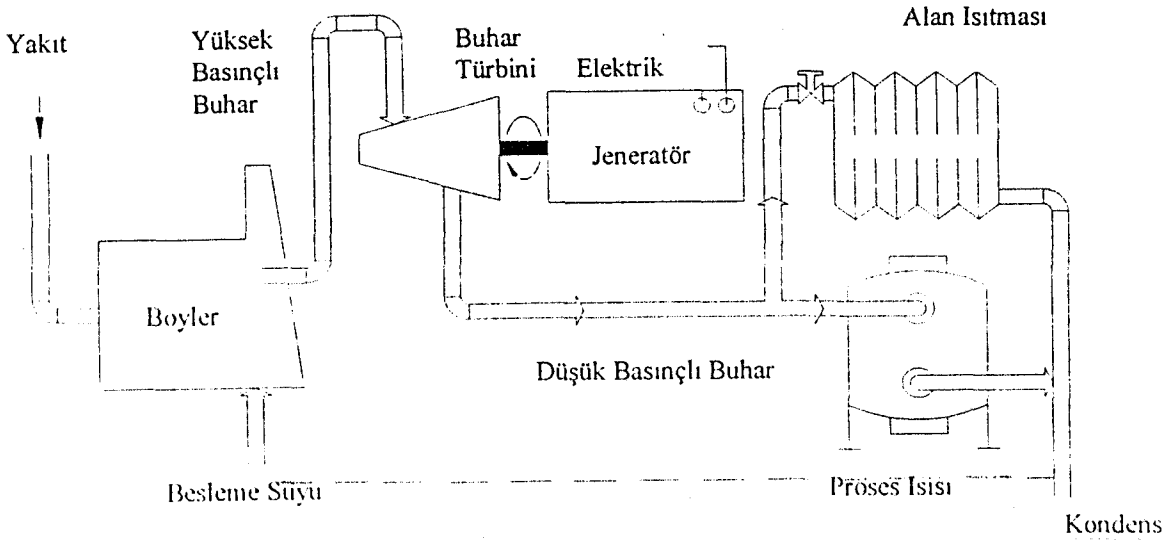
Kojenerasyon sistemleri merkezi ısıtma, endüstriyel ve toplam enerji sistemleri olmak üzere üç kısma ayrılmaktadır. Bu kojenerasyon sistemlerinin birbiriyle olan ilişkileri Şekil 3.1’de görülmektedir. Şekilden görüleceği üzere çalışma bölgeleri birbirleriyle örtüşebilmektedir.



Şekil 3.1 Kojenerasyonun formları

3.1.1 Merkezi Kullanımlı Tesisler

Büyük merkezi ısı ve güç tesislerinde kojenerasyon (Şekil 3.2), ticari ve konutsal binalarda alan ısıtması ve sıcak su elde edilmesi ve endüstri tesislerinde düşük sıcaklıkta proses ısısı veya her ikisini sağlar. Bu sistemler aynı anda ısı ve elektrik üretirler. Son yıllarda bölgesel ısıtmada küçük, tek amaçlı, düşük basınçlı buhar üretimi yerine; büyük, yüksek basınçlı ısı ve elektrik üretim sistemleri tercih edilmektedir. Çift amaçlı sistemlerin yatırım, işletme ve bakım maliyetlerinin daha kompleks ve yüksek olmasına rağmen, enerji üretim verimliliğinin yüksek olmasından dolayı yakıt masrafları diğer sistemlere göre daha düşük olmaktadır.



Şekil 3.2 Merkezi ısı ve güç kojenerasyon sistemi (Sucuoğlu, 1999)

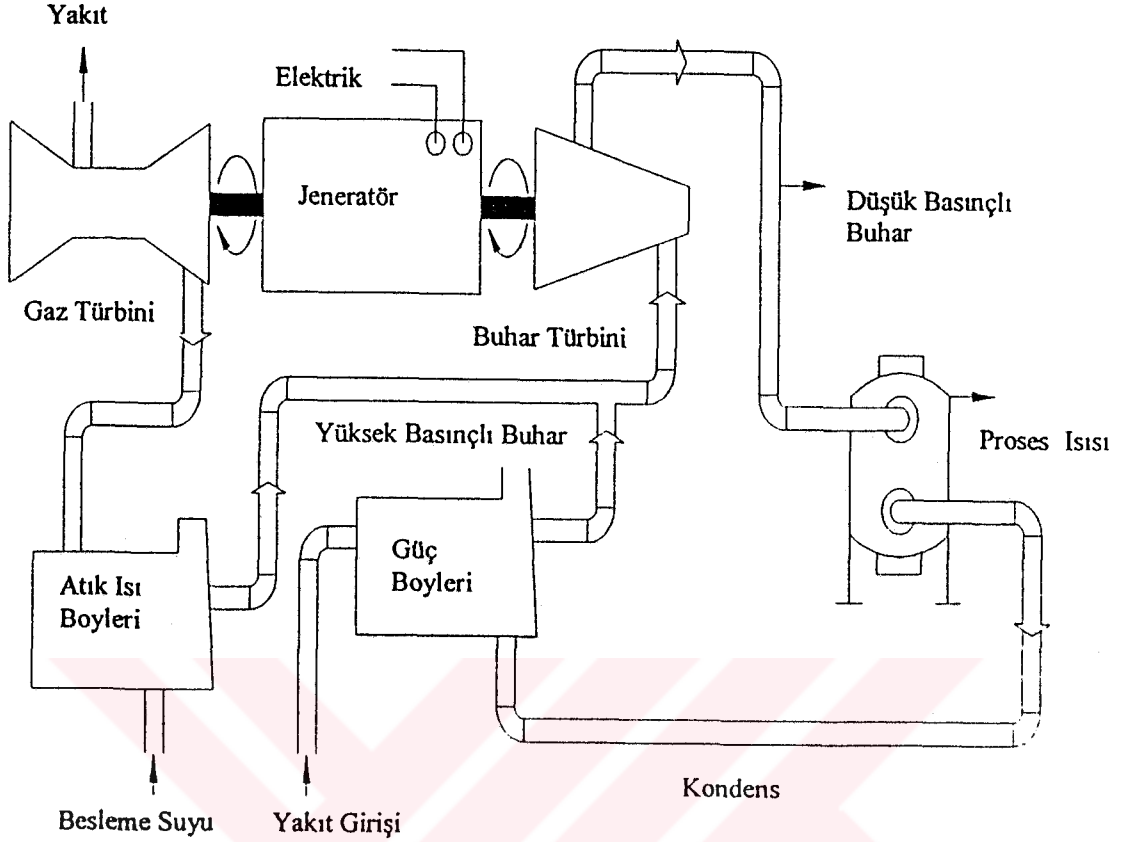
3.1.2 Endüstriyel Tesisler

Endüstride “kombine ısı ve güç üretim sistemleri” kapasite bakımından üç kısma ayrılmıştır. Bunlar ;

Büyük ve Orta Endüstri Kojenerasyon Sistemleri : Petrol rafineleri, kağıt ve kağıt hamuru, kimyasal tesislerdir. Bu sistemlerin elektrik kurulu kapasitesi 25 MW’dan daha büyüktür. İşletmenin yüksek proses ısısı talepleri için kullanılmaktadır.

Küçük Endüstri Sistemleri : Elektrik üretim kapasiteleri 50 kW ile 25 MW arasında değişen endüstri sistemleridir. Gelecek 10 yıl içerisinde sektörde önemli bir yer alması beklenmektedir.

Daha Küçük Ticari ve Endüstri Sistemleri : Küçük gaz türbinlerinden oluşan bu sistem küçük ticari binalarda kullanılmaktadır. Kullanılan sistem binanın ve kullanılan ekipmanların elektrik ihtiyacı ve ayrıca soğutma, ısıtma işlemlerini de sağlamaktadır. Bu sistemlerin kapasiteleri yaklaşık olarak 25 kW seviyelerindedir.



Şekil 3.3 Endüstriyel kojenerasyon sistemleri (Sucuoğlu, 1999)

3.1.3 Toplam Enerji Sistemleri

Elektrik ve ısı üretimini sağlayan çift amaçlı sistemler apartmanlarda, üniversitelerde, alışveriş merkezlerinde kullanılmaktadır. Ancak bu küçük sistemler yüksek maliyetlere sahiptir. Küçük kazan ve jeneratörler için birim buhar ya da elektrik çıkışı başına yatırım maliyeti, büyük endüstriyel ya da merkezi sistemlere göre %50-100 daha fazladır. Yüksek bakım ve işçilik maliyetleri de işletim maliyetini artırır. Elektrik ve ısı için kullanıcı talebi saatlik, haftalık, aylık, yıllık olarak değişmektedir. Çoğu ekipmanlar aralıklı olarak çalışırlar. Ancak pik talebini de güvenli olarak karşılamak için ekipmanlar hazır beklemelidir. Gerekenden fazla ekipman da elektrik ve ısı birim maliyetini artırır. Gelişen teknolojilerde küçük sistemler daha ekonomik hale gelmektedir. Bu tip uygulamalarda küçük bir gaz türbini, kazan ve bir buhar türbini güvenilir ve düşük işletim ve bakım maliyetleri ile üretim yapabilirler.

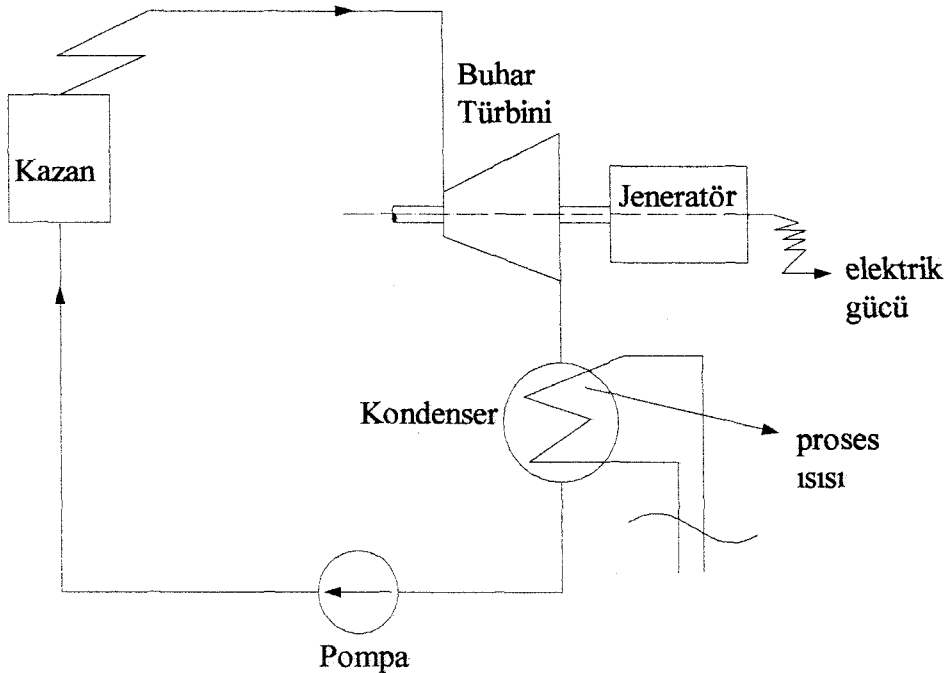
3.2 Kojenerasyon Sistemleri

3.2.1 Buhar Türbinli Kojenerasyon Sistemleri

Buhar türbinleri, akışkanın ısı enerjisini kinetik enerjiye, kinetik enerjiyi ise mekanik enerjiye dönüştüren makinelerdir. Diğer kombine ısı ve güç üretim teknolojilerinden farklı olarak, bir buhar türbini mevcut bulunan yakıt kaynağını direkt olarak elektrik gücüne çeviremez. Ancak kendisine yüksek basınçlı buhar sağlayacak bir kazana veya bir atık ısı kazanına ihtiyaç duyarlar. Bu makinelerde kullanılan doymuş buhar kazanları, küçük tesislerde düşük güç üretiminde, kızgın buhar kazanları ise büyük tesislerde daha fazla güç üretimi için kullanılır. Sadece buhar türbinlerinden oluşan kojenerasyon sistemlerinde kullanılan yöntemler aşağıda verilmiştir.

3.2.1.1 Karşı Basınçlı Buhar Türbini Kojenerasyon Sistemi

Bu sistemler genel olarak bir kazan ve bir karşı basınçlı buhar türbininden oluşmuştur. Kazanda üretilen yüksek basınç ve sıcaklıklı buhar, bir rotoru döndürmek üzere buhar türbinine gönderilir. Türbin bir jeneratörü tahrik eder ve elektrik üretilir. Türbini terk eden düşük sıcaklık ve düşük basıncındaki buhar bir proses uygulamasında kullanılabilir. Şekil 3.4'de karşı basınçlı bir sistem görülmektedir.

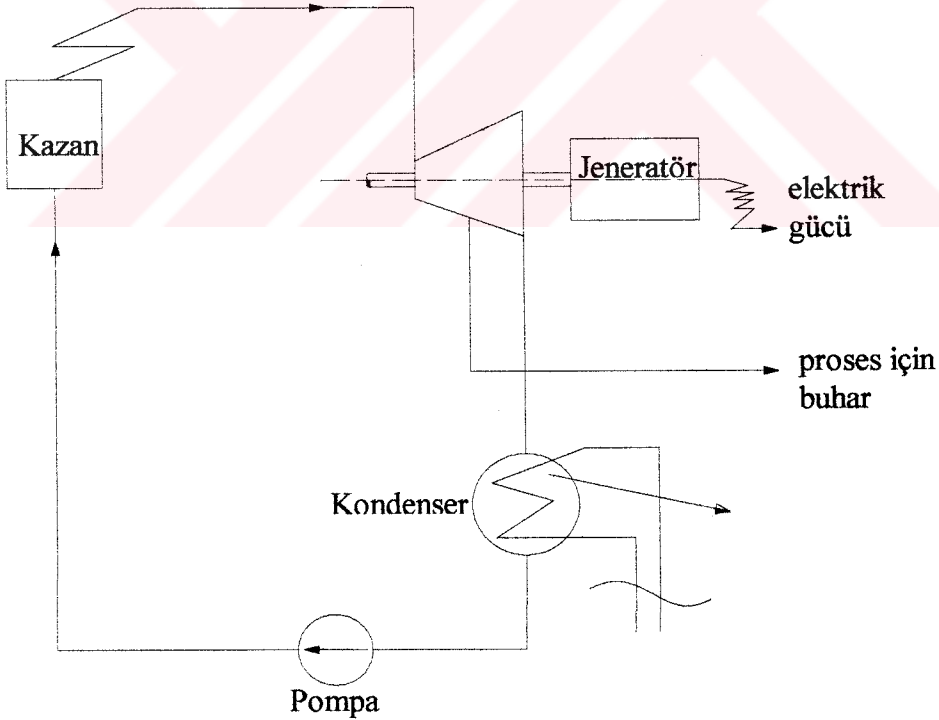


Şekil 3.4 Karşı basınçlı buhar türbini kojenerasyon sistemi

Karşı basınçlı sistem, türbin çıkışındaki basıncın yüksek tutulması prensibine dayanır. Türbin çıkışında akışkan yoğusturucu yerine ısı değiştiricisine girer. Çıkış basıncı yüksek olduğundan yüksek entalpi değerine sahip olan akışkan ısı değiştiricisinde ısıl proses amacıyla kullanılır. Buna karşılık sistemden elde edilen iş miktarı azalır. Bu sistemler, proses buharının ve elektriğin ayrıık üretildiği klasik sistemlere göre talep edilen güç/ısı oranına bağlı olarak %10-30 daha fazla enerji yararlanma oranına sahiptir.

3.2.1.2 Ara-Buhar Almalı Buhar Türbini Kojenerasyon Sistemi

Karşı basınçlı kojenerasyon sisteminin alternatifi olarak aynı tarzda çalışan, ancak endüstriyel bir proseste kullanmak için orta kademelerde farklı basınç ve sıcaklıklarda buhar gereksinimi olan durumlarda ara buhar almalı kojenerasyon sistemleri kullanılır. Türbine giren buhar belirli bir basınca kadar genişledikten sonra bir kısmı proses ısı değiştiricisine gönderilmekte ve burada talep edilen ısı ihtiyacının karşılanması kullanılmaktadır. Şekil 3.5’de ara buhar almalı bir kojenerasyon sistemi görölmektedir.



Şekil 3.5 Ara buhar almalı buhar türbini kojenerasyon sistemi

Ara buhar almalı santraller sistemden çekilen buhar miktarını değiştirmek suretiyle değişik ısı/elektrik oranı değerlerinde çalıştırılabilir. Dolayısıyla ısı gereksiniminin değişken olduğu durumlarda karşı basınçlı sistme göre daha uygun bir sistemdir.

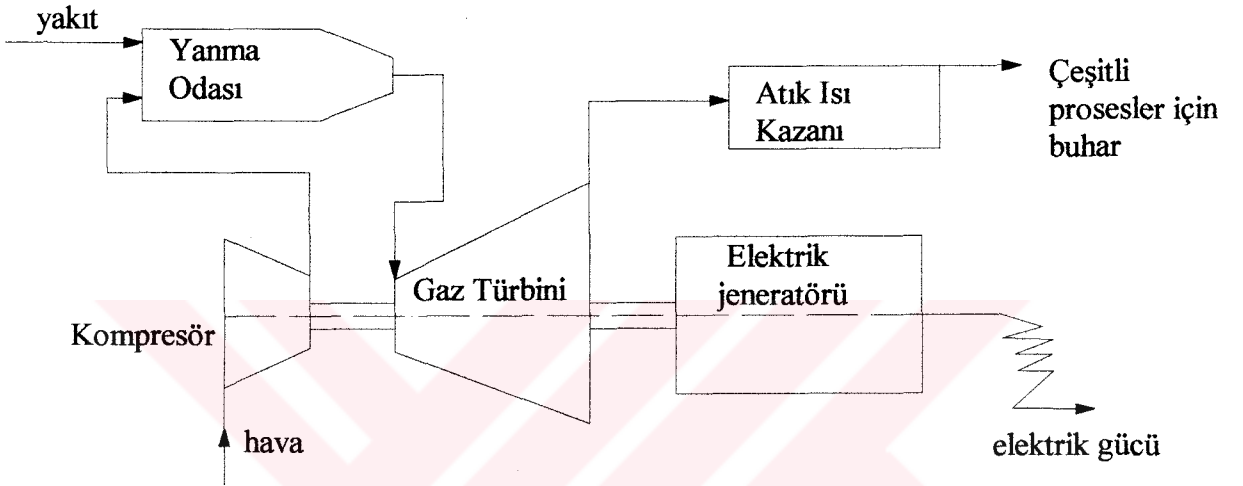
3.2.2 Gaz Türbinli Kojenerasyon Sistemleri

Gaz türbinleri dünyanın her tarafında tek bir yakıt kaynağından eş zamanlı olarak yararlı ısı ve güç üretiminde önemli bir rol almaktadır. Bugün gaz türbinleri 500 kW'dan yüzlerce MW'lık kapasitelere sahiptirler. Kojenerasyon teknolojisinin vazgeçilmez bir parçası olarak kabul edilen gaz türbinleri, elektriği kendi jeneratörlerinden elde ederler. Aynı zamanda ısılı proseslerde kullanılabilecek ısıyı ise türbinden egzoz edilen atık enerjiden üretirler. Bu sistemin çevreye daha az zarar vermesi için düşük emisyonlu doğalgaz kaynaklı kojenerasyon uygulamaları için araştırma-geliştirme çabaları ise sürmektedir. Gaz türbini büyük ölçekli ısı ve elektriğin birlikte üretildiği sistemler için kullanılır. Gaz türbini, bir veya daha fazla yanma odasında yakılan yakıttan üretilen yüksek basınç ve sıcaklıklı yanma gazları ile bir rotorun ve buna bağlı şaftın dönmesiyle mekanik güç üretir.

Gaz türbinli kojenerasyon sisteminde kompresör tarafından emilen hava sıkıştırılır. Basıncı yaklaşık 12 kat artan havanın sıcaklığı da yükselir. 150 °C civarındaki hava yanma odasına gelir. Diğer yandan yanma odasına yüksek basınçlı yakıt (Doğalgaz, LPG, Motorin) püskürtülür. Yakıt/hava oranı yaklaşık 1/60'dır. Yani 60 birim hava ile 1 birim yakıt yanma odasında yüksek basınç altında yanar. Yanma sonucunda yüksek basınçlı ve 900 °C ile 1200 °C sıcaklığında yanma gazları açığa çıkar. Bu yüksek termal enerji potansiyeline sahip gazların termal enerjisi gaz türbininde önce kinetik daha sonra mekanik enerjiye ve bir jeneratörle de elektrik enerjisine dönüştürülür. Türbini terk eden 400-600 °C civarındaki yaklaşık % 15 O₂ içeren egzost gazları atık ısı kazanından geçirilerek proses buharı elde edilir. Üretilen buhar miktarı kullanılan yakıt ve basınca bağlı olarak değişir. Buhar basıncı düştükçe kullanılan buhar miktarı da artar. Atık ısı kazanından atılan baca gazlarının sıcaklığı 200 °C civarındadır. Atmosfere atılan bu enerjiden de faydalanmak mümkündür. Atık ısı kazanı ile baca arasına konan bir ekonomayzer ile baca sıcaklığı 100 °C'ye kadar düşürülebilir.

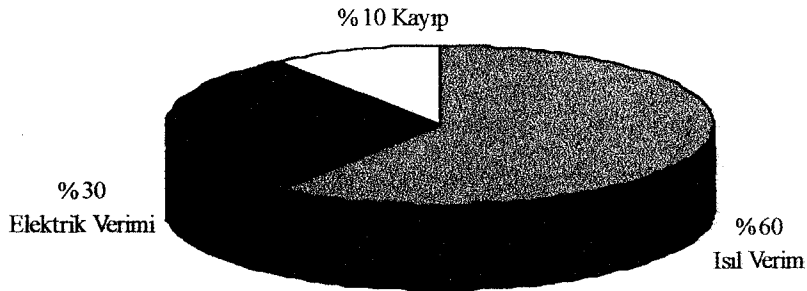
3.2.2.1 Basit Çevrimli Gaz Türbinli Kojenerasyon Sistemi

Gaz türbinleri çok farklı çevrim konfigürasyonlarıyla işletilebilir. Basit çevrimli gaz türbinli kojenerasyon tesisi bir tek şafttan tahrik olan hava kompresörü, yanma odası, gaz türbini, türbine bağlı bir elektrik jeneratörü ve atık ısı kazanından oluşmaktadır. Basit çevrimli gaz türbinleri genellikle 25 MW' dan daha az güç üretiminde kullanılır. Şekil 3.6'da basit çevrimli bir gaz türbinli kojenerasyon sistemi şeması görülmektedir.



Şekil 3.6 Basit çevrimli gaz türbini kojenerasyon sistemi

Basit çevrimli gaz türbini kojenerasyon sistemlerinin enerji dağılımı Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Buna göre birincil enerji girdisi %100 alındığında elektrik verimi %30, ısı verim %60, kayıp ise %10 olmaktadır.

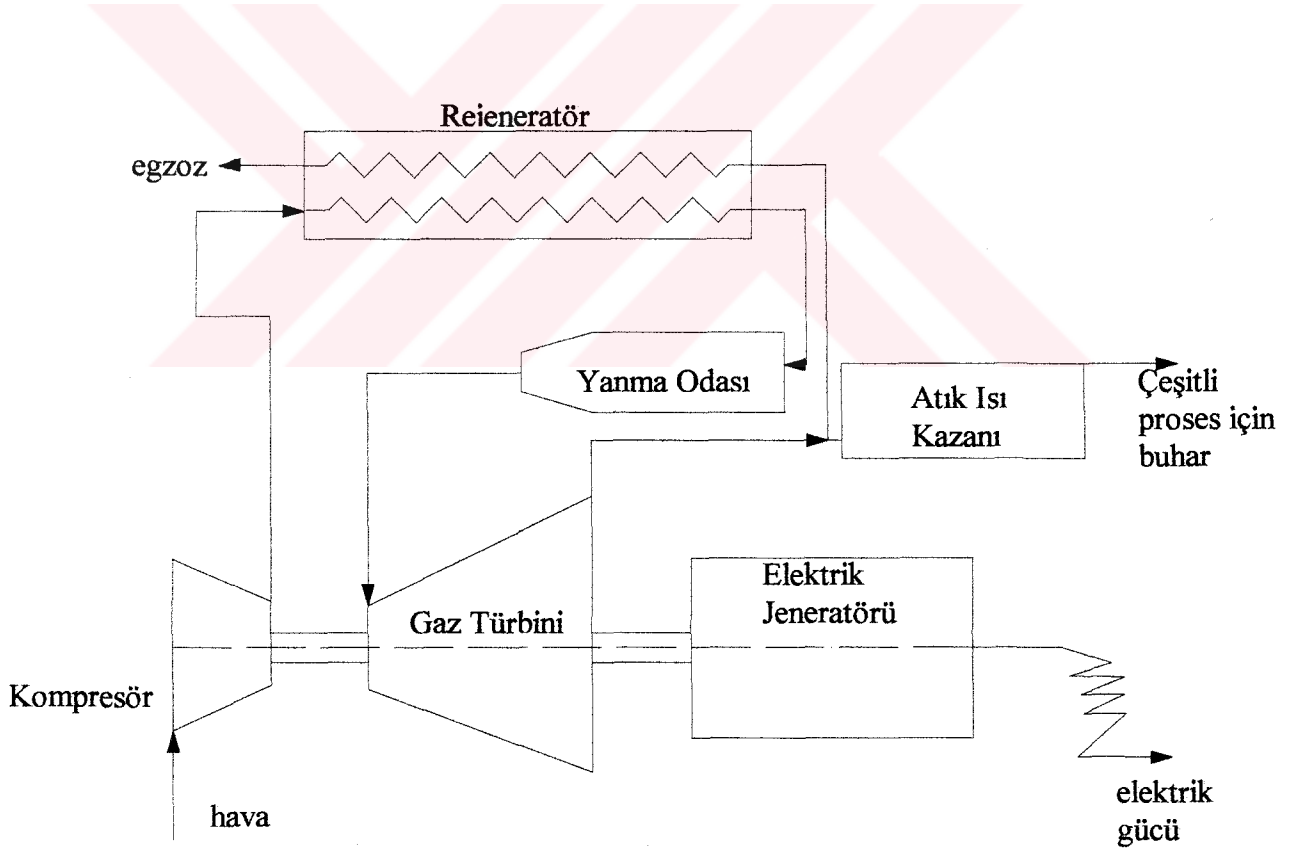


Şekil 3.7 Basit çevrimli gaz türbini kojenerasyon sistemi enerji dağılımı

3.2.2.2 Rejeneratör İlaveli Gaz Türbinli Kojenerasyon Sistemi

Basit gaz türbinli kojenerasyon sistemini iyileştirmenin çeşitli metotları vardır. Genel olarak iyileştirilmiş bir gaz türbini çevrimine, basit çevrimli gaz türbininden farklı olarak bir rejeneratör ilave edilmiştir. Bu rejeneratör gaz türbininden çıkan gazların egzoz enerjisini kullanarak, kompresörden çıkan sıkıştırılmış havanın yanma odasına girmeden önce ön ısıtılma işlemini sağlar.

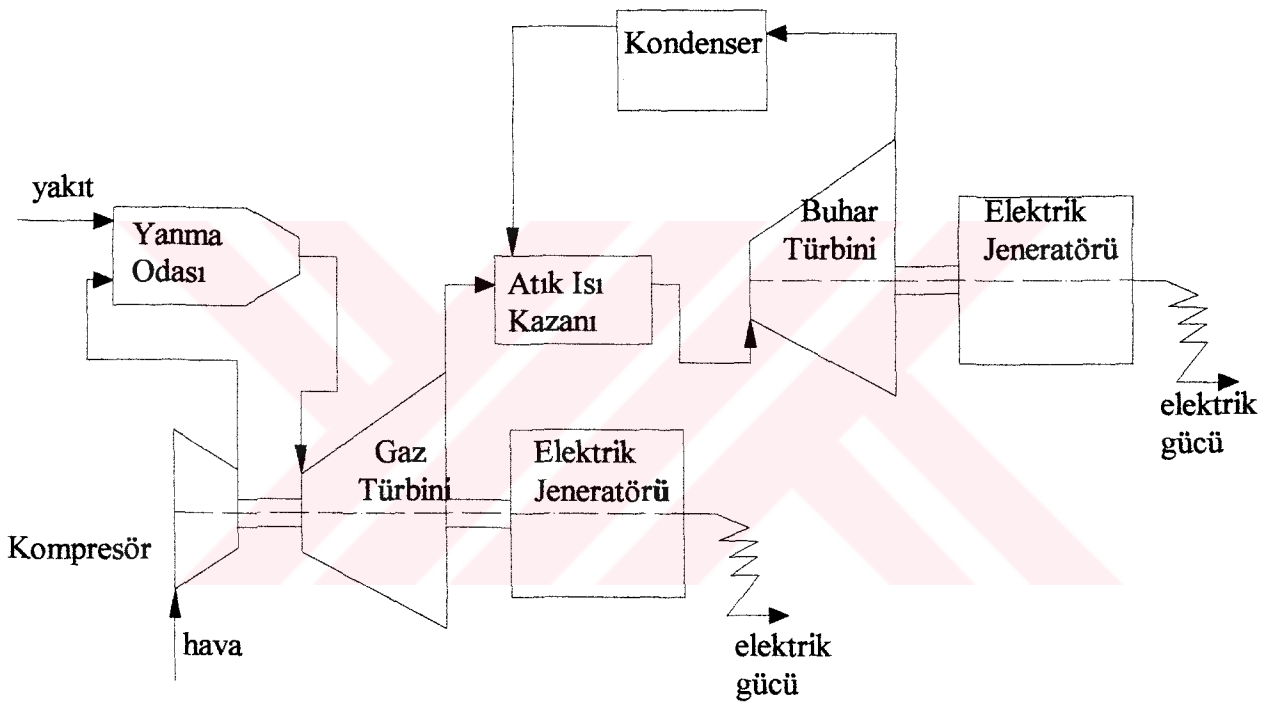
Kojenerasyonun uygulandığı bina, kurum veya işletmenin sabit “elektrik ve termik yükü” biliniyorsa, gaz türbinin egzoz gazları bir atık ısı kazanına verilir. Bu kazan ısıtma, soğutma ve diğer termik uygulamalar için buhar üretir. Bu tip işletmeler türbinin elektriksel ve termik kapasitelerini kullanarak performansını artırabilirler. Şekil 3.8’de rejeneratör ilaveli bir gaz türbini kojenerasyon sistemi akış şeması görülmektedir.



Şekil 3.8 Rejeneratör ilaveli gaz türbini kojenerasyon sistemi akış şeması

3.2.3 Kombine Çevrimli Kojenerasyon Sistemleri

Bu sistemlerde atık ısı kazanında üretilen buhar, elektrik üretimini arttırmak için bir buhar türbinine ısı ve güç talep durumuna göre kısmen veya tamamen gönderilebilir. Bu gaz türbini sistemlerinde sıkça uygulanmaktadır. Kombine çevrimler yakıt enerjisinin %40 yada daha fazlasını elektriğe çevirebilmektedir. Eğer ilave yanma kullanılıyorsa kombine sistem, değişen ısı ve elektrik talebini karşılama esnekliğine sahiptirler. Gaz ve buhar türbininden oluşan kombine çevrim kojenerasyon tesisinin prensip şeması Şekil 3.9'daki gibidir.



Şekil 3.9 Kombine gaz-buhar türbinli kojenerasyon tesis şeması

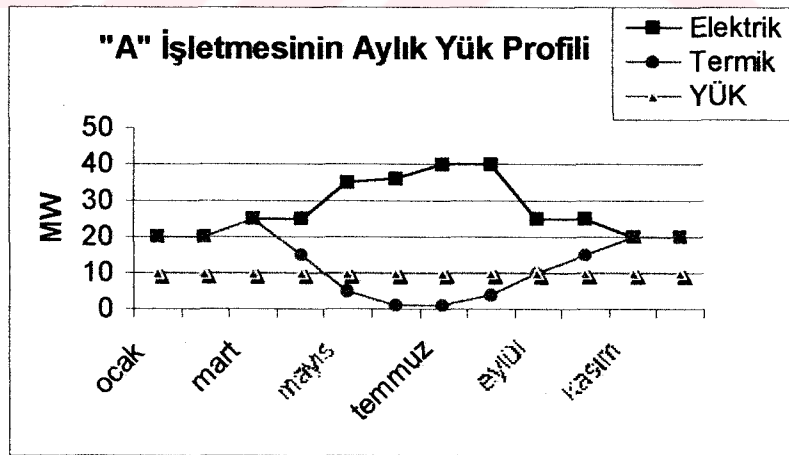
Termodinamik olarak kombine çevrim, Brayton üst çevrimi ile bir Rankine alt çevriminden oluşmaktadır. Brayton çevriminden açığa çıkan egzost gazındaki atık ısı, Rankine çevrimi için ısı kaynağıdır. Kombine çevrim, gaz türbininin yüksek giriş sıcaklığı ile buhar türbininin düşük çıkış sıcaklığı avantajını biraraya getirerek yüksek verimli güç üretimi sağlar. Bu sistemde ısıl talepler, istenilen buharın termodinamik özelliklerine göre ya doğrudan atık ısı kazanından ya da buhar türbininden çekilen buharla karşılanabilir.

Kojenerasyon sisteminde atık ısı kazanı prosese gerekli buharın az bir miktarını sağlar, ya da elektrik üretimini arttırmak için ve egzost gazı içerisindeki NO_x emisyonunu azaltmak için gaz

türbinine, buharın kalitesinin iyi olması kaydı ile, buhar enjekte edilebilir. Enjekte edilen buhar miktarı arttıkça üretilen elektrik miktarı da artar. Atık ısı kazanında üretilen buharın bir kısmını doğrudan gaz türbinine enjekte etmenin en önemli avantajlarından biri değişen proses gereksinimlerine göre sistemin uyum gösterebilmesidir.

Bir işletme için ihtiyaç duyulan elektriksel ve proses ısı miktarlarının günlük, aylık ve yıllık bazda farklılıklar göstermesi olasıdır. Şekil 3.10'da verilen örnekte herhangi bir "A" işletmesinin elektrik ve ısı yükünün aylara göre değişimi görülmektedir. Yaz aylarında "A" işletmesinin ısı gereksiniminde şeklindeki gibi azalma elektrik gereksiniminde ise artış görülmektedir. Bunun manası, yaz aylarında ısıtma işlemine ihtiyaç olmaması aksine soğutma için ilave elektrik yüküne ihtiyaç duyulmasıdır. Bu durumda işletme gaz türbinini kısmi olarak çalışmaya zorlayacaktır ve elektrik yükünü ait olduğu şebekeden satın almak durumunda kalacaktır. Ya da; gaz türbini tam yük altında çalıştırılacak ve tesisin büyük miktardaki buhar üretimi by-pass edilecek, bu ise tesis verimini düşürecektir. Her iki durum da istenmeyen özelliğe sahiptir.

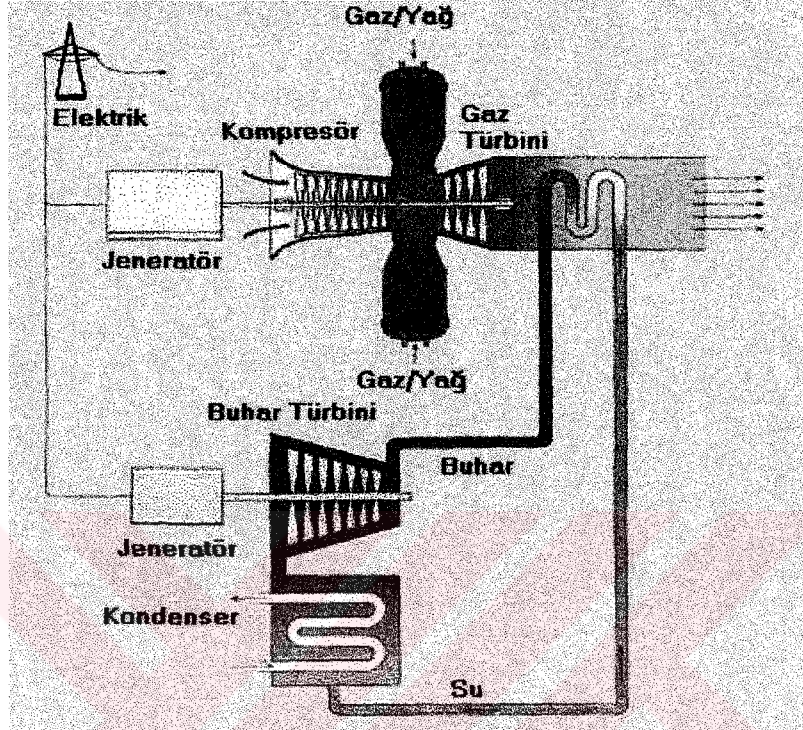
Mümkün olan tek çözüm ise, bu kojenerasyon sisteminin egzoz akışını değiştirerek elde edilen elektrik gücünü değiştirmektir. Bu tip işletmelerde bu aylık yük azalıp-çoğalması sorunu bir kombine gaz/buhar türbinli kojenerasyon sistemi ile çözümlenebilir.



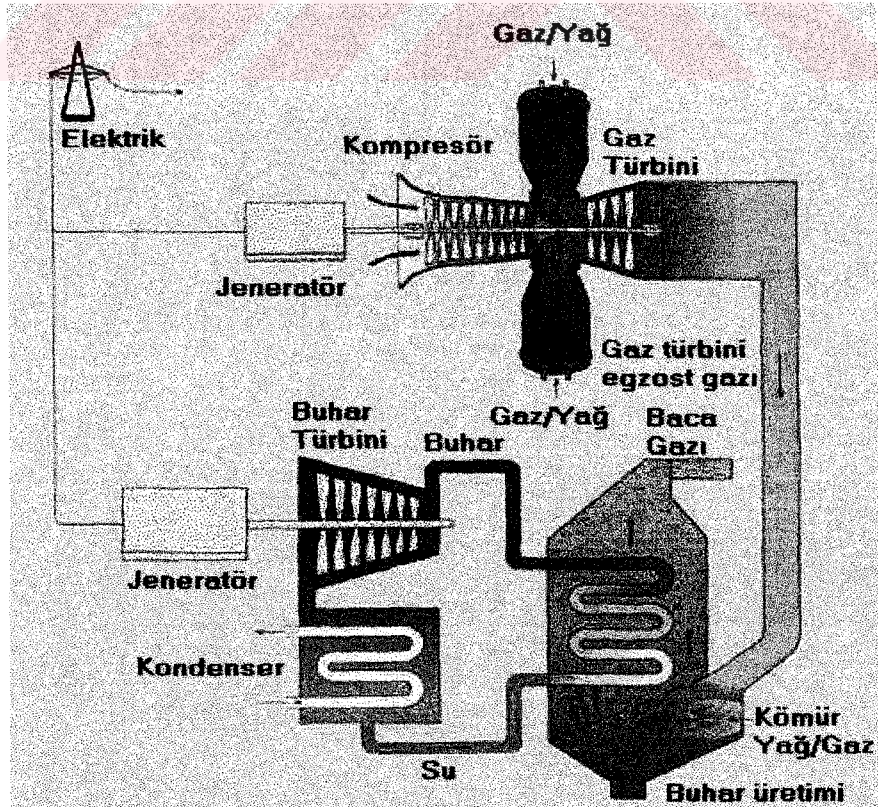
Şekil 3.10 A İşletmesinin aylara göre yük değişim grafiği

Bir kombine çevrimin ana üniteleri, "gaz türbini, kompresör, atık ısı kazanı, buhar türbini, kondenser ve türbinlere bağlı bulunan elektrik jeneratöründen meydana gelmektedir. Kombine gaz/buhar tesislerine ait akış şemaları Şekil 3.11, 3.12 ve 3.13'de görülmektedir.

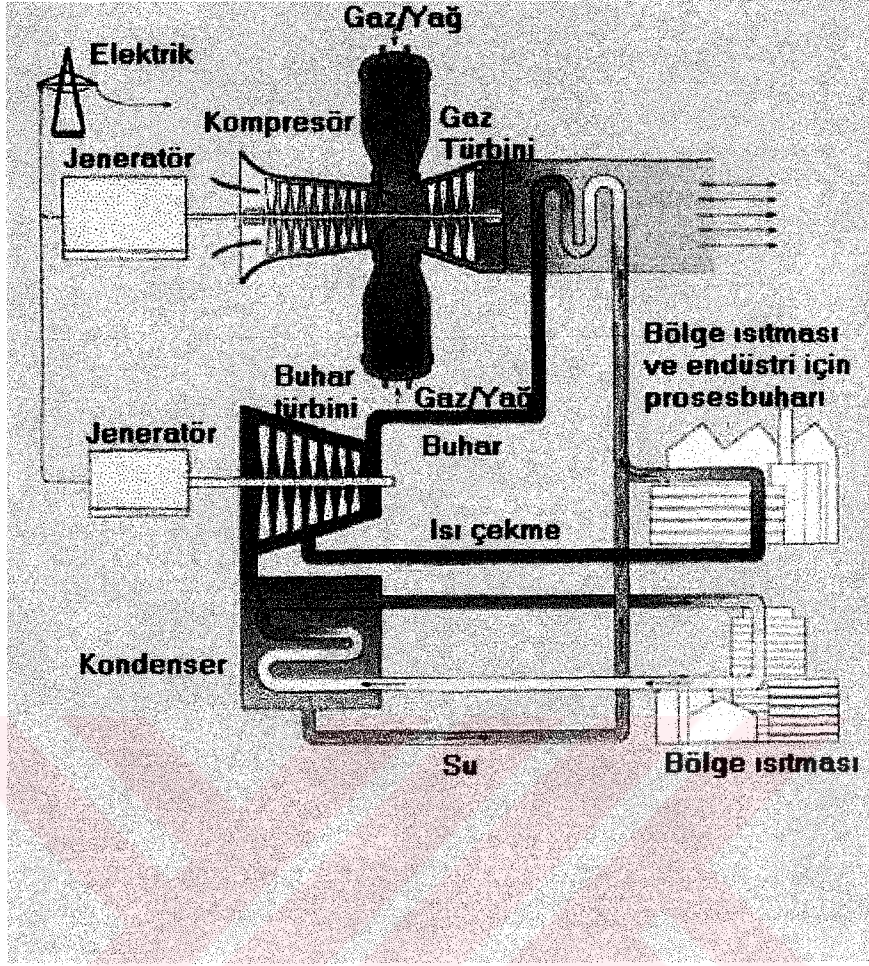
Elektrik yükünün daha fazla gerektiği periyotlarda “atık ısı kazanından çıkan buharın tamamı veya büyük bir kısmı elektrik üretimi için buhar türbinine gönderilir. Buna karşılık ısı gereksiniminin fazla olduğu periyotlarda ise atık ısı kazanından elde edilen buharın tamamı veya büyük bir kısmı gerekli ısıl proses için kullanılır.



Şekil 3.11 Isı geri kazanımlı kombine gaz-buhar çevrim santrali



Şekil 3.12 Isı Geri kazanımlı ve ara buhar almalı kombine gaz-buhar çevrim santrali



Şekil 3.13 Kombine gaz-buhar kojenerasyon sistemi

3.2.4 İçten Yanmalı Motor Kojenerasyonu

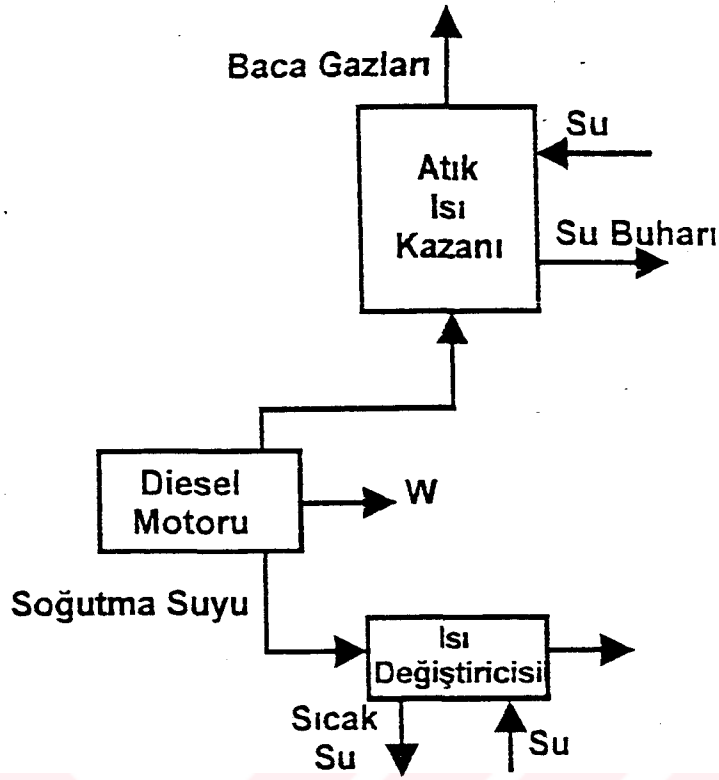
Motorlu kojenerasyon sistemleri, kullanılan yakıtın termik enerjisini elektriğe dönüştürüp açığa çıkan atık ısının da kullanımına imkan vererek sistem veriminin artmasını sağlayan sistemlerdir. Kullanılan yakıtın %35-40'ı elektriğe, %45-50'si ise kullanılır termal enerjiye dönüşebilmektedir. Sadece %10-15'lik bir kayıp söz konusudur. Motorlu kojenerasyon sistemleri motor, jeneratör, ısı değişiricileri ve elektrik enerjisi kullanım ekipmanlarından oluşur. Kombine ısı/güç sistemlerinde kullanılan motorlar otomobillerde kullanılan benzin ve dizel motorlara benzeyen içten yanmalı motorlardır. Kullanılabilir ısı/güç oranı temel olarak 0.5 ile 2 arasındadır. Egzost gazı geniş ölçüde fazla hava içerir. İlave yanma mümkündür ve bu oran 5'e çıkarılabilir.

İçten yanmalı motorlar küçük kapasiteli kojenerasyon alanında hızlı bir şekilde gelişmektedir. Küçük çaptaki (1-10MW arasındakiler) içten yanmalı motorların önemli bir bölümü yakıt olarak motorin veya benzin yakarlar. Bunlar daha çok besleme ünitesi olarak ya da ani güç kesintilerinde devreye girerek alternatif güç üretimi yapmak için kullanılırlar. Bugün, üreticiler çeşitli ölçülerde doğal gazlı, yüksek güçlü, ve yüksek verimli kojenerasyon paketleri sunmaktadırlar. Bu kojeneratörler, çeşitli küçük ve orta büyüklükteki tesis uygulamalarında kullanılırlar. Bu modeller sessiz ve temiz çalışan motorlar olup temel yük taleplerinde çeşitli işletmelerde kullanılabilir. Doğal gazlı içten yanmalı motor kojenerasyon paketleri, optimal elektrik ve termik yük verecek şekilde ve optimum tesis verimi ile birlikte kullanıcıya sunulmaktadırlar.

Bugün, doğalgazlı motor kojenerasyon tesis maliyeti 800-1500 \$/kW arasında değişmektedir. Bununla birlikte emisyonların azaltılması için uygun sayılabilecek bir kojenerasyon paketidir. İçten yanmalı motorlar 10 MW 'dan daha az kapasiteli kojenerasyon uygulamalarda optimal performans sağlar.

3.2.4.1 Dizel Motorlu Kojenerasyon

Dizel motorlu bileşik ısı güç üretiminde, motorun egzoz gazları bir atık ısı kazanından geçirilerek buhar veya sıcak su elde etmek için kullanılır. Ayrıca motorun soğutma suyundan da sıcak su üretimi için yararlanılabilir. Motordan soğutma suyu 120 °C civarında bir sıcaklığa sahip ısı kaynağı oluşturmaktadır. Bu sistemlerde elektrik üretim gücü 0.5 ile 10 MW, ısı verim ise %40-50 arasındadır. Dizel motorlu bileşik ısı güç üretiminde, elektrik ısı oranı yaklaşık 1'dir. Burada da, atık gazlar ısı gereksiniminin az olduğu zamanlarda, yönlendirme mekanizmasıyla doğrudan atmosfere verilebilir. Bu motorlarda yakıt seçenekleri motorin, doğalgaz, LPG ve naftadır. Şekil 3.14'de dizel motorlu bileşik ısı güç sistemi görülmektedir.



Şekil 3.14 Dizel motorlu bileşik ısı güç sistemi

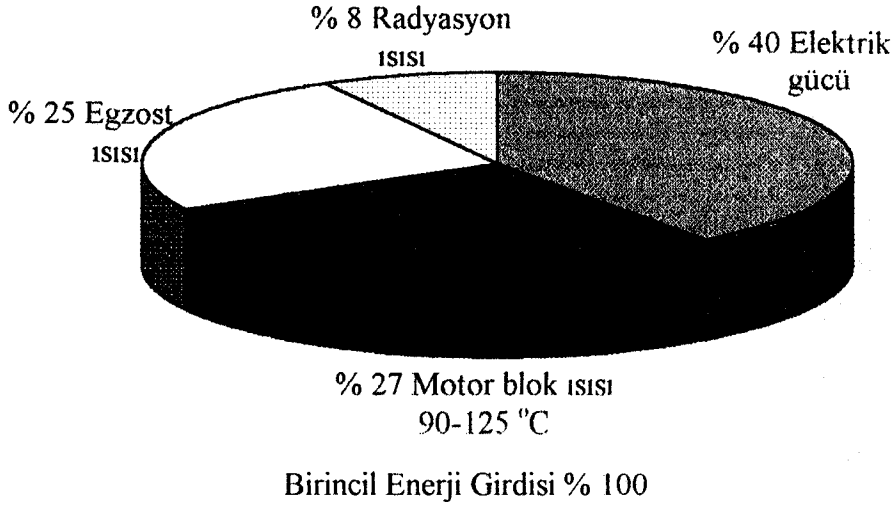
Dizel motorlar iki ve dört zamanlı olmak üzere iki türde üretilirler. Dört zamanlı motorlar modül başına azami 20 MW'a kadar üretilirken, iki zamanlı motorlar modül başına azami 70 MW'a kadar üretim yapacak şekilde imal edilirler. Elektrik verimlerine göre; dört zamanlı motorlar % 44-45 civarında iken, iki zamanlı motorlar % 46-47 civarındadırlar.

İki zamanlı motorlar, verim yüksekliklerine rağmen ağır ve büyük olmaları ayrıca devir sayılarının düşük olması sonucu tahrik edilecek jeneratörün çok kutuplu olması nedeniyle, elektrik enerjisi üretmek için kara uygulamalarında daha az karşımıza çıkarlar. İki zamanlı motorların elektrik santrallerindeki uygulamaları, dört zamanlı motorlara göre sayıca azdır. Ağır yakıtla çalışan iki zamanlı dizel motorların, yakıtlarının ucuz, verimlerinin yüksek olması gibi üstün özelliklerine rağmen yakıtın içeriğindeki yüksek oranlı kükürt nedeniyle daha fazla kükürt oksit emisyonuna neden olurlar. İlk yatırımın yaklaşık %10-15'i civarında bir ilave maliyet ile baca gazı arıtma tesisi yapılarak baca gazındaki kükürt oksit emisyonu istenilen sınırlara çekilebilir.

2.2.4.2 Gaz Motorlu Kojenerasyon

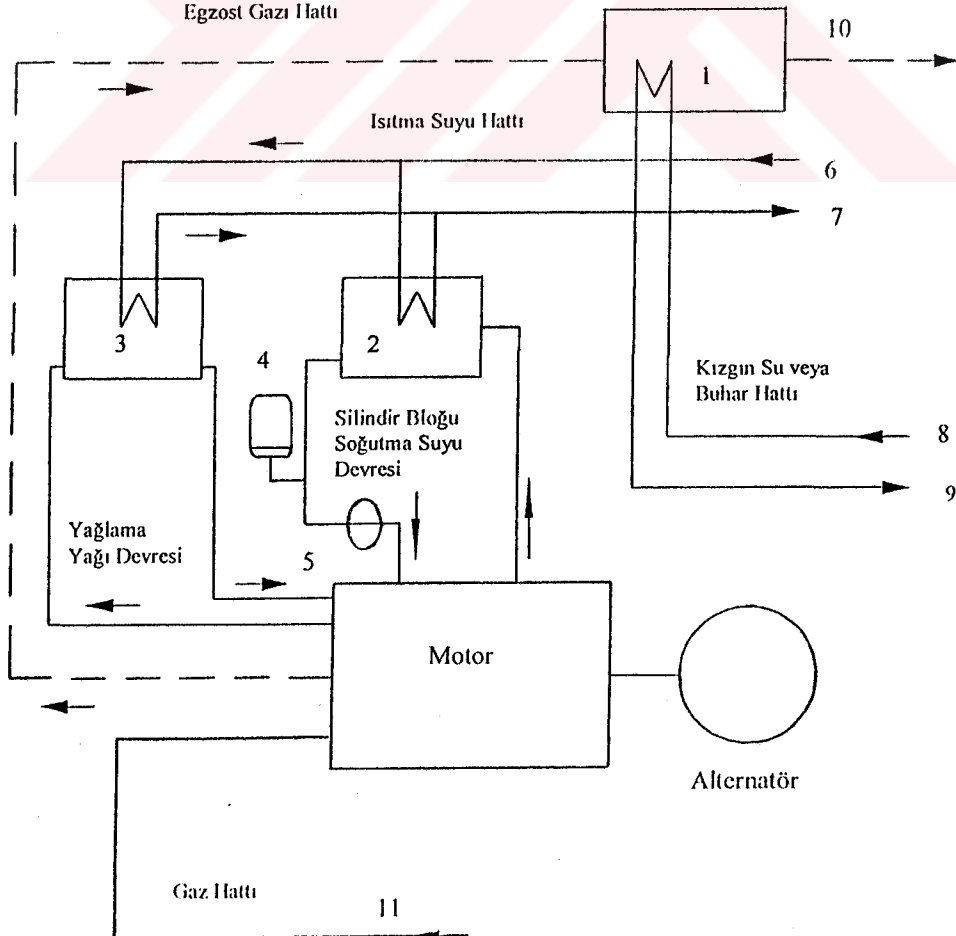
Bu sistem özellikle elektrik ihtiyacı, ısı ihtiyacından daha fazla olan yani elektrik ısı oranı yüksek endüstriyel uygulamalarda, toplu konut, tatil köyleri, büyük oteller gibi sıcak su ve

soğutma gereksinimi olan uygulamalarda optimum çözümler olarak karşımıza çıkmaktadır. Gaz motorundaki enerji dağılımı Şekil 3.15'deki gibidir.



Şekil 3.15 Gaz motorunda enerji dağılımı

Yukarıda bahsedilen enerji dağılımından yola çıkarak, ortaya çıkan atık ılardan gaz motorunun kojenerasyon amaçlı kullanımında ısı enerjisi üç unsurdan elde edilir. Bunlar; gaz motorunun yağlama devresi, egzost gazları ve silindir bloğu soğutma devresidir.



Şekil 3.16 Gaz motorlu kojenerasyon sisteminin prensip şeması (Koçak ve Gülşen, 1998)

Şekil 3.16'daki gaz motorlu kojenerasyon sisteminin prensip şemasında;

- 1 - Egzost gazı eşanjörü
- 2 - Silindir bloğu soğutma suyu devresi eşanjörü
- 3 - Yağlama devresi soğutması ısı değiştiricisi
- 4 - Genleşme tankı
- 5 - Soğutma suyu pompası
- 6 - Isıtma suyu girişi
- 7 - Isıtma suyu çıkışı
- 8 - Kızgın su veya buhar girişi
- 9 - Kızgın su veya buhar çıkışı
- 10 - Egzost gazı çıkışı
- 11 - Gaz girişini ifade etmektedir .

Gaz motoru uygulamalarının en önemli avantajları şunlardır:

- Bu sistemler elektrik ihtiyacının yanı sıra, ısıtma ve/veya soğutma amaçlı ısı enerjisi gereksinimi duyan uygulama alanlarında çok uygun çözümler olarak karşımıza çıkmaktadır. Elektrik tüketiminin ısı tüketimine oranla daha yüksek olduğu durumlarda tercih edilen sistemlerdir.
- %85-91 arasında değişen enerji yararlanma oranına sahiptirler.
- Fakir karışım veya katalizörlü yakma sistemleriyle emisyon seviyeleri oldukça düşük tutulabilmektedir.
- Çok modüllü konfigürasyonlara sahip gaz motorlu kojenerasyon sistemleri kısmi yük şartlarına uyum sağlayabilmektedir. Kısmi yükte çalışma durumunda verimin önemli miktarda etkilenmemesi ve modüllerin gerektiğinde sırayla devreye girip çıkma imkanları, sistemin elektrik ve ısı talebindeki değişimleri kompanse etmesine izin verir. Bu da günlük enerji maliyetlerinin minimize edilmesine yardımcı olur.
- Gaz motorunun kısa zamanda devreye alınıp, yine kısa zamanda devre dışı bırakılabilmesi bir avantajdır. Ayrıca gaz motorlu tesislerin yapım süresi diğer alternatiflerine göre daha kısadır.

- Bu tesislerde genellikle yakıt olarak doğalgaz kullanılmasına rağmen atık arıtma tesislerinden kanalizasyon gazı, çöp depolama tesislerinden çöplük gazı ve benzer şekilde yakıtlar da kullanılabilir.

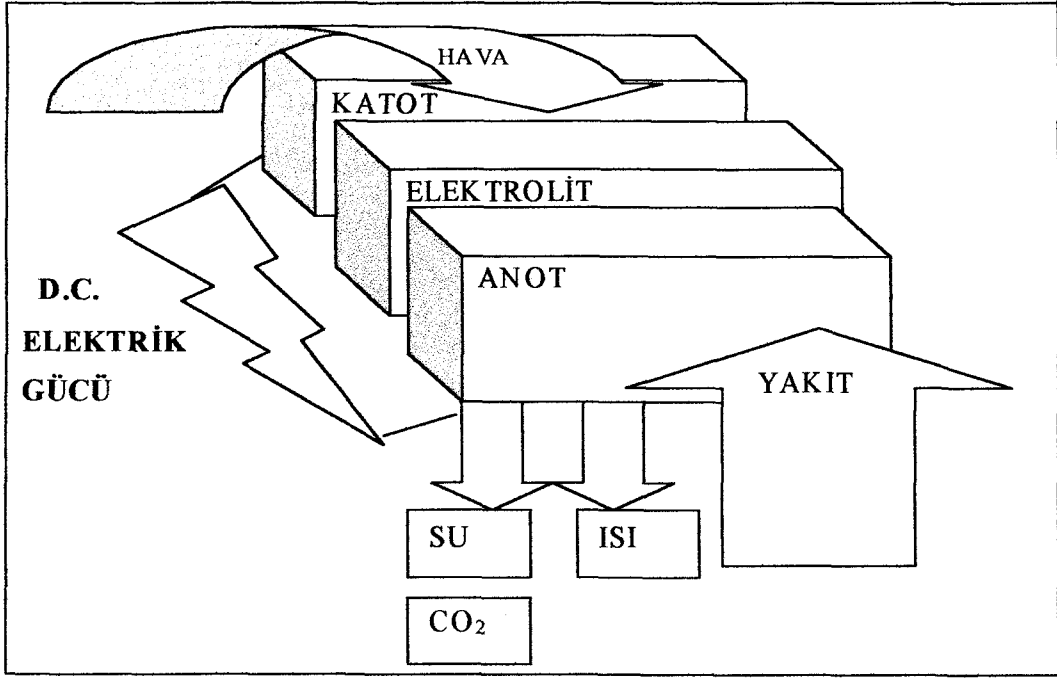
3.2.5 Yakıt Hücreleri

Yakıt hücreleri güç üretimini pillerde olduğu gibi elektro-kimyasal yolla gerçekleştirirler. Tüketilecek yakıtı kimyasal yolla ayrıştırırlar. Yakıt hücreleri'nin hareketli elemanı veya hareketli yardımcı ekipmanı yoktur. Sessiz, temiz, sakın, ve yüksek termik verimli bir ısı ve elektrik üretim yöntemidir. Yakıt hücreleri çevre kirliliğini çok düşük seviyelerde tutmasına rağmen çoğu uygulamalar için hala çok pahalı bir sistemdir. Ekonomik uygunluğu ise oldukça yavaş biçimde ilerlemektedir. Yakıt hücreleri bu teknolojiye en son gelişme olup, gelecek vaat eden bir sistem tipidir. Yakıt hücreleri, hidrojen bakımından zengin olan yakıtları (örneğin doğalgaz) elektrik ve ısı enerjisine çevirir. Şekil 3.17'de bir yakıt hücresinin şematik resmi görülmektedir.

3.2.5.1 Yakıt Hücrelerinin Çalışma Prensibi ve Kullanılan Ekipmanlar

Bir yakıt hücresinin çalışmasını sağlayan üç tane ana kısım vardır;

1. Hidrojen Reformeri : Yakıt kaynağından (doğalgaz, propan) hidrojeni alan yakıt işlemcisidir.
2. Yakıt Hücresi Dizileri : Elektrolit maddeler karşılıklı şarj edilen elektrotlar arasında bulunurlar. Yakıttaki hidrojenin enerjisi burada elektro-kimyasal reaksiyonla DC (doğru akım) elektrik gücüne çevrilir.
3. Inverter (Dönüştürücü) : DC (doğru akım) olarak açığa çıkan elektriği AC (alternatif akım) güce çevirir.



Şekil 3.17 Yakıt hücresi şematik resmi

Bugün geliştirilmekte olan yakıt hücrelerinden bazıları şunlardır;

Fosforik Asit Yakıt Hücresi (PAFCs): Ticari olarak kullanılan ilk yakıt hücresi modeli olmasından dolayı en çok bilinenidir. Bir asit elektrolitine sahiptirler ve oldukça düşük sıcaklıkta işletilirler (205 °C civarında). Üretilen üniteler 200 kW elektrik gücünde ve 205 kW ısı gücü üretebilmektedirler.

Erimiş (Dökme) Karbonat Yakıt Hücreleri (MCFCs):

Oldukça yüksek sıcaklıklarda (yaklaşık 590 °C) işletilirler. Bu sistemler daha büyük güç gerektiren uygulamalar için kullanılırlar. 50 MW-100 MW arasında değişen kapasiteleri mevcuttur. Yüksek sıcaklıklardaki egzoz gazları bir kombine çevrimde kullanabilirler ve bu sayede yaklaşık olarak %80'lik bir enerji yararlanma oranı elde edilebilmektedir.

Katı Oksit Yakıt Hücreleri (SOFCs):

Bu tip yakıt hücreleri de 590-980 °C gibi yüksek sıcaklıklarda işletilirler. Bu sıcaklıklarda, bir doğalgazla güçlendirilmiş yakıt hücresinin düzenleyiciye ihtiyacı yoktur. 20-25 kW arasında değişen kapasitelere sahip olan yakıt hücreleri test aşamasındadır. Hedeflenen ise bu kapasitenin 150 kW'a çıkartılmasıdır.

Proton Değiştirmeli İnce Zar Tipi Yakıt Hücreleri:

Bu tip yakıt hücreleri düşük sıcaklıklarda (yaklaşık 80 °C) işletilirler. Üreticilerin hedefledikleri ise kapasitelerinin 7 kW'dan 250 kW' a kadar değiştirilebilmesidir. Çok az gürültülü olmaları sebebiyle askeri jeneratör dizaynında önemli hale geleceği tahmin edilmektedir.

3.2.6 Mikro -Türbinler

Mikro türbin jeneratörleri küçük, az yer kaplayan türbinler olup kapasiteleri 30-100 kW arasındadır. Kombine ısı ve güç üretimi teknolojisinde kullanılabilen mikro-türbinler, 500 \$/KW-1500 \$/kW 'lık bir maliyetle kurulurlar. Makul bir verimle (ortalama %30) ve düşük bakım-tutum maliyetiyle, yakıt esnekliği sağlayabilmesi, termik enerjinin geri kazanımına izin vermesi ve düşük emisyonlu bir sistem olması avantajları arasında sayılabilir. Daha fazla güç gerektiğinde birden fazla ünite, eş zamanlı olarak isteğe göre çalıştırılabilir. Paralel şekilde de bağlanabilen bu güç üniteleri, işletmenin pik yük taleplerinde otomatik olarak devreye girip çalışmaya başlarlar.

3.2.7 Yakıt Hücresi-Mikro -Türbin Karma Sistemleri

Yakıt hücresi /mikro-türbin karma güç tesisi, tek başına dizayn edilen bir yakıt hücreğine göre daha az birim maliyete sahiptir ve yaklaşık olarak bir mikro-türbinden 2 kat daha verimlidir. Bu teknolojilerin %60'lık enerji yararlanma oranına ve 1000 \$/kW'lık bir maliyete ulaşması beklenmektedir.

Bu karma teknolojide, mikro-türbinin kompresörü yakıt hücrelerine yüksek basınçlı hava göndermek için kullanılır. Hava böylece doğalgaz ile reaksiyona girer ve elektrik enerjisini ve ısıyı elektro kimyasal proses sayesinde üretir. Yakıt hücresinin egzoz gazı, mikro-türbini daha fazla elektrik üretmesi için besler. Test aşamasında olan bu yeni teknoloji 60 kW' lık bir mikro-türbin ile 200 kW' lık bir katı oksit yakıt hücresi (SOFCs) ile yapılmaktadır.

4. KOMBİNE ISI VE GÜÇ TESİSLERİ İÇİN PERFORMANS KRİTERLERİ

Kombine ısı ve güç tesislerinin performans analizinde kullanılan kriterler ile ilgili olarak Horlock (1987) tarafından derlenmiş olan bilgiler aşağıda özet olarak sunulmuştur.

4.1 Verim ve Enerji Yararlanma Oranı

Kapalı çevrimli konvansiyonel güç tesislerinin performans kriteri olarak, genellikle toplam verim ifadesi kullanılır. Toplam verim, kapalı çevrimin ısı verimi ile kazan veriminden oluşmaktadır,

$$\eta_0 = \eta_{TH} \eta_B = \frac{W}{F} \quad (4.1)$$

Elektrik gücü üretip, proses ısısı sağlayan kombine ısı ve güç tesisleri için bu kriter yetersiz kalmaktadır. Bir diğer elverişli kriter ise enerji yararlanma oranıdır (EUF).

$$EUF = \frac{W + Q_U}{F} \quad (4.2)$$

Burada,

W: Kojenerasyon tesisinden elde edilen iş,

Q_U : Kojenerasyon tesisinden elde edilen ve çevre sıcaklığı T_0 'dan büyük olan T_U sıcaklığındaki yararlı ısı,

F : Kojenerasyon tesisine verilen yakıtın enerjisi,

Termal (ısı) veya toplam verim ile enerji yararlanma oranı arasında bir karışıklığa yol açmamak için, enerji yararlanma oranı için verim ifadesinin kullanılmaması tercih edilebilir. Çünkü tesisten elde edilen işin üretilmesi daha zor ve daha yüksek maliyetli iken, yararlı ısının üretimi daha kolay ve daha düşük maliyetlidir. Bu sebeplerden dolayı enerji yararlanma oranının tamamıyla tatminkar bir performans kriteri olmadığı Polsky (1980) tarafından belirtilmiştir. Çünkü bu kriter W ve Q_U 'ya aynı kalite değerini vermektedir.

4.2 Fiyat Etki Ettirilmiş Enerji Yararlanma Oranı

Bir diğer kriter ise üretilen elektrik enerjisi ve proses ısısının farklı fiyatlandırılmasını içermektedir. Bu kriter aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$(EUF)_{vw} = \frac{Y_E \cdot W + Y_H \cdot Q_U}{Y \cdot F} = \frac{Y_E}{Y} \left[\frac{W}{F} + \frac{Y_H}{Y_E} \frac{Q_U}{F} \right] = \left(\frac{Y_E}{Y} \right) \eta_{eq} \quad (4.3)$$

Burada, Y_E Birim elektrik enerjisi satış fiyatı; Y_H Birim proses ısısı satış fiyatı; Y ise Birim yakıt enerjisi maliyeti olmaktadır. Ayrıca denklemdeki η_{eq} , Timmermans (1978) tarafından eşdeğerlik verimi olarak tanımlanmıştır. $(Y_H/Y_E) = 1/3$ için Timmermans tarafından verilen η_{eq} değerleri Çizelge 4.1'de verilmiştir. Bu oranın 1/3 olması, ısı enerjisi satış fiyatının elektrik enerjisi satış fiyatının üçte biri olduğunu göstermektedir. Bu yöntem, ekonomik değerlerin az da olsa dikkate alındığı kaba bir hesaplama şekli olarak kabul edilebilir.

4.3 Yapay Isıl Verimlilik

Yapay ısı verimliliği, alternatif bir performans kriteri olarak bazen kullanılmaktadır. η_a yapay ısı verimliliği; Kojenerasyon tesisine verilen yakıt enerjisinin, Q_U ısı yükünün $(\eta_B)_H$ verimindeki farklı bir kazan tarafından üretilmesi durumunda tüketilecek yakıt enerjisi kadar daha az olduğu düşünülmektedir. Bu durumda

$$\eta_a = \frac{W}{F - (Q_U / (\eta_B)_H)} = \frac{(\eta_o)_{CG}}{1 - \left(\frac{Q_U}{(\eta_B)_H F} \right)} \quad (4.4)$$

Burada $(\eta_o)_{CG}$, kojenerasyon tesisinin toplam verimini göstermektedir.

4.4 Yakıt Enerjisi Tasarruf Oranı

Kojenerasyon tesisleri için geliştirilmiş bir başka performans kriteri, belirli bir miktar ısı ve elektrik yükünü elde etmek için kojenerasyon tesisine verilmesi gereken yakıt enerjisi ile yine aynı miktar ısı ve elektrik yükünü elde etmek için ayrıık üretimde verilmesi gereken yakıt enerjisinin karşılaştırılmasını içeren yakıt enerjisi tasarruf oranıdır. Bu durumda tasarruf edilen yakıt enerjisi:

$$\Delta F = \frac{Q_U}{(\eta_B)_H} + \frac{W}{(\eta_o)_C} - F \quad (4.5)$$

şeklinde belirlenmektedir.

$(\eta_o)_C$: Konvansiyonel güç istasyonunun toplam verimi

$(\eta_B)_H$: Ayrık üretimde kazan verimi

Bu durumda Yakıt Enerjisi Tasarruf Oranı yakıt tasarruf miktarının, konvansiyonel sistem için gerekli olan yakıt enerjisine oranı şeklinde tanımlanır.

$$FESR = \frac{\Delta F}{\left(\frac{Q_U}{(\eta_B)_H} + \frac{W}{(\eta_o)_C} \right)} = 1 - \frac{((\eta_o)_C / (\eta_o)_{CG})}{[1 + (\lambda_{CG} (\eta_o)_C / (\eta_B)_H)]}, \quad (4.6)$$

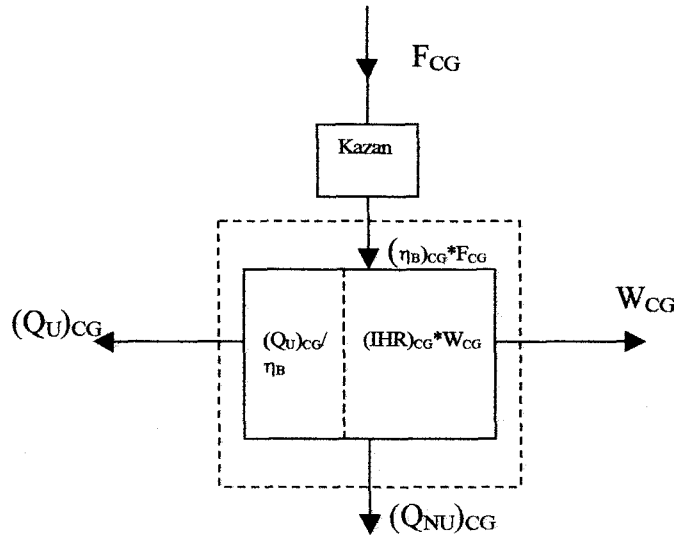
$\lambda_{CG} = (Q_U/W)_{CG}$ (kojenerasyon tesisleri için yararlı ısı/ iş oranıdır)

Bu termodinamik performans kriteri şimdiye kadar açıklananların içinde belki de en kullanışlı olanıdır.

4.5 Artan Isı Değeri

Porter ve Mastanaiah (1982) kojenerasyon tesisinin termodinamik açıdan incelenmesinde kullanılmak üzere artan ısı oranı $(IHR)_{CG}$ adı verilen termodinamik bir performans kriteri ortaya koymuşlardır .

Kojenerasyon tesisinden W_{CG} elektriksel gücü ve $(Q_U)_{CG}$ ısı yükü elde edilmektedir. Yakıtle verilen enerji F_{CG} , ya $(\eta_B)_{CG}$ verimli bir kazanda ya da açık çevrimli bir gaz türbini veya dizel motorunun yanma odasında üretilmektedir.



Şekil 4.1 Kojenerasyon tesisi için artan ısı oranı $(IHR)_{CG}$ modeli

Şekil 4.1’de kesikli çizgi ile gösterilen kontrol yüzeyine termodinamiğin birinci kanunu uygulanırsa,

$$(\eta_B)_{CG} F_{CG} = (Q_U)_{CG} + W_{CG} + (Q_{NU})_{CG}, \quad (4.7)$$

bulunur. Burada $(Q_{NU})_{CG}$ değerlendirilemeyip atılan ısı miktarıdır.

Kojenerasyon tesisinde verilen yakıt enerjisi ,

$$F_{CG} = \frac{(Q_U)_{CG}}{(\eta_B)_{CG}} + (IHR)_{CG} W_{CG} \quad (4.8)$$

şeklinde yazılabilir.

Denklem 4.7 ve 4.8’den artan ısı değeri ifadesi

$$(IHR)_{CG} = \frac{F_{CG}}{W_{CG}} - \frac{(Q_U)_{CG}}{(\eta_B)_{CG} W_{CG}} = \frac{1}{(\eta_o)_{CG}} - \frac{\lambda_{CG}}{(\eta_B)_{CG}} \quad (4.9)$$

elde edilir. $(\eta_B)_{CG} = (\eta_B)_H$ olması durumunda, $(IHR)_{CG}$ ifadesi basitleşir ve bu da kojenerasyon tesisi için

$$(IHR)_{CG} = \frac{1}{\eta_a}$$

olmaktadır.

η_a : Yapay verimlilik (denklem 4.4)

Denklem 4.5’den ,

$$\frac{1}{\eta_a} = \frac{F_{CG} - ((Q_U)_{CG} / (\eta_B)_H)}{W_{CG}} = \frac{1}{(\eta_o)_{CG}} - \left(\frac{\lambda_{CG}}{(\eta_B)_H} \right)$$

(4.10)

bulunur.

Porter ve Mastanaiah (1982) $(\eta_B)_{CG}$ değerini seçerken, kojenerasyon buhar tesisinin kazan verimini ya da bir açık çevrim gaz türbini tesisinin yanma odası verimini dikkate almışlardır. Yazar tarafından önerilen, $(IHR)_{CG}$ değeri $(\eta_B)_{CG} = (\eta_B)_H$ ise yapay verimin tersine eşit olmaktadır. $(IHR)_{CG}$, η_a ifadesine benzer olarak $(\eta_o)_{CG}$, λ_{CG} ve $(\eta_B)_{CG}$ gibi termodinamik büyüklükler cinsinden ifade edilebilir. Çizelge 4.1’de $(\eta_B)_{CG} = 0.9$ değeri için Timmermans’a (1978) göre hesaplanan $(IHR)_{CG}$ değerleri verilmiştir.

4.6 Ekserji Analizine Dayalı Performans Kriteri

Ekserji analizi kojenerasyon tesislerine uygulanırsa, aşağıdaki terim önem kazanmaktadır.

$$\int \left(\frac{T_U - T_0}{T_U} \right) dQ_U, \quad (4.11)$$

Bu terim, Q_U yararlı ısısının T_U sıcaklığında transfer edilmesi ile gerçekleşen iş potansiyelindeki kaybı göstermektedir. (W) kadar iş ve sabit (T_U) sıcaklığında (Q_U) kadar yararlı ısı üreten açık çevrimli kojenerasyon tesisi için rasyonel verim,

$$\eta_R = \frac{W}{(-\Delta G_0)} \quad (4.12)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Burada, $(-\Delta G_0) = (G_R)_0 - (G_P)_0$ P_0 basıncında ve T_0 sıcaklığındaki giren reaktantların aynı basınç ve sıcaklıktaki ürünlere dönüşmesi sırasında oluşan Gibbs fonksiyonundaki değişimdir. Yararlı ısı transferi söz konusu ise, durgun 1 ve 2 halleri arasındaki kontrol hacminde akış sırasında elde edilebilecek maksimum iş aşağıdaki gibidir,

$$[(W_{CV})_{REV}]_1^2 = (B_1 - B_2) - \int_1^2 \left(\frac{T_U - T_0}{T_U} \right) dQ_U, \quad (4.13)$$

Yararlı ısı transferi oranı sabit ve λ ile gösterilirse,

$$\int_1^2 dQ_U = \lambda [(W_{CV})_{REV}]_1^2, \quad (4.14)$$

Ayrıca, T_U sabit ise denklem (4.12) ve (4.13)'den

$$[(W_{CV})_{REV}]_1^2 = \frac{(B_1 - B_2)}{1 + \lambda \left(1 - \frac{T_0}{T_U} \right)}, \quad (4.15)$$

1 ve 2 arasındaki proses sırasında, girenlerin yanarak ürünleri oluşturması söz konusuysa,

$$[(W_{CV})_{REV}]_1^2 = \frac{(-\Delta G_0)}{1 + \lambda \left(1 - \frac{T_0}{T_U} \right)}, \quad (4.16)$$

ve maksimum iş ile yararlı ısı

$$[(W_{CV})_{REV}]_1^2 + (Q_U)_{REV} = \frac{(-\Delta G_0)(1 + \lambda)}{1 + \lambda \left(1 - \frac{T_0}{T_U} \right)}, \quad (4.17)$$

olarak verilmiştir. Elde edilebilecek gerçek iş ve yararlı ısı toplamı

$$W + Q_U = W(1 + \lambda) = \eta_R (-\Delta G_0)(1 + \lambda) \quad (4.18)$$

Buna bağlı olarak, kojenerasyon tesisi performansına ilişkin rasyonel kriter (RC),

$$(RC) = \frac{(W + Q_U)}{(W + Q_U)_{REV}} = \eta_R \left(1 + \lambda - \frac{\lambda T_0}{T_U} \right), \quad (4.19)$$

Konvansiyonel enerji yararlanma oranı ile karşılaştırılırsa,

$$EUF = \frac{W + Q_U}{(-\Delta H_0)} = (1 + \lambda)(\eta_0)_{CG}; \quad (4.20)$$

$\eta_R = (\eta_0)_{CG}$ ise,

$$(RC) = EUF - \lambda(\eta_0)_{CG} \left(\frac{T_0}{T_U} \right), \quad (4.21)$$

Çizelge 4.1 'de $(T_0/T_U) = 0.75$ alınarak dört kojenerasyon örneği için hesaplanan yaklaşık (RC) değerleri verilmiştir.

Bir başka yaklaşımda ise, istenilen bir ısı (Q_U) ve elektrik (W) değeri için ideal tersinir durumda gerekli yakıt miktarının (F_{REV}), gerçek (tersinmez) durumda gerekli yakıt miktarına (F) oranı belirlenir:

$$(RC) = \frac{F_{REV}}{F}, \quad (4.22)$$

Uygulamada, λ bir tasarım parametresi gibi açıkça belirlenmemiştir. Belirli bir elektrik yükü (W) karşılanabilir ve yararlı ısının ne kadarı satılabilirse o kadar iyidir. Bir başka seçenek olarak, CHP tesisi belirli bir ısı yükünü (Q_U) karşılayacak biçimde tasarlanır ve satılabilecek elektriğin hepsi satılır. Bu koşullarda da, yukarıdaki ifadelerde kullanılan söz konusu faktör λ , çalışma değerleri kapsamında termodinamik performans ölçütü olarak geçerliliğini korumaktadır.

4.7 Ekserji Verimi

Ekserji verimi (η_E),

$$\eta_E = (W + E_H) / F \quad (4.23)$$

şeklinde tanımlanır. Burada E_H sistemden elde edilen ısı yükü Q_U 'nun ekserji değeridir. Ekserji verimi; enerjinin kalite farklılıklarını ekserji parametresiyle açıklamaktadır. Ama gerçekte bir ısıtma işleminde ekserji ve enerjinin her ikisinde kullanılmaktadır. Eğer ısıtma işleminde enerjinin etkisi tamamen göz ardı edilirse, kojenerasyon sistemlerinin enerji yararlanma etkisi doğru olarak değerlendirilmemiş olur.

Feng vd. (1998), yapmış oldukları çalışmada var olan kriterleri analiz ederek kojenerasyon verimi adı altında yeni bir termodinamik performans kriteri ileri sürmüşlerdir. Bunlara göre

kojenerasyon tesisleri için iyi bir termodinamik performans kriteri yalnızca enerji yararlanma oranını dikkate almamalı, aynı zamanda ısı ve elektriğin maliyetteki paylaşım oranlarını da belirlemelidir. Bu sebeplerden ötürü yeni bir kriter tanımlamak gereğini duyduklarını belirtmişlerdir

Tanımlanan bu verim

$$\eta_{CG} = [W + E_H + \phi.(Q_U - E_H)] / F \quad (4.24)$$

şeklinde verilmiştir.

ϕ : 0 ile 1 arasında değişen bir sabit.

Denklemden yer alan $\phi.(Q_U - E_H)$ enerjinin ısıtmadaki etkisi olarak düşünülebilir. Veya Q_U ısıısının elde edilmesi sırasında meydana gelen kaçınılmaz ekserji kaybı olarak da farzedilebilir. $\phi = 0$ olduğu zaman kojenerasyon verimi ekserji verimine eşit olmakta ve $\phi = 1$ olduğu zaman da kojenerasyon verimi enerji yararlanma oranına eşit olmaktadır. Bu kriter ısı ile iş ve farklı sıcaklıklardaki ısı miktarları arasındaki kalite farklılıklarını değerlendirir.

Yapılan çalışmada, ϕ değerini belirlemek için ısı pompası genel kavram olarak kullanılmıştır. Çünkü, teoride ısı pompası ideal ısıtma aracıdır. Makalede, $[E_H + \phi.(Q_U - E_H)]$ ısı pompasında tüketilen güç ve bu tüketilen güç karşılığında sağlanan ısı ise Q_U olmaktadır. $\phi.(Q_U - E_H)$ ısı pompasının ısıtmadaki ekserji kaybıdır ve 0.12 olarak alınmıştır.

Çizelge 4.1’de verilmiş olan tesisler için, yukarıda tanımlanan kojenerasyon veriminin (η_{CG}) almış olduğu değerler sırasıyla:

Ara buhar almalı tesis: 0.418

Karşı basınçlı tesis: 0.454

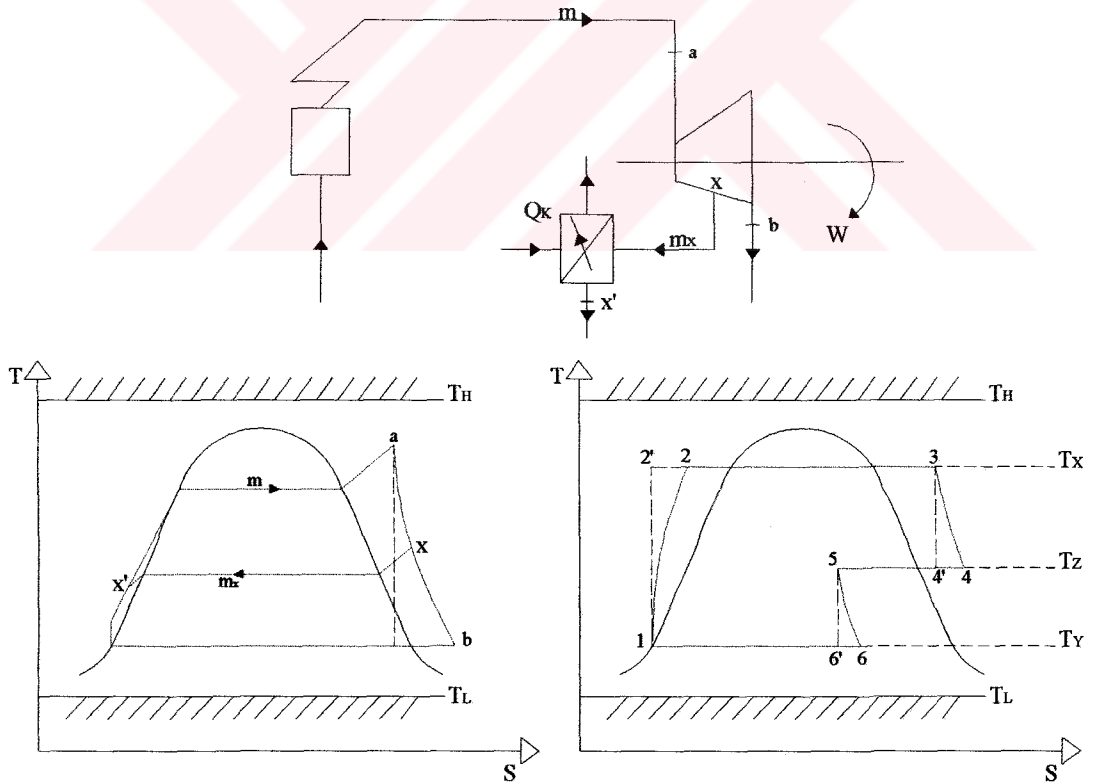
Rejeneratörlü gaz türbini: 0.489

Karşı basınç sistemli kombine çevrim: 0.538

Bu çalışmanın sonucunda Feng vd.’leri, mevcut termodinamik performans kriterleri arasında en uygununun FESR yöntemi olduğunu belirtmişlerdir. Isıtmadaki enerjinin etkisini dikkate almadığından, ekserji veriminin kojenerasyon sistemlerini değerlendirmede yetersiz kaldığını ifade etmişlerdir.

5. KOJENERASYON SİSTEMLERİNİN SONLU ZAMAN EKOLOJİK OPTİMİZASYONU

Şimdiye kadar, Bölüm 4’de kısmen özetlenen klasik termodinamik yöntemler kullanılarak (ekserji, enerji yararlanma oranı, termoekonomik ve artan ısı oranı kriterleri) alternatif değerlendirme kriterlerine göre kojenerasyon tesislerinin performans analizleri yapılmıştır. Son yıllarda enerji-çevre ilişkilerinin öne çıkmasıyla kojenerasyon tesislerinin ekolojik yönden değerlendirilmesi önem kazanmıştır. Bu nedenle yapılan çalışmanın esas konusunu ekolojik optimizasyon teşkil etmiştir. Bu çerçevede yeni bir ekolojik amaç fonksiyonu tanımlanmış ve sonlu zaman termodinamiği teorisi ile iç tersinir ve tersinmez kojenerasyon modelleri için ekolojik yönden optimal dizayn parametreleri araştırılmıştır. Kojenerasyon tesislerinin performans analizinin, klasik termodinamik teorisi yerine sonlu zaman termodinamiği teorisiyle daha anlaşılır hale getirilmesi mümkündür. Şekil 5.1’de ara buhar almalı kojenerasyon tesisinin prensip şeması ve bu tesisin T-S diyagramı ile sonlu zaman eşdeğer modeli görülmektedir. Bu çalışmada, bu eşdeğer modeller kullanılmıştır.



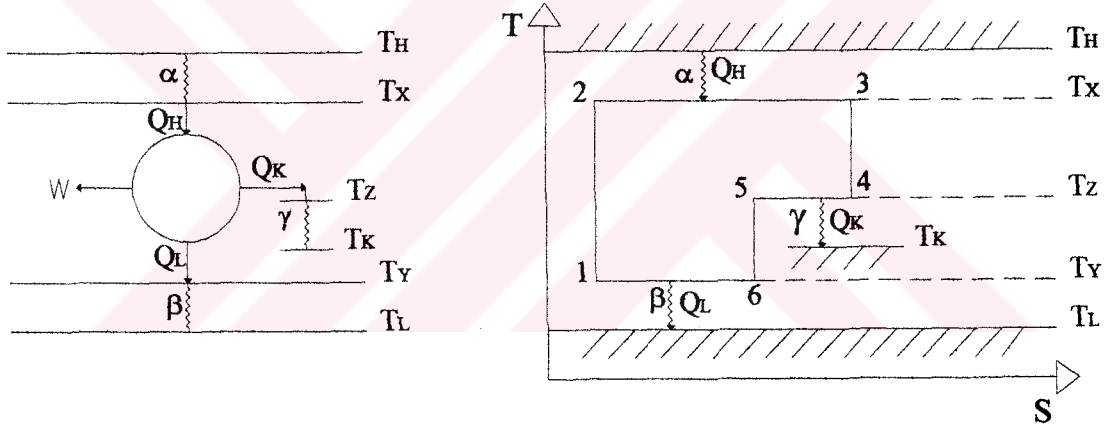
Şekil 5.1 Ara buhar almalı kojenerasyon tesisi prensip şeması, T-S diyagramı ve sonlu zaman eşdeğer modeli

Yukarıdaki şekilde; 12'34'56' → iç tersinir kojenerasyon sisteminin T-S diyagramı

123456 → tersinmez kojenerasyon sisteminin T-S diyagramı

5.1 Tersinir Model ve Ekolojik Optimizasyon

İç tersinir kojenerasyon sistemi modeli ve T-S diyagramı Şekil 5.2’de gösterilmiştir. Burada sonlu zaman ısı transferi tersinmezliği gözönüne alınmış ve diğer tersinmezlikler ihmal edilmiştir. Kojenerasyon çevrimi, sıcaklıkları T_H , T_L ve T_K olan üç ısı kaynağı arasında çalışmaktadır. T_H , T_L ve T_K sıcaklıklarındaki ısı kaynaklarıyla ısı transferi yapılan iş akışkanının sıcaklıkları sırasıyla T_X , T_Y ve T_Z ’dir. Çevrimde, $\dot{Q}_H$; T_H sıcaklığındaki ısı kaynağından, 2-3 prosesinde T_X sabit sıcaklığındaki sıcak iş akışkanına transfer edilen ısı miktarıdır. $\dot{Q}_L$; T_Y sabit sıcaklığındaki soğuk iş akışkanından, 6-1 prosesinde T_L sıcaklığındaki ısı kuyusuna transfer edilen ısı miktarıdır. $\dot{Q}_K$; T_Z sabit sıcaklığındaki iş akışkanından, 4-5 prosesinde T_K sıcaklığındaki ısı kullanma aracına transfer edilen ısı miktarıdır.



Şekil 5.2 İç tersinir kojenerasyon sistemi modeli ve T-S diyagramı.

Fourier ısı transfer kanununa göre,

$$\dot{Q}_H = \alpha (T_H - T_X), \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_L = \beta (T_Y - T_L), \quad (5.2)$$

$$\dot{Q}_K = \gamma (T_Z - T_K) \quad (5.3)$$

elde edilir. Burada,

$$\alpha = K_H \cdot A_H \quad (5.4)$$

$$\beta = K_L \cdot A_L \quad (5.5)$$

$$\gamma = K_K \cdot A_K \quad (5.6)$$

Burada α , β ve γ sırasıyla ısı kaynağı, ısı kuyusu ve ısı kullanıcısı taraflarındaki ısı iletkenlikleri göstermektedir. Isı değiştiricisi boyutları için bir ölçü olan optimal ısı iletkenliklerin belirlenmesi için, toplam ısı iletkenlik (λ) sabit kabul edilir ve ısı kaynağı, ısı çukuru ve ısı kullanıcısı tarafları için ısı iletkenlik paylaşım oranları x , y ve z şeklinde ifade edilirse,

$$\alpha + \beta + \gamma = \lambda = \text{sabit} , \quad (5.7)$$

$$\alpha = x.\lambda , \quad \beta = y.\lambda , \quad \gamma = z.\lambda \quad (5.8)$$

Burada denklem (5.7) kullanılarak,

$$z = 1 - x - y \quad (5.9)$$

olmaktadır.

Denklem (5.8), denklem (5.1), (5.2) ve (5.3)'de yerine konulursa,

$$\dot{Q}_H = x.\lambda.(T_H - T_X), \quad (5.10)$$

$$\dot{Q}_L = y.\lambda.(T_Y - T_L), \quad (5.11)$$

$$\dot{Q}_K = z.\lambda.(T_Z - T_K) \quad (5.12)$$

elde edilir.

Termodinamiğin birinci kanununa göre kojenerasyon çevrimi için güç çıktısı,

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L - \dot{Q}_K . \quad (5.13)$$

Denklem (5.10), (5.11) ve (5.12) denklem (5.13)'de yerine konulursa,

$$\dot{W} = x.\lambda.(T_H - T_X) - y.\lambda.(T_Y - T_L) - z.\lambda.(T_Z - T_K) \quad (5.14)$$

elde edilir.

Güç çıktısının ekserji değeri

$$\dot{E}_W = \dot{W} , \quad (5.15)$$

ve proses ısının exerji değeri T_L 'nin çevre sıcaklığını göstermesi halinde

$$\dot{E}_Q = \dot{Q}_K .(1 - T_L / T_Z), \quad (5.16)$$

olmaktadır. Kojenerasyon sisteminden elde edilen toplam exerji değeri ise,

$$\dot{E}_T = \dot{E}_W + \dot{E}_Q . \quad (5.17)$$

Denklem (5.12), (5.14), (5.15), ve (5.16) denklem (5.17)'de yerine konulursa, toplam ekserji değeri

$$\dot{E}_T = x.\lambda.(T_H - T_X) - y.\lambda.(T_Y - T_L) - z.\lambda.(T_Z - T_K).T_L / T_Z \quad (5.18)$$

şeklinde elde edilir.

Üretilen toplam (sistem+çevre) entropi,

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{Q}_L}{T_L} + \frac{\dot{Q}_K}{T_K} - \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \quad (5.19)$$

olarak ifade edilir.

Denklem (5.10), (5.11) ve (5.12) denklem (5.19)'da yerine yazılırsa,

$$\dot{S}_g = \frac{y.\lambda.(T_Y - T_L)}{T_L} + \frac{z.\lambda.(T_Z - T_K)}{T_K} - \frac{x.\lambda.(T_H - T_X)}{T_H} \quad (5.20)$$

olur.

Kojenerasyon tesislerinin ekolojik performans analizi için kriter olarak düşündüğümüz ekolojik amaç fonksiyonu,

$$F = E_T - T_0 . \dot{S}_g \quad (5.21)$$

şeklindedir.

Burada T_0 çevre sıcaklığını göstermektedir. Çevre sıcaklığını T_L kabul ederek, denklem (5.18)'de verilen E_T , (5.20)'de verilen $\dot{S}_g$ ve (5.9)'da verilen z değerleri denklem (5.21)'de yerine konularak ekolojik fonksiyon,

$$\frac{F}{\lambda} = x.(T_H - T_X).(1 + \tau) - 2.y.(T_Y - T_L) - (1 - x - y).(T_Z - T_K) \left(\psi + \frac{T_L}{T_Z} \right) \quad (5.22)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Burada $\tau = \frac{T_L}{T_H}$ ve $\psi = \frac{T_L}{T_K}$ olmaktadır.

İç tersinir çevrimler için termodinamiğin ikinci kanununa göre,

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_X} - \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_K}{T_Z} = 0 \quad (5.23)$$

yazılabilir.

Denklem (5.10), (5.11) ve (5.12) denklem (5.23)'de yerine konulursa,

$$\frac{x.(T_H - T_X)}{T_X} - \frac{y.(T_Y - T_L)}{T_Y} - \frac{(1 - x - y).(T_Z - T_K)}{T_Z} = 0 \quad (5.24)$$

olmaktadır.

Aynı zamanda elde edilen gücün, tüketici tarafından talep edilen ısıya oranı bilinmektedir ve R sabiti şeklinde tanımlanmıştır.

$$R = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_K} \quad (5.25)$$

Denklem (5.10), (5.11), (5.12) ve (5.13) denklem (5.25)'te yerine konulursa,

$$x.(T_H - T_X) - y.(T_Y - T_L) - (1 - x - y).(T_Z - T_K).(1 + R) = 0 \quad (5.26)$$

elde edilir.

Ekserji verimi ifadesi,

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_T}{\dot{E}_H} \quad (5.27)$$

Burada $\dot{E}_H$, sisteme olan ekserji girişini ifade etmektedir.

$$\dot{E}_H = \dot{Q}_H \cdot \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) = x.\lambda.(T_H - T_X).(1 - \tau) \quad (5.28)$$

Denklem (5.18) ve (5.28), denklem (5.27)'de yerine konulursa,

$$\varepsilon = \frac{[x.(T_H - T_X) - y.(T_Y - T_L) - (1 - x - y).(T_Z - T_K).T_L / T_Z]}{x.(T_H - T_X).(1 - \tau)} \quad (5.29)$$

olmaktadır.

Bilinmeyen değişkenleri azaltmak suretiyle sayısal çözüme ulaşmadaki zaman kayıplarını azaltmak gereği duyulmuştur. Bu amaçla denklem (5.26) kullanılarak,

$$T_Z = \frac{[x.(T_H - T_X) - y.(T_Y - T_L)]}{(1 - x - y).(1 + R)} + T_K \quad (5.30)$$

elde edilmiştir.

Denklem (5.24) ve (5.26)'daki kısıtlar kullanılarak, denklem (5.22)'deki ekolojik fonksiyon x, y, z, T_X, T_Y ve T_Z 'e göre optimize edilmiş ve optimal performans büyüklükleri elde edilmiştir. Optimizasyon sayısal yöntemle yapılmış ve sonuçlar Çizelge 5.1-5.3'de sunulmuştur. Genel ve optimal performansın farklı dizayn parametreleri ile değişimleri Şekil-EK 1-7'de sunulmuştur.

Çizelge 5.1 İç tersinir kojenerasyon sisteminde değişik güç/ısı oranı (R) ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

$T_H=1200, T_K=350, T_L=300, 1/\psi=1.17$ ve $1/\tau=4$								
R	x^*	y^*	z^*	T_{x^*}	T_{y^*}	T_{z^*}	$F_{\max}/(\lambda \cdot T_L)$	ε^*
0.5	0.6	0	0.4	929.9659	-----	620.0341	0.1923	0.9032
1.0	0.5	0	0.5	949.9611	-----	475.0195	0.2107	0.9123
1.5	0.5	0.2	0.3	954.2600	379.4599	492.6374	0.1969	0.8781
2.0	0.5	0.2	0.3	971.3558	394.5608	456.0110	0.1897	0.8687
2.5	0.5	0.3	0.2	966.0571	385.9603	480.2619	0.1868	0.8539
3.0	0.5	0.3	0.2	972.9554	390.4606	457.9801	0.1832	0.8484
3.5	0.5	0.3	0.2	978.2542	394.3608	441.7385	0.1793	0.8431
4.0	0.5	0.4	0.1	970.0562	382.9601	513.5757	0.1792	0.8377
4.5	0.5	0.4	0.1	971.2559	384.9602	496.1600	0.1788	0.8341
5.0	0.5	0.4	0.1	971.5558	387.2604	482.1966	0.1780	0.8299

Çizelge 5.2 İç tersinir kojenerasyon sisteminde kullanma sıcaklık parametresiyle maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

$R = 1, T_H=1200, T_L=300$ ve $1/\tau=4$									
$1/\psi$	T_K	x^*	y^*	z^*	T_{x^*}	T_{y^*}	T_{z^*}	$F_{\max}/(\lambda \cdot T_L)$	ε^*
1.17	350	0.5	0	0.5	949.9611	-----	475.0195	0.2107	0.9123
1.2	360	0.5	0	0.5	959.9586	-----	480.0207	0.2084	0.9167
1.4	420	0.5	0.1	0.4	967.1569	392.9607	553.9069	0.1989	0.8946
1.6	480	0.5	0.2	0.3	963.0579	387.3604	648.3317	0.1941	0.8737
1.8	540	0.5	0.3	0.2	959.4587	381.0600	779.8816	0.1886	0.8591

Çizelge 5.3 İç tersinir kojenerasyon sisteminde kaynak sıcaklık parametresiyle maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

$R = 1, T_K=350, T_L=300$ ve $1/\psi=1.17$									
$1/\tau$	T_H	x^*	y^*	z^*	T_{x^*}	T_{y^*}	T_{z^*}	$F_{\max}/(\lambda \cdot T_L)$	ε^*
2	600	0.5	0.3	0.2	543.2139	331.3105	397.4998	0.0283	0.8333
3	900	0.5	0.1	0.4	759.8342	367.9859	429.1054	0.1020	0.8810
4	1200	0.5	0	0.5	949.9611	-----	475.0195	0.2107	0.9123
5	1500	0.5	0	0.5	1099.9977	-----	550.0012	0.3325	0.9091
6	1800	0.5	0	0.5	1250.0343	-----	624.9828	0.4566	0.9120

5.1.1 α , β ve γ 'nın Eşit Olması Özel Hali

Bu bölümde 5.1'deki model için, $\alpha = \beta = \gamma$ olması durumunda belirli kısıtlar altında ekolojik performans optimizasyonu yapılarak, optimum T_X , T_Y ve T_Z araştırılmıştır.

Denklem (5.18)'deki toplam ekserji ifadesi $\alpha = \beta = \gamma$ için,

$$E_T = \alpha.(T_H - T_X) - \beta.(T_Y - T_L) - \gamma.(T_Z - T_K).T_L / T_Z \quad (5.31)$$

şeklinde oluşmaktadır.

Üretilen toplam entropi,

$$\dot{S}_g = \frac{\beta.(T_Y - T_L)}{T_L} + \frac{\gamma.(T_Z - T_K)}{T_K} - \frac{\alpha.(T_H - T_X)}{T_X} \quad (5.32)$$

olmaktadır.

Denklem (5.21)'de tanımlanan ekolojik fonksiyon kullanılarak; çevre sıcaklığının T_L olması halinde $\alpha = \beta = \gamma$ için ekolojik fonksiyon,

$$F = \alpha.(T_H - T_X).(1 + \tau) - 2.\beta.(T_Y - T_L) - \gamma.(T_Z - T_K).(\psi + T_L / T_Z) \quad (5.33)$$

elde edilir.

Yine aynı şekilde denklem (5.24) ve (5.26)'daki kısıt denklemleri,

$$\frac{\alpha.(T_H - T_X)}{T_X} - \frac{\beta.(T_Y - T_L)}{T_Y} - \frac{\gamma.(T_Z - T_K)}{T_Z} = 0 \quad (5.34)$$

$$\alpha.(T_H - T_X) - \beta.(T_Y - T_L) - \gamma.(T_Z - T_K).(1 + R) = 0 \quad (5.35)$$

Ekserji verimi ifadesi,

$$\varepsilon = \frac{\alpha.(T_H - T_X) - \beta.(T_Y - T_L) - \gamma.(T_Z - T_K).T_L / T_Z}{\alpha.(T_H - T_X).(1 - \tau)} \quad (5.36)$$

şeklinde bulunur.

$$\text{Burada } T_Z = \frac{\alpha.(T_H - T_X) - \beta.(T_Y - T_L)}{\gamma.(1 + R)} + T_K \quad (5.37)$$

olmaktadır.

Denklem (5.34) ve (5.35)'deki kısıtlar kullanılarak, denklem (5.33)'deki ekolojik fonksiyon T_X , T_Y ve T_Z 'e göre sayısal olarak optimize edilmiş ve sonuçlar izelge 5.4-5.6'da sunulmuştur. Genel ve optimal performansın farklı dizayn parametreleri ile değişimleri Şekil-EK 8-15'de sunulmuştur.

Çizelge 5.4 İç tersinir kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde kaynak sıcaklık parametresiyle maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

R=1.5, $T_K=350$, $T_L=300$ ve $1/\psi=1.17$						
T_H	$1/\tau$	T_x^*	T_y^*	T_z^*	$F_{\max}/(\alpha.T_L)$	ϵ^*
600	2	530.8169	327.9987	366.4738	0.0672	0.8007
900	3	713.6455	340.0994	408.5020	0.2506	0.8314
1200	4	874.0796	344.6578	462.5051	0.4956	0.8521
1500	5	1019.1174	349.5000	522.5530	0.7703	0.8638
1800	6	1170.9536	348.0999	582.3786	1.0627	0.8799

Çizelge 5.5 İç tersinir kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde kullanma sıcaklık parametresiyle maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

R=1.5, $T_H=1200$, $T_L=300$ ve $1/\tau=4$						
T_K	$1/\psi$	T_x^*	T_y^*	T_z^*	$F_{\max}/(\alpha.T_L)$	ϵ^*
350	1.17	874.0796	344.6578	462.5051	0.4956	0.8521
360	1.2	878.4785	345.2578	470.5055	0.4961	0.8535
420	1.4	886.4766	355.6584	523.1460	0.4925	0.8451
480	1.6	894.9745	362.6589	576.9467	0.4832	0.8391
540	1.8	904.0723	366.8591	631.6274	0.4726	0.8360

Çizelge 5.6 İç tersinir kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde güç/ısı oranı (R) ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

$T_H=1500$, $T_K=350$, $T_L=300$, $1/\tau=5$ ve $1/\psi=1.17$					
R	T_x^*	T_y^*	T_z^*	$F_{\max}/(\alpha.T_L)$	ϵ^*
0.5	1000.2220	304.2972	680.3205	0.5412	0.8749
1.0	1005.7207	330.7988	581.7402	0.7113	0.8699
1.5	1019.1174	349.5000	522.5530	0.7703	0.8638
2.0	1064.8063	348.6999	478.8313	0.7790	0.8783
2.5	1099.0979	349.6000	450.3720	0.7633	0.8869
3.0	1130.1903	349.2000	430.1524	0.7359	0.8947
3.5	1153.3846	349.6000	416.0034	0.7086	0.8995
4.0	1172.4800	349.8000	405.5440	0.6824	0.9031
4.5	1188.2761	349.9000	397.6043	0.6585	0.9059
5.0	1208.1713	347.7999	390.6715	0.6283	0.9115

$$\dot{E}_T = x.\lambda.(T_H - T_X) - z.\lambda.(T_Z - T_K).T_L/T_Z \quad (5.43)$$

elde edilir.

Üretilen toplam entropi,

$$S_g = \frac{Q_K}{T_K} - \frac{Q_H}{T_H} \quad (5.44)$$

olarak ifade edilir.

Denklem (5.10) ve (5.12) denklem (5.44)'de yerine yazılırsa,

$$S_g = \frac{z.\lambda.(T_Z - T_K)}{T_K} - \frac{x.\lambda.(T_H - T_X)}{T_H} \quad (5.45)$$

Denklem (5.21)'de tanımlanmış olan ekolojik fonksiyon; çevre sıcaklığını T_L kabul ederek,

denklem (5.43)'de verilen E_T ve (5.45)'de verilen S_g 'nin kullanılmasıyla,

$$\frac{F}{\lambda} = x.(T_H - T_X).(1 + \tau) - (1 - x).(T_Z - T_K).\left(\psi + \frac{T_L}{T_Z}\right) \quad (5.46)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada $\tau = \frac{T_L}{T_H}$ ve $\psi = \frac{T_L}{T_K}$ olmaktadır.

Tersinir çevrimler için termodinamiğin ikinci kanununa göre,

$$\frac{Q_H}{T_X} - \frac{Q_K}{T_Z} = 0 \quad (5.47)$$

Denklem (5.10) ve (5.12) denklem (5.47)'de yerine konulursa, ikinci kanun ifadesi

$$\frac{x.(T_H - T_X)}{T_X} - \frac{(1 - x).(T_Z - T_K)}{T_Z} = 0 \quad (5.48)$$

olmaktadır.

Aynı zamanda elde edilen gücün, tüketici tarafından talep edilen ısıya oranı bilinmektedir ve R sabiti şeklinde denklem (5.25)'de tanımlanmıştır.

Denklem (5.10) ve (5.42) denklem (5.25)'de yerine konulursa,

$$x.(T_H - T_X) - (1 - x).(T_Z - T_K).(1 + R) = 0 \quad (5.49)$$

Denklem (5.27)'de tanımlanmış olan ekserji verimi ifadesi; denklem (5.28) ve (5.43) yardımıyla,

$$\varepsilon = \frac{[x.(T_H - T_X) - (1 - x).(T_Z - T_K).T_L/T_Z]}{x.(T_H - T_X).(1 - \tau)} \quad (5.50)$$

şeklinde elde edilir.

Denklem (5.49) kullanılarak, $T_z = \frac{[x.(T_H - T_x)]}{(1-x).(1+R)} + T_K$. (5.51)

Denklem (5.48) ve (5.49)'daki kısıtlar kullanılarak, denklem (5.46)'daki ekolojik fonksiyon x , z , T_x , ve T_z 'e göre sayısal olarak optimize edilmiş ve sonuçlar Çizelge 5.7-5.9'da sunulmuştur. Genel ve optimal performansın farklı dizayn parametreleri ile değişimleri Şekil-EK 16-22'de sunulmuştur.

Çizelge 5.7 Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde güç/ısı oranı (R) ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

$T_H=1500, T_K=350, T_L=300, 1/\tau=5$ ve $1/\psi=1.17$						
R	x^*	z^*	T_x^*	T_z^*	$F_{max}/(\lambda.T_L)$	ϵ^*
0.5	0.6	0.4	1109.5953	740.4047	0.2799	0.9732
1.0	0.5	0.5	1099.3978	550.3011	0.3331	0.9699
1.5	0.5	0.5	1186.6765	475.3294	0.3158	0.9967
2.0	0.5	0.5	1273.6553	425.4482	0.2562	1.0199
2.5	0.5	0.5	1359.9342	390.0188	0.1717	1.0403
3.0	0.5	0.5	1442.7140	364.3215	0.0745	1.0589
3.5	0.5	0.5	1490.1024	352.1995	0.0135	1.0809
4.0	0.3	0.7	1493.3016	350.5742	0.0057	1.1051
4.5	0.7	0.3	1498.1005	350.8059	0.0039	1.1260
5.0	0.8	0.2	1498.7003	350.8665	0.0032	1.1433

Çizelge 5.8 Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde kaynak sıcaklık parametresi ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

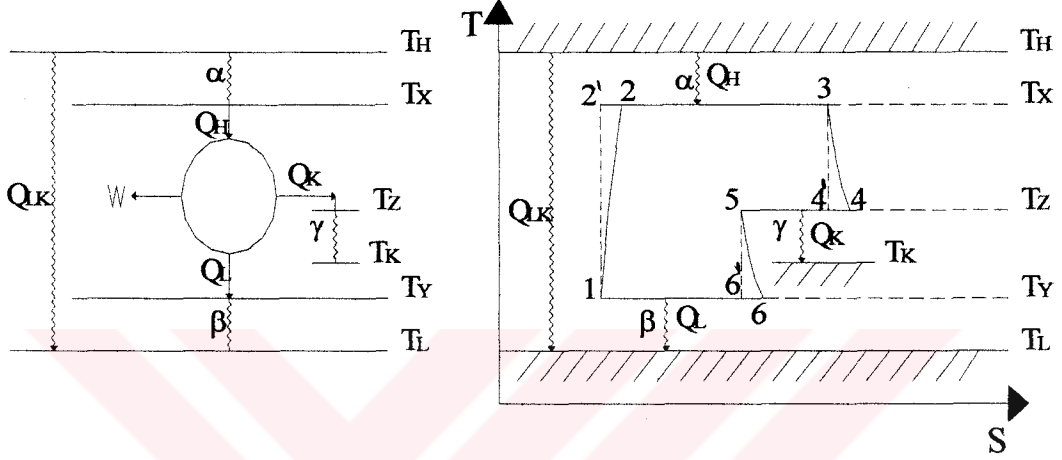
$R=1, T_K=350, T_L=300$ ve $1/\psi=1.17$							
T_H	$1/\tau$	x^*	z^*	T_x^*	T_z^*	$F_{max}/(\lambda.T_L)$	ϵ^*
900	3	0.5	0.5	798.8247	400.5876	0.0894	0.9383
1200	4	0.5	0.5	949.3612	475.3194	0.2113	0.9126
1500	5	0.5	0.5	1099.3978	550.3011	0.3331	0.9093
1800	6	0.5	0.5	1249.4344	625.2828	0.4572	0.9121

Çizelge 5.9 Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde kullanma sıcaklık parametresi ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

$R=1, T_H=1200, T_L=300$ ve $1/\tau=4$							
T_K	$1/\psi$	x^*	z^*	T_x^*	T_z^*	$F_{max}/(\lambda.T_L)$	ϵ^*
350	1.17	0.5	0.5	949.3612	475.3194	0.2113	0.9126
360	1.2	0.5	0.5	959.2588	480.3706	0.2091	0.9170
420	1.4	0.5	0.5	1018.9442	510.5279	0.1808	0.9416
480	1.6	0.5	0.5	1078.1298	540.9351	0.1341	0.9636
540	1.8	0.5	0.5	1136.0156	571.9922	0.0757	0.9837

5.2 Tersinmez Model ve Ekolojik Optimizasyon

Bu bölümde 5.1’de açıklanan ara buhar almalı kojenerasyon tesisi için; iç tersinmezlikler ve ısı kayıpları da dikkate alınarak daha önce tanımlanmış bulunan ekolojik fonksiyonun optimizasyon çalışması yapılmıştır. Dizayn parametreleri ve tersinmezliklerin ekolojik performans üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu tesisin T-S diyagramı Şekil 5.4’de görülmektedir



Şekil 5.4 Tersinmez kojenerasyon sistemi modeli ve T-S diyagramı

Sistemden çevreye olan ısı kaçağı,

$$Q_{LK} = w.(T_H - T_L) \quad (5.52)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Burada w , ısı kayıpları için ısıl iletkenlik katsayısıdır ve $w = \xi.\lambda$ olarak tanımlanmıştır.

Bu durumda denklem (5.52)’de verilen ısı kaçağı,

$$Q_{LK} = \xi.\lambda.(T_H - T_L) \quad (5.53)$$

olmaktadır.

Sıcak kaynaktan transfer edilen ısı,

$$Q_{HT} = Q_H + Q_{LK} \quad (5.54)$$

Denklem (5.10) ve (5.53), denklem (5.54)’de yerine konulursa,

$$Q_{HT} = x.\lambda.(T_H - T_X) + \xi.\lambda.(T_H - T_L) \quad (5.55)$$

Soğuk kaynağa verilen ısı,

$$Q_{LT} = Q_L + Q_{LK} \quad (5.56)$$

olur.

Denklem (5.11) ve (5.53), denklem (5.56)'da yerine konulursa,

$$\dot{Q}_{LT} = y.\lambda.(T_Y - T_L) + \xi.\lambda.(T_H - T_L). \quad (5.57)$$

Termodinamiğin birinci kanununa göre bu kojenerasyon çevrimi için güç çıktısı,

$$\dot{W} = \dot{Q}_{HT} - \dot{Q}_{LT} - \dot{Q}_K = (\dot{Q}_H + \dot{Q}_{LK}) - (\dot{Q}_L + \dot{Q}_{LK}) - \dot{Q}_K = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L - \dot{Q}_K. \quad (5.58)$$

Denklem (5.10), (5.11) ve (5.12) denklem (5.58)'de yerine konulursa,

$$\dot{W} = x.\lambda.(T_H - T_X) - y.\lambda.(T_Y - T_L) - z.\lambda.(T_Z - T_K). \quad (5.59)$$

Bu tesisin toplam ekserji ifadesi denklem (5.18)'de aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\dot{E}_T = x.\lambda.(T_H - T_X) - y.\lambda.(T_Y - T_L) - z.\lambda.(T_Z - T_K). T_L / T_Z.$$

Üretilen toplam entropi,

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{Q}_{LT}}{T_L} + \frac{\dot{Q}_K}{T_K} - \frac{\dot{Q}_{HT}}{T_H} \quad (5.60)$$

olarak ifade edilebilir.

Çevre sıcaklığını T_L kabul ederek, denklem (5.21)'deki ekolojik fonksiyonda; denklem (5.18)'deki toplam ekserji ifadesi ve denklem (5.60)'daki toplam entropi değeri yerine yazılırsa,

$$F = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L - \dot{Q}_K \left(\frac{T_L}{T_Z} + \psi \right) - \dot{Q}_{LT} + \tau.\dot{Q}_{HT} \quad (5.61)$$

elde edilir.

Denklem (5.10), (5.11), (5.12), (5.55) ve (5.57), denklem (5.61)'de yerine yazılarak ekolojik fonksiyon

$$\frac{F}{\lambda} = x.(T_H - T_X).(1 + \tau) - 2.y.(T_Y - T_L) - (1 - x - y).(T_Z - T_K) \left(\psi + \frac{T_L}{T_Z} \right) + \xi.(T_H - T_L).(\tau - 1) \quad (5.62)$$

şeklinde elde edilir.

Burada $\tau = \frac{T_L}{T_H}$, $\psi = \frac{T_L}{T_K}$ ve $\xi = \frac{w}{\lambda}$ olmaktadır.

Tersinmez çevrimler için termodinamiğin ikinci kanununa göre,

$$\oint \frac{\delta \dot{Q}}{T} = \frac{\dot{Q}_H}{T_X} - \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_K}{T_Z} < 0 \quad (5.63)$$

Denklem (5.63)'teki eşitsizlik $I_{\Delta S}$ iç tersinmezlik parametresi tanımlanarak,

$$I_{\Delta S} \cdot \frac{Q_H}{T_X} - \frac{Q_L}{T_Y} - \frac{Q_K}{T_Z} = 0 \quad \approx \quad I_{\Delta S} > 1 \quad (5.64)$$

şeklinde yazılabilir.

Burada $I_{\Delta S}$,

$$I_{\Delta S} = \frac{(S_4 - S_5) + (S_6 - S_1)}{(S_3 - S_2)} \quad (5.65)$$

şeklinde tanımlanmıştır.

Denklem (5.10), (5.11), (5.12) ve (5.65) denklem (5.64)'de yerine konulursa ikinci kanun ifadesi,

$$I_{\Delta S} \cdot \frac{x.(T_H - T_X)}{T_X} - \frac{y.(T_Y - T_L)}{T_Y} - \frac{(1-x-y).(T_Z - T_K)}{T_Z} = 0 \quad (5.66)$$

olmaktadır.

Elde edilen gücün, tüketici tarafından talep edilen ısıya oranı (R) bir kısıt olarak kabul edilerek, $x.(T_H - T_X) - y.(T_Y - T_L) - (1-x-y).(T_Z - T_K).(1+R) = 0$ elde edilmiştir (5.26).

Ekserji verimi ifadesi, denklem (5.27)'de $\varepsilon = \frac{E_T}{E_H}$ şeklinde tanımlanmıştır.

Burada E_H , sisteme olan ekserji girişini ifade etmektedir.

$$E_H = Q_{HT} \cdot \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) = [\xi \cdot \lambda.(T_H - T_L) + x \cdot \lambda.(T_H - T_X)](1 - \tau). \quad (5.67)$$

Denklem (5.18) ve (5.67), denklem (5.27)'de yerine konulursa,

$$\varepsilon = \frac{[x.(T_H - T_X) - y.(T_Y - T_L) - (1-x-y).(T_Z - T_K).T_L / T_Z]}{[\xi.(T_H - T_L) + x.(T_H - T_X)](1 - \tau)} \quad (5.68)$$

elde edilir.

Burada T_Z ifadesi denklem (5.30)'daki gibi alınmıştır.

Denklem (5.26) ve (5.66)'daki kısıtlar kullanılarak, denklem (5.62)'deki ekolojik fonksiyon x, y, z, T_X , T_Y ve T_Z 'e göre sayısal yöntemle optimize edilmiş ve sonuçlar Çizelge 5.10-5.12'de sunulmuştur. Genel ve optimal performansın farklı dizayn parametreleri ile değişimleri Şekil-EK 23-28'de sunulmuştur.

Çizelge 5.10 Tersinmez kojenerasyon sisteminde değişik güç/ısı oranı (R) ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

$T_H=1200, T_K=350, T_L=300, I_{AS}=1.2$ ve $\zeta=0.02$								
R	x^*	y^*	z^*	T_{x^*}	T_{y^*}	T_{z^*}	$F_{\max}/(\lambda \cdot T_L)$	ε^*
0.5	0.6	0	0.4	996.4497	-----	553.5503	0.0842	0.7422
1.0	0.5	0.1	0.4	1005.0476	368.2592	463.3128	0.0883	0.7078
1.5	0.5	0.2	0.3	1018.1444	374.4596	451.3812	0.0803	0.6833
2.0	0.5	0.3	0.2	1018.0444	370.9594	466.1500	0.0760	0.6697
2.5	0.5	0.3	0.2	1025.0427	375.9597	442.4153	0.0730	0.6593
3.0	0.5	0.4	0.1	1020.9437	368.6592	505.1611	0.0699	0.6553
3.5	0.5	0.4	0.1	1024.0430	369.7593	483.4995	0.0698	0.6516
4.0	0.5	0.4	0.1	1025.5426	371.4594	467.2899	0.0693	0.6477
4.5	0.5	0.4	0.1	1025.3427	373.9596	454.9906	0.0686	0.6433
5.0	0.5	0.4	0.1	1027.7421	374.2596	444.0419	0.0678	0.6411

Çizelge 5.11 Tersinmez kojenerasyon sisteminde kullanma sıcaklık parametreleriyle maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

$R=1.5, T_H=1200, T_L=300, 1/\tau=4, I_{AS}=1.2$ ve $\zeta=0.02$									
T_K	$1/\psi$	x^*	y^*	z^*	T_{x^*}	T_{y^*}	T_{z^*}	$F_{\max}/(\lambda \cdot T_L)$	ε^*
350	1.17	0.5	0.2	0.3	1018.1444	374.4596	451.3812	0.0803	0.6833
360	1.2	0.5	0.2	0.3	1020.6438	376.4597	459.1815	0.0793	0.6804
420	1.4	0.5	0.3	0.2	1018.0444	370.9594	559.3799	0.0760	0.6697
480	1.6	0.5	0.3	0.2	1024.3429	375.1596	610.5613	0.0735	0.6608
540	1.8	0.5	0.3	0.2	1030.9413	377.0598	662.8229	0.0705	0.6540

Çizelge 5.12 Tersinmez kojenerasyon sisteminde kaynak sıcaklık parametreleriyle maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

$R=1.5, T_K=350, T_L=300, 1/\psi=1.17, I_{AS}=1.2$ ve $\zeta=0.02$									
T_H	$1/\tau$	x^*	y^*	z^*	T_{x^*}	T_{y^*}	T_{z^*}	$F_{\max}/(\lambda \cdot T_L)$	ε^*
900	3	0.5	0.3	0.2	800.1244	347.4847	421.3848	0.0256	0.5495
1200	4	0.5	0.2	0.3	1018.1444	374.4596	451.3812	0.0803	0.6833
1500	5	0.5	0.1	0.4	1233.4651	403.6346	472.9040	0.1556	0.7776
1800	6	0.5	0.1	0.4	1415.0940	408.3082	531.6222	0.2487	0.8429

5.2.1 α , β ve γ 'nın Eşit Olması Özel Hali

Burada bölüm 5.2'deki model için, $\alpha = \beta = \gamma$ olması durumunda belirli kısıtlar altında ekolojik performans optimizasyonu yapılarak, optimum T_X , T_Y ve T_Z araştırılmıştır.

Sıcak kaynaktan transfer edilen ısı denklem (5.54)'de verildiği gibi, $\dot{Q}_{HT} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_{LK}$ şeklinde olmaktadır. Denklem (5.1) ve (5.52), denklem (5.54)'de yerine konulursa,

$$\dot{Q}_{HT} = \alpha.(T_H - T_X) + w.(T_H - T_L) \quad (5.69)$$

elde edilir.

Soğuk kaynağa verilen ısı denklem (5.56)'da verildiği gibi, $\dot{Q}_{LT} = \dot{Q}_L + \dot{Q}_{LK}$ şeklinde olmaktadır. Denklem (5.2) ve (5.52), denklem (5.56)'da yerine konulursa,

$$\dot{Q}_{LT} = \beta.(T_Y - T_L) + w.(T_H - T_L), \quad (5.70)$$

elde edilir.

Denklem (5.17)'de tanımlanan toplam ekserji ifadesi, $\alpha = \beta = \gamma$ olması durumunda denklem (5.31)'deki gibi $\dot{E}_T = \alpha.(T_H - T_X) - \beta.(T_Y - T_L) - \gamma.(T_Z - T_K) T_L / T_Z$ şeklinde elde edilir.

Tersinmez kojenerasyon sistemi için ekolojik fonksiyon denklem (5.61)'deki gibi

$$F = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L - \dot{Q}_K \left(\frac{T_L}{T_Z} + \psi \right) - \dot{Q}_{LT} + \tau \cdot \dot{Q}_{HT} \text{ şeklinde elde edilmiştir.}$$

Denklem (5.1), (5.2), (5.3), (5.69) ve (5.70) denklem (5.61)'de yerine yazılarak ekolojik fonksiyon,

$$F = \alpha.(T_H - T_X).(1 + \tau) - 2.\beta.(T_Y - T_L) - \gamma.(T_Z - T_K) \left(\psi + \frac{T_L}{T_Z} \right) + w.(T_H - T_L).(\tau - 1) \quad (5.71)$$

şeklinde elde edilir.

Denklem (5.1), (5.2) ve (5.3) denklem (5.64)'de yerine konulursa, tersinmez çevrimler için ikinci kanun ifadesi,

$$I_{\Delta S} \cdot \frac{\alpha.(T_H - T_X)}{T_X} - \frac{\beta.(T_Y - T_L)}{T_Y} - \frac{\gamma.(T_Z - T_K)}{T_Z} = 0 \quad (5.72)$$

şeklinde elde edilmiş olur.

İkinci kısıt denklemi ise $\alpha.(T_H - T_X) - \beta.(T_Y - T_L) - \gamma.(T_Z - T_K).(1 + R) = 0$ şeklinde denklem

(5.35)'de tanımlandığı gibidir. Ekserji verimi ifadesi, denklem (5.27)'de $\varepsilon = \frac{\dot{E}_T}{\dot{E}_H}$ olarak

tanımlanmıştır. Burada E_H , sisteme olan ekserji girişini ifade etmektedir.

$$E_H = Q_{HT} \cdot \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) = [w.(T_H - T_L) + \alpha.(T_H - T_X)](1 - \tau) \quad (5.73)$$

Denklem (5.31) ve (5.73), denklem (5.27)'de yerine konularak ekserji verimi,

$$\varepsilon = \frac{[\alpha.(T_H - T_X) - \beta.(T_Y - T_L) - \gamma.(T_Z - T_K).T_L / T_Z]}{[w.(T_H - T_L) + \alpha.(T_H - T_X)](1 - \tau)} \quad (5.74)$$

elde edilir.

Denklem (5.35) ve (5.72)'deki kısıtlar kullanılarak, denklem (5.71)'deki ekolojik fonksiyon T_X , T_Y ve T_Z 'e göre sayısal olarak optimize edilmiş ve sonuçlar Çizelge 5.13-5.19'da sunulmuştur. Genel ve optimal performansın farklı dizayn parametreleri ile değişimleri Şekil-EK 29-31'de sunulmuştur.

Çizelge 5.13 Tersinmez kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde ısı/güç oranı (R) ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

$T_H=1200, T_K=350, T_L=300, I_{\Delta S}=1.2$ ve $\zeta=0.02$					
R	T_X^*	T_Y^*	T_Z^*	$F_{\max}/(\alpha.T_L)$	ε^*
1.0	933.2651	329.6569	468.5390	0.2770	0.7548
1.5	949.6611	342.6577	433.0725	0.2845	0.7460
2.0	958.9589	352.7583	412.7610	0.2762	0.7343
2.5	970.5560	357.3586	399.1673	0.2650	0.7282
3.0	978.5541	360.8588	390.1468	0.2544	0.7223
3.5	985.2524	363.0589	383.7086	0.2452	0.7180
4.0	991.4509	364.1590	378.8780	0.2375	0.7152

Çizelge 5.14 Tersinmez kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde ısı/güç oranı (R) ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

$T_H=1200, T_K=350, T_L=300, I_{\Delta S}=1.2$ ve $\zeta=0.05$					
R	T_X^*	T_Y^*	T_Z^*	$F_{\max}/(\alpha.T_L)$	ε^*
0.5	922.3678	306.2554	530.9178	0.1449	0.6990
1.0	933.2651	329.6569	468.5390	0.2095	0.6894
1.5	949.6611	342.6577	433.0725	0.2170	0.6778
2.0	951.0608	348.4580	424.2523	0.2145	0.6712
2.5	958.9589	352.7583	412.7610	0.2087	0.6650
3.0	970.5560	357.3586	399.1673	0.1975	0.6565
3.5	978.5541	360.8588	390.1468	0.1869	0.6491
4.0	985.2524	363.0589	383.7086	0.1777	0.6434
4.5	991.4509	364.1590	378.8780	0.1700	0.6391
5.0	996.2498	365.0590	375.2166	0.1635	0.6353

Çizelge 5.15 Tersinmez kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde iç tersinmezlik parametresi ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

R=1.5, $T_H=1200$, $T_K=350$, $T_L=300$, $1/\tau=4$, $1/\psi=1.17$ ve $\zeta=0.02$						
ζ	I_{AS}	T_x^*	T_y^*	T_z^*	$F_{max}/(\alpha.T_L)$	ε^*
0	1	876.1791	343.6577	462.0653	0.4955	0.8540
0.02	1	876.1791	343.6577	462.0653	0.4505	0.8090
0.02	1.05	892.5751	345.2578	454.8669	0.4041	0.7908
0.02	1.10	913.8699	343.8577	446.9090	0.3611	0.7769
0.02	1.15	930.8657	343.9577	440.0706	0.3213	0.7605
0.02	1.20	949.6611	342.6577	433.0725	0.2845	0.7460
0.02	1.25	965.0574	342.4576	426.9940	0.2506	0.7295

Çizelge 5.16 Tersinmez kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik iç tersinmezlik parametresi ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

R=1.5, $T_H=1200$, $T_K=350$, $T_L=300$, $1/\tau=4$, $1/\psi=1.17$ ve $\zeta=0.05$						
ζ	I_{AS}	T_x^*	T_y^*	T_z^*	$F_{max}/(\alpha.T_L)$	ε^*
0	1	876.1791	343.6577	462.0653	0.4955	0.8540
0.05	1	876.1791	343.6577	462.0653	0.3830	0.7498
0.05	1.05	892.5751	345.2578	454.8669	0.3366	0.7302
0.05	1.10	913.8699	343.8577	446.9090	0.2936	0.7136
0.05	1.15	930.8657	343.9577	440.0706	0.2538	0.6951
0.05	1.20	949.6611	342.6577	433.0725	0.2170	0.6778
0.05	1.25	965.0574	342.4576	426.9940	0.1831	0.6591

Çizelge 5.17 Tersinmez kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde ısı kaçağı parametreleri ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

R=1.5, $T_H=1200$, $T_K=350$, $T_L=300$, $1/\tau=4$, $1/\psi=1.17$ ve $I_{AS}=1.2$					
ζ	T_x^*	T_y^*	T_z^*	$F_{max}/(\alpha.T_L)$	ε^*
0	949.6611	342.6577	433.0725	0.3295	0.7996
0.1	949.6611	342.6577	433.0725	0.3070	0.7719
0.2	949.6611	342.6577	433.0725	0.2845	0.7460
0.3	949.6611	342.6577	433.0725	0.2620	0.7218
0.4	949.6611	342.6577	433.0725	0.2395	0.6991
0.5	949.6611	342.6577	433.0725	0.2170	0.6778
0.6	949.6611	342.6577	433.0725	0.1945	0.6578

Çizelge 5.18 Tersinmez kojenerasyon sisteminde $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde kullanma sıcaklık parametreleri ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

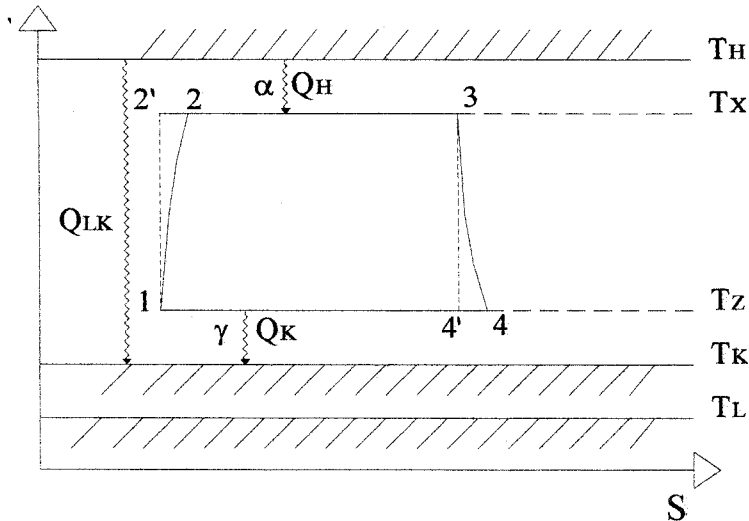
$R=1.5, T_H=1200, T_L=300, 1/\tau=4, I_{AS}=1.2$ ve $\zeta=0.02$						
T_K	$1/\psi$	T_x^*	T_y^*	T_z^*	$F_{\max}/(\alpha \cdot T_L)$	ε^*
350	1.17	949.6611	342.6577	433.0725	0.2845	0.7460
360	1.2	949.4612	345.1578	442.1524	0.2839	0.7430
420	1.4	958.9589	352.7583	495.3131	0.2762	0.7343
480	1.6	967.6567	357.5586	549.9139	0.2666	0.7278
540	1.8	979.5538	358.3586	604.8350	0.2572	0.7265

Çizelge 5.19 Tersinmez kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde kaynak sıcaklık parametreleri ile maksimum ekolojiyi veren optimum performans büyüklüklerinin değişimi.

$R=1.5, T_K=350, T_L=300, 1/\psi=1.17, I_{AS}=1.2$ ve $\zeta=0.02$						
T_K	$1/\tau$	T_x^*	T_y^*	T_z^*	$F_{\max}/(\alpha \cdot T_L)$	ε^*
600	2	564.3087	317.7096	357.1927	0.0097	0.5728
900	3	769.6318	335.2839	388.0337	0.1108	0.6920
1200	4	949.6611	342.6577	433.0725	0.2845	0.7460
1500	5	1110.3951	349.2313	486.1494	0.4972	0.7748
1800	6	1267.0302	353.2048	541.9060	0.7322	0.7962

5.2.2 Karşı Basıncılı Olması Özel Hali

Bölüm 5.2 ve 5.2.1'deki modellerimiz ara buhar almalı kojenerasyon tesisi içindir. Bu bölümde ise tesisimizin karşı basınçlı olması halinde tanımlanan ekolojik fonksiyon için genel bir optimizasyon yapılmıştır. Karşı basınçlı tersinmez kojenerasyon tesisinin prensip şeması ve T-S diyagramı Şekil 5.5'de görülmektedir.



Şekil 5.5 Karşı basınçlı tersinmez kojenerasyon sisteminin T-S diyagramı

Bu tesis için toplam ekserji ifadesi T_L 'nin çevre sıcaklığını göstermesi halinde denklem (5.43)'deki gibi $[\dot{E}_T = x.\lambda.(T_H - T_X) - z.\lambda.(T_Z - T_K).T_L/T_Z]$ olur.

Üretilen toplam entropi,

$$S_g = \frac{Q_K}{T_K} + \frac{Q_{LK}}{T_L} - \frac{Q_{HT}}{T_H} \quad (5.75)$$

olarak ifade edilir.

Denklem (5.12), (5.53) ve (5.55) denklem (5.75)'de yerine yazılırsa,

$$S_g = \frac{z.\lambda.(T_Z - T_K)}{T_K} + \frac{\xi.\lambda.(T_H - T_L)}{T_L} - \frac{[x.\lambda.(T_H - T_X) + \xi.\lambda.(T_H - T_L)]}{T_H} \quad (5.76)$$

Denklem (5.21)'de tanımlanmış olan ekolojik fonksiyon; çevre sıcaklığını T_L kabul ederek, denklem (5.43)'de verilen $\dot{E}_T$ ve (5.76)'da verilen S_g 'nin kullanılmasıyla,

$$\frac{F}{\lambda} = x.(T_H - T_X).(1 + \tau) - (1 - x).(T_Z - T_K) \left(\psi + \frac{T_L}{T_Z} \right) + \xi.(T_H - T_L).(\tau - 1) \quad (5.77)$$

şeklinde elde edilir.

Burada $\tau = \frac{T_L}{T_H}$ ve $\psi = \frac{T_L}{T_K}$ olmaktadır.

Tersinmez çevrimler için termodinamiğin ikinci kanununa göre,

$$\frac{Q_H}{T_X} - \frac{Q_K}{T_Z} < 0 \quad (78)$$

Denklem (5.78)'deki eşitsizlik tanımlanan bir iç tersinmezlik parametresine göre,

$$I_{\Delta S} \cdot \frac{Q_H}{T_X} - \frac{Q_K}{T_Z} = 0 \Rightarrow I_{\Delta S} > 1 \quad (5.79)$$

olmaktadır.

Denklem (5.10) ve (5.12) denklem (5.79)'da yerine konulursa ikinci kanun ifadesi,

$$I_{\Delta S} \cdot \frac{x.(T_H - T_X)}{T_X} - \frac{(1 - x).(T_Z - T_K)}{T_Z} = 0 \quad (5.80)$$

olmaktadır.

Aynı zamanda elde edilen gücün, tüketici tarafından talep edilen ısıya oranı bilinmektedir ve R sabiti şeklinde denklem (5.25) ve (5.49)'da $x.(T_H - T_X) - (1 - x).(T_Z - T_K).(1 + R) = 0$ olarak tanımlanmıştır.

Denklem (5.27)'de tanımlanmış olan ekserji verimi ifadesi; denklem (5.43) ve (5.67) yardımıyla,

$$\varepsilon = \frac{[x.(T_H - T_X) - (1-x).(T_Z - T_K).T_L / T_Z]}{[\xi.(T_H - T_L) + x.(T_H - T_X)](1-\tau)} \quad (5.81)$$

şeklinde elde edilir.

Denklem (5.48) ve (5.80)'deki kısıtlar kullanılarak, denklem (5.46)'daki ekolojik fonksiyon x , z , T_X , ve T_Z 'e göre optimize edilebilir.

Burada T_Z değeri denklem (5.51)'deki gibidir.

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, iç tersinir ve tersinmez kojenerasyon çevrim modellerine dayalı olarak ve sonlu zaman termodinamiği teorisi kullanılarak ekolojik bir optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla ekserji ve entropi üretimini içeren yeni bir ekolojik amaç fonksiyonu tanımlanmış ve bu fonksiyonu maksimum yapan optimal işletme ve dizayn parametreleri belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar aşağıda özet olarak sunulmuştur.

6.1 İç Tersinir Kojenerasyon Sisteminin Ekolojik Optimizasyon Genel Sonuçları

Denklem 5.22’de iç tersinir kojenerasyon modeli için verilen ekolojik amaç fonksiyonunun, akışkan sıcaklıkları (T_X , T_Y , T_Z) ve ısıl iletkenlik paylaşım oranları (x , y , z)’na göre maksimize edilerek elde edilen optimal akışkan sıcaklıkları ve ısıl iletkenlik paylaşım oranlarının güç/ısı oranı (R)’na göre değişimleri Çizelge 5.1’de görülmektedir.

Çizelge 5.1’de verilen optimal x , y , z ve T_X , T_Y , T_Z şartlarındaki maksimum ekolojik amaç fonksiyonunun ve maksimum ekolojik fonksiyon şartlarındaki ekserji veriminin güç/ısı oranı (R) ile değişimi Şekil-EK 1’de görülmektedir. Şekilden görüleceği üzere maksimum ekolojik fonksiyonu ve optimal ekserji verimini tekrar maksimize eden bir R değeri mevcuttur. Bu değer verilen sabit parametreler için maksimum ekolojik fonksiyon yönünden $R=1$, optimal ekserji verimi yönünden $R=0.7$ civarındadır. Bu sonuç kaynak sıcaklık parametresi (τ) ve kullanma sıcaklık parametresi (ψ) ile değişebilecektir. Bu nedenle bir işletmede değişik τ ve ψ parametreleri gözönüne alınarak vermiş olduğumuz yöntemle en uygun güç/ısı oranı (R) belirlenebilir. Belirli bir R değeri için, maksimum ekolojik fonksiyon ve maksimum ekolojik fonksiyon şartlarındaki optimal ekserji veriminin ψ ve τ ile değişimleri Çizelge 5.2, 5.3, Şekil-EK 2 ve 3’de görülmektedir. Diğer R değerleri için de optimal performans büyüklükleri benzer şekilde bulunabilir.

T_X , T_Y ve T_Z ’e göre maksimize edilen maksimum ekolojik amaç fonksiyonunun ısıl iletkenlik paylaşım oranlarına göre değişimi Şekil-EK 4’de verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere ısıl iletkenlik paylaşım oranlarının da bir optimal değeri sözkonusudur. Bu optimal değerlerin R , ψ ve τ ile değişimleri Çizelge 5.1, 5.2, 5.3 ve Şekil-EK 5, 6, 7’de verilmiştir.

6.1.1 İç Tersinir Kojenerasyon Sisteminde Isıl İletkenliklerin Eşit Olması Özel Hali ($\alpha=\beta=\gamma$)

Bu özel halde denklem 5.33'deki gibi elde edilen amaç fonksiyonunun, dizayn parametrelerine göre yapılan optimizasyon sonuçları Çizelge 5.4, 5.5 ve 5.6'da verilmiştir. Ekolojik fonksiyonun ekserji verimi ile değişimi farklı R değerleri için Şekil-EK 8'de görülmektedir. Bu şekilden R'nin genel ve optimal performans üzerindeki etkileri görülmektedir. Buradan görüleceği üzere, gerek maksimum ekolojik fonksiyon ve gerekse maksimum ekolojik fonksiyon şartlarındaki optimal ekserji verimi belirli bir R değerine kadar artmakta ve daha sonra azalmaktadır. Bu husus Şekil-EK 9'da daha açık bir şekilde görülebilir. Bu şekilden T_X , T_Y ve T_Z 'e göre maksimize edilen ekolojik fonksiyonun R'ye göre de ikinci bir maksimum değerinin olduğu görülmektedir. Bu değer üzerinde R, τ ve ψ 'nin etkisi Şekil-EK 10 ve 11'de görülmektedir.

Maksimum ekolojik fonksiyon şartlarındaki optimal ekserji verimi üzerinde R, τ ve ψ 'nin etkileri Şekil-EK 12 ve 13'de görülmektedir. Belirli bir güç/ısı oranı (R) için maksimum ekolojik fonksiyonun ve maksimum ekolojik fonksiyon şartlarındaki optimal ekserji veriminin τ ve ψ ile değişimleri Şekil-EK 14 ve 15'de verilmiştir. Bu şekillerden görüleceği üzere τ azaldıkça ve ψ arttıkça gerek maksimum ekolojik fonksiyon, gerekse maksimum ekolojik fonksiyon şartlarındaki ekserji verimi artmaktadır. ψ yönünden bu sonuç ısı kullanma sıcaklığının mümkün olduğu kadar düşük olması gerektiğini vurgulamaktadır.

6.1.2 İç tersinir Kojenerasyon Sisteminin Karşı Basıncılı Olması Özel Hali ($\gamma=0$)

Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sistemi için denklem 5.46'da verilmiş olan ekolojik amaç fonksiyonunun optimizasyon sonuçları Çizelge 5.7, 5.8 ve 5.9'da görülmektedir. Bu çizelgelerden ekolojik fonksiyonun maksimum değeri, maksimum ekolojik fonksiyon değerindeki optimal ekserji verimi, optimal akışkan sıcaklıkları ve optimal ısı iletkenlik paylaşım oranlarının R, τ ve ψ ile değişimleri görülmektedir.

Maksimum ekolojik fonksiyonun yüksek sıcaklık kaynağı tarafındaki ısı iletkenlik paylaşım oranı (x)'na göre değişimi; farklı R değerleri için Şekil-EK 16, farklı τ değerleri için Şekil-EK 17, farklı ψ değerleri için ise Şekil-EK 18'de verilmiştir. Bu şekillerden görüleceği üzere

optimal ısı iletkenlik paylaşım oranı x^* 0.5 civarındadır. Bu değeri azalan τ ve R ile artan ψ değeri ile çok küçük bir artış göstermektedir.

Maksimum ekolojik fonksiyon, R 'nin belli bir değerine kadar artmakta ve daha sonra düşüş göstermektedir (Şekil-EK 16). Yani maksimum ekolojik fonksiyonu ikinci kez maksimize eden optimal bir R değerinin mevcudiyeti sözkonusudur. Şekil-EK 19 ve 20'den görüleceği üzere optimal R değeri ψ ve τ ile değişebilmektedir. τ değeri azaldıkça ve ψ değeri arttıkça optimal R değeri artmaktadır.

Bir işletmenin sabit güç/ısı oranı (R) için (bu oran optimal olmayabilir) optimal ekolojik performansın τ ve ψ ile değişimleri Şekil-EK 21 ve 22'de görülmektedir. Şekillerden görüleceği üzere maksimum ekolojik fonksiyon azalan τ ve artan ψ değerleri ile artmakta, maksimum ekolojik fonksiyon şartlarındaki ekserji verimi ise artan τ ve azalan ψ ile monotik artış göstermektedir. Ayrıca bu şekillerden, karşı basınçlı kojenerasyon sisteminin optimal ekserji veriminin τ 'ya göre ψ 'den daha fazla etkilendiği görülmektedir.

6.2 Tersinmez Kojenerasyon Sisteminin Ekolojik Optimizasyon Sonuçları

Bu sistemde iç sürtünmelerden ve ısı kaçaklarından kaynaklanan tersinmezlikler de kojenerasyon modeline dahil edilerek denklem 5.62'deki gibi elde edilen amaç fonksiyonuna dayalı olarak yapılan optimizasyon sonuçları Çizelge 5.10, 5.11 ve 5.12'de verilmiştir.

Çizelge 5.10'da verilen optimal ısı iletkenlik paylaşım oranları ve akışkan sıcaklıkları şartlarındaki, maksimum ekolojik amaç fonksiyonu ve bu şartlardaki ekserji veriminin R , ψ ve τ ile değişimleri Şekil-EK 23, 24 ve 25'de görülmektedir. Şekillerden görüleceği üzere iç tersinmezlikler ve ısı kaçağı ekolojik performansı iç tersinir duruma göre oldukça düşürmektedir. Örneğin iç tersinmezlik parametresi $I_{AS}=1.2$ ve ısı kaçağı parametresi $\zeta=0.02$ için iç tersinir duruma göre maksimum ekolojik fonksiyonda %60 civarında, maksimum ekolojik fonksiyon şartlarındaki ekserji veriminde ise %20 civarında bir düşüş gözlenmektedir.

Şekil-EK 26, 27 ve 28'de optimum ısı iletkenlik paylaşım oranlarının R , ψ ve τ ile değişimleri görülmektedir. Bu şekillerden görüleceği üzere yüksek sıcaklık kaynağı tarafındaki optimal ısı iletkenlik paylaşım oranı (x^*); R , ψ ve τ 'dan bağımsız olup 0.5

civarındadır. Artan R ve τ , azalan ψ değerleriyle; düşük sıcaklık kaynağı tarafındaki optimal ısı iletkenlik paylaşım oranı (y^*) artmakta, ısı kullanma tarafındaki optimal ısı iletkenlik paylaşım oranı (z^*) ise azalmaktadır. Optimal ısı iletkenlik paylaşım oranlarının değişimi ile ilgili olarak söylenen bu hususlar iç tersinir model için de aynıdır. Ancak tersinmezlik optimum x^* değerini değiştirmemekle beraber, y^* değerini artırmakta ve z^* değerini düşürmektedir.

Ekolojik fonksiyonun ekserji verimiyle değişimleri farklı R değerleri için Şekil-EK 29, farklı I_{AS} değerleri için Şekil-EK 30 ve farklı ζ değerleri için Şekil-EK 31’de $\alpha=\beta=\gamma$ özel hali için denklem 5.71 kullanılarak gösterilmiştir. Bu şekillerden R , I_{AS} ve ζ ’in genel ve optimal ekolojik performans üzerindeki etkileri açık bir şekilde gözükmektedir.

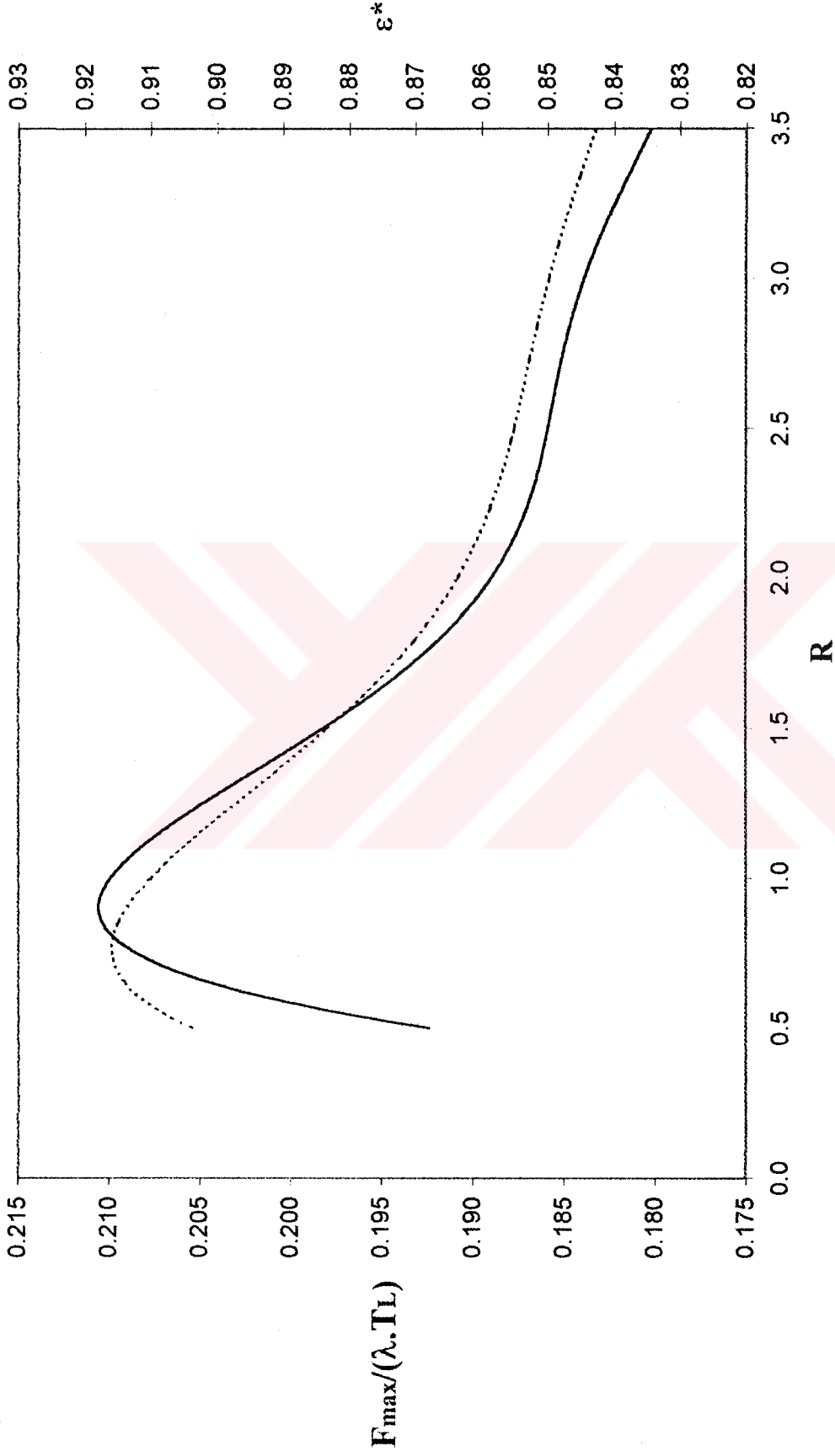
R , I_{AS} ve ζ arttıkça maksimum ekolojik fonksiyon, maksimum ekolojik fonksiyon şartlarındaki ekserji verimi ve maksimum ekserji veriminin düşmekte olduğu bu şekillerden görülmektedir. Bu şekiller ve ilgili denklemler maksimum ekserji ve maksimum ekolojideki ekserji verimi şartlarına göre dizayn parametrelerini kolaylıkla elde etmemize imkan sağlamaktadır. Yani kullanma yeri ve amacına göre hem maksimum ekolojiye göre hem de maksimum ekserjiye göre optimal dizayna ulaşmayı sağlar. Ayrıca Şekil-EK 30 ve 31’den görüleceği üzere iç tersinmezlik ve ısı kaçağı parametreleri arttıkça maksimum ekoloji ve maksimum ekserji dizayn şartları birbirine yaklaşmaktadır.

Sonuç olarak bu çalışmada sunulan ekolojik performans analizi ve optimizasyonu çeşitli kullanma yeri ve amacına göre ekolojik ve ekserjistik yönden optimal dizayna ulaşmada bir temel teşkil edebilir.

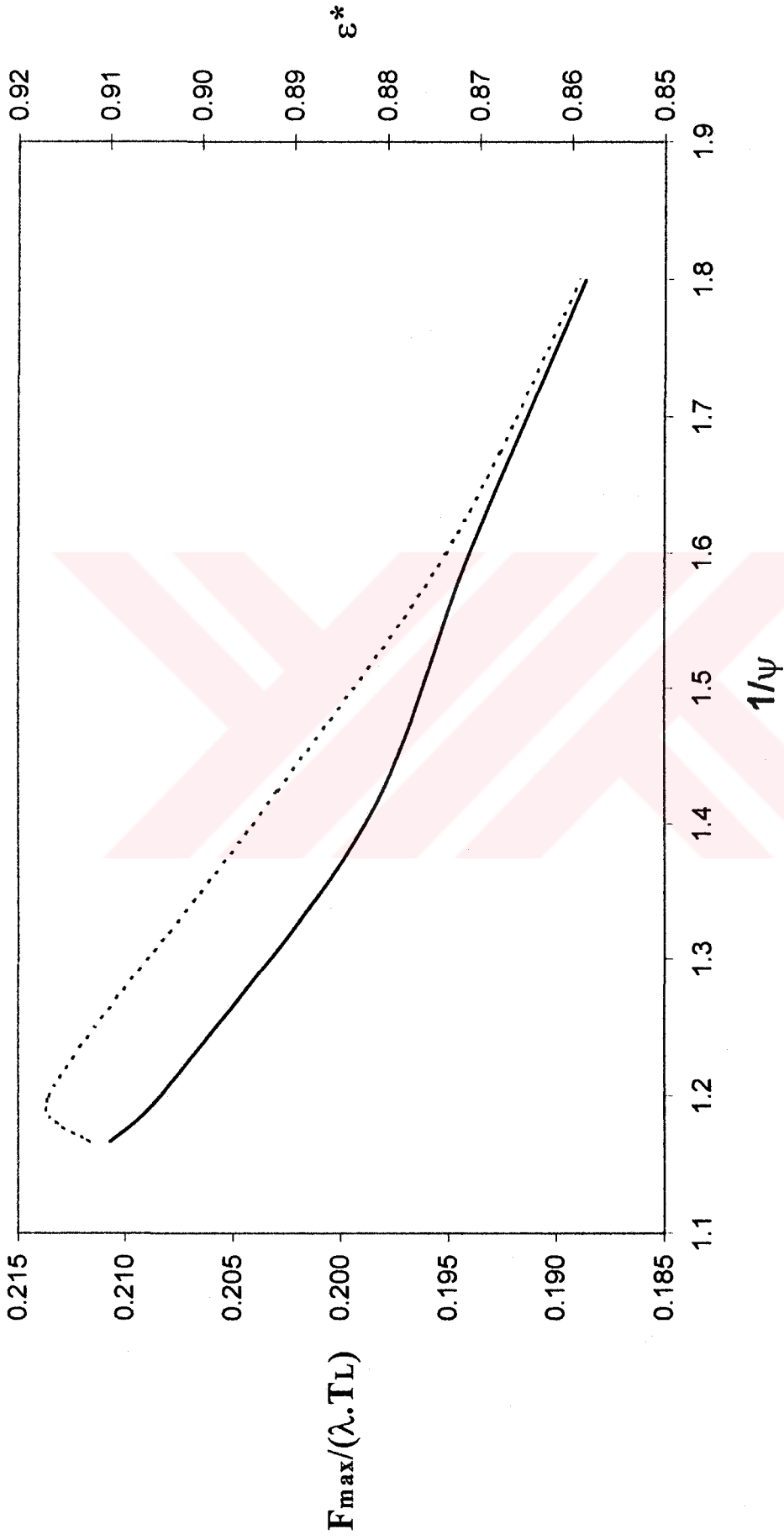
KAYNAKLAR

- Ağabay, Ö., (1994), "Kojenerasyon Teknolojileri", Energy with All Aspects in 21.st Century Symposium, 28-30 April, 1994, İstanbul.
- Angulo-Brown, F., (1991), "An Ecological Optimization Criterion for Finite-Time Heat Engines", Journal of Appl. Phys., 69: 7465-7469.
- Aybers, N. ve Şahin, B., (1995), Enerji Maliyeti, Yıldız Teknik Üniversitesi Yayını, İstanbul.
- Bejan, A., (1996), "Entropy Generation Minimization: The New Thermodynamics of Finite-Size Devices and Finite-Time Processes", Applied Physics Reviews, 79: 1191-1218.
- Benelmir, R. ve Feidt, M., (1998), "Energy Cogeneration Systems and Energy Management Strategy", Energy Conversation and Management, 39: 1791-1802.
- Bilgen, E., (2000), "Exergetic and Engineering Analysis of Gas Turbine Based Cogeneration Systems", Energy, 25: 1215-1229.
- Brecq, G., Athanasovici, V., Corre, O.L. ve Tazerout, M., (2000), Thermoeconomic Analysis Method for Cogeneration Plants. ECOS 2000 Eurotherm Seminar 65 Process Integration Part1, Editor Hirs, G.G., Twente, 157-165.
- Carcasci, C. ve Facchini, B., (2000), "Comparison Between Two Gas Turbine Solutions to Increase Combined Power Plant Efficiency", Energy Conversation and Management, 41: 757-773.
- Cerqueira, S.A. ve Nebra, S.A., (1999), "Cost Attribution Methodologies in Cogeneration Systems", Energy Conversation and Management, 40: 1587-1597.
- Chen, L., Wu, C. ve Sun, F., (1999), "Finite Time Thermodynamic Optimization or Entropy Generation Minimization of Energy Systems", Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics, 24: 327-359.
- Cheng, C.Y. ve Chen,C.K., (1997), "The Ecological Optimization of An Irreversible Carnot Heat Engine", Journal of Physics D: Applied Physics, 30: 1602-1609.
- Cheng, C.Y. ve Chen,C.K., (1998), "Ecological Optimization of An Endoreversible Brayton Cycle", Energy Conversation and Management, 39: 33-44.
- Cheng, C.Y. ve Chen,C.K., (1999), "Ecological Optimization of An Irreversible Brayton Heat Engine", Journal of Physics D: Applied Physics, 32: 350-357.
- Feng, X., Cai, Y.N. ve Qian, L.L., (1998), "A New Performance Criterion for Cogeneration Systems", Energy Conversation and Management, 39: 1607-1609.
- Habib, M.A., (1992), "Thermodynamic Analysis of The Performance of Cogeneration Plants", Energy, 17: 485-491.
- Horlock, J.H., (1987), Cogeneration-Combined Heat and Power (CHP), Pergamon Press, New York.

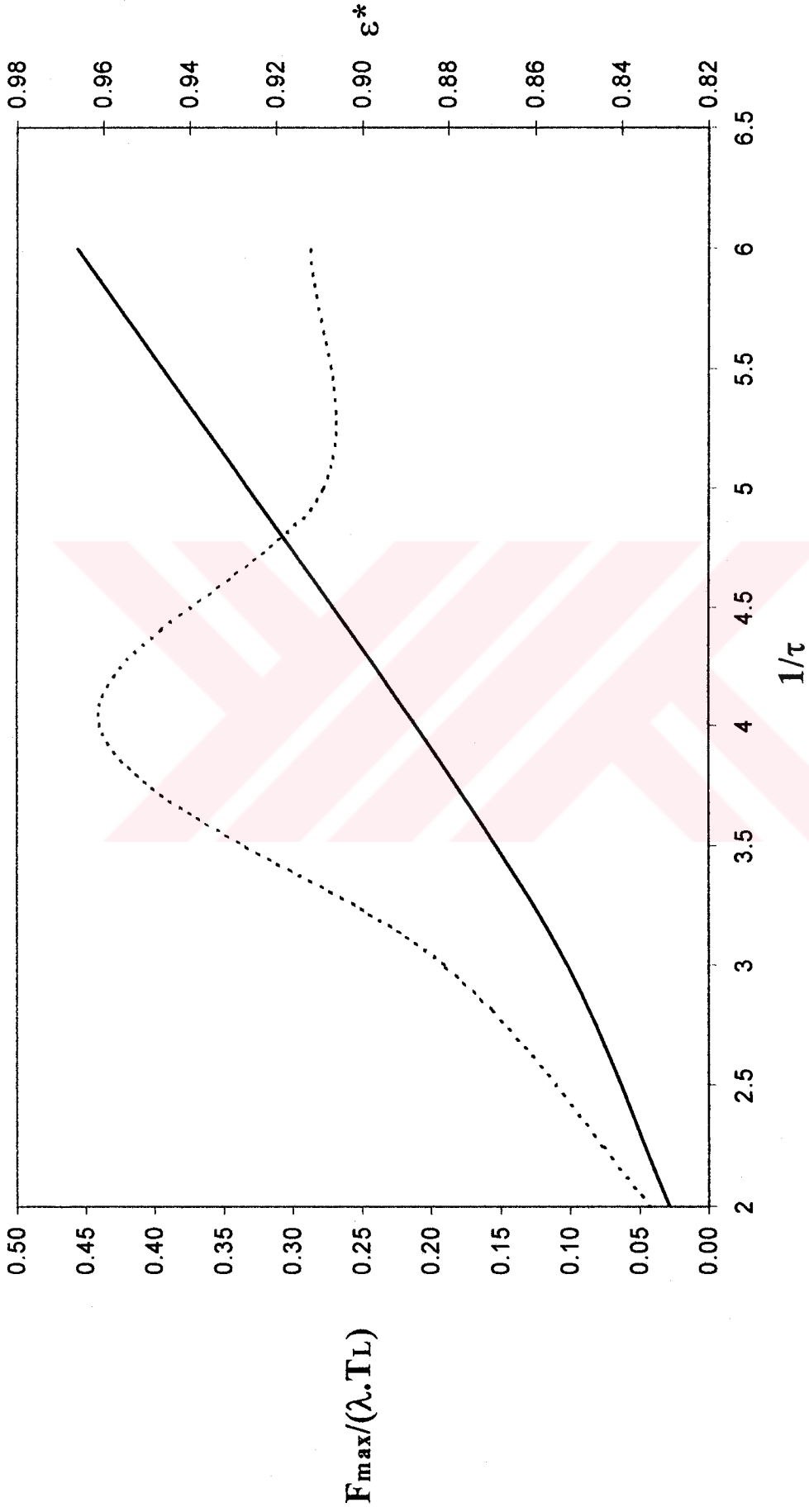
- Koçak, T. Ve Gülşen, O., (1998), "Bölgesel Isıtma ve Kojenerasyon", Bölgesel Isıtma ve Kojenerasyon Konferansı, 24-25 Ekim, 1998, İstanbul.
- Najjar, Y.S.H., (2000), "Gas Turbine Cogeneration Systems: A Review of Some Novel Cycles", Applied Thermal Engineering, 20: 179-197.
- Polsky, M.P., (1980), "Fuel Effectiveness of Cogeneration", A.S.M.E. Paper 80, JPGC/Pwr-8.
- Porter, R.W. ve Mastanaiah, K., (1982), "Thermal-Economic Analysis of Heat-Matched Industrial Cogeneration Systems", Energy, 7,2:171-187.
- Silveria, J.L. ve Tuna, C.E., (2000), Thermoeconomic Analysis Method for Optimization of Combined Heat and Power Systems. ECOS 2000 Eurotherm Seminar 65 Process Integration Part 1, Editor Hirs, G.G., Twente, 233-245.
- Sucuoğlu, S., (1999), "Kojenerasyonun İklim Bölgelerine Göre İncelenmesi", YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Şahin, B., Kodal, A., Ekmekçi, İ. ve Yılmaz, T., (1997), "Exergy Optimization for An Endoreversible Cogeneration Cycle", Energy, 22: 551-557.
- Şahin, B. ve Kodal, A., (1999), Finite-Time Thermodynamics Approach for Exergy Optimization of An Irreversible Cogeneration Cycle. In Recent Advances in Finite-Time Thermodynamics, Eds. Wu, C., Chen, L., Chen, J., Nova Science Publishers, New York, 289-298.
- Timmermans, A.R.J., (1978), "Combined Cycles and their Possibilities Lecture Series, Combine Cycles for Power Generation", Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Rhode Saint Genese, Belgium.
- Wilkinson, B.W. ve Barnes, R.W., (1993), Cogeneration of Electricity and Useful Heat, Crc. Press, Florida.
- Yan, Z., (1993), "Comment on An Ecological Optimization Criterion for Finite-Time Heat Engines", Journal of Applied Physics, 73: 3583.



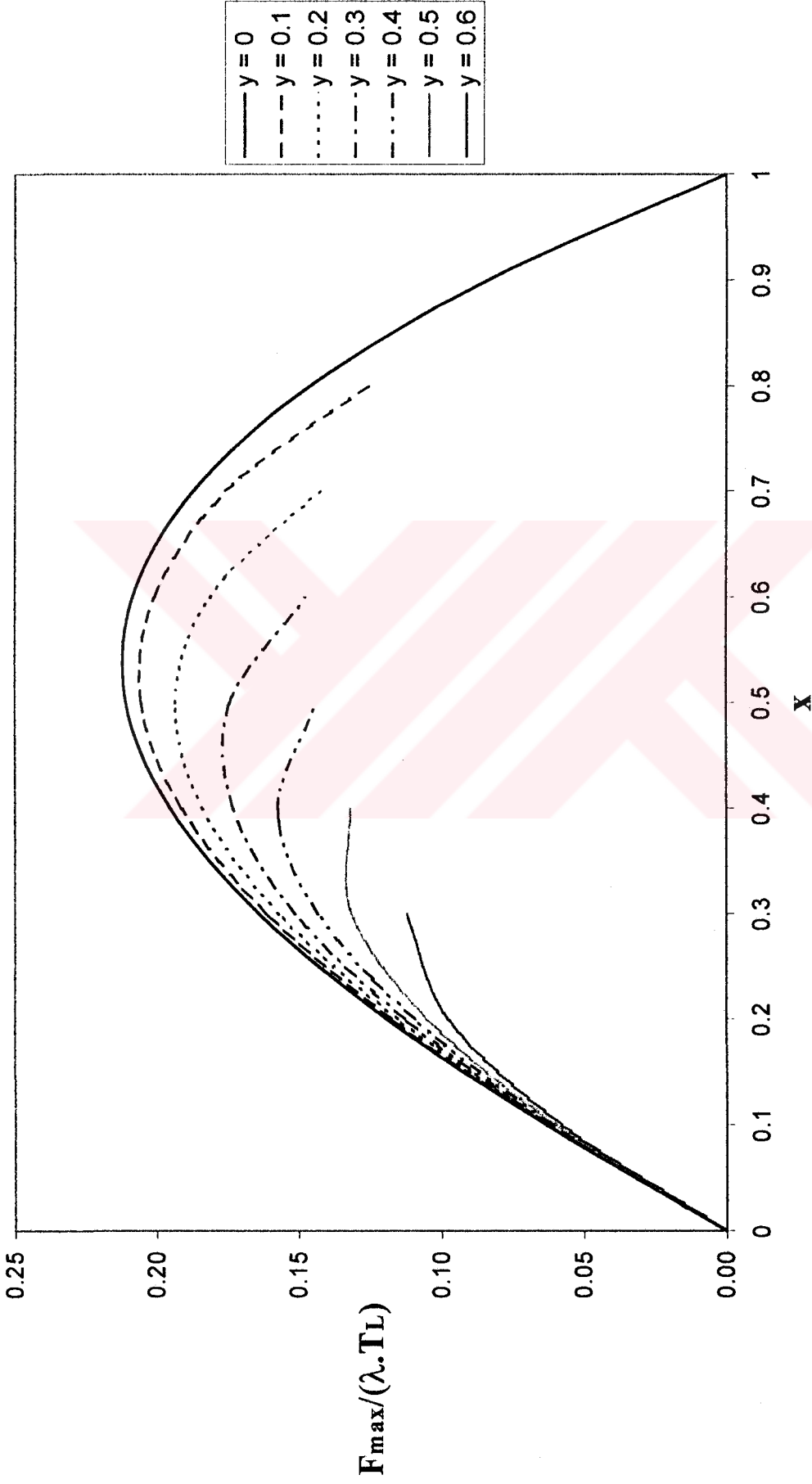
Şekil-EK 1 İç tersinir kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun (sürekli çizgi) ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin (kesikli çizgi) güç/ısı oranı (R) ile değişimi. ($T_H=1200$, $T_K=350$, $T_L=300$, $1/\tau=4$ ve $1/\psi=1.17$)



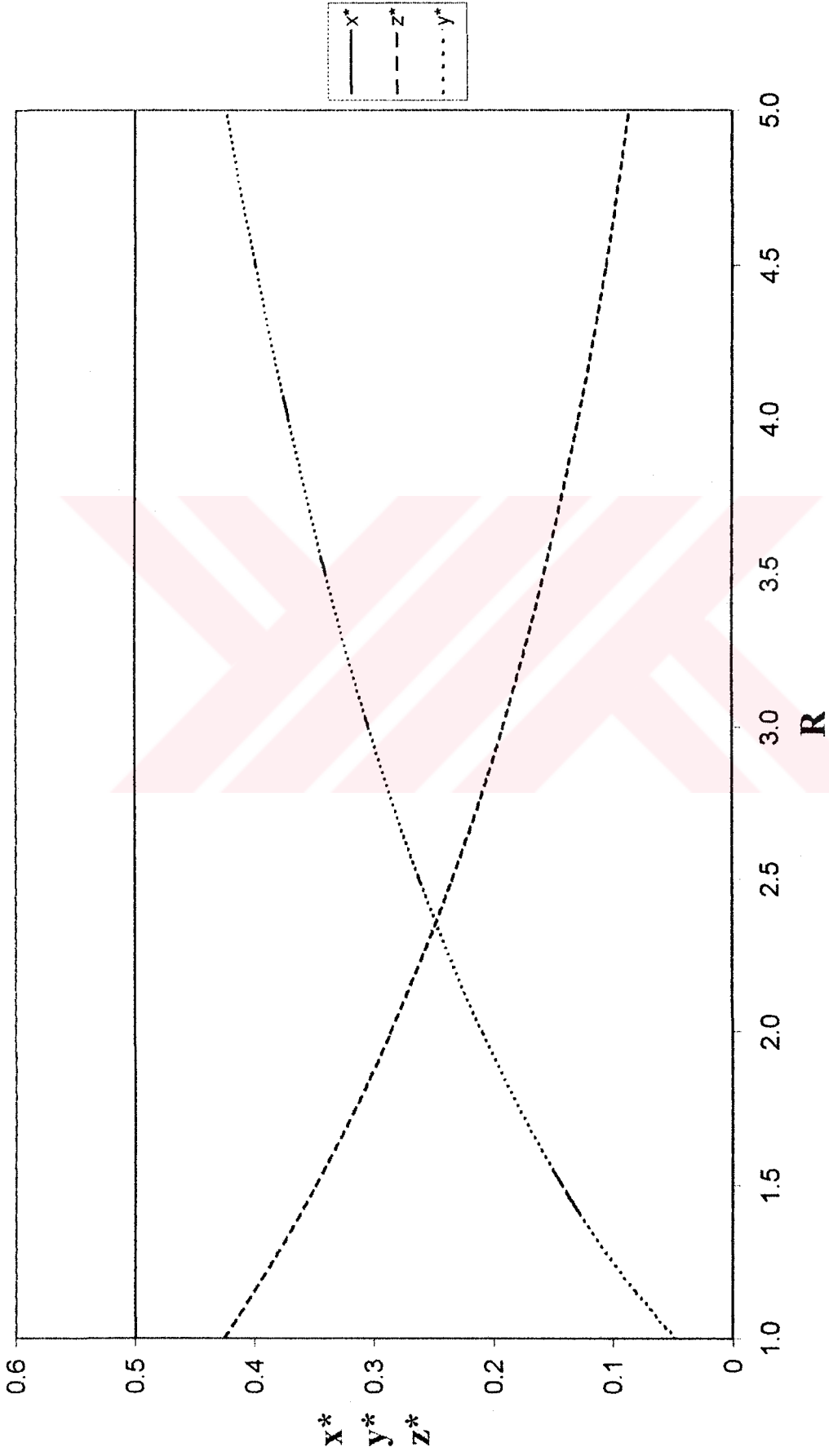
Şekil-EK 2 İç tersinir kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun (sürekli çizgi) ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin (kesikli çizgi) kullanma sıcaklık parametresi ile değişimi. ($R=1$, $T_H=1200$, $T_L=300$ ve $1/\tau=4$)



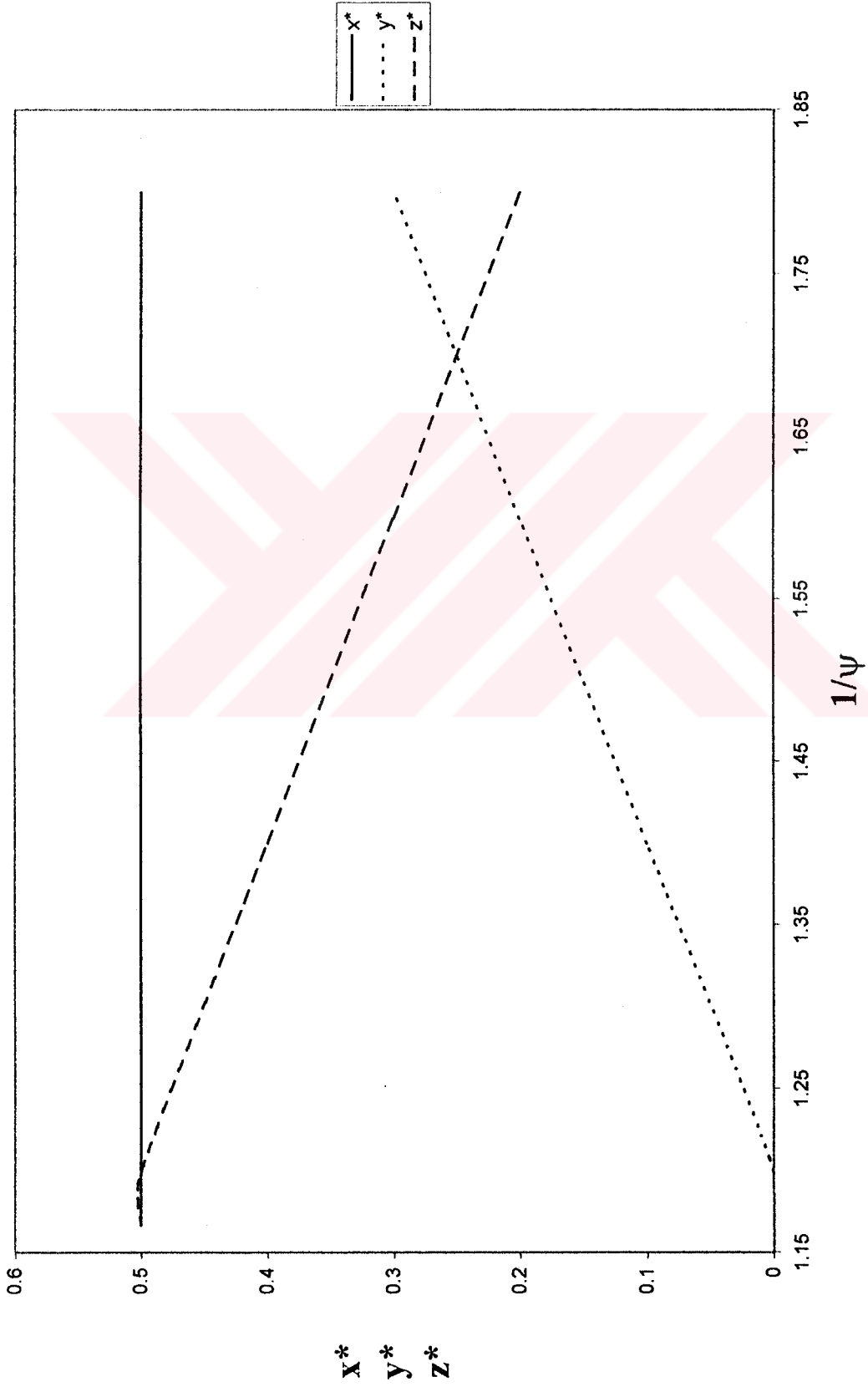
Şekil-EK 3 İç tersinir kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun (sürekli çizgi) ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin (kesikli çizgi) kaynak sıcaklık parametresi ile değişimi. ($R=1$, $T_K=350$, $T_L=300$ ve $1/\psi=1.17$)



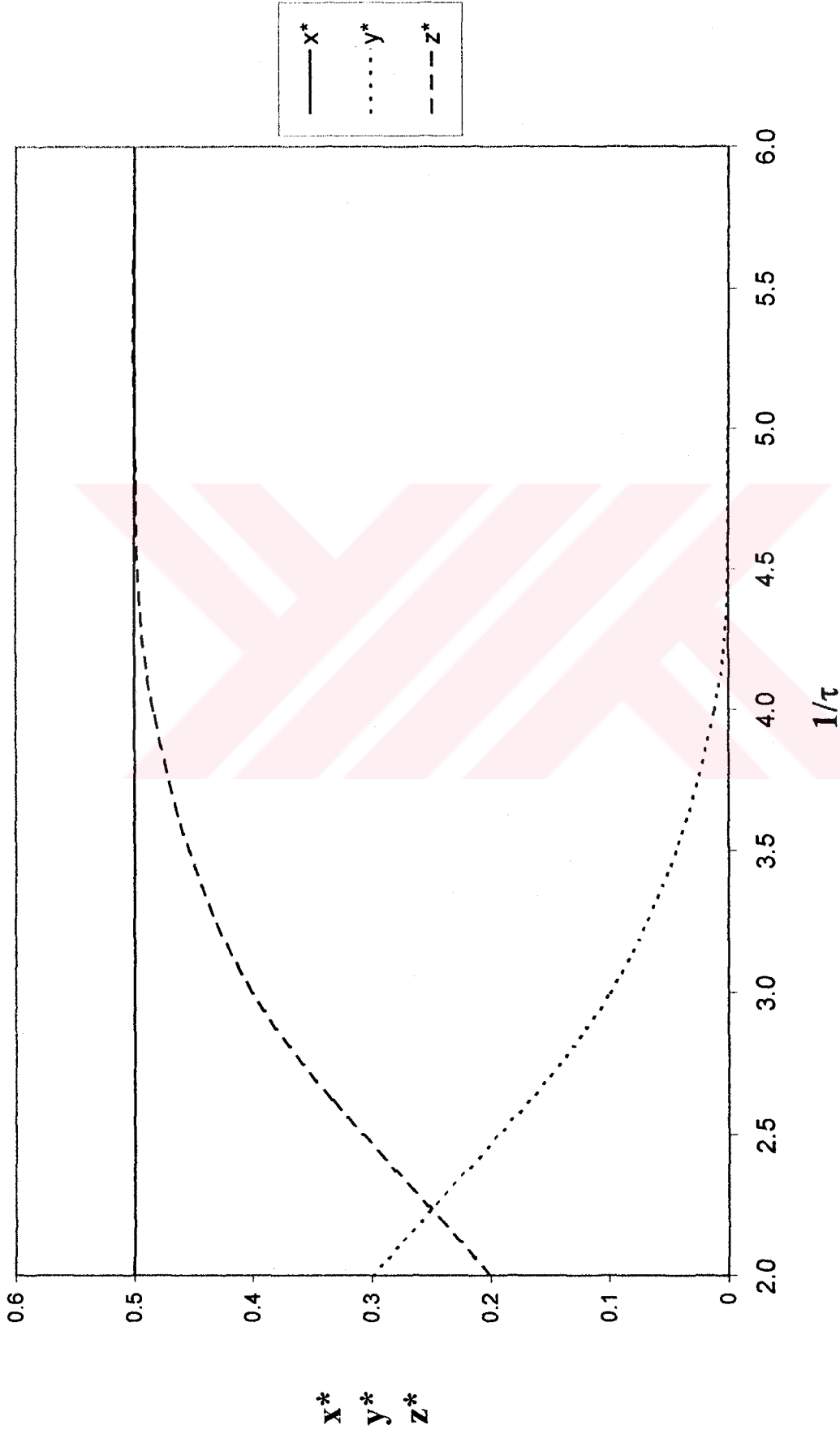
Şekil-EK 4 İç tersinir kojenerasyon sisteminde ekolojik fonksiyonun ısı iletkenlik paylaşım oranları ile değişimi.
($R=1$, $T_H=1200$, $T_K=350$, $T_L=300$, $1/\tau=4$ ve $1/\psi=1.17$)



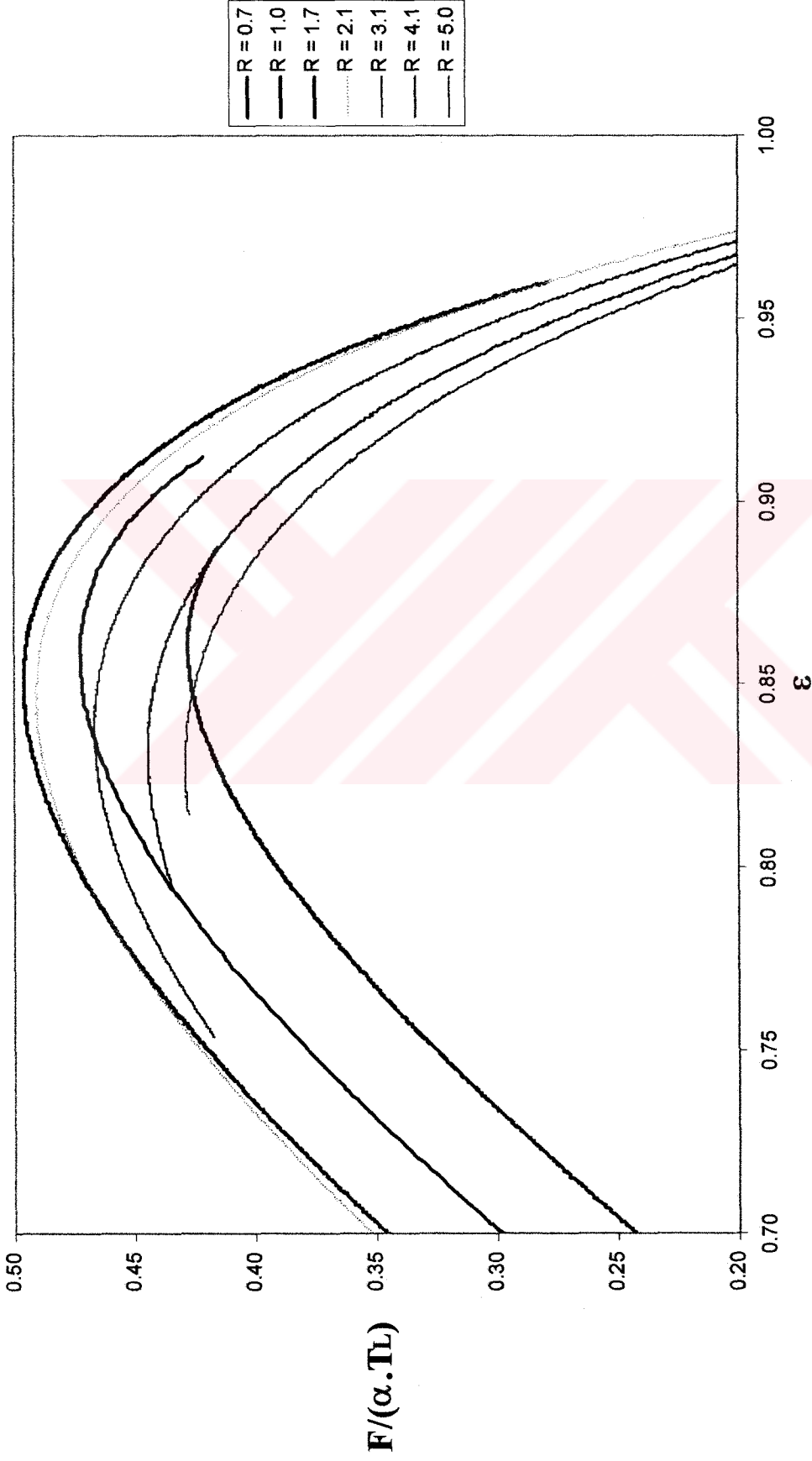
Şekil-EK 5 İç tersinir kojenerasyon sisteminde optimal ısı iletkenlik paylaşım oranlarının güç/ısı oranı (R) ile değişimi.
 ($T_H=1200$, $T_K=350$, $T_L=300$, $1/\tau=4$ ve $1/\psi=1.17$)



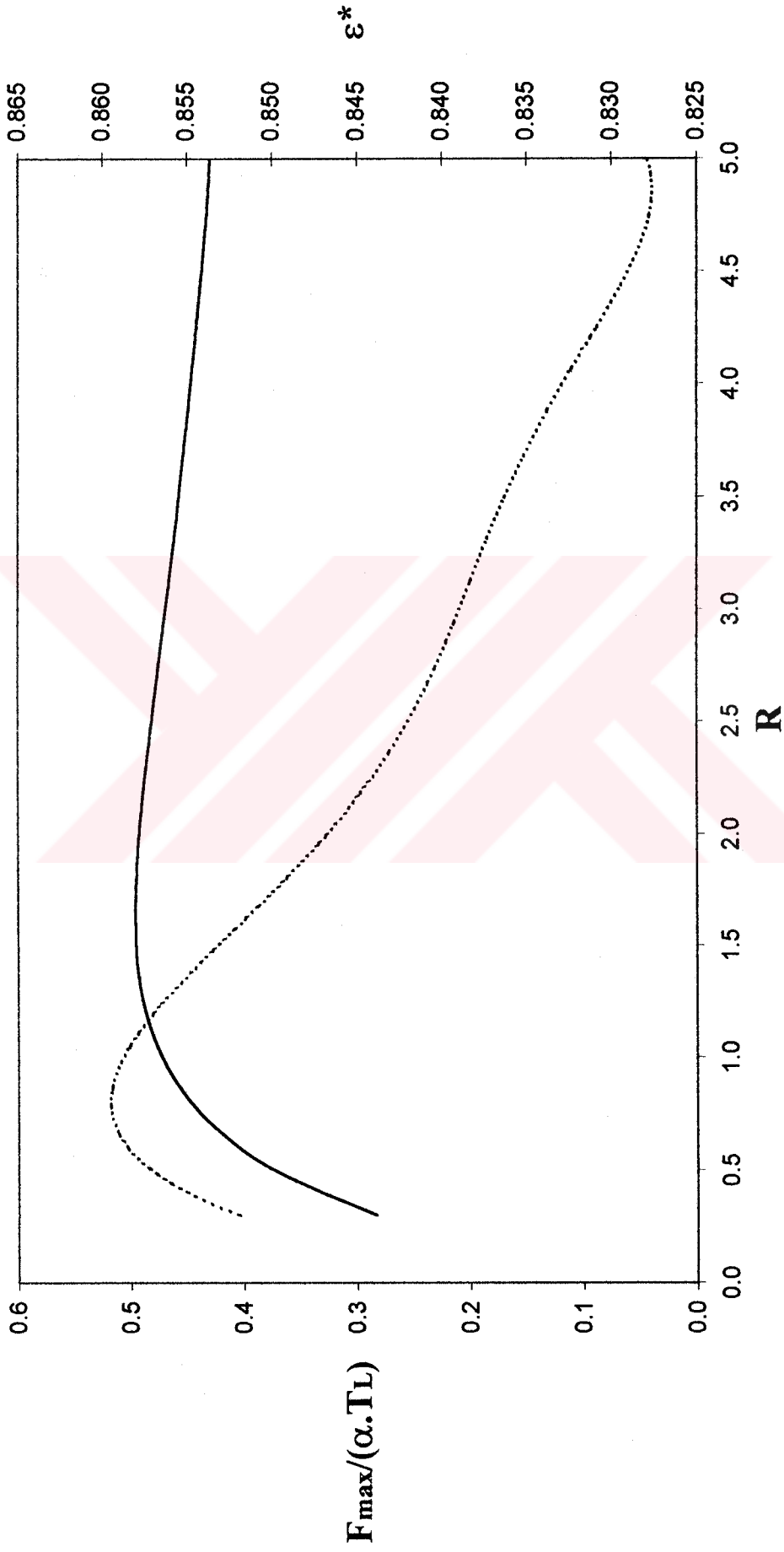
Şekil-EK 6 İç tersinir kojenerasyon sisteminde optimum ısıl iletkenlik paylaşım oranlarının kullanma sıcaklık parametresi ile değişimi. ($R=1$, $T_H=1200$, $T_L=300$ ve $1/\tau=4$)



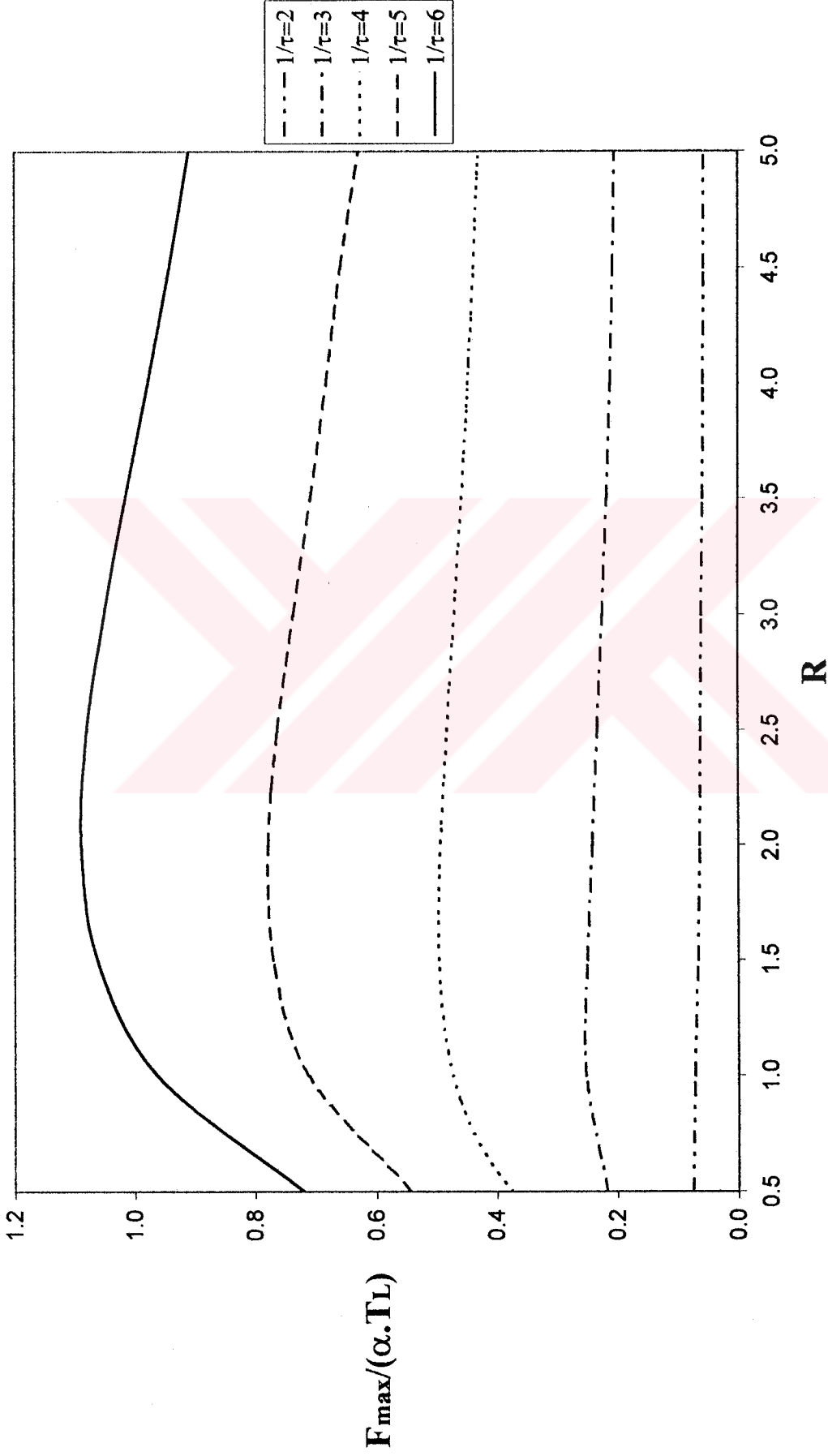
Şekil-EK 7 İç tersinir kojenerasyon sisteminde optimum ısıl iletkenlik paylaşım oranlarının kaynak sıcaklık parametresi ile değişimi. ($R=1$, $T_K=350$, $T_L=300$ vel/ $\psi=1.17$)



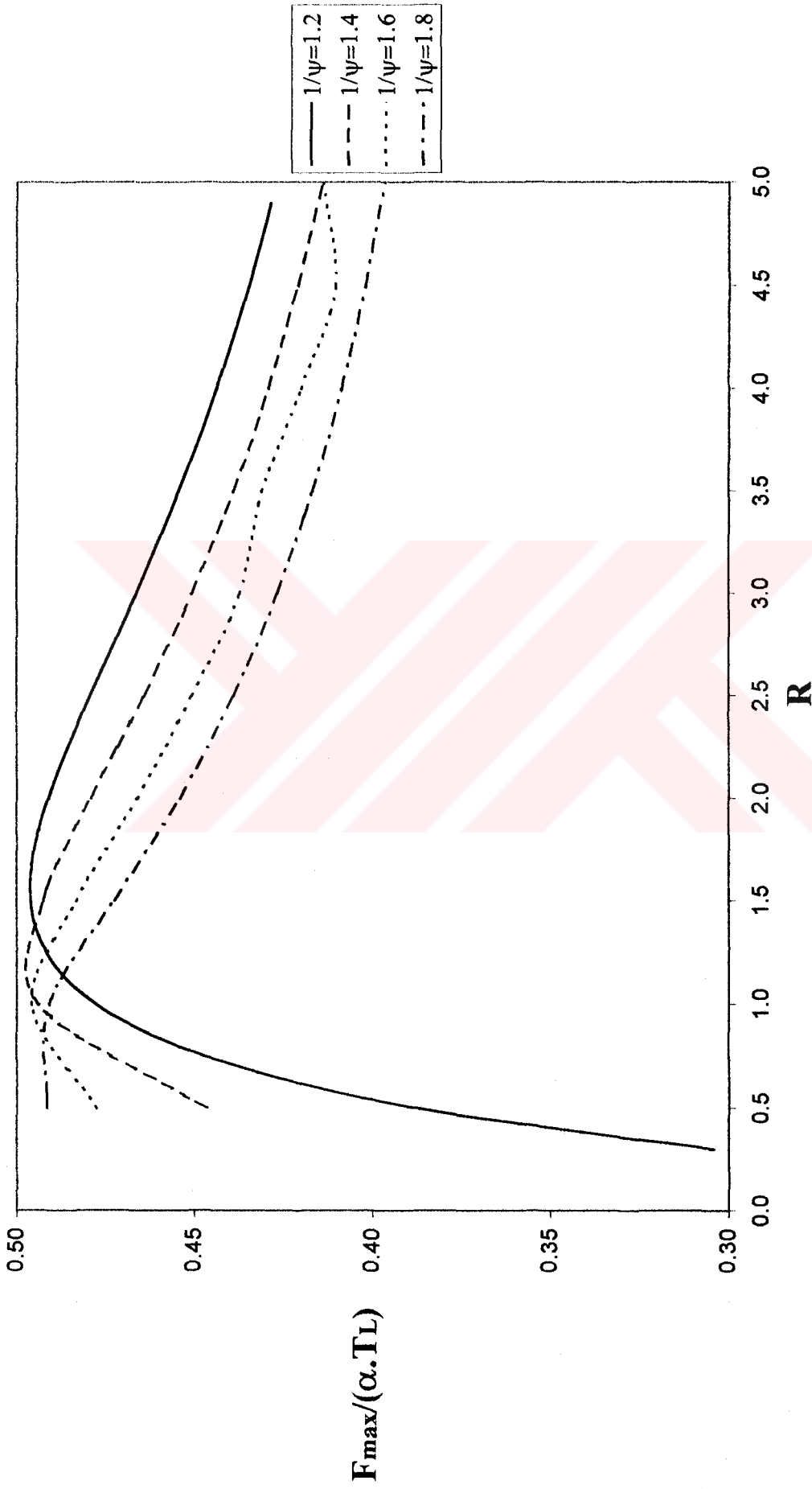
Şekil-EK 8 İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik güç/ısı oranları (R) için ekolojik fonksiyonun ekserji verimi ile değişimi. ($T_H=1200$, $T_K=350$, $T_L=300$, $1/\tau=4$ ve $1/\psi=1.17$)



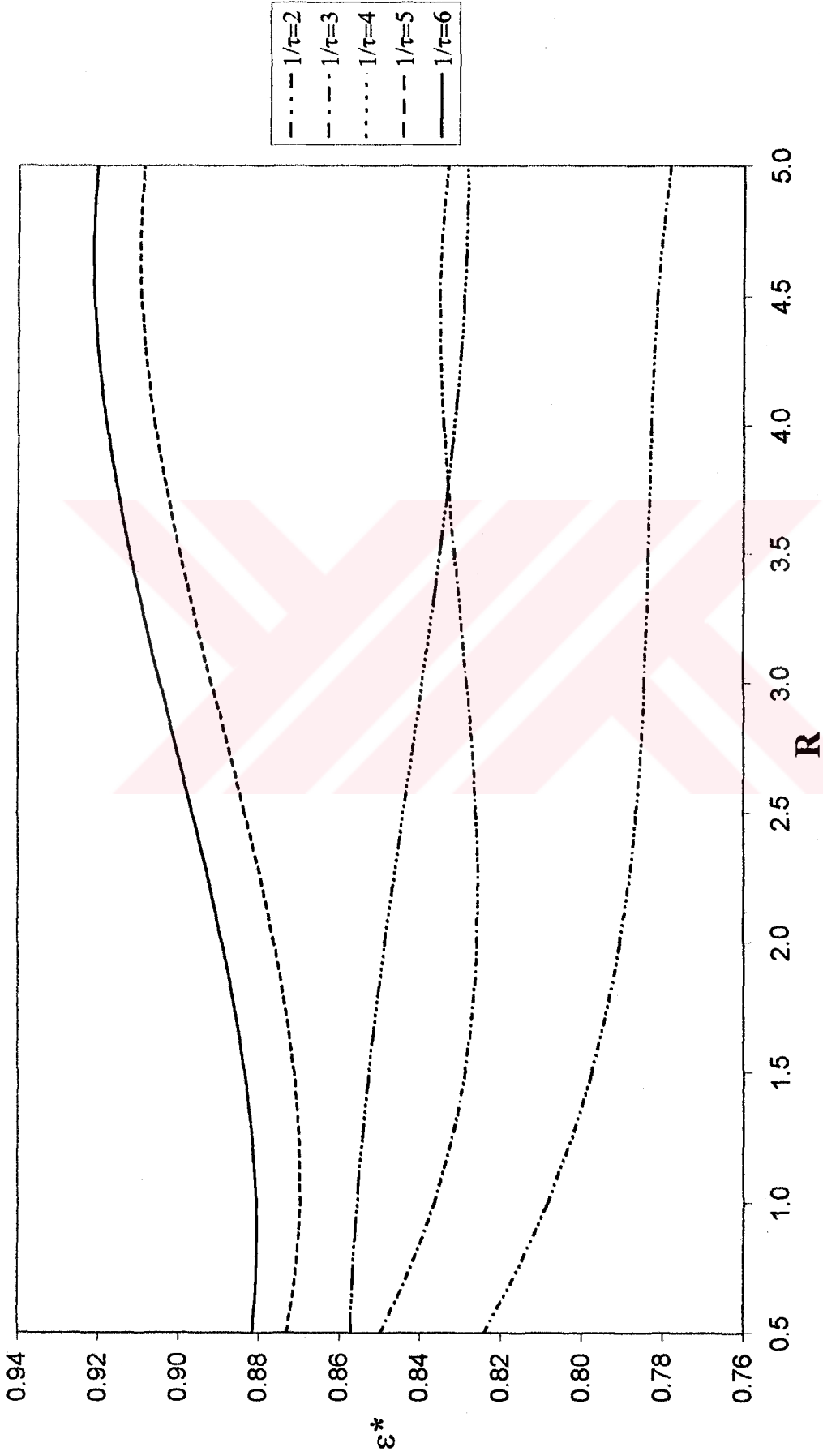
Şekil-EK 9 İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde maksimum ekolojik fonksiyonun (sürekli çizgi) ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin (kesikli çizgi) güç/ısı oranı (R) ile değişimi. ($T_H=1200$, $T_K=350$, $T_L=300$, $1/\tau=4$ ve $1/\psi=1.17$)



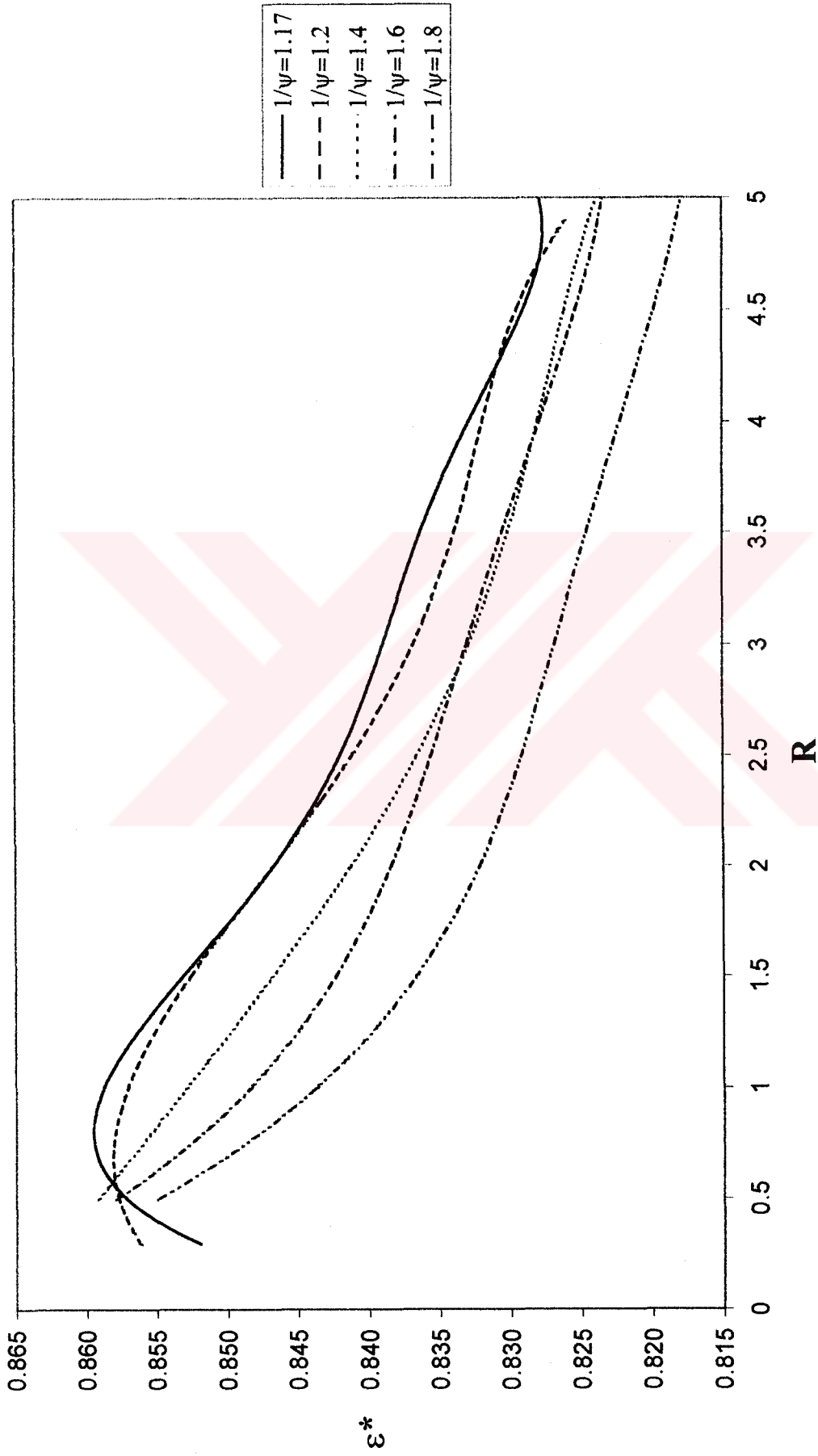
Şekil-EK 10 İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik kaynak sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojik fonksiyonun güç/ısı oranı (R) ile değişimi. ($T_K=350$, $T_L=300$ ve $1/\psi=1.17$)



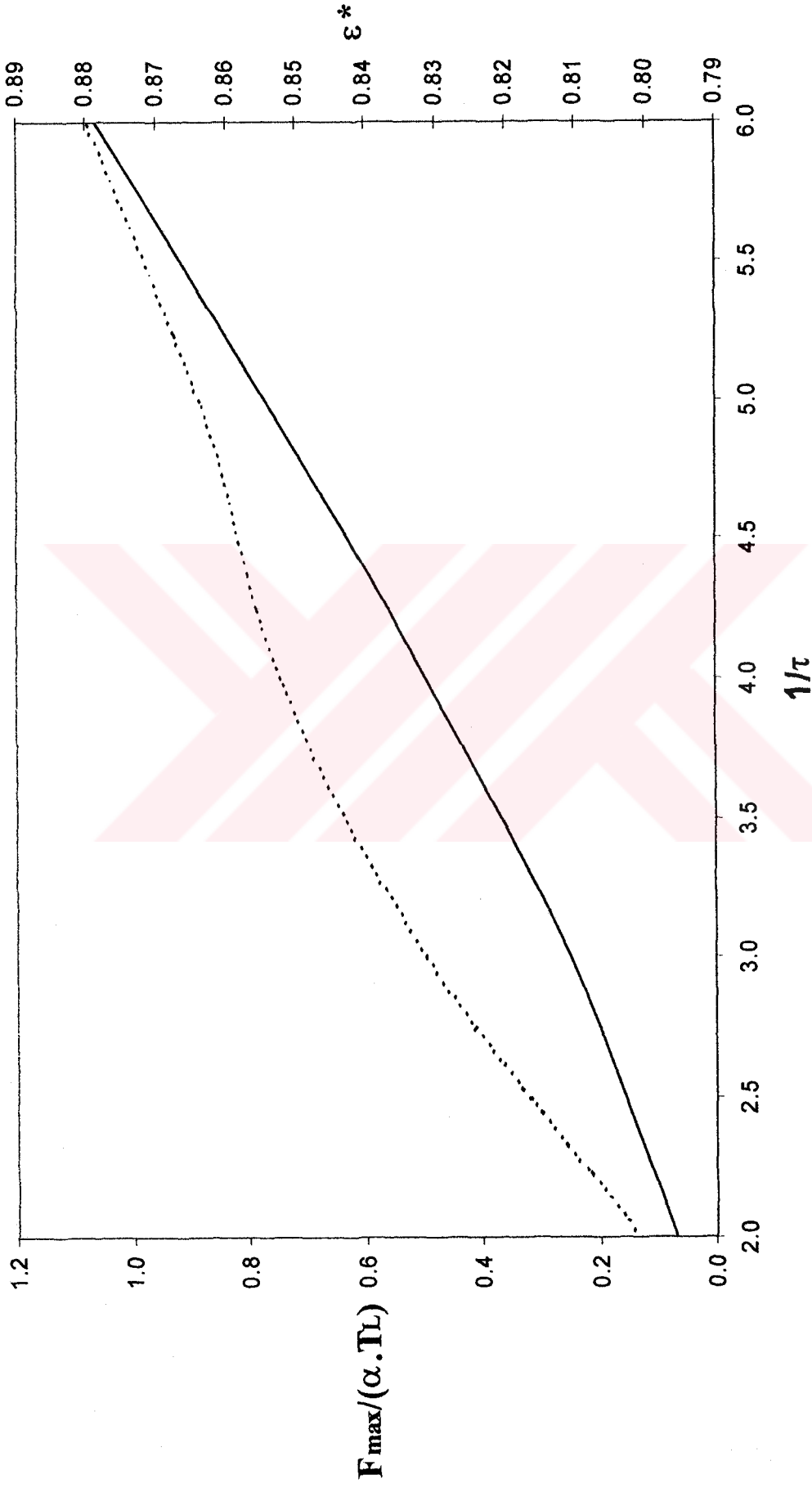
Şekil-EK 11 İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik kullanma sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojik fonksiyonun güç/ısı oranı (R) ile değişimi. ($T_H=1200$, $T_L=300$ ve $1/\tau=4$)



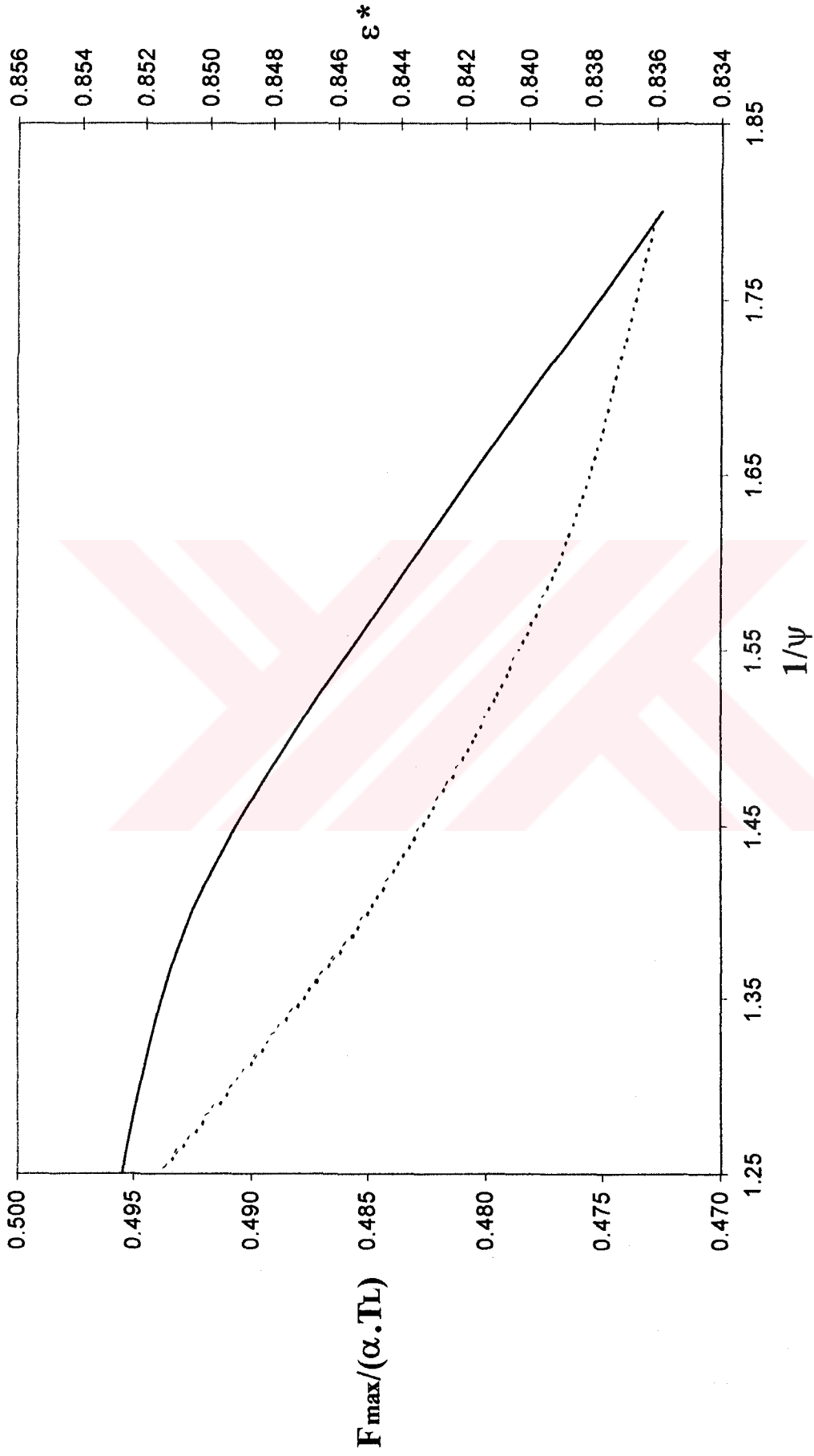
Şekil-EK 12 İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik kaynak sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojideki ekserji veriminin güç/ısı oranı (R) ile değişimi. ($T_K=350$, $T_L=300$ ve $1/\psi=1.17$)



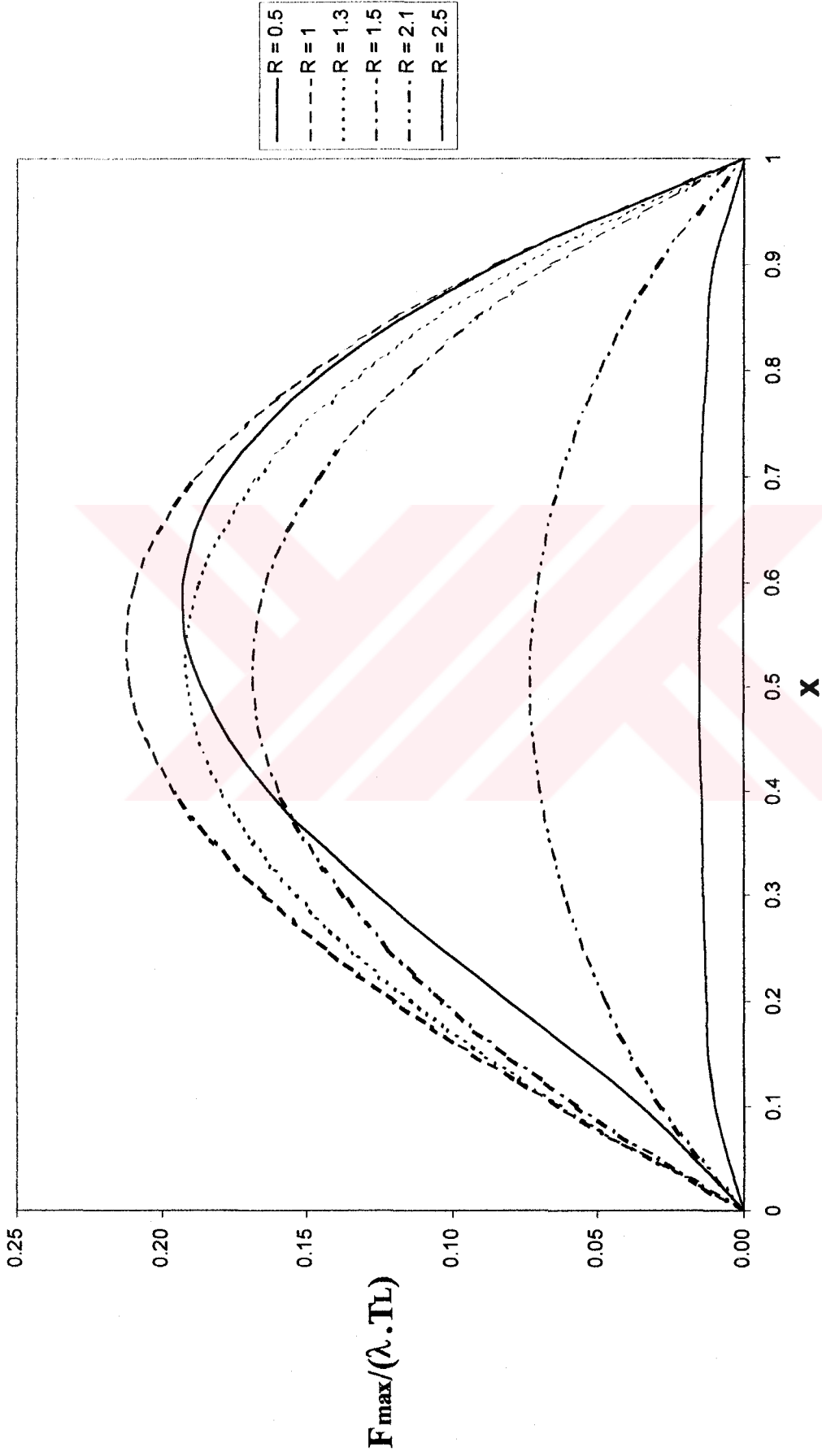
Şekil-EK 13 İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik kullanma sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojideki ekserji veriminin güç/ısı oranı (R) ile değişimi. ($T_H=1200$, $T_L=300$ ve $1/\tau=1.17$)



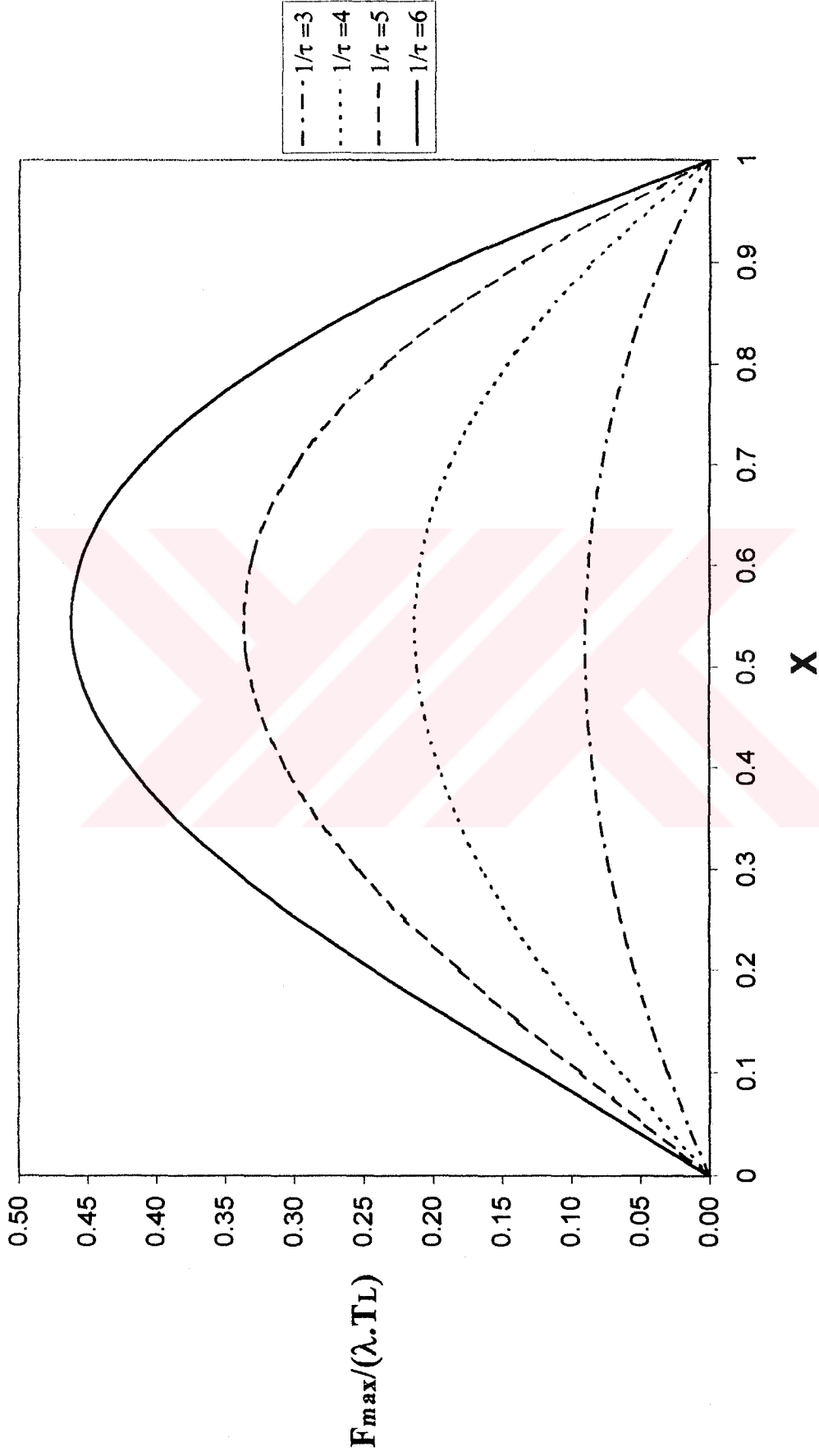
Şekil-EK 14 İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde maksimum ekolojik fonksiyonun (sürekli çizgi) ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin (kesikli çizgi) kaynak sıcaklık parametresi ile değişimi. ($R=1.5$, $T_K=350$, $T_L=300$ ve $1/\psi=1.17$)



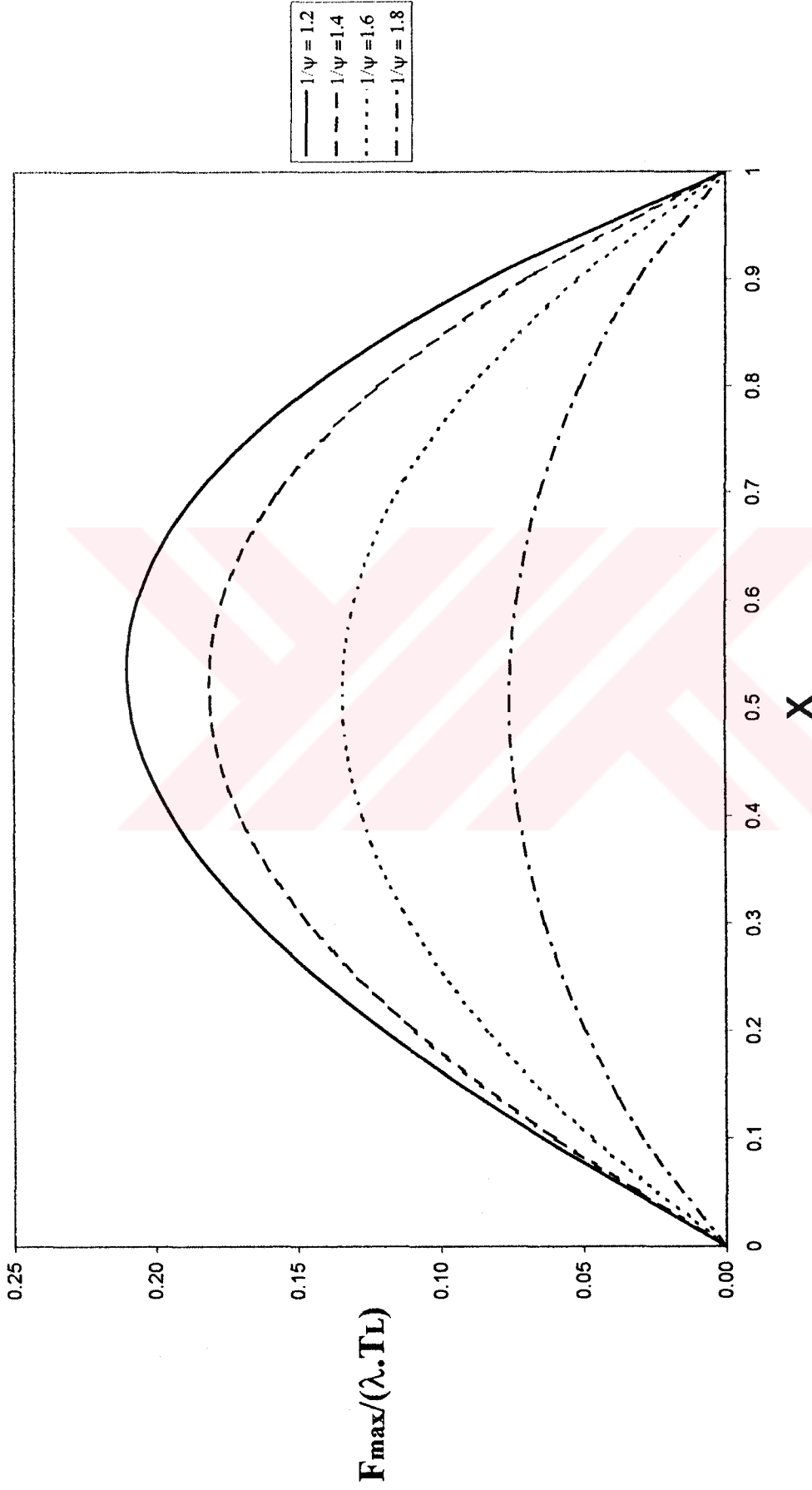
Şekil-EK 15 İç tersinir kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde maksimum ekolojik fonksiyonun (sürekli çizgi) ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin (kesikli çizgi) kullanma sıcaklık parametresi ile değişimi. ($R=1.5$, $T_H=1200$, $T_L=300$ ve $1/\tau=4$)



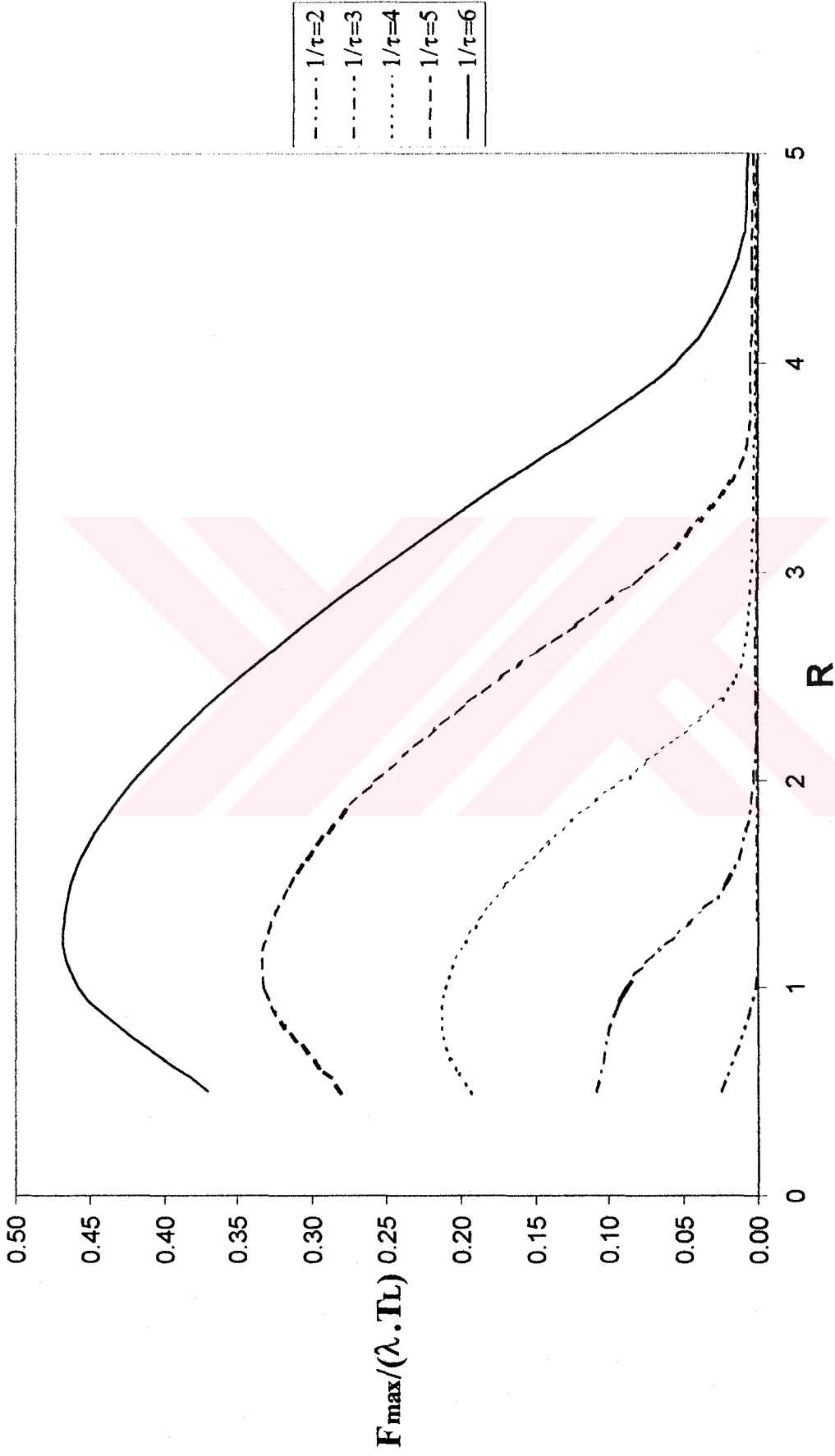
Şekil-EK 16 Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde değişik güç/ısı oranları (R) için ekolojik fonksiyonun ısı iletkenlik paylaşım oranı ile değişimi. ($T_H=1200$, $T_K=350$, $T_L=300$, $1/\psi=1.17$ ve $1/\tau=4$)



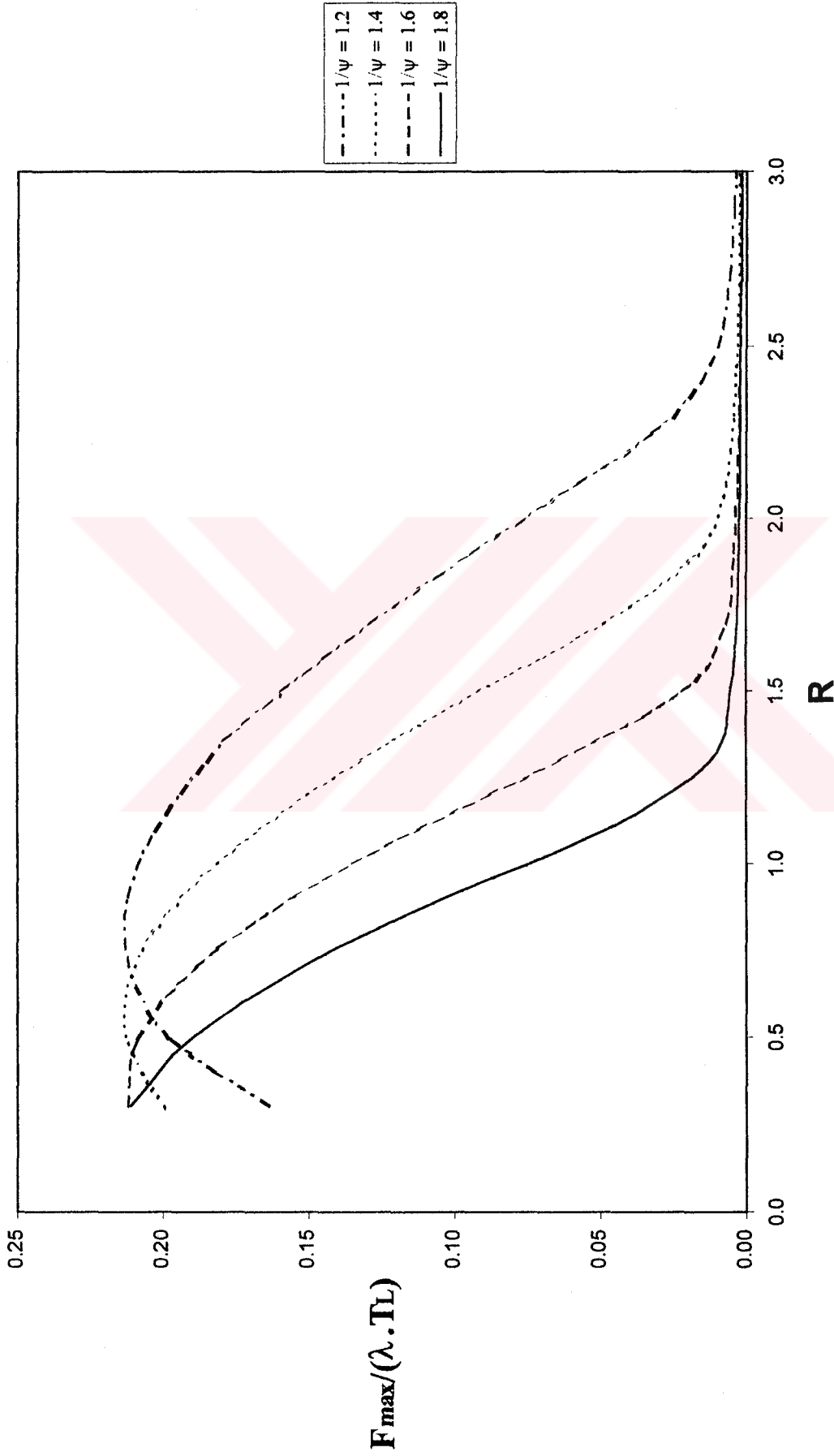
Şekil-EK 17 Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde değişik kaynak sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojik fonksiyonun ısı iletkenlik paylaşımla oranı ile değişimi. ($R=1$, $T_K=350$, $T_L=300$ ve $1/\psi=1.17$)



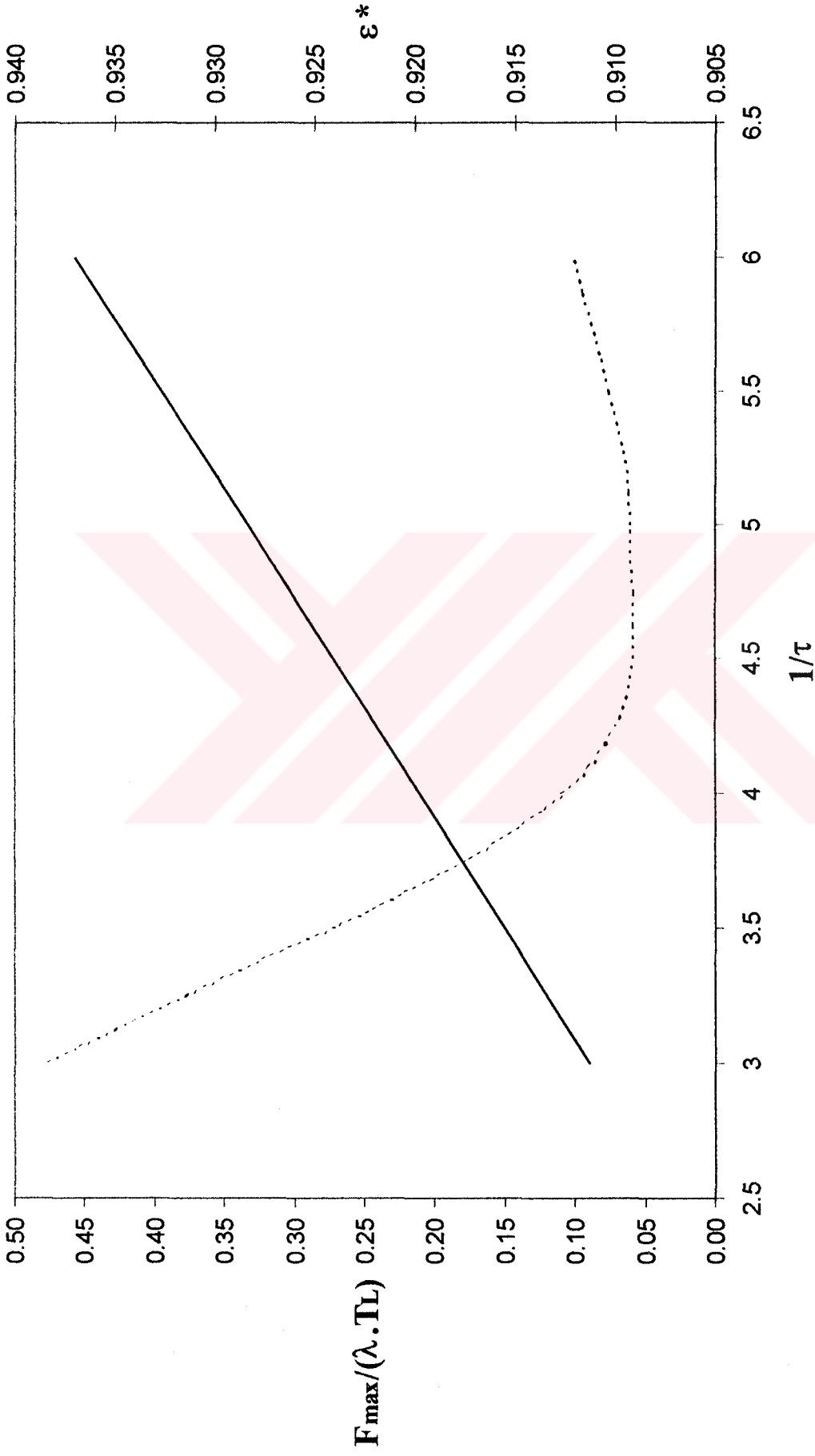
Şekil-EK 18 Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde değişik kullanma sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojik fonksiyonun ısılietkenlik paylaşımla oranı ile değişimi. ($R=1$, $T_H=1200$, $T_L=300$ ve $1/\tau=4$)



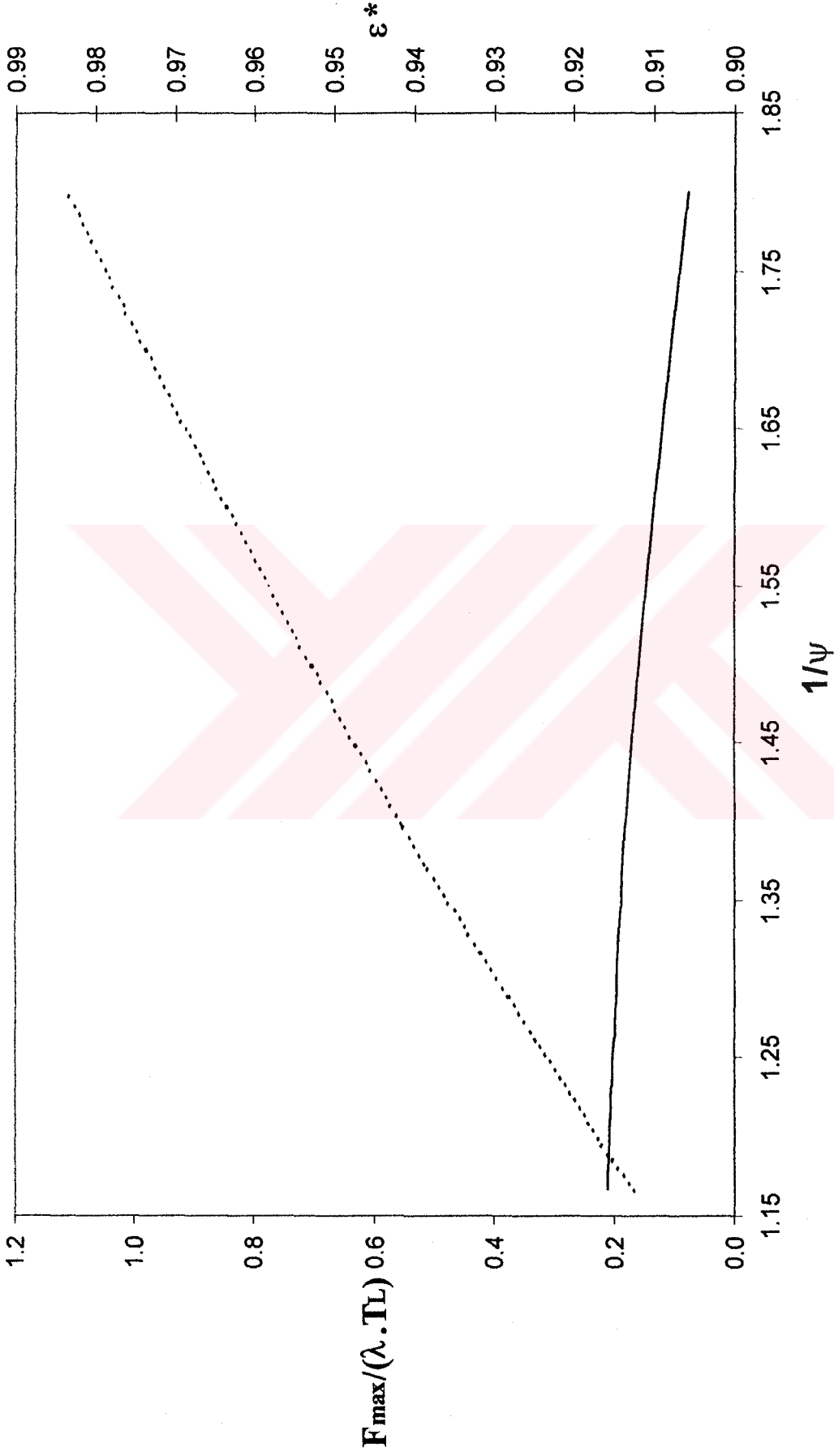
Şekil-EK 19 Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde değişik kaynak sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojik fonksiyonun güç/ısı oranı (R) ile değişimi. ($T_K=350$, $T_L=300$ ve $1/\psi=1.17$)



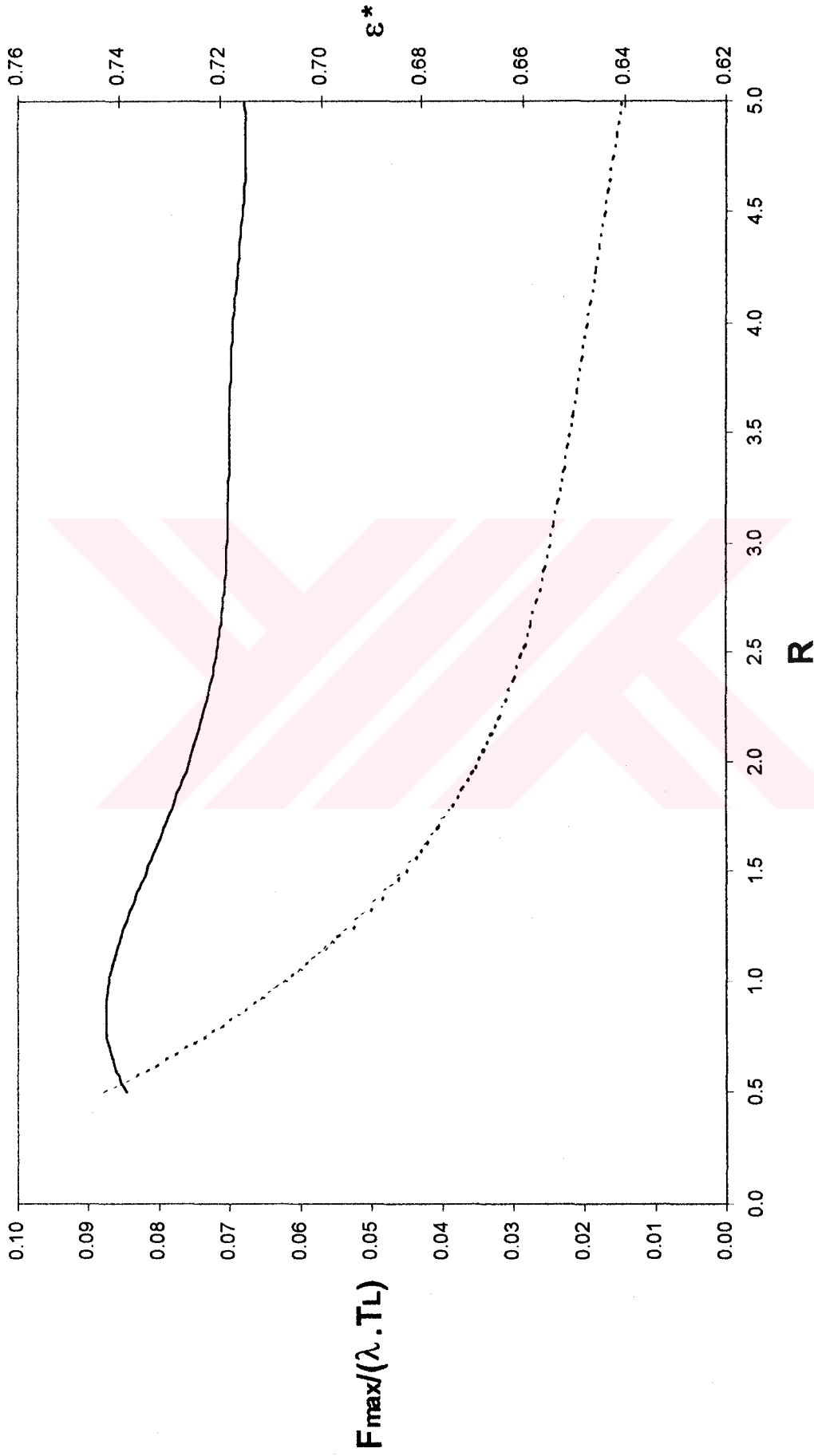
Şekil-EK 20 Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde değişik kullanma sıcaklık parametreleri için maksimum ekolojik fonksiyonun güç/ısı oranı (R) ile değişimi. ($R=1$, $T_H=1200$, $T_L=300$ ve $1/\tau=4$)



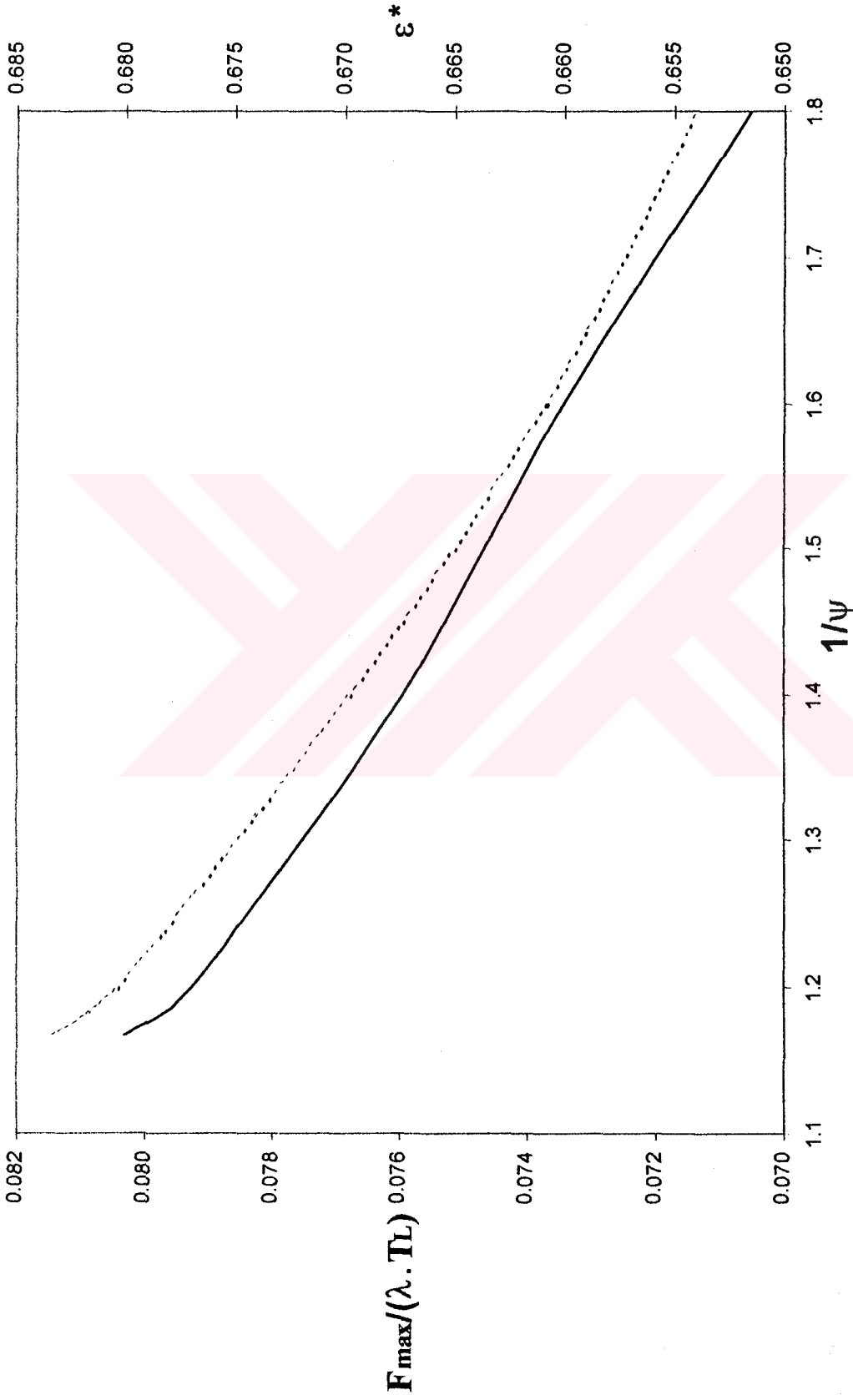
Şekil-EK 21 Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun (sürekli çizgi) ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin (kesikli çizgi) kaynak sıcaklık parametresi ile değişimi. ($R=1$, $T_K=350$, $T_L=300$ ve $1/\psi=1.17$)



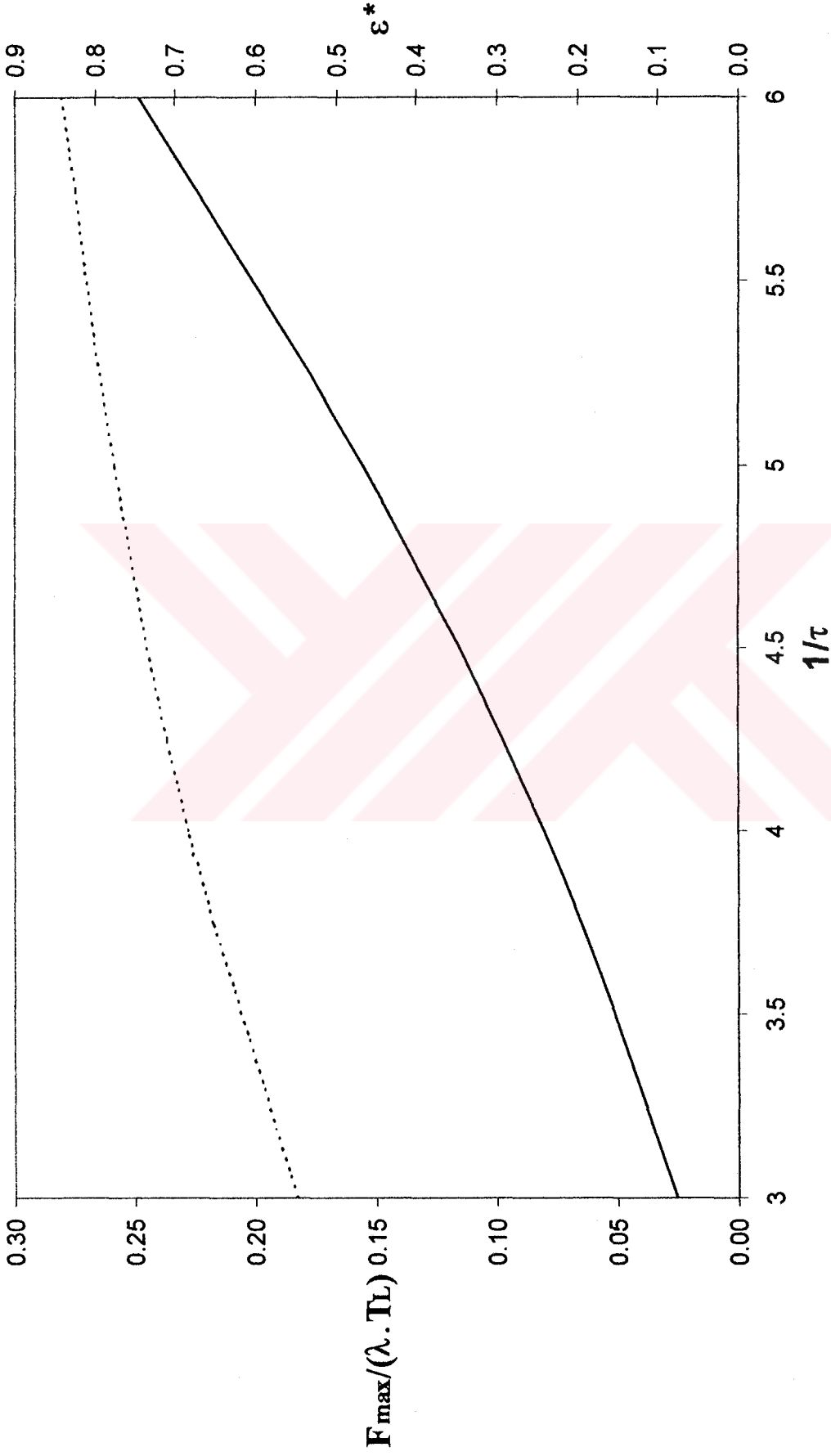
Şekil-EK 22 Karşı basınçlı iç tersinir kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun (sürekli çizgi) ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin (kesikli çizgi) kullanma sıcaklık parametresi ile değişimi. ($R=1$, $T_H=1200$, $T_L=300$ ve $1/\tau=4$)



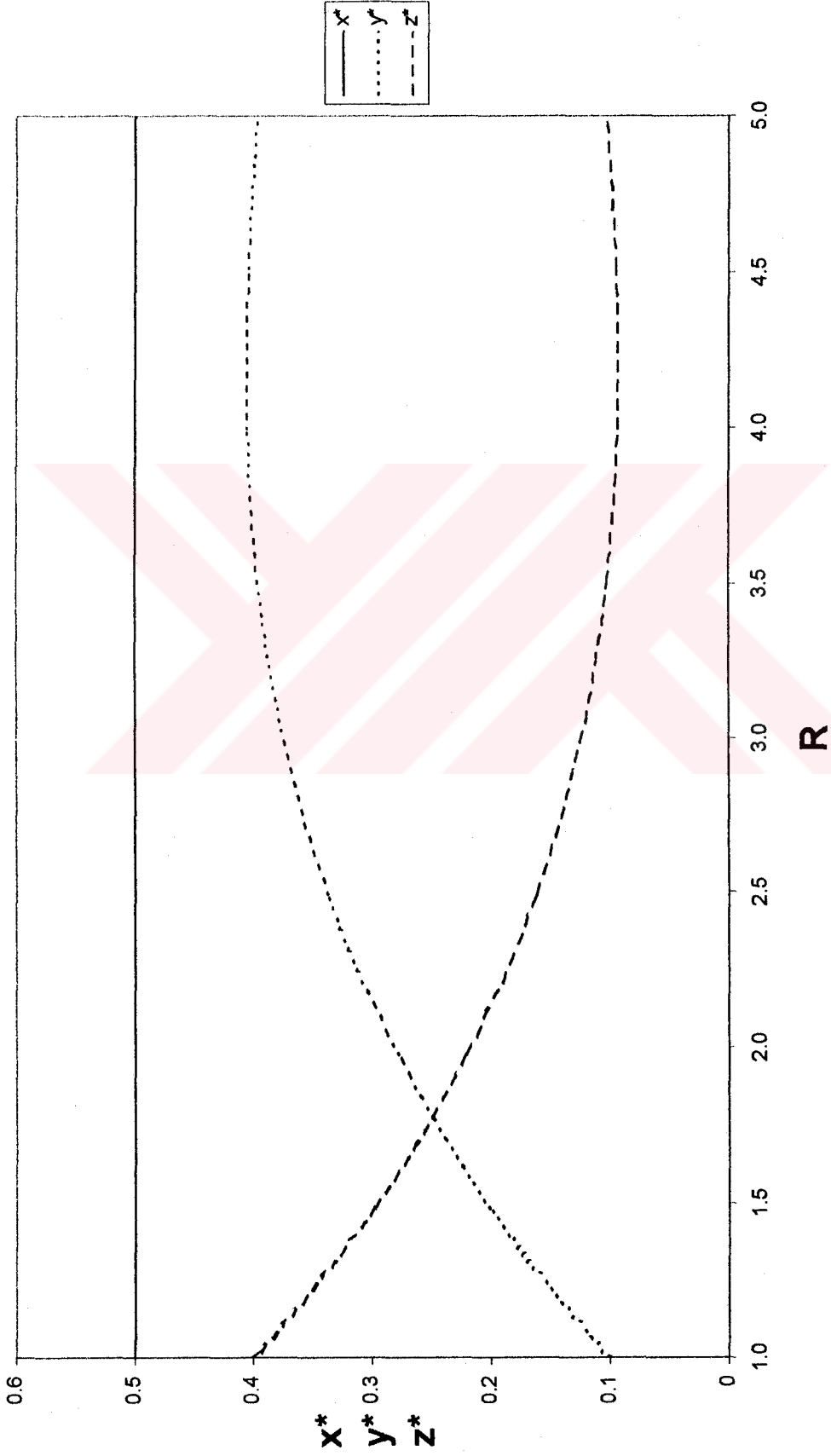
Şekil-EK 23 Tersinmez kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun (sürekli çizgi) ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin (kesikli çizgi) güç/ısı oranı (R) ile değişimi. ($T_H=1200$, $T_K=350$, $T_L=300$, $1/\tau=4$, $1/\psi=1.17$, $I_{AS}=1.2$ ve $\zeta=0.02$)



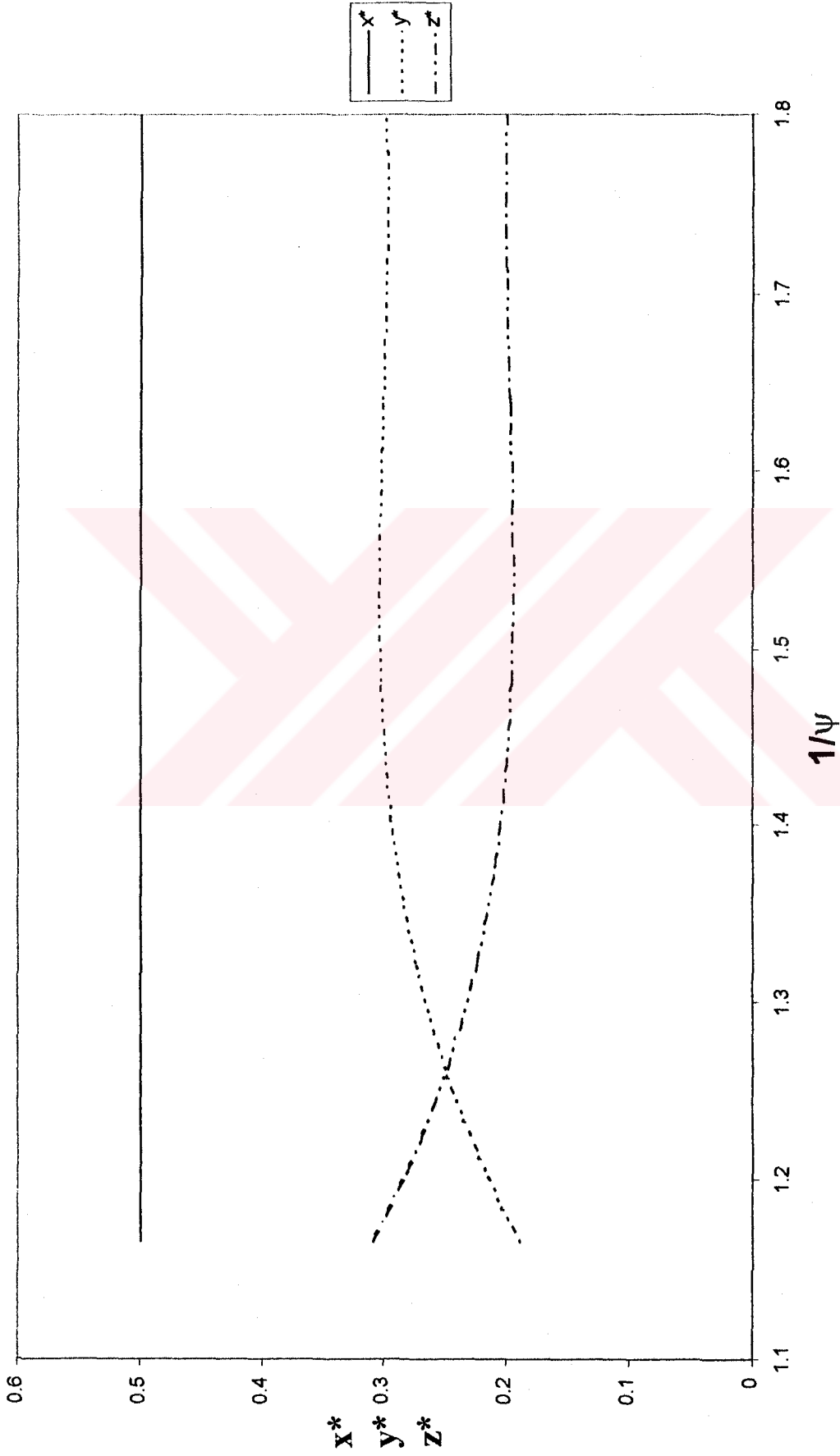
Şekil-EK 24 Tersinmez kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun (sürekli çizgi) ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin (kesikli çizgi) kullanma sıcaklık parametresi ile değişimi. ($R = 1.5$, $T_H = 1200$, $T_L = 300$, $1/\tau = 4$, $I_{\Delta S} = 1.2$ ve $\zeta = 0.02$)



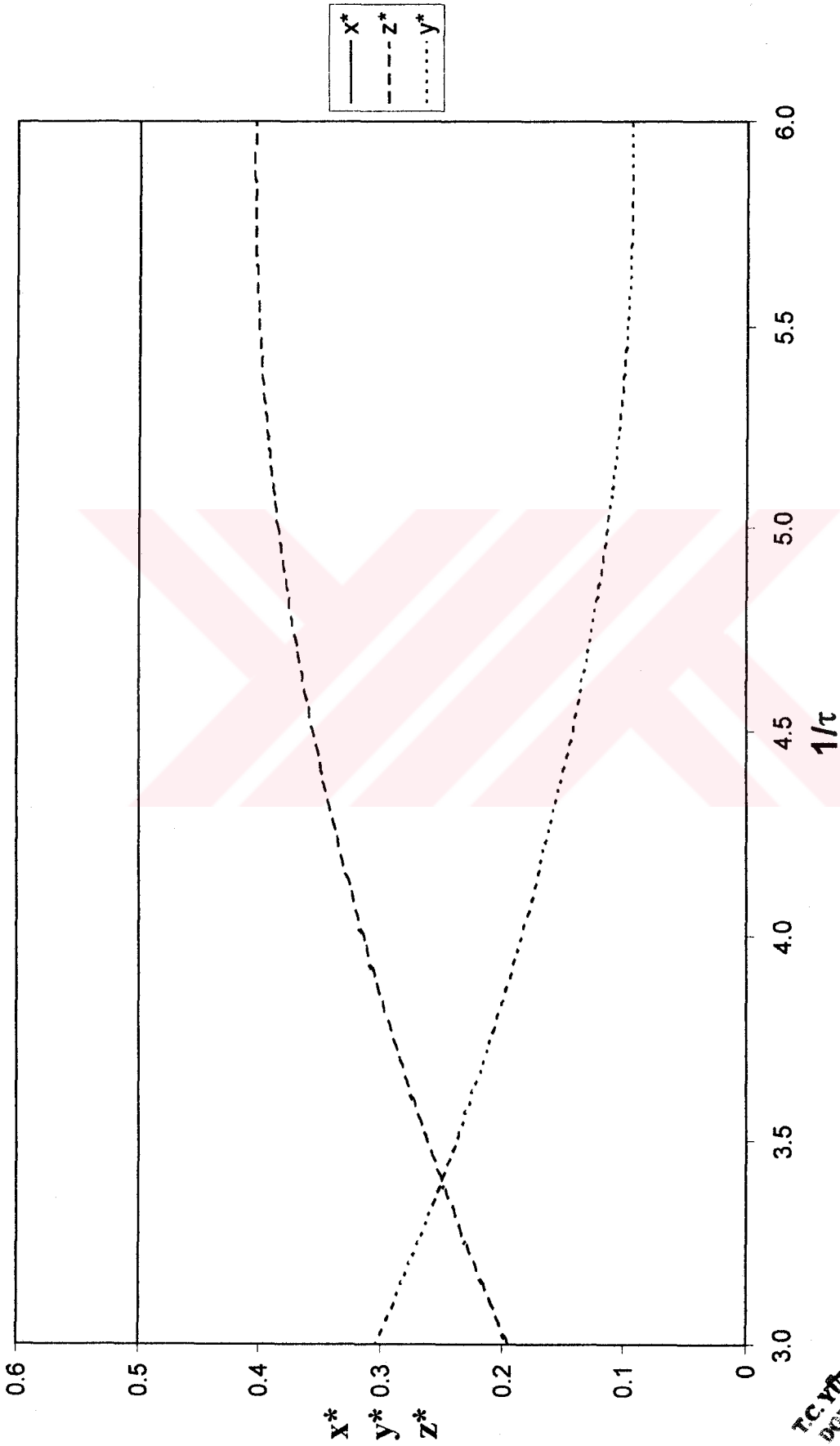
Şekil-EK 25 Tersinmez kojenerasyon sisteminde maksimum ekolojik fonksiyonun (sürekli çizgi) ve maksimum ekolojideki ekserji veriminin (kesikli çizgi) kaynak sıcaklık parametresi ile değişimi. ($R=1.5$, $T_K=350$, $T_L=300$, $I_{S=1.2}$ ve $\zeta=0.02$)



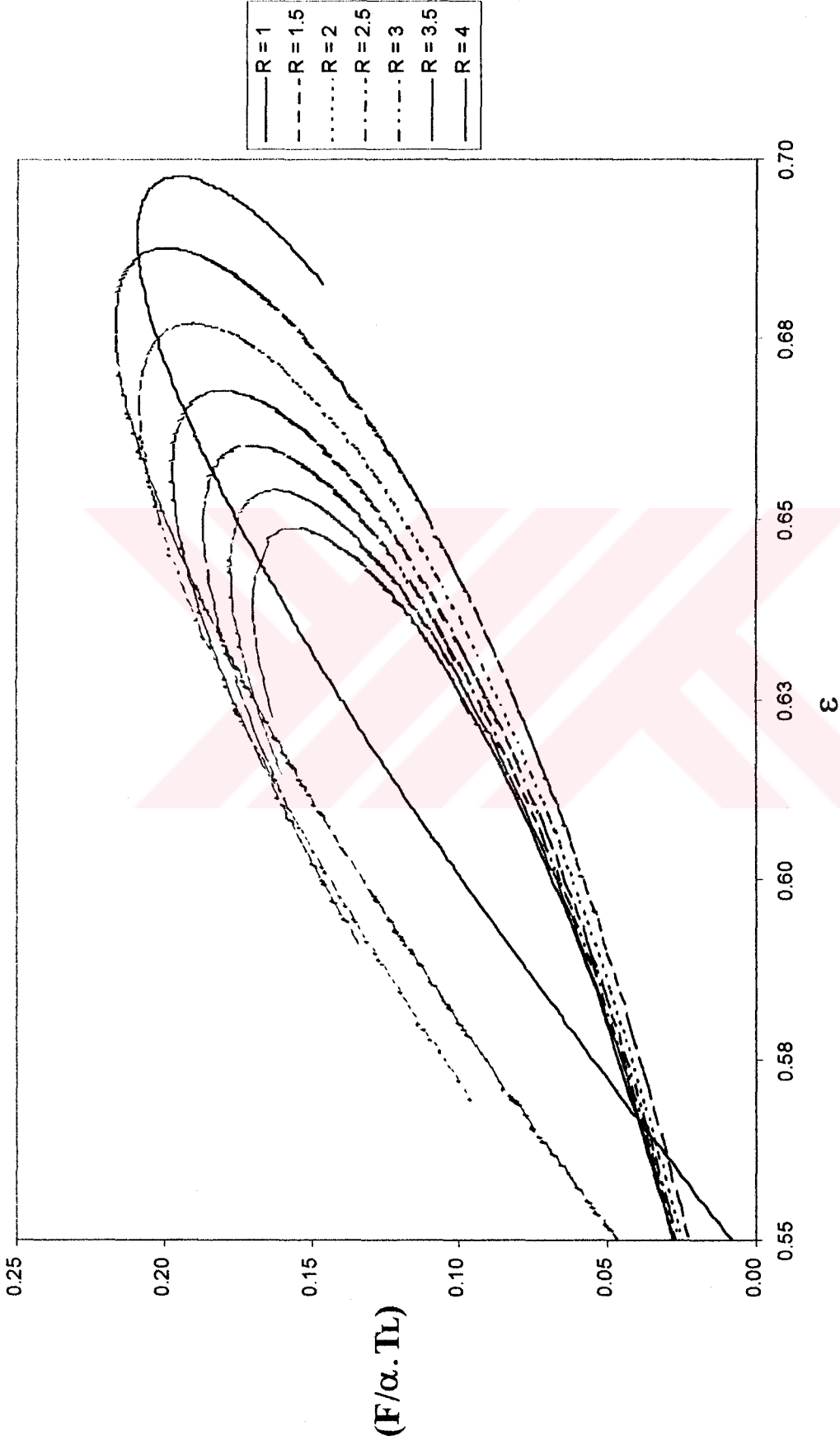
Şekil-EK 26 Tersinmez kojenerasyon sisteminde optimal ısı iletkenlik paylaşım oranlarının güç/ısı oranı (R) ile değişimi.
 ($T_H=1200$, $T_K=350$, $TL=300$, $1/\tau=4$, $1/\psi=1.17$, $I_{\Delta S}=1.2$ ve $\zeta=0.02$)



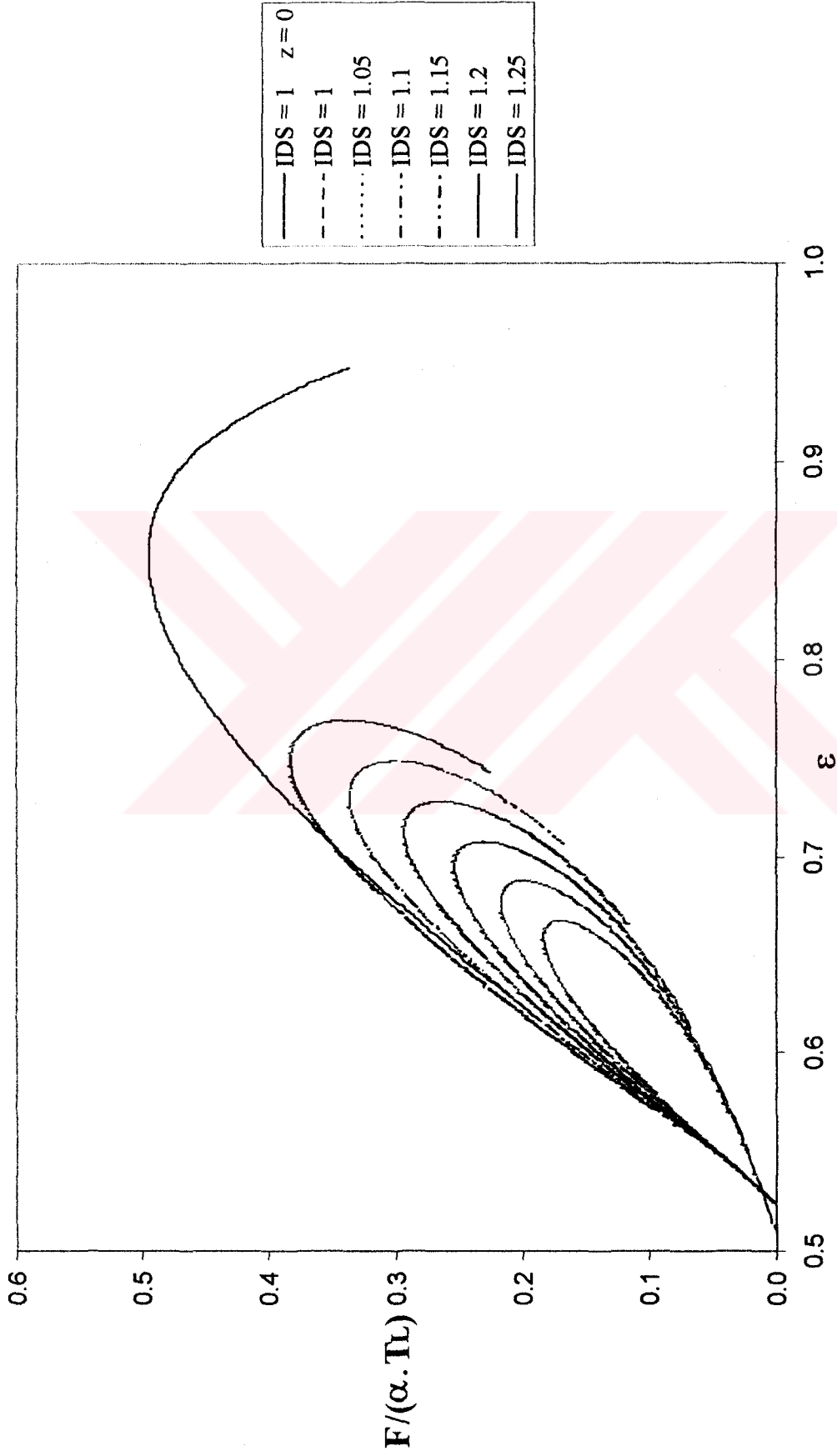
Şekil-EK 27 Tersinmez kojenerasyon sisteminde optimum ısı iletkenlik paylaşım oranlarının değişik kullanma sıcaklık parametreleri ile değişimi.
($R=1.5$, $T_H=1200$, $T_L=300$, $1/\tau=4$, $I_{\Delta S}=1.2$ ve $\zeta=0.02$)



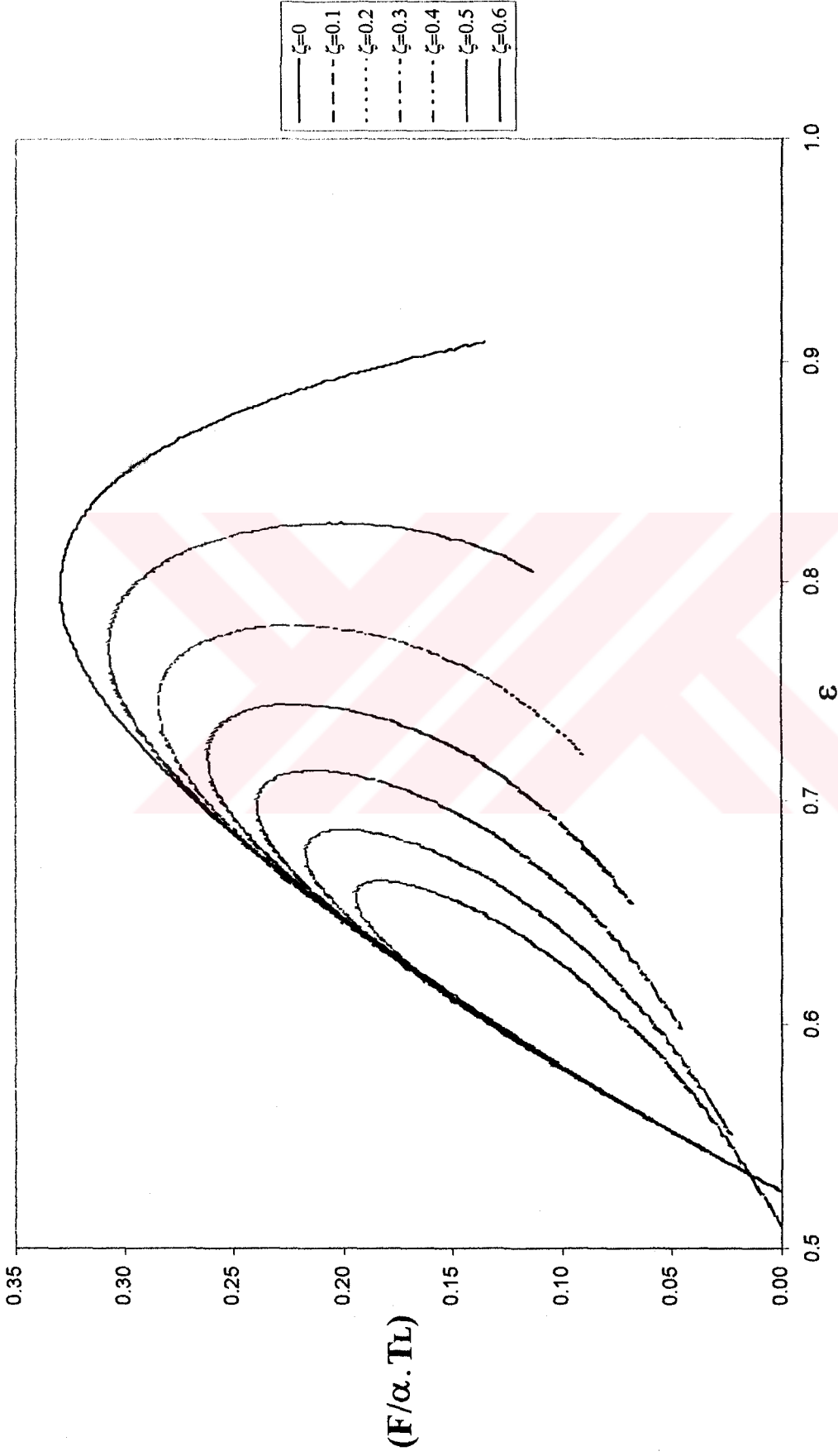
T.C. YATIRIM BANKASI A.Ş.
YATIRIM MENKUL DEĞERLER A.Ş.



Şekil-EK 29 Tersinmez kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik güç/ısı oranları (R) için ekolojik fonksiyonun ekserji verimi ile değişimi. ($T_H=1200$, $T_K=350$, $T_L=300$, $1/\tau=4$, $1/\psi=1.17$, $I_{AS}=1.2$ ve $\zeta=0.05$)



Şekil-EK 30 Tersinmez kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik iç tersinmezlik parametrelerine göre ekolojik fonksiyonun ekserji verimiyle değişimi. ($R=1.5$, $T_H=1200$, $T_K=350$, $T_L=300$, $1/\tau=4$, $1/\psi=1.17$ ve $\zeta=0.05$)



Şekil-EK 3 1 Tersinmez kojenerasyon sisteminin $\alpha=\beta=\gamma$ özel halinde değişik ısı kaçağı parametreleri için ekolojik fonksiyonun ekserji verimine göre değişimi. ($R=1.5$, $T_H=1200$, $T_K=350$, $T_L=300$, $1/\tau=4$, $1/\psi=1.17$ ve $I_{AS}=1.2$)

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	24.04.1976	
Doğum yeri	Rize	
Lise	1990-1993	İstanbul Denizcilik ve Su Ürünleri Meslek Lisesi Güverte Avlama Bölümü
Lisans	1994-1999	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Gemi İnşaat Müh. Bölümü
Yüksek Lisans	1999-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Gemi İnşaat Müh. Bölümü, Gemi Makinaları Anabilim Dalı
Çalıştığı kurum	1999- Devam ediyor	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Gemi İnşaat Müh. Bölümü, Gemi Makinaları Anabilim Dalı Araştırma Görevlisi

106311