

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

# ISI MAKİNALARININ GÜÇ YOĞUNLUĞU KRİTERİNE GÖRE PERFORMANS ANALİZİ

Gemi İnş. ve Mak. Müh. Salih Saim KAYA

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

YÜKSEK LİSANS TEZİ

62724

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Bahri ŞAHİN

Prof. Dr. Feriye KÜÇÜK KARANLIK  
Feriye KÜÇÜK KARANLIK

Prof. Dr. Bahri ŞAHİN  
B. ŞAHİN

İSTANBUL , 1997

Y. Doç. Dr. Nuket VARDAR  
Nuket VARDAR

## İÇİNDEKİLER

|                                                                                                                 |      |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| SEMBOL LİSTESİ                                                                                                  | III  |
| İNDİSLER                                                                                                        | VI   |
| TEŞEKKÜR                                                                                                        | VII  |
| TÜRKÇE ÖZET                                                                                                     | VIII |
| YABANCI DİLDE ÖZET                                                                                              | IX   |
| 1.0. GİRİŞ                                                                                                      | 1    |
| 2.0. MAKSİMUM GÜÇ KRİTERİNİN UYGULANDIĞI ÖZEL ÇEVİRİMLER                                                        | 8    |
| 2.0.1. CARNOT Verimi                                                                                            | 8    |
| 2.0.2. CURZON - AHLBORN Verimi                                                                                  | 10   |
| 2.0.3. Bazı Teorik Çevrimlerin Maksimum İş Koşullarındaki<br>Termal Verimleri                                   | 15   |
| 3.0. MAKSİMUM GÜÇ YOĞUNLUĞU KRİTERİNİN BAZI ÖZEL<br>UYGULAMALARI                                                | 23   |
| 3.0.1. Tersinir JOULE-BRAYTON Isı Makinasının Maksimum Güç<br>Yoğunluğu Analizi                                 | 23   |
| 3.0.2. Tersinmez JOULE-BRAYTON Isı Makinasının Maksimum Güç<br>Yoğunluğu Analizi                                | 30   |
| 3.0.3. Maksimum Güç Yoğunluğu Koşullarında Rejeneratörlü<br>Gaz Türbinleri                                      | 43   |
| 4.0. İÇ TERSİNİR ARA ISIRMALI JOULE-BRAYTON ISI MAKİNASININ<br>GÜÇ YOĞUNLUĞU KRİTERİNE GÖRE PERFORMANS ANALİZİ  | 51   |
| 5.0. İÇ TERSİNİR ARA SOĞUTMALI JOULE-BRAYTON ISI MAKİNASININ<br>GÜÇ YOĞUNLUĞU KRİTERİNE GÖRE PERFORMANS ANALİZİ | 60   |

|      |                                                                                                                          |    |
|------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 6.0. | TERSİNMEZ ARA ISITMALI JOULE-BRAYTON ISI MAKİNASININ<br>GÜÇ YOĞUNLUĞU KRİTERİNE GÖRE PERFORMANS ANALİZİ                  | 69 |
| 7.0. | TERSİNMEZ REJENERATÖRLÜ ARA ISITMALI JOULE-BRAYTON ISI<br>MAKİNASININ GÜÇ YOĞUNLUĞU KRİTERİNE GÖRE PERFORMANS<br>ANALİZİ | 79 |
|      | SONUÇLAR                                                                                                                 | 85 |
|      | KAYNAKLAR                                                                                                                | 90 |
|      | EKLER                                                                                                                    | 93 |
|      | ÖZGEÇMİŞ                                                                                                                 |    |



## SEMBOLLER :

|                  |                                                            |
|------------------|------------------------------------------------------------|
| $A$              | : Isı değiştirgeci alanı                                   |
| $P$              | : Basınç                                                   |
| $Q$              | : Isı enerjisi                                             |
| $\dot{Q}$        | : Birim zamanda transfer edilen ısı                        |
| $T$              | : Sıcaklık                                                 |
| $W$              | : Isı makinasının yaptığı iş                               |
| $\dot{W}$        | : Isı makinasının gücü                                     |
| $A_H$            | : Sıcak ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştirgeci alanı     |
| $A_L$            | : Soğuk ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştirgeci alanı     |
| $K_H$            | : $T_H$ ve $T_W$ sıcaklıkları arasındaki termal iletkenlik |
| $K_L$            | : $T_C$ ve $T_L$ sıcaklıkları arasındaki termal iletkenlik |
| $Q_H$            | : Sıcak kaynaktan transfer edilen ısı                      |
| $Q_L$            | : Soğuk kaynağa transfer edilen ısı                        |
| $\dot{Q}_H$      | : Sıcak kaynaktan birim zamanda transfer edilen ısı        |
| $\dot{Q}_L$      | : Soğuk kaynağa birim zamanda transfer edilen ısı          |
| $T_C$            | : Soğuk akışkan sıcaklığı                                  |
| $T_H$            | : Sıcak ısı kaynağı sıcaklığı                              |
| $T_L$            | : Soğuk ısı kaynağı sıcaklığı                              |
| $T_{max}$        | : Çevrimin maksimum sıcaklığı                              |
| $T_{min}$        | : Çevrimin minimum sıcaklığı                               |
| $T_W$            | : Sıcak akışkan sıcaklığı                                  |
| $T_C^*$          | : Optimum soğuk akışkan sıcaklığı                          |
| $T_W^*$          | : Optimum sıcak akışkan sıcaklığı                          |
| $\dot{W}_d$      | : Güç yoğunluğu                                            |
| $\dot{W}_{dmax}$ | : Maksimum güç yoğunluğu                                   |
| $\dot{W}_K$      | : Kompresör gücü                                           |

|                 |                                                                              |
|-----------------|------------------------------------------------------------------------------|
| $\dot{W}_{K_1}$ | : Birinci kompresör gücü                                                     |
| $\dot{W}_{K_2}$ | : İkinci kompresör gücü                                                      |
| $\dot{W}_{max}$ | : Maksimum iş                                                                |
| $\dot{W}_{max}$ | : Maksimum güç                                                               |
| $\dot{W}_T$     | : Türbin gücü                                                                |
| $\dot{W}_{T_1}$ | : Birinci türbin gücü                                                        |
| $\dot{W}_{T_2}$ | : İkinci türbin gücü                                                         |
| $c_p$           | : Sabit basınç özgül ısısı                                                   |
| $c_v$           | : Sabit hacim özgül ısısı                                                    |
| $h$             | : Özgül Entalpi                                                              |
| $i$             | : Tersinmezlik parametresi                                                   |
| $m$             | : Kütle                                                                      |
| $\dot{m}$       | : Kütlesel debi                                                              |
| $s$             | : Özgül Entropi                                                              |
| $t$             | : Zaman                                                                      |
| $v$             | : Özgül hacim                                                                |
| $\alpha$        | : Çevrim sıcaklık oranı parametresi                                          |
| $\gamma$        | : Özgül ısılar oranı                                                         |
| $\rho$          | : Yanma odasındaki basınç kayıp parametresi                                  |
| $\theta$        | : Kompresör basınç oranı parametresi                                         |
| $\theta_1$      | : İkinci türbinin basınç oranı parametresi                                   |
| $\theta_2$      | : Birinci türbinin basınç oranı parametresi                                  |
| $\theta^*$      | : Maksimum güç yoğunluğundaki optimum kompresör basınç oranı parametresi     |
| $\theta_1^*$    | : Maksimum güç yoğunluğundaki optimum ikinci türbin basınç oranı parametresi |

|                   |                                                                                  |
|-------------------|----------------------------------------------------------------------------------|
| $\theta_{me}$     | : Maksimum termal verimdeki optimum kompresör basınç oranı parametresi           |
| $\theta_{mp}$     | : Maksimum güçteki optimum kompresör basınç oranı parametresi                    |
| $(\theta_1)_{mp}$ | : Maksimum güçteki optimum ikinci türbin basınç oranı parametresi                |
| $\phi$            | : Türbin basınç oranı parametresi                                                |
| $\phi_1$          | : Birinci kompresörün basınç oranı parametresi                                   |
| $\phi_2$          | : İkinci kompresörün basınç oranı parametresi                                    |
| $\phi^*$          | : Maksimum güç yoğunluğundaki optimum türbin basınç oranı parametresi            |
| $\phi_1^*$        | : Maksimum güç yoğunluğundaki optimum birinci kompresör basınç oranı parametresi |
| $\phi_{mp}$       | : Maksimum güçteki optimum türbin basınç oranı parametresi                       |
| $(\phi_1)_{mp}$   | : Maksimum güçteki optimum birinci kompresör basınç oranı parametresi            |
| $\eta$            | : Termal verim                                                                   |
| $\eta^*$          | : Maksimum güç yoğunluğundaki termal verim                                       |
| $\eta_{mp}$       | : Maksimum güçteki termal verim                                                  |
| $\eta_{mw}$       | : Maksimum işteki termal verim                                                   |
| $\eta_C$          | : Carnot verimi                                                                  |
| $\eta_{C-A}$      | : Curzon - Ahlborn verimi                                                        |
| $\eta_t$          | : Türbin izantropik verimi                                                       |
| $\eta_c$          | : Kompresör izantropik verimi                                                    |
| $\eta_R$          | : Rejeneratör verimi                                                             |
| $\Delta P_b$      | : Yanma odasındaki basınç düşüşü                                                 |
| $\tau$            | : Soğuk kaynak sıcaklığının, sıcak kaynak sıcaklığına oranı                      |

## İNDİSLER :

- \* : Maksimum güç yoğunluğu koşulları
- C : Carnot
- C-A : Curzon-Ahlborn
- CNCA : Chambadal-Novikov-Curzon-Ahlborn
- c : Kompresör
- mp : Maksimum güç koşulları
- me : Maksimum verim koşulları
- mw : Maksimum iş koşulları
- t : Türbin
- t<sub>1</sub> : Birinci türbin
- t<sub>2</sub> : İkinci türbin
- R : Rejeneratör

## TEŞEKKÜR

Bu çalışmayı hazırlamamda bana destek olan tüm Öğretim Görevlilerine, tüm Araştırma Görevlilerine ve özellikle her türlü problemimde benden yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım sayın Prof. Dr. Bahri ŞAHİN' e teşekkürü bir borç bilirim.

HAZİRAN 1997

Ar. Gör. Salih Saim KAYA

Y.T.Ü. GEMİ İNŞAATI MÜHENDİSLİĞİ

## ÖZET

Şimdiye kadar, tersinir ve tersinmez ısı makinası modelleri için maksimum güç kriterine dayalı birçok optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Ancak maksimum güce göre yapılan performans analizlerinde ısı makinalarının boyutları dikkate alınmamaktadır. Bu nedenle son zamanlarda, ısı makinasının boyutlarını da performans analizine dahil eden ve “Güç yoğunluğu” olarak adlandırılan yeni bir performans kriteri teklif edilmiştir. Isı makinalarının güç yoğunluğu kriterine göre performans analizlerinin yapıldığı önceki çalışmalar, bu kritere dayalı optimizasyon sonuçlarına göre dizayn edilecek ısı makinasının daha verimli ve daha küçük boyutlu olabileceğini göstermektedir.

Bu çalışmada, önce çeşitli ısı makinalarının güç ve güç yoğunluğu kriterine göre performans analizinin yapıldığı önceki çalışmalar incelenmiştir. Bu incelemelerin uzantısında , güç yoğunluğu kriterine göre şimdiye kadar analiz edilmeyen iç tersinir ara ısıtmalı, iç tersinir ara soğutmalı, tersinmez ara ısıtmalı ve tersinmez rejeneratörlü ara ısıtmalı Joule-Brayton ısı makinası modellerinin bu kritere göre performans analizleri yapılmış ve optimum dizayn parametreleri belirlenmiştir. Bu dizayn parametrelerinin güç ve termal verim üzerindeki etkileri, güç kriterine göre elde edilen optimum dizayn parametrelerinin etkileri ile karşılaştırılarak sonuçlar tartışılmıştır.

## ABSTRACT

There have been many studies on different heat engines based on maximum power criterion optimization using reversible and irreversible models. The heat engine sizes have not been taken into account of optimizations based on power criterion. Therefore, a new optimization technique, called "Power Density Analysis" in which the engine size is also considered, has been suggested. The power density analysis carried out for some heat engines in previous studies showed that the design parameters at maximum power density lead to smaller and more efficient engines than those at maximum power output conditions.

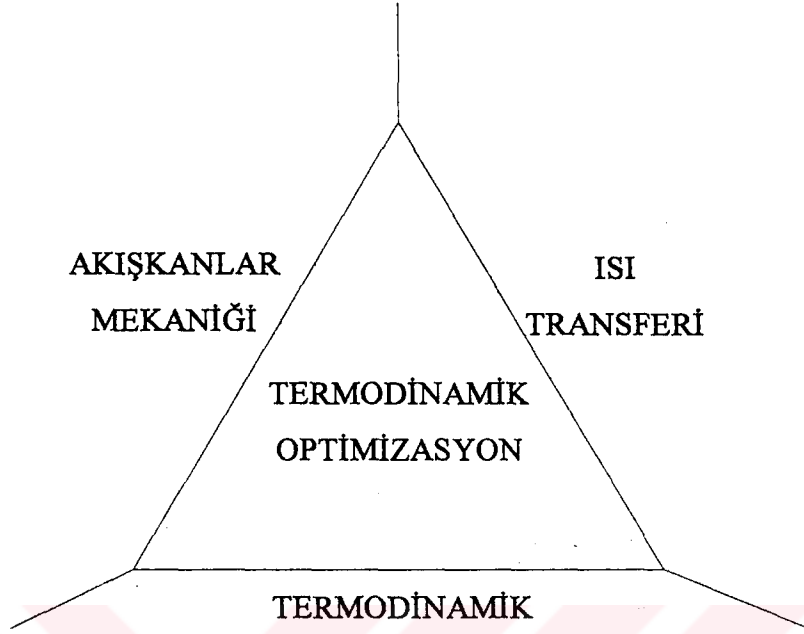
In this work, a review of literature for power and power density technique applied on some heat engines has been carried out. This literature study showed that some heat engines, i.e. endoreversible reheated Joule-Brayton heat engine, endoreversible intercooled Joule-Brayton heat engine, irreversible reheated Joule-Brayton heat engine, irreversible regenerative reheated Joule-Brayton heat engine, have not been analyzed based on power density technique. The aim of this work is to apply this technique to those engines in order to determine optimum design parameters. The effects of these design parameters on power and thermal efficiency have been compared with those obtained by using power criterion and the results are discussed.

## 1.0. GİRİŞ

1824 yılında Carnot isimli bir Fransız mühendisi, farklı sıcaklıktaki iki ısı kaynağı arasında çalışan tersinir bir ısı makinası veriminin maksimum verimi ifade edeceğini ortaya koymuştur. Tanımdan da anlaşılacağı gibi Carnot çevrimi tersinir bir çevrimi ifade eder. Tersinir olan bu çevrimdeki tüm hal değişimleri de tersinirdir. Çevrimdeki hal değişimlerinin tersinir olması, termodinamik denge halinden sapmaların sonsuz küçük mertebede olması anlamına gelir. Bunun içinde hal değişimleri sonsuz küçük hızlarda gerçekleşmelidir. Bu ise Carnot çevriminin sonsuz zamanda gerçekleşeceği anlamına gelir. Pratikte ise olaylar belli bir hızda gerçekleşir. Bu nedenle gerçek hal değişimleri tersinmezdir.

Carnot çevriminin oluşması, başka bir deyişle bu çevrimden bir iş elde etmek için sonsuz bir zaman gerektiğinden, Carnot çevriminin çıkış gücü sıfır olmaktadır. Bununla beraber, pratikte kullanılan tüm çevrimlerden belirli bir güç elde edilmektedir. Bu nedenle bir çevrimden güç elde edilmek isteniyorsa, çevrim sonlu zamanda gerçekleşmelidir. Bu durum ise çevrimde iş gören akışkanın, ısı alışverişinde bulunduğu kaynaklarla arasında bir sıcaklık farkının olmasıyla mümkün olabilir. Bu sebeple sonlu zaman termodinamiğinden kısaca bahsedilmelidir.

Fizik literatüründe “Sonlu Zaman Termodinamiği” olarak adlandırılan çalışma dalının, mühendislikteki izdüşümü “Termodinamik Optimizasyon” olarak kabul edilir. Metod, termodinamik, ısı transferi ve akışkanlar mekaniğinin en temel prensiplerini bünyesinde barındırır ve Şekil 1.0.1 de de görüldüğü gibi, kendi içinde bir sistematik oluşturur. Burada ilgi çekici olan nokta, bu sistematığın hem mühendislik alanında, hem de fizik alanında çalışma yapan araştırmacıların ortak ilgi alanı olmasıdır.



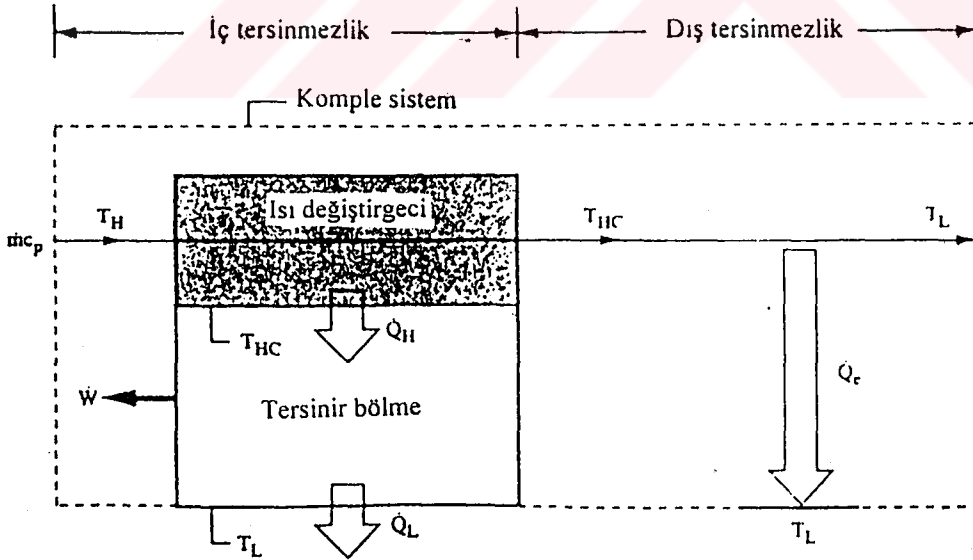
Şekil 1.0.1 Sonlu Zaman Termodinamiği Sistematiği.

Optimizasyon çalışmalarının amaçları bir uygulamadan diğerine değişmektedir. Örneğin; Güç ünitelerinde çıkış gücünün maksimizasyonu (Curzon et.al. , 1975), Ekolojik faydanın maksimizasyonu (Angulo , 1991), Güç yoğunluğun maksimizasyonu (Şahin et.al. , 1996), Exergy Maksimizasyonu (Şahin et.al. , 1997 ) Entropi minimizasyonu (Bejan , 1996) ve Maliyetin minimizasyonu (Bejan , 1988). Genellikle, bu tür optimizasyon uygulamalarında kullanılan modeller ısı transferi, kütle transferi ve akışkan hareketi gibi olayları, kullanılan teçhizatın sonlu boyutlarını ve gerçek hal değişimlerinin sonlu zamanlarını veya sonlu hızlarını içermektedirler. Daha sonra, yapılan optimizasyon için söz konusu elemanın tersinmez çalışması ile ilgili fiziksel kısıtların tesbit edilmesi gerekir. Isı transferi ve termodinamik modelin bileşimi, modelin tüm tersinmezliklerini ortaya koymaktadır.

Görüldüğü gibi Carnot çevrimi pratikte uygulanamayacak ve yalnızca teorik mukayeselerin yapıldığı ideal bir durumu temsil eder. Carnot çevriminin bu eksikliği, pratikte kullanılan ve sonlu bir zamanda belli bir iş gerçekleştiren makinaların, mukayesesi için farklı yaklaşımlar doğurmuştur.

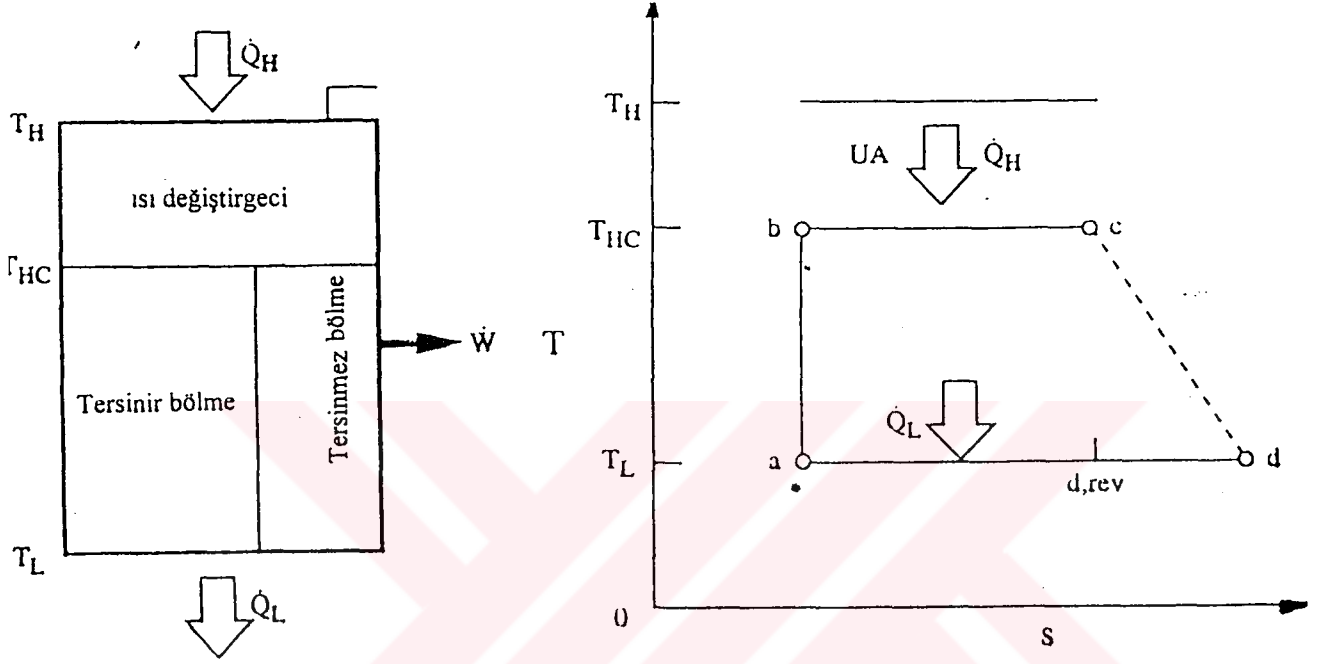
1957 yılında nükleer mühendislik alanında, Chambadal ve Novikov ısı makinasının çıkış gücünü maksimize edecek ısı kaynağı ile ısı transferi yapan iş akışkanının optimum sıcaklığını ve optimum şartlardaki termal verimi belirlemişlerdir. (Chambadal , 1957 , Novikov , 1957 ). Chambadal'ın analitik çözümlemesi Şekil 1.0.2 de modellenmiştir.

Bu model,  $T_H$  giriş sıcaklığında, sabit özgül ısı ( $c_p$ ) ve tek fazlı akışkanla beslenen bir ısı makinası modelidir. Güç ünitesi modeli iki bölümden oluşmaktadır.  $T_{HC}$  sıcaklığındaki yüzey ile  $T_L$  sıcaklığındaki çevre arasında çalışan bölüm tersinir olarak çalışmaktadır.



Şekil 1.0.2 Chambadal' ın Isı Makinası Modeli.

Akışkanın çıkış sıcaklığı  $T_{HC}$ ' ye eşit olacak şekilde  $T_{HC}$  sıcaklığındaki yüzey alanı yeteri derecede büyük kabul edilmiştir. Isı makinasının optimizasyonunda yalnızca bir serbestlik derecesi vardır; Bu da iç bölmenin sıcak ucu veya egzost sıcaklığı olan  $T_{HC}$ ' dir. Gücün  $T_{HC}$ ' nin fonksiyonu olduğu ve maksimum güç şartında;



Şekil 1.0.3 Novikov' un Düzgün Akışlı Isı Makinası Modeli.

$$T_{HC,OPT} = \sqrt{(T_H T_L)} \quad (1.0.1)$$

olmaktadır. Maksimum güce karşılık gelen termal verim ise;

$$\eta = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \quad (1.0.2)$$

olarak belirlenmiştir.

Novikov ise, ısı makinasındaki genişleme prosesinin tersinmezliğini de modele dahil ederek, maksimum güç şartlarında;

$$T_{HC,OPT} = \sqrt{(1+i)} \sqrt{(T_H T_L)} \quad (1.0.3)$$

$$\eta = 1 - \sqrt{(1+i)} \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \quad (1.0.4)$$

ifadelerini elde etmiştir. Burada  $i$ , tersinmezlik parametresidir.

1975 yılında, Curzon ve Ahlborn (1.0.2) denkleminde ki verim ifadesini tekrar bulmuşlardır. Onların modeli Chambadal ve Novikov' unkinden iki yönden farklılık göstermektedir. Birincisi; Isı makinasının zaman içinde süreksiz bir akış rejimi ile çalışmasıdır. Bu, Sadi Carnot ' nun orijinal çalışmasının benzeri olan, dört prosesli (iki stroklu) çevrimin modellenmesidir. Ancak modelde piston ve silindir sonlu zaman aralıklarında iki ısı kaynağı ile temas etmekte ve bu temas sonlu sıcaklık farklarında gerçekleşmektedir. Curzon ve Ahlborn modelindeki ikinci farklılık, çevrimin soğuk ucundaki ısı transferi tersinmezliğinin de gözönüne alınmasıdır. Özet olarak, denklem (1.0.2) ' deki maksimum güç verimi, kronolojik olarak Chambadal - Novikov - Curzon - Ahlborn verimi veya kısaca CNCA verimi olarak adlandırılabilir.

Rubin; iç tersinir bir ısı makinası modeli gözönüne alarak, termal verimin çıkış gücüne bağlı olduğunu göstermiştir ( Rubin, 1979 ).

Salamon et.al; minimum entropi üretimi şartını, kaynak sıcaklıkları ile iş gören akışkan arasında ısı iletimi olan bir dış tersinmez ısı makinası modeline uygulamışlardır ( Salamon et.al. , 1980 ).

Salamon et.al; çok kademeli Carnot modeline maksimum güç kriterini uygulayarak bir performans analizi gerçekleştirmişlerdir (Salamon et.al. , 1981).

De Vos; kaynak sıcaklıkları ile iş gören akışkan arasında değişik ısı transfer mekanizmaları için geliştirdiği modellerde Curzon-Ahlborn ve Castans verimlerini değişik bir yoldan elde etmiştir ( De Vos , 1985 ).

Leff; maksimum güç kriterini Otto, Joule-Brayton, Diesel ve Atkinson çevrimlerine uygulayarak, bu çevrimler için maksimum güç şartındaki termal verimi elde etmeye çalışmış ve sonuçları CNCA verimi ile karşılaştırmıştır ( Leff , 1987 ).

Cropper; termodinamikte sıcaklık kavramının gelişimini Carnot' dan başlayıp Clapeyron, Holtzman, Helmholtz, Joule, Rankine, Thomas ve Clasius' un katkılarıyla tarihsel bir sırada incelemiştir ( Cropper et.al. , 1987 ).

Bejan; tersinmez ısı ve soğutma makinalarındaki ısı transferi teorisi üzerine çalışmalar yapmıştır ( Bejan , 1988 ).

Gordon; bir iç tersinir ısı makinası modelinde değişik ısı transfer mekanizmalarını göz önüne alarak, iş gören akışkan ile sıcak ve soğuk kaynak arasındaki ısı transferi miktarına bağlı olarak makinanın maksimum güçte veriminin değişimini incelemiştir ( Gordon , 1989 ).

Gordon; maksimum güçteki ısı makinasının veriminin yalnızca kaynak sıcaklıklarına değil, aynı zamanda kaynak ve iş gören akışkanın özelliklerine de bağlı olduğunu göstermiştir ( Gordon , 1990 ).

Wu; tersinmez bir Carnot çevriminin sonlu zaman termodinamiği çerçevesinde analizini yapmıştır ( Wu et.al. , 1992 ).

Aydın ve Yavuz; Magnetohidrodinamik güç çevrimini maksimum güç kriterine göre optimize etmeye çalışmışlardır ( Aydın et.al. , 1993 ).

Göktun et.al; radyasyonla ısı transferinin söz konusu olduğu bir ısı makinası modelinde güç optimizasyonu yapmışlardır ( Göktun et.al. , 1993 ).

Özkaynak et.al; Göktun et.al ' ın modeline iç tersinmezlikleri de katarak daha genel bir optimizasyon gerçekleştirmişlerdir ( Özkaynak et.al. , 1994 ).

Şahin et.al; iç tersinir kombine Carnot çevrimini sonlu zaman termodinamiği çerçevesinde güç kriterine göre optimize etmişlerdir ( Şahin et.al. , 1995 ).

Chen; iki kademeli iç tersinir kombine Carnot çevriminin maksimum güç çıkışı ile ilgili araştırma yapmıştır ( Chen et.al. , 1995 ).

Hernandez et.al; Rejeneratörlü gaz türbinleri için maksimum güç koşullarını araştırmış ve bu koşulların termal verim üzerindeki etkilerini incelemiştir ( Hernandez et.al. , 1995 ).

Şahin et.al;ısı makinalarının performans analizi için maksimum güç yoğunluğu adı verilen yeni bir kriter tanımlayarak tersinir bir Joule-Brayton çevrimini maksimum güç yoğunluğu kriterine göre optimize etmişlerdir. Termal verimin maksimum güç şartlarında elde edilen termal verimden daha büyük olduğunu ve gaz türbini boyutlarının daha küçük olabileceğini göstermişlerdir (Şahin et.al. , 1995 ).

Şahin et.al; başka bir çalışmada tersinmez bir joule-Brayton çevriminin maksimum güç yoğunluğu şartlarında performans analizini yapmıştır ( Şahin et.al. , 1996 ).

Şahin et.al; dış tersinmez bir Carnot çevrimine maksimum güç yoğunluğu kriterini uygulayarak, bir performans analizi gerçekleştirmiş ve tüm ısı makinaları için geçerli olabilecek genel sonuçlar elde etmişlerdir (Şahin et.al. , 1996 ).

Şahin et.al. tarafından yapılan bir diğer çalışmada ise, MHD güç çevrimlerinin hem maksimum güç yoğunluğu hem de maksimum güç kriterine göre performans analizi yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır (Şahin et.al. , 1996 ).

Erbay et.al; Ericsson çevriminin maksimum güç yoğunluğu kriterine göre performans analizini yapmışlardır ( Erbay et.al. , 1996).

Medina et.al; Rejeneratörlü gaz türbinleri için maksimum güç yoğunluğu koşullarını ve bu koşulların güç ve termal verim üzerindeki etkilerini incelemiştir ( Medina et.al. , 1996 ).

Erbay et.al; Stirling çevriminde hem maksimum güç hem de maksimum güç yoğunluğunu koşullarını incelemiştir (Erbay et.al. , 1997).

Bu çalışmada, maksimum güç yoğunluğu kriteri, iç tersinir ara ısıtmalı, iç tersinir ara soğutmalı, tersinmez ara ısıtmalı ve tersinmez rejeneratörlü ara ısıtmalı Joule-Brayton ısı makinalarına uygulanmıştır.

## 2.0. MAKSİMUM GÜÇ KRİTERİNİN UYGULANDIĞI ÖZEL ÇEVİRİMLER

### 2.0.1. CARNOT Verimi

Bilindiği gibi, bir çevrim boyunca çalışan ve yüksek sıcaklıktaki bir ısı kaynağından  $Q_H$  ısısını alıp, düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağına  $Q_L$  ısısını vererek  $W$  kadar iş gören bir ısı makinası çevriminin verimi;

$$\eta = \frac{W}{Q_H} \quad (2.0.1.1)$$

olarak tanımlanır. Çevrimden elde edilen iş ise;

$$W = Q_H - Q_L \quad (2.0.1.2)$$

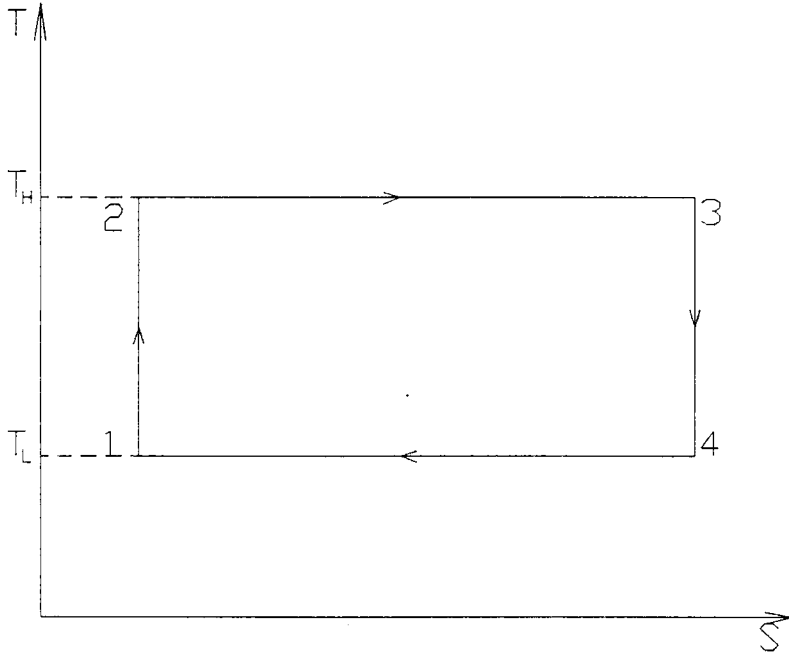
dir.  $T_H$  sabit sıcaklığındaki sıcak ısı kaynağı ile,  $T_L$  sabit sıcaklığındaki soğuk ısı kaynağı arasında tersinir bir çevrime göre çalışan bir Carnot ısı makinasının verimi ise,

$$\eta = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.0.1.3)$$

olmaktadır. Bu ifade de sıcaklıklar oranı  $\tau = \frac{T_L}{T_H}$  olarak tanımlanırsa;

$$\eta_C = 1 - \tau \quad (2.0.1.4)$$

şeklinde yazılır. Şekil 2.0.1.1 den de görüldüğü gibi, Carnot çevrimi iki izantropik ve iki izotermal prosesten meydana gelmiştir.



Şekil 2.0.1.1 Bir Isı Makinası Çevriminin T-S Diyagramı

Fakat, daha önce de ifade edildiği gibi Carnot çevrimi, çevrimin sabit sıcaklıkta ısı alıp verme işlemleri, iş gören akışkanın ısı kaynaklarıyla sürekli ısı dengede olması ve diğer iç tersinirlik gerekleri nedeniyle sonsuz bir zamanda gerçekleşecektir. Çevrimden belirli miktarda iş elde etmek sonsuz zaman alacağından, çevrimin çıkış gücü sıfır olmaktadır. Bu durum pratikte kullanılan ve bir çevrimi belirli bir zamanda tamamlayarak belli bir miktarda güç üreten ısı makinalarına uymamaktadır. Bu nedenle çevrimden belirli bir güç elde etmek isteniyorsa, oluşacak çevrim sonlu bir zamanda gerçekleşmelidir. Bu gerçekten hareketle, iki farklı sıcaklık kaynağı arasında maksimum güçte çalışan bir ısı makinasının veriminin, pratikte kullanılan ısı makinaları verimleriyle daha gerçekçi bir mukayese olanağı sağlamak amacıyla Curzon - Ahlborn tarafından yeni bir termal verim ifadesi ortaya konulmuştur ( Curzon et.al , 1975 ).

### 2.0.2. CURZON - AHLBORN Verimi

Şekil 2.0.2.1 de dış tersinmez ve sürekli akışlı ısı makinası modeli ile T-S diyagramı görülmektedir. Görüleceği gibi,  $T_H$  sıcaklığındaki sıcak ısı kaynağından iş gören akışkana ısı transferi,

$$\dot{Q}_H = h_H A_H (T_H - T_W) \quad (2.0.2.1)$$

ve iş gören akışkandan  $T_L$  sıcaklığındaki soğuk ısı kaynağına olan ısı transferi;

$$\dot{Q}_L = h_L A_L (T_C - T_L) \quad (2.0.2.2)$$

olarak yazılabilir. Burada  $h$  toplam ısı transfer katsayısını,  $A$  ise ısı değiştirgeci alanlarını ifade etmektedir. Termodinamiğin ikinci kanununa göre;

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_W} = \frac{\dot{Q}_L}{T_C} \quad (2.0.2.3)$$

eşitliği yazılabilir. Isı transferi katsayıları ile ısı değiştirici alanları çarpımları;

$$h_H A_H = K_H \quad (2.0.2.4)$$

$$h_L A_L = K_L \quad (2.0.2.5)$$

şeklinde tanımlamak mümkündür. Burada  $K_H$ ,  $T_H$  ve  $T_W$  arasındaki termal iletkenlik,  $K_L$  ise  $T_C$  ve  $T_L$  arasındaki termal iletkenlik olarak ifade edilebilir. (2.0.2.1), (2.0.2.2) ve (2.0.2.3) denklemlerinden;

$$T_C = \frac{K_L T_w T_L}{[T_w(K_H + K_L) - K_H T_H]} \quad (2.0.2.6)$$

olarak bulunur. Termodinamiğin birinci kanunu gereği ısı makinasından elde edilecek çıkış gücü;

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (2.0.2.7)$$

şeklinde ifade edilebilir. (2.0.2.1) ve (2.0.2.2) ifadeleri (2.0.2.7) denkleminde yerine konularak elde edilecek güç aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\dot{W} = K_H(T_H - T_w) - K_L(T_C - T_L) \quad (2.0.2.8)$$

(2.0.2.6) ifadesinde elde edilen  $T_C$ , (2.0.2.8) denkleminde yerine konularak güç ifadesi;

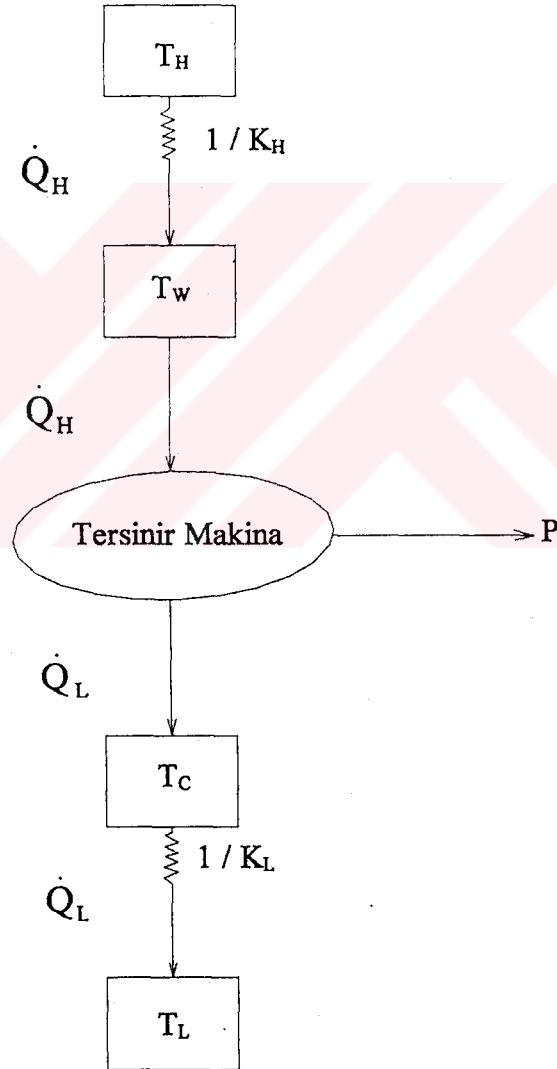
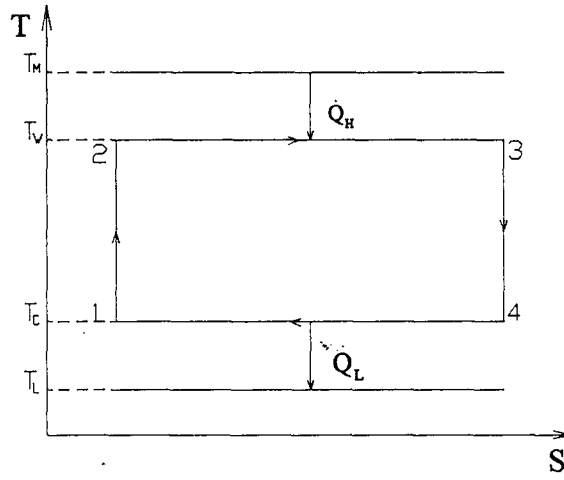
$$\dot{W} = K_H(T_H - T_w) - K_H K_L T_L \left[ \frac{T_H - T_w}{T_w(K_H + K_L) - K_H T_H} \right] \quad (2.0.2.9)$$

şeklinde elde edilebilir. (2.0.2.9) ifadesinde elde edilen güç ifadesi,  $T_w$ ' e göre optimize edilirse;

$$\frac{\partial \dot{W}}{\partial T_w} = 0 \quad (2.0.2.10)$$

ve

$$(K_H + K_L)^2 T_w^2 - 2K_H(K_H + K_L)T_H T_w + K_H^2 T_H^2 - K_L^2 T_H T_L = 0 \quad (2.0.2.11)$$



Şekil 2.2.0.1 Dış Tersinmez Isı Makinası Model, ve T-S Diyagramı.

eşitliği elde edilir.  $T_w'$  ye göre çözülerek, gücü maksimum yapacak optimum  $T_w$ ;

$$T_w^* = \left[ \frac{K_H \sqrt{T_H} + K_L \sqrt{T_L}}{K_H + K_L} \right] \sqrt{T_H} \quad (2.0.2.12)$$

olarak bulunabilir. Bu ifadede (2.0.2.6) da kullanılıra optimum  $T_c$ ;

$$T_c^* = \left[ \frac{K_H \sqrt{T_H} + K_L \sqrt{T_L}}{K_H + K_L} \right] \sqrt{T_L} \quad (2.0.2.13)$$

şeklinde elde edilir. (2.0.2.12) ifadesi, (2.0.2.9) denkleminde yerine konularak çevrimden elde edilecek maksimum güç;

$$W_{\max} = K_H K_L \frac{(\sqrt{T_H} - \sqrt{T_L})^2}{K_H + K_L} \quad (2.0.2.14)$$

olarak bulunur. (2.0.2.12) denklemi, (2.0.2.1) denkleminde yerine konularak, maksimum güçte  $T_H$  sıcaklığındaki sıcak ısı kaynağından iş gören akışkana olan ısı transferi;

$$Q_H = \frac{K_H K_L \sqrt{T_H}}{K_H + K_L} (\sqrt{T_H} - \sqrt{T_L}) \quad (2.0.2.15)$$

olarak bulunur. Isı makinasının maksimum güçteki verimi ise;

$$\eta_{C-A} = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} = 1 - \sqrt{\tau} \quad (2.0.2.16)$$

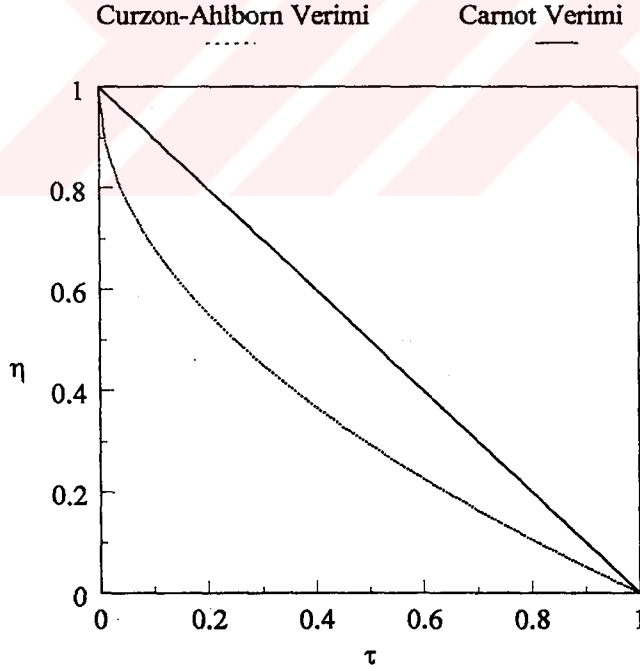
olarak elde edilir. Bu eşitlik literatürde Curzon-Ahlborn verimi olarak isimlendirilir. Eşitlikten görüldüğü gibi Carnot veriminden daima daha düşük olan bu verim,  $T_H$  ve  $T_L$  sıcaklıklarının bir fonksiyonudur. Bu verimin Carnot verimiyle olan ilişkisi ise;

$$\eta_{C-A} = \frac{\eta_C}{(1 + \sqrt{\tau})} \quad (2.0.2.17)$$

ve

$$\frac{\eta_C}{2} \leq \eta_{C-A} \leq \eta_C \quad (2.0.2.18)$$

olmaktadır (Yavuz ve diğerleri , 1990). Burada ifadeleri verilen Carnot ve Curzon - Ahlborn verimlerinin , kaynak sıcaklıkları oranına (  $\tau$  ) bağlı olarak değişimi aşağıdaki şekilde gösterilebilir.



Şekil 2.0.2.2 Carnot ve Curzon-Ahlborn Verimlerinin Sıcaklık Oranı ile Değişimi

### 2.0.3. Bazı Teorik Çevrimlerin Maksimum İş Koşullarındaki Termal Verimleri

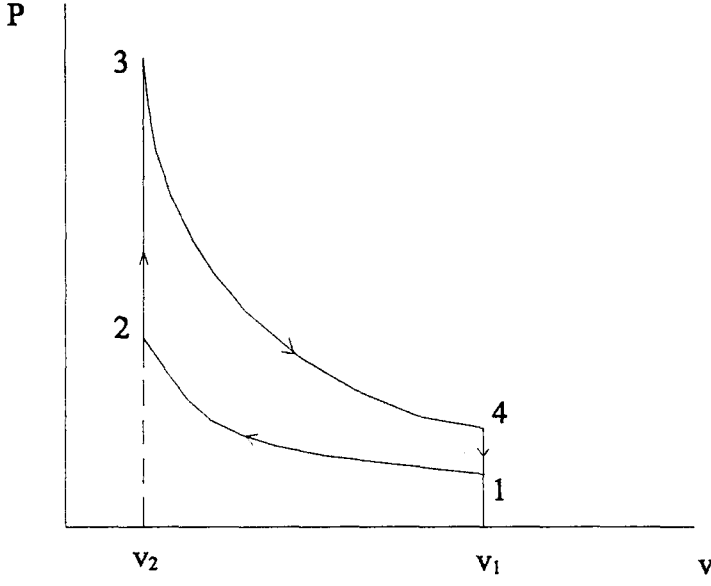
Pratikte kullanılan ısı makinalarının teorik çevrimleri maksimum iş kriterine göre ilk defa Leff tarafından analiz edilmiş ve sonuçları tartışılmıştır ( Leff, 1986 ). Bu çevrimlerin analiz sonuçları aşağıda özet olarak verilmiştir.

#### OTTO Çevrimi

Bir Alman mühendisi olan Nicolaus Otto, 1876 yılında dört stroklu içten yanmalı bir makina yaptı. Sadi Carnot' u takiben, Nicolaus Otto havanın oksijen içermesinden faydalanarak, iş gören akışkan olarak havayı ( pratikte benzin-hava karışımını ) kullandı. Bu makine, buhar makinalarında kullanılmakta olan elemanları ( yanma odası ve boiler ) gereksiz hale getirerek yanmanın motor içinde olmasını sağladı. Otto çevrimi;

- (i) Benzin-hava karışımının silindir içine alınması;
- (ii) İş gören akışkanı daha yüksek sıcaklık ve basınca adyabatik olarak sıkıştırma;
- (iii) Kıvılcım ile yanma ( Sabit hacimde olduğu kabul edilir. );
- (iv) Adyabatik genişleme;
- (v) Sabit hacimde atmosfere egzost ;

proseslerinden oluşmaktadır. Bu çevrim çeşitli kaynaklarda ve uluslararası yayınlarda geniş bir şekilde incelenmiştir. Otto' nun yakıtın içeri alınması prosesini ihmal eden ve egzostu basitleştiren matematiksel olarak kolayca kontrol edilebilen idealize edilmiş çevrimi, Şekil 2.0.3.1 de görülmektedir. İdealize edilmiş çevrim iki tersinir (  $1 \rightarrow 2$  ve  $3 \rightarrow 4$  ) adyabatik prosesden, iki (  $2 \rightarrow 3$  ve  $4 \rightarrow 1$  ) tersinir sabit hacim prosesinden oluşmaktadır. En yüksek ve en düşük sıcaklıklar, gaz-hava karışımının yanma karakterleri ve hava koşullarının karakterine bağlı olarak sabit olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 2.0.3.1 Tersinir Otto Çevrimi.

İş gören akışkan (hava) için ideal gaz kabulü ve özgül ısıların çevrim boyunca sıcaklıkla değişmediği kabul edilerek 2 - 3 prosesinde verilen ısı ve 4 - 1 prosesinde atılan ısı;

$$Q_H = mc_v(T_3 - T_2) \quad (2.0.3.1)$$

$$Q_L = mc_v(T_4 - T_1) \quad (2.0.3.2)$$

olarak yazılabilir. Çevrimden elde edilecek iş;

$$W = Q_H - Q_L = mc_v[(T_1 + T_3) - (T_2 + T_4)] \quad (2.0.3.3)$$

olarak bulunur ve termal verim;

$$\eta = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (2.0.3.4)$$

şeklinde bulunur. (2.0.3.3) ve (2.0.3.4) denklemlerinde,  $T_2$  ve  $T_4$  çevrim boyunca ara sıcaklık değişkenleri olurken,  $T_1, T_3$  ve  $c_v$ ' nin bilinen sabitler olduğu kabul edilmektedir.

(2.0.3.3) denklemi  $T_4 = (T_3/T_2)T_1$  olduğu gözönüne alınarak  $T_2$ ' ye göre optimize edilirse optimum sıcaklıklar, çevrimden elde edilecek maksimum iş ve maksimum işteki termal verim sırasıyla;

$$T_2^* = T_4^* = \sqrt{T_1 T_3} \quad (2.0.3.5)$$

$$W_{\max} = mc_v (\sqrt{T_1} - \sqrt{T_3})^2 = mc_v T_3 \left[ 1 - \sqrt{\frac{T_1}{T_3}} \right]^2 \quad (2.0.3.6)$$

$$\eta_{\text{mw}} = 1 - \sqrt{\frac{T_1}{T_3}} = 1 - \sqrt{\tau} \quad (2.0.3.7)$$

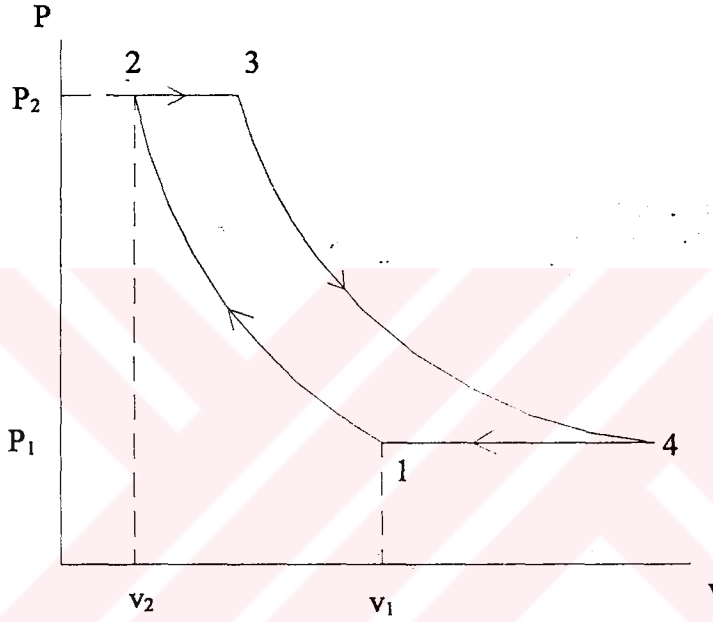
şeklinde yazılabilir.

Sonuç olarak Otto çevriminin maksimum iş şartındaki termal verimi CNCA verimine eşittir.

### JOULE-BRAYTON Çevrimi

1851' de James Joule daha güvenli, daha hafif ve daha ekonomik bir hava makinasının geniş olarak kullanılan buhar makinasının yerine geçmesini önerdi. Bu makina, adyabatik olarak sıkıştırılan atmosfer havasını, bir dış ısı kaynağı ile sabit basınçta ısıtılmasını, işin elde edildiği proste havanın adyabatik olarak genişletilmesini ve onun atmosfere bırakılmasını içermektedir. Bu ideal çevrim Şekil 2.0.3.2 de görülmektedir. Şekilde yakıtın içeri alınması prosesi ihmal edilmiş ve egzost prosesi basitleştirilmiştir. Joule' un önerisinden yaklaşık 20 yıl sonra George Brayton aynı çevrim modeline dayanan pistonlu içten yanmalı bir motor üzerinde çalıştı. Şekil 2.0.3.2 deki tersinir çevrim, halen sürekli yanmalı gaz türbini çevrimleri

için idealleştirilmiş model olarak kullanılmaktadır. Bu makinada kompresöre giren atmosfer basıncındaki hava adyabatik olarak sıkıştırılarak yanma odasına gönderilir (1 - 2 prosesi ).Yanma odasında yakıt - hava karışımının sabit basınçta yanması ( 2 - 3 prosesi ) ile oluşan yüksek sıcaklıklı gaz bir türbinde adyabatik olarak genişletilerek ( 3 - 4 prosesi ) iş elde edilmektedir ve sabit basınçta atmosfere egzost edilmektedir ( 4 - 1 prosesi ).



Şekil 2.0.3.2 Tersinir Joule-Brayton Çevrimi.

Joule-Brayton çevrimi için elde edilen analiz sonuçları Otto çevrimininkine yakındır. Bu çevrim için sabit basınçta iş gören akışkanın sabit basınç özgül ısısı  $c_p$ ' nin 2 - 3 ve 4 - 1 prosesleri boyunca aynı değerde olduğu kabul edilerek (2.0.3.1) ve (2.0.3.2) denklemlerindeki  $c_v$ ,  $c_p = \gamma c_v$  ile değiştirilmelidir. Bunun sonucu ise  $Q_H \rightarrow \gamma Q_H$ ,  $Q_L \rightarrow \gamma Q_L$  ve  $W \rightarrow \gamma W$  ' dir. Termal verim  $Q_L / Q_H$  ' yı içerdiği için Otto çevrimi için (2.0.3.4) denkleminde verilen maksimum işteki verim ifadesi Joule-Brayton çevrimi için de geçerli olmaktadır.

## DIESEL Çevrimi

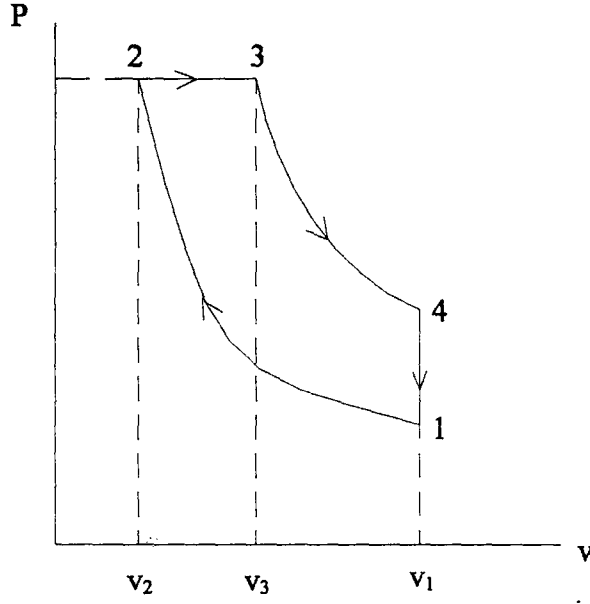
Rudolf Diesel ismini verdiği ve verimi Carnot çevriminin verimine yaklaşan bir motor tasarlamıştır. Havayı, sıkıştırma sonucu kıvılcım ile ateşleme yapmadan, oluşan en yüksek sıcaklığa ulaştırmak beklentisiyle, iş gören akışkan olarak seçmiştir. Amacı hava maksimum sıkıştırmadayken silindir içine yakıt püskürterek sabit sıcaklıkta yanmayı sağlayarak gazın bir pistonu genişletmesini sağlamaktır. Eğer yanmadaki bütün ısıyı, izotermal olarak işe dönüştürebilseydi, bu çevrim Carnot çevrimine benzeyecek ve onun verimine yaklaşacaktı. Diesel yanmanın yaklaşık olarak hem sabit sıcaklıkta hem de sabit basınçta oluşacağını düşündü ve çok az sıcaklık artışı olacağından motorun soğutulması gerekli olmayacaktı. Bu yaklaşımın yanlış olduğu ortaya çıktı. Pratik uygulamada silindir boyutları ve basınç kısıtları nedeniyle tasarımdaki bazı detaylar değiştirildi. Buna rağmen, orijinal tasarımdaki bazı değişikliklerle bugün yaygın olarak kullanılmaktadır. İdealize edilmiş diesel çevrimi Şekil 2.0.3.3 de gösterilmiştir. Bu çevrimde 1 - 2 prosesi boyunca adyabatik sıkıştırma, 2 - 3 prosesi boyunca sabit basınçta ısı verme (yanma ile), 3 - 4 prosesi boyunca adyabatik genişleme (güç stroku) ve 4 - 1 prosesi boyunca sabit hacimde soğutma yapılmaktadır.

Diesel çevriminin analiz sonuçları Otto ve Joule-Brayton çevrimlerinden biraz farklıdır. Bu çevrim için maksimum iş performans analizi özet olarak aşağıdaki gibidir;

$$Q_H = mc_p(T_3 - T_2) \quad (2.0.3.8)$$

$$Q_L = mc_v(T_4 - T_1) \quad (2.0.3.9)$$

$$W = mc_p(T_3 - T_2) - mc_v(T_4 - T_1) \quad (2.0.3.10)$$



Şekil 2.0.3.3 Tersinir Diesel Çevrimi.

$$\eta = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{\gamma(T_3 - T_2)} \quad (2.0.3.11)$$

Çevrimde  $T_4 = T_1(T_3/T_2)^\gamma$  olduğu gözönüne alınarak  $W$ ,  $T_2$ 'ye göre optimize edilirse;

$$T_2^* = T_4^* = (T_3^\gamma T_1)^{\frac{1}{\gamma+1}} \quad (2.0.3.12)$$

elde edilir. (2.0.3.10) ve (2.0.3.12) denkleminde;

$$W_{\max} = c_v T_3 \left[ \gamma \left( 1 - \tau^{\frac{1}{\gamma+1}} \right) - \tau^{\frac{1}{\gamma+1}} \left( 1 - \tau^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \right) \right] \quad (2.0.3.13)$$

bulunur. Maksimum iş şartlarındaki termal verim;

$$\eta_{mw} = 1 - \frac{\tau^{\frac{1}{\gamma+1}} \left( 1 - \tau^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \right)}{\gamma \left( 1 - \tau^{\frac{1}{\gamma+1}} \right)} \quad (2.0.3.14)$$

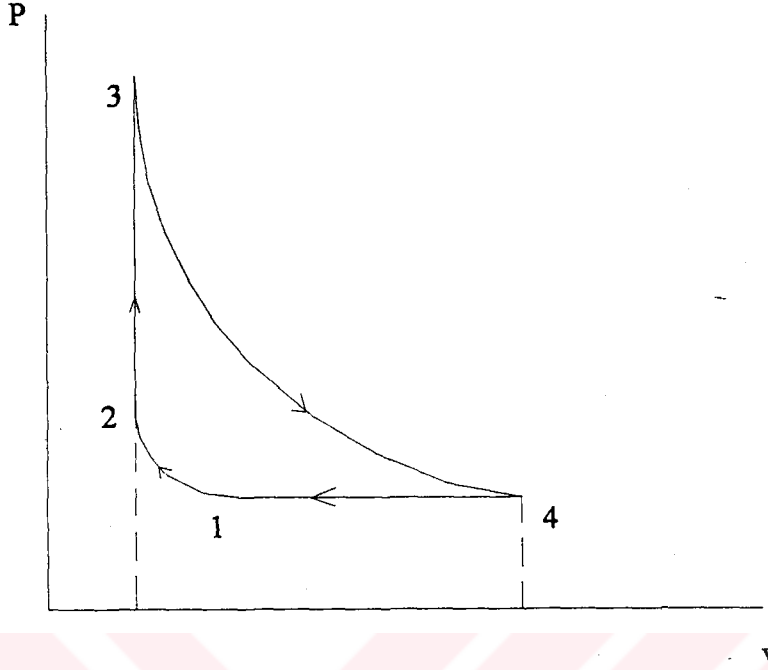
olmaktadır.

Görüleceği üzere, (2.0.3.13) ve (2.0.3.14) eşitlikleri Otto ve Joule-Brayton çevrimi için elde edilene göre daha karmaşıktır. En çok dikkat çeken şey ise, verimin  $\gamma$  parametresine bağlı olduğudur. Yani maksimum işteki verim Otto ve Joule-Brayton çevrimlerinden farklı olarak iş gören akışkanın fiziksel özelliklerine bağlıdır.

### ATKINSON Çevrimi

Bir İngiliz mühendis olan James Atkinson 1880' in ortalarına doğru yeni bir içten yanmalı motor tasarladı. Bu tasarım için termodinamik çevrim Şekil 2.0.3.4 de gösterilmiştir. Atkinson' un diğer tasarımının mevcut tasarımlardan farkı, izantropik genişleme prosesinin ( 3 - 4 prosesi ) çevrim minimum basıncına kadar olmasıdır. Bu çevrimin, ısı kapasitesindeki değişiklikleri hesaba katan varyasyonu 1927' de içten yanmalı motorlar için ideal karşılaştırma standardı olarak tavsiye edilmiştir. Atkinson'un tasarladığı makineler, uygulamalarda bir süre kullanılmıştır ve Otto çevriminden daha verimli idi. Ancak motorun üzerindeki aşırı komplike bağlantılar, boyuttaki artış ve bunların sonucu olan güvenlik problemleri bu tasarımın pratikte kullanılmasını engellemiştir. Atkinson ideal çevrimi serbest pistonlu motor / kompresör ve gaz türbininin kombinasyonu ( türbo şarj ) için bir model olarak kullanılmıştır.

Diesel çevrimi için yapılan performans analizi Atkinson çevrimi için gerçekleştirilirse maksimum iş ve maksimum işteki termal verim sırasıyla;



Şekil 2.0.3.4 Tersinir Atkinson Çevrimi

$$W_{\max} = c_v T_3 \left[ \left( 1 - \tau^{\frac{\gamma}{1+\gamma}} \right) - \gamma \tau^{\frac{\gamma}{1+\gamma}} \left( 1 - \tau^{\frac{1}{1+\gamma}} \right) \right] \quad (2.0.3.15)$$

$$\eta_{mw} = 1 - \frac{\gamma \tau^{\frac{\gamma}{1+\gamma}} \left( 1 - \tau^{\frac{1}{1+\gamma}} \right)}{\left( 1 - \tau^{\frac{\gamma}{1+\gamma}} \right)} \quad (2.0.3.16)$$

olarak elde edilir.

Denklem (2.0.3.14) ve (2.0.3.16) karşılaştırıldığında Atkinson çevriminde maksimum iş şartındaki termal verim Diesel çevrimine göre  $\gamma$  ' ya daha az bağlıdır ve CNCA verimine çok yakındır.

### 3.0. MAKSİMUM GÜÇ YOĞUNLUĞU KRİTERİNİN BAZI ÖZEL UYGULAMALARI

#### 3.0.1. Tersinir Joule-Brayton Isı Makinasının Maksimum Güç Yoğunluğu Analizi

Son yıllarda, ısı makinalarının performans analizi için makina boyutlarını da analize dahil eden “güç yoğunluğu” adı verilen yeni bir kriter teklif edilmiş ve bu kriter ilk defa tersinir bir Joule-Brayton ısı makinasının performans analizinde kullanılmıştır (Şahin et.al. , 1995). Tez konusunun temelini teşkil eden bu analiz aşağıda özet olarak verilmiştir.

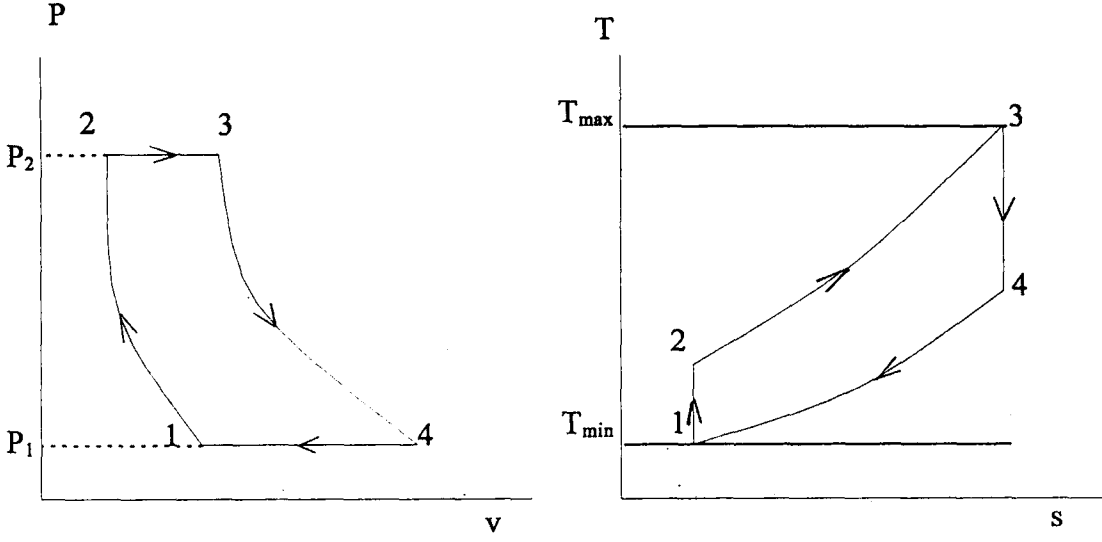
Joule-Brayton çevrimi şekil 3.0.1.1 de görüldüğü gibi iki sabit basınç ve iki izantropik prosesden oluşmaktadır. Bu çevrimin güç ifadesi iş akışkanının ideal gaz olduğu ve özgül ısının çevrim boyunca sıcaklıkla değişmediği kabulü ile şu şekilde yazılabilir;

$$\dot{W} = \dot{m} c_p [(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)] \quad (3.0.1.1)$$

burada  $\dot{m}$  debi,  $c_p$  sabit basınçtaki özgül ısı,  $T_1, T_2, T_3, T_4$  sırasıyla kompresör giriş, kompresör çıkış, türbin giriş ve türbin çıkış sıcaklıklarıdır. Elde edilen gücün çevrimin maksimum özgül hacmine oranı olarak tanımlanan güç yoğunluğu;

$$\dot{W}_d = \frac{\dot{W}}{v_4} = \frac{\dot{m} c_p [(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)]}{v_4} \quad (3.0.1.2)$$

olmaktadır. Burada  $v_4$  türbin çıkışındaki özgül hacimdir. ( Çevrimin maksimum özgül hacmi ) (3.0.1.2) ifadesini daha uygun bir forma dönüştürmek için ;



Şekil 3.0.1.1 Joule-Brayton Çevrimi

$$\theta = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.0.1.3)$$

$$\alpha = \frac{T_{\max}}{T_{\min}} \quad (3.0.1.4)$$

tanımları yapılmıştır. Burada  $P_1$  kompresör giriş basıncı,  $P_2$  kompresör çıkış basıncı,  $\gamma$  özgül ısılar oranı  $T_{\max}$  ve  $T_{\min}$  ise çevrim maksimum ve minimum sıcaklıklarıdır. Bu parametrelere bağlı olarak;

$$\dot{W}_d = \frac{m c_p T_{\min}}{v_1} \theta \left( 1 - \frac{\theta}{\alpha} \right) \left( 1 - \frac{1}{\theta} \right) \quad (3.0.1.5)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada  $v_1$  kompresör giriş havasının özgül hacmidir. Verilen bir  $\alpha$  değeri için (3.0.1.5) denklemi  $\theta'$  ya göre maksimize edilirse, maksimum güç yoğunluğundaki optimum basınç oranı parametresi;

$$\theta^* = \frac{1+\alpha}{2} \quad (3.0.1.6)$$

olmaktadır. Maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç yoğunluğundaki termal verim ise;

$$\dot{W}_{d\max} = \frac{m c_p T_{\min}}{v_1} \frac{(\alpha-1)^2}{4\alpha} \quad (3.0.1.7)$$

$$\eta^* = 1 - \frac{2}{1+\alpha} \quad (3.0.1.8)$$

şeklinde elde edilir. (3.0.1.7) ve (3.0.1.8) ifadeleri çevrim sıcaklık oranı parametresinin ( $\alpha$ ) fonksiyonudur. (3.0.1.8) denklemindeki termal verim ifadesi ve (3.0.1.6) denklemindeki basınç oranı parametresi maksimum güç koşullarındaki ile karşılaştırılabilir. Maksimum güçteki termal verim;

$$\eta_{CA} = 1 - \frac{1}{\sqrt{\alpha}} \quad (3.0.1.9)$$

şeklinde ifade edilmiştir ( Curzon et.al. , 1975 ). Maksimum güçteki basınç oranı parametresi ise;

$$\theta_{CA} = \sqrt{\alpha} \quad (3.0.1.10)$$

olarak elde edilir. Denklem (3.0.1.5) ve denklem (3.0.1.7)' nin birbirlerine oranlanmasıyla normalize edilmiş güç yoğunluğu;

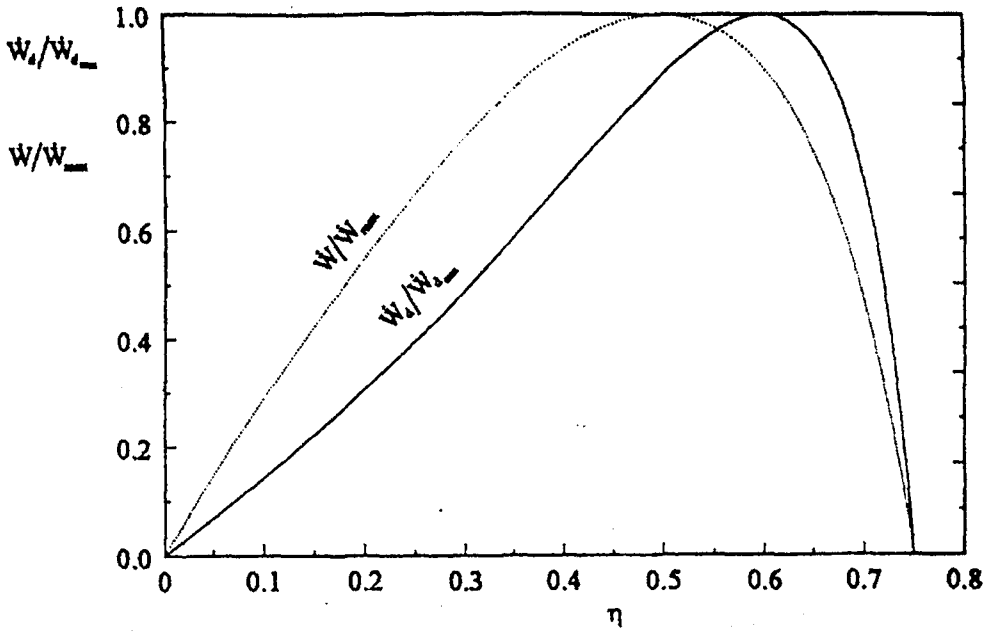
$$\frac{\dot{W}_d}{\dot{W}_{d\max}} = \theta \left(1 - \frac{\theta}{\alpha}\right) \left(1 - \frac{1}{\theta}\right) \bigg/ \frac{(\alpha - 1)^2}{4\alpha} \quad (3.0.1.11)$$

şelinde ifade edilebilir. Benzer olarak, normalize edilmiş güç ise;

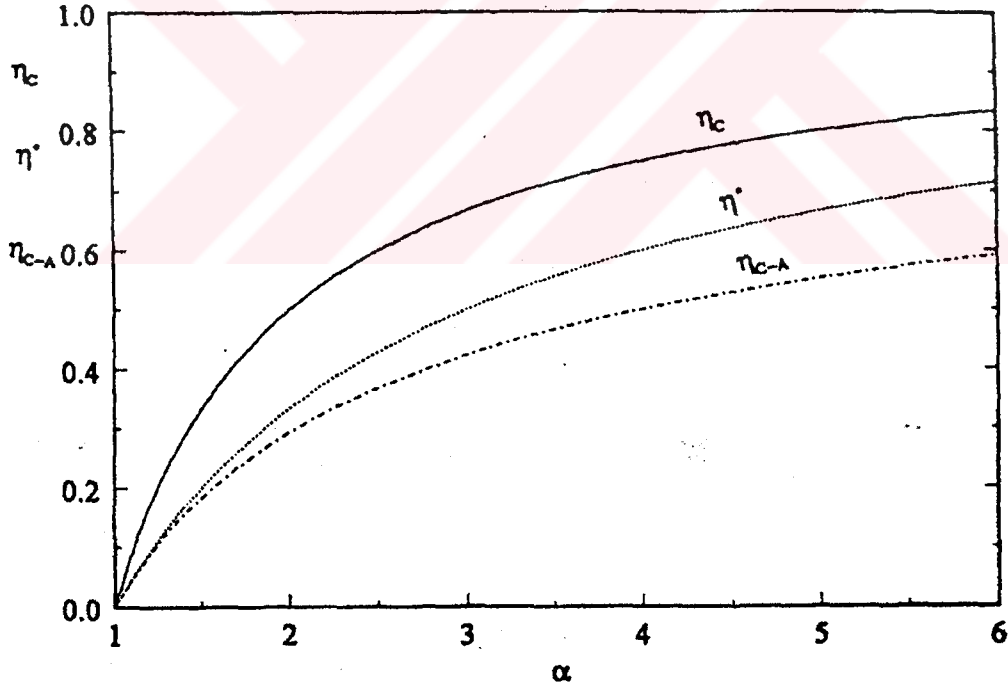
$$\frac{\dot{W}}{\dot{W}_{\max}} = (\alpha - \theta) \left(1 - \frac{1}{\theta}\right) \bigg/ (\sqrt{\alpha} - 1)^2 \quad (3.0.1.12)$$

olarak yazılabilir. Belirli bir  $\alpha$  değeri için, (3.0.1.11) ve (3.0.1.12) denklemleri kullanılarak ve tersinir bir Joule-Brayton çevrimi için termal verimin genel ifadesinin  $\eta = 1 - (1/\alpha)$  olduğunu da göz önüne alarak, normalize edilmiş gücün ve güç yoğunluğunun termal verim ile değişimi Şekil 3.0.1.2 de görüldüğü gibi elde edilmiştir.

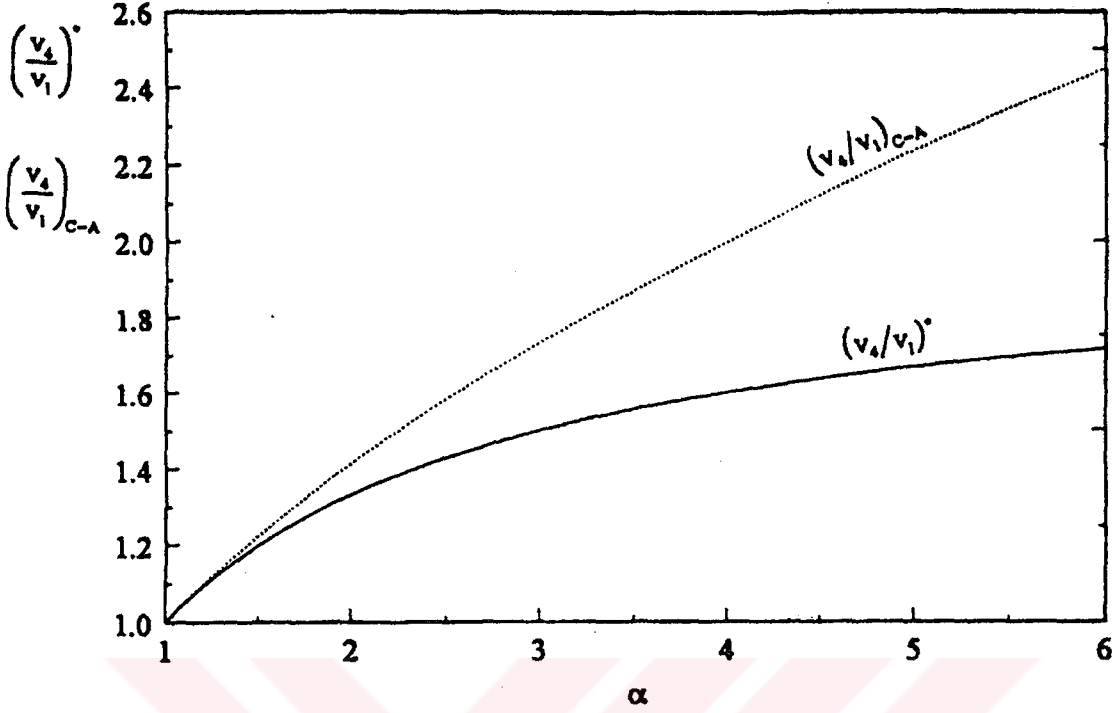
Şekil 3.0.1.2' den görülebilir ki, maksimum güç yoğunluğundaki termal verim, maksimum güçteki termal verimden daha büyüktür. Bu iki verimin Carnot verimi ile birlikte karşılaştırılması, çevrimin değişik sıcaklık oranı parametrelerine bağlı olarak Şekil 3.0.1.3' de gösterilmiştir. Bu şekilden rahatlıkla görülebileceği gibi, denklem (3.0.1.8)' de verilen termal verim, daima denklem (3.0.1.9)' da verilen termal verimden daha büyüktür.



Şekil 3.0.1.2 Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğunun ve Gücün, Termal Verime Bağlı Değişimi (  $\alpha = 4$  ).



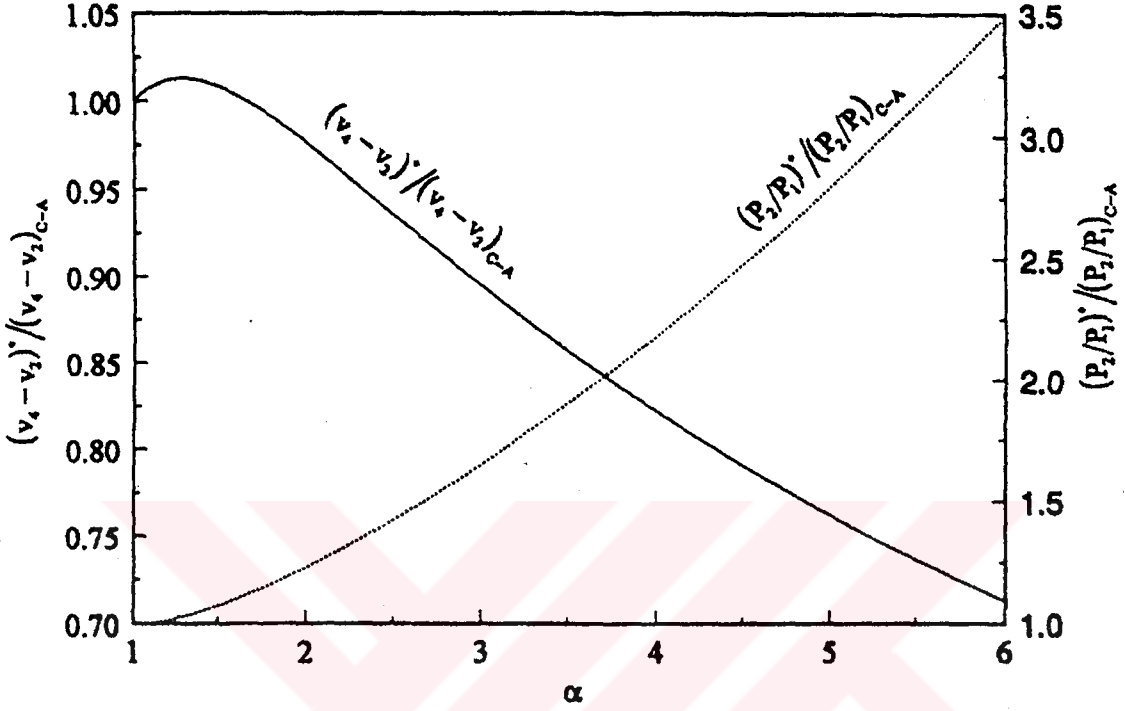
Şekil 3.0.1.3 Maksimum Güç Yoğunluğundaki Termal Verimin  $\eta^*$ , Maksimum Güçteki Termal Verimin  $\eta_{cA}$  ve Carnot Veriminin  $\eta_c$ , Çevrimin Sıcaklık Oranı Parametresine Bağlı Olarak Değişimi.



Şekil 3.0.1.4 Maksimum Güç Yoğunluğundaki ve Maksimum Güçteki Normalize Edilmiş Çevrim Maksimum Özgül Hacminin Çevrim Sıcaklık Oranı Parametresine Bağlı Değişimi.

Maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç şartlarındaki boyutsuzlaştırılmış maksimum özgül hacimlerin  $\alpha$  ile değişimi Şekil 3.0.1.4 de gösterilmiştir. Şekil 3.0.1.4' ten görülebilir ki, maksimum güç yoğunluğuna göre çalışan makinanın boyutları, maksimum güce göre çalışandan daha küçüktür. Çünkü maksimum güç yoğunluğundaki maksimum özgül hacim daima daha küçüktür. Bu boyut küçüklüğü avantajı izantropik genişlemeden dolayı türbin girişinden çıkışına kadar sağlanmaktadır. Şekil 3.0.1.4' te ki diğer önemli bir nokta ise,  $\alpha$  arttıkça maksimum güç yoğunluğundaki maksimum özgül hacim, maksimum güçteki maksimum özgül hacimden daha yavaş artmaktadır. Maksimum güç yoğunluğundaki toplam çevrim hacminin maksimum güçteki toplam çevrim hacmine oranının  $\alpha'$  a bağlı değişimi Şekil 3.0.1.5' te gösterilmiştir ve kolaylıkla görülebilir ki bu oran,  $\alpha'$  nın pratikte

kullanılan değerleri için 1' den küçüktür. Bu da maksimum güç yoğunluğunda daha küçük makina boyutlarını göstermektedir.



Şekil 3.0.1.5 Toplam Çevrim Hacim Oranının ve Maksimum Güç Yoğunluğundaki Basıncın, Maksimum Güçteki Basınca Oranının Çevrim Sıcaklık Oranı Parametresi İle Değişimi.

Her ne kadar maksimum güç yoğunluğunda parametreler kullanılarak yapılan makina dizaynı daha küçük boyutlar, daha yüksek termal verim gibi avantajlara sahipse de, değişik çevrim sıcaklık oranları için Şekil 3.0.1.5 den de görüleceği gibi maksimum güçte çalışan bir makinadan daha yüksek bir basınç oranına ihtiyaç duyar. Bu nedenle maksimum güç yoğunluğundaki parametrelere göre dizayn edilmiş kompresördeki kademelerin sayısı daha fazla olacaktır. Sonuç olarak, yukarıdaki avantajlar ve dezavantajlar yatırım maliyeti ile birlikte değerlendirilmeli ve böylece mümkün olan teknolojik ilerlemelerin ışığında optimum dizayn parametreleri belirlenmelidir.

### 3.0.2. Tersinmez Joule-Brayton Isı Makinasının Maksimum Güç Yoğunluğu Analizi

Kompresör ve türbin iç kayıpları ile yanma odasındaki basınç kayıplarının dikkate alındığı bir Joule-Brayton ısı makinası modeline güç yoğunluğu kriterinin uygulanması, bu konuda yapılan ikinci çalışma olarak literatürde görülmektedir (Şahin et. al. , 1996). Bu analiz ve sonuçları aşağıda açıklanmaktadır.

Analizde, Şekil 3.0.2.1' de verilen tersinmez bir Joule-Brayton çevrimi dikkate alınmıştır. Çevrimde kullanılan akışkanın sabit özgül ısı bir ideal gaz olduğu kabul edilerek, çevrimden elde edilecek güç yaklaşık olarak;

$$\dot{W} = \dot{m} c_p [(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)] \quad (3.0.2.1)$$

şeklinde yazılabilir. Burada  $\dot{m}$  debi,  $c_p$  sabit basınçta özgül ısı ve  $T_1, T_2, T_3, T_4$  sırasıyla, kompresör giriş, kompresör çıkış, türbin giriş, türbin çıkış sıcaklıklarıdır. Güç yoğunluğu, çevrimin maksimum özgül hacmi başına güç olarak tanımlanırsa;

$$\dot{W}_d = \frac{\dot{W}}{v_4} = \frac{\dot{m} c_p [(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)]}{v_4} \quad (3.0.2.2)$$

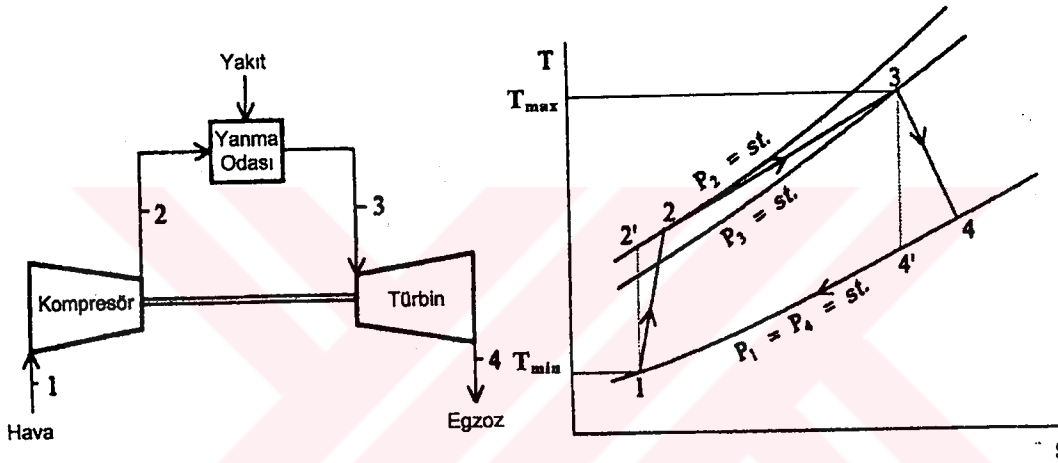
ifadesi elde edilir. Bu ifadede,  $v_4$  türbin çıkışındaki özgül hacimdir. (3.0.2.2) denklemini daha uygun bir forma dönüştürmek için, kompresör basınç oranı parametresi olarak;

$$\theta = \frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.0.2.3)$$

ve türbin basınç oranı parametresi olarak;

$$\phi = \frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.0.2.4)$$

tanımları yapılmıştır. Burada,  $P_1$  kompresör giriş basıncı,  $P_2$  kompresör çıkış basıncı,  $P_3$  türbin giriş basıncı,  $P_4$  türbin çıkış basıncı ve  $\gamma$  özgül ısılar oranıdır.



Şekil 3.0.2.1 Tersinmez Joule-Brayton Çevrimi.

Yanma odasındaki basınç düşüşünün  $\Delta P_b = P_2 - P_3$  olduğu gözönüne alınarak, basınç kayıp parametresi olarak;

$$\rho = \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left( 1 - \frac{\Delta P_b}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.0.2.5)$$

tanımı yapılırsa, Denklem (3.0.2.3), (3.0.2.4) ve (3.0.2.5) den kompresör ve türbin basınç oranları parametreleri arasındaki ilişki;

$$\phi = \rho\theta \quad (3.0.2.6)$$

olarak bulunur.

Sabit özgül ısı bir ideal gaz için, türbin ve kompresör izantropik verimleri sırasıyla aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$\eta_t = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_4'} \quad (3.0.2.7)$$

$$\eta_c = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.0.2.8)$$

Tersinmez bir Joule-Brayton çevrimi için, yukarıda tanımlanan parametrelere bağlı olarak güç yoğunluğu;

$$\dot{W}_d = \frac{m c_p T_{\min}}{v_1} \left[ \eta_t \left( 1 - \frac{1}{\rho\theta} \right) - \frac{1}{\alpha\eta_c} (\theta - 1) \right] \bigg/ \left[ 1 - \eta_t \left( 1 - \frac{1}{\rho\theta} \right) \right] \quad (3.0.2.9)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada  $v_1$  ve  $T_{\min}$  sırasıyla, kompresör girişindeki özgül hacim ve sıcaklıktır.  $\alpha$  ise çevrimin maksimum ve minimum sıcaklıklarının oranı parametresidir ( $T_{\max} / T_{\min}$ ). (3.0.2.9) denklemi, kompresör basınç oranı parametresi  $\theta$ ' a göre maksimize edilerek , maksimum güç yoğunluğundaki optimum basınç oranı parametresi;

$$\theta^* = \frac{\eta_t}{\rho(1 - \eta_t)} (A - 1) \quad (3.0.2.10)$$

olarak elde edilir. Burada A parametresi,

$$A = \left( 1 + \frac{\rho(1-\eta_t)(1+\alpha\eta_c)}{\eta_t} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.0.2.11)$$

şeklinde tanımlanmıştır.

Maksimum güç yoğunluğu, (3.0.2.9) denkleminde (3.0.2.10) denklemini yerine konulmasıyla aşağıdaki gibi bulunur;

$$\dot{W}_{d\max} = \frac{\dot{m} c_p T_{\min}}{v_1} \frac{(\eta_t A - 1)^2 - (1-\rho)(1-\eta_t)^2}{\alpha \rho \eta_c (1-\eta_t)^2} \quad (3.0.2.12)$$

Maksimum güç yoğunluğundaki termal verim ise, aşağıdaki gibi bulunur;

$$\eta^* = \frac{A[(\eta_t A - 1)^2 - (1-\rho)(1-\eta_t)^2]}{(A-1)[\eta_t A^2 - \eta_t A - \rho \eta_c (1-\eta_t)]} \quad (3.0.2.13)$$

(3.0.2.12) ve (3.0.2.13) denklemlerinden görülebilir ki, maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç yoğunluğundaki termal verim, sırasıyla  $\alpha$  çevrim sıcaklık oranı parametresinin,  $\eta_c$  kompresör veriminin,  $\rho$  yanma odasındaki basınç kayıp parametresinin ve  $\eta_t$  türbin veriminin fonksiyonudur. Bu ifadede, iç tersinmezlikler olmadığında ve limit durumunda,  $\eta_c \rightarrow 1$ ,  $\eta_t \rightarrow 1$  ve  $\rho \rightarrow 1$  iken (3.0.2.12) denklemi;

$$\dot{W}_{d\max} = \frac{\dot{m} c_p T_{\min}}{v_1} \frac{(\alpha - 1)^2}{4\alpha} \quad (3.0.2.14)$$

şeklını alır ve (3.0.2.13) denklemini ise;

$$\eta^* = 1 - \frac{2}{1 + \alpha} \quad (3.0.2.15)$$

olarak elde edilir. (3.0.2.14) ve (3.0.2.15) denklemleri daha önce bir tersinir Joule-Brayton ısı makinası için Şahin et. al. tarafından elde edilmiştir (Şahin et. al. , 1995 ).

(3.0.2.13) denklemindeki termal verim ve (3.0.2.10) denklemindeki optimum basınç oranı parametresi maksimum güçte elde edilenler ile karşılaştırılabilir. (3.0.2.1) denkleminde verilen güç ifadesi aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\dot{W} = m c_p T_{\min} \left[ \alpha \eta_t \left( 1 - \frac{1}{\rho \theta} \right) - \frac{1}{\eta_c} (\theta - 1) \right] \quad (3.0.2.16)$$

(3.0.2.16) denklemini maksimize edilerek, maksimum güçteki optimum kompresör basınç oranı parametresi;

$$\theta_{\text{mp}} = \sqrt{\frac{\alpha \eta_t \eta_c}{\rho}} \quad (3.0.2.17)$$

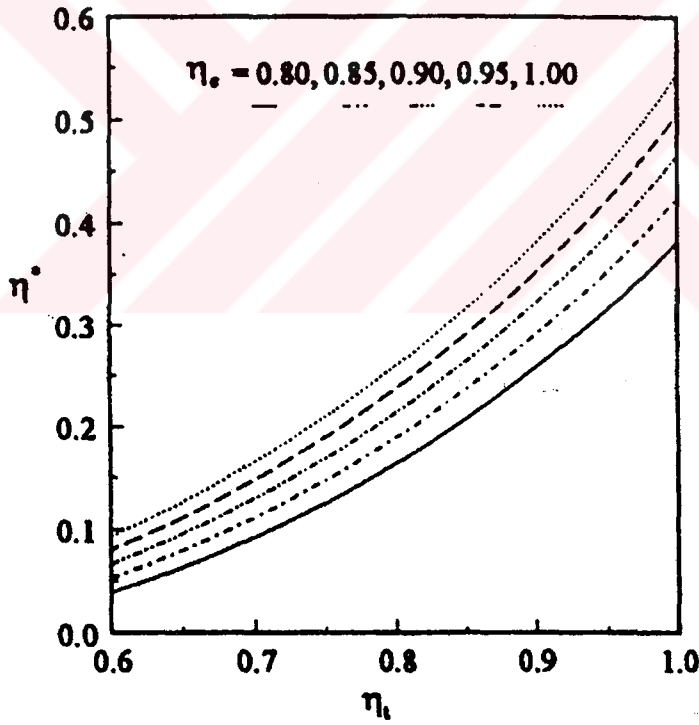
olarak bulunur. (3.0.2.16) denkleminde, (3.0.2.17) denklemini yerine koyularak maksimum güç aşağıdaki gibi bulunur;

$$\dot{W}_{\max} = m c_p T_{\min} \frac{1}{\rho \eta_c} \left[ \left( \sqrt{\alpha \eta_t \eta_c \rho} - 1 \right)^2 - (1 - \rho) \right] \quad (3.0.2.18)$$

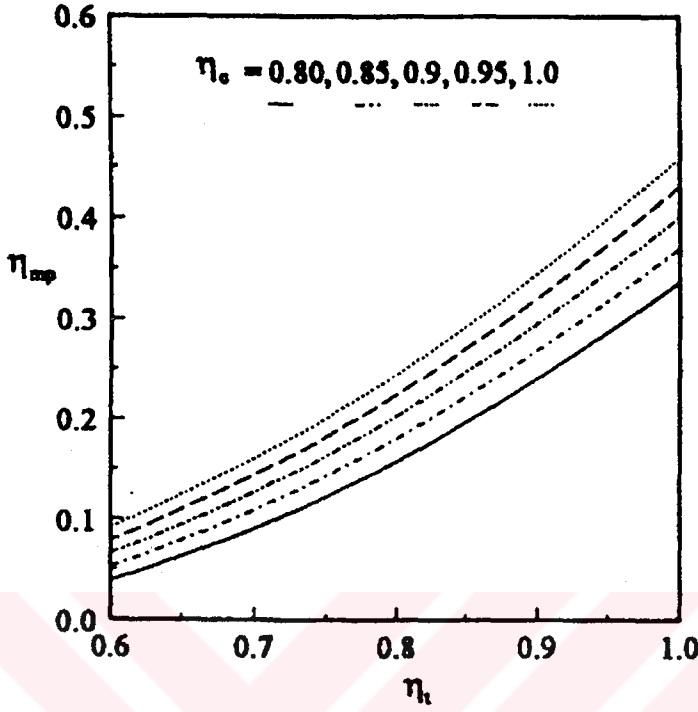
Maksimum güçteki termal verim ise;

$$\eta_{mp} = \frac{(\sqrt{\alpha\eta_t\eta_c\rho} - 1)^2 - (1 - \rho)}{\rho\eta_c(\alpha - 1) - (\sqrt{\alpha\eta_t\eta_c\rho} - \rho)} \quad (3.0.2.19)$$

olarak bulunur. Bu termal verim,  $\eta_t \longrightarrow 1$ ,  $\eta_c \longrightarrow 1$  ve  $\rho \longrightarrow 1$  iken, yani tersinir durumda Curzon ve Ahlborn verimine eşit olacaktır (Curzon et.al. , 1975 ). Türbin ve kompresör izantropik verimlerinin maksimum güç yoğunluğundaki termal verim ( $\eta^*$ ) ve maksimum güçteki termal verim ( $\eta_{mp}$ ) üzerindeki etkisi Şekil 3.0.2.2 (a) ve Şekil 3.0.2.2 (b) ' de gösterilmiştir. Bu şekillerden görülebilir ki, maksimum güç yoğunluğundaki termal verim, aynı kompresör, yanma odası ve türbin tersinmezlikleri için, maksimum güçteki termal verimden daha büyüktür. Diğer taraftan, her iki termal verimde de türbin izantropik veriminin etkisi, kompresör izantropik veriminin etkisinden daha büyüktür.



Şekil 3.0.2.2 (a) Maksimum Güç Yoğunluğundaki Termal Verimin Türbin ve Kompresör Verimlerine Bağlı Değişimi ( $\alpha = 4$ ,  $\rho = 0.95$ ).



Şekil 3.0.2.2 (b) Maksimum Güçteki Termal Verimin Türbin ve Kompresör Verimlerine Bağlı Değişimi (  $\alpha = 4$ ,  $\rho = 0.95$  ).

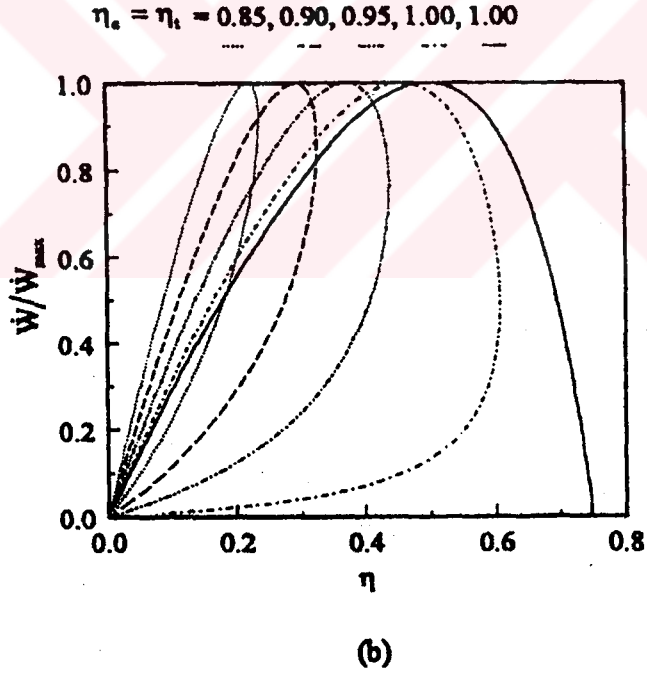
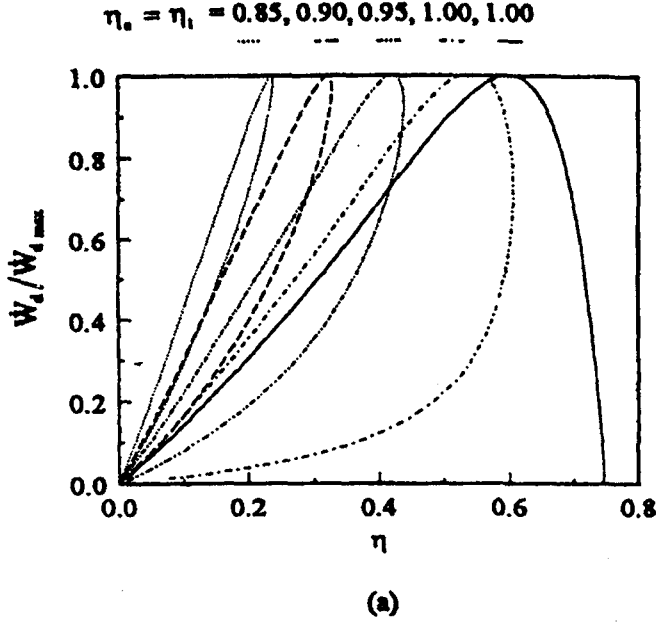
Normalize edilmiş güç yoğunluğu, (3.0.2.9) denkleminin (3.0.2.12) denklemine oranı şeklinde aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\frac{\dot{W}_d}{\dot{W}_{d \max}} = \frac{\rho(1 - \eta_t)^2 [\alpha \eta_c \eta_t (\rho \theta - 1) - \rho \theta (\theta - 1)]}{[\rho \theta (1 - \eta_t) + \eta_t] [(\eta_t A - 1)^2 - (1 - \rho)(1 - \eta_t)^2]} \quad (3.0.2.20)$$

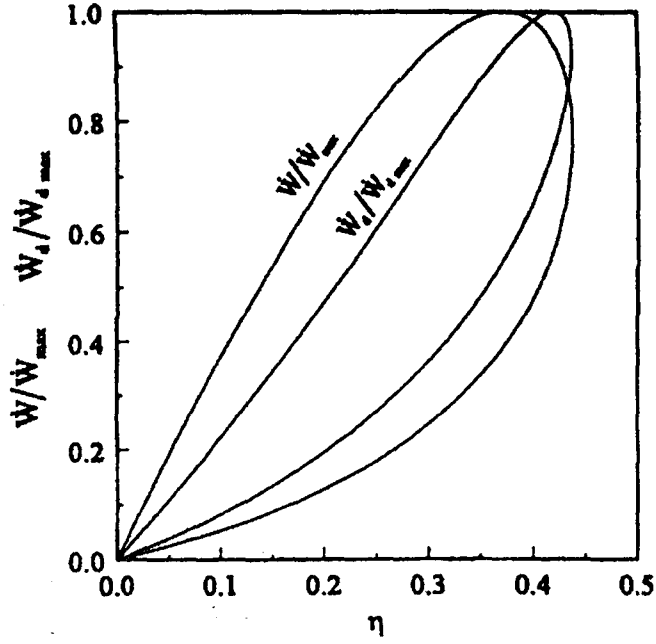
Benzer olarak, normalize edilmiş güç ise, (3.0.2.16) denkleminin (3.0.2.18) denklemine oranlanmasıyla şu şekilde elde edilir;

$$\frac{\dot{W}}{\dot{W}_{\max}} = \frac{\alpha \eta_c \eta_t \left[ \rho - \left( \frac{1}{\theta} \right) \right] - \rho(\theta - 1)}{\left[ \left( \sqrt{\alpha \rho \eta_c \eta_t} - 1 \right)^2 - (1 - \rho) \right]} \quad (3.0.2.21)$$

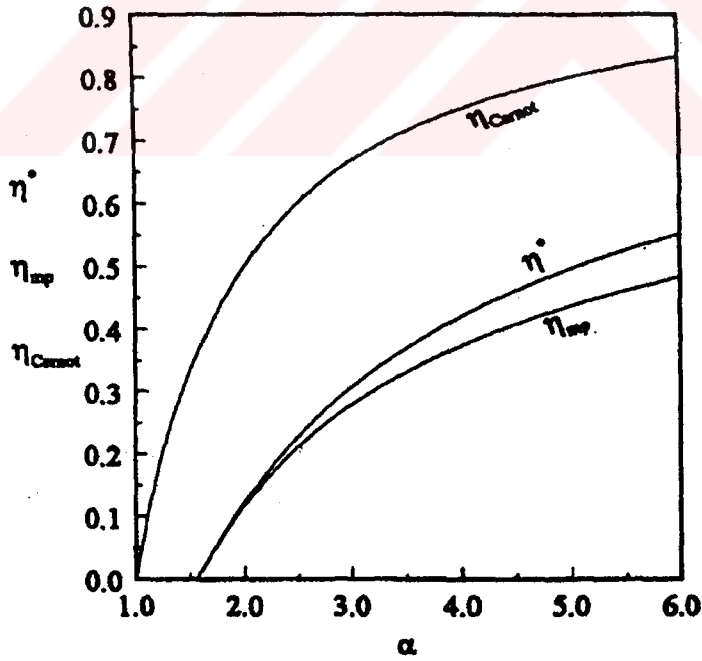
(3.0.2.20) denkleminde ki normalize edilmiş güç yoğunluğunun ve (3.0.2.21) denklemindeki normalize edilmiş gücün, tersinmezlik parametrelerinin ( $\eta_t$ ,  $\eta_c$ ,  $\rho$ ) değişik değerleri için termal verime göre değişimi Şekil 3.0.2.3 (a) ve Şekil 3.0.2.3 (b) de gösterilmiştir. Maksimum güç yoğunluğundaki termal verim ( $\eta^*$ ) ve maksimum termal verim ( $\eta_{\max}$ ) arasında büyük farklılıklar olduğu, Şekil 3.0.2.3 (a)' da kolaylıkla görülmektedir. Bununla birlikte tersinmezliklerdeki artış ile bu fark azaltılmıştır. Aynı sonuç, Şekil 3.0.2.3 (b) de çizilen maksimum güçteki termal verim ve maksimum termal verim arasındaki fark içinde geçerlidir. Eğer Şekil 3.0.2.3(a) ve Şekil 3.0.2.3 (b) karşılaştırılırsa, maksimum güç yoğunluğundaki termal verimin maksimum güçteki termal verimden daha büyük olduğu görülür ve Şekil 3.0.2.4 (a) bu hususu daha açık göstermektedir. Şekil 3.0.2.4 (b) de değişik çevrim sıcaklık oranı parametreleri için, iki termal veriminde karşılaştırması görülmektedir. Görüleceği üzere tüm sıcaklık oranı parametrelerinde maksimum güç yoğunluğundaki termal verim maksimum güçteki termal verimden daima daha büyüktür.



Şekil 3.0.2.3 Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğunun (a) ve Normalize Edilmiş Gücün (b) Termal Verime Göre Değişimi.  $\alpha = .4$ ,  $\rho = 1$  (Sürekli Eğriler).  $\rho = 0.95$  (Diğer Eğriler).

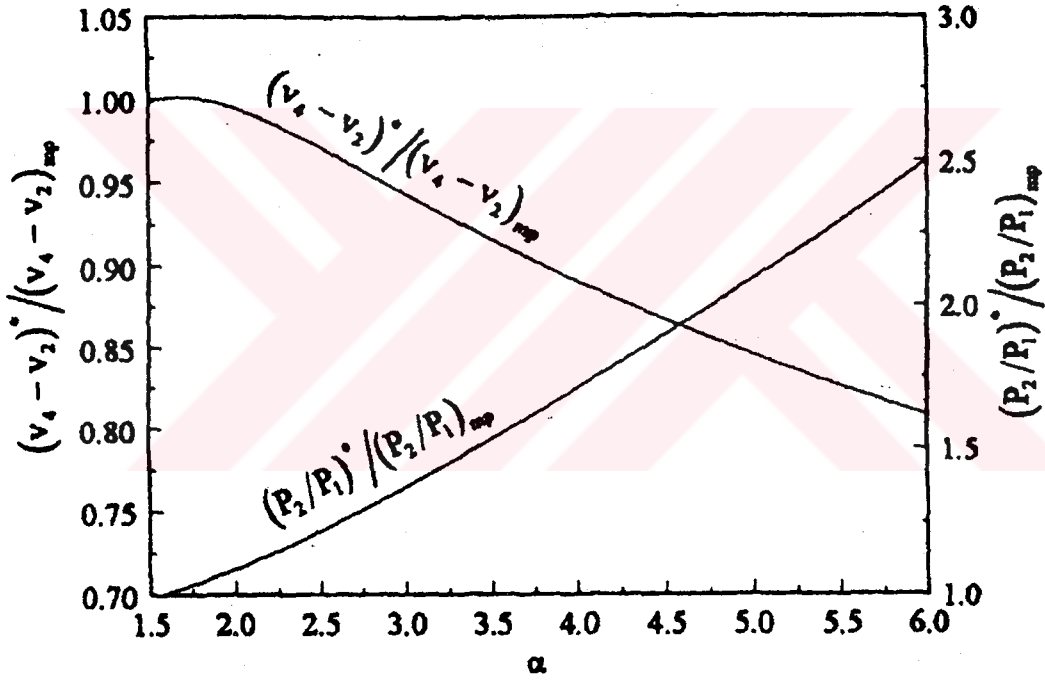


Şekil 3.0.2.4 (a) Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğunun ve Normalize Edilmiş Gücün Termal Verime Göre Değişiminin Mukayesesi (  $\rho = 0.98$ ,  $\eta_t = 0.95$ ,  $\eta_c = 0.90$ ,  $\alpha = 4$  ).



Şekil 3.0.2.4 (b) Maksimum Güç Yoğunluğundaki Termal Verim  $\eta^*$ , Maksimum Güçteki Termal Verim  $\eta_{mp}$  ve Carnot Veriminin  $\eta_{Carnot}$   $\alpha$  ile Değişimi.  $\rho = 0.98$ ,  $\eta_t = 0.95$ ,  $\eta_c = 0.90$

Şekil 3.0.2.5 de maksimum güç yoğunluğundaki toplam çevrim hacminin, maksimum güçteki toplam çevrim hacmine oranının çevrim sıcaklık oranı parametresine göre değişimi görülmektedir ve bu oran, çevrim sıcaklık oranı parametresinin pratikte kullanılan değerleri için 1' den küçüktür. Bu sonuca göre, maksimum güç yoğunluğu koşullarında, makina boyutları daha küçük olacaktır. Ancak Şekil 3.0.2.5' den gözlemlendiği gibi, maksimum güç yoğunluğu koşullarında çalışan makina maksimum güç koşullarında çalışana göre daha yüksek kompresör basınç oranını dolayısıyla daha fazla kompresör kademe sayısını gerektirecektir.



Şekil 3.0.2.5 Maksimum Güç Yoğunluğundaki Çevrim Basınç Oranı Parametresinin ve Toplam Çevrim Hacminin, Maksimum Güçteki Çevrim Basınç Oranı Parametresine ve Toplam Çevrim Hacmine Oranlarının, Çevrim Sıcaklık Oranı Parametresine Bağlı Değişimi (  $\rho = 0.98$ ,  $\eta_t = 0.95$ ,  $\eta_c = 0.90$  ).

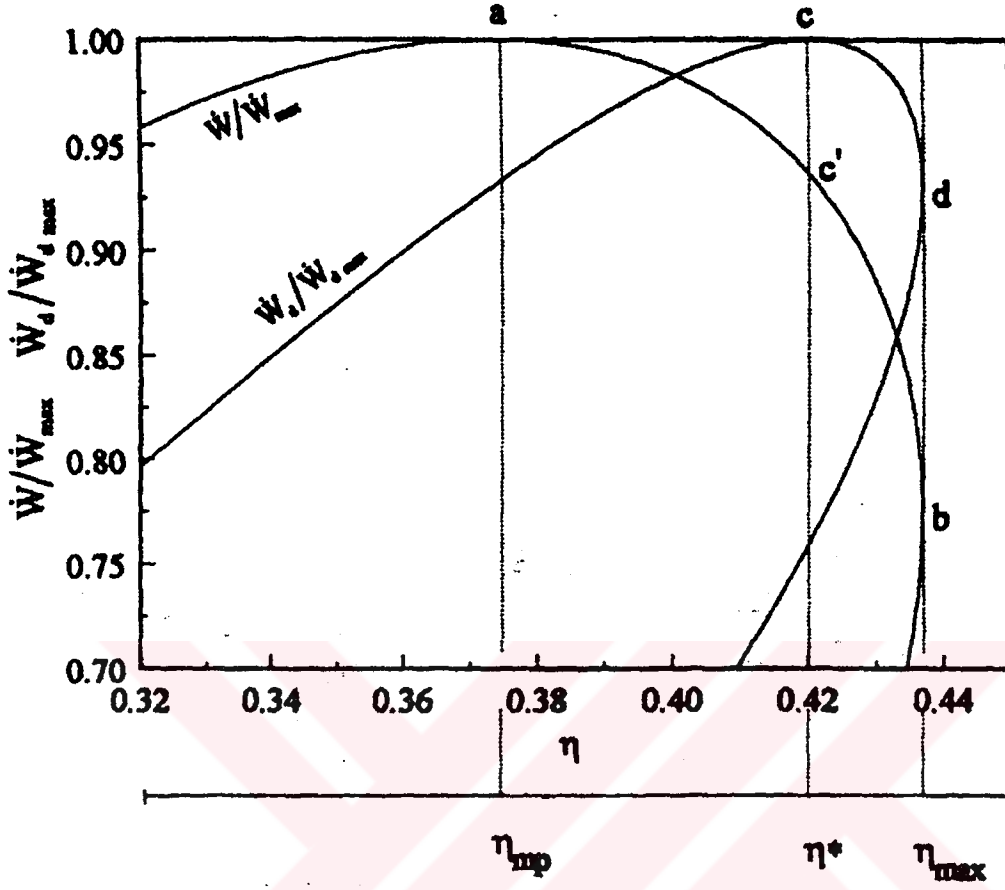
Şekil 3.0.2.4 (a) 'nın sağ üst köşesi büyütülmüş ve Şekil 3.0.2.6 da daha detaylı analiz için tekrar çizilmiştir. a noktası, maksimum güç durumunu ve b noktası maksimum termal verim durumunu göstermektedir. Güç performans analizine göre dizayn parametreleri, gücün önemli olduğu çalışma halleri için a noktasına yakın, termal verimin önemli olduğu çalışma halleri için b noktasına yakın olarak seçilmelidir. Genellikle, bir Joule-Brayton ısı makinasının optimum güç ve optimum verim bölgesi, güç performans analizine göre a-b yayı üzerindedir;

$$1 \geq \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{\max}} \geq \left( \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{\max}} \right)_b \quad (3.0.2.22)$$

ve

$$\eta_{\text{mp}} \leq \eta \leq \eta_{\max} \quad (3.0.2.23)$$

olmaktadır.



Şekil 3.0.2.6 Şekil 3.0.2.4 (a) 'nın Sağ Üst Köşesinin Büyütülerek Optimum Çalışma Bölgelerinin Gösterimi ( $\alpha = 4$ ,  $\rho = 0.98$ ,  $\eta_t = 0.95$ ,  $\eta_c = 0.90$ ).

Makina boyutlarının dahil edildiği güç yoğunluğu analizine göre, c noktası maksimum güç yoğunluğu durumunu ve d noktası ise maksimum termal verim durumunu göstermektedir. Şekil 3.0.2.6 dan görüldüğü gibi, c noktası güç performans eğrisinde c' noktasına tekabül etmektedir. Güç ve termal verim ile birlikte makina boyutları da dikkate alındığı zaman, optimum işletme sahası, a-b yayı üzerinde c' noktası yakınına hareket eder. Eğer dizayn parametreleri, maksimum güç koşullarının yerine maksimum güç yoğunluğu koşullarında seçilmiş ise, Güç,  $\Delta \dot{W} = \dot{W}_a - \dot{W}_c$  kadar azalır fakat termal verim daha fazla  $\Delta \eta = \eta^* - \eta_{mp}$  kadar artar ve makina boyutları daha küçük olur.

### 3.0.3. Maksimum Güç Yoğunluğu Koşullarında Rejeneratörlü Gaz Türbinleri

Şekil 3.0.3.1 de T - s diyagramı görülen bir tersinmez rejeneratörlü gaz türbini modeli için gözönüne alınan varsayım ve temel hususlar şunlardır:

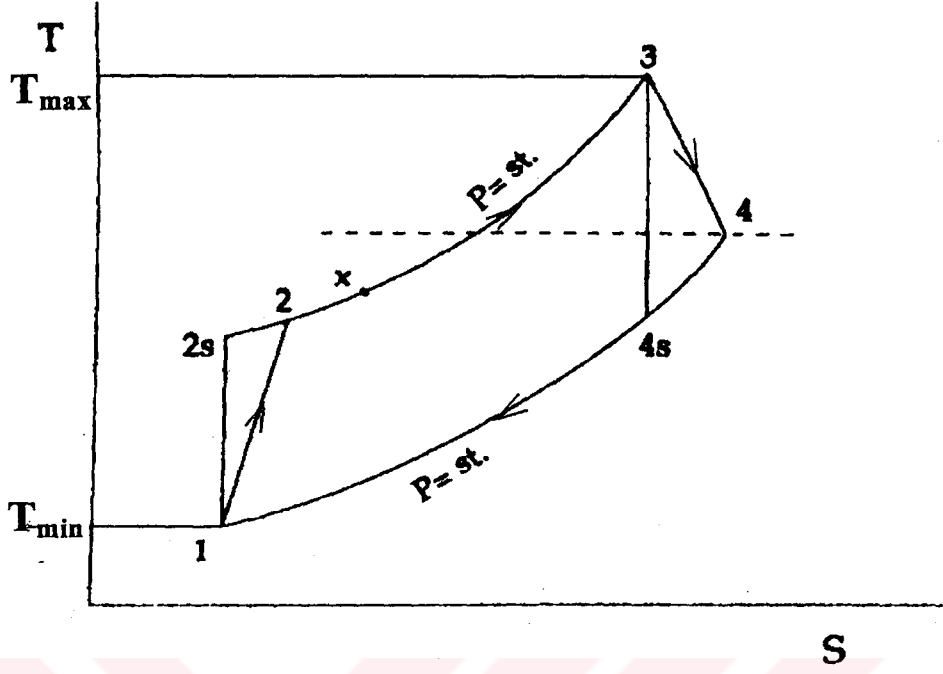
(i) İş akışkanının ideal gaz olduğu, özgül ısının çevrim boyunca sıcaklıkla değişmediği ve türbin ile kompresör arasında basınç kaybının olmadığı kabul edilmiştir.

(ii) Kompresör ve türbindeki akışkan sürtünme kayıpları, izantropik verimleri ile dikkate alınmıştır. İzantropik verim,  $1 \longrightarrow 2s$  ve  $3 \longrightarrow 4s$  de ki izantropik halden olan sapmaların değerini göstermektedir. Bu izantropik verimler kompresör için  $\eta_c$  ve türbin için  $\eta_t$  olarak gösterilmiştir.

(iii) Rejeneratörün verimi  $\eta_R$ , gerçek ısı transferinin maksimum ısı transferine oranı olarak tanımlanmıştır;

$$\eta_R = \frac{(T_x - T_2)}{(T_4 - T_2)} \quad (3.0.3.1)$$

Burada,  $T_x = T_2$  ise  $\eta_R = 0$  ( Rejeneratörsüz Joule-Brayton Çevrimi) ve  $T_x = T_4$  ise  $\eta_R = 1$  rejeneratörün limit halini göstermektedir. Bu da rejeneratörde, basınç düşümünün ve akışkanlar arasında sıcaklık farkının olmadığı tamamen tersinir hali ifade etmektedir. Bu modelde  $\eta_R$  nin 1' den sapmasının sebebi, ısı değiştiricideki genel tersinmezliklerdir.



Şekil 3.0.3.1 Rejeneratörlü Joule-Brayton Çevriminin T-S Diyagramı.

Rejeneratörlü Joule-Brayton çevriminden elde edilecek güç  $W$ , ve termal verim  $\eta$  aşağıdaki gibidir (Hernandez et.al. , 1995);

$$\dot{W} = \dot{m} c_p T_{\max} \left( \eta_t - \frac{\theta}{\alpha \eta_c} \right) \left( 1 - \frac{1}{\theta} \right) \quad (3.0.3.2)$$

$$\eta = \frac{\left( \eta_t - \frac{\theta}{\alpha \eta_c} \right) \left( 1 - \frac{1}{\theta} \right)}{\left[ 1 - \frac{1}{\alpha} - \frac{1}{\alpha \eta_c} (\theta - 1) \right] (1 - \eta_R) + \eta_R \eta_t \left( 1 - \frac{1}{\theta} \right)} \quad (3.0.3.3)$$

Burada  $\alpha$ , türbin giriş sıcaklığının  $T_3$ , kompresör giriş sıcaklığına  $T_1$  oranıdır.  $\dot{m}$ , debi,  $c_p$  sabit basınç özgül ısı ve  $\theta$ ;

$$\theta = \frac{T_{\max}}{T_{4s}} = \frac{T_{2s}}{T_{\min}} = \left[ \frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left[ \frac{P_3}{P_4} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.0.3.4)$$

olarak ifade edilebilir. Bu ifadede  $\theta$ , çevrim basınç oranını tanımlamaktadır ve  $\gamma$  özgül ısılar oranıdır.

Şahin et.al. takip edilerek, çevrimin maksimum özgül hacmi başına güç,  $\dot{W}_d = \dot{W}/v_4$  şeklinde güç yoğunluğu,  $\dot{W}_d$  tanımlanabilir (Şahin et.al. , 1995 ). (ii) de yapılan kabul ve 1  $\longrightarrow$  4 de ki ideal gaz şartlarındaki sabit basınç prosesi dikkate alınarak;

$$v_4 = \frac{T_4}{T_{\min}} v_1 = \frac{T_4}{T_{\max}} \alpha v_1 \quad (3.0.3.5)$$

$$T_{\max} - T_4 = \eta_t (T_{\max} - T_{4s}) \quad (3.0.3.6)$$

ifadeleri yazılabilir.

(3.0.3.4), (3.0.3.5) ve (3.0.3.6) denklemlerinden çevrim maksimum özgül hacmi;

$$v_4 = v_1 \alpha \left[ 1 - \eta_t \left( 1 - \frac{1}{\theta} \right) \right] \quad (3.0.3.7)$$

şeklinde bulunur. (3.0.3.2) denklemi, (3.0.3.7) denklemine oranlanarak aşağıdaki güç yoğunluğu,  $\dot{W}_d$  ifadesi elde edilir;

$$\dot{W}_d = \frac{\dot{W}}{v_4} = \frac{\dot{m} c_p T_{\min}}{v_1} \left( \frac{\theta - 1}{\theta - \eta_t(\theta - 1)} \right) \left( \eta_t - \frac{\theta}{\eta_c \alpha} \right) \quad (3.0.3.8)$$

(3.0.3.8) ifadesi,  $\theta$ ,  $\alpha$ ,  $\eta_t$  ve  $\eta_c$  parametrelerine bağlıdır.

Şimdi maksimum net güç için optimum basınç oranı parametresi, maksimum güç yoğunluğundaki optimum basınç oranı parametresi ve maksimum verimdeki optimum basınç oranı parametresi hesaplanabilir. (3.0.3.2), (3.0.3.8) ve (3.0.3.3) denklemleri sırasıyla  $\theta'$  a göre optimize edilirse, aşağıdaki sonuçlar elde edilmektedir;

$$\theta_{mp} = \sqrt{\eta_t \eta_c \alpha} \quad (3.0.3.9)$$

$$(\theta^*)^2 (1 - \eta_t) + \theta^* (2\eta_t) - \alpha \eta_t \eta_c \left( 1 + \frac{1}{\alpha \eta_c} \right) = 0 \quad (3.0.3.10)$$

(3.0.3.11)

$$\theta_{me}^2 \left[ (1 - \eta_t) \left( \eta_t + \frac{1}{\alpha} - 1 \right) - \eta_t \eta_R \right] \frac{1}{\alpha \eta_c} + \theta_{me} \left[ (-1 + 2\eta_R) \frac{2\eta_t}{\alpha \eta_c} \right] + \eta_t \left[ 1 - \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha \eta_c} + \eta_R \left( \frac{1}{\alpha} - 1 - \frac{2}{\alpha \eta_c} \right) \right] = 0$$

Performans analizinde son iki ifade nümerik olarak çözümlere kullanılmıştır.

İlk önce güç ve güç yoğunluğunun termal verim ile ilişkisini iki limit için düşünelim. Tersinir haller;  $\eta_t = \eta_c = 1.00$ ,  $\eta_R = 0$  ve  $\eta_t = \eta_c = 1.00$ ,  $\eta_R = 1.00$ . (3.0.3.2) ve (3.0.3.3) denklemlerindeki  $\theta$  değerini elimine ederek güç ile termal verim ilişkisi;

$$\dot{W} = \dot{m} c_p T_{\min} \alpha \left( \frac{\eta_c - \eta}{1 - \eta} \right) \eta \quad (\eta_t = \eta_c = 1.00, \eta_R = 0 \text{ ve } 1) \quad (3.0.3.12)$$

olmaktadır.

$\eta_c = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} = 1 - \frac{1}{\alpha}$ , Şekil 3.0.3.1' deki  $T_{\min}$  ve  $T_{\max}$  sıcaklıkları arasında çalışan bir

Carnot makinasının verimidir. Denklem (3.0.3.12)  $\eta = 0$  ve  $\eta = \eta_c$  noktalarında değerleri olmayan konveks bir fonksiyondur ve maksimum güçte termal verim limiti Curzon - Ahlborn verimine eşittir. Yani  $\eta_{\text{mp}} = 1 - \sqrt{1 - \eta_c} = \eta_{\text{CA}}$  (Curzon et.al. , 1975). (3.0.3.3) ve (3.0.3.8) denklemleri arasındaki  $\theta$  değerini elimine ederek güç yoğunluğu ile termal verimin ilişkisi;

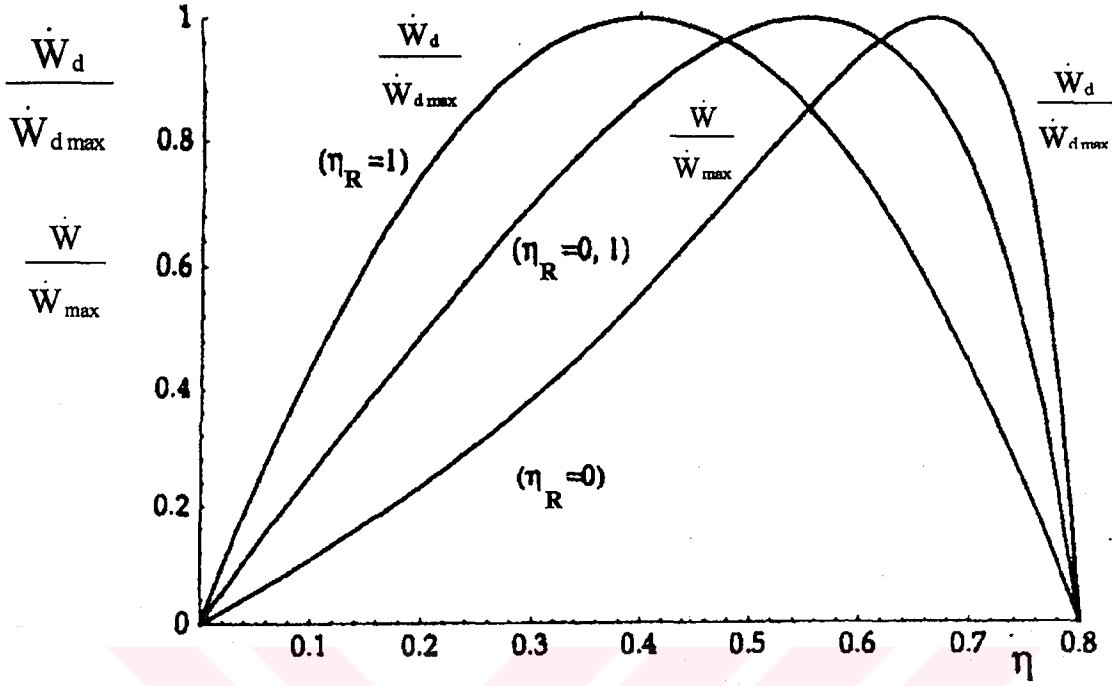
$$\dot{W}_d = \frac{m c_p T_{\min} \alpha}{v_1} \left( \frac{(\eta_c - \eta)(1 - \eta_c)}{1 - \eta} \right) \eta \quad (\eta_t = \eta_c = 1.00, \eta_R = 0) \quad (3.0.3.13)$$

ve

$$\dot{W}_d = \frac{m c_p T_{\min} \alpha}{v_1} (\eta_c - \eta) \eta \quad (\eta_t = \eta_c = 1.00, \eta_R = 1) \quad (3.0.3.14)$$

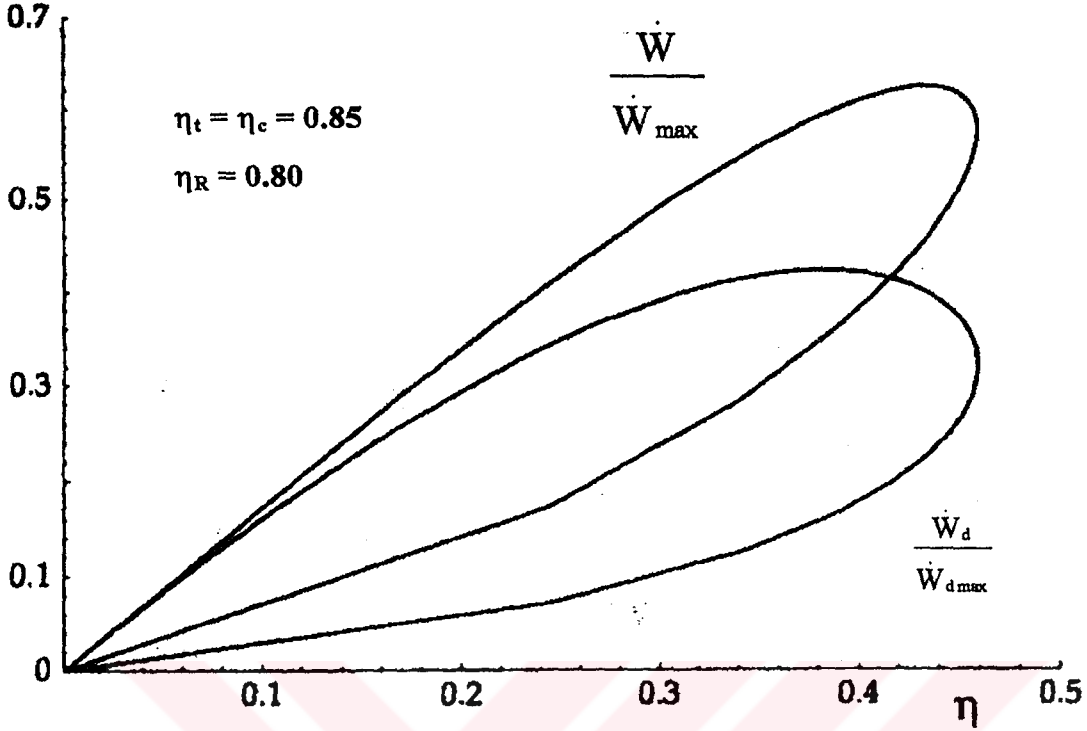
olmaktadır. Bu ifadeler  $\eta = 0$  ve  $\eta = \eta_c$  noktalarında değerleri olmayan konveks fonksiyonlardır. Maksimum güç yoğunluğundaki termal verim  $\eta_R = 0$  için ,  $\eta^* = \frac{\eta_c}{(2 - \eta_c)}$  olur ve  $\eta_R = 1$  için  $\eta^* = \frac{\eta_c}{2}$  olur.  $1 < \alpha < \infty$  için

$1 > \eta_c > \eta_c / (2 - \eta_c) > \eta_{\text{CA}} > \eta_c / 2 > 0$  yazılabilir.



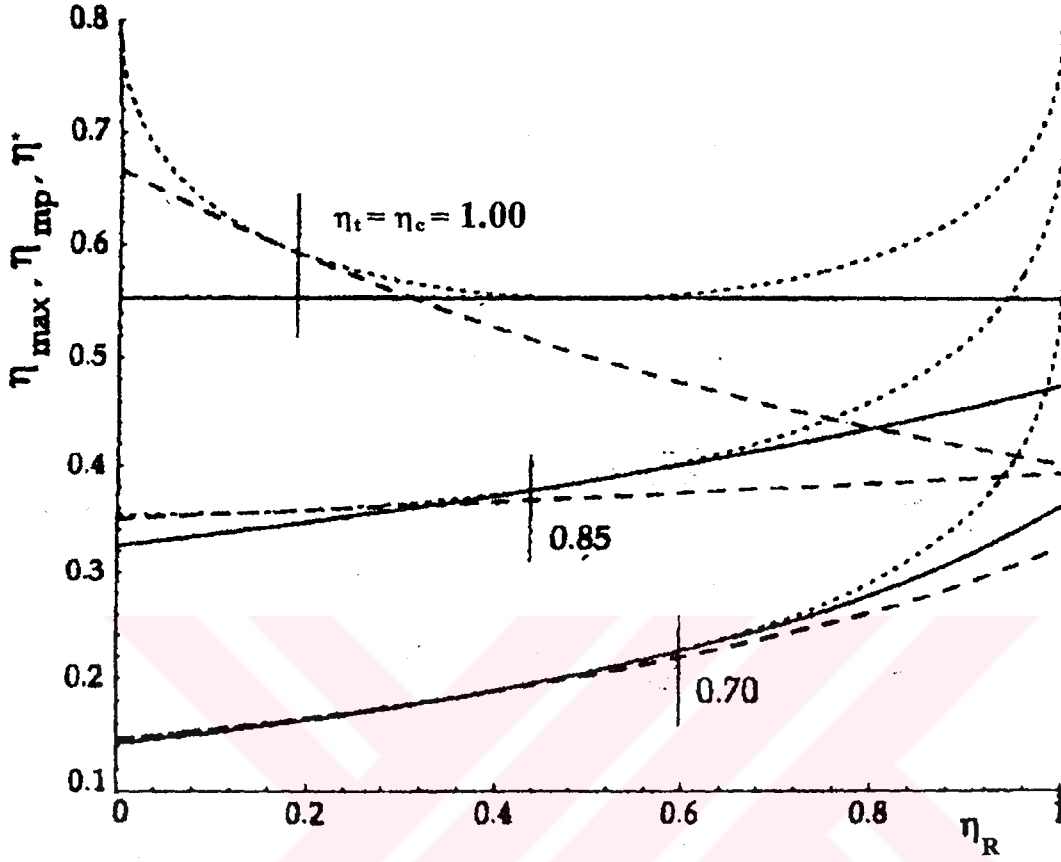
Şekil 3.0.3.2 Normalize Edilmiş Güç ve Güç Yoğunluğunun Termal Verim ile Değişimi (  $\alpha = 5$ ,  $\eta_t = \eta_c = 1.00$  )

(3.0.3.12) - (3.0.3.14) denklemlerinin genel davranışı Şekil 3.0.3.2 de çizilmiştir. Şekilden görüleceği üzere tersinir Joule-Brayton çevrimi (  $\eta_t = \eta_c = 1.0$  ) için  $\eta_R$ , güç yoğunluğu performansını önemli ölçüde etkilemektedir.  $\eta_R$  arttıkça maksimum güç yoğunluğundaki termal verim azalmaktadır. Aynı şartlarda  $\eta_R$ ' nin maksimum güçteki termal verim üzerinde bir etkisi görülmemektedir. Tersinmez Joule-Brayton çevriminde güç ve güç yoğunluğunun termal verim ile ilişkisi ise Şekil 3.0.3.3 de görülmektedir.



Şekil 3.0.3.3 Tersinmez Joule-Brayton Çevrimi İçin Normalize Edilmiş Güç ve Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğu ile Termal Verimin Değişimi (  $\alpha = 5$  ).

Verimin önemli değerleri maksimum termal verim  $\eta_{max}$ , maksimum güçteki termal verim  $\eta_{mp}$  ve maksimum güç yoğunluğunda termal verim  $\eta^*$  değerleridir. Bu termal verimlerin rejeneratör verimi  $\eta_R$  ile değişimleri Şekil 3.0.3.4' te gösterilmiştir (  $\eta_t = \eta_c = 1.00, 0.85$  ve  $0.70$  için ). Şekilden görüleceği üzere küçük  $\eta_R$  değerlerinden maksimum güç yoğunluğundaki termal verim maksimum güçtekenden daha yüksektir. Ancak belirli bir  $\eta_R$  değerinden sonra maksimum güçteki termal verim daha yüksek olmaktadır.  $\eta_R$ ' nin güç yoğunluğu bakımından avantaj sınır değeri türbin ve kompresör izantropik verimleri düştükçe artmaktadır.



Şekil 3.0.3.4 Maksimum Termal Verim  $\eta_{\max}$  ( Noktalı Çizgiler ), Maksimum Güçte Termal Verim  $\eta_{\text{mp}}$  ( Sürekli Çizgiler ) ve Maksimum Güç Yoğunluğunda Termal Verimin  $\eta^*$  ( Kesikli Çizgiler ), Rejeneratör Verimi ile Değişimi (  $\alpha = 5$  ).

Sonuç olarak Joule-Brayton ısı makinasına rejeneratör ilave edilmesi durumunda, güç yoğunluğu kriterine göre yapılacak makina dizaynının avantajlı olduğu şartlar kısıtlı kalmaktadır. Ancak bu avantaj kısıtlarının ara ısıtma ile genişletilebilmesi mümkündür. Bu husus tez konusu çerçevesinde daha sonraki bölümlerde incelenmektedir.

#### 4.0. İÇ TERSİNİR ARA ISITMALI JOULE-BRAYTON ISI MAKİNASININ GÜÇ YOĞUNLUĞU KRİTERİNE GÖRE PERFORMANS ANALİZİ

Şekil 4.0.1, Şekil 4.0.2 ve Şekil 4.0.3 de genel şeması, T - S diyagramı, P - v diyagramı görülen ara ısıtmalı Joule-Brayton ısı makinasında iç tersinir, ideal gaz ile çalışan ve türbin giriş sıcaklıklarının eşit olduğu bir model temel alınmıştır. Bu çevrimdeki prosesler şu şekilde gösterilmektedir ;

- 1 —————> 2    Kompresörde izantropik sıkıştırma,
- 2 —————> 3    Yanma odasında sabit basınçta ısı verme,
- 3 —————> 4    Gaz türbininde izantropik genişleme,
- 4 —————> 5    Ara ısıtma ile sabit basınçta ısı verme,
- 5 —————> 6    Gaz türbininde izantropik genişleme,

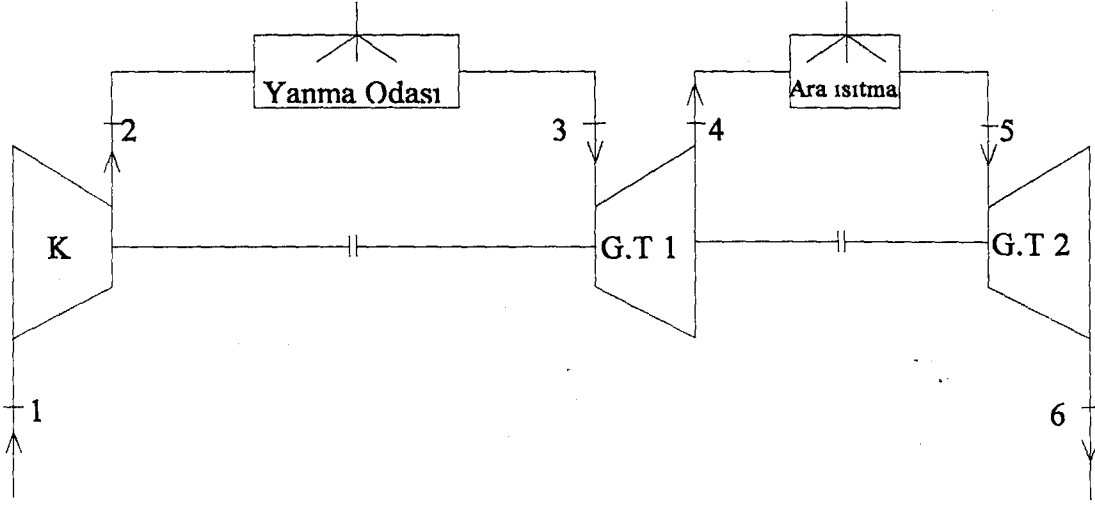
İdeal gaz eşitliği 1 —————> 2 prosesine uygulanır ve kompresör basınç oranı parametresi;

$$\theta = \left( \frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_2}{T_1} \quad (4.0.1)$$

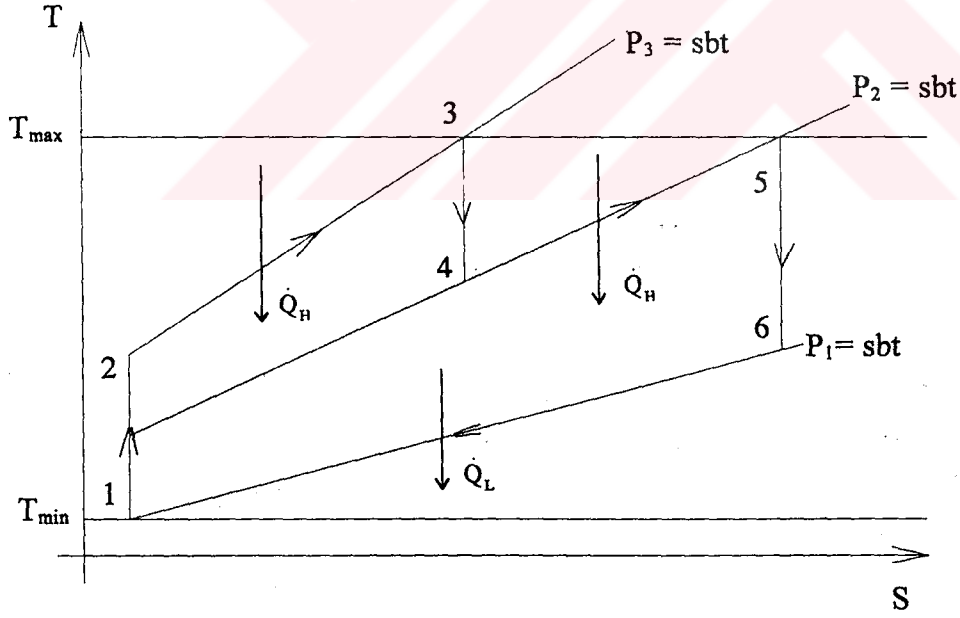
olarak tanımlanabilir. İdeal gaz eşitliği 3 —————> 4 ve 5 —————> 6 prosesine uygulanarak birinci ve ikinci türbinin basınç oranı parametreleri;

$$\theta_2 = \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (4.0.2)$$

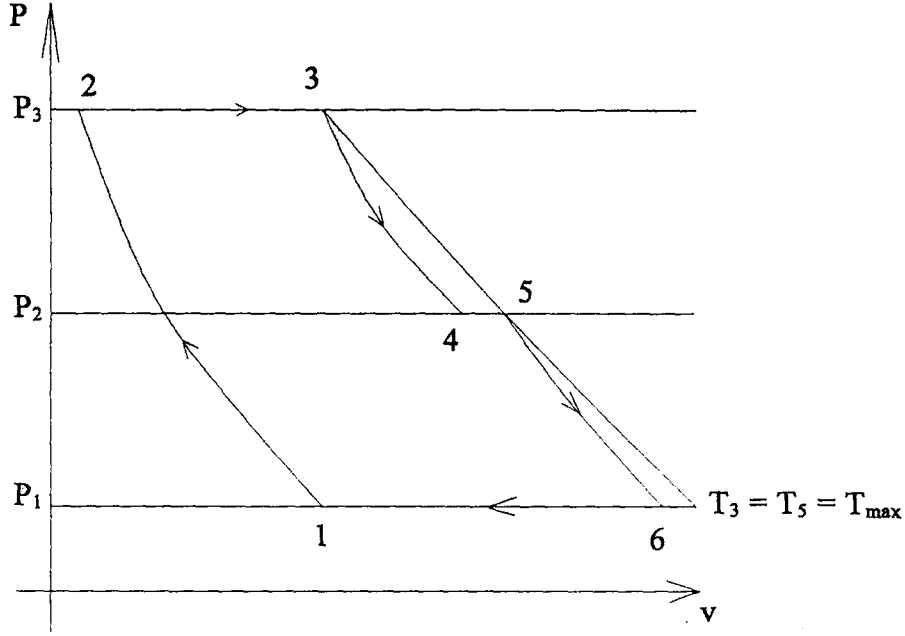
$$\theta_1 = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_5}{T_6} \quad (4.0.3)$$



Şekil 4.0.1 Ara Isıtmalı Joule-Brayton Çevriminin Genel Şeması.



Şekil 4.0.2 İç Tersinir Ara Isıtmalı Bir Joule-Brayton Çevrimine Ait T - S Diyagramı.



Şekil 4.0.3 İç Tersinir Ara Isıtmalı Bir Joule-Brayton Çevrimine Ait P-v Diyagramı.

olarak elde edilir. Bu basınç parametreleri arasındaki ilişki;

$$\theta = \theta_1 \cdot \theta_2 \quad (4.0.4)$$

olmaktadır. Çevrimin maksimum sıcaklığının, minimum sıcaklığına oranı  $\alpha$  ile gösterilirse çevrimin sıcaklık oranı parametresi;

$$\alpha = \frac{T_{\max}}{T_{\min}} \quad (4.0.5)$$

olarak tanımlanır ve Şekil 4.0.2 de görüldüğü gibi türbinlerin giriş sıcaklıklarının;

$$T_3 = T_5 = T_{\max} \quad (4.0.6)$$

olduğu kabul edilirse, çevrimin maksimum özgül hacmi, kompresör girişindeki özgül hacime bağlı olarak;

$$v_6 = \frac{v_1 \cdot \alpha}{\theta_1} \quad (4.0.7)$$

şeklinde ifade edilebilir. Birinci ve ikinci gaz türbininden elde edilecek güç sırasıyla;

$$\dot{W}_{t_1} = \dot{m}(h_3 - h_4) = \dot{m}c_p(T_3 - T_4) \quad (4.0.8)$$

$$\dot{W}_{t_2} = \dot{m}(h_5 - h_6) = \dot{m}c_p(T_5 - T_6) \quad (4.0.9)$$

şeklinde yazılabilir. Buradan toplam türbin gücü;

$$\dot{W}_T = \dot{W}_{t_1} + \dot{W}_{t_2} \quad (4.0.10)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}c_p[(T_3 - T_4) + (T_5 - T_6)] \quad (4.0.11)$$

olmaktadır. Kompresör gücü ise;

$$\dot{W}_K = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}c_p(T_2 - T_1) \quad (4.0.12)$$

şeklinde ifade edilebilir. Çevrimden elde edilebilecek net güç;

$$\dot{W} = \dot{W}_T - \dot{W}_K \quad (4.0.13)$$

ve

$$\dot{W} = \dot{m} c_p [(T_3 - T_4) + (T_5 - T_6)] - \dot{m} c_p (T_2 - T_1) \quad (4.0.14)$$

olarak elde edilir. (4.0.1), (4.0.2), (4.0.3), (4.0.4) ve (4.0.5) denklemleri (4.0.14) denkleminde yerine konularak, çevrimden elde edilebilecek net güç;

$$\dot{W} = \dot{m} c_p T_{\min} \left[ \alpha \left( 2 - \frac{\theta_1}{\theta} - \frac{1}{\theta_1} \right) - (\theta - 1) \right] \quad (4.0.15)$$

şeklinde parametrik olarak ifade edilebilir. Çevrimde verilen ısı ise;

$$\dot{Q}_H = \dot{m} c_p (T_3 - T_2) + \dot{m} c_p (T_5 - T_4) \quad (4.0.16)$$

şeklinde yazılabilir. Aynı şekilde (4.0.1), (4.0.2), (4.0.3), (4.0.4) ve (4.0.5) denklemleri (4.0.16) denkleminde yerine konularak çevrimde verilen ısı;

$$\dot{Q}_H = \dot{m} c_p T_{\max} \left[ 2 - \frac{\theta}{\alpha} - \frac{\theta_1}{\theta} \right] \quad (4.0.17)$$

olarak elde edilebilir. (4.0.15) ve (4.0.7) denklemleri kullanılarak güç yoğunluğu;

$$\dot{W}_d = \frac{\dot{W}}{v_6} = \frac{\dot{m} c_p T_{\min} \theta_1}{v_1 \cdot \alpha} \left[ \alpha \left( 2 - \frac{\theta_1}{\theta} - \frac{1}{\theta_1} \right) - (\theta - 1) \right] \quad (4.0.18)$$

olarak elde edilir. Güç yoğunluğu,  $\theta_1$ ' e göre optimize edilmek istenirse;

$$\frac{\partial \dot{W}_d}{\partial \theta_1} = 0 \quad (4.0.19)$$

yazılabilir ve buradan;

$$\theta_1^* = \frac{\theta(2\alpha - \theta + 1)}{2\alpha} \quad (4.0.20)$$

şeklinde güç yoğunluğu kriterine göre ikinci türbine ait basınç oranı parametresinin optimum değeri bulunur. (4.0.20) denklemi ile ifade edilen optimum değer (4.0.18) denkleminde yerine konulursa;

$$W_d^* = \frac{m c_p T_{\min}}{v_1} \left[ \frac{\theta(2\alpha - \theta + 1)^2}{4\alpha^2} - 1 \right] \quad (4.0.21)$$

olarak optimum  $\theta_1^*$  e karşılık gelen güç yoğunluğu değeri elde edilir. (4.0.21) denklemi, görüldüğü gibi  $\theta$  ve  $\alpha$ 'nın fonksiyonudur. (4.0.21) denklemi  $\theta$ 'a göre tekrar optimize edilirse güç yoğunluğunu maksimum yapacak optimum  $\theta$  elde edilir. Bu amaçla;

$$\frac{\partial W_d^*}{\partial \theta} = 0 \quad (4.0.22)$$

yazılabilir ve buradan;

$$\theta^* = \frac{2\alpha + 1}{3} \quad (4.0.23)$$

olarak elde edilir. (4.0.23) denklemi, (4.0.21) denkleminde yerine konursa maksimum güç yoğunluğu, çevrimin maksimum ve minimum sıcaklıklarına bağlı olarak şu şekilde elde edilmektedir;

$$\dot{W}_{d\max} = \frac{\dot{m} c_p T_{\min}}{v_1} \left[ \frac{1}{\alpha^2} \left( \frac{2\alpha+1}{3} \right)^3 - 1 \right] \quad (4.0.24)$$

(4.0.18) denklemi ile verilen güç yoğunluğu maksimum güç yoğunluğu ile normalize edilirse;

$$\frac{\dot{W}_d}{\dot{W}_{d\max}} = \frac{\theta_1}{\alpha} \frac{\left[ \alpha \left( 2 - \frac{1}{\theta_1} - \frac{\theta_1}{\theta} \right) - (\theta - 1) \right]}{\left[ \frac{1}{\alpha^2} \left( \frac{2\alpha+1}{3} \right)^3 - 1 \right]} \quad (4.0.25)$$

ifadesi elde edilir. Termodinamikte bir çevrimin termal verimi;

$$\eta = \frac{W}{Q_H} \quad (4.0.26)$$

olarak tanımlanır ve gerekli değerler yerine yazılırsa;

$$\eta = \frac{W}{Q_H} = \frac{\left[ \alpha \left( 2 - \frac{1}{\theta_1} - \frac{\theta_1}{\theta} \right) - (\theta - 1) \right]}{\alpha \left[ 2 - \frac{\theta}{\alpha} - \frac{\theta_1}{\theta} \right]} \quad (4.0.27)$$

şeklinde elde edilir. (4.0.20) ve (4.0.23) denklemleri, (4.0.27) denkleminde yerine konularak, maksimum güç yoğunluğundaki termal verim ifadesi  $\alpha$ ' ya bağlı olarak;

$$\eta^* = 1 - \frac{3(5\alpha+1)}{2(2\alpha+1)^2} \quad (4.0.28)$$

şeklinde elde edilmektedir. Karşılaştırma yapmak amacıyla aynı ısı makinası modelinde güç kriterine göre bir optimizasyon için (4.0.15) denklemi  $\theta_1$ 'e göre maksimize edilirse;

$$\frac{\partial \dot{W}}{\partial \theta_1} = 0 \quad (4.0.29)$$

yazılabilir ve buradan;

$$(\theta_1)_{mp} = \sqrt{\theta} \quad (4.0.30)$$

olarak güç kriterine göre ikinci türbinin optimum basınç oranı parametresi elde edilir. (4.0.30) denklemi, (4.0.15) denkleminde yerine konulursa optimum  $\theta_1$ ' değerindeki güç;

$$\dot{W}^* = \dot{m} c_p T_{min} \left[ \alpha \left( 2 - \frac{2}{\sqrt{\theta}} \right) - (\theta - 1) \right] \quad (4.0.31)$$

şeklinde elde edilir. (4.0.30) denklemi  $\theta$ ' a göre optimize edilirse;

$$\frac{\partial \dot{W}^*}{\partial \theta} = 0 \quad (4.0.32)$$

yazılabilir ve buradan;

$$\theta_{mp} = \sqrt[3]{\alpha^2} \quad (4.0.33)$$

şeklinde gücü maksimum yapan kompresör basınç oranı parametresi bulunur. (4.0.33) denklemi yalnızca maksimum ve minimum sıcaklıkların fonksiyonudur. (4.0.30) ve (4.0.33) denklemleri, (4.0.15) denkleminde yerine konulursa, çevrimden elde edilebilecek maksimum güç;

$$\dot{W}_{\max} = m c_p T_{\min} \left[ 2\alpha - 3\alpha^{\frac{2}{3}} + 1 \right] \quad (4.0.34)$$

şeklinde elde edilmektedir. (4.0.15) denklemi, (4.0.34) denkleminde oranlanarak normalize edilirse;

$$\frac{\dot{W}}{\dot{W}_{\max}} = \frac{\left[ \alpha \left( 2 - \frac{\theta_1}{\theta} - \frac{1}{\theta_1} \right) - (\theta - 1) \right]}{\left[ 2\alpha - 3\alpha^{\frac{2}{3}} + 1 \right]} \quad (4.0.35)$$

ifadesi bulunur. (4.0.30) ve (4.0.33) denklemleri (4.0.27) denkleminde yerine konularak maksimum güçteki termal verim;

$$\eta_{mp} = 1 - \frac{1}{2} \frac{\left( \alpha^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}{\left( \alpha - \alpha^{\frac{2}{3}} \right)} \quad (4.0.36)$$

şeklinde elde edilmektedir.

## 5.0. İÇ TERSİNİR ARA SOĞUTMALI JOULE-BRAYTON ISI MAKİNASININ GÜÇ YOĞUNLUĞU KRİTERİNE GÖRE PERFORMANS ANALİZİ

Şekil 5.0.1, Şekil 5.0.2 ve Şekil 5.0.3 de genel şeması, T - S diyagramı ve P - v diyagramı görülen ara soğutmalı Joule-Brayton ısı makinasında, iç tersinir, ideal gaz ile çalışan ve kompresör giriş sıcaklıklarının eşit olduğu bir model temel alınmıştır. Bu çevrimindeki prosesler şu şekilde verilmektedir;

- 1 —————> 2 Kompresörde izantropik sıkıştırma,
- 2 —————> 3 Ara soğutma ile sabit basınçta ısı çekme,
- 3 —————> 4 Kompresörde izantropik sıkıştırma,
- 4 —————> 5 Sabit basınçta ısı verme,
- 5 —————> 6 Gaz türbininde izantropik genişleme,

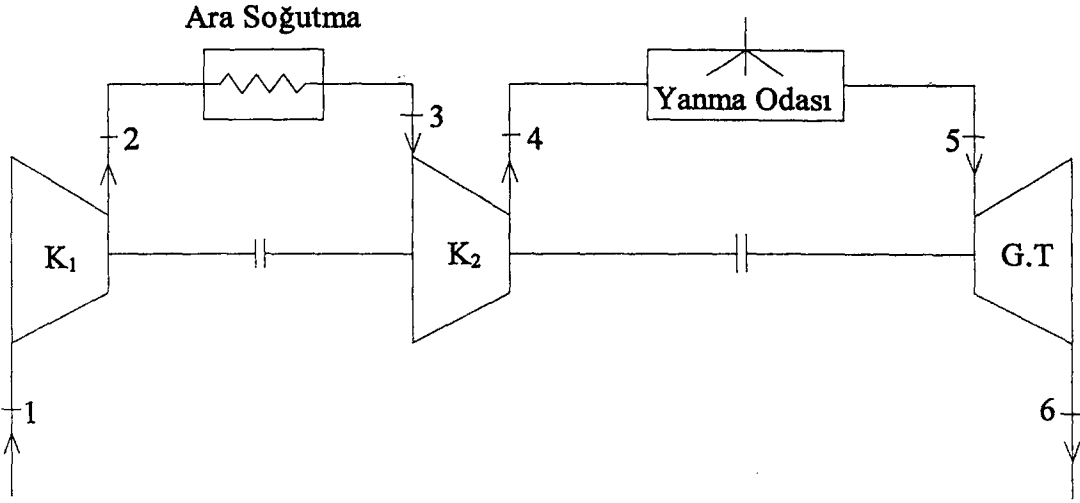
İdeal gaz eşitliği 5 —————> 6 prosesine uygulanarak türbin basınç oranı parametresi;

$$\phi = \left( \frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_5}{T_6} \quad (5.0.1)$$

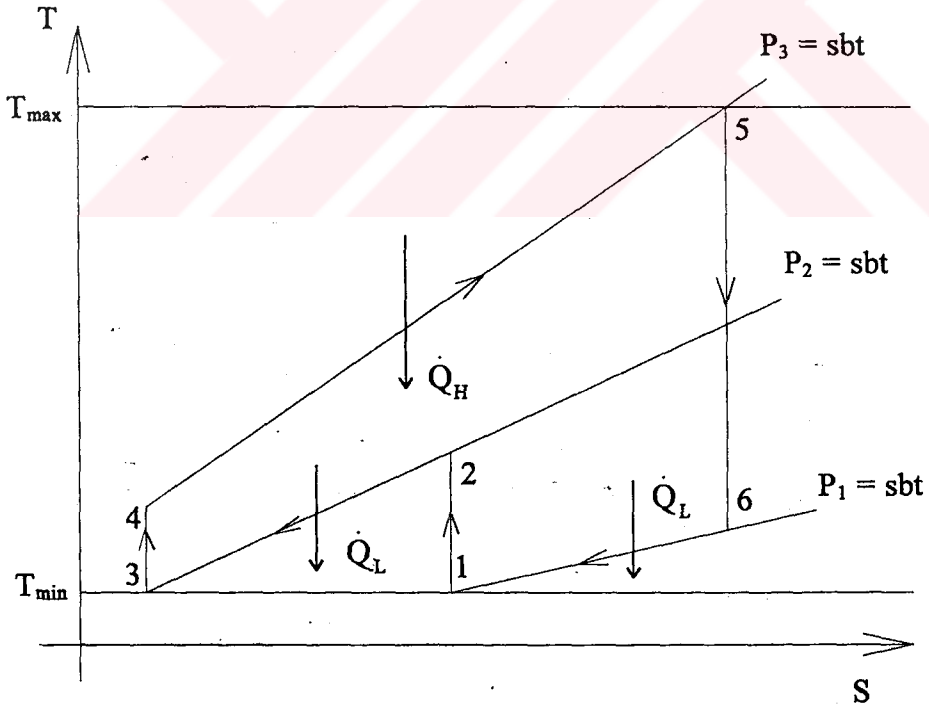
şeklinde tanımlanabilir. İdeal gaz eşitliği 1 —————> 2 ve 3 —————> 4 prosesine uygulanarak birinci ve ikinci kompresörün basınç oranı parametreleri;

$$\phi_1 = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_2}{T_1} \quad (5.0.2)$$

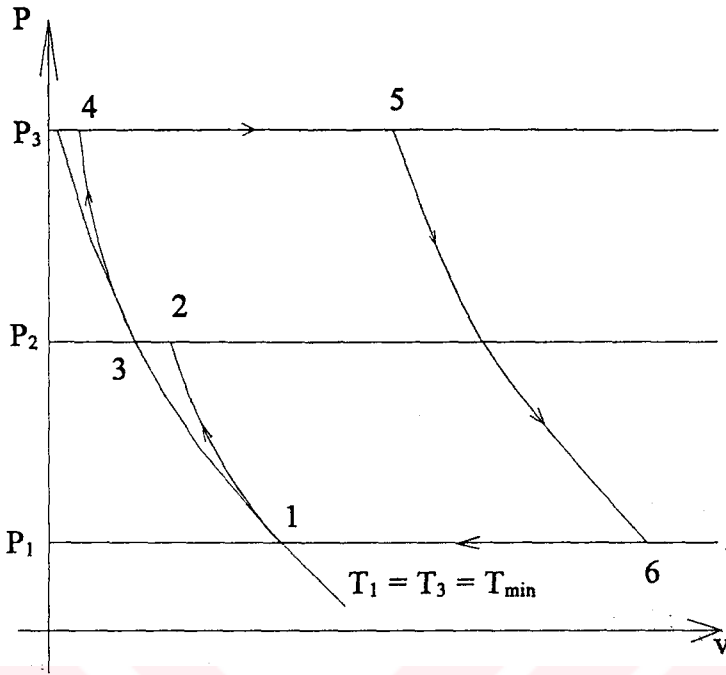
$$\phi_2 = \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_4}{T_3} \quad (5.0.3)$$



Şekil 5.0.1 Ara Soğutmalı Joule-Brayton Çevriminin Genel Şeması.



Şekil 5.0.2 İç Tersinir Ara Soğutmalı Bir Joule-Brayton Çevrimine Ait T - S Diyagramı



Şekil 5.0.3 İç Tersinir Ara Soğutmalı Bir Joule-Brayton Çevrimine Ait P - v Diyagramı

olarak elde edilmektedir. Bu basınç parametreleri arasındaki ilişki;

$$\phi = \phi_1 \cdot \phi_2 \quad (5.0.4)$$

olmaktadır. Çevrimde türbin giriş sıcaklığı, ilk kompresörün giriş sıcaklığına oranlanırsa, çevrimin sıcaklık oranı parametresi ;

$$\alpha = \frac{T_{\max}}{T_{\min}} \quad (5.0.5)$$

olarak tanımlanır ve Şekil 5.0.2' de görüldüğü gibi kompresörlerin giriş sıcaklıklarının;

$$T_3 = T_1 = T_{\min} \quad (5.0.6)$$

olduğu varsayılmıştır. Çevrimde türbin çıkışındaki maksimum özgül hacim ise;

$$v_6 = \frac{v_1 \cdot \alpha}{\phi} \quad (5.0.7)$$

şeklinde ifade edilebilir. Birinci ve ikinci kompresör güçleri sırasıyla;

$$\dot{W}_{K_1} = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}c_p(T_2 - T_1) \quad (5.0.8)$$

$$\dot{W}_{K_2} = \dot{m}(h_4 - h_3) = \dot{m}c_p(T_4 - T_3) \quad (5.0.9)$$

ve toplam kompresör gücü;

$$\dot{W}_K = \dot{W}_{K_1} + \dot{W}_{K_2} \quad (5.0.10)$$

$$\dot{W}_K = \dot{m}c_p T_{\min} \left[ \frac{T_2}{T_1} + \frac{T_4}{T_3} - 2 \right] \quad (5.0.11)$$

olmaktadır. (5.0.1), (5.0.2), (5.0.3), (5.0.4) denklemleri ile ifade edilen parametrelere bağlı olarak kompresör gücü;

$$\dot{W}_K = \dot{m}c_p T_{\min} \left[ \phi_1 + \frac{\phi}{\phi_1} - 2 \right] \quad (5.0.12)$$

olarak bulunur. Türbin gücü;

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_5 - h_6) = \dot{m}c_p(T_5 - T_6) \quad (5.0.13)$$

ve (5.0.1) denkleminde;

$$\dot{W}_T = \dot{m}c_p T_{\max} \left(1 - \frac{1}{\phi}\right) \quad (5.0.14)$$

olarak yazılabilir. Çevrimden elde edilebilecek net güç;

$$\dot{W} = \dot{W}_T - \dot{W}_K \quad (5.0.15)$$

$$\dot{W} = \dot{m}c_p T_{\min} \left[ \alpha \left(1 - \frac{1}{\phi}\right) - \left(\phi_1 + \frac{\phi}{\phi_1} - 2\right) \right] \quad (5.0.16)$$

olarak elde edilir. Çevrimde verilen ısı;

$$\dot{Q}_H = \dot{m}c_p(T_5 - T_4) \quad (5.0.17)$$

ve (5.0.1), (5.0.2), (5.0.3), (5.0.4), (5.0.5) denklemleri kullanılarak;

$$\dot{Q}_H = \dot{m}c_p T_{\max} \left(1 - \frac{\phi}{\phi_1 \cdot \alpha}\right) \quad (5.0.18)$$

olarak ifade edilebilir. Çevrimden elde edilecek termal verim;

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H} = \frac{\left[ \alpha \left( 1 - \frac{1}{\phi} \right) - \left( \phi_1 + \frac{\phi}{\phi_1} - 2 \right) \right]}{\alpha \left( 1 - \frac{\phi}{\phi_1 \alpha} \right)} \quad (5.0.19)$$

olarak bulunur. (5.0.16) ve (5.0.7) denklemleri kullanılarak güç yoğunluğu;

$$\dot{W}_d = \frac{\dot{W}}{v_6} = \frac{m c_p T_{\min}}{v_1 \alpha} \left[ \alpha (\phi - 1) - \left( \phi \cdot \phi_1 + \frac{\phi^2}{\phi_1} - 2\phi \right) \right] \quad (5.0.20)$$

şeklinde elde edilir. (5.0.20) denklemi,  $\phi_1$ ' e göre optimize edilirse;

$$\frac{\partial \dot{W}_d}{\partial \phi_1} = 0 \quad (5.0.21)$$

yazılabilir ve buradan;

$$\phi_1^* = \sqrt{\phi} \quad (5.0.22)$$

olarak elde edilir. Optimum  $\phi_1$ ' e karşılık gelen güç yoğunluğu, (5.0.20) denkleminde (5.0.22) denkleminin yerine konulması ile türbin basınç oranı parametresine bağlı olarak;

$$\dot{W}_d^* = \frac{m c_p T_{\min}}{v_1 \alpha} \left[ \left( \sqrt{\phi} - 1 \right) \left( \alpha \left( \sqrt{\phi} + 1 \right) - 2\phi \right) \right] \quad (5.0.23)$$

şeklinde elde edilmektedir. (5.0.23) denklemi,  $\phi$ ' e göre optimize edilirse;

$$\frac{\partial \dot{W}_d^*}{\partial \phi} = 0 \quad (5.0.24)$$

yazılabilir ve buradan;

$$\phi^* = \left( \frac{\alpha + 2}{3} \right)^2 \quad (5.0.25)$$

olarak bulunur. (5.0.25) denklemi, (5.0.23) denkleminde yerine konularak çevrimden elde edilecek maksimum güç yoğunluğu aşağıdaki gibi elde edilir;

$$\dot{W}_{d\max} = \frac{m c_p T_{\min}}{v_1 \alpha} \left[ \left( \frac{\alpha + 2}{3} \right)^3 - \alpha \right] \quad (5.0.26)$$

(5.0.20) denklemi, (5.0.26) denkleminde oranlanarak normalize edilirse;

$$\frac{\dot{W}_d}{\dot{W}_{d\max}} = \frac{\phi \left[ \alpha \left( 1 - \frac{1}{\phi} \right) - \left( \phi_1 + \frac{\phi}{\phi_1} - 2 \right) \right]}{\left[ \left( \frac{\alpha + 2}{3} \right)^3 - \alpha \right]} \quad (5.0.27)$$

ifadesi elde edilir. Maksimum güç yoğunluğundaki termal verim ise, (5.0.19) denkleminde, (5.0.22) ve (5.0.25) denklemlerinin yerine konulmasıyla aşağıdaki gibi elde edilir;

$$\eta^* = \frac{3}{2} \frac{\alpha \left[ 1 - \left( \frac{3}{\alpha + 2} \right)^2 \right]}{\alpha - 1} - 1 \quad (5.0.28)$$

Bir karşılaştırma yapmak amacıyla Şekil 5.0.1 deki ısı makinası modelinin güç kriterine göre optimizasyonu için (5.0.16) denklemi  $\phi_1$ ' e göre maksimize edilirse;

$$\frac{\partial \dot{W}}{\partial \phi_1} = 0 \quad (5.0.29)$$

yazılabilir ve buradan;

$$(\phi_1)_{mp} = \sqrt{\phi} \quad (5.0.30)$$

ifadesi bulunur. Güç kriterine göre (5.0.30) denkleminde elde edilen optimum  $\phi_1$ , (5.0.16) denkleminde yerine konulursa, optimum  $\phi_1$  deki güç;

$$\dot{W}^* = m c_p T_{min} \left[ \alpha \left( 1 - \frac{1}{\phi} \right) - (2\sqrt{\phi} - 2) \right] \quad (5.0.31)$$

şeklinde elde edilir. (5.0.31) denklemi,  $\phi$ 'e göre optimize edilerek;

$$\frac{\partial \dot{W}}{\partial \phi} = 0 \quad (5.0.32)$$

ve

$$\phi_{mp} = \sqrt[3]{\alpha^2} \quad (5.0.33)$$

olarak gücü maksimum yapan optimum türbin basınç oranı parametresi bulunur. (5.0.33) denklemi, (5.0.31) denkleminde yerine konulursa , maksimum güç;

$$\dot{W}_{\max} = \dot{m} c_p T_{\min} \left[ \alpha - 3\alpha^{1/3} + 2 \right] \quad (5.0.34)$$

şeklinde elde edilir. Görüldüğü gibi maksimum güç, maksimum sıcaklığın minimum sıcaklığa oranına (  $\alpha$  ) bağlıdır ve  $\alpha$  arttıkça, maksimum güçte artmaktadır. (5.0.16) denklemini ile ifade edilen güç yoğunluğu maksimum güce oranlanarak normalize edilirse;

$$\frac{\dot{W}}{\dot{W}_{\max}} = \frac{\left[ \alpha \left( 1 - \frac{1}{\phi} \right) - \left( \phi_1 + \frac{\phi}{\phi_1} - 2 \right) \right]}{\left[ \alpha - 3\alpha^{1/3} + 2 \right]} \quad (5.0.35)$$

ifadesi elde edilir.

(5.0.30) ve (5.0.33) denklemleri, (5.0.19) denkleminde yerine konularak maksimum güçteki termal verim;

$$\eta_{\text{mp}} = 1 - 2 \frac{\left( \alpha^{1/3} - 1 \right)}{\left( \alpha - \alpha^{1/3} \right)} \quad (5.0.36)$$

olarak elde edilmektedir.

## 6.0. TERSİNMEZ ARA ISITMALI JOULE-BRAYTON ISI MAKİNASININ GÜÇ YOĞUNLUĞU KRİTERİNE GÖRE PERFORMANS ANALİZİ

Şekil 6.0.1, Şekil 6.0.2 ve Şekil 6.0.3 de genel şeması, T - S diyagramı ve P - v diyagramı görülen ara ısıtmalı Joule-Brayton ısı makinasında türbin ve kompresördeki kayıpların dikkate alındığı, ideal gaz ile çalışan ve türbin giriş sıcaklıklarının eşit olduğu bir model temel alınmıştır. Bu modelde kompresör, birinci türbin ve ikinci türbin izantropik verimleri eşit kabul edilmiştir. Bu çevrimdeki prosesler şu şekilde gösterilmektedir ;

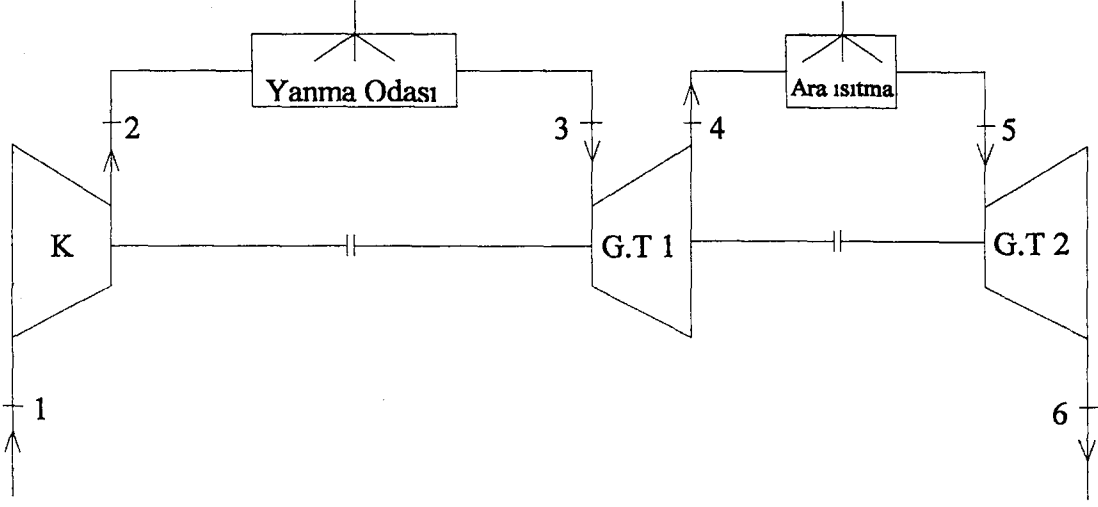
- 1 —————> 2 Kompresörde adyabatik sıkıştırma,
- 2 —————> 3 Yanma odasında sabit basınçta ısı verme,
- 3 —————> 4 Gaz türbininde adyabatik genişleme,
- 4 —————> 5 Ara ısıtma ile sabit basınçta ısı verme,
- 5 —————> 6 Gaz türbininde adyabatik genişleme,

Kompresör birinci ve ikinci türbin parametreleri sırasıyla;

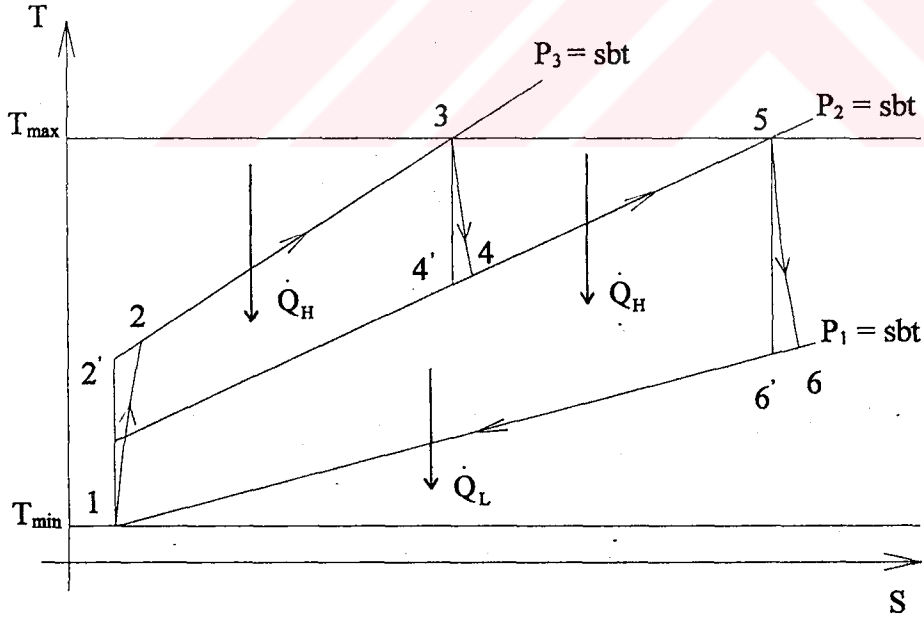
$$\theta = \left( \frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_2'}{T_1} \quad (6.0.1)$$

$$\theta_2 = \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4'} \quad (6.0.2)$$

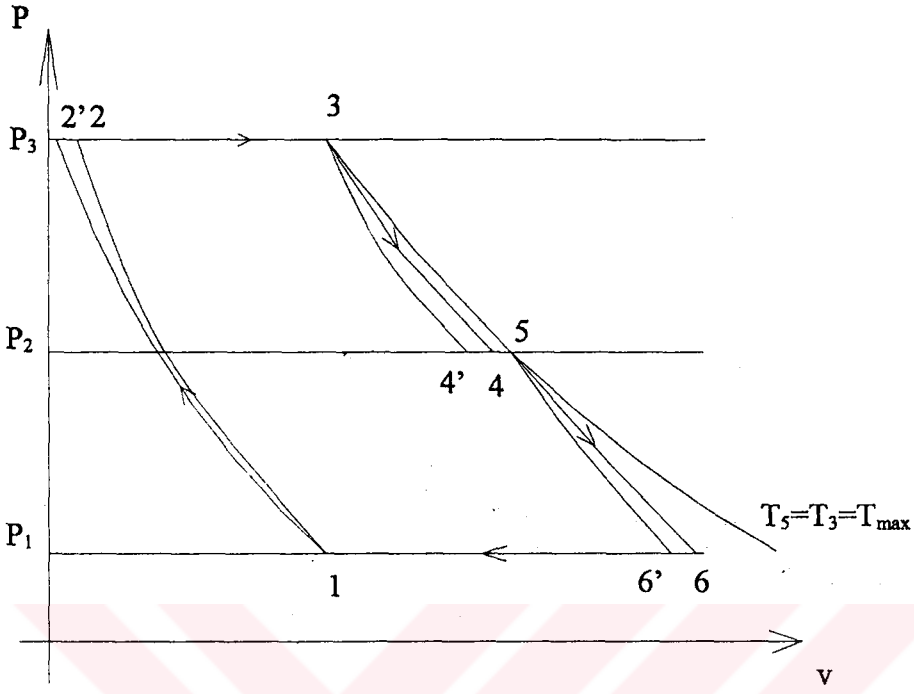
$$\theta_1 = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_5}{T_6} \quad (6.0.3)$$



Şekil 6.0.1 Ara Isıtmalı Joule-Brayton Çevriminin Genel Şeması.



Şekil 6.0.2 Tersinmez Ara Isıtmalı Bir Joule-Brayton Çevrimine Ait T - S Diyagramı.



Şekil 6.0.3 Tersinmez Ara Isıtmalı Bir Joule-Brayton Çevrimine Ait P - v Diyagramı.

olarak tanımlanmıştır. Bu basınç oranı parametreleri arasındaki ilişki ise;

$$\theta = \theta_1 \cdot \theta_2 \quad (6.0.4)$$

olmaktadır. Çevrim sıcaklık oranı parametresi  $\alpha$ ;

$$\alpha = \frac{T_{\max}}{T_{\min}} \quad (6.0.5)$$

dır. Kompresör ve türbinlerin izantropik verimleri ise;

$$\eta_c = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} \quad (6.0.6)$$

$$\eta_{t_1} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_4'} \quad (6.0.7)$$

$$\eta_{t_2} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_6'} \quad (6.0.8)$$

şeklinde ifade edilebilir. İdeal gaz ve çevrim boyunca özgül ısının sıcaklıkla değişmediği varsayımı ile, birinci ve ikinci gaz türbinlerinden elde edilecek güç;

$$\dot{W}_{t_1} = \dot{m} c_p (T_3 - T_4) \quad (6.0.9)$$

$$\dot{W}_{t_2} = \dot{m} c_p (T_5 - T_6) \quad (6.0.10)$$

olarak yazılabilir. Gaz türbinlerinden elde edilebilecek toplam güç;

$$\dot{W}_T = \dot{W}_{t_1} + \dot{W}_{t_2} \quad (6.0.11)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m} c_p [(T_3 - T_4) + (T_5 - T_6)] \quad (6.0.12)$$

olarak elde edilir. Kompresörün gücü ise;

$$\dot{W}_K = \dot{m} c_p (T_2 - T_1) \quad (6.0.13)$$

olmaktadır. Çevrimden elde edilebilecek net güç, toplam türbin gücünden kompresör gücünün çıkarılmasıyla bulunabilir ve çevrimin hal noktalarının sıcaklıklarına bağlı olarak aşağıdaki gibi elde edilir;

$$\dot{W} = \dot{W}_T - \dot{W}_K \quad (6.0.14)$$

$$\dot{W} = \dot{m} c_p [(T_3 - T_4) + (T_5 - T_6)] - \dot{m} c_p (T_2 - T_1) \quad (6.0.15)$$

(6.0.15) denklemi ile ifade edilen çevrimden elde edilecek net gücü, (6.0.1), (6.0.2), (6.0.3) denklemlerinde verilen basınç oranı parametreleri ve (6.0.5) denkleminde verilen sıcaklık oranı parametresi cinsinden ifade etmek için kompresör ve türbinlerdeki sıcaklık değişimleri, bu parametrelere bağlı olarak;

$$T_3 - T_4 = \eta_t T_{\max} \left( 1 - \frac{\theta_1}{\theta} \right) \quad (6.0.16)$$

$$T_5 - T_6 = \eta_t T_{\max} \left( 1 - \frac{1}{\theta_1} \right) \quad (6.0.17)$$

$$T_2 - T_1 = \frac{T_{\min}}{\eta_c} (\theta - 1) \quad (6.0.18)$$

şeklinde ifade edilebilir. (6.0.16), (6.0.17) ve (6.0.18) denklemleri, (6.0.15) denkleminde yerine konulursa, çevrimden elde edilecek net güç;

$$\dot{W} = \dot{m} c_p T_{\min} \left[ \alpha \eta_t \left( 2 - \frac{\theta_1}{\theta} - \frac{1}{\theta_1} \right) - \frac{1}{\eta_c} (\theta - 1) \right] \quad (6.0.19)$$

şeklinde basınç ve sıcaklık oranları parametrelerine bağlı olarak ifade edilebilir. İkinci türbinden çıkıştaki akışkanın özgül hacmi ( çevrim maksimum özgül hacmi ), ikinci türbin basınç oranı parametresine, çevrim sıcaklık oranı parametresine ve atmosfer şartları ile belirli kompresör giriş havasının özgül hacmine bağlı olarak;

$$v_6 = v_1 \alpha \left[ 1 - \eta_t \left( 1 - \frac{1}{\theta_1} \right) \right] \quad (6.0.20)$$

şeklinde yazılabilir. Çevrimde verilen ısı;

$$\dot{Q}_H = \dot{m} c_p (T_3 - T_2) + \dot{m} c_p (T_5 - T_4) \quad (6.0.21)$$

ve (6.0.16), (6.0.17), (6.0.18) denklemleri kullanılarak;

$$\dot{Q}_H = \dot{m} c_p T_{\max} \left[ 1 - \frac{1}{\alpha} \left( 1 + \frac{(\theta - 1)}{\eta_c} \right) + \eta_t \left( 1 - \frac{\theta_1}{\theta} \right) \right] \quad (6.0.22)$$

olarak bulunur. Çevrimin termal verimi, (6.0.22) ve (6.0.19) denklemleri kullanılarak aşağıdaki gibi elde edilmektedir;

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H} = \frac{\left[ \alpha \eta_t \left( 2 - \frac{\theta_1}{\theta} - \frac{1}{\theta_1} \right) - \frac{1}{\eta_c} (\theta - 1) \right]}{\left[ \alpha - \left( 1 + \frac{(\theta - 1)}{\eta_c} \right) + \alpha \eta_t \left( 1 - \frac{\theta_1}{\theta} \right) \right]} \quad (6.0.23)$$

Güç yoğunluğu, (6.0.19) denkleminin (6.0.20) denklemine oranlanmasıyla, çevrimdeki maksimum özgül hacim başına elde edilebilecek güç olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{W}_d = \frac{\dot{W}}{v_6} = \frac{m c_p T_{\min}}{v_1} \frac{\left[ \alpha \eta_t \left( 2 - \frac{\theta_1}{\theta} - \frac{1}{\theta_1} \right) - \frac{1}{\eta_c} (\theta - 1) \right]}{\alpha \left[ 1 - \eta_t \left( 1 - \frac{1}{\theta_1} \right) \right]} \quad (6.0.24)$$

Güç yoğunluğunun maksimum olduğu basınç oranlarını bulmak için ilk olarak güç yoğunluğunu  $\theta_1$ ' e göre daha sonra  $\theta$  ' a göre optimize etmek gerekir. Bu amaçla;

$$\frac{\partial \dot{W}_d}{\partial \theta_1} = 0 \quad (6.0.25)$$

yazılabilir ve buradan;

$$\theta_1^* = \frac{\eta_t - \sqrt{1 + (\theta - 1)(1 - \eta_t) \left( 1 - \frac{\theta}{\eta_c \alpha} + \eta_t \right)}}{\eta_t - 1} \quad (6.0.26)$$

olarak elde edilir. (6.0.26) denkleminde  $\eta_t$  ve  $\eta_c$  yerine 1 konularak, (4.0.20) denklemindeki, İç Tersinir Ara Isıtmalı Joule-Brayton çevriminde güç yoğunluğu kriterine göre optimum  $\theta_1$  elde edilmektedir. Bu ifadeyi sadeleştirmek için;

$$A = \sqrt{1 + (\theta - 1)(1 - \eta_t) \left( 1 - \frac{\theta}{\eta_c \alpha} + \eta_t \right)} \quad (6.0.27)$$

tanımı yapılırsa optimum  $\theta_1$ ;

$$\theta_1^* = \frac{\eta_t - A}{\eta_t - 1} \quad (6.0.28)$$

olarak ifade edilebilir. (6.0.28) denklemi, (6.0.24) denkleminde yerine konulursa, optimum  $\theta_1$ ' e karşılık gelen güç yoğunluğu aşağıdaki gibi elde edilmektedir;

$$\dot{W}_d^* = \frac{m c_p T_{\min}}{v_1} \frac{\left[ \alpha \eta_t \left( 2 - \left( \frac{\eta_t - A}{\theta(\eta_t - 1)} \right) - \left( \frac{\eta_t - 1}{\eta_t - A} \right) \right) - \left( \frac{\theta - 1}{\eta_c} \right) \right]}{\alpha \left[ 1 - \eta_t \left( 1 - \left( \frac{\eta_t - 1}{\eta_t - A} \right) \right) \right]} \quad (6.0.29)$$

(6.0.29) denkleminin  $\theta$ ' a göre maksimize edilmesi ile optimum  $\theta$  değeri elde edilir. Bu optimizasyon için ;

$$B = \left[ \left( (1 - \eta_t) \left( 1 - \frac{\theta}{\eta_c \alpha} + \eta_t \right) \right) - \left( \frac{(\theta - 1)(1 - \eta_t)}{\alpha \eta_c} \right) \right] \quad (6.0.30)$$

tanımı yapılarak

$$\frac{\partial \dot{W}_d^*}{\partial \theta} = 0 \quad (6.0.31)$$

ve buradan;

$$0 = \eta_t \frac{\left[ \left( -\frac{B}{A} \right) + \left( \frac{(\eta_t - A)B}{\theta(\eta_t - 1)A} \right) + \left( \frac{(\eta_t - A)^2}{\theta^2(\eta_t - 1)} \right) \right]}{A(\eta_t - 1)} - \frac{1}{2} \eta_t B \frac{\left[ \eta_t - 2A + 1 - \left( \frac{(\eta_t - A)^2}{\theta(\eta_t - 1)} \right) \right]}{A^3(\eta_t - 1)} - \left( \frac{\eta_t - A}{\eta_c \alpha(\eta_t - 1)} \right) + \frac{1}{2} \frac{(\theta - 1)B}{A \alpha \eta_c(\eta_t - 1)} \quad (6.0.32)$$

elde edilir. (6.0.32) denklemi  $\theta$ ' ya göre çözülerek, güç yoğunluğunu maksimum yapan optimum  $\theta$  değeri elde edilir. Optimum  $\theta$ ' nın (6.0.29) denkleminde yerine konulması ile maksimum güç yoğunluğu elde edilmektedir. Ancak (6.0.32)

denkleminin analitik olarak çözümünün çok karmaşık ve uzun olması nedeni ile bu işlem nümerik olarak gerçekleştirilerek sonuçlar değerlendirilmiştir.

(6.0.32) denkleminin nümerik çözümü ile elde edilecek optimum  $\theta$  değeri ve (6.0.26) denklemi ile ifade edilen optimum  $\theta_1$  değeri, (6.0.23) denkleminde yerlerine konularak maksimum güç yoğunluğu için termal verim değeri elde edilir. Daha önce de belirtildiği gibi (6.0.32) denklemi analitik çözülemediğinden, maksimum güç yoğunluğu için termal verim değeri nümerik olarak elde edilmiştir.

Güç kriterine göre çevrimin performansını değerlendirmek için, (6.0.19) denklemi ile ifade edilen gücü maksimum yapacak basınç oranı parametrelerinin bulunması gerekir. Bu amaçla (6.0.19) denkleminin ilk olarak  $\theta_1$ ' e göre optimize edilmesi gerekir. Bu optimizasyon için;

$$\frac{\partial \dot{W}}{\partial \theta_1} = 0 \quad (6.0.33)$$

yazılabilir ve buradan;

$$(\theta_1)_{mp} = \sqrt{\theta} \quad (6.0.34)$$

ifadesi elde edilir. (6.0.34) denklemi, (6.0.19) denkleminde yerine konulursa, optimum  $\theta_1$ ' e karşılık gelen güç;

$$\dot{W}^* = m c_p T_{\min} \left[ \alpha \eta_t \left( 2 - \frac{2}{\sqrt{\theta}} \right) - \left( \frac{\theta - 1}{\eta_c} \right) \right] \quad (6.0.35)$$

olarak bulunur. (6.0.35) denkleminin,  $\theta$ ' a göre optimize edilmesi ile maksimum gücü verecek optimum  $\theta$ ;

$$\frac{\partial W^*}{\partial \theta} = 0 \quad (6.0.36)$$

ve buradan;

$$\theta_{mp} = \sqrt[3]{(\alpha \eta_t \eta_c)^2} \quad (6.0.37)$$

olarak elde edilir. (6.0.37) denkleminde  $\eta_t$  ve  $\eta_c$  yerine 1 konularak, (4.0.33) denklemindeki, İç Tersinir Ara Isıtmalı Joule-Brayton çevriminde güç kriterine göre optimum  $\theta$  elde edilmektedir. (6.0.37) denklemi, (6.0.35) denkleminde yerine konulursa, maksimum güç  $\alpha'$  nın fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$W_{max} = m c_p T_{min} \left[ \alpha \eta_t \left( 2 - \frac{2}{\sqrt[3]{(\alpha \eta_t \eta_c)}} \right) - \left( \frac{\sqrt[3]{(\alpha \eta_t \eta_c)^2} - 1}{\eta_c} \right) \right] \quad (6.0.38)$$

(6.0.38) denkleminde  $\eta_t$  ve  $\eta_c$  yerine 1 konularak, İç Tersinir Ara Isıtmalı Joule-Brayton çevrimi için maksimum güç ifadesi elde edilir. (6.0.23) denkleminde, (6.0.34) ve (6.0.37) denklemleri yerine konulacak olursa maksimum güçteki termal verim,  $\alpha'$  nın fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi elde edilir;

$$\eta_{mp} = \frac{\left[ \alpha \eta_t \left( 2 - \frac{2}{\sqrt[3]{(\alpha \eta_t \eta_c)}} \right) - \left( \frac{\sqrt[3]{(\alpha \eta_t \eta_c)^2} - 1}{\eta_c} \right) \right]}{\left[ \alpha - \left( 1 + \frac{(\sqrt[3]{(\alpha \eta_t \eta_c)^2} - 1)}{\eta_c} \right) \right] + \alpha \eta_t \left( 1 - \frac{1}{\sqrt[3]{(\alpha \eta_t \eta_c)}} \right)} \quad (6.0.39)$$

## 7.0. TERSİNMEZ REJENERATÖRLÜ ARA ISITMALI JOULE-BRAYTON ISI MAKİNASININ GÜÇ YOĞUNLUĞU KRİTERİNE GÖRE PERFORMANS ANALİZİ

Şekil 7.0.1 ve Şekil 7.0.2 de genel şeması ve T - S diyagramı görülen Rejeneratörlü Ara Isıtmalı Joule-Brayton ısı makinasında türbin ve kompresördeki kayıpların dikkate alındığı, ideal gaz ile çalışan ve türbin giriş sıcaklıklarının eşit olduğu bir model esas alınmıştır. Bu çevrimdeki prosesler şu şekilde gösterilmektedir ;

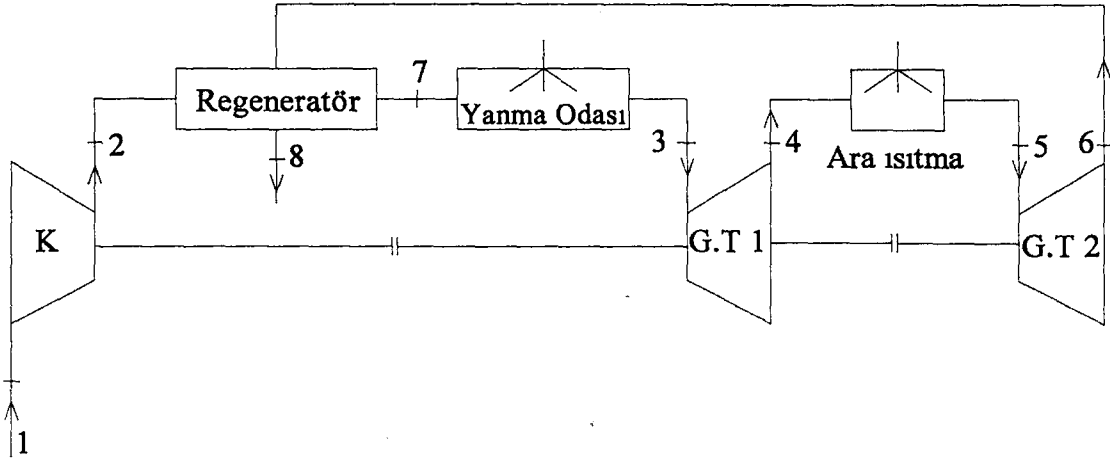
- 1 —————> 2 Kompresörde adyabatik sıkıştırma,
- 2 —————> 7 Rejeneratörde sabit basınçta ön ısıtma,
- 7 —————> 3 Yanma odasında sabit basınçta ısı verme,
- 3 —————> 4 Gaz türbininde adyabatik genişleme,
- 4 —————> 5 Ara ısıtma ile sabit basınçta ısı verme,
- 5 —————> 6 Gaz türbininde adyabatik genişleme,

Önceki bölümlerde ifade edildiği gibi, kompresör, birinci ve ikinci türbinin basınç oranı parametreleri ve bu parametrelerin ilişkisi sırasıyla;

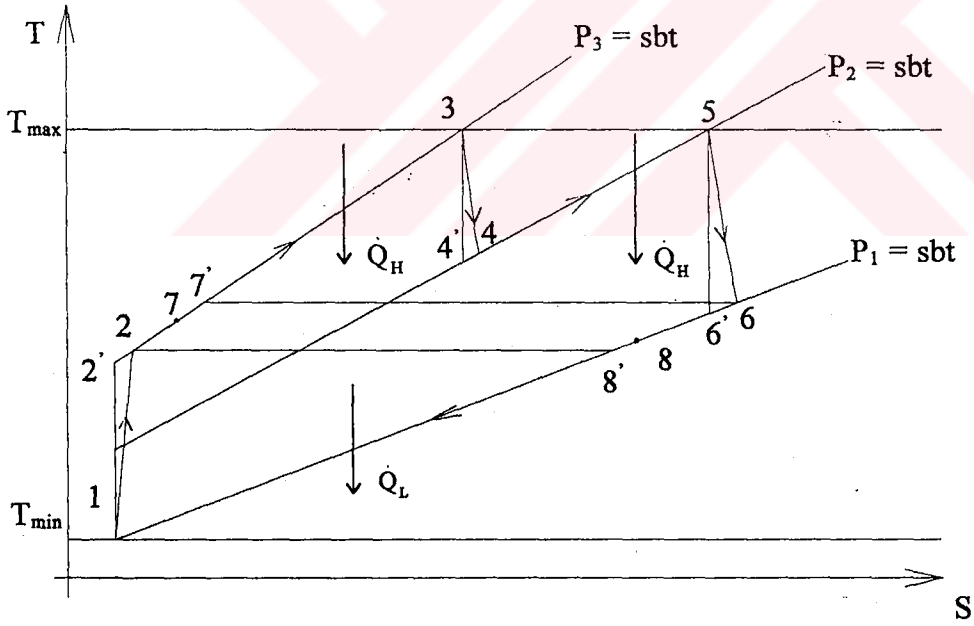
$$\theta = \left( \frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_2'}{T_1} \quad (7.0.1)$$

$$\theta_1 = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_2}{T_6} \quad (7.0.2)$$

$$\theta_2 = \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (7.0.3)$$



Şekil 7.0.1 Rejeneratörlü Ara Isıtmalı Joule-Brayton Çevriminin Genel Şeması.



Şekil 7.0.2 Rejeneratörlü Ara Isıtmalı Tersinmez Bir Joule-Brayton Çevrimine Ait T-S Diyagramı.

$$\theta = \theta_1 \theta_2 \quad (7.0.4)$$

olmaktadır. Çevrim sıcaklık oranı parametresi, kompresör ve türbin izantropik verimleri ise sırasıyla;

$$\alpha = \frac{T_{\max}}{T_{\min}} \quad (7.0.5)$$

$$\eta_c = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} \quad (7.0.6)$$

$$\eta_{t_1} = \frac{T_3 - T_4}{T_3' - T_4} \quad (7.0.7)$$

$$\eta_{t_2} = \frac{T_5 - T_6}{T_5' - T_6} \quad (7.0.8)$$

dır. Çevrimde kullanılan rejeneratörün verimi ise;

$$\eta_R = \frac{(T_7 - T_2)}{(T_7' - T_2)} \quad (7.0.9)$$

olarak tanımlanabilir.  $T_7' = T_6$  olduğundan, rejeneratör verimi;

$$\eta_R = \frac{(T_7 - T_2)}{(T_6 - T_2)} \quad (7.0.10)$$

olarak ifade edilebilir. Çevrimin maksimum özgül hacmi, (6.0.20) denkleminde;

$$v_6 = v_1 \alpha \left[ 1 - \eta_t \left( 1 - \frac{1}{\theta_1} \right) \right] \quad (7.0.11)$$

olarak bulunmuştur. Rejeneratör, çevrimden elde edilecek güçte bir değişiklik oluşturmaz. Rejeneratör yalnızca çevrimin verimini etkilemektedir. Çevrimden elde edilebilecek net güç,

$$\dot{W} = \dot{m} c_p \left[ (T_3 - T_4) + (T_5 - T_6) \right] - \dot{m} c_p (T_2 - T_1) \quad (7.0.12)$$

olmaktadır. Kompresör ve türbinlerdeki sıcaklık değişimleri;

$$T_3 - T_4 = \eta_t T_{\max} \left( 1 - \frac{\theta_1}{\theta} \right) \quad (7.0.13)$$

$$T_5 - T_6 = \eta_t T_{\max} \left( 1 - \frac{1}{\theta_1} \right) \quad (7.0.14)$$

$$T_2 - T_1 = \frac{T_{\min}}{\eta_c} (\theta - 1) \quad (7.0.15)$$

olduğundan, net güç;

$$\dot{W} = \dot{m} c_p T_{\min} \left[ \alpha \eta_t \left( 2 - \frac{\theta_1}{\theta} - \frac{1}{\theta_1} \right) - \frac{1}{\eta_c} (\theta - 1) \right] \quad (7.0.16)$$

şeklinde basınç oranı ve sıcaklık oranı parametrelerine bağlı olarak elde edilir. Çevrime verilen ısı;

$$\dot{Q}_H = \dot{m} c_p (T_3 - T_7) + \dot{m} c_p (T_5 - T_4) \quad (7.0.17)$$

ve (7.0.10), (7.0.13), (7.0.14) ve (7.0.15) denklemleri (7.0.17) denkleminde kullanılarak;

$$\dot{Q}_H = \dot{m} c_p T_{\max} \left[ 1 - \frac{1}{\alpha} \left( 1 + \left( \frac{\theta - 1}{\eta_c} \right) \right) - \eta_R \left[ \left( 1 - \eta_t \left( 1 - \frac{1}{\theta_1} \right) \right) - \frac{1}{\alpha} \left( 1 + \left( \frac{\theta - 1}{\eta_c} \right) \right) \right] + \eta_t \left( 1 - \frac{\theta_1}{\theta} \right) \right] \quad (7.0.18)$$

şeklinde bulunur. (7.0.16) denkleminin, (7.0.18) denklemine oranlanmasıyla çevrimin termal verimi aşağıdaki gibi elde edilmektedir;

$$\eta = \frac{W}{\dot{Q}_H} = \frac{\left[ \eta_t \left( 2 - \frac{\theta_1}{\theta} - \frac{1}{\theta_1} \right) - \frac{(\theta - 1)}{\eta_c \alpha} \right]}{\left[ (1 - \eta_R) \left( 1 - \frac{1}{\alpha} \left( 1 + \left( \frac{\theta - 1}{\eta_c} \right) \right) \right) + \eta_t \left( 1 + \eta_R - \frac{\eta_R}{\theta_1} - \frac{\theta_1}{\theta} \right) \right]} \quad (7.0.19)$$

Rejeneratör güç yoğunluğunu değiştirmedikten (5.0.24) denklemindeki güç yoğunluğunu veren ifade bu çevrimde de aynı olmaktadır. Buna göre güç yoğunluğu;

$$W_d = \frac{W}{v_6} = \frac{\dot{m} c_p T_{\min}}{v_1} \frac{\left[ \alpha \eta_t \left( 2 - \frac{\theta_1}{\theta} - \frac{1}{\theta_1} \right) - \frac{1}{\eta_c} (\theta - 1) \right]}{\alpha \left[ 1 - \eta_t \left( 1 - \frac{1}{\theta_1} \right) \right]} \quad (7.0.20)$$

olarak bulunmuştu. Güç yoğunluğunu maksimum yapan optimum  $\theta_1$  ve  $\theta$  büyüklükleri (6.0.26) ve (6.0.32) denklemlerinin ortak çözümünden elde edilerek (7.0.19) denkleminde kullanılarak, maksimum güç yoğunluğundaki termal verim elde edilir. (6.0.32) denklemi nümerik olarak çözülebildiğinden bu işlemde nümerik olarak

gerçekleştirilerek sonuçlar değerlendirilmiştir. Rejeneratör gücü değiştirmeyeceğinden, maksimum güç için (6.0.34) ve (6.0.37) denklemlerindeki gibi elde edilen optimum  $\theta_1$  ve  $\theta$  büyüklükleri (7.0.19) denkleminde yerine konularak maksimum güçteki termal verim;

$$\eta_{mp} = \frac{\left[ \eta_t \left( 2 - \frac{2}{\sqrt[3]{\alpha \eta_t \eta_c}} \right) - \frac{\left( \sqrt[3]{(\alpha \eta_t \eta_c)^2} - 1 \right)}{\eta_c \alpha} \right]}{\left[ (1 - \eta_R) \left( 1 - \frac{1}{\alpha} \left( 1 + \frac{\sqrt[3]{(\alpha \eta_t \eta_c)^2} - 1}{\eta_c} \right) \right) \right] + \eta_t (1 + \eta_R) \left( 1 - \frac{1}{\sqrt[3]{(\alpha \eta_t \eta_c)}} \right)} \quad (7.0.21)$$

şeklinde elde edilir.

## SONUÇLAR :

Yapılan bu çalışmada, ilk olarak çeşitli ısı makinalarının güç ve güç yoğunluğu kriterine göre performans analizinin yapıldığı önceki çalışmalar incelenmiştir. Bu incelemelerin sonucunda görülmüştür ki, maksimum güce göre yapılan performans analizlerinde ısı makinalarının boyutları dikkate alınmamaktadır. Bu nedenle son yıllarda, ısı makinasının boyutlarını da performans analizine dahil eden ve “güç yoğunluğu” olarak adlandırılan yeni bir performans kriteri teklif edilmiştir ve bu kriter ilk defa tersinir bir Joule-Brayton ısı makinasının performans analizinde kullanılmıştır (Şahin et.al. , 1995). Bu analizin sonucunda, seçilen model için güç yoğunluğu kriterine göre dizayn edilen ısı makinasının güç kriterine göre dizayn edilen ısı makinasından daha verimli ve daha küçük boyutlu olduğu görülmüştür. Ancak maksimum güç yoğunluğundaki parametrelere göre dizayn edilen bir ısı makinası, maksimum güce göre dizayn edilenden daha yüksek basınç oranına ihtiyaç duymaktadır. Bu nedenle maksimum güç yoğunluğundaki parametrelere göre dizayn edilen ısı makinasının kompresör kademe sayısı arttırılmalıdır. Bu durum tez kapsamında ayrıntılı olarak incelenmiştir. Literatürde karşılaşılan bu konuda yapılmış ikinci çalışma ise, kompresör ve türbin iç kayıpları ile yanma odasındaki basınç kayıplarının dikkate alındığı bir Joule-Brayton ısı makinası modeline güç yoğunluğu kriterinin uygulanmasıdır (Şahin et.al. , 1996). Analiz sonucunda, seçilen model için aynı tersinmezlik şartlarında maksimum güç yoğunluğundaki termal verimin maksimum güçtekenden daha büyük olduğu ve makina boyutlarının daha küçük olduğu görülmüştür. Daha sonra yapılan bir başka çalışmada, türbin ve kompresör kayıplarının dikkate alındığı rejeneratörlü bir Joule-Brayton ısı makinasına güç yoğunluğu kriteri uygulanmıştır (Medina et.al. , 1996). Bu analiz sonucunda rejeneratör ilavesinin güç yoğunluğu kriterine göre yapılacak makina dizaynının avantajlı olduğu şartları kısıtladığı görülmüştür. Ancak bu avantaj kısıtlarının ara ısıtmayla genişletilebilmesi mümkündür.

Tez konusu çerçevesinde, iç tersinir ara ısıtmalı, iç tersinir ara soğutmalı, tersinmez ara ısıtmalı ve tersinmez rejeneratörlü ara ısıtmalı Joule-Brayton ısı makinası modellerinde güç yoğunluğu kriterine göre performans analizi yapılmış ve sonuçlar güç kriteri sonuçları ile mukayeseli olarak aşağıda özetlenmiştir.

1- Ek 1' de iç tersinir ara ısıtmalı Joule-Brayton ısı makinasında normalize edilmiş güç yoğunluğunun ve normalize edilmiş gücün ikinci türbinin basınç oranı parametresine bağlı olarak değişimi görülmektedir. Burada normalize edilmiş güç yoğunluğunun maksimum olduğu kompresör basınç oranı parametresinin, normalize edilmiş gücün maksimum olduğu kompresör basınç oranı parametresinden daha büyük olduğu görülmektedir.

2- Ek 2' de görüleceği üzere, iç tersinir ara ısıtmalı bir Joule-Brayton ısı makinasında maksimum güç yoğunluğundaki termal verim, maksimum güçteki termal verimden daha büyüktür.

3- Ek 3' de Carnot verimi ile iç tersinir ara ısıtmasız Joule-Brayton ısı makinasının ve iç tersinir ara ısıtmalı Joule-Brayton ısı makinasının maksimum güç ve güç yoğunluğundaki termal veriminin çevrim sıcaklık oranı parametresine bağlı olarak değişimi görülmektedir. Ara ısıtma, maksimum güç yoğunluğundaki termal verimi ara ısıtmasıza göre arttırmasına rağmen, maksimum güçteki termal verimi azaltmaktadır.

4- Ek 4' de normalize edilmiş gücün ve güç yoğunluğunun, ara ısıtmalı ve ara ısıtmasız Joule-Brayton çevriminde termal verime bağlı değişimi görülmektedir. Burada ara ısıtmanın maksimum güç yoğunluğundaki termal verimi arttırdığı, maksimum güçteki termal verimi azalttığı daha açık görülmektedir.

5- Ek 5' de iç tersinir ara soğutmalı Joule-Brayton ısı makinasında normalize edilmiş güç yoğunluğunun ve gücün birinci kompresör basınç oranı parametresine bağlı olarak değişimi görülmektedir. Burada maksimum güç yoğunluğundaki türbin basınç oranı parametresi, maksimum güçteki basınç oranı parametresinden daha büyüktür.

6- Ek 6' da iç tersinir ara soğutmalı bir Joule-Brayton ısı makinasında normalize edilmiş güç yoğunluğu ve gücün farklı türbin basınç oranı parametreleri için termal verim ile değişimi görülmektedir. Burada maksimum güç yoğunluğundaki termal verim, maksimum güçtekine göre biraz düşüktür.

7- Ek 7' de ara soğutmanın maksimum güç yoğunluğunda ve maksimum güçte termal verim üzerindeki etkisi görülmektedir. Burada 6' da belirtilen sonuç daha açık olarak görülmektedir.

8- Ek 8 ve Ek 9 da tersinmez ara ısıtmalı Joule-Brayton çevriminde normalize edilmiş güç yoğunluğunun ve gücün değişik kompresör basınç oranı parametreleri için, ikinci türbin basınç oranı parametresine bağlı olarak değişimi görülmektedir. Ek 8' de  $\eta_t = \eta_c = 0.95$  ve Ek 9' da  $\eta_t = \eta_c = 1.00$  alınmıştır.  $\eta_t = \eta_c = 1.00$  olduğunda çevrim tersinir olmaktadır ve kolaylıkla görülebilir ki türbin ve kompresör kayıpları arttıkça maksimum güç yoğunluğundaki ve maksimum güçteki optimum kompresör basınç oranı parametresi giderek azalmaktadır.

9- E.10' da tersinmez ara ısıtmalı Joule-Brayton çevriminde maksimum güç yoğunluğunda ve maksimum güçte optimum ikinci türbin basınç oranı parametresinin, kompresör basınç oranı parametresine bağlı değişimi görülmektedir. Burada denklem (6.0.26) ve (6.0.34)' dan da açıkça görüleceği üzere, ikinci türbinin optimum basınç oranı parametresi güç yoğunluğunda, türbin ve kompresör izantropik verimine bağlı olmasına rağmen güçte bağlı değildir. Ayrıca güç yoğunluğunda türbin ve kompresör kayıpları azaldıkça, ikinci türbinin optimum basınç oranı parametresi, kompresör basınç oranı parametresine bağlı olarak daha fazla artmaktadır.

10- Ek 11' de  $\eta_t = \eta_c = 0.90$  için tersinmez ara ısıtmalı Joule-Brayton çevriminde güç yoğunluğu kriterine göre değişik çevrim sıcaklık oranı parametrelerinde optimum ikinci türbin basınç oranı parametresinin, kompresör basınç oranı parametresine göre değişimi görülmektedir ve çevrim sıcaklık oranı parametresi arttıkça, optimum ikinci türbin basınç oranı parametresi artmaktadır.

11- Ek 12' de görüldüğü gibi, tersinmez ara ısıtmalı bir Joule-Brayton ısı makinasında normalize edilmiş maksimum güç yoğunluğundaki termal verim, aynı

türbin ve kompresör izantropik verimlerinde normalize edilmiş maksimum güçteki termal verimden daha büyüktür.  $\eta_t = \eta_c = 1.00$  iken tersinir durum elde edilmektedir.

12- Ek 13' de  $\eta_t = \eta_c = 0.90$  için tersinmez ara ısıtmalı Joule-Brayton ısı makinasında normalize edilmiş güç yoğunluğunun ve gücün değişik kompresör basınç oranı parametreleri için termal verime göre değişimi görülmektedir. Maksimum güç yoğunluğundaki optimum kompresör basınç oranı parametresi, maksimum güçteki optimum kompresör basınç oranı parametresinden daha büyüktür.

13- Ek 14' de görülmektedir ki, çevrim sıcaklık oranı parametresi arttıkça aynı kompresör ve türbin izantropik verimi için maksimum güç yoğunluğundaki termal verim ve maksimum güçteki termal verim artmaktadır. Güç yoğunluğundaki termal verimdeki artış, maksimum güçteki termal verimden daha fazladır. Maksimum güç yoğunluğu ve maksimum gücün çevrim sıcaklık oranı parametresi ile değişimi Ek 15' de verilmiştir. Görüleceği üzere çevrim sıcaklık oranı parametresi güç üzerinde daha etkilidir.

14- Ek 16' da tersinmez bir Joule-Brayton ısı makinasında ara ısıtmanın termal verim üzerindeki etkisi görülmektedir ve ara ısıtma, maksimum güç yoğunluğundaki termal verimi, maksimum güçtekenden daha fazla arttırmıştır.

15- Ek 17' de tersinmez ara ısıtmalı bir Joule-Brayton ısı makinasında türbin ve kompresör izantropik veriminin, maksimum güç yoğunluğundaki termal verim ve maksimum güçteki termal verim üzerindeki etkileri görülmektedir. Burada türbin izantropik verimi arttıkça, aynı kompresör verimi için maksimum güç yoğunluğundaki ve maksimum güçteki termal verim artmaktadır. Bu artış, maksimum güç yoğunluğunda maksimum güçtekenden daha fazladır ve türbin izantropik veriminin etkisi kompresör izantropik veriminden daha büyüktür.

16- Ek 18' de  $\eta_t = \eta_c = 0.80$  için rejeneratör veriminin termal verim üzerindeki etkisi görülmektedir. Burada rejeneratör verimi arttıkça maksimum güç yoğunluğu ve güçteki termal verim artmaktadır.

17- Ek 19' da değişik çevrim sıcaklık oranı parametreleri, türbin ve kompresör izantropik verimleri için maksimum güç yoğunluğundaki ve güçteki

termal verimin rejeneratör verimi ile değişimi görülmektedir. Çevrim sıcaklık oranı parametresi arttıkça hem maksimum güç yoğunluğundaki hem de maksimum güçteki termal verim artmaktadır. Ayrıca maksimum güç yoğunluğundaki termal verim, maksimum güçteki termal verimden belirli bir rejeneratör verimine kadar daha büyüktür. Yani maksimum güç yoğunluğu için rejeneratör verimi yönünden bir avantaj kısıtı mevcuttur. Bu kısıt, kompresör ve türbin izantropik verimi azaldıkça artmaktadır.

Sonuç olarak, gerek iç tersinir ara ısıtmalı gerekse tersinmez ara ısıtmalı Joule-Brayton ısı makinalarının güç yoğunluğu kriterine göre dizayn edilmesi durumunda, güç kriterine göre boyut ve termal verim yönünden önemli iyileştirmeler sağlanabileceği gösterilmiştir. İç tersinir ara soğutmalı Joule-Brayton ısı makinasında güç yoğunluğu kriterinin güç kriterine göre sağladığı termal verim avantajı ortadan kalkmaktadır. Hatta termal verimde çok küçük bir azalma görülmektedir. Ancak güç yoğunluğu kriterine göre dizayn edilen makinanın daha küçük boyutlu olması avantajı bu ısı makinası modelinde de devam etmektedir. Joule-Brayton ısı makinasına rejeneratör ilave edilmesi durumunda, güç yoğunluğu kriterinin güç kriterine göre termal verim yönünden avantajlarının oldukça kısıtlandığı Medina et.al. tarafından tartışılmıştır (Medina et.al. , 1996). Bu tez kapsamında rejeneratörlü Joule-Brayton ısı makinasına ara ısıtma uygulaması yapılarak, güç yoğunluğu kriterinin avantaj kısıtlarının genişleyebileceği gösterilmiştir.

**KAYNAKLAR :**

Angulo - Brown,F. ,1991."An Ecological Optimization Criterion for Finite Time Heat Engines", J.Appl.Phys., Vol. 69, p.p.7465

Aydın,M., Yavuz,H., 1993."Application of Finite Time Thermodynamics to MHD Power Cycles", Energy Vol. 18, No.9, p.p.907-911

Bejan,A. ,1988."Theory of Heat Transfer - Irreversible Power Plants", Int.J.Heat and Mass.Transfer, Vol. 31, p.p.1211-1219

Bejan,A. ,1996."Entropy Generation Minimization : The New Thermodynamics of Finite-size Devices and Finite-time Processes", J.Appl.Phys., Vol. 79, p.p.1191-1218

Calvo Hernández,A. , Medina,A. ,Roco,J.M.M., 1995."Power and Efficiency in a Regenerative Gas Turbine", J.Phys.D:Appl., Vol. 28, p.p.2020-2023

Chambadal,P. ,1957."Les Centrales Nucleaires", Paris, p.p.41-58

Chen,J., Wu,C. ,1995."Maximum Specific Power Output of a Two-stage Endoreversible Combined Cycle", Energy, Vol. 20, p.p.305-309

Cropper,W.H.,1987."Carnot's Function:Origins of the Thermodynamic of Temperature" ,Am.J.Phys., Vol.55, p.p.120-129

Curzon,F.L.,Ahlborn,B. ,1975."Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output", J.Appl.Phys., Vol. 43, p.p.22-24

De Vos,A.,1985."Efficiency of Some Heat Engines Operating at Maximum Power Conditions", Am.J.Phys., Vol.58, p.p.570-573

Erbay,B., Şişman,A., Yavuz,H., 1996."Analysis of Ericsson Cycle at Maximum Power Density Conditions", ECOS'96, p.p.175-178

Erbay,B., Yavuz,H., 1997."Analysis of The Stirling Heat Engine at Maximum Power Conditions", Energy, Vol. 22, p.p.645-650

Gordon,J.M. ,1989."Maximum Power Point Characteristics of Heat Engines as a General Thermodynamic Problem", Am.J.Phys., Vol. 57, p.p.1136-1142

Gordon,J.M. ,1990."Observations on Efficiency of Heat Engines at Maximum Power", Am.J.Phys., Vol. 53, p.p.370-375

Göktun,S. , Özkaynak,S., Yavuz,H. ,1993."Design Parameters of a Radiative Heat Engine", Energy, Vol. 18, p.p.651-655

Leff,H.S. ,1987."Thermal Efficiency at Maximum Work Output : New Results for Old Heat Engines", Am.J.Phys., Vol. 55, p.p.602-609

Medina,A., Roco,J.M.M., Calvo Hernández,A., 1996."Regenerative Gas Turbines at Maximum Power Density Conditions", J.Phys.D:Appl., Vol. 29, p.p.2802-2805

Novikov,I.I. ,1957 ,Atomnaya Energiya ,Vol. 3, p.p. 409

Özkaynak,S., Göktun,S., Yavuz,H. ,1994."Finite-time Thermodynamic Analysis of a Radiative Heat Engine with Internal Irreversibility", J.Phys.D:Appl., Vol. 27, p.p.1139-1143

Rubin,M.H., 1979."Optimal Configuration of a Class of Reversible Heat Engines I", Phys.Rev., Vol. 19, p.p.1272-1276

Salamon,P., Nitzan,A., Andersen,B., Berry,R.S. ,1980."Minimum Entropy Production and the Optimization of Heat Engines", Phys.Rev., Vol. 21, p.p.2115-2129

Salamon,P., Nitzan,A., 1981."Finite Time Optimization of a Newton's Law Carnot Cycle", J.Chem.Phys. Vol 74, p.p.3546-3560

Şahin,B., Kodal,A. ,1995."Steady-State Thermodynamic Analysis of a Combined Carnot Cycle with Internal Irreversibility", Energy, Vol. 20, p.p.1285-1289

Şahin,B., Kodal,A., Yavuz,H. ,1995."Efficiency of a Joule-Brayton Engine at Maximum Power Density", J.Phys.D:Appl., Vol. 28, p.p.1309-1313

Şahin,B., Kodal,A. ,Yavuz,H. ,1996."Maximum Power Density for an Endoreversible Carnot Heat Engine", Energy, Vol. 21, p.p.1219-1225

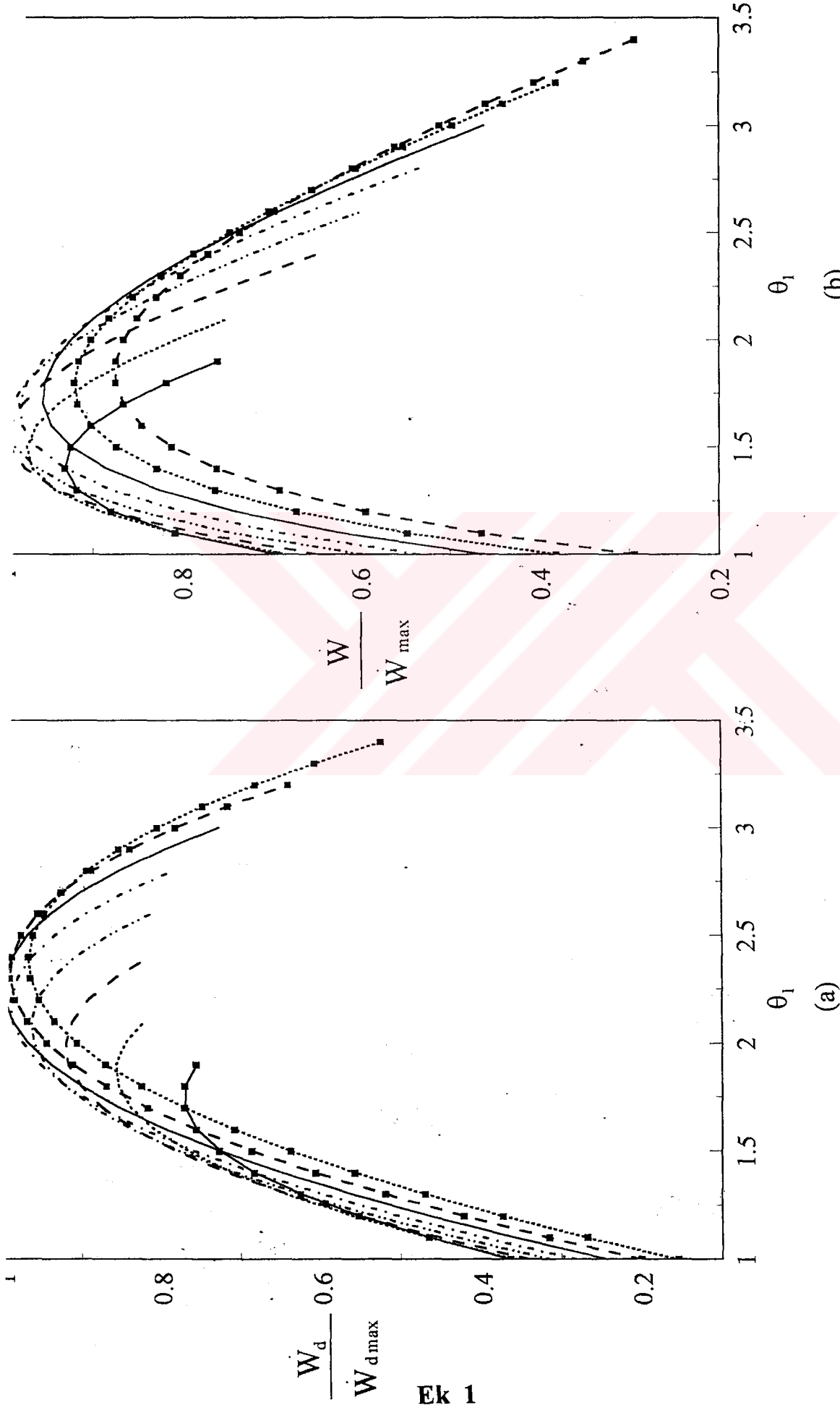
Şahin,B., Kodal,A., Yılmaz,T., Yavuz,H. ,1996."Maximum Power Density Analysis of an Irreversible Joule-Brayton Engine", J.Phys.D:Appl., Vol. 29, p.p.1162-1167

Şahin,B., Kodal,A., Yavuz,H., 1996." A Performance Analysis for MHD Power Cycles Operating at Maximum Power Density", J.Appl.Phys.

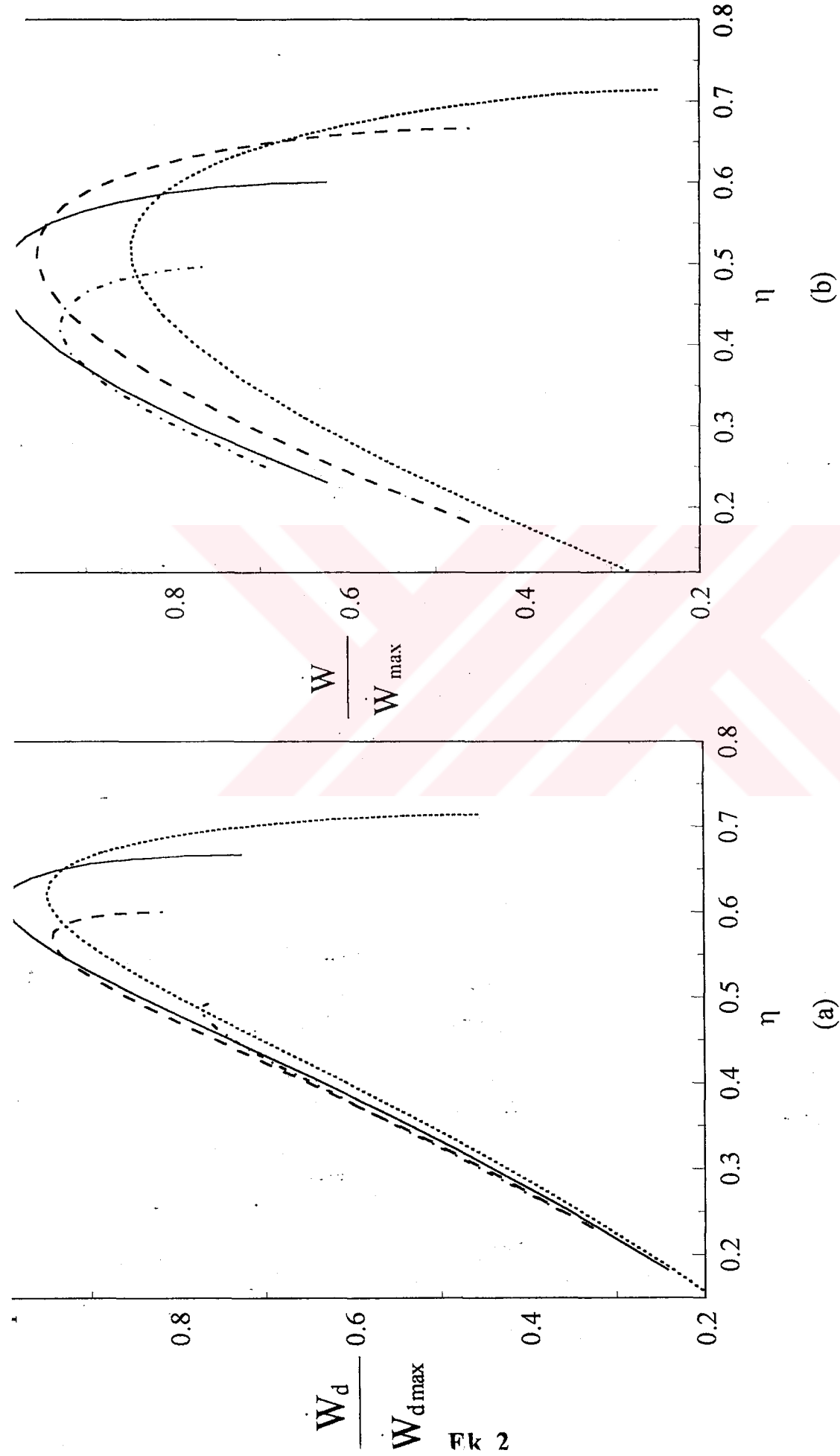
Şahin,B., Kodal,A. ,Ekmekçi.İ., Yılmaz,T., 1997."Exergy Optimization for an Endoreversible Cogeneration Cycle", Energy, Vol. 22, p.p.551-557

Wu,C., Kiang,R.L. ,1992."Finite-time Thermodynamic Analysis of a Carnot Engine with Internal Irreversibility", Energy, Vol. 17, p.p.1173-1178

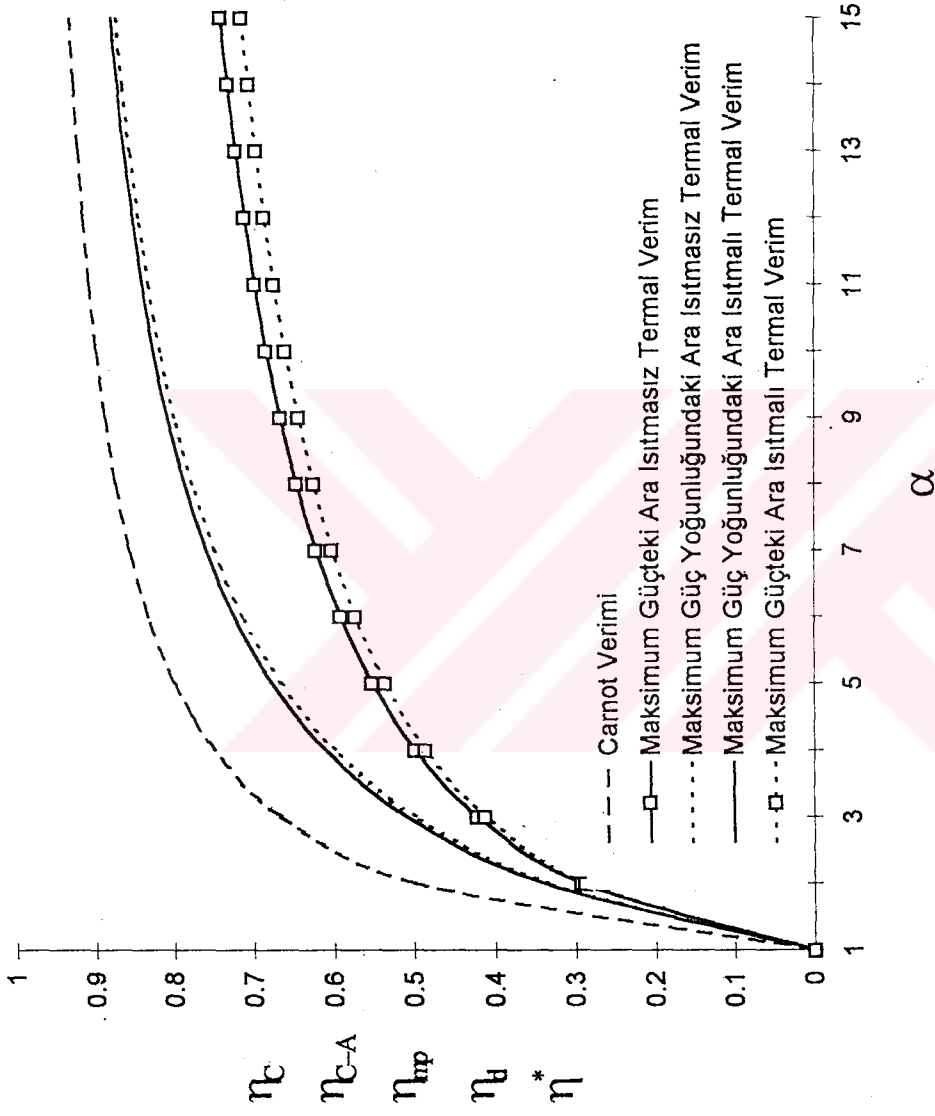
Yavuz,H., Göktun,S., Özkaynak,S. ,1990."Sonlu Zaman Termodinamiğinin Isı Makinalarına Uygulanması", Work Shop on Second Law of Thermodynamic, Erciyes Üniversitesi, Kayseri



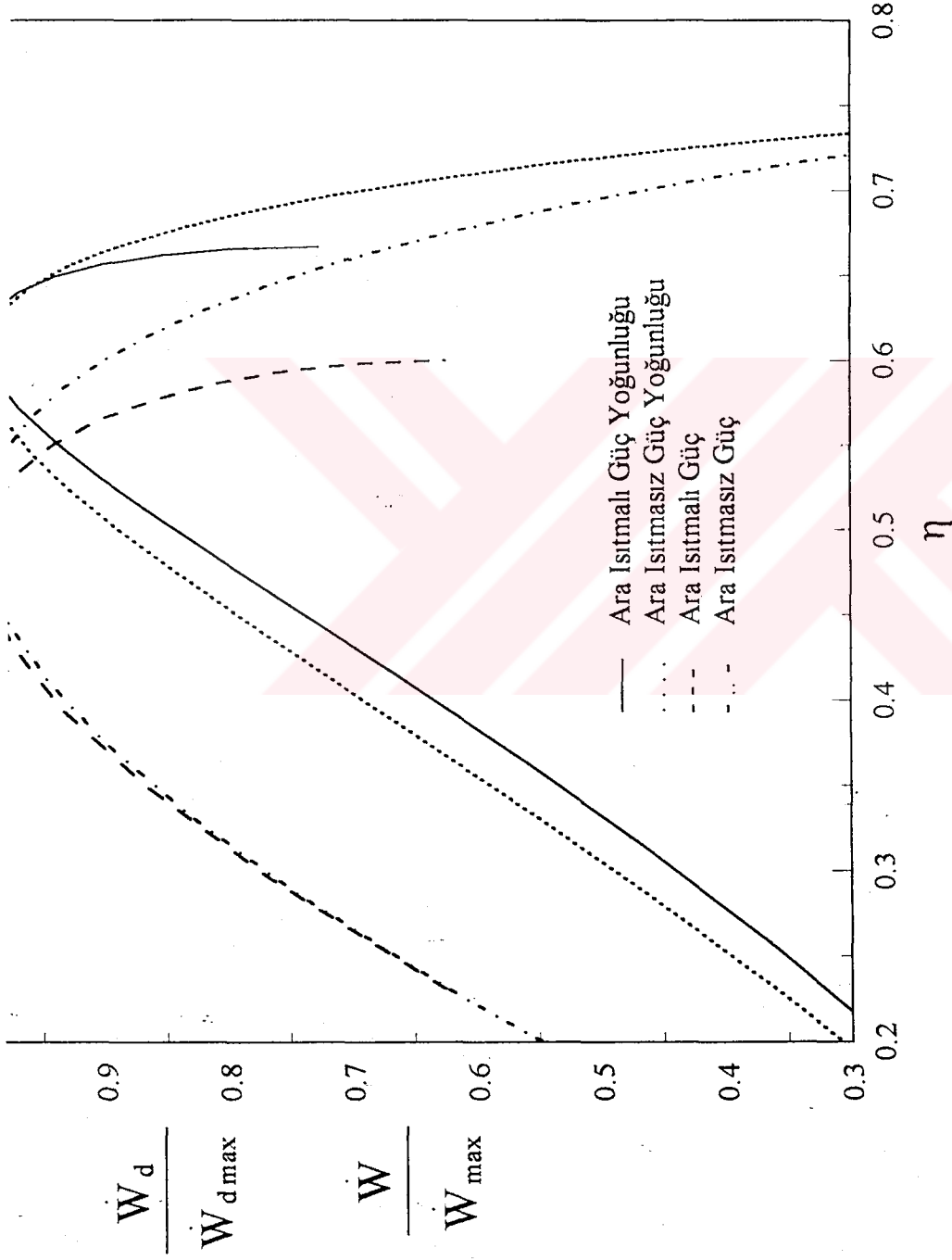
Şekil E.1 İç Tersinir Ara Isıtmalı Joule-Brayton Çevriminde Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğunun ( a ) ve Normalize Edilmiş Gücün ( b )  $\theta_1$  ' e Göre Değişimi (  $\alpha = 4$  ).



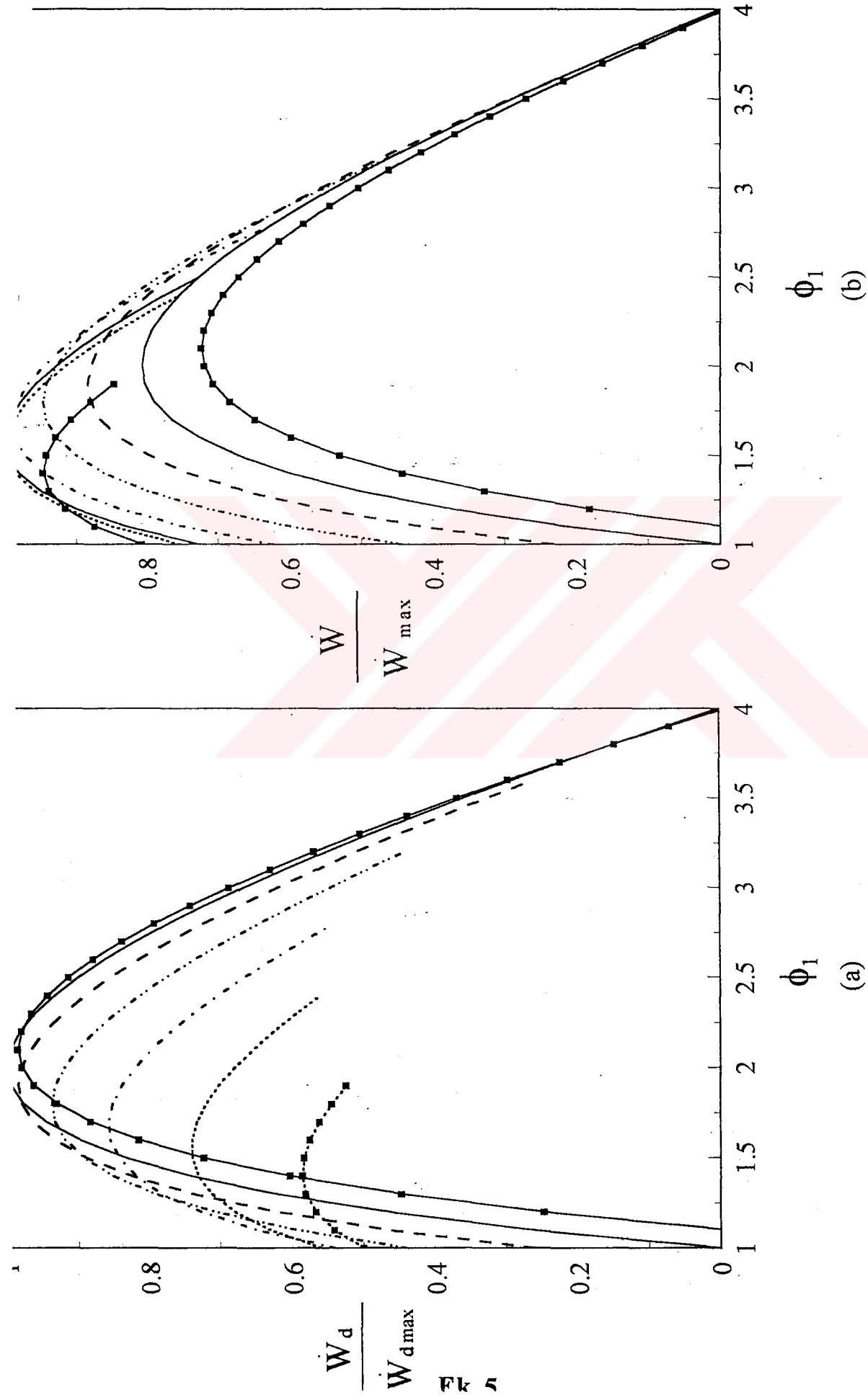
Şekil E.2 İç Tersinir Ara Isıtmalı Joule-Brayton Çevriminde Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğunun ( a ) ve Normalize Edilmiş Gücün ( b ) Termal Verime Göre Değişimi ( $\alpha = 4$ ).



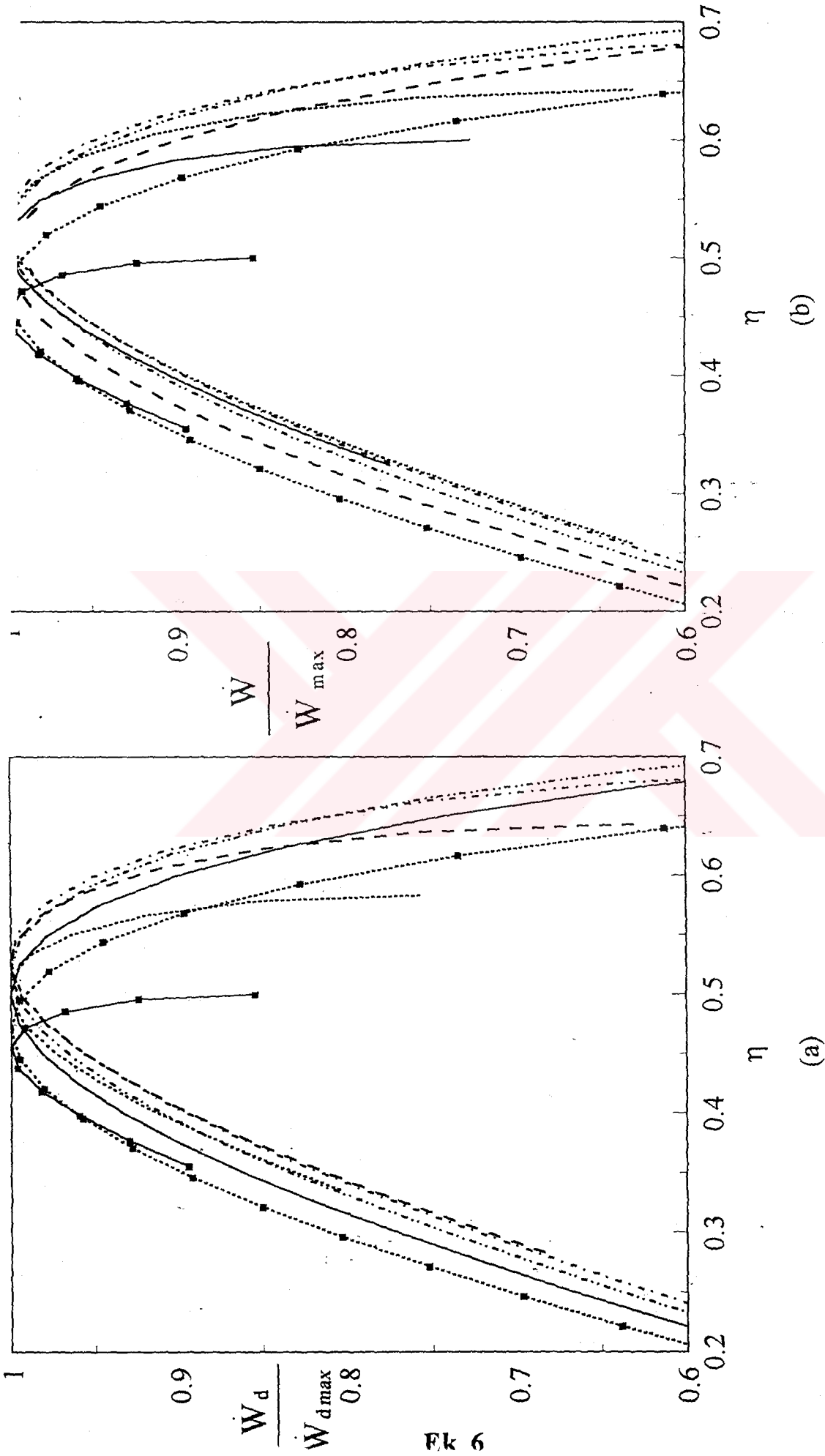
Şekil E.3 Carnot Verimi İle İç Tersinir Ara Isıtmasız ve Ara Isıtmalı Joule-Brayton Çevriminin Maksimum Güç ve Güç Yoğunluğundaki Termal Veriminin  $\alpha$ 'a Göre Değişimi.



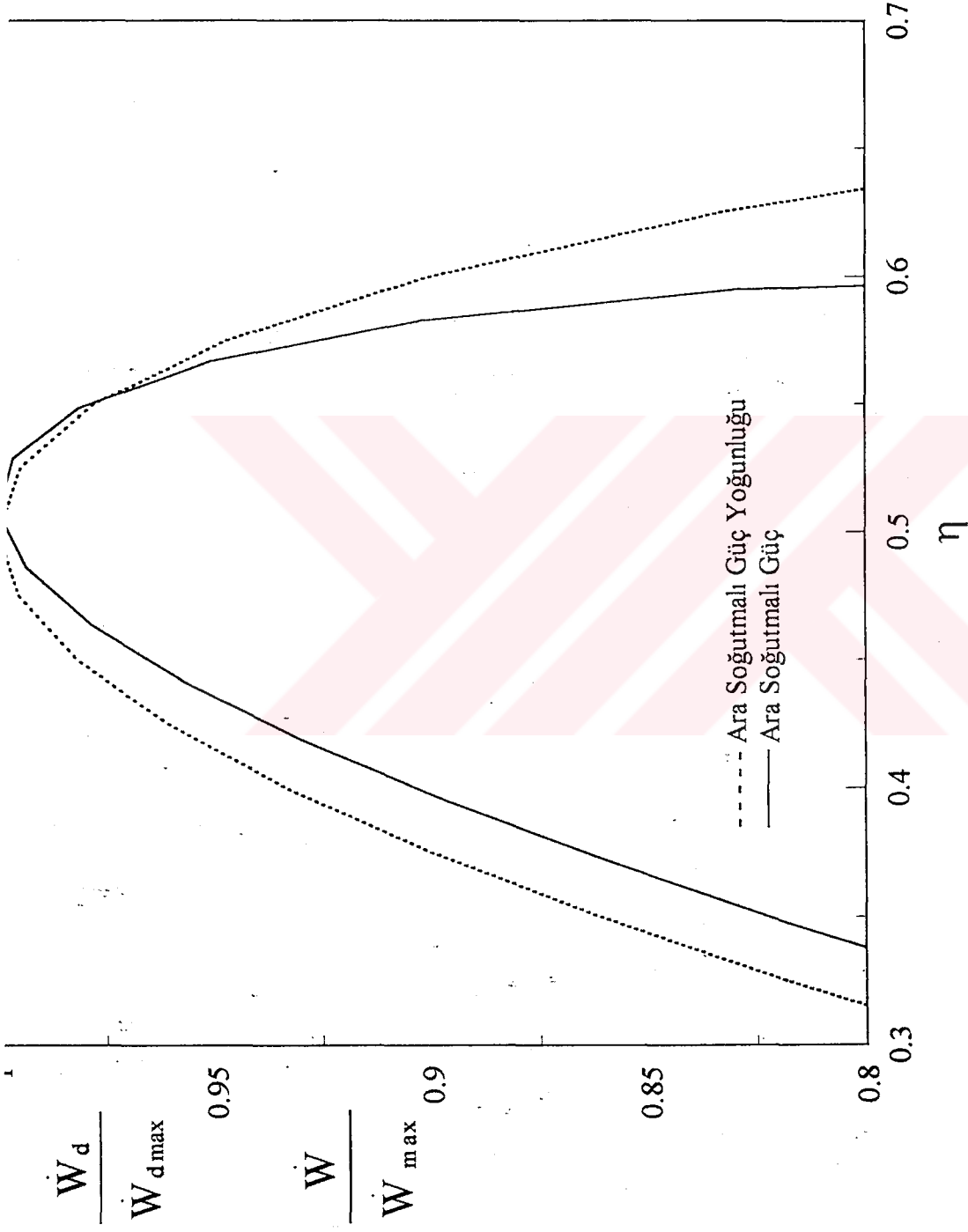
Şekil E.4 İç Tersinir Ara Isıtmalı ve Ara Isıtmalı Joule-Brayton Çevrimlerinde Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğunun ve Gücün  $\eta$  ' a Bağlı Değişimi.



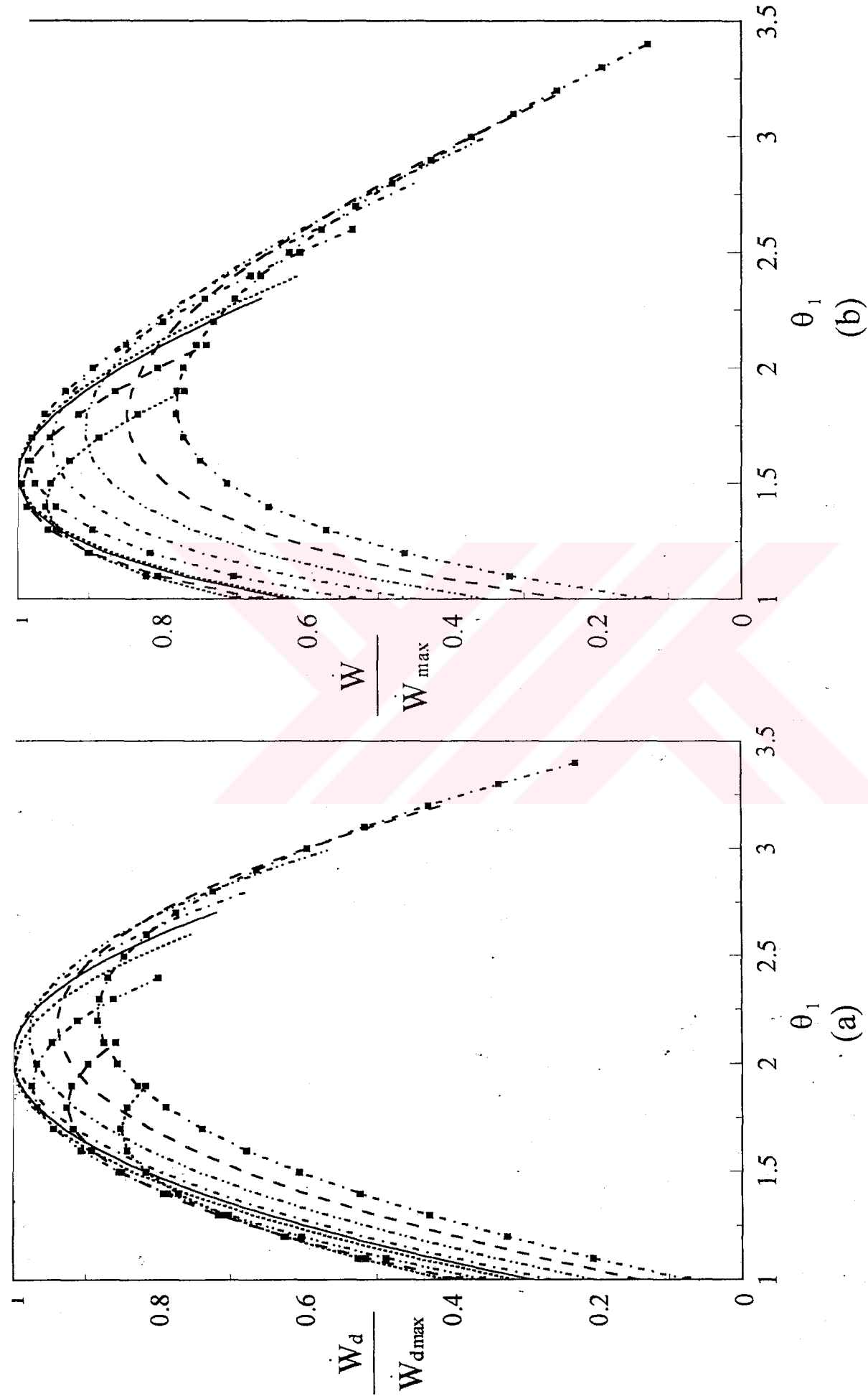
Şekil E.5 İç Tersinir Ara Soğutmalı Joule-Brayton Çevriminde Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğunun ( a ) ve Normalize Edilmiş Gücün ( b )  $\theta_1$  ' e Göre Değişimi (  $\alpha = 4$  ).



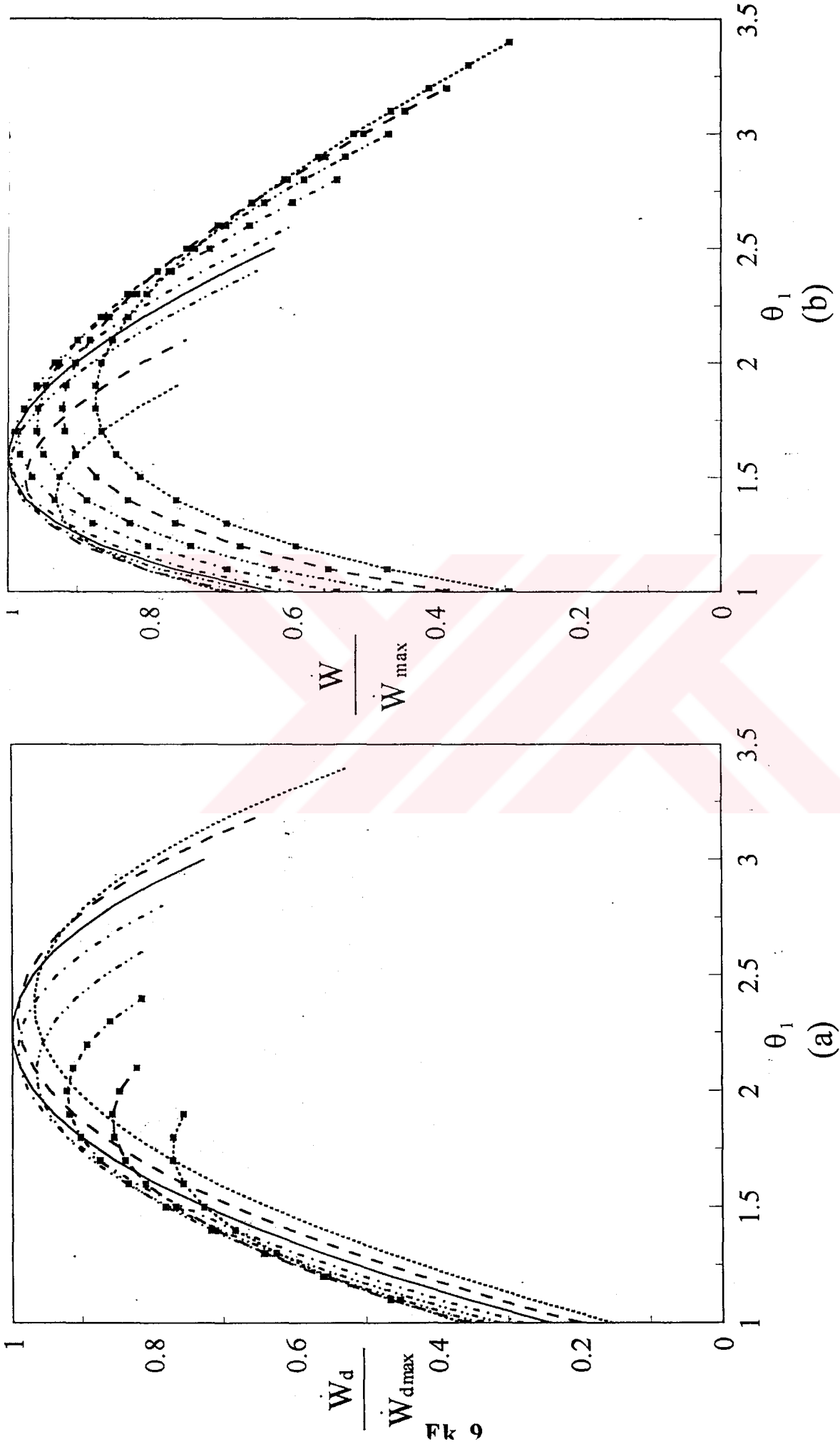
Şekil E.6 İç Tersinir Ara Soğutmalı Joule-Brayton Çevriminde Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğunun ( a ) ve Normalize Edilmiş Gücün ( b )  $\eta$  ' a Göre Değişimi (  $\alpha = 4$  ).



Şekil E.7 İç Tersinir Ara Soğutmalı Joule-Brayton Çevriminde Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğunun ( a ) ve Normalize Edilmiş Gücün ( b )  $\eta$  ' a Göre Değişimi (  $\alpha = 4$  ).

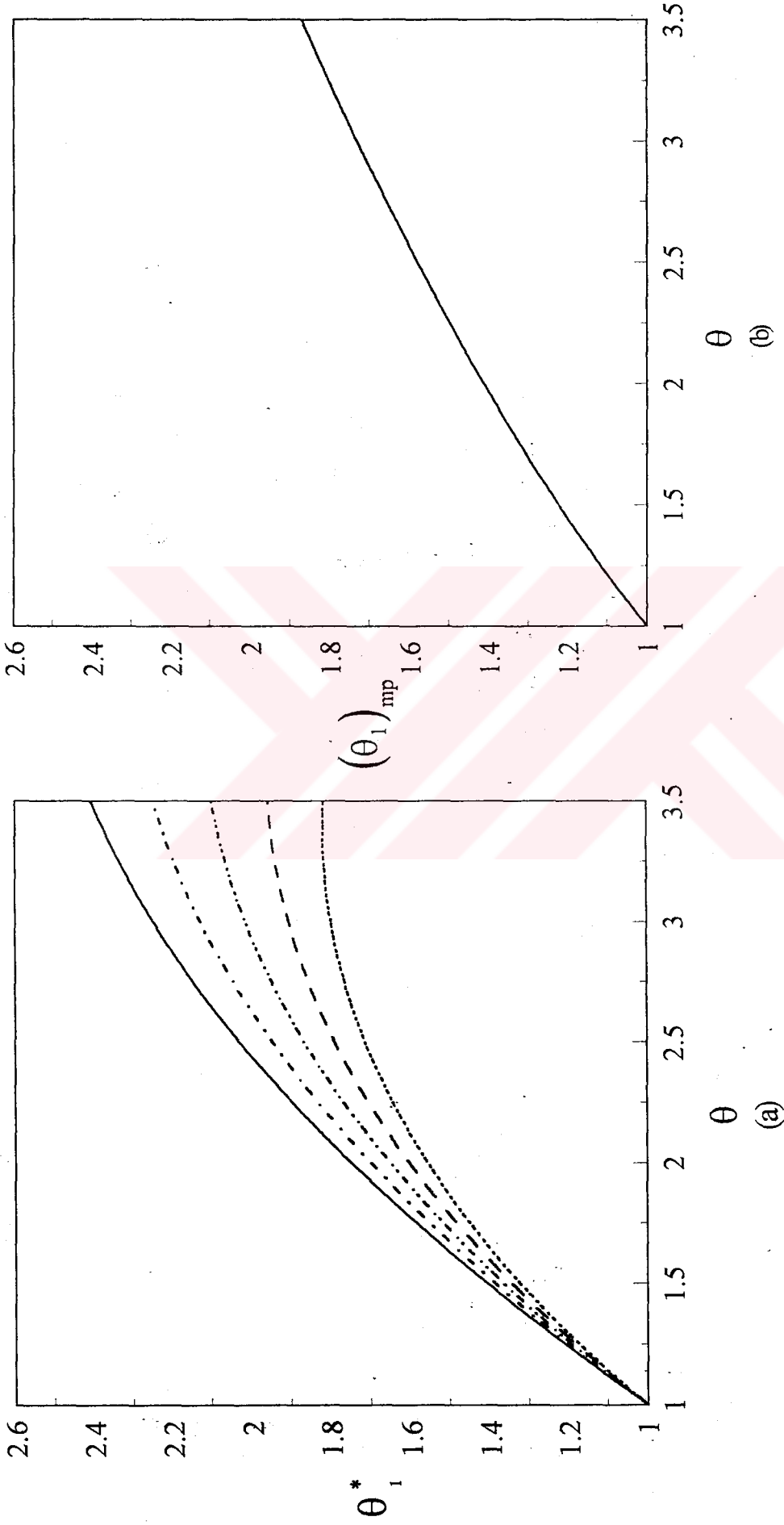


Şekil E.8 Tersinmez Ara Isıtımlı Joule-Brayton Çevriminde Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğunun ( a ) ve Normalize Edilmiş Gücün ( b )  $\theta_1$  ' e Göre Değişimi (  $\alpha = 4$ ,  $\eta_t = \eta_c = 0.95$  ).

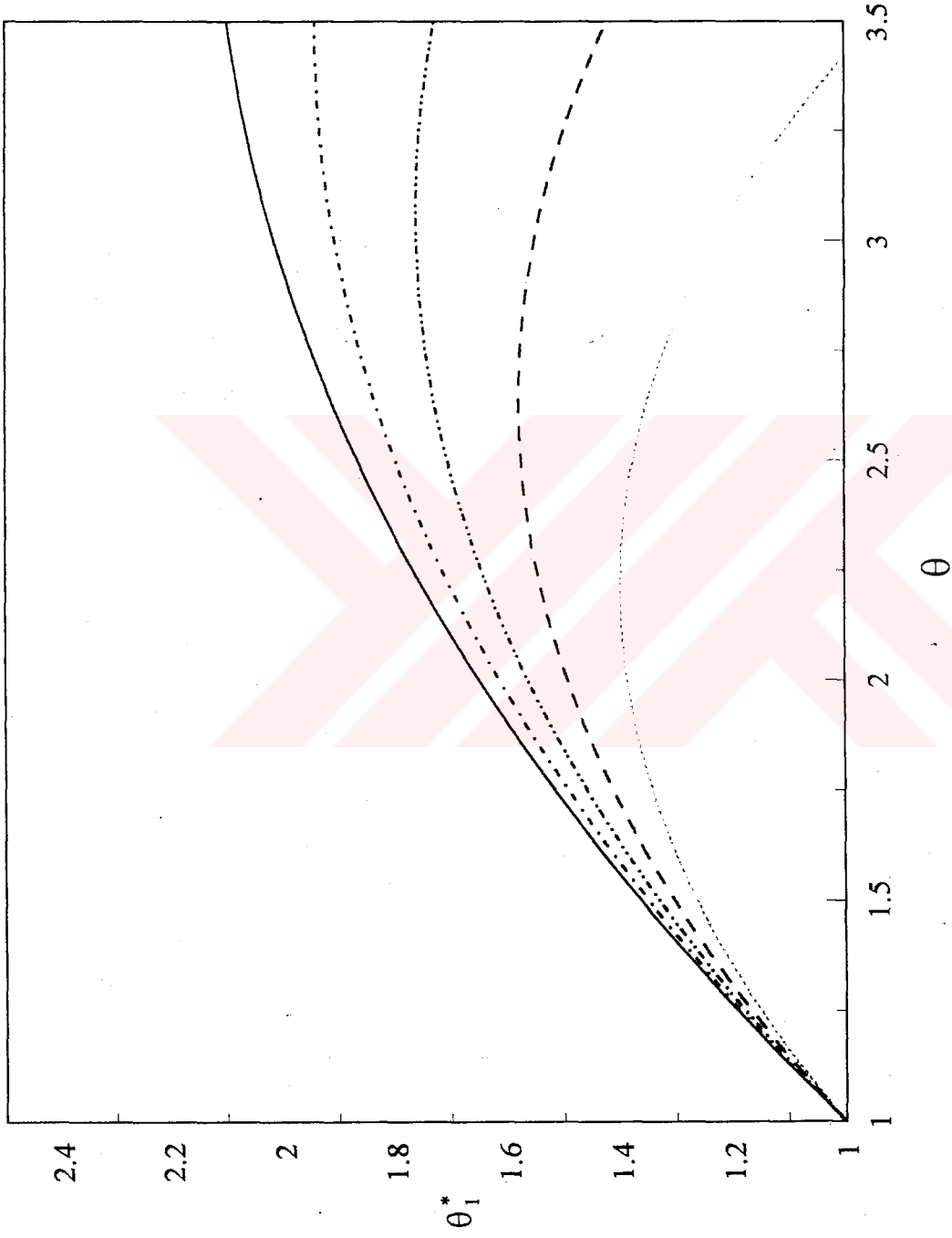


Şekil E.9 Tersinmez Ara Isıtmalı Joule-Brayton Çevriminde Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğunun ( a ) ve Normalize Edilmiş Gücün ( b )  $\theta_1$ ' e Göre Değişimi (  $\alpha = 4$  ve  $\eta_t = \eta_c = 1.00$  ).

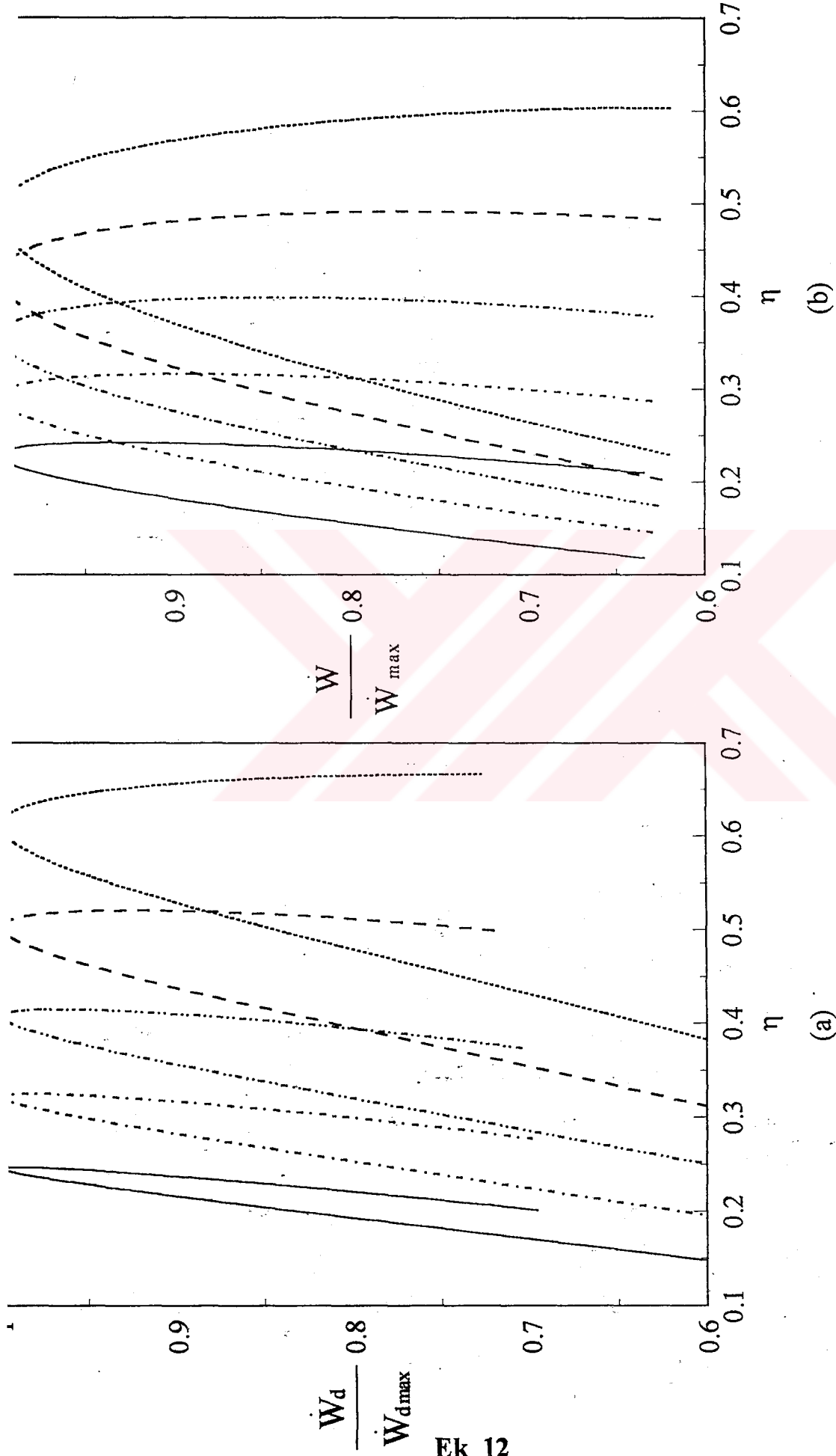
$$\eta_t = \eta_c = 0.80 \ 0.85 \ 0.90 \ 0.95 \ 1.00$$



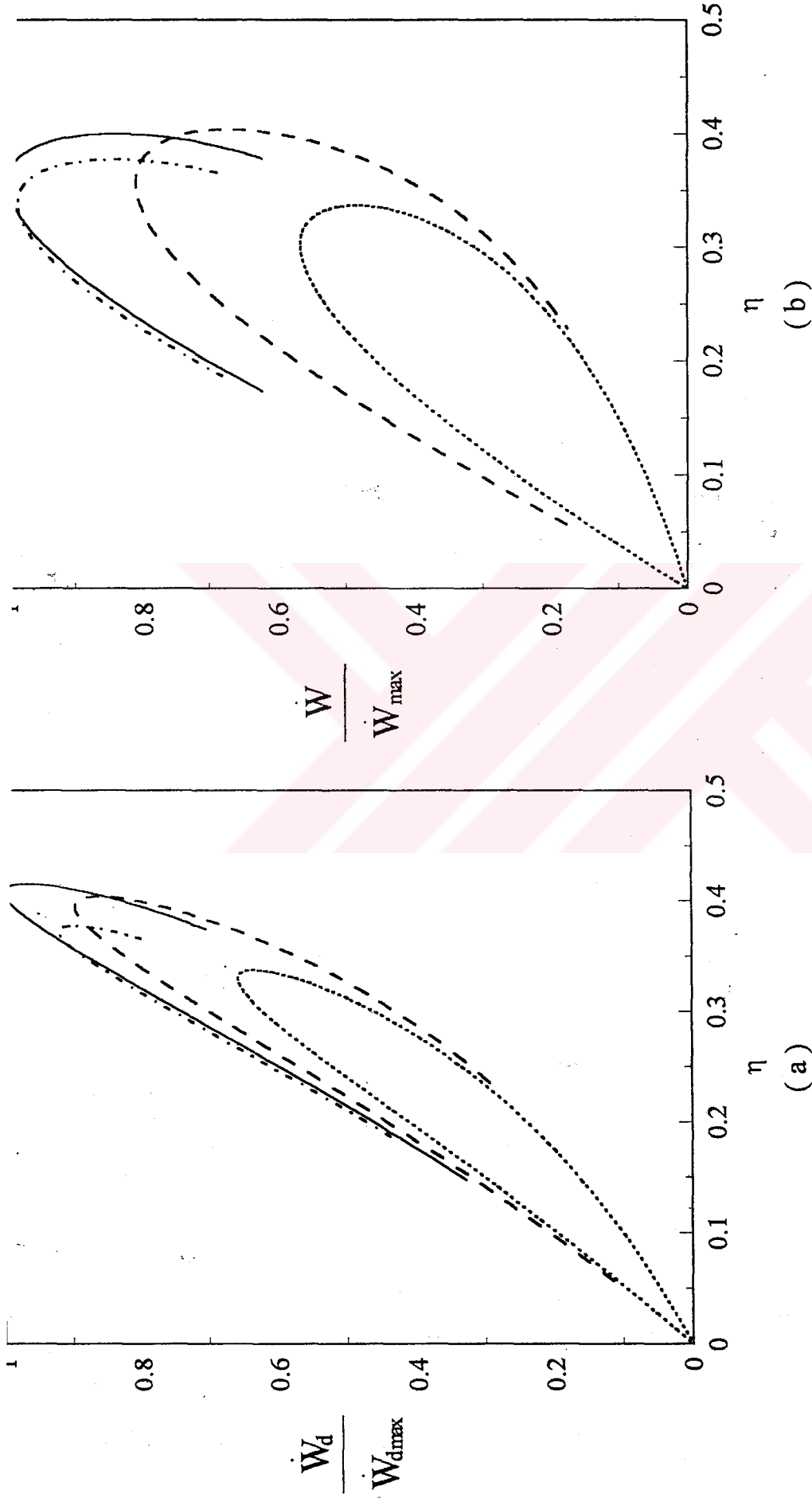
Şekil E.10 Tersinmez Ara Isıtılmalı Joule-Brayton Çevriminde Güç Yoğunluğunda ( a ) ve Güçte ( b ) Optimum  $\theta_1$  ' in  $\theta$  ' a Göre Değişimi (  $\alpha = 4$  ).



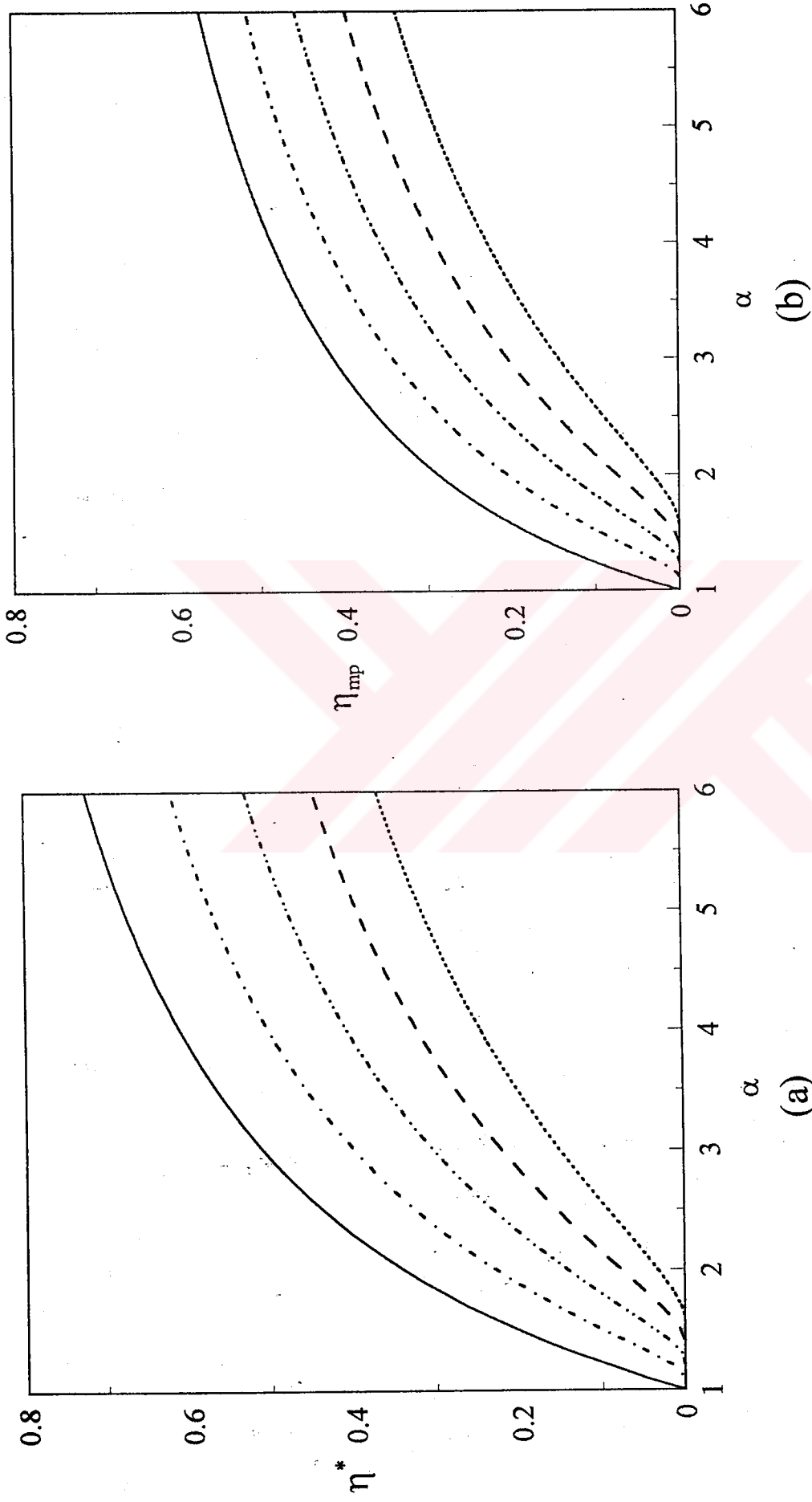
Şekil E.11 Tersinmez Ara Isıtmalı Joule-Brayton Çevriminde Güç Yoğunluğunda Optimum  $\theta_1^*$  'in  $\theta$  ' a Göre Değişimi (  $\eta_t = \eta_c = 0.90$  ).



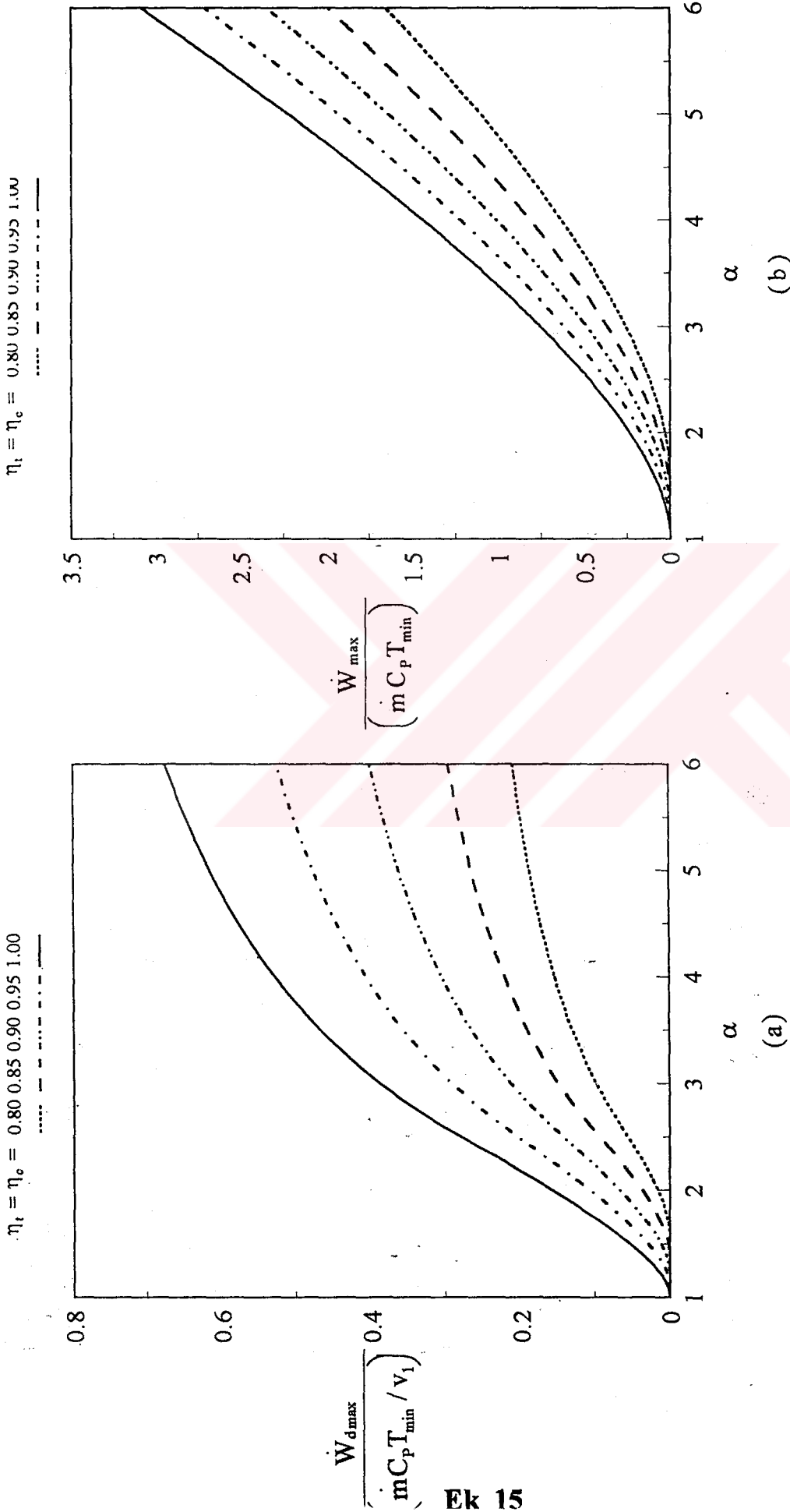
Şekil E.12 Tersinmez Ara Isıtmalı Joule-Brayton Çevriminde Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğunun ( a ) ve Normalize Edilmiş Gücün ( b )  $\eta$ ' a Göre Değişimi (  $\alpha = 4$  ).



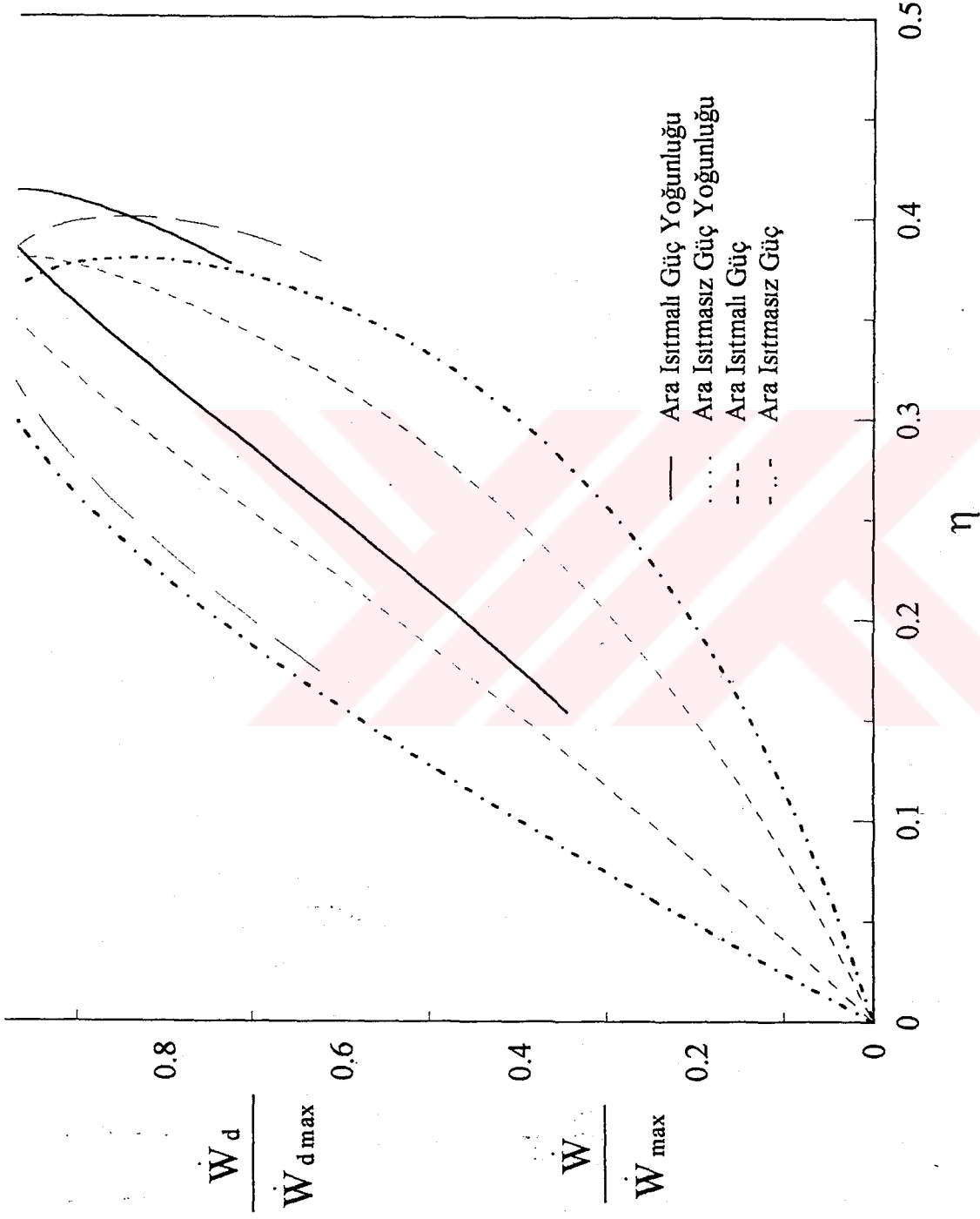
Şekil E.13 Tersinmez Ara Isıtmalı Joule-Brayton Çevriminde Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğunun ( a ) ve Normalize Edilmiş Gücün ( b )  $\eta$ ' a Göre Değişimi (  $\alpha = 4$ ,  $\eta_t = \eta_c = 0.90$  ) :



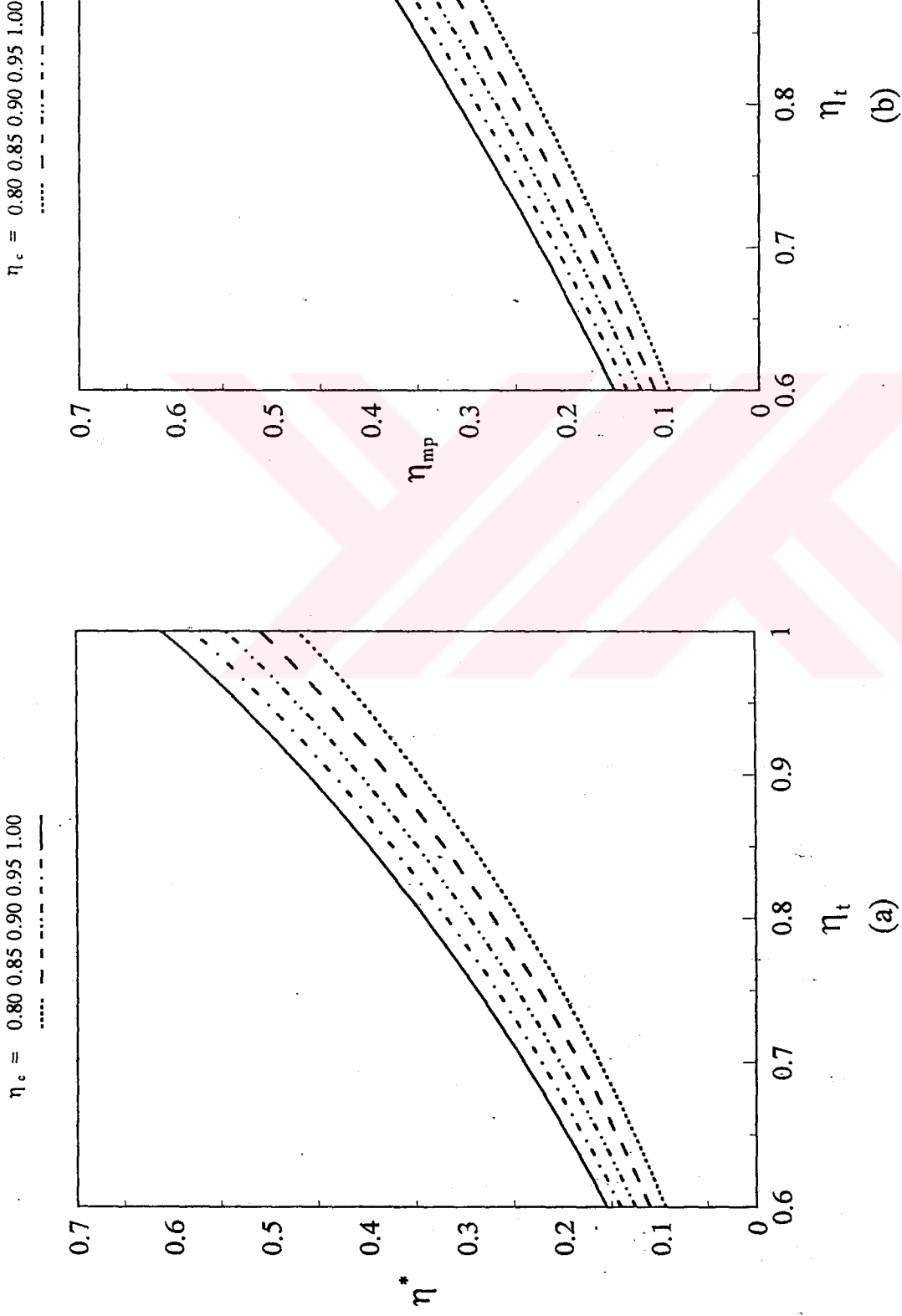
Şekil E.14 Tersinmez Ara Istimalı Joule-Brayton Çevriminde Maksimum Güç Yoğunluğundaki ( a ) ve Maksimum Güçteki ( b ) Termal Verimin  $\alpha$ ' a Göre Değişimi.



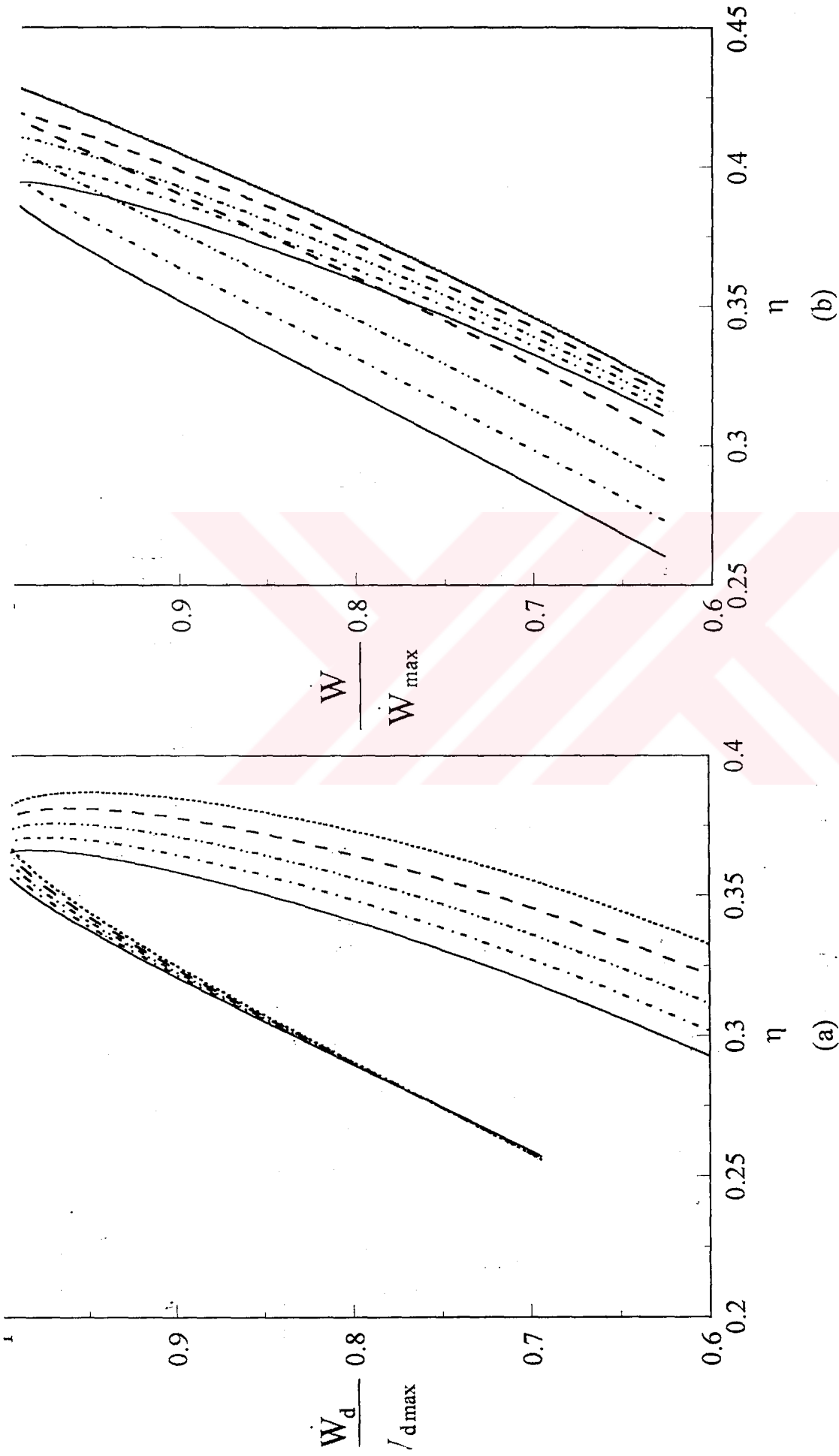
Şekil E.15 Tersinmez Ara Isıtmalı Joule-Brayton Çevrimi İçin Boyutsuzlaştırılmış Güç Yoğunluğunun ( a ) ve Boyutsuzlaştırılmış Gücün ( b )  $\alpha$ ' a Göre Değişimi.



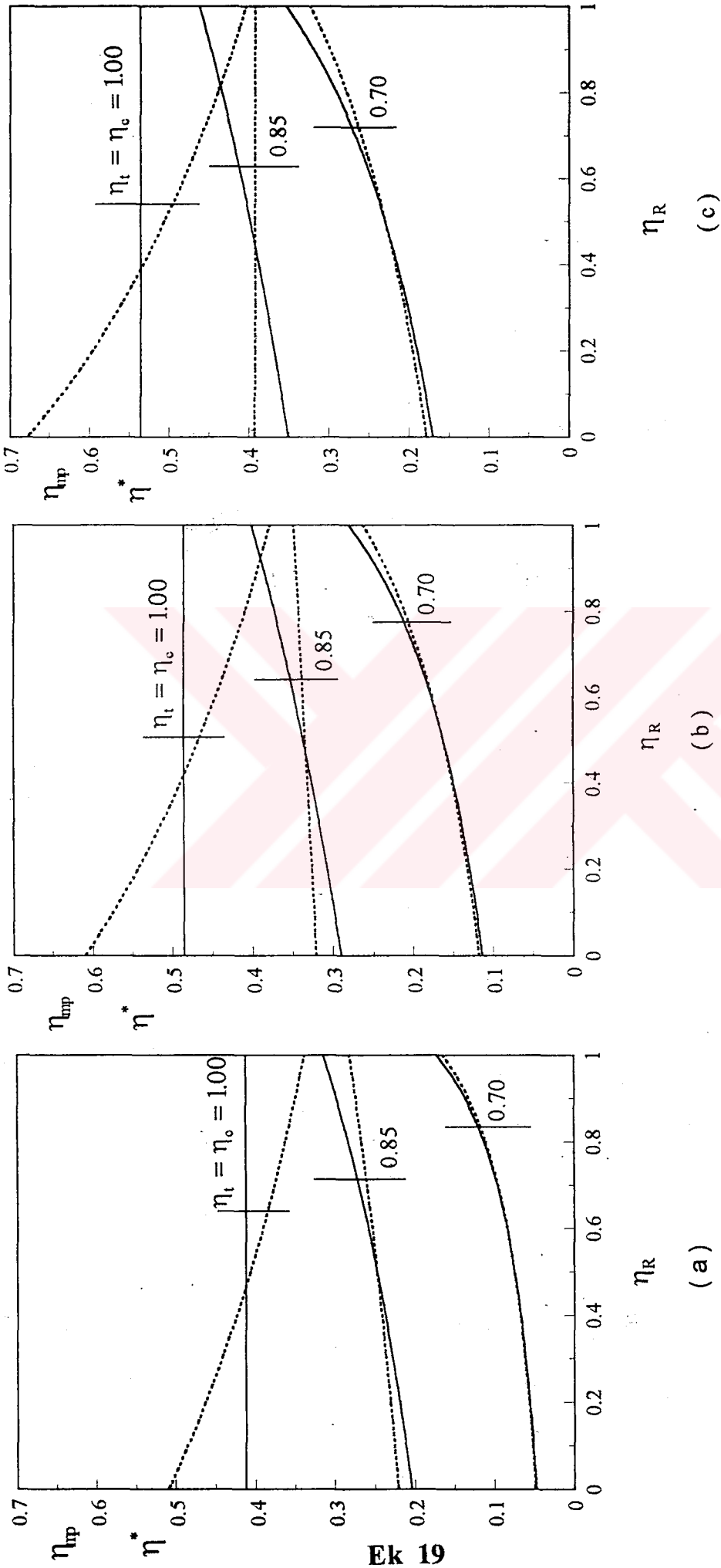
Şekil E.16 Tersinmez Ara Isıtmalı ve Ara Isıtmasız Joule-Brayton Çevrimi İçin Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğunun ve Normalize Edilmiş Gücün  $\eta'$  a Göre Değişimi (  $\alpha = 4$ ,  $\eta_t = \eta_c = 0.90$  ).



Şekil E.17 Tersinmez Ara Isıtmalı Joule-Brayton Çevriminde Maksimum Güç Yoğunluğundaki ( a ) ve Maksimum Güçteki ( b ) Termal Verimin  $\eta_t$ ' ye Göre Değişimi (  $\alpha = 4$  ).



Şekil E.18 Tersinmez Rejeneratörlü Ara Isıtmalı Joule-Brayton Çevriminde Normalize Edilmiş Güç Yoğunluğunun ( a ) ve Normalize Edilmiş Gücün ( b )  $\eta$  ' a Bağlı Değişimi (  $\alpha = 5$ ,  $\eta_l = \eta_c = 0.80$  ).



Şekil E.19 Tersinmez Rejeneratörlü Ara Isıtmalı Joule-Bayton Çevriminde  $\alpha = 3$  (a),  $\alpha = 4$  (b),  $\alpha = 5$  (c) İçin Maksimum Güç Yoğunluğundaki Termal Verimin (Kesik Eğriler) ve Maksimum Güçteki Termal Verimin (Sürekli Eğriler) Rejeneratör Verimine Bağlı Değişimi.

## ÖZGEÇMİŞ

**Doğum Yeri ve Tarihi** : İstanbul, 1975

**Lise** : Kabataş Erkek Lisesi, 1991

**Üniversite** : Yıldız Teknik Üniversitesi ,  
Makina Fakültesi ,  
Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü Birinciliği, 1995

**İş Durumu** : Yıldız Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı Mühendisliği  
Bölümünde Araştırma Görevliliği, 1997 -  
( Halen Bu Bölümde Görevini Sürdürmektedir. )

