

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALLERİNİN
TEKNO-EKONOMİK ETÜDÜ VE OPTİMUM
TERMODİNAMİK ŞARTLARIN BELİRLENMESİ

Mak.Müh. Muammer AKGÜN

F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Enerji Makinaları Programında
hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Y.Doç.Dr. Recep ÖZTÜRK

İSTANBUL , 1995

	Sayfa No
İÇİNDEKİLER	
SEMBOL LİSTESİ	iii
ŞEKİL LİSTESİ	v
TABLO LİSTESİ	ix
KISALTMALAR LİSTESİ	x
TEŞEKKÜR	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
1. Giriş ve Amaç	1
2. Gaz Türbinlerinin Gelişimi	3
2.1. Gaz Türbinli Tahrik Sistemlerinin İncelenmesi	5
2.2. Açık Sistem Gaz Türbinleri	6
2.2.1. Açık Çevrimli Tek Kademeli Tesisler	7
2.2.2. Ara Isıtmalı Gaz Türbinleri	15
2.2.3. Ara Soğutmalı Gaz Türbinleri	26
2.2.4. Ara Isıtmalı ve Ara Kızdırmalı Gaz Türbinleri	33
2.3. Kapalı Çevrim Gaz Türbinleri	35
2.4. Yarı Kapalı Çevrimli Gaz Türbinleri	36
3. Güç Üretiminde Kullanılan Kombine Çevrimli Tesisler	38
3.1. Kombine Çevrimli Tesislerdeki Gelişmeler	39
3.2. Kombine Çevrim Sistemlerinin Enerji Santrallerine Uygulanması	42
3.2.1. Ek Yakmasız Kombine Çevrim Santralleri	43
3.2.1.1. Buhar Türbinlerine Gaz Türbini İlavesi İle Güç ve Verim Artırımı	44

3.2.1.2. Gaz Türbinlerine Buhar Türbini İlavesi İle Güçve Verim Arttırımı	45
3.2.2. Tam Yakmalı Kombine Çevrim Santralleri	45
3.2.3. Paralel-Güç Üniteli Kombine Çevrim Santralleri	46
3.3. Güç ve Verimde Ulaşılan Seviyeler	47
3.3.1. Ek Yakmasız Toplam Verim	47
3.3.2. Ek Yakma Halinde Toplam Verim	48
3.3.3. Kısmi Yüklerde Verimler	48
3.4. Eski Santrallerin Dönüşümü	52
3.5. Soğutma Suyu İhtiyacı	52
3.6. İlk Harekete Geçme Süresi	53
3.7. Maliyet Analizi	55
3.7.1. Yatırım Maliyeti	55
3.7.2. İşletme Maliyetleri	55
3.7.3. Yakıt Maliyeti	56
3.7.4. Personel Maliyeti	56
3.7.5. Tamir Bakım ve Yedek Parça Masrafları	57
4. Kombine Çevrim Tesislerinin Tekno-Ekonomik Etüdü ve Optimum Parametrelerin Belirlenmesi	58
4.1. Kuramsal Analiz ve Optimum Çözüm	58
4.2. Atık Isı Kazanının Isı Transfer Alanına Etkiyen Termodinamik Parametrelerin Belirlenmesi	73
5. Sonuç ve Öneriler	79
KAYNAKLAR	81
ÖZGEÇMİŞ	

SEMBOL LİSTESİ

- A : Isı Transfer Alanı , m²
- C : Minimum Isı Kapasitesi
- C_p : Sabit Basıncıta Özgül Isınma Isısı , kJ/kgK
- d : İskonto Oranı , %
- e : Yakıt Fiyatlarında Geleceğe Yönelik Gerçek Eskalasyon , %
- G : Limit Sıcaklık , K
- H : İşletme Saati , h
- H_u : Yakıt Alt Isıl Değeri , kJ/Nm³Y
- h : Entalpi , kJ/kg
- N : Kurulu Güç , kW , MW
- Q : Sisteme Verilen Isı , kcal/h
- P : Basıncı , bar
- P_r : Basıncı Oranı
- s : Entropi , kJ/kgK
- T : Sıcaklık , K , °C
- W_{net} : Net İş , kJ
- ΔP : Basıncı Kaybı , %
- Δt : Sıcaklık farkı
- ε : Etkinlik Değeri
- ε_y : Yanma Odasında Basıncı Düşümü , %
- η_b : Yanma Verimi , %
- η_{bt} : Buhar Türbini Verimi , %

- η_{cis} : Kompresör İzantropik Verimi , %
- η_g : Jeneratör Verimi , %
- η_{gt} : Gaz Türbini Verimi , %
- $\eta_{kç}$: Kombine Çevrim Verimi , %
- η_t : Termik Verim , %
- η_{tis} : Türbin İzantropik Verimi , %
- ϕ : $P_r^{(k-1)/k}$
- λ : Hava Fazlalık Katsayısı
- μ : $1/P_r^{(k-1)/k}$
- θ : Sıcaklık Oranı

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa No
2.1- Reküperatörlü Bir Gaz Türbini Tesisi ve T-s Diyagramı	8
2.2- Tek Kademeli Reküperatörlü Bir Tesiste Verim ve Spesifik Hava Miktarı Değişimi	9
2.3- Gaz Türbini Tesisi	9
2.4- Termik Verimin Basınç Oranı İle Değişimi	11
2.5- Basit Bir Gaz Türbini Tesisinde Sıcaklık ve Verimin Bağlı Değişimi	12
2.6- Tek Kademeli Basit Bir Gaz Türbini Tesisinde Termik Verimin Basınç Oranı İle Değişimi	13
2.7- Termik Verimin T_3 Sıcaklığı ve Basınç Oranı İle Değişimi	14
2.8- Termik Verimin Basınç Oranı İle Değişimi	15
2.9- Ara Isıtmalı Bir Gaz Türbini Tesisi	15
2.10- Sıkıştırma Oranının Reküperatör Verimi İle Değişimi	22
2.11- Termik Verim Değerinin μ Değeri İle Basınç Oranlarına Göre Değişimi	25
2.12- Reküperatörlü Tesiste Basınç Oranı ve Özgül Net İşin θ 'ya Göre Değişimi	25
2.13- Reküperatörsüz Tesiste Basınç Oranı ve Özgül Net İşin θ 'ya Göre Değişimi	26
2.14- Reküperatörlü Tesiste Basınç Oranı ve Termik Verimin θ 'ya Göre Değişimi	26
2.15- Ara Soğutmalı Bir Gaz Türbininin T-s Diyagramı	27
2.16- Ara Soğutmalı Bir Gaz Türbini Tesisi	27

2.17- Ara Soğutmalı Bir Tesis İçin Net İş Diyagramı	30
2.18- Ara Soğutmalı Tesiste Termik Verimin Değişimi	30
2.19- Reküperatörsüz Çevrim T-s Diyagramı	31
2.20- Ara Isıtmalı ve Ara Soğutmalı Gaz Türbini Tesisi	34
3.1- Kombine Çevrim Tesisi ve T - s Diyagramı	38
3.2- Termik Verim Değerleri (Ek Yakmalı ve Ek Yakmasız)	39
3.3- Ek Yakma Uygulanmayan Bir Tesiste Isı Transferi Diyagramı	40
3.4- Kombine Çevrim Tesislerinde Erişilebilir Verim	48
3.5- Ek Yakma Olmayan Tesislerde Limit Değerler	49
3.6- Gaz Türbini Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarına Bağlı Olarak Verim	49
3.7- Taze Buhar Basıncı ve Soğutma Suyu Sıcaklığının Buhar Türbini Verimine Etkisi	50
3.8- Ek Yakmalı Kombine Bir Tesiste t_3 ' Sıcaklığına Göre Verim Değişimi	50
3.9- Tek Basıncı Basamaklı, Ek Yakmalı Kombine Çevrim Tesisinde Egzos Gazı Sıcaklığı İle Gücün Değişimi	51
3.10- Toplam Gücün Termik Verimle Değişimi	51
3.11- Termik Tesisler İçin Soğutma Suyu İhtiyacı	53
3.12- Değişik Tip Tesisler İçin Harekete Geçme Süresi	54
3.13- Değişik Tip Tesislerin Maliyetinin Gaz Türbini İle Kıyaslanması	55
3.14- Güç Üretim Tesislerinin Özgül Yatırım Bedelleri	56
4.1- Kombine Çevrim Tesisi	59

4.2- Gaz Türbinli Tesiste Termik Verim ve Net Gücün Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi ($T_3=1000$ K)	62
4.3- Gaz Türbinli Tesiste Termik Verim ve Net Gücün Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi ($T_3=1200$ K)	62
4.4- Gaz Türbinli Tesiste Termik Verim ve Net Gücün Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi ($T_3=1400$ K)	63
4.5- Gaz Türbinli Tesiste Termik Verim ve Net Gücün Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi ($T_3=1600$ K)	63
4.6- Kombine Çevrim Tesisleri ve Atık Isı Kazanı Uygulamaları	65
4.7- Çift ve Üç Basıncılı Atık Isı Kazanı Uygulamaları	66
4.8- Tek Basınç Kademeli Atık Isı Kazanında Isı Transfer Diyagramı	67
4.9- Çift Basınç Kademeli Atık Isı Kazanında Isı Transfer Diyagramı (Ara Kızdırmaz)	67
4.10- Üç Basınç Kademeli Atık Isı Kazanında Isı Transfer Diyagramı (Ara Kızdırmalı)	68
4.11- Buhar Türbini Net Gücünün Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi ($T_3=1000$ K)	68
4.12- Buhar Türbini Net Gücünün Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi ($T_3=1200$ K)	69
4.13- Buhar Türbini Net Gücünün Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi ($T_3=1400$ K)	69
4.14- Buhar Türbini Net Gücünün Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi ($T_3=1600$ K)	69

4.15- Buhar Türbini Net Gücünün Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi ($T_3=1800$ K)	70
4.16- Kombine Çevrim Tesisinin Net Güç ve Termik Verimin Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi ($T_3=1000$ K)	71
4.17- Kombine Çevrim Tesisinin Net Güç ve Termik Verimin Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi ($T_3=1200$ K)	71
4.18- Kombine Çevrim Tesisinin Net Güç ve Termik Verimin Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi ($T_3=1400$ K)	72
4.19- Kombine Çevrim Tesisinin Net Güç ve Termik Verimin Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi ($T_3=1600$ K)	72
4.20- Atık Isı Kazanı Isı Transfer Alanının ΔT_p ve P_{rc} İle Değişimi	76
4.21- Atık Isı Kazanı Isı Transfer Alanı ve Termik Verimin ΔT_p İle Değişimi	77
4.22- Yıllık Yakıt Tasarrufu, Ek Yatırım ve Net Kazancın ΔT_p İle Değişimi	78

TABLO LİSTESİ

	Sayfa No
3.1- Çeşitli Termik Tesislerin Verim Değerleri	41
3.2- Çeşitli Tesislerde Özgül Personel İhtiyacı	57
3.3- Çeşitli Tesislerde Bakım ve Yedek Parça Masrafları	57



KISALTMALAR LİSTESİ

AIK : Atık Isı Kazanı

BST : Besleme Suyu Tankı

BT : Buhar Türbini

EYM : Ek Yatırım Maliyeti

G : Jeneratör

GT : Gaz Türbini

H : Ön Isıtıcı

K : Kompresör

NTU : Number of Transfer Units

R : Reküparatör

T : Türbin

YNK : Yıllık Net Kazanç

YO : Yanma Odası

YYT : Yıllık Yakıt Tasarrufu

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında; güç üretim sistemleri içerisinde gün geçtikçe önem kazanmakta olan kombine çevrim santralleri incelenmiştir. Bu çalışmalarım esnasında, bilgi ve tecrübeleriyle beni yönlendirerek, böyle bir çalışmanın oluşması için gerekli desteği ve ilgiyi gösteren tez danışmanım ve hocam Sayın Y.Doç.Dr.Recep ÖZTÜRK 'e , çalışmalarım esnasında bu konudaki tecrübelerinden yararlandığım Sayın Prof.Ertuğrul KÜÇÜKKARAMIKLI 'ya, bu konudaki çalışmaları ile bana destek sağlayan ve tezin oluşumunda katkısı bulunan Sayın Doç.Dr.Bahri ŞAHİN 'e ve Sayın Doç.Dr.Şükrü BEKDEMİR 'e , kaynakların sağlanmasında büyük bir özveri ile yardımlarından dolayı Sayın Mak.Müh.Yücel ERDALLI 'ya ve British Council Yetkililerine, tezin oluşumundaki yardımlarından dolayı Arş.Gör.Ertan YOLDAŞ , Arş.Gör.Haluk ÇAKAR ve Arş.Gör.İsmail KARAR 'a , yazım konusundaki yardımlarından dolayı Sayın Öznur ŞAHİNLER 'e , tez ve tez ile ilgili kaynakların çoğaltılmasındaki yardımlarından dolayı Sayın Fuat DÜZ ve çalışanlarına, özellikle bu çalışmalarım esnasında bana her türlü maddi ve manevi destek sağlayan aileme teşekkür ederim.

İstanbul, 1995

Mak.Müh.Muammer AKGÜN

ÖZET

Günümüzde güç üretiminin ana amacı, optimum sistemlerin kullanılma arayışı sonucu yeni sistemler üretmektir. Bu amaçla kombine çevrimli tesislerin incelenmesi ve tekno-ekonomik analizinin yapılarak tesis boyutlarının küçültülmesi ile güç eldesinin artırılması söz konusudur. Kombine çevrim kavramının ortaya konmasının temel amacı, sistemdeki kayıp enerji miktarının geri kazanılarak, bu kayıp enerjiden ek güç eldesini içermektedir.

Bu tür enerji üretim tesislerinde ulaşılmış termik verim değerleri net %55 değerindedir ve bu değer 2000'li yıllarda % 60'lar düzeyine ulaştırılması beklenmektedir. Bunun nenede diğer enerji üretim sistemlerine göre avantajlarının çok fazla olmasının yanısıra en önemli avantajı çevre açısından en iyi enerji üretim sistemlerinden biri olmasıdır. Bu tesislerden atmosfere atılan CO₂ ve NO_x emisyonları çevre için istenen limitlerin çok altındadır.

Kombine çevrim tesislerinde, gaz türbinlerinden çıkan egzoz gazlarının sahip olduğu enerjinin geri kazanılması ile buhar çevriminin şartları iyileştirilmelidir. Bu nedenle sisteme etkileyen tekno-ekonomik parametreler belirlenmelidir. Tekno-ekonomik parametreler öncelikle gaz türbini grubunda daha sonra atık ısı kazanındaki şartlar göz önüne alınarak buhar çevrimi şartları optimize edilerek net güç ve termik verim değerleri yükseltilebilir.

Bu çalışmanın ilk bölümünde, alternatif gaz türbinlerinin optimum parametreleri incelenerek termik verim değerleri irdelenmiştir. Daha sonra kombine çevrim tesisi kavramı irdelenerek, alternatif kombine çevrim tesisleri göz önüne alınarak gelişmelere değinilmiştir. Son bölümde ise ek yakmasız ve tek basınç kademeli atık ısı kazanı bulunan bir kombine çevrimin tekno ekonomik analizi yapılarak optimum termo-ekonomik parametreler belirlenmiştir.

ABSTARCT

Nowadays, the main purpose of power generation is to produce new systems as a result of the usage search of the optimum systems. So, it is considerable to examine the combined power plants and to increase their power generation by doing techno-ekonomic analysis with minimizing of the plant's dimensions. The basic purpose of suggesting combined cycle concept includes recovering of the amount of waste energy in the system and generation of supplementary power from this energy.

In these types of power plants, accessed thermal efficiency value is about %55 and this value is expected to be around %60 in 2000's. Because, combined power plants have got more advantages than the other energy generation systems have. Besides, the most important advantage of them is being one of the best systems for environment. So, these power plants emit CO₂ and NO_x emissions which under the legal limitations.

In the combined power plants, the conditions of the steam cycle should be treated by recovering energy possessed by exhaust gases exhausting from gas turbines. So, the parameters which affect the system should be determined. Techno- economic parameters are determining gas turbine groups and then waste heat boiler condition. After that overall output and thermal efficiency will be increased by optimising steam cycle conditions.

In the fist chapter of this study, the thermal efficiency values were inspected by analysing optimum parameters of the alternative gas turbines. Then, combined power plant concept was inspected and touched to new developments related to the subject considering alternative combined power plants. In the last chapter, techno-economic analysis of combined cycle that consist of without supplementary firing and single stage waste heat boliler was done and optimum thermodynamic parameters were determined.

BÖLÜM 1

1.GİRİŞ VE AMAÇ

Günümüzde, gaz türbinli güç üretim tesislerinde, termik verim artırılmasına yönelik araştırma-geliştirme çalışmalarının en önemli sonuçlarından biri tartışmasız Kombine Çevrim Tesisleridir. Kavram olarak, iş akışkanının çalıştığı alt ve üst sıcaklık farkının termik verimi artıracığı bilinen bir gerçektir. Gaz türbinli tesislerde türbine giriş sıcaklığının artması bir avantaj iken türbinden çıkış sıcaklığının yükselmesi nedeniyle termik verimin olumsuz etkilenmesi söz konusudur. Oysa buhar türbinlerinde düşük türbine giriş sıcaklığı bir dezavantaj iken türbinden çıkış sıcaklığının düşük olması termik verim yönünden olumlu sonuç vermektedir. Günümüzde termik tesislerde ulaşılan termik verim değerleri gözden geçirildiğinde gaz türbinli tesislerde %26-%39, buhar türbinlerinde %30 - %40 arasında değişim söz konusudur. Kombine çevrimli tesislerde ise ulaşılmış olan net termik verim değeri ise %55 değerindedir. Bu değer 2000 'li yıllarda %60 'lar düzeyine çıkması beklenmektedir.

Kombine çevrim santrallerinin tercih edilmesi için bir çok sebep olmasına karşın günümüzde önem kazanmasının nedeni, enerji eldesi esnasında meydana gelen egzoz emisyonlarının çevre ile ilgili mevzuatlarda belirtilen değerlerin çok altında olmasıdır. Bu nedenle gerek çevreye daha az zararlı olması açısından gerekse termik verim değerinin diğer enerji elde eden tesislere oranla yüksek olması nedeniyle popüler hale gelmişlerdir.

Bu çalışmada kombine çevrimli tesislerin tekno-ekonomik etüdü ve optimum termodinamik büyüklüklerin incelemesi yapılmıştır. Bu nedenle öncelikle sistemin ilk bölümünü oluşturan gaz türbinli tesisleri, basit gaz türbininden hareketle tüm alternatif gaz türbinli tesislerin termodinamik açıdan incelemeye alarak optimum parametrelerin belirlenmesi için çalışmalar yapılmıştır. Gaz türbinlerinin değişik tipleri olan açık ve kapalı sistemler için termodinamik parametreler incelenmiştir.

Gaz türbinli tesislerin ardından, bu tesislere yapılan ilavelerle oluşan sistemlerle beraber mevcut sistemlerin dönüşümü üzerinde durulmuştur. Günümüzde kullanılmakta olan kombine tesisler irdelenerek olumlu ve olumsuz yanları yanısıra, bu sistemlerin gelişebilirliğine değinilmiştir. Gelişebilirlik aşamasında ortaya çıkan arayışlarla birlikte bu sistemlerin tekno-ekonomik ve optimum termodinamik parametreleri belirlenerek bu sonuçlar grafik halinde verilmiştir.



BÖLÜM 2

2.GAZ TÜRBİNLERİNİN GELİŞİMİ

Tarihin ilk çağlarından itibaren insanlar, alternatif hareketle çalışan ve bunun neticesi olarakta kitle kuvvetleri büyük çıkan alternatif makineler yerine doğrudan rotatif hareket sağlayan makineler kullanmayı düşünmüşlerdir.

Milattan önce 130 yılında, İskenderiye'de yaşayan Hero, basit türbin prensibini bulmuştur. Bu tertibat ile atlı karıncaya benzer bir platformu döndürmüştü; bu amaçla üst kısımda yakılan yakıtla ısıtılan hava, platformun altında bulunan kanallardan dışarı çıkarken tepki kuvveti ile platformu döndürmektedir.

Gaz türbinleri açısından en önemli aşamayı, 1820 yılında İngiliz Stirling tarafından ortaya çıkarılmış, eşit hacimli çevrim teşkil eder. Stirling bu çevrime dayanarak 1827 yılında, hava motoru adını verdiği bir makina imal etmiştir. Bu çevrimi Ericsson'un yaptığı çalışmalar takip etmiş ve onunda arkasından 1850 yılında, İngiliz Fernihough, gaz ve su buharı ile çalışan bir türbin yapmıştır. Stirling ve Ericson çevrimini, Joule tarafından bulunan ve Brayton'un 1873'te geliştirdiği çevrim izlemiştir. Bu çevrim halen gaz türbinlerinde ideal çevrim olarak kabul edilmektedir. Pratik bakımdan en ileri adım 1872 senesinde Stolze tarafından yapılan ve ateş türbini diye adlandırılan sistemdir. Burada çok basamaklı bir aksenel kompresör tarafından emilen hava, gerekli miktarda sıkıştırıldıktan sonra, bir ısı eşanjörüne giderek ayrı bir yanma odasından gelen sıcak duman gazlarıyla ısıtmakta ve genişleyip mekanik işi sağladıktan sonra atmosfere atılmaktaydı. Bu sistem teorik bilgi ve malzeme tekniği açısından gerekli seviyelerde olmadığından başarılı olmadı.

Başarılı çalışarak ilk defa yarar güç sağlanmış olan türbin grubu, 1905 yılında Fransa'da Armengaud ve Lemale tarafından yapılmıştır. Bu grupta, atmosferden emilen yakma havası, 3 karterde toplanmış, çok basamaklı Rateau tipi bir kompresörde sıkıştırıldıktan sonra, yanma odasına gönderilmekteydi. Burada sıvı yakıtın yanması

sonucunda elde edilen duman gazları içerisine su püskürtmek suretiyle bir miktar soğutulduktan sonra, çift basamaklı ve Curtis tipine sahip bir türbine gönderilerek genişlemekteydi.

Aynı sıralarda, Amerika'da Moss tarafından, ilk gaz türbini de, 1912 senesinde çalıştırıldı (Eyice,S.,1976)

Mekanik güç sağlamak amacıyla yapılan ilk türbinlerden biri, 1935 yılında imal edilen Lysholm grubudur. Gaz türbinlerinden bir endüstri tesisinde BBC grubu 1936 senesinde yararlanmıştır.

Macaristan'da 1939 yılında Jendrassik tarafından yapılmış olan türbin grubu, modern türbinlerin öncüsü olmuştur. Bu grup ile 475 °C gaz sıcaklığında ve 16400 1/min devirde 98,5 PSe'lik bir güç ve %21 civarında termik verim sağlanmıştır. Aynı yıl BBC firması elektrik enerjisi üretimine yarayan ilk turbo generatör grubunu yapmıştır.

1947 yılında yarı kapalı çevrimle çalışan ilk grup BBC firması tarafından yapılarak faaliyete geçirilmiştir. 4500 kw gücüne sahip bu grubu 1955 yılında yine aynı firma tarafından üretilen ilk paket grup izlemiştir. Seyyar olarak yapılan bu grup, 6200 kw'lik bir güçte bulunmaktaydı(Eyice,S.,1976)

1970 yılında hizmete alınan V93 gaz türbini 800 °C giriş sıcaklığına %27 termik verime ve 50 MW güce sahipti. Bu ünitenin performansı 10 yıl içinde 960 °C giriş sıcaklığına %31 termik verime ve 90 MW güce ulaştırıldı.1975 yılında V94 gaz türbininde 830 °C giriş sıcaklığı %30 termik verim ve 90 MW güç söz konusu iken bu performans 1988 yılında 1140 °C giriş sıcaklığı %33.5 termik verime ve 150 MW güç değerine ulaşılmıştır. 1990 yılı başında denemeleri sonuçlanan V94.2 ünitesinde %34 termik verim ve 154 MW güç değerine ulaşılmıştır. Günümüzde termik verim, güç ve giriş sıcaklığının artırılması yönünde yapılan çalışmalarda geliştirilen modellerin,

kompresör kanatlarının ayarlanabilir şekilde dizayn edilmeleri söz konusudur. Basınç oranlarının artmasına rağmen kompresör kanatlarının ayarlanabilmesi ile ulaşılan performansa, aynı performanslı başka bir tesise göre %30 daha az kütleli debi ve gaz türbin çıkışının % 50 daha düşük değerinde ulaşılmaktadır. Bu nedenle son zamanlardaki çalışmalar kompresör kanatları üzerinde yoğunlaşmıştır(Maghan, H.,1989).

2.1. Gaz Türbinli Tahrik Sistemlerinin İncelenmesi

Teknolojide sürekli gelişmeler, yüksek türbin ve kompresör verimlerinin elde edilmesini sağlamıştır. Buna bağlı olarak artan faydalı iş oranı gaz türbinlerinin geniş sahalarda kullanılmasını mümkün kılmıştır. Buda sonuç olarak gaz türbin tesislerinin diğer güç üniteleri yanındaki yerini sağlamlaştırmıştır. Hava kirliliğine olan etkisi, diğer içten yanmalı motorlarla kıyaslandığında, oluşturduğu egzoz emisyonlarının daha zararsız olması gaz türbinlerinin kullanım şansını arttırmaktadır. Buhar türbinlerine göre daha az hacim kaplaması nedeni ile yer sorunu olan yerlerde tercih edilmektedir. Türbin giriş sıcaklıklarının beraberinde getirdiği tesis verimindeki artışa ulaşabilmek için bir engel olan, yüksek sıcaklıklara dayanıklı malzemelerin geliştirilmesi; bu engeli de ortadan kaldırmıştır.

İlk gaz türbinleri dizel motorların egzostlarından çıkan duman gazları ile çalıştırıldı. Burada amaç dizel motorların silindirlerine basınçlı havayı temin eden kompresörü çalıştırmaktı. Bu da paralelinde verim artışını getirmiştir.

Gerçek anlamda gaz türbinlerinin gelişimi iki aşamada olmuştur. Mekanik enerji için gerekli gücü karşılayan ve yardımcı bir türbin olarak kompresörün tahrik edilmesini sağlayan sistemlerdeki gelişmeler olarak sıralanabilir. Bir elektrik üreten santral veya bir gemi pervanesinin tahrikinde kullanılan türbinin görevi bu cinstir. Kompresör tahriki ise bir yardımcı görevdir. Bu durum da tesisin faydalı gücü türbinin verdiği güçten, kompresör gücü çıkarılarak bulunur.

Prensipte buhar ve gaz türbinleri arasındaki esaslı farkı, sadece çalışma maddesi teşkil eder. Sınırlayıcı faktör ise gaz sıcaklığıdır. Ferrit malzemedan yapılan türbin kanatlarında; 625 °C ' nin üstünde olan sıcaklıklar da korozyonun başlaması ve ayrıca yakıt olarak fuel oil veya taş kömürü kullanılması halinde, yanma neticesinde oluşan külün yüksek sıcaklıklarda, eriyerek, yanma odası cidarlarında ve türbin kanat yüzeylerinde yapışması sonucunda koruyucu tabakayı tahrik etmesi bir dezavantaj olarak karşımıza çıkar.

Gaz türbinli grup; çabuk işletmeye alınabildiğinden, hafif olduğundan ve çalışmak için soğutma suyuna ihtiyaç göstermediğinden, bu özelliklerin gerektiği yerlerde öncelikle kullanılmaktadır. Buna karşın termik verim değeri büyük elektrik santrallerinde %25-30, gemi tesislerinde %22-28, uçaklarda %20-25, lokomotif tesislerinde %18-22 arasında bulunduğundan ve işletme ekonomisi bakımından bakıldığında termik verim değeri %52'i bulan aşırı doldurmalı büyük dizel motorlarda veya % 43' e ulaşan büyük buhar türbinleriyle rekabet edebilmesine imkan yoktur.

Günümüzde ise gaz türbinleri ile buhar türbinleri kombine kullanıldığında termik verim değeri %55'ler düzeyine ulaşmıştır.

2.2. Açık Sistem Gaz Türbinleri

Yakma için gerekli hava direkt olarak atmosferden emilir ve türbinden genişleyen gazlar dış ortama tekrar atılır. Bu sistemde çalışma maddesi devamlı yenilenir.

Gaz türbinli tesiste, kompresör ve türbin çok karterli yapılabilir. Bu durumda çoğunlukla 1. türbin kompresör türbini, 2. türbin güç türbinidir. Türbin ve kompresörün 1,2,3 basınç grubuna ayrılması tek, çift ve üç şaftlı grupları meydana getirmektedir. Birden fazla şafta sahip türbinlerin tek şaftlılara göre daha detaylı olacağı açıktır. Buda anlaşılacağı üzere maliyeti arttıran bir unsurdur.

Bir kombinezyon olarak sistem tek türbin ve birden fazla kompresör kademesi yapılabilir. Bunun tersi bir yaklaşım nadiren de olsa mümkündür.

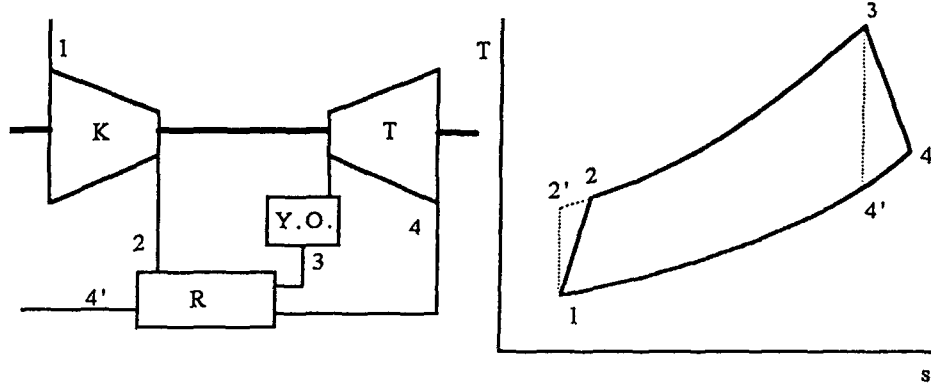
Açık çevrimli ve nispeten büyük güçlü gaz türbinli tesislerin hemen ekserisinde, şayet varsa reküperatörün; yoksa türbinin arkasına, bir egzost kazanı ilave edilir. Böylece atmosfere atılan duman gazı sıcaklığı daha fazla düşürülmüş, kullanılan yakıttan daha fazla yararlanılmış olunur.

2.2.1. Açık Çevrimli Tek Kademeli Tesisler

Tek kademeli bir gaz türbin tesisinde kompresördeki sıkıştırma, ara soğutmasız, türbindeki genişlemede ara kızdırmazdır. Bu tesisin, türbin veya kompresörün yüksek, orta ve alçak basınç kısımlarından oluşup oluşmaması, karter adedi ile veya bunlardaki basamak sayısı ile ilgisi yoktur. Bu manada kademe olabilmesi için türbin yada kompresör basınç kısımları arasında bir ara soğutucu veya bir ara kızdırıcı bulunması gerekmektedir.

Açık sisteme sahip bir gaz türbini tesisinde baca gazı sıcaklığının düşmesi, gazın atmosfere atılmadan önce reküperatör adı verilen ısı eşanjöründen çekilmesiyle yapılır. Böylece egzoz gazlarının ısısı yardımıyla kompresörden yanma odasına giden basınçlı hava ön ısıtılmış olur.

Tek kademeli, basit gaz türbini grubunun düşük olan termik verimini yükseltebilmek için çareler aramak doğaldır. Burada en büyük kayıp bacadan kaçan ısı miktarından oluşur. Bu durumda çare olarak ya atmosfere atılan gazın sıcaklığını yada miktarını azaltmak gerekir. Pratikte ilk durum ikinciye göre daha kolay uygulanabilirliktedir.



Şekil 2.1 - Reküparatörlü Bir Gaz Türbini Tesisi ve T-s Diyagramı

Açık sisteme sahip bir gaz türbini tesisinde, baca gazı sıcaklığının düşürülmesi bu gazları atmosfere atmadan önce reküparatörden geçirilmesi suretiyle olur. Böylece reküparatörde egzoz gazlarından çekilen ısı miktarıyla kompresörden yanma odasına giden basınçlı hava ön ısıtılmış olur.

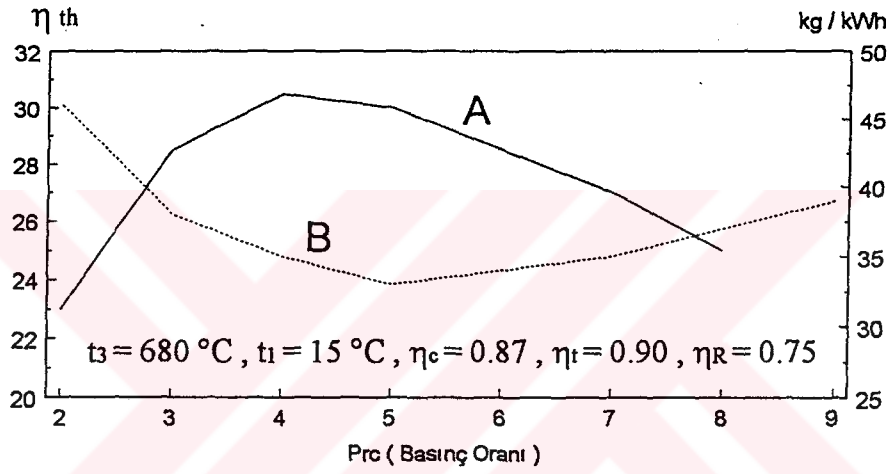
Reküparatör ilavesi reglaj ve işletme bakımından herhangi bir zorluk meydana getirmez, sakıncası ise büyük hacim kaplaması ve tesis maliyetini yükseltmesidir.

Şekil 2.1'de görüldüğü gibi 2 ve 4 noktaları birbirlerine nedenli yakınsa tesis verimi o denli yüksektir. Şekil 2.1'de görüldüğü gibi T_2 ve T_4 birbirlerine eşit olsalardı reküparatör verimi %100 olurdu. Bunun içinse reküparatör büyüklüğü sonsuz olmalıdır. Sonsuz reküparatör mümkün olmadığından belirli bir reküparatör verimi söz konusudur. Bu verim %80 civarındadır. Bunun yanında gaz türbinli tesis te reküparatör ilavesi ile tesis masrafları %25-30 oranında artar. Bu artan masraflar bir sene içinde 1000 ile 1500 işletme saati arasında karşılır (Küçükaramıklı, E., 1993).

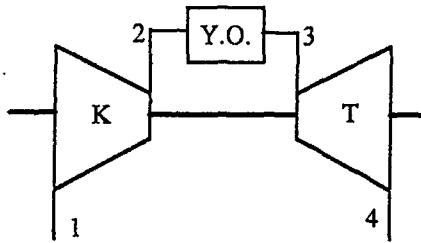
Basınç oranı yükseldikçe, gaz türbini çevriminde verimin artacağı düşünülebilir. Fakat bu şart gerek sıkıştırma, gerekse genişlemenin adyabatik olması şartı ile, tek

kademeli basit türbin tesisleri için doğrudur. Pratikte ise ne bir sıkıştırmayı, nede bir genişlemeyi adyabatik, yani kayıpsız olarak yapmaya imkan vardır. Pratikte η_{th} , belli bir basınç oranında, bir maksimumdan geçtikten sonra tekrar düşüş yapar.

Şekil 2.2'de tek kademeli, reküparatörlü bir sistemde elde edilebilecek η_{th} (A) ve spesifik hava miktarı (B) değerleri kompresörde sıkıştırma oranı (Prc) 'nin fonksiyonu olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.2 - Tek Kademeli Reküparatörlü Bir Tesiste Verimin Spesifik Hava Miktarı İle Değişimi



Şekil 2.3 - Gaz Türbini Tesisi

Gaz türbinli basit bir tesisin termik verim değeri;

$$\eta_{th} = \frac{(h_3 - h_4') - (h_2' - h_1)}{(h_3 - h_2')} \quad (2.1)$$

burada, $h = c_p \cdot T$ 'dir. Sıkıştırma oranı ise " Pr ",

$Pr = P_2 / P_1$ olarak hesaplanabilir.

Teorik olarak bu çevrimde 20-600 K sıcaklık ve 1- 4 ata basınç arasında %81.5'lik bir termik verim elde edilebilir. Burada bilindiği gibi,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.2)$$

buradan "T₂" ,

$$T_2 = T_1 \cdot Pr^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.3)$$

Aynı şekilde " T₄" değeri ise ,

$$T_4 = T_3 \cdot \frac{1}{Pr^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.4)$$

bulunur.

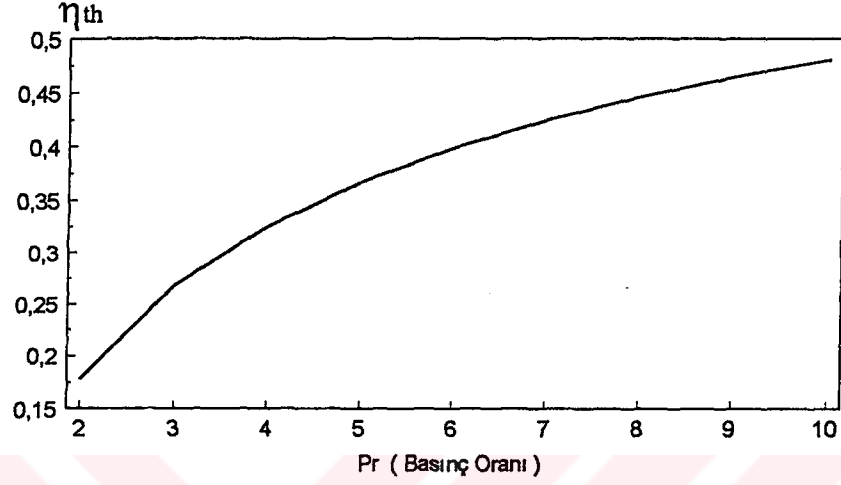
Bulunan değerler termik verim denkleminde yerine konursa;

$$\eta_{th} = \frac{\left(T_3 - \frac{T_3}{Pr^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \left(T_1 \cdot Pr^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{T_3 - T_1 \cdot Pr^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.5)$$

bu denklemden termik verim ,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{Pr^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.6)$$

bulunur.



Şekil 2.4 - Termik Verimin Basınç Oranı İle Değişimi

Aynı şekilde türbin iç verimi,

$$\eta_u = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_4'} \quad (2.7)$$

Kompresör iç verimi,

$$\eta_{ci} = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.8)$$

Termik iç verim ise,

$$\eta_{dhi} = \frac{\left(T_3 - \eta_u \left(1 - \frac{1}{Pr^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right) - \frac{T_1}{\eta_{ci}} \left(Pr^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_3 - T_1 \left(1 + \frac{1}{\eta_{ci}} Pr^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} \quad (2.9)$$

elde edilir. Bilindiği gibi;

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.10)$$

ϵ_y = Yanma odasındaki basınç düşüşü,

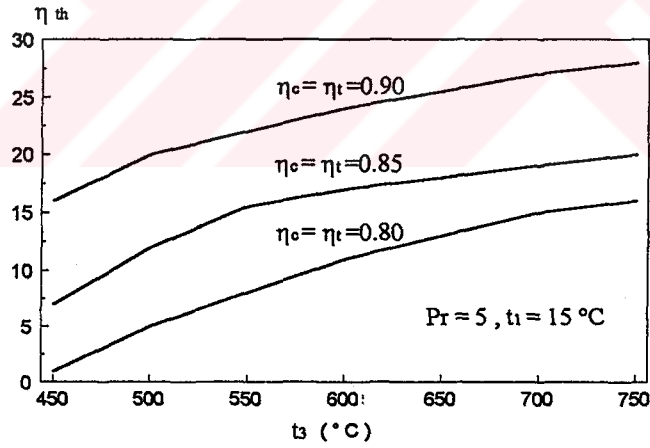
ϵ_{i1} = Isıtıcıdaki basınç düşüşü olarak gösterilirse,

$$P_3 = P_2 \cdot (1 - \epsilon_y)$$

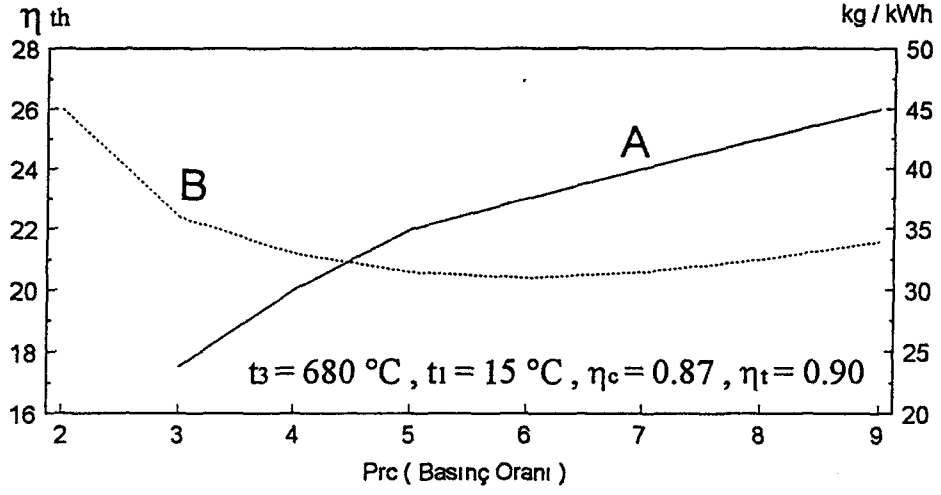
$$P_4 = P_1 \cdot (1 + \epsilon_{i1}) \quad \text{olarak yazılabilir.}$$

Açık çevrime sahip, tek kademeli bir gaz türbini tesisinin güç verebilmesi için iki esas şart vardır(10).

- 1) Yanma gazı sıcaklığının en az belli bir değerin üzerinde olması
- 2) Kompresör ve türbin verimlerinin yeterince olması



Şekil 5 - Basit Gaz Türbini Tesisinde Sıcaklık ve Verimin Bağlı Değişimi



Şekil 6 - Tek Kademeli Basit Gaz Türbini Tesisinde Termik Verimin Basınç Oranı İle Değişimi

Sisteme reküparatör ilavesi ile verim yükselir. Buda netice olarak yakıt sarfiyatını düşürecektir. Ama reküparatör ilavesi ile, egzoz devresindeki basınç kayıpları arttığından yarar güç miktarı düşer.

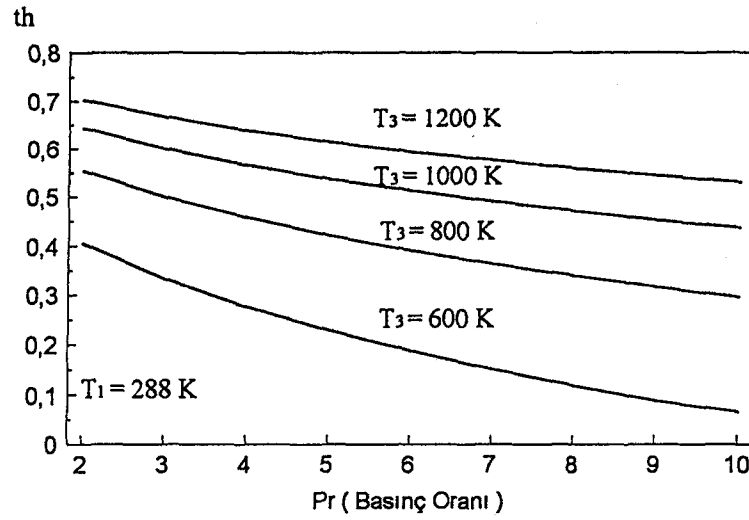
İdealde,

$$\eta_{th} = \frac{(T_3 - T'_4) - (T'_2 - T_1)}{(T_3 - T'_4)} = 1 - \frac{T'_2 - T_1}{T_3 - T'_4} \quad (2.11)$$

buradan:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \cdot \left(\frac{\frac{T'_2}{T_1} - 1}{1 - \frac{T'_4}{T_3}} \right) \quad (2.12)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \times Pr^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.13)$$



Şekil 2.7 - Termik Verimin T_3 Sıcaklığı ve Basiñç Oranına Göre Değişim

2) Gerçekte ise,

$$\eta_R = \frac{(T_3 - T_2)}{(T_4 - T_2)} \quad (2.14)$$

T_3 değeri çekilirse,

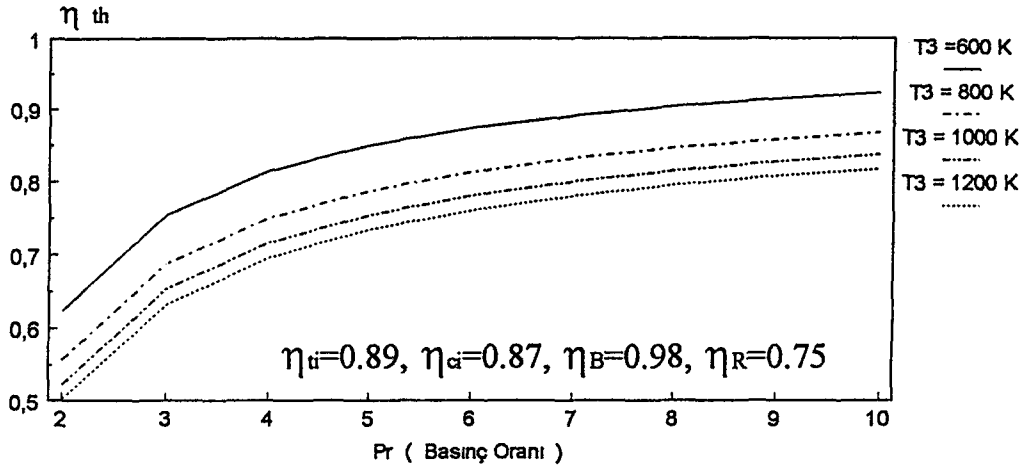
$$T_3 = T_2 + \eta_R (T_4 - T_2) \quad (2.15)$$

buradan termik verim,

$$\eta_{th} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_5)} \quad (2.16)$$

$$\eta_{th} = \frac{T_3 \cdot \eta_u \cdot \left(1 - \left(\frac{1}{Pr} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) - \left(\frac{T_1}{\eta_{ci}} \cdot \left(Pr^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right) \cdot \eta_b}{T_3 - \eta_R \cdot T_3 \cdot \left(\left(1 - \eta_u \cdot \left(1 - \left(\frac{1}{Pr} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) - T_1 \cdot \left(\frac{Pr^{\frac{k-1}{k}} + 1 \right) \right) \right) \cdot (1 - \eta_R)} \quad (17)$$

$\eta_b =$ yanma verimi,

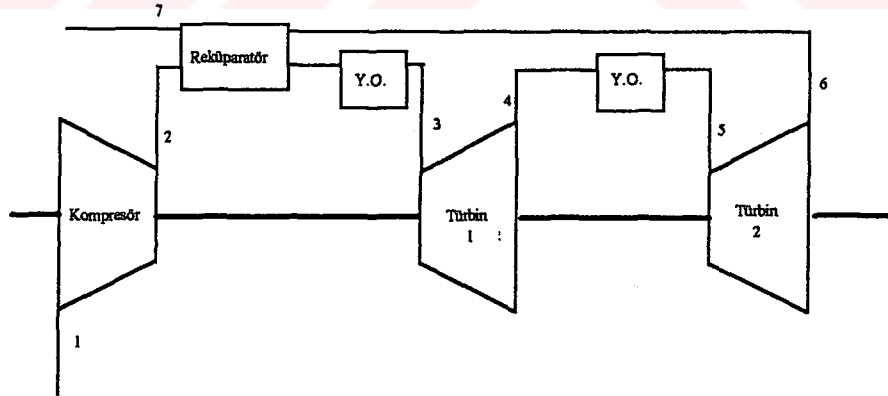


Şekil 2.8 - Termik Verimin T_3 Sıcaklığı ve Baskın Oranı İle Değişimi

2.2.2. Ara Isıtmalı Gaz Türbini Tesisleri

Reküpatorörsüz:

Bu sistemin tek avantajı güç türbininin bağımsız olmasıdır. Sistem birleştirilerek maksimum güç isteniyorsa türbin baskın oranlarının eşit olması sağlanmalıdır.



Şekil 2.9- Ara Isıtmalı Bir Gaz Türbini Tesisi

Ara Isıtmalı Tesisin Termodinamik İncelenmesi:

$$\text{Kompresörün çektiği güç: } W_c = C_p \cdot (T_2 - T_1) / \eta_{ci} \quad (2.18)$$

Yüksek basınç türbinin verdiği güç;

$$W_{ti} = C_p \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_{ti} \quad (2.19)$$

Yanma Odalarında Basınç Kayıpları İhmal Edilirse:

Yapılan kabuller

- 1) Yüksek basınç türbinini yalnızca kompresörü tahrik ediyor.
- 2) $T_3 = T_5$ alınacaktır.
- 3) $\eta_{ti1} = \eta_{ti2}$ dir. (Türbin iç verimleri eşit alınacaktır.)

Buradan,

$$1) W_k = W_{ti} \text{ dir. Buradan}$$

$$C_p \cdot (T_2 - T_1) / \eta_{ci} = C_p \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_{ti}$$

$(T_3 - T_4)$ bu denklemden çekilirse,

$$T_3 - T_4 = \frac{T_2 - T_1}{\eta_{ci} \cdot \eta_{ti}} \quad (2.20)$$

T_3 parantezine alınırsa,

$$T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) \cdot \eta_{ti} = \frac{T_1}{\eta_{ci}} \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \quad (2.21)$$

bilindiği gibi,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.22)$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right) = Pr \quad (2.23)$$

Buradan

$$\frac{T_2}{T_1} = Pr^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.24)$$

$$\frac{T_3}{T_1} = \theta \quad (2.25)$$

$$Pr^{\frac{k-1}{k}} = \phi \quad (2.26)$$

Şeklinde gösterilir ve düzenlenirse

$$\frac{T_3}{T_1} = \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) \cdot \eta_u = \frac{(\phi-1)}{\eta_{ci}} \quad (2.27)$$

$$\theta \cdot \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) \cdot \eta_u = \frac{(\phi-1)}{\eta_{ci}} \quad (2.28)$$

Düzenlendiğinde

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{(\phi-1)}{\eta_{ci} \cdot \eta_u \cdot \theta} \quad (2.29)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{1 + \eta_{ci} \cdot \eta_u \cdot \theta - \phi}{\eta_{ci} \cdot \eta_u \cdot \theta} \quad (2.30)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.31)$$

değerleri yerine yazılırsa,

$$P_4^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1 + \eta_{ci} \cdot \eta_u \cdot \theta - \phi}{\eta_{ci} \cdot \eta_u \cdot \theta} \cdot P_2^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.32)$$

elde edilir.

(A) Sisteminin Verdiği Güç

$$W_{net} = W_{t1} + W_{t2} - W_c \quad (2.33)$$

Gerekli değerler W_{net} denkleminde yerine konulursa,

$$W_{net} = C_p \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_{ü1} + C_p \cdot (T_5 - T_6) \cdot \eta_{ü2} - C_p \cdot (T_2 - T_1) / \eta_{ci} \quad (2.34)$$

$$W_{t1} = W_c, \quad T_3 = T_5 \quad \text{ise,}$$

W_{net} bu durumda ,

$$W_{net} = C_p \cdot (T_5 - T_6) \cdot \eta_{ü} \quad (2.35)$$

$$W_{net} = C_p \cdot T_3 \cdot \eta_u \cdot \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (2.36)$$

$$W_{net} = C_p \cdot T_3 \cdot \eta_u \cdot \left(1 - \frac{1}{\phi} \times \frac{\eta_{ci} \cdot \eta_u \cdot \theta}{1 + \eta_{ci} \cdot \eta_u \cdot \theta - \phi} \right) \quad (2.37)$$

olur.

Maksimum gücü veren basınç oranı ϕ 'ye göre türev alınıp eşitlenirse,

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{\max \text{güç}} = \left(\frac{1}{2} \left(\eta_{ci} \cdot \eta_u \cdot \theta + 1 \right) \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.38)$$

olur.

(B) Sisteminin Termik Verimi

Sisteme verilen ısı Q_v ile gösterilirse,

$$Q_v = C_p \cdot (T_3 - T_2') + C_p \cdot (T_5 - T_4') \quad (2.39)$$

$$T_2' = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{cl}} \quad \text{olduğundan ve}$$

$T_4' = T_3 - \eta_{ii} \cdot (T_3 - T_4)$ 'den T_2' ve T_4' değerleri çekilirse,

$$Q_v = C_p \cdot \left(T_3 - \left(T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{cl}} \right) + T_5 - (T_3 + \eta_{ii} \cdot (T_3 - T_4)) \right) \quad (2.40)$$

$$T_3 = T_5, \quad T_3 / T_1 = \theta, \quad W_{it} = W_c$$

Bu durumda Q_v' ;

$$Q_v' = C_p \cdot T_1 \cdot (\theta - 1) \quad (2.41)$$

$$\eta_{th} = \frac{C_p \cdot T_3 \cdot \eta_{ii} \cdot \left(1 - \frac{1}{\phi} \times \frac{\theta \cdot \eta_{ii} \cdot \eta_{cl}}{1 + \theta \cdot \eta_{ii} \cdot \eta_{cl} - \phi} \right)}{C_p \cdot T_1 \cdot (\theta - 1)} \quad (2.42)$$

$$\eta_{th} = \frac{\theta \cdot \eta_{ii} \cdot \left(1 - \frac{1}{\phi} \times \frac{\theta \cdot \eta_{ii} \cdot \eta_{cl}}{1 + \theta \cdot \eta_{ii} \cdot \eta_{cl} - \phi} \right)}{\theta - 1} \quad (2.43)$$

bulunur.

Yanma odalarındaki basınçlar dahil edilirse;

Yanma odalarındaki basınç kayıpları : $\Delta P_{y1}, \Delta P_{y2}$

Yanma odalarındaki basınç kaybı yüzdeleri : $\varepsilon_{y1} (\%), \varepsilon_{y2} (\%)$

$$\varepsilon_{y1} = \frac{\Delta P_{y1}}{P_{y2}} \quad (2.44)$$

$$\varepsilon_{y2} = \frac{\Delta P_{y2}}{P_{y4}} \quad (2.45)$$

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{y1} \quad (2.46)$$

$$P_3 = P_2 \cdot (1 - \varepsilon_{y1}) \quad (2.47)$$

$$P_5 = P_4 - \Delta P_{y2} \quad (2.48)$$

$$P_5 = P_4 \cdot (1 - \varepsilon_{y2}) \quad (2.49)$$

buradan da, $W_{tl} = W_c$ ve $\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{1 + \theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct} - \phi}{\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct}} \right)$ bulunduğundan,

P_3 değeri yerine konulursa;

$$\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_4}{P_2 \cdot (1 - \varepsilon_{y1})} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1 + \theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct} - \phi}{\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct}} \quad (2.50)$$

$$\xi_1 = \frac{1}{(1 - \varepsilon_{y1})^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.51)$$

$$\left(\frac{P_4}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \xi_1 = \frac{1 + \theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct} - \phi}{\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct}} \quad (2.52)$$

$$P_4^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1 + \theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct} - \phi}{\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct}} \times \frac{P_2^{\frac{k-1}{k}}}{\xi_1} \quad (2.53)$$

bulunur.

Buradaki gerekli değerler iř ve verim formülünden yerlerine yazılırsa,

$$W_{net} = Cp.T_3.\eta_{II} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad \text{olduğundan,}$$

$P_6 = P_1$ ve $P_5 = P_4.(1 - \epsilon_{y2})$ bulunmuřtu.

$$W_{net} = Cp.T_3.\eta_{II} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_4.(1 - \epsilon_{y2})} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (2.54)$$

$$\xi_2 = \frac{1}{(1 - \epsilon_{y2})^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.55)$$

değerleri yazılır ve P_4 değerinde yerine konursa W_{net} ifadesi,

$$W_{net} = Cp.T_3.\eta_{II} \cdot \left(1 - \xi_1.\xi_2.\frac{1}{\phi} \times \frac{\theta.\eta_{II}.\eta_{ef}}{\theta.\eta_{II}.\eta_{ef} - \phi + 1} \right) \quad (2.56)$$

(B) Sistemin verimi,

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_v} \quad (2.57)$$

$Q_v = Cp.T_1.(\theta - 1)$ olduğundan,

$$\eta_{th} = \frac{Cp.T_3.\eta_{II} \cdot \left(1 - \frac{1}{\phi} \xi_1 \xi_2 \frac{\theta.\eta_{II}.\eta_{ef}}{\theta.\eta_{II}.\eta_{ef} - \phi + 1} \right)}{\theta - 1} \quad (2.58)$$

bulunur.

Rekuperatörlü Tesis ve Yanma Odalarında Basınç Kayıpları ihmal edilirse,

A) Net İş,

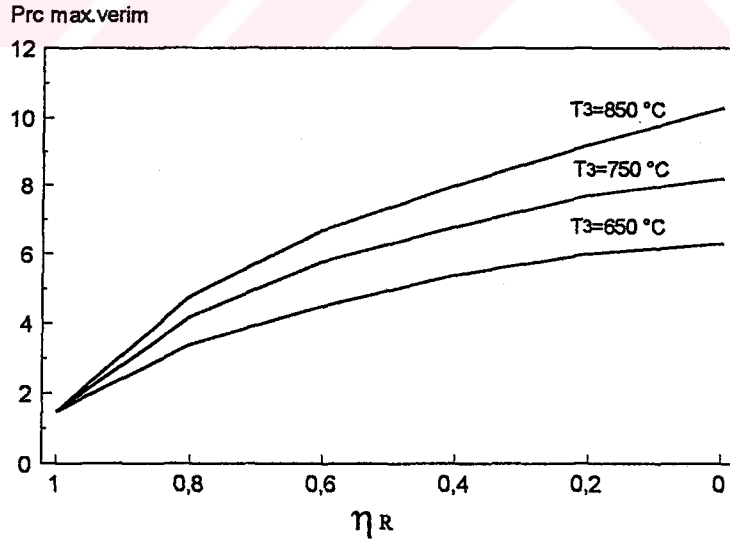
$$W_{net} = Cp \cdot T_3 \cdot \eta_H \cdot \left(1 - \frac{1}{\phi} \times \frac{\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{cl}}{\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{cl} - \phi + 1} \right) \quad (2.59)$$

B) Termik Verim

$$\eta_{th} = \frac{\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{cl} \cdot \left(1 - \frac{\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{cl}}{\phi \cdot (1 + \theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{cl} - \phi)} \right)}{\eta_{cl} \cdot (\theta - 1) \cdot (1 - \eta_R) + \theta \cdot \eta_{cl} \cdot \eta_H \cdot \eta_R \cdot \left(1 - \frac{\theta \cdot \eta_{cl} \cdot \eta_H}{\phi \cdot (1 + \theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{cl} - \phi)} \right)} + \eta_R \cdot (\phi - 1) \quad (2.60)$$

bulunur.

Burada ϕ 'ye göre türev alınıp sifıra eşitlenirse maksimum verime karşılık gelen basınç oranı bulunur. Bu değerler aşağıda grafik olarak ifade edilmiştir(Eyice, S.,1988)



Şekil 10 - Sıkıştırma Oranının Rekuperatör Verimi İle Değişimi

Yanma odalarında basınç kayıpları mevcut olacağından;

A) Net İş,

$$W_{net} = Cp \cdot T_3 \cdot \eta_H \cdot \left(1 - \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \frac{\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct}}{\phi \cdot (\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct} - \phi + 1)} \right) \quad (2.61)$$

B) Termik Verim,

$$\eta_{th} = \frac{\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct} \cdot \left(1 - \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \frac{\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct}}{\phi \cdot (\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct} - \phi + 1)} \right)}{\eta_c \cdot (\theta - 1) \cdot (1 - \eta_R) + \theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct} \cdot \left(1 - \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \frac{\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct}}{\phi \cdot (\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct} - \phi + 1)} \right)} + \eta_R \cdot (\phi - 1) \quad (2.62)$$

Reküpatorörsüz Tesis ve Yanma Odasında Basınç Kayıpları İhmal edilirse:

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \phi \quad \left(\frac{P_5}{P_6} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{\mu} \quad \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \mu \cdot \phi$$

kabulleri yapılarak,

Net İş değerinde yerine konursa,

$$W_{net} = Cp \cdot \frac{T_1}{\eta_{ct}} \cdot \left(\theta \cdot \eta_H \cdot \eta_{ct} \cdot \left(2 - \frac{1}{\mu \cdot \phi} - \mu \right) - (\phi - 1) \right) \quad (2.63)$$

Maksimum μ değerini bulmak için,

$\frac{\partial W}{\partial \mu} = 0$ 'dan hareketle,

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\phi}} \quad (2.64)$$

bulunur.

Bu değer Net iş denkleminde yerine yazılarak,

$$W_{net} = \frac{C_p \cdot T_1}{\eta_{ci}} \left(2 \cdot \theta \cdot \eta_{ci} \cdot \eta_{th} \cdot \left(1 - \frac{1}{\sqrt{\phi}} \right) - (\phi - 1) \right) \quad (2.65)$$

bulunur ve aynı şekilde ϕ 'ye göre türev alıp sifra eşitlenirse,

$$\eta_{ci} \cdot \eta_{th} \cdot \left(\frac{1}{2} \phi^{-\frac{3}{2}} \right) = 1 \quad (2.66)$$

bulunur.

Bulunan sonuç maksimum gücü veren basınç oranı denkleminde yazılırsa,

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{\max \text{güc}} = \sqrt{(\theta \cdot \eta_{ci} \cdot \eta_{th})^{\frac{2k}{k-1}}} \quad (2.67)$$

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\phi}} \quad \text{ve} \quad \frac{1}{\mu} = \mu \cdot \phi \quad \text{olduğundan} \quad \left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \mu \quad \text{olur.}$$

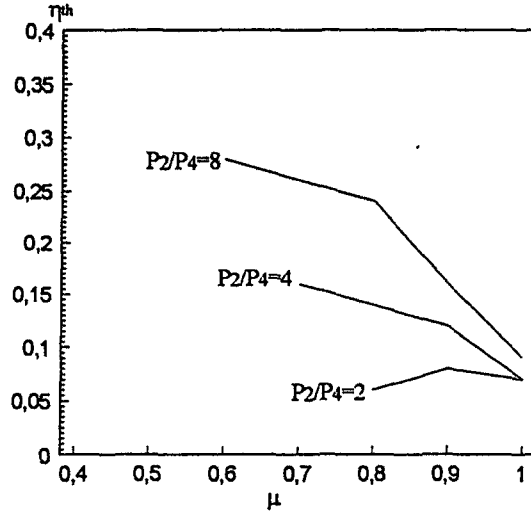
$$\left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} ; \quad \frac{T_5}{T_6} = \frac{T_3}{T_4}$$

gerekli düzenlemeler yapılırsa sistemin maksimum termik verimi,

$$\eta_{th} = \frac{\theta \cdot \eta_{ci} \cdot \eta_{th} \cdot \left(2 - \frac{1}{\mu \phi} - \mu \right) - (\phi - 1)}{(\theta - 1) \cdot \eta_{ci} - (\phi - 1) + \theta \cdot \eta_{ci} \cdot \eta_{th} \cdot \left(1 - \frac{1}{\mu \phi} \right)} \quad (2.68)$$

bulunur.

Maksimum verimi veren μ ve ϕ değerleri; verimin μ 'ye göre türev alınıp sifra eşitlenmesi ile bulunan μ değerinin denkleminde yerine konması ve ϕ 'ye göre türev alınıp sifra eşitlenmesi ile bulunan μ ve ϕ değerleri için verim maksimum olur.



Şekil 2.11- Termik Verim Değerinin μ Değeri İle Basınç Oranlarına Göre Değişimi

Reküpatorörlü tesis için:

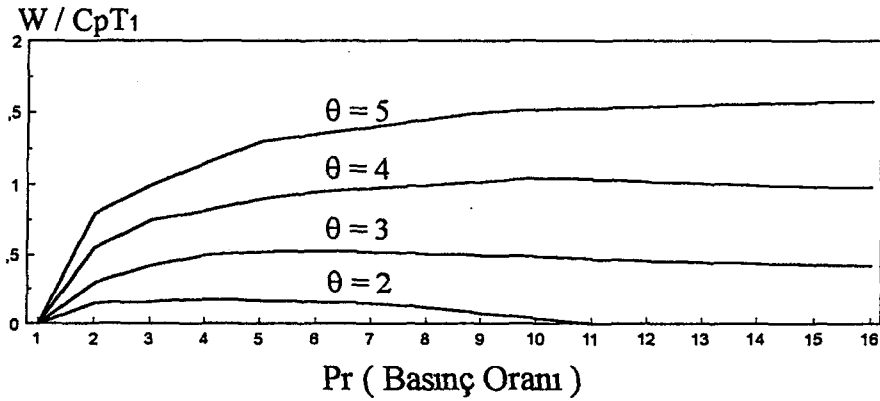
A) Net İş (Reküpatorörsüz tesisle aynıdır.)

B) Termik Verim,

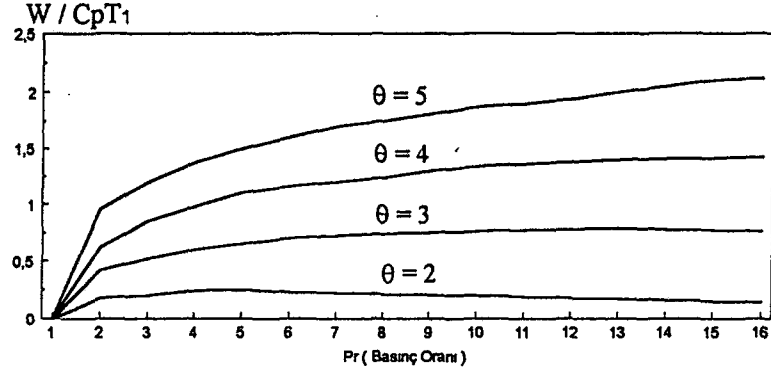
$$\eta_{th} = \frac{\theta \cdot \eta_{ct} \cdot \eta_{tt} \cdot \left(2 - \frac{1}{\mu \phi} - \mu\right) - (\phi - 1)}{(\theta - 1) \cdot \eta_{ct} - (\phi - 1) + \theta \cdot \eta_{ct} \cdot \eta_{tt} \cdot \left(1 - \frac{1}{\mu \phi}\right) + \theta \cdot \eta_{ct} \cdot \eta_{tt} \cdot \eta_R \cdot (1 - \mu)} \quad (2.69)$$

olarak yazılabilir.

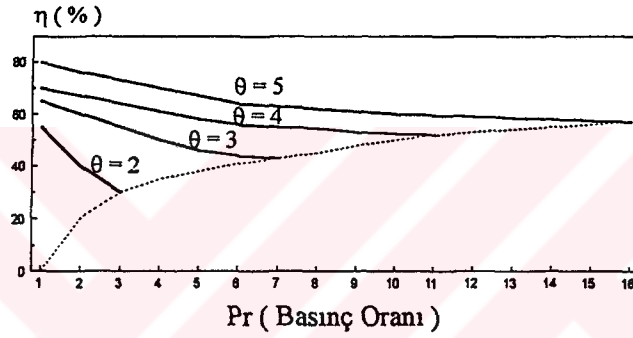
Ara ısıtmalı tesislerde verim ve güç grafik olarak ifade edilirse,



Şekil 2.12- Reküpatorörlü Tesiste Basınç Oranı ve Özgül Net İşin θ 'ya Göre Değişimi



Şekil 2.13- Reküperatörsüz Tesiste Basınç Oranı ve Özgül Net İşin θ 'ya Göre Değişimi

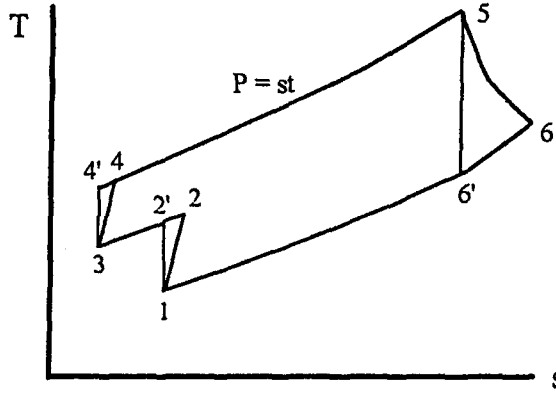


Şekil 2.14 - Reküperatörlü Tesiste Basınç Oranı ve Termik Verimin θ 'ya Göre Değişimi

2.2.3. Ara Soğutmalı Çevrimler

Açık sistemli bir gaz türbininde gerekli sıkıştırma, alçak ve yüksek basınç kompresörlerinde yapıldığı ve aradaki kısma da soğutucu eklendiğinde, termik verim değeri artış gösterir ve aynı zamanda kompresör boyutları küçülür. Bu şekilde havanın sıkıştırılması esnasında ara soğutma izotermik durum değiştirmeye, bunun sonucunda da ideal çevrime bir miktar yaklaşmış olur. Şekil 2.15 'te bu tesisin T-s diyagramı görülmektedir. Bu sıkıştırma bakımından tek kademeli bir açık çevrimdir. Bu çevrimde reküperatör olmasa idi 1 noktasından başlayan açık çevrim 6 noktasında sona ererdi (Eyice,S.,1976).

Ara soğutma çevrimlerinde, kompreörün çektiği gücü azaltmak için sıkıştırma eğrisini mümkün olduğunca izoterme yaklaştırmak gereklidir. Bunun için sıkıştırmalar kademeli olarak yapılır ve kademeler arasındaki havada soğutulur(Aguet, E.,1971).



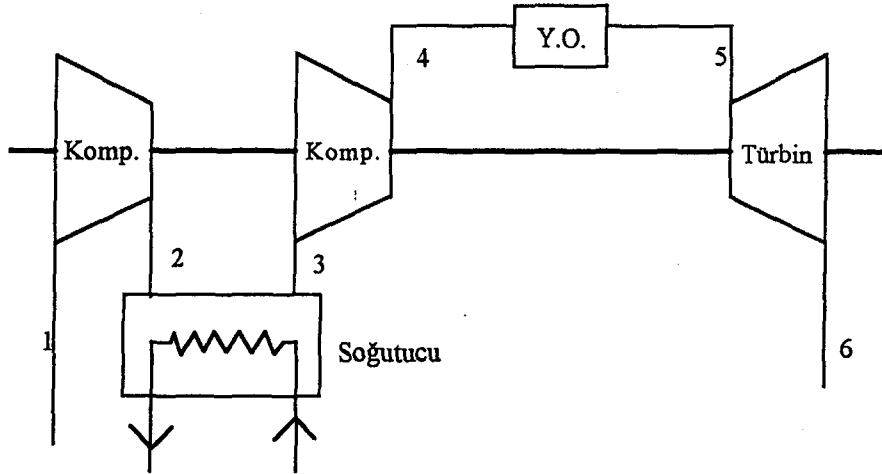
Şekil 2.15 - Ara Soğutmalı Bir Gaz Türbininin T-s Diyagramı

Reküpatorörsüz Tesis ve Basınç Kayıpları İhmal Edilirse:

$$W_{net} = W_t - (W_{c1} + W_{c2}) \quad (2.70)$$

Bu denklemde gerekli düzenlemeler yapılırsa,

$$W_{net} = Cp.(T_5 - T_6). \eta_H - \left(\frac{Cp.(T_2 - T_1)}{\eta_{c1}} + \frac{Cp.(T_4 - T_3)}{\eta_{c2}} \right) \quad (2.71)$$



Şekil 2.16 - Ara Soğutmalı Bir Gaz Türbini Tesisi

Buradanda Wnet Net İş değeri μ, θ, ϕ 'nin fonksiyonu olarak yazılırsa,

$$W_{net} = \frac{C_p \cdot T_1}{\eta_{cl}} \left(\theta \cdot \eta_{cl} \cdot \eta_{ti} \cdot \left(1 - \frac{1}{\phi} \right) - \left(\mu \cdot \phi + \frac{1}{\mu} - 2 \right) \right) \quad (2.72)$$

μ 'ye göre türev alınır ve W_{net} değeri sıfıra eşitlenir, bulunan değer denklemde yerine konur ve bu kez ϕ 'ye göre türev alıp sıfıra eşitlersek maksimum gücü veren sıkıştırma oranı bulunmuş olur.

$$\mu_{max\ g\ddot{u}c} = \frac{1}{\sqrt{\phi}} \quad (2.73)$$

bulunur, denklemde yerine konup ve $\frac{\partial W}{\partial \phi}$ işlemini sıfıra eşitlersek;

$$\frac{\partial W}{\partial \phi} = 0$$

$$\phi = 3 \sqrt{(\theta \cdot \eta_{cl} \cdot \eta_{ti})^2} \quad (2.74)$$

$T_3 \neq T_1$ olduğundan W_{net} değeri,

$$W_{net} = C_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\phi} \cdot \eta_{ti} - \frac{C_p \cdot T_1}{\eta_{cl}} (\mu \phi - 1) + \frac{C_p \cdot T_3}{\eta_{cl}} \left(\frac{1}{\mu - 1} \right) \right) \quad (2.75)$$

$$\frac{\partial w}{\partial \mu} = 0$$

$$\mu = \sqrt{\frac{T_3}{T_1 \cdot \phi}} \quad (2.76)$$

bulunur.

Maksimum gücü elde etmek için kademelerin basınç oranlarını kademe çıkış sıcaklıkları eşit olacak şekilde seçmek gerekmektedir. Tesisin optimum verimde çalışması isteniyorsa ve tesiste reküparatör yoksa ikinci kademenin çıkış sıcaklığını daha yüksek seçmek suretiyle yanma odasında gazlara iletilecek ısıdan tasarruf etmek mümkün olur. Tesisde reküparatör mevcutsa ikinci kademenin çıkış sıcaklığını daha düşük seçmek

suretiyle egzoz gazlarından çekilecek ısı miktarını artırarak daha verimli çalışması sağlanır.

Verilen θ ve Pr değerleri için net işi artırmak bakımından bir kademeli ara soğutma, bir kademeli ara ısıtmaya nazaran daha az etkilidir. Buna karşılık verimdeki azalma ara soğutmalıda daha azdır. Böyle olmasına rağmen ara soğutma uygulamada daha az tatbik edilir. Bunun nedeni ise ara soğutmalı tesiste ara soğutucuların çok yer işgal etmesi ve soğutma suyu miktarının fazla olmasıdır(Küçükkaramıklı, E.,1993).

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{C_p.(T_5-T_4')} \quad (2.77)$$

$$\eta_{cl} = \frac{T_4-T_3}{T_4'-T_3} \quad (2.78)$$

ve buradan

$$T_4' = T_3 + \frac{T_4-T_3}{\eta_{cl}} \quad \text{ve} \quad T_3 = T_1 \quad \text{için,}$$

$$Q = C_p.(T_5 - T_3 - \frac{T_4-T_3}{\eta_{cl}}) \quad (2.79)$$

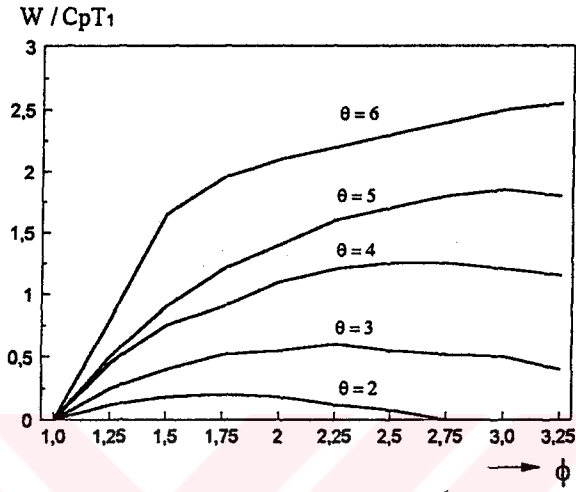
$$Q = \frac{C_p.T_1}{\eta_{cl}} \left((\theta - 1) \cdot \eta_{cl} - \left(\frac{1}{\mu} - 1 \right) \right) \quad (2.80)$$

olarak düzenlenebilir.

$$\frac{T_5}{T_1} = \theta \quad \text{ve} \quad T_4' \text{ biliniyorken,}$$

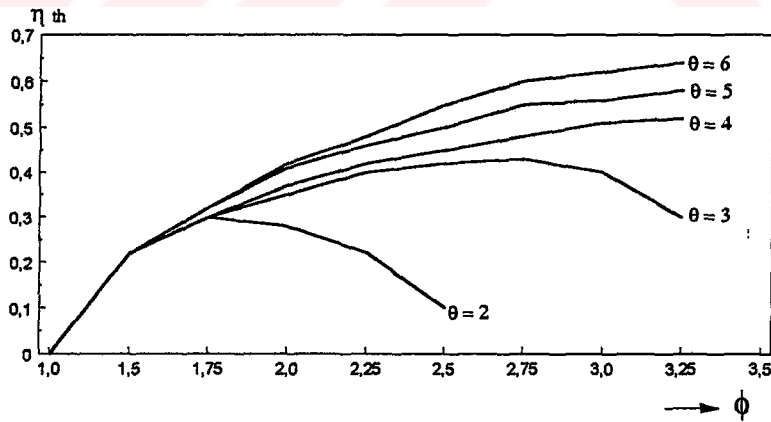
$$\eta_{th} = \frac{\theta \cdot \eta_{cl} \cdot \eta_{cl} \left(1 - \frac{1}{\mu} \right) - \left(\mu \cdot \phi + \frac{1}{\mu} - 2 \right)}{\eta_{cl}(\theta - 1) - \left(\frac{1}{\mu} - 1 \right)} \quad (2.81)$$

Yanma odalarındaki basınç kaybı düşünölen hal için grafik olarak gösterilirse, Şekil 2.17 'deki gibi sonuç elde edilir. Göröldüğü gibi artan θ değeri için, net iş miktarında da artış olmaktadır.

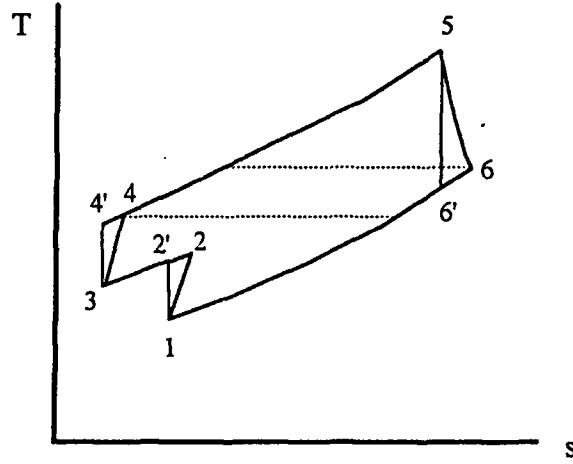


Şekil 2.17 - Ara Soğutmalı Tesis İçin Net İş Diyagramı

$$\left(\theta = \frac{T_5}{T_1}, \mu = \frac{1}{\sqrt{\phi}} \text{ ve } Pr = \frac{P_4}{P_1}\right)$$



Şekil 2.18 - Ara Soğutmalı Tesiste Termik Verimin Değişimi



Şekil 2.18 - Ara Soğutmalı Tesiste Termik Verimin Değişimi

A) Net İş (Reküparatörsüz çevrimde olduğu gibidir.)

B)Termik Verim :

$$Q_R = \eta_R \cdot Q_r \text{ idi.}$$

$$Q_r = C_p \cdot (T_6 - T_4) \quad (2.82)$$

Bu denklemden

$$Q_R = \eta_R \cdot C_p \cdot (T_6 - T_4) \quad (2.83)$$

olur. Burada,

Q_r = Reküparatörde kazanılan ısıdır.

η_R = Reküparatör verimi , Q_R = Reküparatörde çekilen ısı

Sistemde verilen ısı,

$$Q = Q_{s4} - Q_R \quad (2.84)$$

$$Q = C_p \cdot (T_5 - T_4) - \eta_R \cdot C_p \cdot (T_6 - T_4) \quad (2.85)$$

$$T_6 = T_5 - (T_5 - T_6) \cdot \eta_{ti} \quad (2.86)$$

$$\frac{T_6}{T_5} = \left(\frac{P_1}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{\phi} \quad (2.87)$$

$$T_6 = T_5 - T_5 \cdot \eta_{ti} \cdot \left(1 - \frac{1}{\phi}\right) \quad (2.88)$$

$T_3 = T_1$ kabulünü yapalım.

Buradan

$$T_4 = T_3 + \frac{T_4 - T_3}{\eta_{ci}} \text{ den}$$

$$T_4 = T_3 + T_1 \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right) \cdot \frac{1}{\eta_{ci}} \quad (2.89)$$

olur .

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{T_4}{T_1} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \text{ idi ve } \frac{T_5}{T_1} = \theta \text{ kabulde daha önce yapılmış idi. Buradan}$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{C_p \cdot (T_5 - T_4) - \eta_R \cdot C_p \cdot (T_6 - T_4)} \quad (2.90)$$

$$\eta_{th} = \frac{\theta \cdot \eta_{ti} \cdot \eta_{ci} \cdot \left(1 - \frac{1}{\phi}\right) - \left(\mu \cdot \phi + \frac{1}{\mu} - 2\right)}{\eta_{ci} \cdot (1 - \eta_R) \cdot (\theta - 1) - \left(\frac{1}{\mu} - 1\right) \cdot (1 - \eta_R + \eta_{ci} \cdot \eta_{ti} \cdot \eta_R \cdot \theta) \cdot \left(1 - \frac{1}{\phi}\right)} \quad (2.91)$$

Ara soğutma birkaç kademede de yapılabilir. Burada, önemli olan P_2 basıncının bilinmesidir.

$$P_2 = \sqrt{P_1 \cdot P_3} \text{ 'dir.}$$

Aynı tarzda çift ara soğutmalı tesiste, ara soğutma basıncı, birinci ara soğutma için

$$P_2 = 3 \sqrt{P_1^2 \cdot P_4} , \text{ ikinci ara soğutma içinde } P_3 = 3 \sqrt{P_1 \cdot P_4^2} \text{ 'dir.}$$

2.2.4. Ara Isıtmalı ve Ara Soğutmalı Gaz Türbinleri

Mükemmel bir ısı eşanjörü ile çalışan Ericson çevriminin verimi Carnot çevrim verimine eşittir. Bu çevrimde sıkıştırma ve genişleme izotermiktir. Kompresörde izoterm sıkıştırma, türbinde izoterm genişleme olamayacağından Ericson çevriminin gerçekleşmesi mümkün değildir. Bunun için sıkıştırmayı, kademeli yapmak ve kademeler arasındaki havayı tekrar başlangıç sıcaklığına kadar soğutma suretiyle izotermik sıkıştırmaya yaklaşmak gerekir(Eyice,S.,1976)

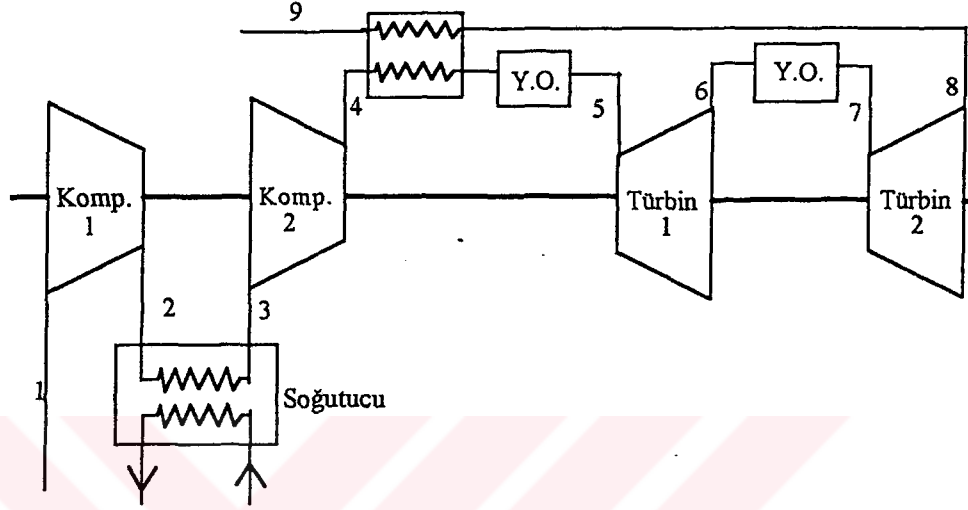
Aynı şekilde kademeli bir genişleme yapmak ve kademeler arasındaki egzoz gazını tekrar maksimum sıcaklığa kadar ısıtmak izoterm genişlemeyi gerçekler. Kademe sayısı arttıkça, bu yaklaşma daha da iyileşir. Ama bunun yanında kademeler arttıkça basınç kayıpları artar ve tesis maliyeti artar. Bu nedenle pratikte çok defa 1, bazı uygulamalarda 2, nadiren de 3 ara soğutma ve ısıtma işlemi yapılır. Bu durumda faydalı güç veren türbinle (aynı mile akuple bulunan) kompresör için kullanılan yüksek basınç türbinini birbirinden ayırmak gerekir. Buna benzer bir tesis şekil 2.20 'de görülmektedir.

Açık çevrimli bir sistemde hava kompresörünü; alçak , orta ve yüksek basınç kısımlarına ayırarak ve bunların arasına birer ara soğutucu yerleştirerek , ideal Ericson çevrimine daha çok yaklaşmak mümkündür.

Ara Soğutmalı ve Ara Kızdırmalı Gaz Türbinlerinin Termodinamik İncelenmesi :

Burada işlemi yaparken $T_3 = T_1$ ve $T_5 = T_7$ kabullerini yapalım.

Reküpatorörsüz ve basınç kayıpları ihmal edilirse;



Şekil 2.20 - Ara Kızdırmalı ve Ara Soğutmalı Gaz Türbini Tesisi

$$\frac{T_3}{T_1} = \theta \quad \frac{T_7}{T_1} = \theta \quad \frac{T_7}{T_3} = \theta \quad \text{kabulleri yapılırsa,}$$

A) Net İş :

$$W_{net} = (W_{t1} + W_{t2}) - (W_{c1} + W_{c2}) \quad \text{gerekli düzenlemeler yapılırsa,}$$

$$W_{net} = \frac{C_p T_3}{\eta_{ci}} \left(\theta \cdot \eta_{ci} \cdot \eta_{ti} \left(1 - \frac{\theta \cdot \eta_{ci} \cdot \eta_{ti}}{\phi (\theta \cdot \eta_{ci} \cdot \eta_{ti} + \mu \cdot \phi + 1)} \right) - \left(\frac{1}{\mu} - 1 \right) \right) \quad (2.92)$$

bulunur ve $\frac{\partial W_{net}}{\partial \mu} = 0$ için,

$$\mu_{opt.guc} = \frac{\theta \cdot \eta_{ci} \cdot \eta_{ti} + 1}{\phi \cdot \eta_{ci} \cdot \eta_{ti} + \phi} \quad (2.93)$$

bulunur.

$$\mu = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.94)$$

ifadesi bulunur. Bu μ değeri için tesis optimum güçte çalışmaktadır.

B) Termik Verim :

Bulunan W_{net} değerinin fonksiyonu olarak,

$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_v}$ yazılabilir.

$$\eta_{th} = \frac{\frac{C_p T_3}{\eta_{ci}} \left(\theta \cdot \eta_{ci} \cdot \eta_H \left(1 - \frac{\theta \cdot \eta_{ci} \cdot \eta_H}{\phi (\theta \cdot \eta_{ci} \cdot \eta_H + \mu \phi + 1)} \right) - \left(\frac{1}{\mu} - 1 \right) \right)}{C_p (T_5 - T_4') + C_p (T_7 - T_6')} \quad (2.95)$$

$T_5 = T_6$, $T_7 = T_5$, $T_3 = T_1$ için ve

$$T_4' = T_3 + \frac{T_4 - T_3}{\eta_{ci}} \quad T_8' = T_7 - \eta_H (T_7 - T_8) \quad T_6' = T_5 - \eta_{ci} (T_5 - T_6)$$

denklemleri dikkate alınarak termik verim değeri düzenlenirse,

$$\eta_{th} = \frac{1}{1 + \frac{(1 - \eta_R)(\theta - 1) \eta_{ci} + \eta_R (\mu \theta + \frac{1}{\mu} - 2)}{\theta \eta_{ci} \eta_H \left(1 - \frac{\theta \eta_{ci} \eta_H}{\phi (\theta \eta_{ci} \eta_H - \mu \phi + 1)} \right)}} \quad (2.96)$$

bulunur.

2.3. Kapalı Çevrim Gaz Türbinleri

Gaz türbinlerinde genişleme sonrasında egzoz gazları ya iş bittikten sonra dışarı atılır yada gerekli işlemlerden geçirildikten sonra, tekrar aynı maksatla kullanılır. Bu

takdirde birinci konum açık çevrimli, ikinci konum ise kapalı çevrimli bir sistem oluşturmaktadır. Kapalı bir sistemin oluşabilmesi için üçüncü bir sisteme gerek vardır(Küçükaramıklı, E.,1993).

Çevrim bakımından, açık ve kapalı çevrimler arasında esaslı bir fark yoktur. Bu nedenle, termik verim değerini yükseltmek için yapılan bütün ilave ve değişiklikler, her iki sistem için de aynı kalmaktadır.

Bu çevrimlerde kullanılan çalışma maddesi, türbine basınçlı ve sıcak olarak girerek türbinde genişleyerek iş yaptıktan sonra, bir soğutucuda başlangıç sıcaklığına kadar soğutulmalıdır. Daha sonra bu akışkan kompresörde tekrar sıkıştırılır ve ısıtılarak istenen şartlarda türbine gönderilir.Bu tesislerde çalışma maddesi genellikle havadır. Ancak hava yerine azot, helyum ve karbondioksit gibi stabil gazlarda kullanılmaktadır.

Kapalı çevrim gaz türbini tesislerinde, türbinden çıkan hava ile hava ısıtıcısına giden havanın ön ısıtılması, karşı akışlı ısı eşanjörleri ile sağlanabilir. Ön ve ara soğutma işlemlerinde de bu tip ısı eşanjörleri kullanılmaktadır. Bu soğutucularda, soğutma genelde su ile sağlanmaktadır. Su giriş sıcaklığı ile hava çıkış sıcaklığı arasındaki fark, 5 - 10 °C arasındadır. Bu sistemde kullanılan ve içinden basınçlı hava geçen irtibat boruları, çift cidarlıdır.

Kapalı çevrimli tesislerde,ayrıca; yardımcı kompresörler, yakıt pompaları, yakma havası körüğü; baca aspiratörü, yağlama yağı pompası ve soğutma suyu gibi yardımcı donanımlar da vardır. Yardımcı makinaların sistemden çektiği güç, sıvı ve gaz yakıtlarla çalışan tesislerde %3 civarında katı yakıtlarla çalışanlarda ise %5-6 civarındadır.

2.4. Yarı Kapalı Çevrimli Gaz Türbinleri

Yarı kapalı çevrim, yüksek basınçlı kapalı çevrim ile alçak basınçlı açık çevrimin birleştirilmesinden meydana gelmiştir. Bu tip tesislerde, sisteme ilave edilen hava kompresörde sıkıştırıldıktan sonra, yanma odasının önünde sirkülasyon maddesiyle karıştırılmaktadır. Yakıtın yanması sonucu, yanma odasında oluşan duman gazı, türbin yüksek basınç kısmında genişleyerek güç elde edilmektedir. Türbinin bu kısmının arkasında, iki kola ayrılan duman gazının birinci kolu, türbin alçak basınç kısmında atmosfer basıncına kadar genişlemektedir. İkinci kol ise çalışma maddesiyle çalışan bir ön soğutucu ve arka soğutucudan geçtikten sonra, bir kompresörde tekrar sıkıştırılmaktadır. Burada hava kompresörü türbinin alçak basınç kısmını, kapalı devrede çalışan sirkülasyon maddesi kompresörü ise türbinin yüksek basınç kısmını çalıştırmaktadır.

Yarı kapalı çevrimlerde verim değeri oldukça yüksektir. Termik verim, sistemde kullanılan ara soğutucu ve ara ısıtıcıların sayısı ile artmaktadır(Küçükkarımlı, E.,1993).

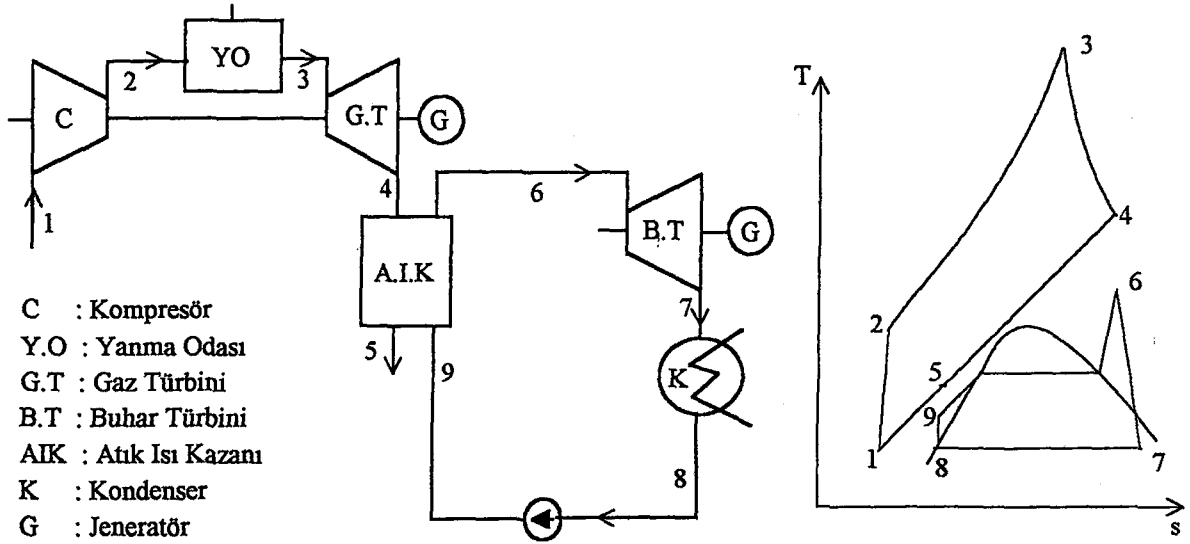
BÖLÜM.3

3.GÜÇ ÜRETİMİNDE KULLANILAN KOMBİNE ÇEVİMLİ TESİSLER

Günümüzde güç üretiminin ana amacı olan en optimum sistemin kullanılma isteği beraberinde yeni arayışlar ve sonucunda da yeni sistemler getirmişlerdir. İşte bu amaçla kombine çevrimlerde tesisi oluşturan her bir güç üretim bölümünün avantajını kullanarak, dezavantajlarını da mümkün olduğunca azaltarak optimuma ulaşmayı hedefler.

Kombine çevrim terimi, gaz türbin çevrimi ve buhar türbini çevriminin bir sistem içine alınarak tamamlayıcı bir şekilde çalıştırılmasını ifade eder. Bu anlamda kombine çevrim sistemlerinin ana üniteleri; gaz türbini, atık ısı kazanı ve buhar türbini olmaktadır.

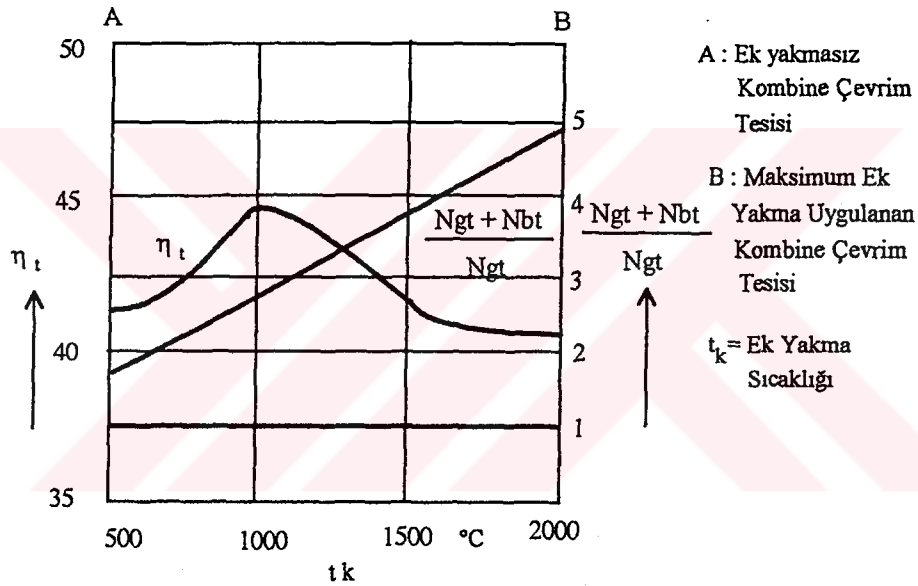
Gaz türbinlerinin buhar türbinleri ile kombine edilmesi yöntemlerini başlıca üç ana grupta toplamak mümkündür. Bunlar Ek yakmasız, tam yakmalı ve paralel güç üniteli kombine çevrim sistemleri olarak adlandırılırlar. Bu kombinasyonların her birinde ulaşılan kombine çevrim verimi, basit bir gaz türbini çevrimi yada ara kızdırmalı bir kazan/türbin çevriminden daha yüksektir(Özgürel, B.,1994).



Şekil 3.1 - Kombine Çevrim Tesisi ve T-s Diyagramı

Kombine çevrim tesislerinin yalnızca buhar türbin çevrimli tesislere göre avantajları düşük yatırım maliyetleri ve yüksek verimleridir. Gaz türbinli çevrimlerde egzoz ısısının yüksek olması ve bu ısının buhar türbinli çevrim için düşük sıcaklıklarda kullanılması, yakıttan yüksek oranda bir faydalanma sağlar.

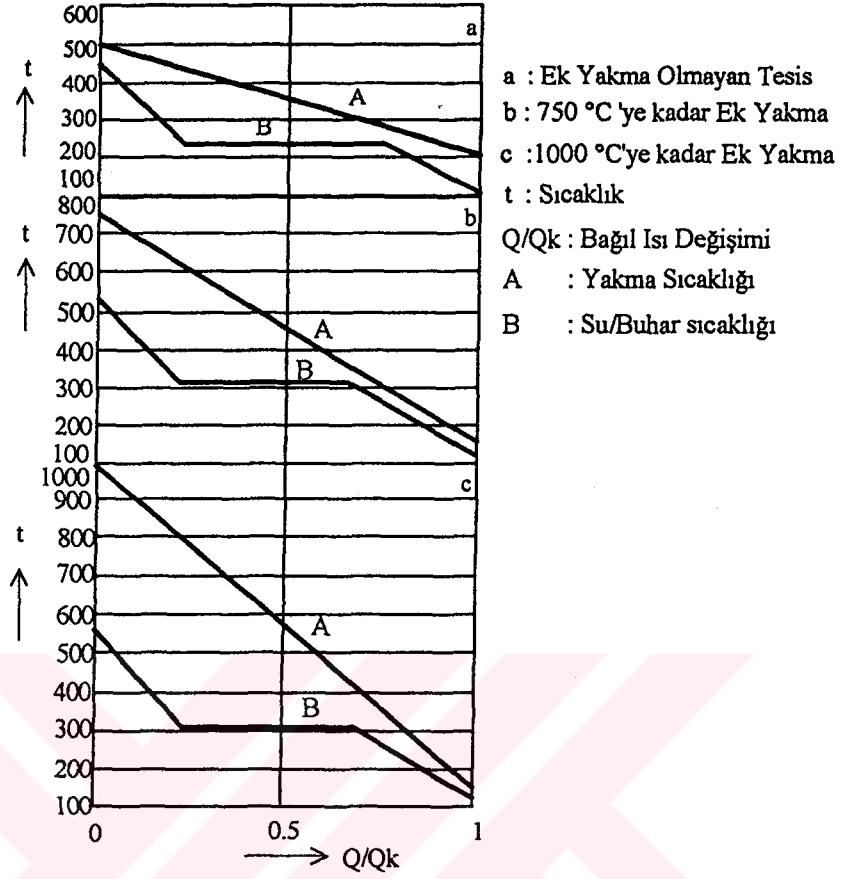
Kombine çevrim tesislerinde sistemin gelişmesi egzoz ısısının kullanıldığı donanımların özellikleri ve ek yakmanın sıcaklıklarına bağlıdır. Egzoz ısısındaki ek yakma sıcaklığı 750 °C'ye kadar yükseltilebilir. Böylece verim artışı sağlanır.



Şekil 3.2- Termik Verim Değişimleri (Ek yakmalı ve Ek yakmasız)

3.1.Kombine Çevrimli Tesislerdeki Gelişmeler

Son yıllarda gaz türbini teknolojisindeki gelişmeler sonucunda % 50-55 oranında termik verimliliğe ulaşan kombine çevrim tesisleri günümüzün en popüler enerji sistemlerinden biri olmuştur. Yüksek verimin yanısıra kombine çevrimli santrallerin tercih edilmesinde önemli rol oynayan diğer bir faktörde, sistemdeki zararlı madde emisyonlarının çevre ile ilgili mevzuatlardaki limit değerlerin çok altına inmiş olmasıdır.



Şekil 3.3- Ek Yakma Uygulanmayan Tesiste Isı Transfer Diyagramı

Kombine çevrim, esas itibarı ile gaz türbini çevrimi ve buhar türbini çevriminin bir sistem içine alınarak birbirini tamamlayıcı şekilde çalıştırılmasını ifade etmekte olup, genel prensibi gaz türbin çevriminden elde edilen egzoz gazlarının yüksek dereceli ısısının su/buhar çevriminde kullanılarak ek bir enerji üretiminin sağlanmasına dayanmaktadır(Öztürk, R.,1989).

Kombine çevrimin en büyük avantajı, fosil yakıtlı santraller içerisinde en yüksek verime sahip olmasıdır. Günümüzde 200 MW'ın üstünde güçlere sahip gaz türbinlerine dayalı tekrar kızdırmalı üç basınç kademeli kombine çevrimlerde net % 55 civarında verime ulaşılmıştır(Özgürel, B.,1994).

Tablo 3.1'den da görüleceği üzere, kombine çevrimlerde ulaşılan verimler, süper kritik basınçlı-tekrar kızdırmalı buhar türbini veriminde yüksektir.

Tablo 3.1- Çeşitli Termik Tesislerin Verim Değerleri

ÜNİTE	Net Verim (%) ISO
Gaz Türbini (Doğal gaz yakıtlı türbin giriş sıcaklığı :1042 °C)	33.9
Buhar Türbini (60 bar / 530 °C)	34
Buhar Türbini (120 bar / 530 °C)	37
Tekrar kızdırmalı buhar türbini (190 bar / 530 °C / 530 °C)	41
Süper kritik Basınçlı-Tekrar kızdırmalı Buhar Türbini (254 bar / 541 °C / 520 °C)	42
Akışkan Yataklı Kombine Çevrim Santrali (140 bar / 540 °C / 540 °C)	44.1
Kömür-gaz Kombine Çevrim Santrali (110 bar / 520 °C / 520 °C)	45
İki Basınç Kademeli Tekrar kızdırmaz Kombine Çevrim (Ambarlı Kombine Çevrim Santrali)	52.5
Üç Basınç Kademeli - Tekrar Kızdırmalı Kombine Çevrim	54.3

Bunun yanısıra 1993 yılında imalatına başlanan % 37.8 verimli 240 MW 'lık gaz türbinleri bulunan kombine çevrimli tesiste % 58.5 verime ulaşılacağı beklenmektedir.

3.2.Kombine Çevrim Sistemlerinin Enerji Santrallerine Uygulanması

Kombine çevrimlerde birincil olarak elektrik üretimi sağlamakla birlikte, istenirse çevrimden ara buhar alınarak santral, bileşik ısı - güç (cogeneration) sistemi olarakta çalıştırılabilir. Bu özelliği ile kombine çevrimler, ısı-güç üretiminde günümüzde var olan en verimli yöntem konumundadır(Özgürel, B.,1994).

Genel olarak " Kombine çevrim " terimi gaz türbini ile buhar türbininin aynı çevrim içinde birlikte kullanılmasıdır.Prensip olarak bir veya daha fazla gaz türbininden çıkan yüksek sıcaklıktaki atık ısının bir ek enerji üretiminin sağlanması amacıyla buhar türbini çevriminde kullanılmasıdır.

Atmosferden alınan hava, kompresör ile sıkıştırılarak yanma odasına gönderilir. Yanma odasına püskürtülerek verilen yakıt sıkıştırılmış hava ile karışarak yanar.Yanma sonucu 1000 °C sıcaklığın üzerinde yüksek basınçlı gaz, türbini döndürerek türbine bağlı generatörden elektrik enerjisi üretilir.

Gaz türbininin 500-600 °C sıcaklığındaki egzoz gazı gaz türbinine bağlı bir atık ısı kazanına iletilir ve kazanda yüksek basınç ve sıcaklıkta buhar elde edilir. Elde edilen buhar ile buhar türbini çalıştırılır ve buhar türbinine bağlı generatörden de ilave elektrik enerjisi üretilir(Wunsch, A.,1980).

Kombine çevrim santrallerinin aşağıdaki üç ana grupta uygulanmaları mümkündür.

- Ek yakmasız kombine çevrim
- Tam yakmalı kombine çevrim
- Paralel - güç üniteli kombine çevrim

3.2.1 Ek Yakmasız Kombine Çevrim Santralleri

Ek yakmasız kombine çevrim santrallerinde, yanma sonu oluşan yanma ürünleri gaz türbininde genişler ve egzoz gazları bir atık ısı kazanına gönderilir. Basit konveksiyon tip ısı eşanjörleri olan atık ısı kazanlarında ise, herhangi ilave bir yakıt yakılmadan sadece gaz türbini egzoz gazlarının yüksek ısısından yararlanılmak suretiyle buhar elde edilir. Genel olarak gaz türbinleri ile aynı sayıdaki atık ısı kazanları, buhar kapasitesine bağlı olarak bir veya daha çok buhar türbinine bağlanır.

Bu tip kombine çevrim santrallerinde buhar çevrimi, "iki basınç kademeli / tekrar kızdırmaz" veya "üç basınç kademeli / tekrar kızdırmalı" şeklinde olmaktadır. İki basınç kademeli kombine çevrimler, basit tekrar kızdırmaz buhar çevrimleri olmasına karşın oldukça iyi bir temel performans gösterdikleri için daha çok tercih edilmektedir. Ülkemizde doğal gaz ile çalışan bu tipte iki kombine çevrim santrali bulunmaktadır. Hamidabat (Lüleburgaz)'da kurulmuş olan 1200 MW Trakya Doğal Gaz Kombine Çevrim Santralinin 2+2+1 konfigürasyonundaki dört kombine çevrim bloğunda toplam 8 adet gaz türbin ünitesi, 8 adet atık ısı kazanı ve 4 adet buhar türbin ünitesi bulunmaktadır. Gaz türbinlerinin nominal kapasitesi 95 MW, buhar türbinlerinin nominal kapasitesi ise 110 MW 'dır. Santral işletmeye alındıktan sonra yapılan performans testlerinde en düşük verim %50.23 ve en yüksek verim %52.20 olmuştur.

İstanbul'un 40 km batısında kurulmuş olan 1350 MW Ambarlı Doğal Gaz Kombine Çevrim Santralinin 2+2+1 konfigürasyonundaki dört kombine çevrim bloğunda toplam 6 adet gaz türbin ünitesi, 6 adet atık ısı kazanı ve 3 adet buhar türbin ünitesi bulunmaktadır. Gaz türbinlerinin nominal kapasitesi 138.80 MW, buhar türbinlerinin nominal kapasitesi ise 172.40 MW 'dır. Santral işletmeye alındıktan sonra yapılan performans testlerinde en düşük verim %52 ve en yüksek verim %52.50 olmuştur.

Görüldüğü üzere kombine çevrim gruplarının tekrar kızdırmaz / iki basınç kademeli olmasına karşın her iki santraldede %52 ' nin üzerinde verime ulaşılarak, sistemden çok iyi bir performans elde edilmiştir.

Tekrar kızdırmalı / üç basınç kademeli kombine çevrimlerde ise oldukça pahalı atık ısı kazanları ile buhar türbinlerine ihtiyaç duyulmakta olup, buna bağlı olarak buhar çevrimi de çok daha komplekstir. Bununla birlikte, çevrim veriminin %1-2 mertebesinde yükseltilmesi neticesinde yüksek fiyatlı yakıt maliyetinden yapılacak tasarruf ile sistemin kompleks durumu ve ilave gelen masraflar uzun vadede kompanse edilebilir.

Ayrıca düz-buhar çevrimli yada düz-gaz çevrimli termik santraller de, mevcut buhar türbin ünitelerine gaz türbinleri veya mevcut gaz türbinlerine buhar türbinleri eklenmesi ile, ek yakmasız kombine çevrim santraline dönüştürülerek daha yüksek verim ve çıkış güçlerine ulaşabilir.

3.2.1.1 Buhar Türbinlerine Gaz Türbinleri İlavesi İle Güç ve Verim Artırımı

Bu sistemde; mevcut santralin buhar türbini orjinal veya bazı değişikliklerle revize edilerek buhar parametrelerine cevap verebilecek yeni atık ısı kazanları, buhar kazanları ile değiştirilir ve atık ısı kazanları ile aynı sayıda gaz türbini sisteme ilave edilir. Bu dönüşüm özellikle buhar türbinlerinin hizmet ömrünün kömür yakıtlı kazanlardan daha uzun olması nedeniyle uygulanabilir olmaktadır.

Bu şekilde santral veriminin %37-38 seviyelerinden yaklaşık %50 seviyesine çıkarılmasının yanısıra; kombine çevrim sistemlerinde yaklaşık 60:40, 65:35 mertebelerinde olan gaz türbini / buhar türbini güç oranları dikkate alındığında santral toplam kapasitesi de iki hatta üç kat artırılmış olmaktadır.

3.2.1.2 Gaz Türbinlerine Buhar Türbini İlavesi İle Güç Ve Verim Artırımı

Basit çevrimde çalışan mevcut gaz türbin üniteleri atık ısı kazanı ve buhar türbini ilavesiyle kombine çevrim santraline dönüştürülebilir. Bu durumda gaz türbini egzoz gazının ısı, tümüyle atık ısı kazanında kullanılacağından dolayı mümkün olan en yüksek verim elde edilmiş ve santral kapasitesi de yakıt tüketimi arttırılmaksızın en az %50 oranında yükseltilmiş olacaktır.

Bu tip uygulama 1975-76 yıllarında işletmeye alınmış olan İzmir - Aliağa Gaz Türbinlerinde yapılmış ve mazotla çalışan her biri 30MW'lık dört gaz türbin ünitesine 1980-83 yılları arasında aynı sayıda atık ısı kazanı ve her biri 30 MW'lık iki buhar türbin ünitesi ilave edilerek santral verimi yaklaşık % 28 'den % 44 'e yükseltilmiştir.

3.2.2 Tam Yakmalı Kombine Çevrim Santralleri

Bu tip santrallerde 1960'lı yılların ortasından 1970'li yılların sonuna kadar Orta Avrupa'daki elektrik üretim tesisleride bugünün şartlarına göre daha düşük giriş ve egzoz sıcaklıklarına sahip gaz türbinlerinden oluşan ünitelerin verimini yükseltmek amacıyla yaygın olarak uygulanmıştır.

Tam yakmalı kombine çevrimlerde gaz türbin egzostu, cebri çekiş fanları tarafından atmosferden alınan hava ile karışarak, buhar kazanlarında ana yakıtın (genellikle kömür) yakılmasında gereken yakma havası sağlanır. Bu işlem ile tam bir yanma sağlanmış olmaktadır. Zira gerek atmosferden alınan havadaki, gerekse gaz türbin egzozundaki hemen hemen tüm oksijen ana yakıtın yakılmasında kullanılmakta, yalnızca %3-5 oranında bir oksijen miktarı baca gazı ile atılmaktadır. Böylece NO_x konsantrasyonu da daha düşük bir seviyeye çekilmektedir.

Ayrıca herhangi bir konvansiyonel buhar kazan / türbin ünitesine gaz türbin üniteleri ilavesi (topping) ile tam yakmalı kombine çevrim santraline dönüştürülmesi

mümkündür. Bu durumda gaz türbin egzosu ve ilave fanlarla alınan hava, kazanlarda kullanılacağından mevcut ünitenin ön ısıtıcılarının ve cebri çekiş fanlarının kaldırılması gerekmektedir.

Ancak tam yakmalı kombine çevrimin bir dezavantajı bulunmaktadır. Normalde atmosferden alınan havada %21 oranında oksijen bulunmasına karşın gaz türbin egzosunda %15 oranında oksijen vardır. Bu nedenle ana yakıtın kazanda yakılması için, atmosferden alınan havadan %40 daha fazla gaz türbin egzosu gerekmekte olup, bu da gaz debisinin artması neticesinde kazan ocağındaki borularda erozyona yol açmaktadır.

Sonuç olarak, düşük kül oranlı gaz veya likit yakıt kullanan buhar kazan/türbin ünitelerinde topping uygulaması fizibil olmaktadır.

3.2.3 Paralel-Güç Üniteli Kombine Çevrim Santralleri

Paralel - güç üniteli kombine çevrim santrallerinde buhar türbinleri iki ayrı bağımsız güç kaynağından beslenmektedir.

Genellikle ana kaynak konvansiyonel bir buhar kazanı, ikinci kaynak ise gaz türbinine bağlı bir atık ısı kazanı olmaktadır. Bu anlamda paralel - güç üniteli kombine çevrim, tam yakmalı çevrim ile ilave yakıtlı çevrimin bileşimi olarak düşünülebilir.

Bu sistemde gaz türbin egzosu, üniteye bağlı atık ısı kazanına verilir, diğer buhar kazanında yakıtın yanmasında destek amaçlı kullanılmaz. Sistemin en büyük avantajı; dizayn, yakıt ve işletme yönünden sağladığı esnekliktir. Gaz türbin ve buhar türbin kapasiteleri ile buna bağlı olarak gaz veya sıvı yakıtların katı yakıtlara oranı serbestçe tayin edilebilmektedir. Bununla birlikte, kömür yakıtlı kazanın baca gazı emisyonlarının kabul edilebilir limitlerin altına çekilebilmesi için arıtma tesislerine de ihtiyaç vardır.

Mevcut buhar türbini üniteleri de iki ayrı yöntemle paralel - güç üniteli kombine çevrim santrallerine dönüştürülebilirler. Birinci yöntemde, üniteye gaz türbini ve atık ısı kazanı ilave edilerek buradan elde edilen buhar ile mevcut kazandan elde edilen buharın takviyesi neticesinde buhar türbininin tam kapasitede kullanılması sağlanır.

Genelde buhar kazanlarının hizmet ömrünün buhar türbinlerinden daha kısa olması nedeni ile zamanla kazanların daha düşük yükte çalışmalarının zorunlu hale gelmesi durumunda bu sistem uygulanabilir olmaktadır.

İkinci yöntemde ise, üniteye eklenen gaz türbini ve atık ısı kazanı yalnızca mevcut sistemin kondensat ve/veya besleme suyu ısıtılmasında kullanılır. Böylece hem santral verimi hem de çıkış gücü yükseltilmiş olur(Özgürel, B.,1994).

3.3 Güç ve Verimde Erişilen Seviyeler

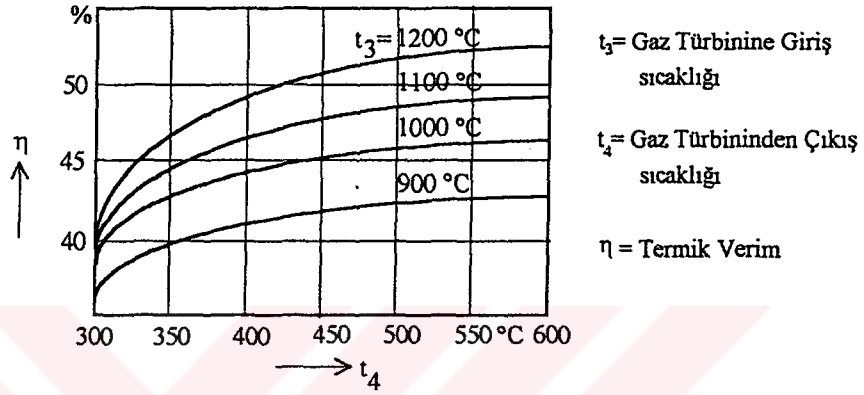
3.3.1 Ek Yakmasız Toplam Verim

Kombine çevrime yaklaşmak için en uygun yöntem standart bir gaz türbininden hareket etmektir. Bir veya birden fazla gaz türbininin ile kombine çevrim tesisi yapmak mümkündür. Ek yakma uygulanan yada uygulanmayan kombine tesislerde verim, buhar türbini kısmından çok gaz türbini verimini etkileyen parametrelerle sınırlandırılır(Kehlhofer, R.,1982).

Buhar kısmını etkileyen büyüklükler sadece buhar giriş basıncı, vakum, atık ısı kazanındaki Δt_p ve kazanda elde edilen sıcaklık farkı için seçilebilir. Ek yakma için gereken donanımlar çok pahalı olduğundan, bu sistem çok özel uygulamalarda kullanılır. Şekil 24'te ek yanma olmayan durum için kombine çevrim tesislerinde maksimum termik verim elde edilmektedir.

3.3.2 Ek Yakma Halinde Verim

Ek yakma ile gaz türbini giriş sıcaklığı düşük olan tesislerde verim yükseltilir. Şekil 3.4' de tesis verimini kazan giriş sıcaklığının (t_3) fonksiyonu olarak verir. Ek yakma olmayan tesislerde limit değerler, sınır tabakanın solunda bulunurlar(Özdemir, E.,1988).



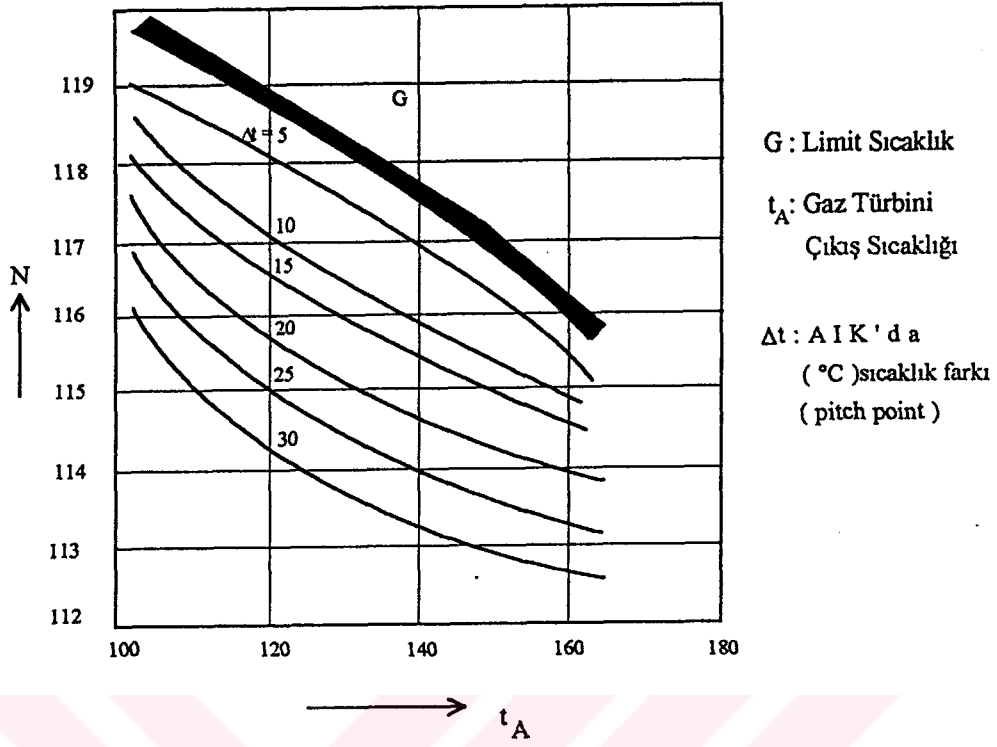
Şekil 3.4- Kombine Çevrim Tesisinde Erişilebilir Verim

Ek yakma halindeki verim artışı, buhar çevrimi veriminin artması sonucu ortaya çıkar. Buhar çevrimindeki buhar şartlarının iyileştirilmesi kombine çevrim tesisinin verimini artırır(Pfenninger,H.,1974).

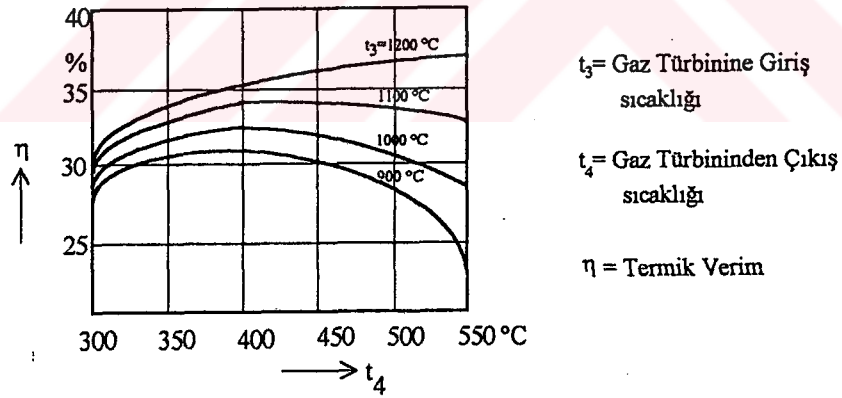
Burada gaz türbini giriş sıcaklığı 950 °C' ye kadar ulaşır. Ek yakma 2 puanlık bir verim artışı sağlar.

3.3.3 Kısmi Yüklerde Verimler

Gaz türbini ve buhar türbininden oluşan kombine çevrim tesislerinde verim değeri kısmi yüklerde hızla düşme gösterir.

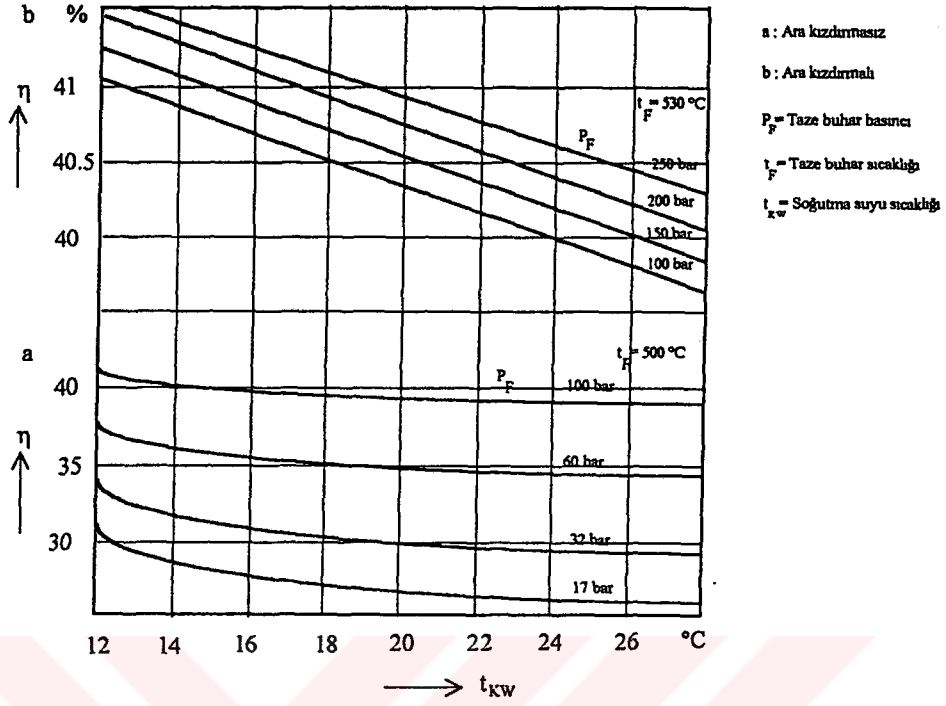


Şekil 3.5- Ek Yakma Olmayan Tesislerde Limit Değerler

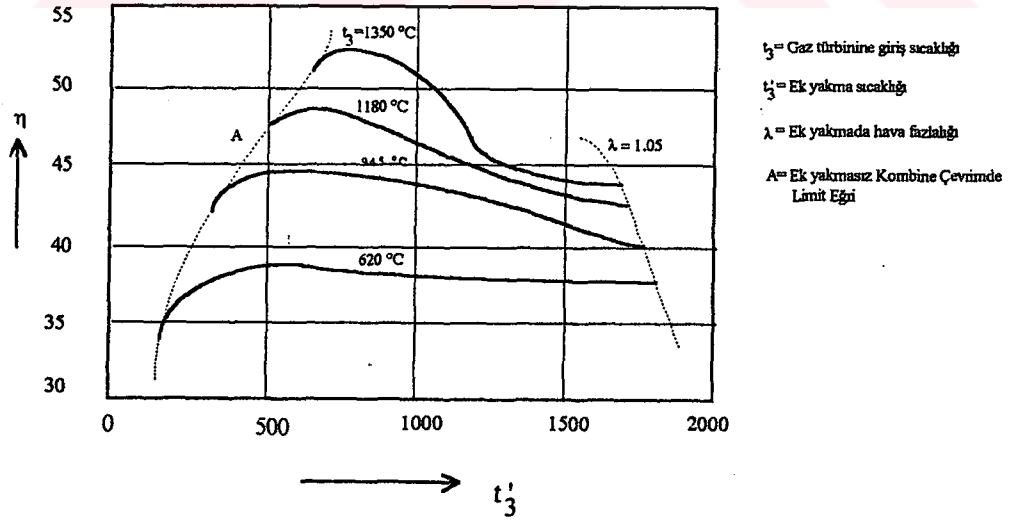


Şekil 3.6- Gaz Türbini Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarına Bağlı Olarak Verim

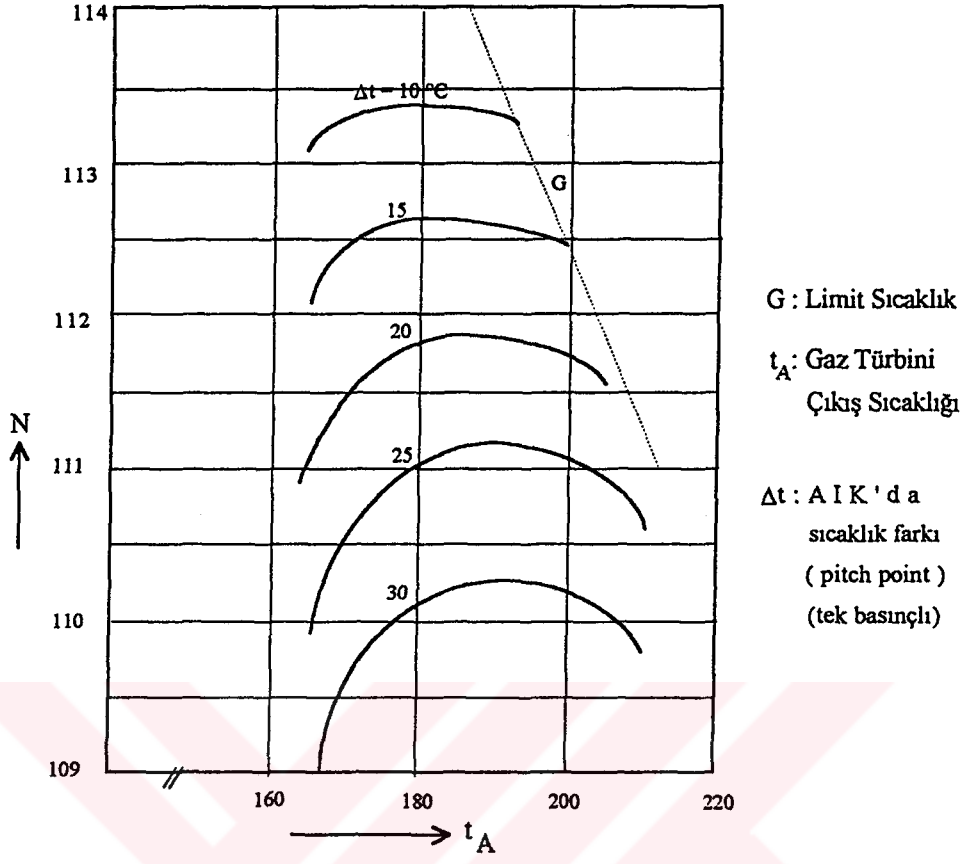
Kısmi yüklerde verim düşümü çok hızlıdır. Buhar türbininin birden fazla gaz türbini ile birleştirildiği tesislerde bu işlemi iyi verimle yapmak, çok geniş bir yükleme aralığında olur. Bir veya birden fazla gaz türbininin işletmeye alındığında en yüksek verime ancak tam yükte ulaşılabilir(Sharpe,G.J.,1987).



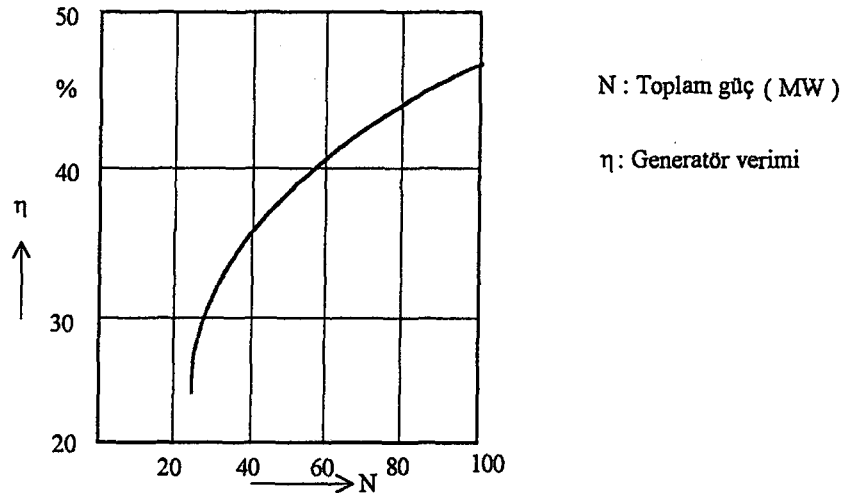
Şekil 3.7- Taze Buhar Basıncı ve Soğutma Suyu Sıcaklığının Buhar Türbini Verimine Etkisi



Şekil 3.8- Ek Yakmalı Kombine Bir Tesiste t_3' Sıcaklığına Göre Verim Değişimi



Şekil 3.9- Tek Basınç Basamaklı, Ek Yakmalı Kombine Çevrim Tesisinde Egzos Gazı Sıcaklığı ile Gücün Değişimi



Şekil 3.10- Toplam Gücün Termik Verimle Değişimi

Genel olarak bir tesisin gücünün artırılması

- a) Mevcut güç üretim sisteminin büyütülmesi
- b) Mevcut sistemin yenisi ile değiştirilmesi (revizyonu)
- c) Yeni güç üretim sisteminin inşası ile söz konusudur.

3.4 Eski Santrallerin Dönüşümü

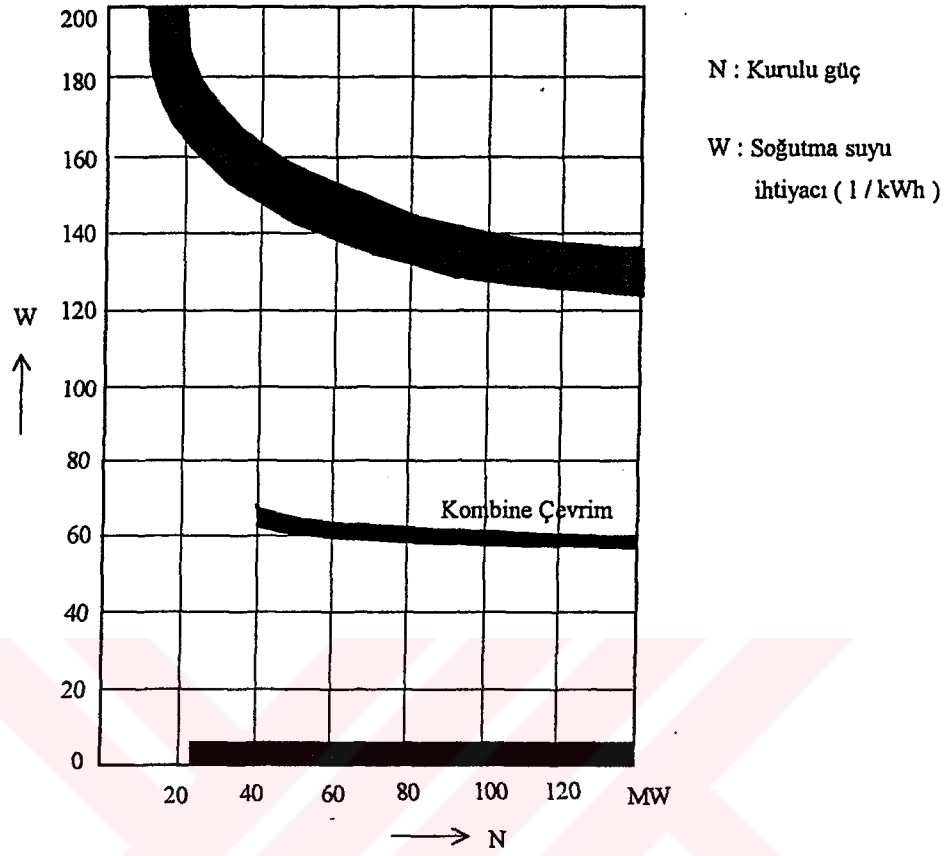
Mevcut ve ekonomik olmayan buhar türbinli tesislerin kombine çevrimli tesislere dönüşümü için çok uygundur.

Mevcut işletmenin, düşük olan taze buhar şartları kombine çevrimin idealdeki ihtiyaçlarına uygundur. Tesisteki kazanların yerine boşalan alana, yeni tesis ihtiyacı olan atık ısı kazanlarının yerleşimi için yeterlidir. Yeni tesisin, eskisi ile aynı büyüklükte bir alanı kaplayan tesisin seçimi için bir etken olacaktır.

Aynı şekilde ekonomik olmayan gaz türbinlerine kombine çevrim dönüşümü yaparak atık ısı kazanı ve buhar turbo grubu eklemekte bir seçenektir(Kehlhofer,R,1982).

3.5 Soğutma Suyu İhtiyacı

Bir güç tesisi kurulduğunda, önemli bir kriterde, soğutma suyu ihtiyacının karşılanabilmesidir. Isı kullanım şekli termodinamik çevrimi etkileyeceğinden, önemli bir kriter olarak karşımıza çıkar. Gaz türbinlerinde soğutma suyu kullanılmadığında bu önemli bir avantajdır. Oysa büyük soğutma suyu kapasitesine ihtiyaç duyulan buhar türbinli tesislerde bu problem önemli bir yer işgal etmektedir. Bu nedenle soğutma suyunun maliyetinin düşük olması zorunluluğu doğmaktadır. Kombine çevrim tesisinde, gaz türbin grubu, tesis gücünün üçte ikisini sağladığı zaman soğutma suyuna pek fazla ihtiyaç duyulmaz. Ancak buhar türbini çevriminin ürettiği güce paralel olarak nispeten daha az soğutma suyu ihtiyacı gözlenir(Özdemir, E.,1988).

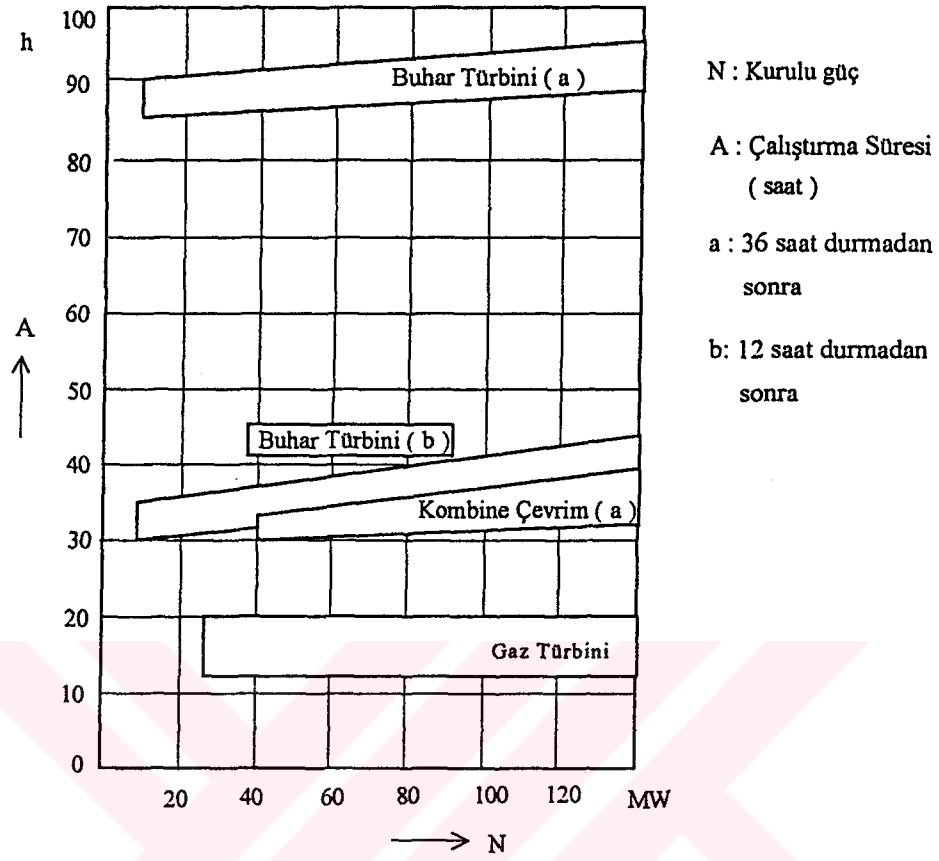


Şekil 3.11-Termik Tesisler İçin Soğutma Suyu İhtiyacı

3.6 İlk Harekete Geçme Süresi

Çok düzensiz biçimde değişen talepleri karşılamak için güç santralleri kısa zamanda devreye alınabilir. Termik tesislerde bu durum çok önemlidir. Kısa zaman olarak görülsede bu durum işletmenin verimini önemli ölçüde etkilemektedir.

Kombine çevrim santrallerinin yapısındaki gaz türbinleri sayesinde, sistemi devreye alma süresi kısaldır (Joyce, J.S., 1992).



Şekil 3.12- Değişik Tip Tesisler İçin Harekete Geçme Süresi

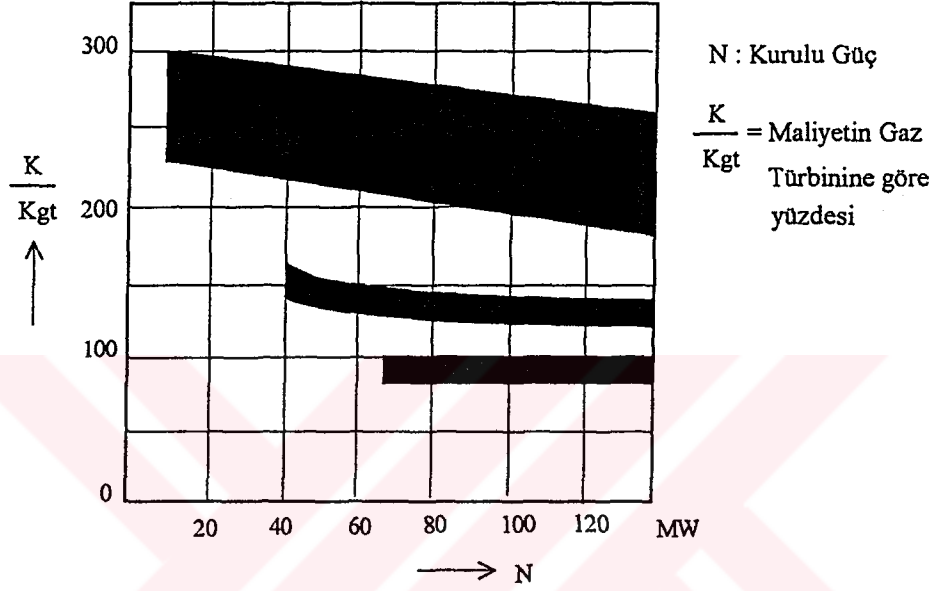
İlk harekete geçme süresi incelendiğinde elde edilen gücün büyüklüğü değil, ekonomik açıdan, ilk hareket süresince oluşan ısı kayıplarda da artım görülmektedir. Bu kayıplar, yükleme derecesi ve hafta sonu yada geceleri yapılan kapatma durumuna bağlıdır. Tesislerdeki hizmet dışı kalma süresi soğutma yönünden önem kazanmaktadır (Boyce, M.P.,1982).

3.7 Maliyet Analizi

Bir güç tesisinde önemli olan gerekli toplam maliyeti minimuma indirmektir. Bu amaçla maliyete etkiyen unsurlar incelenmelidir.

3.7.1 Yatırım Maliyeti

Yatırım maliyeti kurulacak gücün fonksiyonu olarak bu gücü sağlayacak donatım maliyeti, kapasite ve yıllık işletme süresine bağlı olarak değişim göstermektedir(Aguet,E.,1971).

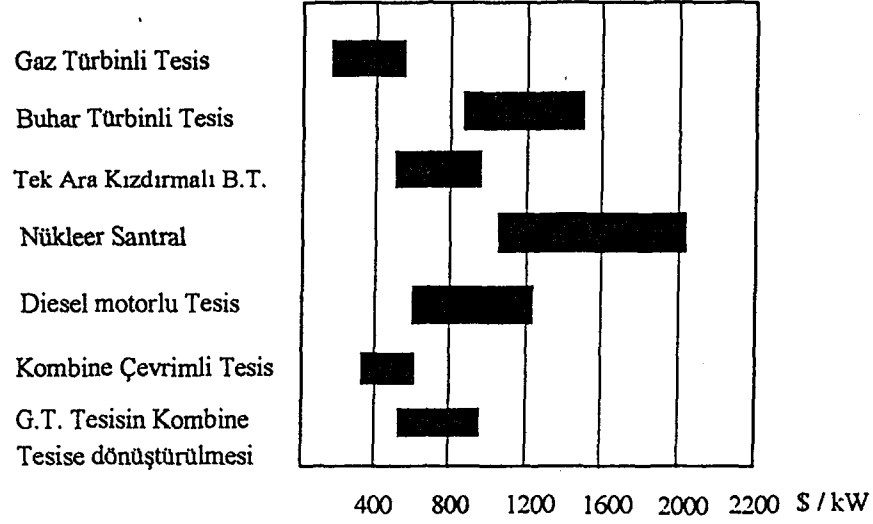


Şekil 3.13- Diğer Tip Tesislerin Maliyetinin Gaz Türbini İle Kıyaslanması

Şekilde yatırım bedelleri, gaz türbini referans alınmıştır. Aşağıdaki şekilde ise yine değişik tipteki güç üretim tesislerinin yatırım bedelleri görülmektedir.

3.7.2 İşletme Maliyetleri

İşletme masraflarını, elektriksel güç ile ilgili değişen masraflar oluşturmaktadır. Bunlar; yakıt masrafları, personel masrafları, tamir-bakım masrafları, yedek parça masrafları ile tüketim maddelerini kapsamaktadır.



Şekil 3.14- Güç Üretim Tesislerinin Özgül Yatırım Bedelleri

3.7.3 Yakıt Maliyeti

Termik bir tesisin işletme maliyetinin en büyük kısmını yakıt masrafları oluşturur. Yakıt masrafları üretilen gücün miktarına, tesisin verimliliğine ve yakıt masraflarına bağlıdır(Aguet,E.,1971).

Buhar türbinli santraller, düşük kaliteli yakıt kullanımına elverişli sistemlerdir. Bu bakımdan tercih edilirler.

Gaz türbinli tesisler ise yüksek kaliteli yakıt kullanmaktadır. Doğal gazda kullanım alanına girmektedir(Siemens, AG.,1990).

3.7.4 Personel Masrafları

Termik tesislerde, işletme kontrolü tamamen otomatik olarak gerçekleştirilmektedir. Ama yine de tesislerin işletim birimlerinde personele ihtiyaç

duyulmaktadır. Personelin niteliği, tesisin içerdiği özelliklere ve otomasyon derecesine bağlıdır. Aşağıdaki tabloda mevcut termik tesislerdeki özgül personel ihtiyaçları verilmiştir(Kehlhofer, R.,1982).

Tablo 3.2 - Çeşitli Tesislerde Özgül Personel İhtiyacı

	Buhar Türbinli Tesis	Gaz Türbinli Tesis	Kombine Çevrimli Tesis
Özgül personel ihtiyacı (kişi/MW)	0.38-0.50	0.22-0.31	0.38-0.50

3.7.5 Tamir Bakım ve Yedek Parça Masrafları

Bir tesisin verimli çalışmasının devamlılığının sağlanması için tesisin zaman zaman periyodik bakımlara ve bazı parçaların yenilenmesine ihtiyaç vardır.

Aşağıdaki tabloda bazı termik tesislerin bakım ve yedek parça ihtiyacı spesifik olarak verilmiştir.

Tablo 3.3 - Çeşitli Tesislerde Bakım ve Yedek Parça Masrafları

	Buhar Türbinli Tesis	Gaz Türbinli Tesis	Kombine Çevrimli Tesis
Bakım ve Yedek Parça Masrafı (SFr/kWh)	$(0.38-0.50)10^{-2}$	$(0.22-0.31)10^{-2}$	$(0.38-0.50)10^{-2}$

BÖLÜM 4

4. KOMBİNE ÇEVİRİM TESİSLERİNİN TEKNO-EKONOMİK ETÜDÜ VE OPTİMUM PARAMETRELERİN BELİRLENMESİ

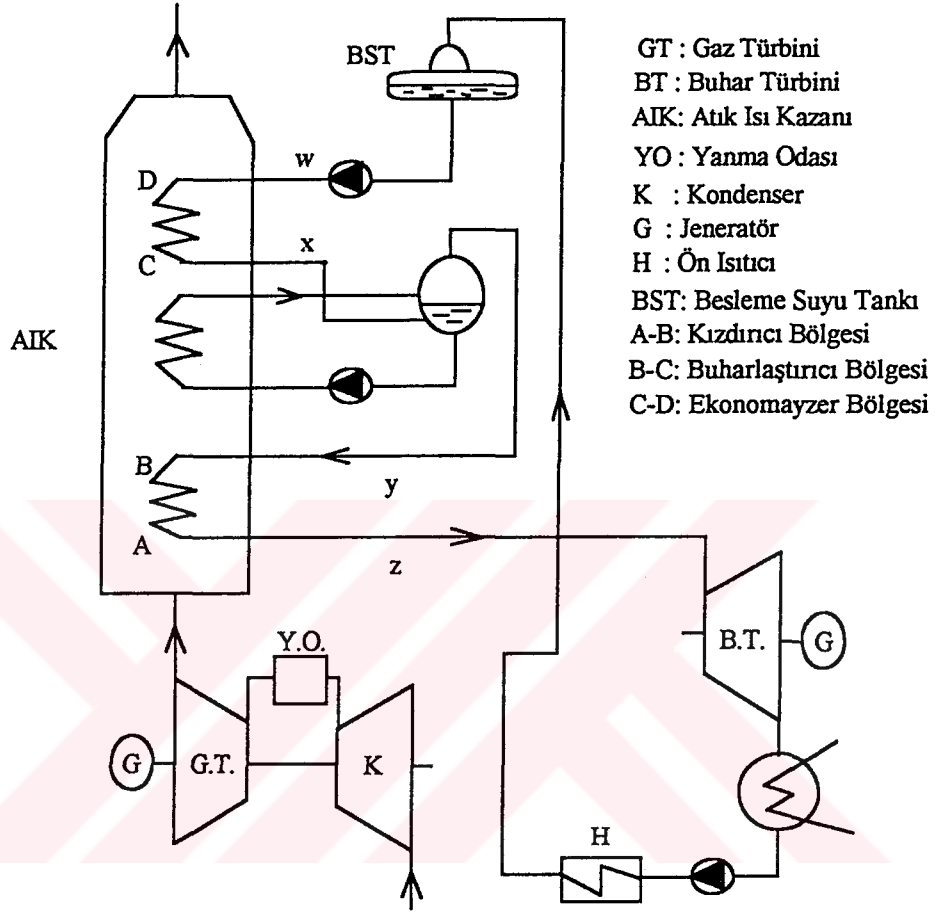
4.1. Kuramsal Analiz ve Optimum Çözüm

Kombine çevrim tesislerinde, gaz türbini çıkışı sonrasındaki yüksek sıcaklığa sahip olan egzoz gazlarının enerjisinin geri kazanılması sonucu, termodinamik şartlar göz önüne alındığında atık ısı kazanının ısı transfer alanından transfer edilen ısı ile elde edilen buhar miktarı buhar çevrimine etki etmektedir. Buhar şartlarının iyileştirilebilmesi için gerekli olan ısı transfer alanı artmaktadır. Kombine çevrim tesislerinde enerji üretim maliyetinin hesaplanması sırasında en önemli etkenlerden birinde ısı transfer alanı olduğu bir gerçektir. Bu nedenle , atık ısı kazanının optimum ısı transfer alanının bulunması bu tesisler için büyük bir önem içermektedir. Ancak bunun içinde öncelikle gaz türbini çevrimine etkiyen optimum parametreler seçilmeli ve bu parametrelerin fonksiyonu olarak atık ısı kazanının optimum ısı transfer alanı bulunarak buhar çevrimini termodinamik özelliklerinin iyileştirilmesine çalışılmalıdır.

Sistem irdelendiğinde, gaz türbini çevrimine etkiyen değerlerin bilinen parametreler cinsinden ifade edilmesi ile tüm tesis üzerindeki parametrelerin de bu parametrelerin fonksiyonu olarak ifade edilmesi mümkündür. Bu parametrelerin dizayn aşamasında, gereken büyüklüklerin söz konusu olduğunda optimizasyon parametreleri ile birleştirilmesi sonucu mümkün olan optimum tesis parametreleri bulunabilir.

Mevcut gaz türbini tesislerinin, kombine çevrim tesisine dönüştürülmesi gerektiğinde tasarlanması gereken atık ısı kazanın optimizasyonu büyük önem kazanmaktadır. Ancak bu tür sistemlerde, dizayn aşamasında optimizasyona gitmek daha kapsamlı sonuç verebilir. Tasarım esnasında, atık ısı kazanlarının kombine tesisler içindeki payı, akışkanların giriş ve çıkış termodinamik şartları ile tesis gücünün

fonksiyonu olarak masraflar içindeki payı %12-17, buhar türbini çevrimin masrafları içindeki payı ise % 20-30 gibi yüksek bir değerdedir(Şahin, B.,1994).



Şekil 4.1 - Kombine Çevrim Tesisi

Tek basınç kademeli kombine tesisinde, tesisteki etkin parametreleri gaz türbininden çıkan egzoz gazlarının miktarı ile elde edilen buharın termodinamik şartları ve miktarı oluşturmaktadır.

Gaz türbini çıkışındaki egzoz gazlarının sıcaklığı,

$$T_4 = T_3 \times \left[1 - \eta_{tis} \left(1 - \frac{1}{Prf^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right] \quad (4.1)$$

denklemleri ile ifade edilmektedir. İfadelerde bulunan terimler sırası ile, $Pr_t = \frac{P_3}{P_4}$ olarak gaz türbininin basınç oranını, η_{tis} gaz türbininin izantropik verimi şeklinde açıklanabilir. İzantropik verim değeri, politropik verimin ve basınç oranlarının fonksiyonu olması nedeniyle,

$$\eta_{tis} = \frac{1 - \frac{1}{Pr_t^{\frac{k_g-1}{k_g}} \times \eta_{tp}}}{1 - \frac{1}{Pr_t^{\frac{k_g-1}{k_g}}}} \quad (4.2)$$

şeklinde ifade edilebilir (Küçükkarıncı, E., 1993). Yanma odası bölgesinde meydana gelen toplam basınç kayıplarını ΔP_1 , türbin çıkışı ile baca çıkışı arasındaki toplam basınç kayıplarını ΔP_2 ile ifade edecek olursak türbin ile kompresör basınç oranları arasındaki fonksiyonel ilişki,

$$Pr_t = \frac{Pr_c - \Delta P_1}{P_1 - \Delta P_2} \quad (4.3)$$

olmaktadır.

Kombine çevrim tesislerinde, gaz türbinine giriş sıcaklığının bilinmesi durumunda türbin çıkışındaki sıcaklık ve dolayısıyla gaz türbininin basınç oranının da kompresör basınç oranının fonksiyonu olarak ifade edilmesi mümkün hale gelmektedir. Kombine tesislerin dizayn aşamasında, tesisi oluşturan gaz ve buhar çevrimleri birlikte analiz edilerek tesis için en uygun kompresör basınç oranı ve atık ısı kazanı alanı belirlenmelidir. Her iki çevrim için gerekli toplam tesis gücü ve termik verim değerleri de kompresör basınç oranı cinsinden ifade edilebilmektedir.

Birim kütleli gaz debisi için gaz türbininin net gücü,

$$\frac{Ng_t}{mg} = \left[Cp_g \eta_{tis} T_3 \left(1 - \frac{1}{Pr_t^{\frac{k_g-1}{k_g}}} \right) - \frac{ma}{mg} \frac{Cp_a T_1}{\eta_{cis}} \left(Pr_c^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right) \right] \eta_m \eta_g \quad (4.4)$$

olarak ifade edilebilmektedir. Dizayn aşamasında gaz türbinlerinde yakıt/hava oranının 0.01-0.05 gibi küçük bir değer olmasından dolayı $m_a=m_g$ kabul edilmektedir. Bu ifadede bulunan gaz türbininin izantropik verimi, kompresör politropik verimi ve basınç oranının fonksiyonu olarak ,

$$\eta_{cis} = \frac{\text{Pr } c^{\frac{ka-1}{ka}} - 1}{\text{Pr } c^{\frac{ka-1}{ka \cdot \eta_{cp}} - 1}} \quad (4.5)$$

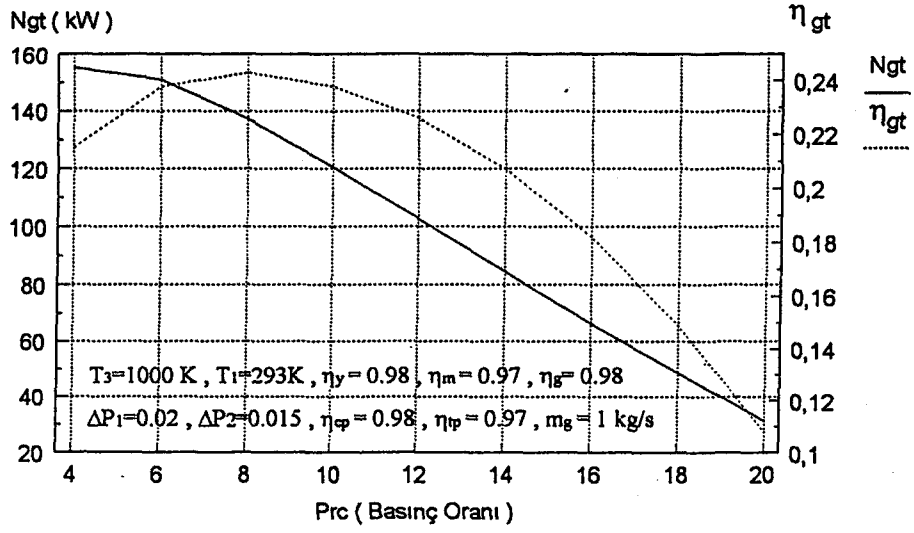
şeklinde ifade edilir (Küçükkarıncı, E., 1993).

Kombine çevrim tesislerinde gaz türbininin termik verim değeri, mevcut termodinamik parametrelerin fonksiyonu olarak ,

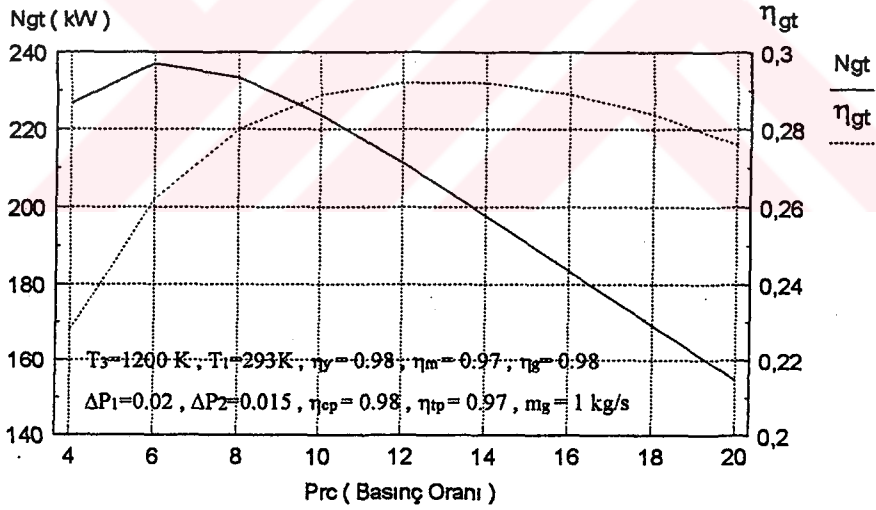
$$\eta_{gt} = \frac{\left[C_{p_g} \cdot \eta_{tis} \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\text{Pr } c^{\frac{kg-1}{kg}}} \right) - \frac{C_{p_a} \cdot T_1}{\eta_{cis}} \left(\text{Pr } c^{\frac{ka-1}{ka}} - 1 \right) \right] \eta_m \cdot \eta_y \cdot \eta_g}{C_{p_g} \cdot \left\{ T_3 - T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_{cis}} \left(\text{Pr } c^{\frac{ka-1}{ka}} - 1 \right) \right] \right\}} \quad (4.6)$$

şeklinde ifade edilir. Bu ifadede; η_{cis} , kompresör izantropik verimini .. C_{p_a} , havanın sabit basınç özgül ısısını... C_{p_g} , gazın sabit basınç özgül ısısını... η_m , η_y , η_g sırası ile mekanik, yanma ve jeneratör verimlerini göstermektedir.

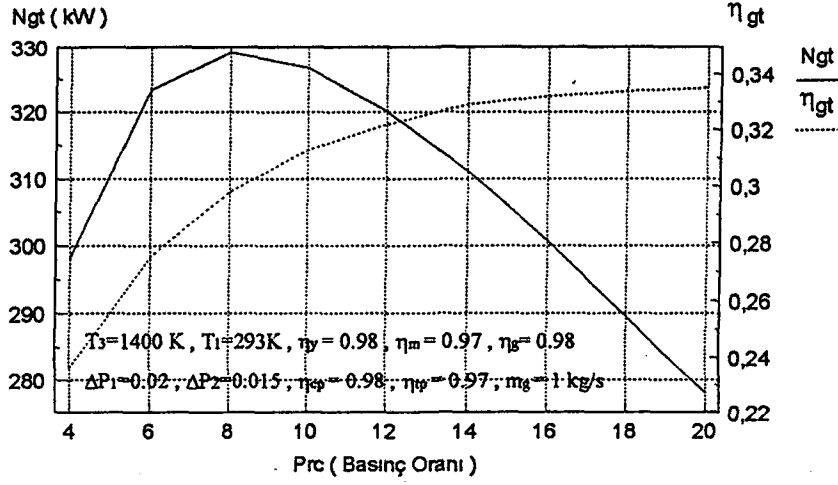
Yukarıda verilen denklemler yardımıyla muhtelif türbin giriş sıcaklıkları için gaz türbini tesisine ait net güç ve termik verim değerlerinin kompresör basınç oranı ile değişimi irdelenmiş ve elde edilen şekiller aşağıda verilmiştir.



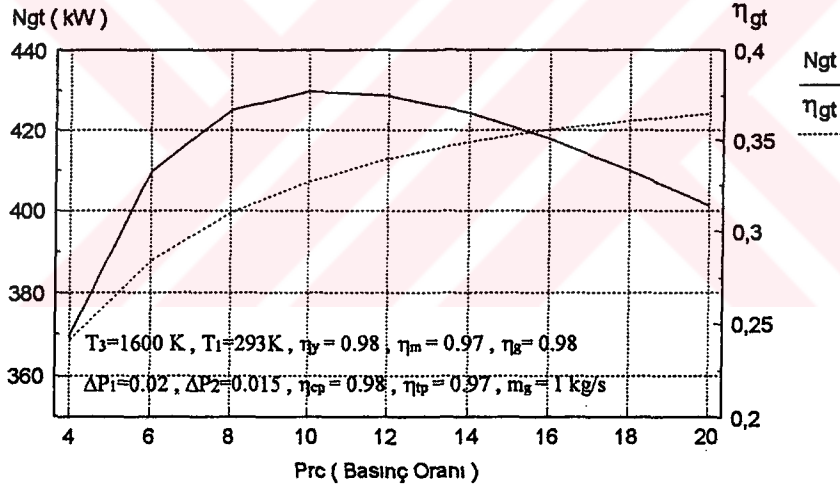
Şekil 4.2 - Gaz Türbinli Tesisin Termik Verim ve Net Gücünün Kompresör Basiç Oranı ile Değişimi ($T_3=1000$ K)



Şekil 4.3 - Gaz Türbinli Tesisin Termik Verim ve Net Gücünün Kompresör Basiç Oranı ile Değişimi ($T_3=1200$ K)



Şekil 4.4 - Gaz Türbinli Tesisin Termik Verim ve Net Gücünün Kompresör Basınç Oranı ile Değişimi ($T_3=1400$ K)



Şekil 4.5 - Gaz Türbinli Tesisin Termik Verim ve Net Gücünün Kompresör Basınç Oranı ile Değişimi ($T_3=1600$ K)

Elde edilen şekillerde muhtelif T_3 sıcaklıkları ele alınarak bu sıcaklıklarda net güç ve termik verim değişimleri görülmektedir. Hesaplamalarda sıcaklığın fonksiyonu olarak değişim gösteren özgül ısılar için, doğal gaz yakıt esas alınarak ilgili sıcaklık aralığındaki değerler kullanılmıştır.

Kombine çevrimli tesislerde, buhar çevriminden alınacak net güç değeri, gaz türbininden çıkan egzoz gazlarının sıcaklığı ile tesiste mevcut bulunan atık ısı kazanının yüzeyinin fonksiyonudur. Yüzey fonksiyonel olarak elde edilecek olan buharın termodinamik şartlarını belirlemektedir. Buradan hareketle gaz türbininde kullanılan birim kütleli gaz debisi başına atık ısı kazanından elde edilebilecek buhar miktarını, enerji dengesinin yazılması ile bulunması mümkündür.

$$\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_g} = \frac{Cp_g(T_A - T_D)}{hz - hw} \quad (4.7)$$

yazılmak suretiyle, buhar türbininde elde edilecek net güç değeri de ifade edilebilir.

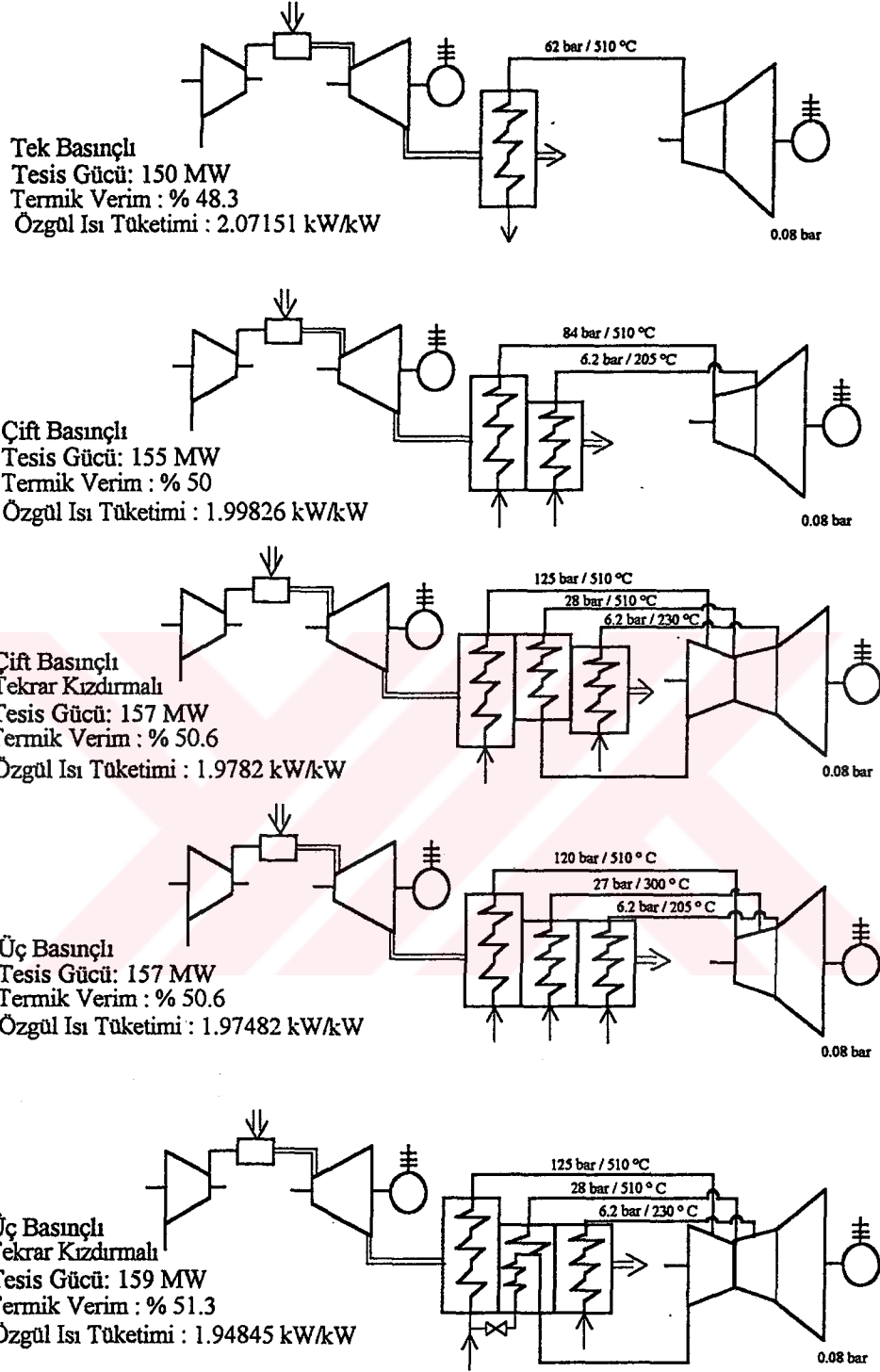
$$\frac{N_{bt}}{\dot{m}_g} = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_g} (hz - hw) \eta_{bt} \quad (4.8)$$

Bu ifadede η_{bt} , buhar çevriminin termodinamiksel parametrelere bağlı olarak termik verimini...hz, Buhar türbinine giren taze buhar entalpisini...hw, atık ısı kazanına giren besleme suyu entalpisini göstermektedir. Atık ısı kazanına girişteki sıcaklık değeri ($T_4 = T_A$), belirli olan türbin giriş sıcaklığı için kompresör basınç oranının fonksiyonu olarak tanımlanabilir. Egzoz gazlarının çıkış sıcaklığı (T_D) ise atık ısı kazanındaki yüzey ve ısı transferi dikkate alındığında, aşağıdaki diyagramlardan görüleceği üzere iki akışkan arasındaki minimum sıcaklık farkını veren ΔT_p değerine ve dolayısıyla kompresör basınç oranına bağlıdır.

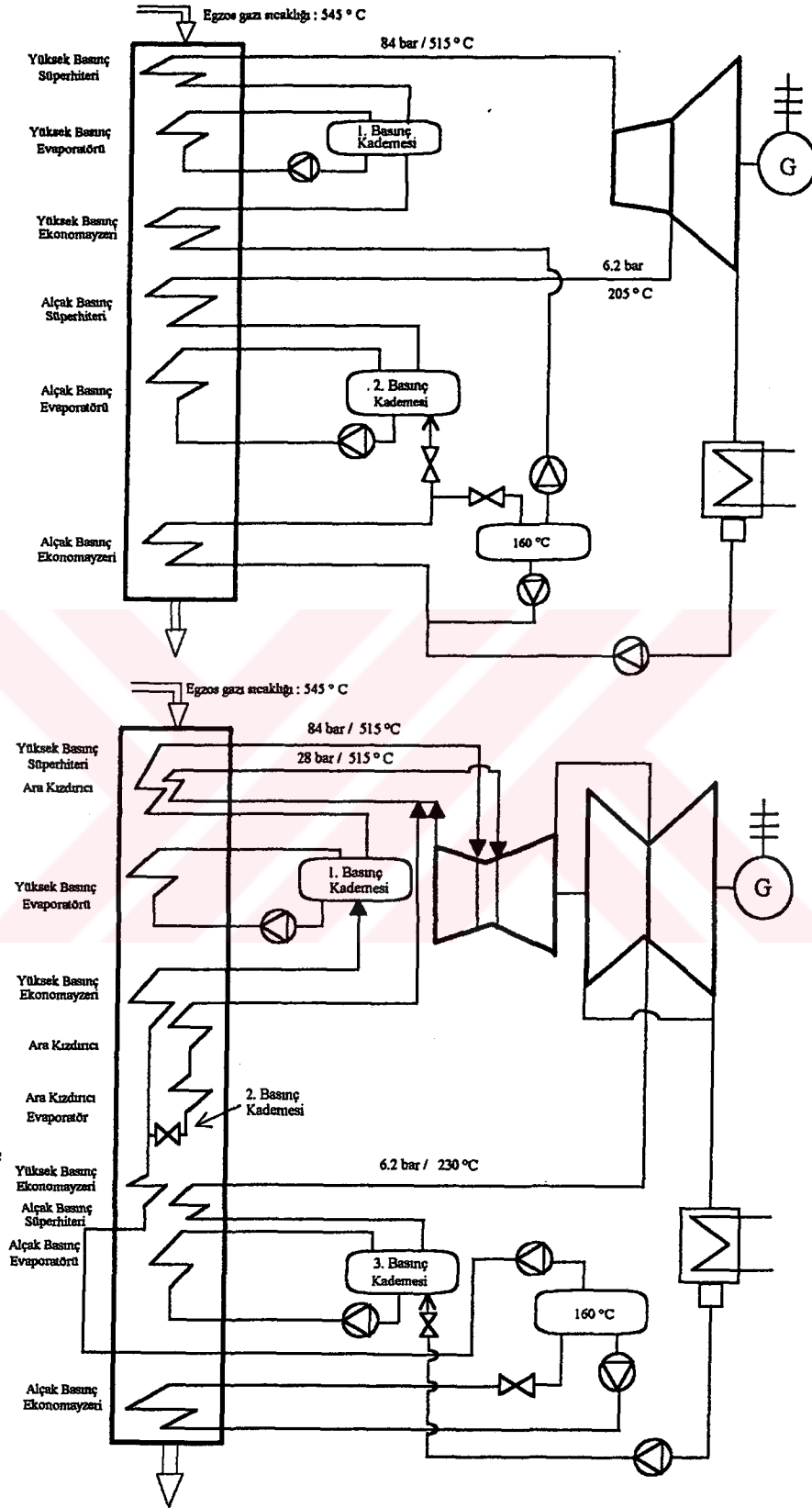
Atık ısı kazanındaki çıkış sıcaklığı, her iki akışkanın termodinamiksel özelliklerine bağlı olarak dikkate alındığında,

$$T_D = T_A - \frac{T_A - T_x - \Delta T_p}{hz - hx} (hz - hw) \quad (4.9)$$

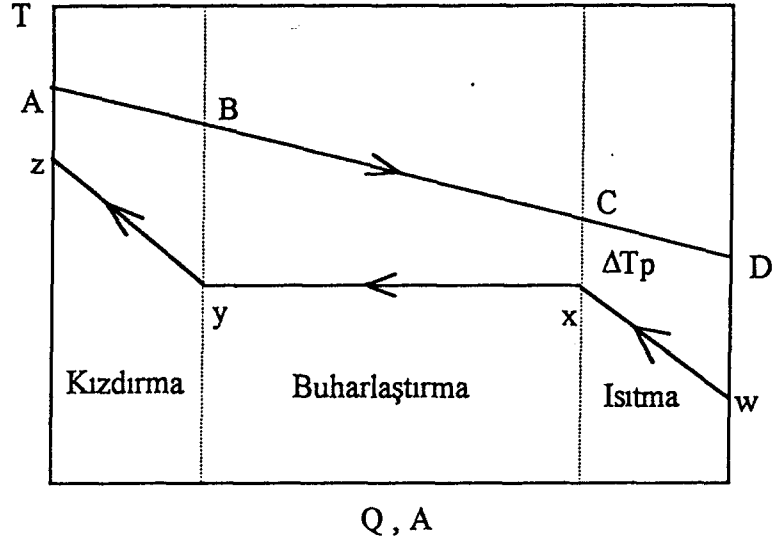
olmaktadır (Şahin, B., 1994).



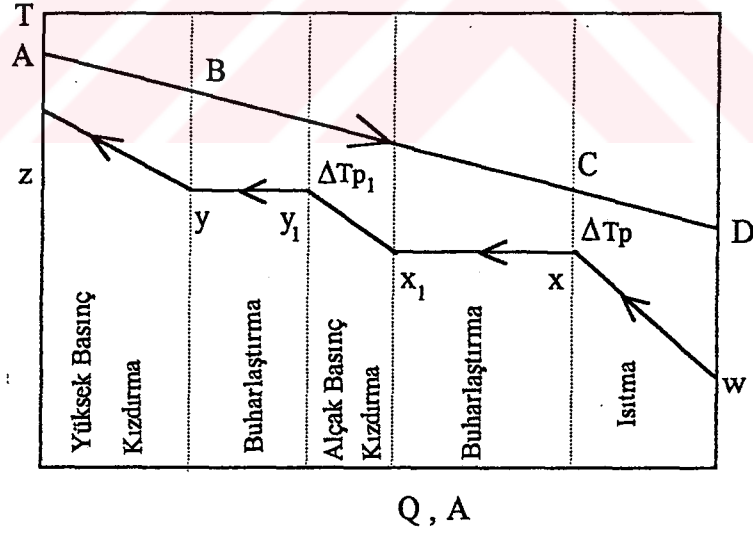
Şekil 4.6 - Kombine Çevrim Tesisleri ve Atık Isı Kazanı Uygulamaları



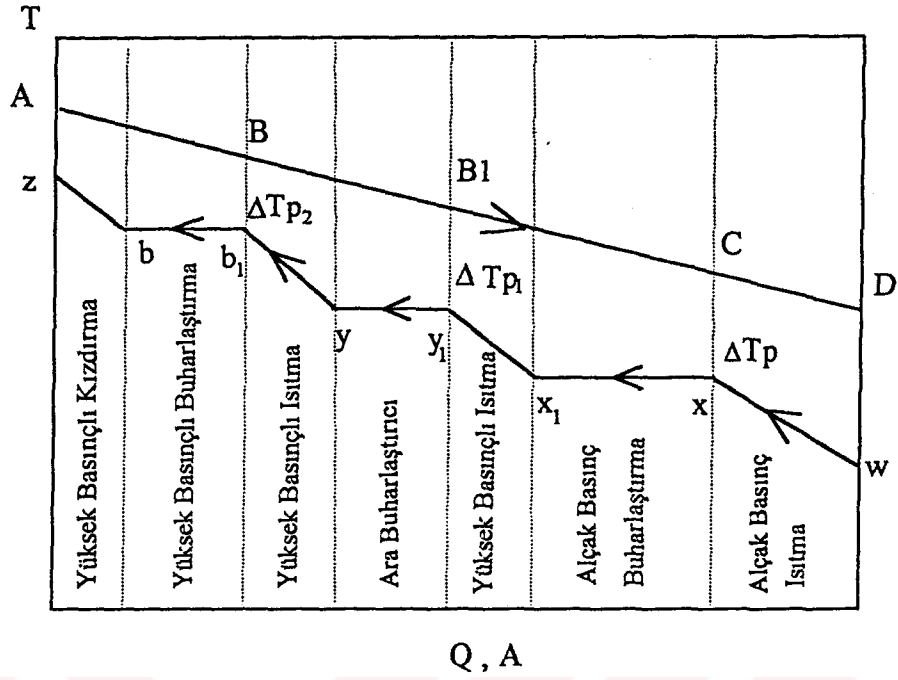
Şekil 4.7 - Çift ve Üç Basıncılı Atık Isı Kazanı Uygulamaları



Şekil 4.8 - Tek Basınç Kademeli Atık Isı Kazanında Isı Transfer Diyagramı

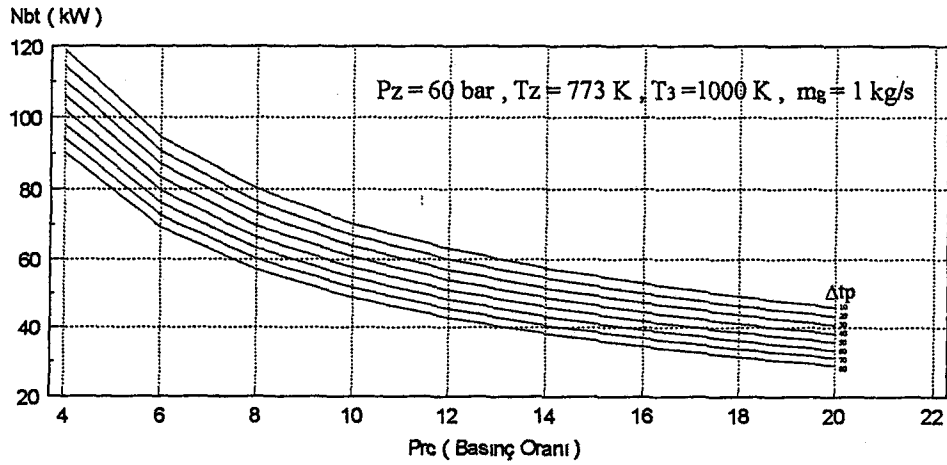


Şekil 4.9 -Çift Basınç Kademeli Atık Isı Kazanında Isı Transfer Diyagramı
(Ara Kızdırmaz)

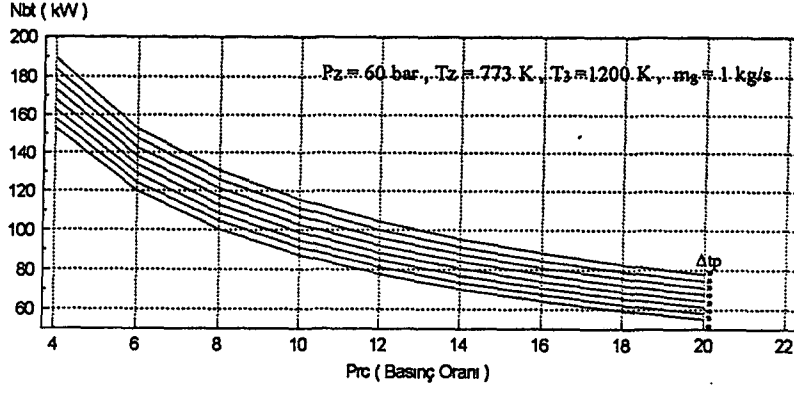


Şekil 4.10 - Üç Basınç Kademeli Atık Isı Kazanında Isı Transfer Diyagramı
(Ara Kızdırmalı)

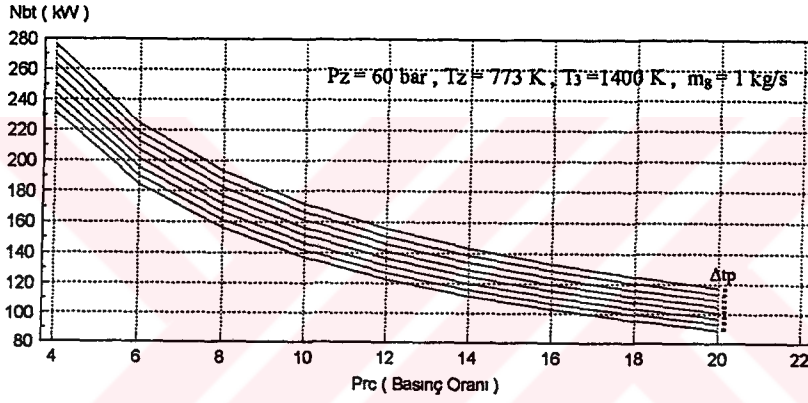
Atık ısı kazanında elde edilen buhar şartları (P_z , T_z) ve belirli olan gaz türbini giriş sıcaklıklarına göre buhar çevriminin net güç değişimi irdelenmiş ve elde edilen veriler şekiller halinde aşağıda verilmiştir.



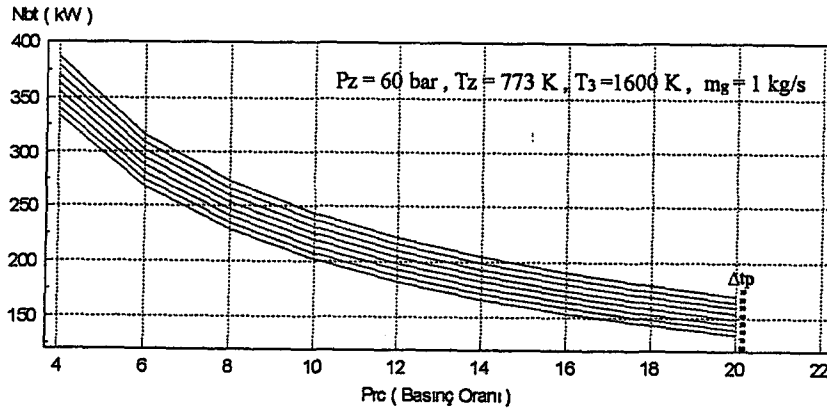
Şekil 4.11-Buhar Türbini Net Gücünün Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi
($T_3=1000$ K)



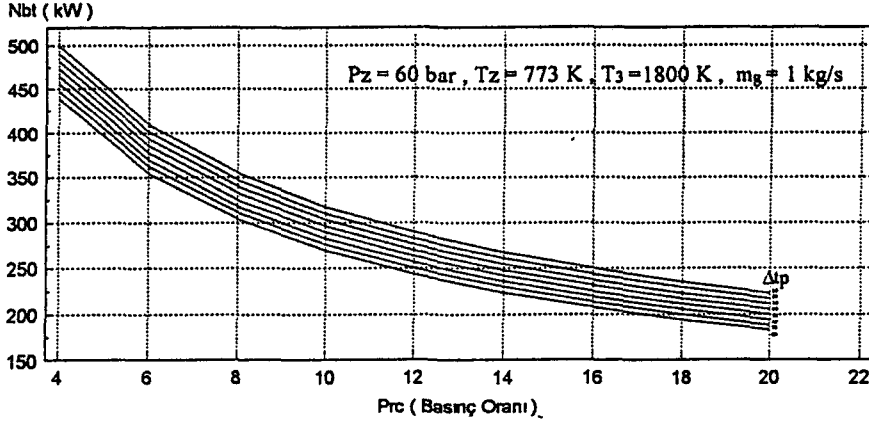
Şekil 4.11-Buhar Türbini Net Gücünün Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi
($T_3 = 1200$ K)



Şekil 4.13-Buhar Türbini Net Gücünün Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi
($T_3 = 1400$ K)



Şekil 4.14-Buhar Türbini Net Gücünün Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi
($T_3 = 1600$ K)



Şekil 4.15-Buhar Türbini Net Gücünün Kompresör Basınç Oranı İle Değişimi
(T₃=1800 K)

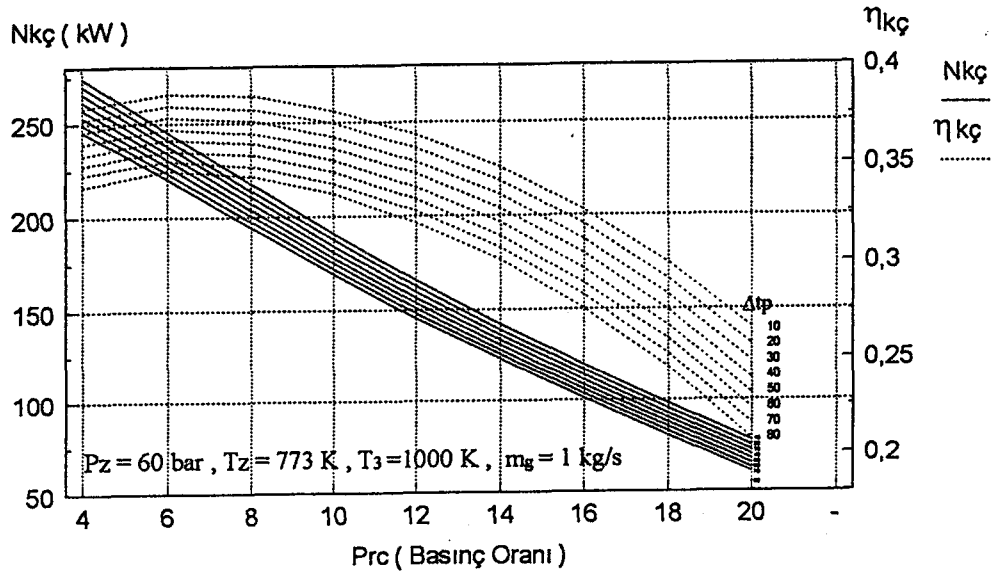
Her iki çevrime ait güç değişimleri dikkate alındığında kombine çevrim tesislerine ait güç değeri,

$$N_{kç} = N_{gt} + N_{bt} \quad (4.10)$$

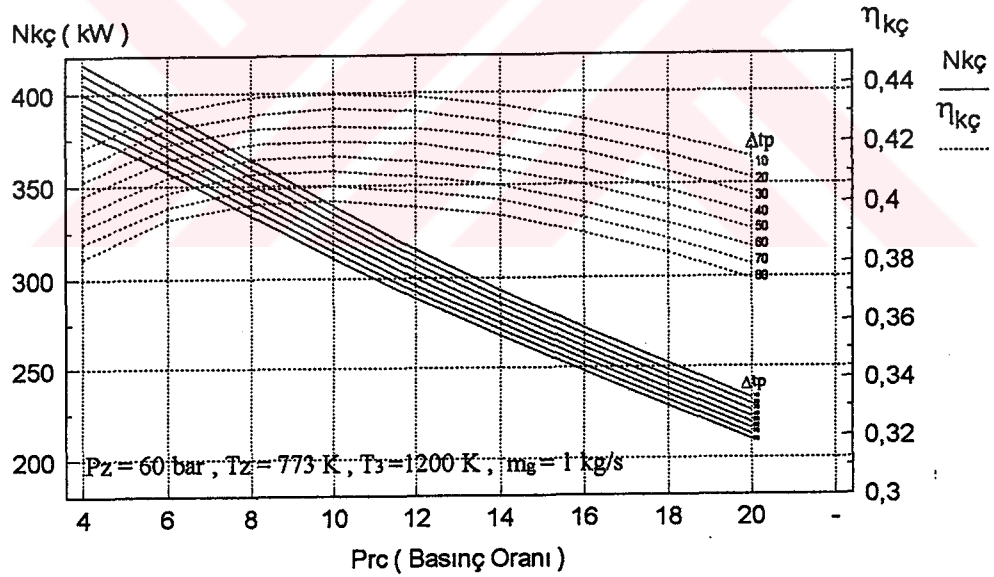
şeklinde yazılabilir. Bu ifadedeki güç değerleri fonksiyonel olarak, $N_{gt} = f(Prc)$, $N_{bt} = f(Prc)$ ve $N_{bt} = f(Prc, \Delta T_p)$ şeklinde değişim gösterdiği belirlenebilir. Kombine çevrim tesislerinde, yanma odasında sisteme verilen ısı gücü N_y 'nin fonksiyonu olarak termik verim ifadesi ek yakmanın söz konusu olmadığı durumda,

$$\eta_{kc} = \frac{N_{gt} + N_{bt}}{N_y} = \eta_{gt} \left(1 + \frac{N_{bt}}{N_{gt}} \right) \quad (4.11)$$

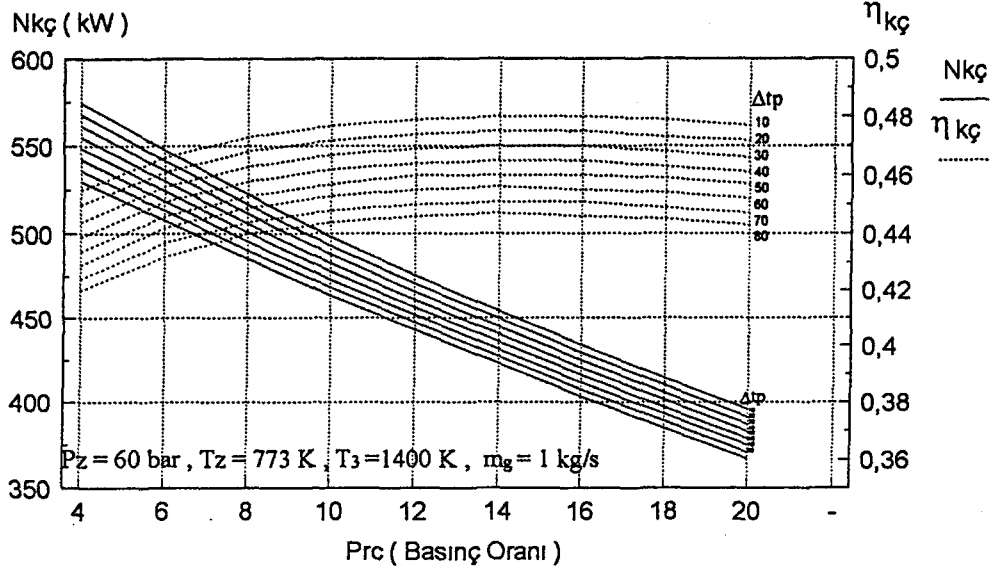
şeklinde ifade edilir. Burada ifade edilenlerle kombine çevrimli tesisin net güç ve termik verim değerlerinin değişimleri belirli bir türbin giriş sıcaklıkları dikkate alınarak incelenmiş ve elde edilen değerler aşağıdaki şekillerde verilmiştir. Bu şekiller muhtelif gaz türbini giriş sıcaklığına bağlı olarak kombine çevrim tesislerinde birim kütleli gaz debisi için net güç ve termik verimin değişimini göstermektedir.



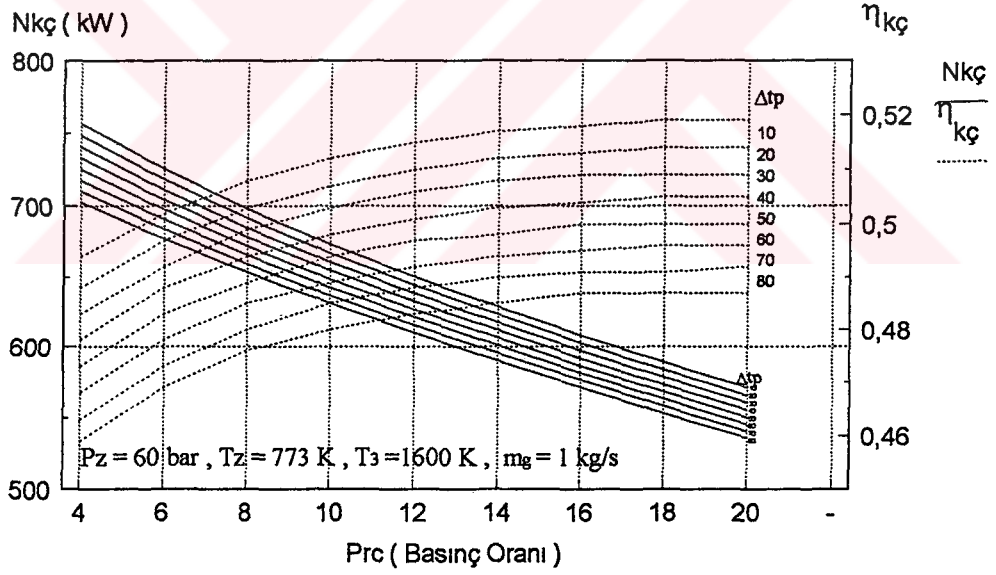
Şekil 4.16 - Kombine Çevrim Tesislerinde Net Güç ve Termik Verimin Kompresör Basiç Oranı ile Değişimi ($T_3=1000$ K)



Şekil 4.17 - Kombine Çevrim Tesislerinde Net Güç ve Termik Verimin Kompresör Basiç Oranı ile Değişimi ($T_3=1200$ K)



Şekil 4.18 - Kombine Çevrim Tesislerinde Net Güç ve Termik Verimin Kompresör Basiç Oranı ile Değişimi ($T_3 = 1400$ K)



Şekil 4.19 - Kombine Çevrim Tesislerinde Net Güç ve Termik Verimin Kompresör Basiç Oranı ile Değişimi ($T_3 = 1600$ K)

4.2. Atık Isı Kazanın Isı Transfer Alanına Etkiyen Termodinamik Parametrelerin Belirlenmesi ve Ekonomikliğin İrdelenmesi

Tek basıncılı Atık Isı kazanlarında, kazana giren ısıtıcı akışkan ile kazandan istenilen şartlarda buhar elde edilebilmesi için Atık Isı kazanının üç bölümden oluşması zorunludur. Bu bölümler kızdırma, buharlaştırma ve ısıtma bölümleridir ve bu bölümleri oluşturan alanların toplamı, tesis için gerekli atık ısı kazanının ısı transfer alanını vermektedir.

Atık ısı kazanının optimum dizaynı söz konusu olduğunda, optimum alanı veren yöntem NTU (Number of Transfer Units) yöntemidir(Bejan,A.,1988). Bu yöntem gereğince her bir bölgenin alanı birim gaz kütlesi cinsinden ifade edilirse,

$$\frac{A_1}{\dot{m}_g} = \frac{NTU_1}{K_1} \cdot C_b \quad (4.12)$$

$$\frac{A_2}{\dot{m}_g} = \frac{NTU_2}{K_2} \cdot C_g \quad (4.13)$$

$$\frac{A_3}{\dot{m}_g} = \frac{NTU_3}{K_3} \cdot C_w \quad (4.14)$$

şeklindedir. Bu ifadede K, ilgili bölgeye ait toplam ısı transfer katsayısını...C, minimum ısı kapasitesini ifade etmektedir. Isı kapasiteleri,

$C_b = m_b \cdot Cp_b$, $C_g = m_g \cdot Cp_g$, $C_w = m_w \cdot Cp_w$, ($m_b = m_w$) olarak ifade edilmektedir.

NTU ifadesinin yazılabilmesi için her bir bölgeye ait etkinlik değeri (ε) yazılmalıdır. Tek basıncılı atık ısı kazanında etkinlik değerlerine bağlı NTU ifadeleri,

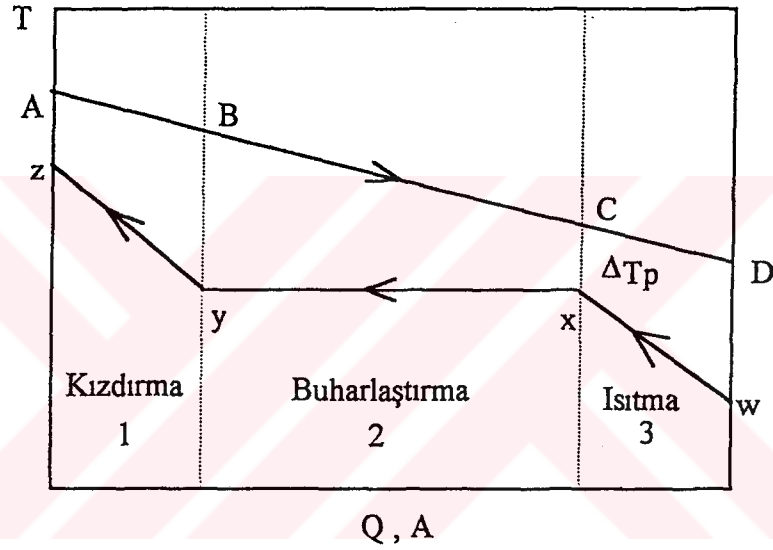
$$NTU_1 = \frac{1}{\left(\frac{C_w}{C_g} \frac{Cp_b}{Cp_w} - 1\right)} \ln \left[\frac{(\varepsilon_1 - 1)}{\left(\frac{C_w}{C_g} \frac{Cp_b}{Cp_w} \varepsilon_1 - 1\right)} \right] \quad (4.15)$$

$$NTU_2 = -\ln(1 - \varepsilon_2) \quad (4.16)$$

$$NTU_3 = \frac{1}{\left(\frac{C_w}{C_g} - 1\right)} \ln \left[\frac{(\varepsilon_3 - 1)}{\left(\frac{C_w}{C_g} \varepsilon_3 - 1\right)} \right] \quad (4.17)$$

şeklinde ifade edilirler(19).

Bu idelerdeki ısı transfer bölgelerine ait etkinlik değerleri (ε)



Kızdırma Bölgesi;

$$\varepsilon_1 = \frac{T_z - T_y}{T_A - T_y} \quad (4.18)$$

Buhar türbinine etkiyen parametreler göz önüne alındığında , $\varepsilon_1 = f(T_A)$,

$T_A = f(\text{Prc})$ olduğundan $\varepsilon_1 = f(\text{Prc})$ yazılabilir.

Buharlaştırma Bölgesi;

$$\varepsilon_2 = \frac{T_B - T_C}{T_B - T_X} \quad (4.19)$$

Bu konumdaki T_B sıcaklığı ise sistemdeki değişkenler cinsinden ifade edilirse,

$$T_B = T_A - \frac{C_w h_2 - h_1}{C_g C_{p_w}} \quad (4.20)$$

Çıkış Sıcaklığı ise,

$$T_C = T_x + \Delta T_p \quad (4.21)$$

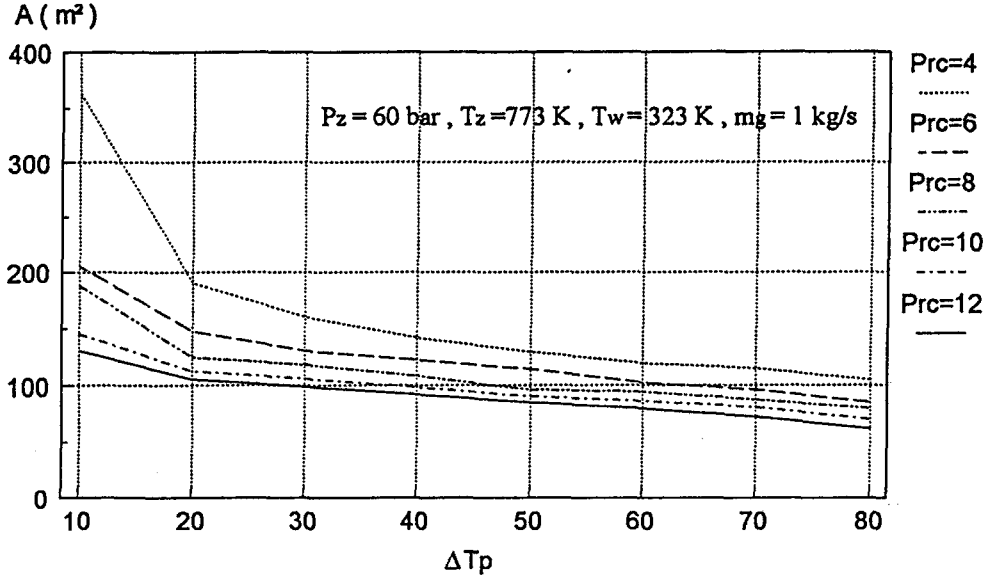
şeklinde yazılabilir (Şahin, B., 1994). İşte bu noktada sisteme etkiyen parametre olarak iki akışkan arasındaki minimum sıcaklık farkı devreye girmekte ve $\varepsilon_2 = f(\text{Prc}, \Delta T_p)$ olarak yazılabilmektedir.

Isıtma Bölgesi;

$$\varepsilon_3 = \frac{T_x - T_w}{T_C - T_w} \quad (4.22)$$

şekline yazılabilir. Bu bölgede ise $\varepsilon_3 = f(\Delta T_p)$ olarak yazılabilmektedir.

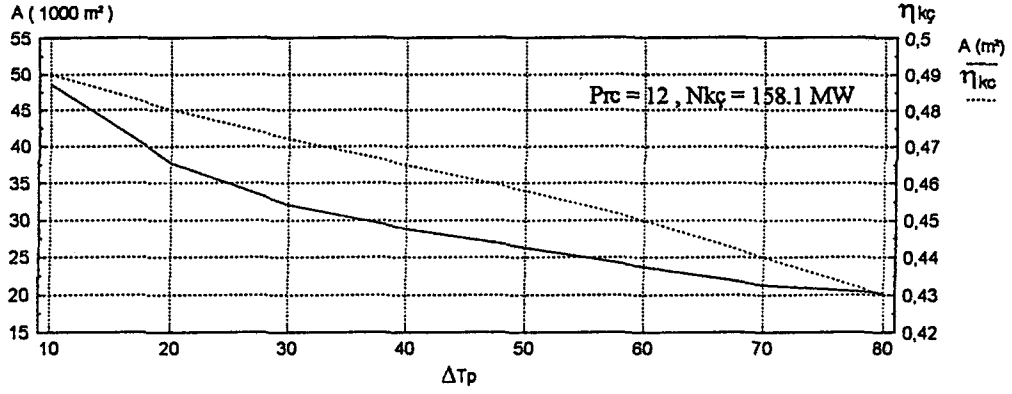
Yukarıda ifade edilen büyüklüklerle elde edilen ısı transfer alanı, kompresör basınç oranının ve ΔT_p 'nin fonksiyonu olarak ifade edilirse aşağıdaki şekil elde edilir. Bu şekildeki her bir bölge için ısı transfer katsayıları sırası ile 23, 69, 58 W/m²K ortalama değerleri kullanılmıştır.



Şekil 4.20 - Atık Isı Kazanı Isı Transfer Alanının ΔT_p ve P_{rc} İle Değişimi

Şekildeki $P_{rc} = 12$ değerinden sonraki değerlerde elde edilen sonuçlarla eğrilerde önemli bir değişiklik olmamaktadır. Bu nedenle kombine çevrim tesislerinde $P_{rc}=12$ değeri uygun bir değerdir. Ancak ΔT_p değerinin 20 K üzerindeki termik verim değerinde belirgin bir düşüş olduğunun gözlenmesine rağmen sabit gaz debisi göz önüne alındığında kombine tesisin gücü, kompresör basınç oranının artımı ile düşme gösterir. Sabit güç eldesi için kompresör basınç oranı ile birlikte gaz kütlesinin artması demektir. Bu da tesis yatırım maliyetinin artmasına neden olur. Bu nedenle uygun kompresör basınç oranı olan $P_{rc}=12$ değerinde çalışan bir kombine çevrimli bir tesiste alan değişimi irdelenmeli ve böylelikle optimum çözüm değerine gidilmelidir.

Bu sonuçtan hareketle $P_{rc}=12$, $T_3=1400$ K değerlerine sahip bir kombine çevrimli tesiste net güç değeri $N_{kç}=158,1$ MW olmaktadır. Bulunan kombine çevrimli tesis gücü için ΔT_p 'nin fonksiyonu olarak kombine çevrim verimi ve atık ısı kazanı ısı transfer alanının değişimi aşağıdaki şekildeki gibidir.



Şekil 4.21-Atık Isı Kazanı Isı Transfer Alanı ve Termik Verimin ΔT_p İle Değişimi

Şekilden görüleceği üzere en düşük ısı transfer alanı ΔT_p 'nin 80 K değerinde oluşmaktadır. Bu nedenle 80 K değeri referans alınarak, ΔT_p 'ye bağlı olarak sağlanacak yıllık yakıt tasarrufu ve atık ısı kazanı için gerekli olan ek yatırım maliyeti arasındaki maksimum net kazanç değeri, optimum çözümü verecektir.

Referans $\Delta T_p=80$ K değerine göre $\Delta T_p < 80$ olması halinde tesis ömrü süresince yıllık yakıt tasarrufu (Levelised Cost Metodu ile),

$$YYT = \frac{3600 \cdot N_{k\check{c}} \cdot H \cdot F}{H_u} \times \frac{\sum_{t=1}^n (1+e)^t (1+d)^{-t}}{\sum_{t=1}^n (1+d)^{-t}} \times \left(\frac{1}{\eta_{k\check{c}r}} - \frac{1}{\eta_{k\check{c}x}} \right) \quad (4.23)$$

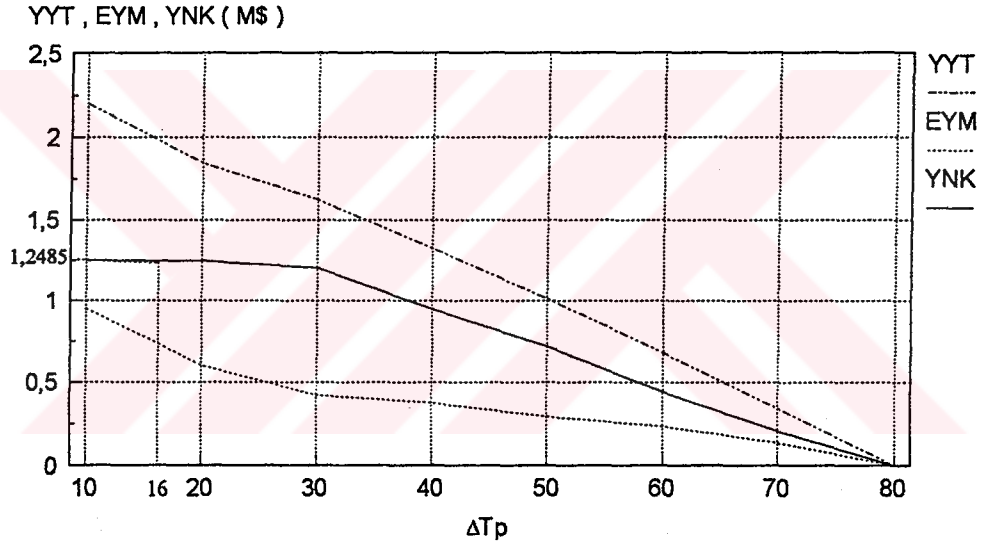
olarak ifade edilmektedir. Burada H, işletme saatini...F, yakıt fiyatını (\$/Nm³)..Hu , yakıt alt ısıl değerini e, yakıt fiyatlarında geleceğe yönelik gerçek eskalasyon oranını..... d, iskonto oranını göstermektedir ve $\Delta T_p = 80$ K konumunda $\eta_{k\check{c}r} = \%44.5$ ile sabit bir değerde iken, $\eta_{k\check{c}x} = 0.492 - 5.932 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta T_p$ şekline lineer değişim göstermektedir.

Atık ısı kazanı için ek yatırım maliyeti ise,
(Levelised Cost Metodu ile)

$$EYM = I_c \cdot \left[\frac{(1+d)^n \cdot d}{(1+d)^n - 1} \right] (A - A_o) \quad (4.24)$$

Burada $A_o=20210 \text{ m}^2$ değeri $\Delta T_p = 80 \text{ K}$ 'deki minimum alan değeridir.

Yıllık net kazancın eldesi için yukarıdaki ifadeler dikkate alınıp yıllık yakıt tasarrufu ile ek yatırım maliyeti arasındaki maksimum net kazanç değeri bize kombine çevrim için en uygun ΔT_p ve dolayısıyla en uygun ısı transfer alanını verecektir. Bu değerlerin tespiti amacıyla aşağıdaki yıllık yakıt tasarrufu, ek yatırım maliyeti ve yıllık net kazanç değerleri ve en uygun ΔT_p değeri bulunmuştur.



Şekil 4.22 -Yıllık Yakıt Tasarrufu, Ek Yatırım ve Net Kazancın ΔT_p İle Değişimi

BÖLÜM 5

5.SONUÇ VE ÖNERİLER

Fosil yakıtların kullanıldığı termik santraller, halen dünyadaki güç ihtiyacının %80'ine yakın bir bölümünü karşılamaktadır. Bu santrallerde verim ve net güç değerlerinin artırılması ihtiyacından ortaya çıkan kombine çevrim santrallerinde, gaz türbini teknolojisindeki gelişmeler sonucu %55 gibi yüksek verim değerine ulaşılmıştır. Bunun yanı sıra atmosfere atılan CO₂ ve NO_x emisyonları istenilen limitlerin çok altında olmasından dolayı termik santraller içerisinde tercih edilmelerinin en önemli nedenlerinden biridir. Ayrıca bu tür tesislerin iki amaçlı kullanımı da, günümüzde uygulanabilir durumdadır. Bu tip sistemlerle güç üretiminin yanı sıra bölgesel ısıtmanın yapılması da mümkündür.

Kombine Çevrim Tesisleri, dizayn edilirken termodinamik parametrelerle birlikte ekonomik parametrelerle de değerlendirmeye alınarak, gaz ve buhar çevrimleri açısından optimum parametreler belirlenmelidir. Bu çalışmada kombine çevrim tesislerine etkileyen teknik ve ekonomik parametrelerin irdelenmesi yapılarak, tesis için optimum parametreler saptanmıştır. Bu parametrelerle birlikte bu tür sistemlerdeki enerji üretim maliyetleri de incelenebilir ve diğer alternatif enerji üretim tesislerine göre kıyaslama yapılarak bu tesisler için duyarlılık analizleri de yapılabilir.

Kombine çevrim tesislerinde, termik verim ve güç değerine etkileyen termodinamik parametreler kompresör basınç oranı P_{rc} , gaz türbini giriş sıcaklığı T_3 ve tesiste bulunan atık ısı kazanının ısı transfer alanı A 'dır. Atık ısı kazanı da bu parametreler cinsinden ifade edilebilirse tüm tesisin termik verim ve güç değerleri çok kolaylıkla tespit edilebilir. Ancak o zaman sisteme etkileyen üçüncü parametre söz konusudur. Bu parametre de optimum ısı transfer alanının bulunmasını kolaylaştıran ΔT_p 'dir. ΔT_p ,iki akışkan arasındaki minimum sıcaklık farkını veren bir değerdir. Bu çalışmada kombine çevrim tesisine etkileyen parametreler irdelenmiş ve en uygun kompresör basınç oranı $P_{rc}=12$ ve gaz türbini giriş sıcaklığı olarak $T_3=1400$ K bulunmuştur. Seçilen kompresör basınç

oranı ve gaz türbini giriş sıcaklığına bağı olarak ulaşılmış net güç değeri de 158.1 MW olarak bulunmuştur. Aynı zamanda kombine çevrime etkiyen ekonomik parametrelerinde irdelenmesi sonucu bulunmuş olan net tesis gücü için optimum ΔT_p değeri 16 K ve atık ısı kazanı ısı transfer alanı da 41289 m² olarak bulunmuştur.



KAYNAKLAR

- 1- Aguet, E., 1971, Technical and Economic Advantages of Combined Gas Turbine and Steam Power Stations, Sulzer Brother Limited, Winterthur
- 2- Bekdemir, Ş., 1988, Orta Güçlü Bir Isı Kuvvet Santralında Kullanılabilecek Çeşitli Tahrik makinalı Sistemlerin Enerji Maliyeti Bakımından Optimal Durumunun Tesbiti, Doktora Tezi, Yıldız Üniversitesi, İstanbul
- 3- Bekdemir, Ş., 1991, Kombine Çevrim Santralleri ve Elektrik Üretimindeki Yeri, Enerji Yönetimi (Ekonomisi) Kongresi, Erzurum
- 4- Bejan, A., 1988. Advanced Engineering Thermodynamics, John Wiley&Sons, Duke University
- 5- Boyce, M.P., 1982. Gas Turbine Engineering Handbook, Gulf Publishing, Houston-Texas
- 6- El-Wakil, M.M., 1985, Power Plant Technology, McGraw-Hill Inc., NewYork
- 7- Eyice, S., 1976. Gaz Türbini Tesisleri Cilt 1, Özkardeş Matbaası, İstanbul
- 8- Joyce, J.S., 1992. Gas und Dampfturbinen-Kombinationen: Brennstoff Sprend und Schadstoffarm, Siemens Power Journal.
- 9- Kehlhofer, R., 1982, Combined Gas / Steam Turbine Power Plants for the Cogeneration of Heat and Electricity, ABB Publication, Zurich
- 10- Kehlhofer, R., Placherel, A., 1982. The Combined Cycle Power Plants Series KA 9,11 and 13, Brown Boveri Rev.69.
- 11- Küçükkarımlı, E., 1993. Gaz Türbinleri, Yıldız Teknik Üniversitesi

- 12- Maghan, H.,Brueckner, H.,Termuehlen, H.,Bergman, D., Kriesten,W.,1989.
Combined Cycle Power Plants for Load Cycling Duties, American Power
Conference, Chicago-Illinois
- 13- Özdemir, E., 1988, Buhar Turbinli, Gaz Turbinli ve Düşük Devirli İki
Zamanlı Süper Şarjlı Dizel Motorlu Tesislerin Enerji Üretiminde Ekonomikliklik
Sınırlarının Hazırlanması, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Üniversitesi, İstanbul
- 14- Özgürel, B., Egeli, M.S., 1994.Kombine Çevrim, Yüksek Verim, Türkiye
6.Enerji Kongresi Teknik Oturum Tebliğleri, İzmir
- 15- Öztürk, R., 1989.Endüstride Gerekli Olan Güç ve Isının Karşılanmasında
Ülke Koşullarına Uygun Yöntemin Saptanması, Doktora Tezi, Yıldız
Üniversitesi, İstanbul
- 16- Pfenninger, H., 1974, Combined Steam and Gas Turbine Power Stations,
ABB Publication
- 17- Sharpe, G.J., 1987, Applied Thermodynamics and Energy Conversion, John
Wiley&Sons Inc, NewYork
- 18- Siemens AG., 1990, Gas Turbines and Gas Turbine Power Plants, Germany
- 19- Şahin, B., Bekdemir, Ş., 1994, Kombine Çevrim Tesislerinin Mukayeseli
Ekonomik Etüdü ve Ekonomik Çalışma Bölgelerinin Belirlenmesi, Türkiye 6.
Enerji Kongresi Teknik Oturum Tebliğleri, İzmir
- 20- Şahin, B., 1994, Kombine Çevrim Tesislerinde Kullanılan Atık Isı Kazanının
Optimum Isı Transfer Alanının Bulunması, Türkiye 6. Enerji Kongresi, Teknik
Oturum Tebliğleri, İzmir

21- Wunsch, A., 1980, Combined Gas / Steam Turbine Power Plants-The Present
State of Progress and Future Developments, BBC Publication, Zurich.



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Muammer AKGÜN

Doğum Tarihi : 11.05.1965

Doğum Yeri : İstanbul

Tabiyeti : T.C.

İş Adresi : Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makina
Mühendisliği Bölümü, Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar
Anabilim Dalı

Telefon : 259 70 70 / 267

ÖĞRENİM DURUMU

İlkokul : Oğuzhan İlkokulu

Ortaokul : Sağmalcılar Lisesi

Lise : İnönü Endüstri Meslek Lisesi

Üniversite : Yıldız Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği
Bölümü, 1991

Yabancı Dil : İngilizce