

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR ÇELİK FABRİKASI GÜÇ ÜRETİM
TESİSİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Hasan Özgür KÖYLÜ

Ekim, 2009

İZMİR

BİR ÇELİK FABRİKASI GÜÇ ÜRETİM TESİSİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makina Mühendisliği Bölümü, Termodinamik Anabilim Dalı

Hasan Özgür KÖYLÜ

Ekim, 2009

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

HASAN ÖZGÜR KÖYLÜ tarafından **PROF. DR. NURİ KAYANSAYAN** yönetiminde hazırlanan “**BİR ÇELİK FABRİKASI GÜÇ ÜRETİM TESİSİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ**” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

.....
Prof. Dr. Nuri KAYANSAYAN

Danışman

.....
Prof. Dr. Kazım ÖNEL

Jüri Üyesi

.....
Doç. Dr. Serhan KÜÇÜKA

Jüri Üyesi

Prof.Dr. Cahit HELVACI

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŐEKKÖR

Bu tezin hazırlanması sırasında tüm yardımlarını ve zamanını esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Nuri KAYANSAYAN'a, çalışmaların tümünde bilgisinden ve özverisinden sürekli olarak faydalandığım HABAŞ Doğalgaz Kombine Çevrim Santrali Müdürü Mak. Yük. Müh. Süleyman ELDEM'e ve tezin hazırlanma aőamasında bana gerekli olan ortamı sağlayan ve hiçbir yardımını esirgemeyen değerli eőim Sıdıka KÖYLÜ'ye sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Hasan Özgür KÖYLÜ

BİR ÇELİK FABRİKASI GÜÇ ÜRETİM TESİSİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

ÖZ

Bu çalışmada Aliğa ilçesinde bulunan HABAŞ Doğalgaz Kombine Çevrim Santrali tesisinde güç üretim makinaları olarak çalışmakta olan gaz türbinleri ve buhar türbinleri incelenmiş ve termodinamik analizleri yapılmıştır.

Anahtar Sözcükler: Kombine Çevrim, Gaz Türbini, Buhar Türbini

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A POWER PLANT IN STEEL MILL

ABSTRACT

In this study, it was analyzed as thermodynamically, the gas turbines and steam turbines which are operating in HABAŞ Natural Gas Combined Cycle Power Plant installed in Aliğa region.

Keywords: Combined Cycle, Gas Turbine, Steam Turbine

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
BÖLÜM BİR - GİRİŞ.....	1
BÖLÜM İKİ - GÜÇ ÜRETİMİNDE KOMBİNE ÇEVİRİM TEORİSİ.....	2
2.1 Kombine Çevrimin Genel Tanımı.....	2
2.2 Kombine Çevrimin Temel Elemanları	2
2.2.1 Gaz Türbini	3
2.2.1.1 Gaz Türbinleri İçin İdeal Brayton Çevrimi.....	4
2.2.1.2 Gaz Türbinlerinde Termal Verimi Etkileyen Faktörler	9
2.2.1.2.1 Yakıt Miktarı.....	9
2.2.1.2.2 Basınç Oranı.....	9
2.2.1.2.3 Kompresör Giriş Sıcaklığı	9
2.2.1.2.4 Kompresör Kanat Temizliği.....	10
2.2.1.2.5 Deniz Seviyesinden Yükseklik	10
2.2.2 Atık Isı Kazanı	10
2.2.2.1 Ekonomizer	11
2.2.2.2 Buharlaştırıcı	11
2.2.2.3 Kızdırıcı	11
2.2.2.4 Drum	11
2.2.2.5 Besi Suyu Pompaları	12
2.2.3 Buhar Türbini	13
2.2.3.1 Buhar Türbinleri İçin İdeal Rankine Çevrimi	13
2.2.3.1.1 İdeal Rankine Çevriminin Enerji Çözümlemesi	15

**BÖLÜM ÜÇ - BRAYTON ÇEVİRİMİ İÇİN TERMODİNAMİK ANALİZ
KRİTERLERİ 17**

3.1 Net İş, Kompresör İş, Türbin İş	17
3.2 Kompresörün İzentropik Verimi	17
3.3 Türbinin İzentropik Verimi	18
3.4 Geri İş Oranı	18
3.5 Isıl Verim	18
3.6 Genel Verim	19

**BÖLÜM DÖRT - HABAŞ DOĞALGAZ KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİ
BÜNYESİNDEKİ LM6000 GAZ TÜRBİNİNİN İNCELENMESİ..... 20**

4.1 Genel Tanıtım	20
4.2 GE LM 6000 Gaz Türbini ve Performans Özellikleri	20
4.2.1 LM 6000 Performans ve Verim Hesapları	24
4.2.1.1 Farklı LPC Kompresör Havası Giriş Sıcaklıkları İçin Kompresör İş Hesapları	26
4.2.1.1.1 8° C Kompresör Giriş Havası Sıcaklığı İçin Kompresör İş Hesabı	26
4.2.1.1.2 9° C Kompresör Giriş Havası Sıcaklığı İçin Kompresör İş Hesabı	28
4.2.1.1.3 10° C Kompresör Giriş Havası Sıcaklığı İçin Kompresör İş Hesabı	30
4.2.1.1.4 11° C Kompresör Giriş Havası Sıcaklığı İçin Kompresör İş Hesabı	31
4.2.1.1.5 12° C Kompresör Giriş Havası Sıcaklığı İçin Kompresör İş Hesabı	33
4.2.1.1.6 13° C Kompresör Giriş Havası Sıcaklığı İçin Kompresör İş Hesabı	35
4.2.1.1.7 14° C Kompresör Giriş Havası Sıcaklığı İçin Kompresör İş Hesabı	36

4.2.1.1.8 Kompresör İşinin Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı ile Değişim Grafiği.....	38
4.2.1.2 Yanma Hesapları.....	38
4.2.1.2.1 Hava/Yakıt Oranı Hesabı.....	43
4.2.1.2.2 Teorik Hava Yüzdesi Hesabı.....	43
4.2.1.3 Türbinin İzentropik Verim Hesabı.....	44
4.2.1.4 Türbin İş Hesabı.....	47
4.2.1.5 Geri İş Oranı Hesabı.....	47
4.2.1.5.1 8° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Geri İş Oranı Hesabı.....	47
4.2.1.5.2 9° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Geri İş Oranı Hesabı.....	48
4.2.1.5.3 10° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Geri İş Oranı Hesabı.....	48
4.2.1.5.4 11° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Geri İş Oranı Hesabı.....	48
4.2.1.5.5 12° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Geri İş Oranı Hesabı.....	48
4.2.1.5.6 13° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Geri İş Oranı Hesabı.....	48
4.2.1.5.7 14° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Geri İş Oranı Hesabı.....	48
4.2.1.5.8 Geri İş Oranının Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı ile Değişim Grafiği.....	49
4.2.1.6 Isıl Verim Hesabı.....	49
4.2.1.6.1 8° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Isıl Verim Hesabı.....	50
4.2.1.6.2 9° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Isıl Verim Hesabı.....	50
4.2.1.6.3 10° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Isıl Verim Hesabı.....	50

4.2.1.6.4	11° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Isıl Verim Hesabı.....	51
4.2.1.6.5	12° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Isıl Verim Hesabı.....	51
4.2.1.6.6	13° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Isıl Verim Hesabı.....	52
4.2.1.6.7	14° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Isıl Verim Hesabı.....	52
4.2.1.6.8	Isıl Verimin Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı ile Değişim Grafiği.....	53
4.2.1.7	Brayton Çevriminin Genel Verim Hesabı.....	53
4.2.1.7.1	8° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Genel Verim Hesabı.....	54
4.2.1.7.2	9° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Genel Verim Hesabı.....	54
4.2.1.7.3	10° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Genel Verim Hesabı.....	54
4.2.1.7.4	11° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Genel Verim Hesabı.....	54
4.2.1.7.5	12° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Genel Verim Hesabı.....	54
4.2.1.7.6	13° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Genel Verim Hesabı.....	54
4.2.1.7.7	14° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Genel Verim Hesabı.....	55
4.2.1.7.8	Brayton Çevriminin Genel Veriminin Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı ile Değişim Grafiği	55
4.2.1.8	Türbin Kapasitesinin Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı ile Değişim Grafiği.....	56

**BÖLÜM BEŞ - RANKINE ÇEVİRİMİ İÇİN TERMODİNAMİK ANALİZ
KRİTERLERİ 57**

5.1 Net İş, Pompa İş, Türbin İş	57
5.2 Pompanın İzentropik Verimi	57
5.3 Buhar Türbininin İzentropik Verimi	57
5.4 Isıl Verim	58

**BÖLÜM ALTI - HABAŞ DOĞALGAZ KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİNDE
RANKINE ÇEVİRİMİNİN İNCELENMESİ 59**

6.1 Su ve Buharın Giriş ve Çıkış Noktalarındaki Değerleri	59
6.2 İdeal ve Gerçek Pompa İş Hesabı	62
6.3 İdeal ve Gerçek Türbin İş Hesabı	63
6.4 Pompaların İzentropik Verim Hesabı	65
6.5 Türbinin İzentropik Verim Hesabı	65
6.6 Rankine Çevriminin Net İş Hesabı	65
6.7 Rankine Çevriminin Isıl Verim Hesabı	66

BÖLÜM YEDİ – KOMBİNE ÇEVİRİMİN GENEL VERİM ANALİZİ67

7.1 Farklı LPC Kompresör Havası Giriş Sıcaklıkları İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesapları	67
7.1.1 8° C Kompresör Giriş Havası Sıcaklığı İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesabı	68
7.1.2 9° C Kompresör Giriş Havası Sıcaklığı İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesabı	68
7.1.3 10° C Kompresör Giriş Havası Sıcaklığı İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesabı	68
7.1.4 11° C Kompresör Giriş Havası Sıcaklığı İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesabı	69

7.1.5 12° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesabı	69
7.1.6 13° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesabı	69
7.1.7 14° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesabı	69
7.1.8 Kombine Çevrimin Genel Veriminin LPC Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı ile Değişim Grafiği	70
BÖLÜM SEKİZ – HESAPLAMALARDA KULLANILAN DEĞERLER.....	71
8.1 Çalışmada Kullanılan Değerler İçin Skada Ekran Çıktıları	71
BÖLÜM DOKUZ – SONUÇLAR	75
KAYNAKÇA	76

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Enerji tüm sektörlerde temel girdidir. Değişen ve gelişen dünyada enerji gereksinimi sürekli artmakta, bununla beraber varolan enerji kaynakları sürekli tükenmektedir. Enerjinin yeterli düzeyde sağlanması ekonomik ve sosyal kalkınmanın temelidir. Elektrik enerjisi tüketimi ekonomik gelişmenin en önemli göstergesidir. Sınırlı kaynaklardan elde edilen enerji her geçen gün daha kıymetli hale gelmektedir. Doğal kaynaklı enerjiyi değerlendirirken enerji dönüşümü yapacak olan makinaların verimi çok önemlidir. Kullanılan yakıtın enerjisinin, elde edilmek istenen enerji türüne en yüksek oranda dönüştürülmesi istenir fakat bu oranın % 100 olması mümkün değildir.

Diğer enerji kaynaklarına göre temini kolay ve çevreye etkisi daha az olan doğalgazın ülkemizde birincil enerji kaynağı olarak kullanımını giderek artmaktadır. Yüksek verim ve kısa zamanda işletmeye alma gibi avantajlarından dolayı doğalgaz yakıtlı kombine çevrim santralleri ülkemizde elektrik enerjisi üretiminde son yıllarda giderek artan bir oranda kullanılmaktadır. Doğalgaz yakıtlı kombine çevrim santralleri diğer fosil kaynaklı yakıt kullanan termik, nükleer ve hidroelektrik santrallerine göre daha düşük kurulum maliyeti ile daha kısa sürede işletmeye alınabilmektedirler. Kombine çevrim santrallerinde gaz türbinleri ve buhar türbinleri birlikte kullanılmaktadır. Yakıt olarak doğalgaz kullanılan gaz türbinlerinden elde edilen elektrik enerjisinin yanı sıra türbin egzozundan çıkan yüksek sıcaklığa sahip egzoz gazlarının atık ısısının kazana verilmesiyle elde edilen buhar ile buhar türbinlerinden de ek elektrik üretimi sağlanmaktadır. Bu santrallerde gaz türbinli çevrimlerin üst sıcaklığının yüksek olması ve buhar türbinli çevrimlerin alt sıcaklıklarının düşük olması avantajları birleştirilerek tasarım koşullarında çalışmak üzere kombine çevrim verimi %50-60 civarında gerçekleştirilebilmektedir (Ünver ve Kılıç, 2005).

BÖLÜM İKİ

GÜÇ ÜRETİMİNDE KOMBİNE ÇEVİRİM TEORİSİ

2.1 Kombine Çevrimin Genel Tanımı

Kombine çevrim sistemi, gaz türbini çevrimi ile buhar türbini çevriminin birleşmesinden oluşmaktadır. Gaz türbini çevrimleri, buhar çevriminden daha yüksek sıcaklıkta çalışırlar (Horlock, 1997, Çengel & Boles,1989). Gaz türbinlerinde yüksek sıcaklıklara çıkmak için türbin kanatlarında etkin soğutma yapılması ve kanatların seramik gibi yüksek sıcaklığa dayanıklı malzemelerle kaplanması gerekir. Gaz türbini çevriminde yüksek sıcaklıklara çıkılabilmemesine rağmen, gazlar türbini çok yüksek sıcaklıklarda terk ettikleri için, yüksek ısı verimlere ulaşamamaktadır. Bu nedenle gaz türbin sistemlerinin ısı verimleri, genellikle buhar çevrimli sistemlerin ısı veriminden düşüktür (Büyüktür 1985, Cole 1991). Kombine çevrim sistemleri, gaz türbin çevrimlerinin üst sıcaklığının yüksek olması ve buhar türbinli çevrimlerin alt sıcaklıklarının düşük olması avantajını birleştirerek, gaz türbinlerini terk eden sıcak gazların, buharlı güç çevriminin ısı kaynağı olarak kullanılmasını sağlarlar. Böylece, gaz türbini çevriminde gazların yüksek sıcaklıkta dışarı atılmasıyla ortaya çıkan dezavantaj ortadan kaldırılmış ve % 60'lara varan çevrim verimlerine ulaşılmış olur. Kombine çevrim sistemlerinin verimi bir yandan yüksek kaliteli ekipmanlara diğer yandan bu komponentlerin optimizasyonuna bağlıdır. Yüksek performans için komponentlerin optimizasyonu oldukça önemlidir (Casarosa, Donatini & Franco, 2004).

2.2 Kombine Çevrimin Temel Elemanları

Tipik bir kombine çevrimde komponent olarak gaz türbini, gaz türbininden çıkan yüksek sıcaklıktaki atık ısıyı buhara çeviren atık ısı kazanı ve atık ısı kazanından elde edilen buharı kullanan buhar türbini bulunur. Bir kombine çevrim sisteminin tüm elemanları ve çevrim prensibi detaylı olarak verilmiş ve şekil üzerinde aşağıdaki kısaltmalar kullanılmıştır (Şekil 2.1).

KOMP: Kompresör

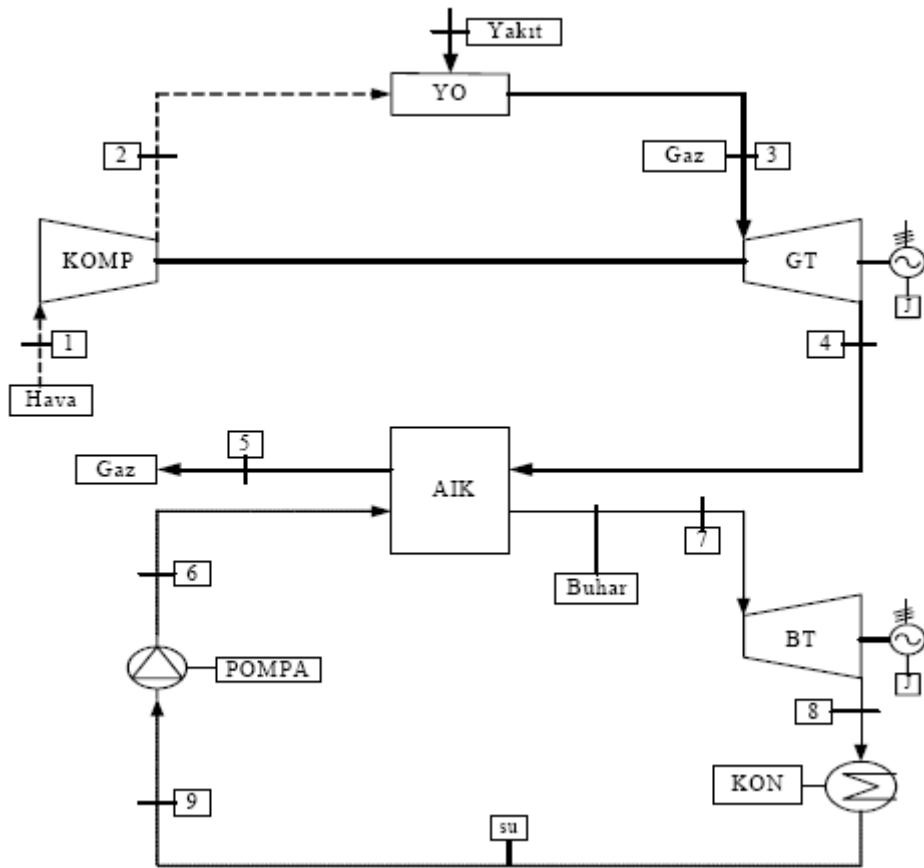
YO: Yanma Odası

GT: Türbin

AIK: Atık Isı Kazanı

BT: Buhar Türbini

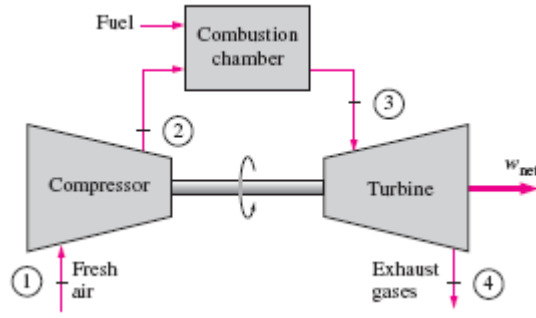
KON: Kondenser



Şekil 2.1 Kombine çevrim sistemi (Çetin, 2005)

2.2.1 Gaz Türbini

Gaz türbini son yıllarda geniş ölçekli ısı ve elektriğin birlikte üretildiği sistemler için kullanılan en yaygın ana makine olmuştur. Gaz türbini bir veya daha fazla yanma odasında yakılan yakıttan üretilen basınçlı yanma gazları ile bir motorun ve buna bağlı şaftın dönmesiyle mekanik güç üretir. Bu şekilde tahrik edilen jeneratörden elektrik enerjisi elde edilir (Şekil 2.2).



Şekil 2.2 Açık çevrime göre çalışan bir gaz türbini (Çengel & Boles,2006)

Yanma gazları türbine $900^{\circ}C - 1200^{\circ}C$ sıcaklıkta girerler ve $450^{\circ}C - 500^{\circ}C$ sıcaklıkta egzoz edilirler. Egzoz gazlarının sahip olduğu bu yüksek sıcaklık çevresi için bir ısı enerjisi kaynağıdır. Gaz türbini yakıtı yakmak için gerekli olan hava miktarından daha fazlasını içine alır. Bu yüzden egzoz gazları fazla miktarda oksijen içerirler. Bu fazla oksijen ile ekstra yakıt yakılabilir. Gaz türbinleri yüksek güvenilirlikte ve minimum bakım ihtiyacı ile çalışır. Dünyada gaz türbinleri $500 kW$ ile $200 MW$ arasında geniş bir güç aralığında üretilirler. Ancak $1 MW$ güçten küçük tasarlanan türbinler, düşük verimlilikte çalışırlar ve birim kW başına yüksek yatırım maliyeti gerektirirler.... (Tekeli, 2003).

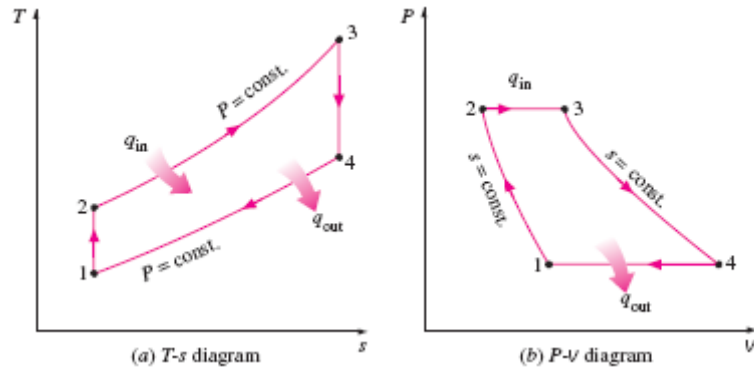
Gaz türbinleri için ideal çevrim, Brayton çevrimidir.

2.2.1.1 Gaz Türbinleri İçin İdeal Brayton Çevrimi

Brayton çevrimi aşağıda belirtilen dört içten tersinir hal değişiminden oluşur.

- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Sisteme sabit basınçta ($P = sabit$) ısı geçişi
- 3-4 Türbinde izantropik genişleme
- 4-1 Çevreye sabit basınçta ($P = sabit$) ısı geçişi

Bu hal değişimlerine ait $T - s$ ve $P - v$ diagramları Şekil 2.3'te detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 2.3 İdeal Brayton çevrimi T-s ve P-V diagramları (Çengel & Boles,2006)

Brayton çevrimi ilk olarak 1870'li yıllarda, George Brayton tarafından, kendi geliştirdiği yağ yakan pistonlu motorlarda kullanılmak üzere öne sürülmüştü. Bugün Brayton çevriminin kullanımı, sıkıştırma ve genişlemenin aksel kompresörler ve türbinlerde olduğu gaz türbinleri ile sınırlıdır.

Yanma odasında ilk olarak buji vasıtasıyla başlatılan yanma neticesi meydana gelen sıcak gazlar türbin üzerinde genişlerken ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüşür. Türbinin dönmesi ile aynı shafta bağlı olan kompresör dönmeye devam eder ve yanma odasına sevk olan hava ve üzerine püskürtülen yakıt yanmakta olan karışım ile alevlenerek yanmasına devam eder. Böylece türbinin dönmesi ile türbinin diğer ucundan güç elde edilir ve bu çıkış başladıktan sonra olay sürekli, kararlı ve kendini devam ettirecek bir şekilde dönüşür.

Gaz türbininin termodinamik etüdü dört ana kabulden dolayı çok kolaylaşır.

1) Gazların sıcaklığını azaltmak üzere gereğinden çok fazla hava (normal yanma havasının 4-5 katı) atmosferden alınır ve böylece hava/yakıt oranı (yaklaşık 60/1) içinde yakıt kütlesi hava kütlesine nazaran ihmal edilebilir ve sistem giriş çıkış debisi sabittir.

2) Kullanılan akışkan hava, ideal gaz koşullarını sağlar ve çevrim boyunca bileşimi ve özgül ısısı değişmez.

3) Atmosfere çıkış sıcaklığı yüksek olduğu için yoğunlaşabilir ürünlerinde gaz olarak çıktığı kabul edilir.

4) Akım sürekli olduğu için muayyen kesitlerdeki akış hızı sabit ve homojendir. Kesit geçişlerindeki basınç kayıpları ve kinetik enerji farkları ihmal edilebilir (Çubuğuzun, 2006).

Türbinden çıkan egzoz gazları atmosfere atılabilir ya da kombine çevrim amacıyla buhar üretimi için bir atık ısı kazanına yönlendirilebilir.

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği zaman, sistemin enerji korunumu denklemi birim kütle için aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$q - w = h_{\zeta} - h_g \quad (2.1)$$

Özgül ısıların oda sıcaklığında sabit kaldığı kabul edilirse sisteme ve sistemden dışarıya ısı geçişleri şöyle yazılabilir:

$$q_g = q_{23} = h_3 - h_2 = C_p (T_3 - T_2) \quad (2.2)$$

$$q_{\zeta} = q_{41} = h_4 - h_1 = C_p (T_4 - T_1) \quad (2.3)$$

Bu denklemler kullanılarak, ideal Brayton çevriminin verimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_{\zeta}}{q_g} = 1 - \frac{C_p (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 (T_4 / T_1 - 1)}{T_2 (T_3 / T_2 - 1)} \quad (2.4)$$

1-2 ve 3-4 hal değişimlerinin izantropik ve $P_2 = P_3$, $P_4 = P_1$ olduğu not edilirse,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4} \quad (2.5)$$

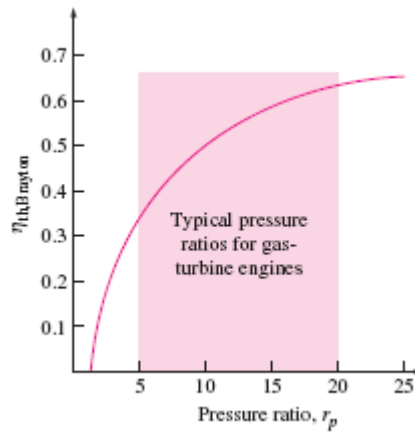
olur. Bu bağıntılar, ısıl verim için yazılan denklemde yerine konur ve sadeleştirme yapılırsa;

$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (2.6)$$

elde edilir. Burada r_p basınç oranı olup,

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (2.7)$$

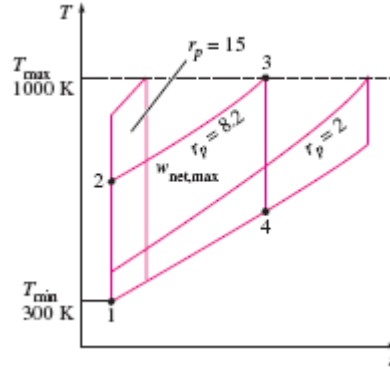
şeklinde tanımlanmıştır. k özgül ısıların oranıdır. 2.6 nolu denklem soğuk hava standardı kabulleri altında ideal Brayton çevriminin ısıl veriminin, gaz türbininin basınç oranına ve aracı akışkanın özgül ısılarının oranına bağlı olduğunu göstermektedir. Isıl verim her iki parametreyle doğru orantılı olarak artmaktadır, gerçek gaz türbinlerinde gözlenen de budur. Isıl verimin basınç oranıyla nasıl değiştiği Şekil 2.4'de gösterilmiştir. Bu eğri, havanın oda sıcaklığında özgül ısılarının oranı olan $k = 1,4$ için çizilmiştir.



Şekil 2.4 İdeal Brayton çevriminin ısıl verimi, basınç oranının fonksiyonudur (Çengel & Boles,2006)

Çevrimdeki en yüksek sıcaklık yanma işleminin sonunda (3 hali) gerçekleşmektedir ve türbin kanat malzemesinin dayanabileceği en yüksek sıcaklıkla sınırlıdır. Bu kısıtlama aynı zamanda çevrimin basınç oranında sınırlamaktadır. Verilen bir türbin giriş sıcaklığı T_3 için çevrimin net işi Şekil 2.5'de gösterildiği gibi basınç oranı yükseldikçe artar, en üst değere (maksimuma) eriştikten sonra yeniden azalmaya başlar. Çevrimin net işi azalınca, istenen gücü sağlamak için kütle debisini

arttırmak, başka bir deyişle daha büyük bir sistem tasarlamak gerekir, bu da ekonomik olmayabilir. Bu nedenle basınç oranı (böylece ısı verim) ve net iş arasında bir anlaşma sağlamak gerekir. Gaz türbinlerinde kullanılan basınç oranları genelde 11 ile 16 arasındadır.



Şekil 2.5 Belirli T_{min} ve T_{max} sıcaklıkları için , Brayton çevriminin net işi basınç oranıyla önce artar,

$r_p = (T_{maks} / T_{min})^{k/2(k-1)}$, de en yüksek değerine ulaşır, daha sonra azalır (Çengel & Boles,2006)

Gaz türbinlerinde kullanılan havanın iki önemli işlevi vardır. Birinci olarak yanma için gerekli oksijeni sağlar. İkinci olarak çeşitli elemanlarda sıcaklıkları güvenli sınırlar içinde tutabilmek için soğutucu görevi yapar. İkinci görev, yakıtın yanması için gerekli havadan daha fazla hava kullanarak gerçekleştirilir. Gaz türbinlerinde hava yakıt oranlarının 50 ve üzerinde olması normaldir. Bu nedenle çevrimi çözümlerken yanma sonu gazlarını hava olarak kabul etmek önemli bir hataya yol açmaz. Ayrıca türbindeki kütle debisi, eklenen yakıt nedeniyle, kompresördeki kütle debisinden biraz daha fazladır. Böylece açık gaz türbini çevrimlerinde debiyi sabit kabul ederek hesaplanacak net iş, olması gerekenden biraz daha azdır, bu nedenle bu kabul güvenle yapılabilir. Bir gaz türbininin ısı verimi, türbin girişindeki gazın sıcaklığına bağlıdır. Bu sıcaklığın $900^{\circ}C$ 'den, $1200^{\circ}C$ 'ye çıkarılması net işi yüzde 7, ısı verimi de yüzde 26 oranında artırır. Bu konuda, türbin kanatlarının seramik tabakalarla kaplanması, kanatların kompresörden alınan havayla soğutulması gibi önemli gelişmeler olmuştur. Buna bağlı olarak, günümüzün gaz türbinlerinde, türbin giriş sıcaklıkları $1425^{\circ}C$ 'ye kadar çıkabilmekte ve ısı verim yüzde 30'un üzerinde olabilmektedir.

Gaz türbinleri yaygın olarak uçaklarda ve elektrik güç üretiminde kullanılmaktadır. Gaz türbinleri uçaklarda kullanıldığı zaman türbinde üretilen güç kompresörü ve yardımcı cihazlara elektrik enerjisi sağlayan küçük bir jeneratörü çalıştırmak için kullanılır. Uçağı iten gücü ise yüksek hızda türbinden çıkan egzoz gazları sağlar. Gaz türbinleri ayrıca yerleşik güç santrallerinde elektrik üretimi için kullanılır. Göreceli olarak düşük maliyetleri ve çabuk devreye girebilmelerinden dolayı, gaz türbinleri özellikle elektrik gereksiminin zamanla değişen bölümünü karşılamak için kullanılır.... (Çengel & Boles,2006).

Gaz türbinlerinin egzozundan çıkan yüksek sıcaklıktaki gazlar atmosfere atılabilir ve ya buhar üretimi amacıyla bir atık ısı kazanına verilebilir.

2.2.1.2 Gaz Türbinlerinde Termal Verimi Etkileyen Faktörler

2.2.1.2.1 Yakıt Miktarı. Yanma odasına püskürtülen yakıt miktarında bir azalma olursa kompresörde sıkıştırılan havaya eklenen ısı miktarı azalır. Gazların iç enerjisinde meydana gelen düşme türbin rotorunun dönüş hızını azaltır. Basınç oranı ve debi düşer. Bu durumda birimler düşük verimle çalışacağından sistemin toplam termik verimi düşer.

2.2.1.2.2 Basınç Oranı. Belirli bir değere kadar artan basınç oranı termik verimi arttırmasına karşın belirli değerlerden sonra çok yüksek basınç oranları termik verimi azaltır.

2.2.1.2.3 Kompresör Giriş Sıcaklığı. Kompresör giriş sıcaklığı düştükçe sıkıştırma işlemi kolaylaşacağından kompresörde harcanan güç azalacaktır ve termik verim artacaktır. Şöyle bir örnek verecek olursak, kompresör giriş sıcaklığındaki $1^{\circ}F$ 'lık artış türbin toplam gücünde % 0.5'lik bir azalma meydana getirecektir. Bu güç kaybının telafisi için yanma odasına daha fazla yakıt püskürtülmesi gerekecektir. Tersiy olayda ise aynı gücü elde etmek için yanma odasına daha az yakıt püskürtülecek ve yakıt tasarrufu sağlanmış olacaktır.

2.2.1.2.4 Kompresör Kanat Temizliği. Kompresörün atmosferden emmiş olduğu havanın içinde bulunan toz, tuz ve yağ zerrecikleri kompresör kanatları üzerinde birikerek kanat aerodinamiğini bozar. Bu durum kanat üzerindeki hava akışını bozarak tersine kuvvetler oluşturur ve kompresörün dönüşünü zorlar. Devir düşmesini karşılamak üzere yanma odasına daha fazla yakıt püskürtülmesi gerekir. Kanatların kirlenmesi aynı zamanda hava akışında kesintilere, kompresör çıkış basıncında düşmelere neden olacağı için surge, stall, choke gibi tehlikeli olayları meydana getirecektir.... (Çubuğuzun, 2006).

2.2.1.2.5 Deniz Seviyesinden Yükseklik. “Doğal hava emişi prensibi ile çalıştılarından deniz seviyesinden yükseldikçe ve hava sıcaklığı arttıkça elektrik çıktıları oldukça düşmektedir” (Sönmez,1998). Birim hacim hava içindeki kütle miktarı azaldığı için termal verim olumsuz etkilenmektedir.

2.2.2 Atık Isı Kazanı

Atık ısı kazanındaki tek amaç gaz türbinlerinin egzozundan çıkan yüksek sıcaklıktaki gazlardan buhar elde etmektir. Kazanın içerisinden su geçirilmek suretiyle eşanjörler vasıtasıyla su kızgın buhara dönüştürülerek buhar türbinine gönderilir. Gaz türbinlerinde olduğu gibi herhangi bir güç eldesinden ziyade amaç buhar türbini için gerekli buharı sağlamaktır. Atık ısı kazanları, buhar türbini, kondenser ve pompa ile beraber bir döngü içine sokulduğunda bunun bir Rankine çevrimi olduğu görülür.

Bir atık ısı kazanı ana olarak üç eşanjörden oluşur. Bunlar kızdırıcı, buharlaştırıcı ve ekonomizer olarak adlandırılan eşanjörlerdir. Bunlara ek olarak buharlaştırıcılardan gelen buharın ve ekonomizerden gelen suyun ve ya buharın toplanacağı bir drum, kazan giriş ve çıkışında atık ısının eşanjörlerin içinden geçen suya olan ısı transferini artırmak ve gaz türbini egzoz gazının hızını azaltmak amacıyla bulunan genişletici bölgeler atık ısı kazanında kullanılan diğer bileşenlerdir. Detaylara inildiğinde atık ısı kazanlarının iç duvarlarında atık gazın eşanjörlere daha iyi temas etmesini sağlayan gaz yönlendirici paslanmaz saçlar,

kazanın yüksek sıcaklıktan dolayı uzamasını kompanze edebilmek amacıyla gaz türbini egzoz kısmı ile kazan giriş kısmı ve kazan çıkış kısmı ile kazan bacası arasında bez kompensatörler bulunur.

2.2.2.1 Ekonomizer

Kazan besleme suyunun kazana ilk girdiği bölümdür. Ekonomizerin görevi, drum'a gönderilecek olan kazan besleme suyunun sıcaklığını, gaz türbini egzoz gazının sıcaklığından yararlanarak arttırmaktır. Böylelikle atmosfere atılan ısı miktarı önemli ölçüde azaltılarak ısı tasarrufu sağlanmış olur.

2.2.2.2 Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı, ekonomizerden gelen basınçlı suyu su-buhar karışımı haline getirerek drum'a göndermek amacıyla kullanılır. Ekonomizerden gelen su kazanın en üstünde bulunan drum kısmına gönderilir. Buradan yerçekimi kuvveti ile downcomer olarak adlandırılan geniş çaplı borularla kazanın alt kısmına doğru iner. Evaporatörler downcomer kollektörüne bağlıdır ve bu kollektöre gelen su evaporatörlerden geçerek drum kısmına tekrar gönderilir.

2.2.2.3 Kızdırıcı

Kızdırıcı, drum kısmından çıkan doymuş buharın sıcaklığını artırarak kızgın buhar üretmek amacıyla kullanılır. Kızdırıcı girişine gelen doymuş buhar aşırı ısıtılarak kızdırıcı çıkışından kullanım amacına göre sisteme gönderilir. Buharı kızgın hale getirmek atık ısı kazanındaki en son işlemdir. Kombine çevrimlerde kızdırılmış buhar kızdırıcı sonrası direk buhar türbinine gönderilir.

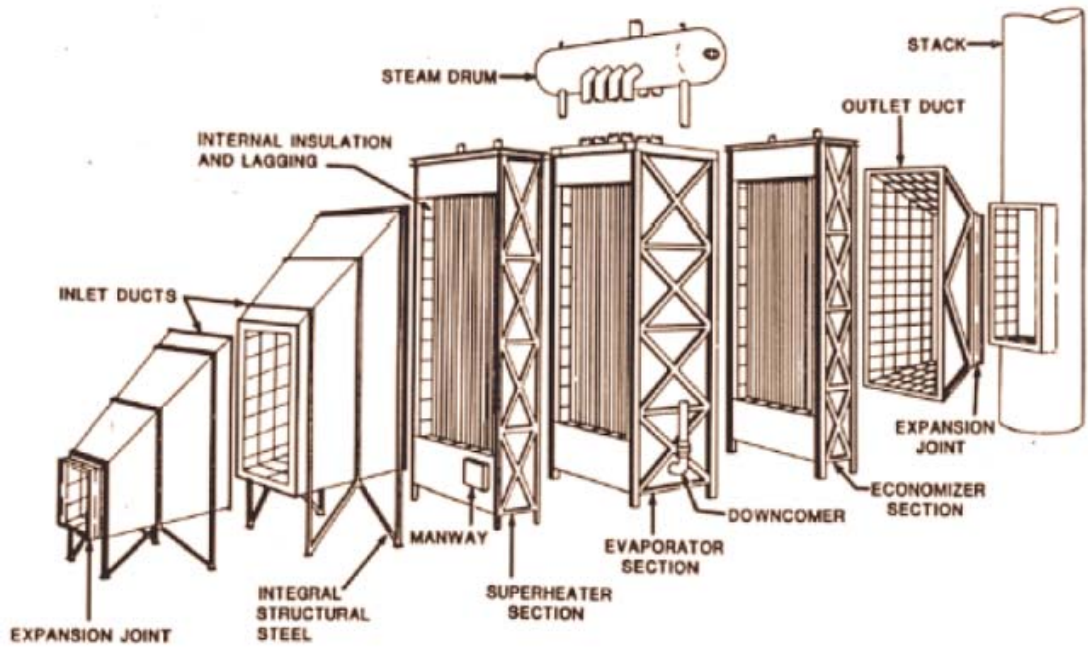
2.2.2.4 Drum

Evaporatörde üretilen su-buhar karışımı suyun gravite ile çöküp, buharın drum içerisindeki üst boşluğa çıkması ile ayrılır. Ekonomizerde ısıtılan sıcak besleme suyu

druma girdikten sonra drum boyunca yerleştirilmiş bir distribütör boru ile drum içerisine eşit şekilde dağılması sağlanır ve drum içinin normal su seviyesinde tutulması kontrol edilir. Drum üzerinde bulunan bir adet sürekli blöf vanası ile drumdaki doymuş su içerisindeki dispersantların istenilen oranda tutulması sağlanır.

Drum içerisine kimyasallar dozlanarak dispersantlar çökeltilir. Blöf borusu ile kimyasal dozaj borusu birbirinden ayrı yerlere yerleştirildiği için dozlanan kimyasalların direk olarak blöf hattına girmesi engellenir.

Herhangi bir nedenden dolayı drum iç aksamında bir bakım ve onarım gerektiği zaman, bu işlemlerin bitmesinden sonra, drum içerisinde ki plakaların bağlantılarının doğru olarak yapılması gerekir. Şekil 2.6'da bir atık ısı kazanının bileşenleri gösterilmiştir.



Şekil 2.6 Bir atık ısı kazanının bileşenleri (Chase & Kehoe, 2000)

2.2.2.5 Besi Suyu Pompaları

Sıvıları sıkıştırmak ve sıvı akışını sağlamak için kullanılan elemanlardır. Pompalara dönen mil aracılığı ile dışarıdan güç aktarılır. Besi suyu pompaları kazana su beslemek amacı ile kullanılır. Kondenserde yoğunlaşan su kondenser sonrası

herhangi bir pompa tarafından kazan besisi suyu pompalarına gönderilir. Besi suyu pompaları kazanın işletme basıncını sağlayacak basınçta ve kapasitede olmalıdır. Pompadaki olası bir arıza sebebiyle kazanın susuz kalmaması için kesinlikle yedeği olmalı ve ana pompa devre dışı kaldığında yedek pompa anında devreye girmelidir. Kazanda ne kadar basınç sistemi varsa o kadar pompa ve yedeği bulunmalıdır. Örnek olarak eğer kazanda yüksek basınç ve alçak basınç gibi iki sistem varsa bunların pompaları ayrı ayrı seçilmelidir.

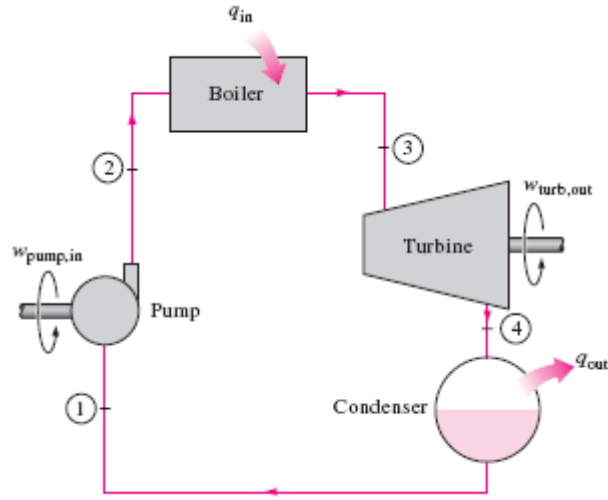
2.2.3 Buhar Türbini

Kombine çevrim sisteminin bir parçası olan buhar türbininin gaz türbininden farkı akışkan olarak basınçlı yanma gazları yerine buhar kullanmasıdır. Buhar türbininde gaz türbininin aksine kompresör, yanma odası gibi bölümler yoktur. Atık ısı kazanında üretilen basınçlı buharın türbinde genişleyerek iş yapma prensibiyle çalışır. Buhar türbinleri atık ısı kazanı, besisi suyu pompaları ve kondenser ile birlikte Rankine çevrimini oluştururlar.

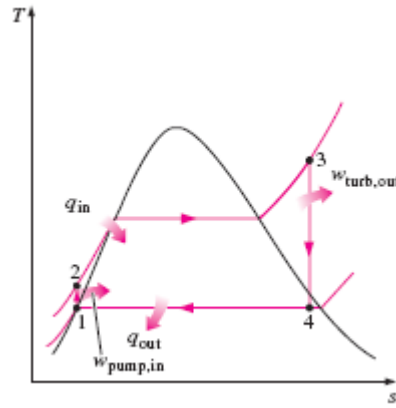
2.2.3.1 Buhar Türbinleri İçin İdeal Rankine Çevrimi

Rankine çevrimi buharlı güç santralleri için ideal çevrimdir. İdeal Rankine çevriminde içten tersinmezliğin olmadığı dört hal değişimi vardır (Şekil 2.7). Rankine çevrimine ait $T - s$ diagramı Şekil 2.8'de verilmiştir.

- 1-2 Pompayla izantropik sıkıştırma
- 2-3 Kazanda, sisteme sabit basınçta ($P = sabit$) ısı geçişi
- 3-4 Türbinde izantropik genişleme
- 4-1 Yoğuşturucuda, sistemden sabit basınçta ($P = sabit$) ısı atılması



Şekil 2.7 Basit ideal Rankine çevrimi (Çengel & Boles,2006)



Şekil 2.8 Rankine çevrimi T-s diagramı (Çengel & Boles,2006)

Su, pompaya 1 halinde doymuş sıvı olarak girer ve izantropik bir hal değişimiyle kazan basıncına sıkıştırılır. Su sıcaklığı, izantropik sıkıştırma işlemi sırasında suyun özgül hacminin biraz azalmasından dolayı bir miktar artar. $T - s$ diagramında 1 ve 2 halleri arasındaki dikey aralık, diagramın daha rahat anlaşılabilmesi için olduğundan büyük gösterilmiştir.

Su, kazana 2 halinde sıkıştırılmış sıvı olarak girer ve 3 halinde kızgın buhar olarak çıkar. Kazan temelde büyük bir ısı değiştiricisidir. Yanma sonucunda oluşan gazlardan sağlanan ısı burada hemen hemen sabit basınçta suya geçer.

3 halindeki kızgın buhar, türbinde izantropik olarak genişler ve bir mili döndürerek iş yapar. Mil genellikle elektrik üretimi için bir jeneratöre bağlanmıştır. Bu hal değişimi sırasında buharın basıncı ve sıcaklığı azalarak 4 halindeki değerlere ulaşır. Buhar türbinden çıktıktan sonra yoğuşturucuya girer. Yoğuşturucuya giren buhar genellikle yüksek kuruluk derecesinde doymuş sıvı-buhar karışımı halindedir. Yoğuşturucu büyük bir ısı değiştiricisidir. Buhar burada atmosfere ve ya başka bir su kaynağına ısı vererek sabit basınçta yoğuşur. Su, yoğuşturucudan doymuş sıvı halinde çıkar ve pompaya girerek çevrimi tamamlar. Suyun az olduğu bölgelerde, güç santrallerinde soğutma su yerine havayla yapılır. Arabaların motorlarında da kullanılan bu tür soğutma kuru soğutma diye bilinir. Dünyada ve ABD’de birkaç buharlı güç santralinde, kuru soğutma su tasarrufu amacıyla uygulanmaktadır.

$T-s$ diagramında hal değişimi eğrisi altına kalan alanın içten tersinir hal değişimleri için ısı geçişini gösterdiği hatırlanırsa, 2-3 eğrisi altında kalan alanın suya kazanda verilen ısıyı, 4-1 eğrisi altında kalan alanın da yoğuşturucuda çevreye verilen ısıyı simgelediği söylenebilir. Bu ikisi arasındaki fark (çevrimi gösteren eğrinin altında kalan alan) çevrimin net işi ve ya net ısı alışverişidir.... (Çengel & Boles,2006).

2.2.3.1.1 İdeal Rankine Çevriminin Enerji Çözümlemesi. Buharlı güç santralini oluşturan makinaların tümü (pompa, kazan, türbin ve yoğuşturucu) sürekli akışlı makinalardır, bu nedenle Rankine çevrimi de dört sürekli akışlı açık sistemden oluşan bir çevrim olarak incelenebilir. Buharın kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişim genellikle ısı geçişi ve işe oranla küçüktür, bu nedenle gözardı edilebilir. Böylece, sürekli akışlı açık sistemde enerjinin korunumu denklemi, buharın birim kütlesi için denklem 2.8’de gösterildiği gibi yazılır.

$$q - w = h_c - h_g \quad (2.8)$$

Kazan ve yoğuşturucuda iş etkileşimi yoktur, ayrıca pompa ve türbindeki hal değişimleri izantropik kabul edilebilir. Bu durumda her bir sistem için enerjinin korunumu denklemi aşağıda gösterildiği gibi olur.

$$\text{Pompa } (q = 0) \quad w_{pompa,g} = h_2 - h_1 \quad (2.9)$$

$$\text{ve ya} \quad w_{pompa,g} = v(P_2 - P_1) \quad (2.10)$$

$$\text{burada,} \quad h_1 = h_{f,P1} \quad \text{ve} \quad v \cong v_1 = v_{f,P1} \quad (2.11)$$

$$\text{Kazan } (w = 0) \quad q_g = h_3 - h_2 \quad (2.12)$$

$$\text{Türbin } (q = 0) \quad w_{türbin,\zeta} = h_3 - h_4 \quad (2.13)$$

$$\text{Yoğuşturucu } (w = 0) \quad q_\zeta = h_4 - h_1 \quad (2.14)$$

Rankine çevriminin ısı verimi şöyle ifade edilebilir:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_\zeta}{q_g} \quad (2.15)$$

Burada;

$$w_{net} = q_g - q_\zeta = w_{türbin,\zeta} - w_{pompa,g} \quad (2.16)$$

olmaktadır.... (Çengel & Boles,2006).

BÖLÜM ÜÇ

BRAYTON ÇEVRİMİ İÇİN TERMODİNAMİK ANALİZ KRİTERLERİ

3.1 Net İş, Kompresör İş, Türbin İş

Şekil 2.1’de kombine çevrim sistemi elemanları ve bu elemanlara giriş-çıkış noktaları şematik olarak gösterilmiştir. Gaz türbini çevriminin net işi (w_{net}), gaz türbini işi (w_t) ve kompresör işinin (w_k) farkına eşittir.

$$w_t = h_3 - h_4 \quad (3.1)$$

$$w_k = h_2 - h_1 \quad (3.2)$$

$$w_{net} = w_t - w_k \quad (3.3)$$

Denklemlerde, h_1 havanın kompresöre giriş entalpisini, h_2 havanın kompresörden çıkış entalpisini, h_3 yanmış gazın türbine giriş entalpisini, h_4 yanmış gazın türbinden çıkış entalpisini gösterir.

3.2 Kompresörün İzantropik Verimi

Gaz türbinleri kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü türbinden sağlar. Kompresör ve türbindeki kayıplar ne kadar çok azaltılırsa verim o kadar yüksek olacaktır. İzantropik verim bunun bir ölçüsüdür. Kompresörün izantropik verimi izantropik kompresör işinin gerçek kompresör işine oranıdır.

$$\eta_k = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.4)$$

İzantropik sıkıştırmaya ne kadar çok yaklaşılsa izantropik verim o kadar artacaktır.

3.3 Türbinin İzantropik Verimi

Aynı şekilde türbinin izantropik verimide türbinin yaptığı işin bir ölçüsüdür. Türbinin izantropik verimi gerçek türbin işinin izantropik türbin işine oranıdır.

$$\eta_t = \frac{h_4 - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad (3.5)$$

3.4 Geri İş Oranı

Kompresörü çalıştırmak için gerekli olan güç türbinden sağlandığı için kompresör işinin türbin işine oranı geri iş oranı olarak ifade edilir. Geri iş oranı ne kadar az ise verim o kadar yüksek olacaktır.

$$r_{gi} = \frac{W_k}{W_t} \quad (3.6)$$

3.5 Isıl Verim

Isıl verim net işin yanma odasına verilen ısı enerjisine oranıdır. Yanma odasına verilen ısı enerjisi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$q_g = h_3 - h_2 \quad (3.7)$$

Buna bağlı olarak ısı verim:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_g} \quad \text{şeklinde ifade edilir.} \quad (3.8)$$

3.6 Genel Verim

Brayton çevriminin genel verimi çevrimden elde edilen net işin çevrime verilen ısı enerjisine oranıdır.

$$\eta_{genel,brayton} = \frac{\dot{W}_{net,brayton}}{\dot{Q}_g} \text{ şeklinde ifade edilir.} \quad (3.9)$$

BÖLÜM DÖRT

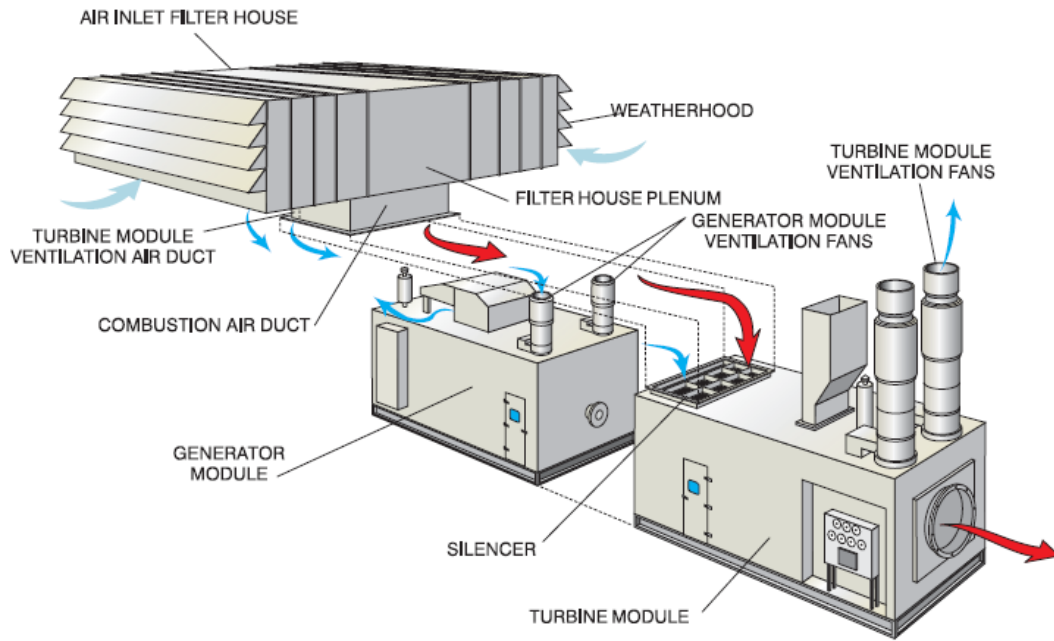
HABAŞ DOĞALGAZ KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİ BÜNYESİNDEKİ LM6000 GAZ TÜRBİNİNİN İNCELENMESİ

4.1 Genel Tanıtım

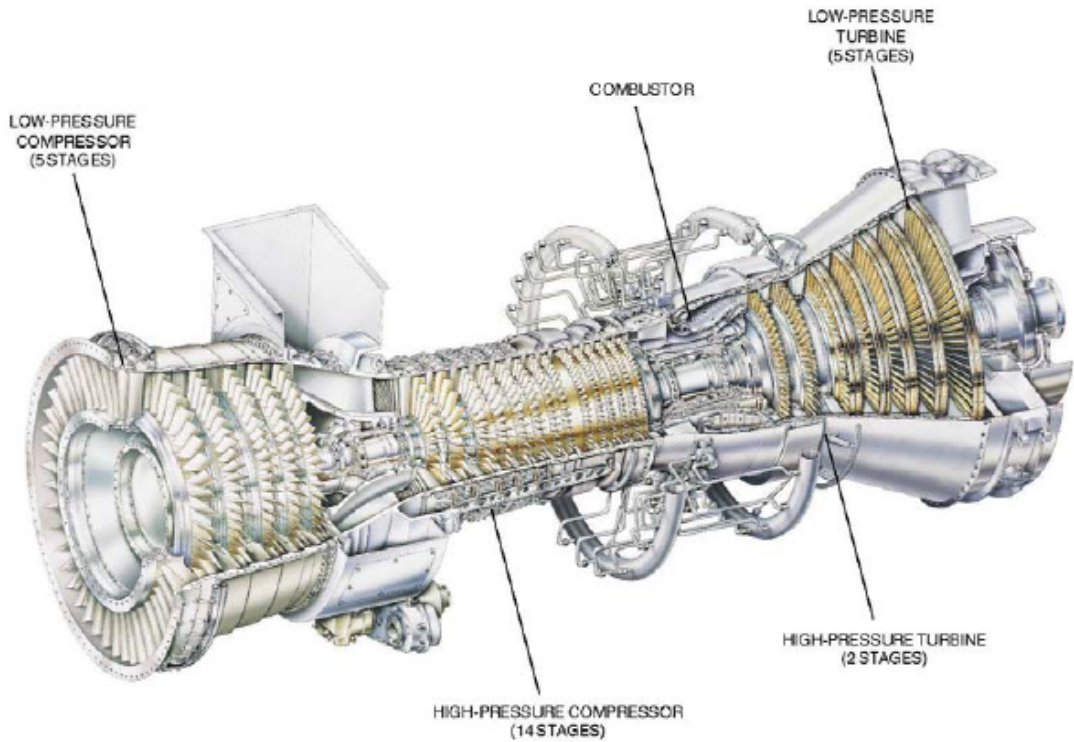
1956'da temelleri atılan HABAŞ Topluluğu, bugün üretimden satış cirosu ve yüksek orandaki ihracatı ile ülkemizin önde gelen kuruluşları arasında yer almaktadır. Sınai ve tıbbi gazlar üretimi konusunda ülkemizin lideri olan HABAŞ, yıllık 3.000.000 ton olan çelik üretim kapasitesini arttırmak ve ürün yelpazesini çeşitlendirmek için yeni yatırımlara devam etmektedir. Bu gelişmelere paralel olarak 2000'li yılların başlarında enerji üretimine yönelmeyi düşünmüş ve bu düşüncelerini 2004 yılında toplam kapasitesi 230 *MWh* olan bir doğalgaz kombine çevrim santrali kurarak hayata geçirmişlerdir. Bu doğalgaz kombine çevrim santralinde herbiri 45 *MWh* kapasiteli 4 adet GE marka LM 6000 gaz türbini ve herbiri 25 *MWh* kapasiteli 2 adet Thermodyn marka buhar türbini toplam 230 *MWh* güç üretebilmektedir.

4.2 GE LM6000 Gaz Türbini ve Performans Özellikleri

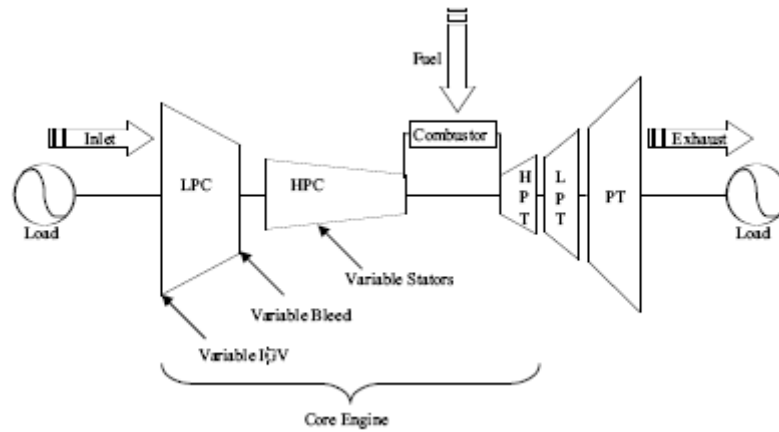
LM6000 gaz türbini General Electric firmasının ürettiği türbinlerin en iyilerinden biri olup HABAŞ doğalgaz enerji santrali bünyesinde toplam 4 adet bulunmaktadır. Bu türbinlerin dışarıdan şematik olarak görünüşü Şekil 4.1'de verilmiştir. LM6000 gaz türbini yanma için gerekli olan havayı basınçlandırmak amacıyla LPC (low pressure compressor) ve HPC (high pressure compressor) olmak üzere 2 adet kompresör, yanma odası sonrasında yanmış basınçlı gazların genişleyerek enerjisini bırakacağı HPT (high pressure turbine) ve LPT (low pressure turbine) olmak üzere 2 adet türbinden oluşmuştur (Şekil 4.2). Gaz türbini genel terminolojisi Şekil 4.3'de verilmiştir. GE firmasının ürettiği gaz türbinlerine ait performans karakteristikleri Tablo 4.1'de detaylı olarak belirtilerek doğalgaz yakıtı ile çalışan LM6000 için değerler çerçeve içine alınmıştır.



Şekil 4.1 LM6000 gaz türbin paketi (GE Energy,2004)



Şekil 4.2 LM6000 gaz türbini (GE Energy,2004)

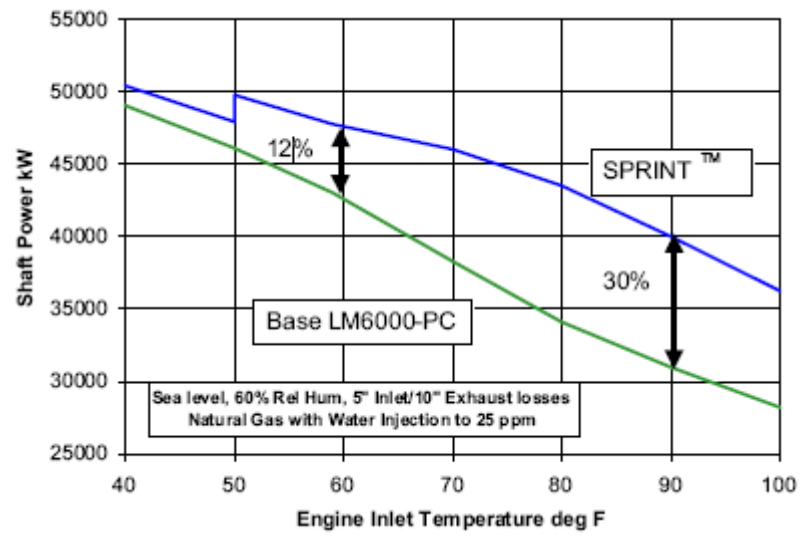


Şekil 4.3 Gaz türbini terminolojisi (GE Energy,2004)

Tablo 4.1 Gaz türbini performans karakteristikleri (GE Energy,2004)

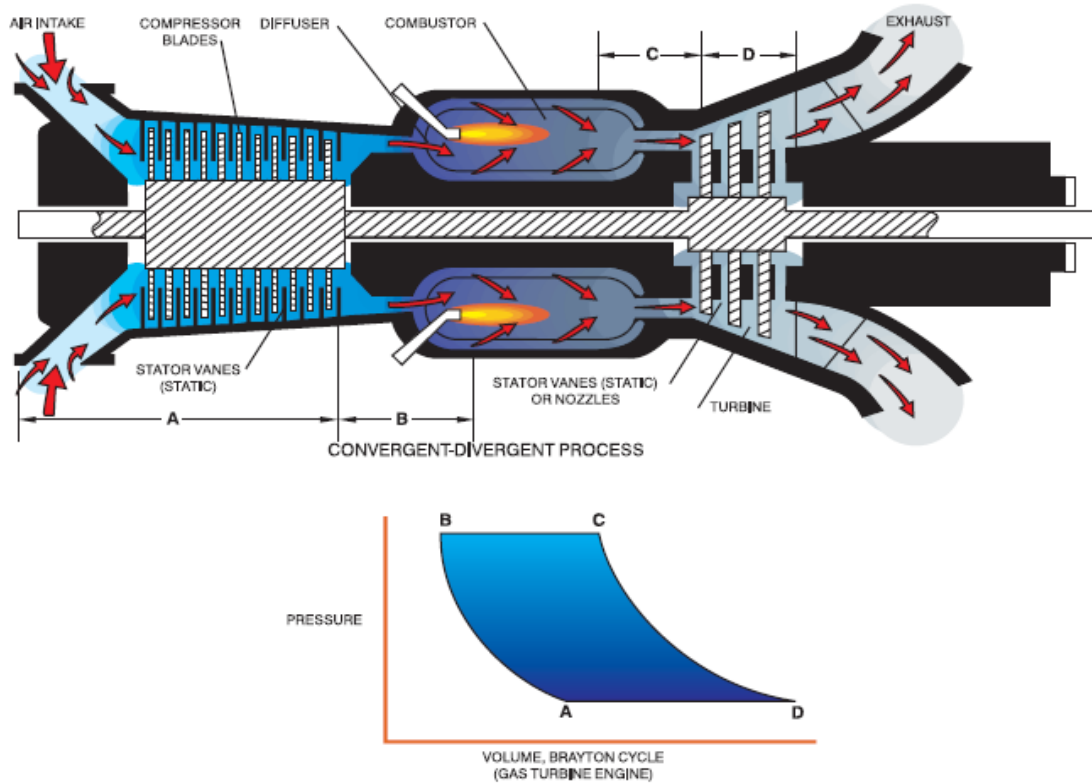
GE INDUSTRIAL AERODERIVATIVE GAS TURBINE PERFORMANCE CHARACTERISTICS									
GENERATOR DRIVE GAS TURBINE RATINGS									
MODEL	FUEL	OUTPUT			EXHAUST FLOW		EXHAUST TEMP.		FREQUENCY
		kWe	Btu/kWhr	kJ/kWhr	lb/s	kg/s	deg F	deg C	Hz
LM1600PA	G	13750	9624	10153	103	46.7	910	488	50/60
	D	13750	9692	10225	103	46.7	928	498	50/60
LM2000	G	18000	9377	9892	139	63	886	474	60
LM2500PE	G	22800	9273	9783	152	69	974	523	60
	D	22800	9349	9863	152	69	994	534	60
LM2500PK	G	30700	8815	9300	192	87.2	959	515	50/60
	D	29600	8925	9415	189	85.8	965	518	50/60
LM2500PV	G	30240	8598	9071	186	84.3	931	499	60
	D	28850	8748	9229	182	82.5	941	505	60
LM6000PC	G	43315	8198	8648	277	126	845	451	60
	D	42111	8293	8748	276	125	851	455	60
	G	42665	8323	8779	277	126	845	451	50
	D	41479	8419	8881	276	125	851	455	50
LM6000PD	G	42227	8246	8698	275	125	841	449	60
	D	41505	8331	8787	273	124	854	457	60
	G	41594	8372	8830	275	125	841	449	50
	D	40882	8458	8921	273	124	854	457	50

Kompresörden çıkan havanın bir kısmı HPT (high pressure turbine) parçalarını soğutmak için kullanılır. SPRINT™ (Spray Inter-Cooled Turbine) sistemi kompresör çıkış sıcaklığını azaltır, böylece ISO şartlarında % 12, 32° C dış hava sıcaklığında % 30 dan fazla güç artımına sebep olur. ISO şartları 15° C çevre sıcaklığı % 60 bağıl nem ve 101,3 kPa atmosfer basıncıdır. Şekil 4.4'de LM6000 gaz türbini performansının SPRINT sisteminin devreye alınmasıyla nasıl değiştiği gösterilmiştir.



Şekil 4.4 Sprint sisteminin güce etkisi (GE Energy,2004)

Şekil 4.5 gaz türbinindeki basınç ve hacim olayları ile türbin iç yapısını aynı anda analiz eden bir örnektir. Burada türbinin $P - v$ diagramında verilmiştir.

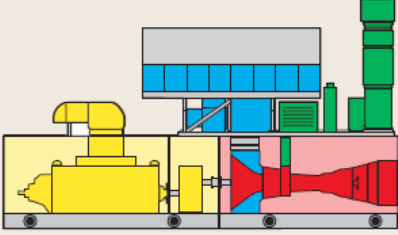


Şekil 4.5 LM6000 için P-V diagramı (GE Energy,2004)

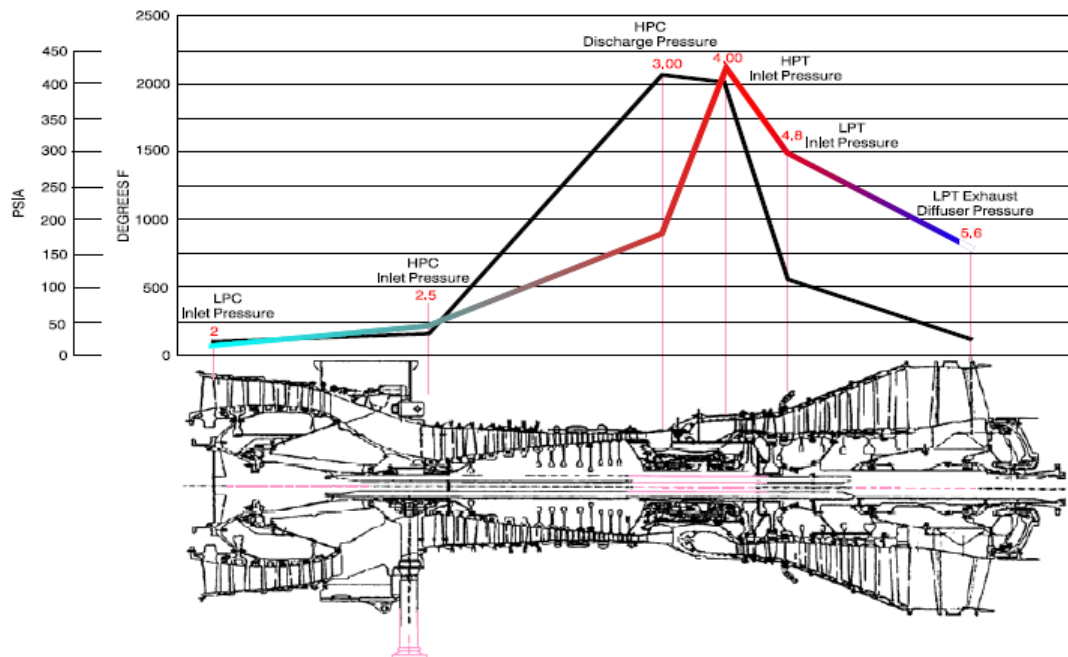
4.2.1 LM6000 Performans ve Verim Hesapları

LM6000 gaz türbini ile ilgili ölçülebilen ve imalatçının garanti ettiği tüm veriler Tablo 4.2’de verilmiştir.

Tablo 4.2 LM6000 için çıktı değerleri (GE Energy,2004)

SPRINT 50-Hz Generator Sets											
	Power kW	Heat Rate Btu/kWh LHV	Heat Rate kJ/kWh LHV	No. Shafts	Pressure Ratio	Shaft Speed rpm	Exhaust Flow lb/s	Exhaust Flow kg/s	Exhaust Temp. °F	Exhaust Temp. °C	
LM6000PC SPRINT*	50041	8461	8961	2	31.0	3627	297	135	821	438	
LM6000PC	42890	8173	8617	2	29.1	3627	282	128	825	441	
LM6000PD SPRINT	46902	8272	8739	2	30.9	3627	292	133	834	446	
LM6000PD	41711	8374	8846	2	29.3	3627	279	127	838	448	
LM6000PD (liquid fuel)	40376	8452	8917	2	28.5	3627	272	123	853	456	
LM2500PK	29244	9177	9675	2	22.8	3000	193	87.7	967	519	
LM2500PV	30349	8577	9069	2	21.5	6100	186	84.3	931	499	
LM2500PH**	26463	8673	9080	2	19.4	3000	168	76.2	932	500	
LM2500PE	21719	9653	10141	2	18	3000	154	69.8	1000	538	

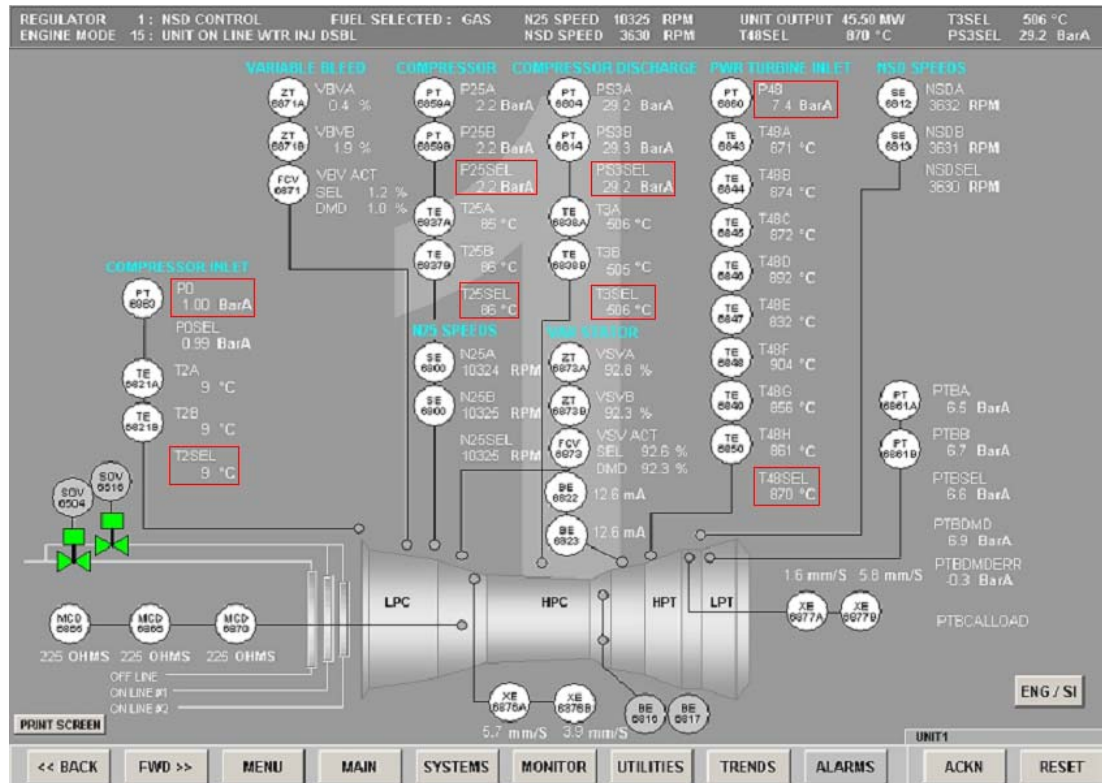
LM6000 üzerindeki önemli noktalar numaralandırılarak Şekil 4.6’da gösterilmiştir.



Şekil 4.6 LM6000 için önemli noktalar (GE Energy,2004)

- 2 noktası LPC (low pressure compresor) girişı
- 2.3 noktası LPC (low pressure compresor) çıkışı
- 2.5 noktası HPC (high pressure compresor) girişı
- 3 noktası HPC (high pressure compresor) çıkışı
- 4 noktası HPT (high pressure turbine) girişı
- 4.2 noktası HPT (high pressure turbine) çıkışı
- 4.8 noktası LPT (low pressure turbine) girişı
- 5 noktası LPT (low pressure turbine) çıkışı

Şekil 4.7’de çalışan bir gaz türbininden alınan basınç ve sıcaklık değerleri gösterilmiştir.



Şekil 4.7 Çalışan gaz türbini için skada ekranı

4.2.1.1 Farklı LPC Kompresör Havası Giriş Sıcaklıkları İçin Kompresör İşi Hesapları

Kompresör LPC ve HPC olmak üzere iki ayrı kısımdan oluşmuş olup LPC kompresörünün hemen girişine kompresördeki sıkıştırma işlemini kolaylaştırmak amacıyla sprint suyu diye adlandırılan atomize şekilde su püskürtülmektedir. Sprint sistemi LM6000 gaz türbinini diğer gaz türbillerinden ayıran bir özelliktir. Püskürtülen suyun debisi yaklaşık olarak 5000 kg/h tir. Sıkıştırma işlemi için atmosferden alınan hava debisinde 466107 kg/h olduğu bilinmektedir.

4.2.1.1.1 8°C Kompresör Giriş Havası Sıcaklığı İçin Kompresör İşi Hesabı.

LPC giriş basıncı : 1 bar

LPC giriş sıcaklığı: 8°C

LPC çıkış basıncı : $2,4 \text{ bar}$

HPC giriş basıncı : $2,2 \text{ bar}$

HPC giriş sıcaklığı: 86°C

HPC çıkış basıncı : $28,8 \text{ bar}$

Kompresörün izantropik verim ifadesi denklem 3.4'de ifade edilmişti.

$$\eta_k = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

LPC Kompresör giriş şartları:

$$T_{1,LPC} = 8^\circ \text{C} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \quad h_{1,LPC} = 281,14 \text{ kJ/kg} \quad P_{r1,LPC} = 1,1031$$

İzantropik durum için LPC kompresör çıkış şartları:

$$P_{r2,LPC} = \frac{P_{2,LPC}}{P_{1,LPC}} \cdot P_{r1,LPC} = \frac{2,4}{1} \cdot 1,1031 = 2,6474$$

$$P_{r2,LPC} = 2,6474 \quad \left. \vphantom{P_{r2,LPC}} \right\} \quad h_{2s,LPC} = 361,39 \text{ kJ/kg} \quad T_{2s,LPC} = 87,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Enerji dengesinden;

$$0 = \dot{q} - \dot{w} + \dot{m}_{hava} (h_1 - h_2)$$

LPC için :

$$\dot{w}_{LPC} = \dot{q} + \dot{m}_{hava} (h_{1,LPC} - h_{2,LPC})$$

Suyun 1 bardaki buharlaşma entalpisi 2257,6 kJ/kg dir. Kompresör izantropik veriminin 0,88 olması kabulüyle;

$$\text{Su debisi } 5000 \text{ kg/h} = 1,38 \text{ kg/s}$$

$$\text{Hava debisi } 466107 \text{ kg/h} = 129,47 \text{ kg/s}$$

$$\dot{w}_{LPC} = -(1,38 \text{ kg/s} \times 2257,6 \text{ kJ/kg}) - 129,47 \text{ kg/s} \times \left(\frac{361,39 \text{ kJ/kg} - 281,14 \text{ kJ/kg}}{0,88} \right)$$

$$\dot{w}_{LPC} = -14922 \text{ kW}$$

HPC için :

$$\dot{w}_{HPC} = \dot{m}_{hava} (h_1 - h_2)$$

HPC giriş şartları:

$$T_{1,HPC} = 86^\circ C \quad \left. \vphantom{T_{1,HPC}} \right\} \quad h_{1,HPC} = 359,57 \text{ kJ/kg} \quad P_{r1,HPC} = 2,6013$$

İzantropik durum için HPC kompresör çıkış şartları:

$$P_{r2,HPC} = \frac{P_{2,HPC}}{P_{1,HPC}} \cdot P_{r1,HPC} = \frac{28,8}{2,2} \cdot 2,6013 = 34,0533$$

$$P_{r2,HPC} = 34,0533 \quad \left. \vphantom{P_{r2,HPC}} \right\} \quad h_{2s,HPC} = 747,64 \text{ kJ/kg} \quad T_{2s,HPC} = 458,8^\circ C$$

$$\dot{w}_{HPC} = \dot{m}_{hava} (h_1 - h_2)$$

$$\dot{w}_{HPC} = -129,47 \text{ kg/s} \times \left(\frac{747,64 \text{ kJ/kg} - 359,57 \text{ kJ/kg}}{0,88} \right)$$

$$\dot{w}_{HPC} = -57094 \text{ kW}$$

Kompresörde harcanan toplam güç:

$$\dot{w}_{LPC} + \dot{w}_{HPC} = -14922 \text{ kW} - 57094 \text{ kW} = -72016 \text{ kW}$$

4.2.1.1.2 9°C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Kompresör İş Hesabı.

LPC giriş basıncı : 1 bar

LPC giriş sıcaklığı: 9°C

LPC çıkış basıncı : 2,4 bar

HPC giriş basıncı : 2,2 bar

HPC giriş sıcaklığı: 86°C

HPC çıkış basıncı : 29,1 bar

LPC kompresör giriş şartları:

$$T_{1,LPC} = 9^{\circ}C \quad h_{1,LPC} = 282,14 \text{ kJ/kg} \quad P_{r1,LPC} = 1,1173$$

İzantropik durum için LPC kompresör çıkış şartları:

$$P_{r2,LPC} = \frac{P_{2,LPC}}{P_{1,LPC}} \cdot P_{r1,LPC} = \frac{2,4}{1} \cdot 1,1173 = 2,6815$$

$$P_{r2,LPC} = 2,6815 \quad h_{2s,LPC} = 362,68 \text{ kJ/kg} \quad T_{2s,LPC} = 89^{\circ}C$$

$$\dot{w}_{LPC} = -(1,38 \text{ kg/s} \times 2257,6 \text{ kJ/kg}) - 129,47 \text{ kg/s} \times \left(\frac{362,68 \text{ kJ/kg} - 282,14 \text{ kJ/kg}}{0,88} \right)$$

$$\dot{w}_{LPC} = -14964 \text{ kW}$$

HPC için :

HPC giriş şartları:

$$T_{1,HPC} = 86^{\circ}C \quad h_{1,HPC} = 359,57 \text{ kJ/kg} \quad P_{r1,HPC} = 2,6013$$

İzantropik durum için HPC kompresör çıkış şartları:

$$P_{r2,HPC} = \frac{P_{2,HPC}}{P_{1,HPC}} \cdot P_{r1,HPC} = \frac{29,1}{2,2} \cdot 2,6013 = 34,4081$$

$$P_{r2,HPC} = 34,4081 \quad h_{2s,HPC} = 749,80 \text{ kJ/kg} \quad T_{2s,HPC} = 460,8^{\circ}C$$

$$\dot{w}_{HPC} = -129,47 \text{ kg/s} \times \left(\frac{749,80 \text{ kJ/kg} - 359,57 \text{ kJ/kg}}{0,88} \right)$$

$$\dot{w}_{HPC} = -57412 \text{ kW}$$

Kompresörde harcanan toplam güç:

$$\dot{w}_{LPC} + \dot{w}_{HPC} = -14964 \text{ kW} - 57412 \text{ kW} = -72376 \text{ kW}$$

4.2.1.1.3 10° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Kompresör İşi Hesabı.

LPC giriş basıncı : 1 bar

LPC giriş sıcaklığı: 10° C

LPC çıkış basıncı : 2,4 bar

HPC giriş basıncı : 2,2 bar

HPC giriş sıcaklığı: 86° C

HPC çıkış basıncı : 29,8 bar

LPC kompresör giriş şartları:

$$T_{1,LPC} = 10^\circ C \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \quad h_{1,LPC} = 283,14 \text{ kJ/kg} \quad P_{r1,LPC} = 1,1315$$

İzantropik durum için LPC kompresör çıkış şartları:

$$P_{r2,LPC} = \frac{P_{2,LPC}}{P_{1,LPC}} \cdot P_{r1,LPC} = \frac{2,4}{1} \cdot 1,1315 = 2,7156$$

$$P_{r2,LPC} = 2,7156 \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \quad h_{2s,LPC} = 363,97 \text{ kJ/kg} \quad T_{2s,LPC} = 90,4^\circ C$$

$$\dot{w}_{LPC} = -(1,38 \text{ kg/s} \times 2257,6 \text{ kJ/kg}) - 129,47 \text{ kg/s} \times \left(\frac{363,97 \text{ kJ/kg} - 283,14 \text{ kJ/kg}}{0,88} \right)$$

$$\dot{w}_{LPC} = -15007 \text{ kW}$$

HPC için :

HPC giriş şartları:

$$T_{1,HPC} = 86^\circ C \quad \left. \begin{array}{l} h_{1,HPC} = 359,57 \text{ kJ/kg} \\ P_{r1,HPC} = 2,6013 \end{array} \right\}$$

İzantropik durum için HPC kompresör çıkış şartları:

$$P_{r2,HPC} = \frac{P_{2,HPC}}{P_{1,HPC}} \cdot P_{r1,HPC} = \frac{29,8}{2,2} \cdot 2,6013 = 35,2357$$

$$P_{r2,HPC} = 35,2357 \quad \left. \begin{array}{l} h_{2s,HPC} = 754,83 \text{ kJ/kg} \\ T_{2s,HPC} = 465,5^\circ C \end{array} \right\}$$

$$\dot{w}_{HPC} = -129,47 \text{ kg/s} \times \left(\frac{754,83 \text{ kJ/kg} - 359,57 \text{ kJ/kg}}{0,88} \right)$$

$$\dot{w}_{HPC} = -58152 \text{ kW}$$

Kompresörde harcanan toplam güç:

$$\dot{w}_{LPC} + \dot{w}_{HPC} = -15007 \text{ kW} - 58152 \text{ kW} = -73159 \text{ kW}$$

4.2.1.1.4 11° C Kompresör Giriş Havası Sıcaklığı İçin Kompresör İşi Hesabı.

LPC giriş basıncı : 1 bar

LPC giriş sıcaklığı: 11° C

LPC çıkış basıncı : 2,4 bar

HPC giriş basıncı : 2,2 bar

HPC giriş sıcaklığı: 87° C

HPC çıkış basıncı : 29,8 bar

LPC kompresör giriş şartları:

$$T_{1,LPC} = 11^{\circ}C \} \quad h_{1,LPC} = 284,15 \text{ kJ/kg} \quad P_{r1,LPC} = 1,1457$$

İzantropik durum için LPC kompresör çıkış şartları:

$$P_{r2,LPC} = \frac{P_{2,LPC}}{P_{1,LPC}} \cdot P_{r1,LPC} = \frac{2,4}{1} \cdot 1,1457 = 2,7496$$

$$P_{r2,LPC} = 2,7496 \} \quad h_{2s,LPC} = 365,26 \text{ kJ/kg} \quad T_{2s,LPC} = 91,6^{\circ}C$$

$$\dot{w}_{LPC} = -(1,38 \text{ kg/s} \times 2257,6 \text{ kJ/kg}) - 129,47 \text{ kg/s} \times \left(\frac{365,26 \text{ kJ/kg} - 284,15 \text{ kJ/kg}}{0,88} \right)$$

$$\dot{w}_{LPC} = -15048 \text{ kW}$$

HPC için :

HPC giriş şartları:

$$T_{1,HPC} = 87^{\circ}C \} \quad h_{1,HPC} = 360,57 \text{ kJ/kg} \quad P_{r1,HPC} = 2,6266$$

İzantropik durum için HPC kompresör çıkış şartları:

$$P_{r2,HPC} = \frac{P_{2,HPC}}{P_{1,HPC}} \cdot P_{r1,HPC} = \frac{29,8}{2,2} \cdot 2,6266 = 35,5784$$

$$P_{r2,HPC} = 35,5784 \} \quad h_{2s,HPC} = 756,90 \text{ kJ/kg} \quad T_{2s,HPC} = 467,4^\circ C$$

$$\dot{w}_{HPC} = -129,47 \text{ kg/s} \times \left(\frac{756,90 \text{ kJ/kg} - 360,57 \text{ kJ/kg}}{0,88} \right)$$

$$\dot{w}_{HPC} = -58310 \text{ kW}$$

Kompresörde harcanan toplam güç:

$$\dot{w}_{LPC} + \dot{w}_{HPC} = -15048 \text{ kW} - 58310 \text{ kW} = -73358 \text{ kW}$$

4.2.1.1.5 $12^\circ C$ Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Kompresör İş Hesabı.

LPC giriş basıncı : 1 bar

LPC giriş sıcaklığı: $12^\circ C$

LPC çıkış basıncı : 2,4 bar

HPC giriş basıncı : 2,2 bar

HPC giriş sıcaklığı: $88^\circ C$

HPC çıkış basıncı : 29,7 bar

LPC kompresör giriş şartları:

$$T_{1,LPC} = 12^\circ C \} \quad h_{1,LPC} = 285,15 \text{ kJ/kg} \quad P_{r1,LPC} = 1,1600$$

İzantropik durum için LPC kompresör çıkış şartları:

$$P_{r2,LPC} = \frac{P_{2,LPC}}{P_{1,LPC}} \cdot P_{r1,LPC} = \frac{2,4}{1} \cdot 1,1600 = 2,7840$$

$$P_{r2,LPC} = 2,7840 \} \quad h_{2s,LPC} = 366,57 \text{ kJ/kg} \quad T_{2s,LPC} = 92,9^\circ C$$

$$\dot{w}_{LPC} = -(1,38 \text{ kg/s} \times 2257,6 \text{ kJ/kg}) - 129,47 \text{ kg/s} \times \left(\frac{366,57 \text{ kJ/kg} - 285,15 \text{ kJ/kg}}{0,88} \right)$$

$$\dot{w}_{LPC} = -15094 \text{ kW}$$

HPC için :

HPC giriş şartları:

$$T_{1,HPC} = 88^\circ C \} \quad h_{1,HPC} = 361,58 \text{ kJ/kg} \quad P_{r1,HPC} = 2,6520$$

İzantropik durum için HPC kompresör çıkış şartları:

$$P_{r2,HPC} = \frac{P_{2,HPC}}{P_{1,HPC}} \cdot P_{r1,HPC} = \frac{29,7}{2,2} \cdot 2,6520 = 35,8020$$

$$P_{r2,HPC} = 35,8020 \} \quad h_{2s,HPC} = 758,21 \text{ kJ/kg} \quad T_{2s,HPC} = 468,6^\circ C$$

$$\dot{w}_{HPC} = -129,47 \text{ kg/s} \times \left(\frac{758,21 \text{ kJ/kg} - 361,58 \text{ kJ/kg}}{0,88} \right)$$

$$\dot{w}_{HPC} = -58354 \text{ kW}$$

Kompresörde harcanan toplam güç:

$$\dot{w}_{LPC} + \dot{w}_{HPC} = -15094 \text{ kW} - 58354 \text{ kW} = -73448 \text{ kW}$$

4.2.1.1.6 $13^{\circ}C$ Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Kompresör İşi Hesabı.

LPC giriş basıncı : 1 bar

LPC giriş sıcaklığı: $13^{\circ}C$

LPC çıkış basıncı : 2,4 bar

HPC giriş basıncı : 2,2 bar

HPC giriş sıcaklığı: $90^{\circ}C$

HPC çıkış basıncı : 29,5 bar

LPC kompresör giriş şartları:

$$T_{1,LPC} = 13^{\circ}C \} \quad h_{1,LPC} = 286,15 \text{ kJ/kg} \quad P_{r1,LPC} = 1,1742$$

İzantropik durum için LPC kompresör çıkış şartları:

$$P_{r2,LPC} = \frac{P_{2,LPC}}{P_{1,LPC}} \cdot P_{r1,LPC} = \frac{2,4}{1} \cdot 1,1742 = 2,8180$$

$$P_{r2,LPC} = 2,8180 \} \quad h_{2s,LPC} = 367,86 \text{ kJ/kg} \quad T_{2s,LPC} = 94,2^{\circ}C$$

$$\dot{w}_{LPC} = -(1,38 \text{ kg/s} \times 2257,6 \text{ kJ/kg}) - 129,47 \text{ kg/s} \times \left(\frac{367,86 \text{ kJ/kg} - 286,15 \text{ kJ/kg}}{0,88} \right)$$

$$\dot{w}_{LPC} = -15137 \text{ kW}$$

HPC için :

HPC giriş şartları:

$$T_{1,HPC} = 90^{\circ}C \} \quad h_{1,HPC} = 363,60 \text{ kJ/kg} \quad P_{r1,HPC} = 2,7058$$

İzantropik durum için HPC kompresör çıkış şartları:

$$P_{r2,HPC} = \frac{P_{2,HPC}}{P_{1,HPC}} \cdot P_{r1,HPC} = \frac{29,5}{2,2} \cdot 2,7058 = 36,2820$$

$$P_{r2,HPC} = 36,2820 \quad \left. \vphantom{P_{r2,HPC}} \right\} \quad h_{2s,HPC} = 761,03 \text{ kJ/kg} \quad T_{2s,HPC} = 471,2^\circ\text{C}$$

$$\dot{w}_{HPC} = -129,47 \text{ kg/s} \times \left(\frac{761,03 \text{ kJ/kg} - 363,60 \text{ kJ/kg}}{0,88} \right)$$

$$\dot{w}_{HPC} = -58471 \text{ kW}$$

Kompresörde harcanan toplam güç:

$$\dot{w}_{LPC} + \dot{w}_{HPC} = -15131 \text{ kW} - 58471 \text{ kW} = -73602 \text{ kW}$$

4.2.1.1.7 14° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Kompresör İşi Hesabı.

LPC giriş basıncı : 1 bar

LPC giriş sıcaklığı: 14° C

LPC çıkış basıncı : 2,4 bar

HPC giriş basıncı : 2,2 bar

HPC giriş sıcaklığı: 92° C

HPC çıkış basıncı : 30 bar

LPC kompresör giriş şartları:

$$T_{1,LPC} = 14^\circ\text{C} \quad \left. \vphantom{T_{1,LPC}} \right\} \quad h_{1,LPC} = 287,16 \text{ kJ/kg} \quad P_{r1,LPC} = 1,1884$$

İzantropik durum için LPC kompresör çıkış şartları:

$$P_{r2,LPC} = \frac{P_{2,LPC}}{P_{1,LPC}} \cdot P_{r1,LPC} = \frac{2,4}{1} \cdot 1,1884 = 2,8521$$

$$P_{r2,LPC} = 2,8521 \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \quad h_{2s,LPC} = 369,15 \text{ kJ/kg} \quad T_{2s,LPC} = 95,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{w}_{LPC} = -(1,38 \text{ kg/s} \times 2257,6 \text{ kJ/kg}) - 129,47 \text{ kg/s} \times \left(\frac{369,15 \text{ kJ/kg} - 287,16 \text{ kJ/kg}}{0,88} \right)$$

$$\dot{w}_{LPC} = -15178 \text{ kW}$$

HPC için :

HPC giriş şartları:

$$T_{1,HPC} = 92 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \quad h_{1,HPC} = 365,62 \text{ kJ/kg} \quad P_{r1,HPC} = 2,7590$$

İzantropik durum için HPC kompresör çıkış şartları:

$$P_{r2,HPC} = \frac{P_{2,HPC}}{P_{1,HPC}} \cdot P_{r1,HPC} = \frac{30}{2,2} \cdot 2,7590 = 37,6227$$

$$P_{r2,HPC} = 37,6227 \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \quad h_{2s,HPC} = 768,84 \text{ kJ/kg} \quad T_{2s,HPC} = 478,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

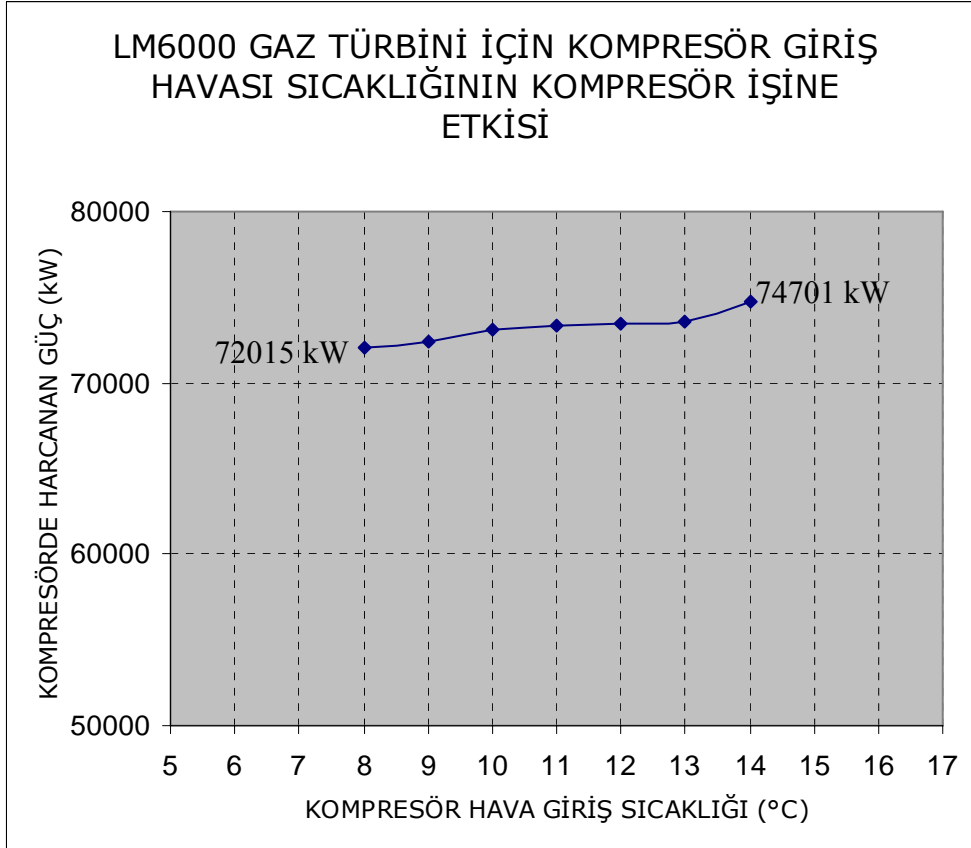
$$\dot{w}_{HPC} = -129,47 \text{ kg/s} \times \left(\frac{768,84 \text{ kJ/kg} - 365,62 \text{ kJ/kg}}{0,88} \right)$$

$$\dot{w}_{HPC} = -59323 \text{ kW}$$

Kompresörde harcanan toplam güç:

$$\dot{w}_{LPC} + \dot{w}_{HPC} = -15378 \text{ kW} - 59323 \text{ kW} = -74701 \text{ kW}$$

4.2.1.1.8 Kompresör İşinin Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı ile Değişim Grafiği



Şekil 4.8 Kompresör giriş hava sıcaklığının kompresör işine etkisi

Kompresör giriş havasının $8^{\circ}C$ den $14^{\circ}C$ ye yükselmesi sonucunda kompresörde 2686 kW lık ekstra bir iş harcanmıştır.

4.2.1.2 Yanma Hesapları

İşletme içerisinde bulunan kromatograf cihazı ile doğalgazın bileşenleri ölçülmüş ve Tablo 4.3 'de oranları verilmiştir.

Tablo 4.3 Çevrimde kullanılan doğalgazın analiz raporu

Analysis

Date-Time: 08/30/09 07:56 Analysis Time: 240 Cycle Time: 250
Stream: 1 HAT GAZI Mode: ANLY Cycle Start Time: 07:51
Analyzer: 148096 Strm Seq:1
HABAS - BOTAS RMS-A ISTASYONU
IZMIR

	Primary	Secondary
Reference Temperature - Combustion DEGC	15.00	15.00
Reference Temperature - Metering DEGC	15.00	15.00
Calorific Value - Units	kCal/m ³	MJ/m ³

Component Name	Mole Percent	Relative Density	Superior CV Pri Units	Inferior CV Pri Units	Superior CV Sec Units
C6+ 47/35/17	0.0686	0.0023	32.2789	29.9086	0.1351
PROPANE	1.0656	0.0162	239.0860	219.9540	1.0010
i-BUTANE	0.1708	0.0034	49.5394	45.7055	0.2074
n-BUTANE	0.2297	0.0046	66.8164	61.6618	0.2797
NEOPENTANE	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
i-PENTANE	0.0711	0.0018	25.3729	23.4576	0.1062
n-PENTANE	0.0467	0.0012	16.6899	15.4324	0.0699
NITROGEN	1.4212	0.0137	0.0000	0.0000	0.0000
METHANE	93.6300	0.5186	8432.2700	7591.7500	35.3042
CARBON DIOXIDE	0.2648	0.0040	0.0000	0.0000	0.0000
ETHANE	3.0315	0.0315	478.3550	437.5360	2.0028
TOTALS	100.0000	0.5974	9340.4100	8425.4000	39.1064

Atık ısı kazanı bacasından çıkan gazın analizi Tablo 4.4'deki raporda verilmiştir. Bu raporda belirtilen oranlar aynı zamanda gaz türbini yanma odası çıkış değerleridir.

Tablo 4.4 Santral baca gazı ölçüm raporu

ÖLÇÜM SONUÇLARI

BACA ADI: 1 NO'LU SANTRAL BACASI

ÖLÇÜM TARİHİ: 05.09.2007

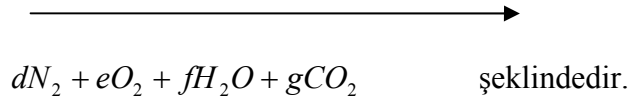
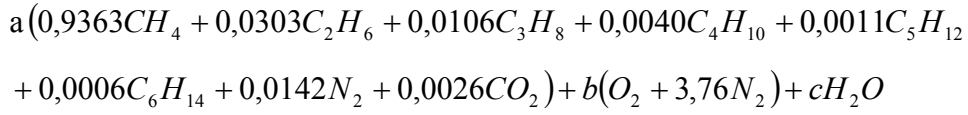
Kullanılan Yakıt Türü : Doğalgaz

Baca Yüksekliği (m): 35		Baca Çıkış Kesiti (m ²): 8,5530				Ortalama değer
Baca Gazı Nem Oranı (%): 9,3		Baca Basıncı (mbar): 1021,14				
Baca gazı sıcaklığı		° C	147	148	147	147
Karbon dioksit (CO ₂)		%	3,1	3,1	3,1	3,1
Oksijen (O ₂)		%	15,5	15,4	15,5	15,5
Karbon monoksit (CO)	Bacada ölçülen değer	mg/Nm ³	16	18	19	18
	%15 oksijene göre düzeltilmiş değer	mg/Nm ³	18	19	20	19
	Kütleli debi	kg/saat	5,75	6,22	6,72	6,22
Kükürt dioksit (SO ₂)	Bacada ölçülen değer	mg/Nm ³	0	0	0	0
	%15 oksijene göre düzeltilmiş değer	mg/Nm ³	0	0	0	0
	Kütleli debi	kg/saat	0	0	0	0
Azot oksitler (NO ₂ olarak)	Bacada ölçülen değer	mg/Nm ³	131	133	136	133
	%15 oksijene göre düzeltilmiş değer	mg/Nm ³	144	143	148	145
	Kütleli debi	kg/saat	46,47	47,41	48,56	47,48
Toz	Bacada ölçülen değer	mg/Nm ³	1	1	1	1
	%15 oksijene göre düzeltilmiş değer	mg/Nm ³	1	1	1	1
	Kütleli debi	kg/saat	0,35	0,36	0,36	0,36
İslilik	Bacada ölçülen değer	bacharach	1	1	1	1
Baca Gazı Çıkış Hızı (Baca şartlarında)		m/sn	19,38	19,51	19,51	19,46
Hacimsel Gaz Debisi						
Baca şartlarında		m ³ /saat	596599	600727	600672	599333
Normal şartlarda (0°C ve 1 atm.),Kuru bazda		Nm ³ /saat	353602	355211	358302	355705

Atık gazın ölçüm sonuçlarını özetlersek atık gazın içindeki gazların ve su buharının miktarları aşağıda verilmiştir. CO ve NO₂ gazları yüzbinde 9 gibi mertebelerde olduğu için hesaplara dahil edilmemiştir.



İşletme içerisinde bulunan kromatograf cihazı ile ölçülen doğalgazın bileşenlerine göre yanma denklemi;



Yanma esnasında sisteme yaklaşık 8000 kg/h yakıt, 5000 kg/h su, 466107 kg/h hava verildiği bilindiğine göre yanma denklemindeki katsayılar bulunabilir.

Tablo 4.5 Yanma işlemine giren bileşenlerin ağırlıkları

BİLEŞEN	GİREN MİKTARI	MOLEKÜL AĞIRLIĞI	GİREN BİLEŞENİN TOPLAM AĞIRLIĞI
C	1,0575a	12	12(1,0575a)
H	4,0761a+2c	1	1(4,0761a+2c)
O	0,0052a+2b+c	16	16(0,0052a+2b+c)
N	0,0284a+7,52b	14	14(0,0284a+7,52b)

Tablo 4.6 Yanma işleminden çıkan bileşenlerin ağırlıkları

BİLEŞEN	ÇIKAN MİKTARI	MOLEKÜL AĞIRLIĞI	ÇIKAN BİLEŞENİN TOPLAM AĞIRLIĞI
C	g	12	12 (g)
H	2f	1	1(2f)
O	2e+f+2g	16	16(2e+f+2g)
N	2d	14	14(2d)

Toplam giren kütlelerine göre:

$$12(1,0575a) + 1(4,0761a + 2c) + 16(0,0052a + 2b + c) + 14(0,0284a + 7,52b) = 479107$$

Toplam çıkan kütlelerine göre:

$$12(g) + 1(2f) + 16(2e + f + 2g) + 14(2d) = 479107$$

Giren ve çıkan C mol sayıları eşitliğinden:

$$1,0575a = g$$

Giren ve çıkan H mol sayıları eşitliğinden:

$$4,0761a + 2c = 2f$$

Giren ve çıkan O mol sayıları eşitliğinden:

$$0,0052a + 2b + c = 2e + f + 2g$$

Giren ve çıkan N mol sayıları eşitliğinden:

$$0,0284a + 7,52b = 2d$$

Yakıt içindeki bileşenlerin kütlesi:

$$12(1,0575a) + 1(4,0761a) + 16(0,0052a) + 14(0,0284a) = 8000$$

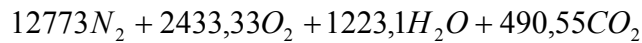
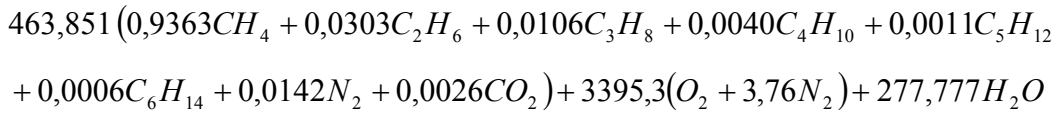
Hava içindeki bileşenlerin kütlesi:

$$16(2b) + 14(7,52b) = 466107$$

Su içindeki bileşenlerin kütlesi:

$$1(2c) + 16(c) = 5000$$

Yukarıdaki denklemler çözüldüğünde 1 saat boyunca kullanılan yakıt, hava, su ve çıkan ürünlerin mol cinsinden değerleri bulunur ve yanma denklemi yazılabilir.



Bu yanma denkleminin sonucuna göre çıkan ürünlerin yüzdesi:

$$N_2 : \%75,49 \quad O_2 : \% 14,4 \quad H_2O : \% 7,22 \quad CO_2 : \% 2,89$$

Tablo 4.7’de yanma denkleminde göre çıkan ürün yüzdeleri ile baca gazı analizine göre çıkan ürün yüzdeleri karşılaştırılmıştır.

Tablo 4.7 Yanma işleminden çıkan ürün yüzdelerinin karşılaştırılması

ÇIKAN ÜRÜN YÜZDELERİ		
BİLEŞEN	YANMA DENKLEMİNE GÖRE ORANLAR	BACA GAZI ANALİZİNE GÖRE ORANLAR
N_2	%75,49	%72,10
O_2	% 14,4	% 15,50
H_2O	% 7,22	% 9,30
CO_2	% 2,89	% 3,10

Oranlara bakıldığında N_2 bileşeninin % 3,39’lik bir hata oranı ile yanma denkleminde göre hesaplandığı görülmüştür. Bu hesap farkının birden fazla sebebi olabilir. Baca gazı analizi yapıldığı andaki hava/yakıt oranı, baca gazı ölçümü yapan analizör cihazının kalibrasyonu önemli etkenlerdir.

Giren ürünlerde suyun görülmesinin sebebi işletme bünyesinde çalışan LM6000 gaz türbini LPC kompresör girişine havanın daha kolay sıkıştırılabilmesi amacıyla su püskürtülmesidir..

4.2.1.2.1 Hava/Yakıt Oranı Hesabı. Yanma odasına girenler:

466107 kg/h hava,

8000 kg/h yakıt,

5000 kg/h su

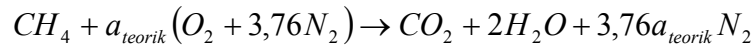
Hava yakıt oranı, havanın kütlesinin yakıtın kütlesine oranıdır.

$$m_{HAVA} = 466107 \text{ kg}$$

$$m_{YAKIT} = 8000 \text{ kg}$$

$$HY = \frac{m_{HAVA}}{m_{YAKIT}} = \frac{466107}{8000} = 58,26 \text{ kg HAVA/kg YAKIT}$$

4.2.1.2.2 Teorik Hava Yüzdesi Hesabı. Yakıtın büyük bir kısmının metan olduğu bir gerçektir. Metan gazının teorik yanma denklemi



O_2 dengesine göre denklemin her iki tarafı eşitlenirse $a_{teorik} = 2$ bulunur.

Gaz türbinin gerçek yanma denkleminde 1 kmol yakıt için harcanan hava miktarı 7,24 kmol dür. Buna göre:

$$\text{Teorik Hava Yüzdesi} = \frac{m_{hava,gerçek}}{m_{hava,teorik}} = \frac{n_{hava,gerçek}}{n_{hava,teorik}}$$

$$\text{Teorik Hava Yüzdesi} = \frac{m_{\text{hava,gerçek}}}{m_{\text{hava,teorik}}} = \frac{n_{\text{hava,gerçek}}}{n_{\text{hava,teorik}}} = \frac{(7,24)(4,76\text{kmol})}{(2)(4,76\text{kmol})} = 3,62 \quad \% 362$$

Yanma işlemi sırasında % 262 fazla hava kullanılmaktadır.

Ayrıca üretici firmanın vermiş olduğu değerlere bakıldığında yanma odasına yanma işlemi için giren hava debisinin $399312 \text{ m}^3 / \text{h}$, doğalgaz debisinin ise $11125 \text{ m}^3 / \text{h}$ olduğu görülmektedir. Hesap kolaylığı ve hava ile yakıtın değişik çevre koşullarında yoğunluk değişimlerinden etkilenmemek için hesaplamalarda ağırlık değerleri kullanılmıştır.

4.2.1.3 Türbinin İzantropik Verim Hesabı

Baca gazı analizine göre çıkan egzoz gazının bileşenleri yüzde olarak hesaplanmıştır.

$$N_2 : \%72,10 \quad O_2 : \% 15,50 \quad H_2O : \% 9,30 \quad CO_2 : \% 3,10$$

Egzoz gazının türbinin girişindeki entalpi değeri;

Yanma denklemi sonucuna göre 1 saatte çıkan ürünler ve kmol sayıları aşağıdaki gibiydi.

$$12773N_2 + 2433,33O_2 + 1223,1H_2O + 490,55CO_2$$

Egzoz gazı içerisindeki bileşenlerin kmol miktarlarından egzoz gazının içerisindeki ısı miktarı kJ cinsinden bulunabilir. Ve bulunan bu değer toplam egzoz gazı debisine bölüldüğünde egzoz gazının istenen sıcaklıktaki entalpi değerine ulaşılabilir.

Yanma denklemi sonucunda;

$$N_2 \text{ gazının mol sayısı } d = 12773 \text{ kmol}$$

$$O_2 \text{ gazının mol sayısı } e = 2433,33 \text{ kmol}$$

$$H_2O \text{ gazının mol sayısı } f = 1223,1 \text{ kmol}$$

$$CO_2 \text{ gazının mol sayısı } d = 490,55 \text{ kmol} \quad \text{bulunmuştur.}$$

Tablo 4.8 Yanma ürünlerinin türbin giriş ve çıkışındaki entalpi değerleri

BİLEŞEN	$\bar{h}_{1160^\circ C}$ (kj / kmol)	$\bar{h}_{438^\circ C}$ (kj / kmol)
N_2	44745	20942
O_2	46847	21547
H_2O	54874	24501
CO_2	67180	27671

Türbin girişinde $1160^\circ C$ sıcaklık için egzoz gazının entalpisi:

$$h_{egzoz(1160^\circ C)} = \frac{(d \times \bar{h}_{N_2(1160^\circ C)}) + (e \times \bar{h}_{O_2(1160^\circ C)}) + (f \times \bar{h}_{H_2O(1160^\circ C)}) + (g \times \bar{h}_{CO_2(1160^\circ C)}) \text{ kj}}{479107 \text{ kg}}$$

$$h_{egzoz(1160^\circ C)} = \frac{(12773 \times 44745 + 2433,33 \times 46847 + 1223,1 \times 54874 + 490,55 \times 67180) \text{ kj}}{479107 \text{ kg}}$$

$$h_{egzoz(1160^\circ C)} = 1639,70 \text{ kj / kg} \quad h_3 = 1639,70 \text{ kj / kg}$$

Türbin çıkışında $438^\circ C$ sıcaklık için egzoz gazının entalpisi:

$$h_{egzoz(438^\circ C)} = \frac{(d \times \bar{h}_{N_2(438^\circ C)}) + (e \times \bar{h}_{O_2(438^\circ C)}) + (f \times \bar{h}_{H_2O(438^\circ C)}) + (g \times \bar{h}_{CO_2(438^\circ C)}) \text{ kj}}{479107 \text{ kg}}$$

$$h_{egzoz(438^{\circ}C)} = \frac{(12773 \times 20942 + 2433,33 \times 21547 + 1223,1 \times 24501 + 490,55 \times 27671) \text{ kJ}}{479107 \text{ kg}}$$

$$h_{egzoz(438^{\circ}C)} = 758,62 \text{ kJ/kg} \quad h_4 = 758,62 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Türbin giriş şartı } T_3 = 1160^{\circ}C \} P_{r3} = 496,2$$

İzantropik durum için türbin çıkış şartları;

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} \cdot P_{r3} = \frac{1}{28,2} \cdot 496,2 = 17,59$$

$$P_{r4} = 17,59 \} \text{ için } T_{4s} = 339^{\circ}C$$

$T_{4s} = 339^{\circ}C$ için:

Tablo 4.9 Yanma ürünlerinin izantropik çıkış sıcaklığı için entalpi değerleri

BİLEŞEN	$\bar{h}_{339^{\circ}C}$ (kJ/kmol)
N_2	17924
O_2	18314
H_2O	22849
CO_2	20838

$$h_{egzoz(339^{\circ}C)} = \frac{(d \times \bar{h}_{N_2(339^{\circ}C)}) + (e \times \bar{h}_{O_2(339^{\circ}C)}) + (f \times \bar{h}_{H_2O(339^{\circ}C)}) + (g \times \bar{h}_{CO_2(339^{\circ}C)}) \text{ kJ}}{479107 \text{ kg}}$$

$$h_{egzoz(339^{\circ}C)} = \frac{(12773 \times 17924 + 2433,33 \times 18314 + 1223,1 \times 22849 + 490,55 \times 20838) \text{ kJ}}{479107 \text{ kg}}$$

$$h_{\text{egzoz}(339^{\circ}C)} = 650,53 \text{ kJ/kg} \quad h_{4s} = 650,53 \text{ kJ/kg}$$

Türbin izantropik verim ifadesi denklem 3.5'e göre;

$$\eta_t = \frac{h_4 - h_3}{h_{4s} - h_3}$$

$$\eta_t = \frac{h_4 - h_3}{h_{4s} - h_3} = \frac{758,62 - 1639,70}{650,53 - 1639,70} = 0,89 \quad \text{bulunur.}$$

4.2.1.4 Türbin İşi Hesabı

$$w_t = h_3 - h_4$$

$$w_t = h_3 - h_4 = (1639,70 - 758,62) \text{ kJ/kg} = 881,08 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{w}_t = m(h_3 - h_4) = \frac{479107 \text{ kg/h}}{3600} (1639,70 - 758,62) \text{ kJ/kg} = 117258 \text{ kW}$$

4.2.1.5 Geri İş Oranı Hesabı

$$r_{gi} = \frac{\dot{w}_k}{\dot{w}_t}$$

4.2.1.5.1 8°C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Geri İş Oranı Hesabı.

$$r_{gi} = \frac{\dot{w}_k}{\dot{w}_t} = \frac{72015 \text{ kW}}{117258 \text{ kW}} = 0,614$$

Türbinden elde edilen gücün % 61,4'ü kompresörü çalıştırmak için kullanılmaktadır.

4.2.1.5.2 9° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Geri İş Oranı Hesabı.

$$r_{gi} = \frac{\dot{w}_k}{\dot{w}_t} = \frac{72376 kW}{117258 kW} = 0,617$$

4.2.1.5.3 10° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Geri İş Oranı Hesabı.

$$r_{gi} = \frac{\dot{w}_k}{\dot{w}_t} = \frac{73159 kW}{117258 kW} = 0,623$$

4.2.1.5.4 11° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Geri İş Oranı Hesabı.

$$r_{gi} = \frac{\dot{w}_k}{\dot{w}_t} = \frac{73358 kW}{117258 kW} = 0,625$$

4.2.1.5.5 12° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Geri İş Oranı Hesabı.

$$r_{gi} = \frac{\dot{w}_k}{\dot{w}_t} = \frac{73448 kW}{117258 kW} = 0,626$$

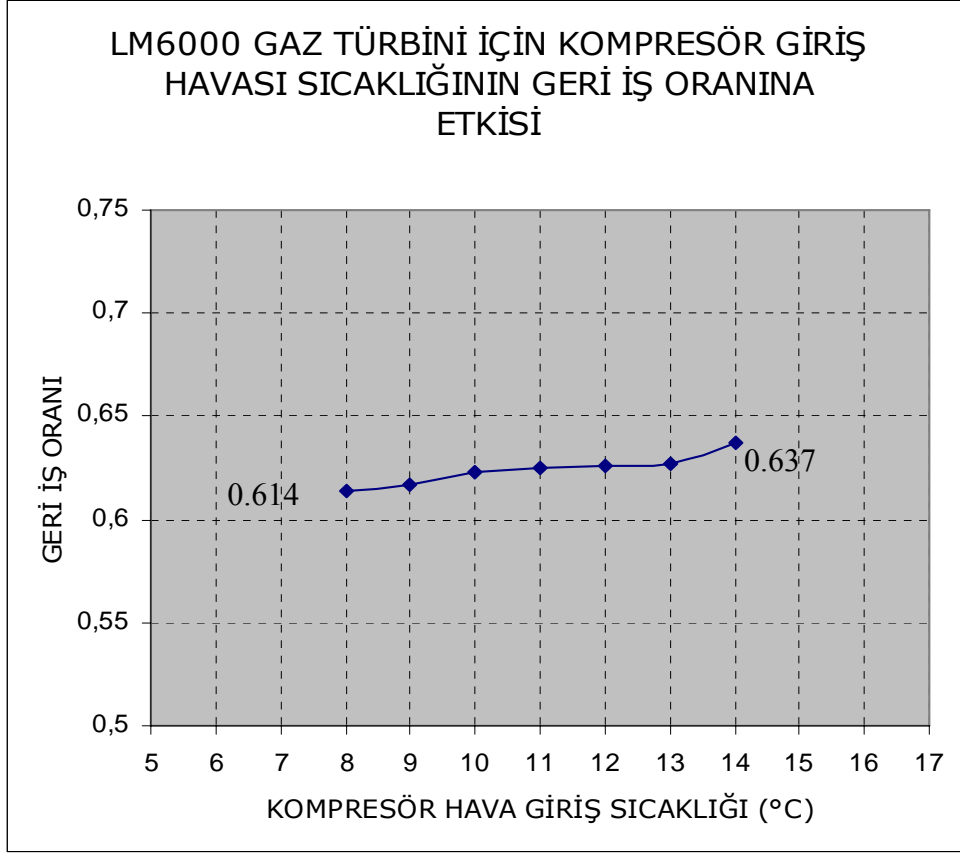
4.2.1.5.6 13° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Geri İş Oranı Hesabı.

$$r_{gi} = \frac{\dot{w}_k}{\dot{w}_t} = \frac{73602 kW}{117258 kW} = 0,627$$

4.2.1.5.7 14° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Geri İş Oranı Hesabı.

$$r_{gi} = \frac{\dot{w}_k}{\dot{w}_t} = \frac{74701 kW}{117258 kW} = 0,637$$

4.2.1.5.8 Geri İş Oranının Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı ile Değişim Grafiği



Şekil 4.9 Kompresör giriş hava sıcaklığının geri iş oranına etkisi

Kompresör giriş havasının 8°C den 14°C ye yükselmesi geri iş oranını 0,023 oranında arttırmıştır.

4.2.1.6 Isıl Verim Hesabı

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{q}_g}$$

$$\dot{q}_g = \dot{m}_{toplam} (h_3 - h_2)$$

$$\dot{m}_{toplam} = \frac{479107 \text{ kg/h}}{3600} = 133,08 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_k$$

4.2.1.6.1 8°C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Isıl Verim Hesabı.

$$T_2 = 494^\circ C \} h_2 = 785,83 \text{ kJ / kg}$$

$$\dot{q}_g = \dot{m}_{toplam} (h_3 - h_2) = 133,08 \text{ kg / s} (1639,70 - 785,83) \text{ kJ / kg} = 113633 \text{ kW}$$

$$\dot{w}_{net} = \dot{w}_t - \dot{w}_k = 117258 \text{ kW} - 72015 \text{ kW} = 45243 \text{ kW}$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{w}_{net}}{\dot{q}_g} = \frac{45243}{113633} = 0,398 \quad \% 39,8$$

4.2.1.6.2 9°C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Isıl Verim Hesabı.

$$T_2 = 501^\circ C \} h_2 = 793,47 \text{ kJ / kg}$$

$$\dot{q}_g = \dot{m}_{toplam} (h_3 - h_2) = 133,08 \text{ kg / s} (1639,70 - 793,47) \text{ kJ / kg} = 112616 \text{ kW}$$

$$\dot{w}_{net} = \dot{w}_t - \dot{w}_k = 117258 \text{ kW} - 72376 \text{ kW} = 44882 \text{ kW}$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{w}_{net}}{\dot{q}_g} = \frac{44882}{112616} = 0,398 \quad \% 39,8$$

4.2.1.6.3 10°C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Isıl Verim Hesabı.

$$T_2 = 515^\circ C \} h_2 = 808,79 \text{ kJ / kg}$$

$$\dot{q}_g = \dot{m}_{toplam} (h_3 - h_2) = 133,08 \text{ kg / s} (1639,70 - 808,79) \text{ kJ / kg} = 110577 \text{ kW}$$

$$\dot{w}_{net} = \dot{w}_t - \dot{w}_k = 117258 \text{ kW} - 73159 \text{ kW} = 44099 \text{ kW}$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{w}_{net}}{\dot{q}_g} = \frac{44099}{110577} = 0,398 \quad \% 39,8$$

4.2.1.6.4 11° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Isıl Verim Hesabı.

$$T_2 = 514^\circ \text{ C} \quad \} \quad h_2 = 807,69 \text{ kJ / kg}$$

$$\dot{q}_g = \dot{m}_{toplam} (h_3 - h_2) = 133,08 \text{ kg / s} (1639,70 - 807,69) \text{ kJ / kg} = 110723 \text{ kW}$$

$$\dot{w}_{net} = \dot{w}_t - \dot{w}_k = 117258 \text{ kW} - 73358 \text{ kW} = 43900 \text{ kW}$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{w}_{net}}{\dot{q}_g} = \frac{43900}{110723} = 0,396 \quad \% 39,6$$

4.2.1.6.5 12° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Isıl Verim Hesabı.

$$T_2 = 514^\circ \text{ C} \quad \} \quad h_2 = 807,69 \text{ kJ / kg}$$

$$\dot{q}_g = \dot{m}_{toplam} (h_3 - h_2) = 133,08 \text{ kg / s} (1639,70 - 807,69) \text{ kJ / kg} = 110723 \text{ kW}$$

$$\dot{w}_{net} = \dot{w}_t - \dot{w}_k = 117258 \text{ kW} - 73448 \text{ kW} = 43810 \text{ kW}$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{w}_{net}}{\dot{q}_g} = \frac{43810}{110723} = 0,395 \quad \% 39,5$$

4.2.1.6.6 13° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Isıl Verim Hesabı.

$$T_2 = 514^\circ C \} h_2 = 807,69 \text{ kJ / kg}$$

$$\dot{q}_g = \dot{m}_{toplama} (h_3 - h_2) = 133,08 \text{ kg / s} (1639,70 - 807,69) \text{ kJ / kg} = 110723 \text{ kW}$$

$$\dot{w}_{net} = \dot{w}_t - \dot{w}_k = 117258 \text{ kW} - 73602 \text{ kW} = 43656 \text{ kW}$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{w}_{net}}{\dot{q}_g} = \frac{43656}{110723} = 0,394 \quad \% 39,4$$

4.2.1.6.7 14° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Isıl Verim Hesabı.

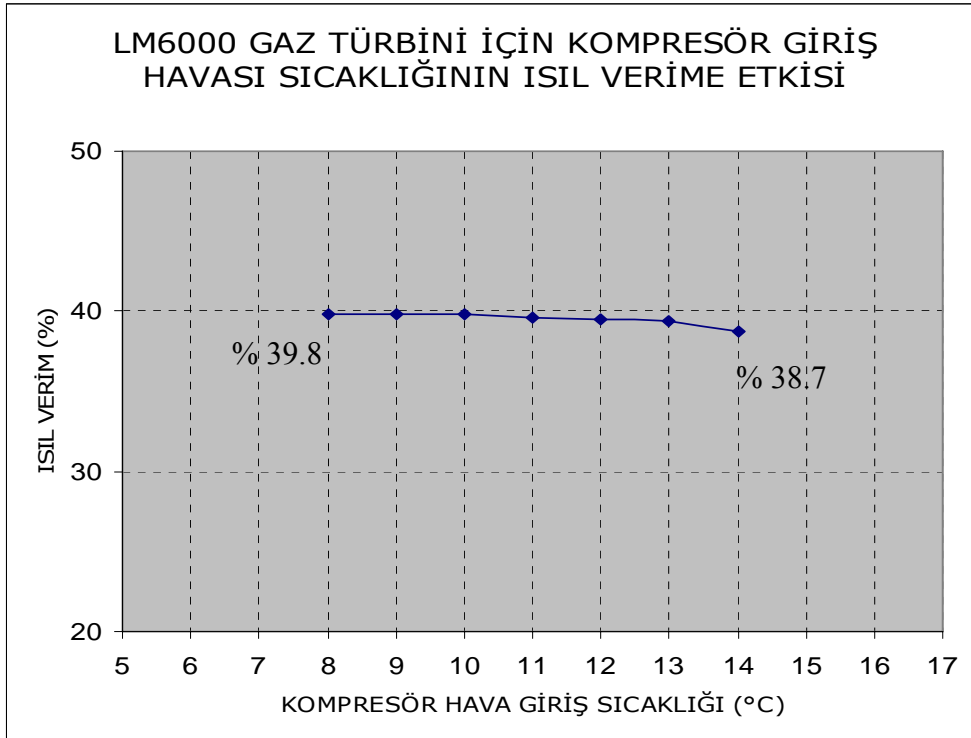
$$T_2 = 520^\circ C \} h_2 = 814,26 \text{ kJ / kg}$$

$$\dot{q}_g = \dot{m}_{toplama} (h_3 - h_2) = 133,08 \text{ kg / s} (1639,70 - 814,26) \text{ kJ / kg} = 109849 \text{ kW}$$

$$\dot{w}_{net} = \dot{w}_t - \dot{w}_k = 117258 \text{ kW} - 74701 \text{ kW} = 42557 \text{ kW}$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{w}_{net}}{\dot{q}_g} = \frac{42557}{109849} = 0,387 \quad \% 38,7$$

4.2.1.6.8 Isıl Verimin Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı ile Değişim Grafiği



Şekil 4.10 Kompresör giriş hava sıcaklığının ısı verime etkisi (net işin yanma odasında akışkana verilen ısı enerjisine oranı)

Kompresör giriş havasının $8^{\circ}C$ den $14^{\circ}C$ ye yükselmesi ısı verimi % 1,1 oranında azaltmıştır.

4.2.1.7 Brayton Çevriminin Genel Verim Hesabı

Brayton çevriminin genel verimi çevrimden elde edilen net işin çevrime verilen ısı enerjisine oranıdır.

$$\eta_{genel,brayton} = \frac{\dot{W}_{net,brayton}}{\dot{Q}_g}$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{doğalgaz} \times LHV_{doğalgaz}$$

$$\dot{Q}_g = 2,222 \text{ kg/s} \times 59060 \text{ kJ/kg} = 131231 \text{ kW}$$

4.2.1.7.1 8° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Genel Verim Hesabı.

$$\eta_{genel,brayton} = \frac{\dot{W}_{net,brayton}}{\dot{Q}_g} = \frac{45243}{131231} = 0,344 \quad \%34,4$$

4.2.1.7.2 9° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Genel Verim Hesabı.

$$\eta_{genel,brayton} = \frac{\dot{W}_{net,brayton}}{\dot{Q}_g} = \frac{44882}{131231} = 0,342 \quad \%34,2$$

4.2.1.7.3 10° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Genel Verim Hesabı.

$$\eta_{genel,brayton} = \frac{\dot{W}_{net,brayton}}{\dot{Q}_g} = \frac{44099}{131231} = 0,336 \quad \%33,6$$

4.2.1.7.4 11° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Genel Verim Hesabı.

$$\eta_{genel,brayton} = \frac{\dot{W}_{net,brayton}}{\dot{Q}_g} = \frac{43900}{131231} = 0,334 \quad \%33,4$$

4.2.1.7.5 12° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Genel Verim Hesabı.

$$\eta_{genel,brayton} = \frac{\dot{W}_{net,brayton}}{\dot{Q}_g} = \frac{43810}{131231} = 0,333 \quad \%33,3$$

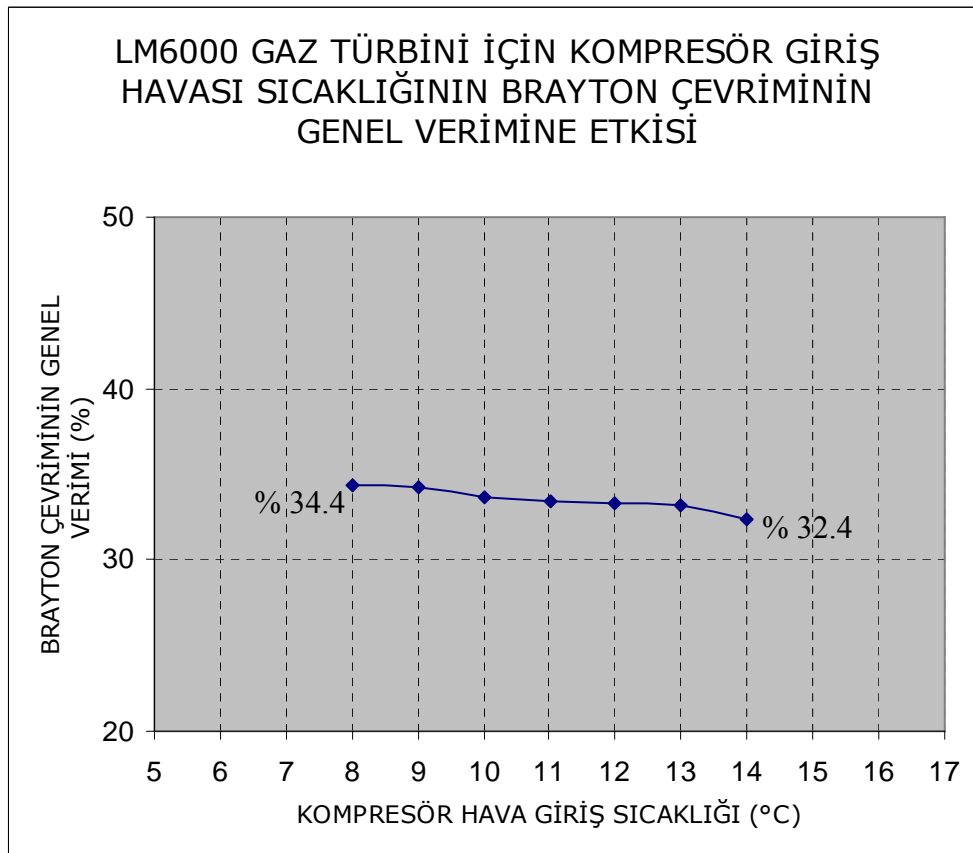
4.2.1.7.6 13° C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Genel Verim Hesabı.

$$\eta_{genel,brayton} = \frac{\dot{W}_{net,brayton}}{\dot{Q}_g} = \frac{43656}{131231} = 0,332 \quad \%33,2$$

4.2.1.7.7 14°C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Genel Verim Hesabı.

$$\eta_{genel,brayton} = \frac{\dot{W}_{net,brayton}}{\dot{Q}_g} = \frac{42557}{131231} = 0,324 \quad \%32,4$$

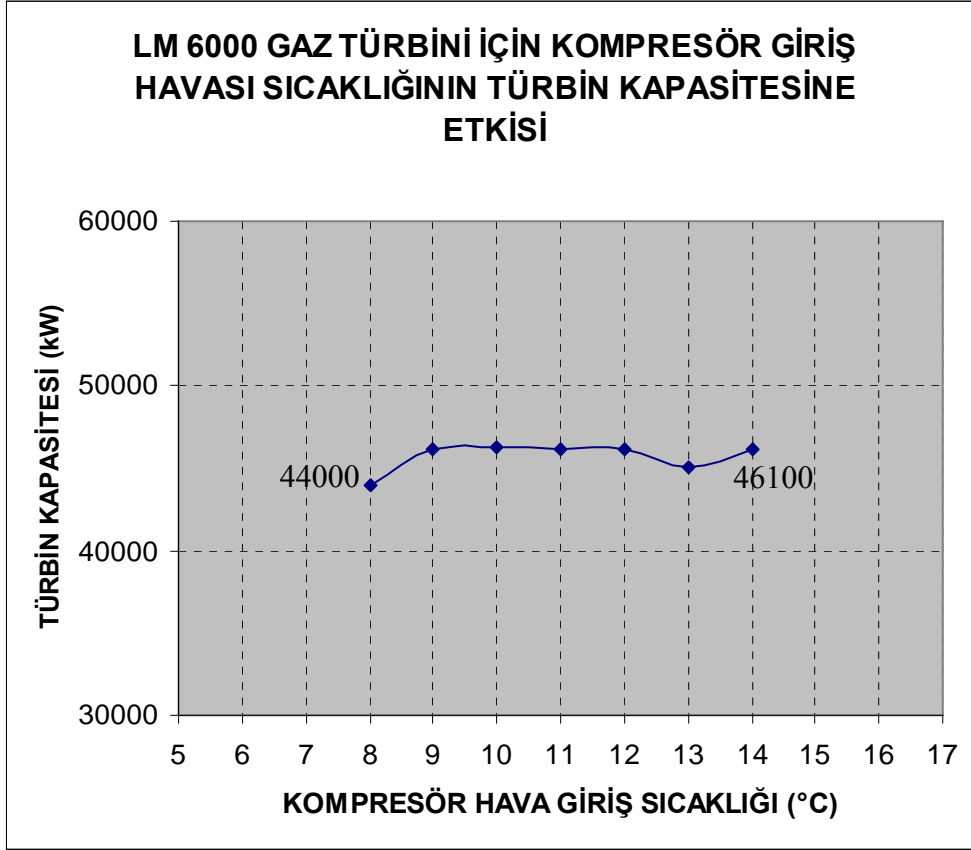
4.2.1.7.8 Brayton Çevriminin Genel Veriminin Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı ile Değişim Grafiği



Şekil 4.11 Kompresör giriş hava sıcaklığının genel verime etkisi (Net işin doğalgaz ısı değerine oranı)

Kompresör giriş havasının 8°C den 14°C ye yükselmesi Brayton çevriminin genel verimini % 2 oranında azaltmıştır.

4.2.1.8 *Türbin Kapasitesinin Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı ile Değişim Grafiği*



Şekil 4.12 Kompresör giriş havası sıcaklığının türbin kapasitesine etkisi

Eğrinin inişli çıkışlı olmasının nedeni şebeke frekansına bağlı olarak çalışan jeneratörün gücünün frekansa bağlı olarak anlık değişimidir. Şebeke frekansı düştükçe güç artar. Grafikteki değerler anlık alınmıştır.

BÖLÜM BEŞ

RANKINE ÇEVİRİMİ İÇİN TERMODİNAMİK ANALİZ KRİTERLERİ

5.1 Net İş, Pompa İş, Türbin İş

Daha önce Şekil 2.7’de rankine çevrimi şematik olarak verilmişti. Net işi tanımlayabilmek için çevrimde iş üreten ve iş harcayan elemanların belirlenmesi gerekir. Rankine çevriminde iş harcayan eleman pompa, iş üreten eleman ise buhar türbinidir. Rankine çevriminin net işi (w_{net}), buhar türbini işi (w_t) ve pompa işinin (w_p) farkına eşittir.

$$w_t = h_3 - h_4 \quad (5.1)$$

$$w_p = h_2 - h_1 \quad (5.2)$$

$$w_{net} = w_t - w_p \quad (5.3)$$

Denklemlerde, h_1 suyun pompaya giriş entalpisini, h_2 pompada sıkıştırılmış suyun pompadan çıkış entalpisini, h_3 kızdırılmış buharın buhar türbinine giriş entalpisini, h_4 ölü buharın buhar türbininden çıkış entalpisini gösterir.

5.2 Pompanın İzentropik Verimi

Pompanın izentropik verimi izentropik pompa işinin gerçek pompa işine oranıdır.

$$\eta_p = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (5.4)$$

5.3 Buhar Türbininin İzentropik Verimi

Aynı şekilde türbinin izentropik verimide türbinin yaptığı işin bir ölçüsüdür. Türbinin izentropik verimi gerçek türbin işinin izentropik türbin işine oranıdır.

$$\eta_t = \frac{h_4 - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad (5.5)$$

5.4 Isıl Verim

Isıl verim net işin çevrime verilen ısıya oranıdır. Çevrime verilen ısı ise atık ısı kazanı içerisinde gaz türbininden çıkan yanmış egzoz gazlarından pompa tarafından çevrime verilen suya geçen ısı miktarıdır.

$$q_g = h_3 - h_2 \quad (5.6)$$

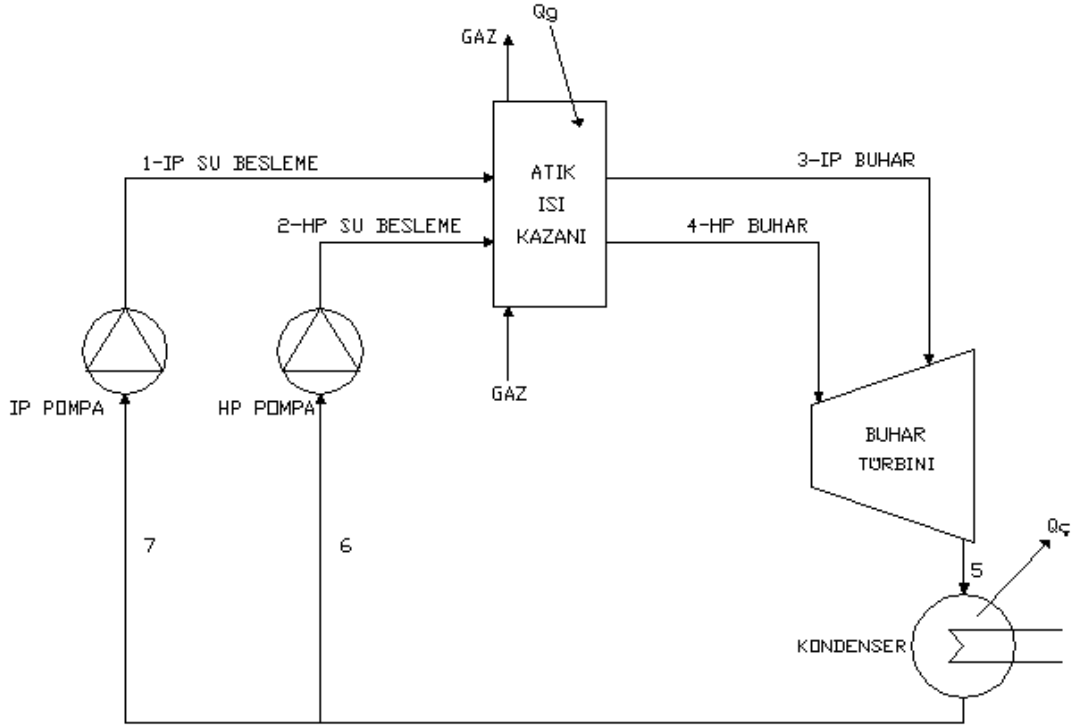
Buna bağlı olarak ısı verim:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_g} \quad \text{şeklinde ifade edilir.} \quad (5.7)$$

BÖLÜM ALTI

HABAŞ DOĞALGAZ KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİNDE RANKINE ÇEVİRİMİNİN İNCELENMESİ

6.1 Su ve Buharın Giriş ve Çıkış Noktalarındaki Değerleri



Şekil 6.1 Rankine çevrimindeki önemli düğüm noktaları

Atık ısı kazanında iki farklı basınçta buhar buhar türbinine gönderildiğine göre rankine çevriminin HP ve IP sistemi için şematik görüntüsü Şekil 6.1’de yeniden düzenlenmiştir. Bu düğüm noktalarına ait basınç, sıcaklık, debi ve entalpi değerleri Tablo 6.1’de verilmiştir.

Tablo 6.1 Dügüm noktalarının basınç, sıcaklık, debi ve entalpi değerleri

HAL NO	FAZ DURUMU	MUTLAK BASINÇ (bar)	SICAKLIK (C)	DEBİ (kg/h)	ENTALPİ (kJ/kg)
1	SIKIŞTIRILMIŞ SIVI	8,56	104,1	13847	436,71
2	SIKIŞTIRILMIŞ SIVI	59,01	104,7	41307	442,92
3	KIZGIN BUHAR	8,41	251	13847	2950,5
4	KIZGIN BUHAR	55,21	422	41307	3241,6
5	DOYMUŞ SIVI-BUHAR KARIŞIMI	0,103	46,4	55154	2328
6	DOYMUŞ SIVI	1,196	104	41307	435,76
7	DOYMUŞ SIVI	1,196	104	13847	435,76

Tablo 6.1'deki değerler incelendiğinde:

IP kazan besleme suyunun atık ısı kazanına giriş sıcaklığı: 104,1 °C

HP kazan besleme suyunun atık ısı kazanına giriş sıcaklığı: 104,7 °C

IP kazan besleme suyunun atık ısı kazanına giriş basıncı: 8,56 bar abs

HP kazan besleme suyunun atık ısı kazanına giriş basıncı: 59,1 bar abs

IP kazan besleme suyu debisi: 13847 kg / h

HP kazan besleme suyu debisi: 41307 kg / h

IP buharının buhar türbinine giriş debisi: 13847 kg / h


HP buharının buhar türbinine giriş debisi: 41307 kg / h

IP buharının buhar türbinine giriş basıncı: 8,41 bar abs

HP buharının buhar türbinine giriş basıncı: 55,21 bar abs

Tablo 6.2 bize buhar türbininin işletme şartlarını göstermektedir.

Tablo 6.2 Buhar türbininin çalışma verileri

 Thermodyn		SPECIFICATION			NUMERD :	
					1X1578 NT 2110	
					Page :	
					3/3	
1 – OPERATING DATA						
	Guaranteed point 5					Units
Inlet conditions						
Pressure	53.8	53.8	53.8			Bar A
Temperature	420.22	420.22	420.22			°C
Steam flow	82386	82386	82386			kg/h
Injection Conditions						
Pressure	8.07	8.07	8.07			Bar A
Temperature	249.2	249.2	249.2			°C
Enthalpy	2948	2948	2948			kJ/kg
Steam flow	27860	27860	27860			kg/h
Exhaust conditions						
Pressure	0.069	0.064	0.103			Bar A
Temperature	38.8	42.5	46.4			°C
Enthalpy	2301.5	2312.8	2328			kJ/kg
Steam flow	110256	110256	110256			kg/h
Water temperature	22	26	30			°C
Turbine speed	4200.00	4200.00	4200.00			rpm
Generator speed	1500.00	1500.00	1500.00			rpm
Water flow rate from the condenser : 4200 m ³ / h						

132

6.2 İdeal ve Gerçek Pompa İşi Hesabı

Bir rankine çevriminde net işi bulabilmek için iş üreten ve iş harcayanların iyi bilinmesi gerekir. Bu sistemde iş harcayan elemanlar pompalar, iş üreten eleman ise buhar türbinidir. Net iş türbin işi ile pompa işinin farkıdır.

7 noktası (IP pompa emiş hattı):

$$P_7 = 1,196 \text{ bar} \left. \vphantom{P_7} \right\} h_7 = h_{f,1,196 \text{ bar}} = 438,51 \text{ kJ/kg}, \quad v_7 = v_{f,1,196 \text{ bar}} = 0,001047 \text{ m}^3/\text{kg}$$

doymuş su

IP sisteminde ideal pompa işinin bulunması:

1 noktası (IP pompa basma hattı):

$$P_1 = 8,56 \text{ bar}$$

$$w_{IPpompa,ideal} = v_7(P_1 - P_7)$$

$$w_{IPpompa,ideal} = 0,001047 \text{ m}^3/\text{kg} \times ((856 - 119,6) \text{ kPa}) = 0,77 \text{ kJ/kg}$$

IP sisteminde gerçek pompa işinin bulunması:

$$w_{IPpompa,gerçek} = h_{\zeta} - h_g = h_1 - h_7 = (436,71 - 435,76) \text{ kJ/kg} = 0,95 \text{ kJ/kg}$$

HP sisteminde ideal pompa işinin bulunması:

2 noktası (HP pompa basma hattı):

$$P_2 = 59,01 \text{ bar} \quad v_6 = v_7 \quad P_6 = P_7$$

$$w_{HPpompa,ideal} = v_6(P_2 - P_6)$$

$$w_{IPpompa,ideal} = 0,001047 \text{ m}^3 / \text{kg} \times ((5901 - 119,6) \text{ kPa}) = 6,05 \text{ kJ} / \text{kg}$$

HP sisteminde gerçek pompa işinin bulunması:

$$w_{HPpompa,gerçek} = h_{\dot{c}} - h_g = h_2 - h_6 = (442,92 - 435,76) \text{ kJ} / \text{kg} = 7,16 \text{ kJ} / \text{kg}$$

6.3 İdeal ve Gerçek Türbin İşi Hesabı

Buhar türbinine IP ve HP sistemlerinden 2 farklı basınç ve sıcaklık değerlerinde buhar girdiği için türbinin gerçek net işi aşağıdaki gibi formülize edilebilir. Öncelikle türbinin 1.kademesine HP sisteminden gelen buhar girer. Türbinin 4.kademesinde ise IP buharıda dahil olur.

Gerçek türbin işinin bulunması:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_4(h_4 - h_3) + (\dot{m}_3 + \dot{m}_4)(h_3 - h_5)$$

$$\dot{W}_t = 11,474 \text{ kg} / \text{s}(3241,6 - 2950,5) \text{ kJ} / \text{kg} + (11,474 + 3,846) \text{ kg} / \text{s}(2950,5 - 2328) \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\dot{W}_t = 12876 \text{ kW}$$

İdeal türbin işinin bulunması:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_4(h_4 - h_{3s}) + (\dot{m}_3 + \dot{m}_4)(h_{3s} - h_{5s})$$

4 noktası (HP buharının buhar türbinine girişi):

$$\left. \begin{array}{l} P_4 = 55,21 \text{ bar} \\ T_4 = 422^\circ \text{ C} \end{array} \right\} h_4 = 3241,60 \text{ kJ} / \text{kg}, \quad s_4 = 6,6668 \text{ kJ} / \text{kgK}$$

3 noktası (HP buharı ile IP buharının buhar türbini içinde birleştiği nokta)

$$s_{3s} = s_{5s} = s_4 = 6,6668 \text{ kJ/kgK}$$

$$\left. \begin{array}{l} s_{3s} = 6,6668 \text{ kJ/kgK} \\ P_3 = 8,41 \text{ bar} \end{array} \right\} h_{3s} = 2780 \text{ kJ/kg}$$

5 noktası (Buhar türbininden çıkış):

$$s_{5s} = 6,6668 \text{ kJ/kgK} \quad P_5 = 0,103 \text{ bar} \quad (\text{doymuş-sıvı buhar karışımı})$$

$$x_5 = \frac{s_{5s} - s_f}{s_{fg}}$$

$$P_5 = 0,103 \text{ bar için}$$

$$s_f = 0,6556 \text{ kJ/kgK} \quad s_{fg} = 7,4860 \text{ kJ/kgK} \quad h_f = 193,87 \text{ kJ/kg} \quad h_{fg} = 2391,61 \text{ kJ/kg}$$

$$x_5 = \frac{6,6668 - 0,6556}{7,4860} = 0,802$$

$$h_{5s} = h_f + x_5 h_{fg}$$

$$h_{5s} = 193,87 + 0,802 \times 2391,61 = 2111,94 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_{ts} = 11,474 \text{ kg/s} (3241,6 - 2780) \text{ kJ/kg} + (11,474 + 3,846) \text{ kg/s} (2780 - 2111,94) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_{ts} = 15531 \text{ kW}$$

6.4 Pompaların İzantropik Verim Hesabı

$$\eta_{HP,pompa} = \frac{W_{HPpompa,ideal}}{W_{HPpompa,gerçek}}$$

$$\eta_{IP,pompa} = \frac{W_{IPpompa,ideal}}{W_{IPpompa,gerçek}}$$

HP su besleme pompası için izantropik verim hesabı:

$$\eta_{HP,pompa} = \frac{W_{HPpompa,ideal}}{W_{HPpompa,gerçek}} = \frac{6,05}{7,16} = 0,845 \quad \% 84,5$$

IP su besleme pompası için izantropik verim hesabı:

$$\eta_{IP,pompa} = \frac{W_{IPpompa,ideal}}{W_{IPpompa,gerçek}} = \frac{0,77}{0,95} = 0,81 \quad \% 81$$

6.5 Türbinin İzantropik Verim Hesabı

Türbinin izantropik verimi gerçek türbin işinin izantropik türbin işine oranıdır.

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{ts}} = \frac{12876 \text{ kW}}{15531 \text{ kW}} = 0,829 \quad \% 82,9$$

6.6 Rankine Çevriminin Net İş Hesabı

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_{HPpompa} - \dot{W}_{IPpompa}$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{m}_2 \times w_{HPpompa} - \dot{m}_1 \times w_{LPpompa}$$

$$\dot{W}_{net} = 12876 \text{ kW} - (11,474 \text{ kg/s} \times 7,16 \text{ kJ/kg}) - (3,846 \text{ kg/s} \times 0,95 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{W}_{net} = 12790 \text{ kW}$$

6.7 Rankine Çevriminin Isıl Verim Hesabı

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}(q_g)}$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}(q_g)}$$

$$\dot{m}(q_g) = \dot{m}_2 \times (h_4 - h_2) + \dot{m}_1 \times (h_3 - h_1)$$

$$\dot{m}(q_g) = 11,474 \text{ kg/s} \times (3241,6 - 442,92) \text{ kJ/kg} + 3,846 \text{ kg/s} \times (2950,5 - 436,71) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}(q_g) = 41780 \text{ kW}$$

$$\eta_{th} = \frac{12790 \text{ kW}}{41780 \text{ kW}} = 0,306 \quad \% 30,6$$

BÖLÜM YEDİ

KOMBİNE ÇEVİRİMİN GENEL VERİM ANALİZİ

7.1 Farklı LPC Kompresör Havası Giriş Sıcaklıkları İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesapları

Kombine çevrimin temel verimi daha önce hesaplanmış olan Brayton çevrimi net işi ve rankine çevrimi net işi toplamının sisteme verilen ısı enerjisine oranıdır. Bu oran aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\eta_{genel} = \frac{\dot{W}_{net,brayton} + \dot{W}_{net,rankine}}{\dot{Q}_g} \quad (7.1)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{doğalgaz} \times LHV_{doğalgaz} \quad (7.2)$$

Tablo 7.1 Kombine çevrimde kullanılan doğalgazın yoğunluk ve ısı değerleri

Real Superior CV - Dry - Primary	=	9361.7700	kCal/m ³
Real Superior CV - Sat - Primary	=	9204.2100	kCal/m ³
Real Inferior CV - Dry - Primary	=	8444.6700	kCal/m ³
Real Inferior CV - Sat - Primary	=	8302.5500	kCal/m ³
Real Superior CV - Dry - Secondary	=	39.1959	MJ/m ³
Real Superior CV - Sat - Secondary	=	38.5362	MJ/m ³
Real Inferior CV - Dry - Secondary	=	35.3562	MJ/m ³
Real Inferior CV - Sat - Secondary	=	34.7611	MJ/m ³
Real Relative Density Gas - Primary	=	0.5985	
Real Wobbe index - Sup - Primary	=	12101.50	kCal/m ³
Total Unnormalized Mole Percent	=	102.355	

Doğalgazın alt ısı değerinin $8444,67 \text{ kcal/m}^3$ ve yoğunluğunun $0,5985 \text{ kg/m}^3$ olduğu doğalgaz analiz raporunda verilmiştir. Buna göre 1 m^3 doğalgazdan $8444,67 \text{ kcal}$ elde edilebildiğine göre 1 kg doğalgazdan $8444,67 / 0,5985 = 14109 \text{ kcal}$ enerji elde edilecektir. 14109 kcal karşılığı $14109 \text{ kcal} \times 4,186 = 59060 \text{ kJ}$ olur. Yani 1 kg doğalgazın enerji karşılığı 59060 kJ 'dur. Yanma odasına verilen doğalgazın debisinin $2,222 \text{ kg/s}$ olduğu bilindiğine göre yanma odasına verilen toplam ısı;

$$\dot{Q}_g = 2,222 \text{ kg} / \text{s} \times 59060 \text{ kJ} / \text{kg} = 131231 \text{ kW} \text{ olur.}$$

7.1.1 8°C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesabı

LPC kompresör giriş havasının 8°C olduğu andaki kombine çevrimin genel verimi:

$$\eta_{genel} = \frac{45243 \text{ kW} + 12790 \text{ kW}}{131231 \text{ kW}} = 0,442 \quad \% 44,2$$

Görüldüğü gibi sistem kombine çevrim değilde sadece bir gaz türbini çevrimi olsaydı genel verim:

$$\eta_{genel} = \frac{45243 \text{ kW}}{131231 \text{ kW}} = 0,344 \quad \% 34,4 \text{ olacaktı.}$$

Gaz türbini çevrimine buhar çevrimide eklenerek genel verim % 34,4 mertebesinden % 44,2 mertebesine yükseltilmiştir.

7.1.2 9°C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesabı

$$\eta_{genel} = \frac{44882 \text{ kW} + 12790 \text{ kW}}{131231 \text{ kW}} = 0,439 \quad \% 43,9$$

7.1.3 10°C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesabı

$$\eta_{genel} = \frac{44099 \text{ kW} + 12790 \text{ kW}}{131231 \text{ kW}} = 0,433 \quad \% 43,3$$

7.1.4 11°C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesabı

$$\eta_{genel} = \frac{43900 \text{ kW} + 12790 \text{ kW}}{131231 \text{ kW}} = 0,431 \quad \% 43,1$$

7.1.5 12°C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesabı

$$\eta_{genel} = \frac{43810 \text{ kW} + 12790 \text{ kW}}{131231 \text{ kW}} = 0,431 \quad \% 43,1$$

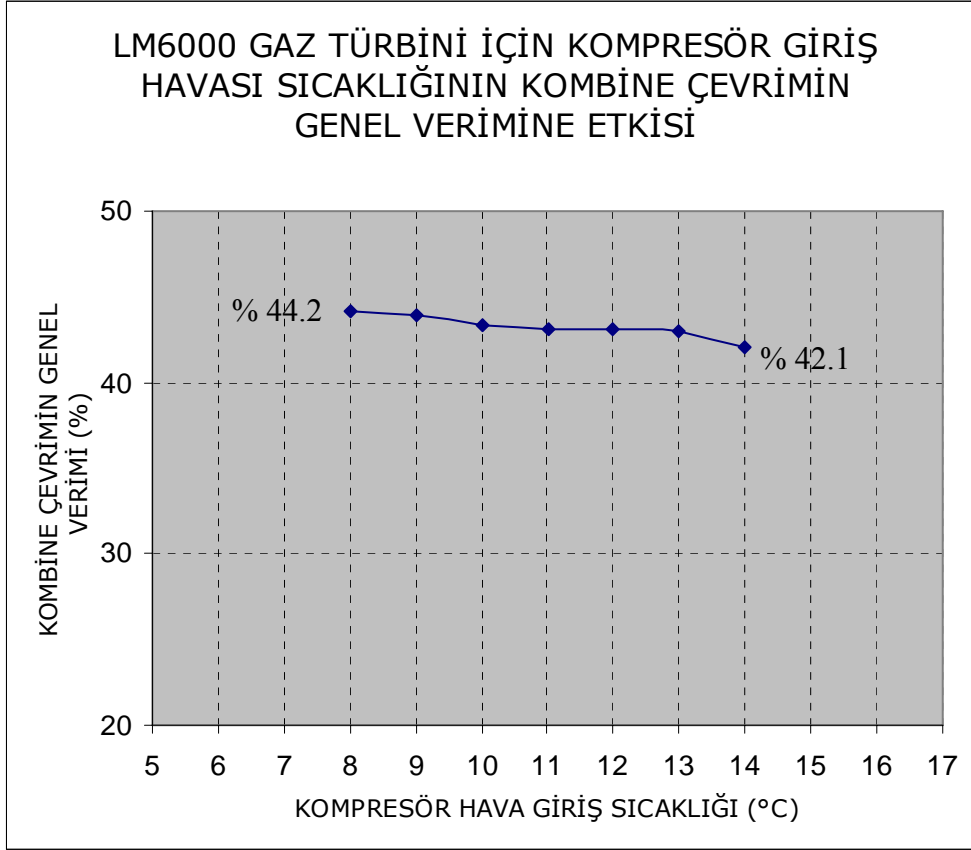
7.1.6 13°C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesabı

$$\eta_{genel} = \frac{43656 \text{ kW} + 12790 \text{ kW}}{131231 \text{ kW}} = 0,430 \quad \% 43$$

7.1.7 14°C Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı İçin Kombine Çevrimin Genel Verim Hesabı

$$\eta_{genel} = \frac{42557 \text{ kW} + 12790 \text{ kW}}{131231 \text{ kW}} = 0,421 \quad \% 42,1$$

7.1.8 Kombine Çevrimin Genel Veriminin LPC Kompresör Giriş Hava Sıcaklığı ile Değişim Grafiği



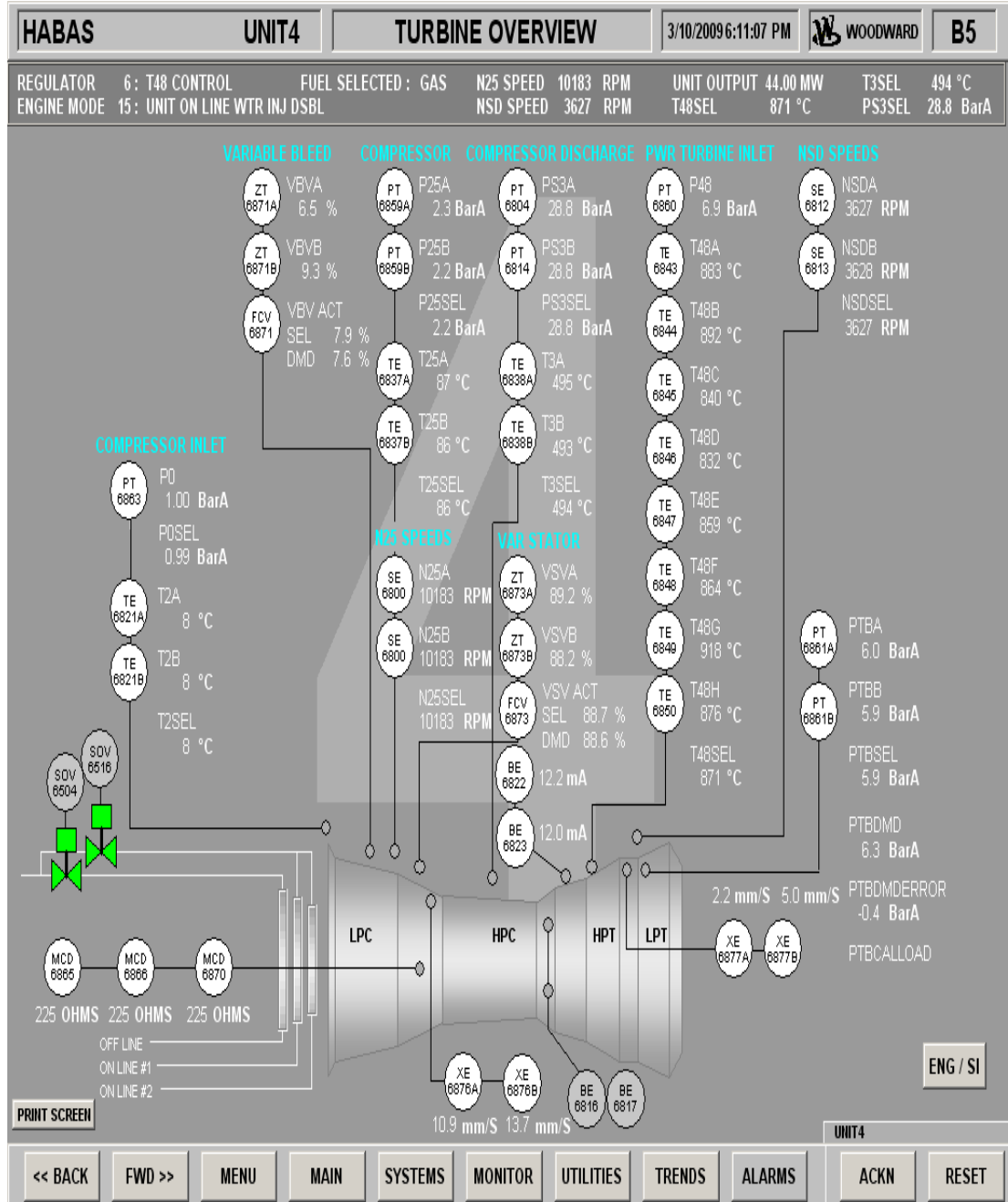
Şekil 7.1 Kompresör giriş hava sıcaklığının kombine çevrimin genel verimine etkisi (gaz türbini ve buhar türbininde alınan net işin gaz türbini yanma odasında akışkana verilen ısı enerjisine oranı)

Kompresör giriş havasının $8^{\circ}C$ den $14^{\circ}C$ ye yükselmesi kombine çevrimin genel verimini % 2,1 oranında azaltmıştır.

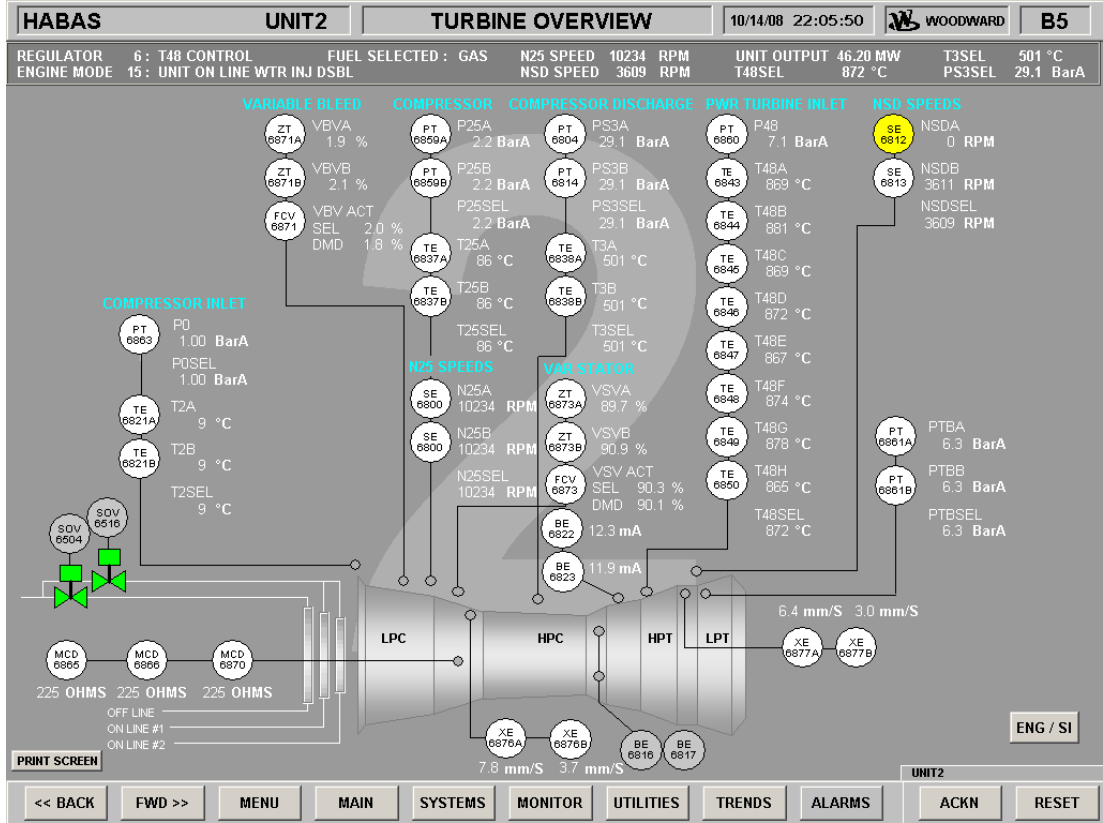
BÖLÜM SEKİZ

HESAPLAMALARDA KULLANILAN DEĞERLER

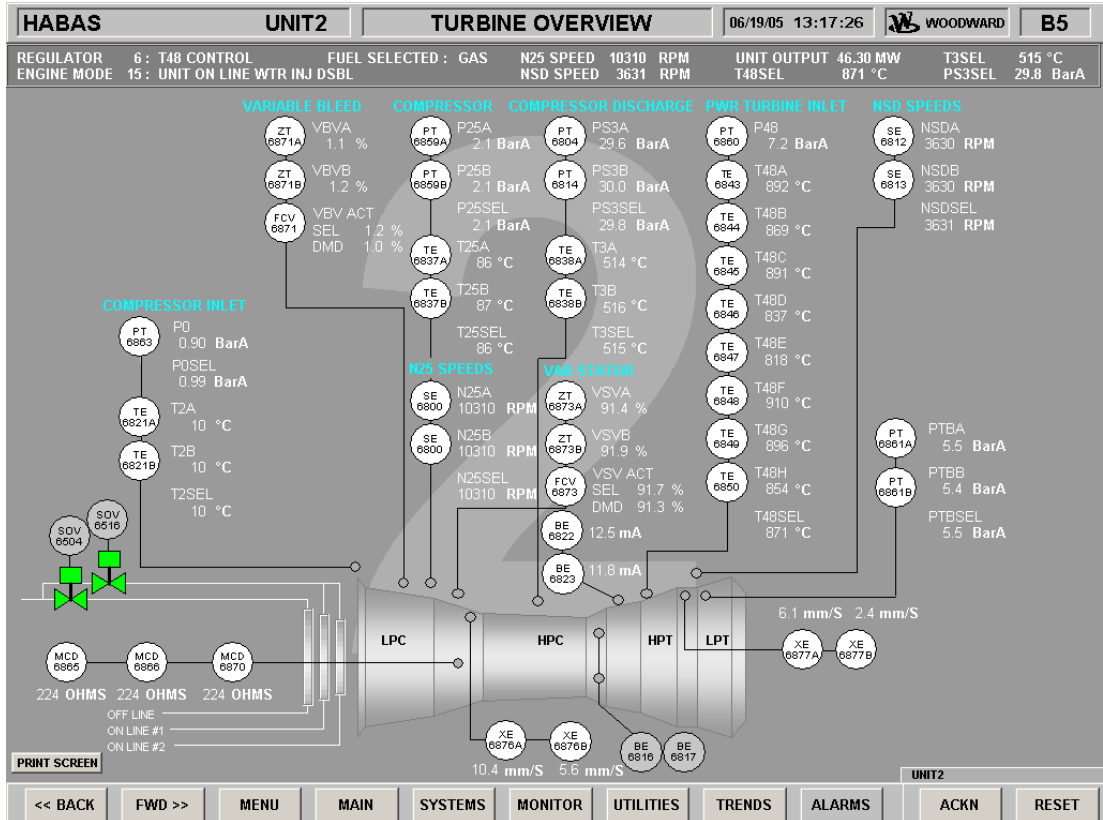
8.1 Çalışmada Kullanılan Değerler İçin Skada Ekran Çıktıları



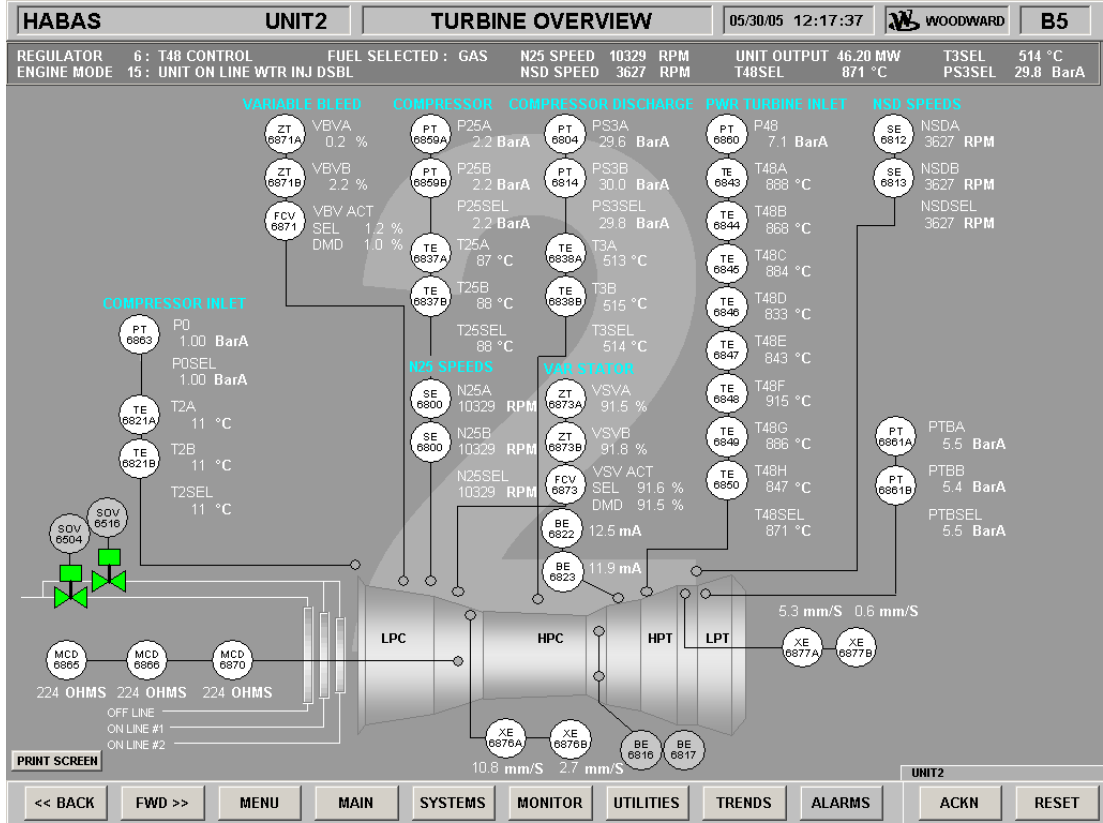
Şekil 8.1 8 °C Kompresör giriş havası sıcaklığı için ünite değerleri



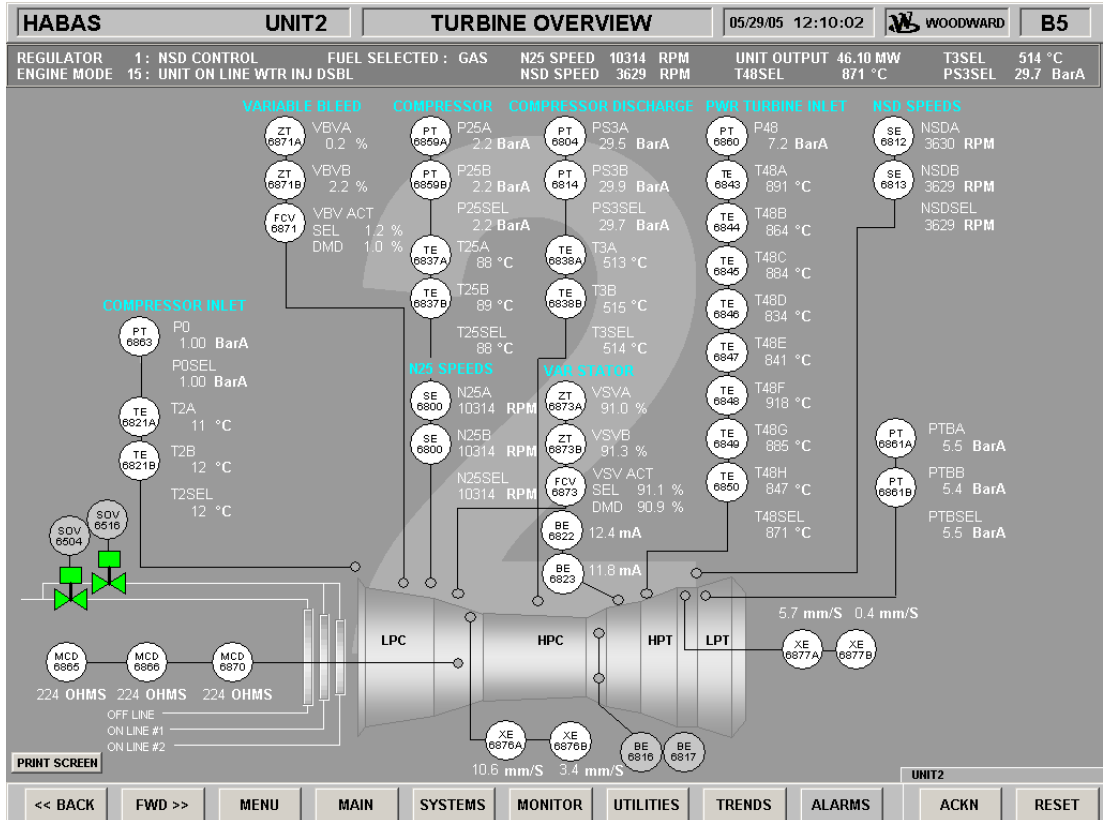
Şekil 8.2 9 °C Kompresör giriş havası sıcaklığı için ünite değerleri



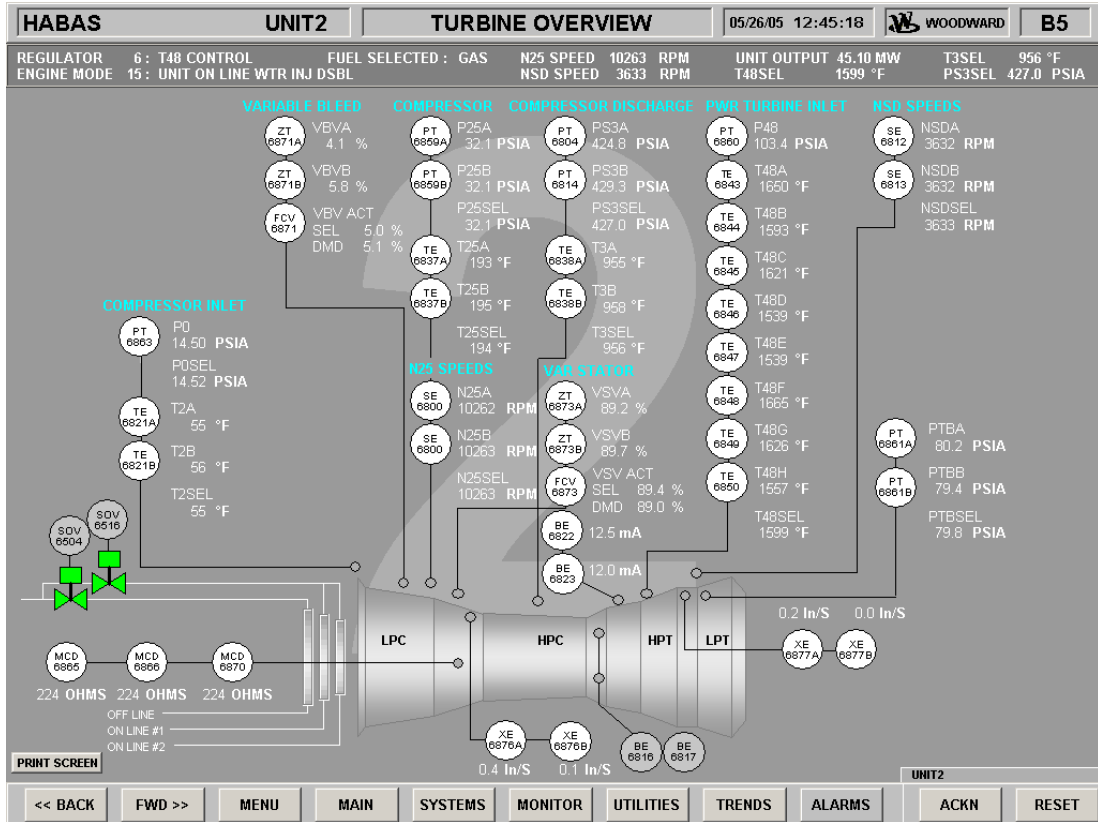
Şekil 8.3 10 °C Kompresör giriş havası sıcaklığı için ünite değerleri



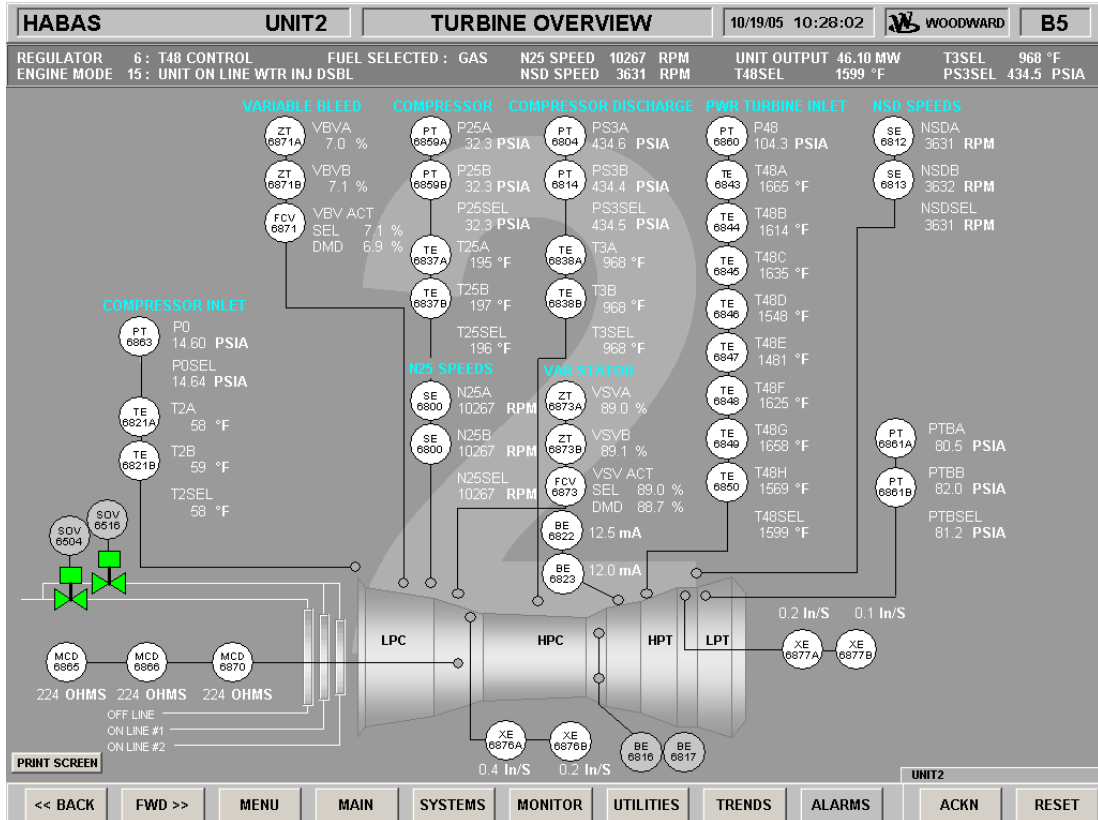
Şekil 8.4 11 °C Kompresör giriş havası sıcaklığı için ünite değerleri



Şekil 8.5 12 °C Kompresör giriş havası sıcaklığı için ünite değerleri



Şekil 8.6 13 °C Kompresör giriş havası sıcaklığı için ünite değerleri



Şekil 8.7 14 °C Kompresör giriş havası sıcaklığı için ünite değerleri

BÖLÜM DOKUZ

SONUÇLAR

Bu araştırmada HABAŞ Doğalgaz Enerji Santrali bünyesinde çalışan gaz türbinleri ve buhar türbinlerinden birer tanesi baz alınarak önemli düğüm noktalarındaki basınç, sıcaklık, debi vb. değerler Őirketin olanaklarına göre elektronik yöntemlerle ve ya diğer manuel yöntemlerle ölçölmüő ve kompresör, gaz türbini, besi suyu pompaları ve buhar türbini davranıőları incelenmiőtir. Kombine çevrimin daha ilk basamağı olan yanma havasının kompresörde sıkıştırma iőtlemi deęiőtik kompresör giriőt havası sıcaklıklarında incelenmiőt ve sıcaklık artıőtının verimleri olumsuz etkileyiőtini grafik olarak sunulmuőtur. Gaz türbini çevrimine birde buhar türbini çevrimi eklenmesinin çevrimin genel verimini olumlu yönde arttırdığı gerçeğini sayısal olarak ifade edilmiştir.

KAYNAKÇA

- Büyüktür, A.R. (1985). *Termodinamik: Cilt 2*. Uludağ Üniversitesi Basımevi.
- Casarosa, C., Donatini, F. & Franco, A. (2004). Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants. *Energy*, 29, 389-414.
- Chase D., & Kehoe P. (2000). *GE Combined-Cycle Product Line and Performance, GE Power Systems Schenectady, NY*. Retrieved November 20, 2004, from http://www.gepower.com/prod_serv/products/tech_docs/en/gas_turbines.htm
- Cole G, H.A. (1991). *Thermal power cycles*. London: E. Arnold.
- Çengel, Y.A & Boles, M.A. (1989). *Thermodynamics an engineering approach*. McGraw-Hill.
- Çengel, Y.A & Boles, M.A. (2006). *Thermodynamics an engineering approach (5thed)* (507-510),(553-555) McGraw-Hill.
- Çetin, B. (2005). Kombine çevrim sistemleri için gaz türbin dizayn parametrelerinin birim elektrik enerjisi üretim maliyetine etkisi. *Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi*, 3, 101-115.
- Çetin, B. (2005). Çok Amaçlı Enerji Üretim Sistemlerinin Termoekonomik Optimizasyonu, Doktora Tezi, YTÜ
- Çubuğuuzun, T. (2006). Gaz Türbinli Gemilerde Ekzerji ve Termodinamik Analiz, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- GE Energy (2004). LM 6000 Operation and Maintenance Manual

- Horlock, J.H. (1997). Aero-engine derivative gas turbines for power generation: thermodynamic and economic perspectives. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 119, 119-123.
- Sönmez, A. (1998). Kojenerasyon teknolojisi ve bir kombine çevrim santralinde çalışma şartlarının belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Tekeli, Ç. (2003). Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sisteminin Termodinamik Çözümlemesi, Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Gebze.
- Ünver, Ü. ve Kılıç M. (2005). Bir kombine güç çevrim santralinin termodinamik analizi. *Mühendis ve Makina*, 46 (545), 47-56