

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GAZ TÜRBİNLİ GEMİLERDE EKSERJİ VE
TERMODİNAMİK ANALİZ**

Turan ÇUBUĞUZUN

**FBE Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Ana Bilim Dalında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Tamer YILMAZ

İSTANBUL, 2006

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ	ix
ÖZET	x
ABSTRACT	xi
1. GİRİŞ	12
1.1 ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	12
1.2 GAZ TÜRBİNİ KULANIMININ TARİHSEL GELİŞİMİ	17
2. GAZ TÜRBİNİ TERMODİNAMİK ÇEVİRİMİ	20
2.1 Temel Gaz Türbin Teorisi	22
2.1.1 Yakınsaklık ve Iraksaklık Kavramı	22
2.1.2 Gaz Türbin Oluşumunun Esasları	23
2.1.3 Genel Gaz Türbin Çalışma Prensibi	24
2.1.4 İtme Kuvvetine Çevrenin Etkileri	25
2.2 Gerçek G/T Çevriminde Verimi Etkileyen Faktörler	26
2.2.1 Çalışma Maddesinin Hızı	26
2.2.2 Basınç Kayıpları	26
2.2.3 Yardımcı Elemanlar	27
2.2.4 Debi Artması	27
2.2.5 Çalışma Maddesi	27
2.3 Açık Çevrimli Gaz Türbinlerinde Termal Verimi Etkileyen Faktörler	27
2.3.1 Yakıt Miktarı	27
2.3.2 Basınç Oranı	27
2.3.3 Kompresör Giriş Isısı	27
2.3.4 Kompresör Kanat Temizliği	28
2.4 Açık Çevrimli Gaz Türbinlerinde Verimi Arttırma Yöntemleri	28
2.4.1 Rejeneratörlü Gaz Türbin Çevrimleri	28
2.4.2 Ara Soğutmalı Gaz Türbin Çevrimleri	29
2.4.3 Ara Kızdırmalı Gaz Türbin Çevrimleri	29
2.5 Gaz Türbinlerinin Kullanılması	31
2.5.1 Gemi Ana Makinası Olarak Gaz Türbini Kontrolü	32
3. LM 2500 GAZ TÜRBİNİ EKSERJİ ANALİZİ	34
3.1 Gaz Türbini Hal Noktaları	34

	Sayfa
3.2 Ekserji analizi	36
3.3 Performans analizleri	40
3.3.1 Kompresör	40
3.3.2 Türbin	40
3.3.3 Yanma Odası	40
4. LM 2500 GAZ TÜRBİNİ TERMODİNAMİK ANALİZİ	58
5. SONUÇ	65
KAYNAKLAR	66
ÖZGEÇMİŞ	68

SİMGE LİSTESİ

E	Ekserji
E^P	Potansiyel Ekserji
E^K	Kinetik Ekserji
E^{Kim}	Kimyasal Ekserji
E^F	Fiziksel Ekserji
R	Üniversal Gaz Sabiti
V	Hız
u	İç Enerji
v	Hacim
P	Basınç
P_O	Çevre Basıncı
T	Sıcaklık
T_O	Çevre Sıcaklığı
Q	Isı
W	İş
$\dot{m}$	Kütlesel Debi
$\dot{m}_a$	Hava Kütlesel Debisi
$\dot{m}_f$	Yakıt Kütlesel Debisi
$\dot{m}_p$	Ürünün Kütlesel Debisi
$\dot{E}_q$	Isı Transferinden Kaynaklanan Ekserji
$\dot{E}_w$	İş Transferinden Kaynaklanan Ekserji
E_D	Ekserji Bozunumu
h	Entalpi
h_a	havanın Entalpisi
h_u	Ürünün Entalpisi
X	Mol Fraksiyonu
λ	Yakıt-Hava Oranı
w_k	Kompresör İş
w_t	Türbin İş
M_a	Havanın Mol Ağırlığı
M_p	Ürünün Mol Ağırlığı
s	Entropi
q_g	Giren Isı Miktarı
$q_ç$	Çıkan Isı Miktarı
w_{net}	Net İş
$\eta_{th,Brayton}$	Brayton Çevriminin Isıl Verimi
k	Özgül Isıların Oranı, C_p / C_v
r_p	Basınç Oranı

p_{ref}

Atmosfer Basıncı

KISALTMA LİSTESİ

ECOP	Ekolojik Performans Katsayısı
G/T	Gaz Türbini
KE	Kinetik Ekserji
PE	Potansiyel Ekserji

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Brayton çevrimi P-V, T-S diyagramları	20
Şekil 2.2 Nozul ve Difüzer	23
Şekil 2.3 Gaz türbininde nozul ve difüzer olayı	23
Şekil 2.4 Rejenaratörlü gaz türbini çevrimi	28
Şekil 2.5 Ara soğutmalı gaz türbini çevrimi	29
Şekil 2.6 Ara kızdırmalı gaz türbini çevrimi	30
Şekil 2.7 Rejenaratörlü ara soğutulucu gaz türbini çevrimi	30
Şekil 2.8 Rejenaratörlü ara soğutulucu ve ara kızdırıcılı gaz türbini çevrimi	31
Şekil 3.1 Gaz türbini hal noktaları	35
Şekil 3.2 Yakıt ekserji grafiği	53
Şekil 3.3 Kompresör çıkış ekserji grafiği	54
Şekil 3.4 Yanma odası çıkış ekserjisi	55
Şekil 3.5 Türbin çıkış ekserjisi	55
Şekil 3.6 Kompresör ekserji kayıp grafiği	56
Şekil 3.7 Yanma odası ekserji kayıp grafiği	56
Şekil 3.8 Türbindeki ekserji kaybı grafiği	57
Şekil 4.1 Çeşitli kompresör devirlerinde birim akışkana göre kompresör işi	62
Şekil 4.2 Çeşitli kompresör devirlerinde birim akışkana göre türbin işi	62
Şekil 4.3 Gaz türbininin çeşitli kompresör devirlerinde ısı verimi	63
Şekil 4.4 Gaz türbininin geri iş oranı	64

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 Gemi sevinde kullanılan bazı gaz türbinlerinin güç ve özgül yakıt tüketim değerleri	18
Çizelge 1.2 Ana tahrik olarak gaz türbini kullanılan ilk ticaret gemilerine ait bilgiler	19
Çizelge 3.1 Gaz türbininin spesifik değerleri	42
Çizelge 3.2 LM 2500 gaz türbini çalışma parametreleri ‘*’	43
Çizelge 3.3 Özellik tablosu (Bejan 1995)	44
Çizelge 3.4 Azotun çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entalpi değerleri	45
Çizelge 3.5 Azotun çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entropi değerleri	46
Çizelge 3.6 Oksijenin çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entalpi değerleri	46
Çizelge 3.7 Oksijenin çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entropi değerleri	47
Çizelge 3.8 Karbondioksitin çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entalpi değerleri	47
Çizelge 3.9 Karbondioksitin çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entropi değerleri	48
Çizelge 3.10 Su buharının çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entalpi değerleri	48
Çizelge 3.11 Su buharının çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entropi değerleri	49
Çizelge 3.12 Karışım gazlarının çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entalpi değerleri	49
Çizelge 3.13 Karışım gazlarının çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entropi değerleri	50
Çizelge 3.14 Gaz türbininin hal noktalarına göre fiziksel ve kimyasal ekserji değerleri	51
Çizelge 3.15 Gaz türbininin hal noktalarına göre Kw olarak toplam ekserji değerleri	52
Çizelge 3.16 Gaz türbini kayıp ekserji değerleri	53
Çizelge 4.1 Kompresör termodinamik analiz değerleri ($T_1 = 288$ K)	58
Çizelge 4.2 Yanma odası termodinamik analiz değerleri	59
Çizelge 4.3 Türbin termodinamik analiz değerleri	60
Çizelge 4.4 Bir gaz türbinin birim kütle akışında termodinamik analiz değerleri	61

Açıklama [FBE1]: Ana metinde şekil yazısı için kullanılan sivil adı

ÖNSÖZ

Bir LM 2500 gaz türbinin sayısal termodinamik ve ekserji değerlerini hesaplayan bu tez çalışması esnasında yardımlarını esirgemeyen ve her zaman vakit ayırarak çok değerli fikirleri ile çalışmalarına yön veren Doç. Dr. Tamer YILMAZ beye ve yoğun çalışma sırasında beni devamlı motive eden eşim Leyla ÇUBUĞUUZUN , yoğun iş temposu nedeniyle kendilerine hak ettikleri zamanı ayıramadığım kızım Ekin ÇUBUĞUUZUN ve oğlum Aziz Mert ÇUBUĞUUZUN'a teşekkürü bir borç bilirim.

ÖZET

Bu tezde Brayton çevrimine göre çalışan LM 2500 gaz türbininin kompresör girişi, yanma odası girişi, türbin girişi ve egzoz sıcaklıkları kontrol paneli üzerinden değer gösterme sistemi DDI(Digital Display Indicator) vasıtasıyla tespit edilmiş ve bulunan değerler ile kompresör giriş ve çıkışındaki havanın ,yanma odası giriş ve çıkışında hava yakıt karışımının ve yanma odasına girişte yakıtın fiziksel ve kimyasal ekserji değerleri çeşitli kompresör değerlerine göre sayısal olarak hesaplanmıştır. Öncelikli olarak hal noktalarının ürettikleri ekserji değerleri hesaplanmış, daha sonra toplam ekserji üretimi bulunmuştur. Daha sonra hal noktalarının ekserji kayıpları sayısal olarak hesaplanmıştır. Daha sonra DDI sisteminden elde edilen değerler göre havayı mükemmel gaz olarak kabul ederek sistemin termodinamik analizi yapılmıştır. Sistemde yakıt olarak metan gazı kullanılmış ve hava yakıt oranı yüzde 2 olarak kabul edilmiştir. Yapılan analizler neticesinde birim zamanda akan akışkan miktarından bağımsız olarak kompresör işi, türbin işi, sisteme giren ısı , sistemden çıkan ısı ,çevrimin ısısal verimi ve geri iş oranları bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler :Gaz Türbini,Ekserji, Termodinamik Analiz,Entalpi,Entropi

ABSTRACT

In this thesis, the inlet of compressor, burning chamber and turbine and exhaust temperatures of LM 2500 gas turbine working according to Brayton cycle were detected by the DDI(Digital Display Indicator) on the control pannel and found values and the physical and chemical exergy values of air in the inlet and outlet of the compressor and air-fuel mixture in the inlet and outlet of the burning chamber and fuel in the inlet of the burning chamber were calculated numerically to various compressor values. First, exergy values produced by state points were calculated, then total exergy production was found. After that, exergy loses of state points were calculated numerically. Then accepting air as perfect gas, thermodynamic analysis was made according to the values derived from DDI system. In the system methan gas was used as fuel and air-fuel ratio was accepted % 2. In the consequences of analysis being made as independent from fluid mass per time compressor and turbine works, heat going into system, heat going out of the system, thermel efficiency of cycle, remaining work ratios were found.

Key Words : Gas Turbine, Exergy, Thermodynamic Analysis, Enthalpy, Entropy

1. GİRİŞ

Günlük hayatın temel ihtiyaçlarından birisi enerjidir. Günlük yaşamın içerisinde enerjinin kullanılmadığı herhangi bir saha yoktur. Günümüzde enerji kullanımı toplumlar için gelişmişlik ölçütü olarak kullanılmaktadır. Özellikle elektrik ve ısı enerjisinin hayatımızda önemli bir yeri vardır. Sınırlı doğal kaynaklardan elde edilen bu enerjiler, talep artışına bağlı olarak daha değerli hale gelmektedirler. Bu kıymetli enerjilerin değerlendirilmesinde son kullanım noktasında ki makinelerin verimi ne kadar önemli ise elde edilirken ki enerji dönüşümleri de o kadar önemlidir. Kullanılan yakıtın enerjisinin, elde edilmek istenen enerji türüne en yüksek oranda dönüştürülmesi istenir. Enerji dönüşümünün % 100 olması mümkün değildir. Çevre faktörleri ve dönüşümü gerçekleştiren sistemlerin verimleri düşünüldüğünde yakıtın enerjisinin tamamını mekanik yada ısı enerjisine dönüştürülmesi imkansızdır. Bu durumda yakıttan elde edilecek maksimum enerji (ekserji) sınırlıdır. Bütün enerji dönüşümleri tersinmezliklerin sebep olduğu bu sınırlar dahilinde gerçekleşmektedir. Enerji üretim sistemlerinin ve bu sistemleri oluşturan komponentlerin (elemanların) bu sınırlara göre değerlendirilmesi yapılmalıdır. Bu şekilde yapılan analiz yöntemi ekserji analizi olarak adlandırılmıştır. Ekserji analizi ile sistem yada komponentlerin ekserji bozunumu yada ekserji kaybından kaynaklanan tersinmezliklerin miktarları ve yerleri tespit edilir. Benzer sistemler karşılaştırılırken enerji yönünden karşılaştırma yeterli olmayacaktır. Çünkü enerji analizinde, çevre faktörleri tamamen göz ardı edilmektedir. Oysa sistemin etkileşimde olduğu çevre, çalışma şartlarını değiştirmektedir. Bu sebeple ekserji analizi neticesinde elde edilen ekserji verimi yönünden sistemlerin karşılaştırılması daha yerinde olacaktır. Ekserji analizinde sistemin veriminin artırılması hedeflenir. Ekserji veriminin artırılabilmesi için tersinmezliklerin azaltılması gerekmektedir. Analiz neticesinde belirlenen tersinmezliklerin azaltılabilmesi için alınabilecek tedbirler belirlenir. Bu tedbirler çerçevesinde verim mümkün olan en yüksek değere çıkartılır.

Bu çalışmada enerji üretim tesisi olarak halen çalışmakta olan bir LM 2500 gaz türbini alınmıştır. Sistemin çalışma değerleri çeşitli kompresör devirlerine göre alınmış ve bu değerlere göre sayısal ekserji ve termodinamik analiz yapılmıştır.

1.1 ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Horlock vd, (2000) , Kapalı sistemlerin termik veriminin; elde edilen net işin verilen ısıya oranı olduğunu, açık çevrimlerde ise elde edilen net işin ideal şartlarda elde edilebilecek tersinir işe oranı olduğuna işaret etmişlerdir. Bu tanımdan hareketle literatürde termik

santraller için üç ayrı verim ifadesi olduğunu belirtmişlerdir. Birincisinde sisteme yakıt ve havanın girip, egzoz gazlarının karışmış olarak çıktığı kabulü ile tersinir işin yakıtın ekserjisi ile egzoz gazlarının farkı, ikincisinde girenler aynı ama çıkanlar karışmamış olduğu kabulü ile tersinir işi yakıtın ekserjisi, üçüncüsünde ise girenler yakıt oksijen ve azot çıkanlar karışmamış olma durumunda tersinir net iş girenler ile çıkanların Gibbs fonksiyonu farkı olarak tanımlamışlardır. Bu üç verim birbirine yakın olmakla birlikte farklı olduğunu General Elektrik LM2500, Westinghouse/Rolls-Royce WR21 ve ABB GT24 kombine çevrim tesisleri üzerinde hesaplayarak göstermişlerdir. Elde ettikleri neticelerde birinci ve üçüncü verim ifadelerinin ikincisinden büyük olduğu, birinci verim ifadesinin daha gerçekçi olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca tesisin performansının, dizayn parametreleri (yanma sıcaklığı, hava/yakıt oranı gibi) ile değiştiğini, değişik tip tesislerin performansının karşılaştırılmasında yakıtın ekserjisinin önemli olduğunu ifade etmişlerdir.

El-Masri(1987), ekserji analizinin kombine çevrim dizayn ve optimizasyonunda önemli bir yöntem olduğunu belirterek hava soğutmalı brayton çevrimli gaz türbin grubuna ekserji analizi yapmıştır. Komponentlere kütle, enerji ve bunlara bağlı ekserji denge denklemlerini uygulamış ve ekserji verimlerini çıkartmıştır. Kullanılan üç soğutma basamağı için tersinmezlikleri bularak her bir basamağın güce etkisini incelemiştir. Yanma sonu sıcaklık değişimiyle net iş ve ekserji değişimlerini inceleyerek her bir komponentteki ekserji bozunumlarını ve kayıplarını, basınç oranı ile net iş arasında da aynı ilişkiyi göstermiştir. Kompresör basınç oranı ve kompresör giriş sıcaklığının net iş üzerindeki etkisini ve bütün basamakların yanma sonu sıcaklığı ve ekserji verimine etkilerini incelemiştir. Böylece ekserji analizinin enerji analizi kadar kullanılabilir bir yöntem olduğunu, yanma tersinmezliklerinin bir model oluşturarak detaylı hesaplanabileceğini, türbin giriş sıcaklığı artışının yanma odasındaki ekserji bozunumunun azaltılmasına karşın türbinde soğutma kaybının artışına sebep olduğunu ama çevrim verimini artırdığını ekserji analizi ile açıklamıştır.

Chin ve El-Masri (1987), Gaz türbin grubunun altına ilave edilen çift basınçlı buhar türbin santraline ekserji analizi yapmışlardır. Analiz neticesinde buhar türbini parametrelerini gaz türbininin egzoz sıcaklığının fonksiyonu olarak yazıp optimum şartları tespit etmişlerdir. Daha sonra tek basınçlı türbin ile optimize edilmiş çift basınçlı türbini karşılaştırmışlar ve güçte % 3'lük bir artış ve egzoz gazından ısı transferindeki tersinmezliklerde % 15 ile % 8 arasında azalma olduğunu belirtmişlerdir. Üç basamaklı sistemle tersinmezliklerin daha azaltılabileceğini ifade etmişlerdir.

Derbentli (1986), Birleşik ısı-güç üretiminde kullanılan ara buhar almalı-yoğusturucu ve

karşı basınçlı çevrimle çalışan santrallere enerji ve ekserji analizi uygulamıştır. Çevrimlerin termodinamik modelini oluşturarak değişik türbin giriş halleri ve ısı yükleri için ısı ve elektrik üretimleri ile çevrimlerdeki tersinmezlikleri hesaplamıştır. Ara buhar almalı çevrimde kısmi ısı yüklerinde elde edilen elektrik enerjisinin artmakta, ısıнын değişmemekte, güç ısı oranının hızla yükselmekte olduğunu göstermiştir. Karşı basınçlıda ise güç ısı oranı, kısmi ısı yüklerinde tam yüke oranla daha az değişmekte, en yüksek ısı ve elektrik eldesinin tam ısı yükünde gerçekleşmekte olduğunu belirtmiştir. Ayrıca komponentlerin enerji kayıplarını çıkartarak, en yüksek tersinmezliğin kazanda olduğunu ifade etmiştir.

Jin ve Ishida (1993), Gaz-buhar kombine, buhar enjekteli gaz türbini ve ara kızdırmalı gaz türbin tesislerine grafiksel ekserji analizi yapmışlardır. Grafiksel ekserji analizinde her bir komponent için enerji kullanım grafiklerini çizmişlerdir. Bu grafiklerin apsisinde transfer olan enerji, ordinatında enerji seviyesi (ekserjideki değişim/enerjideki değişim) olup enerji verici kaynakla, alıcı kaynağın enerji seviyeleri arasındaki bölge gösterilmektedir. Böylece; iki kaynak arasındaki bölgenin değişimi ile ekserji kayıplarını, alıcı ile verici arasındaki en yakın noktaları (pinch point), ısı transferlerini, kimyasal reaksiyonları ve güç değişimlerini bu grafiklerden görmenin mümkün olduğunu ifade etmişlerdir. Üç sistem için çizilen enerji kullanım grafiklerinde, buhar enjekteli sistem için verici kaynak egzoz gazları alıcı kaynak ise buhar, ara kızdırmalı gaz türbininde verici egzoz gazları alıcı havadır. Daha sonra yanma odası ve gaz türbini, buhar türbini için aynı eğriler çizilerek kimyasal reaksiyonlarda ve güç üretimindeki kayıpları göstermişlerdir.

Huang vd (2000), Buhar enjekteli gaz türbin gruplu kojenerasyon sistemine ekserji analizi uygulamışlardır. Sistemde ikinci ürün olarak çok amaçlı soğutma hedeflemişlerdir. Komponentlere kütle, enerji ve ekserji denge denklemlerini yazarak ekserji kayıplarını tespit etmişlerdir. Sistemde parametre olarak kompresör basınç oranı, enjekte edilen buhar oranı, buhar sıcaklığı ve besleme suyu miktarlarını alarak, birinci ve ikinci kanun verimlerini yazmışlar, ısı güç oranını hesaplamışlardır. Sisteme yoğunlaşma kompresörü ilave edip, dışarıya atılan yoğunlaşma suyunu sisteme dahil ederek aynı hesapları tekrarlamışlardır. Fakat bu kompresörün ne birinci nede ikinci kanun verimine etki etmediğini görmüşlerdir. En fazla ekserji bozunumunun yanma odasında ve en fazla ekserji kaçığının bacada olduğunu ifade etmişlerdir.

Dinçer ve Muslim (2001), Ara kızdırmalı buhar türbin santralini modelleyip, termodinamik analizini yapmışlardır. Bu amaçla santrale termodinamiğin birinci kanun ve ikinci kanun analizlerini uygulamışlardır. Öncelikli olarak sisteme ait bütün elemanlar için enerji, kütle ve

ekserji denge denklemlerini yazarak, elemanların ısı ihtiyaçlarını, iş çıktılarını, ekserji kayıplarını ve tersinmezliklerini tespit etmişlerdir. Hesaplamaları yazarken kazan sıcaklığı ve basıncı, ara buhar miktarı ve net iş parametre olarak almış, 400-590 °C ve 10-15 MPa aralığında 120 farklı durum için enerji ve ekserji verim değişimlerini incelemişlerdir. Bu incelemelerde, diğer termodinamik özellikler Ghazlan termik santraline aittir. Ayrıca ara kızdırma basıncı, kazan basıncının % 19'u ve alçak basınç türbinindeki basınç düşüşünün yüksek basınç türbinidekinin % 20'si olduğu kabul edilip, türbin verimleri ve pompa verimleri % 90 alınmıştır. Çekilen ara buharın basıncı 0.15 MPa, kondanser basıncı 7 kPa ve kondansere giriş sıcaklığı 39 °C olarak kabul edilmiştir. Yapılan incelemelerde, çeşitli basınç değerlerinde ekserji veriminin enerji veriminden daha yüksek olduğu, maksimum ekserji ve enerji verimlerinin 14 MPa basıncında olduğu, çekilen ara buharla ekserji veriminin düştüğü, kazan sıcaklığı arttıkça ekserji bozunumunun arttığı, kazan basınç artışının ekserjideki bozunumu çok etkilemediği görülmüştür. Çalışmanın sonucu olarak, hesaplamalarla elde edilen değerler ile Ghazlan santralinden elde edilen gerçek değerlerin karşılaştırılıp, paralellik olduğu tespit edilmiş ve mevcut santrallerin değerlendirilmesinde modelin uygun olduğu belirtilmiştir. Çalışma, sadece enerji ve ekserji analizlerini içermektedir.

Verkhivker ve Kosoy (2001), Termik santrallerin ekserji analizlerini yapmışlardır. Ekserji analizi sayesinde, komponentlerin sistem verimine etkisinin, sistemdeki bir komponentin saf dışı kalmasının sistem performansındaki değişiminin, komponentlerin en yüksek verimleri için sistem veriminin maksimum değerinin ve sistem verimini artırmak için metod belirlenmesinin mümkün olacağını ifade etmişlerdir. Sisteme girenlerin ekserjilerininin, çıkanların ekserjileri ile bozunumunun toplamı olduğunu belirtmişlerdir. Bozunumun ekserjisinin, girenlerin ekserjilerine oranını tersinmezlik faktörü olarak tanımlamışlardır. Bütün komponentlerin tersinmezlik faktörleri toplamının birden çıkartılmasıyla, ikinci kanun verimi veya ekserji verimini ifade etmişlerdir. 232.6 MW'lık Ara kızdırmalı Rankin çevrimli elektrik ve buhar üreten termik santrale ekserji analizi uygulamışlardır. Santrale yakıt ile giren kimyasal ekserjiden hareketle, akış esnasındaki bütün kayıp ve bozunumları, elektrik ve buhar olmak üzere ürünlerin ekserjilerini hesaplayıp, sistemin ekserji verimini elde etmişlerdir. Daha sonra sistemde bozunumun çok olduğu ısıtıcıdaki (heater) sıcaklık farkını azaltmak amacıyla, türbine giren buharın sıcaklığını artırmak için ara kızdırıcı (reheater) ilave etmişler böylece bozunumu azaltmışlardır. Fakat ara kızdırma bozunumu azaltmakla beraber, yakıtla giren ekserjiyi de artırdığı için, sistemin ekserji veriminde bir miktar azalma meydana getirmiştir. Türbinden ara buhar çekerek, besleme suyunu ısıtıp, bozunumun çok olduğu

kazandaki sıcaklık farkını azaltarak, sisteme giren ekserjiyi azaltmışlar, bununda ekserji veriminde artışa sebep olduğunu belirtmişlerdir. Böylece sistemdeki bozunumların azaltılmasıyla, ekserji veriminin artırılabilceğini göstermişlerdir.

Alconchel, vd (1988), İspanyadaki 3×350 MW gücündeki Teruel termik santraline ekserji analizi uygulamışlardır. Buhar çevrimli olan tesisin gerçek değerlerinden hareketle, simülasyonunu oluşturmuşlar ve değişik yük şartlarında tesisi değerlendirmişler, elde ettikleri neticelerle gerçek çalışma değerlerinin paralel olduğunu ifade etmişlerdir. Her bir akış noktası için ürün-yakıt ilişkisi ile ekserji analiz yaparak, tersinmezlik kaynaklarını tespit etmişlerdir. Böylece tesisin herhangi bir çalışma şartındaki davranışının önceden belirlenip o doğrultuda tedbir alınması gerektiğini ifade etmişlerdir.

Jonston, vd (2001), Amerika'daki West point askeri bölgesinde hem elektrik hem de bölgesel ısıtma ihtiyacını karşılayan Rankin çevrimli termik santrale ekserji analizi uygulamışlardır. Komponentlerin ayrı ayrı birinci ve ikinci kanun verimlerini yazarak, mevsimlere bağlı olarak ısı talebine göre davranışlarını incelemişlerdir. Oldukça eski olduğunu belirttikleri tesiste yapılacak yenileştirme işleminde enerji ve ekserji açısından hangi komponentlerin üzerinde durulması gerektiğini tespit ederek optimizasyon yapmışlardır.

Pak ve Suzuki (1997), Gaz türbinli kojenerasyon sistemlerinin bölgesel ısıtma ve soğutma için kullanımını ekserji açısından değerlendirmişlerdir. Çalışmada atık ısı kazanlı gaz türbin grubu, buhar enjekteli gaz türbin grubu ve kombine çevrim santralleri belirli bir güç ve ısı için analiz edilmiş, daha sonra değişik ısı ihtiyaçları için sistemlerin ekserjetik değerlendirmesi yapılmıştır. Isı ihtiyaç oranı arttıkça buhar enjekteli grubun ekserji verimi artarken kombine çevrim veriminin düşmekte olduğunu, buhar enjekteli grubun maksimum veriminin kombinelenkinden yüksek olup maksimum ısı oranında olduğunu, kombinelenin maksimum veriminin en düşük ısı oranında olduğunu ifade etmişlerdir. Böylece bölgenin ısı haritası, talep miktarları ve zamanları çıkartılarak, buna göre sistemin belirlenmesinin uygun olduğunu belirtmişlerdir.

Marrero, vd (2002), Kombine gaz-buhar –amonyak çevrimli tesisin ikinci kanun analizini ve optimizasyonunu yapmışlardır. Brayton çevrimi ile çalışan gaz türbin grubuna ilave edilen atık ısı kazanı ile elde edilen buharla çalışan Rankin çevrimli buhar türbin grubu ve ona ilave edilen amonyak çevrimli türbin grubuna birinci ve ikinci kanun verimlerini yazarak simülasyonunu yapmışlardır. Çevrime etki eden parametreler olarak kompresör basınç oranı, gaz türbin giriş sıcaklığı, kompresör ve türbin izentropik verimleri, atık ısı kazanındaki en

düşük sıcaklık farkı (pinch point), atık ısı kazanı ve regeneratör verimlerini almışlar, bunlara bağlı olarak tersinmezlikleri ve ikinci kanun verimindeki değişimleri incelemişlerdir. Çevre sıcaklık değişiminin de ekserji verimine etkisini belirlemişlerdir. Türbin giriş sıcaklığının artışıyla yanma odasındaki tersinmezliklerin arttığını, yanma odasına enjekte edilen buhar miktarıyla tersinmezliklerin arttığını, atık ısı kazanındaki sıcaklık farkının çevrim verimine çok az etki ettiğini ve üçlü çevrimle verimin % 60 civarına çıktığını ifade etmişlerdir.

Bu çalışmada ise halen faal olarak çalışmakta olan General Elektrik LM 2500 gaz türbininin çalışma esnasındaki parametre değerleri çeşitli kompresör devirleri için tespit edilmiştir. Bu parametreler kompresör giriş sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığı/yanma odası giriş sıcaklığı, yanma odası çıkış sıcaklığı/türbin giriş sıcaklığı, türbin çıkış sıcaklığı ve yakıt giriş miktarıdır. Bu parametrelere bağlı olarak yanma odası girişine kadar sisteme giren gazların ve yanma odası ve türbin çıkışında ise sisteme giren gaz ve yakıtın entalpi ve entropi değerleri hesaplanarak sistemin ekserjik ve termodinamik analizleri sayısal olarak hesaplanmıştır.

1.2 GAZ TÜRBİNİ KULANIMININ TARİHSEL GELİŞİMİ

Bir geminin ana makinesinin seçimi oldukça önemlidir. Pervane ve sevk sisteminin genel verimi makine gücü ile elde edilir. Bu gücü çeşitli tahrik üniteleri ile sağlamak mümkündür. Bu aşamada makine seçim kriterleri devreye girer. Ağırlık, hacim, maliyet, işletme masrafları, geminin elektrik ve ısı ihtiyacı, güvenilirlik, bakım gereksinimleri, manevra yeteneği, montaj ve onarım süresini, titreşim ve gürültü gibi kriterler göz önüne alınarak makine tipi seçilir.

Gemilerde kullanılan tahrik sistemlerinden istenen en önemli özellik işletme güvenliğidir. Gemilerde bulunan yolcu, mürettebat ve yükün emniyetli taşınması için IMO(Uluslararası Denizcilik Örgütü) tarafından katı kurallar konulmuştur. Bu nedenle gemide kullanılacak herhangi bir teçhizatın ve ana makinelerin bu kriterleri sağlaması gereklidir. Örneğin dalgalı bir denizde seyreden gemi dalgaların etkisi ile hem baş-kıç hem de yalpa hareketi yapacaktır. Ayrıca dalgaların etkisi ile gürültü ve titreşim meydana gelecektir. Bu tesirlerin etkisinde kalan geminin sağlıklı olarak çalışması şarttır. Uluslararası kurallara göre gemilerde kullanılan gaz türbinlerinin yüksek meyil açılarında dahi emniyetli çalışması gereklidir. Ayrıca geminin bulunduğu ortam şartları nedeniyle nemli ve içinde tuz zerrecikleri bulunan ortamda çalışmaları gereklidir. Bu durumda tuz zerrecikleri kompresör ve türbin kanatlarına kanat yüzeylerine yapışarak verim düşüşüne neden olurlar.

İşletme emniyeti yanında ticari amaçlı gemilerde ve savaş gemilerinde ana tahrik için istenen özellikler farklılıklar gösterebilir. Ticari bir gemi için ekonomiklik ilk sırada yer alırken,

savaş gemilerinde yüksek hız/manevra kabiliyeti, hacim ve ağırlık kriterleri ön plana çıkar.

İşletme maliyetleri içinde en önemli yeri yakıt giderleri tutmaktadır. Gemilerde kullanılan bazı gaz türbinlerinin güç ve özgül yakıt tüketim değerleri verilmiştir (Çizelge 1.1).

Çizelge 1.1 Gemi sevkinde kullanılan bazı gaz türbinlerinin güç ve özgül yakıt tüketim değerleri

Gaz türbini tipi	Güç(kW)	Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)
Rolls Royce Tyne	4000	290
Rolls Royce Olympus	21000	300
General Electric LM-2500	21000	230

Gemilerin tahrikinde ana tahrik olarak gaz türbinlerinin kullanılması 1937'li yıllara dayanır. Almanlar ikinci dünya savaşı sırasında gaz türbinlerini denizaltı gemilerinde kullanmışlardır. İkinci dünya savaşından sonra İngiliz deniz kuvvetleri denizaltılarında kullanmış daha sonra Amerikan ve Fransız deniz kuvvetleri gemilerinde gaz türbinlerini kullanmışlardır. Bir gaz türbini tarafından kısmi olarak güç sağlanan ilk gemi 1947 yılında denize indirilen İngiliz donanmasına ait bir tekne olmuştur. Burada kullanılan gaz türbinin gücü 1865 kW olup bu ilk uygulamanın amacı gaz türbini dizaynı ve işletmesi hakkında tecrübe kazanmak idi. Birkaç küçük ve hızlı teknede gaz türbini kullanıldıktan sonra İngiliz donanması 1950'lerde muhrip ve fırkateyn sınıfı gemilerinde yaygın olarak gaz türbini kullanılmaya başlanılmıştır. Gaz türbinleri halen deniz kuvvetlerinde dizel motorlar ile birlikte kombine olarak veya yalnız başlarına ana tahrik unsurları olarak kullanılmaktadırlar.

Bahriyemize Oliver Hazard(perry) sınıfı fırkateynlerin Amerika Birleşik Devletlerinden transfer edilen 8 adet fırkateyn ile giren gaz türbinleri LM-2500 olup her gemide 2 adet vardır ve ana tahrik unsurları olarak kullanılmaktadırlar.

Ticaret gemilerinde kullanılmaları biraz daha gecikmeli olmuş ve deneme niteliğinde kalarak yaygınlık göstermemiştir. Çizelge 1.2'de ticaret gemilerinde gaz türbinlerinin ilk uygulamaları verilmiştir.

Çizelge 1.2 Ana tahrik olarak gaz türbini kullanılan ilk ticaret gemilerine ait bilgiler

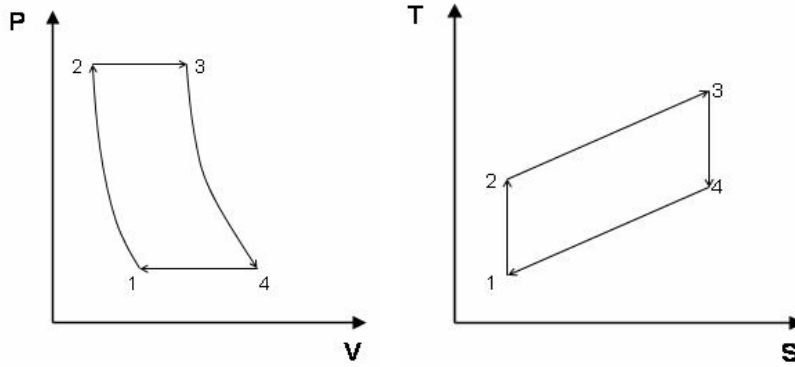
Gemi adı	Auris1 (İngiltere)	Auris 1 (İngiltere)	John Sergeant(Usa)
Yük taşıma kapasitesi(DWT)(ton)	12300	12300	9000
Hızı(knot)	12	14	17
Makine gücü(HP)	3355	4100	5600
Yanma odası çıkış gaz sıcaklığı(C)	600	650	790
Türbin/pervane deviri(rpm)	5700/120	6800/120	6900/115
İnşa yılı	1951	1959	1956

Günümüzde gemi inşaatı pazarında hızlı gemilere doğru bir eğilim bulunmaktadır. Yolcu gemileri, feribotlar ve yüksek süratli küçük teknelerde düşük ağırlık/güç oranı nedeniyle gaz türbinleri yüksek hızlı dizel makinelerle iyi bir alternatif oluşturmaktadır.Örnek olarak Villum Clausen isimli feribot 597 yolcu, 186 araç kapasitesine sahiptir. 2 adet GE LM 2500 gaz türbini tarafından tahrik edilmektedir toplam kurulu gücü 18000kW, türbin devri ise 3600 dev/dk'dır. Geminin servis hızı 41 knot, maksimum sürati 47.7 knot'tır.yakıt tüketimi maksimum gücün % 85'inde yaklaşık olarak 7.4 ton/saat'tir.

2. GAZ TÜRİNİ TERMODİNAMİK ÇEVİRİMİ

Brayton çevrimi ilk olarak 1870'li yıllarda George Brayton tarafından, kendi geliştirdiği yağ yakan pistonlu motorlarda kullanılmak üzere öne sürülmüştür. Bugün Brayton çevriminin kullanımı, sıkıştırma ve genişlemenin aksel kompresörler ve türbinlerde olduğu gaz türbinleriyle sınırlıdır. Gaz türbinleri açık çevrimle çalışırlar. Çevre koşullarındaki hava, kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır, basıncı ve sıcaklığı artar. Yüksek basınçlı hava daha sonra, yakıtın sabit basınçta yakıldığı yanma odasına girer. Yanma sonunda oluşan yüksek sıcaklıktaki gazlar türbinde çevre basıncına genişlerken iş yapar. Türbinden çıkan egzoz gazları atmosfere atılır. Böylece açık çevrim gerçekleşmiş olur.

Açık gaz türbini çevrimi hava standardı kabulleri uygulayarak kapalı bir çevrim olarak düşünülebilir. Kapalı çevrimde sıkıştırma ve genişleme işlemleri değişmemektedir, fakat yanma işleminin yerini sabit basınçta ısı geçişi, egzoz işleminin yerini ise çevreye sabit basınçta ısı verilmesi almaktadır. Aracı akışkanın kapalı bir çevrimde dolaştığı ideal çevrim Brayton çevrimi olarak adlandırılır.



Şekil 2.1 Brayton çevrimi P-V, T-S diyagramları

Brayton çevrimi dört tersinir hal değişikliğinden oluşur (Şekil 2.1).

1-2 arasında kompresörde izantropik sıkıştırma

2-3 arasında sisteme sabit basınçta ısı geçişi

3-4 arasında türbinde izantropik genişleme

4-1 arasında çevreye sabit basınçta ısı geçişi

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği zaman, sürekli akışlı açık sistemlerin enerjinin korunumu denklemi birim kütle için şu şekilde yazılır.

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

Özgöl ısıların oda sıcaklığında sabit kaldığı kabul edilirse(soğuk hava standartı kabülü) sisteme ve sistemden ısı geçişleri şöyle olacaktır.

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

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

Bu denklem kullanılarak ideal Brayton çevriminin verimi aşağıdaki gibi ifade edilir.

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

1-2 ve 3-4 hal değişimlerinin izantropik ve $P_2 = P_3$, $P_4 = P_1$ göz önüne alınırsa,

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

olur,ısı denklemleri de sadeleştirme yapılırsa

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

denklemleri elde edilir.

Basit bir gaz türbini kompresör, yanma odası, güç türbininden oluşur. Bu gaz türbininin esas termodinamik çevrimi şöyledir:

Sabit entropide sıkıştırma (kompresör), sabit basınçta yanma (yanma odası), sabit entropide genleşme (türbin) ve sabit basınçta atmosfere çıkış (egzoz). Termodinamik çevrim Şekil 2.1 'de verilmiştir.

Basit bir gaz türbininin çalışma prensipleri Şekil 2.1, yardımıyla incelenecek olursa:

1-2 Fazında çalışma maddesi hava kompresör giriş kısmından (atmosferden) emilerek basıncı artırılır ve yanma odasına sevk edilir. 1-2 Fazında basınç ve sıcaklık artar, hacim küçülür

2-3 Fazında yakıt nozulları vasıtasıyla sıkıştırılmış hava üzerine yakıt püskürtülür ve bu karışım bir buji vasıtasıyla yakılır. 2-3 Fazında sıcaklık ve hacim artar, basınç sabittir.

3-4 Fazında ısınan ve hızla genleşen gazlar yanma odasından çıkarak türbin rotoruna sevk edilir. Türbin hareketli ve sabit kanatları (Rotor X Stator) arasından geçen gazlar taşıdıkları termal ve kinetik enerjilerini mekanik enerjiye dönüştürürler. 3-4 Fazında hacim artar, sıcaklık ve basınç düşer.

4-1 Fazında atmosfer basıncına kadar genleşmiş olan gazlar üzerlerinde bir miktar termal enerji olduğu halde atmosfere egzoz edilir. 4-1 Fazında basınç sabit kalır, sıcaklık ve hacim düşer.

Yanma odasında ilk olarak buji vasıtasıyla başlatılan yanma neticesi meydana gelen sıcak gazlar türbin üzerinde genleşirken ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüşür. Türbinin dönmesi ile aynı şafta 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.

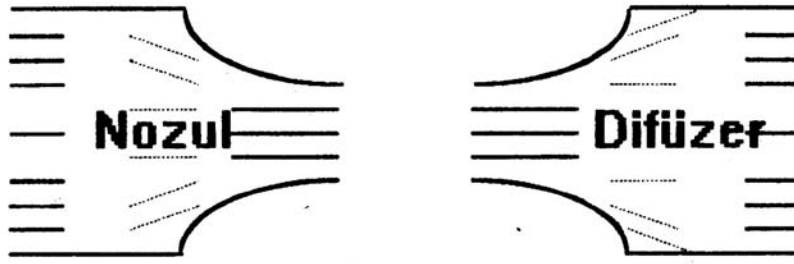
- 1) Gazların sıcaklığını azaltmak üzere gereğinden çok fazla hava (normal yanma havasının 4-5 katı) atmosferden alınır ve böylece hava/yakıt oranı (yaklaşık 60/1) içinde yakıt kütlesi hava kütlesine nazaran ihmal edilebilir ve sistem giriş çıkış debisi sabittir.
- 2) Kullanılan akışkan hava, ideal gaz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

2.1 Temel Gaz Türbin Teorisi

2.1.1 Yakınsaklık ve İraksaklık Kavramı

Gaz türbininin uygun çalışması için iki faktör gereklidir. Bunlardan birincisi Newton'un 3. kanunu, diğeri yakınsaklık ve iraksaklık işlemleridir ki burada yakınsaklıktan kasıt nozul, iraksaklıktan kasıt ise difüzerdir. Bernoulli prensibi de bu işlemler için geçerlidir. Venturi olayı, (otomobil karbüratörlerindeki gibi) Bernoulli prensibi ve yakınsak/ıraksak işlemlere güzel bir örnek teşkil eder. Bernoulli prensibine göre, eğer bir akışkan nozul üzerinden geçirilirse akışkanın hızı artar ve basıncı azalır veya akışkan bir difüzerden geçirilirse bu durumda ise olayın tersi gerçekleşir yani hız azalır ve basınç artar. Türbin sabit kanatları nozula, kompresör sabit kanatları ise difüzere örnek teşkil etmektedir. Nozul ve difüzer Şekil

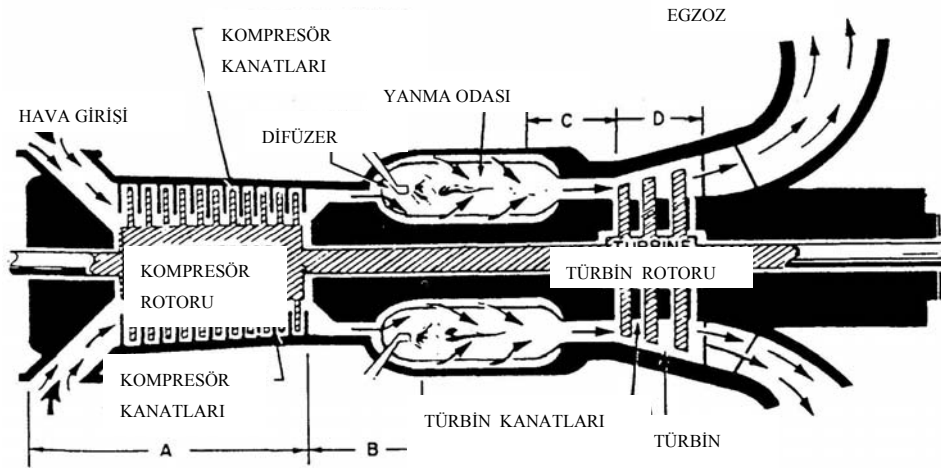
2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Nozul ve Difüzer

2.1.2 Gaz Türbin Oluşumunun Esasları

Eğer kompresörü bir şaft ile türbine bağlarsak basit bir gaz türbini elde ederiz. Kendi kompresörünü çalıştırmak ve faydalı iş yapmak için yeterli gücü sağlayabilir. Elde edilen faydalı iş'i ise bir jeneratörün veya gemi pervanesinin çevrilmesinde kullanabiliriz.



Şekil 2.3 Gaz türbininde nozul ve difüzer olayı

2.1.3 Genel Gaz Türbin Çalışma Prensibi

Gaz türbinlerinin çalışması esnasında basınç, hız ve hacimde değişiklikler meydana gelir. Yakınsak - işlemleri Bernoulli prensibinin bir uygulamasıdır. (Bir tüp boyunca akan bir sıvı daralan tübe yaklaşırsa tüp boyunca akan sıvının hızı artar ve basıncı azalır. Sıvı boruyu terk edince ise tersi doğrudur. Hız azalır ve basınç azalır. Boyle ve Charles kanunu ile bu işlem esnasında karşılaşılr. Hava kompresörün ön tarafından girer. Kompresörün döner elemanı rotor dizaynında arkalara doğru olan alanda azalma oluşturulmuştur. Bu daralan yapı yakınsak bir alan oluşturur.

Her bir dönen kademe arası bir sabit kademe veya statordur. Stator kısmı olarak yüksek hızı, basıncı dönüştürür ve havayı bir sonraki dönen hareketli kanada sevk eder. Her bir çift rotor-stator kanadı bir basınç kademesini oluşturur. Her bir kademede basınç artar , hacim azalır(Boyle Kanunu). Bu işlem havanın difüze girmesine kadar devam eder.

Difüzer kısa bir bölümdür. Bu bölgede çok büyük bir değişiklik olmaz. Hava difüzerin sonuna yaklaşıırken ıraksaklaşır.Yani bu noktada havanın hızı azalır , basınç ve hacim artar. Basınç difüzer boyunca sabit kalırken , burada hız enerjisi basınç enerjisine dönüşür. Bernoulli prensibi ve Boyle kanununun tersi oluşur. Kompresör devamlı olarak bu bölgeye daha fazla hava gönderir ve bu bölgede sabit basınç ve debide bir hava akışı sağlanır. Havanın yanma odasına girmesi ile sabit basınçta yanma meydana gelir. Yanma sonunda havanın ve yanmış gazların hacminde büyük bir artış meydana gelir (Charles Kanunu).

Yanmış gazlar arkaya türbin nozul bölgesine doğru ilerler. Bu kısımda hız artar, basınç azalır, yüksek sıcaklık , yüksek hız ve alçak basınçlı gazlar türbin giriş nozulu üzerinden türbin rotorunun birinci kademesine girer.

Yüksek hız, yüksek sıcaklıktaki gazlar, hız enerjisi ve ısı enerjisini türbin kanatlarına transfer ederek rotorun dönmesini sağlar.Bu bölge ıraksak bir bölge yani difüzer özelliğindedir. Her bir dönen türbin kademesi arası bir statik kademe veya nozuldur. Bir türbin nozulu bir dizi vane'li bir stator ringidir. Vane'ler yanma gazlarını türbin kanatları üzerine düzgün olarak ve tam açıda yöneltir. Vane'ler arasındaki pasajlar türbinin son kademelere doğru genişleyen ıraksak şekil ve görünümü nedeniyle ıraksak nozul olarak dizayn edilmiştir. Her bir peş peşe gelen nozul kademesi üzerinden geçtikçe, hız gaz üzerine verilir. Her bir nozul gazın genişlemesini kontrol ederek ısı ve basınç enerjisini hız enerjisine çevirir. Her bir türbin

kademesi bir öncekinden daha büyüktür. Basınç düşüşü oldukça hızlıdır. Sonuçta her bir kademe, düşük basınç, düşük sıcaklık ve büyük hacimdeki gazın enerjisini kullanmak için daha büyük olmalıdır. Türbinde şekil ve saha itibarıyla ıraksaklık söz konusudur. Bu husus basınç enerjisini çok süratli düşürüp gazların çabuk genleşmesinin sağlanması için düşünülmüştür.

Atmosfer havasının, kompresör tarafından basınç ve hızı artırılır ve hacmi azaltılır. Her bir kademe havayı sadece 1.2 kez sıkıştırır. Türbin rotorunda gazlar ısı ve basınç enerjisini bırakır ve altı kademe boyunca hacmi artar. Bu süratle olmazsa, bu olay yanma odasındaki sıcak gazların kompresör kademelerine doğru ilerlemesine ve kompresör dışarç havasının kesilmesine "surge" ve "stall" (vınlama, hoplama, gümbürdeme) olaylarına neden olacaktır. Surge ve Stall olayı birkaç saniye içinde bir gaz türbinin hurda hale gelmesine neden olabilmektedir. Bu nedenle böyle bir olayın meydana gelmesi durumunda derhal türbin stop edilmelidir.

Egzoz gazları türbin son kademesinden atmosfere atılmaktadır. Egzoz çıkışının ileri bölümleri de ıraksak bölgenin devamıdır. Bu nedenle sıcak gazların genleşmesi basınç ve hızlarının düşmesi bu bölgede de devam etmektedir. Egzoz bölgesinin uzunluğuna ve çapına bağlı olarak gazlar atmosfer basıncının az üzerinde bir basınçla atmosfere egzoz edilir.

2.1.4 İtme Kuvvetine Çevrenin Etkileri

Yüksekliğin fazla olması-(hava soğuk ve yoğunluğu az) yüksek sıcaklık-(moleküller serbesttir ve bir arada duramazlar) düşük barometrik basınç-(düşük çalışma noktası) ve yüksek nem nedeni ile düşük miktarda hava akımının olması ve düşük güç demektir.

Düşük yükseklik, düşük sıcaklık, düşük nem ve yüksek barometrik basınç fazla miktarda hava akımı ve buna bağlı olarak yüksek güç demektir. Bir gaz türbininin verimi yakıtı kuvvet veya güce etkin olarak çevirebilmesi veya saatteki yakıt tüketimi başına elde edilen itme kuvvetinin karşılığı özgül yakıt tüketimi tarafından belirlenir. Hava ve yakıt bir gaz türbininde güç üretimi amacıyla birlikte kullanılırlar. Havanın normal bileşimi :

% 21 Oksijen

% 78 Nitrojen

% 1 Diğer gazlardır.

% 21 Oksijen, yakıtın yakılması veya oksitlenmesi için kullanılır. Geri kalan % 79'lık kısım gaz türbini çevriminde kimyasal etkisi olmayan ve işe yaramayan kısımdır.

Sıkıştırma Oranı: Sıkıştırma oranı, kompresör çıkış basıncının kompresör giriş basıncına bölümüne eşittir.

Kompresör hava akımı miktarı (kütleli debi): Kompresörün kütleli debisi öncelikle kompresör giriş kesit alanına bağlı olmakla birlikte hıza, kompresör rotorunun dönüş hızına ve çevre veya dış ortam havasının özelliğine bağlıdır.

Her bir kanat kademesi veya kademedan kademeye geçtikçe kanat dik kesit alanı giderek azalır böylece hava akımının basıncı ve sıcaklığı kompresör çıkışına doğru önemli miktarda artar. Kompresör kanat kademelerinde yapılan toplam iş miktarı (pompalama ve sıkıştırma) çok küçüktür. Böylece toplam sıkıştırma oranı her bir kademedeki sıkıştırmanın toplamı olmaktan ziyade çarpımıdır.

Basınç oranı her bir kademe için aynıdır fakat son kademedeki basınç artışı daha büyüktür. Hız ve yoğunluk kompresör boyunca basınç artışında bir etkiye sahiptir. Sıkıştırma oranı gaz türbini hızıyla artacak veya azalacaktır. Kompresör giriş sıcaklığı aynı zamanda kompresör boyunca basınç artışı üzerinde bir etkiye sahiptir.

Kompresördeki hava akımının durması kompresörden akan düzensiz hava akımı ile gerçekleşir. Kompresör çıkışındaki hava yanma ve motorun içindeki parçaların soğutulması için kullanılır. Yaklaşık %20 si yanma odasında kullanılırken %80 i soğutma için kullanılır.

Türbinin sıcaklığı yalnız kompresörün durmasından dolayı artmaz, aynı zamanda zengin yakıt karışımı da buna neden olur. Fakat egzoz gazlarının sıcaklığının artması türbin soğutma havasının azalması (kompresörün hava akımının durması nedeniyle) sonucunda da olur.

2.2 Gerçek G/T Çevriminde Verimi Etkileyen Faktörler

2.2.1 Çalışma Maddesinin Hızı

Türbo makinelerde akışkan hızı yüksek olduğundan her elemanın giriş ve çıkış arasındaki kinetik enerji değişimi ihmal edilemez. Aynı nedenlerle sürtünme, türbülans, cidardan ayrılma, şok gibi nedenlerle meydana gelen kayıplar olduğu için türbin ve kompresördeki genleşme ve sıkıştırma izentropik değildir. Giriş ve çıkış arasında entropi artışı olur.

2.2.2 Basınç Kayıpları

Yanma odalarında alev dengeleyici ve karıştırıcı parçaların aerodinamik dirençlerinden ve egzotermik reaksiyonun neden olduğu momentum değişikliklerinden dolayı toplam basınçta bir azalma olur. Ayrıca akışkanın sürtünmesinden dolayı bütün birimlerde ve özellikle

kanallarda basınç düşmeleri olur ve bunlar genellikle birim kayıplar içinde göz önüne alınır. Bu kayıplar yüzünden türbindeki basınç oranı kompresördekine nazaran azalır ve dolayısıyla net işte bir azalma meydana gelir.

2.2.3 Yardımcı Elemanlar

Çevrimden elde edilen faydalı işin bir kısmı yataklarda, kompresör ve türbin arasındaki bağlantılarda, yağ motorin tulumbası gibi elemanların çevrilmesinde kullanılır. Kompresörde sıkıştırılan havanın bir kısmı da türbin kanatlarının, yanma odası çeperlerinin, tahrik şaftının ve çeşitli yardımcı elemanların soğutulmasında kullanılır.

2.2.4 Debi Artması

Yanma odasına giren havaya % 1-2 yakıt/hava oranında yakıt eklendiğinden yanma odası giriş çıkışı arasında bir debi artışı vardır.

2.2.5 Çalışma Maddesi

Kullanılan akışkanın termodinamik özellikleri, çevrim boyunca sıcaklık ve kimyasal bileşimin değişmesi ile ayrıca giriş havasındaki nem ve toz miktarı ile değişir.

2.3 Açık Çevrimli Gaz Türbinlerinde Termal Verimi Etkileyen Faktörler

2.3.1 Yakıt Miktarı

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

2.3.2 Basınç Oranı

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

2.3.3 Kompresör Giriş Isısı

Kompresör giriş sıcaklığı düştükçe sıkıştırma işlemi kolaylaşacağından kompresörde harcanan güç azalacaktır ve termik verim artacaktır.

Şöyle bir örnek verecek olursak, kompresör giriş sıcaklığındaki 1°F'lik artış türbin toplam gücünde % 0.5'lik bir azalma meydana getirecektir. Bu güç kaybının telafisi için yanma

odasına daha fazla yakıt püskürtülmesi ortaya çıkacaktır. Tersî olayda ise aynı gücü elde etmek için yanma odasına daha az yakıt püskürtülecek ve yakıt tasarrufu sağlanmış olacaktır.

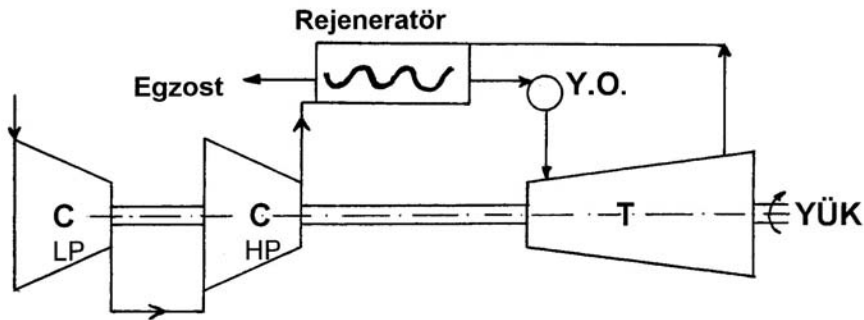
2.3.4 Kompresör Kanat Temizliği

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.

2.4 Açık Çevrimli Gaz Türbinlerinde Verimi Arttırma Yöntemleri

2.4.1 Rejeneratörlü Gaz Türbin Çevrimleri

Basit gaz türbini çevrimlerinde sistem verimlerini arttırmak için bazı ilave cihazlar kullanılabilir. Bunlardan biri olan rejeneratörler atmosfere atılmakta olan gazların halen sahip oldukları termal ve iç enerjilerinden yararlanarak kompresör verimini arttırarak verime katkıda bulunurlar. Şekil 2.4'de rejeneratör ilave edilmiş bir gaz türbini görülmektedir.



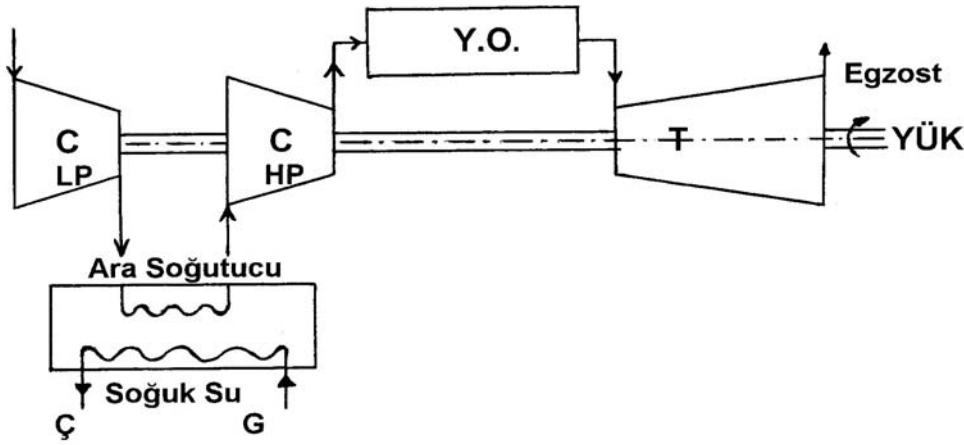
Şekil 2.4 Rejeneratörlü gaz türbini çevrimi

Türbinde genleşen gazların açık ve basit çevrimli gaz türbinlerinde atmosfere atılmaktadır. Bu egzoz gazları içindeki artık termal enerji kompresörden çıkan sıkıştırılmış havanın yanma odasına girmesinden önce bir ısı değiştirici aracılığı ile ön ısıtmaya tabi tutulması amacıyla kullanılırsa bu sisteme rejeneratör adı verilir. Isıtma işlemi sıkıştırma işleminden sonra olacağı için kompresör verimi menfi olarak etkilenmez fakat yanma odasına daha az yakıt

püskürtüleceği için yanma odası verimi artar. Rejeneratör dizaynında dikkat edilmesi gereken husus basınç kayıplarının olmamasıdır. Soğuk taraftaki basınç düşüşleri kompresör işini arttırır. Sıcak taraftaki basınç yükselmeleri ise türbin üzerinde ters basınç yaratarak türbin işini azaltır dolayısıyla sistemin verimi azalır.

2.4.2 Ara Soğutmalı Gaz Türbin Çevrimleri

Havanın kompresörde sıkıştırılması işlemi izotermal işleme yaklaştığı oranda kompresör işi azalır. Dolayısıyla sistem verimi artar. Gerçek gaz türbini çevrimlerinde izotermal işleme yaklaşabilmek amacıyla sıkıştırma olayı iki veya daha fazla kademeye bölünür. Hava iki sıkıştırma kademesi arasında bir ısı değiştirici vasıtasıyla soğutulur. Hava soğudukça yoğunluğu artacağı için daha az güç harcanarak gerçekleşir. Adı geçen ısı değiştiriciye ara soğutucu denir. Şekil 2.5’da ara soğutucu ilave edilmiş bir gaz türbini çevrimi görülmektedir.



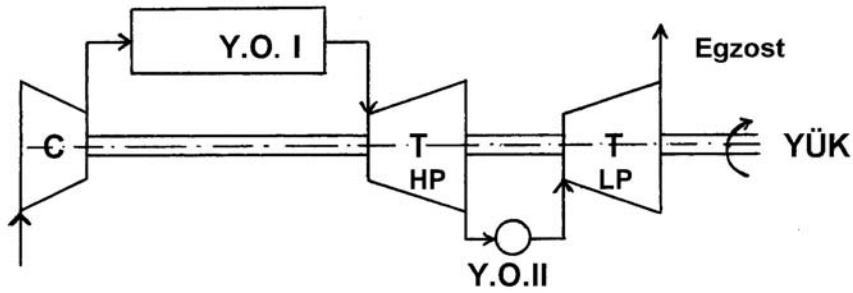
Şekil 2.5 Ara soğutmalı gaz türbini çevrimi

İki kademeli ara soğutması olan bir sistemde, en düşük güç gereksinmesi; toplam basınç artışı, kademeler arasında eşit olarak bölündüğü zaman oluşur.

2.4.3 Ara Kızdırmalı Gaz Türbin Çevrimleri

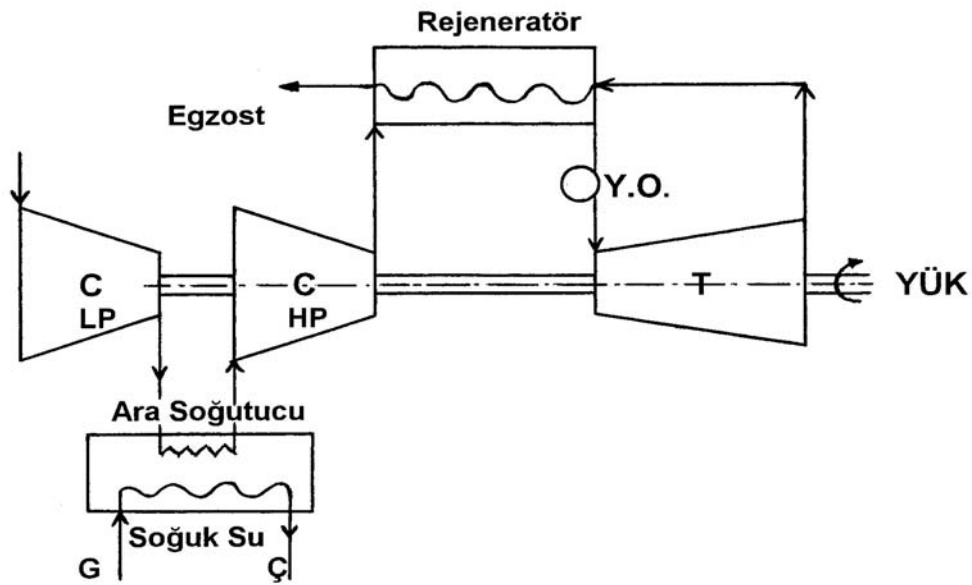
Basit gaz türbin çevrimlerinde gaz karışımı izantropik işlemle genişler. Ancak türbinler izotermal genişlemede daha iyi verim sağlar. Gerçek gaz türbinlerde yaklaşık izotermal işlem elde edebilmek için genişleme olayı iki veya daha fazla kademeye bölünür ve gazlar birinci türbin kademesinden çıktıktan sonra ikinci kademeye girmeden önce türbin giriş sıcaklığına

kadar ikinci bir yanma odası vasıtasıyla ısıtılır. Kademe sayısı arttıkça izotermal işleme yaklaşılr. İkinci yanma odasına ara kızdırma adı verilir. Şekil 2.6'de ara kızdırmalı gaz türbini çevrimi görülmektedir.

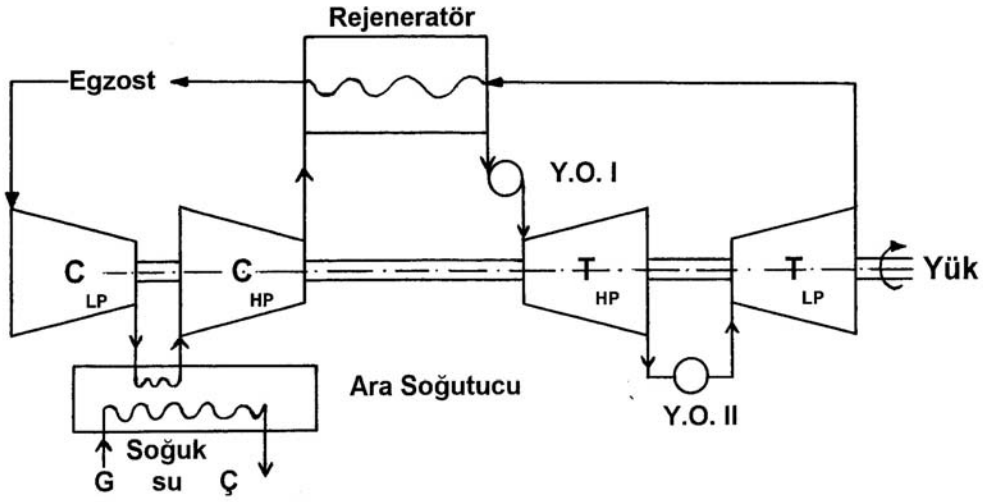


Şekil 2.6 Ara kızdırmalı gaz türbini çevrimi

Yukarıda bahsedilen verim arttırıcı yöntemler tek başlarına sisteme ilave edildikleri gibi bunların kombinasyonları da oluşturulabilir. Şekil 2.7 ve Şekil 2.8’de rejeneratör ve ara soğutuculu, rejeneratör-ara soğutucu ve ara kızdırmalı G/T çevrimleri görülmektedir.



Şekil 2.7 Rejeneratörlü ara soğutulucu gaz türbini çevrimi



Şekil 2.8 Rejeneratörlü ara soğutulucu ve ara kızdırıcılı gaz türbini çevrimi

2.5 Gaz Türbinlerinin Kullanılması

Gaz türbinleri, güç çıkışına oranla ağırlıklarının az olması ve az yer kaplamaları nedeniyle diğer bütün içten yanmalı makinelere tercih edilir. Ancak pistonlu makinelere nazaran yakıt masrafları çok fazla olduğu için yüksek süratli hava yastıklı gemiler (SES) dışında akaryakıt sarfiyatının düşünülmediği sahada uygulanır. Genel olarak ifade edilirse bir dizel motorun ürettiği her bir beygir gücüne karşılık ağırlığı bir gaz türbininin 5-10 katıdır. İktisadi seyir bakımından ise dizeller deniz suyundan daha az etkilenip bakım tutum kolaylığı nedeniyle daha çekici olurlar. Savaş gemilerinde çok kısa sürede yüksek sürat istenirse gaz türbinleri tercih edilir. Bugün birçok donanmada dizel istenmesine karşılık İngiliz Donanması gaz türbinlerinin kullanılması için prensip kararı almıştır. Gaz türbinlerinden elde edilen şaft gücü şu maksatlar için kullanılabilir:

- 1) AC/DC Jeneratörlerin tahriki
- 2) Gemi pervanesinin tahriki
- 3) Uçak veya helikopter pervanesi tahriki
- 4) Tulumba veya kompresör tahriki
- 5) Ağır tonajlı kara araçlarının tahriki

Bu yerlerde gaz türbinlerinin kullanımı için gaz türbinin belirli kontrollere ihtiyacı vardır. Kullanım yerlerine göre kontrolü gereken parametreler şunlardır :

- 1) AC jeneratörler için üretilen voltajın frekansı
- 2) Gemi ana makinesi için gemi sürati
- 3) Uçak ve helikopter için uçuş süratleri
- 4) Tulumba ve kompresör için kapasite
- 5) Kara taşıtları için sürat

Bu parametrelerin kontrolüne ana kontroller denir. Örneğin AC jeneratörlerde kullanılan gaz türbinlerinde ana kontrol sistemi bütün yüklerde üretilen voltajın frekansını yani türbin devrini sabit tutar. Oysa ana makinesi sabit olarak piçli bir pervaneyi çeviren gaz türbininin ana kontrol sistemi belirli bir şaft devrinde şaft torkunu sabit tutar. Dolayısıyla kontrol için ilk ihtiyaç, elde edilen gücün gerekli şekilde kullanımı ve gaz türbininin kullanım maksadı ana kontrol sistemini belirleyecektir. Ayrıca bütün kullanım yerleri için müşterek olmak üzere gaz türbininin koruyucu kontrollere ihtiyacı vardır.

2.5.1 Gemi Ana Makinası Olarak Gaz Türbini Kontrolu

- 1) Gemide ana makina olarak kullanılan gaz türbinleri için temel kontroller Gemi sürati, şarj, yakıt akışı, şaft devri (rpm).
 - a. Gaz türbininde iki ayrı devir mevcuttur.
 - 1) Gaz üretici türbin devri N_{gg}
 - 2) Güç türbin devri N_{pt}
 - b. Pervane şaft devir değişikliği
 - 1) Güç türbini devri (piç açısı sabit)
 - 2) Piç açısı değişimi (güç türbin devri sabit)
 - c. Pervane devir yönünün aksedilmesi (Tornistan)
 - 1) Piç açısının ters çevrilmesi
 - 2) Glaç
- 2) Diğer kontroller ise : Uzaktan kumanda, start ve stop, ivmelenme ve yavaşlama, makinelerin değişimi (G/T den dizele veya iktisadi sürat G/T ne geçiş veya tersi)
- 3) Makinenin korunması : Ani yük kaybı (ambeleyle kalkma), yanlış kumanda, aşırı ve çok ani yükleme, G/T bünyesinde arıza (kanat kopması, nozul arızası), yardımcı sistem arızası (y.yağı, hava, yakıt v.s.)

- 4) Gaz türbinlerinde kullanılan kontrol sistemlerinden beklenen özellikler : Kumanda çabukluğu, kararlı çalışma, hassasiyettir.
- 5) Gaz türbininin normal çalışma durumunda kontrol edilecek parametreler : gaz üretici türbin devri (N_{gg}), güç türbin devri (N_{pt}), türbin giriş sıcaklığı (TIT) dır (egzoz gaz harareti de EGT sayılabilir).

3. LM 2500 GAZ TÜRİNİ EKSERJİ ANALİZİ

3.1 Gaz Türbini Hal Noktaları

Gaz türbini hal noktaları Şekil 2.9’da gösterilmiştir. Bir savaş gemisinde bulunan LM-2500 gaz türbininin kompresör, yanma odası ve türbin kısımları modül içinde bulunmakta olup ridakşinger bağlantısını yapan sss glaç ve ridakşinger modül dışındadır.

Kompresör 16 kademedan oluşmakta olup, ilk startı gemi dizelleri üzerinde bulunan start air kompresör(SAC) ile veya gemide bulunan yüksek basınç kompresörleri ile yapılmaktadır. Rölanti devrine ulaştıktan sonra türbin kademesinin ön kısmında bulunan yüksek basınç türbini ile döndürölmektedir. 16 kademeden 7 kademesinde bulunan kanatlar sabit olmayıp açları yük durumuna göre değişmektedir.

Yanma odası kompresör çıkışında bulunmakta olup 2 adet buji ile ateşleme yapılmaktadır. Ayrıca 30 adet yakıt nozulu ile yanma odasına yakıt püskürtölmektedir. Yanma odasına gelen havanın % 25’i yanmayı merkezlemek ve %5’i yanma odasını soğutmak için kullanılır.

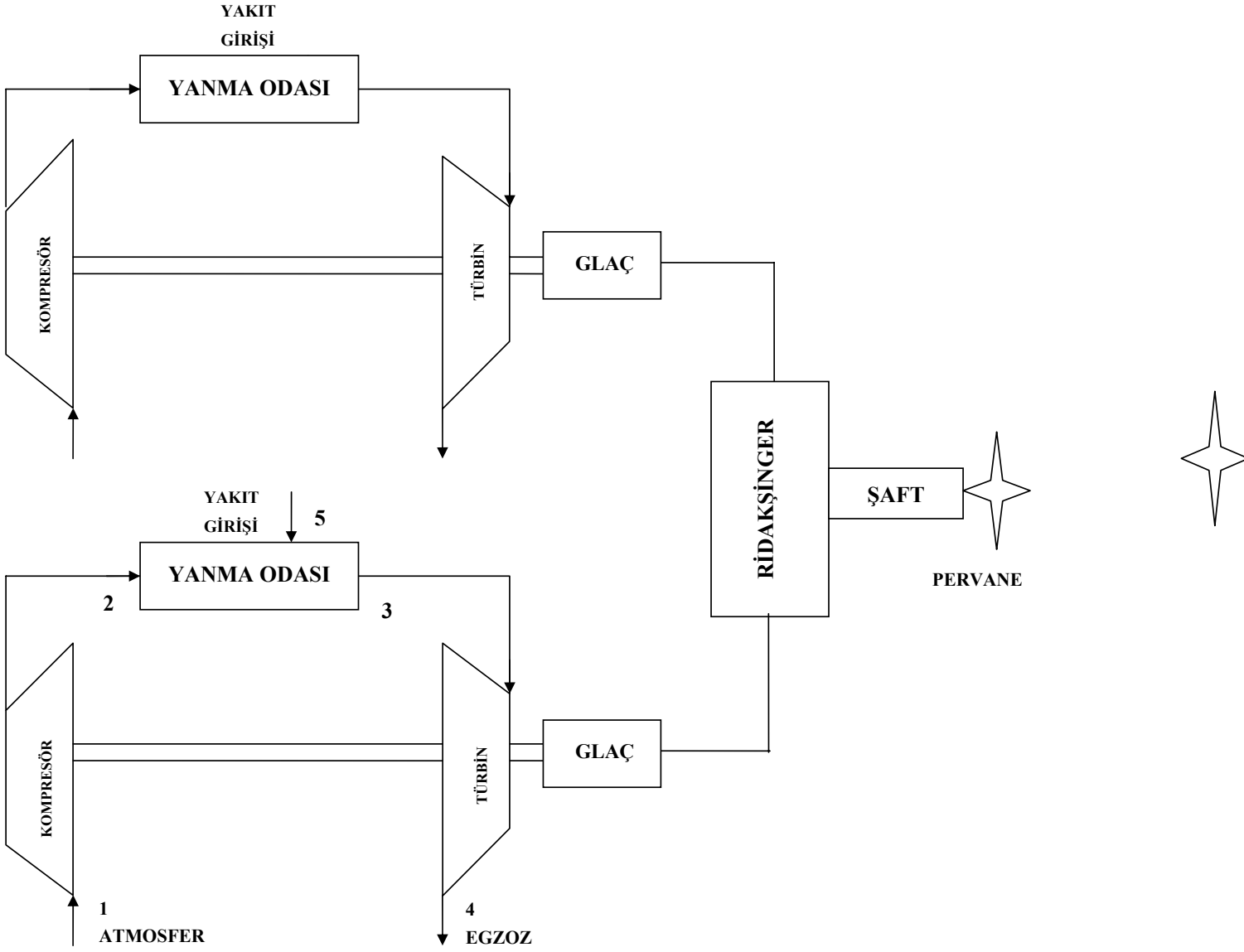
Türbin 6 kademedan oluşur. Türbinin son kademesinden sonra gazlar egzoz sistemine verilir. Kademelerde türbin rotorunu çeviren gazlar bacadan dışarı atılır.

Glaç modül dışında bulunmakta olup gaz türbini devreye girdikten sonra türbin devri 500 RPM’i geçtikten sonra otomatik olarak ridakşingere bağlanmakta, türbin stop edildikten sonra devir 500 RPM’ e düştüğünde otomatik olarak ridakşingerden ayrılmaktadır.

Ridakşinger türbin devrini düşökmek için kullanılır. 20’ye 1 düşürme oranına sahiptir. Sistem iç içe geçmiş bir dişli grubudur. Şafta direk bağlı olup emercensi durdurmak için sonunda şaft fren sistemi bulunmaktadır.

Şaft türbinde üretilen iş ile pervaneyi çevirmek için kullanılır. Maksimum devri 182 RPM’dir. Bitişinde pervane mevcuttur. Sistem üzerinde 1 adet line şaft yatağı(palamar yatak) mevcuttur.

Pervane pitch kontrollü olup 5 kanatlıdır. Sancağa devirlidir. Maksimum devri şaft devri ile sınırlı olup 182 RPM’ dir.



Şekil 3.1 Gaz türbini hal noktaları

3.2 Ekserji analizi

Rant ekserjiyi tamamen başka bir enerjiye dönüşebilen enerjinin bir çeşidi olarak Baehr ise verilmiş bir ortamda bütün diğer enerji türlerine dönüştürülebilen kullanılan enerji olarak ifade etmişlerdir (Arıkol, 1984).

Ekserji verilen şartlarda, çevre ile aynı şartlara (ölü hal) getirilmesi sonucu bir sistemden elde edilebilecek maksimum iş şeklinde tanımlanmıştır (Kotas, 1984).

Ekserji analizi için çevrenin tanımı yapılırken temel ilke, çevrenin tam bir denge durumunda olmasıdır. Bir madde akımının ekserjisi değerlendirilirken, çevrenin ısı ekserjisinin sıfır olduğu ve serbestçe tanımlanan yaygın çevresel maddelerden oluştuğu kabul edilir. Bu yaygın çevresel maddeler, birbirleriyle denge halindedir ve bunların ölü hal durumunda oldukları söylenir (Arıkol, 1985).

Bir sistem ölü halde iken çevresi ile eşit sıcaklık ve basınçtır. Yani çevre ile ısı, mekanik ve termodinamik dengededir. Ayrıca, sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Sistem ölü halde iken çevresiyle kimyasal reaksiyona giremez. Sistemin ölü hal özellikleri P_o, T_o, H_o ve S_o 'dır. Ölü hal durumunda $P_o = 1 \text{ atm}$ (101.325 kPa) ve $T_o = 25^\circ \text{C}$ (298.15K) dır (Çengel ve Boles, 1994).

Enerjinin faydalı kısmını ekserji oluştururken enerjinin kullanılmayan yani başka bir enerjiye dönüştürülemeyen kısmı anergi olarak adlandırılır.

Ekserjinin çok çeşitli bileşenleri vardır. Eğer magnetik ve yüzey gerilimlerinin tesirleri yok kabul edilirse, ekserji dört ana gruba ayrılabilir. Bunlar: fiziksel ekserji, kimyasal ekserji, potansiyel ekserji ve kinetik ekserjidir.

$$E = E^P + E^K + E^{Fiz} + E^{Kim} \quad (3.1)$$

Bu bölümde fiziksel ve kimyasal ekserji değerleri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda kinetik ve potansiyel ekserji miktarları çok küçük olduğu için ihmal edilmiştir. Fiziksel ekserji sisteminin sahip olduğu p,T şartlarından, sınırlandırılmış ölü bölgeye yani p_o, T_o şartlarına geçerken elde edilebilecek maksimum iştir.

$$E^{Fiz} = \dot{m}[(u - u_o) + P_o(v - v_o) - T_o(s - s_o)] = \dot{m}[(h - h_o) - T_o(s - s_o)] \quad (3.2)$$

Kimyasal ekserjinin hesaplanabilmesi için sistemi oluşturan maddelerin ve çevrenin içeriğinin bilinmesi çok önemlidir. Çevre kendi içerisinde dengeli kabul edilir. Çevre şartları her yerde aynı olmadığı için standart bir çevre durumu kabul edilmiştir. Çevrenin sıcaklığı $T_o = 298.15K$ ve basıncı $P_o = 1.013bar$ 'dır. Bu durumda hesaplanan ekserji standart kimyasal ekserjidir. Çeşitli maddeler için standart ekserji değerleri hesaplanmış ve tablolar haline getirilmiştir. Hesaplamalarda bu tabloların kullanılması hesap kolaylığı sağlamaktadır.

1 noktası, kompresöre giriş şartları olup çevre şartları ile aynı olduğundan fiziksel ekserjisi sıfırdır. Kompresöre girişten yanma odasına girişe kadar akışkan havadır. Bu şartlar 1 ve 2 noktalarıdır. Bu noktalarda havanın kimyasal kompozisyonu çevrenin kompozisyonu ile aynı olduğu için kimyasal ekserjileri sıfırdır.

2 noktası, (3.3) eşitliği i gazına ait T_2, p_2 şartlarında $p_{ref} = 1$ bar için entropi değerlerini vermektedir. Havayı oluşturan bütün gazlar için $\bar{s}$ değerleri hesaplanıp mol fraksiyonları ile çarpılırsa $\bar{s}_2$ değeri elde edilir. Bu değer (3.4) eşitliğinde yerine yazılarak 2 noktasının fiziksel ekserjisi hesaplanır.

$$\bar{s}_i(T_2, X_i, P_2) = \bar{s}_i(T_2) - \bar{R} \ln \frac{X_i P_2}{P_{ref}} \quad (3.3)$$

$$E_2^{Fiz} = \dot{m}_2 \frac{\left\{ \bar{h}_2 - \bar{h}_o - T_o \left(\bar{s}_2 - \bar{s}_o \right) \right\}}{M_a} \quad (3.4)$$

yanma odası çıkışından atmosfere atılana kadar (3-4 arası) akışkan egzoz gazlarıdır. Bu noktalara (3 ve 4 noktaları) ait $\bar{h}_o$ ve $\bar{s}_o$ değerleri hesaplanırken egzoz gazlarının çevre şartlarındaki mol fraksiyonları kullanılır.

3 noktası, Bu nokta yanma odası çıkışı olup entropi değeri (3.5) eşitliğinden hesaplanır ve bulunan değer (3.6) eşitliğinde yerine yazılarak bu noktaya ait fiziksel ekserji hesaplanır.

$$\bar{s}_i(T_3, x_i, p_3) = \bar{s}_i^o(T_3) - \bar{R} \ln \frac{x_i p_3}{p_{ref}} \quad (3.5)$$

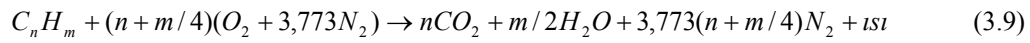
$$E_3^{Fiz} = m_3 \frac{\left\{ \bar{h}_3 - \bar{h}_o - T_o \left(\bar{s}_3 - \bar{s}_o \right) \right\}}{M_p} \quad (3.6)$$

Egzoz gazlarının mol fraksiyonu ve bu gazların standart kimyasal ekserji değerleri (3.7) eşitliğinde yerine yazılarak, birim mol başına kimyasal ekserji değeri hesaplanır. Daha sonra (3.8) eşitliği kullanarak 3 noktasının kimyasal ekserjisi hesaplanır.

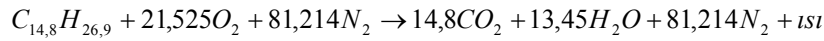
$$e^{Kim} = \sum_{k=1}^n X_k \bar{e}_k^{Kim} + \bar{R} T_o \sum_{k=1}^n X_k \ln X_k \quad (3.7)$$

$$\bar{E}_3^{Kim} = m_3 \frac{\bar{e}^{Kim}}{M_p} \quad (3.8)$$

$C_n H_m$ molekül bileşenine sahip bir hidrokarbon yakıt, hava ile tam bir yanma meydana getirdiğinde yanma denklemi aşağıdaki gibi olacaktır.



$C_{14,8} H_{26,9}$ molekül bileşenine sahip NATO F-76 yakıtının yanma denklemi aşağıdaki gibi olur.



Teorik yanmada birim yakıtın yanma meydana getirdiği birim hava, stokimetrik hava/yakıt oranı ile aşağıdaki şekilde bulunur (Van Wylen vd., 1994).

$$(A/F)_{STO} = \frac{HAVA(21.525(O_2) + 81.214(N_2))}{YAKIT(14,8(C) + 26,9(H))} = \frac{21,525(32) + 81,214(28)}{14,8(12) + 26,9(1)} = 14,488 \quad (3.10)$$

Gerçek hava yakıt oranı ise toplam giren yakıtın toplam giren havaya oranıdır.

$$(A/F)_{Gerçek} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (3.11)$$

4 noktası, Bu nokta için, sıcaklık değişimine bağlı olarak 3 noktası için yapılan hesap tarzı ile fiziksel ekserji değeri (3.12) eşitliği ile bulunur. Bu noktada akışkanın mol fraksiyonu 3 noktası ile aynı olduğundan kimyasal ekserjisi 3 noktasındaki kimyasal ekserjiye eşittir.

$$E_4^{Fiz} = \dot{m}_4 \frac{\left\{ \bar{h}_4 - \bar{h}_o - T_o \left(\bar{s}_4 - \bar{s}_o \right) \right\}}{M_p} \quad (3.12)$$

5 noktası, yakıt ideal gaz kabul ile fiziksel ekserji değeri (3.13) eşitliği yardımıyla hesaplanabilir. Burada $T_{10} = T_o$ olduğu için yakıtın fiziksel ekserjisi, (3.14) eşitliği yardımıyla hesaplanır.

$$E_5^{Fiz} = \dot{m}_5 \left[\bar{h}_5 - \bar{h}_o - T_o (\bar{s}_5 - \bar{s}_o) \right] \quad (3.13)$$

$$E_5^{Fiz} = \dot{m}_5 RT_o \ln \frac{P_5}{P_o} \quad (3.14)$$

$$E_5^{Kim} = \dot{m}_5 \frac{\bar{e}_5^{Kim}}{M_F} \quad (3.15)$$

3.3 Performans analizleri

Önceki bölümlerde her bir hal noktası için ekserji değerleri hesaplanmıştır. Burada bir sistemin performansını gösteren güç, ekserji verimi ve entropi üretimi değerlerinin analizi yapılmıştır. Bu çerçevede sistemi oluşturan komponentlerin ekserji analizleri aşağıda sunulmuştur.

3.3.1 Kompresör

Kompresör akışkanın basıncını yükseltme işlevini gerçekleştirir. Bu makinelere dönen bir mil aracılığıyla dışarıdan güç aktarılır. Bu bakımdan kompresördeki iş terimi eksidir, çünkü akışkan üzerinden iş yapılmaktadır. Kompresöre aktarılan güç:

$$W_K = \dot{m}_a \frac{(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)}{M_a} \quad (3.16)$$

Kompresördeki toplam ekserji kaybı:

$$E_{DK} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 - \dot{W}_K \quad (3.17)$$

3.3.2 Türbin

Gaz türbinlerinde pozitif iş yapan makine türbindir. Akışkan türbinden geçerken mil üzerine yerleştirilmiş kanatçıklara karşı iş yapar. Bunun sonucu olarak mil döner ve türbin işi gerçekleşir. Türbinde yapılan iş artıdır, çünkü iş akışkan tarafında yapılmaktadır. Türbinde elde edilen güç:

$$W_T = \dot{m}_p \frac{(\bar{h}_3 - \bar{h}_4)}{M_p} \quad (3.18)$$

Türbindeki toplam ekserji kaybı:

$$E_{DT} = \bar{E}_3 - \bar{E}_4 - \bar{W}_T \quad (3.19)$$

3.3.3 Yanma Odası

Kompresör tarafından basınçlandırılan hava, yanma odasında sabit basınçta yakılır ve elde edilen yanma ürünleri gaz türbininde genişletilerek iş elde edilir ve egzoz gazları dışarı atılır. Yanma odasındaki ekserji kaybı:

$$\dot{E}_{DYO} = \dot{E}_2 + \dot{E}_5 - \dot{E}_3 \quad (3.20)$$

Sistemden elde edilen net güç kompresör ve türbin güçlerinin toplanmasıyla bulunur.

$$\dot{W}_{NET} = \dot{W}_K + \dot{W}_T \quad (3.21)$$

Sistemin ekserji verimi (ε_v), sistemden elde edilen toplam ekserjinin sisteme giren ekserjiye oranı olarak tanımlanır:

$$\varepsilon_v = \frac{\dot{E}_T}{\dot{E}_5 + \dot{E}_1} = \frac{\dot{W}_{NET}}{\dot{E}_5 + \dot{E}_1} \quad (3.22)$$

Sistemdeki toplam ekserji kaybı, her bir komponentteki ekserji kaybının türbin çıkışında çevreye atılarak kaybedilen ekserji miktarı ile toplanması sonucu bulunur.

$$\dot{E}_D = \dot{E}_{DK} + \dot{E}_{DYO} + \dot{E}_{DT} + \dot{E}_4 \quad (3.23)$$

Sistemdeki toplam ekserji kaybı, sistemin toplam entropi üretimine eşit olmaktadır.

$$\dot{E}_D = T_O \dot{S}_g \quad (3.24)$$

Ekolojik performans katsayısı (ECOP), ekserji çıktısının toplam kayıp ekserjiye oranıdır (3.25).

$$ECOP = \frac{\dot{W}_{NET}}{T_O \dot{S}_g} = \frac{\dot{W}_{NET}}{\dot{E}_D} = \frac{\dot{W}_{NET}}{\dot{E}_{DK} + \dot{E}_{DYO} + \dot{E}_{DT} + \dot{E}_4} \quad (3.25)$$

Çizelge 3.1 Gaz türbininin spesifik değerleri

Yakıtın alt ısı değeri	kJ/kg	42700
G/T özgül yakıt tüketimi	kg/kW-saat	0.230
G/T azami gücü	kW	22372
G/T yakıt debisi	kg/saat	7760
G/T hava debisi	kg/saat	252000
G/T azami egzoz sıcaklığı	K	723
G/T egzoz basıncı	Psı	15.80
Egzoz gazı atom ağırlığı	Kg/kMol	204.5
Hava atom ağırlığı	Kg/kMol	32
Azot atom ağırlığı	Kg/kMol	28

Çizelge 3.1’de çalışan bir gaz türbinine ait spesifik değerler verilmiştir. Görüldüğü gibi gaz türbininin 22372 kW’lık bir maksimum güç çıkışı vardır. Gaz türbininin azami egzoz sıcaklığı ise 723 K’dır. Çizelge 3.2’de ise çalışan bir gaz türbininin gemi DDI (Digital Display Indicator) ile çalışma sırasında ölçülen değerleri verilmektedir. Değişik kompresör devirleri için kompresör giriş sıcaklığı, yanma odası giriş sıcaklığı, türbin giriş sıcaklığı ve egzoz sıcaklıkları elde edilmiştir.

Çizelge 3.2 LM 2500 gaz türbini çalışma parametreleri ‘*’

GAZ KOLU DEĞERİ	KOMPRESÖR DEVRİ (RPM)	TÜRBİN DEVRİ (RPM)	TÜRBİN GİRİŞ SICAKLIĞI (T_3) K	EKSOZ SICAKLIĞI (T_4) K	KOMPRESÖR GİRİŞ SICAKLIĞI (T_1) K	KOMPRESÖR ÇIKIŞ SICAKLIĞI (T_2) K	YAKIT DEBİSİ Kg/sa
3	4870	950	658	567	288	502	0.253
5	4830	639	664	535	288	500	0.253
7	6060	905	673	548	288	504	0.266
8	6240	911	672	547	288	506	0.278
9	6570	866	674	550	288	512	0.294
10	6790	863	684	554	288	516	0.328
11	6990	968	685	561	288	521	0.336
12	7130	1086	672	553	288	524	0.344
13	7230	1115	677	553	288	526	0.366
14	7710	1210	753	547	288	512	0.389
15	7530	1436	700	568	288	529	0.452
18	7830	1767	747	568	288	532	0.577
19	7840	1721	759	631	288	585	0.633
20	7980	1866	802	607	288	565	0.689
22	8170	2167	822	638	288	596	0.844

* : LM 2500 gaz türbininin çalışması esnasında alınan değerler.

Çizelge 3.3 Özellik tablosu (Bejan 1995)

Madde	Formül	H^+	S^+	a	b	c	d
Methan	$CH_4(g)$	-81.242	96.731	11.933	77.647	0.142	-18.414
Karbon	$C(s)$	-2.101	-6.540	0.109	38.940	-0.146	-17.385
Sülfür	$S(s)$	-5.242	-59.014	14.795	24.075	0.071	0
Nitrojen	$N_2(g)$	-9.982	16.203	30.418	2.544	-0.238	0
Oksijen	$O_2(g)$	-9.589	36.116	29.154	6.477	-0.184	-1.017
Hidrojen	$H_2(g)$	-7.823	-22.966	26.882	3.586	0.105	0
Karbon monoksit	$CO(g)$	-120.809	18.937	30.962	2.439	-0.280	0
Karbon dioksit	$CO_2(g)$	-413.886	-87.078	51.128	4.368	-1.469	0
Su	$H_2O(g)$	-253.871	-11.750	34.376	7.841	-0.423	0
Su	$H_2O(l)$	-289.932	-67.147	20.355	109.198	2.033	0
Sülfür dioksit	$SO_2(g)$	-315.422	-43.725	49.936	4.766	-1.046	0
Hidrojen sülfid	$H_2S(g)$	-32.887	1.142	34.911	10.686	-0.448	0
Amonyak	$NH_3(g)$	-60.244	-29.402	37.321	18.661	-0.649	0

$$\bar{h}^o = 10^3 \left[H^+ + ay + \frac{b}{2} y^2 - cy^{-1} + \frac{d}{3} y^3 \right] \quad (3.26)$$

$$\bar{s}^o = S^+ + a \ln T + by - \frac{c}{2} y^{-2} + \frac{d}{2} y^2 \quad (3.27)$$

Entalpi ve entropi değerleri denklem (3.26) ve (3.27)'ye bulunmuş olup daha sonra karışımın entropi ve entalpi değerleri denklem (3.3) de karışım oranlarına göre hesaplanmıştır.

Çizelge 3.4 Azotun çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entalpi değerleri

KOMPRESÖR DEVRİ	h_1	h_2	h_3	h_4
4870	-289,72	6082,489	10945,48	8093,69
4830	-289,72	6021	11134,81	7100,56
6060	-289,72	6144,003	11419,08	7503,35
6240	-289,72	6205,542	11387,48	7472,34
6570	-289,72	6390,307	11450,69	7565,40
6790	-289,72	6513,606	11766,98	7689,57
6990	-289,72	6667,865	11798,63	7907,06
7230	-289,72	6760,491	11545,53	7658,52
7710	-289,72	6822,271	13960,06	7472,34
7530	-289,72	6390,307	12273,88	8124,81
7830	-289,72	6914,985	13768,64	8124,81
7840	-289,72	7007,751	14151,61	10095,40
7980	-289,72	8654,678	15528,15	9341,48
8170	-289,72	8031,463	16170,6	10315,48

Çizelge 3.5 Azotun çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entropi değerleri

KOMPRESÖR DEVRİ	s_1	s_2	s_3	s_4
4870	190.62	207,1097	215,54	210,87
4830	190.62	206,9869	215,82	209,07
6060	190.62	207,232	216,25	209,81
6240	190.62	207,3538	216,20	209,76
6570	190.62	207,7168	216,29	209,93
6790	190.62	207,9567	216,76	210,15
6990	190.62	208,2542	216,81	210,54
7130	190.62	208,4315	216,20	210,09
7230	190.62	208,5492	216,43	210,09
7710	190.62	207,7168	219,81	209,76
7530	190.62	208,7249	217,49	210,93
7830	190.62	208,8998	219,56	210,93
7840	190.62	211,8507	220,07	214,22
7980	190.62	210,7667	221,83	213,01
8170	190.62	212,4326	222,62	214,56

Çizelge 3.6 Oksijenin çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entalpi değerleri

KOMPRESÖR DEVRİ	h_1	h_2	h_3	h_4
4870	-285,14	6228,957	11276,34	8306,97
4830	-285,14	6165,625	11474,43	7279,25
6060	-285,14	6292,326	11772,08	7695,69
6240	-285,14	6355,733	11738,98	7663,60
6570	-285,14	6546,176	11805,19	7759,89
6790	-285,14	6673,323	12136,73	7888,39
6990	-285,14	6832,463	12169,92	8113,60
7130	-285,14	6928,055	11738,98	7856,25
7710	-285,14	6991,829	11904,57	7663,60
7530	-285,14	6546,176	14444,86	8339,23
7830	-285,14	7087,557	12668,77	8339,23
7840	-285,14	7183,366	14242,75	10388,22
7980	-285,14	8888,916	14647,24	9603,83
8170	-285,14	8242,484	16105,27	10617,87

Çizelge 3.7 Oksijenin çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entropi değerleri

KOMPRESÖR DEVRİ	s_1	s_2	s_3	s_4
4870	205,28	221,3947	229,98	225,19
4830	205,28	221,2712	230,28	223,36
6060	205,28	221,5178	230,72	224,11
6240	205,28	221,6405	230,67	224,05
6570	205,28	222,0062	230,77	224,22
6790	205,28	222,2482	231,25	224,45
6990	205,28	222,5485	231,30	224,85
7130	205,28	222,7276	230,67	224,40
7230	205,28	222,8465	230,91	224,40
7710	205,28	222,0062	234,43	224,05
7530	205,28	223,0242	232,01	225,24
7830	205,2891	223,2011	234,168	225,24
7840	205,2891	226,2007	234,70	228,61
7980	205,2891	225,0957	236,55	227,36
8170	205,2891	226,7954	237,38	228,96

Çizelge 3.8 Karbondioksitin çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entalpi değerleri

KOMPRESÖR DEVRİ	h_1	h_2	h_3	h_4
4870	-393879	-384743	-377066	-381603
4830	-393879	-384838	-376762	-383162
6060	-393879	-384648	-376305	-382531
6240	-393879	-384553	-376356	-382580
6570	-393879	-384267	-376254	-384534
6790	-393879	-384076	-375745	-382239
6990	-393879	-383836	-375694	-381897
7130	-393879	-383692	-376356	-382288
7230	-393879	-383596	-376101	-382288
7710	-393879	-384267	-372197	-382580
7530	-393879	-383451	-374928	-381554
7830	-393879	-383307	-372508	-381554
7840	-393879	-380718	-371886	-378427
7980	-393879	-381701	-369645	-379627
8170	-393879	-380173	-368596	-378075

Çizelge 3.9 Karbondioksitin çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entropi değerleri

KOMPRESÖR DEVRİ	s_1	s_2	s_3	s_4
4870	212.57	235,974	249.27	241.85
4830	212.57	235,7845	249.73	239.02
6060	212.57	236,1629	250.41	240.18
6240	212.57	236,3513	250.34	240.10
6570	212.57	236,9134	250.49	240.36
6790	212.57	237,2855	251.24	240.71
6990	212.57	237,7476	251.31	241.33
7130	212.57	238,0234	250.34	240.63
7230	212.57	238,2066	250.71	240.63
7710	212.57	236,9134	256.18	240.10
7530	212.57	238,4805	252.42	241.93
7830	212.57	238,7532	255.76	241.93
7840	212.57	243,3913	256.59	247.16
7980	212.57	241,68	259.46	245.22
8170	212.57	244,3133	260.75	247.71

Çizelge 3.10 Su buharının çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entalpi değerleri

KOMPRESÖR DEVRİ	h_1	h_2	h_3	h_4
4870	-242185	-234809	-228955	-232406
4830	-242185	-234882	-228724	-233596
6060	-242185	-234736	-228377	-233114
6240	-242185	-234663	-228416	-233151
6570	-242185	-234443	-228338	-233039
6790	-242185	-234296	-227952	-232891
6990	-242185	-234112	-227913	-232630
7130	-242185	-234002	-228416	-232928
7230	-242185	-233928	-228223	-232928
7710	-242185	-234443	-225258	-233151
7530	-242185	-233817	-227331	-232368
7830	-242185	-233707	-225494	-232368
7840	-242185	-231730	-225021	-229988
7980	-242185	-232480	-223317	-230900
8170	-242185	-231316	-222518	-229721

Çizelge 3.11 Su buharının çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entropi değerleri

KOMPRESÖR DEVRİ	s_1	s_2	s_3	s_4
4870	187,67	206,6957	216,83	211,19
4830	187,67	206,5499	217,18	209,03
6060	187,67	206,841	217,70	209,92
6240	187,67	206,9858	217,64	209,85
6570	187,6	207,4176	217,76	210,06
6790	187,67	207,7033	218,33	210,33
6990	187,67	208,0578	218,39	210,79
7130	187,67	208,2692	217,64	210,26
7230	187,67	208,4096	217,93	210,26
7710	187,67	207,4176	222,08	209,85
7530	187,67	208,6194	219,23	211,26
7830	187,67	208,8282	221,77	211,26
7840	187,67	212,3685	222,39	215,23
7980	187,67	211,0644	224,58	213,76
8170	187,67	213,0704	225,56	215,65

Çizelge 3.12 Karışım gazlarının çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entalpi değerleri

KOMPRESÖR DEVRİ	h_1	h_2	h_3	h_4
4870	-4994,18	1235,98	6010,72	3208,39
4830	-4994,18	1175,73	6197,00	2234,02
6060	-4994,18	1296,26	6476,74	2629,11
6240	-4994,18	1356,57	6445,64	2598,69
6570	-4994,18	1537,66	6507,86	2690,00
6790	-4994,18	1658,52	6819,18	2811,81
6990	-4994,18	1809,75	6850,35	3025,23
7130	-4994,18	1900,55	6445,64	2781,35
7230	-4994,18	1961,13	6601,19	2781,35
7710	-4994,18	1537,66	8980,08	2598,69
7530	-4994,18	2052,05	7318,31	3238,95
7830	-4994,18	2143,00	8791,32	3238,95
7840	-4994,18	3759,14	9169,02	5174,68
7980	-4994,18	3147,33	10527,52	4434,72
8170	-4994,18	4096,59	11162,09	5391,06

Çizelge 3.13 Karışım gazlarının çeşitli gaz jeneratörü devirlerinde entropi değerleri

KOMPRESÖR DEVRİ	s_1	s_2	s_3	s_4
4870	187,87	203,83	212,08	207,51
4830	187,87	203,71	212,36	205,75
6060	187,87	203,95	212,78	206,47
6240	187,87	204,07	212,73	206,42
6570	187,87	204,43	212,82	206,58
6790	187,87	204,66	213,28	206,80
6990	187,87	204,95	213,33	207,18
7130	187,87	205,12	212,73	206,75
7230	187,87	205,24	212,96	206,75
7710	187,87	204,43	216,28	206,42
7530	187,87	205,41	214,00	207,56
7830	187,87	205,58	216,03	207,56
7840	187,87	208,46	216,53	210,78
7980	187,87	207,40	218,27	209,59
8170	187,87	209,03	219,05	211,12

Yakıtın fiziksel ekserji değerleri denklem (3.14)'e göre kimyasal ekserji değerleri ise denklem (3.7)'ye göre hesaplanmıştır. Kompresör girişinde kimyasal ve fiziksel ekserji değerleri sıfırdır. Kompresör çıkışının kimyasal ekserjisi sıfır olup, fiziksel ekserji değeri denklem(3.4)'e göre hesaplanmıştır. Yanma odası çıkışı kimyasal ekserji değerleri denklem (3.7)'ye göre, fiziksel ekserji değerleri ise denklem (3.6)'ya göre hesaplanmıştır. Türbin çıkışı ekserji değerleri denklem (3.7)'ye , fiziksel ekserji değerleri ise denklem (3.12)'ye göre hesaplanmıştır.

Çizelge 3.14 Gaz türbininin hal noktalarına göre fiziksel ve kimyasal ekserji değerleri

KOMPRESÖR DEVİRİ	E^5	E^5	E^1	E^1	E^2	E^2	E^3	E^3	E^4	E^4
	FİZ	KİM	FİZ	KİM	FİZ	KİM	FİZ	KİM	FİZ	KİM
	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW
4870	114	13000	0	0	721	0	8037	50	7358	50
4830	114	13000	0	0	710	0	8085	50	7145	50
6060	121	13668	0	0	770	0	8577	53	7602	53
6240	134	14285	0	0	817	0	8956	55	7937	55
6570	142	15107	0	0	904	0	9490	59	8418	59
6790	159	16854	0	0	1040	0	10694	65	9426	65
6990	163	17265	0	0	1105	0	10965	67	9719	67
7130	169	22609	0	0	1156	0	11082	69	9876	69
7230	181	18806	0	0	1247	0	11850	73	10508	73
7710	194	19988	0	0	1196	0	13593	78	11106	78
7530	227	23225	0	0	1573	0	14975	90	13160	90
7830	236	29648	0	0	2050	0	20041	116	16799	116
7840	249	32526	0	0	3119	0	22253	127	19582	127
7980	263	35403	0	0	3026	0	25289	138	20820	138
8170	274	43368	0	0	4414	0	31602	169	26290	169

Çizelge 3.15 Gaz türbininin hal noktalarına göre Kw olarak toplam ekserji değerleri

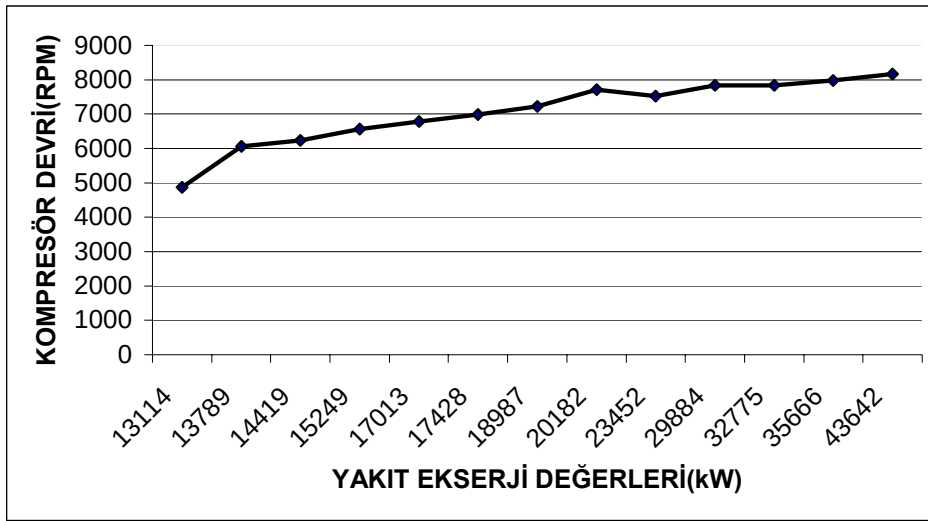
KOMPRESÖR DEVİRİ	E^5	E^1	E^2	E^3	E^4
4870	13114	0	721	8087	7408
4830	13114	0	710	8135	7195
6060	13789	0	770	8630	7655
6240	14419	0	817	9011	7992
6570	15249	0	904	9549	8477
6790	17013	0	1040	10759	9491
6990	17428	0	1105	11032	9786
7130	22778	0	1156	11151	9945
7230	18987	0	1247	11923	10581
7710	20182	0	1196	13671	11184
7530	23452	0	1573	15065	13250
7830	29884	0	2050	20157	16915
7840	32775	0	3119	22380	19709
7980	35666	0	3026	25427	20958
8170	43642	0	4414	31771	26459

Yanma odasındaki ekserji kayıpları denklem(3.20)'ye göre, türbindeki ekserji kayıpları denklem(3.19)'a göre ve kompresördeki ekserji kayıpları denklem (3.17)'ye göre hesaplanmıştır.

Çizelge 3.16 Gaz türbini kayıp ekserji değerleri

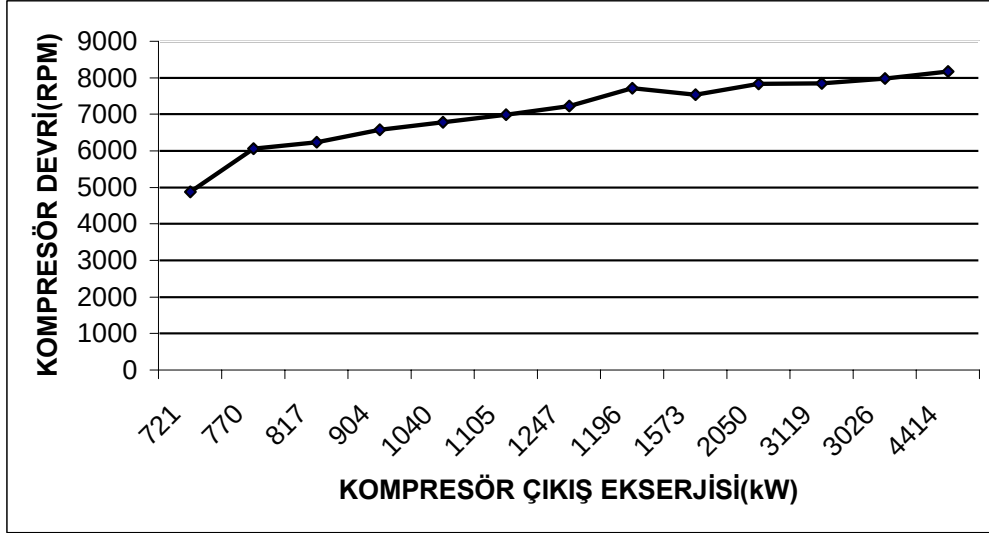
KOMPRESÖR DEVİRİ	GAZ JENERATÖRÜNDEKİ EKSERJİ KAYBI (kW)	YANMA ODASINDAKİ EKSERJİ KAYBI (kW)	TÜRBİNDEKİ EKSERJİ KAYBI (kW)
4870	721	5748	679
4830	710	5689	940
6060	770	5929	975
6240	817	6225	1019
6570	904	6604	1072
6790	1040	7294	1268
6990	1105	7501	1246
7130	1156	12783	1206
7230	1247	8311	1342
7710	1196	7707	2487
7530	1573	9960	1815
7830	2050	11777	3242
7840	3119	13514	2671
7980	3026	13265	4469
8170	4414	16285	5312

Şekil 3.2 de görüldüğü gibi gaz türbinin devri arttıkça sisteme giren yakıt miktarı arttığından yakıttan elde edilen ekserji değeri artmaktadır.



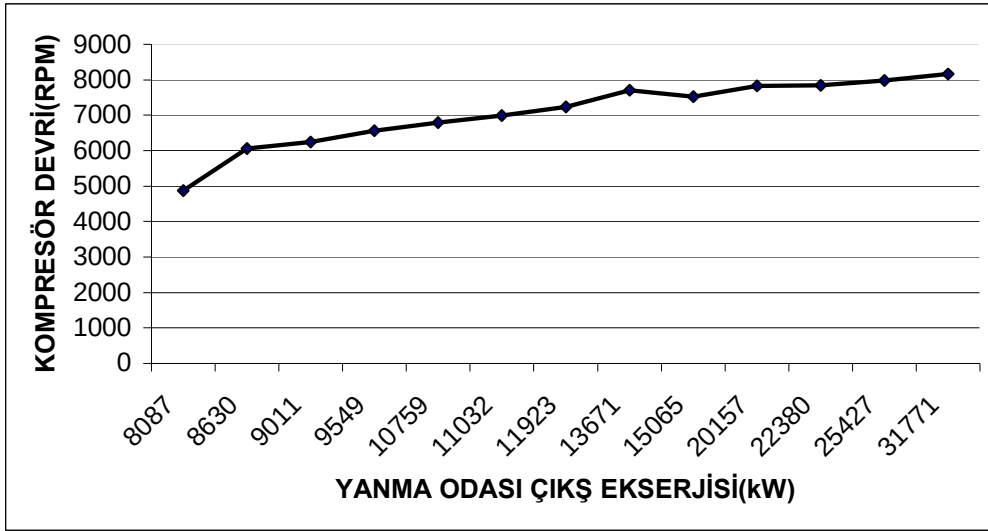
Şekil 3.2 Yakıt ekserji grafiği

Şekil 3.3 de görüldüğü gibi gaz türbini kompresörünün devri arttığında kompresörden elde edilen ekserji değeri de artmaktadır. Kompresör devri arttıkça giriş değerleri sabit olmasına karşın çıkış değerlerinde artmalar görülecektir. Çizelge 3.2 de görüldüğü gibi yüksek kompresör devirlerinde kompresör çıkış sıcaklığı oldukça yüksek değerler ulaşır.



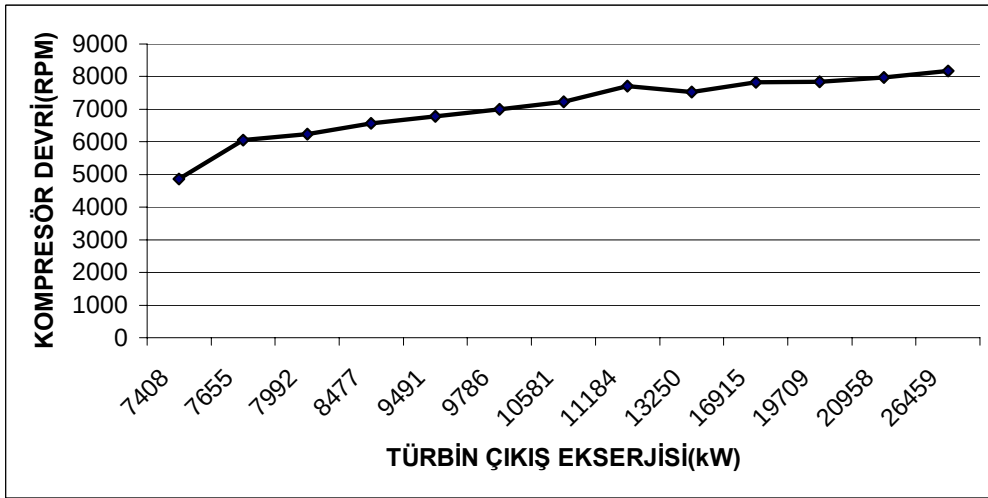
Şekil 3.3 Kompresör çıkış ekserji grafiği

Şekil 3.4 de görüldüğü gibi gaz türbini kompresörünün devri arttığında yanma odasından elde edilen ekserji değeri de artmaktadır. Kompresör devri arttıkça yakıt giriş debisi artacağından ekserji değerlerinde de artma olduğu görülecektir.



Şekil 3.4 Yanma odası çıkış ekserjisi

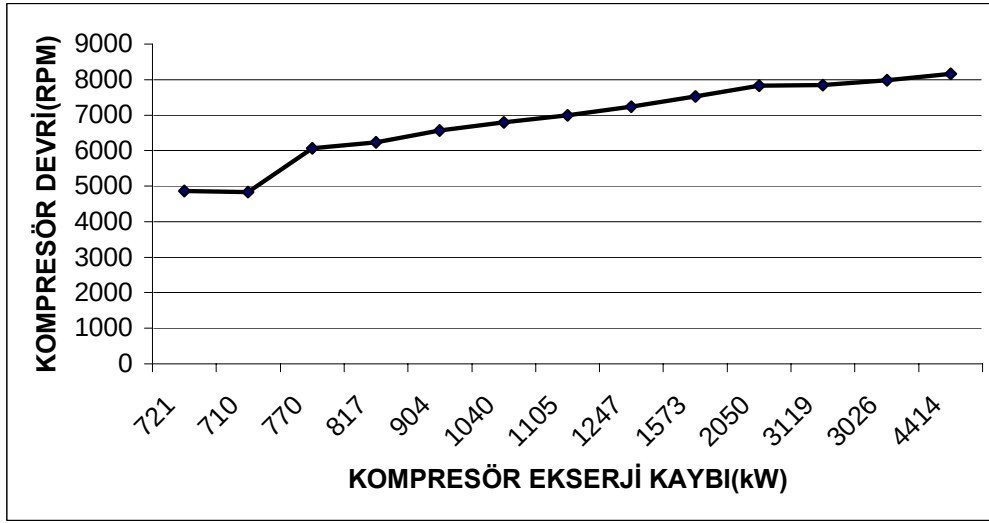
Şekil 3.5 de görüldüğü gibi gaz türbini kompresörünün devri arttığında türbinden elde edilen ekserji değeri de artmaktadır. Kompresör devri arttıkça türbin devrinin arttığı çizelge 3.2 de görülmektedir. Sistemde iş yapan bölüm türbin kısmı olduğu için bu istenen bir husustur.



Şekil 3.5 Türbin çıkış ekserjisi

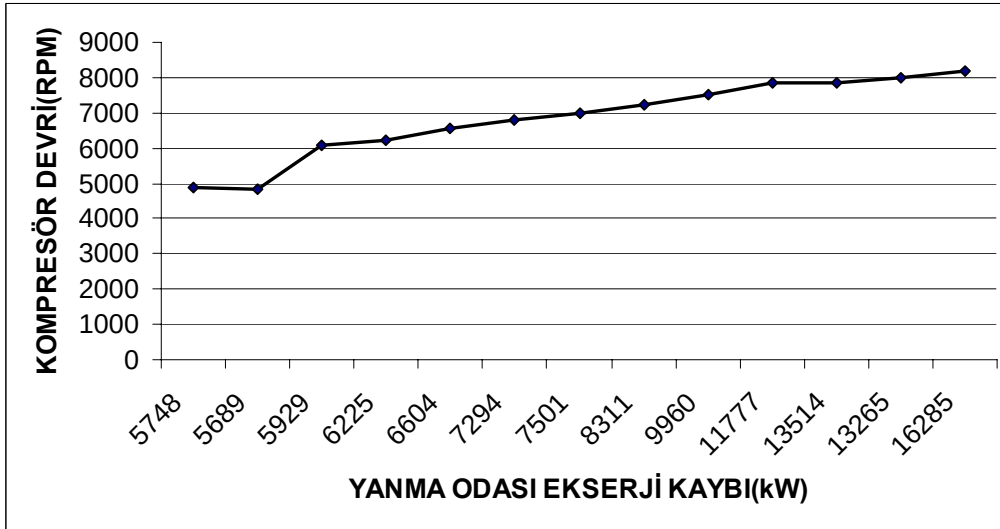
Şekil 3.6'de kompresörün ekserji kayıp değerleri hesaplanmıştır. Sistemin ekserji kaybı kompresör devri arttıkça artmaktadır. Yalnız bu kayıp oranının sistemdeki tüm ekserji kaybı

göz önüne alındığında çok fazla olmadığı görülmektedir.



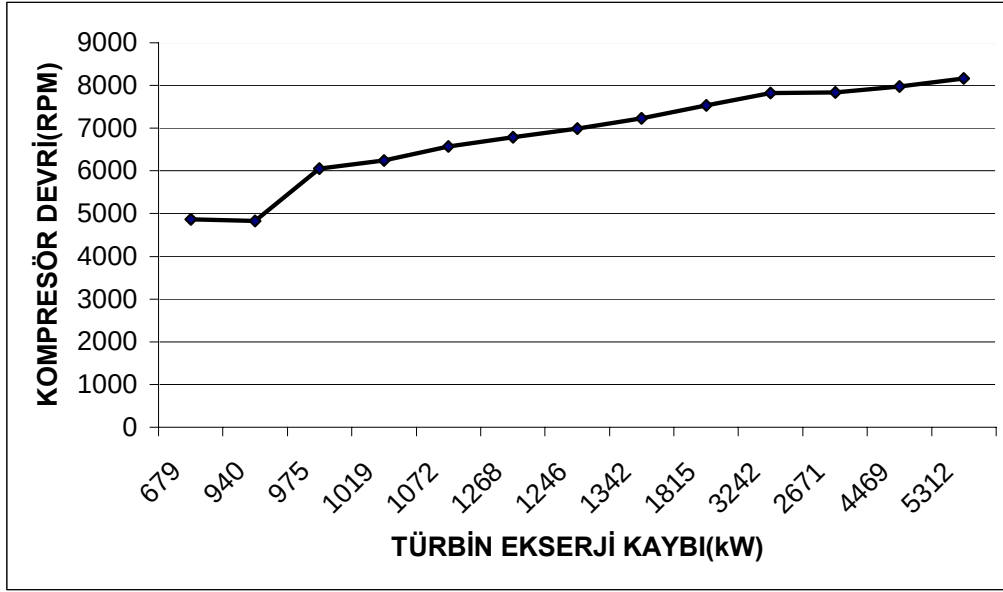
Şekil 3.6 Kompresör ekserji kayıp grafiği

Şekil 3.7' de yanma odasında kaybolan ekserji değerleri görülmektedir. Ekserji değerlerinden görüleceği gibi diğer kısımlara nazaran en fazla kayıp ekserji yanma odasında meydana gelmektedir.



Şekil 3.7 Yanma odası ekserji kayıp grafiği

Şekil 3.8’ de görüldüğü gibi türbin ekserji değerleri kompresörden düşük olmasına karşın yanma odasındaki ekserji kayıp oranlarına göre oldukça düşüktür.



Şekil 3.8 Türbindeki ekserji kaybı grafiği

4. LM 2500 GAZ TÜRBİNİ TERMODİNAMİK ANALİZİ

Çizelge 4.1 Kompresör termodinamik analiz değerleri($T_1 = 288$ K)

KOMPRESÖR DEVİRİ (RPM)	KOMPRESÖR ÇIKIŞ SICAKLIĞI (K)	h_1 (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	W KOMPRESÖR (kJ/kg)
4870	334	288.14	334.41	46.27
4830	357	288.14	357.57	69.43
6060	354	287.14	357.57	69.43
6240	353	288.14	353.56	65.42
6570	353	287.14	353.56	65.42
6790	356	288.14	356.57	68.43
6990	352	288.14	352.56	64.42
7130	350	287.14	350.49	62.35
7230	353	287.14	353.56	65.42
7710	396	288.14	396.97	108.83
7530	355	288.14	355.57	67.43
7830	379	288.14	379.76	91.62
7840	346	288.14	346.48	58.34
7980	381	288.14	381.86	93.72
8170	371	288.14	371.75	83.61

Çizelge 4.2 Yanma odası termodinamik analiz değerleri

KOMPRESÖR DEVİRİ (RPM)	KOMPRESÖR ÇIKIŞ/YANMA ODASI GİRİŞ SICAKLIĞI (K)	YANMA ODASI ÇIKIŞ SICAKLIĞI (K)	h_2 (kJ/kg)	h_3 (kJ/kg)	q_g (kJ/kg)
4870	334	658	334.41	668.43	334.02
4830	357	664	357.57	675.04	317.47
6060	354	673	357.57	684.69	327.12
6240	353	672	353.56	683.68	330.12
6570	353	674	353.56	685.72	332.16
6790	356	684	356.57	696.41	339.84
6990	352	685	352.56	697.42	344.86
7130	350	672	350.49	686.68	336.19
7230	353	677	353.56	688.76	335.20
7710	396	753	396.97	771.01	374.04
7530	355	700	355.57	713.27	357.70
7830	379	747	379.76	764.22	384.46
7840	346	759	346.48	777.15	430.67
7980	381	802	381.86	825.45	443.59
8170	371	822	371.75	847.52	475.77

Çizelge 4.3 Türbin termodinamik analiz değerleri

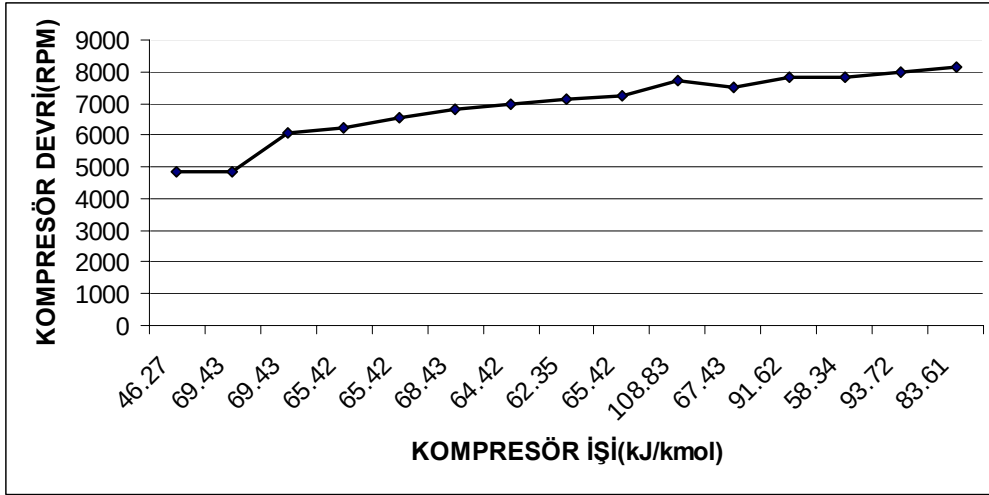
KOMPRESÖR DEVİRİ (RPM)	TÜRBİN GİRİŞ SICAKLIĞI (K)	EKSOZ SICAKLIĞI (K)	h_3 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	W_t TÜRBİN İŞİ (kJ/kg)
4870	658	567	668.43	576.53	91.9
4830	664	535	675.04	539.31	135.73
6060	673	548	684.69	552.72	131.97
6240	672	547	683.68	551.71	131.96
6570	674	550	685.72	554.74	130.98
6790	684	554	696.41	559.11	137.30
6990	685	561	697.42	566.50	130.92
7130	672	553	686.68	558.10	128.58
7230	677	553	688.76	558.10	130.66
7710	753	547	771.01	551.71	219.30
7530	700	568	713.27	573.57	139.70
7830	747	568	764.22	573.57	190.65
7840	759	631	777.15	640.09	137.06
7980	802	607	825.45	614.49	210.96
8170	822	638	847.52	647.19	200.33

Yukarıdaki veriler sonucunda hazırlanan kompresör işi,türbin işi,çevrime giren toplam ısı ve çevrimden çıkan toplam ısı miktarları birim kütle akışında Çizelge 4.4’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.4 Bir gaz türbinin birim kütle akışında termodinamik analiz değerleri

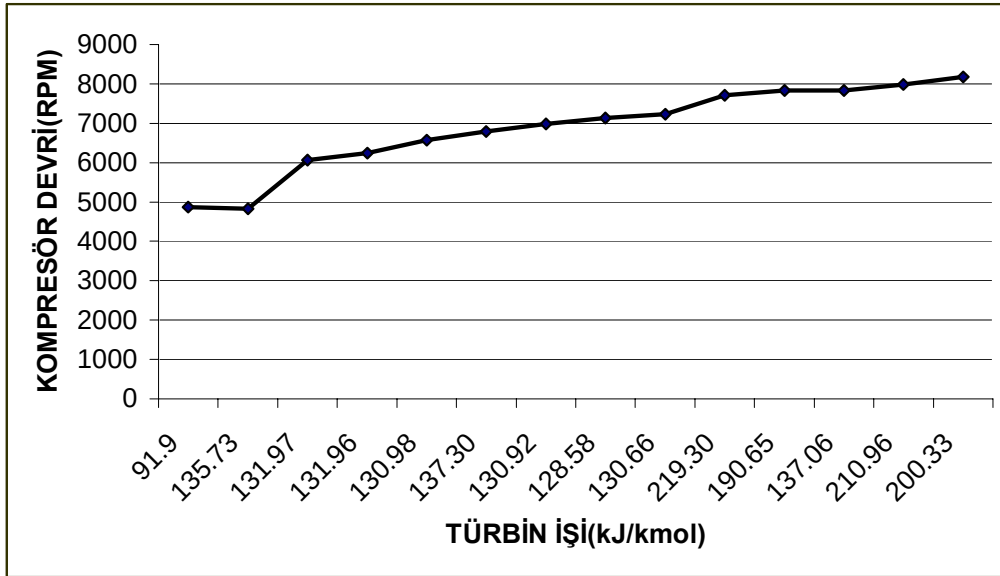
KOMPRESÖR DEVİRİ (RPM)	w_K KOMPRESÖR İŞİ ($h_2 - h_1$) (kJ/kg)	w_T TÜRBİN İŞİ ($h_3 - h_4$) (kJ/kg)	q_g ÇEVİRİME GİREN TOPLAM ISI ($h_3 - h_2$) (kJ/kg)	q_ς ÇEVİRİMDEN ÇIKAN TOPLAM ISI $h_4 - h_1$ (kJ/kg)	η_{th} ÇEVİRİMİN ISIL VERİMİ	r_{gi} GERİ İŞ ORANI	NET İŞ (kJ/kg)
4870	46.27	91.9	334.02	288.39	0.137	0.503	45.63
4830	69.43	135.73	317.47	257.17	0.189	0.511	66.30
6060	69.43	131.97	327.12	264.58	0.191	0.526	62.54
6240	65.42	131.96	330.12	263.57	0.201	0.495	66.54
6570	65.42	130.98	332.16	266.60	0.197	0.499	65.48
6790	68.43	137.30	339.84	270.97	0.202	0.498	68.87
6990	64.42	130.92	344.86	278.36	0.192	0.492	66.50
7130	62.35	128.58	336.19	269.96	0.197	0.484	66.23
7230	65.42	130.66	335.20	269.96	0.194	0.500	65.24
7710	108.83	219.30	374.04	263.57	0.295	0.496	110.47
7530	67.43	139.70	357.70	285.43	0.202	0.482	72.27
7830	91.62	190.65	384.46	285.43	0.257	0.480	99.03
7840	58.34	137.06	430.67	351.95	0.182	0.426	78.72
7980	93.72	210.96	443.59	326.35	0.264	0.444	117.24
8170	83.61	200.33	475.77	359.05	0.245	0.417	116.72

Şekil 4.1 de birim akış miktarlarına göre kompresör de yapılan iş değerleri verilmiştir. Kompresör devrinin artması ile kompresörde yapılan iş miktarları da artmaktadır.



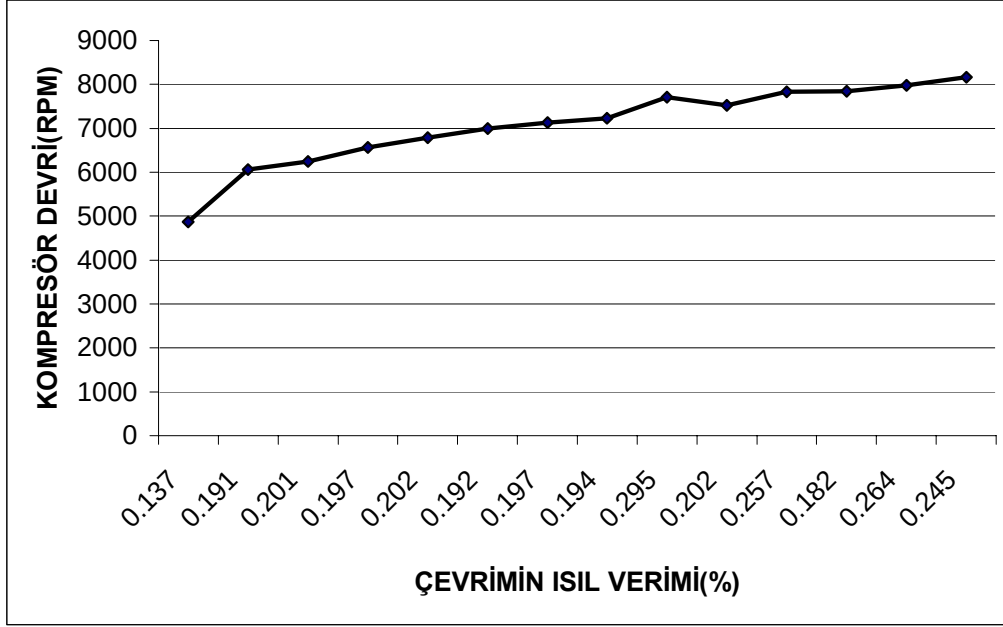
Şekil 4.1 Çeşitli kompresör devirlerinde birim akışkana göre kompresör işi

Şekil 4.2' de birim akış miktarlarına göre türbinde yapılan iş değerleri verilmiştir. Kompresör devrinin artması ile türbin devri artmakta ve türbinde yapılan iş miktarı da oldukça artmaktadır. Savaş gemilerinde türbinde yapılan iş miktarının artması pervane devrinin artmasının ve geminin daha fazla sürat yapmasının sağlamaktadır



Şekil 4.2 Çeşitli kompresör devirlerinde birim akışkana göre türbin işi

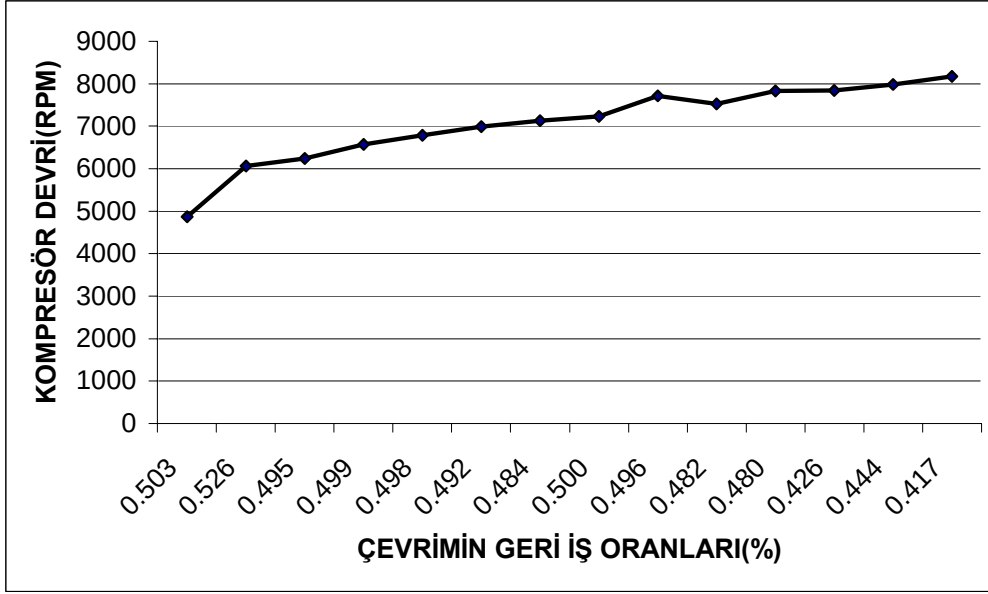
Şekil 4.3’de gaz türbininin ısı verimi yüzde olarak hesaplanmıştır. Düşük kompresör devirlerinde ısı verim %13 civarında olmakta iken ekonomik süratin kullanıldığı devirlerde ısı verim %29 lara kadar yükselmekte daha sonra kompresörün en yüksek devirlerinde ısı verim %24 olarak görülmektedir. Bu değerler ideal brayton çevrimin ısı verim değerlerine oldukça yaklaşıktır.



Şekil 4.3 Gaz türbininin çeşitli kompresör devirlerinde ısı verimi

Şekil 4.4’de sistemin geri iş oranları verilmiştir. Geri iş oranları sistemden elde edilen işin kompresörü çevirmek için kullanılan işe oranıdır. Görüldüğü gibi düşük kompresör devirlerinde geri iş oranı yüksek, yüksek kompresör devirlerinde geri iş oranı düşüktür. Sistem düşük devirlerde elde ettiği işin %52 sini kompresörü çevirmek için kullanırken yüksek devirlerde bu oran %41 e kadar düşmektedir.

Yapılan analizler sonucu görülmüştür ki gaz türbini yüksek devirlerde daha verimlidir. hem kompresör çıkış sıcaklığının egzoz sıcaklığına yakın değerlerde olması hem de savaş gemilerinin dizaynı nedeniyle egzoz gazının yan bir sistemde kullanım yeri yoktur.



Şekil 4.4 Gaz türbininin geri iş oranı

5. SONUÇ

Çalışan bir LM 2500 gaz türbininde DDI(Digital Display Indicator) ile elde edilen değerlerle yakıt olarak metanın kullanıldığı ve yakıt hava oranının %2 olarak kabul edildiği gaz türbinin parçalarından kompresör, yanma odası ve türbin kısmına yapılan sayısal analizler sonucu en fazla ekserji üretimi ve en fazla ekserji kaybının yanma odasında meydana geldiği görülmüştür. Yapılan analiz sonucu en fazla ekserji üretiminin yakıtın kimyasal ekserjisinden kaynaklandığı tespit edilmiştir.

Üretilen ekserji değerlerine göre nispi olarak en az ekserji kaybının türbinde meydana geldiği tespit edilmiştir.

Bizim gemilerde ekonomik sürat dediğimiz kompresör değerlerinde yapılan kompresör ve türbin işlerinin birim zamanda akışkan kütesinden bağımsız olarak maksimum değerlerde olduğu tespit edilmiş olup anılan değerlerde ekserji üretiminin yüksek olmasına karşın yakıt tüketimi minimum seviyededir.

Birim zamanda akışkan kütesinden bağımsız olarak yapılan termodinamik analiz neticesinde düşük süratlerde çevrimin ısı veriminin çok düşük olduğu ve yüksek kompresör ve türbin devirlerinde ısı verimin yükseldiği, bu nedenle gaz türbinlerinden yüksek süratlerde kullanılmasının elde edilen verim açısından daha uygun olduğu görülmüştür.

Termodinamik analiz neticesinde düşük devirlerde elde edilen gücün % 50'sine yakınının kompresörü çevirmek için kullanıldığı, yüksek süratlerde ise bu oranın % 41'lere kadar düştüğü tespit edilmiştir. Ayrıca yapılan termodinamik analiz neticesinde kompresör devri arttıkça kompresör ve türbin işlerinin artmasına rağmen türbin işinin kompresör işinden daha fazla arttığı tespit edilmiştir. Bu değerlerden de anlaşılacağı gibi gaz türbinlerini yüksek devirlerde kullanmak daha uygun olacaktır.

KAYNAKLAR

Alconchel J., Valero A., Abadia J.,(1985),”Exergy simulation of real operating steam power plant”

Arıkol M.,(1984),”Ekserji analizine giriş”

Bayram D. ,(2004) ,”Gaz Türbini Tahrikli Yüksek Süratli Gemilerde İşletme Parametrelerinin Performansa Etkisinin İncelenmesi”,YTÜ Gemi İnşaatı Müh. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul,19-23,32-39,82-85.

Bejan A.,Tsatsaronis G., Moran M.,(1995)”Thermal design and optimization”

Çengel.A.Y., Boles A.M., (1996),”Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, Literatür Yayıncılık,İstanbul, 1996

Derbentli T.,(1986),”Birleşik ısı güç üretiminde kullanılan iki buhar çevriminin birinci ve ikinci kanun çözümlemesi”,Isı bilimi ve tekniği 7. Ulusal kongresi,35-45

Derince Eğitim Merkezi Komutanlığı, (1998),”Genel Gaz Türbini Ders Notu”,Derince,, 1998

Derince Eğitim Merkezi Komutanlığı, (1998),” Gaz Türbini G Sınıfı Fırkateyn Ders Notu”,Derince, 1998

Dinçer İ., Al-Muslim H.,(2001),”Thermodynamic analysis of reheat cycle steam power plants”,International Journal of Energy Research, Vol 25, 727-739

El-Masri M.A.,(1987),”Exergy analysis of combined cycles :Part 1-Air-cooled Brayton-cycles gas turbines”,Transaction of the ASME, vol 109,228-236

El-Masri M.A.,Chin W.W.,(1987),”Exergy analysis of combinedcycles :Part 2-Analysis and optimization of two-pressure steam bottoming cycles”, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol 109,237-243

Gas Turbines Systems Technician (Electrical) 3 / Gas Turbines Systems Technician (Mechanical) 3, Volume 2 (NAVEDTRA 10564)

Horlock J.H., Young J.B., Manfrida G.,(2000),”Exergy analysis of modern fosil-fuel power plant”,Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol 122,1-7

Huang Y., Hung C., Chen.,(2000),”Exergy analysis for a combined system of steam-injected gas turbine cogeneration and multiple effect evaporation”, Proc Instn Mech Engineers, Vol 214, Part A

Jin H, Ihsida M.,(1993),”Graphical exergy analysis of complex ctcles”, Energy, Vol 18, No 16,615-625

Jonston J., Elgan S., Massie.,(2001),”exergy and economic analysis at a central cogeneration plan equipped with steam turbines”, ECOS 2001, 621-626

Kotas T.,(1984),”The exergy method of thermal plant analysis”

Marrero L., Lefsaker m., razani, A., Kim K.,(2002),”Second law analysis and optimization of a combined triple power cycle”,Energy Conversion and Management, vol 43, 557-573

Naval Ships Technical Manuel Chapter 243 Marine Gas Turbines

Pak P.S., Suzuki Y.,(1997),”Exergetic evaluation of gas turbine cogeneration system for district heating and cooling”,International Journal of Energy Research, Vol 82, 2735-2740

Sevilgen S.H.,(2002),”Enerji üretim sistemlerinin ekserjoeekonomik analizi”,YTÜ Makine Müh. Doktora tezi,İstanbul

Sürer F.,(2003),”Kombine gaz /buhar türbinli kojenerasyon sistemlerinin termodinamik ve ekonomik analizi”, YTÜ Gemi İnşaatı Müh. Yüksek Lisans Tezi,İstanbul

Szargut, 1988

S9234-AD-MMO-010/LM-2500 Volume 1, Part 1, Propulsion G/T Module LM-2500(Description, Operation and Installation)

S9234-AD-MMO-020/LM-2500 Volume 1, Part 2, Propulsion G/T Module LM-2500 (Description, Operation and Installation)

Operation and maintenance Instructions Gas Turbine Model T-1000 S-28

(NAVSHIPS 381-0221)

Verkhivker G.,Kosoy B.,(2001),”On the exergy analysis of power plants”, Energy Conversion and Management, Vol 42, 2053-2059

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	02.02.1971	
Doğum Yeri	Pınarlı/Giresun	
Lise	1984-1988	Deniz Lisesi K.lığı
Lisans	1988-1992	Deniz Harp Okulu K.lığı
Yüksek Lisans	2005-2007	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalı

Çalıştığı Kurumlar

1992-1995	TCG Gayret K.lığında Yarasavunma Subayı
1995-1998	TCG Yücestepe K.lığında Yarasavunma Subayı
1998-1999	TCG Ege K.lığında Kazan Subayı
1999-2000	Gölcük Tersanesi K.lığı
2000-2002	Deniz Kuvvetleri K.lığı Karargahı
2002-2003	TCG Gediz K.lığında II. Çarkçı
2003-2007	TCG Gediz K.lığında Başçarkçı