

142581

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ NÜKLEER ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**YÜKSEK SICAKLIK GAZ SOĞUTMALI REAKTÖRLERLE
BİLEŞİK GÜÇ SANTRALİ**

142581

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Fizik Müh. Gönül YILMAZ
304.931033

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 24 Aralık 2002

Tezin Savunulduğu Tarih : 15 Ocak 2003

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Hasbi YAVUZ

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Taner DERBENTLİ

Prof. Dr. Cihat BAYTAŞ

**Y.Ü. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

Hasbi Yavuz
Taner Derbentli
Cihat Baytaş

OCAK 2003

ÖNSÖZ

Üniversite yaşamıma bunca yıl ara verdikten sonra tekrar öğrenci psikolojisine girmek benim için hiç kolay olmadı. Üstelik on yıl boyunca lisede fizik öğretmenliği yaptıktan sonra. Nükleer Enerji Enstitü'sündeki ders aldığım ve alamadığım tüm hocalarıma; bana olan katkılarından ve anlayışlarından dolayı teşekkür ederim.

Tez danışmanlığımı kabul eden, her koşulda tüm sorularımı yanıtlayan, dar zamanlarında bile bana anlayışla zamanını ayıran sevgili hocam Prof.Dr. Hasbi YAVUZ'a bana güvendiği ve birlikte çalışma olanağını bana verdiği için çok teşekkür ederim.

Ayrıca, onlara ayırmam gereken zamanın bir kısmını yüksek lisansa ayırmamı anlayışla karşılayan kızlarıma, sevgilerimle.

Aralık, 2002

Gönül YILMAZ

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	i
KISALTMALAR	iv
TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	vii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
BÖLÜM 1	
1.1 Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörler	1
1.1.1 Giriş	1
1.1.2 Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörlerin Gelişimi	2
1.1.3 Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörlerin Yapısı	7
BÖLÜM 2	
2.1 Kapalı Çevrim Gaz Türbin Sistemi	13
2.2 Nükleer Gaz Türbin Sistemi	14
2.2.1 Doğrudan Çevrim	16
2.2.2 Dolaylı Çevrim	17
2.3 Reküparatörlü Kapalı Devre Gaz Türbin Çevriminin Güç ve Verim Hesabı	20
2.4 Bileşik Güç Santralinin Gaz ve Buhar Dolaşım Devresi	27
2.4.1 Kapalı Devre Buhar Türbin Çevrimi	28
2.4.2 Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevriminin Güç ve Verim Hesabı	41
2.5 Reküparatörlü Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevriminin Güç ve Verim Hesabı	47
2.6 Reküparatörlü ve Ara Gaz Çekmeli Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevriminin Güç ve Verim Hesabı	54

BÖLÜM 3

Nükleer Güç Santralleri İçin Termodinamiğin İkinci Yasası ve Ekserji Analizi

3.1 Termodinamiğin İkinci Yasası Genel Bilgiler	60
3.1.1 Termodinamiğin İkinci Yasası	60
3.1.2 İkinci Yasa Verimi	62
3.1.3 Kullanılabilirlik	63
3.1.4 Sürekli Akışlı - Sürekli Açık Sistem	63
3.2 Reküperatörlü Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevriminde Ekserji Analizi	66
3.2.1 Kapalı Devre Gaz Türbin Çevriminin Ekserji Analizi	66
3.2.2 Kapalı Devre Buhar Türbin Çevriminin Ekserji Analizi	71

BÖLÜM 4

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

4.1 Sonuçlar	81
4.2 Tartışma	85

KAYNAKLAR	86
ÖZGEÇMİŞ	88

KISALTMALAR

AVR	Arbeitsgemeinschaft Versuchs Reactor
CCGT	Kapalı Gaz Türbini Çevrimi
CHP	Bileşik Güç ve Isı
FBR	Hızlı Üretici Reaktör
HTGR	Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktör
INCOGEN	Kendiliğinden Güvenli Nükleer Bileşik Santral
JAERI	Japan Atom Enerjisi Araştırma Kurumu
LOFT	Zorlamalı Akış Kaybı
LWR	Hafif Sulu Reaktör
MHTGR	Modüler HTGR
MHTGR - IGT	Modüler HTGR İndirek Gaz Türbini
NGT	Nükleer Gaz Türbini
NRC	Nükleer Düzenleme Kurulu
PCRV	Ön sıkıştırımlı Beton
rpm	Dakikadaki devir Sayısı
RPV	Reaktör Basınç Kabı
SASA	Sürekli Akışlı – Sürekli Açık Sistem

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1	Kapalı Devre Buhar Türbin Çevriminin Termodinamik Özellikleri	39
Tablo 2.2	Reküpreatörlü Çevrimde Kapalı Devre Buhar Türbin Çevriminin Termodinamik Özellikleri	50
Tablo 4.1	Değişik Çevrim Tiplerine Göre Verimler	82
Tablo 4.2	Kapalı Devre Gaz Türbin Çevriminin İkinci Yasa Verimleri	83
Tablo 4.3	Kapalı Devre Buhar Türbin Çevriminin İkinci Yasa Verimleri	84



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Küresel Yakıt Kesiti	8
Şekil 1.2	HTGR Yakıt Elemanı	9
Şekil 1.3	HTGR Birinci Sağutma Sistemi	10
Şekil 1.4	LOFT için Maksimum ve Ortalama Kalp Sıcaklığının Zamanla Değişimi	12
Şekil 2.1	Kapalı Devre Gaz Türbin Çevriminin Genel Akış Diyagramı	13
Şekil 2.2	Isı Değiştiricili ve Isı Değiştiricisiz Çevrim içi Verim Grafiği	15
Şekil 2.3	İstene Isının Haftalara Göre Değişim Eğrisi	19
Şekil 2.4	Reküpatorörlü Kapalı Devre Gaz Türbin Çevrimi	20
Şekil 2.5	Kapalı Devre Gaz Türbin Çevriminin T-s Diyagramı	21
Şekil 2.6	Devremizin Genel Akış Diyagramı	27
Şekil 2.7	Buhar Türbin Çevriminin T-s Diyagramı	40
Şekil 2.8	Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevrimi	41
Şekil 2.9	Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevriminin T-s Diyagramı	42
Şekil 2.10	Reküpatorörlü Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevrimi	47
Şekil 2.11	Reküpatorörlü ve Ara Gaz Çekmeli Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevriminin Diyagramı	54

SEMBOL LİSTESİ

G	Üreteç (Jeneratör)
C	Kompresör
GT	Gaz Türbini
H	Yüksek
I	Orta
LP	Düşük Basınç
p	Pompa
P	Basınç (Pa)
v	Özgöl Hacim (m ³ /kg)
s	Özgöl Entropi (kJ/kgK)
S	Entropi (kJ/K)
c_p	Sabit Basınçta Özgöl Isı (kJ/kgK)
c_v	Sabit Hacimde Özgöl Isı (kJ/kgK)
k	Öz Isıların Oranı
h	Özgöl Entalpi (kJ/kg)
H	Entalpi (kJ)
$\dot{m}$	Kütleli Debi (kg/s)
$\dot{w}$	Birim Kütle Başına Güç (kW/kg)
$\dot{W}$	Güç (kW)
q	kg Başına Isı Enerjisi (kJ/kg)
$\dot{Q}$	Isıl Güç (kW)
η	Verim
T	Sıcaklık (K)
$\dot{W}_t$	Türbin Gücü (kW)
$\dot{W}_p$	Pompa Gücü (kW)
$\dot{W}_{bnet}$	Buhar Devresinin Net Gücü (kW)
$\dot{W}_{gnet}$	Gaz Devresinin Net Gücü (kW)
η_{th}	Termal Verim

$\dot{m}_g$	Gazın Kütlesel Debisi (kg/s)
$\dot{m}_t$	Toplam Su Debisi (kg/s)
y	m_t / m_g
I	Tersinmezlik (kJ)
$\dot{I}$	Birim Zamanda Tersinmezlik (kW)
W_{tr}	Tersinir İş (kJ)
A_Q	Kullanılabilirlik (kJ)
Φ	Kapalı Sistem Kullanılabilirliği (kJ)



ÖZET

Bu tez çalışmasında Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörleri, gaz türbini ve buhar türbini çevrimleriyle birlikte kullanıldığı nükleer güç tahrikli santraller tanıtılıp, bu santrale ait hesaplamalar yapılarak, termodinamik uygunluğu tartışılmaktadır.

Çalışmanın ilk bölümünde nükleer reaktörlerden, güç ve ısı kullanımının aynı anda olabildiği, HTGR (High Temperature Gas Cooled Reactor) Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörler tanıtılmaktadır.

Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörler hakkında genel bilgiler ve tarihsel gelişimi verildikten sonra ikinci bölümde Siemens tarafından 1998 yılında İngiltere’de yapılmış olan Seabank 755 MW gücündeki doğalgaz ile çalışan çevrim gözönüne alınarak, doğalgazın yerine nükleer reaktör ile güç üretilmesi durumunda oluşturulan yeni tesis için hesaplamalar yapılmaktadır.

İkinci bölümde seçtiğimiz devre tanıtılıp; kapalı devre gaz dolaşım devresinin sayısal çözümlmeleri ile, devrenin termodinamik güç ve verim ifadeleri hesaplanmaktadır.

Bölüm 2.4.1’ de ise, seçtiğimiz devrenin buhar kısmının hesaplamaları yapılarak, yeni oluşturulan tesise ait tüm termodinamik hesaplamalar çözümlenmektedir.

Üçüncü bölümde, verimi yüksek olan Reküperatörlü Gaz ve Buhar çevrimi gözönüne alınarak ekserji analizi yapılmakta ve termodinamiğin ikinci yasası kullanılarak her bir bileşenin verimi hesaplanmaktadır.

Sonuçlar ve tartışma bölümünde; çalışmakta olan doğalgaz santralinde doğalgaz yerine Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktör kullanımının termodinamik açıdan uygunluğu tartışılmakta ve uygun olmadığı vurgulanmaktadır.

SUMMARY

In this thesis , the nuclear power plants will be introduced, the calculations will be done and the convenience of power plants will discussed on the circuit that we have choosed.

In the first part of this study, High Temperatue Gas Cooled Reactor (HTGR) will be introduced, where usage both power and heat can be extracted at from nuclear reactors.

General information about this reactor will be given after representing historical developments. In the second part, Seabank 755 MW powered natural gas cycle that has been made in 1998, in England by Siemens, by taking care of vapor part, instead of natural gas the possibility of nuclear reactor and power generator will be discussed and all of our calculations will be made performed according to this situation.

The cycle that we have choosen in the second part will be introduced, and that numerical solutions will be done for closed gas cycle. After than the thermodynamic calculations will be analysed.

The vapor part of the cycle that we have choosen section 2.4.1 will be analysed, and all the thermodynamic calculations will be performed.

In the third part taking care of the most efficient Gas and Vapor Turbine Cycle with Recuperator' s exerji will be analysed and by using the second law thermodynamic' s, all the pieces' s efficiency of all parts will be calculated.

In the result and discussion part, instead of working natural gas in the natural gas plant, the usage of HTGR' s convenience will be done.

BÖLÜM 1

1.1 YÜKSEK SICAKLIK GAZ SOĞUTMALI REAKTÖRLER (HTGR HIGH TEMPERATURE GAS COOLED REACTORS)

1.1.1 Giriş:

Elektrik enerjisine olan ihtiyacın artmasından dolayı, 1955 yılında başlatılan nükleer enerjinin elektrik enerjisinin üretiminde kullanılması, önemli bir seçenek olmuştur.

Dünyadaki; fosil esaslı , gaz, petrol, kömür ve linyit gibi kaynakların sınırlı olmaları nedeniyle belli süreler sonra tükeneyeceği bilinmektedir. Günümüzde var olan teknolojilerle; biyomas, jeotermal, rüzgar, güneş, gelgit ve dalga enerjileri gibi yenilenebilir enerji kaynaklarıyla yapılan güç üretimi sınırlıdır. Nükleer enerjinin güç yoğunluğu çok büyüktür ve tüm diğer enerji kaynaklarıyla; özellikle yüksek güç yoğunluğu açısından karşılaştırıldığında, daha iyi bir alternatif olduğu görülür.

Nükleer enerji üretiminde, en önemli sorun, nükleer reaktörlerin güvenliği ve nükleer atıklardır. Nükleer reaktörlerin güvenlik sistemleri yüksek teknoloji gerektirdiğinden pahalı sistemlerdir. Yüksek teknoloji kazanımı açısından, nükleer güç santrali kurucuları için önemli bir avantajdır. Diğer taraftan nükleer atıkların çevreyi en az etkileyecek şekilde depolanmaları sorunu da günümüzde henüz tam olarak çözümlenmiş değildir.

Reaktör güvenlik sistemlerinde, yüksek teknoloji kullanılmasına karşın, bazı kaza koşullarında tehlikelerin var olduğu bilinmektedir. Bu tehlikelerin ortadan kaldırılması amacıyla, kendiliğinden güvenli nükleer reaktörlerin tasarımı yoluna gidilmiştir. Bu amaçla tasarlanan kendiliğinden güvenli reaktörlerden biri de, Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktör (HTGR)' lerdir.

Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörlerde herhangi bir kazada çevreye veya kişilere olan etkiler, diğer tipteki reaktörlere oranla çok daha düşüktür.

Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörler, yüksek sıcaklıklarda çalışmaya uygunlukları nedeniyle; ısı ve güç üretiminin aynı anda kullanıldığı Bileşik Güç ve Isı CHP (Combined Heat and Power) için de uygun bir reaktör tipidir [1].

1.1.2 Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörlerin Gelişimi

Grafit yavaşlatıcılı, seramik yakıtlı, yüksek sıcaklığa dayanıklı, helyum gazı ile soğutulan Gaz Soğutucu Reaktör çalışmaları, 1956 yılında İngiltere'de Harwell Araştırma Merkezinde başlatılmıştır. 1959 yılında Avusturya, Danimarka, Norveç, İsveç, İsviçre ve İngiltere ülkeleri tarafından başlatılan DRAGON projesi sonucunda, ilk HTGR prototipi 1964 yılında Winfrith, İngiltere' de kurulmuştur.

1967 yılında Amerika Pennsylvania'da kurulan Peach Bottom HTGR 40 MWe gücündeydi ve 1974 yılında kapatılmıştır.

Amerika' da 330 MWe gücündeki Fort St. Vrain HTGR Nisan 1979 yılında kritik olmuştur.

Almanya' da Julich Araştırma Merkezi tarafından 1969 yılında çalıştırılmaya başlanan 15 MWe gücündeki AVR deneme reaktörü 60 mm çapında, UO_2 ve ThO_2 karışımından yapılmış küresel yakıtlarla çalışan reaktörlere prototip rolü oynamıştır.

Amerika' da, tüm ticari nükleer güç santrallerindeki deneysel değerlendirmelerin analizinde ve nükleer etkilerden korunmak için Nükleer Düzenleme Komisyon (NRC)'u kurulmuştur. NRC halk sağlığı ve güvenliği için, gerçek olayların sınıandığı programlar geliştirmiştir. Bu programları uygulamada, Fort. St. Vrain'de çalışmalar yapan teknik bir kadro oluşturulmuştur.

Kasım 1981' de nükleer güç tesisinin % 100 güçteki işletme testleri başarılı olmuştur.

Fort. St. Vrain üzerinde 1981' den beri yapılan çalışmalarda; belirli güvenlik korumalar gerektiren uygulamaların, reaktör durdurmada (shutdown); uzun periyotlardaki testlerinin, güvenlik sınırları içinde kaldığı görülmüştür. Ayrıca reaktörü kapamaya neden olmayan belirli birçok konunun, güvenlik kriterleri ile ilişkisi güçlendirilmiştir. Uygun bir kalp soğutucusu seçilerek, reaktör işlemlerindeki sorunların en aza indirgenmesi tartışılabilir duruma getirilmiştir.

Fort. St. Vrain üzerinde uygulanan deneylerin değerlendirilmesi, HTGR' lerin tasarım ve işleyiş yapısını anlamamızı kolaylaştırmıştır. Fort St. Vrain üzerindeki çalışmalar; değişebilir tasarım özelliği ile HTGR'lerin üstünlüklerinin olduğunu göstermiştir.

Ticari güç reaktörlerindeki işlemsel verilerin analizi; bileşenler ile birbirine etki eden yüzeyler arasındaki olayların ilişkilerini anlamamızı sağlar. Bazı deneysel tanımlamalarda; teknik ayrıntılara, sorunların çözümlenmesindeki özene, güvenlik işlemlerinin sağlanması ve geçerliliğinde dikkat etmek işletmecilere sorumluluk yüklemektedir.

Ayrıca Amerika Birleşik Devletlerindeki Enerji Bölümü, lisanslamada yerli ve yabancı HTGR' lerin deneysel uygulanabilirliğinin onayı zorunluluğu vardır. Uygulanan işlemler ve süregelen değerlendirmeler, ticari güç piyasasındaki rakiplerine göre HTGR' ler daha ekonomik ve daha güvenli olduğunu göstermektedir [2].

Küçük HTGR' ler için Başlangıç Risk Değerlendirmesi adı altında yapılan çalışmada; başlangıçta kabul edilen 4 modüllü 250 MWt, küresel yakıtlı HTGR' lerin yapısı için, ilk yatırım ve güvenlik değerlendirme yapılmıştır. Programlanmamış elektrik kesintilerinde santralde; bileşenlerde oluşabilecek zararların sonuçları ve fisyon üretiminde dışarıya radyoaktif sızma olasılığına karşı, geniş spektrumlu bir analiz gerekmektedir.

Yatırımları yönlendirmede, başlangıç tasarımında oluşabilecek sorunların değerlendirmelerini iki bölüme ayırmaktadır.

- 1- Birincil çevrimde soğutucu gazın dolaşımı olurken, oluşan sızma ve kirliliğe karşı zırhlama.
- 2- Turbin kenarlarındaki genişlemeden turbojeneratörün zarar görebilmesi sorunu.

Güvenlik için iki kaza tipi sınanmıştır. Bunlar:

- a) Birincil soğutucunun dolaşımı sırasında oluşabilecek sızma.
- b) Jeneratördeki sızmanın başlaması ile çevreye doğrudan bırakabileceği radyoaktivite.

Başlangıçta yapılan değerlendirmeler, kalp soğutucusundaki taşınımda sıcaklık farkı az olur ve küçük HTGR yapı tasarımı reaktördeki her bir bileşenin bağımsız olabileceğini gösterir ve böylece yapılan yatırımlarda güvenlik ve korumadaki hedefler birleştirilebilir duruma gelir [3].

Modüler Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörler için Dolaylı Gaz Türbin Çevrim Dizaynı adlı çalışmada; 200 MWt dolaylı gaz türbin çevrimli, küresel yakıtlı, modüler HTGR' in tasarımı incelenmektedir. Birincil çevrimin tümü basınçlı bir kap içinde düşünülmüştür. Birincil çevrimde kalpten çıkan gazın sıcaklığı 900°C ve reküperatörden

çıkış sıcaklığı 550 °C ve ikincil çevrime de reküparatöre giren gazın sıcaklığı 500 °C ve çıkış sıcaklığı 800 °C olur.

İş gören akışkan olan Azot gazı; ikincil çevrim olan türbin çevriminde kullanılmakta ve çevrimin elektrik üretim verimi yaklaşık % 48 olarak hesaplanmaktadır. Bu çalışmada, termodinamik hesaplamalar, sistem başlangıç tasarımları ve önemli kaza analizleri tanımlanmaktadır. Modüler HTGR' ler, kendiliğinden güvenli olarak 950 °C 'e sıcaklığa kadar çıkabilmektedir.

Modüler Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktör (MHTGR) ile gaz türbin çevrimi kullanılarak üretilen elektriğin veriminin % 45 – 50 'lere kadar ulaşılacağı hesaplanmıştır. Bununla birlikte, türbin kanatlarındaki olası radyoaktif bulaşmadan kaynaklanan koruma zorluğundaki artış, doğrudan çevrimdeki radyoaktivite sorununun çözümünün başarılı olabilmesi için ilk önce dolaylı gaz türbin çevriminde yeterli deneyim uygulanması önerilmektedir.

Bu makalede kabul edilen ilk tasarım, dolaylı gaz türbin ile Reaktör Basınç Kabı (RPV) soğutucu sistemdir ve bu tasarım MHTGR – IGT olarak tanımlanır. Bu tasarımın temel özellikleri şunlardır:

- Reaktör kalbi, ara ısı değiştiricisi (reküparatör), RPV soğutucu sistem reaktör basınç kabının içinde sınırlandırılmıştır.
- Kalp giriş sıcaklığının 550 °C 'e çıkarılmasıyla yapının yüksek verimli olması sağlanır.

Seçilen çalışma koşulları altında yakıt elementlerinin maksimum sıcaklığı yaklaşık 980 °C ' dir. Soğutucu kaybı durumunda, izin verilen kalp sıcaklığı ve en çok yakıt sıcaklığı 1470 °C' ye kadar çıkabilir. Soğutucu kaybı kazalarında yakıt sıcaklığı en çok 1080 °C olarak seçilmiştir [4].

HTGR Gas Turbine – Module Demonstration Test isimli yayında[5], kapalı çevrim gaz türbini ile HTGR' lerin tasarım felsefesinin, yaklaşık %50 ısı verim ve ideal güvenlik gibi karakteristikleri ele alınmaktadır. Bu yapıda güç çevrim modülü kullanımının tüm güç değerlerinde uygunluğu belirtilmiştir.

HTGR' lerin modül tipi için ısı enerjisi kaynağının uygulama aralığı çok geniştir. Çünkü birincil çevrimdeki reaktör çıkışındaki soğutucunun sıcaklığı, diğer tip reaktörlere göre çok daha yüksektir. Bu nedenle çeşitli alanlarda kullanımı üstünlük sağlamaktadır.

Son zamanlarda doğrudan gaz türbin çevrimlerinde, ideal ısı verime bağlı olarak yapılan güç üretimi dikkat çekmektedir. A.B.D. ve Rusya ortaklığı ile geliştirilmiş güç çevrim modülü, 600 MWt' lik HTGR ile birlikte tek şaftlı kapalı çevrim gaz türbin sistemi; GT-MHR olarak adlandırılmıştır. Bu güç modülünün çeşitli performansları; reaktör sisteminin birleştirilmesi, yapısal tasarımın dayanıklılığı, yüksek hız koşullarında,

radyoaktivite sorunu olmadan yüksek sıcaklıklar altında donanım yapısının tamamı test edilmiştir.

Yapılan testler:

- Başlangıç ve kapanış koşulları altında; elektrik kaybı, yük değişim aşamaları, soğutucu su kaybının karşılanması.
- Turbomakinelerin içinde ve dışında, ısı değiştiricinin kenarlarında akış dağılımının ölçülmesi.
- Farklı ısıl genleşmelerle oluşturulan akışlarda, beklenmedik azalmalarda her bir bileşenin ara yüzeyinin zarar görmediği yeniden çözümlenerek doğrulanması.
- Turbomakinelerin düzenlenmesi veya taşınımı için uzaktan kumanda ekipmanları ile testi.

Bununla birlikte bu tür karmaşık sistemlerin tüm sistem karakteristiklerinin test edilmesinde, daha önceki yapılar için uygulanan testlerde gözönüne alınmalı ve önceki koşullarda sağlanmalıdır. Sonuçta bu çalışma, öngörülen yapının ekonomik ve gerçekleştirilebilir olduğunu sunmaktadır [5].

Japon Atom Enerjisi Araştırma Kurumu (JAERI) Bilim ve Teknoloji Bölümü 1997 yılında aldığı bir kararla, Ocak 1998' den itibaren HTGR-GT sistemlerinin uygunluk çalışmalarına başlamışlardır. HTGR-GT sistemleri diğer rakipleri ile karşılaştırıldığında, ısı veriminin daha yüksek olduğu ve diğer rakiplerine göre daha ekonomik olduğu sonucuna varmışlardır.

Birkaç sistem tasarımı ele alınmış ve güç üretim bedelleri tahmin edilmiştir. Çalışma tasarımları üzerindeki; düzlem yüzey tipli ısı değiştiricisi ve malzeme testi gibi bazı deneysel çalışmaların programa alındığını belirtmişlerdir.

Reaktör; 1997 mali yılında 600 MWt doğrudan çevrimli tasarımı, reaktöre soğutucu gaz olan helyum gazının giriş sıcaklığı 460 °C, reaktörden çıkan gazın sıcaklığı 850 °C ve basıncı 6 MPa' dır. Yekpare yakıt ve kontrol çubuklarının korumasının karbon-karbon karışımı olması gibi bazı teknolojik üstünlükleri vardır. Böylece yakıttaki ısı transferinin verimi artırılmış ve kalpteki soğutucu akışkanın, akış basınç kaybı azaltılmış olacaktır.

Maksimum yanma 10^5 MWD/ton (MegaWattGün/ton) olarak meydana gelmiştir. Manyetik çubuklarla desteklenen rotor mekanik tasarımı tek şaftlı yatay turbo makina için 3600 rpm (dakikadaki devir sayısı)' dir. Türbin, iki kompresör, bir jeneratör ve türbin içine yerleştirilmiş 6 tane iç soğutucu bulunmaktadır. Düzlem yüzey tipli ısı değiştiricisi

ve ön soğutucu dikey ısı değiştiricisinin içine konulmuştur. Bu tasarım ile ısı verimin % 45,7' lere varması umulmaktadır.

1998 yılında 300 MWt doğrudan çevrim yapı tasarımı ele alınmıştır. Kalp içine yerleştirilen küresel yakıtları ve reaktör iç basıncı değiştirilerek yeni bir tasarım yapılmış ve bu şekilde ısı verimin daha da yükseleceği tahmin edilmektedir. Yapılan basınç testi, kayıpların testinde ve sınırlardaki yüzey testleri sonuçları olumludur [6].

HTGR' lerde güvenlik derecesindeki değişime bağlı olarak, fiyat azaltılması üzerine çalışma adlı yayında [7]; Hafif Su Reaktörü (LWR), Hızlı Üretici Reaktör (FBR) ve Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörler (HTGR) kaza anında durdurma (shutdown) yapıldığında, radyoaktif reaktör kalbinin, kontrol altına alınması ve sıcaklık profilinin değişimi açısından karşılaştırılmış, HTGR reaktörlerin çok daha güvenli olduğu ileri sürülmüştür. HTGR reaktörlerde kaza senaryoları, LWR ve FBR reaktörlere göre daha farklı şekilde oluşmaktadır. HTGR' lerde oluşabilecek kazalar sonucunda, yakıtların erimesinin söz konusu olmadığı vurgulanmıştır. Ayrıca bu çalışmada tablolarla güvenlik sınıflandırılması yapılmış ve kaza koşullarında dışarıya radyoaktif madde sızma olasılığı en az olan yapının HTGR' ler olduğu gösterilmiştir.

HTGR' lerde sıcaklık arttıkça, reaktör negatif ısı geri besleme reaktivite katsayısı ile kritik altı olduğundan durdurma (shutdown) sisteminin devreye girmesine gerek yoktur. Su soğutmalı reaktörlerde olduğu gibi reaktör kalbine, soğutucu enjeksiyonuna gerek duyulmaz. Ayrıca su soğutucu reaktörlerde olabilecek Hidrojen gazı birikimi sonucunda HTGR 'lerde kaza oluşmaz. Kalp iç yapısı ile reaktör kabı aynı geometriye sahip olabilir. HTGR' lerin LWR ve FBR' lere göre güvenliğinin çok daha yüksek olması, nükleer devre tarafında olmayan parçaların maliyetinin azalması ve güvenlik sınıflandırmasında etkili olmaktadır [7].

Techno-Economic Analysis of Seawater Desalination Using High Temperature Gas Cooled Reactor adlı yayında [8]; Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörler (HTGR) kullanılarak deniz suyunun tuzunun ayrıştırılıp kullanılır hale getirilmesinin teknolojik analizini yapmıştır.

Gelişen teknoloji, nüfus fazlalığı ve diğer nedenlerle; yeryüzünde içme suyuna olan gereksinim gün geçtikçe artmaktadır. Çin' de deniz suyunun tuzunun ayrıştırılarak içilebilir hale getirilmesinde değişik modeller geliştirilmiş ve umut veren sonuçlar alınmıştır. Deniz suyunun kullanılır hale getirilmesindeki modellerden biride; yüksek sıcaklıklarda buhar üretimi, kendinden güvenli ve küçük boyutlarda olabildiği için 2x200 MWt HTGR' ler enerji kaynağı olarak seçilmiştir.

Çalışmada; temiz su eldesi ve güç üretiminin aynı anda olabildiği, deniz suyunun kullanılır hale getirilmesinde enerji kaynağı olarak seçilen HTGR' lerin diğer reaktörlere göre daha güvenli ve daha ekonomik olduğunu ileri sürmüşlerdir [8].

Su soğutmalı reaktörlere göre gaz soğutmalı reaktörlerde; reaktör kalbindeki işgören akışkan daha yüksek sıcaklıklarda çalışabilir. İşgören akışkan olarak CO₂ gazı kullanılmış fakat helyum gazı kullanılarak çevrim sıcaklığı daha da yükseklerle çıkartılmıştır.

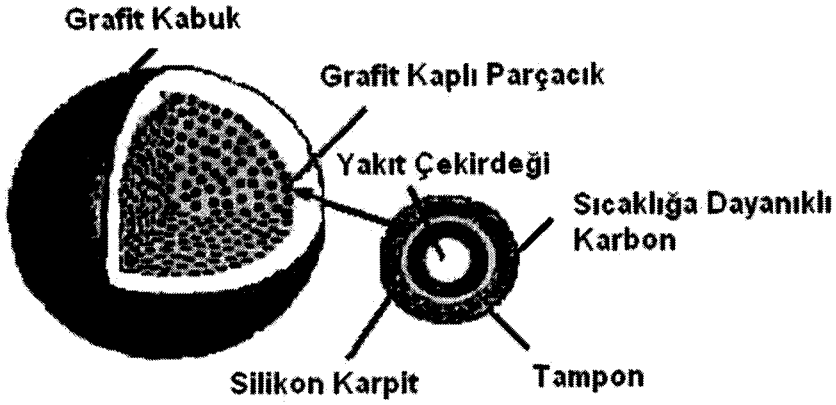
HTGR' ler Amerika' da 40 MWe elektrik üreten prototip Peach Bottom Pennsylvania 1966 yılında kritik olmuştur. 330 MWe üreten Fort St. Vrain' ın çalışmaları 1976 yılında tamamlanmıştır.

Bu yapıda yavaşlatıcı grafit, helyum soğutucu, zenginleştirilmiş uranyum toryumla kaplı küçük küreler halinde karbon kaplı kabın içine konulmuştur. Yakıt altıgen şeklindedir. 210 yakıt boşluğu ve 100 soğutucu kanal ve İki tane B₄C kontrol çubuğu vardır. Yakıt kanalları içindeki boşluklardan helyum gazı geçer. Kompresörden 404 °C sıcaklığında çıkan helyum gazı, reaktöre girdikten sonra kalbi içinde 777 °C' e sıcaklığa kadar çıkar. Sıcak gaz olan helyum gazı kalbin altından geçerek altı modülden oluşan iki buhar jeneratörüne gelir. Buhar jeneratörü, 16,5 MPa ve 538 °C' de kızgın buhar üretir [9].

1.1.3 Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörlerin Yapısı

Gelişmiş Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörlerin yakıtı; grafit yakıt elemanları içine yerleştirilmiş seramik yakıt parçacıklarından oluşmaktadır. Yakıt elemanları Şekil 1.2' de görüldüğü gibi altıgen bloklar şeklinde olup 6 cm çaplı küresel yakıtlar, soğutma kanalı ile beraber reaktörün içine düzenli olarak yerleştirilir.

Yakıt, hiçbir fisyon ürünü bırakmaksızın 1600 °C 'den daha yüksek sıcaklıklara kadar dayanabilir. Reaktör bu sıcaklık sınırlaması yanında diğer özellikler de göz önüne alınarak (yakıt sıcaklığı 1600 °C geçmeyecek şekilde) soğutma sistemi veya soğutucu akışkan tasarımı yapılır.



Şekil 1.1. Küresel Yakıt Kesiti [1].

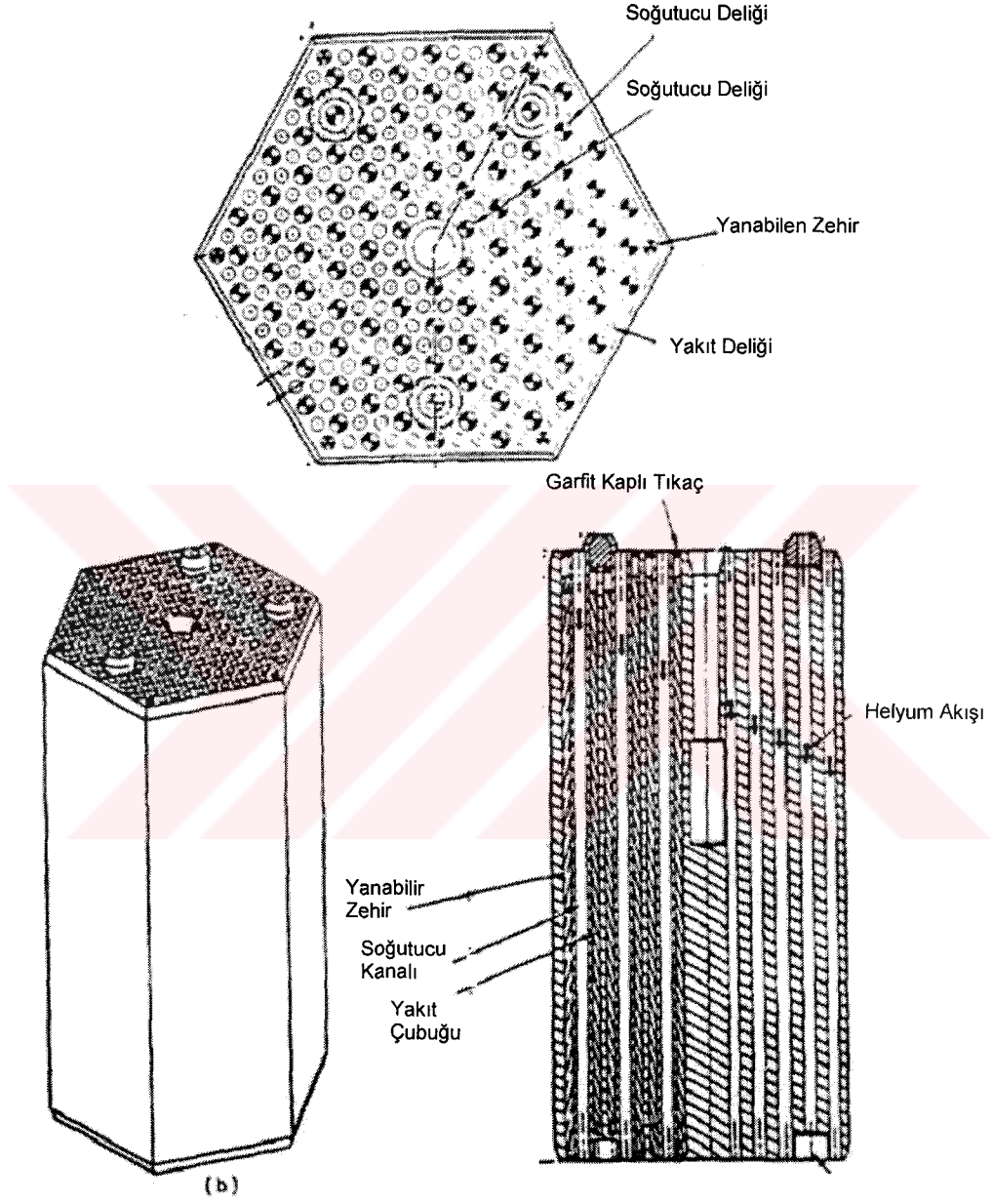
Şekil 1.2' deki reaktör kabı göz önüne alınırsa, nükleer enerji üretimi sonucu açığa çıkan enerjinin gaza geçişi (düşük sıcaklıklarda da) ; iletim, ısı ışıma ve doğal taşınım ile olur. Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörün soğutucu akışkanı; kimyasal ve nükleer olarak reaksiyona çok az giren helyum gazıdır ve bu nedenlerle soğutucu akışkan olarak helyum gazı önemli bir seçimdir. Helyum gazının özgül ısı ve iletkenliği diğer gazlara göre oldukça yüksek olduğundan, ısı taşınımı için de elverişlidir.

Kapalı ve doğrudan gaz türbin çevriminde He gazının kullanılmasındaki diğer bir üstünlük de; He gazının çevrim içindeki hızının, ses hızından daha yüksek hızlara çıkabilmesidir. Böylece türbin tasarımı yapıldığında, gaz hızı limiti sorun olmayacaktır ve türbin kanatları üzerindeki basınç da azaltılmış olacaktır.

Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörler yeni bir oluşum değildir. Kapalı gaz çevrimli güç tesislerinde; helyum veya helyum karışimli gazlarla soğutulan reaktörlerin en iyi sistem olduğu 1945 'de Keller tarafından gösterilmiştir.

Değişik Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörler 1950'li yıllarda Amerika Birleşik Devleti, İngiltere ve Almanya'da inşa edilmiştir. Almanya'daki AVR (Arbeitsgemeinschaft Versuchs Reactor) reaktörün gaz soğutma sistemi kapatılarak soğutucu akışkan durgunlaşana kadar reaktörün doğal güvenlik testleri yapılmıştır. Bu testler sonucunda küresel yakıtların sıcaklığının, radyoaktif gazların sızma sıcaklığının altında kaldığı görülmüştür [1].

Şekil 1.2 de HTGR için yakıt elemanın genel görünüşü, yakıtların dizaynı, soğutucu kanalları, yakıt çubukları, Helyum gazının dolaşımı görülmektedir.



Şekil 1.2. HTGR Yakıt Elemanı [10].

Şekil 1.3' te ise HTGR Reaktörde birincil soğutma sisteminin yapısı görülmektedir.

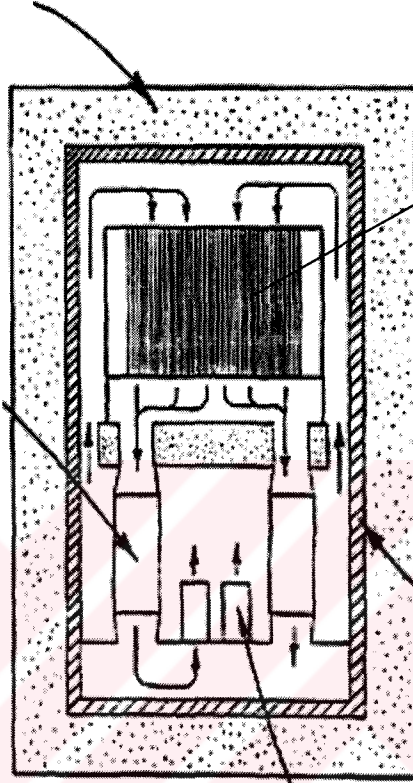
Ön Sıkıştırılmalı
Betan

Buhar
Üreteci

Yakıtlar

Isıl
Kalkan

Helyum
Pompalayıcısı



Şekil 1.3 HTGR Birincil Soğutma Sistemi [10].

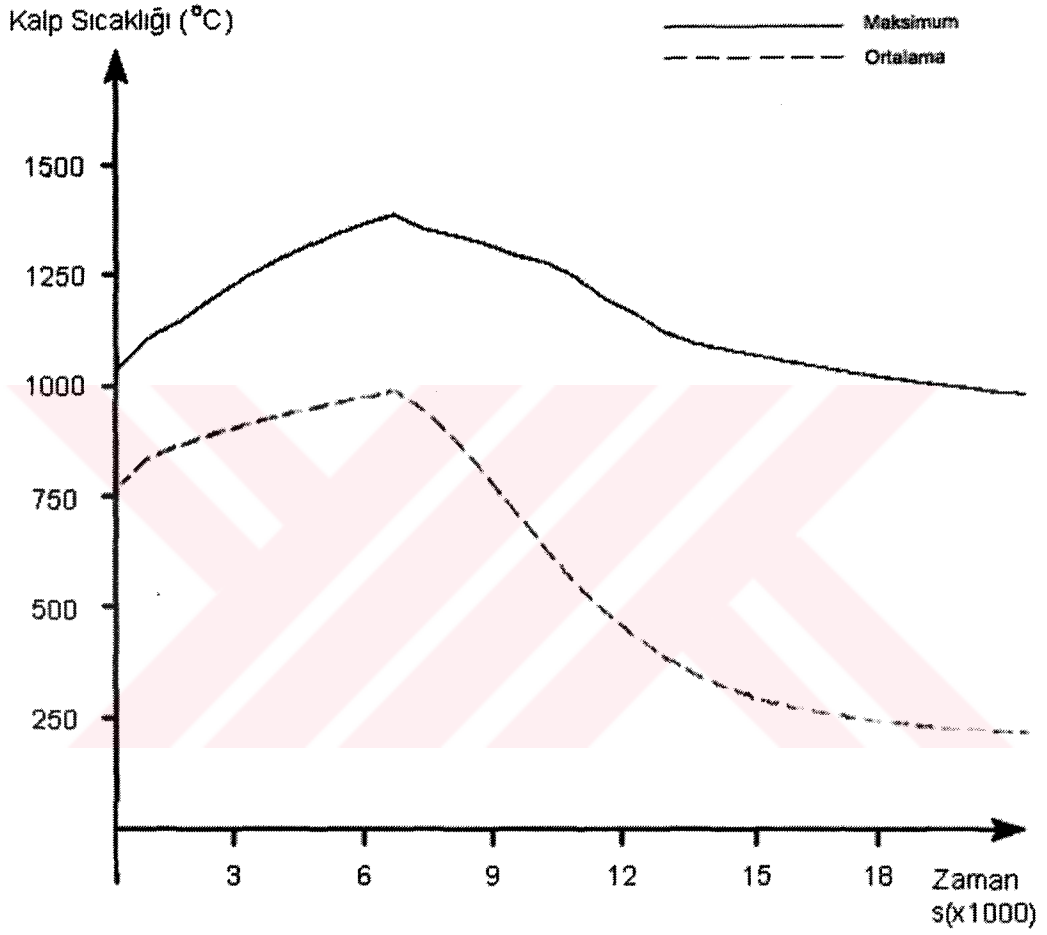
Dolaylı çevrimli Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörler ikincil bir buhar çevrimi ile çalışır. Reaktör kalbinde fisyon sonucu açığa çıkan enerji soğutucu akışkan olan gaza geçer ve bir buhar üreticinden geçirilerek ikinci devrede buhar elde edilir. İş gören akışkan olan su, reaktör kalbinden geçmediğinden ikinci devrede radyoaktif bulaşma meydana gelmez ve bu konu böyle bir tasarımda kendiliğinden güvenli bir özellik oluşturur. Bu yüzden kendiliğinden güvenli tesis için; kapalı gaz çevrimi ile birlikte buhar çevrimi de gereklidir. Günümüzde Japon HTGR test reaktörü 1998 'den beri çalışmaktadır ve Çin test reaktörü de yapım aşamasındadır.

1994 yılında Alman şirketleri ile araştırma grupları INCOGEN (Inherently safe Nuclear COGENeration)'nin ön uygunluk çalışmalarını yaptılar[1]. Küresel yakıtlı reaktör kalp çapı 2,5 m ve yüksekliği 1,25 metredir. Yakıt kürelerin içinde 12 gram % 10 zenginleştirilmiş U yakıt vardır. Yakıtın yanması sonucu oluşan azalmayı karşılamak için yaklaşık olarak günde 60 yakıt eklenir. Oluşan radyoaktif maddelerin aktivitesi düşüktür ve bu da güvenlik için bir kazançtır. Yakıt kanalları çeşitli grafit yansıtıcıları ile çevrelenmiştir, bu grafit yansıtıcılarının nötronları yavaşlatma ve yakıt bölgesine yansıtma fonksiyonları vardır. Soğutucu akışkan olan helyum reaktörün altından girer, yansıtıcıların kenarındaki soğutucu kanalının üstünden çıkar ve yakıt kanalından aşağı doğru akarak fisyon sonucu ortaya çıkan enerji, yeniden enerji dönüşüm sistemine girer. Grafitlerin tasarımında güvenlik için, yakıtların sıcaklığının maksimum 1627 °C 'yi geçmemesi istenir. Yakıt azaltımına gidilmeksizin küçük bir değişiklikle, yakıt sıcaklığının 1600°C altında tutulması yoluna gidilir.

Şekil 1,4 te Zorlamalı Akış Kaybı LOFT (Loss of Forced Circulation) için maksimum ve ortalama kalp sıcaklığının zamana göre değişim grafiği verilmiştir [10].

LOFT, Birincil çevrimdeki helyum pompalayıcılarından dördü birden bozulursa oluşabilecek kazanın adıdır. Böyle bir durum soğutucu akışkan olan Helyum gazının yoğunluğunun zaman geçtikçe azalmasına, reaktör kalbi içindeki Helyum gazının sıcaklığının gittikçe artmasına ve bu da çevrimdeki gaz dolaşımının durmasına neden olacaktır.

Bu zaman içerisinde Reaktör kalbinin sıcaklığı zamanla şekil 1.4' teki gibi değişecektir.

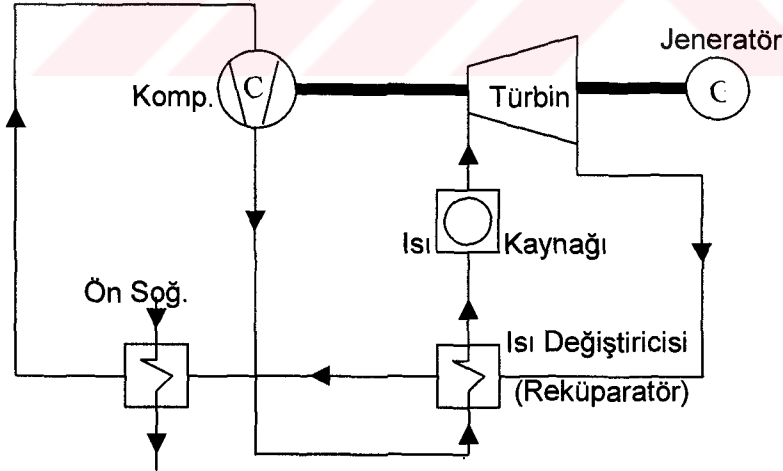


Şekil 1.4 LOFT için Maksimum ve Ortalama Kalp Sıcaklığının Zamanla Değişimi [10]

BÖLÜM 2

2.1 Kapalı Çevrim Gaz Türbin Sistemi

Kapalı Devre Gaz Türbin Çevrimi (Closed Cycle Gas Turbine) 'nin en basit gösterimi Şekil 2.1' deki gibidir. Kapalı Devre Gaz Türbin Çevriminde, kompresörde akışkanın basıncı yükseltilir, daha sonra ısı değiştiricide, türbin çıkışından gelen sıcak gazlarla ön ısıtma yapılır. Sonra helyum gazı bir dış ısı kaynağı (örneğin fosil , nükleer veya güneş gibi) ile ısıtılır. Türbinde genişleyen akışkan, ısı değiştiricisinden kompresöre doğru akar. Türbindeki genleşmeyen gazın çıkıştaki sıcaklığı hala yüksektir ve iç enerjisi, kompresör çıkışındaki akışkanın ön ısıtmasında kullanılır. Ön soğutucudan geçirilen Helyum gazının sıcaklığı düşürülür ve kompresöre giren akışkan istenilen sıcaklığa kadar soğutulmuş olur.



Şekil 2.1 Kapalı Devre Gaz Türbin Çevriminin Genel Akış Diyagramı

Kapalı Devre Gaz Türbin Çevrimi (CCGT) ' nin açık gaz türbin çevrimine göre en belirgin üstünlüğü, kompresör iç basıncı ve iş gören akışkanın seçmedeki olanak fazlalığıdır.

Basınç kayıpları ve bunların azaltılması, basıncın yükseltilmesi; verimin yükseltilmesi, ısı değiştiricilerin tasarımı ve türbo makineler için işgören akışkanın seçimindeki özgürlük önemli bir kazançtır.

Eğer yarı güçte ve yarı basınçta çalışması gerekiyorsa; tasarımın yarı değerlerine indirgenebilir. Bu yolla bütün sıcaklıklar ve hızlar tasarım parametrelerine çok yakın değerlerde tutulabilirler. Bu sonuçla verim, tasarımda kabul edilenden daha yüksek olur. Çünkü ısı değiştiriciler daha küçük kütle akışlarında daha verimli olurlar.

2.2 Nükleer Gaz Türbin Sistemi

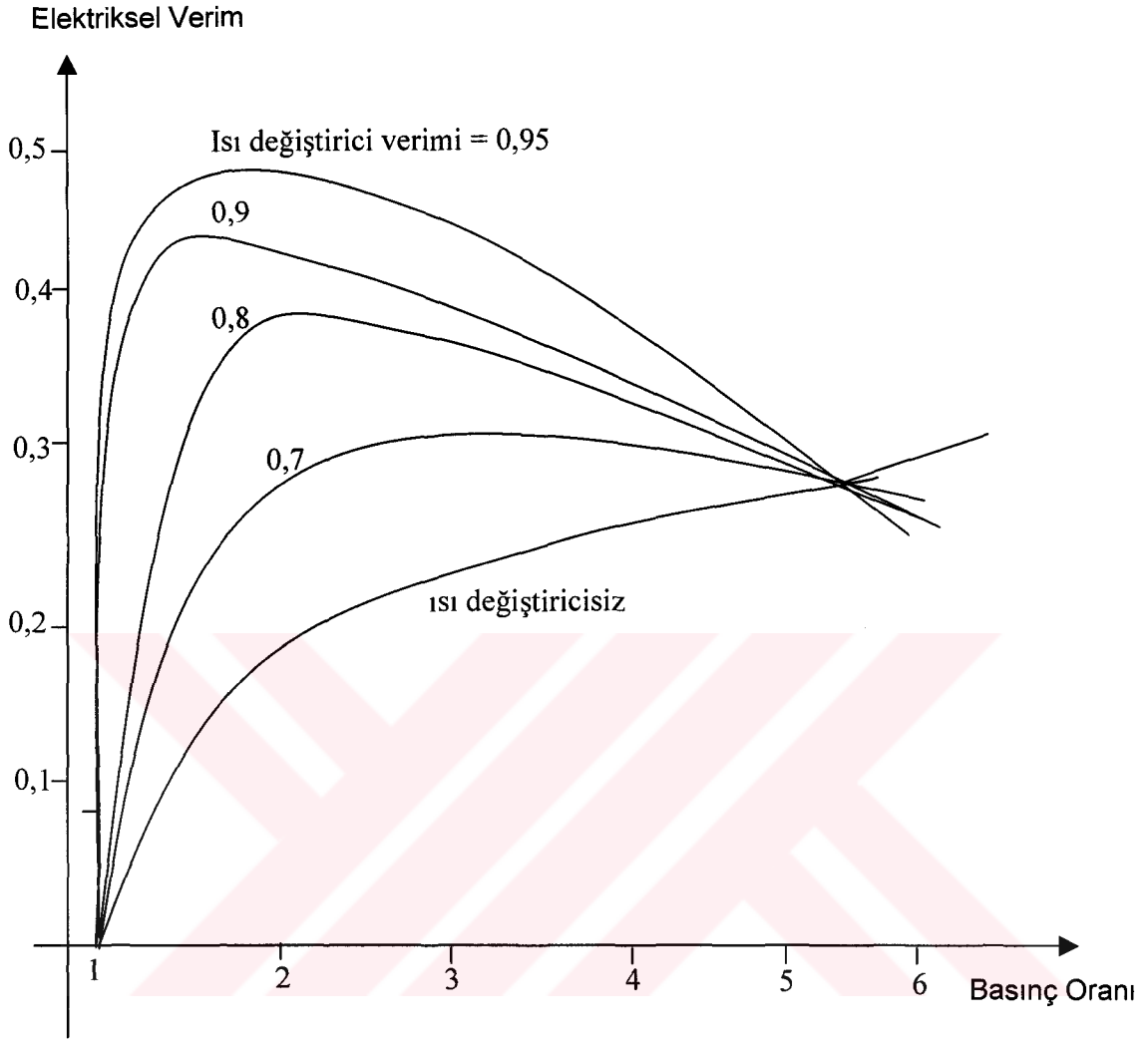
Amerika Birleşik Devletlerinde askeri amaçlı olarak ilk kez Nükleer Gaz Türbin (NGT) sistemleri, ML1 (1995) yapımında kullanılmıştır.

1961 yılında inşa edilen (330 kWe) güç jeneratörü için, işgören akışkanı Azot olan çevrim kullanılmıştır.

1980 ve 1990'lı yıllardaki gelişmeler, Nükleer Gaz Türbin sistemlerinde ilginç yeniliklere yol açmıştır. Teknolojinin gelişmesine olanak veren en önemli gelişme manyetik kontrol çubukları ve düz kanatlı ısı değiştiricilerdir. Manyetik kontrol çubukları yakıtın reaktörün içine girmesine yardımcı olması açısından (rotorun tesis tasarımında çok fazla yer kaplaması ve ağırlığı) önemlidir. 1985 'ten beri konvansiyonel gaz türbin teknolojisinde manyetik çubuklar kullanılmaktadır ve güvenilirliği kanıtlanmıştır.

Isı değiştiricisinin verimi; tesis verimi ve ekonomiklik için büyük önem taşır.

Şekil 2.2 'de ısı değiştiricisiz ve farklı ısı değiştirici verimleri için kompresör basınç oranına karşı gaz türbini tesisinin elektriksel verim grafiği çizilmiştir. Şekilde ısı değiştiricisinin verime etkisi güçlü olarak gözükmetedir. Örneğin ısı değiştiricisinin verimini % 90 - % 95 'e çıkarttığımızda, çevrim veriminin ısı değiştiricisiz çevrime göre iki kata kadar arttığı görülmektedir [1].



Şekil 2.2 Isı Değıştiricili ve Isı Değıştiricisiz Gaz Türbin Çevrim İçin Verim Grafiğı [1].

Gaz- gaz ısı değıştiricilerinde hem sıcak hem de soğuk akışkanın geçtiğı geniş yüzeylere ihtiyaç vardır. Bu durum maliyeti yükselttiğinden Nükleer Gaz Türbin tesisleri için tüp şeklinde ısı değıştirici kullanılması bir üstünlüktür. Bununla beraber 1980 'li yıllarda düz-kanatlı ısı değıştiriciler ile yüzey/hacim oranının yükseltilmesi geleneksel gaz türbinlerin gelişmesine de yol açmıştır. Bu ısı değıştiricileri Nükleer Gaz Türbin tesislerine kolayca uyarlanabilir ve böylece; yüksek basınç kayıpları, büyük hacim ve büyük yatırımlar olmaksızın verim yükseltilmiş olur.

Sekil 2.1' deki çevrim birçok tasarımın temel şeklidir. Reaktörün çalışma değerleri şunlardır. Basınç oranı 2 - 2,5, iş gören akışkan olan helyumun reaktöre giriş sıcaklığı 500 °C, reaktörden çıkış sıcaklığı 850 °C ve kompresör giriş sıcaklığı 30 °C ' dir.

Gazın sıkıştırılması iki ayrı kompresörle yapıldığında ve birinci kompresörden çıkan akışkan arada soğutulduğunda verimin çok az arttığı görülmüştür. Sonuç olarak kompresör gücünün değişimi hacim başına düşen akış artışıyla ve mutlak sıcaklıkla doğrusal olmaktadır. Ortalama kompresör sıcaklığındaki azalma, elektrik enerji üretim veriminde yükselmeye yol açar. Kompresörü iki parçaya ayrılmasından termodinamik çevrim etkilenmemektedir. Fakat, çoklu şaft sistem tasarımı daha kısa bağlantılar, daha az denge sorunları ve mekanik tasarımda daha çok serbestlik verir.

İki türbo kompresörün yüksek hızlı seçilmesi daha küçük ve daha basit tasarıma olanak verir. Sistem dinamiği seçimim tekli veya çoklu oluşundan oldukça fazla etkilenir.

2.2.1 Doğrudan Çevrim

Doğrudan Çevrimin Üstünlükleri:

- 1- Doğrudan çevrimde birincil ve ikincil devreleri bağlayan bölümler yoktur. Bu nedenle yatırım maliyetleri daha düşüktür.
- 2- Ön devre ısı değiştiricilerindeki enerji kayıplarının olmaması nedeniyle güç kazancı oluşur.
- 3- Doğrudan çevrimde reaktör çıkışına verilen bir akışkan sıcaklığı ile çevrim verimi ve özgül iş yükselir.

Doğrudan Çevrimin Sakıncaları:

- 1- Reaktör soğutucusu ve devre akışkanı aynı olacağından, akışkanın özelliği her ikisi içinde uygun olmalıdır. Güç çevrimi için uygun olmayan bir akışkan, reaktörü çıkış sıcaklığından daha yüksek sıcaklıklarda çalışmaya zorlayabilir.
- 2- Artan reaktör gücü ile çalışma basıncı da önem kazanır. Reaktör için izin verilen basınç, güç çevrimi için gereken en uygun değerden düşük olabilir.
- 3- Doğrudan çevrimde dolaylı çevrime göre daha fazla eleman bulunur. Doğrudan devre fazla kirlenirse, tamirler uzun sürer. Elemanların bozunma olasılığı daha fazladır.

Daha fazla güvenlik gerektiğinden tasarım zorlaşır.

4- Doğrudan çevrimde genellikle bir ara soğutucu devresi vardır. Dolaylı çevrimde ise ikincil devre, çevre kirlenmesi için kendisi sızdırmazlık fonksiyonu gördüğünden, ara soğutucu devresine gerek yoktur.

2.2.2 Dolaylı Çevrim

Diğer sıkça kullanılan çevrim, dolaylı çevrimdir ki; reaktör çevrimi ile gaz türbin çevrimi birbirinden ayrılmıştır. Bu durumda fazladan bir soğutucuya ve yüksek sıcaklık ara ısı değıştircisine gereksinim duyulur.

Dolaylı çevrimin üstünlükleri :

1. Geleneksel bölümdeki olaylar nükleer bölümdeki olaylardan daha az etkilenirler.
2. Türbindeki fisyon ürünlerinin dışarı kaçması olanaksızlaşır.
3. Nükleer ve geleneksel sistemin ayrılması lisans almada etkili olmaktadır.
4. Gaz - türbin çevriminde başka bir iş gören akışkan seçilebilir.

Dolaylı çevrimin sakıncaları ise;

1. Ara ısı değıştircisinin yüksek sıcaklıklarda çalışması malzeme bozunumuna neden olabilir.
2. Fazladan bir soğutucuya ihtiyaç duyulması.
3. Ara ısı değıştircisinin reaktör çıkışı ve türbin girişı arasında farklı sıcaklık değerlerinde olması enerji kayıplarına yol açar.

Dolaylı çevrim ile kapalı Azot çevrimi veya ikincil açık hava çevrimi kullanılabilir.

Çeşitli tasarımlarda ise gaz karışımları ve buhar çevrimleri düşünülmüştür. Bu tasarımlarda ısı değıştircisi ihmal edilmiştir. Türbin çıkışındaki akışkanın ısı kapasitesi buhar oluşturmak için kullanılır. Bu sistemler çok fazla karmaşıktır. Su girişlerindeki tehlike çok fazladır ve sadece küçük verim artışı oluşturabilir. Sonuç olarak güç ve ısının bir arada kullanıldığı bir takım çevrimler daha önce yapılan çalışmalarda düşünülmüştür. Kapalı Gaz Türbin Çevrim (CCGT)' deki fazla enerji, sanayi buharı üretiminde veya bölge ısıtmasında üretilen sıcak su için kullanılabilir.

INCOGEN çalışmasında 40 MWt dizayndan 16,5 MWe güç çıkışı, 140 ton/saat sıcak su (girişte 40 °C ,çıkışta 150 °C) elde edilmektedir.

Temel esaslar açısından sistemin teknik olarak uygun olduğu fakat diğer rakiplerine (doğalgaz, petrol yakıt sistemleri) göre ekonomik olarak uygun olmadığını gösteriyor.

Nükleer Gaz Türbin tesisin yeniden yapılanmasının nasıl daha iyi olacağını araştırılmasında değişik modeller tartışılmıştır. Örneğin;

Isı ve güç oranı neye bağlı olarak değişir?

Farklı tasarım seçimleriyle verim arttırılabilir mi?

Tesisteki ihtiyaç değişimleri hangi hızdadır?

Isıl etki tesisin yarı ömründe azalmaya nasıl etki eder?

Tesiste oluşabilecek olayları önlemede kullanılacak harcamalar ne kadardır?

Basit modelde, çözümlemelerde kullanılacak en önemli tasarım parametresi çevrimin basınç oranı ve güç oranındaki optimal enerjidir.

Nükleer Gaz Türbin tesisinin en belirgin tasarım amacı güvenlik ve rakiplerine göre ekonomikliğidir. Bu genel amaçlar tasarım özelliklerinin numaralandırılmasına yol açmıştır.

1. Basitlik

Hem güvenlik açısından hem de ekonomik nedenlerden tasarım basit olmalıdır.

Pratik İlkeler:

a) Bileşen sayılarının en aza indirgenmesi.

Her bir fazladan bileşen fazladan bir hata olasılığı içerir. Kombine Isı ve Güç (CHP) tesisi küçük yapıda olduğundan yatırım giderleri işletim giderlerinden daha fazladır. Bu nedenle çevrim olabildiğince basit tutulur ve bileşen sayısı en aza indirilir.

b) Dışarıdan başka bir malzeme kullanımı olmamalı.

Yüksek sıcaklığa dayanıklı malzemeler geliştirmek yerine sıcaklık malzemenin dayanabileceği sıcaklık oranına indirilebilmelidir.

2. Farklı Tasarımlar

Aynı tasarım, farklı isteklere uygulanabilecek şekilde olabilmeli ve işletme giderleri en aza indirilebilmelidir.

a) Yüksek Verim

Yüksek verim bütün güç tesisleri için önemlidir. Kapalı çevrimde parça başına düşen

verimin korunmasıdır ve kontrol sistemi bu özellikler göz önüne alınarak tasarım yapılmalıdır.

b) Piyasa isteklerine uygunluk.

Kullanılan ısıнын kalitesi (yani sıcaklık seviyesi , sıcak su veya buhar oluşu), ısıнын miktarı ve yapıdaki elektrik üretiminde müşterinin isteklerini karşılayabilmek.

3, İstenen Isı

Eski tasarımlarda; tasarım amaçlarındaki toplam (ısı + elektrik) verimin ulaşabileceği maksimum değere ulaştırmak istersek, çevrimde düşük kalitede ısı üretilmekteydi.

Bu ısıнын kalitesi, bu ısıyı sanayide kullanmamıza olanak vermez.

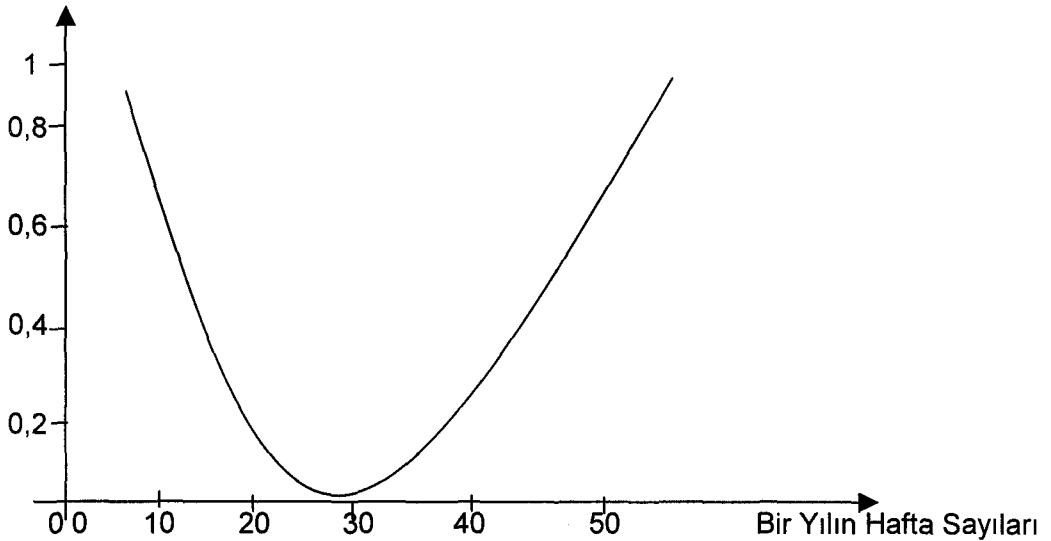
Bu sorunları ortadan kaldırmak için, Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörlerle Bileşik Isı ve Güç Sistemleri düşünülebilir.

Yapı tasarlanırken; ısıнын kalitesinin mi, yoksa miktarının mı önemli olduğu göz önüne alınır. Bileşik Isı ve Güç sistemlerinde elektriğin yanında sıcak su veya buhar üretilir.

Sıcak su bazen sanayi uygulamalarında bazen de bölge ısıtımında kullanılır. Dağıtım için istenen ortalama ısı karakteristikleri başlangıç sıcaklığı için 125 °C ve dönüş sıcaklığının 75 °C olmasıdır.

Bölge ısıtımında tesise bağlanan evlerin sayısı için tipik bir değer yoktur.Bununla beraber mevsimlik etkilere bağlı olarak istenen özellikler değişebilir [1].

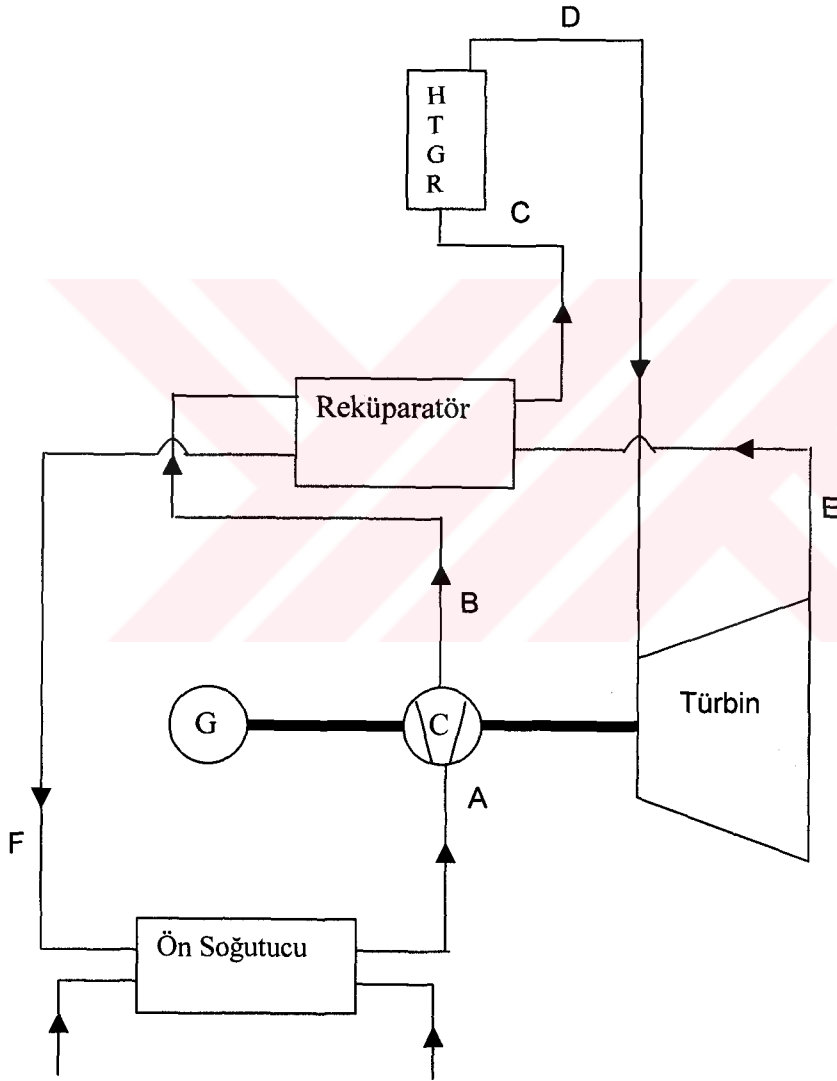
İstenen Isı Oranı



Şekil 2.3 İstenilen ısıнын haftalara göre değişim eğrisi [1].

2.3 Reküparatörlü Kapalı Devre Gaz Türbin Sisteminin Güç ve Verim Hesabı

Şekil 2.1' de görülen gerçek bir devrede, ısı kaynağı olarak HTGR kullanılması ele alınıp güç ve verim hesapları Şekil 2.4' e göre yapılmaktadır.



Şekil 2.4 Reküparatörlü Kapalı Devre Gaz Türbin Çevrimi

Hesaplarda kullandığımız çevrime ait sıcaklık ve basınçlar, Kaynak [11]' den alınmıştır.

$$T_A = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_D = 7,80 \text{ MPa}$$

$$T_B = 144,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_E = 3,80 \text{ MPa}$$

$$T_{Bg} = 159^{\circ}\text{C}$$

$$T_{Cg} = 556,44 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

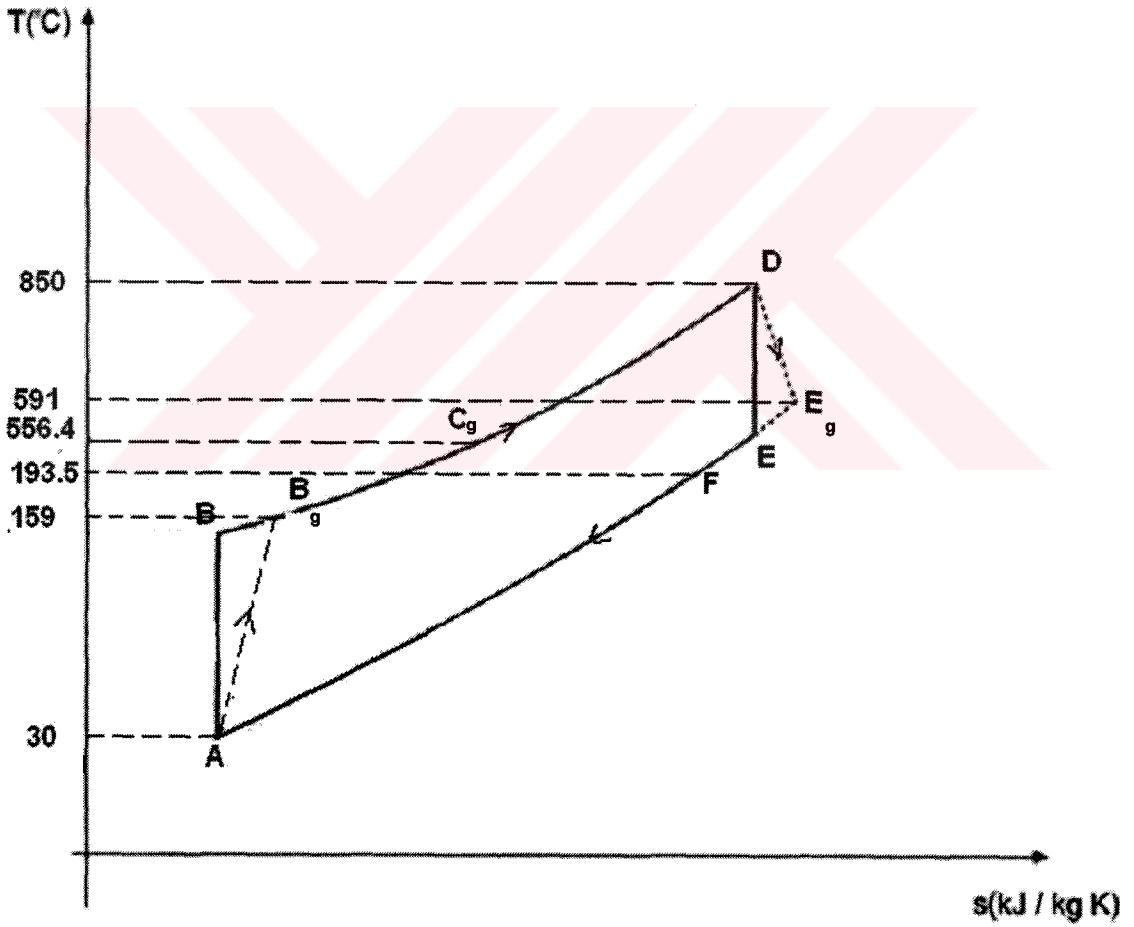
$$T_D = 850 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_E = 565,39 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{Eg} = 591 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_F = 193,56 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kapalı devre gaz türbin çevriminin Sıcaklık – Entropi grafiği Şekil 2.5' de çizilmiştir.



Şekil 2.5 Kapalı Devre Gaz Türbin Çevriminin T – s Diyagramı

Helyum gazının sabit hacim ve sabit basınçtaki özgül ısıları: Kaynak [12]' den alınmıştır.
 $c_p = 5,1926 \text{ kJ/kgK}$, $c_v = 3,1156 \text{ kJ/kgK}$

$$k = c_p / c_v$$

$$k = 1,667$$

A noktasından kompresöre giren gaz B noktasına kadar tersinir adyabatik (izantropik) olarak sıkışır. Kompresör açık bir sistem olarak gözönüne alınırsa,

$$\dot{Q}_{AB} = 0$$

Açık sistem için Termodinamiğin 1. Yasası; Kabuller;

$$\dot{Q}_{12} - \dot{W}_{12} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

Kompresöre dışarıdan iş verilmektedir. Helyum gazı mükemmel gaz olarak alınır.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{AB} - \dot{W}_{AB} &= \dot{m} (h_B - h_A) \\ -\dot{W}_{AB} &= \dot{m} (h_B - h_A) \\ -\dot{W}_{AB} &= \dot{m} c_p (T_B - T_A), \end{aligned} \quad (2.2)$$

bağıntısı elde edilir.

Denklem (2.2)' yi birim kütle için yazar ve helyum gazının özgül ısıları sabit kabul edilirse;

$$-w_{AB} = c_p (T_B - T_A) \quad (2.3)$$

Kompresörden geçen iş yapan akışkanın birim kütlesi başına verilen işi verir.

Sayısal değerler Denklem (2,3)' te yerine konulursa,

$$-w_{AB} = 596,11048 \text{ kJ/kg},$$

Kompresörde birim kütle başına verilen iş bulunur.

İzantropik sıkıştırma sonunda sıcaklık $T_B = 144,8 \text{ } ^\circ\text{C}$ olmaktadır.

Kompresörde sıkıştırma izantropik olmadığından kompresörün adyabatik verimi %89 alınabilir.

$$\eta_{\text{komp}} = \frac{T_B - T_A}{T_{Bg} - T_A}$$

$$0,89 = \frac{144,8 - 30}{T_{Bg} - 30}$$

$$T_{Bg} = 159 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Gerçek sıcaklık $T_{Bg} = 159 \text{ } ^\circ\text{C}$ elde edilmiş olur.

$$-W_{ABg} = 5,1926 (159 - 30)$$

$$-W_{ABg} = 669,8454 \text{ kJ/kg}$$

Açık bir sistem olarak alınan türbinin adyabatik verimi %91 alınırsa;

$$\eta_{\text{türbin}} = \frac{T_D - T_{Eg}}{T_D - T_E}$$

$$T_{Eg} = 591 \text{ } ^\circ\text{C}$$

E noktasının sıcaklığı $T_{Eg} = 591 \text{ } ^\circ\text{C}$ olur.

Açık bir sistem olarak alınan reküparatör verimi % 92 olarak alınırsa,

$$\eta_{\text{Reküp}} = \frac{T_C - T_B}{T_E - T_B}$$

$$T_{Cg} = 556,44 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ bulunur.}$$

Reaktör açık bir sistem ve C_g noktasından reaktöre giren gaza sabit basınçta

ısı geçişi olduğu ele alınır ve gaz akışkanın sürtünmesiz olduğu kabul edilirse ;

$$W_{CgD} = 0 \text{ dır.}$$

Reaktör açık bir sistem olarak alınırsa C_g ile D noktası arasında sadece ısı enerjisi alışı olduğundan bu ısıyı bulmak için, Termodinamiğin I. Yasası,

$$\dot{Q}_{CgD} = \dot{m} c_p (T_D - T_{Cg}), \quad (2.4)$$

şeklinde yazılır.

Denklem (2.4)'  birim ktle için yazar ve sayısal değerleri yerine koyarsak;

$$q_{CD} = c_p (T_D - T_C) \quad (2.5)$$

$$q_{CD} = 1524,55 \text{ kJ/kg}$$

Reaktörde kg başına iř gören akışkana aktarılan ısı enerjisini 1524,55 kJ/kg bulunur.

$$\dot{Q}_{CgD} = \dot{m} q_{CgD},$$

formülünden faydalanılarak iř gören akışkan olan Helyum gazının ktsel debisi hesaplanabilir. Reaktörün verdiği ısı, 237,5 MWt alınırsa;

$$\dot{Q}_{CgD} = 237,5 \text{ MW} = 237500 \text{ kW (Isıl G)}$$

$$\dot{m}_g = 155,78 \text{ kg/s}$$

Reaktörde retilen 237,5 MW'lık ısıl g için, saniyede 155,78 kg helyum gazı devreden geçmelidir.

D noktasından türbine giren gaz, E noktasına kadar izantropik olarak genişleyerek iř yapması halinde,

$$\dot{Q}_{DE} = 0$$

ve gaz türbini açık bir sistem olarak ele alınırsa;

$$-\dot{W}_{DE} = \dot{m}_g c_p (T_E - T_D)$$

$$-w_{DE} = c_p (T_E - T_D) \quad (2.6)$$

$$w_{DE} = 1477,8659 \text{ kJ/kg}$$

Gaz türbününde kg başına yapılan iş elde edilir.

$$\dot{W}_{DE} = \dot{m}_g w_{DE}$$

$$\dot{W}_{DE} = 230221,95 \text{ kW} = 230,2 \text{ MW}$$

Gaz türbininin gücü bulunur.

F noktasından ön soğutucuya giren gaz A noktasına kadar ısı kaybeder. Ön soğutucuda dışarıya karşı veya dışarıdan herhangi bir iş yapılmadığından;

$$\dot{W}_{FA} = 0 \quad \text{olur.}$$

$$\dot{Q}_{FA} = \dot{m}_g c_p (T_F - T_A)$$

$$q_{FA} = c_p (T_F - T_A)$$

$$q_{FA} = 849,3 \text{ kJ/kg}$$

Birim kütle başına ortaya çıkan ısı enerjisi 849,3 kJ/kg olarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{FA} = 132303,954 \text{ kW}$$

Kompresörün çektiği güç:

$$\dot{W}_{AB} = \dot{m}_g w_{AB}$$

$$\dot{W}_{AB} = 92862,09 \text{ kW}$$

Kompresör verimi gözönüne alınırsa ($\eta_{komp}=0,89$)

$$\dot{W}_{AB \text{ net}} = \frac{\dot{W}_{AB}}{\eta_{komp}}$$

$$\dot{W}_{AB \text{ net}} = 104339,4 \text{ kW}$$

Kompresörün net gücü bulunur.

Türbin verimi için $\eta_t = 0,91$, alınarak hesap yapılırsa;

$$\dot{W}_{DE \text{ net}} = \eta_t \dot{W}_{DE}$$

$$\dot{W}_{DE \text{ net}} = 209501,98 \text{ kW}$$

Türbin net gücü bulunur.

Nükleer reaktör gaz türbin çevriminin net gücü;

$$\dot{W}_{g \text{ net}} = \dot{W}_{CD \text{ net}} - \dot{W}_{AB \text{ net}}$$

$$\dot{W}_{g \text{ net}} = 105162,58 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{BC} = 237500 \text{ kW}$$

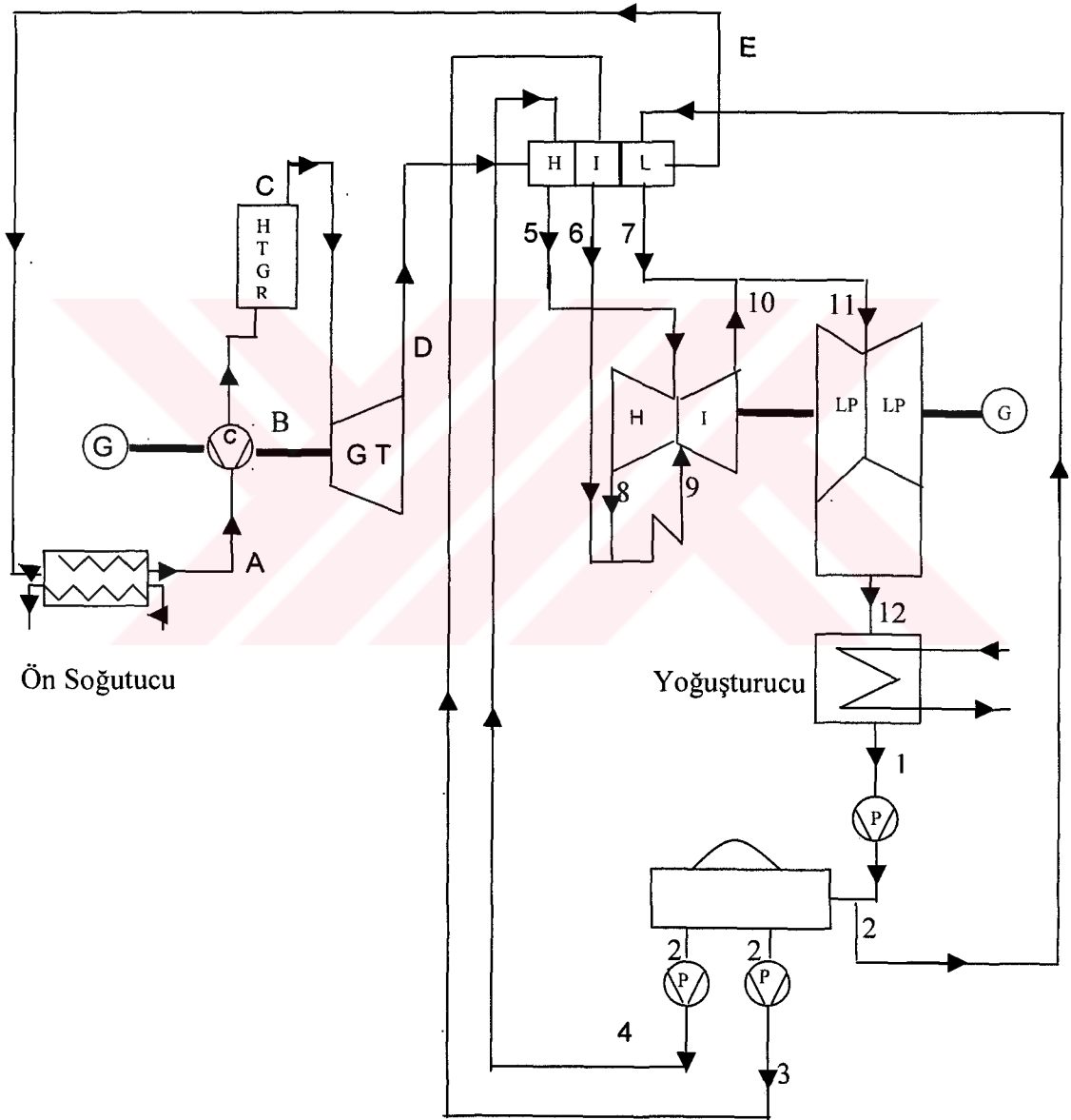
$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}}$$

$$\eta_{th} = 0,44 = \% 44$$

Rekuperatörlü Kapalı Devre Gaz Türbin Sisteminin verimi % 44 olarak bulunur.

2.4 Bileşik Güç Santralinin Gaz ve Buhar Dolaşım Devresi

Bu çalışmada hesapları yapılan bileşik güç santralinin genel akış diyagramı Şekil 2.6'daki gibi verilmektedir.



Şekil 2.6 Bileşik Güç Santralinin Genel Akış Diyagramı

2.4.1 Kapalı Devre Buhar Türbin Çevrimi

Buhar kısmına bakarsak;

1 noktası için;

$$P_1 = 0,0057 \text{ MPa} = 5,7 \text{ kPa}$$

Yoğuşturucu çıkışında, birinci pompa 5,7 kPa basınçtaki suyu 0,48 Mpa basınca yükseltmektedir. 5,7 kPa basınçtaki doyma sıcaklığını bulmak için; Kaynak [12], sayfa 574'te tablolardan; 5 ve 6 kPa aralığında interpolasyon ile :

$$T_1 = T_{d 0,057 \text{ MPa}} = 35,1975 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

olarak hesaplanır.

Verilen özelliklerden yola çıkarak bulduğumuz doyma sıcaklığı, aynı zamanda 1 noktasında sıcaklığıdır.

$$P_2 = 0,48 \text{ MPa}$$

0,48MPa basınçtaki doyma sıcaklığını bulmak için ; Kaynak [13], sayfa 796 'dan 0,45 MPa ve 0,50 MPa için interpolasyonla;

$$T_{d 0,48 \text{ MPa}} = 150,288 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

olarak hesaplanır.

$$P_3 = 3 \text{ MPa}$$

3 MPa basınçtaki doyma sıcaklığını , Kaynak [12], sayfa 580 'den;

$$T_{d 3 \text{ MPa}} = 233,84 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

olarak bulunur.

$$P_4 = 11 \text{ MPa}$$

11 MPa için ; Kaynak [13], sayfa 797 'deki tablodan 11 MPa için doyma sıcaklığı :

$$T_{d 11 \text{ MPa}} = 318,15 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

olarak bulunur.

$$P_1 = 5,7 \text{ kPa}$$

1 noktasının kuruluk derecesi (x) 0' dır. 1 noktasının özelliklerini bulmak için Kaynak [12], sayfa 574' deki 5,7 kPa için özgül hacim , entropi ve entalpi değerleri interpolasyon yöntemiyle bulunur:

$$v_1 = 1,00604 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

1 noktasının özgül hacmi $1,00604 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$ olarak bulunur.

Benzer şekilde 1 noktasının entalpisi ve entropisi ;

$$h_1 = 147,381 \text{ kJ /kg}$$

$s_1 = 0,50752 \text{ kJ / kg K}$,
olarak bulunur.

$$P_2 = 0,48 \text{ MPa}$$

Pompadaki genişlemeyi izantropik (tersinir adyabatik) kabul edersek;

$$s_1 = s_2 = 0,50752 \text{ kJ / kg K olur.}$$

0,48 MPa basınç ve $s_2 = 0,50752 \text{ kJ / kg K}$ için 2 noktasının sıcaklığını bulmak için ; 0,4 MPa ve 0,6 MPa için interpolasyon yaparsak ;

$$\text{0,4 MPa için} \quad T = 35,324 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{0,6 MPa için} \quad T = 35,32971 \text{ } ^\circ\text{C}$$

0,48MPa için; 0,4 MPa ve 0,6MPa arasında interpolasyon yapılırsa,

$$T_2 = 35,326 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2 noktasının sıcaklık değeri $35,326 \text{ } ^\circ\text{C}$ olarak bulunur.

$$\delta Q = dU + \delta W \quad (2.7)$$

$$dS = \frac{\delta Q}{T} \quad \delta Q = T dS \quad (2.8)$$

(2.8) numaralı denklemi, (2.7) numaralı denklemde yerine yazarsak ;

$$T dS = dU + \delta W \quad (2.9)$$

$$W = F x \quad P = \frac{F}{A} \quad F = P A$$

$$W = F x = P A x$$

$$\delta W = P dV \quad (2.10)$$

(2.10) numaralı denklemi, (2.9) numaralı denklemde yerine koyarsak;;

$$T dS = dU + P dV \quad (2.11)$$

$$H = U + P V$$

$$U = H - P V$$

$$dU = dH - P dV - V dP \quad (2.12)$$

(2.12) numaralı denklemi, (2.11) numaralı denklemde yerine yazarsak;;

$$T dS = dH - P dV - V dP + P dV$$

$$T dS = dH - V dP \quad (2.13)$$

(2.13) numaralı denklemi birim kütle için yazarsak;

$$q_{12} = T ds = dh - v dP \quad (2.14)$$

$$q_{12} = \int T ds = h_2 - h_1 - \int v dP \quad (2.15)$$

Ayrıca SASA için ;

$$q_{12} - w_{12} = (h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (2.16)$$

(2.15) numaralı denklemi, (2.16) numaralı denklemde yerine yazarsak;

$$(h_2 - h_1) - \int v dP - w_{12} = (h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

Kinetik ve Potansiyel enerjiler, kJ cinsinden, diğer enerjiler yanında çok küçük olduğundan ihmal edilirse;

$$- \int v dP - w_{12} = 0$$

$$w_{12} = - \int v dP \quad (2.17)$$

Akışkan sıkıştırılmaz ise $v = \text{sbt}$ olur ve integral dışına çıkar.

$$w_{12} = - v (P_2 - P_1) \quad (2.18)$$

Pompanın yaptığı iş (2.18) numaralı denklem ile hesaplanır.

$$P_2 = 0,48 \text{ MPa}$$

Denklem (2.18) kullanılarak 2 noktasının entalpisi h_2 hesaplanır. Birinci pompanın yaptığı iş:

$$w_{p1} = v_1 (P_2 - P_1)$$

$$w_{p1} = 0,477165 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{p1} = h_2 - h_1$$

$$h_2 = 147,858 \text{ kJ/kg,}$$

olarak hesaplanır.

0,48 MPa'da 2 noktasının özgül hacmini bulmak için; Kaynak [12], sayfa 577 ve 578'deki tablolardan yararlanılır. $s_1 = s_2 = 0,50752$ için; önce 0,4 MPa ve 0,6 MPa için özgül hacimler bulunur.

$$P = 0,4 \text{ MPa için;}$$

Interlasyon yaparsak;

$$v = 1,006173 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg,}$$

olarak bulunur.

$$P = 0,6 \text{ MPa için;}$$

Interlasyon ile;

$$v_2 = 1,006098 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P_2 = 0,48 \text{ MPa için;}$$

$$v_2 = 1,006143 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg,}$$

olarak hesaplanır.

$$P_3 = 3 \text{ MPa}$$

2. pompanın yaptığı iş (2.18) numaralı denklem kullanılarak;

$$w_{p2} = v_2 (P_3 - P_2)$$

$$w_{p2} = 2,5355 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{p2} = h_3 - h_2$$

$$h_3 = 150,3945 \text{ kJ/kg,}$$

3 noktasının entalpisi.

$$P_3 = 3 \text{ MPa}$$

$s_2 = s_3$ (izantropik) 1 ve 2 noktasının entropileri birbirine eşittir.

Kaynak [12], sayfa 580 'deki tablodan yararlanılarak 3 MPa basınçta entropisi 0,50752 kJ/kg K olan sıcaklık ve özgül hacmi buluruz.

$$T_3 = 35,388^{\circ}\text{C}$$

$$v_3 = 0,001008963 = 1,0087 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$$

olarak hesaplanır.

$$P_4 = 11 \text{ MPa}$$

3. pompanın yaptığı iş (2.18) numaralı denklem kullanılarak;

$$w_{p3} = v_3 (P_4 - P_3)$$

$$w_{p3} = 8,0696 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{p3} = h_4 - h_3$$

$$h_4 = 158,464 \text{ kJ/kg,}$$

4 noktasının entalpisi.

$P_4 = 11 \text{ MPa}$ için Kaynak [12], sayfa 582'den 10 MPa ve 15 MPa için verilen bilgiler kullanılarak 11 MPa basınç ve $s_4 = s_3 = s_2 = s_1 = 0,50572 \text{ kJ / kg K}$ değeri için T_4 sıcaklık değeri bulunur.

10 MPa için;

$$T = 35,57^{\circ}\text{C}$$

15 MPa için;

$$T = 35,6969^{\circ}\text{C}$$

11 MPa için;

10 MPa ve 15 MPa arasında interpolasyon yaparsak;

$$T_4 = 35,6^{\circ}\text{C,}$$

4 noktasının sıcaklığı hesaplanır.

$$P_5 = 11 \text{ MPa ve } T_5 = 550 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kaynak [13], sayfa 800'den 11 MPa basınç ve 550 $^{\circ}\text{C}$ için 5 noktasının entalpisi h_5 interpolasyonla bulunur.

$$h_5 = 3511,18 \text{ kJ/kg,}$$

5 noktasının entalpisi.

Aynı şekilde 5 noktasının entropisinde hesaplanır.

$$s_5 = 6,70526 \text{ kJ/kg K}$$

$$P_6 = 3 \text{ MPa ve } T_6 = 320 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

3 MPa basınç ve 320 $^{\circ}\text{C}$ sıcaklık için Kaynak [13], sayfa 799'dan h_6 bulunur.

$$h_6 = 3042,22 \text{ kJ/kg,}$$

6 noktasının entalpisi.

$$P_7 = 0,48 \text{ MPa ve } T_7 = 235 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kaynak [13], sayfa 798'dan 0,48 MPa basınç ve 235 $^{\circ}\text{C}$ için 7 noktasının entalpisi h_7 bulunur.

$$0,4 \text{ MPa için } h = 2933,09 \text{ kJ/kg}$$

$$0,5 \text{ MPa için } h = 2929,11 \text{ kJ/kg}$$

$$0,48 \text{ MPa için } h_7 = 2929,91 \text{ kJ/kg}$$

$$P_8 = 3 \text{ MPa } s_8 = s_5 = 6,70526 \text{ kJ/kg K}$$

3 MPa basınç ve 6,70526 kJ/kg K entropi değeri için Kaynak [12], sayfa 580'den 8 noktasının entalpisi h_8 ve 8 noktasının sıcaklığı T_8 bulunur.

$$h_8 = 3091,76 \text{ kJ/kg}$$

$$T_8 = 339,12 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Yüksek basınç türbünü % 85 verim ile çalışıyorsa;

$$\eta_{tyb} = \frac{h_5 - h_{8g}}{h_5 - h_8}$$

$$h_{8g} = 3154,673 \text{ kJ/kg,}$$

8 noktasının gerçek entalpisi.

$$P_9 = 2,85 \text{ MPa ve } T_9 = 550 \text{ }^\circ\text{C}$$

2,85 MPa basınç ve 550 °C sıcaklık için Kaynak [13], sayfa 799'dan h_9 ve s_9 bulunur.

$$P = 2,5 \text{ MPa için; } h = 3574,2 \text{ kJ/kg}$$

$$P = 3 \text{ MPa için; } h = 3569,4 \text{ kJ/kg}$$

$$P_9 = 2,85 \text{ MPa için; } h_9 = 3570,84 \text{ kJ/kg}$$

$$P = 2,5 \text{ MPa için; } s = 7,4597 \text{ kJ/kg K}$$

$$P = 3 \text{ MPa için; } s = 7,3712 \text{ kJ/kg K}$$

$$P_9 = 2,85 \text{ MPa için; } s_9 = 7,39775 \text{ kJ/kg K}$$

$$P_{10} = 0,48 \text{ MPa ve } s_9 = s_{10} = 7,39775 \text{ kJ/kg K}$$

0,48 MPa basınç ve 7,39775 kJ/kg K entropi değeri olan h_{10} değeri için Kaynak [13], sayfa 798'den 10 noktasının entalpisi h_{10} bulunur.

$$P = 0,4 \text{ MPa için; } h = 2974,53 \text{ kJ/kg}$$

$$P = 0,5 \text{ MPa için; } h = 3030,17 \text{ kJ/kg}$$

0,4 MPa ve 0,5 MPa arasında interpolasyon yaparsak;

$$P_{10} = 0,48 \text{ MPa için; } h_{10} = 3019,04 \text{ kJ/kg}$$

Aynı tablodan T_{10} değeri hesaplanır.

$$P = 0,4 \text{ MPa için; } T = 255,03 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P = 0,5 \text{ MPa için; } T = 283,56 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{10} = 0,48 \text{ MPa için; } T_{10} = 277,85 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Orta basınç türbini % 85 verim ile çalışıyorsa;

$$\eta_{\text{tob}} = \frac{h_9 - h_{10g}}{h_9 - h_{10}}$$

$$h_{10g} = 3101,81 \text{ kJ/kg,}$$

10 noktasının gerçek entalpisi.

$$T_7 = 235 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad T_{10} = 277,85 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

7 ile 10 noktası karışıp 11 noktasını oluşturuyor. 11 noktasının sıcaklığını bulmak için alınan ısının verilen ısıya eşit olduğundan;

$$\dot{Q}_A = - \dot{Q}_V$$

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_t} c_p \Delta T = - \frac{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}{\dot{m}_t} c_p \Delta T$$

$$0,1(T_f - 235) = - 0,9 (T_f - 277,85)$$

$$T_f = 273,56 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{11} = 273,56 \text{ }^{\circ}\text{C,}$$

11 noktasının sıcaklığı hesaplanır.

$$P_{11} = 0,48 \text{ MPa} \quad T_{11} = 273,56 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

0,48 MPa basınç ve 273,56 $^{\circ}\text{C}$ sıcaklık için, h_{11} ve s_{11} değerlerini bulmak için Kaynak [13], sayfa 798'den yararlanılır.

$$P = 0,4 \text{ MPa için; } h = 3012,07 \text{ kJ/kg}$$

$$P = 0,5 \text{ MPa için; } h = 3008,99 \text{ kJ/kg}$$

$P_{11} = 0,48 \text{ MPa için; } 0,4 \text{ MPa ve } 0,5 \text{ MPa değerleri arasında interpolasyonla;}$

$$h_{11} = 3009,61 \text{ kJ/kg,}$$

11 noktasının entalpisi hesaplanır.

$$P = 0,4 \text{ MPa için; } s = 7,46629 \text{ kJ/kg K}$$

$$P = 0,5 \text{ MPa için; } s = 7,35908 \text{ kJ/kg K}$$

$$P_{11} = 0,48 \text{ MPa için; } s_{11} = 7,3805 \text{ kJ/kg K}$$

$$P_{12} = 0,0057 \text{ MPa} = 5,7 \text{ kPa} \quad s_{11} = s_{12} = 7,3805 \text{ kJ/kg K}$$

0,0057 MPa basınç ve 7,3805 kJ/kg K entropi değeri olan kuruluk derecesini bulmak için Kaynak [12], sayfa 574'ten yararlanılır.

$$s_s = 0,5075 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_b = 8,35064 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_{12} = s_s + x_{12}(s_b - s_s)$$

$$7,3805 = 0,5075 + x_{12}(8,35064 - 0,5075)$$

$$x_{12} = 0,876$$

$$h_s = 147,381 \text{ kJ/kg}$$

$$h_b = 2655,73 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{12} = h_s + x_{12}(h_b - h_s)$$

$$h_{12} = 2344,6947 \text{ kJ/kg}$$

Alçak basınç türbünü % 85 verim ile çalışıyorsa;

$$\eta_{\text{tab}} = \frac{h_{11} - h_{12g}}{h_{911} - h_{12}}$$

$$h_{12g} = 2444,432 \text{ kJ/kg,}$$

12 noktasının gerçek entalpisi.

$$h_{12g} = h_s + x_{12g} (h_b - h_s)$$

$$x_{12g} = 0,91576,$$

olarak 12 noktasının gerçek kuruluk derecesi bulunur.

Kaynak [12], sayfa 574' deki tablodan yararlanarak,

$$s_s = 0,50752 \text{ kJ / kg K}$$

$$s_b = 8,35064 \text{ kJ / kg K}$$

$$s_{12g} = s_s + x_{12g} (s_b - s_s)$$

$$s_{12g} = 7,68994 \text{ kJ /kg K},$$

olarak hesaplanır.

$$q_{\dot{C}} = h_{12g} - h_1 \quad (2.19)$$

$$\dot{Q}_{\dot{C}} = \dot{m} q_{\dot{C}} \quad (2.20)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_1 (h_5 - h_4) + (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) (h_9 - h_{8g}) + \dot{m}_2 (h_6 - h_3) + \dot{m}_3 (h_7 - h_2) \quad (2.21)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (2.22)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_1 (h_5 - h_{8g}) + (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) (h_9 - h_{10g}) + \dot{m}_t (h_{11} - h_{12g}) \quad (2.23)$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_t (h_2 - h_1) + \dot{m}_2 (h_3 - h_2) + \dot{m}_1 (h_4 - h_2) \quad (2.24)$$

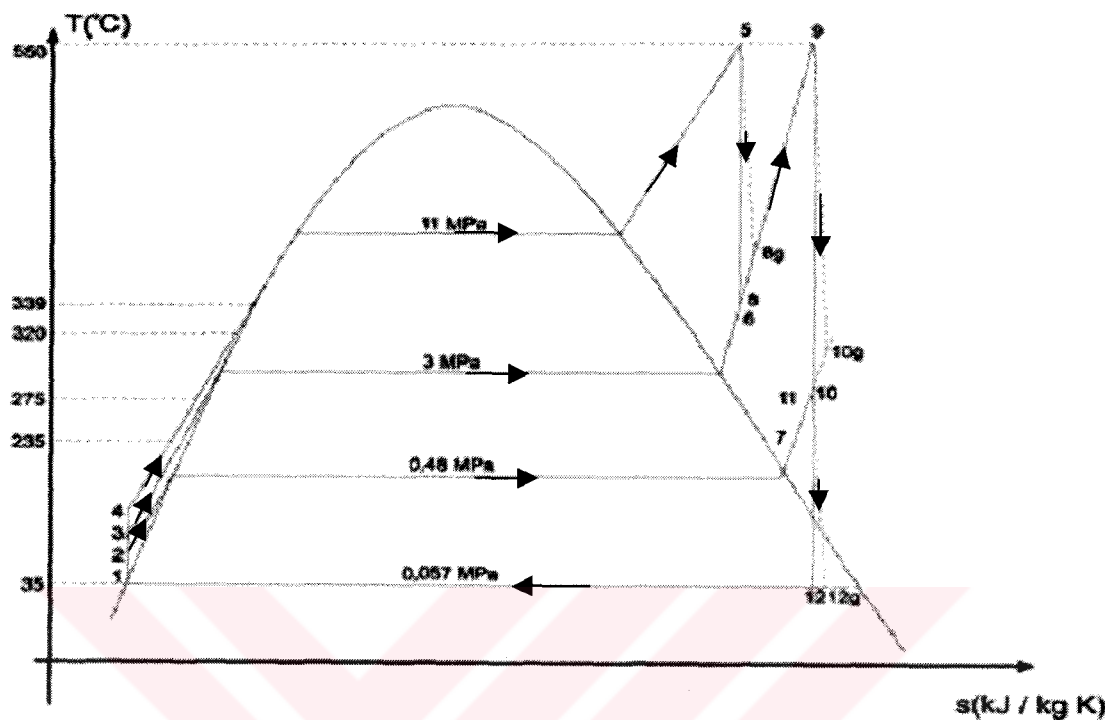
Yapılan hesaplamalar Tablo 2.1' deki gibi düzenlenmiştir.

Tablo 2.1 Kapalı Devre Buhar Türbin Çevriminin Termodinamik Özellikleri.

	P (MPa)	T (°C)	v(x10 ³) (m ³ /kg)	h (kJ / kg)	s (kJ /kg K)	x (Kuruluk derecesi)
1	0,0057	35,1975	1,00634	147,381	0,50752	0
2	0,48	35,326	1,006143	147,858	0,50752	
3	3	35,388	1,008693	150,3945	0,50752	
4	11	35,6		158,464	0,50752	
5	11	550		3511,18	6,70526	
6	3	320		3042,22		
7	0,48	235		2929,91		
8	3	339,12		3091,76	6,70526	
8g	3			3154,673		
9	2,85	550		3570,84	7,39775	
10	0,48	277,85		3019,04		
10g	0,48			3101,81		
11	0,48	273,56		3009,61	7,3805	
12	0,0057	35		2344,6947	7,3805	0,876
12g	0,0057			2444,432	7,68994	0,91576

Buhar Türbin Çevriminde gerekli olan hesaplamalar tabloda belirtildiği gibidir.

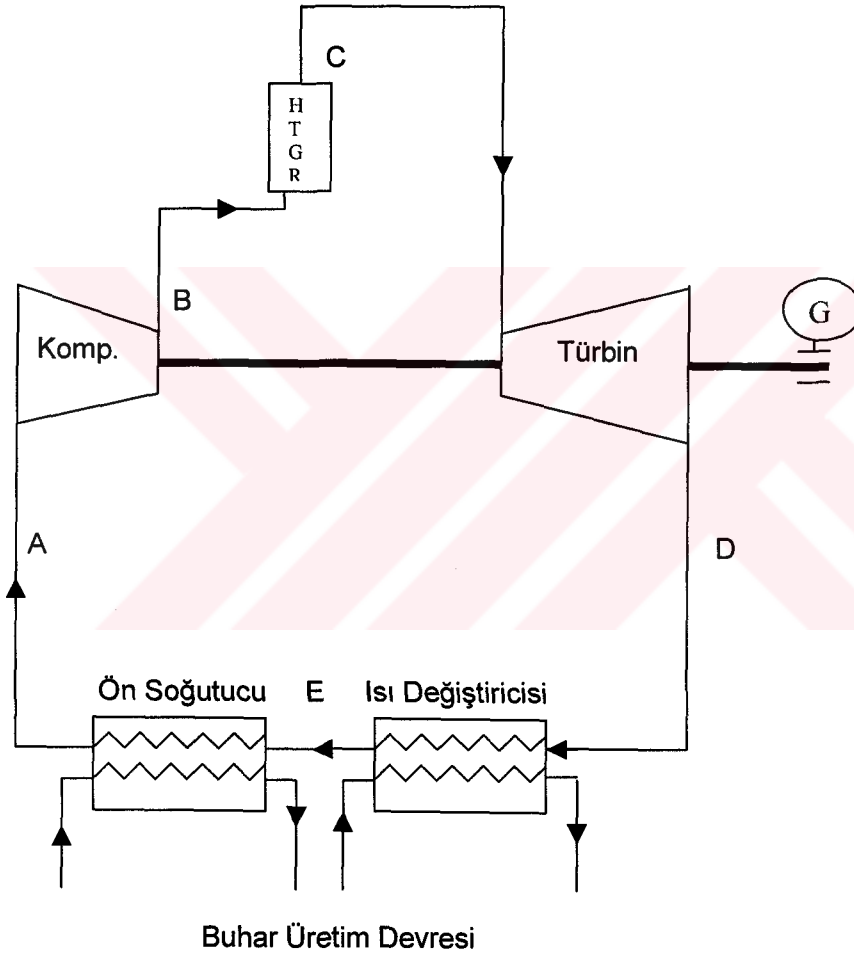
Kapalı Devre Buhar Türbin Çevriminin Sıcaklık - Entropi grafiği şekildeki gibidir.



Şekil 2.7 Buhar Türbin Çevriminin T – s Grafiği

2.4.2 Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevriminin Güç ve Verim Hesabı

Kapalı devre gaz türbin ve buhar türbin çevriminin çalışma şeması şekil 2.8' deki gibidir.



Şekil 2.8 Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevrimi

$$T_A = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_C = 7,80 \text{ MPa}$$

$$T_B = 144,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_D = 3,80 \text{ MPa}$$

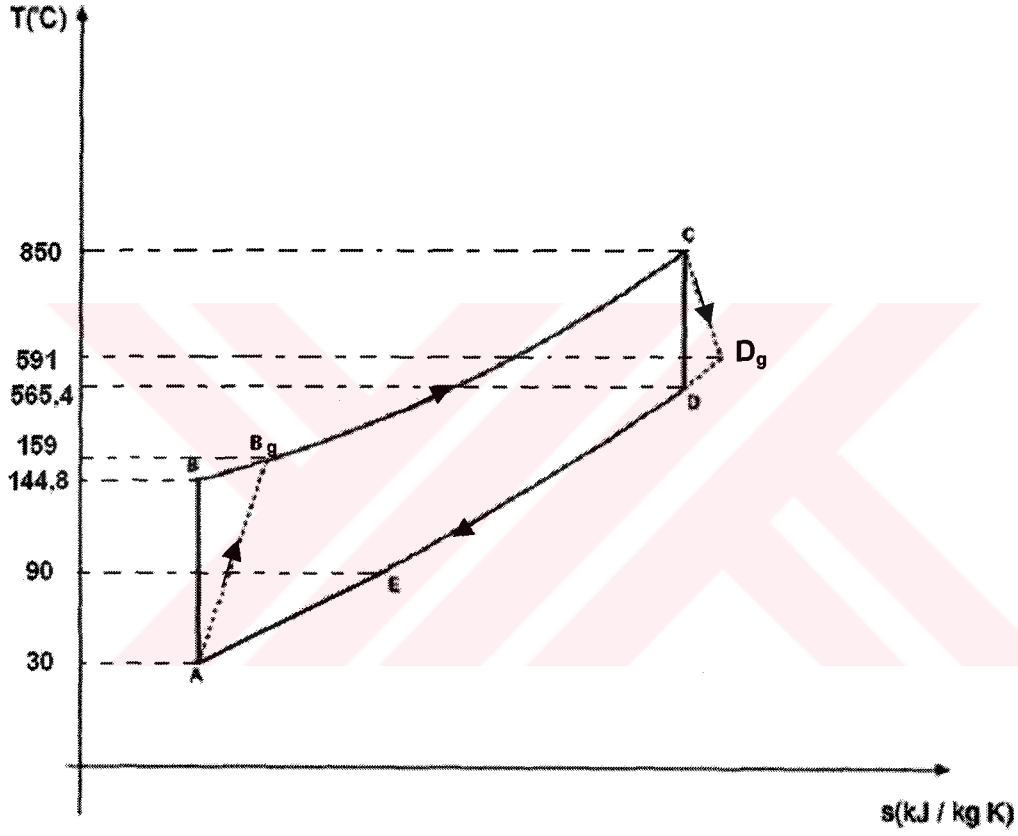
$$T_{Bg} = 159 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_C = 850 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_D = 565,39 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{Dg} = 591 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_E = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$$



Şekil 2.9 Kapalı Devre Gaz Türbin Çevriminin T – s Diyagramı

Kapalı devre gaz türbin çevriminin Sıcaklık – Entropi grafiği şekil 2.9' da çizilmiştir

Denklem (2.3)' de sayısal değerler yerine konulursa;

$$-w_{AB} = 596,11048 \text{ kJ/kg}$$

Denklem (2.5)' de sayısal değerler yerine konulursa;

$$q_{BC} = 3588,0866 \text{ kJ/kg}$$

Denklem (2.4)' de sayısal değerler yerine konulursa

$$\dot{m}_g = 66,1913 \text{ kg/s}$$

237,5 MW'lık ısı gücü için saniyede 66,1913 kg helyum gazı devreden geçmelidir.

Türbin için (2.6) numaralı denklem kullanılır.

$$w_{CD} = 1477,8659 \text{ kJ/kg}$$

Gaz türbününde kg başına yapılan işi elde edilir.

Denklem (2.6)' ı kullanılarak,

$$\dot{W}_{CD} = 97821,86515 \text{ kW} = 97,8 \text{ MW},$$

olarak gaz türbininin gücü bulunur.

Kompresörün çektiği güç:

$$\dot{W}_{AB} = 39457,3276 \text{ kW}$$

Kompresör verimi hesaba katılırsa;

$$\dot{W}_{AB \text{ net}} = 44334,08 \text{ kW}$$

Türbin verimi hesaba katılırsa;

$$\dot{W}_{CD \text{ net}} = 89017,8973 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{g \text{ net}} = 44683,817 \text{ kW}$$

Isı Değiştiricisine aktarılan güç:

$$\dot{Q}_{DE} = 172196,1771 \text{ kW}$$

Ön Soğutucuya aktarılan güç:

$$\dot{Q}_{EA} = 20622,3 \text{ kW}$$

Isı değıştiricisinin verimi %90 ise

Bölüm 2.4.1' deki buhar kısmı çözümlerinden (2.21) numaralı denklem kullanılarak;

$$0,90 (\dot{m}_g h_D - \dot{m}_g h_E) = \dot{m}_1(h_5 - h_4) + (\dot{m}_1 + \dot{m}_2)(h_9 - h_{8g}) + \dot{m}_2(h_6 - h_3) + \dot{m}_3(h_7 - h_2)$$

$$154976,5594 = 3768,883 \dot{m}_1 + 3307,9925 \dot{m}_2 + 2782,052 \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_t$$

$$\dot{m}_1 = 30 \text{ kg/s} = 108 \text{ t/h} \quad \%69$$

$$\dot{m}_2 = 7 \text{ kg/s} = 25,2 \text{ t/h} \quad \%16$$

$$\dot{m}_3 = 6,74 \text{ kg/s} = 24,264 \text{ t/h} \quad \%15$$

$$\dot{m}_t = 43,74 \text{ kg/s} = 157,467 \text{ t/h}$$

Birinci, ikinci ve üçüncü pompadan geçen işğören akışkan olan suyun, debileri bulunur.

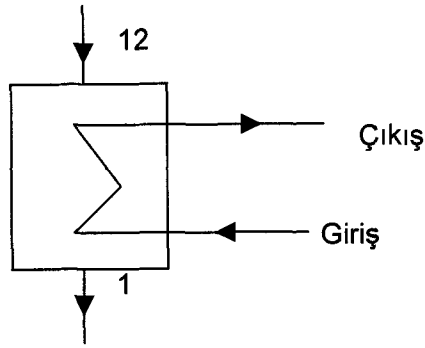
Bölüm 2.5' deki (2.19) numaralı denklem kullanılarak;

$$q_{\varphi} = 2297,051 \text{ kJ / kg}$$

$$\dot{Q}_{\varphi} = 100473,01 \text{ kW}$$

Yoğuşturucudan dışarı atılan enerji 100,4 MW olur.

Yoğuşturucuyu gözönüne alırsak;



$$P_{\text{yoğ}} = 100 \text{ kPa}$$

$$\text{Giriş sıcaklığı } 20^\circ\text{C}$$

$$\text{Çıkış sıcaklığı } 30^\circ\text{C}$$

$$h_{20} = 84 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{30} = 125,75 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_\varphi = \dot{m}_{\text{yoğ}} (h_{30} - h_{20}) \quad (2.25)$$

$$100473,01 = \dot{m}_{\text{yoğ}} (125,75 - 84)$$

$$\dot{m}_{\text{yoğ}} = 2406,54 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{yoğ}} = 2,4 \text{ t/s}$$

Yoğuşturucudan saniyede 2,4 ton su dolaşması gerekmektedir.

Bölüm 2.4.1' deki (2.23) numaralı denklem kullanılarak, Buhar Türbinlerinin güçleri ayrı ayrı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{W}_{t1} = 10695,21 \text{ kW} = 10,7 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{t2} = 17354,11 \text{ kW} = 17,4 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{t3} = 24720,89 \text{ kW} = 24,7 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_t = 52770,21 \text{ kW}$$

Buhar türbinlerinin toplam gücü 52,8 MW' dır.

Bölüm 2.4.1' deki (2.24) numaralı denklem kullanılarak, pompaların çektiği güçler ayrı ayrı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{W}_{p1} = 20,86398 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{p2} = 17,7555 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{p3} = 318,18 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_p = 356,79948 \text{ kW}$$

Pompaların çektiği güç 0,36 MW' dir.

$$\dot{W}_{b \text{ net}} = 52413,4 \text{ kW}$$

Sistemin toplam verimi:

$$\eta_{\text{toplam}} = (\dot{W}_{g \text{ net}} + \dot{W}_{b \text{ net}}) / \dot{Q}_g$$

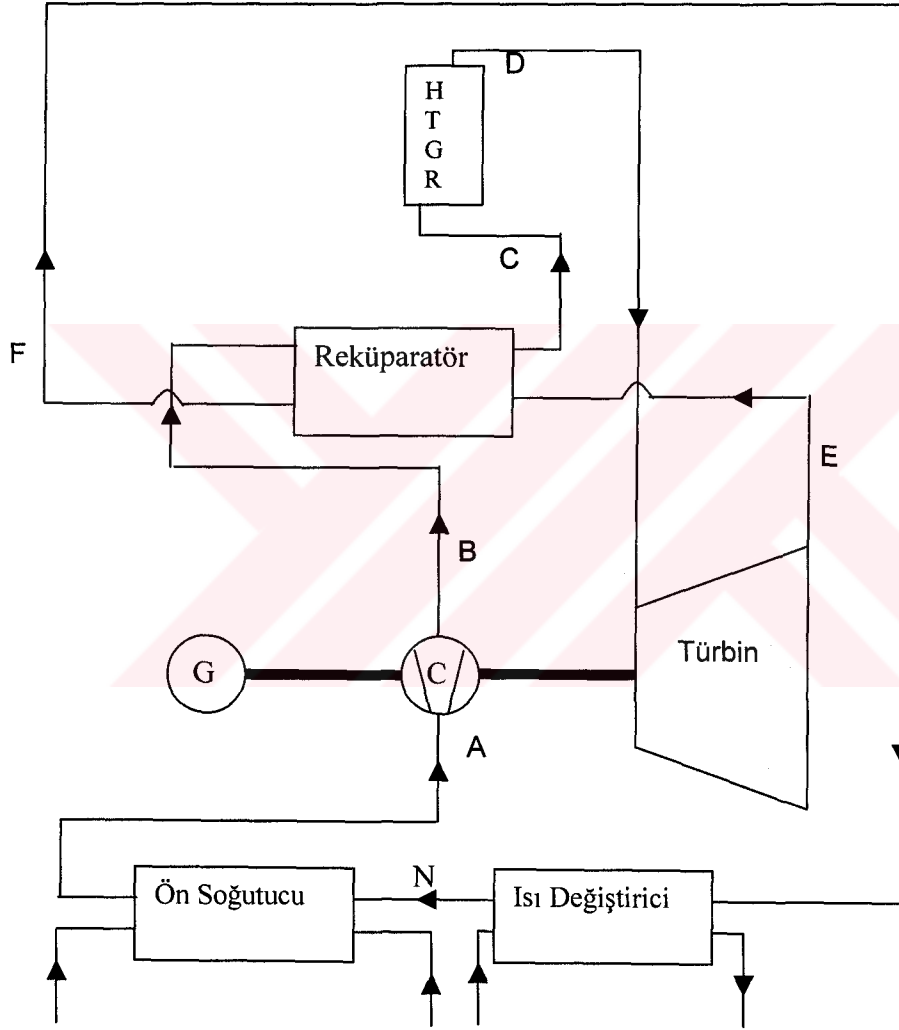
$$\eta_{\text{toplam}} = \% 41$$

Verim yüzde 41 olarak hesaplanır.

237,5 MW gücündeki reaktörden bu koşullar altında elde edilen net güç 97,1 MW ' dir.

2.5 Reküparatörlü Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevriminin Güç ve Verim Hesabı

Şekil 2.4' de türbin çıkışına Şekil 2.10' daki gibi buhar devresini bağlarsak:



Şekil 2.10 Reküparatörlü Gaz ve Buhar Türbin Çevrimi

$$\begin{aligned}
T_A &= 30 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
T_B &= 144,8 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
T_{Bg} &= 159 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
T_{Cg} &= 556,4 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
T_D &= 850 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
T_E &= 565,39 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
T_{Eg} &= 591 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
T_N &= 90 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
\eta_{\text{Komp}} &= \%89 \\
\eta_{\text{türbin}} &= \%91 \\
\eta_{\text{reküp}} &= \%92
\end{aligned}$$

Sayısal değerleri Denklem (2.3)' te yerine konulursa,

$$-w_{AB} = 596,11048 \text{ kJ/kg}$$

Kompresörde birim kütle başına verilen iş bulunur.

Denklem (2.5)kullanılarak,

$$q_{CD} = 1524,34 \text{ kJ/kg}$$

Reaktörde kg başına iş gören akışkana aktarılan ısı enerjisini 1524,34 kJ/kg buluruz.

Denklem (2.4) kullanılarak,

$$\dot{m}_g = 155,81 \text{ kg/s}$$

237,5 MW'lık ısı gücü için saniyede 155,81 kg helyum gazı devreden geçmelidir.

Denklem (2.6) kullanılarak Türbin gücü hesaplanır.

$$w_{DE} = 1477,87 \text{ kJ/kg}$$

Gaz türbününde kg başına yapılan iş elde edilir.

$$\dot{W}_{DE} = 230266,284 \text{ kW} = 230,3 \text{ MW},$$

olarak gaz türbininin gücü bulunur.

Kompresörün çektiği güç:

Denklem (2.2) kullanılarak,

$$\dot{W}_{AB} = 92879,974 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{AB \text{ net}} = \frac{\dot{W}_{AB}}{\eta_{\text{komp}}}$$

$$\dot{W}_{AB \text{ net}} = 104359,5 \text{ kW}$$

Kompresörün net gücü bulunur.

$$\dot{W}_{DE \text{ net}} = 209541,3184 \text{ kW}$$

Türbin net gücü bulunur.

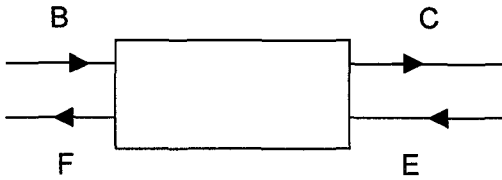
Nükleer reaktör gaz türbin çevriminin net gücü;

$$\dot{W}_g = \dot{W}_{CD \text{ net}} - \dot{W}_{AB \text{ net}}$$

$$\dot{W}_g = 209541,3184 - 104359,5$$

$$\dot{W}_g = 105182,82 \text{ kW}$$

E noktasından reküparötere giren gaz F noktasına kadar ısı kaybeder.



$$h_C - h_B = h_E - h_F$$

$$c_p (556,44 - 159) = c_p (591 - T_F)$$

$$T_F = 193,56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

F noktasından ısı değiştiricisine giren gaz N noktasına kadar ısı kaybeder.

$$\dot{W}_{FN} = 0 \text{ olur.}$$

$$\dot{Q}_{FN} = m c_p (T_F - T_N),$$

$$q_{FN} = c_p (T_F - T_N)$$

$$q_{FN} = 535,75 \text{ kJ/kg}$$

Birim kütle başına ortaya çıkan ısı enerjisi 535,75 kJ olarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{FN} = \dot{m}_g q_{FN}$$

$$\dot{Q}_{FN} = 83786,8275 \text{ kW}$$

Tablo 2.2 Reküparatörlü Çevrimde Kapalı Devre Buhar Türbin Çevriminin Termodinamik Özellikleri.

	P (MPa)	T (°C)	v(x10 ⁻³) (m ³ /kg)	h (kJ / kg)	s (kJ /kg K)	x
1	0,0057	35,1975	1,00634	147,381	0,50752	0
2	0,48	35,326	1,006143	147,858	0,50752	
3	0,8	35,34	1,0067	148,17997	0,50752	
4	1	35,21		148,38	0,50752	
5	1	185		2789,075	6,610675	
6	0,8	175		2280,225		
7	0,48	155		2223,145		
8	0,8	179,36		2746,7655	6,610675	
8g	0,8			2753,112		
9	0,7	185		2818,5	6,6853	
10	0,48	159,2		2680,375	6,6853	
10g	0,48			2701,094		
11	0,48	158,78		2634,9042	6,547594	
12	0,0057	35		2078,8097	6,547594	0,77
12g	0,0057			2162,224	6,8055454	0,803

Yapılan hesaplamalar Tablo 2.2' deki gibi düzenlenmiştir.

Bölüm 2.4.1' deki buhar kısmı çözümlerinden (2.21) numaralı denklem kullanılarak;

$$75407,58 = \dot{m}_1 2706,083 + \dot{m}_2 2197,433 + \dot{m}_3 2075,287$$

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_t$$

$$\dot{m}_1 = 20 \text{ kg/s} = 72 \text{ t/h} \quad \% 67$$

$$\dot{m}_2 = 7 \text{ kg/s} = 25,2 \text{ t/h} \quad \% 23$$

$$\dot{m}_3 = 2,85 \text{ kg/s} = 10,26 \text{ t/h} \quad \% 10$$

$$\dot{m}_t = 29,85 \text{ kg/s} = 107,46 \text{ t/h}$$

Birinci, ikinci ve üçüncü pompadan geçen işgören akışkan olan suyun, debileri bulunur.

Bölüm 2.4.1' deki (2.19) numaralı denklem kullanılarak;

$$q_g = 2014,843 \text{ kJ / kg}$$

Denklem (2.20) kullanılarak,

$$\dot{Q}_g = 60143,064 \text{ kW}$$

Yoğuşturucudan dışarı atılan enerji 60 MW olur.

Denklem (2.25) kullanılarak,

$$\dot{m}_{\text{yoğ}} = 1,44 \text{ t/s}$$

Yoğuşturucudan saniyede 1,44 ton su dolaşması gerekmektedir

Bölüm 2.4.1' deki (2.23) numaralı denklem kullanılarak, Buhar Türbinlerinin güçleri ayrı ayrı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{W}_{t1} = 719,26 \text{ kW} = 0,7 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{t2} = 3169,962 \text{ kW} = 3,2 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{t3} = 14109,5 \text{ kW} = 14 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_t = 17998,722 \text{ kW}$$

Buhar türbinlerinin toplam gücü 18 MW' dır.

Bölüm 2.4.1' deki (2.24) numaralı denklem kullanılarak, pompaların çektiği güçler ayrı ayrı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{W}_{p1} = 14,24 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{p2} = 2,254 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{p3} = 10,44 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_p = 26,934 \text{ kW}$$

Pompaların çektiği güç 26,934 kW' dır.

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

$$\dot{W}_{b \text{ net}} = 17971,788 \text{ kW}$$

Denklem (2.22) kullanılarak,

$$\eta_{\text{toplam}} = (105182,82 + 17971,788) / 237500$$

$$\eta_{\text{toplam}} = \% 52$$

Verim yüzde 52 olarak bulunur.

237,5 MW gücündeki reaktörden bu koşullar altında elde edilen net güç 123,2 MW ' dır.

Aynı verimi birim kütle için hesaplırsak;

$$\dot{m}_g = 155,81 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_1 = 20 \text{ kg /s}$$

$$\dot{m}_2 = 7 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = 2,85 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_t = 29,85 \text{ kg/s}$$

$$\frac{\dot{m}_t}{\dot{m}_g} = 0,19158$$

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_g} = 0,12836$$

$$\dot{m}_2 / \dot{m}_g = 0,04493$$

$$\dot{m}_3 / \dot{m}_g = 0,01829$$

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_2) / \dot{m}_g = 0,17329$$

$$w_{net} = w_g + y w_b$$

$$\begin{aligned} w_{net} &= (1344,8617 - 669,7871) + 0,12836 \times 35,963 + 0,17329 \times 117,406 \\ &\quad + 0,19158 \times 472,6802 - 0,19158 \times 0,477 - 0,04493 \times 0,32197 - 0,12836 \times 0,522 \\ w_{net} &= 790,4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\eta = w_{net} / q_{CD}$$

$$\eta = 790,4 / 1524,34$$

$$\eta = \% 52,$$

olarak aynı verim hesaplanır.

1 kg Helyum gazı 193,56 °C' den 90 °C' e soğurken;

0,12836 kg = 128,3 g su, 35,21 °C' den 185 °C,

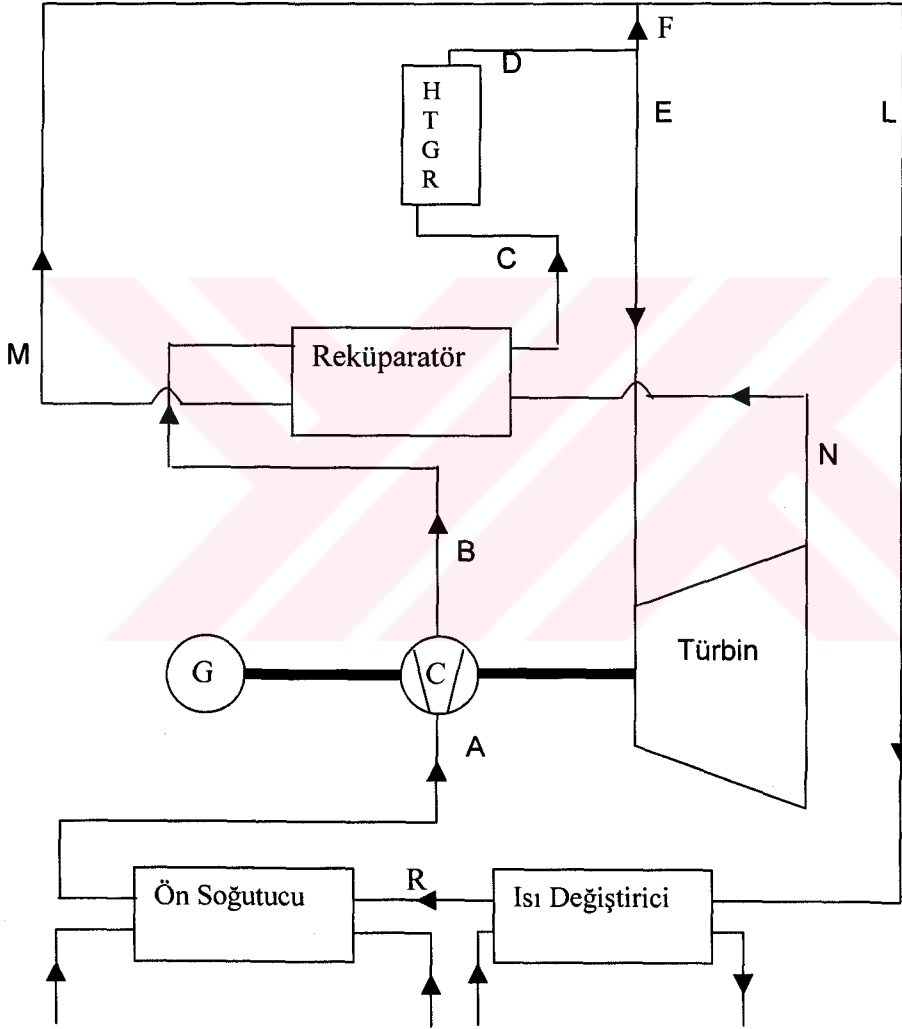
0,04493 kg = 44,9 g su, 35,34 °C' den 179,36 °C,

0,01829 kg = 18,29 g su, 35,326 °C' den 159,2 °C,

0,17329 kg = 173,29 g su, 179,36 °C' den 185 °C' e kadar ısıtılıyor.

2.6 Reküparatörlü ve Ara Gaz Çekmeli Gaz ve Buhar Türbin Çevriminin Güç ve Verim Hesabı

Şekil 2.10' daki reaktör çıkışında debinin bir kısmını ayırıp, türbinden çıkıp reküparatörden geçen gazı F noktasında birleştirirsek;



Şekil 2.11 Reküparatörlü ve Ara Gaz Çekmeli Gaz ve Buhar Türbin Çevriminin Diyagramı

$$\begin{aligned}
T_A &= 30 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
T_B &= 144,8 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
T_{Bg} &= 159 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
T_{Cg} &= 556,4 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
T_D &= 850 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
T_E &= 850 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
T_F &= 850 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
T_R &= 90 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
\eta_{\text{Komp}} &= \%89 \\
\eta_{\text{türbin}} &= \%91 \\
\eta_{\text{reküp}} &= \%92
\end{aligned}$$

Sayısal değerleri Denklem (2.3)' te yerine konulursa,

$$-w_{AB} = 596,11048 \text{ kJ/kg}$$

Kompresörde birim kütle başına verilen iş bulunur.

Denklem (2.5) kullanılarak,

$$q_{CD} = 1524,34 \text{ kJ/kg}$$

Reaktörde kg başına iş gören akışkana aktarılan ısı enerjisini 1524,34 kJ/kg buluruz.

Denklem (2.4) kullanılarak,

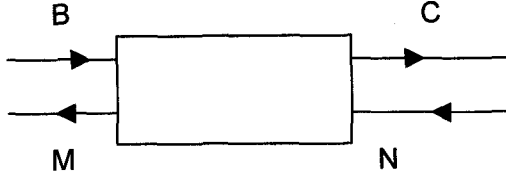
$$\dot{m}_g = 155,81 \text{ kg/s}$$

237,5 MW'lık ısı güç için saniyede 155,81 kg helyum gazı devreden geçmelidir.

D noktasında iş gören gaz olan akışkan debisinin bir kısmını ayırıp diğer kısmını türbine gönderirsek;

$$\dot{m}_{g1} = 130,81 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{g2} = 25 \text{ kg/s}$$



$$\dot{Q}_B + \dot{Q}_N = \dot{Q}_C + \dot{Q}_M$$

$$155,81 \times 159 + 130,81 \times 591 = 155,81 \times 557 + 130,81 \times T_M$$

$$T_M = 117,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Denklem (2.6) kullanılarak,

$$w_{EN} = 1477,87 \text{ kJ/kg}$$

Gaz türbününde kg başına yapılan işi elde edilir.

$$\dot{W}_{EN} = \dot{m}_{g1} w_{EN}$$

$$\dot{W}_{EN} = 193320,1747 \text{ kW} = 193 \text{ MW,}$$

olarak bulunur.

F noktasından gelen 25 kg/s ' lik debili gaz ile Reküparatörden gelen 130,81 kg/s ' lik debili gaz birleşerek L noktasını oluşturur ve sıcaklığı ;

$$\dot{Q}_F + \dot{Q}_M = \dot{Q}_L$$

$$850 \times 25 + 130,81 \times 117,6 = T_L \times 155,81$$

$$T_L = 235,12 \text{ } ^\circ\text{C olur.}$$

L noktasından ısı değıştiricisine giren gaz R noktasına kadar ısı kaybeder.

$$\dot{W}_{LR} = 0$$

$$\dot{Q}_{LR} = \dot{m}_g c_p (T_L - T_R)$$

$$q_{LR} = c_p (T_L - T_R)$$

$$q_{LR} = 753,55 \text{ kJ/kg}$$

Birim kütle başına ortaya çıkan ısı enerjisi 753,55 kJ olarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{LR} = \dot{m}_g q_{LR}$$

$$\dot{Q}_{LR} = 117410,643 \text{ kW}$$

Kompresör verimi gözönüne alınırsa $\eta_c=0,89$

$$\dot{W}_{AB \text{ net}} = \frac{\dot{W}_{AB}}{\eta_{\text{komp}}}$$

$$\dot{W}_{AB \text{ net}} = 104359,5 \text{ kW}$$

Kompresörün net gücü bulunur.

Türbin verimi için $\eta_t=0,91$ alınarak hesap yapılırsa,

$$\dot{W}_{EN \text{ net}} = \eta_t \dot{W}_{EN}$$

$$\dot{W}_{EN \text{ net}} = 175921,359 \text{ kW}$$

Türbin net gücü bulunur.

Nükleer reaktör gaz türbin çevriminin net gücü;

$$\dot{W}_g = \dot{W}_{EN \text{ net}} - \dot{W}_{AB \text{ net}}$$

$$\dot{W}_g = 71561,84 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{CD} = 237500 \text{ kW}$$

Bölüm 2.4.1' deki buhar kısmı çözümlerinden (2.21) numaralı denklem kullanılarak;

$$105669,002 = \dot{m}_1 2706,083 + \dot{m}_2 2197,433 + \dot{m}_3 2075,287$$

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_t$$

$$\dot{m}_1 = 27 \text{ kg/s} = 97,2 \text{ t/h} \quad \% 64$$

$$\dot{m}_2 = 11 \text{ kg/s} = 39,6 \text{ t/h} \quad \% 26$$

$$\dot{m}_3 = 4,06 \text{ kg/s} = 14,616 \text{ t/h} \quad \% 10$$

$$\dot{m}_t = 42,06 \text{ kg/s} = 151,416 \text{ t/h}$$

Birinci, ikinci ve üçüncü pompadan geçen işgören akışkan olan suyun, debileri bulunur.

Bölüm 2.4.1' deki (2.19) numaralı denklem kullanılarak;

$$q_{\phi} = 2014,843 \text{ kJ / kg}$$

Denklem (2.20) kullanılarak,

$$\dot{Q}_{\phi} = 84744,297 \text{ kW}$$

Yoğuşturucudan dışarı atılan enerji 84,7 MW olur.

Denklem (2.25) kullanılarak,

$$\dot{m}_{\text{yoğ}} = 2,03 \text{ t/s}$$

Bölüm 2.4.1' deki (2.23) numaralı denklem kullanılarak, Buhar Türbinlerinin güçleri ayrı ayrı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{W}_{t1} = 971 \text{ kW} = 0,97 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{t2} = 4461,428 \text{ kW} = 4,46 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{t3} = 19880,93 \text{ kW} = 19,9 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_t = 25313,36 \text{ kW}$$

Buhar türbinlerinin toplam gücü 25,3 MW' dır.

Bölüm 2.4.1' deki (2.24) numaralı denklem kullanılarak, pompaların çektiği güçler ayrı ayrı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{W}_{p1} = 20,063 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{p2} = 3,542 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{p3} = 14,094 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_p = 37,699 \text{ kW}$$

Pompaların çektiği toplam güç 0,038 MW' dır.

$$\dot{W}_{b \text{ net}} = 25275,661 \text{ kW}$$

Denklem (2.22) kullanılarak,

$$\eta_{\text{toplam}} = (71561,84 + 25275,661) / 237500$$

$$\eta_{\text{toplam}} = \% 41$$

Verim yüzde 41 olarak hesaplanır.

237,5 MW gücündeki reaktörden bu koşullar altında elde edilen net güç 96,84 MW ' dır.

3 BÖLÜM

NÜKLEER GÜÇ SANTRALLERİ İÇİN TERMODİNAMİĞİN İKİNCİ YASASI VE EKSERJİ ANALİZİ

3.1 Termodinamiğin İkinci Yasası Hakkında Genel Bilgiler

3.1.1 Termodinamiğin İkinci Yasası

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin niceliğiyle ilgilidir. Kapalı bir çevrim sırasında sistemin iş alış-verişi ile ısı alış-verişi aynı birim sisteminde birbirine eşit, farklı birim sisteminde birbirine orantılıdır.

$$\oint \delta Q - \oint \delta W = 0 \quad (3.1)$$

Açık sistem için termodinamiğin birinci yasası;

$$\dot{Q} = \frac{dE}{dt} + \sum_{\dot{m}_\phi} \dot{m}_\phi h_\phi - \sum_{\dot{m}_g} \dot{m}_g h_g + \dot{W} \quad (3.2)$$

Termodinamiğin ikinci yasası ise; enerjinin niteliği ile ilgilidir. Belirlenen bir işlemle, verilen bir termodinamik durumdaki sistemin, verilen başka bir termodinamik duruma, durum değiştirip, değiştirmeyeceğini belirtir. Gerçek sistemlerin, ideal sistemlere göre performansını belirleyecek bir ölçünün geliştirilmesine de yardımcı olur. Termodinamiğin ikinci yasası, karmaşık termodinamik sistemlerin optimizasyonu için güçlü bir araçtır [14].

Yararlı iş; gerçek iş (W) ile çevre işi ($W_{\text{çevre}}$) arasındaki fark olarak tanımlanır.

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} \quad (3.3)$$

Tersinir iş W_{tr} , belirli iki hal arasındaki hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş olarak tanımlanır. Son hal; ölü hal olduğunda tersinir iş, kullanılabilirliğe eşittir.

Tersinir iş (W_{tr}) ile yararlı iş (W_y) arasındaki fark, hal değişimi sırasındaki tersinmezliklerden kaynaklanır ve hal değişimi sırasında kaybolan iş yapma olanağının ölçüsü tersinmezlik olarak tanımlanır [13].

Tersinmezlik;

$$I = W_{tr} - W_y \quad (\text{kJ}) \quad (3.4)$$

Birim kütle başına tersinmezlik için (3.4) numaralı denklemi kütleyle böleriz.

$$i = w_{tr} - w_y \quad (\text{kJ} / \text{kg}) \quad (3.5)$$

Birim zamanda oluşan tersinmezlik için (3.4) numaralı denklemi zamana (t) böleriz.

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y \quad (\text{kW}) \quad (3.6)$$

Tümünden tersinir bir hal değişimi sırasında, tersinmezliklerin bir ölçüsü olan entropi üretimi olmaz ($S = 0$).

Tersinir bir ısı makinesi için verim $\eta_{th\ tr}$ ise, tersinir iş;

$$\dot{W}_{tr} = \eta_{th\ tr} \dot{Q}_H = (1 - T_L / T_H) \dot{Q}_H \quad (3.7)$$

Denklem (3.7)' nin başka bir şekli;

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m} c (T_1 - T_o) - \dot{m} c \ln(T_1 / T_o), \quad (3.8)$$

olur.

3.1.2 İkinci Yasa Verimi

İkinci yasa verimi, gerçek ısı veriminin, aynı koşullarda olabilecek en yüksek tersinir ısı verime oranıdır.

$$\eta_{2,yasa} = \eta_{th} / \eta_{th\ tr} \quad (3.9)$$

İş yapan makineler için, ikinci yasa verimi;

$$\eta_{2,yasa} = \dot{W}_y / \dot{W}_{tr} \quad (3.10)$$

İş gerektiren makineler için, ikinci yasa verimi;

$$\eta_{2,yasa} = \dot{W}_{tr} / \dot{W}_y \quad (3.11)$$

Kapalı bir sistem için yararlı iş formülü bulunur.

$$W_y = (U_1 - U_2) - T_o (S_1 - S_2) - P_o (V_2 - V_1) - T_o S_{\text{üretim}} \quad (3.12)$$

Tersinir hal değişimi sırasında entropi üretimi olmaz. ($S_{\text{üretim}} = 0$) Yararlı iş tersinir işe eşit olur.

$$W_{tr} = (U_1 - U_2) - T_o (S_1 - S_2) + P_o (V_1 - V_2) \quad (3.13)$$

3.1.3 Kullanılabilirlik

Belirli bir halde ve belirli bir miktarda enerjiden elde edilebilecek işe, kullanılabilirlik denir. Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale (ölü hal) getirilirse; elde edilir. Bu değer sistemin verilen başlangıç halinde, yararlı iş yapma potansiyeli veya iş yapma olanağını göstermektedir ve kullanılabilirlik olarak tanımlanır. Bu tanım, bir makinenin termodinamiğin yasalarına ters düşmeden yapabileceği işin üst sınırını belirler.

$$A_Q = (1 - T_o / T) Q \quad (3.14)$$

Isı geçişinin olduğu sınırdaki sıcaklık değişiyorsa ;

$$A_Q = \int (1 - T_o / T) \delta Q \quad (3.15)$$

Kapalı sistem kullanılabilirliği (Φ);

$$\Phi = (U - U_o) - T_o(S - S_o) + P(V - V_o) \quad (3.16)$$

$$W_{tr} = (\Phi_1 - \Phi_2) - Q_R(1 - T_o / T_R) \quad (3.17)$$

3.1.4 Sürekli – Akışlı, Sürekli - Açık Sistem (SASA)

SASA için termodinamiğin 1. Yasası

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum m_{\dot{c}} (h_{\dot{c}} + V_{\dot{c}}^2 / 2 + gz_{\dot{c}}) - \sum m_{\dot{g}} (h_{\dot{g}} + V_{\dot{g}}^2 / 2 + gz_{\dot{g}}) \quad (3.18)$$

Termodinamiğin 2. Yasası;

$$S_{\text{üretim}} = \sum m_{\dot{c}} s_{\dot{c}} - \sum m_g s_g + Q_{\text{çevre}} / T_0 \quad (3.19)$$

$$Q_{\text{çevre}} = -Q$$

$$\dot{W}_y = \sum m_g (h_g + V_g^2 / 2 + gz_g - T_0 s_g) - \sum m_{\dot{c}} (h_{\dot{c}} + V_{\dot{c}}^2 / 2 + gz_{\dot{c}} - T_0 s_{\dot{c}}) - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (3.20)$$

$S_{\text{üretim}} = 0$ olursa yararlı iş tersinir işe eşit olur.

$$\dot{W}_{tr} = m [(h_g - h_{\dot{c}}) - T_0 (s_g - s_{\dot{c}}) + (v_g^2 - v_{\dot{c}}^2) / 2 + g(z_g - z_{\dot{c}})] \quad (3.21)$$

$$w_{tr} = (h_g - h_{\dot{c}}) - T_0 (s_g - s_{\dot{c}}) + (v_g^2 - v_{\dot{c}}^2) / 2 + g(z_g - z_{\dot{c}}) \quad (3.22)$$

$$w_{tr} = T_0 \Delta s - \Delta h - \Delta ke - \Delta pe \quad (\text{kJ} / \text{kg}) \quad (3.23)$$

$$\Psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + v^2 / 2 + gz \quad (3.24)$$

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \Psi_g - \sum \dot{m}_{\dot{c}} \Psi_{\dot{c}} \quad (\text{kW}) \quad (3.25)$$

$$w_{tr} = \Psi_g - \Psi_{\dot{c}} \quad (\text{kJ} / \text{kg}) \quad (3.26)$$

Türbin için termodinamiğin ikinci yasa verimi;

$$\eta_{2. \text{ yasa Türbin}} = \dot{W} / \dot{W}_{tr} = (h_1 - h_2) / (\psi_1 - \psi_2) = 1 - (T_0 (S_2 - S_1) / (\psi_1 - \psi_2)) \quad (3.27)$$

Kompresör için termodinamiğin ikinci yasa verimi;

$$\eta_{2. \text{ yasa Komp}} = \dot{W}_{tr} / \dot{W} = (\psi_2 - \psi_1) / (h_2 - h_1) = 1 - (T_0 (S_2 - S_1) / (h_2 - h_1)) \quad (3.28)$$

ısı değiştirici için termodinamiğin ikinci yasa verimi;

$$\eta_{2. \text{ yasa ID}} = m_{soğuk} (\psi_4 - \psi_3) / m_{sıcak} (\psi_1 - \psi_2) = 1 - (T_0 S_{retim} / m_{sıcak} (\psi_1 - \psi_2)) \quad (3.29)$$

$$S_{retim} = m_{sıcak} (S_2 - S_1) + m_{soğuk} (S_4 - S_3) \quad (3.30)$$

3.2 Reküperatörlü Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevriminde Ekserji Analizi

Bölüm 2.4.2' deki , Reküperatörlü Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevriminde hesapladığımız değerleri kullanarak, ikinci yasa verimlerini hesaplarız.

3.2.1 Kapalı Devre Gaz Türbin Çevrimi için Ekserji Analizi

a) Kompresör için İkinci Yasa Verimini Uygularsak ;

$$\eta_{2. yasa} = \text{ideal} / \text{gerçek} = b_B - b_A / h_B - h_A \quad b = h - T_o s$$

$$T_A = 30 \text{ }^{\circ}\text{C} = 303 \text{ K}$$

$$T_{Bg} = 159 \text{ }^{\circ}\text{C} = 432 \text{ K}$$

$$T_o = 25 \text{ }^{\circ}\text{C} = 298 \text{ K}$$

$$h_A = 1573,3578 \text{ kJ / kg}$$

$$h_B = 2243,2032 \text{ kJ / kg}$$

Helyum gazı için gaz sabitini Kaynak [11], sayfa 558' den $R = 2,07703 \text{ kJ/kg K}$ dir.

$$s_B - s_A = c_p \ln (T_B / T_A) - R \ln (P_B / P_A)$$

$$s_B - s_A = 0,3481406 \text{ kJ/kg K}$$

$$w_{AB \text{ tr}} = h_B - h_A - T_o (s_B - s_A)$$

$$w_{AB \text{ tr}} = 566,0995 \text{ kJ / kg}$$

$$i = -w_{AB \text{ tr}} - w_{AB}$$

$$i = -566,0995 - (-669,8454)$$

$$i = 103,7459 \text{ kJ / kg}$$

$$i = T_o s_{\text{üretim AB}}$$

$$s_{\text{üretim AB}} = 0,348 \text{ kJ / kg K}$$

$$\eta_{2. yasa} = w_{AB \text{ tr}} / w_{AB}$$

$$\eta_{2. yasa} = 566,0995 / 669,8454 = \% 84,5$$

b) Reküparatör için İkinci yasa verimi;

$$T_B = 159 \text{ }^{\circ}\text{C} = 432 \text{ K}$$

$$T_C = 556,44 \text{ }^{\circ}\text{C} = 829,44 \text{ K}$$

$$P_B = 7,8 \text{ MPa}$$

$$P_C = 7,8 \text{ MPa}$$

$$h_B = 825,6234 \text{ kJ/kg}$$

$$h_C = 2889,37 \text{ kJ/kg}$$

$$s_C - s_B = c_p \ln \frac{T_C}{T_B} - R \ln \frac{P_C}{P_B}$$

$$s_C - s_B = 3,387264 \text{ kJ/kg K}$$

$$q_{BC \text{ tr}} = (h_C - h_B) - T_0 (s_C - s_B)$$

$$q_{BC \text{ tr}} = 1054,3419 \text{ kJ/kg}$$

c) Reaktör için ikinci yasa verimi;

$$T_C = 556,44 \text{ }^{\circ}\text{C} = 829,44 \text{ K}$$

$$T_D = 850 \text{ }^{\circ}\text{C} = 1123 \text{ K}$$

$$P_C = 7,8 \text{ MPa}$$

$$P_D = 3,8 \text{ MPa}$$

$$h_C = 2889,37 \text{ kJ/kg}$$

$$h_D = 4413,71 \text{ kJ/kg}$$

$$s_D - s_C = c_p \ln \frac{T_D}{T_C} - R \ln \frac{P_D}{P_C}$$

$$s_D - s_C = 1,5734 \text{ kJ/kg K}$$

$$q_{CD \text{ tr}} = (h_D - h_C) - T_0 (s_D - s_C)$$

$$q_{CD \text{ tr}} = 1055,4667 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{i} = q_{CD \text{ tr}} - q_{CD}$$

$$\dot{i} = 468,8733 \text{ kJ / kg}$$

$$\dot{i} = T_0 s_{\text{üretim CD}}$$

$$s_{\text{üretim CD}} = 1,5734 \text{ kJ / kg K}$$

$$\eta_{2. \text{ yasa}} = q_{CD \text{ tr}} / q_{CD}$$

$$\eta_{2. \text{ yasa}} = \% 69$$

d) Gaz Türbini için İkinci Yasa Verimini uygularsak, Denklem (3.27) kullanılarak;

$$\eta_{2. \text{ yasa}} = \text{gerçek / ideal} = h_E - h_D / b_E - b_D$$

$$b = h - T_0 s$$

$$R = 2,07703 \text{ kJ/kg K}$$

$$T_D = 850 \text{ °C} = 1123 \text{ K}$$

$$T_{Eg} = 591 \text{ °C} = 864 \text{ K}$$

$$P_D = 3,8 \text{ MPa}$$

$$P_E = 7,8 \text{ MPa}$$

$$h_D = 4413,7 \text{ kJ / kg}$$

$$h_E = 3068,83 \text{ kJ / kg}$$

$$w_{DE} = 1344,87 \text{ kJ / kg}$$

$$w_{DE \text{ tr}} = (h_E - h_D) - T_0 (s_E - s_D)$$

$$s_E - s_D = c_p \ln (T_E / T_D) - R \ln (P_E / P_D)$$

$$s_E - s_D = 0,1322 \text{ kJ/kg K}$$

$$w_{DE \text{ tr}} = - 1384,2656 \text{ kJ / kg}$$

$$\dot{i} = -w_{DE \text{ tr}} - w_{DE}$$

$$\dot{i} = 39,3956 \text{ kJ / kg}$$

$$\dot{i} = T_0 \dot{s}_{\text{üretim DE}}$$

$$\dot{s}_{\text{üretim DE}} = 0,1322 \text{ kJ /kg K}$$

$$\eta_{2. \text{ yasa}} = \dot{w}_{\text{DE}} / \dot{w}_{\text{DE tr}}$$

$$\eta_{2. \text{ yasa}} = \% 97$$

e) Reküparatör için;

$$T_E = 591 \text{ } ^\circ\text{C} = 864 \text{ K}$$

$$T_F = 193,56 \text{ } ^\circ\text{C} = 466,56 \text{ K}$$

$$P_E = 3,8 \text{ MPa}$$

$$P_F = 3,8 \text{ MPa}$$

$$h_E = 2935,844 \text{ kJ/kg}$$

$$h_F = 1005,08 \text{ kJ/kg}$$

$$s_F - s_E = c_p \ln \frac{T_F}{T_E} - R \ln \frac{P_F}{P_E}$$

$$s_F - s_E = - 3,1996 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{q}_{\text{EF tr}} = (h_F - h_E) - T_0 (s_F - s_E)$$

$$\dot{q}_{\text{EF tr}} = -1110,2637 \text{ kJ/kg}$$

f) Isı Değiştiricisi için ikinci yasa verimi;

$$T_F = 193,56 \text{ } ^\circ\text{C} = 466,56 \text{ K}$$

$$T_N = 90 \text{ } ^\circ\text{C} = 363 \text{ K}$$

$$P_F = 3,8 \text{ MPa}$$

$$P_N = 3,8 \text{ MPa}$$

$$h_F = 1005,08 \text{ kJ/kg}$$

$$h_N = 467,334 \text{ kJ/kg}$$

$$s_N - s_F = c_p \ln \frac{T_N}{T_F} - R \ln \frac{P_N}{P_F}$$

$$s_N - s_F = -1,30326 \text{ kJ/kg K}$$

$$q_{FN \text{ tr}} = (h_N - h_F) - T_0 (s_N - s_F)$$

$$q_{FN \text{ tr}} = -149,374 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{i} = q_{FN \text{ tr}} - q_{FN}$$

$$\dot{i} = 388,3717 \text{ kJ / kg}$$

$$\dot{i} = T_0 s_{\text{üretim FN}}$$

$$s_{\text{üretim FN}} = -1,30326 \text{ kJ /kg K}$$

g) Ön Soğutucu için ikinci yasa verimi;

$$T_N = 90^\circ\text{C} = 363 \text{ K}$$

$$T_A = 30^\circ\text{C} = 303 \text{ K}$$

$$P_N = 3,8 \text{ MPa}$$

$$P_A = 3,8 \text{ MPa}$$

$$h_N = 467,334 \text{ kJ/kg}$$

$$h_A = 155,778 \text{ kJ/kg}$$

$$s_A - s_N = c_p \ln \frac{T_A}{T_N} - R \ln \frac{P_A}{P_N}$$

$$s_A - s_N = -0,938 \text{ kJ/kg K}$$

$$q_{AN \text{ tr}} = (h_A - h_N) - T_0 (s_A - s_N)$$

$$q_{AN \text{ tr}} = -32,032 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{i} = q_{AN \text{ tr}} - q_{AN}$$

$$\dot{i} = 279,524 \text{ kJ / kg}$$

$$\dot{i} = T_0 \dot{s}_{\text{üretim FN}}$$

$$\dot{s}_{\text{üretim FN}} = -0,938 \text{ kJ / kg K}$$

3.2.2 Kapalı Devre Buhar Türbin Çevrimi için Ekserji Analizi

a) Yüksek Basıncılı Buhar Türbini için ikinci yasa verimi:

$$P_5 = 1 \text{ MPa}$$

$$T_5 = 185^\circ \text{C}$$

$$h_5 = 2789,075 \text{ kJ / kg}$$

$$s_5 = 6,610675 \text{ kJ / kg K}$$

$$P_8 = 0,8 \text{ MPa}$$

$$T_8 = 179,36^\circ \text{C}$$

$$h_8 = 2746,7655 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{8g} = 2753,7655 \text{ kJ / kg}$$

$$s_{8g} = 6,62498 \text{ kJ / kg K}$$

$$\text{Ölü hal } P_0 = 100 \text{ kPa}$$

$$T_0 = 25^\circ \text{C} = 298 \text{ K}$$

$$h_0 = 104,89 \text{ kJ / kg}$$

$$s_0 = 0,3674 \text{ kJ / kg K}$$

$$\dot{m}_1 = 20 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{\text{trt1}} = \dot{m}_1 [(h_5 - h_{8g}) - T_0 (s_5 - s_{8g}) + ke - pe]$$

$$\dot{W}_{\text{trt1}} = 804,5178 \text{ kW}$$

$$\dot{i}_{t1} = \dot{W}_{trt1} - \dot{W}_{t1}$$

$$\dot{i}_{t1} = 85,2578 \text{ kW}$$

$$\dot{i}_{t1} = T_o \dot{S}_{\text{üretim1}}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim1}} = 0,2861 \text{ kW / K}$$

$$s_{\text{üretim1}} = 0,014305 \text{ kJ / kg K}$$

$$\eta_{trt1} = 719,26 / 804,5178 = \% 89$$

b) Orta Basıncılı Buhar Türbini için ikinci yasa verimi:

$$P_9 = 0,7 \text{ MPa} \quad T_9 = 185 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_9 = 2818,5 \text{ kJ / kg}$$

$$s_9 = 6,6853 \text{ kJ / kg}$$

$$P_{10} = 0,48 \text{ MPa} \quad T_{10} = 159,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_{10} = 2680,375 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{10g} = 2701,094 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Ölü hal } P_o = 100 \text{ kPa} \quad T_o = 25 \text{ }^{\circ}\text{C} = 298 \text{ K}$$

$$h_o = 104,89 \text{ kJ / kg}$$

$$s_o = 0,3674 \text{ kJ / kgK}$$

Kaynak [11], sayfa 577' deki tablodan yararlanarak,

0,4 MPa için, interplasyon yaparsak;

$$s_{10g} = 6,605137 \text{ kJ / kgK},$$

0,6 MPa için, interplasyon yaparsak;

$$s_{10g} = 6,631686 \text{ kJ / kg K},$$

0,48 MPa için, interplasyon yaparsak;

$$s_{10g} = 6,73576 \text{ kJ / kg K},$$

bulunur.

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = 27 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{trt2} = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) [(h_9 - h_{10g}) - T_o (s_9 - s_{10g}) + ke_{pe}]$$

$$\dot{W}_{trt2} = 3575,9632 \text{ kW}$$

$$\dot{I}_{t2} = \dot{W}_{trt2} - \dot{W}_{t2}$$

$$\dot{I}_{t2} = 406,001 \text{ kW}$$

$$\dot{I}_{t2} = T_o \dot{S}_{\text{üretim}}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim2}} = 1,3624 \text{ kW / K}$$

$$s_{\text{üretim2}} = 0,0505 \text{ kJ / kg K}$$

$$\eta_{2,yasa\ t2} = \dot{W}_{t2} / \dot{W}_{trt2} = 3169,962 / 3575,9632 = \% 88,6$$

c) Alçak Basıncılı Buhar Türbini için ikinci yasa verimi:

$$P_{11} = 0,48 \text{ MPa}$$

$$h_{11} = 2634,9042 \text{ kJ / kg}$$

$$s_{11} = 6,547594 \text{ kJ / kg K}$$

$$P_{12} = 0,0057 \text{ MPa}$$

$$h_{12} = 2078,8097 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{12g} = 2162,224 \text{ kJ / kg}$$

$$s_{12g} = 6,8055454 \text{ kJ / kg K}$$

$$\text{Ölü hal } P_o = 100 \text{ kPa} \quad T_o = 25^\circ \text{C} = 298 \text{ K}$$

$$h_o = 104,89 \text{ kJ / kg}$$

$$s_o = 0,3674 \text{ kJ / kgK}$$

$$\dot{m}_t = 29,85 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{trt3} = \dot{m}_t [(h_{11} - h_{12g}) - T_o (s_{11} - s_{12g}) + k_e p_e]$$

$$\dot{W}_{trt3} = 16404,06 \text{ kW}$$

$$\dot{i}_{t3} = \dot{W}_{trt3} - \dot{W}_{t3}$$

$$\dot{i}_{t3} = 2294,56 \text{ kW}$$

$$\dot{I}_{t3} = T_o \dot{S}_{\text{üretim}}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim3}} = 7,6999 \text{ kW / K}$$

$$s_{\text{üretim3}} = 0,25795 \text{ kJ / kg K}$$

$$\eta_{2.\text{yasa } t3} = \dot{W}_{t3} / \dot{W}_{\text{trt3}} = 14109,5 / 16404,06 = 0,86 = \% 89$$

d) Birinci Pompa için ikinci yasa verimi:

$$\eta_{p1} = \% 85$$

$$0,85 = \frac{h_{2g} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$h_{2g} = 147,78645 \text{ kJ/kg}$$

$$P_2 = 0,48 \text{ MPa}$$

0,4 MPa için Kaynak [12] sayfa 577' den interpolasyonla

$s_{2g} = 0,50597 \text{ kJ/kg}$ olarak hesaplanır.

0,6 MPa için Kaynak [12] sayfa 578' den interpolasyonla

$s_{2g} = 0,505239 \text{ kJ/kg}$ olarak hesaplanır.

0,48 MPa için, 0,4 MPa ile 0,6 MPa' daki değerleri arasında interpolasyon yaparsak;

$s_{2g} = 0,5056776 \text{ kJ/kg}$ bulunur.

$$\dot{W}_{p1} = \dot{m}_t (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{p1} = 14,23845 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{p1tr} = \dot{m}_t [(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)]$$

$$\dot{W}_{p1tr} = 30,627 \text{ kW}$$

$$\dot{I} = \dot{W}_{p1tr} - \dot{W}_{p1}$$

$$\dot{I} = 16,38855 \text{ kW}$$

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim p1}}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim p1}} = 0,054995 \text{ kW /K}$$

$$s_{\text{üretim p1}} = 1,842 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg K}$$

$$\eta_{2.yasa p1} = \frac{\dot{W}_{p1}}{\dot{W}_{p1tr}}$$

$$\eta_{2.yasa p1} = \% 46,5$$

e) İkinci Pompa için ikinci yasa verimi:

$$\eta_{p1} = \% 85$$

$$0,85 = \frac{h_{3g} - h_2}{h_3 - h_2}$$

$$h_{3g} = 148,1317 \text{ kJ/kg}$$

$$P_3 = 0,8 \text{ MPa}$$

0,8 MPa için Kaynak [12] sayfa 578' den interpolasyonla

$s_{3g} = 0,505618 \text{ kJ/kg}$ olarak hesaplanır.

$$\dot{m}_2 = 7 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{p2} = \dot{m}_2 (h_3 - h_2)$$

$$\dot{W}_{p2} = 2,254 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{p1tr} = \dot{m}_2 [(h_3 - h_2) - T_0 (s_3 - s_2)]$$

$$\dot{W}_{p2tr} = 6,2214 \text{ kW}$$

$$\dot{i} = \dot{W}_{p2tr} - \dot{W}_{p2}$$

$$\dot{i} = 3,9674 \text{ kW}$$

$$\dot{i} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim p2}}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim p2}} = 0,0133 \text{ kW /K}$$

$$s_{\text{üretim p1}} = 1,902 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg K}$$

$$\eta_{2.\text{yasa p2}} = \frac{\dot{W}_{p2}}{\dot{W}_{p2tt}}$$

$$\eta_{2.\text{yasa p1}} = \% 36$$

f) Üçüncü Pompa için ikinci yasa verimi:

$$\eta_{p3} = \% 85$$

$$0,85 = \frac{h_{4g} - h_2}{h_4 - h_2}$$

$$h_{4g} = 148,3017 \text{ kJ/kg}$$

$$P_4 = 1 \text{ MPa}$$

1 MPa için Kaynak [12] sayfa 579' dan interpolasyonla

$s_{4g} = 0,50569 \text{ kJ/kg}$ olarak hesaplanır.

$$\dot{W}_{p3} = \dot{m}_1 (h_4 - h_2)$$

$$\dot{W}_{p3} = 10,44 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{p3tr} = \dot{m}_1 [(h_4 - h_2) - T_0 (s_4 - s_2)]$$

$$\dot{W}_{p3tr} = 21,3468 \text{ kW}$$

$$\dot{I} = \dot{W}_{p3tr} - \dot{W}_{p13}$$

$$\dot{I} = 10,9068 \text{ kW}$$

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim } p3}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim } p3} = 0,0366 \text{ kW /K}$$

$$S_{\text{üretim } p3} = 1,83 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg K}$$

$$\eta_{2.yasa\ p3} = \frac{\dot{W}_{p3}}{\dot{W}_{p3tr}}$$

$$\eta_{2.yasa\ p3} = \% 49$$

g) Yoğuşturucu için ikinci yasa verimi;

$$h_{12} = 2078,8097 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{12g} = 2162,224 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 147,381 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{12} = 6,547995 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_{12g} = 6,8055454 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_1 = 0,50752 \text{ kJ/kg K}$$

$$\Psi_1 - \Psi_2 = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)$$

$$\Psi_1 = (h_{12} - h_1) - T_0(s_{12} - s_1)$$

$$\Psi_1 = 131,4866 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_2 = (h_{12g} - h_1) - T_0(s_{12g} - s_1)$$

$$\Psi_2 = 138,0314 \text{ kJ/kg}$$

$$i = \dot{\Psi}_1 - \dot{\Psi}_2$$

$$i = 6,5448 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{i} = 29,85 \times 6,5448$$

$$\dot{i} = 195,36228 \text{ kW}$$

$$\dot{i} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 0,6556 \text{ kW/K}$$

$$i = T_0 s_{\text{üretim yoğ}}$$

$$s_{\text{üretim yoğ}} = 0,02196 \text{ kJ/kg K}$$

$$\eta_{2.\text{yasa yoğ}} = \frac{131,4866}{138,0314}$$

$$\eta_{2.\text{yasa yoğ}} = \% 95$$

4. BÖLÜM

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

4.1 Sonuçlar

Bu tez çalışmasında, doğalgaz ile çalışan bir santral yerine, Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktör kullanarak, doğalgaz ile çalışan santraldeki gibi verimlere yaklaşılabileceği ortaya konmuştur. Bu karşılaştırmayı yapabilmek için; Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktörden çıkan, işgören akışkan olan helyum gazının sıcaklığı; doğalgaz santralinde yanma sonucu ortaya çıkan gazların sıcaklığına eşit alınmıştır.

Aynı zamanda Türbin giriş ve çıkış sıcaklığı gibi diğer tüm sıcaklıklarda, doğalgazlı santralde olduğu gibi seçilmiştir. Yapılan hesaplar, doğalgaz santralleri ile nükleer santrallerin, verim açısından aralarında fark olduğunu göstermektedir.

Yüksek Sıcaklık Gaz Soğutmalı Reaktör kullanılarak yapılan güç üretiminde, farklı durumlara göre elde edilen buhar ve gaz türbinlerinin gücü, toplam güç ve verimler Tablo 4.1' deki gibi hesaplanmıştır.

Tablo 4.1 Değişik Çevrim Tiplerine Göre Verimler.

Çevrim Tipi	$\dot{Q}_{\text{Reaktör}}$ (kW)	$\dot{W}_{\text{gnet}}$ (kW)	$\dot{W}_{\text{bnet}}$ (kW)	$\dot{W}_{\text{toplam}}$ (kW)	η_t (%)
Rekuperatörlü Kapalı Devre Gaz Türbin Çevrimi	237500	105162,6	-	105162,6	44
Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevrimi	237500	44683,8	52413,4	97097,2	41
Rekuperatörlü Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevrimi	237500	105182,8	17971,788	123154,588	52
Rekuperatörlü ve Ara Gaz Çekmeli Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevrimi	237500	71561,8	25275,661	96837,461	41

Tablo 4.1' den anlaşılabileceği gibi seçtiğimiz bu çevrim tipleri arasında en yüksek verimli olan çevrim, Rekuperatörlü Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevrimidir.

Termodinamiğin ikinci yasası kullanılarak verim hesaplandı ve ekserji analizi yapıldı. Bu hesaplamalar yapılırken, en verimli olan Reküperatörlü Kapalı Devre Gaz ve Buhar Türbin Çevrimi gözönüne alındı.

Yapılan hesapların sonuçları Tablo 4.2 ve 4.3' te verilmiştir.

Tablo 4.2 Kapalı Devre Gaz Türbin Çevriminin İkinci Yasa Verimleri

	q (kJ/kg)	q _{tr} (kJ/kg)	w (kJ/kg)	w _{tr} (kJ/kg)	s _ç - s _g (kJ/kgK)	I (kJ/kg)	η 2.yasa (%)
Komp A-B	0,0	0,0	669,8454	566,0995	0,34814	103,74	84,5
Reküp. B-C	2063,7	1054,34	0,0	0,0	3,38726		
Reaktör C-D	1524,3	1055,467	0,0	0,0	1,5734	468,873	69
Türbin D-E	0,0	0,0	-1344,87	-1384,27	0,1322	39,396	97
Reküp. E-F	2063,7	1110,264	0,0	0,0	-3,1996		
Isı Değ. F-N	-537,75	-149,374	0,0	0,0	-1,3033	388,372	
Ön Soğ. N-A	-311,56	-32,03	0,0	0,0	-0,938	279,524	
Toplam	675,03	818,1409	-675,02	-818,166	0	1279,905	

Tablo 4.3 Kapalı Devre Buhar Çevriminin İkinci Yasa Verimleri.

	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{W}_{tr}$ (kW)	I (kW)	S (kW / K)	s (kJ / kg K)	$\eta_{2 \text{ yasa}}$ (%)
Yüksek Basınç Türbini	719,26	804,5178	85,2578	0,2861	0,01435	89
Orta Basınç Türbini	3160,962	3575,9632	406,001	1,3624	0,0505	88,6
Alçak Basınç Türbini	14109,5	16404,06	2294,56	7,6999	0,25795	89
Birinci Pompa	14,23845	30,627	16,3855	0,054995	$1,84 \times 10^{-3}$	46,5
İkinci Pompa	2,254	6,2214	3,9674	0,0133	$1,9 \times 10^{-3}$	36
Üçüncü Pompa	10,44	21,3468	10,9068	0,0366	$1,83 \times 10^{-3}$	49
Yoğuşturucu	3924,875	4120,2373	195,362	0,6556	0,02196	95

4.2 Tartışma

Günümüz tüketim hızıyla dünyada bilinen önemli enerji kaynaklarından; 100 – 200 yıl yatacak kadar kömür, 50 – 60 yıl yatacak kadar petrol ve doğalgaz rezervi olduğu bilinmektedir. Bu enerji kaynaklarının çevre üzerindeki olumsuz etkileri de dikkate alındığında, alternatif enerji kaynaklarına yönelme zorunlu olmakta ve gelecek yıllarda fosil yakıtlı santraller yerine güç yoğunluğu diğerlerine göre yüksek olan nükleer santrallerin daha fazla kullanılmaya başlanması beklenmektedir.

Hidrolik potansiyel yenilenebilir olmasına karşın, dünya üzerinde sınırlı enerji kaynaklarından biridir. Gelişmemizin gereği olarak daha fazla enerji kaynağına gereksinim vardır [15].

Enerji üretim tesislerinde; teklif edilen alternatif çözümlerin, teknik olarak verimin üstün olması yanında ekonomik olmaları da önemlidir. Nükleer santrallerde enerji maliyeti yatırım, yakıt ve işletme-bakım olmak üzere üç ana unsurdan oluşur. Nükleer Reaktörler kurulum açısından pahalı olan tesislerdir. İşletme ve bakım masrafları, fosil yakıtlı santrallerde olduğu gibi sabit masraflar ile işletme süresi ile ilgili orantılı masraflardan oluşur.

Nükleer santraller için yakıt masrafları, uranyum temini, bunun reaktörde kullanılacak uygun şekillere dönüştürülmesi gerekiyorsa; zenginleştirme, yakıt imalatı gibi ön masraflar ile kullanılmış yakıtların depolanması, taşınması, gerekiyorsa yeniden işleme tabi tutulması ve nükleer atıkların idaresi gibi arka masraflardan oluşur.

Santrallerin kuruluş bedeli; kömür yakıtlı santrallerde 815 ile 1930 \$/kWe arasında değişirken, nükleer santrallerde 1000 ile 2500 \$/kWe arasında değişmektedir. Nükleer santraller diğer santrallerle, maliyet analizi açısından karşılaştırma yapmak gerekir. Bu konuda karar verebilmek için ayrıca bir araştırma yapmak gerekir. Hangi tip santrallerin daha avantajlı ve uzun sürede getirisi daha fazla, kWh başına maliyeti daha uygun, ülkenin ekonomi politikası ve yer uygunluğu gibi bir çok faktör, karar vermede etkili olacaktır. Ayrıca Yap-İşlet-Devret veya Anahtar Teslim Modelleri gibi alternatifler de düşünülebilir. Bu tez çalışmasında, yukarda bahsedilen konular açısından hesaplamalar yapılmamıştır.

Bu tez çalışması sonucunda elektrik enerjisi üretimi açısından sistemin teknik olarak uygun olduğu, fakat diğer rakiplerine (doğalgaz, petrol yakıt sistemleri) göre ekonomik olarak uygun olup olmadığı konusu hakkında karar vermek için; yeni ve kapsamlı bir çalışmanın yapılmasının gerekliliği anlaşılmaktadır.

KAYNAKLAR

1. **Kikstra Jan Foeke**, (2001). Modelling, Design and Control of a Cogenerating Nuclear Gas Turbine Plant. Delft University of Technology. Ph. D. Thesis, Delft University of Technology.
2. **D.L.Moses,W.D.Lanning**, (1985). The Analysis and Evaluation of Recent Operational Experience From the Fort St. Vrain HTGR. International Atomic Energy Agency. Viena
3. **C.J.Everline, E.A. Bellis**, (1985). Preliminary Risk Assessments of the Small HTGR. International Atomic Energy Agency, Viena.
4. **Z. Zhang, Z. Jiang**,(1995). Design of Indirectr Gas Turbine Cycle For A Modular HTGR. International Atomic Energy Agency, 1996.
5. **E. Takada, K. Ohashi, H.Hayakawa**, (1995). HTGR Gas Turbine – Module Demonstration Test – A Proposal. International Atomic Energy Agency, 1996.
6. **Y. Muto, Y. Miyamoto, S. Shiozawa**, (1998). Present Activity of the Feasibility Study of HTGR - GT System. International Atomic Energy Agency, 2001.
7. **S. Uchida, I. Minatsuki, M. Tanihira, S. Yamada**, (1998). A Study on Cost Reduction Effect Due to Changes of Safety Grade of HTGR. International Atomic Energy Agency, 2001.
8. **Linchun Wu, Zhenya Qin**, (1998). Techno- Economic Analysis of Seawater Desalination Using High Temperature Gas Cooled Reactor. International Atomic Energy Agency, 2001.
9. **Arthur R. Foster**, (1983). Basic Nuclear Engineering. Allyn and Bacon, Inc. 476-487
10. **T. G. Theofanous, P. Gherson, H.P. Nourbakhsh, K. Hu, K. Iyer , R. Viskanta, L. Lommers** (1983). LWR and HTGR Coolant Dynamics, The Containment of Severe Accident.U. S. Nuclear Regulatory Commission.
11. **Captain Michael J. Gouge**, (1995). Closed Cyle Gas Turbine Nuclear Power Plant for Submarine Propulsion. Naval Engineers Journal.
12. **Öztürk Aksel, Kılıç Abdurrahman**, (1993). Çözümlü Problemlerle Termodinamik. Çağlayan Kitabevi.

13. **Çengel Yunus, Michael A. Boles,** (1996). Çeviren: Derbentli Taner, Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, McGraw-Hill & Literatür.
14. **Aybers Nejat,** (1981). Nükleer Mühendisliğin Esasları. Yalkın Ofset Matbaası.
15. **Aybers Nejat, Şahin Bahri,** (1995). Enerji Maliyeti. Yıldız Teknik Üniversitesi Matbaası.



ÖZGEÇMİŞ

1966 Trabzon doğumlu olan Gönül YILMAZ, İlk, orta ve lise eğitimini İstanbul Bayrampaşa' da okuduktan sonra 1983 yılında İTÜ Fizik Mühendisliğini kazandı. 1989 Subat ayında mezun olup, Nükleer Enerji Enstitüsü' nde Yüksek Lisansa başladı. İngilizce hazırlık aşamasında ara verdikten sonra 2000 yılındaki aıla tekrar kayıt oldu. 1990 yılında öğretmenliğe başladı ve halen Bayrampaşa' da, Anadolu Teknik Lisesinde Fizik (İngilizce) öğretmeni olarak çalışmaktadır. İlkokul 3 ve 5. sınıfa giden Özünca ve Özgecan adlarında iki kızı vardır.