

ANKARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOKTORA TEZİ

YENİDEN TAM GÜÇLENDİRME YÖNTEMİ İLE DOĞAL GAZ KOMBİNE
ÇEVİRİM SANTRALİNE DÖNÜŞTÜRÜLEN BİR TERMİK SANTRALİN
MODELLENMESİ VE PERFORMANS DEĞERLENDİRMESİ

Anıl KURBANOĞLU

FİZİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ANKARA
2023

Her hakkı saklıdır

ÖZET

Doktora Tezi

YENİDEN TAM GÜÇLENDİRME YÖNTEMİ İLE DOĞAL GAZ KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİNE DÖNÜŞTÜRÜLEN BİR TERMİK SANTRALİN MODELLENMESİ VE PERFORMANS DEĞERLENDİRMESİ

Anıl KURBANOĞLU

Ankara Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Fizik Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ayhan ELMALI

Endüstriyel gelişmenin bir sonucu olarak sürekli artan elektrik talebi, daha büyük kurulu güç ve üretim kapasitesine duyulan ihtiyacı da beraberinde getirmektedir. Bununla birlikte, mevcut yasal düzenlemeler, yeni ekipmanların sermaye maliyetleri, zamana bağlı kısıtlamalar ve enerji santrallerinin inşa edilmesine karşı toplumsal tepkiler, yeni enerji üretim projeleri için zorluklar oluşturmaktadır. Bu zorlayıcı faktörler son yıllarda “yeniden tam güçlendirme” kavramının tekrar önem kazanmasına neden olmuştur. “Ambarlı Yeniden Güçlendirme Projesi” Türkiye’de ilk defa yürütülen, dünyada ise boyutu, kapsamı ve niteliği açısından sınırlı sayıda örneği olan bir “Doğal Gaz Kombine Çevrim Santraline Dönüştürerek Yeniden Tam Güçlendirme” projesidir. Söz konusu projede mevcut fuel-oil yakıtlı buhar santrali, doğal gaz yakıtlı kombine çevrim santraline dönüştürülerek yeniden tam güçlendirilmiştir. Bu tez kapsamında, mevcut buhar türbininin ilk performans hesaplamaları ve rehabilitasyon sonrası elde edilebilir güç çıkışı detaylı olarak değerlendirilmiştir. Türbin giriş sıcaklığı, basınç ve buhar debisi gibi parametreler, kombine çevrim santralin performansının kapsamlı bir şekilde değerlendirilmesine olanak tanıyan simülasyon modeli için sınır koşulları olarak tanımlanmıştır. Geliştirilen modelin çıktılarının resmi performans test sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulanması amacıyla detaylı bir validasyon çalışması yürütülmüştür. Sonuçlar, kondenserden ısı deşarjında sadece %25 bir artış ile santralin toplam kapasitesinin %203 oranında artırılabilceğini göstermektedir. Ayrıca yeniden güçlendirmenin, ekonomik faydalara ek olarak, NO_x, SO_x ve CO₂ emisyonlarının azaltılması gibi önemli olumlu çevresel etkilere sahip olduğu da bulunmuştur. Resmi performans testleri ile doğrulanan bu özgün çalışmanın, gelecekte yapılacak benzer projelere ışık tutması beklenmektedir.

Şubat 2023, 86 sayfa

Anahtar Kelimeler: Atık ısı kazanı, Buhar türbini, Gaz türbini, Kombine çevrim santralleri, Modelleme, Performans değerlendirme, Rehabilitasyon, Verim, Yeniden güçlendirme

ABSTRACT

Ph.D. Thesis

MODELING AND PERFORMANCE EVALUATION OF A THERMAL POWER PLANT CONVERTED TO A NATURAL GAS COMBINED CYCLE POWER PLANT BY FULL REPOWERING METHOD

Anıl KURBANOĞLU

Ankara University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Physics Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ayhan ELMALI

Increasing electricity demand as a result of industrial development brings with it the need for larger installed power generation capacity. However, existing regulations, capital costs of new equipment, time-dependent constraints, and public opposition against construction of new power plants pose a strong challenge for greenfield power generation projects. These compelling factors have caused the “full repowering” concept to gain importance again in recent years. “Ambarlı Repowering Project” is a “Full Repowering by Conversion to Combined Cycle Power Plant” project that is the first of its kind in Turkey and is equaled in magnitude and complexity by only a handful of worldwide examples. In this context the existing heavy fuel-oil fired steam power plant was repowered by conversion to natural gas fired combined cycle power plant. Here, in this thesis, initial performance calculations of the existing steam turbine and achievable power output after rehabilitation are evaluated in detail. Parameters such as inlet temperature, pressure, and steam mass flow are defined as boundary conditions for the simulation model of the repowered Ambarlı Power Plant that allows a comprehensive evaluation of the performance of the combined cycle power plant. An in-depth validation study is conducted to verify the outputs of the developed model by comparing them with the official performance test results. The results show that with only a 25% increase in heat rejection from the condenser, the total capacity of a conventional steam power plant can be increased by 203%. Moreover, it is found that repowering has significant positive environmental effects such as reduction of NO_x, SO_x, and CO₂ emissions in addition to economic benefits. Therefore, it is expected that this novel thesis study, which has been validated with official performance tests, will shed light on similar projects to be made in the future.

February 2023, 86 pages

Key Words: Combined cycle power plants, Gas turbine, Heat recovery steam generator, Efficiency, Modeling, Performance evaluation, Rehabilitation, Repowering, Steam turbine

TEŞEKKÜR

Doktora eğitim ve tez sürecimde sabrı ve ilgisini hiç eksik etmeyen, bilgi ve tecrübeleri ile bana yol gösteren, çalışmalarımın her aşamasında desteğini hissettiğim, öğrencisi olmaktan gurur duyduğum değerli danışmanım Prof. Dr. Ayhan ELMALI'ya sonsuz teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Tez çalışmalarım sürecinde görüş ve önerileriyle katkı sağlayan tez izleme komitesinin değerli üyeleri Prof. Dr. Ali SINAĞ ve Prof. Dr. Barış AKAOĞLU'na teşekkür ederim.

Beni bu yolda her zaman destekleyen motive eden, değerli deneyimleri ile bana yardımcı olan, her koşulda zamanını bana ayıran ve desteğini hiç esirgemeyen sevgili eşim ve hayat arkadaşım Doç. Dr. Sevinç KURBANOĞLU'na çok teşekkür ederim.

Enerji sektörüne adımımı attığım ilk günlerde beni sonsuz destekleyen, bilgi ve birikimini aktaran Serdar ERKAN'a, sahada çalışmayı bana öğreten ve sabırla bana yol gösteren Ertan KÖKSAL'a, Ambarlı Projesi'nde bana güvenen ve zorlu projenin her safhasında desteğini hiç esirgemeyen Abdurrahim ÖZPINAR'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmam süresince yardımlarını esirgemeyen EKON PROKON Şirketler Grubu, İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali, EÜAŞ ve Siemens Enerji çalışanlarına desteklerinden ötürü teşekkür ediyorum.

Bu zorlu süreçte bana her zaman inanan ve güvenen, hayatım boyunca beni koşulsuz destekleyen ve bu günlere getiren, haklarını hiçbir zaman ödeyemeyeceğim annem ve babama, ayrıca varlığı ile bana güç veren sevgili kızıma hep yanımda oldukları için çok teşekkür ederim.

Anıl KURBANOĞLU
Ankara, Şubat 2023

İÇİNDEKİLER

TEZ ONAYI

ETİK.....	i
ÖZET.....	ii
ABSTRACT	iii
TEŞEKKÜR	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER.....	6
2.1 Termodinamik	6
2.2 Isı	6
2.3 Sıcaklık.....	7
2.4 Termodinamik Yasaları	7
2.4.1 Termodinamiğin sıfıncı yasası.....	8
2.4.2 Termodinamiğin birinci yasası	8
2.4.3 Termodinamiğin ikinci yasası	9
2.4.4 Termodinamiğin üçüncü yasası	11
2.5 Termodinamik Çevrimler	11
2.5.1 Carnot çevrimi.....	11
2.5.2 Rankine çevrimi	16
2.5.2.1 Rankine çevriminin geliştirilmesi	20
2.5.2.1.1 Kızdırıcı kullanılması	21
2.5.2.1.2 Ara ısıtma kullanılması	23
2.5.2.1.3 Çıkış basıncının değiştirilmesi	25
2.5.2.1.4 Maksimum basıncın değiştirilmesi	26
2.5.3 Brayton çevrimi.....	27
2.6 Enerji Santralleri	32
2.6.1 Doğal gaz kombine çevrim santralleri.....	33
2.6.1.1 Gaz türbini.....	34

2.6.1.2 Atık ısı kazanı	35
2.6.1.3 Buhar türbini.....	37
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	38
3.1 Yeniden Güçlendirme	38
3.1.1 Yeniden tam güçlendirme.....	38
3.1.2 Paralel yeniden güçlendirme.....	39
3.1.3 Besi suyu ön ısıtma ile yeniden güçlendirme	40
3.1.4 Yakma havası ön ısıtma ile yeniden güçlendirme	41
3.2 Performans Test Metodolojisi.....	42
3.2.1 Performans testlerinde kullanılan standartlar ve referans koşulları.....	43
3.2.2 Enstrümanlar ve ölçüm yöntemleri.....	43
3.3 Cycle-Tempo Yazılımı	50
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	52
4.1 Mevcut Fuel-Oil Yakıtlı Termik Santralin Durumu ve Dönüşümü Yapılan Santrale Ait Ana Ekipmanların Değerlendirilmesi	53
4.1.1 Buhar türbini rehabilitasyonu	53
4.1.2 Gaz türbini seçimi	60
4.1.3 Atık ısı kazanı tasarımı.....	61
4.2 Kombine Çevrim Ünitesinin Modellenmesi ve Yeniden Tam Güçlendirme Sonuçlarının Değerlendirilmesi	63
4.2.1 Yeniden tam güçlendirilmiş kombine çevrim ünitesinin modellenmesi.....	63
4.2.2 Performans testi hesaplamalarının değerlendirilmesi.....	67
4.2.3 Performans testi sonuçlarının değerlendirilmesi	70
5. SONUÇ.....	77
KAYNAKLAR	80
ÖZGEÇMİŞ.....	86

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

\dot{E}	Enerji transfer hızı
$^{\circ}\text{C}$	Santigrat derece
$^{\circ}\text{F}$	Fahrenheit derece
C	Özgül ısı
E	Enerji
G	Jeneratör (Generator)
g	Yerçekimi ivmesi
H	Entalpi
h	Özgül entalpi
K	Kelvin
m	Kütle
\dot{m}	Kütleli debi
n	Mol sayısı
p	Basınç
P	Güç
q	Birim kütle başına transfer edilen ısı
Q	Isı
\dot{Q}	Isı transfer hızı
R	Gaz sabiti
s	Özgül entropi
S	Entropi
T	Sıcaklık
U	İç enerji
v	Hız
V	Hacim
w	Birim kütle başına yapılan iş
W	İş
\dot{W}	İş transfer hızı
z	Yükseklik
η	Verim

Kısaltmalar

ASME	The American Society of Mechanical Engineers
BT	Buhar Türbini
CEP	Kondensat Tahliye Pompası (Condensate Extraction Pump)
CPH	Kondensat Ön Isıtıcı (Condensate Preheater)
CRH	Soğuk Ara Isıtma (Cold Reheat)
düz	Düzeltilmiş
ECO	Ekonomizer (Economizer)
EÜAŞ	Elektrik Üretim Anonim Şirketi
EVA	Evaporatör
FWP	Besi Suyu Pompası (Feedwater Pump)
GT	Gaz Türbini
HP	Yüksek Basınç (High Pressure)
HRH	Sıcak Ara Isıtma (Hot Reheat)
HRSK	Atık Isı Kazanı (Heat Recovery Steam Generator)
IP	Orta Basınç (Intermediate Pressure)
KÇ	Kombine Çevrim
LP	Alçak Basınç (Low Pressure)
nom	Nominal
ölç	Ölçülen
RH	Ara Isıtıcı (Reheater)
SH	Kızdırıcı (Superheater)
TEİAŞ	Türkiye Elektrik İletim Anonim Şirketi

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1 Türkiye'nin elektrik tüketiminin yıllar içinde artışı	3
Şekil 2.1 Bir ısı makinesinin şematik gösterimi	11
Şekil 2.2 Carnot çevriminde basınç-hacim ilişkisi.....	12
Şekil 2.3 Carnot çevriminde sıcaklık-entropi ilişkisi.....	13
Şekil 2.4 Carnot çevriminde entalpi – entropi ilişkisi.....	13
Şekil 2.5 Rankine çevrimine ait bileşenlerin şematik gösterimi	17
Şekil 2.6 Rankine çevriminde basınç-hacim ilişkisi	18
Şekil 2.7 Rankine çevriminde sıcaklık-entropi ilişkisi	18
Şekil 2.8 Rankine çevriminde entalpi – entropi ilişkisi	19
Şekil 2.9 Kızdırıcılı Rankine çevriminde basınç-hacim ilişkisi.....	22
Şekil 2.10 Kızdırıcılı Rankine çevriminde sıcaklık-entropi ilişkisi.....	22
Şekil 2.11 Kızdırıcılı Rankine çevriminde entalpi – entropi ilişkisi.....	23
Şekil 2.12 Kızdırıcı ve ara ısıtıcı kullanılan Rankine çevrimine ait bileşenlerin şematik gösterimi	24
Şekil 2.13 Kızdırıcı ve ara ısıtıcı kullanılan Rankine çevriminde sıcaklık-entropi ilişkisi.....	24
Şekil 2.14 Siemens Enerji SST-5000 buhar türbini	25
Şekil 2.15 Çıkış basıncının değiştirilmesinin Rankine çevrimine etkisi.....	26
Şekil 2.16 Maksimum kazan basıncının değiştirilmesinin Rankine çevrimine etkisi.....	27
Şekil 2.17 Açık çevrim bileşenlerinin şematik gösterimi	28
Şekil 2.18 İdeal Brayton çevriminin bileşenlerinin şematik gösterimi	29
Şekil 2.19 İdeal Brayton çevriminde basınç- hacim ilişkisi.....	30
Şekil 2.20 İdeal Brayton çevriminde sıcaklık- entropi ilişkisi.....	30
Şekil 2.21 Siemens Enerji SGT5-4000F gaz türbini.....	34
Şekil 2.22 Tek basınç kademeli bir atık ısı kazanının şematik gösterimi	36
Şekil 2.23 İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali atık ısı kazanının üç boyutlu modeli	36
Şekil 2.24 İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali'nde bulunan buhar türbinin alçak basınç kademesi	37
Şekil 3.1 Yeniden tam güçlendirme yönteminin şematik gösterimi	39
Şekil 3.2 Paralel yeniden güçlendirme yönteminin şematik gösterimi	40
Şekil 3.3 Besi suyu ön ısıtma ile yeniden güçlendirme yönteminin şematik gösterimi	41

Şekil 3.4 Yakma havası ön ısıtma ile yeniden güçlendirme yönteminin şematik gösterimi	42
Şekil 3.5 Solartron® ölçüm sistemi blok şeması	44
Şekil 3.6 Solartron® IMP35951B	45
Şekil 3.7 Geçici olarak bağlantısı yapılmış bir EGÚ M3P güç analizörü.....	46
Şekil 3.8 Fark-basınç transmitterlerinin bağlantısı	47
Şekil 3.9 Basınç transmitteri kalibrasyon standı	47
Şekil 3.10 Proses ve veri kaydedici arasına bağlanan basınç transmitterleri	48
Şekil 3.11 Atık ısı kazanında yer alan basınç, fark-basınç ve sıcaklık ölçüm noktaları	49
Şekil 4.1 Yeniden tam güçlendirilmiş doğal gaz kombine çevrim santralının blok diyagramı.....	52
Şekil 4.2 Orijinal ekipman üreticisi tarafından sağlanan mevcut Ambarlı fuel-oil yakıtlı enerji santralının orijinal elle çizilmiş ısı ve kütle dengesi diyagramları	56
Şekil 4.3 Orijinal ekipman üreticisi tarafından sağlanan mevcut Ambarlı fuel-oil yakıtlı enerji santralının buhar türbinine ait orijinal elle çizilmiş ısı ve kütle dengesi diyagramı	57
Şekil 4.4 Rehabilitasyon sonrası buhar türbini ısı ve kütle dengesi şeması.....	59
Şekil 4.5 Atık ısı kazanı şematik gösterimi.....	62
Şekil 4.6 Kombine çevrim bloğu – ısı ve kütle dengesi diyagramı	64
Şekil 4.7 Atık ısı kazanı ısı transferi-sıcaklık diyagramı	66
Şekil 4.8 Atık ısı kazanı değer diyagramı	66
Şekil 4.9 Su-buhar çevrimi sıcaklık-entropi diyagramı	67
Şekil 4.10 Ambarlı Fuel-Oil Santrali'nin 2009 yılı öncesine ait fotoğrafı	76
Şekil 4.11 Yeniden tam güçlendirme sonrası İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali'nin fotoğrafı.....	76

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 4.1 Mevcut Ambarlı Fuel-Oil Enerji Santrali ünite 4'ün tasarım performansı ..	55
Çizelge 4.2 Simülasyonu yapılan ısı ve kütle dengesi diyagramının performans parametreleri ve işletme koşulları	67
Çizelge 4.3 Yeniden tam güçlendirme sonucu kombine çevrim bloğu için elde edilen performans testi sonuçları.....	71
Çizelge 4.4 Doğal Gaz ve Fuel-Oil kompozisyonu	71
Çizelge 4.5 Mevcut tesis değerleri, simüle sonucu elde edilen değerler ve performans testlerine göre deneysel sonuçlar.....	72



1. GİRİŞ

Elektrik günümüzde modern olarak tanımlanmakta olan birçok gelişmenin temelini oluşturmaktadır. Elektriğin yaygın olarak kullanımı 19. yüzyılın sonlarından itibaren başlamakla birlikte, özellikle transistörün icadından sonra çok daha fazla önem kazanmıştır. Televizyon, telefon, bilgisayar gibi teknolojik elektronik cihazların hayatımıza daha da fazla girmesi ile elektriğe ihtiyaç ve bağımlılık giderek artmış, bu durumun doğal bir sonucu olarak da elektrik modern toplumun temel yapıtaşlarından biri haline gelmiştir (Breeze 2019). Bu bağlamda elektrik sadece modern gelişmiş bir toplumun temellerinden biri değil, aynı zamanda bir toplumun ilerlemesi için zorunlu bir ihtiyaçtır.

Elektriği tedarik eden ve onu hemen hemen her yere ulaştırılmasını sağlayan dağıtım şebekesini içeren enerji endüstri, dünyadaki en büyük endüstriyel girişimlerden biridir. Bu bakımdan elektrik tedariki karmaşık bir süreç olarak değerlendirilir. Elektrik enerjisi depolama teknolojisi günümüzde halen bütün bir şebekenin ihtiyaçlarını karşılayabilir düzeyde olmadığı için, elektrik enerjisi üretildiği anda tüketilmesi gereken ve bu bakımdan geçici kabul edilen bir enerji türüdür. Bu durum da elektrik enerjisi üreten her güç istasyonu için kullanmaya hazır bir tüketicinin eş zamanlı var olması gerektiği anlamına gelmektedir (Rahman 2020).

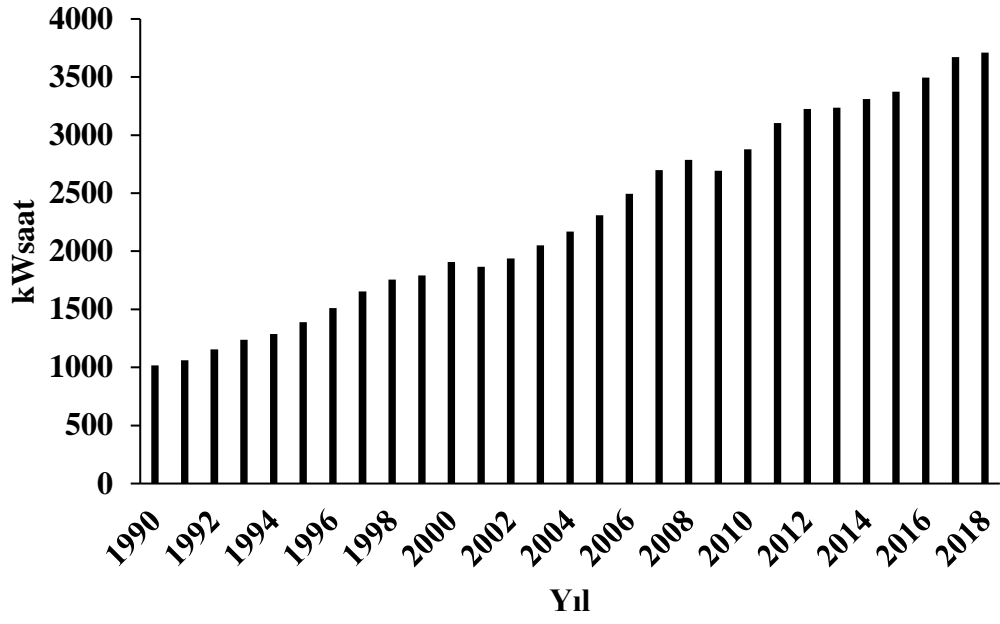
Modern elektrik üretim endüstrisinin kökleri, 19. yüzyılda Andre Ampere, Michael Faraday, Benjamin Franklin ve Alessandro Volta gibi bilim insanlarının çalışmalarına dayanmaktadır. Bu dönemdeki bilim insanları, elektrik yükünün ve manyetik alanın doğası hakkında bir anlayış geliştirmişlerdir. Söz konusu çalışmaların bir sonucu olarak kimyasal enerjiyi elektrik enerjisine dönüştüren kimyasal pil keşfedilmiş ve bu gelişme akan bir elektrik yükünün, yani elektrik akımının özelliklerinin araştırılmasına izin vermiştir. Bu durum aynı zamanda ilk elektrikli iletişim aracı olan telgrafın da buluşuna olanak sağlamıştır. Ardından gelen çalışmalar ile bilim insanlarının keşifleri, döner ekipmanların bir elektrik gücü kaynağı olarak kullanılmasının yolunu açmıştır (Breeze 2019, Pancaldi 1990).

Elektrik üretimi için kullanılan ilk döner ekipmanların bazıları su türbinlerinin ve dinamolarının kullanımına dayanmaktadır. Bununla birlikte, enerjiye ihtiyaç duyulan ve suyun kullanımının mümkün olmadığı yerlerde, buhar türbinlerinin kullanımı da zaman içinde yaygınlaşmıştır (Breeze 2019, Okot 2013).

Elektrik enerjisinin ilk ticari kullanımı aydınlatma amaçlı olmakla birlikte, elektrik üretiminin büyümesini hızlandıran gereksinim, bu enerjinin ulaşım için kullanılması olmuştur. Elektrikli tramvaylar ve yeraltı raylı sistemleri için elektrik enerjisi kullanılmaya başlanması nedeniyle 20. yüzyılın başında büyük elektrik santrallerinin kurulması ihtiyacı ortaya çıkmıştır.

Tüm bu gelişmeler neticesinde elektrifikasyon, hızla gelişen teknolojinin bir gereği olarak günümüzün en önemli trendlerinden biri haline gelmiştir. Elektrifikasyon, endüstriyel gelişmeye paralel olarak hızla artarken, modern ülkelerin ekonomik büyüme stratejilerini de önemli ölçüde şekillendirmektedir. Bu durumun doğal bir sonucu olarak da küresel elektrik talebinin 2040 yılına kadar yılda %2,1 oranında artması beklenmektedir (International Energy Agency 2019). Bu nedenle, modern kentleşmiş toplumlar, potansiyel elektrik kesintilerini önlemek için büyük ölçüde güvenilir elektrik hizmetlerine bağımlı hale gelmişlerdir (Kurbanoglu vd. 2022).

Diğer gelişmekte olan ülkelerde olduğu gibi, Türkiye'de de ekonomik büyümenin temel faktörlerinden birisi endüstriyel gelişmedir. Ancak endüstriyel gelişme, artan güç talebi gibi gereksinimleri de beraberinde getirmektedir. Türkiye Elektrik İletim Anonim Şirketi'nden (TEİAŞ) alınan resmi istatistiksel verilere göre, kişi başına düşen elektrik tüketimindeki artış, Şekil 1.1'de gösterildiği gibi olup bu grafik Türkiye'nin sosyal ve ekonomik gelişimini yansıtmaktadır. Buna göre Türkiye'de yıllık ortalama elektrik tüketimi artışı %5 seviyesindedir ve bu veri de küresel elektrik talebinin iki katından fazladır (Hamzacebi ve Es 2014, Jobert ve Karanfil 2007, Sarwar vd. 2017).



Şekil 1.1 Türkiye'nin elektrik tüketiminin yıllar içinde artışı

Söz konusu nedenlerden dolayı, Türkiye'de yeni santrallerin kurulması ihtiyacı doğmuştur. Öte yandan, iletim hatlarındaki kayıpları mümkün olduğunca önlemek için yeni santrallerin yerleşim yerlerine yakın inşa edilmesi gerekmektedir. Tüketici potansiyelindeki hızlı artış nedeniyle öncelik, Türkiye'nin en kalabalık ve en hızlı büyüyen şehri olan İstanbul olmuştur. Ne yazık ki, yeni santrallerin inşası için yeterli alanların bulunamaması en önemli kısıtlamalardan biridir. Ayrıca, artan çevresel bilinç yeni santrallerin kurulmasına karşı kamuoyunda tepki yaratmaktadır (Bamigbola vd. 2014, Beer 2000, Kurbanoglu vd. 2022, Tiwari vd. 2019, Tumanovskii 2005).

Bununla birlikte, Avrupa Birliği uyum süreci ve Türkiye'nin katılım müzakereleri çerçevesinde, yüksek kükürt içerikli fuel-oil kullanımı ve verimsiz yanma koşulları nedeni ile atmosfere salınan aşırı emisyonların azaltılması yönünde Avrupa Birliği'nden talepler gelmektedir. Tüm bu destekleyici faktörler, otoriteleri mevcut ve hali hazırda çalışan enerji santrallerinin ömrünü uzatırken, aynı zamanda kapasitelerini artırmaya ve bu tesislerin emisyonlarını düşürmeye yöneltmiştir (Kurbanoglu vd. 2022, Nakomcic-Smaragdakis vd. 2014, Reddy vd. 2005).

Bu arada, 70'li yılların başında devreye alınan Ambarlı Fuel-Oil Santrali 4 ve 5. ünitelerinde, zaman içerisinde ortaya çıkan performans kaybı nedeni ile üretim kapasitesinde belirgin bir düşüş meydana gelmiştir. Ayrıca, tesisin orijinal net verimin düşmesi ve sıvı yakıtların yüksek baz maliyeti nedeniyle kWsaat üretim maliyetleri artmıştır. Bununla birlikte yüksek ekipman arıza sıklıkları sebebiyle tesisin emre amadeliğinde önemli ölçüde bir azalma meydana gelmiştir.

Sonuç olarak, elektrik tüketimindeki artış ve giderek daha katı hale gelen çevresel düzenlemeler, konum olarak Türkiye'nin en büyük tüketici potansiyeline sahip bölgesinde olması nedeniyle mevcut Ambarlı Fuel-Oil Santrali'nin üretim kapasitesini rekabetçi bir maliyetle artırmayı çekici bir seçenek haline getirmiştir. Bu bağlamda 70'li yılların başında devreye alınan Ambarlı Fuel-Oil Santrali'nin kapasitesinin artırılması için değerlendirilen yöntemler arasında en uygun çözüm, mevcut fuel-oil yakıtlı santralin “yeniden tam güçlendirilmesi” olmuştur. Mevcut elektrik santralinin yeniden tam güçlendirilmesi kararını kolaylaştıran çok sayıda destekleyici faktör bulunmaktadır. En önemli faktör, yeni gaz türbini ve atık ısı kazanı kurulumuna olanak veren Elektrik Üretim Anonim Şirketi'nin (EÜAŞ) kendi mülkü olan arazinin mevcudiyetidir. Bir diğer önemli faktör ise yakıt olarak fuel-oil yerine doğal gaza geçişin, SO_x, NO_x ve CO₂ gibi emisyonlarda önemli ölçüde azalma sağlayacak olmasıdır. Ayrıca Ambarlı sahasının, düşük irtifası dolayısıyla yüksek atmosfer basıncı, sahip olduğu yüksek bağıl nem, kıyı konumu nedeni ile yüksek kondenser vakumu için deniz suyu mevcudiyeti ve bu durumun bir sonucu olarak yüksek buhar türbini alçak basınç kademesi performansı nedenleri ile hem gaz hem de buhar türbininde yüksek termodinamik verim sağlayacağı ön görülmüştür. Bu gerekçelere ek olarak, bir kombine çevrim elektrik santrali, sahip olduğu çok daha yüksek net verim nedeniyle kWsaat başına yakıt maliyetlerinde önemli ölçüde iyileşme sağlamaktadır (Carapellucci ve Giordano 2021). Bütün bu faktörlerin bir sonucu olarak, kamuya ait EÜAŞ, Ambarlı Fuel-Oil Santrali 4 ve 5. ünitelerinin rehabilite edilmesine ve tesisin yeniden tam güçlendirilme yöntemi ile doğal gaz kombine çevrim santraline dönüştürülmesine karar vermiştir.

Bu tez kapsamında, yeniden tam güçlendirme yöntemi ile mevcut Ambarlı Fuel-Oil Santrali'nin kapasitesini ve verimini artırmaya yönelik hesaplamalar, modelleme yolu ile

simülasyonlar yapılarak gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla modernize edilmiş mevcut buhar türbininin kapasitesine uygun bir kombine çevrim ünitesi modellenmiş ve ilgili modelin termodinamik performansının kapsamlı bir değerlendirmesi yapılmıştır. Ayrıca, mevcut buhar türbininin tasarım performansı hesaplamaları ve rehabilitasyondan sonra elde edilebilecek güç çıkışı için çalışmalar yapılmıştır. Buhar türbini giriş sıcaklığı, basıncı ve buharın kütsel debisi gibi parametreler, yeni buhar rejimi altında gaz türbinin seçilmesi ve atık ısı kazanınının tasarımı için sınır koşulları olarak tanımlanmıştır. Tez kapsamında yeniden tam güçlendirme metoduyla dönüşümü gerçekleştirilen kombine çevrim bloğunun simülasyon modeli Cycle Tempo yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur. Ayrıca incelemesi yapılan kombine çevrim bloğunun resmi performans test sonuçları, geliştirilen modeli doğrulamak için kullanılmıştır.

Ambarlı Yeniden Güçlendirme Projesi, Türkiye'de başarıyla tamamlanmış türünün ilk örneği bir proje olup büyüklük ve karmaşıklık açısından incelendiğinde, söz konusu projenin dünya çapında az sayıda benzer örneği bulunmaktadır. Yeniden tam güçlendirme yoluyla doğal gaz kombine çevrim santraline dönüştürülen tesis günümüzde işletmede olup, İstanbul ve çevresine elektrik sağlamaktadır. Tesisin adı projenin tamamlanmasından sonra “İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali” olarak değiştirilmiştir. Ambarlı Yeniden Güçlendirme Projesi'nin geçici kabulü sırasında yapılan resmi performans testleri, bu tez kapsamında yapılan teorik hesaplamaların deneysel olarak doğrulanması için kullanılmış olup, söz konusu özgün çalışmanın gelecekte yapılacak benzer projelere ışık tutması beklenmektedir.

2. KURAMSAL TEMELLER

2.1 Termodinamik

Termodinamik, bir sistemin enerjisi ve çalışması ile ilgilenen fizik dalı olup ilk olarak buhar motorlarının nasıl daha verimli çalıştırılabileceğinin araştırılması ihtiyacından doğmuştur. Özel olarak termodinamik, ısı enerjisinin diğer enerji biçimlerine veya diğer enerji formlarından ısı enerjisiye nasıl dönüştüğü ve maddenin bu süreçten nasıl etkilendiğini açıklar. Makroskobik bir bilim olan termodinamik, bir maddenin makroskobik özelliklerinde algılanabilir ve ölçülebilir değişiklikler getiren çeşitli enerji etkileşimlerini, özellikle ısı ve iş transferini inceler. Bu durum termodinamiğin yığın sistem ile ilgilendiği ve maddenin moleküler yapısı ile ilgilenmediği anlamına da gelmektedir. Bu haliyle termodinamik, genel olarak enerji bilimi olarak da tanımlanabilir olup, ısı enerji ise bir maddenin veya sistemin, sıcaklığı nedeniyle sahip olduğu enerjidir (Dincer ve Rosen 2013, Moran vd. 2014, Nag 2013, Struchtrup 2014).

2.2 Isı

Termodinamik, maddenin çeşitli özellikleriyle ilgilenmekte olup bu özelliklerin arasında başta ısı bulunmaktadır. Isı ise, aralarındaki sıcaklık farkından dolayı maddeler veya sistemler arasında aktarılan enerjidir. Bir enerji biçimi olarak ısı, muhafaza edilir, yani oluşturulamaz veya yok edilemez. Bununla birlikte, ısı bir yerden başka bir yere aktarılabilir, ayrıca diğer enerji biçimlerine dönüştürülebilir. Örneğin, bir buhar türbini, ısıyı kinetik enerjiye dönüştürerek kinetik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştüren bir jeneratörü çalıştırabilir. Bir ampul ise bu elektrik enerjisini bir yüzey tarafından soğrulduğunda tekrar ısı enerjisine dönüştürülen elektromanyetik radyasyona yani ışığa dönüştürebilir (Dincer ve Cengel 2001, Nag 2013, Struchtrup 2014).

2.3 Sıcaklık

Bir madde tarafından taşınan ısı miktarı, hareket halindeki atomların veya moleküllerin hızına ve sayısına bağlıdır. Atomlar veya moleküller ne kadar hızlı hareket ederse, sıcaklık da o kadar yüksek olur. Hareket halindeki atom veya molekül ne kadar fazla ise taşınan ısı miktarı da o kadar yüksek olur. Sıcaklık, bir madde numunesindeki parçacıkların ortalama kinetik enerjisinin bir ölçüsüdür ve standart bir ölçekte belirtilen birimler veya derece cinsinden ifade edilir. En sık kullanılan sıcaklık ölçeği Celsius'tur, temeli 0 °C ve 100 °C olan, suyun donma ve kaynama noktalarına dayanmaktadır. Fahrenheit ölçeği de suyun donma ve kaynama noktalarına dayanmaktadır ve sırasıyla bu değerler 32 °F ve 212 °F'tır (Dincer ve Cengel 2001, Nag 2013, Struchtrup 2014).

Bununla birlikte, bilim insanları, hesaplamalarda 1. Kelvin Baronu William Thomson'ın adını taşıyan Kelvin ölçeğini kullanırlar. Bu ölçek, Celsius ölçeği ile aynı artış basamağını kullanır, yani 1 °C'lık bir sıcaklık değişim 1 K'lik sıcaklık değişimine eşittir. Ancak, Kelvin ölçeği, ısı enerjisinin tamamen yok olduğu ve tüm moleküllerin durduğu sıcaklık olan mutlak sıfırdan başlar. 0 K sıcaklığı -459,67 °F veya -273,15 °C'ye eşittir.

2.4 Termodinamik Yasaları

Termodinamiğin temel ilkeleri başlangıçta üç yasa ile ifade edilmiştir. Daha sonra çok temel olması nedeniyle açıkça belirtilmesinin gerekmediği düşünülen temel bir yasanın ihmal edildiği fark edilmiştir. Bilim insanları eksiksiz bir kurallar dizisi oluşturmak için bu temel yasanın dahil edilmesine karar vermişlerdir. Bununla birlikte, sorun yine de ilk üç kanunun zaten kurulmuş olması ve atanmış numaralarıyla iyi bilinmesidir. İngiliz fizikçi Ralph H. Fowler, mevcut kanunların yeniden numaralandırılmasının karışıklığa sebep olabileceği nedeniyle yeni yasanın "Sıfırıncı Yasa" olarak adlandırılmasını önermiştir. Özetle, termodinamiğin dört temel yasası bulunmaktadır. Bunlar sıfırıncı yasa, birinci yasa, ikinci yasa ve üçüncü yasadır. Sıfırıncı yasa sıcaklığı, birinci yasa enerjiyi, ikinci yasa entropiyi tanımlar ve üçüncü yasa ise entropiye sayısal değer vererek açıklama yapar (Nag 2013, Struchtrup 2014).

2.4.1 Termodinamiğin sıfıncı yasası

Sıfıncı yasa, iki sistem aynı anda üçüncü bir sistemle ısı dengede ise, bu iki sistemin aynı zamanda birbirleri ile de ısı dengede olduklarını belirtir.

Sıcak bir cisim soğuk bir cisimle ısı teması geçtiğinde, ısı daha sıcak olandan daha soğuk olana doğru akar. Bu durum, cisimler ısı dengeye gelene kadar devam eder ve sonrasında ısı akışı durur. Bu noktada, her iki cismin de aynı sıcaklığa sahip olduğu söylenir. Bu sezgisel olarak basit fikir, termodinamiğin sıfıncı yasası olarak tanımlanmıştır (Nag 2013, Struchtrup 2014).

Sıfıncı yasa ilk olarak 1931'de R. H. Fowler tarafından ortaya atılmıştır. Temel bir fiziksel ilke olarak değeri, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarının formülasyonundan yarım yüzyıldan fazla bir süre sonra kabul görmüştür. Bu nedenle termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarından önce gelmesi gerektiği için sıfır yasası olarak adlandırılmıştır (Dincer ve Cengel 2001, Nag 2013, Struchtrup 2014).

2.4.2 Termodinamiğin birinci yasası

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin, ısı, iş ve iç enerjinin etkileşimi ile bir formdan diğerine dönüştürülebileceğini, ancak hiçbir koşulda yoktan var edilemeyeceğini veya vardan yok edilemeyeceğini belirtir. Bu yasa Eşitlik 2.1'deki gibi temsil edilir (Nag 2013, Struchtrup 2014).

$$\Delta U = Q + W \quad (2.1)$$

ΔU bir sistemin iç enerjisindeki toplam değişimdir, Q bir sistem ile çevresi arasındaki ısı değişimidir ve W ise sistem tarafından yapılan iştir. Birinci yasa, iç enerji, ısı ve iş temel kavramlarını kullanır. Sistem tarafından yapılan iş aynı zamanda sistem üzerindeki dış basıncın hacimdeki değişimle çarpımına da eşittir ve bu durum Eşitlik (2.2)'de gösterilmiştir (Dincer ve Cengel 2001, Nag 2013, Struchtrup 2014).

$$W = p_{\text{dış}}\Delta V \quad (2.2)$$

Bu eşitlikte $p_{\text{dış}}$ sistem üzerindeki dış basınçtır ve ΔV hacimdeki değişimdir.

2.4.3 Termodinamiğin ikinci yasası

Termodinamiğin ikinci yasası, izole bir sistem olarak tüm evrenin entropi durumunun zamanla sürekli olarak artacağını ve evrendeki entropi değişikliklerin asla negatif olamayacağını belirtir. Entropi, bir sistem içindeki düzensizliğin ölçümü olup entropinin değişimi, zamanın kendisinin izole bir sistemin düzenine göre asimetric olduğunu gösterir, yani zaman arttıkça bir sistem daha düzensiz hale gelecektir (Cengel vd. 2018, Dincer ve Cengel 2001, Moran vd. 2014, Nag 2013, Struchtrup 2014).

Entropinin neden arttığını veya azaldığını anlamak için, entropideki iki değişim dikkate alınmalıdır. Bunlar çevrenin ve sistemin entropi değişimleridir. Evrenin entropi değişimi söz konusu olduğunda, söz konusu değişim sistemin ve çevrenin entropisindeki değişimlerin toplamına eşittir ve bu durum Eşitlik 2.3 ile ifade edilmektedir (Cengel vd. 2018, Nag 2013, Struchtrup 2014).

$$\Delta S_{\text{evren}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} = \frac{Q_{\text{sistem}}}{T} + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T} \quad (2.3)$$

İzotermal tersinir bir genişlemede, sistem tarafından çevreden alınan ısı miktarı, çevrenin kaybettiği ısı miktara eşittir ve bu durum Eşitlik 2.4 ve 2.5 ile gösterilir.

$$Q_{\text{tersinir}} = nRT \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (2.4)$$

$$Q_{\text{sistem}} = -Q_{\text{çevre}} \quad (2.5)$$

Bu nedenle, tamamen tersinir bir süreç için, entropi değişimi Eşitlik 2.6'daki gibi ifade edilir.

$$\Delta S_{\text{evren}} = \frac{nRT \ln \frac{V_2}{V_1}}{T} + \frac{-nRT \ln \frac{V_2}{V_1}}{T} = 0 \quad (2.6)$$

Bununla birlikte, süreç tersinmez ise, entropi değişimi Eşitlik 2.7'deki gibi ifade edilebilir.

$$\Delta S_{\text{evren}} = \frac{nRT \ln \frac{V_2}{V_1}}{T} > 0 \quad (2.7)$$

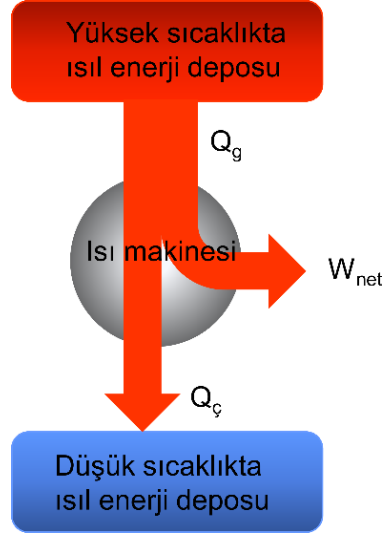
Her iki işlem türü için ΔS_{evren} denklemleri bir araya getirilirse, Eşitlik 2.8'de yer alan termodinamiğin ikinci yasasına ulaşılır (Lieb ve Yngvason 1999).

$$\Delta S_{\text{evren}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} \geq 0 \quad (2.8)$$

Bu denklemde ΔS_{evren} tamamen tersinir bir süreç için sıfıra eşittir ve tersinmez bir süreç için ise sıfırdan büyüktür. Bununla birlikte, gerçekte, tamamen tersinir süreçler asla gerçekleşmez veya gerçekleşmesi sonsuz derecede uzun zaman alacaktır. Bu nedenle, termodinamik süreçlerin meydana geldikleri yönde tersinmez olduğu söylenebilir (Nag 2013, Struchtrup 2014).

Termodinamiğin ikinci yasası, ısı transferinin yönüne ve ısı makinelerinin ulaşılabilir verimine kısıtlamalar getiren genel bir ilkedir. İkinci yasa bunu yaparken, termodinamiğin ilk yasası tarafından dayatılan sınırlamaların da ötesine geçer (Nag 2013, Struchtrup 2014).

Buna göre yüksek sıcaklıktaki bir ısı enerji deposundan bir miktar Q_g ısısı olarak bu ısının tamamını W_{net} işine dönüştüren bir ısı makinesi yapmak mümkün değildir. Bir miktar Q_c ısısı mutlaka düşük sıcaklıktaki ısı enerji deposuna aktarılmalıdır. Bu durum mükemmel bir ısı makinesi yapılmasını engeller ve ikinci yasanın Kelvin-Planck ifadesi olarak adlandırılır. Bir ısı makinesinin şematik gösterimi Şekil 2.1'de yer almaktadır (Cengel vd. 2018, Moran vd. 2014, Nag 2013, Struchtrup 2014).



Şekil 2.1 Bir ısı makinesinin şematik gösterimi

2.4.4 Termodinamiğin Üçüncü Yasası

Termodinamiğin üçüncü yasasına göre, mükemmel bir kristalin sıcaklığı mutlak sıfıra (0 Kelvin) eşit olduğunda bu kristalin entropisi de sıfır olur. Başka da bir deyişle, tamamen mükemmel %100 saf kristal bir yapı düşünüldüğünde bu yapı mutlak sıfırda bir entropiye sahip olmayacaktır (Belgiorno 2003, Nag 2013, Struchtrup 2014).

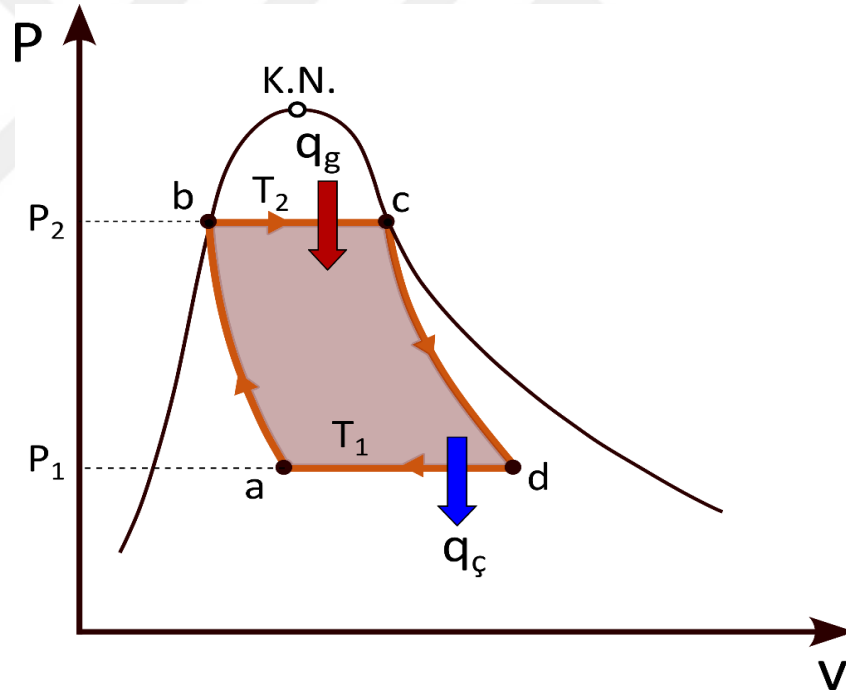
2.5 Termodinamik Çevrimler

2.5.1 Carnot çevrimi

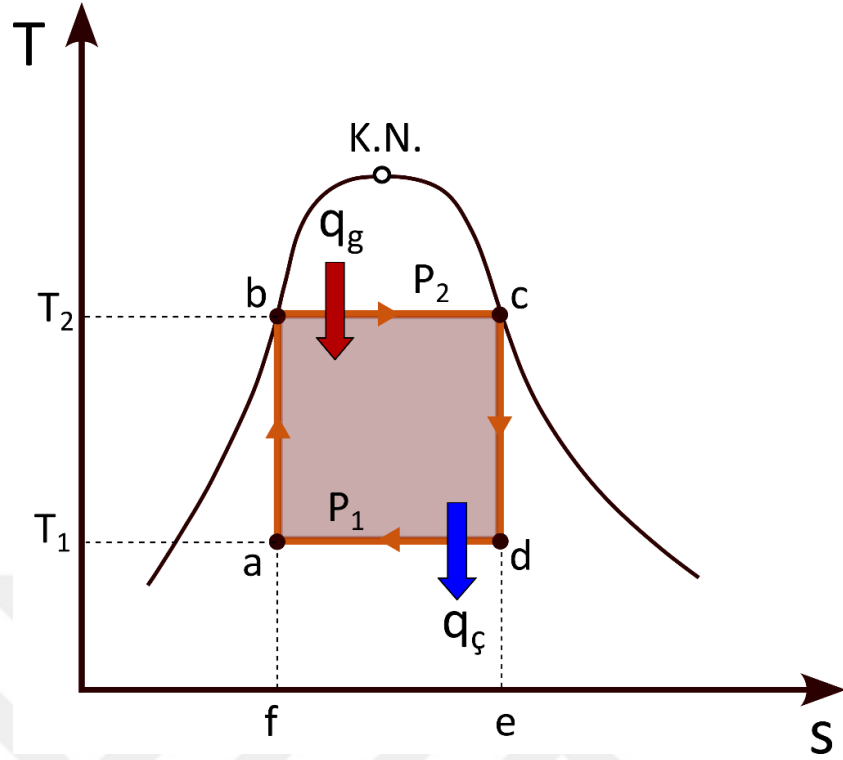
Nicolas Léonard Sadi Carnot "termodinamiğin babası" olarak tanımlanan Fransız fizikçidir ve 1824 yılında yayınladığı tek yayınında, ısı motorlarının azami verimi konusunda ilk başarılı teoriyi oluşturmuştur. Carnot'un çalışmaları ömrü boyunca pek dikkat çekmemiştir, ancak daha sonra termodinamiğin ikinci yasasını resmileştirmek ve entropi kavramını tanımlamak için Rudolf Clausius ve Lord Kelvin tarafından kullanılmıştır (Borgnakke ve Sonntag 2022, Carnot 1824, Haywood 1975, Hill ve Peterson 1991, Nag 2013, Rajput 2006).

En verimli ısı motoru çevrimi, iki izotermal süreç ve iki adyabatik süreçten oluşan Carnot çevrimidir. Carnot çevrimi, fiziksel yasalar tarafından izin verilen en verimli ısı motoru çevrimi olarak düşünülebilir. Termodinamiğin ikinci yasası, bir ısı motorunun kendisine verilen tüm ısının işe dönüştürülemeyeceğini belirttiği için, Carnot verimi işe dönüştürülebilecek ısının maksimum değeri üzerine bir limit belirlemektedir (Dincer ve Rosen 2013, Dincer ve Rosen 2011, Dincer vd. 2017).

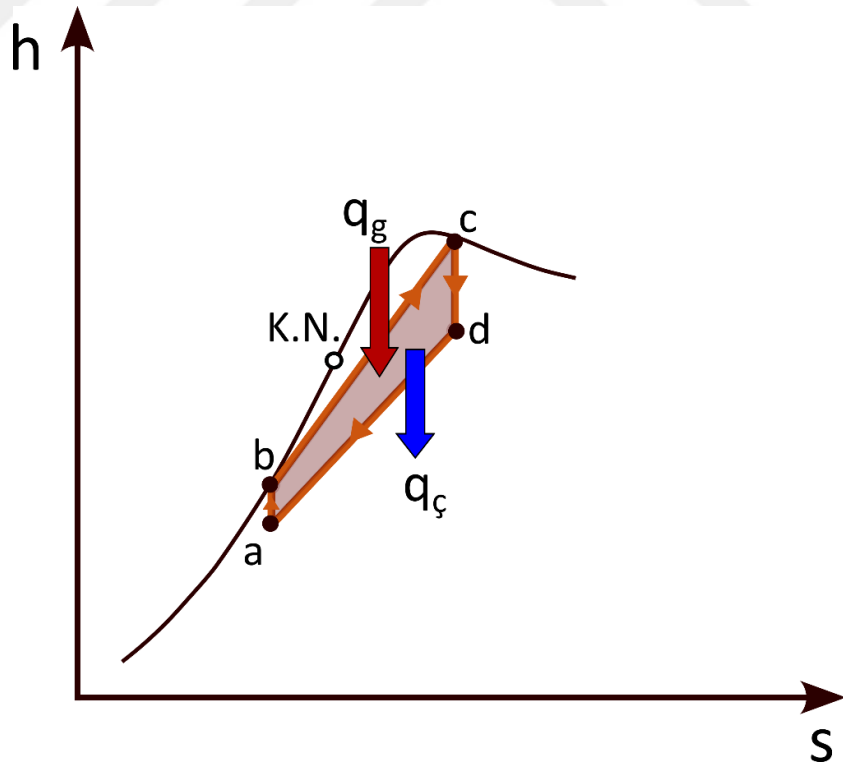
Çalışma ortamı olarak iki fazlı akışkan kullanan Carnot çevrimi Şekil 2.2, Şekil 2.3 ve Şekil 2.4'te gösterilmiştir. Bu şekillerde Carnot çevrimi için, birim kütle başına basınç-hacim ilişkisi Şekil 2.2'te, sıcaklık-entropi ilişkisi Şekil 2.3'te ve entalpi-entropi ilişkisi ise Şekil 2.4'te ortaya konmuştur. Hem buhar hem de sıvı fazın olduğu sınır bölgesi grafiklerde gösterilmektedir.



Şekil 2.2 Carnot çevriminde basınç-hacim ilişkisi



Şekil 2.3 Carnot çevriminde sıcaklık-entropi ilişkisi



Şekil 2.4 Carnot çevriminde entalpi – entropi ilişkisi

Çevrimin adımları aşağıdaki gibidir.

a – b arasında izotermal genişleme gerçekleşir. Bu aşamada T_2 sıcaklığındaki doymuş sıvının tamamı buharlaşana kadar sisteme dışarıdan ısı verilir ve gaz genişler.

b – c arasında izantropik genişleme gerçekleşir. Bu esnada doymuş buharın sıcaklığı T_1 'e düşer ve c noktasında ise sıvı-gaz fazı karışık bulunur.

c – d arasında izotermal sıkıştırma meydana gelir. Sürecin bu aşamasında sabit sıcaklıktaki sıvı-gaz karışımı sıkıştırılır ve bu esnada dışarıya ısı verilir.

d – a arasında izantropik sıkıştırma gerçekleşir. Bu adımda tüm gaz yoğuşana kadar sıvı-gaz karışımı sıkıştırılır.

Sıcaklık-entropi grafiğinde dışarıdan birim kütle başına alınan ısı olan q_g , abef alanı ile ve yine aynı çevrimde dışarıya verilen ısı olan $q_ç$ ise dcef alanı ile gösterilmektedir. Bu durumda net iş olan w_{net} , abcd alanıdır.

Isıl verim ise Eşitlik 2.9'daki gibi tanımlanır.

$$\eta = \frac{w_{net}}{q_g} = \frac{\text{Alan}(abcd)}{\text{Alan}(bcef)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (2.9)$$

Entalpi-entropi grafiğinde, sıcaklık-entropi grafiğinde olduğu gibi dikey çizgiler izantropik süreçleri göstermektedir. Birim kütle başına verilen ve alınan ısı entalpi cinsinden farklı durumlarda Eşitlik 2.10 ve 2.11'deki gibi tanımlanır.

$$q_g = h_c - h_b \quad (2.10)$$

$$q_ç = h_d - h_a \quad (2.11)$$

Bu durumda Carnot çevriminin ısı verimi Eşitlik 2.12'deki gibi olur.

$$\eta = \frac{w_{net}}{q_g} = \frac{q_g - q_c}{q_g} = \frac{(h_c - h_b) - (h_d - h_a)}{(h_c - h_b)} \quad (2.12)$$

Carnot verimine yaklaşabilmek için, ısı motoru çevriminde yer alan süreçler tersinir olmalıdır ve entropi üzerinde herhangi bir değişiklik içermemelidir. Bu durum Carnot çevriminin bir idealleştirme olduğu anlamına gelir, çünkü hiçbir gerçek süreç tersinir değildir ve tüm gerçek fiziksel işlemler entropide bir miktar artış içerir.

Söz konusu nedenlerden ötürü pratikte, Carnot çevrimi, ısı güç üretim sistemlerinde kullanılabilir değildir, bunun yerine gerçek koşullara daha uygun olan Rankine çevrimi kullanılır. Ancak Rankine çevriminin toplam termodinamik verimi Carnot çevrimine göre düşüktür. Rankine çevriminin toplam termodinamik verimini Carnot çevrimine yaklaştırmak için su-buhar çevrimi kullanan endüstriyel ısı güç üretim sistemlerinde kızdırıcılar ve ara ısıtıcılar kullanılmaktadır (Borgnakke ve Sonntag 2022, Haywood 1975, Hill ve Peterson 1991, Nag 2013, Rajput 2006).

Kullanılan bu kızdırıcı ve ara ısıtıcılar sayesinde sisteme dışarıdan kazanlar yardımı ile ısı geçişi yapılan zamandaki ortalama sıcaklık artar, bununla birlikte türbin içinde genişleme olan dönemde çift faz içerisindeki su oranı da düşer. Bu durum verimde artış sağladığı gibi aynı zamanda son kademe türbin kanatlarında oluşabilecek mekanik deformasyonu da azaltır ve makinenin emre amadeliğini artırır (Cengel vd. 2018, Dincer ve Rosen 2011, Dincer ve Rosen 2013, Dincer vd. 2017, Moran vd. 2014, Zhang vd. 2016).

Yukarıda belirtilen kızdırıcı ve ara ısıtıcıların kullanılmasının yanı sıra, sistemin çıkış basıncının düşürülmesi de sistemden ısı atılan dönemdeki ortalama sıcaklığı azaltacağından çevrimin toplam termodinamik verimi artacaktır.

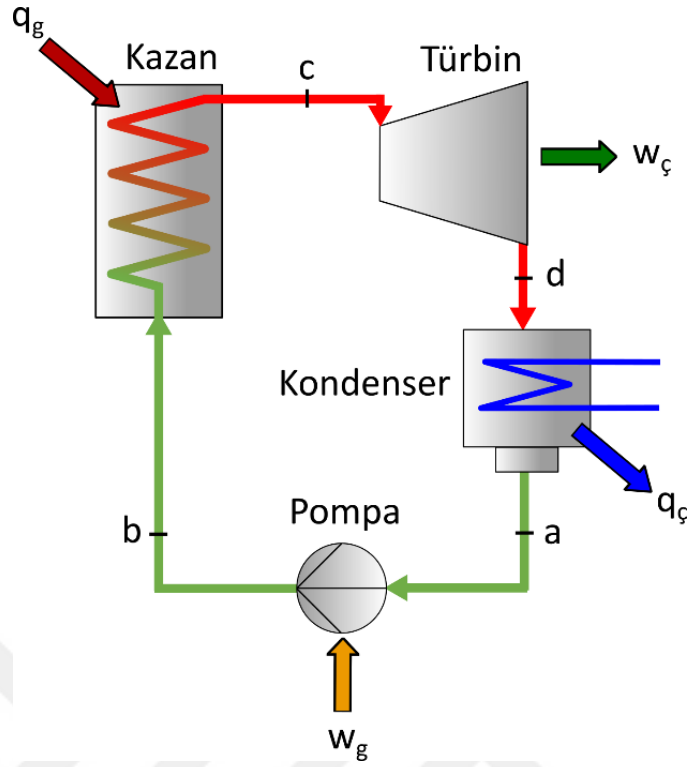
İlave olarak kullanılan malzemenin özellikleri tarafından sınırlanan çevrimin maksimum basıncının artırılması da çevrimde verim artışı sağlamaktadır.

2.5.2 Rankine çevrimi

William John Macquorn Rankine İskoç asıllı mühendis, fizikçi ve matematikçidir. Rankine, Rudolf Clausius ve 1. Kelvin Baronu William Thomson ile termodinamiğin kurucuları arasında sayılır ve buhar makineleri için geliştirdiği teoriyle bilinir. Carnot çevrimi güç üretimi için pratikte uygulanabilir değildir. Alınan ve verilen ısı, iki fazlı bölge içindeki sabit sıcaklık ve basınçta gerçekleşir. Bu işlemler, kazandan sisteme ısı verilmesi ve kondenser yardımıyla dışarıya ısı atılması olarak düşünülebilir. Ayrıca, verimli bir buhar türbini, tersinir adyabatik genişlemeye makul seviyede yakın bir davranış gösterir. Fakat asıl zorluk çevrimin sıkıştırma bölümünde oluşur. Sıkıştırma işlemi yavaş yavaş yapılırsa, sıvı ile buhar arasında denge oluşur, ancak elektrik üretimi oranı arzu edilenden daha düşük olabilir ve çevreye kayda değer bir ısı transferi olabilir. Hızlı sıkıştırma iki fazın çok farklı sıcaklıklara gelmesine neden olur, iki faz arasındaki denge muhafaza edilemez ve tersinirliğin yaklaşımı kaybolur (Borgnakke ve Sonntag 2022, Haywood 1975, Hill ve Peterson 1991, Nag 2013, Rajput 2006).

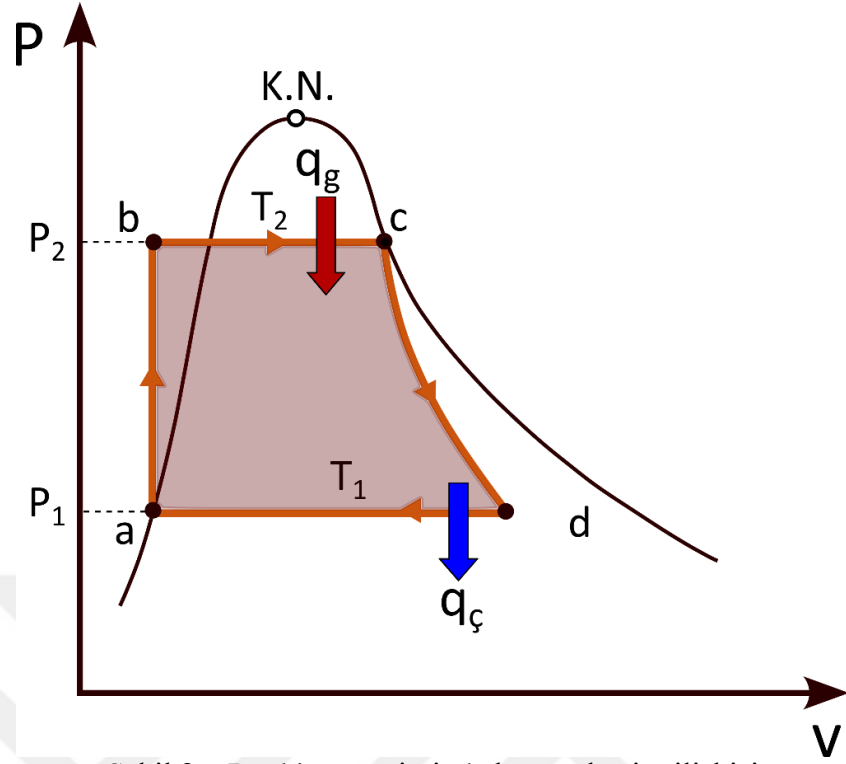
Başka bir durum ise, Carnot çevriminde tüm ısının sisteme aynı sıcaklıkta ekleniyor oluşudur. Yüksek verim için bu işlem kritik noktadan daha yüksek bir sıcaklıkta yapılmalıdır, bu durumda sisteme ısı verilmesi iki fazlı bölgenin dışında olur. Bu şartlar altında izotermik ısı ilavesi yapmak zordur. Ayrıca, eğer ısı kaynağı ve çevrim birlikte değerlendirilirse, ısyı sağlayan yanma ürünleri sadece çevrimin en yüksek sıcaklığına kadar soğutulabilir. Sistem, sabit sıcaklıkta ısı ilavesi gerektirirken, kaynak değişken sıcaklıkta olacaktır, bu nedenle tersinmez bir ısı aktarımı meydana gelecektir. Özetle, verimsiz sıkıştırma işlemi, döngü başına düşük iş, iki fazlı akış rejiminde çalışma için sıcaklığın üst sınırı ve kaynaktan ısı aktarımındaki tersinmezlik nedeniyle Carnot çevriminin pratik uygulaması sınırlıdır. Belirtilen bu nedenlerle ısı güç üretim sistemlerinde Rankine çevrimi kullanılmaktadır (Cengel vd. 2018, Dincer vd. 2017, Moran vd. 2014).

Bir ısı güç sisteminde kullanılan Rankine çevrimine ait bileşenlerin şematik gösterimi Şekil 2.5'te yer almaktadır.

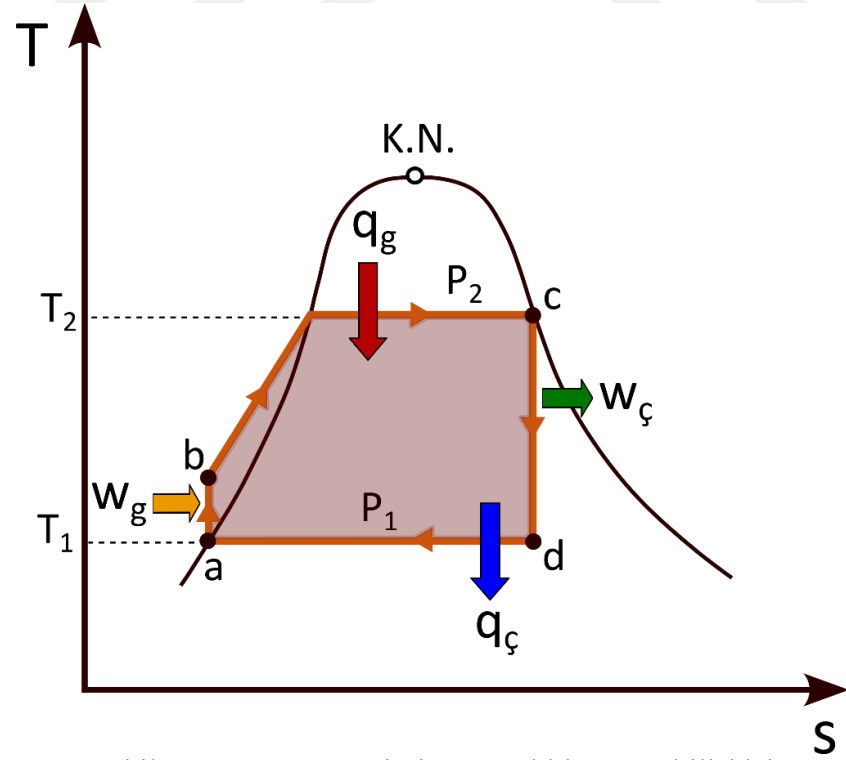


Şekil 2.5 Rankine çevrimine ait bileşenlerin şematik gösterimi

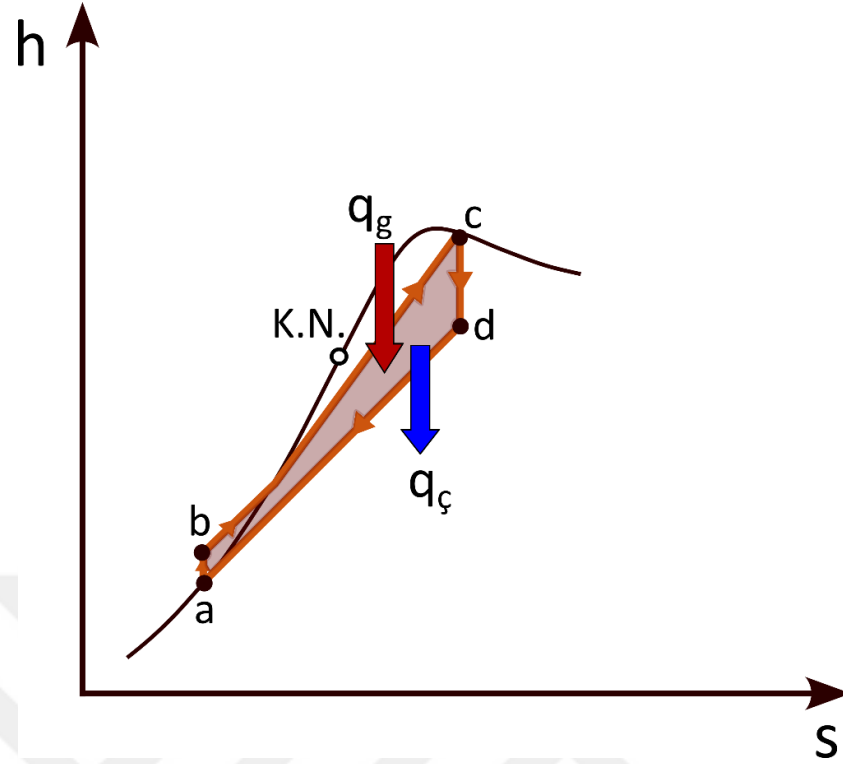
Çalışma ortamı olarak iki fazlı akışkan kullanan Rankine çevrimi Şekil 2.6, Şekil 2.7 ve Şekil 2.8’de gösterilmiştir. Bu şekillerde Rankine çevrimi için birim kütle başına basınç-hacim ilişkisi Şekil 2.6’da, sıcaklık-entropi ilişkisi Şekil 2.7’de ve entalpi-entropi ilişkisi ise Şekil 2.8’de ortaya konmuştur. Hem buhar hem de sıvı fazın olduğu sınır bölgesi grafiklerde gösterilmektedir.



Şekil 2.6 Rankine çevriminde basınç-hacim ilişkisi



Şekil 2.7 Rankine çevriminde sıcaklık-entropi ilişkisi



Şekil 2.8 Rankine çevriminde entalpi – entropi ilişkisi

Rankine çevriminin adımları aşağıdaki gibidir.

a – b arasında pompa yardımıyla izantropik sıkıştırma gerçekleştirilir ve T_1 sıcaklığındaki su basınçlandırılır.

b – c arasında kazan yardımıyla suya ısı transferi sağlanarak sabit basınçta sıvı fazdan buhar faza geçiş sağlanır.

c – d arasında türbinde izantropik genleşme ile buharın iş yapması sağlanır.

d – a arasında T_1 sıcaklığındaki su-buhar karışımı kondenserde yoğunlaştırularak sistemden sabit basınçta ısı atımı gerçekleştirilir.

Rankine çevriminde sisteme ısı verildiği esnadaki ortalama sıcaklık, maksimum sıcaklık olan T_2 'den düşüktür. Bu nedenle aynı maksimum ve minimum sıcaklıklar arasında çalışan bir Carnot çevrimine kıyasla Rankine çevriminin verimi daha düşük olacaktır.

Sisteme ısı geçişi b-c yolu üzerinde gerçekleşirken sistemden dışarı ısı atımı d-a yolu üzerinde olur ve bu ısı atımı esnasında sıcaklık ve basınç sabittir.

Rankine çevriminin verimini incelemek için bir T_m ortalama sıcaklığı tanımlanırsa, q_g ve $q_ç$ Eşitlik 2.13 ve 2.14'teki gibi olur.

$$q_g = T_{m2} \Delta s_2 \quad (2.13)$$

$$q_ç = T_{m1} \Delta s_1 \quad (2.14)$$

Bu durumda Rankine çevriminin ısı verimi Eşitlik 2.15'teki gibi olur.

$$\eta = \frac{T_{m2}(s_c - s_b) - T_{m1}(s_d - s_a)}{T_{m2}(s_c - s_b)} \quad (2.15)$$

Sıkıştırma ve genleşme işlemleri izantropiktir, bu nedenle entropi farklılıkları, Eşitlik 2.16'daki gibi yazılabilir.

$$s_c - s_b = s_d - s_a \quad (2.16)$$

Bu durumda Rankine çevriminin ortalama sıcaklıklar cinsinden ısı verimi Eşitlik 2.17'deki gibidir.

$$\eta = 1 - \frac{T_{m1}}{T_{m2}} \quad (2.17)$$

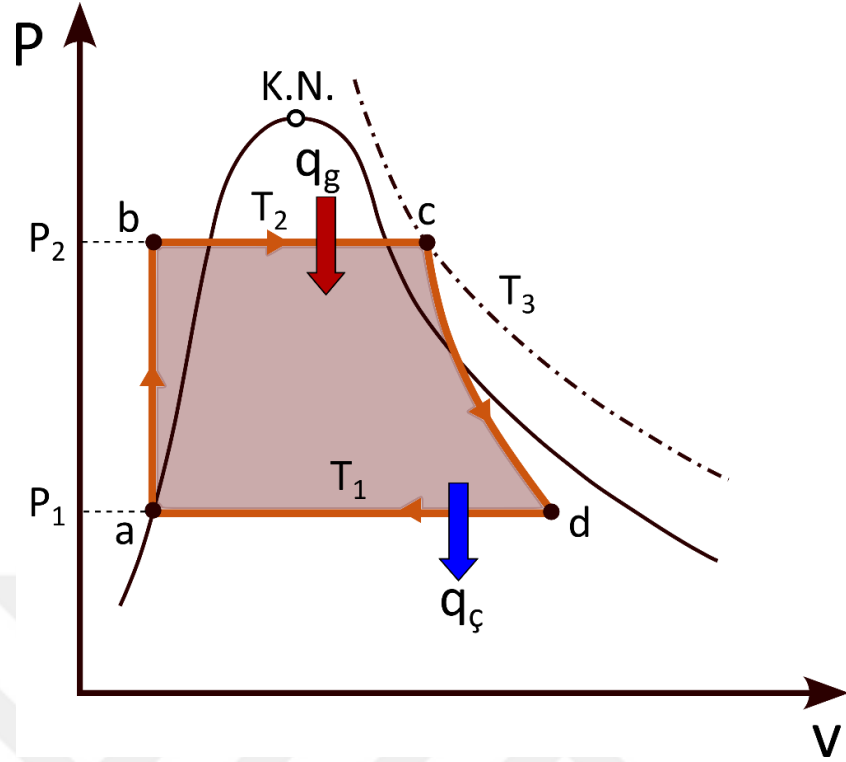
2.5.2.1 Rankine çevriminin geliştirilmesi

Rankine çevrimi, pratikte uygulanabilir olmayan Carnot çevrimine göre su-buhar çevrimi kullanan ısı güç üretim sistemlerindeki süreçleri modellemek için daha uygun bir yaklaşımdır. Ancak Rankine çevriminin ısı verimi Carnot çevrimine göre daha düşüktür.

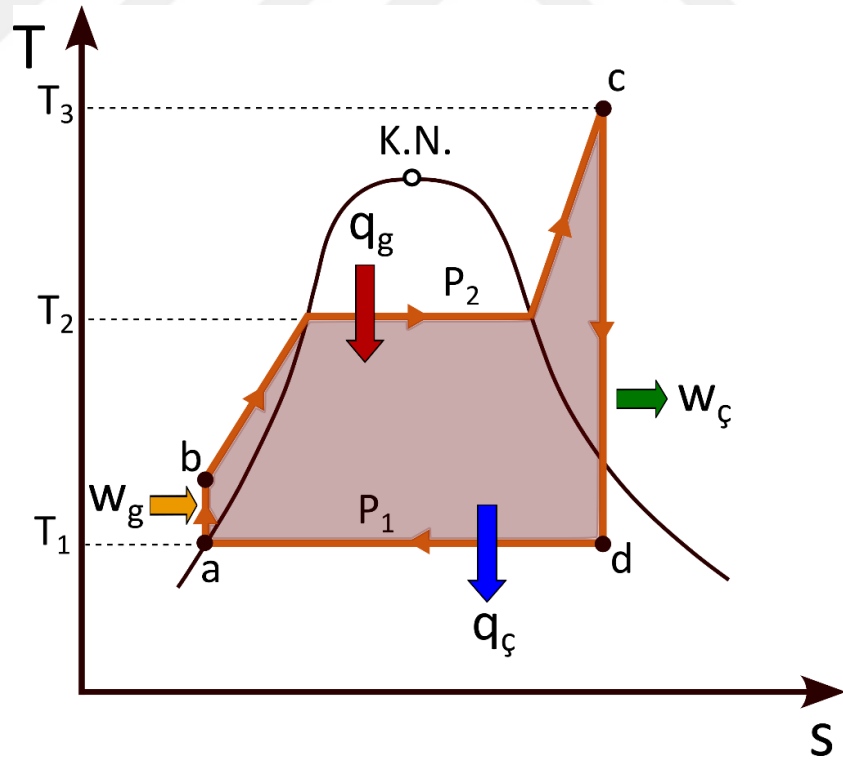
Bununla birlikte Rankine çevriminin verimini arttırmak için farklı yöntemler bulunmaktadır ve bu yöntemlerin en temel olanları aşağıda belirtilmektedir (Cengel vd. 2018, Dincer vd. 2017).

2.5.2.1.1 Kızdırıcı kullanılması

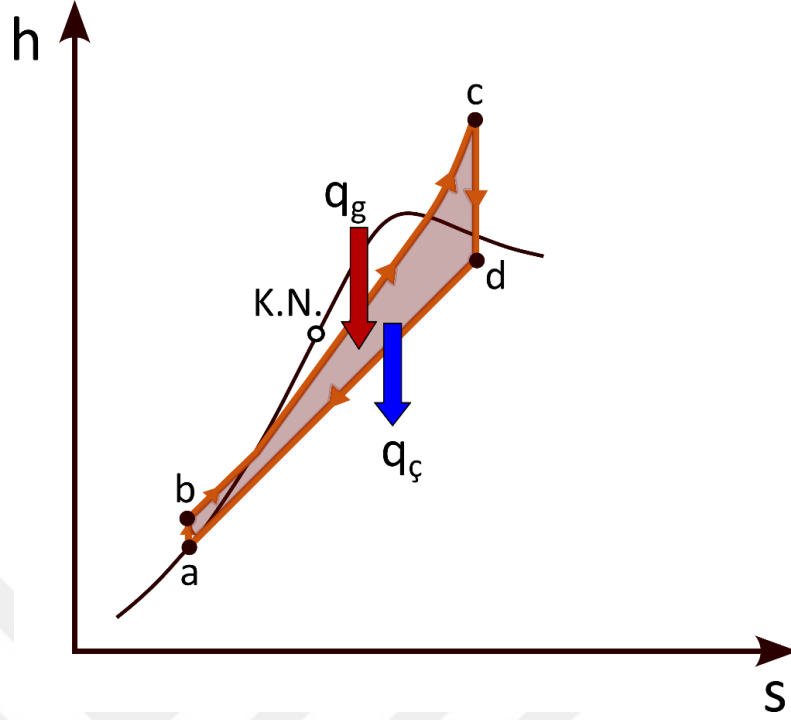
Temel Rankine çevrimi, kızdırıcılar kullanılarak geliştirilebilir. Kızdırıcıya sahip bir Rankine çevrimi Şekil 2.9, Şekil 2.10 ve Şekil 2.11’de gösterilmektedir. İlgili şekillerde kızdırıcılı Rankine çevrimi için birim kütle başına basınç-hacim ilişkisi Şekil 2.9’da, sıcaklık-entropi ilişkisi Şekil 2.10’da ve entalpi-entropi ilişkisi ise Şekil 2.11’de ortaya konmuştur. Bu durumda sisteme ısı ilavesi, buhar doyma noktasından sonra da devam etmektedir. Başka bir deyişle buhar ısıtılmaya devam edilerek, buhar sıcaklığının ilgili p_2 ($p_b=p_c$) basıncındaki doymuş buhar sıcaklığından fazla olması sağlanır. Bu durumun başlıca iki anlamı vardır. Birincisi, sisteme ısı geçişi anındaki ortalama sıcaklık olan T_{m2} artar, böylece çevrim verimi de artmış olur. İkincisi ise, genişleme sırasında iki fazlı karışımın buhar kalitesinin aşırı ısınmaya bağlı olarak daha yüksek olması sağlanır, böylece türbin içerisinden geçen karışımda daha az nem içeriği olur. Bu durum da kanatların mekanik bozulmasının azaltılması açısından önemli bir avantajdır (Cengel vd. 2018, Dincer vd. 2017, Moran vd. 2014, Hesketh ve Walker 2005).



Şekil 2.9 Kızdırıcılı Rankine çevriminde basınç-hacim ilişkisi



Şekil 2.10 Kızdırıcılı Rankine çevriminde sıcaklık-entropi ilişkisi



Şekil 2.11 Kızdırıcılı Rankine çevriminde entalpi – entropi ilişkisi

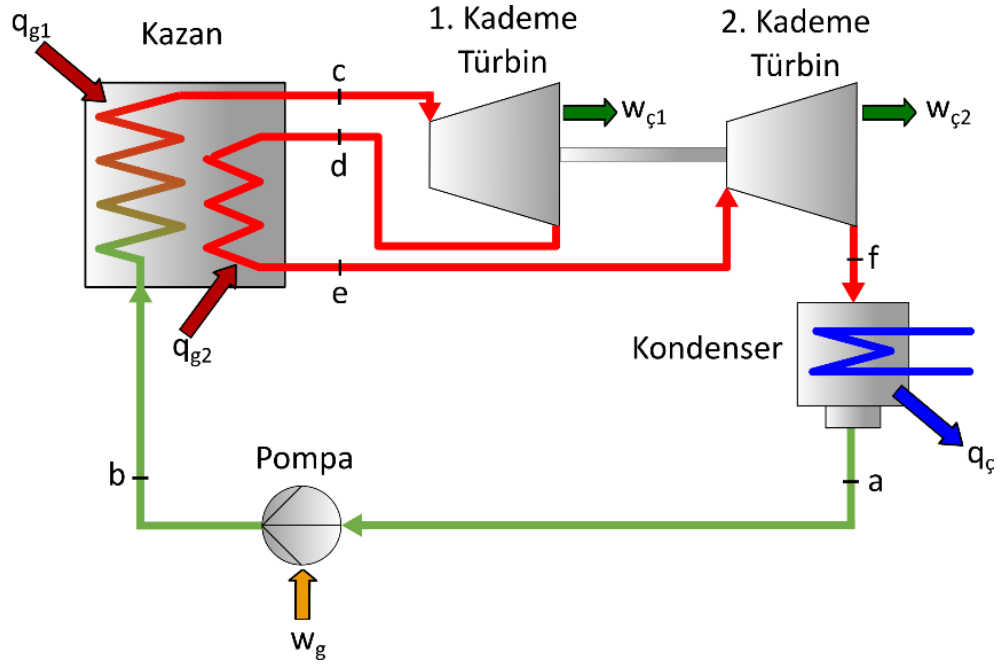
Kızdırıcı kullanılan Rankine çevriminin ısı verimi Eşitlik 2.18'deki gibidir.

$$\eta = \frac{(h_c - h_b) - (h_d - h_e)}{(h_c - h_b)} \quad (2.18)$$

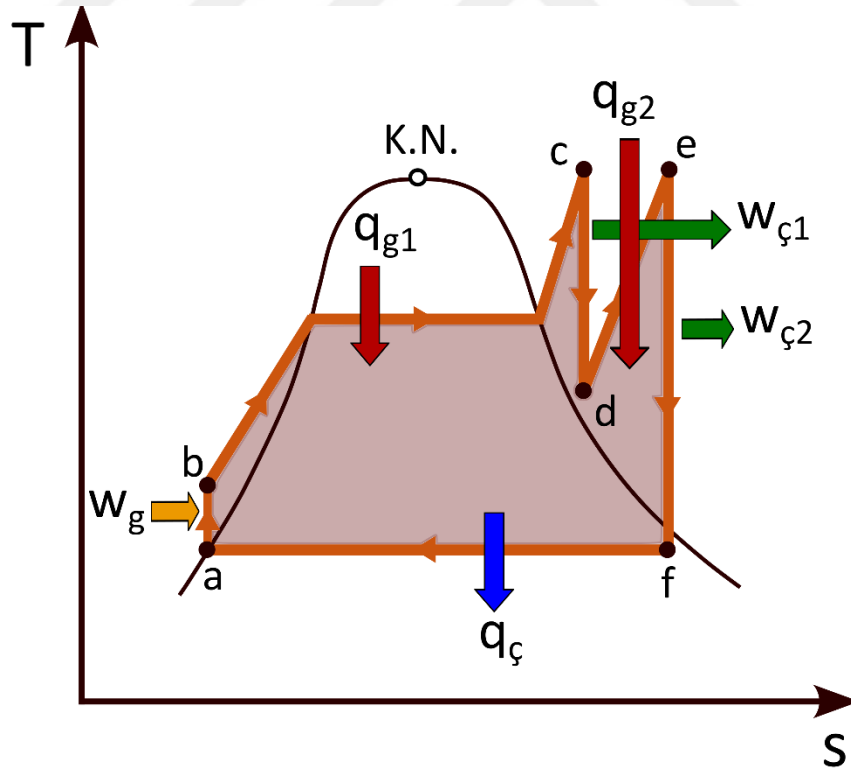
Kızdırıcılı çevrim, temel Rankine çevrimi ile karşılaştırıldığında kızdırıcı sayesinde türbinde yapılan iş artmış olur. Bununla birlikte sisteme ısı geçişi olan andaki ortalama sıcaklık olan T_{m2} artar ve bu sayede çevrimin toplam verimi artmış olur. Sonuç olarak Kızdırıcılı Rankine çevriminin verimi Carnot çevrimine yaklaşmış olur (Cengel vd. 2018, Dincer vd. 2017, Moran vd. 2014).

2.5.2.1.2 Ara ısıtma kullanılması

Temel Rankine çevrimi, ayrıca ara ısıtma kullanılarak da geliştirilebilir. Ara ısıtıcılara sahip bir Rankine çevrimine ait bileşenlerin şematik gösterimi Şekil 2.12'de yer almaktadır. Ayrıca ara ısıtıcılı ve kızdırıcılı Rankine çevriminde sıcaklık-entropi ilişkisi Şekil 2.13'te gösterilmiştir (Cengel vd. 2018, Dincer vd. 2017, Moran vd. 2014).

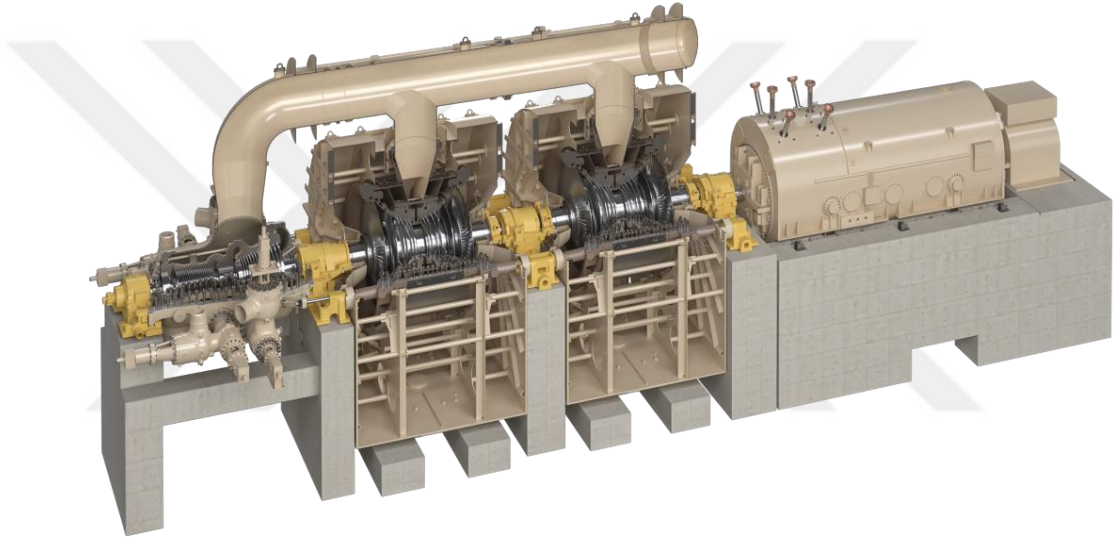


Şekil 2.12 Kızdırıcı ve ara ısıtıcı kullanılan Rankine çevrimine ait bileşenlerin şematik gösterimi



Şekil 2.13 Kızdırıcı ve ara ısıtıcı kullanılan Rankine çevriminde sıcaklık-entropi ilişkisi

Türbin içinde bulunan nemin ortaya çıkardığı mekanik problemi azaltmak için, Şekil 2.13'de gösterildiği gibi, türbin birden fazla kademeye ayrılır ve ilk genleşme sonrası türbinden çıkan buhar kazanda tekrar ısıtılır. Bu durum pratikte ısıl güç üretim sistemlerinde kullanılan tasarımı ifade etmektedir ve bu işlem ara ısıtma olarak adlandırılır. Ara ısıtmanın ve kızdırıcıların başlıca pratik avantajı türbindeki nem içeriğini azaltmasıdır. Şekil 2.14'te Siemens Enerji tarafından endüstriyel amaçlı kullanıma göre tasarlanmış yüksek verim ve yüksek emre amadelik sağlayan bir buhar türbini görülmektedir.

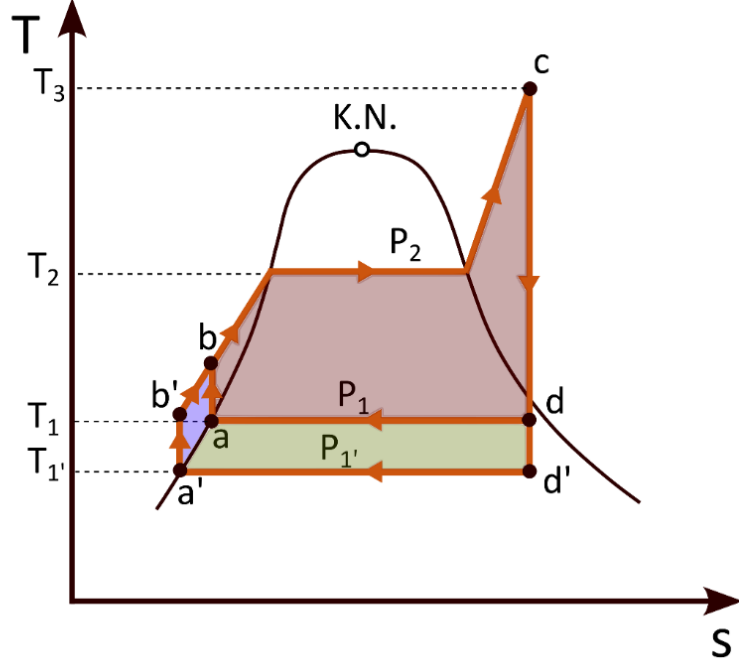


Şekil 2.14 Siemens Enerji SST-5000 buhar türbini

2.5.2.1.3 Çıkış basıncının değiştirilmesi

Rankine çevriminde çıkış basıncının değiştirilmesinin de toplam çevrimin iyileştirilmesi üzerine etkisi bulunmakta olup bu etki Şekil 2.15'te yer alan sıcaklık-entropi grafiğinde görülmektedir. Çıkış basıncı p_1 değerinden p_1' değerine düşürülürse, kondenserin çalışma sıcaklığı da T_1 değerinden T_1' değerine düşeceği için a-b-c-d olan orijinal çevrim a'-b'-c'-d' olarak modifiye edilmiş olur. Bu durumda net iş a-d-d'-a' alanı kadar artarken sisteme ısı geçişi a-a'-b'-b alanı kadar artacaktır. Sistemden dışarı ısı atıldığı andaki ortalama

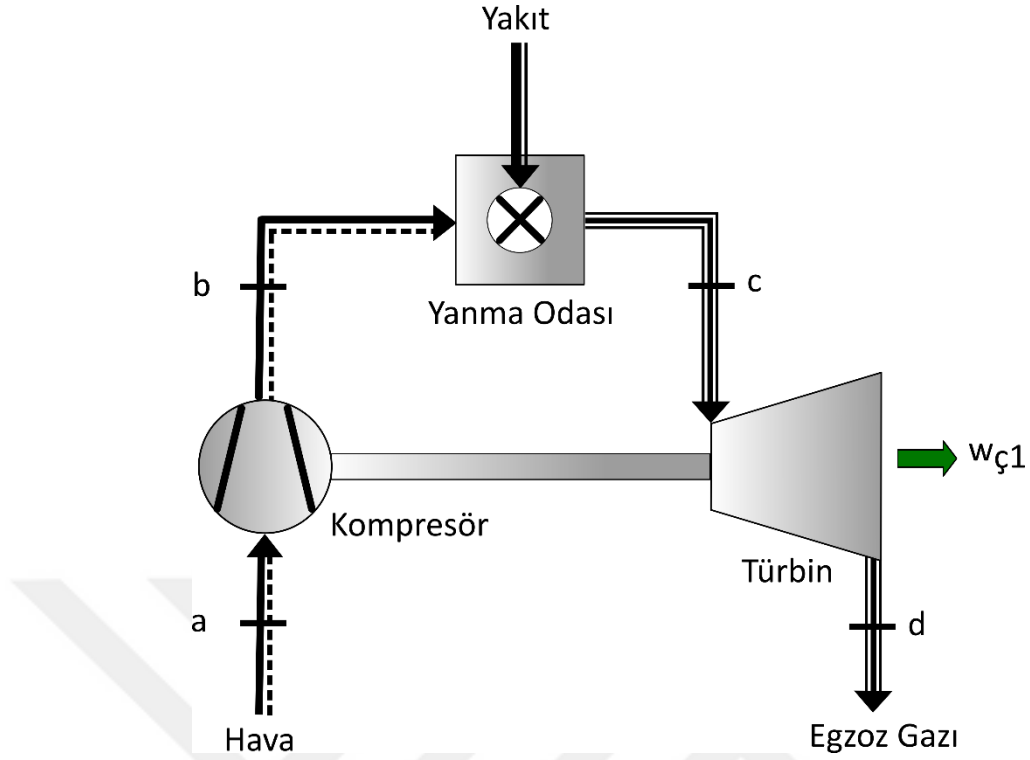
sıcaklık düşeceği için çevrimin toplam ısıl verimi de artmış olur (Cengel vd. 2018, Dincer vd. 2017, Tontu 2020, Moran vd. 2014).



Şekil 2.15 Çıkış basıncının değiştirilmesinin Rankine çevrimine etkisi

2.5.2.1.4 Maksimum basıncın değiştirilmesi

Rankine çevriminin verimine etki eden bir diğer tasarım parametresi maksimum çevrim basıncıdır. Şekil 2.16, aynı sıcaklığa fakat farklı maksimum basınca sahip iki çevrimin bir karşılaştırmasını göstermektedir. Yüksek maksimum basınca sahip çevrim için sisteme ısı geçişi olan zamandaki ortalama sıcaklık, orijinal çevrime kıyasla artar ve böylece verim artmış olur. Bununla birlikte Şekil 2.16'da görüldüğü gibi türbinindeki buharın kuruluk derecesi azalmaktadır (Cengel vd. 2018, Dincer vd. 2017, Moran vd. 2014, Ryley 1961).



Şekil 2.17 Açık çevrim bileşenlerinin şematik gösterimi

Buna göre;

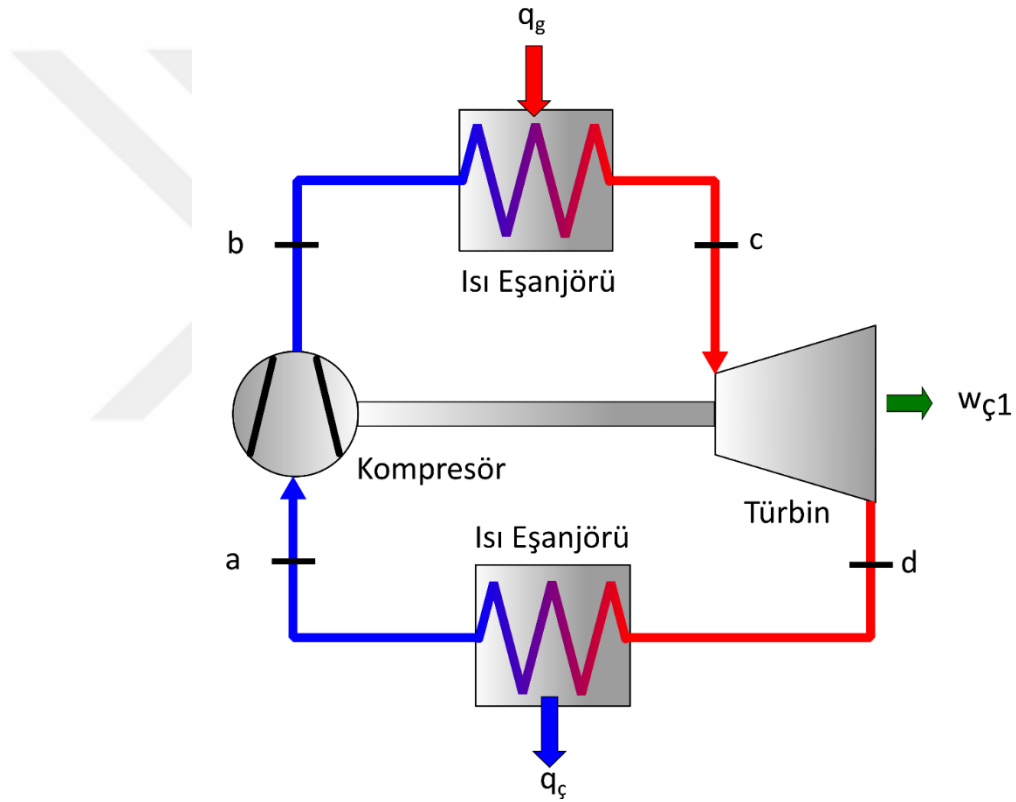
a-b arasında temiz ortam havası bir kompresör aracılığı ile sıkıştırılarak havanın basıncı ve sıcaklığı artırılır.

b-c arasında kompresörden gelen yüksek basınçlı hava ve yakıt yanma odasında sabit basınç altında yakılır.

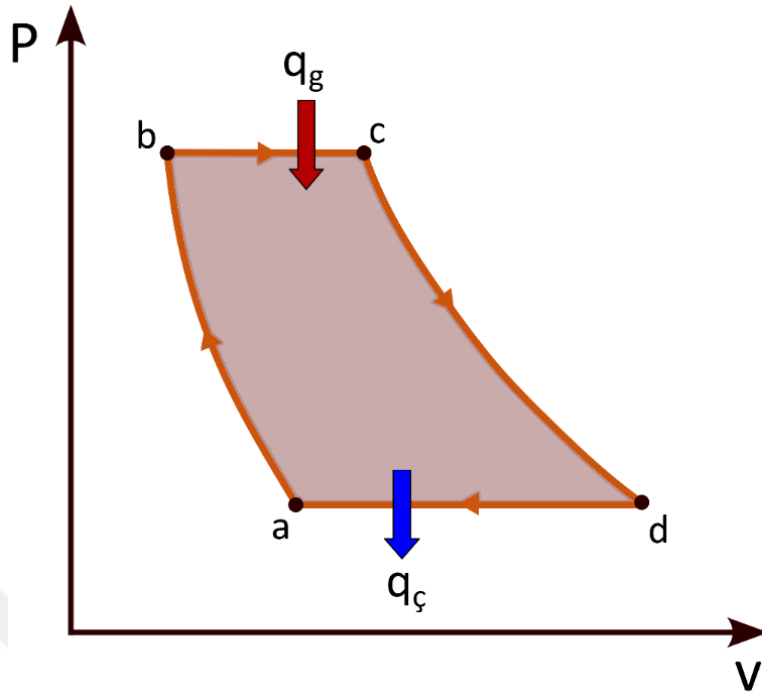
c-d arasında yüksek sıcaklıktaki gaz, ortam basıncına genişir. Bu genişleme esnasında üretilen işin bir kısmı kompresörü çevirmek için, bir kısmı ise jeneratör ile aynı şafta bağlı olan türbini döndürerek elektrik üretmek için kullanılır.

Kompresöre başlangıçta temiz hava girdiğinden ve sonunda bu hava tekrar kompresöre döndürülmeden egzoz aracılığı ile atmosfere atıldığından dolayı bu döngü açık bir çevrimdir (Cengel vd. 2018, Dincer vd. 2017, Giampaolo 2020, Kurt vd. 2009).

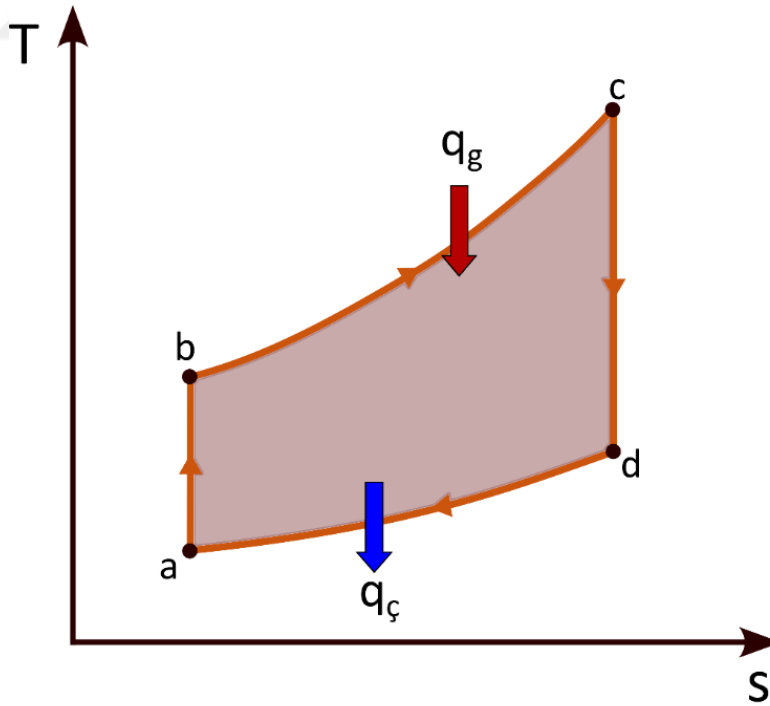
Hava standardı koşulları kullandığında bu çevrimdeki yanma işlemi, sabit basınç altında sisteme ısı transferi işlemi ile değiştirilebilir. Benzer şekilde egzoz gazının atmosfere atılması işlemi de sabit bir basınç altında ısı deşarj işlemi ile değiştirilirse yukarıda açıklanan açık çevrim İdeal Brayton çevrimi olarak adlandırılan kapalı bir döngü olarak modellenebilir. İdeal Brayton çevrimine ait bileşenlerin şematik gösterimi Şekil 2.18'de yer almaktadır. Ayrıca İdeal Brayton çevrimi için basınç-hacim ilişkisi Şekil 2.19'da ve sıcaklık-entropi ilişkisi ise Şekil 2.20'de gösterilmektedir (Cengel vd. 2018, Dincer vd. 2017, Giampaolo 2020).



Şekil 2.18 İdeal Brayton çevriminin bileşenlerinin şematik gösterimi



Şekil 2.19 İdeal Brayton çevriminde basınç- hacim ilişkisi



Şekil 2.20 İdeal Brayton çevriminde sıcaklık- entropi ilişkisi

İdeal Brayton çevrimi, aşağıda yer alan dört tersinir süreçten oluşur.

a-b arasında kompresörde izantropik sıkıştırma gerçekleşir.

b-c arasında sisteme sabit basınçta ısı transferi olur.

c-d arasında türbinde izantropik genleşme gerçekleşir.

d-a arasında çevreye sabit basınçta ısı atımı meydana gelir.

Sürekli akışlı sistemde birim kütle için enerjinin korunumu denklemi Eşitlik 2.19'daki gibidir.

$$(q_g - q_c) + (w_g - w_c) = (h_c - h_g) \quad (2.19)$$

Sürecin b-c adımında çevrime sabit basınç altındaki ısı geçişi denklemi Eşitlik 2.20'de verilmiştir. Bu eşitlikte C_p sabit basınç altında gazın özgül ısısını temsil etmektedir.

$$q_g = h_c - h_b = C_p(T_c - T_b) \quad (2.20)$$

Benzer şekilde sürecin d-a adımındaki ısı atımı Eşitlik 2.21'de yer almaktadır.

$$q_c = h_d - h_a = C_p(T_d - T_a) \quad (2.21)$$

Bu durumda soğuk hava standartlarında İdeal Brayton çevriminin ısıl verimi Eşitlik 2.22'deki gibi olur.

$$\eta = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_c}{q_g} = 1 - \frac{C_p(T_d - T_a)}{C_p(T_c - T_b)} = 1 - \frac{T_a(T_d/T_a - 1)}{T_b(T_c/T_b - 1)} \quad (2.22)$$

Havanın oda sıcaklığında sabit basınçtaki özgül ısısı olan C_p ve sabit hacimdeki özgül ısısı olan C_v değerlerinin oranı, $C_p/C_v=k$ olarak yazılırsa, çevrimin izantropik olduğu adımlarda $p_b=p_c$ ve $p_d=p_a$ olduğundan T_b sıcaklığının T_a sıcaklığına oranı Eşitlik 2.23'teki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{T_b}{T_a} = \frac{T_c}{T_d} = \left(\frac{p_b}{p_a}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{p_c}{p_d}\right)^{(k-1)/k} \quad (2.23)$$

Basınç oranı olarak $r_p=p_b/p_a$ için verim denklemi tekrar düzenlenirse, İdeal Brayton çevriminin basınç oranı ve sıcaklık oranı cinsinden ısı verimi Eşitlik 2.24'teki gibi olur.

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_p^k} = 1 - \frac{T_a}{T_b} \quad (2.24)$$

Genelleştirilmiş sıcaklık-entropi diyagramına göre türbin egzoz sıcaklığı sabitse, yanma sıcaklığının ve dolayısıyla türbin giriş sıcaklığının yükseltilmesi, çevrimin ısı verimini artıracaktır. Bununla birlikte, gaz türbinlerinde, malzemelerin dayanımları ile ilgili sınırlamalar nedeniyle bu sıcaklıklar belirli bir değerden fazla artırılamaz. Bundan dolayı, gaz türbini üreticileri tarafından yapılan birçok araştırma ve geliştirme faaliyeti, izin verilen türbin giriş sıcaklıklarını ve dolayısıyla çevrim verimini artırmak için sıcak gaz yolu bileşenlerinin metalurjisini ve soğutma yöntemlerini geliştirmeye odaklanmaktadır (Cengel vd. 2018, Dincer vd. 2017, Giampaolo 2020, Moran vd. 2014, Martínez vd. 2011).

2.6 Enerji Santralleri

Enerji santralleri, birincil enerjiden elektrik üreten endüstriyel tesisler olup, çoğu enerji santrali toplumun elektrik ihtiyacını karşılayabilmek için şebekeye güç sağlamak amacıyla mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürür. Bunun istisnası ise son dönemde giderek popüler hale gelen ve elektrik üretmek için türbin yerine fotovoltaik hücreler kullanan güneş enerjisi santralleridir (Al-Shahri vd. 2021, Dincer ve Cengel 2001, Dincer ve Rosen 2013).

Bir enerji santraline birincil enerjiyi sağlayan yakıt veya enerji akışının türü tesisin tipine göre değişkenlik gösterebilir. En yaygın yakıtlar kömür, doğal gaz ve uranyumdur. Bununla birlikte elektrik üretimi için önemli oranda kullanılan birincil enerji akışı türü hidroelektrik santrallerde kullanılan sudur. Elektrik üretmek için kullanılan diğer birincil enerji kaynakları arasında en sık yer alanlar ise rüzgar, güneş ve jeotermal enerji olarak sınıflandırılabilir (Dincer ve Cengel 2001, Dincer ve Rosen 2013).

Bu tez kapsamında mevcut fuel-oil yakıtlı bir termik santralin yeniden tam güçlendirme yöntemi ile doğal gaz kombine çevrim santraline dönüştürülmesi incelenmiştir.

2.6.1 Doğal gaz kombine çevrim santralleri

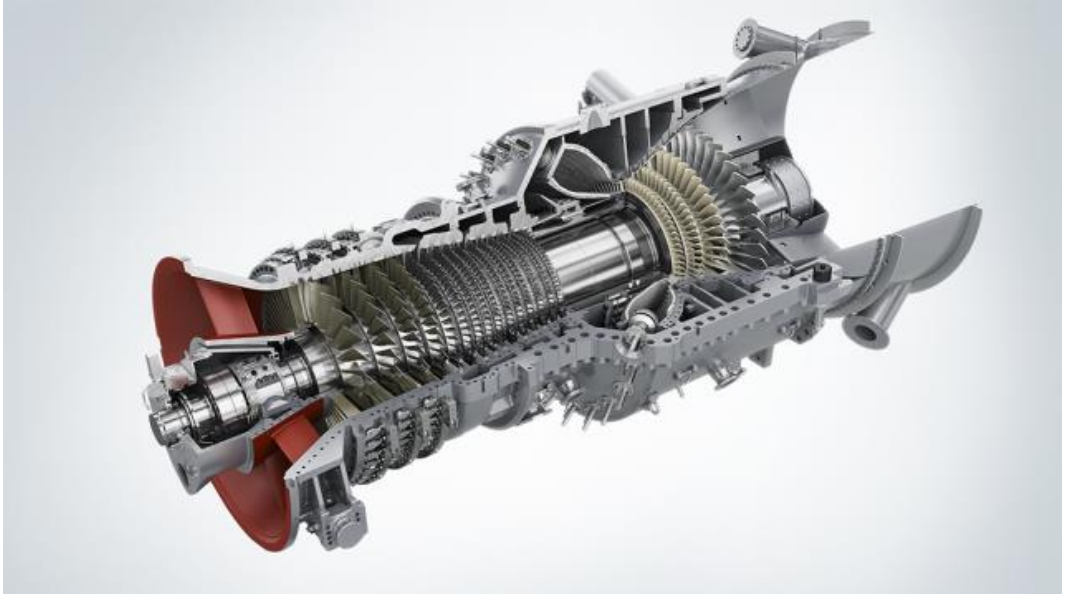
Gaz türbinlerini, birincil enerji dönüşüm sistemi olarak kullanan enerji santralleri son yıllarda dünyada enerji üretim endüstrisinin dayanak noktalarından biri haline gelmiştir. Bu yüksek teknoloji motorlar bir dizi sıvı ve gaz yakıtı kullanabilir, ancak en yaygın olarak doğal gazla ateşlenir ve başarılarının değerlendirilmesindeki en önemli parametrelerden bir tanesi enerji üretim maliyetleridir (Kotowicz ve Brzęczek 2018). Bu nedenle optimizasyon, enerji santrallerinin tasarımı, analizi ve performans değerlendirmesinde kilit unsurlardan biri haline gelmiştir. Bu amaç doğrultusunda gaz türbinlerinin kullanıldığı enerji üretim santrallerinin enerji üretim maliyetlerini optimize etmek için kombine çevrim santrallerinin kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. Doğal gaz kombine çevrim santralleri, elektrik üretmek için Brayton çevrimini kullanan gaz türbininden ve Rankine çevrimini kullanan buhar türbininden oluşan elektrik enerjisi üretim tesisleridir. Bu tip tesislerde gaz türbininin egzozundan çıkan sıcak gaz atmosfere atılmak yerine bir atık ısı kazanına gönderilir. Söz konusu atık ısı kazanında sıcak gazın enerjisi suya aktarılarak buhar elde edilir ve bu buhar türbini aracılığıyla tekrar elektrik elde etmek için kullanılır. Bu sayede önemli ölçüde verim ve kapasite artışı meydana gelirken, kömür ve fuel-oil yakıtlı termik santrallere göre emisyonlarda da iyileşme sağlanır (Yao vd. 2014, Kotowicz vd. 2015, Kotowicz vd. 2018).

Bir doğal gaz kombine çevrim santralinde üç temel ana ekipman bulunmakta olup, bunlar gaz türbini, atık ısı kazanı ve buhar türbini şeklindedir (Dincer ve Cengel 2001, Dincer ve Rosen 2013, Dincer vd. 2017, Tică vd. 2012).

2.6.1.1 Gaz türbini

Gaz türbinleri, yakıt-hava karışımının yanması sonucu ortaya çıkan enerjiyi döner hareket üretmek için kullanan içten yanmalı motorlardır. Modern gaz türbinlerinin, üç ana bileşeni, kompresör, yanma odasını ve türbin şeklindedir. Bu bileşenlerden türbin ve kompresör aynı ekseninde birbirine birleştirilmiş şekilde yer almaktadır. Türbin, kompresörün çalışmasını sağlayan ve aynı zamanda jeneratörü çevirmek yoluyla elektrik üretilmesini sağlayan başlıca bileşendir (Breeze 2019).

Kompresör kademeleri sayesinde sıkıştırılan hava, yanma odasında doğal gaz ile karıştırılarak ateşlenir ve türbin bölümünde ise sıcak gaz genişler. Bu sayede ısıl enerji türbin aracılığıyla mekanik enerjiye dönüştürülür. Enerjinin bir kısmı jeneratörde elektrik elde etmek için kullanılırken bir kısmı ise kompresörü döndürmek için kullanılır. Kompresör havasının bir kısmı yanma odasına aktarılırken bir kısmı ise türbin kanatlarını soğutmak amacıyla kullanılır. Siemens Enerji tarafından üretilen SGT5-4000F tipi bir gaz türbininin kesiti Şekil 2.21’de gösterilmiştir.



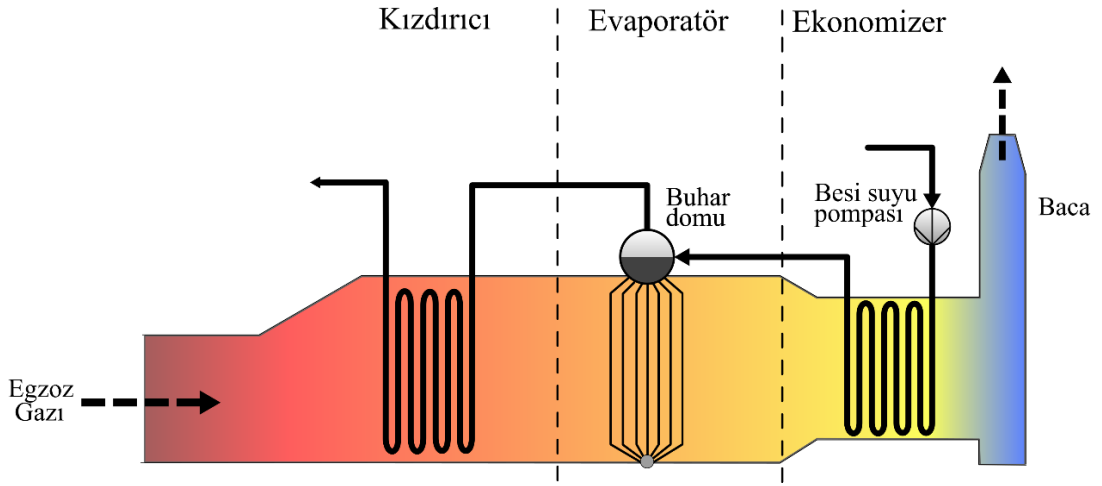
Şekil 2.21 Siemens Enerji SGT5-4000F gaz türbini

2.6.1.2 Atık ısı kazanı

Gaz türbininin difüzerinden çıkan sıcak egzoz gazı halen yüksek miktarda ısı enerjisiye sahip olduğundan bu gaz ile buhar üretmek mümkündür. Bu sayede enerji santralının toplam veriminin de artması sağlanabilir. Bu amaçla kullanılan atık ısı kazanları, termodinamik bir Rankine çevriminde buhar üretmek için gaz türbininden gelen sıcak gazları kullanan yüksek verimli buhar kazanlarıdır. Bu sistem, proses gereksinimlerine göre farklı basınç seviyelerinde buhar üretebilmektedir. Atık ısı kazanları tek, çift veya üçlü basınç seviyelerini kullanabilir ve ilgili konfigürasyonun seçimi proses gereksinimlerine bağlıdır. Üç basınçlı bir atık ısı kazanının basınç seviyeleri yüksek basınç, orta basınç ve alçak basınç olarak adlandırılır (Nadir ve Ghenaiet 2015, Pandey vd. 2019).

Her basınç seviyesi ekonomizer, evaporatör ve kızdırıcı adı verilen üç ana ısı eşanjöründen oluşur. Türbinin egzoz gazları atık ısı kazanının eşanjörlerinden geçerken, tüplerin içindeki su sıcak gazlar tarafından ısıtılır ve buharlaştırılır. Suyun ön ısıtması ekonomizerde ve doymuş suyun doymuş buhara dönüştürülmesi ise evaporatörde meydana gelir. Ardından doymuş buhar, kızdırıcılar aracılığıyla kızgın buhara dönüştürülür. Böyle bir ısı sistemin optimum tasarımı büyük önem taşımaktadır. Söz konusu tasarım genel olarak gaz türbini egzoz gazının debisine ve sıcaklığına dayanarak yapılmalıdır (Dincer vd. 2017, Kim 2014, Mansouri vd. 2012, Valdes vd. 2004).

Tek basınç kademeli bir atık ısı kazanının şematik görünümü Şekil 2.22’de, İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali’nin atık ısı kazanını ve difüzer bağlantısını gösteren 3 boyutlu model ise Şekil 2.23’te yer almaktadır.



Şekil 2.22 Tek basınc kademeli bir atık ısı kazanının şematik gösterimi



Şekil 2.23 İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali atık ısı kazanının üç boyutlu modeli

2.6.1.3 Buhar türbini

Buhar türbini, bir doğal gaz kombine çevrim santralının temel güç dönüşüm bileşenlerinden biridir. Buhar türbininin işlevi, buharın ısı enerjisini elektrik enerjisine dönüştürmektir.

Bir kombine çevrim enerji santralinde Brayton çevrimindeki gaz türbininin çıkışındaki egzoz gazından gelen ısı, bir Rankine çevrimindeki türbininde kullanılmak üzere buhar üretmek için atık ısı kazanına yönlendirilir. Buhar türbininde mekanik enerjiye dönüşerek jeneratörü çevirmek için kullanılan ısı enerjisi, aynı shafta bağlı jeneratör yardımıyla elektrik enerjisine dönüştürülür.

Bu işlemin sonucunda enerjisini büyük ölçüde kaybeden buhar, kondenser aracılığıyla tamamen yoğuşturularak pompalar aracılığıyla tekrar atık ısı kazanına yönlendirilir. Bu şekilde kapalı su-buhar çevrimi tamamlanmış olur (Kapooria vd. 2008). İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali'nde bulunan buhar türbinin alçak basınç kademesi Şekil 2.24'te yer almaktadır.



Şekil 2.24 İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali'nde bulunan buhar türbinin alçak basınç kademesi

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1 Yeniden Güçlendirme

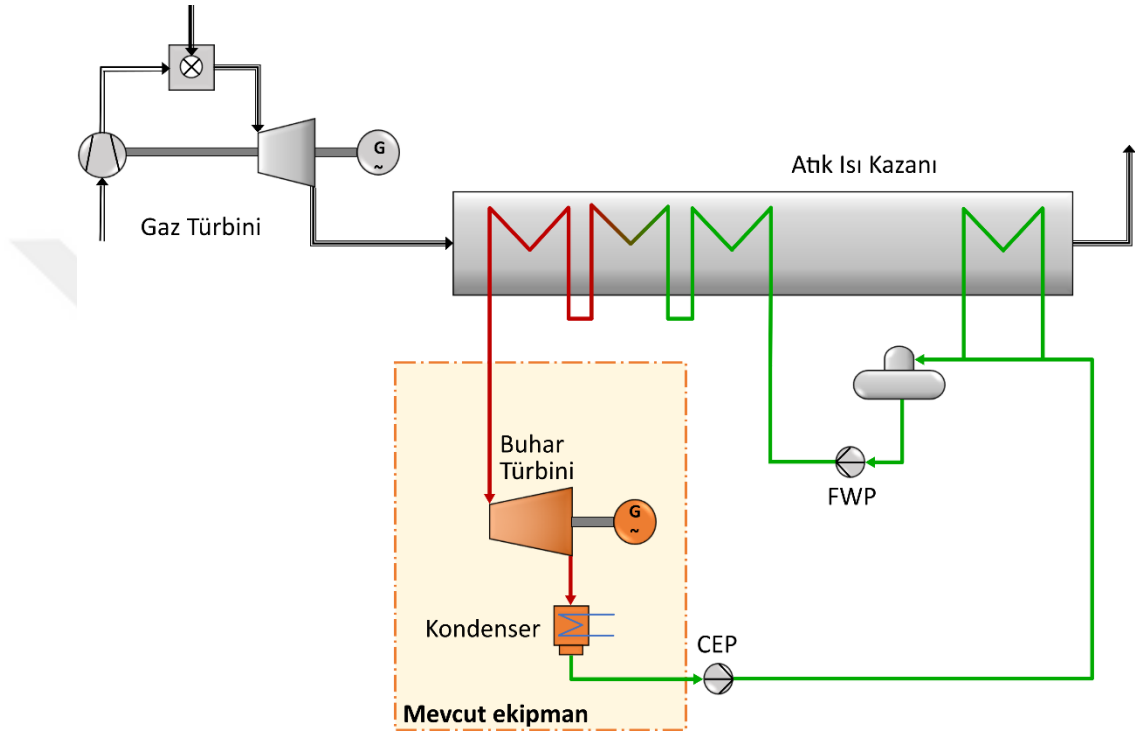
Mevcut buhar santrallerinin yeniden güçlendirilmesi, bir veya daha fazla gaz türbini ve bazı durumlarda atık ısı kazanları (Naserabad vd. 2018) eklenerek tesisin dönüştürülmesi ile gerçekleştirilebilir. Yeniden güçlendirme kararlarını olumlu kılan temel neden, rekabetçi bir maliyetle SO_x, NO_x ve CO₂ emisyonlarını azaltırken kapasite ve verimi artırmaktır (Escosa ve Romeo 2009). Bu amaçla mevcut buhar türbinlerinin genel yaşam döngülerini uzatmak için onarım ve rehabilitasyon yapılmaktadır. Bazı durumlarda ise, geleneksel olan bu uygulamaların ötesine geçilerek, mevcut buhar türbinlerinin performans optimizasyonunu sağlamak için mühendislik çalışmaları ve tasarım modifikasyonları da gerçekleştirilir. Ayrıca, yeniden güçlendirilmiş enerji santrallerinin çoğu oldukça eski olduğundan birçok proje, buhar türbini adasının enstrümantasyon ve kontrol sistemlerinin modernizasyonunu ve yeni tesis çapında dağıtılmış kontrol sistemine entegrasyonunu içermektedir.

Bir gaz türbinini mevcut bir buhar santraline entegre etmek için farklı metodolojiler bulunmakta olup her yöntemin artıları, eksileri ve teknik sınırlamaları vardır (Frankle 2006). Yeniden güçlendirme metodolojisine ait literatürde bulunan temel yöntemler “yeniden tam güçlendirme”, “paralel yeniden güçlendirme”, “besi suyu ön ısıtma ile yeniden güçlendirme” ve “yakma havası ön ısıtma ile yeniden güçlendirme” olarak adlandırılmış olup ilgili yöntemler takip eden bölümlerde açıklanmıştır (Kurbanoglu vd. 2022).

3.1.1 Yeniden tam güçlendirme

Yeniden tam güçlendirme (Şekil 3.1) esnasında bir buhar santralinin orijinal brülörlü kazanı, gaz türbini ve atık ısı kazanı kombinasyonu ile tamamen değiştirilir. Yeniden tam güçlendirme yöntemi uygulanırken mevcut buhar türbini korunur ve gerekli olduğu durumlarda türbinin rehabilitasyonu da gerçekleştirilir (Heyen ve Kalitventzeff 1999).

Söz konusu uygulama, mevcut brülörlü kazanın ömrünün sonuna geldiğinde ve buhar türbini ise halen ekonomik yaşam döngüsü içinde bulunduğu durumlarda kullanılabilir olan bir yöntemdir. Yeniden tam güçlendirmeden sonra, mevcut bir enerjii santralinin kapasitesi ve verimi artar ve bu metot verim ve kapasite artışı bakımından en iyi seçenek olarak kabul edilir (Shahnazari 2012).

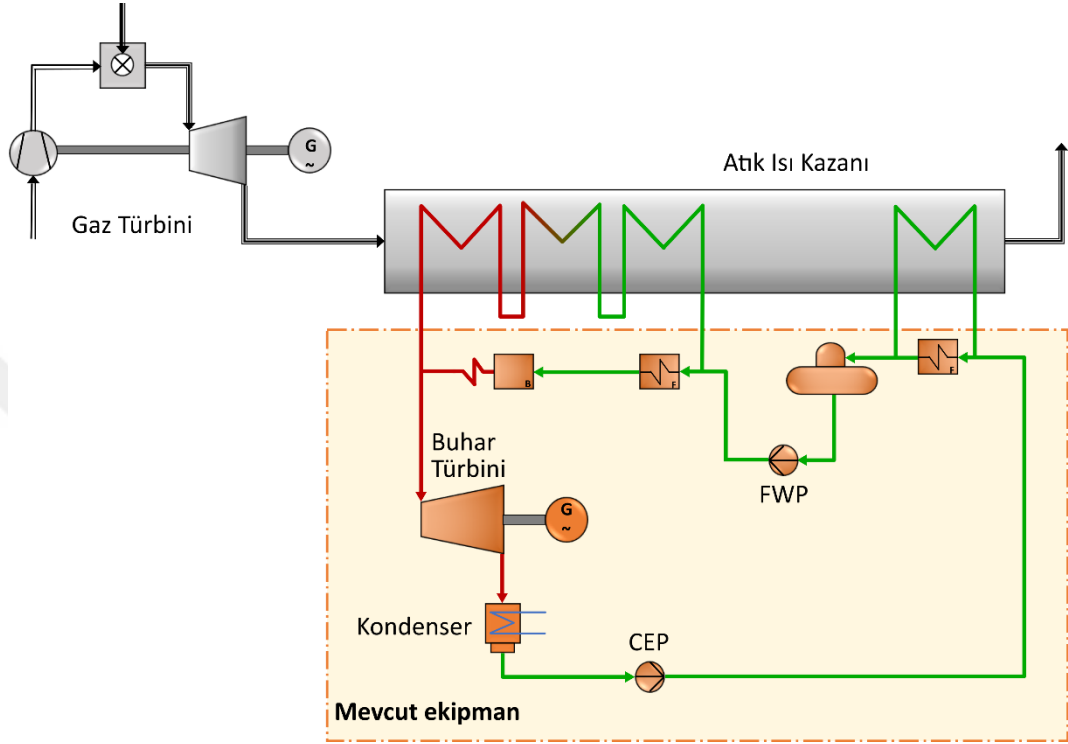


Şekil 3.1 Yeniden tam güçlendirme yönteminin şematik gösterimi

3.1.2 Paralel yeniden güçlendirme

Paralel yeniden güçlendirmede (Şekil 3.2), mevcut brülörlü kazan çalışır durumda tutulur iken sistemdeki buhar miktarını artırmak için tesise yeni bir atık ısı kazanı ve gaz türbini eklenir. Yeni atık ısı kazanından üretilen ilave buhar, ara ısıtma buharı veya besi suyu ısıtma amaçlı olarak kullanılabilir (Depolt vd. 2002). Bununla birlikte, paralel yeniden güçlendirme seçeneğini uygulanabilir kılmak için orijinal kazanın ekonomik yaşam döngüsü içinde olması gerektiği göz önünde bulundurulmalıdır. Bu yöntemde, iki farklı buhar kaynağı nedeniyle daha yüksek yakıt esnekliği bulunurken, paralel yeniden güçlendirme, yeniden tam güçlendirmeye kıyasla daha az verimlidir. Ayrıca, yakıttan

kaynaklanan emisyonlar yeniden güçlendirme yönteminin ana hedeflerinden biri olduğunda, orijinal kazan çalışır durumda tutulduğu için paralel yeniden güçlendirme seçeneği kullanılabilir değildir.

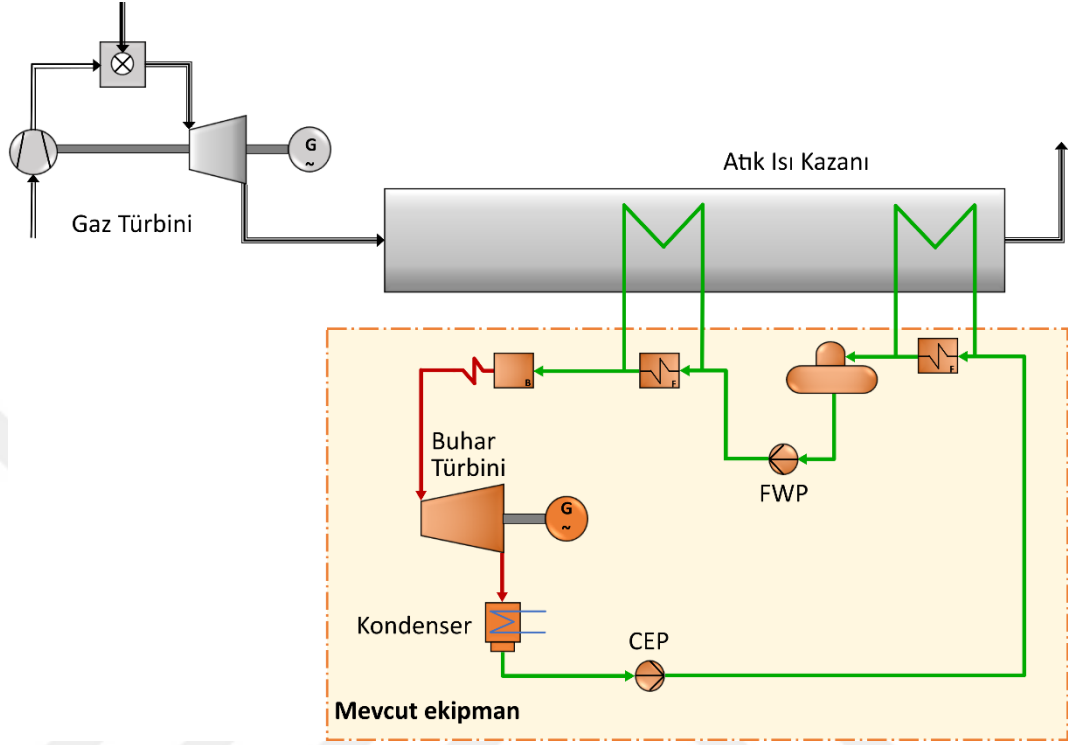


Şekil 3.2 Paralel yeniden güçlendirme yönteminin şematik gösterimi

3.1.3 Besi suyu ön ısıtma ile yeniden güçlendirme

Besi suyu ön ısıtma ile yeniden güçlendirmede (Şekil 3.3), paralel yeniden güçlendirmeden farklı olarak, buhar türbini için kızgın buhar sağlamayan, ancak kazan besisi suyunu ön ısıtan yeni bir atık ısı kazanı kullanılır. İlave kazan besisi suyu, yeni eklenen gaz türbininin egzoz gazı ile ön ısıtmaya tabi tutulur. Bununla birlikte, kütleli debi arttıkça, bu tür bir yeniden güçlendirme yöntemi, buhar türbini ve kondenserde modifikasyon gerektirir. Aksi durumda, yeniden güçlendirilmiş ünitenin güç çıkışı sınırlı olur ve bu durum da yeniden güçlendirmenin tekrar değerlendirilmesini gerektirir. Öte yandan besisi suyu ön ısıtma ile yeniden güçlendirme seçeneği, olası bir doğal gaz sıkıntısı durumunda veya tesisin bakım çalışmaları sırasında gaz türbininin devre dışı

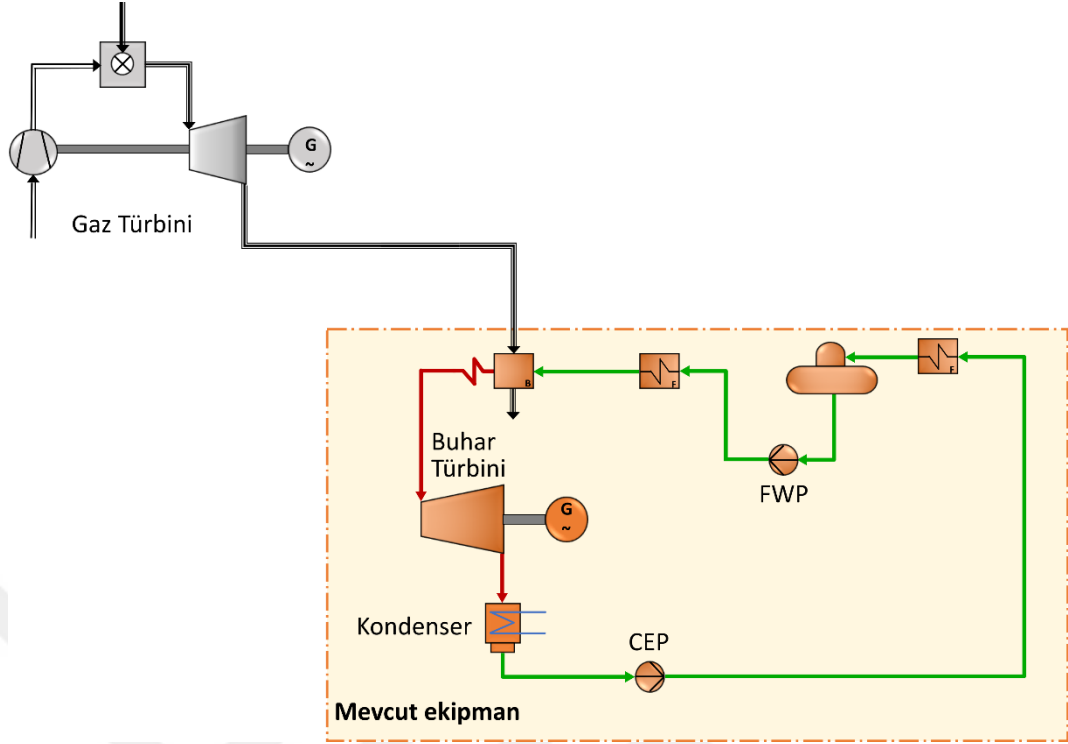
bırakılabilmesine olanak tanır. Dolayısıyla bu metodolojide ekipman bazında esneklik avantajı bulunmaktadır (Bianchi vd. 2015, Wolowicz vd. 2012).



Şekil 3.3 Besi suyu ön ısıtma ile yeniden güçlendirme yönteminin şematik gösterimi

3.1.4 Yakma havası ön ısıtma ile yeniden güçlendirme

Yakma havası ön ısıtma ile yeniden güçlendirmede (Şekil 3.4), yeni eklenen gaz türbinin egzoz gazı mevcut kazanın hava ön ısıtıcılarına aktarılır. Bu açıdan bakıldığında, gaz türbini, cebri fanın yerine geçebilir ve egzoz gazı yanma için bir oksidan olarak kullanılır. Bununla birlikte, kazandaki birçok modifikasyon gereksinimine rağmen, yakma havası ön ısıtma ile yeniden güçlendirme yöntemi, mevcut üniteye %25'e kadar kapasite artışı sağlayabilir. Bu nedenle, yakma havası ön ısıtma ile yeniden güçlendirme yöntemi, yeniden tam güçlendirme yöntemine kıyasla önemli ölçüde daha az kapasite artışı sağlamaktadır ve bu sınırlama karar aşamasında dikkatlice değerlendirilmelidir (Bianchi vd. 2014, Tawfik ve Smith 2010, Wolowicz vd. 2012).



Şekil 3.4 Yakma havası ön ısıtma ile yeniden güçlendirme yönteminin şematik gösterimi

3.2 Performans Test Metodolojisi

Brüt güç, net güç, net ısı oranı ve net verim değerlerini ölçmek amacıyla, çevrim izolasyonu koşulları altında kombine çevrim bloğu için performans testi yapılmıştır. Performans testleri esnasında sürekli blöf sistemi devre dışı bırakılmıştır. Böylece olası buhar ve drenaj suyu kayıplarının yanı sıra sisteme tamamlama suyu ilavesi ihtiyacı da önlenmiştir. Bu geçici manevranın amacı, sistemdeki olası operasyonel ısı ve kütle kayıplarını önlemektir. Bu durum performans testlerinin temellerinden biri olup çevrim izolasyonu normal ticari işletme sırasında uygulanabilir değildir. Bahsedilen olgu nedeniyle performans testleri özel koşullar altında gerçekleştirilmekte ve bu testlerin sonuçlarının da tesisin tasarım koşullarına en uygun sonuçları vermesi beklenmektedir. Söz konusu nedenle, bu tezde simülasyon yoluyla elde edilmiş değerlerin resmi performans testi sonuçlarıyla karşılaştırılarak doğrulanması için kapsamlı bir gerçek vaka çalışması yapılmıştır. Bu açıdan bakıldığında, bu teze konu olan analiz, araştırmayı daha da güçlendirmek ve somutlaştırmak için benzersiz bir değer önerisine sahiptir.

Performans testleri gaz türbini ölçümlerini ve su-buhar çevrimi ölçümlerini kapsamakta olup bu kapsamda yapılan ana aktiviteler aşağıdaki gibidir.

- Geçici test enstrümanlarının montajı ve kontrolü
- Ünitenin hazırlanması
- Ön testlerin yapılması
- Performans testlerinin yapılması
- Ön değerlendirme
- Performans test raporunun hazırlanması
- Geçici test enstrümanlarının sökülmesi

3.2.1 Performans testlerinde kullanılan standartlar ve referans koşulları

Performans Testleri, ISO 2314:1989 (Gaz Türbinleri - Kabul Testleri), DIN 1942:1994 (Buhar Jeneratörleri için Kabul Testleri), FDBR Atık Isı Kazanı Kabul Testleri Kılavuzu Baskı 09/2006, DIN 1943:1975 (Buhar Türbinlerinin Isıl Kabul Testleri), ISO 5167:2003 (Fark basınç cihazları vasıtası ile sıvı akışının ölçülmesi) uyarınca gerçekleştirilmiştir.

Su ve buhar özelliklerini belirlemek için "Su ve buharın özellikleri tabloları", endüstriyel formülasyon IAPWS-IF 97 kullanılmıştır (Wagner ve Kretzschmar 2008). Referans koşulları olarak 14,2 °C ortam sıcaklığı, %72 bağıl nem ve 1009 mbar atmosfer basıncı baz alınmıştır.

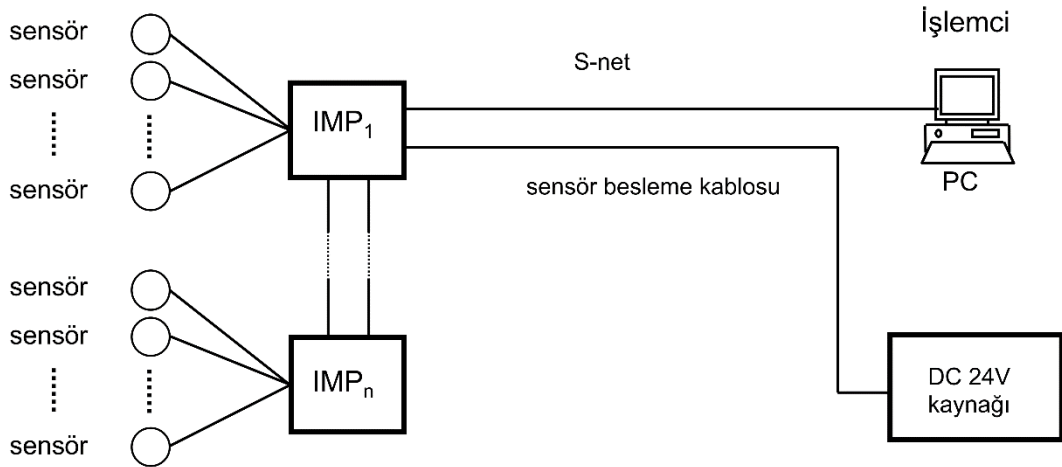
3.2.2 Enstrümanlar ve ölçüm yöntemleri

Dağıtılmış ölçüm sistemi, verilerin bağımsız olarak okunması ve toplanması için kullanılmıştır. Kullanılan ölçüm sistemi olan Solartron[®], izole ölçüm podu (IMP), 35951A, B ve C üniteleri, kontrol bilgisayarı, kablolar, sensörler ve ölçüm-değerlendirme yazılımından oluşmaktadır. Solartron[®] ölçüm sisteminin blok şeması Şekil 3.5'te gösterilmiştir.

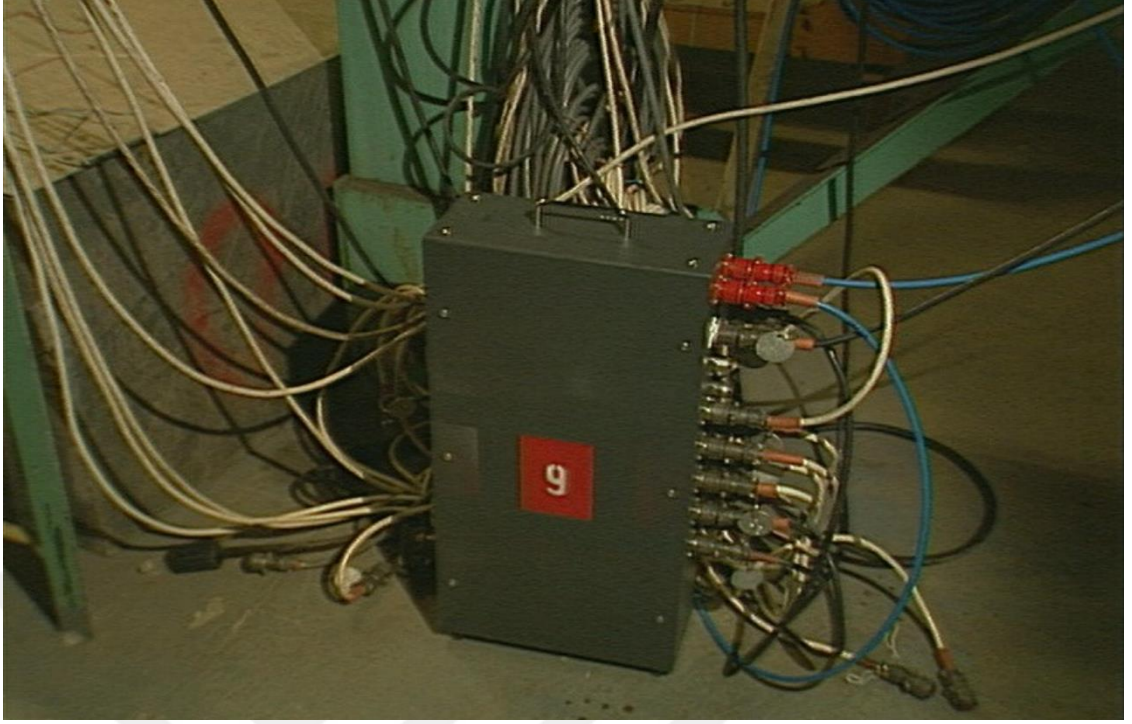
IMP 35951A, C üniteleri (20 kanal) 20mV, 200mV, 2V, 12V seviyesindeki gerilimlerin veya sıcaklık kompanzasyonu ile birlikte termokuplar üzerindeki gerilimin doğrudan dönüştürülmesi ile °C cinsinden sıcaklık ölçülmesi için kullanılır. Solartron® IMP35951B cihazının ölçüm esnasındaki görüntüsü Şekil 3.6’da gösterilmiştir.

IMP 35951B ünitesi (10 kanal) 20mV, 200mV, 2V seviyesindeki gerilimlerin veya PT100 tipi sıcaklık ölçerlerin kullanılması için 0-2,5 kΩ aralığındaki dirençlerin ölçülmesinde kullanılmıştır. Ölçülen değer EN 60751’e göre çevrim içi olarak kontrol bilgisayarında sıcaklığa dönüştürülen dört telli termometrenin direncidir.

Test esnasında sıcaklık, basınç, fark-basınç, buhar türbini gücü ve güç tüketimi gibi sistemin fiziksel karakteristik değerleri incelenmiştir. Akış ölçme amaçlı fark-basınç, sıcaklık ve basınç değerleri ile ISO 5167’ye göre çevrim içi olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.5 Solartron® ölçüm sistemi blok şeması



Şekil 3.6 Solartron® IMP35951B

Buhar türbini tarafından üretilen güç, Yokogawa WT 500 güç analizörleri kullanılarak ölçülmüştür. Ölçüm cihazları mevcut akım ve gerilim trafolarına bağlanmıştır. İç tüketim ölçümleri için Rawet ACM güç dönüştürücüleri, EGÚ M3P güç analizörleri, Elcontrol NanoVIP® pens ölçüm cihazı kullanılmıştır. Geçici olarak montajı yapılmış bir güç analizörü Şekil 3.7’de görülmektedir. 20 kW’ın altında tüketimi olan tüketicilerin toplam iç tüketime etkisi ihmal edilebilir düzeyde olup, bunlar test esnasında pens wattmetre ile ölçülmüş veya ilgili tasarım değerleri kullanılmıştır.



Şekil 3.7 Geçici olarak bağlantısı yapılmış bir EGÚ M3P güç analizörü

Su ve buhara ait debi hesaplamaları için fark-basınç ölçümleri, akışkanın özgül ağırlığı ve mevcut orifislerin geometrisi kullanılarak yapılmıştır. Akışkanın özgül ağırlığının tayininde ölçülen basınç ve sıcaklık değerlerinden yararlanılmıştır. Su ve buhar özellikleri için IAPWS-IF 97 endüstriyel formülasyonu kullanılırken debi hesaplamaları ISO 5167'ye göre yapılmıştır. Fark-basınç değerleri hassas fark-basınç transmitterleri ile ölçülmüş olup, bütün basınç transmitterlerinin kalibrasyonu akredite kalibrasyon laboratuvarları tarafından yapılmıştır. Debi ölçümü için fark-basınç transmitterleri işletmedeki beş yollu vanaların drenajlarına paralel olarak bağlanmış olup ilgili bağlantı modeli Şekil 3.8'de gösterilmiştir.



Şekil 3.8 Fark-basınç transmitterlerinin bağlantısı

Statik basınç, doğruluk sınıfı 0,1 veya daha iyi olan basınç transmitterleriyle hassas bir şekilde ölçülmüştür. Basınç transmitterleri operasyonel ölçümlerle paralel çalışacak şekilde bağlanmış olup, proses ve veri kaydedici arasında bağlanan basınç transmitterlerinin bağlantı modeli Şekil 3.9’da ve basınç transmitteri kalibrasyon standı ise Şekil 3.10’da gösterilmiştir.



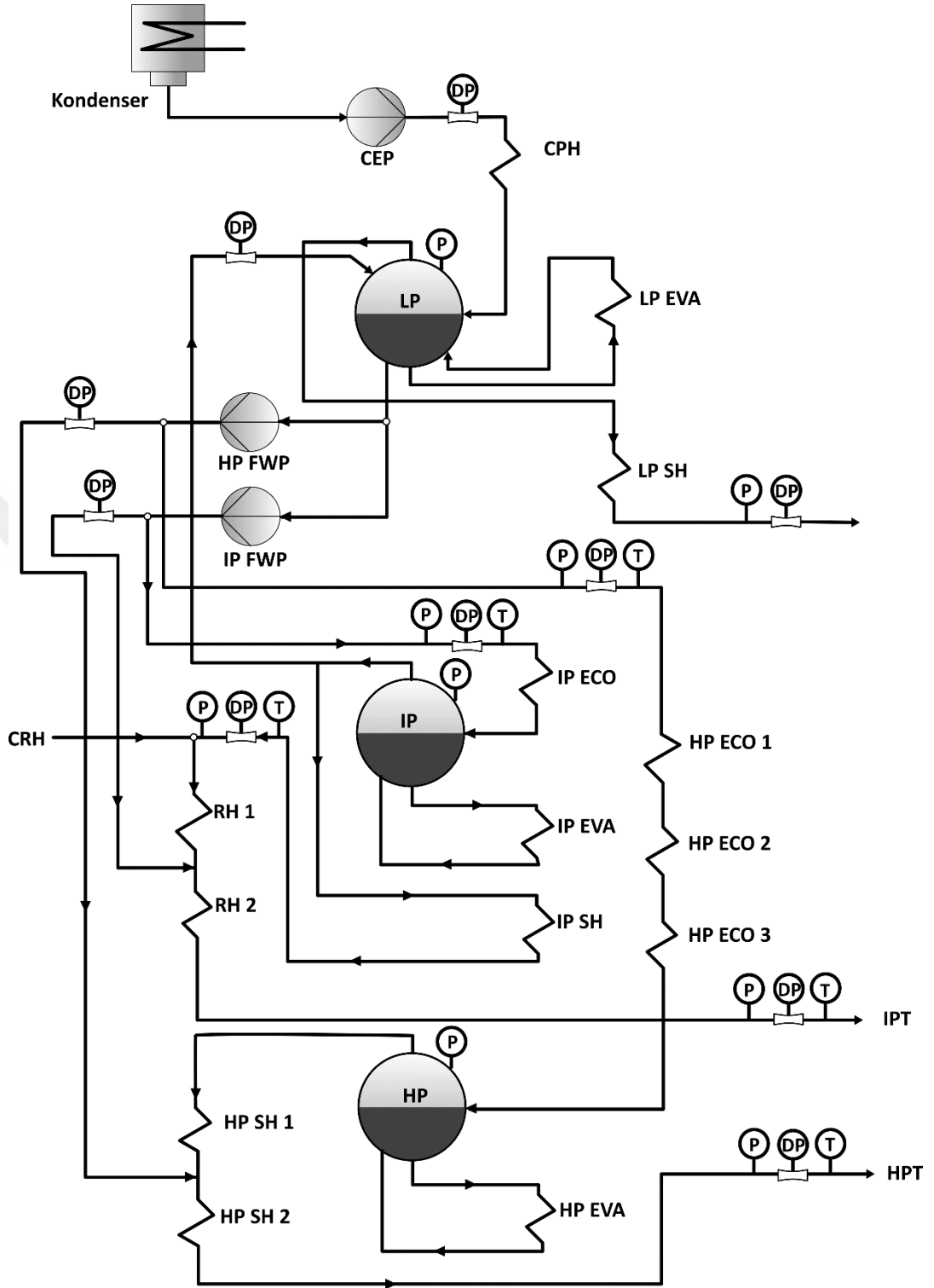
Şekil 3.9 Basınç transmitteri kalibrasyon standı



Şekil 3.10 Proses ve veri kaydedici arasında bağlanan basınç transmitterleri

Buhar ve su sıcaklıkları 4 telli kalibreli A sınıfı PT-100 tipi direnç sıcaklık dedektörleri ile, egzoz gazı sıcaklığı ise K tipi termokupllar ile ölçülmüştür.

Performans testleri esnasında atık ısı kazanında basınç, sıcaklık ve fark basınç ölçümü yapılan noktalar Şekil 3.11’de görülmektedir. Bu şekilde basınç ölçüm noktaları P ile, fark-basınç ölçüm noktaları DP ile, sıcaklık ölçüm noktaları ise T ile gösterilmiştir.



Şekil 3.11 Atık ısı kazanında yer alan basınç, fark-basınç ve sıcaklık ölçüm noktaları

Performans testlerine başlanmadan önce aşağıda sıralanan gereklilikler nedeniyle ön testler yapılmıştır.

- Ünitenin performans testleri için uygunluğunun belirlenmesi.
- Bütün enstrümanların, kontrol sistemlerinin ve veri toplama sistemlerinin kontrolü.
- Akışların limitler dahilinde olduğunun ve testler sırasında kararlı şartların oluşturulabileceğinin belirlenmesi.
- Çevrim izolasyonunun sağlanması.

Ön testler kapsamında, test başlamadan önce en az bir saatlik ünite stabilizasyonu sağlanmış olup, çevrim izolasyonu koşullarında birer saatlik iki periyod halinde ön testler tamamlanmıştır.

Ön testlerin başarıyla tamamlanmasının ardından, performans testleri en az bir saatlik stabilizasyon sonrası çevrim izolasyonu koşullarında birer saatlik iki periyod halinde yapılmıştır. Testlerden sonra her bir ölçüm için, minimum değer, maksimum değer, ortalama değer, standart sapma değerleri tespit edilmiştir.

3.3 Cycle-Tempo Yazılımı

Bu tez kapsamında incelenmiş olan yeniden tam güçlendirme metodolojisi ile verimi ve kapasitesi artırılan İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali'nin bir simülasyon modeli, her bir bileşenin tasarım özellikleri kullanılarak Cycle-Tempo (Asimptote 2022) yazılımı ile oluşturulmuştur.

Cycle Tempo, enerji dönüşüm sistemlerinin değerlendirilmesi ve optimizasyonu için kullanılan bir yazılımdır (Promes vd. 2015). Bu yazılım Delft Teknoloji Üniversitesi'nde geliştirilmiş olup 1982'den beri dünya çapında çeşitli üniversiteler, araştırma kuruluşları ve endüstriler tarafından kullanılmaktadır (Reshaeel vd. 2022, Woudstra vd. 2010). Modelleme yoluyla simülasyonun temel amacı, genel kombine çevrim performansını elde etmek ve böylece tasarım ve operasyonel sonuçları karşılaştırmaktır. Cycle-Tempo

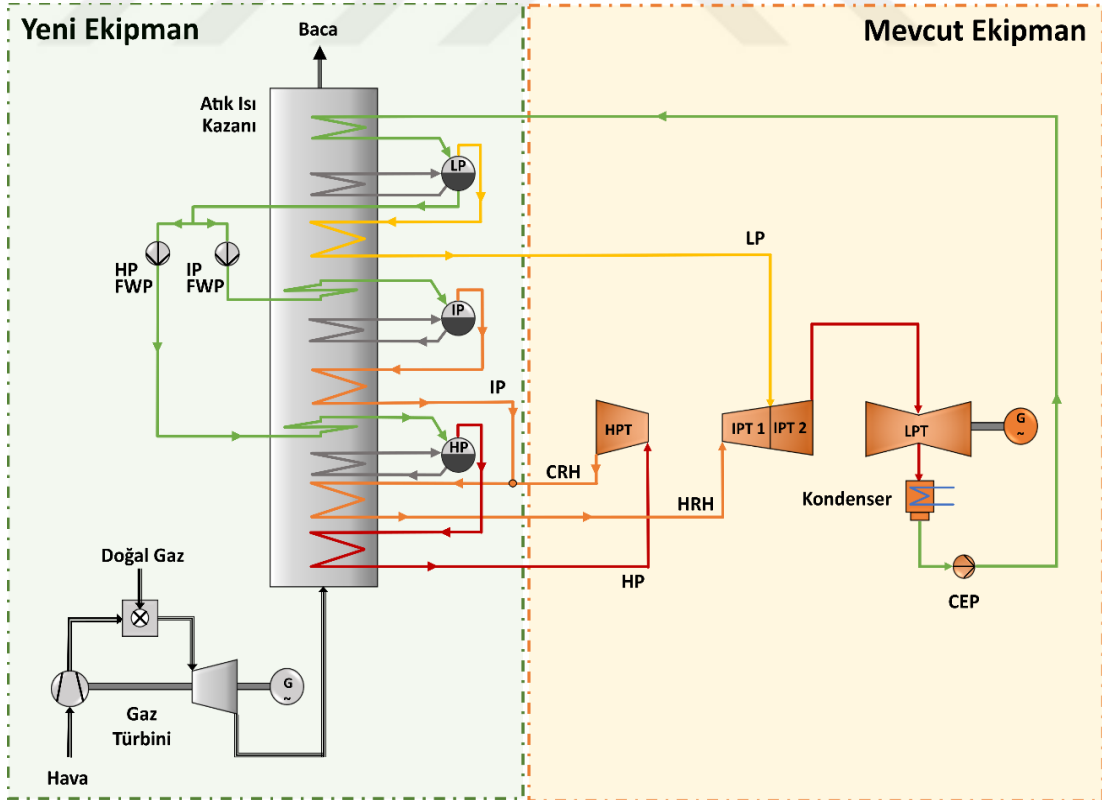
yazılımı ile analiz edilen sistemler genellikle her biri farklı aparatlardan ve birbirine bağılı çeşitli döngülerden oluşur. Bu aparatlar birbirlerine karmaşık bir kütle ve enerji akışı ağı oluşturacak şekilde bağılıdır.

Cycle-Tempo yazılımını kullanmanın temel amacı, sistemdeki ilgili kütle ve enerji akışlarını hesaplamaktır. Aparat tiplerinin sayısı ve birbirine bağlanma şekilleri durumdan duruma farklılık gösterebilir ve bu nedenle Cycle-Tempo sistem yapılandırması kullanıcı tarafından oluşturulmalıdır. Program, istenilen sistem modeline göre kullanılması gereken aparatlar ve ilgili bağlantıları için çok sayıda model içerir. Bu durumun yarattığı esneklik, sistem yapılandırmasının değiştirilemediği veya yalnızca sınırlı bir ölçüde değiştirilebildiği birçok mevcut programa göre önemli bir avantaj sağlamaktadır.

Tüm bu özellikler sayesinde Cycle-Tempo yazılımı kullanılarak bir ısı güç sisteminin ısı ve kütle dengesi ve termodinamik özellikleri incelenmekte olup, söz konusu bir ısı güç sisteminin termodinamik bir modeli oluşturulabilmektedir.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Bu tez kapsamında, İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali'nin yeniden tam güçlendirilme yöntemi ile doğal gaz kombine çevrim santraline dönüştürülmesi incelenmiştir. Yeniden tam güçlendirme metodolojisinin Ambarlı Projesi'nde uygulanması kapsamında, mevcut fuel-oil yakıtlı tesise ait buhar türbini rehabilite edilerek korunmuş, gaz türbini ve atık ısı kazanı ise yeni olarak temin edilmiştir. Buhar türbininin yeni buhar rejimine göre üretebileceği güç detaylı olarak hesaplanmış, dönüşümü yapılan tesisin yeni buhar rejimine en uygun olan gaz türbini, ticari olarak üretilen ve piyasada bulunan gaz türbinleri arasından seçilmiştir. Atık ısı kazanı ise, yeni buhar rejimine uygun bir şekilde üç basınçlı atık ısı kazanı olarak tasarlanmış ve imalatı yapılmıştır. Bu tezin ilerleyen bölümlerinde buhar türbini hesaplamaları, gaz türbini seçimi ve atık ısı kazanı tasarım metodolojisi yer almaktadır. Yeniden tam güçlendirilmiş kombine çevrim santralin şematik bir gösterimi Şekil 4.1'de yer almakta olup ilgili şekilde rehabilite edilerek korunan ve yeni temin edilen ana ekipmanlar gösterilmektedir.



Şekil 4.1 Yeniden tam güçlendirilmiş doğal gaz kombine çevrim santralinin blok diyagramı

4.1 Mevcut Fuel-Oil Yakıtlı Termik Santralin Durumu ve Dönüşümü Yapılan Santrale Ait Ana Ekipmanların Değerlendirilmesi

4.1.1 Buhar türbini rehabilitasyonu

Mevcut Ambarlı Fuel-Oil Yakıtlı Enerji Santrali'nde yeniden tam güçlendirilme öncesinde, 70'li yılların başında devreye alınan her biri 150 MW nominal güce sahip "Ünite 4" ve "Ünite 5" olarak adlandırılan iki ünite bulunmaktadır. Mevcut tesisteki "Ünite 4" ve "Ünite 5" tasarım olarak aynı özelliklere sahip olduğundan, bu tez kapsamında yapılan hesaplamalarda ünitelerden sadece bir tanesi değerlendirilmiştir. Bu amaçla mevcut "Ünite 4"ün tasarım performansı, orijinal santral dokümantasyonundan elde edilen ısı ve kütle dengesi şemalarına (Şekil 4.2 ve Şekil 4.3) dayanarak, yatak ve jeneratör kayıpları hariç 154,58 MW shaft gücü olarak hesaplanmış ve bulgular Çizelge 4.1'de gösterilmiştir. Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'teki bilgiler Fransızca dilinde hazırlanmış eski orijinal belgelere aittir, bu şemadaki "Anbarlı" "Ambarlı" anlamına gelmektedir. Çizelge 4.1, mevcut Ambarlı Fuel-Oil Santrali'ne ait orijinal proses şemalarından ve enstrümantasyon diyagramlarından çıkarılan verilere dayanarak hazırlanmıştır. Net shaft gücünün hesaplanmasında adyabatik genişleme olduğu kabul edildiğinde bu değer, güç faktörünün 0,818'e eşit olduğu 153,45 MW'lık orijinal net jeneratör çıkışı ile uyumlu olduğu görülmüştür. Bu analiz esnasında orijinal entalpi ve basınç verileri kullanılmıştır. Orijinal entalpi hesaplamaları 1997 öncesi buhar tablolarına dayandığından ve tüm ekstraksiyon sıcaklıkları orijinal entalpi ve basınç verilerine göre yeniden hesaplandığından dolayı, belirtilen değerler yukarıdaki tanımlara göre mevcut tablolardan kabul edilebilir sınırlar içerisinde farklılık göstermektedir. Bu nedenle tüm buhar verileri orijinal şemalarda belirtildiği gibi kullanılmış olup sıcaklık veya entalpi düzeltmesi uygulanmamıştır. Orijinal dokümanlarda kullanılan basınç birimi olan "ata" kgf/cm² anlamına gelmekte olup, 1 kgf/cm² 0,98066 bar basınca karşılık gelmektedir. Hesaplamalarda basınç birimi olarak bar kullanılmıştır. Sızdırmazlık buharı tüketimi hesaplamalarda ihmal edilmiş olup gerekli hesaplamaları yapmak için termodinamik prensipler kullanılmıştır. Sürekli akış halindeki kararlı sistemlerde kontrol hacmindeki kütle ve toplam enerji sabit kaldığından, Eşitlik 4.1 ve 4.2'de gösterildiği gibi birim zamanda kontrol hacmine giren toplam kütle ve enerji, kontrol hacminden çıkan toplam kütle ve enerjiye eşit olmalıdır (Borgnakke vd. 2003).

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (4.1)$$

$$\dot{E}_g - \dot{E}_\zeta = \frac{dE_{\text{sistem}}}{dt} \quad (4.2)$$

Hesaplamalarda kullanılan enerjinin korunumu denklemi ve termodinamiğin birinci yasası kullanılarak ilgili denklemin basitleştirilmiş formu Eşitlik 4.3 ve 4.4'teki gibidir.

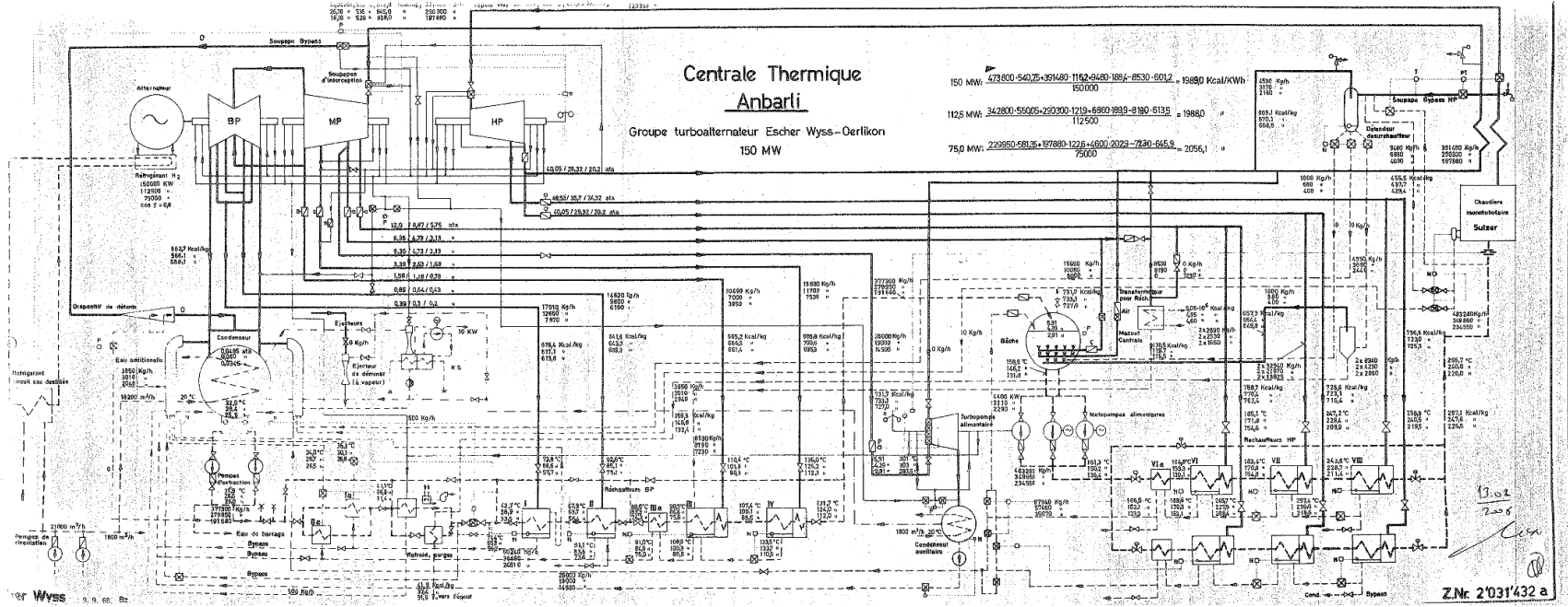
$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \sum \dot{m}_g \cdot \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + gz_g \right) = \dot{Q}_\zeta + \dot{W}_\zeta + \sum \dot{m}_\zeta \cdot \left(h_\zeta + \frac{v_\zeta^2}{2} + gz_\zeta \right) \quad (4.3)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_g h_g - \sum \dot{m}_\zeta h_\zeta \quad (4.4)$$

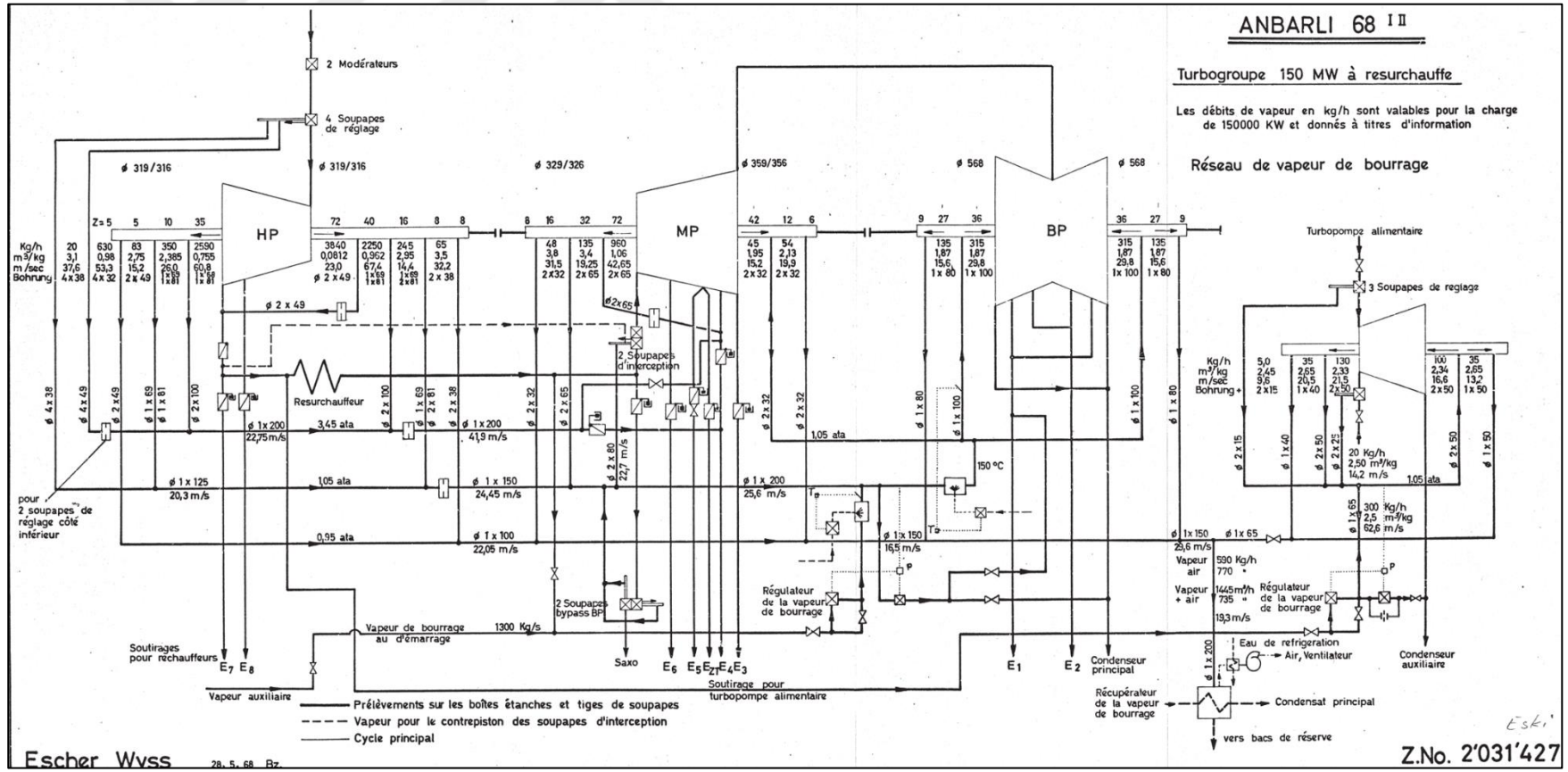
Burada, \dot{Q} birimi kW olan ısı transfer hızı, \dot{m} birimi kg/s olan kütleli debi, h birimi kJ/kg olan özgül entalpi, z ise metre cinsinden yüksekliktir. v birimi m/s olan hız olup, g ise m/s^2 cinsinden yerçekimi ivmesidir.

Çizelge 4.1 Mevcut Ambarlı Fuel-Oil Enerji Santrali ünite 4'ün tasarım performansı

Parametre	Debi kg/s	Açıklama	Özgül Entalpi kJ/kg	Basınç bar	Sıcaklık °C	Özgül Entropi kJ/kg°C	Buhar Kalitesi fraksiyon	Isıl Güç kW	Şaft Gücü kW
Yüksek Basınç Türbini									44.577
<i>HPT Giriş</i>	131.61	HPT Giriş Buharı	3382,31	176,52	535,00	6,37	SH	445.149	
<i>Ekstraksiyon-H1</i>	4.63	HP ısıtıcı VIII	3084,00	47,59	352,63	6,50	SH	14.289	
<i>Ekstraksiyon-H2</i>	18.30	HP ısıtıcı VII	3042,13	39,28	328,54	6,51	SH	55.671	
<i>HPT Çıkış</i>	108.68	CRH Buharı	3042,13	39,28	328,54	6,51	SH	330.612	
Orta Basınç Türbini									75.631
<i>IPT Giriş</i>	108.68	HRH	3528,64	34,36	535,00	7,27	SH	383.484	
<i>Ekstraksiyon-I1</i>	1.49	HP ısıtıcı VI	3218,39	11,77	379,69	7,32	SH	4810	
<i>Ekstraksiyon-I211</i>	4.35	Degazör buharı	3063,48	6,24	300,86	7,36	SH	13.318	
<i>Ekstraksiyon-I212</i>	2.37	Fuel-oil eşanjörü	3063,48	6,24	300,86	7,36	SH	7259	
<i>Ekstraksiyon-I22</i>	7.22	Turbo-FWP	3063,48	6,24	300,86	7,36	SH	22.125	
<i>Ekstraksiyon-I3</i>	4.61	LP ısıtıcı IV	2926,15	3,32	230,16	7,39	SH	13.493	
<i>Ekstraksiyon-I4</i>	2.91	LP ısıtıcı III	2785,06	1,55	156,40	7,43	SH	8115	
<i>IPT Çıkış</i>	85.72	LPT Giriş Buharı	2785,06	1,55	156,40	7,43	SH	238.734	
Alçak Basınç Türbini									34.372
<i>LPT Giriş</i>	85.72	LP Enjeksiyon	2785,06	1,55	156,40	7,43	SH	238.734	
<i>Ekstraksiyon-L1</i>	4.06	LP ısıtıcı II	2686,25	0,83	103,96	7,47	SH	10.909	
<i>Ekstraksiyon-L2</i>	4.86	LP ısıtıcı I	2576,56	0,38	74,81	7,52	0,9748	12.532	
<i>LPT Çıkış</i>	76.79	Kondenser giriş	2355,91	0,0476	32,02	7,74	0,9159	180.921	
Toplam									154580



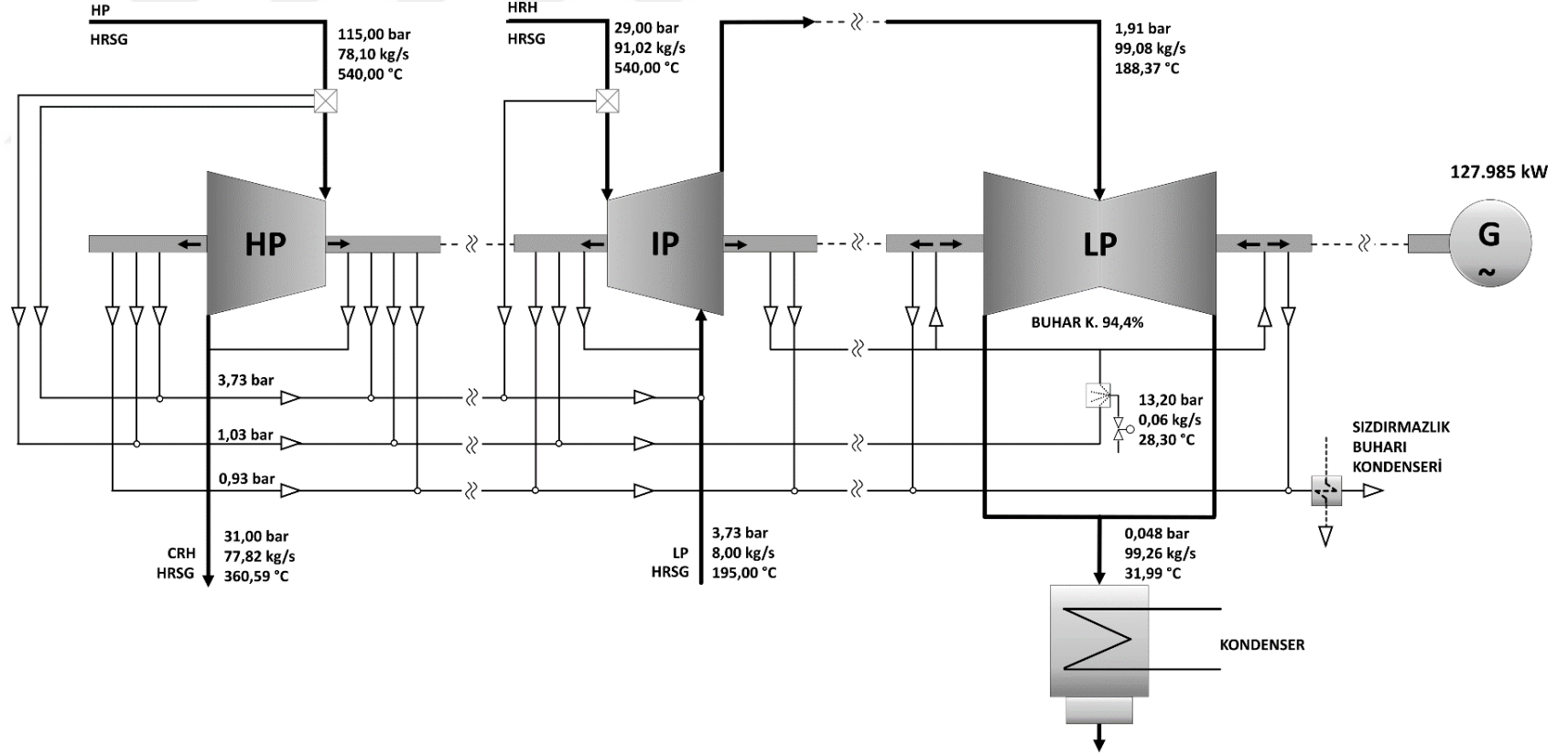
Şekil 4.2 Orijinal ekipman üreticisi tarafından sağlanan mevcut Ambarlı fuel-oil yakıtlı enerji santralinin orijinal elle çizilmiş ısı ve kütle dengesi diyagramları



Şekil 4.3 Orijinal ekipman üreticisi tarafından sağlanan mevcut Ambarlı fuel-oil yakıtlı enerji santralinin buhar türbinine ait orijinal elle çizilmiş ısı ve kütle dengesi diyagramı

Mevcut buhar türbini ile ilgili öncelikli olarak gerçekleştirilen bu değerlendirmenin amacı, sistemde herhangi bir degradasyon problemi olup olmadığını belirlemektir. Tüm hesaplamalar, buhar yolunun yeni ve temiz durumda olduğu kabul edilerek ve uzun süreli çalışmanın bozulma etkisinin olmadığı ön koşuluna göre gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın sonunda ünitenin hizmet dışı bırakıldığı tarihteki gücünün 135 MW olduğu göz önüne alındığında, önemli ölçüde bir üretim kaybı olduğu termodinamik olarak tespit edilmiştir. Bu degradasyon, güç üretmek için kullanılacak buharın üretime girmeden kaybına neden olmaktadır. Bu nedenle, ünitenin orijinal net ISO termodinamik veriminde yıllar içinde %41'den %35 seviyesine kadar düşen önemli bir azalma tespit edilmiştir.

Yeni üç basınç seviyeli atık ısı kazanının buhar rejimi eski tek yüksek basınç kademeli ve yüksek debili brülörlü kazanın buhar rejiminden önemli ölçüde farklıdır. Bu nedenle mevcut kırk yıllık buhar türbininin ömrünün uzatılması amaçlı rehabilitasyonunun yanı sıra mühendislik çalışmalarına bağlı modifikasyonu da yapılmıştır. Şekil 4.4'te yer alan ısı ve kütle dengesi diyagramı, atık ısı kazanı tasarımı ile uyumlu yeni buhar rejimine göre oluşturulmuştur.



Şekil 4.4 Rehabilitasyon sonrası buhar türbini ısı ve kütle dengesi şeması

Buhar türbininin verim ve kapasite değerleri yeni rejime göre tekrar hesaplanmıştır. Buna göre orijinal brülörlü kazanı, yeniden tam güçlendirmeyi anlamlı kılan üç basınçlı yeni bir atık ısı kazanı ile değiştirdikten sonra, rehabilite edilmiş buhar türbininden 128 MW güç elde edilebileceği görülmüştür.

4.1.2 Gaz türbini seçimi

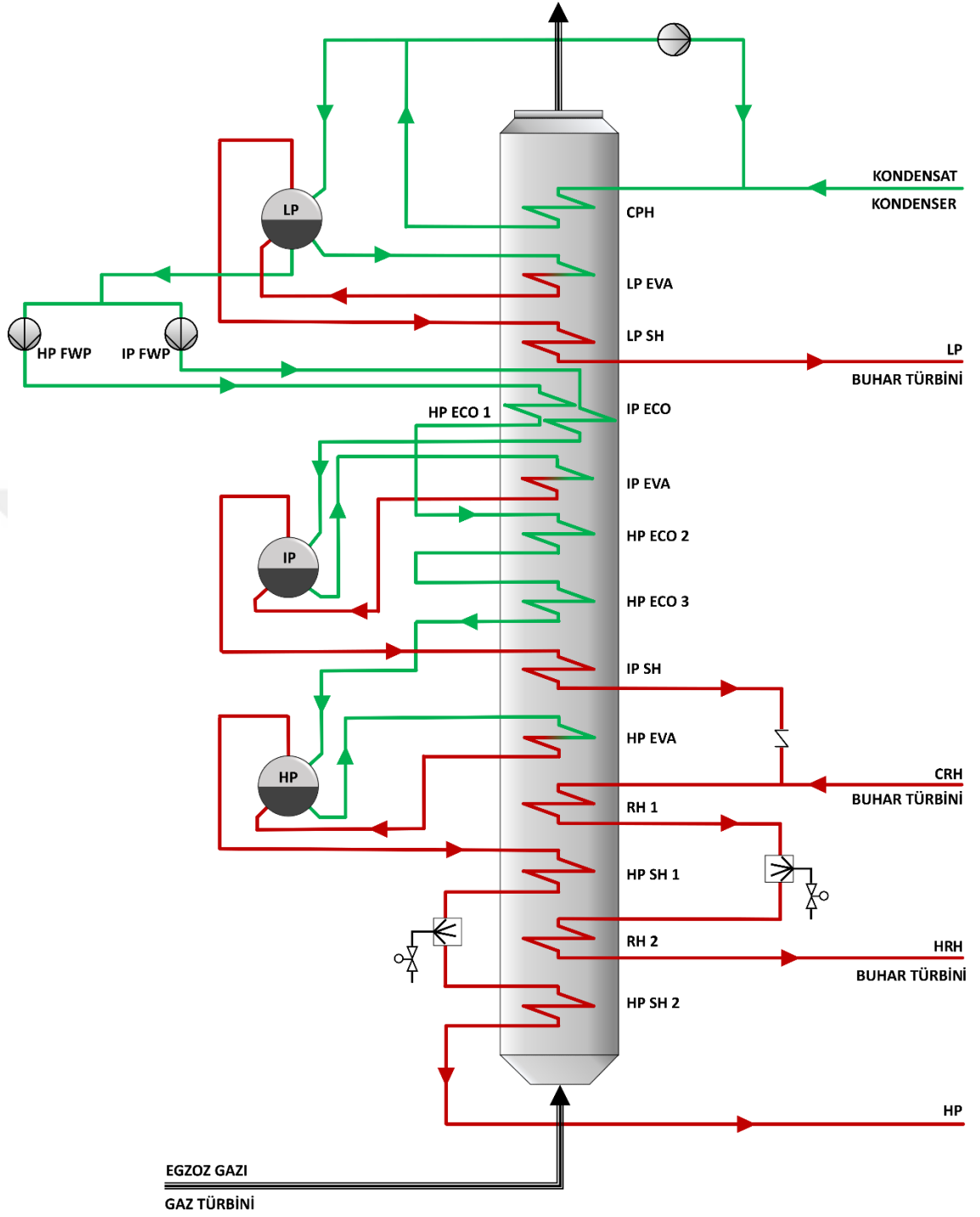
Tüm hesaplamalar ISO koşulları altında yapıldığında, buhar türbinin brüt güç çıkışının 128 MW ve denize ısı deşarjının ise 228 MW olduğu belirlenmiştir. Bu nedenle, toleranslar da dahil olmak üzere atık ısı kazanından 360 MW'lık bir ısı transferi gerekmektedir. Kükürt kaynaklı korozyonu önlemek için ise, atık ısı kazanının bacasından çıkan egzoz gazının sıcaklığının minimum 110 °C olacağı varsayımı ile hesaplamalar yapılmıştır. Bu nedenle, 49254,4 kJ/kg alt ısıl değerine (LHV) sahip doğal gaz kullanıldığında, ASME PTC 4.4 baca gazı entalpi hesaplamasına (ASME 2008) göre yapılan hesaplamalarda toleranslar da dahil olmak üzere havaya ısı deşarjı 76 MW olarak bulunmuştur.

Atık ısı kazanında ilave %0,5'lik bir ısı kaybı göz önüne alındığında, 440 MW egzoz gazı gücüne ve 540 °C'nin üzerinde baca gazı sıcaklığına sahip bir gaz türbini seçimi optimum olarak kabul edilmiştir. Öte yandan, buhar türbininden azami güç elde etmek için yeterli egzoz gazı entalpisi olan bir gaz türbini seçimi yapmak oldukça önemlidir. Bununla birlikte, gaz türbini seçimi, yalnızca tasarlanan sistemin gereksinimlerine mümkün olduğunca yakın olan ve ticari olarak temin edilebilen güvenilir sistemler arasında yapılabilmektedir. Bu gereksinimler ışığında, ISO koşulları altında maksimum kapasiteye ve 578,2 °C egzoz gazı sıcaklığına sahip, ticari olarak temin edilebilen ve güvenilirliğini kanıtlamış bir F-serisi gaz türbini seçilerek buhar türbininden maksimum 128 MW güç çıkışı sağlanabileceği belirlenmiştir.

4.1.3 Atık ısı kazanı tasarımı

Rehabilite edilip yeniden tam güçlendirilen tesisin atık ısı kazanı, entegre bir degazörü bulunan, dikey tipte, üç basıncılı ve doğal sirkülasyona sahip evaporatörlü tipte tasarlanmıştır. Giriş kanalı, egzoz gazını gaz türbinin çıkışından alarak atık ısı kazanının yüksek basınç, ara ısıtma, orta basınç ve düşük basınç sistemlerinin ısı transferi bölümlerini iletir. Çıkış kanalı ve baca, egzoz gazının atık ısı kazanından atmosfere iletilmesini sağlamaktadır. Atık ısı kazanının şematik diyagramı Şekil 4.5'te gösterilmektedir.

Yüksek basınç sistemi, atık ısı kazanının egzoz gazı girişinde bulunmaktadır ve sistemin ısı transferi yüzeyleri finli borulardan imal edilmektedir. Atık ısı kazanının orta basınç sistemi, gaz türbininin egzoz gazında bulunan ısıl enerjiden sistemin tasarımına uygun kalitede buhar üretir. Buhar ara ısıtma sistemine girmeden önce, yüksek basınç türbininin çıkışından gelen soğuk ara ısıtma buharı ile karıştırılır. Ara ısıtma sistemi tarafından üretilen kızgın buhar, buhar türbinin orta basınç kademesine aktarılır. İki parça halinde tasarlanan ara ısıtıcı, atık ısı kazanının egzoz gazı girişine yakın tarafta bulunur. Benzer şekilde atık ısı kazanının alçak basınç bölümü tasarımın koşullarına uygun buhar üretmektedir.

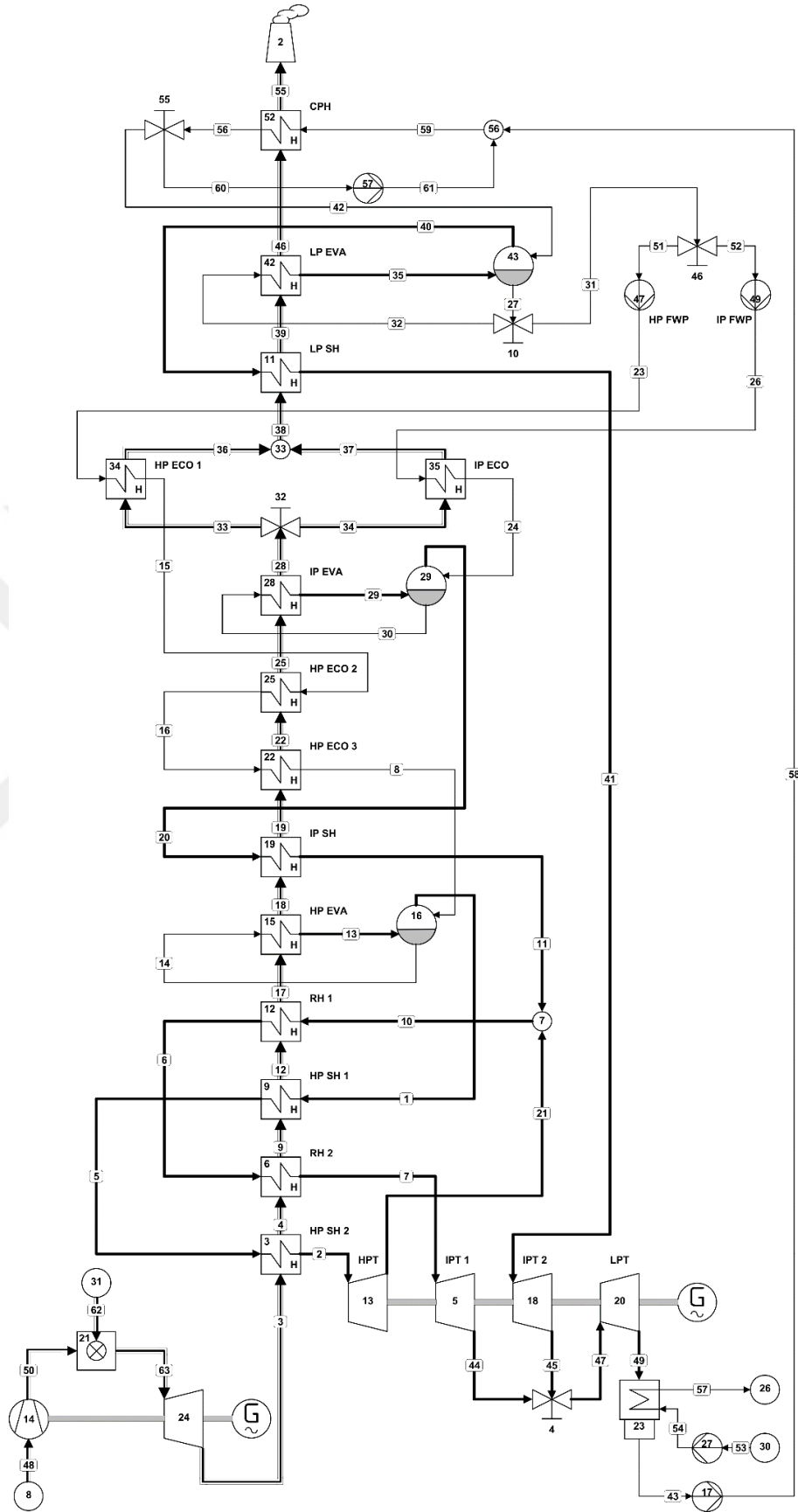


Şekil 4.5 Atık ısı kazanı şematik gösterimi

4.2 Kombine Çevrim Ünitesinin Modellenmesi ve Yeniden Tam Güçlendirme Sonuçlarının Değerlendirilmesi

4.2.1 Yeniden tam güçlendirilmiş kombine çevrim ünitesinin modellenmesi

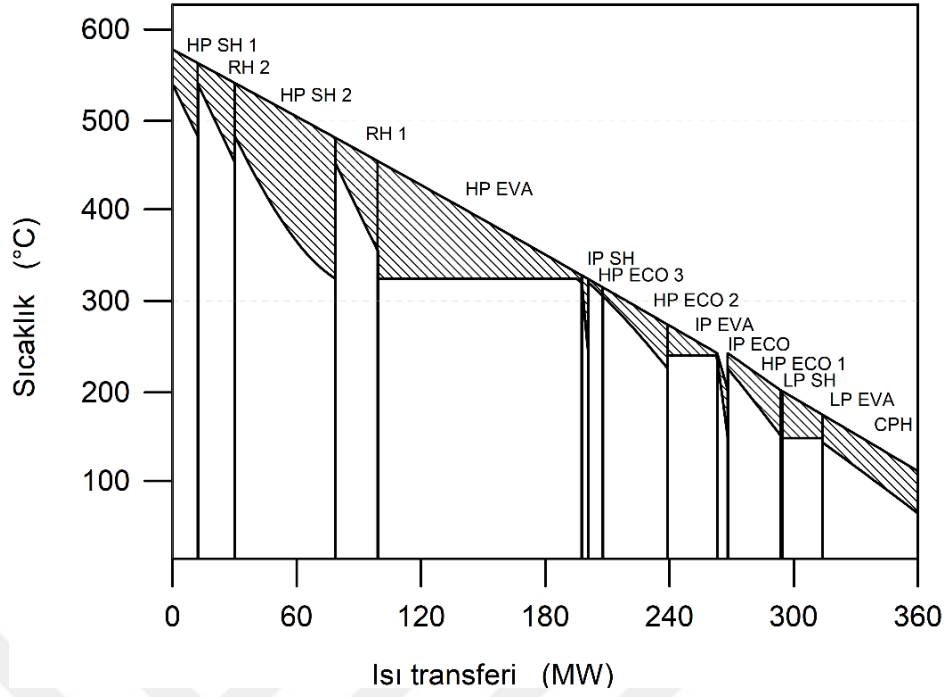
Kombine çevrim enerji santralleri gaz türbini, atık ısı kazanı ve buhar türbinin yanı sıra kondenser, soğutma pompaları veya kulesi ve diğer yardımcı sistemlerden oluşmaktadır (Shin vd. 2002). Tüm bu birincil ve yardımcı ekipmanlar, etkili ve verimli bir enerji üretim süreci için koordineli olarak çalışmalıdır. Bu bağlamda, genel kombine çevrim sistemi, bu tez kapsamındaki her bir bileşenin tasarım özellikleri uygulanarak Cycle-Tempo programı yardımıyla sistematik olarak modellenmiştir. Modelleme yoluyla simülasyonun temel amacı, kombine çevrim santralinin genel performansını tespit etmek ve böylece tasarım değerleri ile operasyonel sonuçları karşılaştırmaktır. Modelde atık ısı kazanında ve buhar türbininde herhangi bir ısı kaybı olmadığı varsayılmıştır. Ayrıca, normal ticari çalışma sırasında, atık ısı kazanının sürekli blöf sistemi her zaman aktif olmalıdır ve sürekli blöf sisteminde sıcak suyun bir kısmı domlardan ortak blöf tankına kademeli olarak boşaltılır. Egzoz buharı, atık ısı kazanının susturucuları aracılığıyla atmosfere yönlendirilir ve blöf suyu ise atık su ünitelerine aktarılır. Oluşturulan modelde sürekli blöf sistemi dikkate alınmamıştır ve bu nedenle kapalı çevrim su kayıpları hesaba dahil edilmemiştir. Bu yaklaşımın amacı, sistemi yalıtılmış kabul etmek, bu sayede sisteme ve sistemden dışarıya kütle ve ısı transferinin olmadığını kabul etmektir. Bu tez kapsamında oluşturulan ve tüm hesaplamalara baz teşkil eden Cycle-Tempo kombine çevrim ısı ve kütle dengesi diyagramı Şekil 4.6'da verilmiştir.



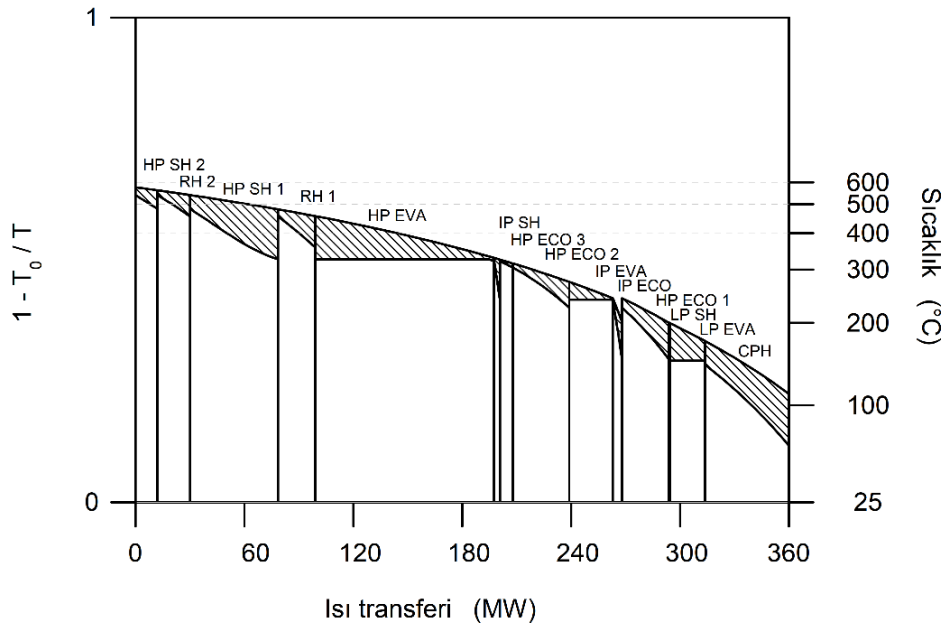
Şekil 4.6 Kombine çevrim bloğu – ısı ve kütle dengesi diyagramı

Simülasyon ve hesaplamalar sırasında buhar türbinine giren buharın kütleli debisi sınır koşulu olarak belirlenmiştir. Buhar türbinin sızdırmazlık buharı kaçaklarının ana kondenserde toplandığı ve ihmal edilebilir düzeydeki ısı kayıplarının olmadığı kabul edilmiştir. Yeni buhar rejiminde buhar türbini orta basınç kademesinde bir adet alçak basınç buhar enjeksiyon hattı bulunmakta olup bu kademedeki mevcut ekstraksiyonlar kapatılmıştır. Bu nedenle, alçak basınç enjeksiyon buharı hattının girişinden hemen önceki bir set kanat, buhar türbininden kaldırılmıştır. Bu gereksinimi karşılamak için orta basınç türbini, Cycle-Tempo modelinde iki bölüm ile gösterilmiştir.

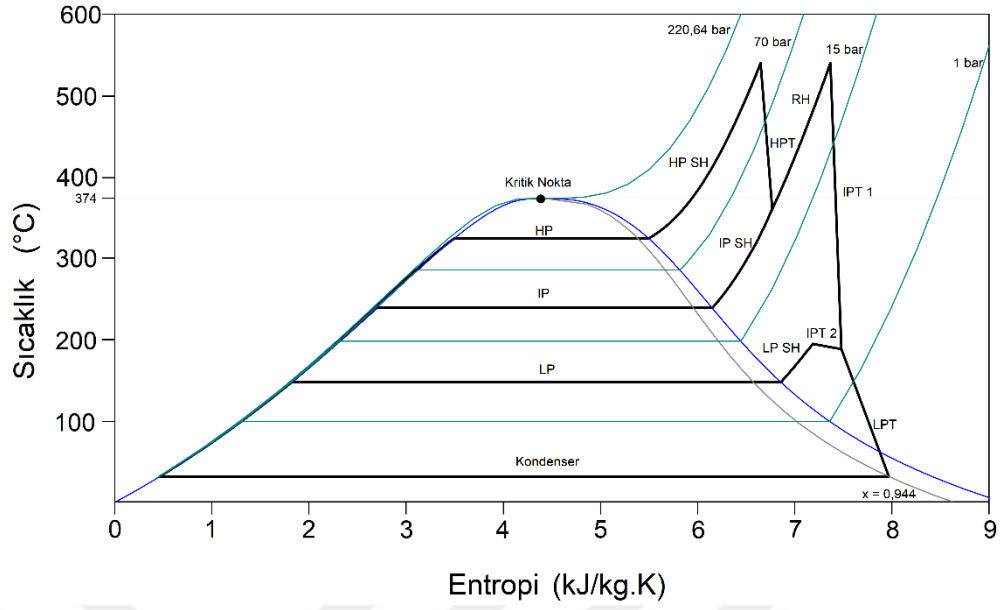
Atık ısı kazanının sıcaklık profili, Şekil 4.7'de ısı transferi-sıcaklık diyagramı ile sunulmuş olup elde edilen grafik ideal bir kazan profili oluşturmaktadır. Bu grafikten yola çıkılarak atık ısı kazanı ısı eşanjörü modüllerinin doğru bir sıralama ile yerleştirildiği sonucuna varılabilir. Söz konusu profil oluşturulurken, evaporatör bölümünün çıkışındaki egzoz gazı sıcaklığı ile ilgili basınçtaki doymuş buhar sıcaklığı arasındaki fark önemli bir tasarım unsurudur. Bu sıcaklık farkı azaldıkça, atık ısı kazanındaki birim zamandaki ısı transferi artacak olsa da bu durumda ilgili kazan modüllerinin yüzey alanının da artırılması gerekecektir. Bu durum ise hem malzeme maliyeti hem de yerleşim yerinin boyutları bakımından değerlendirildiğinde optimizasyon açısından her zaman olumlu sonuç vermeyebilir. Optimum seçim, atık ısı kazanı bacasından atmosfere atılacak olan egzoz gazının sıcaklığı ve buhar türbinin tasarım sınırlaması göz önünde bulundurularak yapılmıştır (İbrahim ve Rahman 2013). Bununla birlikte, ekonomizerin çıkışındaki su sıcaklığı ile ilgili basınçtaki doymuş buhar sıcaklığı arasındaki fark ise bir değer önemli tasarım unsurudur. Bu sıcaklık farkı, ekonomizerde ısı şokuna neden olabilecek buharlaşmayı önlediği için dikkate alınması gereken önemli bir parametredir (Naserabad vd. 2018). Klasik ısı transferi-sıcaklık diyagramına ek olarak, atık ısı kazanının her bir ısı eşanjörü modülünün ekserji yıkımı, Şekil 4.8'de değer diyagramı ile gösterilmiştir. Kombine çevrim bloğa ait su-buhar çevriminin sıcaklık-entropi diyagramı ise Şekil 4.9'da gösterilmiş olup çevrimin termodinamik davranışı bu sıcaklık-entropi grafiği ile değerlendirilmektedir. Bu durumda, ara ısıtma işleminin modelde başarıyla uygulanabildiği sonucuna varılmaktadır. Söz konusu modelin temelini oluşturan ve simülasyon yoluyla bulunan ısı ve kütle dengesi diyagramından elde edilen performans parametreleri ve ilgili çalışma koşulları Çizelge 4.2'de sunulmuştur.



Şekil 4.7 Atık ısı kazanı ısı transferi-sıcaklık diyagramı



Şekil 4.8 Atık ısı kazanı değer diyagramı



Şekil 4.9 Su-buhar çevrimi sıcaklık-entropi diyagramı

Çizelge 4.2 Simülasyonu yapılan ısı ve kütle dengesi diyagramının performans parametreleri ve işletme koşulları

Performans Parametreleri		Birim	Sonuç
Birim Zamanda Giren Toplam Isı	\dot{Q}_g	kW	726.496,50
Brüt Güç	$P_{brüt,KÇ}$	kW	407.978,66
İç İhtiyaç Tüketim	$P_{iç}$	kW	3232,76
Net Güç	$P_{net,KÇ}$	kW	404.745,91
Brüt Verim	$\eta_{brüt,KÇ}$	%	56,157
Net Verim	$\eta_{net,KÇ}$	%	55,712
Isı Oranı	$HR_{net,KÇ}$	kcal/kWsaat	1543,67
Çalışma Koşulları			
HPT Giriş Buhar Sıcaklığı		°C	540
HPT Giriş Buhar Basıncı		bar	115
IPT Giriş Buhar Sıcaklığı		°C	540
IPT Giriş Buhar Basıncı		bar	29
LP Enjeksiyon Buhar Sıcaklığı		°C	195
LP Enjeksiyon Buhar Basıncı		bar	3,731
LPT Giriş Buhar Sıcaklığı		°C	188,4
LPT Giriş Buhar Basıncı		bar	1,91
Kondenser Basıncı		bar	0,04756
Ana Soğutma Suyu Sıcaklık Farkı		°C	10

4.2.2 Performans testi hesaplamalarının değerlendirilmesi

Kombine çevrim bloğuna ait brüt güç, net güç, net ısı oranı ve net verim değerlerinin tasarım koşullarına uygunluğunu tespit etmek amacıyla performans testleri yapılmıştır.

Test sonuçları hesaplanırken, her iki performans testi sırasında elde edilen verilerin aritmetik ortalaması kullanılmıştır. Elde edilen ortalama sonuçlara, test koşulları ile referans koşulları arasındaki farklar nedeniyle düzeltme eğrileri uygulanmıştır.

Kombine çevrim santralının brüt güç değeri ($P_{brüt,KÇ}$), gaz türbini ($P_{düz,GT}$) ve buhar türbinine ($P_{düz,BT}$) ait düzeltme eğrileri uygulanmış brüt güç değerlerinin toplamına eşittir ve Eşitlik 4.5'teki gibi hesaplanmıştır.

$$P_{brüt,KÇ} = P_{düz,GT} + P_{düz,BT} \quad (4.5)$$

Kombine çevrim bloğun net gücü ($P_{net,KÇ}$), toplam brüt güç değerinden toplam iç tüketim ($P_{iç}$) çıkarılarak Eşitlik 4.6'daki gibi hesaplanmıştır.

$$P_{net,KÇ} = P_{brüt,GT} - P_{iç} \quad (4.6)$$

Atık ısı kazanında ilave bir yakıcı bulunmadığı için sisteme giren yakıt sadece gaz türbinin tükettiği doğal gazdır. Bununla birlikte kombine çevrim bloğunun iç tüketimi, yardımcı sistemlerin iç tüketimlerinin toplamıdır. Bu nedenle kombine çevrim bloğuna birim zamanda giren ısı (\dot{Q}_g), doğal gazın kütleli debisi (\dot{m}_{gaz}) ile alt ısı değerinin (LHV) çarpımına eşit olup Eşitlik 4.7'deki gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{gaz} \cdot LHV \quad (4.7)$$

Bu hesaplamada birimler \dot{Q}_g için kW, \dot{m}_{gaz} için kg/s, ve LHV için ise kJ/kg şeklindedir.

Net güç ve sisteme giren ısıya bağlı olarak, net ısı oranı ($HR_{net,KÇ}$) ve net verim ($\eta_{net,KÇ}$) Eşitlik 4.8 ve 4.9'daki gibi hesaplanmıştır.

$$HR_{net,KÇ} = \frac{\dot{Q}_g}{P_{net,KÇ}} \frac{3600}{4,186} \quad (4.8)$$

$$\eta_{\text{net,KÇ}} = \frac{P_{\text{net,KÇ}}}{\dot{Q}_g} \quad (4.9)$$

Bu denklemlerde birimler $HR_{\text{net,KÇ}}$ için kcal/kWsaat olup, $\eta_{\text{net,KÇ}}$ ise yüzde (%) olarak ifade edilmiştir.

Düzeltilme faktörleri, testler esnasındaki çalışma koşullarının referans koşullarından farklılık göstermesi halinde uygulanır. Bu uygulama performans ölçümlerinin değerlendirilmesi için temel yöntemdir. Bu amaçla, performans testi sırasında ölçümü yapılan ilgili parametreler tespit edilmiş ve temel referans koşullarına göre düzeltme eğrileri uygulanarak hesaplamalar yapılmıştır.

Gaz türbininin referans koşullarda ürettiği güç ($P_{\text{GT,düz}}$) hesaplanırken Eşitlik 4.10'daki düzeltme formülü kullanılmıştır.

$$P_{\text{GT,düz}} = P_{\text{GT,ölç,nom}} \cdot \prod P_m \quad (4.10)$$

$P_{\text{GT,ölç,nom}}$ gaz türbininin testler esnasındaki nominal brüt gücünü ifade etmektedir. P_m ise testler esnasındaki atmosferik basınç, nem, türbinin kullanıma bağlı yaşlanması, türbinin devri ve kullanılan doğal gazın kompozisyonunu gibi parametrelerin referans koşullarından sapmasına bağlı olarak düzeltme eğrileri yoluyla elde edilen her bir faktörü ifade etmektedir.

Gaz türbininin nominal brüt gücü Eşitlik 4.11'deki formül ile hesaplanmış olup bu formülde $P_{\text{GT,ölç}}$ testler esnasında gaz türbini jeneratörünün terminallerinden yapılan ölçümü, ΔP güç faktörü dönüşümüne bağlı toplam kayıpları, P_{ikaz} ise ikaz sistemi kayıplarını ifade eder.

$$P_{\text{GT,ölç,nom}} = P_{\text{GT,ölç}} - \Delta P - P_{\text{ikaz}} \quad (4.11)$$

Buhar türbininin referans koşullarında ürettiği güç ($P_{\text{BT,düz}}$) Eşitlik 4.12'deki gibi hesaplanmış olup, bu denklemde $P_{\text{BT,ölç,nom}}$ buhar türbininin testler esnasındaki nominal

brüt gücünü ifade etmektedir. C_m ise testler esnasındaki güç faktörünü ve buhar türbinin her bir kademesindeki buhar sıcaklığı, basıncı ve debisinin referans koşullarından sapmasına bağlı olarak düzeltme eğrileri yoluyla elde edilen her bir faktörü ifade etmektedir.

$$P_{BT,düz} = P_{BT,ölç,nom} \cdot \prod C_m \quad (4.12)$$

4.2.3 Performans testi sonuçlarının değerlendirilmesi

Performans testleri, her biri test yapılan ünitenin en az bir saatlik stabilizasyon süresinden sonra gerçekleştirilen iki adet bir saatlik tam yükte yapılan testten meydana gelmektedir. Test hesaplamalarının tamamlanması için birer saatlik iki teste ait ölçümün aritmetik ortalaması alınmış ve hesaplanan değerlere düzeltme eğrileri uygulanarak referans koşullar altındaki nihai sonuçlar elde edilmiştir.

Performans testleri ve ilgili hesaplamalar sonucunda elde edilen, gaz türbini gücü ve buhar türbini gücü ile birlikte kombine çevrim bloğunun net gücü, net ısı oranı ve net verimi Çizelge 4.3'te gösterilmiştir. Buna göre, tez kapsamında oluşturulan modelde, kombine çevrim blok için brüt güç değeri 407.979 kW bulunmuş olup bu değer performans testlerinin sonucunda bulunan 408.592 ± 3454 kW aralığının içinde kalmaktadır. Simülasyon yoluyla elde edilen brüt güçten iç tüketim değerinin çıkartılması sonucu, kombine çevrim bloğun net gücü 404.746 olarak bulunmuş olup, bu değer de resmi performans testlerinde elde edilen 404.080 ± 3435 kW sınırları içindedir. Net ısı oranı değerleri Çizelge 4.3'te yer alan doğal gaz debisi, doğal gazın alt ısı değeri ve kombine çevrim bloğun net gücü kullanılarak $1546,62 \pm 17,63$ kcal/kWsaat olarak hesaplanmıştır. Simülasyon sonucu elde edilen değer ise 1544 kcal/kWsaat olup, bu değer performans testinin sonucu ile uyumludur. Tüm bu hesaplama ve ölçümlerle uyumlu olarak oluşturulan simülasyondan hesaplanan net verim değeri olan %55,71, performans testi sonucu elde edilen $\%55,61 \pm 0,63$ aralığında yer almaktadır. Bu sonuçlara göre, bu tez kapsamında modellenmesi yapılan İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali'nin performans parametreleri, resmi performans testlerinden elde edilen değerlerle tam uyum göstermektedir (Kurbanoglu vd. 2022).

Çizelge 4.3 Yeniden tam güçlendirme sonucu kombine çevrim bloğu için elde edilen performans testi sonuçları

Parametre		Birim	Sonuç
Brüt Güç			
Gaz Türbini Düzeltilmiş Güç	$P_{düz,GT}$	kW	280.413
Buhar Türbini Düzeltilmiş Güç	$P_{düz,BT}$	kW	128.179
Kombine Çevrim Düzeltilmiş Brüt Güç	$P_{brüt,KÇ}$	kW	408.592
Brüt Güçteki Belirsizlik		kW	3454
Net Güç			
Kombine Çevrim Düzeltilmiş Brüt Güç	$P_{brüt,KÇ}$	kW	408.592
Toplam İç İhtiyaç Tüketimi	$P_{iç}$	kW	4512
Kombine Çevrim Düzeltilmiş Net Güç	$P_{net,KÇ}$	kW	404.080
Net Güçteki Belirsizlik		kW	3435
Net Isı Oranı			
Doğal Gaz Kütleli Debi	\dot{m}_{gaz}	kg/s	14,84
Alt Isıl Değer	LHV	kJ/kg	48.956
Birim Zamanda Giren Isı	\dot{Q}_g	kW	726.687
Kombine Çevrim Düzeltilmiş Net Güç	$P_{net,KÇ}$	kW	404.080
Düzeltilmiş Net Isı Oranı	$HR_{net,KÇ}$	kcal/kWsaat	1546,62
Net Isı Oranındaki Belirsizlik		kcal/kWsaat	17,63
Net Verim			
Kombine Çevrim Düzeltilmiş Net Güç	$P_{net,KÇ}$	kW	404.080
Birim Zamanda Giren Isı	\dot{Q}_g	kW	726.687
Kombine Çevrim Düzeltilmiş Net Verim	$\eta_{net,KÇ}$	%	55,61
Net Verimdeki Belirsizlik		%	0,63

Yeniden tam güçlendirilmiş kombine çevrim santrali için doğal gazın tasarıma baz kompozisyonu ve mevcut buhar santralinin örnek fuel-oil kompozisyonu Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.4 Doğal Gaz ve Fuel-Oil kompozisyonu

Yakıtların Kompozisyonu	Kütle Fraksiyonu, %
Doğal Gaz	
CH ₄	94,18
C ₂ H ₆	3,75
C ₄ H ₁₀	0,78
C ₅ H ₁₂	0,04
C ₆ H ₁₄	0,05
CO ₂	0,19
N ₂	1,01
Fuel-Oil	
C	83,87
H	11,34
N	0,39
O	0,78
S	3,50
H ₂ O	0,03

Mevcut tesisin ve yeniden tam güçlendirilen santralin performans parametrelerinin genel bir karşılaştırmalı özeti Çizelge 4.5'te yer almaktadır. Bu ilgili tablodan çıkarılabileceği üzere, deneysel sonuçlarla uyumlu simülasyon değerleri, bu tez kapsamında oluşturulan modelin doğruluğunu ve ayrıca İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali için yeniden tam güçlendirme yönteminin faydalarını göstermektedir. Söz konusu kapasite ve verim artışı analiz edilirken, mevcut ve yeniden güçlendirilen tesisin ısı deşarjı da çevresel faktörler açısından incelenmesi gereken önemli bir parametredir. Mevcut santralin devre dışı kaldığı tarih itibari ile bir ünitesi, kondenser aracılığıyla 185 MW deşarj yaparken, yeniden tam güçlendirilmiş kombine çevrim santralinin bir ünitesi 228 MW deşarj yapmaktadır. Buna göre gerçek kapasite artışı %200'ün üzerinde iken denize atılan ısıdaki artış sadece %25 seviyesindedir. Ayrıca mevcut tesiste ünite başına SO_x ve NO_x emisyonları sırası ile 4128 mg/Nm³ ve 535 mg/Nm³ iken yeni kombine çevrim santralin ilgili emisyonları 60 mg/Nm³ ve 49 mg/Nm³ şeklindedir. Tüm bunlara ek olarak Çizelge 4.4'te yer alan yakıt kompozisyonlarına göre yapılan hesaplar uyarınca kWsaat başına CO₂ emisyonunda %55 seviyesinde bir düşüş meydana gelmekte olup, bu durum yeniden tam güçlendirmenin ekonomik faydalarının ötesinde çevresel önemini de göstermektedir.

Çizelge 4.5 Mevcut tesis değerleri, simüle sonucu elde edilen değerler ve performans testlerine göre deneysel sonuçlar

	Mevcut Tesis	Simülasyon	Yeni Kombine Çevrim Santrali
Kurulu Kapasite (MW)	135*	407,979	408,592±3,454
Net Verim (%)	35*	55,71	55,61±0,63
Isı Oranı (kcal/kWsaat)	2210*	1543,67	1546,62±17,63
Yakıt Maliyeti (US\$ /kWsaat)	0,26**	0,06**	0,06**

(*) Mart 2009 tesisin hizmet dışı kalma tarihi itibariyle

(**) Mayıs 2010 tarihindeki fuel-oil ve İGDAŞ endüstriyel serbest tüketiciler için doğal gaz fiyatları

Literatürde yapılan çalışmalar değerlendirildiğinde; Shahnazari (2012) çalışmasında, yakma havası ön ısıtma ile yeniden güçlendirme ve besi suyu ön ısıtma ile yeniden güçlendirme de dahil olmak üzere farklı yeniden güçlendirme metodolojilerini kapasite artışı ve maliyet açısından araştırmıştır. Sonuçlar, 30 MW'a kadar kapasite artışı sağlayan besi suyu ön ısıtma ile yeniden güçlendirmenin, bu çalışma özelinde yakma havası ön ısıtma ile yeniden güçlendirmeye kıyasla İran'da bulunan Lowshan Enerji Santrali için daha uygun bir yöntem

olduğunu göstermiştir (Shahnazari 2012). Başka bir örnekte, Türkiye'de yer alan Soma Termik Santrali'nin yakma havası ön ısıtma ile yeniden güçlendirilmesi Yılmazoğlu ve Durmaz (2013) tarafından araştırılmış ve bu çalışmada çevresel sonuçlar sunulmuştur. Simülasyonların sonuçlarına göre, yeniden güçlendirilme metodolojisi uygulandıktan sonra kurulu kapasite başına CO₂ emisyonu yaklaşık %7 azalmıştır (Yılmazoğlu ve Durmaz 2013).

Başka bir çalışmada Tawfik ve Smith (2010), 600 MW'lık bir buhar santrali için yakma havası ön ısıtma ile yeniden güçlendirmeye ek olarak yeniden tam güçlendirmenin etkilerini de araştırmışlardır. Çalışmalarına göre en uygun seçenek, yakma havası ön ısıtma ile yeniden güçlendirme ve yeniden tam güçlendirme kombinasyonunun kullanılması olarak belirlenmiştir. Sonuçlar, yeniden güçlendirilmiş ünitenin kapasitesinin 295 MW artacağını ve ısı oranının baz yükte yaklaşık %11,6 azalacağını göstermiştir (Tawfik ve Smith 2010).

Diğer çalışmalardan farklı olarak, Bianchi vd.'nin (2015) yeniden güçlendirme kavramının sadece eski tesislerin kapasite artışı için değil, aynı zamanda nispeten yeni enerji santrallerinin performansının geri kazanılması için de kullanılabilirliğini vurgulamıştır. Bu nedenle, atık dönüşüm verimliliğini artırmak için bir çöp yakma santralinin yeniden güçlendirme seçenekleri araştırılmıştır. Çalışmalar, mevcut çöp yakma santralinin azalan performansının, bir gaz türbininin üst çevrim olarak eklenmesiyle geri kazanılabileceğini ve geliştirilebileceğini göstermiştir (Bianchi vd. 2015).

Başka bir çalışmada yeniden güçlendirme metodolojisi Carapellucci ve Giordano (2014) tarafından hem kapasite hem de ekonomik açıdan değerlendirilmiştir. Çalışmalarında, 600 MW'lık bir kömür yakıtlı enerji santralinin verimini ve kapasitesini artırmak için iki farklı besleme suyu ön ısıtma ile yeniden güçlendirme seçeneği önerilmiştir. Besleme suyu ön ısıtma ile yeniden güçlendirme kapsamında, santral bir gaz türbini entegre edilerek maksimum kondenser yükünde çalıştırıldığında, spesifik yeniden güçlendirme maliyeti kW başına 600 \$ olarak rapor edilmiştir (Carapellucci ve Giordano 2014).

Wolowicz vd. (2012) 800 MW süper kritik olan başka bir buhar santrali için besleme suyu ön ısıtma ile yeniden güçlendirme konseptini araştırmıştır. Çalışmada, kombine çevrim

sisteminin nominal güç çıkışının %20 artırılacağı ve nominal yükte ısı veriminin %43,5'ten %44,5'e yükselileceği sonucuna varılmıştır (Wolowicz vd. 2012).

Szargut ve Szczygiel (2005) kömürle çalışan bir enerji santralinde üst çevrim olarak gaz türbini eklenerek yeniden güçlendirme metodolojisinin uygulanmasının termodinamik etkilerini dört farklı varyantta araştırmıştır. Bu çalışmada, atık ısı kazanında hem besi suyu ön ısıtma uygulanmasının hem de kızgın buhar kullanılmasının, ekserji kaybını azaltacağı ve bu nedenle santralin veriminin yalnızca besi suyu ön ısıtma uygulamasına göre daha fazla artırılabilir olduğu raporlanmıştır (Szargut ve Szczygiel 2005).

Literatürde ender sayıda bulunan yeniden tam güçlendirme metodolojisi uygulamaları ile bu tez kapsamında yapılan çalışmalar karşılaştırılmıştır. Bu kapsamda incelenen bir çalışmada, Matthias Frankle yeniden tam güçlendirme metodolojisini araştırmış olup Rusya'da 300 MW'lık bir enerji santrali için çözüm önermiştir. Çalışmasında, yeniden güçlendirmenin performans artışının yanı sıra emisyonları da doğrudan etkilediğini göstermiştir. Analizler sonucu spesifik CO₂ emisyonun yaklaşık %30 oranında düşeceği ve ısı veriminin %38'den %55'e yükselileceği değerlendirilmiştir. Ayrıca, fuel-oil yerine doğal gaz kullanılması durumunda ısı veriminin %35'ten %55'e artacağı, spesifik CO₂ emisyonunun yaklaşık olarak 800 g/kWsaat'den 360 g/kWsaat'e düşeceği de önerilmiştir. Sonuç olarak, F-Serisi gaz türbini kullanılarak %170 kapasite ve %49 verim artışının mümkün olduğu bulunmuştur (Frankle 2006). Bu tez kapsamında yapılan çalışmalarda ise yeniden tam güçlendirme metodolojisi ile dönüşümü sağlanan İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali'nde, 355 g/kWsaat CO₂ emisyonu bulunurken verim %55,6'ya yükselmiştir. Bu durum da ısı verim artarken CO₂ emisyonunun rekabetçi seviyelere düşürüldüğünü göstermektedir.

Bohorquez vd. (2010) Latin Amerika'daki fuel-oil yakıtlı bir buhar santrali için kapasite ve ısı verim artışına odaklanırken altı farklı yeniden güçlendirme seçeneğini araştırmıştır. Sonuçlar, fuel-oil yakıtlı bir enerji santralinin doğal gaz yakıtlı kombine çevrim santraline dönüştürülmesi halinde CO₂ emisyonunun, 800 - 900 g/kWsaat'ten 400 - 500 g/kWsaat'e düşürülebileceğini göstermiştir. Ayrıca, kapasite faktörünün %25'in üzerinde olduğu durumlarda enerji üretim maliyetlerinin kWsaat başına 0,0745'ten 0,0303 US\$'e düşeceği

sonucuna varılmıştır. Bohorquez ve ark. bir gaz türbini ve bir atık ısı kazanı konfigürasyonu kullanılarak yeniden tam güçlendirme metodoloji uygulanan 235 MW güçteki bir doğal gaz kombine çevrim santralini analiz etmişlerdir. Çalışmalarında ısı oranı ve ısı verim sonuçları sırasıyla 1700,29 kcal/kWsaat ve %50,6 olarak hesaplanmıştır (Bohorquez vd. 2010). Ekvador U2 Enerji Santrali'nin ısı oranı ve ısı verim sonuçları İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali ile karşılaştırıldığında; bu tez kapsamında yeniden tam güçlendirme yöntemi ile dönüşümü analiz edilen İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali'nin daha yüksek verime ve daha düşük ısı oranına sahip olduğu görülmektedir. Bu durum da yeniden tam güçlendirme metodolojisinin daha efektif bir şekilde uygulandığını göstermektedir. Çevresel açıdan spesifik CO₂ emisyonunun yeniden tam güçlendirmede 800-900 g/kWsaat'ten 408 g/kWsaat'e düşürüldüğü rapor edilmiş olup İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali'nde ise bu emisyon değeri 355 g/kWsaat olarak hesaplanmıştır. Bu tez kapsamında yapılan incelemede yeniden tam güçlendirme uygulamasının CO₂ emisyonları açısından daha iyi sonuçlar verdiği yorumu yapılabilir. Yapım maliyeti açısından, Ekvador U2 Enerji Santrali'nin bir gaz türbini ve bir atık ısı kazanı konfigürasyonu ile yeniden güçlendirilmesin maliyeti 502 ABD doları/kW olarak bildirilirken, Ambarlı Yeniden Güçlendirme Projesi 471 €/kW olarak tamamlanmış olup ekonomik olarak daha rekabetçi sonuçlar vermiştir (Kurbanoglu vd. 2022).

Sonuç olarak, bu tez kapsamında sunulan değerlendirmeler, literatürdeki teorik çalışmalar ile karşılaştırıldığında tutarlı sonuçlar vermektedir. İlave olarak, yapılan hesaplamalar deneysel olarak doğrulanmış olup ilgili yeniden tam güçlendirme metodolojisinin uygulanabilirliği hakkında önemli sonuçlar içermektedir. Ayrıca, mevcut buhar santrallerinde yeniden tam güçlendirme yapabilmek için elde tutulan ekipman hala ekonomik yaşam döngüsünde olmalıdır. İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali'nde yeniden güçlendirilmiş üniteler günümüzde başarılı bir şekilde ticari faaliyet altında olduğu için ekipman değerlendirmesinin uygun şekilde yapıldığı sonucuna varılabilir. Bir diğer önemli parametre, mevcut tesise ait arazinin yeni gaz türbinleri ve doğal gaz boru hattı montajı için uygun olması gerekliliğidir. Bu tez çalışmasının bir diğer önemli sonucu olarak, dönüşümü yapılan İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali'nin kWsaat başına yeniden güçlendirme maliyeti hesaplanmış, altyapı gereksinimleri ortaya konmuş ve yakıt bazlı işletme maliyeti avantajları sunulmuştur.

Mevcut Ambarlı Fuel-Oil Santrali'nin ve dönüşüm sonrası İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali'nin fotoğrafları Şekil 4.10 ve Şekil 4.11'de yer almaktadır.



Şekil 4.10 Ambarlı Fuel-Oil Santrali'nin 2009 yılı öncesine ait fotoğrafı



Şekil 4.11 Yeniden tam güçlendirme sonrası İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali'nin fotoğrafı

5. SONUÇ

Bu tez kapsamında, yaklaşık 40 yıl boyunca işletmede kalan mevcut Ambarlı Fuel-Oil Yakıtlı Enerji Santrali'nin yeniden tam güçlendirilme yöntemi ile doğal gaz kombine çevrim santraline dönüşümü termodinamik yasalarına dayanarak analiz edilmiştir.

Yeniden tam güçlendirme metodolojisinin proje kapsamında uygulanması esnasında, mevcut fuel-oil yakıtlı tesise ait buhar türbini rehabilite edilerek korunmuş, gaz türbini ve atık ısı kazanı ise yeni olarak temin edilmiştir. Bu amaçla, mevcut buhar türbininin tasarım ve rehabilitasyon sonrası performansının hesaplamaları hassas bir şekilde yapılmıştır. Buhar sıcaklığı, basınç ve kütleli debisi gibi parametreler, uygun gaz türbini seçimi ve yeni buhar rejimine uygun atık ısı kazanının tasarımı için sınır koşulları olarak belirlenmiştir. Dönüşümü yapılan tesisin buhar rejimine en uygun olan gaz türbini, ticari olarak üretilen ve piyasada bulunan gaz türbinleri arasından seçilmiştir. Atık ısı kazanı ise, yeni buhar rejimine uygun bir şekilde üç basınçlı atık ısı kazanı olarak tasarlanmış ve imalatı yapılmıştır.

Tez kapsamında yeniden tam güçlendirilmiş kombine çevrim bloğunun ısı ve kütle dengesi diyagramı Cycle-Tempo tarafından modellenmiştir. Kombine çevrim santraline ait gaz türbini, buhar türbini, atık ısı kazanı, kondenser, soğutma suyu sirkülasyon pompası ve kazan besleme suyu pompaları gibi yeni sağlanan veya elde tutulan ana ve alt sistemlerin tüm performans parametreleri Cycle-Tempo modeline dahil edilmiştir. Yeniden tam güçlendirilmiş bir kombine çevrim santralinin tüm tasarım özelliklerini, ilgili tüm sınır koşullarına bağlı olarak interaktif ve iteratif olarak simüle edebilen bir tesise özel bir performans modeli geliştirilmiştir.

Ambarlı Yeniden Güçlendirme Projesi'nin kabulü sırasında, ulaşılan brüt ve net güç, verim ve ısı oranı gibi parametrelerin sözleşmede garanti edilen değerlere uygunluğu göstermek için performans testleri yapılmıştır. Söz konusu performans testleri, çevrim izolasyonu gibi özel koşullar altında yapılmış ve testler esnasında kalibre edilmiş geçici ölçüm cihazları kullanılmıştır. Ayrıca, testler esnasında elde edilen veriler düzeltme eğrileri kullanılarak referans koşullarına göre yeniden hesaplanmıştır. Yeniden tam

güçlendirilmiş santral için oluşturulan Cycle-Tempo modelinden elde edilen veriler ile resmi performans testi sonuçları karşılaştırılmış ve modelin doğruluğu kanıtlanmıştır. Bu nedenle, söz konusu performans testlerinden elde edilen sonuçlar, önerilen modelin doğrulanması sırasında bu tez çalışmasına benzersiz katkı sağlamıştır.

Yapılan değerlendirmelerde, mevcut fuel-oil santralinin kapasitesindeki ve verimindeki artışın sırasıyla %203 ve %59 olduğu bulunmuştur. Rehabilitasyonun başlangıç tarihindeki fuel-oil ve doğalgaz fiyatları dikkate alındığında, elde edilen sonuçlar kWsaat başına yakıt maliyetinde de önemli bir iyileşme olduğunu göstermektedir. Ayrıca sırasıyla 4128 mg/Nm³ ve 535 mg / Nm³ olan mevcut SO_x ve NO_x emisyonu değerleri 60 mg /Nm³ ve 49 mg/Nm³ değerlerine düşmüştür. İlave olarak, tesisin verimi %35'ten %55,6'ya yükselirken, CO₂ emisyonu da yaklaşık 800 g/kWsaat'ten 355g/kWsaat'e olmak üzere %55 seviyesinde düşmüştür. Bu sonuçlar yeniden tam güçlendirmenin ekonomik faydalara ek olarak önemli olumlu çevresel etkilere de sahip olduğu anlamına gelmektedir.

Tüm bu sonuçlara ek olarak, yeniden tam güçlendirme konsepti için en önemli motivasyonlardan birisi de mevcut buhar türbininin ve tesisteki yardımcı ekipmanın yaşam döngüsünün devam ediyor olmasıdır. Yeniden tam güçlendirilerek rehabilite edilen İstanbul Doğal Gaz Kombine Çevrim B Santrali halen İstanbul'a başarılı bir şekilde elektrik sağlamaktadır. Bu bakımdan da değerlendirme yapıldığında söz konusu santralde yeniden güçlendirme konseptinin koşullarının başarıyla yerine getirildiği kanıtlanmıştır.

Tüm bu değerlendirmeler ışığında, atmosferik emisyonları azaltırken mevcut konvansiyonel buhar santrallerinin verimini ve kapasitesini artırmak için yeniden tam güçlendirmenin örnek bir kavram olduğu sonucuna varılabilir. Ek olarak, doğal gaz kombine çevrim santralleri elektrik şebekelerinin şebeke kararlılığında önemli bir rol oynamaktadır. Bu nedenle, doğal gaz kombine çevrim santrallerinin orta ve uzun vadede elektrik enerjisi üretimi için vazgeçilmez olması beklenmektedir. Gaz türbinlerinin hidrojen ile ateşlendiği yeni teknolojiler sayesinde (Incer-Valverde 2022), net sıfır karbon emisyonu hedeflerine hizmet edecek doğal gaz kombine çevrim santrallerinin ve dolayısıyla yeniden güçlendirme konseptinin önemi yakın gelecekte daha da artacaktır.

Mevcut enerji santrallerini modernize ederken, kapasite ve verimi nispeten daha düşük bir maliyetle artırmak önemli bir ticari motivasyon unsurudur. Ayrıca, artan çevre bilinci ve doğal gazın temizliği nedeniyle, enerji üretim pazarında gaz türbinlerine yönelik yoğun bir talep bulunmaktadır. Tüm bu faktörler, yeniden güçlendirme kavramını sadece endüstri için değil, aynı zamanda akademik çalışmalar için de trend olan bir konu haline getirmektedir. Bu nedenle, literatürde mevcut eski buhar santrallerinin yeniden güçlendirilmesi için farklı seçenekleri bulunmaktadır. Ayrıca son yıllarda fosil yakıtlı enerji santrallerinin yeniden güçlendirilmesine olan ilginin artması nedeniyle birçok araştırma yapılmıştır (Adeli vd. 2020, Ahmadi vd. 2017, Popov 2011). Bununla birlikte, çalışmaların çoğu, hesaplamaların gerçek işletme koşulları altında doğrulanmasının önemli ölçüde zor olması nedeniyle sadece teorik düzeydedir. Bunun temel nedeni; ölçülen saha verilerinin ortam koşullarına ve ekipmanın eskimesine bağlı olarak düzeltme hesaplarının yapılmasının gerekliliğidir (Geete ve Khandwawala 2013). Ayrıca, ölçümler çevrim izolasyonu koşulu altında yapılmalıdır ki bu koşul günlük ticari operasyonlar sırasında pratik olarak mümkün olamamaktadır.

Sonuç olarak, eski buhar santrallerinin yeniden tam güçlendirilmesi, önemli bir kapasite artışının yanı sıra ekonomik ve çevresel faydalar da sağlamaktadır. Ancak her projenin kendine has özellikleri olduğu da dikkate alınmalıdır. Bu nedenle herhangi bir projeye başlamadan önce dikkatli bir fizibilite çalışmasının yapılması gerekmektedir. İlk adım, yeniden güçlendirme sırasında korunacak olan ana ekipmanın yaşam döngüsünün dikkatli bir şekilde değerlendirilmesini gerektirir. Ayrıca, mevcut regülasyonlar, projeye karar verirken önemli bir parametredir. Birçok ülkede modernizasyon onayı almak, yeni tesis kurulum izni almaktan daha kolay ve daha az maliyetli olabilmektedir. Bu aşamadan sonra, projenin performans sonuçlarını değerlendirmek için kapsamlı bir ısı ve kütle dengesi modeli hazırlanmalıdır.

Bu tez kapsamında söz konusu değerlendirmelerin tamamını içeren ve bir bütün olarak sunulan yeniden güçlendirme yaklaşımı, bu metodolojinin daha sonraki uygulamalar için geçerli bir model olarak kullanılabileceğini teorik ve deneysel verilerle desteklenerek göstermektedir.

KAYNAKLAR

- Adeli, J., Mohammadreza, N. ve Davood, T. 2020. Full repowering of an existing fossil fuel steam power plant in terms of energy, exergy, and environment for efficiency improvement and sustainable development. *Environment, Development and Sustainability*, 22(6), 5965–5999.
- Ahmadi, G., Davood, T. ve Omid, A.A. 2017. Solar parallel feed water heating repowering of a steam power plant: A case study in Iran. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 77, 474–85.
- Alabdoadaim, M. A., Agnew, B. ve Potts, I. 2006. Performance analysis of combined Brayton and inverse Brayton cycles and developed configurations. *Applied Thermal Engineering*, 26(14-15), 1448-1454.
- Al-Shahri, O. A., Ismail, F. B., Hannan, M. A., Lipu, M. H., Al-Shetwi, A. Q., Begum, R. A. ve Soujeri, E. 2021. Solar photovoltaic energy optimization methods, challenges and issues: A comprehensive review. *Journal of Cleaner Production*, 284, 125465.
- Asimptote. 2022. Cycle-Tempo. <http://www.asimptote.nl/software/cycle-tempo/>, Erişim Tarihi: 05.01.2023.
- Bamigbola, O. M., Ali, M. M. ve Oke, M. O. 2014. Mathematical modeling of electric power flow and the minimization of power losses on transmission lines. *Applied Mathematics and Computation*, 241, 214-221.
- Beer, J.M. 2000. Combustion technology developments in power generation in response to environmental challenges. *Progress in Energy and Combustion Science*, 26(4–6), 301–327.
- Belgiorno, F. 2003. Notes on the third law of thermodynamics: I. *Journal of Physics A: Mathematical and General*, 36(30), 8165
- Bianchi, M., Branchini, L., Cesari, S., De Pascale, A. ve Melino, F. 2015. Repowering existing under-utilized WTE power plant with gas turbines. *Applied Energy*, 160, 902–911.
- Bianchi, M., Lisa, B. ve De Pascale, A. 2014. Combining waste-to-energy steam cycle with gas turbine units. *Applied Energy*, 130, 764–773.
- Borgnakke, C., Sonntag, R.E. ve Van Wylen, G.J. 2003. Chapter 6-First law analysis for a control volume. In: *Fundamentals of Thermodynamics*, John Wiley & Sons, 162–195, New York.
- Borgnakke, C., Sonntag, R.E. ve Van Wylen, J.G. 2022. *Fundamentals of Thermodynamics*. 10th ed. Wiley, New York.
- Breeze, P. 2019. *Power Generation Technologies*. 3rd ed. Elsevier, Boston.

- Carapellucci, R. ve Giordano, L. 2021. Regenerative gas turbines and steam injection for repowering combined cycle power plants: Design and part-load performance. *Energy Conversion and Management*, 227, 113519.
- Carapellucci, R. ve Lorena, G. 2014. Energy, economic and environmental assessments for gas-turbine integration into an existing coal-fired power plant. *Energy Procedia*, 45, 1175–1184.
- Carnot, S. 1824. Reflections on the motive power of fire, and on machines fitted to develop that power. Paris: Bachelier, 108, 1824.
- Cengel, Y.A., Boles, M.A. ve Kanoğlu, M. 2018. *Thermodynamics: An engineering approach*. 9th ed. McGraw-Hill Education, New York.
- Depolt, T., Edwin, G. ve Günter, M. 2002. Peterhead power station: Parallel repowering innovative steam turbine enhancement. *Proceedings of the 2002 International Joint Power Generation Conference*, 24-26 June, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 425–432, Arizona, USA.
- Dincer, I. ve Cengel, Y.A. 2001. Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering. *Entropy*, 3(3), 116–149.
- Dincer, I. ve Rosen, M.A. 2011. *Thermal Energy Storage: Systems and Applications*. John Wiley & Sons, UK.
- Dincer, I. ve Rosen, M.A. 2013. *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*. 2nd ed. Elsevier, Oxford.
- Dincer, I., Rosen, M.A. ve Pouria, A. 2017. *Optimization of Energy Systems*. John Wiley & Sons, UK.
- Escosa, J.M. ve Romeo, L.M. 2009. Optimizing CO₂ Avoided cost by means of repowering. *Applied Energy*, 86(11), 2351–2358.
- Frankle, M. 2006. SRS: The Standardized Repowering Solution for 300MW Steam Power Plants in Russia. Siemens Power Generation (PG), Germany.
- Geete, A. ve Khandwawala, A. I. 2013. Generation of correction curves for power and heat rate by thermodynamic analysis of combined effect of inlet pressure (123.14bar) and different inlet temperatures on thermal power plant. *Mechanical Engineering*, 61, 17059–17063.
- Giampaolo, T. 2020. *Gas Turbine Handbook: Principles and Practice*. 5th ed. River Publishers, Denmark.
- Hamzacebi, C. ve Es, H.A. 2014. Forecasting the annual electricity consumption of Turkey using an optimized grey model. *Energy*, 70, 165–71.
- Haywood, R.W. 1975. *Analysis of Engineering Cycles: Thermodynamics and Fluid Mechanics Series*. 2nd ed. Pergamon Press, Oxford.

- Hesketh, J. A. ve Walker, P. J. 2005. Effects of wetness in steam turbines. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 219(12), 1301-1314.
- Heyen, G. ve Kalitventzeff, B. 1999. A comparison of advanced thermal cycles suitable for upgrading existing power plant. Applied Thermal Engineering, 19(3), 227–237.
- Hill, P.G. ve Peterson, C.R. 1991. Mechanics and Thermodynamics of Propulsion (2nd Revised and Enlarged Edition). Pearson, New York.
- Ibrahim, T.K. ve Rahman, M.M. 2013. Study on effective parameter of the triple-pressure reheat combined cycle performance. Thermal Science, 17(2), 497–508.
- Incer-Valverde, J., Patino Arevalo, L.J., Tsatsaronis, G. ve Morosuk, T. 2022. Hydrogen-driven power-to-x: State of the art and multicriteria evaluation of a study case. Energy Conversion and Management, 266, 115814.
- International Energy Agency. 2019. Chapter 6-Outlook for electricity lighting the way? In: World Energy Outlook 2019, IEA Publications, 253–298, Paris.
- Irrazabal Bohorquez, W.O., Barbosa, J.O.R., Horta Nogueira, L.A. ve Silva Lora, E.E. 2010. Repowering: An option for refurbishment of old thermal power plants in Latin-American Countries. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, 43963, 825-834.
- Jobert, T. ve Karanfil, F. 2007. Sectoral energy consumption by source and economic growth in Turkey. Energy Policy, 35(11), 5447–5456.
- Kapooria, R. K., Kumar, S. ve Kasana, K. S. 2008. An analysis of a thermal power plant working on a Rankine cycle: A theoretical investigation. Journal of Energy in Southern Africa, 19(1), 77-83.
- Kim, J.S. 2014. Modeling, control, and optimization of combined heat and power plants. Doctoral Dissertation, Faculty of the Graduate School of the University of Texas, Austin.
- Kotowicz, J. ve Brzęczek, M. 2018. Analysis of increasing efficiency of modern combined cycle power plant: A case study. Energy, 153, 90-99.
- Kotowicz, J., Brzęczek, M. ve Job, M. 2018. The thermodynamic and economic characteristics of the modern combined cycle power plant with gas turbine steam cooling. Energy, 164, 359–376.
- Kotowicz, J., Job, M. ve Brzeczek, M. 2015. The characteristics of ultramodern combined cycle power plants. Energy, 92, 197–211.
- Kurbanoglu, A., Alagoz, İ. ve Elmali, A. 2022. Full repowering of existing fuel-oil fired power plant: Modeling and performance evaluation. Energy Conversion and Management, 270, 116288.

- Kurt, H., Recebli, Z. ve Gedik, E. 2009. Performance analysis of open cycle gas turbines. *International Journal of Energy Research*, 33(3), 285-294.
- Lieb, E. H. ve Yngvason, J. 1999. The physics and mathematics of the second law of thermodynamics. *Physics Reports*, 310(1), 1-96.
- Mansouri, M. T., Ahmadi, P., Kaviri, A. G. ve Jaafar, M. N. M. 2012. Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants. *Energy Conversion and Management*, 58, 47-58.
- Martínez, F. R., Martínez, A. R., Velazquez, M. T., Diez, P. Q., Eslava, G. T. ve Francis, J. A. 2011. Evaluation of the gas turbine inlet temperature with relation to the excess air. *Energy and Power Engineering*, 3(04), 517
- Moran, M., Howard, J., Shapiro, N., Boettner, D. ve Margaret, B. 2014. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 8th ed. John Wiley & Sons, New Jersey.
- Nadir, M. ve Ghenaiet, A. 2015. Thermodynamic optimization of several (heat recovery steam generator) HRSG configurations for a range of exhaust gas temperatures. *Energy*, 86, 685-695.
- Nag, P.B.K. 2013. *Engineering Thermodynamics*. McGraw-Hill Education, New York.
- Nakomcic-Smaragdakis, B., Cepic, Z., Cepic, M. ve Stajic, T. 2014. Data analysis of the flue gas emissions in the thermal-power plant firing fuel oil and natural gas. *International Journal of Environmental Science and Technology*, 11(2), 269–280.
- Naserabad, S., Mehrpanahi, N.A. ve Ahmadi, G. 2018. Multi-objective optimization of HRSG configurations on the steam power plant repowering specifications. *Energy*, 159; 277–293.
- Okot, D. K. 2013. Review of small hydropower technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 26, 515-520.
- Pancaldi, G. 1990. Electricity and life. Volta's path to the battery. *Historical Studies in the Physical and Biological Sciences*, 21(1), 123-160.
- Pandey, A., Larroche, C., Ricke, S.C., Dussap, C.G. ve Gnansounou, E. 2019. *Biofuels: Alternative Feedstocks and Conversion Processes*. 2nd ed. Academic Press, Cambridge.
- Popov, D. 2011. An option for solar thermal repowering of fossil fuel fired power plants. *Solar Energy*, 85(2), 344–349.
- Promes, E.J.O., Woudstra, T., Schoenmakers, L., Oldenbroek, V.D.W.M., Thattai, A. T. ve Aravind, P.V. 2015. Thermodynamic evaluation and experimental validation of 253 MW Integrated Coal Gasification Combined Cycle power plant in Buggenum, Netherlands. *Applied Energy*, 155, 181-194.

- Rahman, M. M., Oni, A. O., Gemechu, E. ve Kumar, A. 2020. Assessment of energy storage technologies: A review. *Energy Conversion and Management*, 223, 113295.
- Rajput, R.K. 2006. *Thermal Engineering*. 10th ed. Laxmi Publication, New Delhi.
- Reddy, M.S., Basha, S., Joshi, H.V. ve Jha, B. 2005. Evaluation of the emission characteristics of trace metals from coal and fuel oil fired power plants and their fate during combustion. *Journal of Hazardous Materials*, 123(1-3), 242-249.
- Reshaeel, M., Javed, A., Jamil, A., Ali, M., Mahmood, M. ve Waqas, A. 2022. Multiparametric optimization of a reheated organic rankine cycle for waste heat recovery based repowering of a degraded combined cycle gas turbine power plant. *Energy Conversion and Management*, 254, 115237.
- Ryley, D. J. 1961. Phase equilibrium in low-pressure steam turbines. *International Journal of Mechanical Sciences*, 3(1-2), 28-46.
- Sarwar, S., Chen, W. ve Waheed, R. 2017. Electricity consumption, oil price and economic growth: Global perspective. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 76, 9-18.
- Shahnazari, M.R. 2012. Repowering as a competitive technology for upgrading the existing power plants. *Journal of Mechanical Research and Application*, 3(1), 57–63.
- Shin, J.Y., Jeon, Y.J., Maeng, D.J., Kim, J.S. ve Ro, S.T. 2002. Analysis of the dynamic characteristics of a combined-cycle power plant. *Energy*, 27(12), 1085-1098.
- Struchtrup, H. 2014. *Thermodynamics and energy conversion*. Springer, Berlin.
- Szargut, J. ve Szczygiel, I. 2005. Comparison of the efficiency of the variants of a primary gas turbine supplementing a coal-fired power plant. *Energy*, 30(7), 1204-1217.
- Tawfik, T.A. ve Smith, T.P. 2010. Hot windbox and combined cycle repowering to improve heat rate. *Power Conference*, 49354, 589-597.
- The American Society of Mechanical Engineers (ASME). 2008. PTC 4.4 - Gas turbine heat recovery steam generators: PTC 4.4.–2008(R2013). <https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/ptc-4-4-gas-turbine-heat-recovery-steam-generators>, Erişim Tarihi: 05.01.2023.
- Tică, A., Guéguen, H., Dumur, D., Faille, D. ve Davelaar, F. 2012. Design of a combined cycle power plant model for optimization. *Applied Energy*, 98, 256-265.
- Tiwari, M.K., Bajpai, S. ve Dewangan, U.K. 2019. Environmental issues in thermal power plants–review in Chhattisgarh context. *Journal of Materials and Environmental Science*, 10(11), 1123-1134.
- Tontu, M. 2020. Performance analysis of a large-scale steam condenser used in a steam power plant. *European Mechanical Science*, 4(2), 72-77.

- Tumanovskii, A.G. 2005. Ecological problems of thermal power plants. *Power Technology and Engineering*, 39(2), 95–103.
- Valdes, M., Rovira, A. ve Duran, M. D. 2004. Influence of the heat recovery steam generator design parameters on the thermoeconomic performances of combined cycle gas turbine power plants. *International Journal of Energy Research*, 28(14), 1243-1254.
- Wagner, W. ve Kretzschmar, H.J. 2008. IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. *International steam tables: properties of water and steam based on the industrial formulation IAPWS-IF97*, 7-150.
- Wołowicz, M., Milewski, J. ve Badyda, K. 2012. Feedwater repowering of 800 MW supercritical steam power plant. *Journal of Power Technologies*, 92(2), 127–34.
- Woudstra, N., Woudstra, T., Pirone, A. ve Van Der Stelt, T. 2010. Thermodynamic evaluation of combined cycle plants. *Energy Conversion and Management*, 51(5), 1099-1110.
- Yao, N., Wang, J. ve Zhou, Y. 2014. Rapid determination of the chemical oxygen demand of water using a thermal biosensor. *Sensors*, 14(6), 9949-9960.
- Yılmazoğlu, M.Z. ve Durmaz, A. (2013). Hot windbox repowering of coal-fired thermal power plants. *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, 37(1), 33-41.
- Zhang, G., Zheng, J., Yang, Y. ve Liu, W. 2016. Thermodynamic performance simulation and concise formulas for triple-pressure reheat HRSG of gas–steam combined cycle under off-design condition. *Energy Conversion and Management*, 122, 372-385.