

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ELEKTRİK ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ELEKTRİK ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ BİLİM DALI**

**DOĞAL GAZ KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİNDE
PERFORMANS ANALİZİ**

GÜNNUR ŞEN

**Danışman
Dr. Öğr. Üyesi Mustafa NİL**



MANİSA-2018

TEZ ONAYI

Günnur ŞEN tarafından hazırlanan "**Doğal gaz kombine çevrim santralinde performans analizi**" adlı tez çalışması 15/05/2018 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri önünde Manisa Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Elektrik Elektronik Mühendisliği Anabilim Dalı**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak başarı ile savunulmuştur.

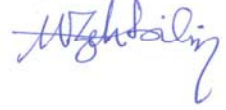
Danışman **Dr. Öğr. Üyesi Mustafa NİL**
Manisa Celal Bayar Üniversitesi



Jüri Üyesi **Doç. Dr. Hayati MAMUR**
Manisa Celal Bayar Üniversitesi



Jüri Üyesi **Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Zeki BİLGİN**
Kocaeli Üniversitesi



TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümü'nde, akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Günnur SEN



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER	I
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	II
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	III
TABLO DİZİNİ	IV
TEŞEKKÜR.....	V
ÖZET	VI
ABSTRACT.....	VII
1. GİRİŞ	1
2. GENEL BİLGİLER	5
2.1. Kombine Çevrim.....	5
2.1.1 Tanıtım	5
2.1.2. Kombine Çevrimin Çalışma Sistemi.....	6
2.1.3. Kombine Çevrim Sisteminde Doğal Gaz Kullanımı.....	8
2.1.4. Kombine Çevrim Sisteminde Chiller Soğutma Sistemi.....	8
2.1.5. Kombine Çevrim Sisteminde Gaz Türbini.....	9
2.1.5.1.Gaz Türbini Çalışma Prensibi	10
2.1.5.2.Gaz Türbini Çalışmasını Etkileyen Faktörler	13
2.1.5.2.1.Yakıt ve Hava Miktarı	13
2.1.5.2.2.Basınç Oranı	13
2.1.5.2.3.Kompresör Giriş Sıcaklığı	13
2.1.5.2.4.Kompresör Kanat Temizliği	14
2.1.5.2.5.Deniz Seviyesinden Yüksekliği	14
2.1.6. Kombine Çevrim Sisteminde Atık Isı Kazanı.....	14
2.1.6.1.Ekonomizer	17
2.1.6.2.Evaporatör	17
2.1.6.3.Superheater	18
2.1.6.4.Drum	18
2.1.7. Kombine Çevrim Sisteminde Buhar Türbini.....	18
2.1.7.1.Kondenser	20
2.1.8. Kombine Çevrim Sisteminde Soğutma Kuleleri.....	20
2.1.9. Kombine Çevrim Sisteminde Jeneratörler	20
3. MATERYAL VE YÖNTEMLER.....	22
3.1. Kombine Çevrim Güç Santralinde Sıcaklığın Performansa Etkisinin Araştırılması	22
3.1.1. Analizi Yapılan Kombine Çevrim Güç Santralinin Özellikleri	22
3.1.2. Giriş Hava Sıcaklığını Etkisi İçin Kullanılan Eşitlikler.....	24
3.2. Yeni Nesil Kombine Çevrim Güç Santrali İçin Enerji Ve Ekserji Analizi Çalışması.....	27
3.2.1. Ekserji Ve Enerji Analizi İçin Kullanılan Eşitlikler.....	29
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	32
4.1 Kombine Çevrim Güç Santralinde Sıcaklığın Performansa Etkisinin Sonuçları	32
4.2 Yeni Nesil Bir Kombine Çevrim Güç Santrali İçin Enerji Ve Ekserji Analiz Çalışmasının Bulguları	46
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	54
KAYNAKLAR	56
ÖZGEÇMİŞ	59

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

AIK	Atık Isı Kazanı
CCPP	Kombine Çevrim Güç Santrali (Combined Cycle Power Plant)
EES	Engineering Equation Solver (Mühendislik Eşitlik Çözümleyicisi)
GT	Gaz Türbini
HP	Yüksek Basınç (High Pressure)
HPB	High Pressure Boiler (Yüksek Basınçlı Kaynatıcısı)
HPE	High Pressure Economizer (Yüksek Basınçlı Kızdırıcısı)
HPS	High Pressure Superheater (Yüksek Basınçlı Süper Isıtıcı)
HRSG	Heat Recover Steam Turbine (Isı Gerikazanımlı Buhar Türbini)
IP	Orta Basınç (Intermediate Pressure)
IPB	Intermediate Pressure Boiler (Orta Basınçlı Kaynatıcısı)
IPE	Intermediate Pressure Economizer (Orta Basınçlı Kızdırıcısı)
IPS	Intermediate Pressure Superheater (Orta Basınçlı Süper Isıtıcı)
LP	Düşük Basınç (Low Pressure)
LPS	Low Pressure Superheater (Düşük Basınçlı Süper Isıtıcı)
RH	Reheater (Yeniden Isıtıcısı)
ST	Buhar Türbini (Steam Turbine)

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1.1. CCPP üretim şeması	5
Şekil 2.1.2. 1 Bloklu CCPP akış şeması	7
Şekil 2.1.3. GT enerji üretim şeması.....	10
Şekil 2.1.4. LM6000 modeli GT	11
Şekil 2.1.5. 9FA modeli GT	12
Şekil 2.1.6. AIK SCADA görünüşü	16
Şekil 2.1.7. Ekonomizer	17
Şekil 2.1.8. D11 modeli ST	19
Şekil 3.1.1. HABAŞ doğal gaz CCPP.....	23
Şekil 3.1.2. Bir doğal gaz CCPP'nin enerji dönüşümü blok diyagramı.....	23
Şekil 3.2.1. 800MW santral görünümü	28
Şekil 3.2.2. CCPP'nin akış şeması	28
Şekil 4.1.1. GT1'de üretilen güç miktarı (MW).....	33
Şekil 4.1.2. GT2'de üretilen güç miktarı (MW).....	33
Şekil 4.1.3. GT3'te üretilen güç miktarı (MW)	34
Şekil 4.1.4. GT4'te üretilen güç miktarı (MW)	34
Şekil 4.1.5. ST1'de üretilen güç miktarı (MW)	35
Şekil 4.1.6. ST2'de üretilen güç miktarı (MW)	36
Şekil 4.1.7. CCB1'de üretilen güç miktarı (MW).....	37
Şekil 4.1.8. CCB1'de üretilen güç miktarı (MW).....	37
Şekil 4.1.9. CCPP'de üretilen güç miktarı (MW)	38
Şekil 4.1.10. GT1'de yakıttan açığa çıkan güç miktarı (MW).....	39
Şekil 4.1.11. GT2'de yakıttan açığa çıkan güç miktarı (MW).....	40
Şekil 4.1.12. GT3'de yakıttan açığa çıkan güç miktarı (MW).....	40
Şekil 4.1.13. GT4'de yakıttan açığa çıkan güç miktarı (MW).....	41
Şekil 4.1.14. CCB1'de yakıttan açığa çıkan güç miktarı (MW)	41
Şekil 4.1.15. CCB2'de yakıttan açığa çıkan güç miktarı (MW)	42
Şekil 4.1.16. CCPP'de yakıttan açığa çıkan güç miktarı (MW)	42
Şekil 4.1.17. GT1'in verimi (%)	43
Şekil 4.1.18. GT2'nin verimi (%)	43
Şekil 4.1.19. GT3'ün verimi (%)	44
Şekil 4.1.20. GT4'ün verimi (%)	44
Şekil 4.1.21. CCB1'in verimi (%).....	45
Şekil 4.1.22. CCB2'nin verimi (%).....	45
Şekil 4.1.23. CCPP'nin verimi (%).....	46
Şekil 4.2.1. HRSG'nin kısımlarının enerji yüzde aktarım oranları.....	49
Şekil 4.2.2. HRSG'nin bölümlerinde aktarılan enerji miktarları (MW)	50
Şekil 4.2.3. HRSG'nin bölümlerinin ekserji kayıp miktarları (MW)	51
Şekil 4.2.4. GT ve ST kısımlarında meydana gelen ekserji kayıpları.....	52
Şekil 4.2.5. GT ve ST kısımlarının enerji ve ekserji verim yüzdeleri.....	52
Şekil 4.2.6. GT ve ST'nin yüzde enerji ve ekserji verimliliği	53
Şekil 4.2.7. GT'de üretilen net enerji ve kompresör kısmındaki güç kaybı.....	54

TABLO DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 4.1.1. Ortam sıcaklığı 8-23°C arasındaki GT ve ST'lerin güç üretim değerleri	32
Tablo 4.2.1. CCPP'nin enerji ve ekserji değerleri	46



TEŞEKKÜR

Çalıőmamın her aőamasında bana destek olan, bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren danışman hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi Dr. Mustafa NİL'e, yüksek lisans eğitimim sırasında desteğini ve yardımlarını esirgemeyen Sayın Doç. Dr. Hayati MAMUR'a, yüksek lisans eğitimim sırasında desteği ve Santral'den veri alma konusunda her türlü imkânı sağlayan Sayın Santral Müdürümüz Süleyman ELDEM'e ve HABAŞ'a, çalıőmalarım sırasında manevi desteğini her zaman yanımda hissettiğim değerli mesai arkadaşlarıma, öğrenim hayatım boyunca beni maddi ve manevi olarak destekleyen ve hep yanımda olan aileme yürekten teşekkür ederim.

Günnur ŞEN
Manisa, 2018



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Doğal Gaz Kombine Çevrim Santralinde Performans Analizi

Günnur ŞEN

Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Elektrik Elektronik Mühendisliği Anabilim Dalı
Elektrik Elektronik Mühendisliği Bilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Dr. Mustafa NİL

Dünya’da artan insan nüfusu ile birlikte insan yaşamının sürdürülebilmesi için gerekli temel kaynaklara olan gereksinim kadar enerji kaynaklarına olan ihtiyaçta giderek artmaktadır. Bu hızlı talep artışı enerjinin sağlanacağı kaynak miktarının yeterliliği sorununu ortaya çıkarmaktadır. Bu sorunun çözümü için yeni enerji üretim kaynakları arayışına gidilmekte ve kullanılmakta olan enerji üretim kaynaklarının mümkün ise daha verimli kullanılmasına mümkün değil ise mevcut verimin sürekliliğinin sağlanması temel amaç haline gelmektedir.

Kombine çevrim enerji santrallerinin (CCPP) mevcut verimlerini koruyarak çalışmaya devam etmesi ve daha verimli çalışabilmesi için bunların performans analizlerinin yapılması gerekmektedir. Bu çalışmanın üçüncü bölümünde, ondört yıldır çalışmakta olan 240 MW kurulu güce sahip bir doğal gaz CCPP’nin çalışma verileri alınmıştır. Bu santral dört tane gaz türbini (GT), iki tane buhar türbini (ST) ve bunların beraber çalışmasıyla elde edilen iki kombine çevrim bloğundan (CCB) oluşmuştur. Mevsimsel sıcaklık değişimlerine bağlı olarak, 8-23°C ortam sıcaklığı aralığında her bir GT, ST ve CCB’lerden çalışma verileri alınmıştır. Sıcaklık artışında GT’lerde üretilen elektrik enerjisinin ve dolaylı olarak ST’lerdeki elektrik üretiminin de azaldığı tespit edilmiştir. Bunun sonucunda, santralde bulunan denetleyicilerle tüketilen yakıt miktarlarının azaltılmasına rağmen, her bir GT, ST ve CCB’lerin verimlerinin düştüğü görülmüştür. İdeal değer olan ortam sıcaklığı 8°C’de santralin elektrik enerjisi üretimi 227,7 MW ve verimi %43,3, 23°C olduğunda ise elektrik enerjisi üretimi 197,3 MW verimi de %42,7 olmuştur. Ayrıca, kurulumu tamamlanan ve devreye alınması devam eden 800 MW’lık CCPP’yi oluşturan bölümlerinden elde edilmesi planlanan veriler kullanılarak bir analiz gerçekleştirilmiştir.

Anahtar kelimeler: Gaz Türbini, Buhar Türbini, Kombine Çevrim Güç Santrali, Enerji, Enerji verimi

2018,59 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

Performance Analysis in A Natural Gas Combined Cycle Power Plant

Günnur ŞEN

**Manisa Celal Bayar University
Graduate School of Applied and Natural Sciences
Department of Electrical and Electronics Engineering**

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Mustafa NİL

With the increasing human population in the world, it is increasingly in need of energy resources as well as the need for the basic resources necessary for the sustainability of human life. This rapid increase in demand brings about the problem of the sufficiency of the amount of energy that can be provided by the resources. In order to solve this problem, new energy production resources are searched and if it is not possible to use the energy production resources as much as possible, it becomes the main objective to ensure the continuity of the current efficiency.

Performance analysis of the combined cycle power plants needs to be carried out in order to continue to operate and maintain their current efficiency and to work more efficiently. In chapter third of this work, the role of ambient temperature change, which has the most effect on electric energy production in natural gas CCPP, has been examined. The role of ambient temperature change, which has the most effect on the production of electricity in natural gas CCPP, has been investigated. This plant consists of four gas turbines (GT), two steam turbines (ST) and two combined cycle blocks (CCB) obtained by their co-operation. Depending on the seasonal temperature changes, study data were obtained from each GT, ST and CCB in the ambient temperature range of 8-23°C. It has been found that the electricity generated in the GTs and indirectly the electricity production in the STs decreased in the temperature increase. As a result, the efficiency of each GT, ST and CCB was found to be lower, although the amount of fuel consumed by the controllers in the plant was reduced. At an ambient temperature of 8°C, 227.7 MW of power generation and 43.3% of efficiency were the ideal values, and when the temperature was 23 ° C, 197.3 MW of electricity production was 42.7%. Additionally, an analysis was performed using the data that was planned to be obtained from the parts that constituted the 800 MW combined cycle power plant whose installation was completed and tried to be fully operated.

Keywords: Gas Turbine, Steam Turbine, Combine Circle Power Plant, Energy, Energy Efficiency

2018, 59 pages

1. GİRİŞ

Enerji insanların günlük yaşamlarında yararlandıkları kritik öneme sahip bir ihtiyaç haline gelmiştir. Bu durum enerji üretimine olan eğilimi daha çekici hale getirmektedir. Enerji üretiminde rüzgâr enerjisi, güneş enerjisi, gelgit enerjisi, fosil yakıt ve nükleer enerjisi gibi sayılabileceğimiz pek çok kaynaktan faydalanılmaktadır. Gelişmekte olan ülkeler için fosil yakıt kullanılarak elde edilen enerji önemini korumakta ve giderek ön plana çıkmaktadır. Bu yönelim fosil yakıtların kullanıldığı enerji üretim tesislerine olan yatırımları artırmaktadır. Kombine çevrim güç santralleri (Combined cycle power plant – CCGT) de dünyada ve ülkemizde kurulmasına önem verilen fosil yakıtların kullanıldığı enerji üretim tesislerindedir.

Doğal gaz CCGT'ler; adından da anlaşılacağı gibi doğal gazın yakıt olarak kullanıldığı gaz türbini (GT) ardında GT'lerde açığa çıkan ısının buraya gelen suyu buhar haline getirildiği atık ısı kazanı (AIK) ve AIK'de elde edilen buharın gönderildiği buhar türbininden (Steam turbine – ST) meydana gelmektedir. Bu sayede CCGT'ler tek çevrim enerji santrallerine göre aynı miktarda enerji üretimi için kullanılacak yakıt miktarını düşük seviyede tuttuğu için daha verimli hale gelmektedir. CCGT'yi oluşturan kısımlardan biri olan GT'ler havanın sıkıştırıldığı kompresör, kompresörden sıkıştırılarak gelen havanın yakıt ile karışıp yakıldığı yanma odası, yanma gerçekleştikten sonra oluşan sıcak ve basıncı yüksek egzozun kanatçıklarına çarparak döndürdüğü türbin kısımlarından oluşmaktadır. Ardından çıkan egzoz AIK'ye gelen saf suyu belli kademelerde buharlaştırarak farklı basınç değerlerinde buharlar oluşturur. ST'lerde AIK'de oluşan buharların farklı bölgelerine girdiği kısımlar bulunmaktadır. Hem GT hem de ST'lerin ardında türbinlerin miline bağlı jeneratörler bulunmaktadır. GT yanma odasında gerçekleşen yanmanın ardında oluşan egzoz türbini döndürmekte ve atık kazanında oluşan buharda ST'ye girerek ST'yi döndürmektedir. Böylece türbinlere bağlı jeneratörlerde dönme sağlanır ve enerji üretilir. CCGT'yi oluşturan kısımların bilinmesi hem üretimi gerçekleştirmek için hem de sistemin performansının incelenmesi açısından önemlidir.

Literatürde GT'ler, ST'ler ve CCGT'ler ile ilgili çok sayıda araştırma vardır. Hem ülkelerin hem de akademinin enerji üretimi açısından CCGT'ler ile ilgili çalışmalar yapılmaktadır.

Günümüzde enerji olarak elektrik enerjisi kullanımı yaygındır. Çünkü elektrik enerjisinin üretimi ve diğer enerji kaynaklarına çevrilmesi kolaydır [1]. Dahası, elektrik enerjisi üretimi için rüzgâr, güneş, gelgit, fosil ve nükleer yakıtlar gibi çok çeşitli kaynaklar kullanılabilir [2].

Son zamanlarda, yenilenebilir enerji kaynaklarından rüzgâr ve güneş enerjisi ile elektrik enerjisi üretimi ivme kazanmıştır [3]. Fakat gelişmiş ve gelişmekte olan ülkeler için fosil kaynak kullanarak elde edilen elektrik enerjisi üretimi önemini korumaktadır. Çünkü yenilenebilir enerji kaynakları ile üretilen enerjide kesintiler meydana gelirken, fosil kaynaklarla üretilen enerjide kesinti olmamaktadır [4]. Bunlara ek olarak, fosil yakıtlara ulaşım kolaydır. Fosil yakıt kullanımına olan ilgilinin bu kadar çok canlı olması, bu yakıtların kullanıldığı enerji üretim tesislerine olan yatırımları artırmaktadır [5]. Dahası, bu fosil yakıtlar maliyetlerin azalmasını sağlamaktadır. Ancak fosil yakıtlarla üretilen elektrik enerjisi çevre kaygılarına neden olmaktadır [6].

Enerji ihtiyacının karşılanması için kullanılan fosil yakıtlar elektrik santrallerinde önemli bir payı oluşturmaktadır [7]. Enerji ihtiyacı talebinde, petrol, doğal gaz ve kömürden oluşan fosil kaynaklı yakıtların ağırlıklı konumunun önümüzdeki yıllarda da devam etmesi beklenmektedir [8]. Elektrik enerjisi üretimi için elektrik santrallerinde kullanılan bu yakıtların, 100 birimlik enerji miktarı evimizdeki aydınlatma lambasına 10 birim olarak gelmektedir. %90 enerji kaybolmaktadır.

Literatürde GT'ler [9], ST'ler [10], CCPP ve hibrit [11] enerji santralleri [12] ile ilgili çalışmalarda, enerji çevrim santrallerindeki kayıpların en aza indirilerek enerjinin en verimli halde kullanılması asıl amaçtır.

Bir diğer taraftan, ekserji kullanılabilir enerji miktarı olarak tanımlanmaktadır ve var olan enerjinin tamamının kullanılabilir hale getirilmesi için analizinin yapılması önem arz etmektedir [13-15]. Abuelnour ve ark. [16] 180 MW'lık bir kombine enerji çevrim santralinin her parçasının ekserji verimlilik ve kayıp analizlerini yapmışlardır. Çalışmalarının sonucunda, ekserji kaybolmasının en büyük nedeninin tersinmezlik (irreversibility) nedeniyle yakıt odalarında olduğunu

saptamışlardır. Termal verimliliği %38 ve ekserjik verimliliği de %49 olarak hesaplamışlardır. Catrini ve ark. [17] kombine ısı ve güç buhar çevriminin ekserji analizi ve termoekonomik maliyet muhasebesini gerçekleştirmişlerdir. Bu santralin özelliği çok etkili distilasyon-termal buhar sıkıştırma tesisi ile birleştirilmesi olduğunu vurgulamışlardır. Onlar ekserji analizleri için bir metodoloji önermişlerdir. Onların metodolojilerine göre, eski çıktı üretim sürecinde yüksek ekserji yok olması nedeniyle, temiz suyun termoekonomik birim maliyetinin elektrik maliyetine kıyasla önemli ölçüde daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. Bunların yanı sıra, Terhan ve Comakli [18] ayrık bir ısıtma sisteminde doğal gaz yakıtlı kazanların enerji ve ekserji analizlerini sunmuşlardır. En yüksek ısı enerjisi kaybının baca gazı kaybı olduğunu tespit etmişlerdir. Kazanlardaki baca gazı enerji ve ekserji kayıplarını %82 ve %32,7 olarak belirlemişlerdir. Eğer bu kayıplar azaltılabilirse, enerji verimliliğinin arttırılabileceğini açıklamışlardır. Bunlara ek olarak, Calise ve ark. [9] yeni yüksek sıcaklıklı güneş enerji destekli bir kombine güç çevrim santralının ekserji analizlerini incelemişlerdir. Bu santral geleneksel CCPP'lere göre daha yüksek elektrik enerjisi üretimi ve verimliliği sunmuştur. Yeni sistemlerinde, tüm ekserjik verimliliği %48 olarak tespit edilmişlerdir. Kalogirou ve ark. [19] solar termal kollektör ve süreçleri için ekserji analizlerini ele almışlardır. Onlar değişik solar kollektör tiplerini ve solar termal sistem uygulamalarını araştırmışlar ve ekserji analizlerinin bu sistemler için çok değerli hesaplamalar olduğunu vurgulamışlardır. Ayrıca, Mudasar ve Kim [20] bağımsız kullanılacak bir mikro ölçekli biokütle ile enerji üretiminin ekserjik performans analizlerini çalışmışlardır. Onlar bio yakıt sistemleri ile yaklaşık 27 kW üretmişlerdir. Değişik bir ekserji analizi olarak ele alınan başka bir araştırmada, Si ve ark. [21] ise, 1000 MW'lık iki sıralı ultra-süper kritik enerji santralının performans değerlendirmesini yapmışlardır. Sonuçlarına göre, en yüksek ekserji kayıplarının yanma odasında %85 olarak tespit etmişlerdir. Bu sonuca göre, yanma odasında alınacak enerji korunumu tedbirleri ile enerji verimliliğinin önemsenecek oranda arttırılabileceğini vurgulamışlardır. Noroozian ve ark. [22] da buhar güç santralinde atık ısı ve suyun iyileştirilmesi için yeni bir sistemin enerji, ekserji ve ekonomik analizi yapıldığında, bu sistem sayesinde üretim çıkış gücünde %1, 2 kadar bir iyileşme olduğunu ortaya koymuşlardır.

İnsanlığın enerji taleplerinin karşılanması önemlidir. Bu talebin karşılanması yeni enerji kaynakları ile olabileceği gibi mevcut enerji kaynaklarını daha verimli

kullanılarak da yapılabilir. Bunun için enerjinin üretildiği kaynağın ve sistemin çok iyi tanınması, ayrıca sürekli olarak performansının değerlendirilmesi gerekmektedir [23]. Bundan dolayı, sistemin performans değerlendirmesi ve sınırlarının öğrenilmesi büyük önem taşımaktadır. Elektrik üretmek için kullanılan çeşitli kaynaklardan üretilen enerjinin onda bir oranında tüketiciye ulaştırılması büyük kayıpların olduğunu göstermektedir. Her bir birimlik enerji tasarrufu 10 birim daha az yakıt tüketilmesini netice verecektir. Bu da çevre korumasına büyük bir etki yapacaktır [24-25].

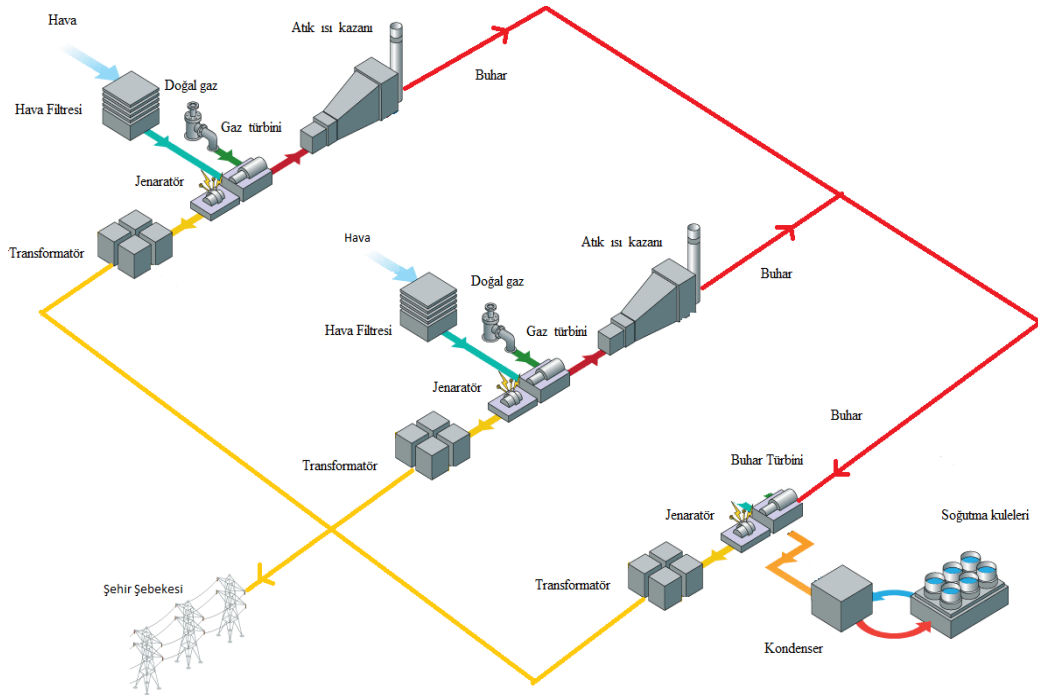
Tüm bu ifade edilenler dikkate alındığında, bu çalışmanın ikinci bölümde HABAŞ bünyesinde bulunan iki farklı CCPP'nin tanıtımı yapılmış ve CCPP'nin bölümleri hakkında bilgiler verilmiştir. Üçüncü bölümde 14 yıldır çalışmakta olan 240 MW kurulu güce sahip CCPP'yi oluşturan dört adet GT, bunlardan ikişer GT'nin arkasında bulunacak şekilde iki adet ST, iki tane GT ve bir tane ST'nin bir araya gelmesiyle oluşan kombine çevrim bloklarının (CCB) ve hepsinin bir arada olarak ele alındığı enerji santralının 8-23°C arasında değişen hava sıcaklıklarında ürettikleri elektrik enerjileri, yakıtların yanması sonucu açığa çıkan enerjileri, sahadan alınan veriler ile hesaplanmıştır ve verimleri bulunmuştur. Açığa çıkan, üretilen enerjilerin ve verimlerin değişen hava sıcaklığından nasıl etkilendiği ve türbin kontrol sistemlerinin verdiği tepkilerinin yeterliliği incelenmiştir ve 800 MW güce sahip doğal gaz CCPP için enerji, verim ve ekserji analizlerinin yapılması amaçlanmıştır. Böylelikle, kullanılan enerji kaynağının elektrik enerjisi üretimi için optimum seviyesinin yakalanması ve santralin optimum verimle çalıştırılması amaçlanmıştır. Dördüncü ve beşinci bölümde ise üçüncü bölümde ele alınan CCPP'ler için sonuçların değerlendirilmesi yapılmıştır.

2. GENEL BİLGİLER

2.1 Kombine Çevrim

2.1.1 Tanıtım

CCPP sistemi temel olarak iki çevrim sistemi CCB1 ve CCB2'nin bir araya gelmesiyle meydana gelmektedir. Kurulum çabukluğu ve performans verimliğinin iyi olması sebebiyle yakıt olarak doğal gazın kullanıldığı doğal gaz CCPP'ler diğer fosil yakıtların kullanıldığı CCPP'lere göre daha fazla tercih edilmektedir. Bu CCPP sistemini oluşturan çevrimlerden ilki GT çevrim sistemi diğeri ise ST çevrim sistemidir. GT'lerde doğal gazın yakılmasıyla elektrik enerjisinin üretilmesinin dışında yüksek sıcaklıktaki egzoz gazları ile AIK'de buraya gelen sudan buhar elde edilip ST'nin jeneratöründen de elektrik enerjisi üretilir. Böylece bu iki çevrim sisteminin bir arada kullanılması ile sistem verimi artmaktadır. CCPP'ler tek çevrim enerji santrallerine göre aynı miktarda enerji üretimi için kullanılacak yakıt miktarını düşük seviyede tuttuğundan dolayı daha verimlidir [26]. Şekil 2.1.1'de bir CCPP'nin blok şeması görülmektedir.



Şekil 2.1.1 CCPP üretim şeması [27]

Şekil 2.1.1 de görüldüğü gibi bir CCPP sistemini oluşturan kısımlar GT'ler, ST'ler, hava filtresi, kompresör, yanma odası, AIK, kondenser, jeneratörler, transformatörler soğutma kuleleri ve chiller soğutma sistemidir.

2.1.2. Kombine Çevrimin Çalışma Sistemi

CCPP'ler bünyesinde birçok sistemi bulundurur ve bu sistemler birbirleri ile bağlantılı olarak uyum halinde çalışmak zorundadırlar. CCPP bünyesindeki ana sistemlerin bir araya gelmesiyle oluşur. Bunlar gaz türbin sistemi, atık ısı kazan sistemi ve buhar türbin sistemleridir. İlave olarak santrallerde chiller sistemi de kullanılır. Bu ana sistemlerin istenilen verim ve performansta çalışması bunların yapılarında bulunan yardımcı kısımlar sayesinde gerçekleşir.

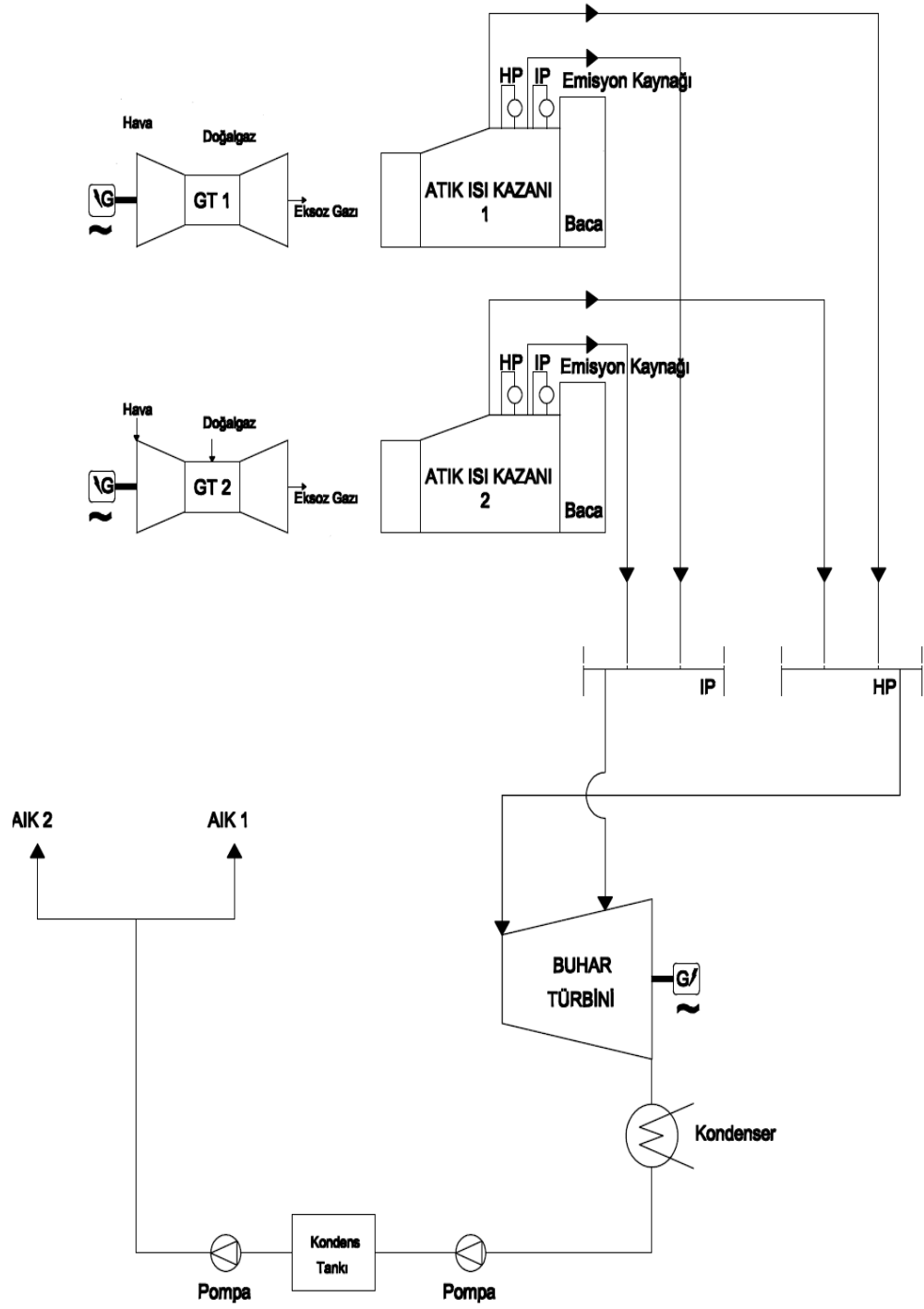
Atmosferden alınan hava filtrelerden geçip gelerek kompresör yardımıyla yanma odasına gönderilir ve buraya gelen yakıt ile yanma olayı gerçekleştirilir. Bu yanma olayı sonrasında basınçlı yüksek sıcaklıktaki egzoz gazı kompresörü döndürür. Bu kompresörde kendisine bağlı bulunan jeneratörü döndürerek enerji üretir.

GT'yi döndüren egzoz gazı egzoz kısmından çıkarak AIK'ye gönderilir. AIK'de ST'ye gönderilmek için kullanılan suları yüksek basınç (HP), orta basınç (IP), düşük basınç (LP) farklı basınç kademelerinde buharlaştırarak hazır hale getirir.

AIK'de istenilen değerlere ulaşan buharlar ST'ye gönderilir. ST'de türbinin HP, IP, LP kademelerine AIK'de üretilen hangi buhar uygun ise o girerek ST'de dönme sağlanır. ST'nin dönmesiyle jeneratör döner ve enerji üretilmiş olur.

ST'yi döndüren buhar, ST'nin yakınında bulunan kondenserde yoğunlaştırılarak tekrar su haline getirilip sisteme pompalar vasıtasıyla basılıp geri kazandırılır.

CCPP sisteminde anlaşılacağı üzere GT ve ST sistemi gibi iki enerji üretim sisteminde enerji üretimi sağlanır ve verim artırılır. Şekil 2.1.2 de 1 bloklu CCPP'nin akış şeması görülmektedir.



Şekil 2.1.2. 1 Bloklü CCPP akış şeması [27]

2.1.3. Kombine Çevrim Sisteminde Doğal Gaz Kullanımı

CCPP'lerde genellikle yakıt olarak fosil yakıtlardan olan doğal gaz kullanılmaktadır. Doğal gazın fiziksel özelliklerinin basit olmasından dolayı ve kimyasal bileşim bakımından yanma sonucunda toksik atık oluşturacak madde olmadığından kullanımı artmaktadır.

Doğal gaz toprak altında kalan fosillerin milyonlarca yıl boyunca basınçla sıkışarak ve ısı etkisiyle değişime uğramasıyla oluşur. Yer altındaki kayaların boşluklarında sıkışmış olarak bulunan hidrokarbonlu yapılardır.

Rengi, kokusu yoktur ve havaya göre daha hafiftir. Oksijen dolaşımı olmayan ortamlarda oksijen miktarını azaltacağı için boğulmalara sebep verebilir ve bu yönüyle dikkat edilmesi gerekir.

Doğal gazın içerisinde %95 oranında ya da daha büyük oranda metan gazı bulunur. Bu gazın kimyasal yapısı çok basittir ve karbon oranı düşüktür. Kimyasal yapısı basit olmasından dolayı yanma işlemi kolay ve çabuk gerçekleşir. Dolayısıyla is, duman, kül ve kurum oluşturmaz.

Yanması için özel bir işlem yapılması gerekmez, yanma verimliliği yüksek olan bir yakıttır ve bu sebeple kullanım kolaylığına sahiptir. Yapısındaki karbon miktarının azlığı dolayısıyla karbon oksit oluşumu azdır böylece sera gazı etkisi yapabilecek salınımı da az miktardadır [27].

2.1.4. Kombine Çevrim Sisteminde Chiller Soğutma Sistemi

CCPP'lerde çok büyük değerlerde elektrik enerjileri üretilmektedir. Buda sistemi oluşturan parçaların büyük fiziksel yapılarda olmasını yol açmaktadır. Bu sistemler çalışmaya başladıklarında kontrol edilmesi gereken birçok parametre ortaya çıkmaktadır. Bu parametreler sistemin sağlıklı çalışabilmesi için bizleri uyarmaktadır. Bundan dolayı bu tür sistemlerde vazgeçilmezlerdendir. Bu önemli ihtiyaçlardan bir tanesi de sistemde açığa çıkan ısıların kontrolüdür ki sistemi oluşturan parçaların bozulmadan istenilen performansta çalışmasına etki eder. Bu durumun kontrolü enerji üretilen jeneratörler, sistemde kullanılan büyük güçlü motorlar ve pompalar gibi kombine çevrimi oluşturan kısımların çalışmasını ve

dolayısıyla kombine çevrim sisteminin çalışmasını sağlar. Açığa çıkan bu ısılar soğutulmuş olarak dengelenebilmektedir. İhtiyaç duyulan bu soğutma chiller adı verilen sistemler yardımıyla gerçekleştirilir.

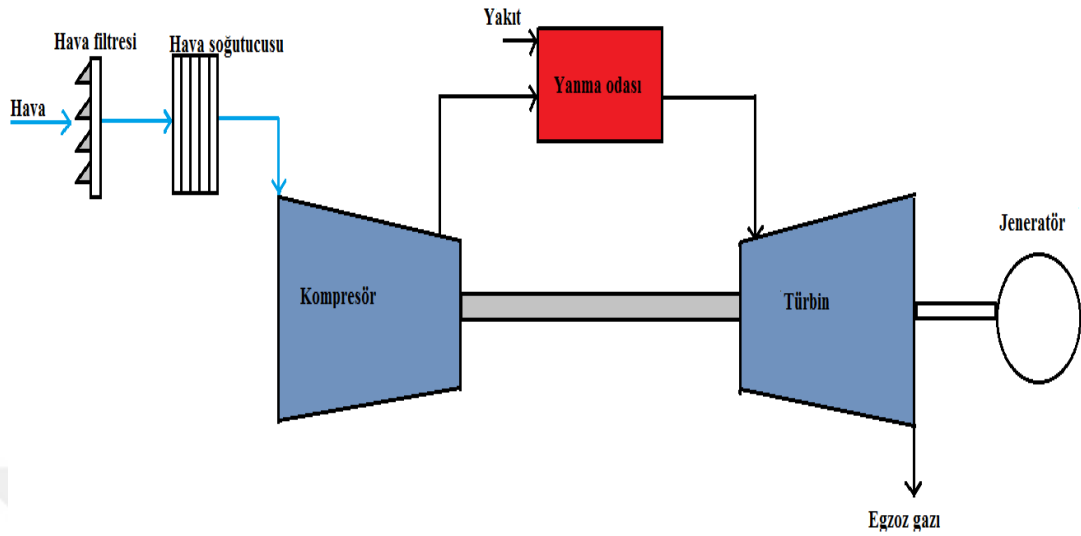
CCPP'lerde jeneratörlerin soğutulmasında kullanılan hidrojenin soğutulmasında, jeneratörlerin, türbinin büyük güçlü motorlarının, pompaların soğutulmasında ve ST'de buharın yoğunlaşmasında kullanılan su, ısınarak sıcak su olup chiller sistemine gelir. Burada bulunan eşanjörlerde, soğutma kulelerinden pompa ile iletilen soğuk suyla ısı alışverişi yaparak soğur ve sisteme tekrar soğutma amaçlı kullanılmak üzere sisteme verilir. Isınan su ise tekrar soğutma kulelerine gönderilir ve yağmur yağar gibi damla damla hava ile temas yüzeyini artıracak biçimde yukarıda aşağı doğru dökülerek soğuma sağlanır. Ayrıca gaz türbinlerinin kompresör girişindeki hava da özel gazlar vasıtasıyla soğutulmaktadır. Gaz türbinlerinin hava girişi kısmında bulunan havayı soğutucu kısımdan hava soğuttuktan sonra ısınan su, chiller kısmında bulunan eşanjörlere gelir. Burada önce özel bir gaz ile eşanjörde ısı alışverişi yaparak soğur. Tekrar sistemde kullanılmak üzere GT hava giriş kısmına gönderilir. Sistemde kullanılan suyu soğuttuktan sonra ısınan gaz, tekrar başka eşanjöre girerek sadece bu gazı soğutma amaçlı kullanılan su ile ısı alışverişi yaparak soğutulur. Böylece tekrar GT hava girişinden gelecek olan suyu, soğutmak üzere hazır bulunur. Gazı soğutmada kullanılan su ise soğutma kulelerine gönderilir. Burada hava ile temas yüzeyini artıracak şekilde yağmur damlacıkları gibi damla damla damlatılarak soğuma sağlanır.

2.1.5. Kombine Çevrim Sisteminde Gaz Türbini

CCPP sisteminin çalışmasının ilk ve en önemli ana sistemlerinde biriside gaz türbin sistemidir. CCPP sistemine baktığımızda gaz türbin sistemi, atık ısı kazan sistemi, buhar türbin sistemi olarak ana kısımlara ayrıldığını görebiliriz. Buradaki atık ısı kazan sisteminde, saf su farklı sıcaklık ve basınç değerlerinde buhar haline gelmekte ve buhar türbin sistemine gitmektedir. Buradan gelen buhar, ST'yi döndürmektedir. Bu işlemi gerçekleştiren buharın, üretilebilmesi için gerekli olan ve ısı alışverişinde kullanılan ısı, gaz türbin sisteminde üretilmektedir. Bu bakımdan gaz türbinleri kombine çevrim sisteminin vazgeçilmez bir parçasıdır.

GT çevrim sisteminde doğal gaz, atmosferden alınan hava ile birlikte yanma odasında yakılarak elde edilen yanma gazlarıyla türbin döndürülür. GT'ye bağlı

şaftın döndürülmesiyle mekanik hareket üretilir. Bu şekilde tahrik edilen jeneratörden elektrik enerjisi elde edilir. Bu üretim Şekil 2.1.3 de görülmektedir.



Şekil 2.1.3. GT enerji üretim şeması

2.1.5.1. Gaz Türbini Çalışma Prensibi

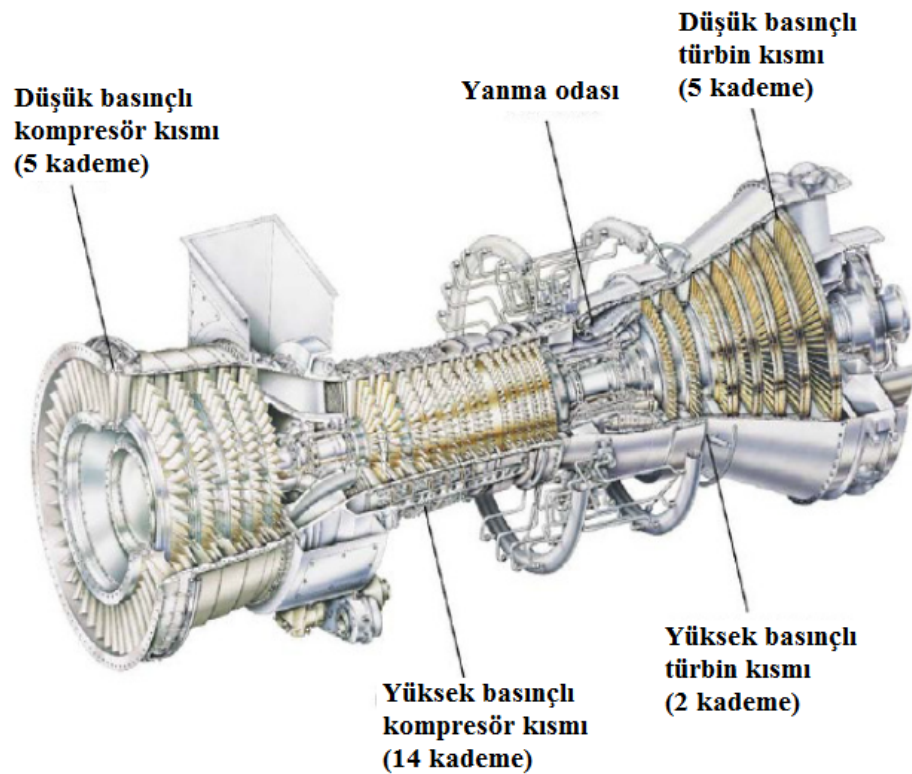
Gaz türbinlerinin çalışarak enerjinin üretildiği jeneratörü döndürebilmesi için bir yakıtın yakılması gerekmektedir. CCPP sistemlerinde genellikle fosil yakıtların kullanıldığı bilinmektedir. Fosil yakıtlardan doğal gaz konunun başında da bahsettiğimiz sebeplerden dolayı kullanılarak yakılır ve bir enerji açığa çıkar. CCPP sistemlerinde bu enerji sırası ile önce GT'yi döndürür ardından ise AIK'ye giderek ST sistemini döndüren buhar oluşturur.

GT'nin döndürülebilmesi ve AIK'de ST sistemine gönderilecek olan farklı kademedeki buharın oluşabilmesi için doğal gazın kimyasal reaksiyon ile yakılması gerekmektedir. Bu kimyasal tepkime yanma odasında olur ve yanmanın olabilmesi yanma odasında yeterli miktarda oksijene ve yakıcıya ihtiyaç vardır. Burada kullanılacak olan oksijen atmosferdeki havadan alınır. Yanmada kullanılacak olan hava öncelikle gaz türbin sistemini oluşturan kısımlardan olan hava filtresinden geçer ve içerisindeki istenmeyen maddelerden arındırılır. Hemen ardından yanma odasında kullanılacak havanın sıcaklığı yanmanın verimini etkilediği için sıcaklık ölçen transmitterlar yardımıyla sıcaklığı ölçülerek gerekli görüldüğü takdirde hava soğutucusu içerisinde geçirilerek istenen hava sıcaklığına ulaştırılır. Burada amaç

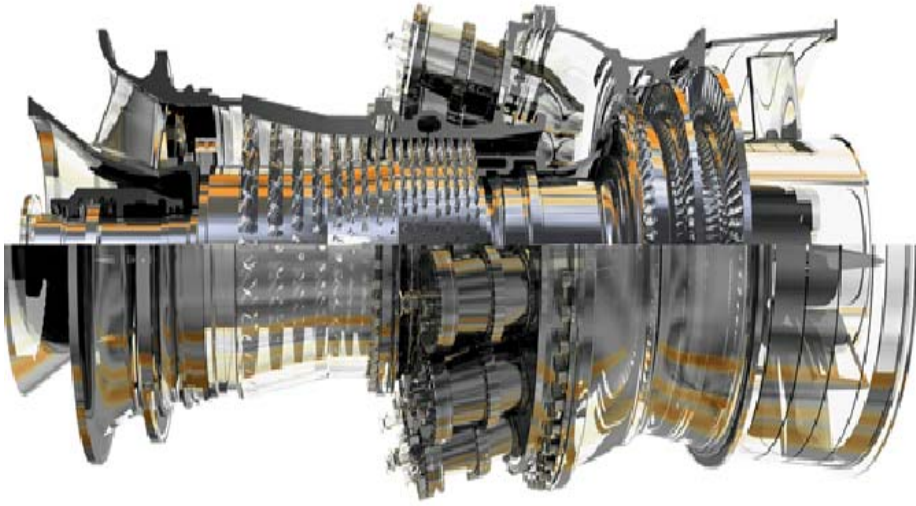
alınan birim hacimdeki havanın içerisinde bulunan oksijen miktarını ayarlayabilmektir.

İstenilen sıcaklığa ulaştırılan hava yanma odasına gitmeden önce kompresöre girer. Kompresörün belirli sayıda kademeleri bulunmaktadır. Filtreden ve soğutucudan geçen hava kompresörün fiziksel yapısı itibariyle her kademesinden başka diğer bir kademesine geçtiğinde biraz daha fazla sıkışır. Tek tek kompresörün kademelerinden geçip sıkışarak istenilen sıkışma seviyesine geldikten sonra yanma odasına gider.

Yanma odasına kompresörden sıkışarak gelen hava ile nozzle adı verilen püskürtücülerden fışkırtılan doğal gaz ateş ile tetiklenerek kimyasal tepkimeye sokulur ve yakılır. Yanma sonucunda çok yüksek sıcaklıklar oluşur ve bu yüksek sıcaklık ve basınçlı hava türbini döndürür. GT'ye ortak shaftla bağlı jeneratörde döner ve elektrik enerjisi elde edilir. Santralde kullanılan iki farklı model gaz türbini sırasıyla Şekil 2.1.4' te ve Şekil 2.1.5' te görülmektedir.



Şekil 2.1.4. LM6000 modeli GT [34]



Şekil 2.1.5. 9FA modeli GT [35]

GT'den mekanik enerji elde edebilmek için bazı işlemler gerçekleştirilir. Bunlar;

Türbine ilk hareket ufak bir motor yardımıyla verilir. İlk hareketi veren bu motora başlatma motoru denir.

Başlatma motoru GT'yi döndürmeye başlar. GT artan bir hızla dönmeye başlar. Türbin dönmesi, sistem kendi kendini hızlandırabilecek hız seviyesine ulaşıncaya kadar başlatma motoru tarafından sağlanır. İstenilen hıza ulaşıldığında başlatma motoru devreden çıkartılır.

GT bu hızın biraz altında dönerken yanma odasındaki nozıllar ateşlenerek doğal gazı yakar ve hava ile karışarak yanan doğal gazın oluşturduğu basınç ve itme kuvveti türbinin kanatçıklarına çarparak türbinin dönmesini sağlar.

Başlatma motoru devre dışı kaldığında bu işlem devam ettiği için GT uygun hızda dönmeye devam eder.

GT'nin bu dönme hareketi miline bağlı jeneratör yardımıyla elektrik enerjisine dönüştürülür [27].

Burada GT alternatöre kompresör şaftı tarafından bağlanmıştır. Bunun sebebi ise gaz turbo jeneratör grubunun soğuk tarafı kompresör tarafı olduğundan, GT'nin termal genişmesinin alternatörü etkilemesini önlemektir. Virör motoru rotoru döndürmek için kullanılır ve ayrıca GT'nin çalışmadığı zamanlarda sıcak türbinin aniden durmaması için belirli bir devirde rotoru döndürür.

2.1.5.2. Gaz Türbini Çalışmasını Etkileyen Faktörler

2.1.5.2.1. Yakıt ve Hava Miktarı

Yanma odasına püskürtülen yakıt miktarında bir azalma olursa yanmanın kimyasal tepkimesinde yeterli miktarda oksijene karşı yeterli miktarda yakıt yakılamayacağından açığa çıkan enerji miktarı daha az olur ve kompresörde sıkıştırılan havaya eklenen ısı miktarı azalır. Buradaki gazlara eklenen enerjide bir azalma olması türbin rotorunun hızının azalmasına neden olur. Basınç oranı ve debi düşer. Bu durumda birimler düşük verimle çalışacağından sistemin toplam ısı veriminde düşme olur.

Mükemmel yanmanın sağlanabilmesi için genel bir kural olarak yakıtı verilen hava belli oranda artırılmaktadır. Havanın az verilmesi halinde yanma düzgün gerçekleşemez ve karbon monoksit oluşmakta, üretilen enerji azalmakta, ısılık başlamakta ve yanma verimi düşmektedir. Havanın fazla verilmesi halinde karbon monoksit azalırken yanmaya iştirak etmeyen hava ocakta ısıtılarak bacadan atılmakta, yanma bozulmakta ve yanma verimi düşmektedir.

2.1.5.2.2. Basınç Oranı

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

2.1.5.2.3. Kompresör Giriş Sıcaklığı

Kompresör giriş sıcaklığı düştükçe sıkıştırma ve yanma işlemleri daha kolay gerçekleşir. Bunun sebebi soğuyan havanın daha az yer kaplaması ve içindeki oksijen miktarının artmasıdır. Habaş fabrikasında chiller soğutma sistemi kullanılmakta ve kompresör giriş sıcaklığı 8°C ile 14°C arasında değişmektedir. Bu soğutma sistemi ile çevre havasının çok sıcak olduğu yaz günlerinde bile tesisin sorunsuz çalışması sağlanmaktadır. Kompresör hava giriş sıcaklığı azaldıkça

kompresörde harcanan güç azalır ve termik verim artar. Örneğin, kompresör giriş sıcaklığındaki artış türbin toplam gücünde bir azalma meydana getirecektir. Bu güç kaybının telafisi için yanma odasına daha fazla yakıt püskürtülmesi gerekecektir. Bu olayın tersi olması durumunda ise aynı gücü elde etmek için yanma odasına daha az yakıt püskürtülecek ve yakıt tasarrufu sağlanmış olacaktır.

2.1.5.2.4. Kompresör Kanat Temizliği

Kompresörün atmosferden emmiş olduğu havanın içinde bulunan toz, tuz ve yağ zerrecikleri kompresör kanatları üzerinde birikerek kanadın yapısını bozar. Bu durum kanat üzerindeki hava akışını bozarak tersine kuvvetler oluşturur ve kompresörün dönüşünü zorlaştırır. Devir düşmesini karşılamak için yanma odasına daha fazla yakıt püskürtülmesi gerekir. Kanatların kirlenmesi aynı zamanda hava akışında kesintilere ve kompresör çıkış basıncında düşüslere neden olur.

2.1.5.2.5. Deniz Seviyesinden Yükseklik

Gaz türbinleri doğal hava emiş prensibi ile çalıştıklarından deniz seviyesinden yükseldikçe havanın yoğunluğu yani havanın içindeki oksijen miktarı seyrekleşeceği için ısı verimi olumsuz etkilemektedir. Bu sebeple deniz seviyesinden yükseklik önemlidir.

2.1.6. Kombine Çevrim Sisteminde Atık Isı Kazanı

AİK'deki tek amaç GT'nin egzozundan çıkan yüksek sıcaklıklardaki gazlardan buhar elde etmektir. AİK'lerde, genel olarak üç ayrı ısı eşanjör bölümü bulunur. Bu eşanjörler, ekonomizer, buharlaştırıcı(evaporator) ve kızdırıcıdır. Bunlara ek olarak evaporatörden gelen buharın ve ekonomizerden gelen suyun toplanacağı bir drum, kazan giriş ve çıkışında atık ısının eşanjörlerin içinden geçen suya olan ısı transferini arttırmak ve GT egzoz gazının hızını azaltmak amacıyla bulunan genişletici bölgeler AİK'de kullanılan diğer bileşenlerdir.

Su, buhar çevriminde ilk önce kazanın ekonomizer bölümüne girer ve doyma sıcaklığının çok az altında bir sıcaklığa kadar ısıtılarak drum kısmına gelir. Druma bağlı borular ile sıcak su aşağıya doğru hareket eder, soğuk su yukarıda kalır. Evaporatör bölümünde su-buhar haline dönüşür ve %5'i buhar %95'i su olarak dolaşır. Daha sonra su-buhar karışımı kızdırıcı bölümüne gelerek kızgın buhara dönüştürülür. Kızdırıcı borularından çıkan buhar, ST'nin yüksek basınç (HP)

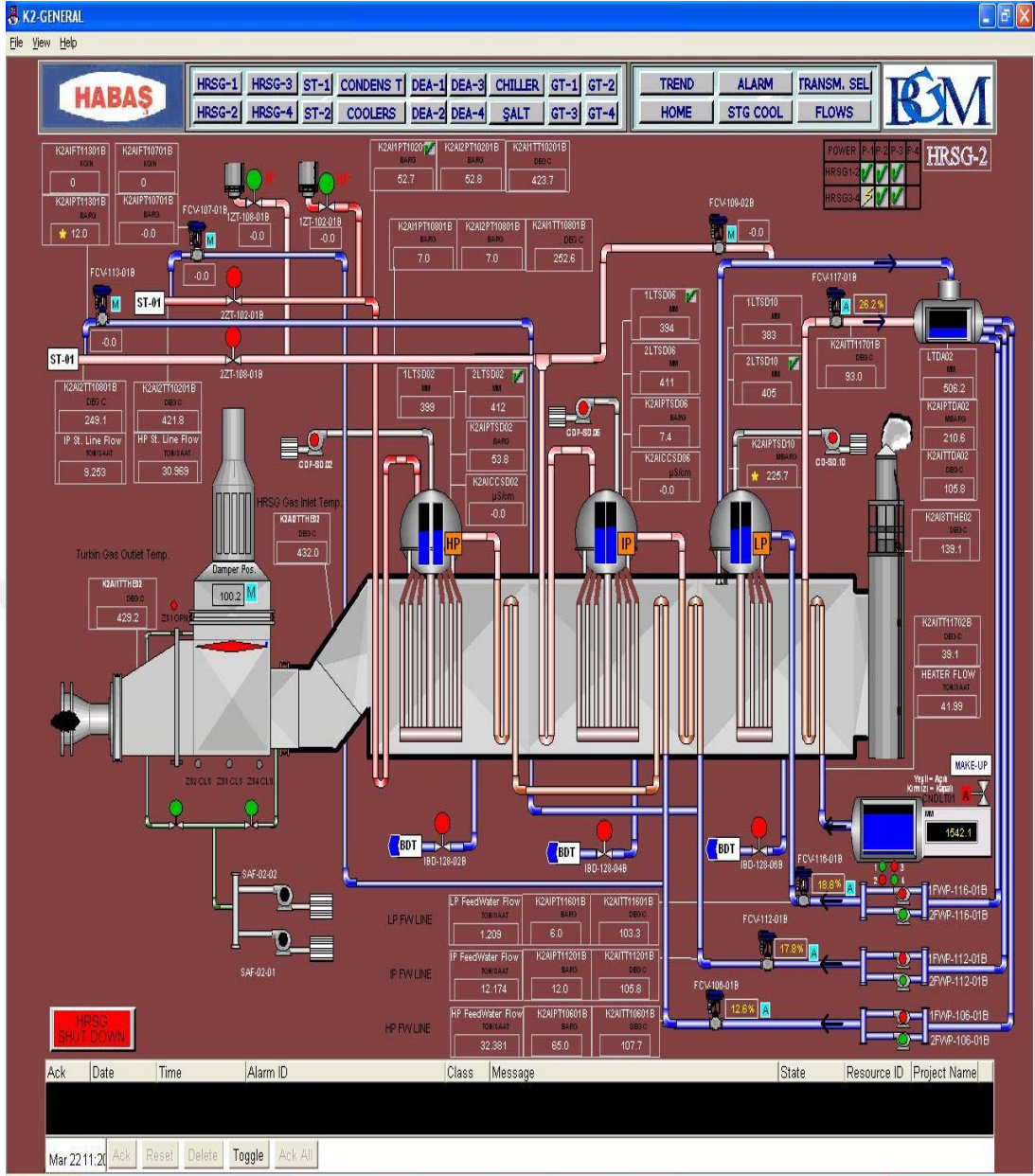
kademesine girer. Türbinde iş yapan ve sıcaklığı düşen buhar kızdırılarak tekrar kazana gelir. Tekrar kızdırıcılarda kızdırılan buhar, ST'ye gönderilir.

AIK üç basınç derecesine sahiptir; Yüksek basınç hattında, 45 bar orta basınç hattında, 7 bar, düşük basınç hattında ise, 4 bar civarındadır.

HP basıncına sahip buhar doğrudan ST'de kullanılmaktadır. Gerektiğinde IP basıncılı buhar ile desteklenir. LP basıncılı buhar tesisin ihtiyacını karşılamakta ayrıca degazör grubunu beslemektedir. Degazör grubu su içerisindeki karbondioksit (CO₂)ve hidrojen sülfür (H₂S) gibi eriyik gazların giderilmesi amacıyla kullanılmaktadır. HP ve IP basınç kademesi için yukarıda ifade edilen döngü gerçekleşmektedir ve her bir basınç kademesi için ayrı ekonomizer, evaporatör ve kızdırıcı eşanjörleri bulunmaktadır.

Ayrıca atık ısı kazanlarının iç duvarlarında atık gazın eşanjörlere daha iyi temas etmesini sağlayan gaz yönlendirici paslanmaz saçlar, kazanın yüksek sıcaklıktan dolayı uzamasını kompanze edebilmek amacıyla GT egzoz kısmı ile kazan giriş ve kazan çıkış kısmıyla kazan bacası arasında bez kompensatörler bulunur.

AIK'de; ekonomizerlar, evaporatör, kızdırıcılar (superheater) ve drumlar bulunmaktadır. Şekil 2.1.6 da 240 MW'lık santralde kullanılan AIK'nına ait SKADA görünüşü verilmektedir.



Şekil 2.1.6. AIK SCADA görünüşü [27]

2.1.6.1. Ekonomizer

Kazan besleme suyunun kazana ilk girdiği bölümdür. Ekonomizer, buhar kazanlarında yanma odasından çıkan egzoz gazlarının bacadan atılmadan önce sıcaklığından faydalanarak Şekil 2.1.7’ de gösterilen ekonomizer içinde sirkülasyon yapan kazan besleme suyunun sıcaklığını arttırmak için kullanılır. Bu sayede atmosfere atılan ısı miktarı önemli ölçüde azaltılarak ısı tasarrufu sağlanmış olur.

Ekonomizere giren ve çıkan duman gazlarının sıcaklıklarının farkı ne denli büyük olursa geri kazanılan ısı, dolayısıyla verim artışı da o denli büyük olur.



Şekil 2.1.7. Ekonomizer [27]

2.1.6.2. Evaporatör

Evaporatör, ekonomizerden gelen basınçlı suyu su-buhar karışımı haline getirerek drum'a göndermek amacıyla kullanılır. Downcomer olarak adlandırılan geniş çaplı borular ile soğuk su ve sıcak su-buhar karışımı yoğunluk farklarından dolayı evaporatör içinde sirküle eder. Evaporatörler, downcomer kollektörüne

bağlıdır ve bu kollektöre gelen su evapotatörden geçerek drum kısmına tekrar gönderilir. Sıcaklığı artan su-buhar karışımı yükselir soğuk su altta kalır sirkülasyon böyle devam eder.

2.1.6.3. Superheater

Superheater, drum kısmından çıkan doymuş buharın sıcaklığını arttırarak kızgın buhar üretmek amacıyla kullanılır. Kızdırıcı girişine gelen doymuş buhar ısıtılarak kızgın buhar haline dönüştürülerek ST'ye gönderilir. Buharı kızgın hale getirmek AIK'deki en son işlemdir.

2.1.6.4. Drum

Evaporatörde üretilen su-buhar karışımı suyun yerçekimi ile çöküp, buharın drum içerisinde ki üst boşluğa çıkması ile ayrılır. Ekonomizerde ısıtılan sıcak besi suyu drumda girdikten sonra drum boyunca bir dağıtıcı boru ile drum içerisine eşit şekilde dağılması sağlanır ve drum içerisinin normal su seviyesinde tutulması kontrol edilir.

Drum üzerinde bulunan sürekli blöf vanası ile drumdaki doymuş su içerisindeki katılaşmış maddelerin istenilen oranda tutulması sağlanır. Blöf, kazan suyu içinde buharlaşma sonucu yoğunluğu artan çözünmüş ya da askıda kalmış katı madde miktarını kazan için belirlenen limitlere çekebilmek amacıyla kazan suyunun bir kısmının sistemden atılması işlemidir.

2.1.7. Kombine Çevrim Sisteminde Buhar Türbini

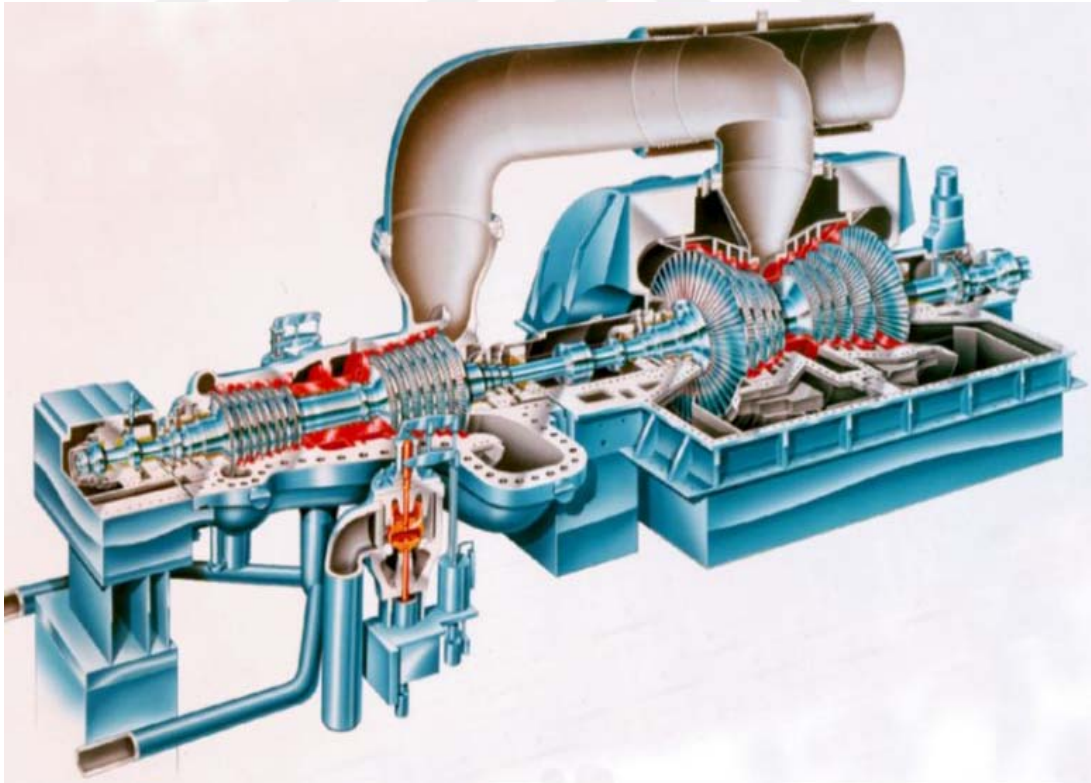
ST döndüğünde türbin kısmına ortak shaft ile bağlı jeneratörü döndürmektedir. Jeneratörün dönebilmesi için türbin kısmına buhar gelmelidir. Bu gerekli olan buhar AIK'de GT'de yanma sonucunda oluşan egzoz gazı ile saf suyun buharlaştırılmasıyla elde edilir. AIK'de farklı kademelere geldikten sonra ST'ye gönderilir. Buhar türbin kademelerine AIK'den ayrı ayrı gelen buharlar girerler ve türbin kanatçıklarına çarparak enerjilerini bırakmak suretiyle türbini döndürürler. Böylece AIK'de üretilen basınçlı ST'de genişleyerek iş yapmış olur.

Besleme suyu pompasından basılan su kazana gönderilir. Kazanda ısıtılan su ilk önce buharlaşır, sonra kızdırıcılardan geçerek kızdırılır(nemi alınır). Elde edilen kızgın buhar, ST'ye gönderilir. ST üç ayrı bölümden meydana gelmiştir. Buhar

yüksek basınç türbininden (HP) girerek iş yapmaya başlar. Enerjisinin bir kısmını harcayan buhar türbininden alınarak kazanda tekrar kızdırılır ve orta basınç türbinine (IP) verilir. Daha sonra alçak basınç türbinine (LP) giren buhar enerjisini bırakarak kondansere girer. Yani buhar her seferinde tekrar kızdırılmak suretiyle üç defa türbini döndürmek için kullanılır. Şekil 2.1.8’ de verilen ST’ye bağlı jeneratör bu dönme şeklindeki mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürür. Jeneratör çıkışı bir yükseltici trafo ile enerji nakil hatlarına verilir.

ST’de işi biten çürük buhar, kondanser denilen yoğunlaştırıcılara gelerek tekrar su hâline dönüştürülür ve besleme suyu pompası ile tekrar kazana girer. Bu işlem bir döngü içerisinde devam ederek termik yolla elektrik enerjisi üretimi gerçekleşmiş olur.

Türbin çıkışındaki basıncı, atmosfer basıncının altında tutmak (vakum) gerekmektedir. Kondanserdeki vakum bir buhar enjektörü sayesinde sağlanır. Kondansere giren buharın yoğuşturulması ise ayrıca bir soğutma suyu ile sağlanır.



Şekil 2.1.8. D11 modeli ST [35]

Kombine çevrim sisteminin bir parçası olan ST'nin GT'den farkı akışkan olarak basınçlı yanma gazları yerine buhar kullanmasıdır. ST'de GT'nin aksine kompresör, yanma odası gibi bölümler yoktur. Buhar türbinleri AIK, besi suyu pompaları ve kondenser ile birlikte buhar türbin çevrimini oluştururlar.

2.1.7.1. Kondenser

ST'de kullanılan ve özellikleri büyük ölçüde değişen buhar atmosfere atılmaz ve tekrar kullanılmak üzere kondensere gönderilir. Kondenserde soğutma kulesinden gelen suyu sirküle eden boru demeti bulunur. Buhar bu borular arasından geçirilerek yoğunlaşır ve yeniden kullanıma hazır hale gelir. Kondenser içindeki borularda gezdirilen su ise buhar ile ısı alışverişine girmiş ve oldukça ısınmıştır soğutulmak üzere soğutma kulesine geri gönderilir.

2.1.8. Kombine Çevrim Sisteminde Soğutma Kuleleri

Soğutma kuleleri kombine çevrim sistemde soğutma amaçlı kullanılan sıvıları soğutan su kendisi ısınır. Isınmış halde gelen su temas yüzeyi artsın diye damlacık halinde fişkiyelerle kule içerisinde yukarıdan aşağıya doğru damlatılır. Üst kısımda bulunan fanlar yardımıyla kulenin alt kısmındaki hava emilerek yukarı doğru hareket ettirilir ve havanın sirkülasyon yaparak dolaşmasını sağlar. Bu sayede dolaşan hava yukarıdan aşağıya doğru damlatılarak suyun ısınıp alarak soğutur. Soğuyan su tekrar sistemde kullanılmak üzere sisteme geri verilir.

2.1.9. Kombine Çevrim Sisteminde Jeneratörler

Jeneratörlerde dönme hareketi sayesinde elektrik enerjisi üretimi sağlanır. Hem gaz türbinleri hem de buhar türbinleri kendilerini döndürücü etkiler sayesinde hareket kazanır ve dönerler. Bu dönmeyi de ortak şaft vasıtasıyla kendilerine bağlı olan jeneratörlere aktarırlar. Jeneratörlerde türbinlerden sağlanan bu dönme hareketi sayesinde elektrik enerjisi üretilir. Üretilen bu alternatif voltaj trafolar vasıtasıyla kolay bir şekilde yükseltip düşürülebilir. Bu kolaylık elektrik enerjisinin nakli sırasında uzak mesafelere taşınmasında yüksek voltajın kullanılması kayıpların azaltılmasını sağlar.

HABAŞ Doğal gaz CCPP'de yükseltici trafolar jeneratörlerde üretilen 11 kV' u 154 kV' a yükseltir. 154 kV ulusal şebeke sistemine bağlanır ve üretilen enerji bu voltaj değerinde iletilir. Düşürücü trafolar ile 154 kV voltaj değeri 34,5 kV' a

düşürölür ve enerji bu voltaj değeriinde dağıtılır. 34,5 kV voltaj değeri tekrar düşürölü trafolar ile 0,4 kV değeriine düşürölür ve fabrikada kullanılır.

Gaz türbinleri ve buhar türbinleri bir jeneratöre bağıdır. Türbinin bağı olduğı şaft bir redüktör(düşürölü) vasıtasıyla jeneratörün milini döndürür. Redüktör, elektrik makinalarının yüksek dönüş hızlarını makinalar için gerekli olan dönüş hızlarına düşürmek için tasarlanan kapalı dişli düzeneklerdir. Jeneratör milinin dönmesiyle ve jeneratöre bir uyarı gerilimin verilmesiyle elektrik üretimi başlar.



3.METERYAL VE YÖNTEMLER

3.1. Kombine Çevrim Güç Santralinde Sıcaklığın Performansa Etkisinin Araştırılması

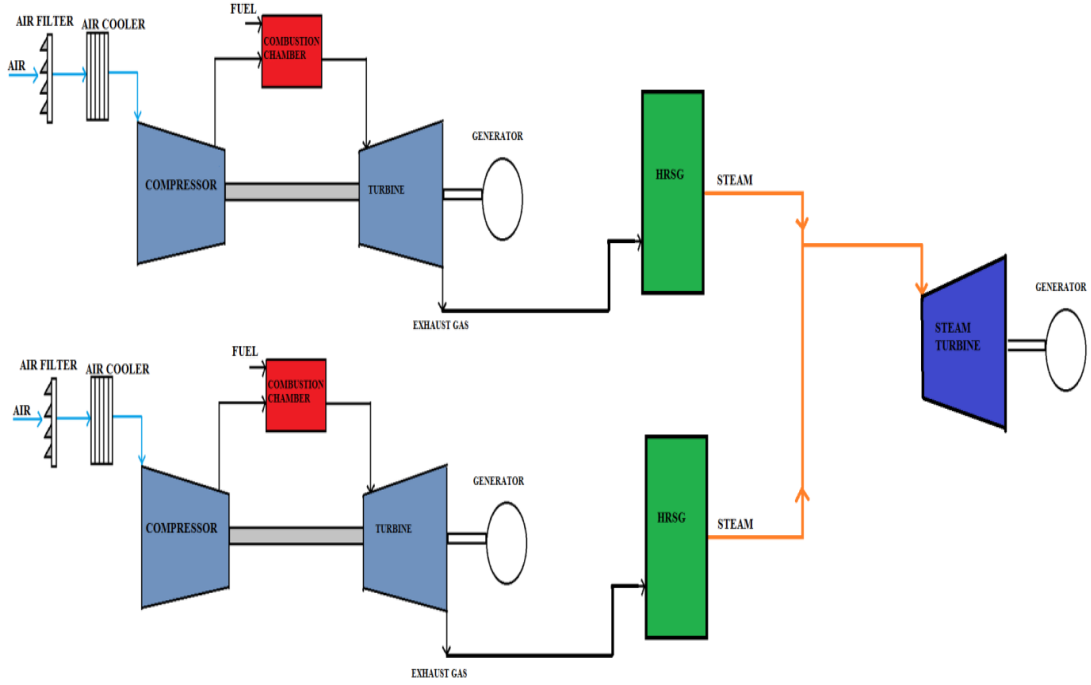
Çalışmanın bu bölümünde 14 yıldır elektrik üretmekte olan 240 MW gücündeki HABAŞ doğal gaz CCPP kendisini oluşturan GT'ler, ST'ler, GT ve ST'lerin birlikte düşünüldüğü bloklar halinde ele alınıp incelenmiştir. Bu incelemede farklı ortam(hava) sıcaklıklarında her bir GT'den, ST'den ve CCB'lerden ölçüm değerleri alınmış ve alınan bu verilerle hesaplamalar yapılmış santralin elektrik enerjisi üreten kısımlarının verimleri belirlenmiştir. Bu çalışma ile ideal durumdan farklı ortam sıcaklıklarına geçildiğinde bu durumun üretime etkisi ve kombine çevrim sistemini oluşturan akıllı makinaların bu değişime gösterdiği tepki ve bu tepkinin yerliliği görülmüştür. Sıcaklık enerji verimin en yüksek olduğu değerden artarak yükseldiğinde gaz türbinlerinde üretilen elektrik enerjisinin azaldığı ve dolaylı olarak buhar türbinlerindeki elektrik üretiminin de azaldığı, bu azalışla birlikte tüketilen yakıt miktarlarının azaltılmasına rağmen her bir GT'nin, ST'nin ve CCB'lerin verimleri azalmıştır.

3.1.1. Analizi Yapılan Kombine Çevrim Güç Santralinin Özellikleri

Bu çalışmada yaklaşık olarak 240 MW üretmekte olan CCPP ele alınmıştır. Ele alınan santral Şekil 3.1.1' de verilmiştir. Şekil 3.1.2' de de bu santralin enerji dönüşümü blok diyagramı sunulmuştur. Şekil 3.1.2' ye dikkat edildiğinde, sistem iki tane GT, iki tane ısı geri kazanım buhar jeneratörü(HRSG) ve bir ST'den meydana gelmektedir. Kullanılan GT'lerin modeli GE LM6000 ve ST'lerin modeli Thermodyn 8-10MC10'dir.



Şekil 3.1.1 HABAŞ doğal gaz CCPP



Şekil 3.1.2 Bir doğal gaz CCPP'nin enerji dönüşümü blok diyagramı

3.1.2. Giriş Hava Sıcaklığını Etkisi İçin Kullanılan Eşitlikler

CCPP(Kapalı Çevrim Güç Santrali)'ler ile talep edilen gücün karşılanabilmesi önemlidir. Santralin ne kadar elektrik enerjisi üretebileceği sürekli olarak izlenmelidir. Yakıttan, ortamdan ve kullanılan donanımlardan kaynaklanan verim değişimleri de hesaplanmalıdır ki talep edilen enerjinin ne kadarının karşılanabileceği tahmin edilebilsin. Bu amaçla CCPP'nin enerji verimlerinin hesaplanması için aşağıdaki eşitliklere ihtiyaç duyulmaktadır.

Bir doğal gaz CCPP'de gerçekleşen yanma sonucunda açığa çıkan enerji (Q_{GTy} - kcal/h); saatte tükettiği yakıt miktarı (B_y - m³/h) ve yakıtın anlık ısıl değeri (H_y - kcal/m³) ile doğru orantılıdır ve aşağıdaki eşitlikle verilir:

$$Q_{GTy} = B_y \cdot H_y \quad (3.1.1)$$

Analizleri gerçekleştirilen doğal gaz CCPP'de yapılan ölçümlere göre 1 m³ doğal gaz yakıtı 9564,208 kcal enerji taşımaktadır. Hesaplamalarda 1 kW 860 kcal/h olarak alınmıştır. kW cinsinden açığa çıkan güç miktarı da (E_{GTy} - kW) aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$E_{GTy} = Q_{GTy} / 860 \quad (3.1.2)$$

Üzerinde çalışılan doğal gaz CCPP'de dört tane GT ve iki tane de ST bulunmaktadır. Bunlardan üretilen güç miktarı E_{GT1} , E_{GT2} , E_{GT3} , E_{GT4} , E_{ST1} ve E_{ST2} olarak verilir. Bir GT'den elde edilecek verim değeri (η_{GT}) aşağıda gibi açıklanır:

$$\eta_{GT} = E_{GT} / E_{GTy} \quad (3.1.3)$$

İncelemesi yapılan doğal gaz CCPP'de CCB1 olarak isimlendirilen bir CCB iki tane GT ve bir tane de ST'den oluşmaktadır. Buna bağlı olarak CCB1'in toplam güç üretimi (E_{BLOCK1} - kW) aşağıdaki gibi verilir:

$$E_{BLOCK1} = E_{GT1} + E_{GT2} + E_{ST1} \quad (3.1.4)$$

CCB2'de CCB1'e benzer şekilde iki GT ve bir tane de ST'den yapılmıştır. Bu durumda CCB2'nin de toplam güç üretimi (E_{BLOCK2} - kW) aşağıdaki gibi açıklanır:

$$E_{BLOCK2} = E_{GT3} + E_{GT4} + E_{ST2} \quad (3.1.5)$$

Yanma sonucu GT'lerden açığa çıkan güçler (E_{GT1y} , E_{GT2y} - kW) doğal gaz CCPP'sinin giriş güç miktarlarının bir bölümünü oluşturur. Bu yüzden CCB1'de bulunan GT'lerin giriş güç miktarı ($E_{BLOCK1y}$ - kW) aşağıdaki gibi verilir:

$$E_{BLOCK1y} = E_{GT1y} + E_{GT2y} \quad (3.1.6)$$

CCB2'de bulunan diğer iki GT'nin giriş güçlerinin (E_{GT3y} , E_{GT4y} - kW) toplamı da CCB2 GT giriş güç miktarlarını oluşturur. Elde edilebilecek toplam CCB2 giriş güç miktarı ($E_{BLOCK2y}$ - kW) aşağıdaki eşitlikle açıklanır:

$$E_{BLOCK2y} = E_{GT3y} + E_{GT4y} \quad (3.1.7)$$

GT'ler ve ST'lerde üretilen güç miktarları (E_{GT} , E_{ST}) ve yanma sonucu GT'lerde açığa çıkan güç miktarlarına (E_{GTy}) bağlı olarak CCB'lerin verimi (η_{BLOCK}) aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\eta_{BLOCK} = E_{BLOCK} / E_{BLOCKy} \quad (3.1.8)$$

Her bir blokta üretilen güç miktarlarına (E_{BLOCK1} , E_{BLOCK2} - kW) bağlı olarak bir doğal gaz CCPP'de üretilen toplam güç miktarı (E_{PLANT} - kW) aşağıdaki gibi verilir:

$$E_{PLANT} = E_{BLOCK1} + E_{BLOCK2} \quad (3.1.9)$$

Doğal gaz CCBP’de her bir CCB’de yakıttan açığa çıkan giriş güç miktarları ($E_{BLOCK1y}$, $E_{BLOCK2y}$ - kW) hesaplandığında santralde giriş gücü olarak açığa çıkan toplam güç miktarı (E_{PLANTy} - kW) aşağıdaki gibidir:

$$E_{PLANTy} = E_{BLOCK1y} + E_{BLOCK2y} \quad (3.1.10)$$

Santrali oluşturan CCB’lerin her birinde elde edilen güçler (E_{BLOCK1} , E_{BLOCK2} - kW) ve her iki CCB’nin yanma sonucu açığa çıkan güçler ($E_{BLOCK1y}$, $E_{BLOCK2y}$ - kW) bilindiğinde toplam santralin verimi (η_{PLANT}) aşağıdaki eşitlikle bulunur:

$$\eta_{PLANT} = E_{PLANT} / E_{PLANTy} = (E_{BLOCK1} + E_{BLOCK2}) / (E_{BLOCK1y} + E_{BLOCK2y}) \quad (3.1.11)$$

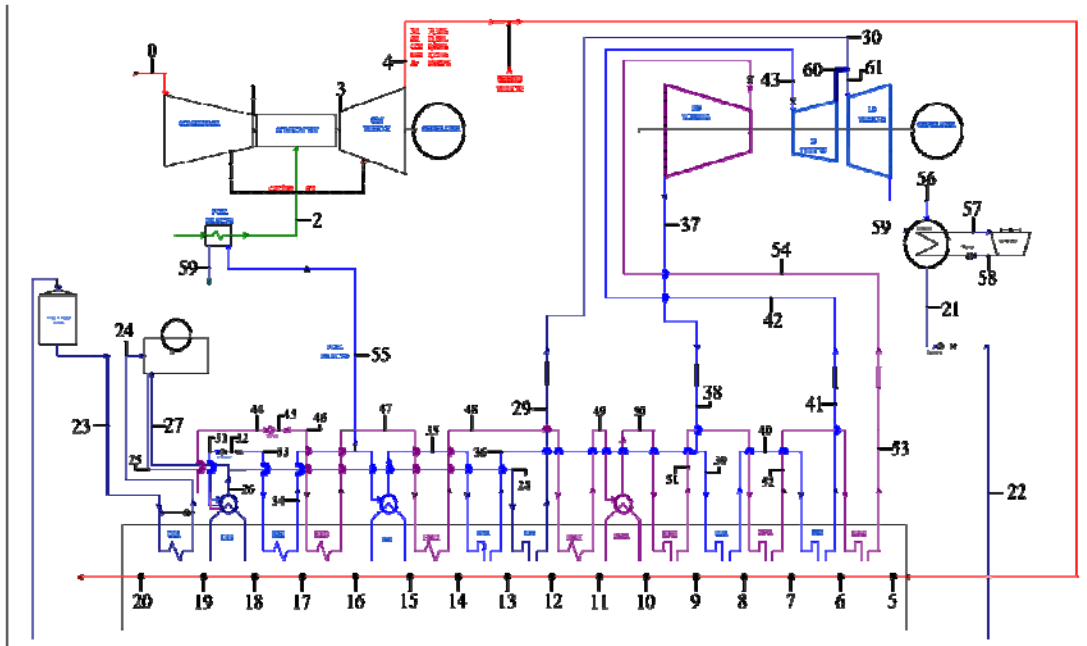
3.2. Yeni Nesil Bir Kombine Çevrim Güç Santrali İçin Enerji Ve Ekserji Analiz Çalışması

Çalışmanın bu kısmında, kurulumu tamamlanmış ve devreye alınmakta olan yeni nesil bir CCPP'nin ilk defa tüm kısımlarının enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Bu yeni nesi kombine güç çevrim santralinde GT ve ST birlikte çalıştırılarak güç değeri artırılmıştır. Böylelikle, birim başına üretilebilecek güç miktarı yükseltilmiş ve kombine çevrim verimliliği iyileştirilmiştir. Çalışmada santrale ait 61 nokta ele alınmıştır. Kazanlara giren ısı değerlerine bağlı olarak her bir ısıtıcıya ait enerji ve ekserji kayıpları bulunmuştur. Bunlara ek olarak, gaz türbinlerinde üretilecek olan enerji ve kompresörde meydana gelecek enerji kaybı hesaplanmıştır.

Bu çalışmada, yaklaşık olarak 800 MW enerji üretilmesi amaçlanan bir doğal gaz CCPP seçilmiştir. Kurulumu gerçekleştirilen santral Şekil 3.2.1' de verilmiştir. Şekil 3.2.2' de de bu santralin akış şeması sunulmuştur. Şekil 3.2.2' e dikkat edildiğinde, sistem iki tane GT, iki tane ısı geri kazanım buhar jeneratörü (HRSG) ve bir ST'den meydana gelmektedir. Kullanılan GT'lerin modeli GE 9FA ve ST'lerin modeli GE D11'dir.



Şekil 3.2.1. 800MW santral görünümü



Şekil 3.2.2. CCPP'nin akış şeması

Şekil 3.2.2’de akış şeması verilen CCGP’nin tüm kısımları 61 nokta ile işaretlenmiştir. Bunların ayrı ayrı enerji ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca kazan sistemine ait tüm ısıtıcılara giren ısılar ölçülmüş ve her bir ısıtıcının enerji ve ekserji verimleri ve ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Dahası GT’de üretilecek olan enerji ve kompresöründe meydana gelecek enerji kaybı ve bunların enerji verimleri, ekserji verimleri ve ekserji kayıpları hesaplanmıştır. ST’nin yüksek basınç (HP), orta basınç (IP) ve düşük basınç (LP) kısımlarının üretilecek güç değerleri ile birlikte ekserji kayıpları ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Ardından, tüm kombine çevrim sisteminin bir bütün oluşturacak şekilde toplam güç üretimi bulunmuştur.

3.2.1. Ekserji Ve Enerji Analizi İçin Kullanılan Eşitlikler

Kombine çevrim sisteminin istenileni karşılayabilmesi, arzu edilen gücün üretilmesi ile doğrudan ilişkilidir. Sistemde gücün açığa çıkarılması, sistemin iş yapabilme yeteneğini belirlemektedir [28]. Enerjinin en iyi ve verimli şekilde elde edilip kullanılabilmesi enerjinin nereden ve nasıl elde edilebildiğinin bilinmesi sistemin anlaşılması için önemlidir [29].

Debisi (m) ve entalpisi (h) bilinen akışkanın enerjisi (E) aşağıdaki eşitlikle verilir:

$$E = m \cdot h \quad (3.2.1)$$

Kütlenin korunumu prensibine göre, bir kontrol hacmine giren (m_i) ve çıkan (m_o) madde miktarları (kg/sn) eşit olmak zorundadır ve bu durum aşağıdaki gibi açıklanır [24]:

$$\sum m_i = \sum m_o \quad (3.2.2)$$

Termodinamiğin birinci kanununa göre enerjinin korunumu aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\sum E_i - \sum E_o = \Delta E_{system} \quad (3.2.3)$$

Burada, E_i giren enerji (kj), E_o çıkan enerji (kj) ve ΔE_{system} sistemin enerjisidir (kj).

ΔE_{system} değeri sıfır olduğunda:

$$\sum E_i = \sum E_o \quad (3.2.4)$$

Ekserji, enerjinin bütün biçimleri için ifade edilebilen bir özelliktir. Dolayısıyla, bir sistemin toplam ekserjisi, sistemin içerdiği farklı enerji potansiyelleri dikkate alınarak belirlenmektedir [30-31]. Nükleer, manyetik, elektrik ve yüzey gerilmesi gibi farklı enerji biçimlerinin oluşumuna neden olabilecek özel etkilerin olmadığı varsayılırsa, sistemin toplam ekserjisi E , fiziksel E_{ph} , kinetik E_{ke} , potansiyel E_{pe} ve kimyasal E_{ch} ekserjilerden oluşmaktadır. Toplam ekserji aşağıdaki gibi tanımlanabilir [32]:

$$E = E_{ph} + E_{ke} + E_{pe} + E_{ch} \quad (3.2.5)$$

Fiziksel ekserji, sadece çevresi ile etkileşimi içeren bir fiziksel süreç aracılığı ile P basıncında ve T sıcaklığındaki bir sistemden, P_0 basıncında ve T_0 sıcaklığındaki sınırlı ölü hale ulaşmaya kadar elde edilebilecek maksimum teorik faydalı iştir. Bu durum aşağıdaki eşitlikle verilir [33]:

$$E_x = h - h_0 - T(s - s_0) \quad (3.2.6)$$

Burada E_x ekserji (kj) h entalpi (kj/kg) h_0 sıfır anındaki entalpi (kj/kg), T sıcaklık (Kelvin), s entropi (kj/kg.Kelvin) ve s_0 sıfır anındaki entropidir (kj/kg.Kelvin).

Kimyasal ekserjiden elde edilebilecek maksimum iş, sistemin yâda maddenin sınırlı denge halinden kararlı denge haline geçmesiyle mümkündür. Çevre dengesi (T_0, P_0) iken saf bileşen konsantrasyonlarının kısmi basınçlarından (P_{0oi}) gidilerek her bir bileşenin kimyasal ekserjileri aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$E_{x_{ch}} = R \cdot T_0 \cdot \ln(P_0/P_{0oi}) \quad (3.2.7)$$

Burada, $E_{x_{ch}}$ kimyasal ekserji (kj), R gaz sabiti, T_0 sıcaklık (Kelvin), P_0 basınç (Bar) ve P_{0oi} basınçtır (Bar).

Gaz yakıtların kimyasal ekserjisi ise aşağıdaki gibi belirlenir:

$$E_x = E_{x_{ch}} / H_{u_f} \quad (3.2.8)$$

Burada, H_{u_f} yakıt ortalığıdır (kj/kg).

Termodinamiğin ikinci kanununa göre ekserji dengesi aşağıdaki gibi verilir:

$$E_{xi} - E_{xo} = \sum E_{source} + W \quad (3.2.9)$$

Burada, E_{xg} giren kimyasal ekserji (kj), E_{xo} çıkan kimyasal ekserji (kj), $\sum E_{source}$ kaynak ekserjisi (kj) ve W iş' dir (kj).

Termodinamiğin birinci kanununa göre verim aşağıdaki eşitlikle hesaplanır:

$$\eta = W_n / Q_q \quad (3.2.10)$$

Burada, η verim, W_n net iş (kj), Q_q enerjidir (kj).

Ekserji verimi, kullanılan ekserji olarak tüm ekserji girişini ve yararlanılan ekserji olarak da tüm giren ekserjiyi tanımlar. Ekserji veriminin ifadesi aşağıda verilmiştir:

$$\eta_{ex} = E_{xi} / E_{xo} \quad (3.2.11)$$

Burada, η_{ex} ekserji verimidir.

Isı değiştiricilerin termodinamik ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\eta = 1 - E_{source} / E_i \quad (3.2.12)$$

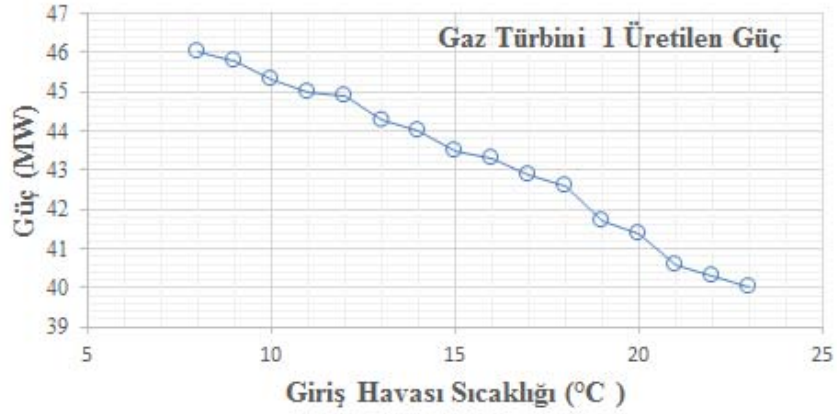
4.ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

4.1 Kombine Çevrim Güç Santralinde Sıcaklığın Performansa Etkisinin Sonuçları

Farklı sıcaklık değerlerinde santrali oluşturan kısımların ilgili yerlerindeki transmitterlar, akım, gerilim transformatörleri ve enerji analizörleri vasıtasıyla ihtiyaç duyulan veriler alınmıştır.8 ile 23 derece hava sıcaklığı arasında gaz türbinlerinin ve buhar türbinlerinin ürettikleri enerjiler Tablo 4.1.1' de verilmiştir. Veriler, eşitlikler yardımıyla santrali oluşturan blokların ve bu blokların gaz türbinlerinin, buhar türbinlerinin ürettikleri enerjiler, yanma odalarındaki açığa çıkardığı enerjiler ve verimleri 8 ile 23 derece arasında farklı sıcaklık değerlerinde hesaplanmıştır.

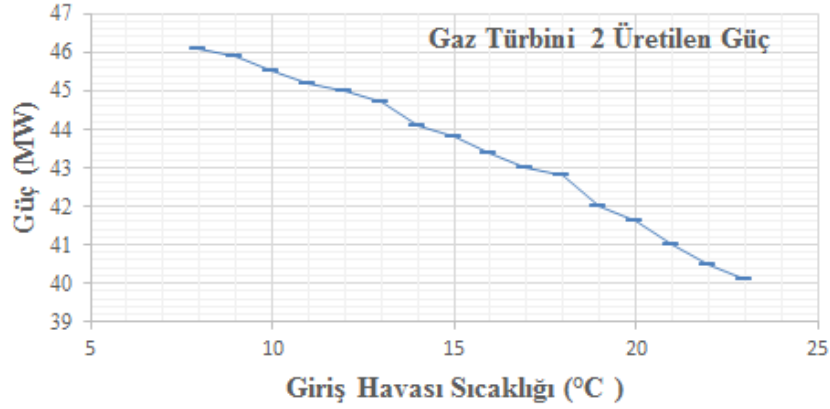
Tablo 4.1.1. Ortam sıcaklığı 8-23°C arasındaki GT ve ST'lerin güç üretim değerleri.

Ortam Sıcaklığı(°C)	Elde Edilen Güç(MW)					
	GT-1	GT-2	GT-3	GT-4	ST-1	ST-2
8	46	46,1	45,9	46	21,868	21,86
9	45,8	45,9	45,6	45,7	21,76	21,74
10	45,3	45,5	45,3	45,4	21,592	21,595
11	45	45,2	45	45,2	21,388	21,372
12	44,9	45	44,7	44,8	21,25	21,123
13	44,3	44,7	44,2	44,4	20,963	20,97
14	44	44,1	44	44,1	20,786	20,869
15	43,5	43,8	43,7	43,6	20,588	20,654
16	43,3	43,4	43,3	43,4	20,349	20,455
17	42,9	43	42,8	43	20,173	20,237
18	42,6	42,8	42,2	42,5	19,923	19,783
19	41,7	42	41,7	41,9	19,567	19,638
20	41,4	41,6	41,3	41,5	19,398	19,466
21	40,6	41	40,5	40,7	19,08	19,125
22	40,3	40,5	40,2	40,1	18,869	18,904
23	40	40,1	39,8	39,8	18,71	18,846



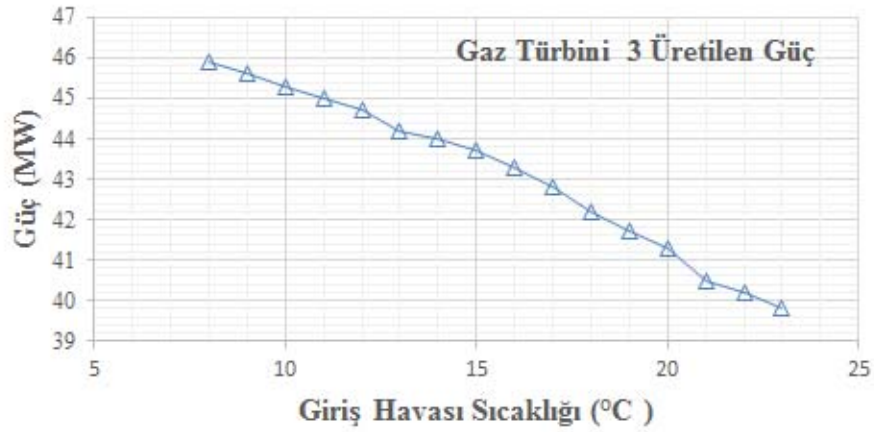
Şekil 4.1.1. GT1’de üretilen güç miktarı (MW)

GT1’den ortam sıcaklığı 8°C iken maksimum 46 MW güç elde edilmiştir. Ortam sıcaklığı 15°C’ye ulaştığında GT1’den elde edilen güç 43,5 MW değerlerine gerilemiştir. GT1’in denetleyicisi aracılığı ile 8-23°C arasındaki tüm sıcaklıklarda maksimum güç üretmesi için giriş verilmesine rağmen, 8°C’de 46 MW olan güç üretimi hava sıcaklığı 23°C’ye ulaştığında 6 MW azalarak 40 MW’a düşmüştür. Bu durum diğer GT’lerde de gözlemlenmiştir.



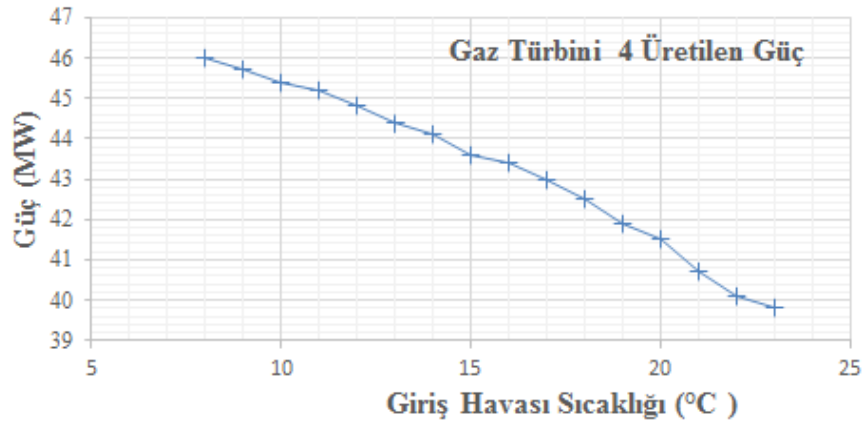
Şekil 4.1.2. GT2’de üretilen güç miktarı (MW)

GT2 için 8°C’deki güç üretimi 46,1 MW iken, 15°C’de 43,8 MW ve 23°C’de de 40,1 MW elde edilmiştir. Hava sıcaklığı 8°C’den 7°C artarak 15°C’ye ulaştığında yaklaşık 2,7 MW’lık üretimde bir azalma olmuştur. Benzer şekilde hava sıcaklığı 15°C’den 23°C’ye yükseldiğinde de GT2’nin üretimde 3,7 MW’lık bir düşüş gerçekleşmiştir.



Şekil 4.1.3. GT3'te üretilen güç miktarı (MW)

GT3'den elde edilen güç ise 8°C, 15°C ve 23°C için, sırasıyla 45,9 MW, 43,7 MW ve 39,8 MW olarak ölçülmüştür. GT3'deki 15°C sıcaklık farkı artışındaki elde edilen güçteki düşme değeri 6,1 MW olarak saptanmıştır.



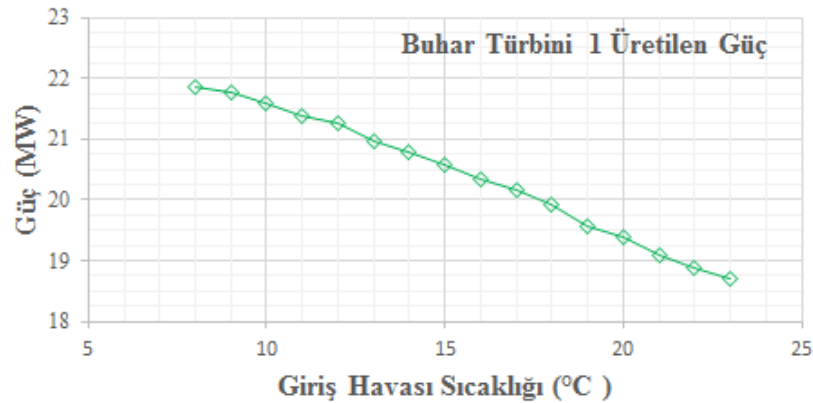
Şekil 4.1.4. GT4'te üretilen güç miktarı (MW)

Şekil 4.1.4' te gösterilen GT4'de diğer GT'lere yakın değerlere sahiptir. Bunun 8°C'deki güç üretimi 46 MW, 15°C'ye ulaştığında 43,6 MW ve en yüksek güç üretimi gerçekleşmesi için girilen denetleyici değerine rağmen sıcaklık değeri 23°C'ye ulaştığında 6,2 MW azalarak 39,8 MW kaydedilmiştir.

Tüm GT'lerden elde edilen veriler incelendiğinde, hemen hemen hepsinden 8°C ortam sıcaklığında yaklaşık 46 MW güç üretimi gerçekleşirken, 15°C sıcaklık değeri artışında ortam sıcaklığı 23°C değerine ulaştığında bunların ürettikleri güçteki düşüş yaklaşık olarak 6 MW olarak belirlenmiş ve 40 MW olmuştur.

Bu GT'lerden çıkan egzoz gazlarının ait oldukları CCB'lerde kullanılarak üretilen buharlar, ikili çıkışları birleştirilerek ST'lerin giriş enerjilerini oluşturmuştur. Diğer bir ifadeyle ST'lerin giriş enerjileri GT'lerin çıkış egzoz enerjileri olmuştur.

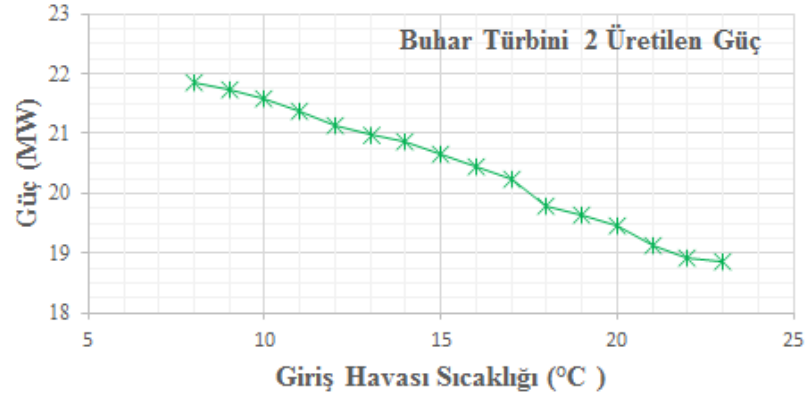
CCB1'de bulunan GT1 ve GT2'nin çıkışlarına HRSG1 ve HRSG2 sistemleri bağlanmıştır. GT1 ve GT2'nin yanma odalarında gerçekleşen yanma sonucu elde edilen sıcak egzoz gazları HRSG1 ve HRSG2 sistemlerinin girişini oluşturmaktadır. Buralarda su ısıtılıp basınçlı kızgın buhar haline getirilmekte ve ST1'in giriş gücünü oluşturmaktadır. Bundan dolayı, GT1 ve GT2'de meydana gelen güç üretim değişiklikleri, ST1'deki güç üretimini etkilemektedir.



Şekil 4.1.5. ST1'de üretilen güç miktarı (MW)

Şekil 4.1.5' te gösterilen ST1'den elde edilen güç ortam sıcaklığı 8°C iken 21,9 MW olmuştur. Buradaki ortam sıcaklığı 15°C'ye ulaştığında güç üretimi 20,6 MW'a gerilemiştir. ST1'i besleyen GT'lere 8-23°C arasındaki tüm sıcaklıklarda maksimum güç üretmesi için denetleyici yardımıyla giriş verilmesine rağmen, GT'lerin çıkışları ortam sıcaklığının artması ile birlikte yaklaşık 6 MW düşmüştür. ST1'deki güç üretimi bunlara bağlı olarak ortam sıcaklığı 23°C'ye ulaştığında 3,2 MW azalarak 18,7 MW değeri ölçülmüştür.

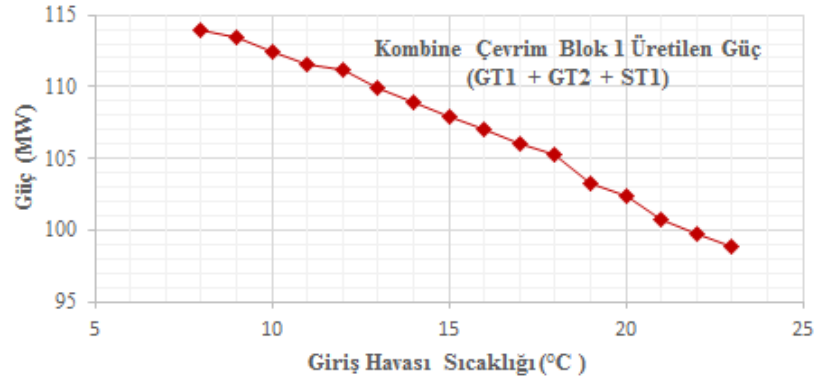
Diğer taraftan, CCB2’de bulunan GT3 ve GT4’ün çıkışlarına HRSG3 ve HRSG4 sistemleri bağlanmıştır. GT3 ve GT4’ün egzoz gazları da HRSG3 ve HRSG4’ün giriş enerjilerini oluşturmuştur. Bu sistemler yardımıyla ısıtılan ve basınçlı hale getirilen kızgın buhar ST2’ye verilmiştir. Dolayısıyla GT3 ve GT4’ün güç üretimleri ST2’nin güç üretimini etkilemiştir.



Şekil 4.1.6. ST2’de üretilen güç miktarı (MW)

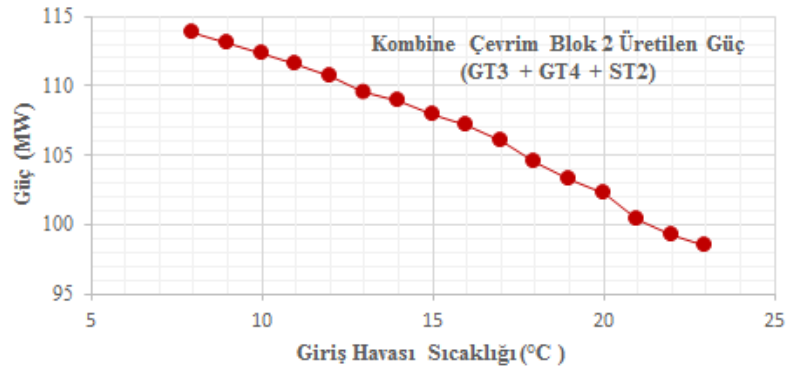
Şekil 4.1.6’ da ST2’nin güç üretimi incelendiğinde, ortam sıcaklığı 8°C’de 21,9 MW güç üretimi olmuştur. Ortam sıcaklığı biraz artıp 15°C değerine ulaştığında üretilen güç miktarında biraz düşme meydana gelmiş ve 20,7 MW kaydedilmiştir. Bu türbini besleyen GT3 ve GT4’e maksimum güç üretme için denetleyici yardımıyla kontrol sinyali gönderildiğinde dahi, ortam sıcaklığı 23°C’ye ulaştığında ST2’den elde edilen güç yaklaşık 3 MW azalarak 18,9 MW olmuştur.

Öte yandan CCB’lerin güç üretimleri incelendiğinde, yine bu GT ve bunlara bağlı olan ST’lerin güç üretim değişimlerine bağlı olarak farklılaşmalar gözlemlenmiştir. CCB1 sistemi GT1, GT2 ve ST1 ile oluşturulmuştur.



Şekil 4.1.7. CCB1’de üretilen güç miktarı (MW)

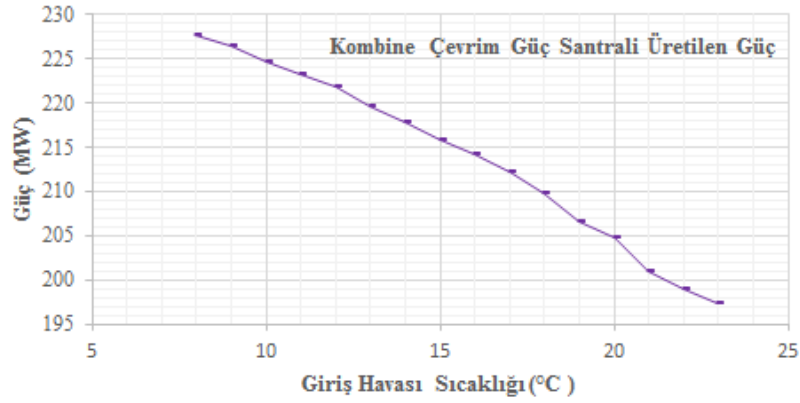
Şekil 4.1.7’ de verilen CCB1’de ortam sıcaklığı 8°C iken maksimum güç 114,0 MW, ortam sıcaklığı artarak 15°C’ye ulaştığında maksimum üretim 107,9 MW değerlerine gerilemiştir. CCB1’i oluşturan birimlere 8-23°C arasındaki tüm sıcaklıklarda maksimum güç üretmesi için denetleyici girişi sağlanmasına rağmen, 8°C’de iken 114,0 MW olan güç üretimi ortam sıcaklığı 23°C’ye ulaştığında yani 15°C sıcaklık artışında 15,2 MW azalarak 98,8 MW’a düşmüştür.



Şekil 4.1.8. CCB2’de üretilen güç miktarı (MW)

Diğer çevrim bloğu CCB2’ye gelince, bundaki güç üretimi diğer CCB1 sistemine yakın değerlerde olmuştur. Bu CCB2 Şekil 4.1.8’ de verilmiştir ve GT3, GT4 ve ST2’den meydana getirilmiştir. Ortam sıcaklıkları 8°C, 15°C ve 23°C için üretilen güç, sırasıyla, 113,8 MW, 108,0 MW ve 98,4 MW olarak ölçülmüştür. Sıcaklığın 8°C’den 23°C değerine çıkması yaklaşık 15,4 MW güç üretim kaybına neden olmuştur.

Bu doğal gaz CCPP'deki iki GT'nin egzoz çıkışı birleşerek bir ST'yi beslemiştir. Bu çevrimden kurulu sistemde iki tane vardır. Bunlar CCB1 ve CCB2'dir. Bunların birleşmesi ile kombine güç çevrim santrali oluşturulmuştur. Sonuç olarak, ortam sıcaklığı değişimine bağlı tüm doğal gaz CCPP'nin güç üretimi de Şekil 4.1.9' da gösterilmiştir.



Şekil 4.1.9. CCPP'de üretilen güç miktarı (MW)

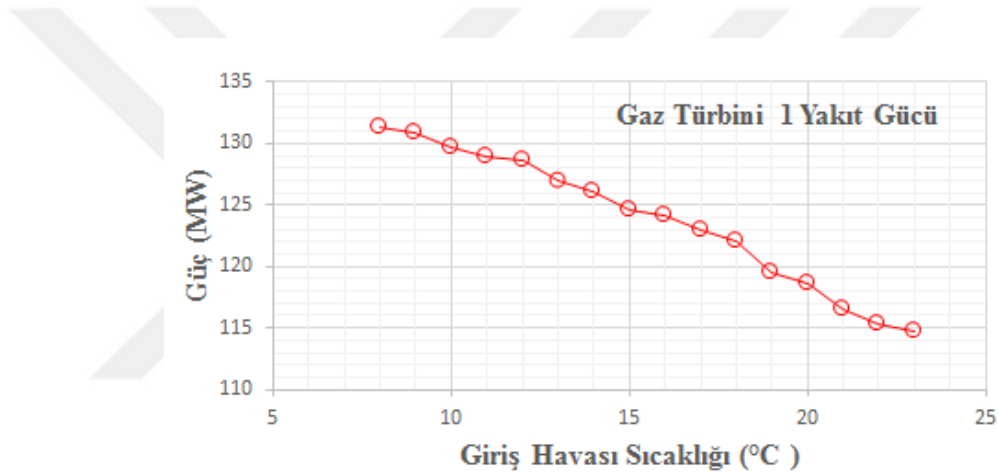
Doğal gaz CCPP CCB1 ve CCB2 bloklarından oluşturulduğundan ve CCB1 ve CCB2'deki GT'lerin çıkış güçleri sıcaklıktan etkilendiği için tüm sistem çıkışı da bunların çıkışına bağlı olarak değişmiştir. Şekil 4.1.9' daki veriler incelendiğinde, doğal gaz CCPP'nin güç çıkışı 8°C'de 227,7 MW tespit edilmiştir. Doğal gaz CCPP'yi oluşturan tüm birimlerin çıkış güçleri denetleyiciler yardımıyla maksimum güç çıkışına ayarlanmasına rağmen, bu çıkış değeri sıcaklık arttıkça düşmüştür. 15°C'de 215,8 MW iken 23°C'de 197,3 MW'a kadar olmuştur. Yaklaşık olarak 15°C sıcaklık artışında elde edilen güç tüketiminde 30,4 MW'lık bir düşüş yaşanmıştır.

GT'lerdeki 8-23°C arasındaki tüm sıcaklıklarda her bir GT için yanma odasına, yanma reaksiyonu için giden yakıt miktarları (B_y) yakıt hattındaki akış transmitterleri ile ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Aynı zamanda kullanılan yakıtın ısı değeri (H_y) de satın alınan firmadan teyit edilmiştir.

Ortam sıcaklığı değiştiğinde, birim hacimdeki havanın içerisinde bulunan oksijen miktarı değişmektedir. Bu oksijen miktarındaki farklılık, yanma odasında gerçekleşen yanma reaksiyonunda etkili olduğu için yanma odasına giren yakıt miktarı da GT'lerin denetim sistemi tarafından ayarlanmaya çalışılmaktadır. GT

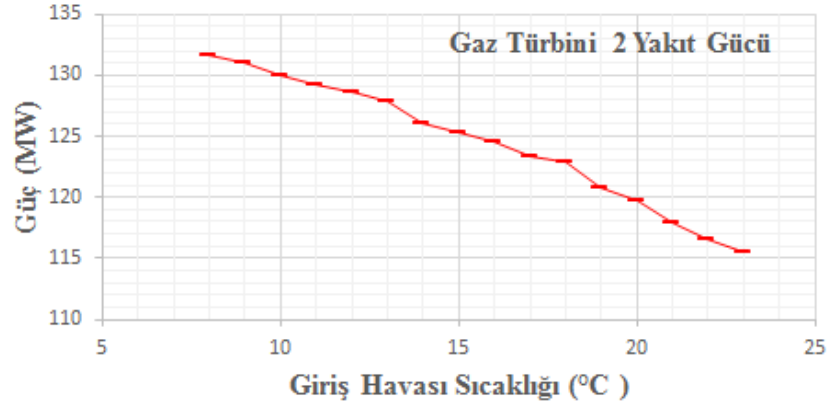
denetim sistemi bu işlemi yakıt vanasını oransal vana ile kapatıp açarak gerçekleştirmektedir.

Yanma odasına gelen yakıtın miktarı (B_y) ve buradan geçen yakıtın ısıl değerine (H_y) bağlı olarak GT1, GT2, GT3 ve GT4'ün giriş güçleri (3.1.1) ve (3.1.2) ile hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar ve ölçümler sonucunda 8-23°C arasındaki sıcaklık değerleri için yanma odasına giren yakıttan açığa güç (E_{GTy} - kW/h) değerleri bulunmuştur. GT'lerde yakıtın yanması ile güç açığa çıkmaktadır. Bu açığa çıkan güç miktarları ST'lerin giriş güçlerinin bir bölümünü oluşturur. Bu değerler (3.1.6) ve (3.1.7)'den elde edilir (E_{BLOK_y} - kW).



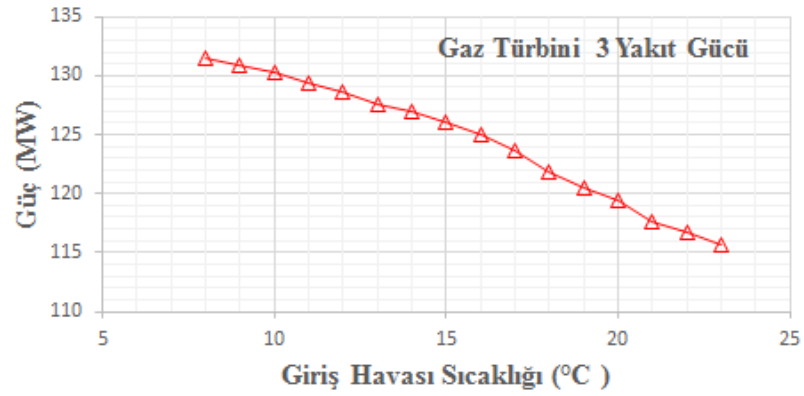
Şekil 4.1.10. GT1'de yakıttan açığa çıkan güç miktarı (MW)

Ortam sıcaklığı 8°C iken GT1'in giriş gücü 131,4 MW olmuştur. Sıcaklık artarak 15°C değerine ulaştığında GT1'in denetleyicisi yanma odasına giren yakıtı kısarak ayarlamaya çalışmış ve giriş gücü 124,7 MW ölçülmüştür. Ortam sıcaklığı 23°C olduğunda ise GT1 denetim sistemi yanma odasına giren yakıtı daha da kısma devam etmiş ve GT1'in yanma odasında açığa çıkan güç 16,6 MW'lık bir azalma ile 114,8 MW kaydedilmiştir. Bu değişim Şekil 4.1.10' da gösterilmiştir.



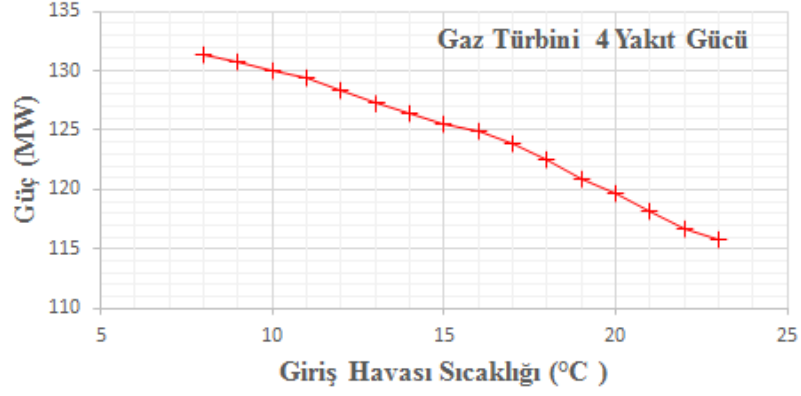
Şekil 4.1.11. GT2’de yakıttan açığa çıkan güç miktarı (MW)

Şekil 4.1.11’de verilen GT2’de ise, 8°C’de 131,6 MW’lık bir giriş gücüne sahipken, 15°C’de denetleyici yanma odasına giren yakıtı kısarak ayarlamaya çalışmış ve giriş gücü 125,6 MW ölçülmüştür. Ortam sıcaklığı 23°C’ye ulaştığında bu giriş gücü daha da kısılmış ve 115,5 MW’a kadar düşmüştür.



Şekil 4.1.12. GT3’de yakıttan açığa çıkan güç miktarı (MW)

Şekil 4.1.12’ de gösterilen GT3’deki giriş gücü ise, 8°C, 15°C ve 23°C için, sırasıyla, 131,5 MW, 126,1 MW ve 115,7 MW olmuştur ve Şekil 4.1.13’te gösterilmiştir. Diğer blokta bulunan GT’ler gibi GT3’te de sıcaklık artışında yakıttan açığa çıkan güç miktarlarında azalma olmuştur.

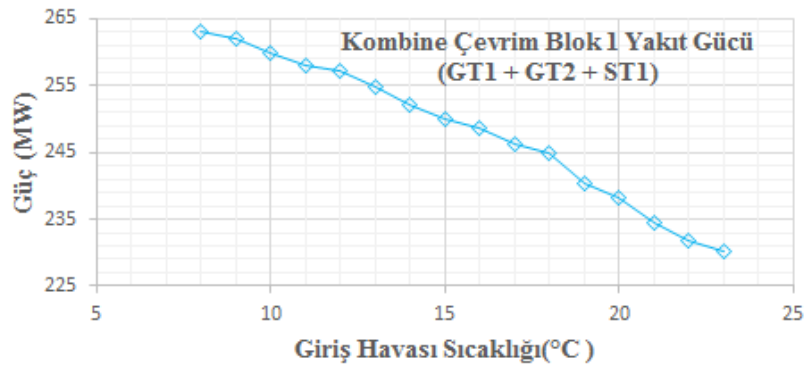


Şekil 4.1.13. GT4’de yakıttan açığa çıkan güç miktarı (MW)

CCB2’de bulunan GT4’ün giriş gücü de 8°C’de 131,4 MW ölçülmüş ve sıcaklık değeri 23°C’ye çıktığında da 15,5 MW’lık bir azalma ile 115,9 MW elde edilmiştir. Bu değişim Şekil 4.1.13’ te gösterilmiştir.

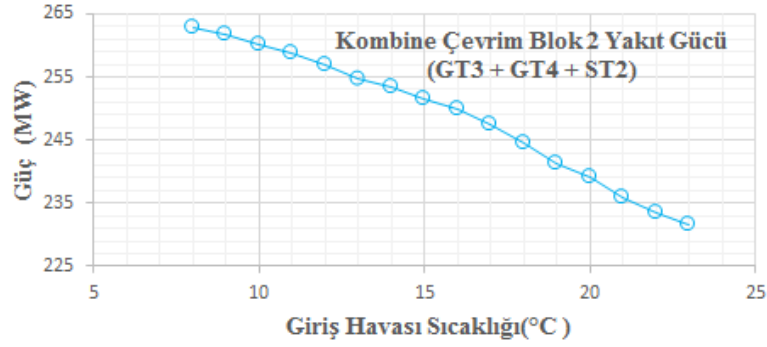
GT’ler toplu olarak düşünüldüğünde, hemen hemen her birinin 8°C’deki giriş gücü 131 MW’tır. Bunların giriş gücü değerleri sıcaklık artışı ile beraber düşmüş ve yaklaşık 115 MW ölçülmüştür. 16 MW’lık bir azalma 8°C’den 23°C’ye çıkıldığında görülmüştür.

Diğer taraftan, bu GT’lerin güç giriş değerlerindeki azalma ile CCB1 ve CCB2’nin de giriş güçlerinde azalmaya neden olmuştur. Şekil 4.1.14’ te verilen CCB1’de giriş gücü 8°C ve 23°C için sırasıyla, 262,9 MW ve 230,2 MW ölçülmüştür. Giriş gücündeki düşme yaklaşık 32,7 MW olmuştur.



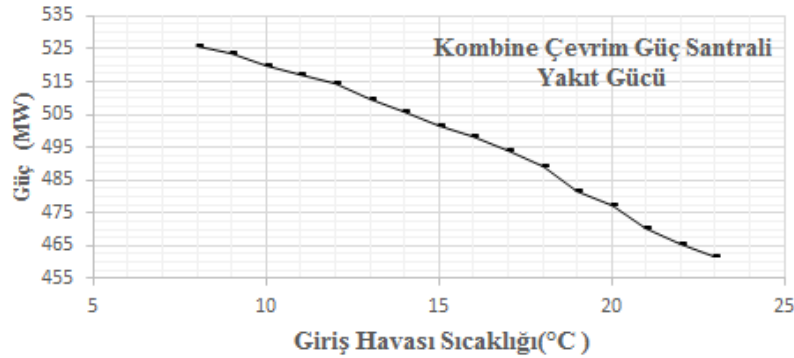
Şekil 4.1.14. CCB1’de yakıttan açığa çıkan güç miktarı (MW)

Şekil 4.1.15'te verilerin CCB2'de ise 8°C'de yanma odasında açığa toplam giriş gücü 262,9 MW ve 23°C'de 31,3 MW'lık bir azalma ile 231,6 MW elde edilmiştir.



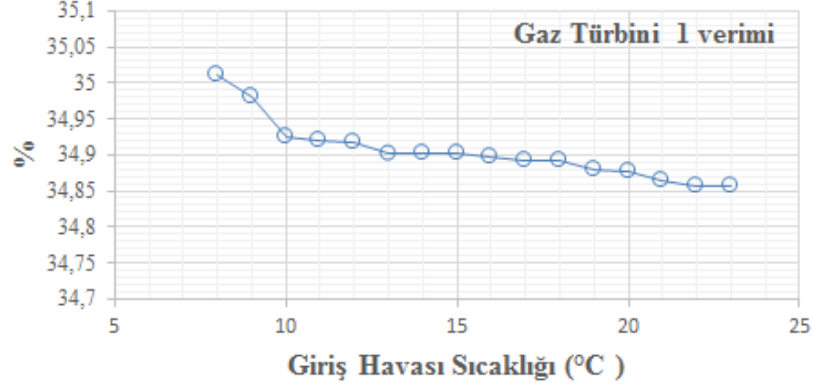
Şekil 4.1.15. CCB2'de yakıttan açığa çıkan güç miktarı (MW)

Sonuçta, doğal gaz CCPP'nin gücü (E_{PLANTy} - kW) CCB1 ve CCB2 birimlerinin toplam güçleri ile elde edilmiştir. Bunlara bağlı olarak (3.1.10) yardımıyla doğal gaz CCPP'nin giriş enerjisi 8°C için 525,8 MW ve 23°C için 501,6 MW bulunmuştur. Ortam sıcaklığının 8°C'den 23°C'ye çıkması doğal gaz CCPP'nin giriş gücünde yaklaşık 24,2 MW'lık bir azalmaya neden olmuştur. Bu doğal gaz CCPP'nin güç değişimi Şekil 4.1.16'da gösterilmiştir.

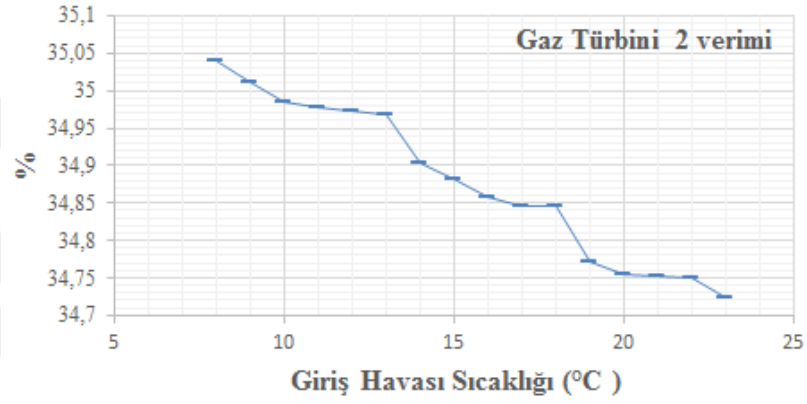


Şekil 4.1.16. CCPP'de yakıttan açığa çıkan güç miktarı (MW)

Doğal gaz CCPP'yi oluşturan GT'ler ve CCB'lerin verimleri aşağıda sunulmuştur. Bu güç üretim verim değerleri her birinde üretilen gücün bu gücü üretmek için kullanılan yakıttan açığa çıkan güce oranına bölünüp yüzde olarak ifade edilmesiyle elde edilmiştir.



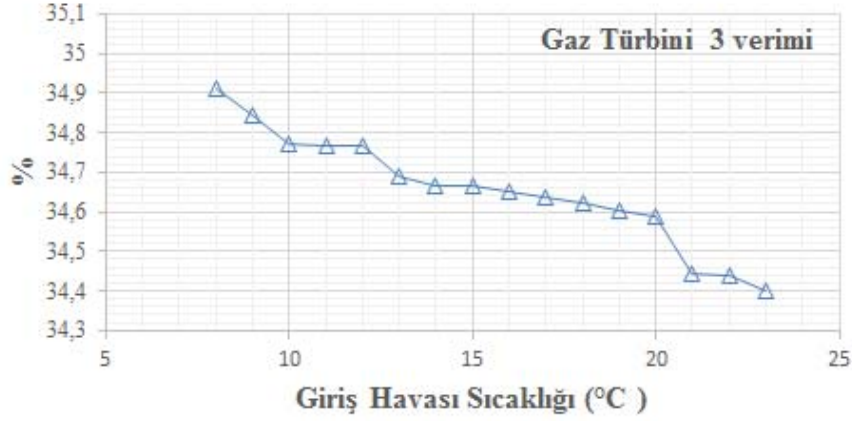
Şekil 4.1.17. GT1'in verimi (%)



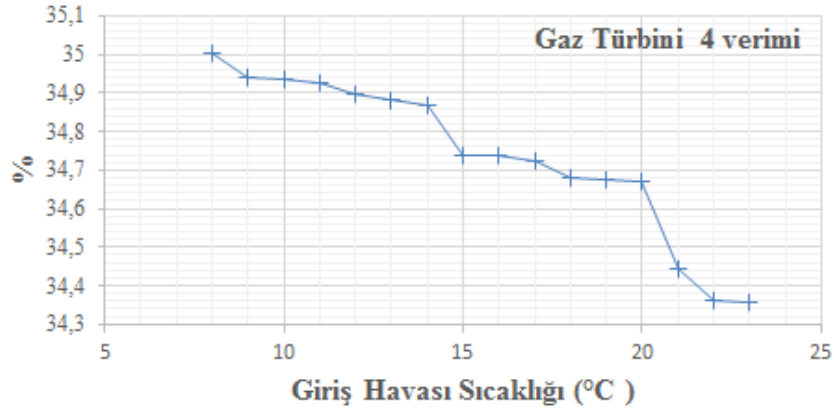
Şekil 4.1.18. GT2'nin verimi (%)

Şekil 4.1.17'de ve Şekil 4.1.18'da görüldüğü gibi GT1'de hava sıcaklığının artmasıyla, GT1'e verilen maksimum güç üretme komutuna rağmen, 8°C'de 46 MW olan güç üretimi 23°C'de 40 MW'a gerilemiştir, 8°C'de yanma odasına giren yakıttan açığa çıkan güç 131,4 MW, 23°C'de ise 114,8 MW olmuştur. GT2'nin denetim sistemi sıcaklık transmitterleri ile ortam sıcaklığının bilgisini almaktadır. Denetim sistemi sıcaklık arttıkça birim havadaki oksijen miktarı düşeceğinden dolayı giren yakıt miktarını kısarak yanma tepkimesine fazla yakıtın girmesini engelleyip yanmadan dışarı atılmasının önüne geçmeye çalışmaktadır. Böyle yaparak verimi dengelemeye çalışsa da verim 8°C'de %35,0'dan 23°C'de %34,9'a gerilemiştir. GT2'de ortam sıcaklığının artmasıyla, GT2'ye verilen maksimum güç üretme komutuna rağmen, 8°C'de 46,1 MW olan güç üretimi 23°C'de 40,1 MW'a gerilemiştir. 8°C'de yanma odasına giren yakıttan açığa çıkan güç 131,6 MW, 23°C'de ise 115,5 MW olmuştur. Bunlara bağlı olarak GT2'nin güç üretim verimi 8°C ve 23°C, sırasıyla, %35,0 ve %34,7 olarak hesaplanmıştır.

GT3'ün verim değeri de GT1 ve GT2'ye yakın olup hava sıcaklığının artmasıyla birlikte düşmüştür. Bu değerler 8°C için %34,9 ve 23°C için de %34,4 olarak bulunmuştur. CCB2'de bulunan GT4'ün verimi de 8°C ve 23°C için sırasıyla, %35,0 ve %34,4 olarak saptanmıştır, GT3 ve GT4 sırasıyla Şekil 4.1.19'de ve Şekil 4.1.20'de verilmiştir.



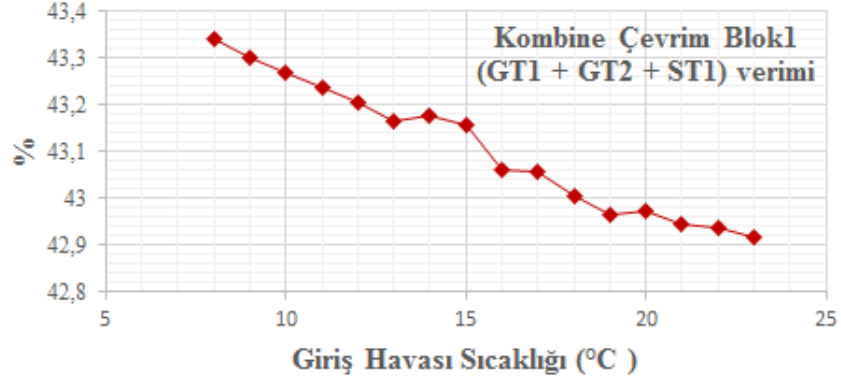
Şekil 4.1.19. GT3'ün verimi (%)



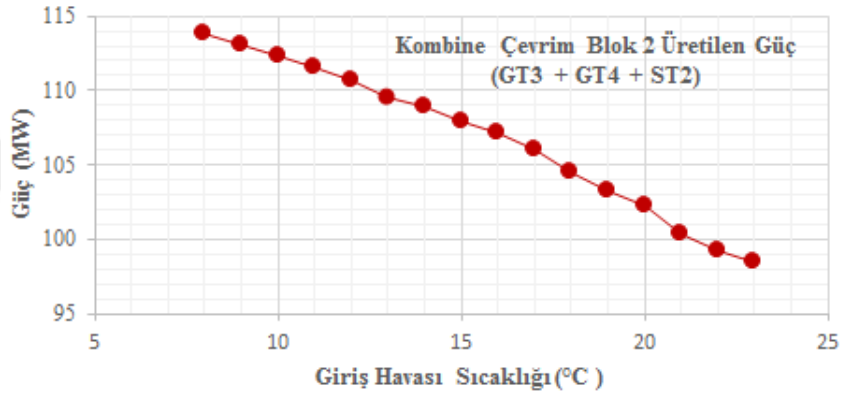
Şekil 4.1.20. GT4'ün verimi (%)

CCB'ler için de verim hesaplamaları yapılmıştır. CCB'lerin verim değerleri GT'lerin verim değişimlerinden oldukça etkilenmektedir. GT'lerin çıkışlarından elde edilen sıcak gaz HRSG'lerde suyun ısıtılıp kızgın basınçlı buhar haline getirilmesi ile tekrar kullanılmıştır. Bu da sistemin verim artışını sağlamıştır. Kurulan güç üretim sisteminde bunlar her bir CCB'nin verim değerlerinin artışını sağlamıştır. Bunlara bağlı olarak CCB1'in 8°C'deki minimum verim değeri %43,3 iken, 23°C'de bu değer %42,9 olarak hesaplanmıştır. CCB2 için ise 8°C ve 23°C için sırasıyla %43,3

ve %42,5 olmuştur. Aşağıdaki Şekil 4.1.21’de CCB1’in ve Şekil 4.1.22’te CCB2’nin verim değişimi gösterilmektedir.

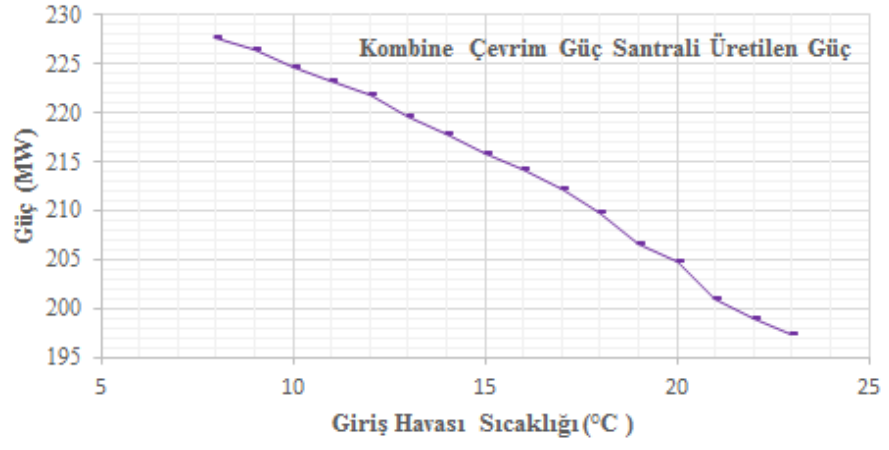


Şekil 4.1.21. CCB1’in verimi (%)



Şekil 4.1.22. CCB2’nin verimi (%)

Doğal gaz CCBP’nin verimi de GT’ler, ST’ler ve bunların meydana getirdiği CCB’lerin verimlerine bağlıdır. Tüm sistemin elde edilen verilere bağlı olarak sıcaklık değişiminin etkisiyle 8°C için %43,3 ve 23°C için de %42,7 olarak hesaplanmıştır. İncelenen doğal gaz CCBP için ortam sıcaklığına bağlı olarak değişen verimi Şekil 4.1.23’te gösterilmiştir.



Şekil 4.1.23. CCPP'nin verimi (%)



4.2. Yeni Nesil Bir Kombine Çevrim Güç Santrali İçin Enerji Ve Ekserji Analiz Çalışması Bulguları

Bölüm 4’te verilen eşitlikler yardımıyla bir doğal gaz CCGP’nin enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilebilir. Verilen bu eşitlikler yardımıyla Şekil 3.2.2’ de akış şeması sunulan sistemin tüm noktalarının enerji ve ekserji değerleri hesaplanmış olup bunlar Tablo 4.2.1’de verilmiştir. Hesaplamalar Engineering Equation Solver (EES) programında yazılan bir algoritmayla gerçekleştirilmiştir.

Tablo 4.2.1. Doğal gaz CCGP’nin enerji ve ekserji değerleri

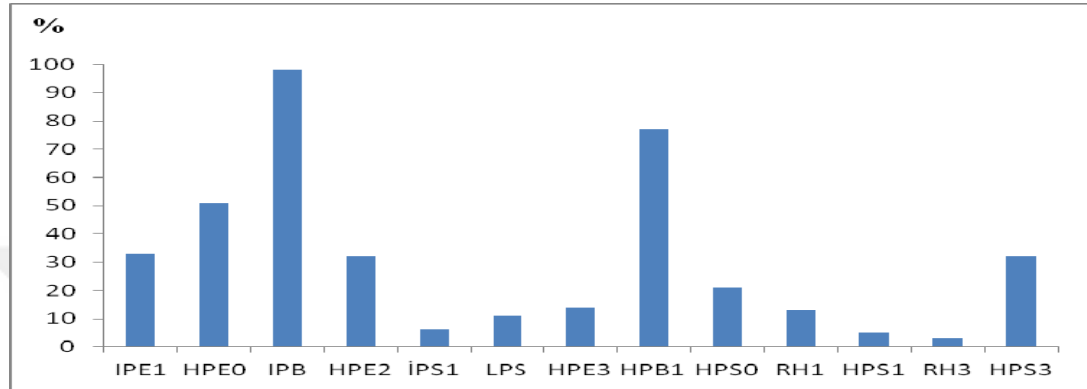
No	Debi (M) kg/sn	Sıcaklık (T) Kelvin (K)	Basınç (P) Bar	Entalpi (H) kJ/kg	Enerji (E) kW	Ekserji (Ex) kW	Açıklama
							Kelvin (K) =C°+273,15
0	657,1	283,2	0,9996	283,3	186156	0	Kompresöre Giriş - Çevre Şartları
1	571,2	651,1	15,87	661,4	377751	206704	Kompresör Çıkışı
2	14,37	458,2	26,42	49312	694370	580199	Doğal Gaz
3	585,7	1601	15,87	2040,2	1,20E+06	771900	Yanma Odası Çıkışı
4	671,5	868,6	1,033	1092,7	733760	210703	GT Çıkışı
5	1343	867,5	1,033	1091,6	1,47E+06	481910	Kazan
6	1343	857,8	1,033	1079,7	1,45E+06	471298	Kazan
7	1343	843,6	1,033	1062,5	1,43E+06	455910	Kazan
8	1343	828,2	1,033	1043,9	1,40E+06	439424	Kazan
9	1343	782,5	1,033	991,1	1,33E+06	393586	Kazan
10	1343	726,1	1,033	922,6	1,24E+06	335837	Kazan
11	1343	611,4	1,033	789,3	1,06E+06	233048	Kazan
12	1343	592,1	1,033	767,7	1,03E+06	217394	Kazan
13	1343	587,4	1,033	762,5	1,02E+06	213660	Kazan
14	1343	583,5	1,033	758	1,02E+06	210587	Kazan
15	1343	550,7	1,033	720,5	967696	185628	Kazan
16	1343	511,6	1,033	676,6	908701	158100	Kazan
17	1343	477,2	1,033	638,2	857162	136094	Kazan
18	1343	470	1,033	630,2	846414	131773	Kazan
19	1343	431,5	1,033	587,6	789126	110498	Kazan
20	1343	372,3	1,033	333,6	448018	23305	Kazan
21	218,2	320,2	0,3024	196,8	42935	2016	Kondenser Çıkışı
22	218,2	320,6	4,903	199,2	43469	2167	Kondenser Sonrası Pompa Çıkışı
23	218,2	320,6	4,903	199,2	43469	2167	LTE Giriş
24	218,2	412,1	4,76	584,6	127541	20951	LTE Çıkış
25	223,1	423,2	4,76	632,3	141059	24850	LPB Giriş

Tablo 4.2.1.'in devamı

No	Debi (M)	Sıcaklık (T)	Basınç (P)	Entalpi (H)	Enerji (E)	Ekserji (Ex)	Açıklama
	kg/sn	Kelvin (K)	Bar	kJ/kg	kW	kW	Kelvin (K) =C°+273,15
26	26,12	423,2	4,76	2746	71726	21176	LPB Çıkış
27	4,933	423,2	4,76	2746	13549	4000	DA Giriş
28	21,19	423,2	4,76	2746	58185	17178	LPS Giriş
29	21,19	575,5	4,533	3070	65035	19973	LPS Çıkış
30	21,19	573,9	4,222	3067	64982	19751	LP Türbin Giriş
31	48,5	423,2	4,76	632,3	30667	5403	LPB IP çıkış
32	48,5	423,8	34,7	636,8	30882	5580	IP Pompa Çıkış
33	48,5	423,9	28,86	636,8	30886	5560	IP Vana Çıkış
34	48,5	472,4	28,02	849,3	41191	9347	IPE1 Çıkış
35	29,22	503,3	28,02	2803	81912	30528	IPB Çıkış
36	29,22	570,9	26,94	2996	87560	33052	IPS1 Çıkış
37	148,5	607,9	27,35	3085	457999	175022	HP Türbin Çıkış
38	148,5	606,5	26,94	3082	457656	174562	RH Boru Çıkış (dönüş)
39	177,7	600,4	26,94	3068	545163	207556	RH1 Giriş
40	177,7	780,7	26,53	3477	617882	249902	RH1 Çıkış
41	177,7	837,6	26,41	3605	640562	264539	RH3 Çıkış
42	177,7	836,4	25,89	3603	640165	263821	RH Boru Çıkış (Gidiş)
43	177,7	835,8	25,89	3601	639925	263663	IP Türbin Giriş
44	148,5	423,2	4,76	632,3	93881	16539	LPB HP Çıkış
45	148,5	426,3	163,2	655,5	97319	19389	HP Pompa Çıkış
46	148,5	426,7	132,3	655,3	97287	19048	HP Vana Çıkış
47	148,5	502,6	130,7	989,5	146920	38376	HPE0 Çıkış
48	148,5	568,3	129,3	1312	194857	60958	HPE2 Çıkış
49	148,5	600,3	128,4	1505	223388	75664	HPE3 Çıkış
50	148,5	603,1	128,4	2666	395781	167109	HPB1 Çıkış
51	148,5	741	125,4	3252	482776	216282	HPS0 Çıkış
52	148,5	801	124,6	3417	507387	231733	HPS1 Çıkış
53	148,5	840,7	124,1	3521	522814	241765	HPS3 Çıkış
54	148,5	838,7	121,2	3519	522472	241112	HP Piping Çıkış
55	9,647	472,4	28,02	849,3	8193	1859	PREHEATING Gidiş
56	198,8	320,2	0,1061	2586	514085	56699	LP Türbin Çıkış
57	10225	314,2	0,9996	171,8	1,76E+06	67684	Soğutma Kulesi Gidiş
58	10225	303,2	0,9996	125,8	1,29E+06	28862	Soğutma Kulesi Dönüş
59	9,647	337,1	28,02	269,8	2603	209,8	PREHEATING Çıkış
60	177,7	580,1	4,222	3080	547292	166812	IP Türbin Çıkış
61	198,9	579,5	4,222	3079	612298	186575	LP Türbin Giriş

GT'den çıkan atık ısının suya aktarıldığı HRSG'de verim, temel olarak AIK'yi oluşturan kısımlarda ısının-suya, ısının-buhara ve ısının su+buhar karışımına aktarılmasıyla ilişkilidir.

HRSG'nin bölümlerinde ısının-suya, ısının-buhara ve ısının su+buhara aktarım değerleri hesaplanmış ve bunlar Şekil 4.2.1' de yüzdelik olarak verilmiştir.



Şekil 4.2.1 HRSG'nin kısımlarının enerji yüzde aktarım oranları

Şekil 4.2.1' de görüldüğü gibi HRSG'ye ait kısımlarda GT'den gelen atık ısının enerji aktarımının en yüksek olduğu orta basınç kaynatıcısında (Intermediate Pressure Boiler - IPB) %98 oranında su-buhar'a aktarıldığı görülmektedir. Burada elde edilen ısının tamamen kuru buhardan oluşmasına dikkat edilmektedir. Çünkü bu bölgedeki ısının içerisinde küçük su parçacıklarının bulunması dahi ST'nin kanatçıklarına hızlı çarpmalarından dolayı zarar verecektir. Bu ısı aktarım değeri sistemin ilgili kısmının verimini göstermektedir.

En yüksek olan ısı aktarım verimi IPB ve ardından yüksek basınç yakıcısıdır (High Pressure Boiler1 - HPB1). Bu değer HPB1'de %77 ve IPB'de %98'e ulaşmaktadır. IPB ve HPB1'de verimlerin yüksek olması, içerisinden geçen akışkanın hızı ve hacmiyle alakalıdır. IPB ve HPB1'e dikkat edildiğinde, HPB1'de akan akışkanın hızı IPB'ye göre daha yüksektir. Bu durumda HPB1'den geçen akışkanın ısı ile etkileşim süresi IPB'ye göre daha az olmakta ve bundan dolayı ısıyı daha az alabilmektedir.

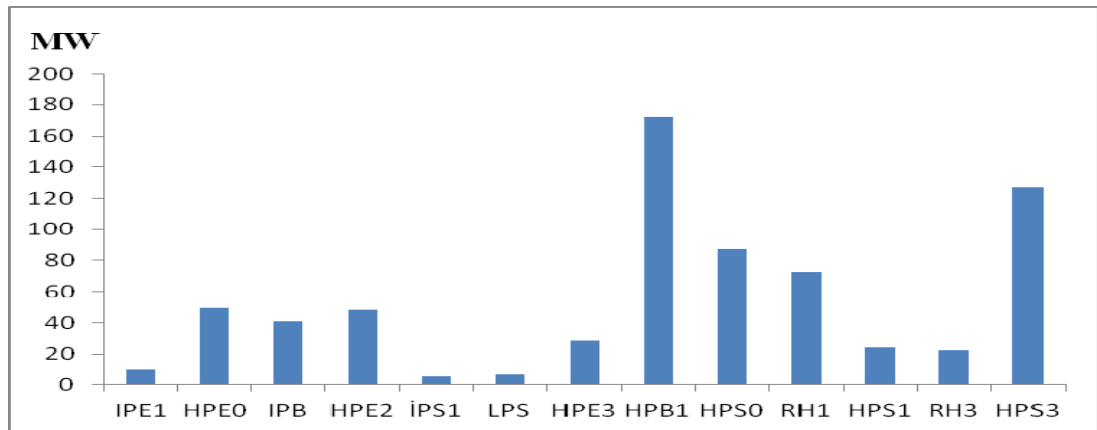
Bir diğer durum ise HPB1'den geçen akışkanın hacmi IPB'den geçen akışkanın hacmine oranla daha fazladır. Bu durum akışkanlara aktarılan ısı miktarını etkilemektedir. En düşük ısı enerjisi aktarım verimine sahip olan kısım yeniden ısıtıcı

3 (Reheater 3 - RH3) ardından sırasıyla yüksek basınç süper ısıtıcısı 1 (High Pressure Super Heater 1 - HPS1) ve orta basınç süper ısıtıcısı 1 (Intermediate Pressure Super Heater 1 - IPS1) olduğu görülmektedir.

Burada enerji çevrim verimliliği RH3'de %3, HPS1'de %5 ve IPS1'de %6'dır. Bu çevrim oranlarının düşük olmasının nedeni, buldukları konum ve yapıldıkları malzemedir. Bunlar egzoz ısısının düştüğü çıkış noktasına yakın yerlerde konumlandırılmıştır. Ayrıca yapıldıkları malzeme olarak da ısıyı tutma özellikleri azdır.

HRSG'nin bölümlerinde suya, buhara ve su-buhar'a aktarılan ısı enerjisi miktarları Şekil 4.2.2' de gösterilmiştir. Burada görüldüğü gibi en fazla enerji aktarılan kısım HPB1 ve ardından yüksek basınç süper ısıtıcısı 3 (High Pressure Super Heater - HPS3) olduğu görülmektedir. Bu kısımlarda ST'de kullanılan kuru buhar elde edilmektedir. Bu nedenle buharın içerisindeki suyun yüksek basınç ile türbin kanatçıklarına çarparak zarar vermemesi için büyük miktarda ısı alınmaktadır.

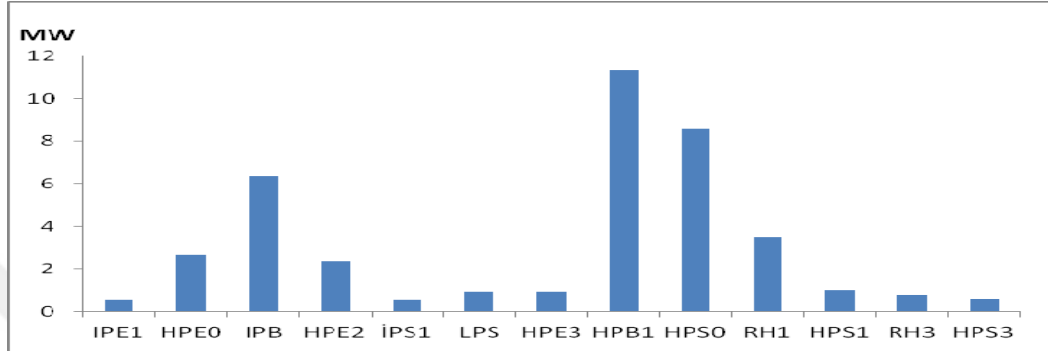
En az enerji aktarılan kısımlar orta basınç süper ısıtıcısı (Intermediate Pressure Super Heater 1 - IPS1) ve düşük basınç süper ısıtıcısı 1 (Low Pressure Super Heater 1 - LPS1) üniteleridir. Bunun nedeni, bunlar pozisyon olarak enerjinin düşük olduğu bölgelerde konumlandırılmıştır.



Şekil 4.2.2. HRSG'nin bölümlerinde aktarılan enerji miktarları (MW)

HRSG'nin bölümlerinin ekserji kayıpları Şekil 4.2.3' te gösterilmiştir. Şekil 4.2.3' te görüldüğü üzere AIK'de en fazla ekserji kaybı HPB1 ve ardından yüksek basınç süper ısıtıcısı 0 (High Pressure Super Heater 0 - HPS0) ünitelerinde

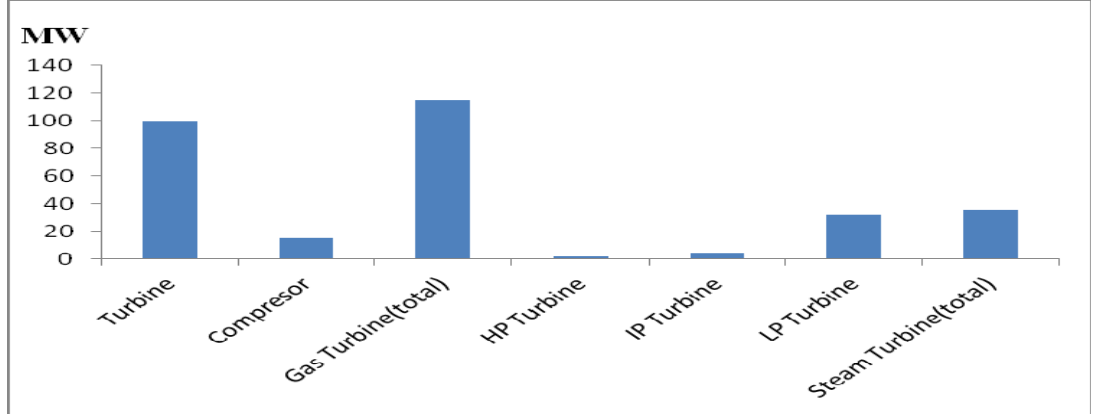
gerçekleşmiştir. Burada ekserji kaybı HPB1’de 11,3 MW, HPS0’da 8,5 MW’tır. Ekserji kaybının en az olduğu yer IPE1 ve İPS1’dir. Buralardaki kayıplar IPE1’de 0,5 MW ve IPS1’de 0,5 MW değerindedir. Ekserji kaybının en fazla yaşandığı bölgelerde ısı değerleri yüksek ve dışarıyla temas yaşanmaktadır. Bundan dolayı kayıp miktarları artmaktadır. Ayrıca exerji girişinin en yüksek olduğu HPB1’de de exerji kaybı en yüksektir.



Şekil 4.2.3. HRSG’nin bölümlerinin ekserji kayıp miktarları (MW)

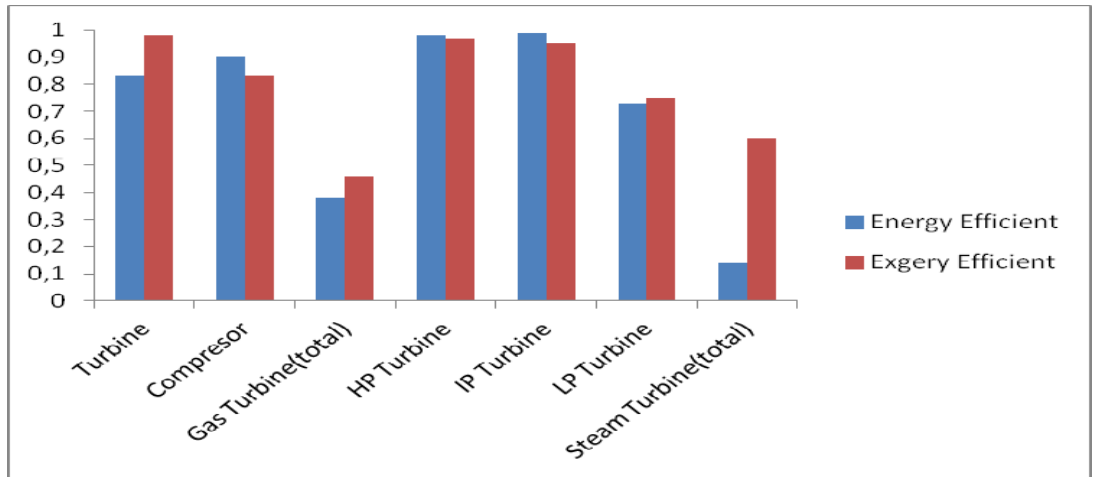
Hem GT hem de ST kısımlarında ekserji kayıpları meydana gelmektedir. Bu değerler Şekil 4.2.4’ te verilmiştir. Gaz türbin kısmına bakıldığında, Şekil 4.2.4’ te görüldüğü gibi türbin kısmındaki ekserji kayıpları kompresördekinden daha fazladır. Bu türbin kısmının döndürülme esnasındaki kayıplarını anlatmaktadır. GT’deki toplam ekserji kaybının %86,8’i gibi bir değere karşılık etmektedir. Kompresör kısmındaki ekserji kaybı ise %13,2 oranındadır. ST’deki ekserji kayıpları ST’nin HP,

IP ve LP kısımlarına bakıldığında LP türbin kısmında en fazla olduğu görülmektedir. Bu LP kısmındaki kaybın ST’nin toplam ekserji kaybının %84,4’ünü oluşturmaktadır. IP türbin kısmındaki ekserji kaybı toplam kaybın %11,2’ini oluşturmaktadır. ST’nin HP kısmındaki ekserji kaybının toplam buhar türbin ekserji kaybının %4,3’ini oluşturmaktadır. GT ve ST’nin birlikte incelendiğinde GT kısmındaki ekserji kaybı ST’deki ekserji kaybının yaklaşık olarak üç katı kadar olduğu görülmektedir. Bu durum GT’de yanma sırasında büyük sıcaklıkların açığa çıkması ve bunun tamamından yararlanılamadığı, türbin ve kompresör birlikte hareket etmeleri sonucu bu kayıplara yol açmaktadır.



Şekil 4.2.4. GT ve ST kısımlarında meydana gelen ekserji kayıpları

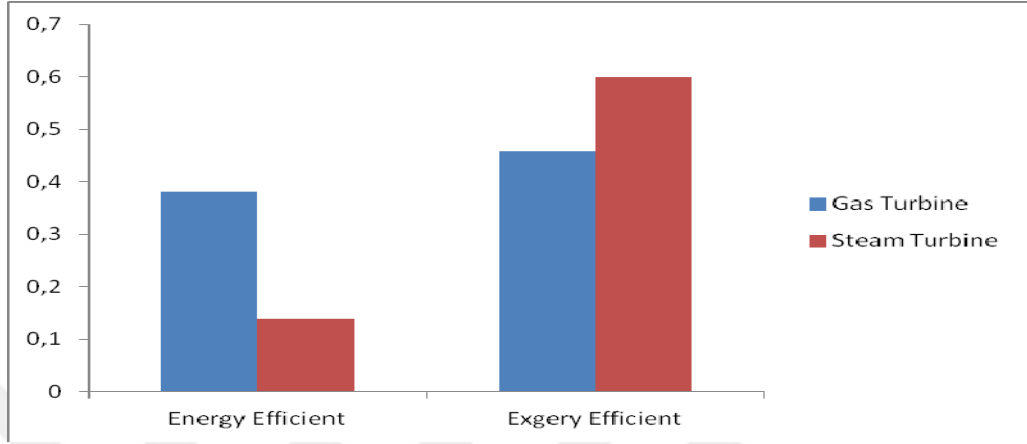
Şekil 4.2.5’ te GT ve ST kısımlarının enerji ve ekserji verimlerinin yüzde değerleri verilmiştir. GT kısmında enerji ve ekserji verim yüzde oranları en farklı olan bölüm türbin ünitesidir. ST kısmında bu durum IP türbininde gerçekleşmektedir. Enerji verimi GT’nin kompresör kısmında en yüksek değerine ulaşmaktadır. GT’nin türbin kısmında bu enerji verimi daha düşüktür. Ekserji verimi bakımında bakıldığında GT’nin kompresör kısmına göre verimlilik daha fazladır. ST kısmında ekserji verimi olarak en yüksek verime sahip olan kısmı HP türbin kısmıdır. Ardından IP türbin kısmı ve LP türbin kısmı gelmektedir. Enerji verimliliği göz önünde bulundurulduğunda, ST’nin IP kısmı en yüksek verimliliğe sahip iken, ardından HP ve LP gelmektedir.



Şekil 4.2.5. GT ve ST kısımlarının enerji ve ekserji verim yüzdeleri

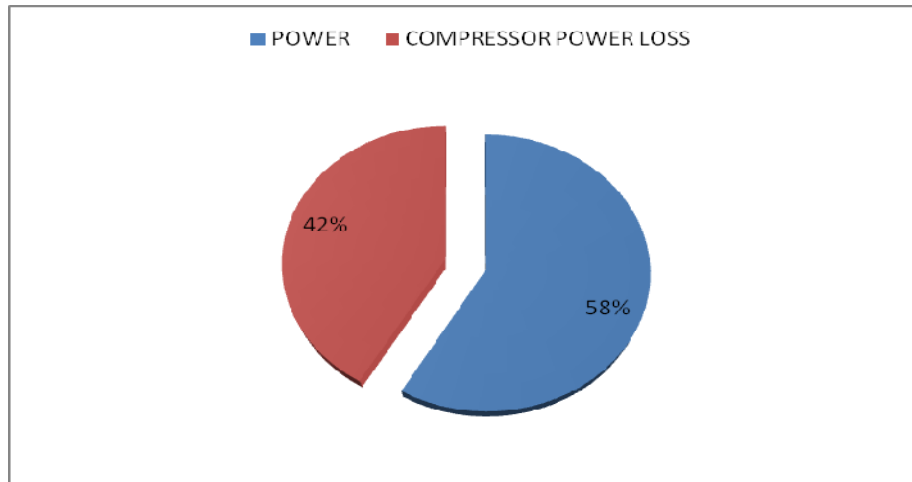
Şekil 4.2.6’ da GT ve ST’nin enerji ve ekserji verimleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. GT enerji verimliliği ST’ye göre daha iyidir. GT %38 enerji verimliliğine sahip iken, ST’de bu %14’e düşmektedir. Ekserji verimliliği bakımından ST GT’ye

göre daha iyi verimliliğe sahiptir. ST %60 ekserji verimine sahip iken GT de bu ekserji verimi %46'lara düşmektedir. Kombine çevrim sistemi açısından GT ve ST birlikte düşünüldüğünde enerji verimi %52'lere ulaşmaktadır. %52'lik bu toplam CCPP veriminde GT'nin katkısı daha fazla olmaktadır.



Şekil 4.2.6. GT ve ST'nin yüzde enerji ve ekserji verimliliği

GT'de üretilen net enerji ve kompresör kısmındaki güç kaybı Şekil 4.2.7' de verilmiştir. Şekil 4.2.7' de GT'de üretilen güç ile kompresördeki güç kaybıyla birlikte verilmektedir. Burada açığa toplamda 461,5 MW'lık bir enerji açığa çıkmakta ve bu enerjinin 191,5 MW'lık bir kısmı kompresörde kaybolmaktadır. Bu değer toplam açığa çıkan enerjinin %41,5'i kadardır.



Şekil 4.2.7. GT'de üretilen net enerji ve kompresör kısmındaki güç kaybı

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Üçüncü bölümde; tüm bu alınan sonuçların gösterdiği, doğal gaz CCGP'nin verimindeki sıcaklık artışına bağlı olarak azalmanın nedeni, yanma odasına giren havanın içerisindeki oksijen miktarındaki değişimdir. Düşük hava sıcaklığında giren yakıt miktarı, giren havanın sıcaklığı yüksekken yanma tepkimesine sokulursa, tepkimeye giren birim hacimdeki havanın içerisinde bulunan oksijen az olduğundan tepkime tam verimle gerçekleşemez. Bunun sonucunda hem istenilen miktarda yüksek enerji açığa çıkmamış olur, hem de yanma tepkimesinde yanmayan yakıt atık olarak dışarı atılmış olur. Bu durum giriş enerjisi olarak kullanılan doğal gaz miktarının artışına neden olur. Bir başka açıdan oksijen ve giren doğal gaz dengesizliğinden dolayı, dışarıya yanmadan atılan hidrokarbonlar oluşur. Bu durumlar her iki açıdan da maliyeti artırır ve verimi düşürür.

Bu CCGP'nin kurulumundan günümüze kadar verileri veri edinim kartları (Data Acquisition Card - DAQ) ile kaydedilmiştir. Sistem ilk kurulduğunda ideal çalışma ortam sıcaklığı olan 8°C için 240 MW değerlerine çıkmıştır. Günümüze geldiğimiz, üretilen elektrik enerjisi üretimi en yüksek 227,7 MW ölçülmüştür. Bu elektrik enerjisi üretimindeki düşüş, sistemde meydana gelen zamana bağlı aşınmalarla gerçekleşmiştir. Bu aşınmalar genel bir şekilde, mekanik ve termal yorulmalar olarak ifade edilebilir. Bunların yanı sıra, basınç altında çalışan türbinlerdeki sıkıştırma oranlarında meydana gelen zamana bağlı aşınma kayıpları da etki etmektedir. Dahası yanma odalarında oluşan kurum, türbin kanatlarındaki aşınmalar, soğutma sistemindeki tıkanmalar ve korozyon etkiler de verimin düşmesinde önemli rol oynamaktadır.

Bu sonuçlardan da görüldüğü gibi Santralin maksimum güç üretme talimatıyla çalışırken hava sıcaklığının artması enerji üretiminde azalmaya neden olmaktadır. Sistemdeki bulunan türbinlerin kontrol sistemleri sıcaklıkla yakıt ayarlamaya çalışsa bile verimlerde düşüşler meydana gelmiştir.

Bu üretim ve verim düşüşlerinin önlemek için hava sıcaklığının yüksek ve değişken olduğu sahalarda, yanma odasına giren giriş hava sıcaklığını enerji üretimi ve verimin en yüksek olduğu değere getirmek ve o değerde tutmak için sadece giriş havasını soğutan özel sistemler kurulmalıdır.

Gerçekleştirilen çalışmanın analizleri sonucunda, HRSG'ye ait kısımlarda GT'den gelen atık ısının enerji aktarımının en yüksek olduğu yerde %98 oranında suyun buhara aktarıldığı görülmektedir. AIK'deki sonuçlardan suya, su-buhara ve buhara ısı aktarımının akışkanın etkileşim süresi ve geçtiği yerdeki hacmiyle doğrudan alakalı olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca bunun istenilen sıcaklık ve basınç değerlerine erişmede etkili olduğu belirlenmiştir. Buna ek olarak HRSG'deki kısımların buldukları konumları ve yapıldıkları malzeme cinsi ısı alım miktarları üzerinde etkisi bulunduğu saptanmıştır. Burada ST'ye buharın mümkün olan en kuru biçimde gönderildiği tespit edilmiştir. Yüksek sıcaklık ve basınç değerlerine sahip kısımların daha yüksek enerji verimlerine sahiptir ancak daha fazla ekserji kaybının olduğu hesaplanmıştır.

GT'deki toplam ekserji kaybının %86,8'ü türbin kısmında gerçekleşmiştir. Kompresör kısmındaki ekserji kaybı ise %13,2 oranındadır. ST'deki ekserji kayıpları ST'nin üç kısmına bakıldığında, LP türbin kısmında en fazla olduğu görülmektedir. LP kısmındaki kayıp ST'nin toplam ekserji kaybının %84,4'ünü, IP türbin kısmındaki ekserji kaybı %11,2'ini ve HP kısmındaki ekserji kaybı %4,3'ini oluşturmuştur.

Enerji verimi bakımından GT kompresör kısmında en yüksek verim oranına ulaşıldığı saptanmıştır. Enerji verimliliği açısından ele aldığımızda ise ST'de IP kısmı en yüksek verimliliğe sahiptir. HP ve LP kısımları IP'ye göre düşüktür.

GT %38 enerji verimliliğine sahip iken, ST'de bu verim %14'e düşmüştür. Ekserji verimliliği bakımından ST GT'ye göre daha iyi verimliliğe sahip olmuştur. Bu değerler ST'de %60 ve GT'de %46 olarak hesaplanmıştır. Kombine çevrim sistemi açısından GT ve ST birlikte düşünüldüğünde enerji verimi %52'lere ulaştığı görülmüştür. %52'lik bu toplam CCPP veriminde GT katkısı daha fazla olmuştur.

KAYNAKLAR

1. Ozturk, M., Yuksel, Y. E. Energy structure of Turkey for sustainable development. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, 53, 1259-1272.
2. Chen, G. Q., Wu, X. F. Energy overview for globalized world economy: Source, supply chain and sink. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, 69, 735-749.
3. Demir, İ., Emeksiz, C. Potential and Use of Renewable Energy Resources in Turkey. *Journal of New Results in Science*, 2016, 5. 81-87.
4. Zhao, Z., Su, S., Si, N., Hu, S., Wang, Y., Xu, J., Jiang, L., Chen, G., Xiang, J. Exergy analysis of the turbine system in a 1000 MW double reheat ultra-supercritical power plant. *Energy*, 2017, 119, 540-548.
5. Whiting, K., Carmona, L. G., Sousa, T. A review of the use of exergy to evaluate the sustainability of fossil fuels and non-fuel mineral depletion. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, 76, 202-211.
6. Lara, Y., Petrakopoulou, F., Morosuk, T., Boyano, A., Tsatsaronis, G. An exergy-based study on the relationship between costs and environmental impacts in power plants. *Energy*, 2017. 138, 920-928.
7. Kok, B., Benli, H. Energy diversity and nuclear energy for sustainable development in Turkey. *Renewable Energy*, 2017, 111, 870-877.
8. Incekara, C. O., Ogulata, S. N. Turkey's energy planning considering global environmental concerns. *Ecological Engineering*, 2017, 102, 589-595.
9. Calise, F., Libertini, L., Vicidomini, M. Exergetic Analysis of a Novel Solar Cooling System for Combined Cycle Power Plants. *Entropy*, 2016, 18, 356.
10. Vandani, A. M. K., Bidi, M., Ahmadi, F. Exergy analysis and evolutionary optimization of boiler blowdown heat recovery in steam power plants. *Energy Conversion and Management*, 2015, 106, 1-9.
11. Mokhtari, H., Sepahvand, M. Thermoeconomic and exergy analysis in using hybrid systems (GT+ MED+ RO) for desalination of brackish water in Persian Gulf. *Desalination*, 2016. 399, 1-15.
12. Adibhatla, S., Kaushik, S. C. Energy, exergy and economic (3E) analysis of integrated solar direct steam generation combined cycle power plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2017, 20, 88-97.
13. Adibhatla, S., Kaushik, S. C. Exergy and thermoeconomic analyses of 500 MWe sub critical thermal power plant with solar aided feed water heating. *Applied Thermal Engineering*. 2017, 123, 340-352.
14. Romero, J. C., Linares, P. Exergy as a global energy sustainability indicator. A review of the state of the art. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, 33, 427-442.
15. Eboh, F. C., Ahlström, P., Richards, T. Exergy Analysis of Solid Fuel-Fired Heat and Power Plants: A Review. *Energies*, 2017. 10, 165.
16. Abuelnuor, A. A. A., Saqr, K. M., Mohieldein, S. A. A., Dafallah, K. A., Abdullah, M. M., Nogoud, Y. A. M. Exergy analysis of Garri "2" 180MW combined cycle power plant. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017. 79, 960-969.
17. Catrini, P., Cipollina, A., Micale, G., Piacentino, A., Tamburini, A. Exergy analysis and thermoeconomic cost accounting of a combined heat and power steam cycle integrated with a multi effect distillation-thermal vapour compression desalination plant. *Energy Conversion and Management*, 2017. 149, 950-965.

18. Terhan, M., Comakli, K. Energy and exergy analyses of natural gas-fired boilers in a district heating system. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 121, 380-387.
19. Kalogirou, S. A., Karellas, S., Braimakis, K., Stanciu, C., Badescu, V. Exergetic analysis of solar thermal collectors and processes, *Progress in Energy and Combustion Science*, 2016. 56, 106-137.
20. Mudasar, R., Kim, M. H. Experimental study of power generation utilizing human excreta. *Energy Conversion and Management*, 2017, 147, 86-99.
21. Si, N., Zhao, Z., Su, S., Han, P., Sun, Z., Xu, J., Cui, X., Hu, S., Wang, Y., Jiang, L., Zhou Y., Chen, G., Xiang, J. Exergy analysis of a 1000MW double reheat ultra-supercritical power plant. *Energy Conversion and Management*, 2017. 147, 155-165.
22. Noroozian, A., Mohammadi, A., Bidi, M., Ahmadi, M. H. Energy, exergy and economic analyses of a novel system to recover waste heat and water in steam power plants. *Energy Conversion and Management*, 2017, 144, 351-360.
23. Hosseini, S. E., Barzegaravval, H., Ganjehkaviri, A., Wahid, M. A., Jaafar, M. M. Modelling and exergoeconomic-environmental analysis of combined cycle power generation system using flameless burner for steam generation. *Energy Conversion and Management*, 2017, 135, 362-372.
24. Thattai, A. T., Woudstra, T., Wittebrood, B. J., Haije, W. G., Geerlings, J. J. C., Aravind, P. V. System design and exergetic evaluation of a flexible integrated reforming combined cycle (IRCC) power plant system with carbon dioxide (CO₂) capture and metal hydride based hydrogen storage. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 2016, 52, 96-109.
25. Adibhatla, S., Kaushik, S. C. Energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses of a conceptual solar aided coal fired 500MWe thermal power plant with thermal energy storage option. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2017, 21, 89-99.
26. Sharma, M., Singh, O. Exergy analysis of dual pressure HRSG for different dead states and varying steam generation states in gas/steam combined cycle power plant. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 93, 614-622.
27. HABAŞ Elektrik Üretim Tesisleri Dökümanları, 2005
28. Meratizaman, M., Monadzadeh, S., Amidpour, M. Introduction of an efficient small-scale freshwater-power generation cycle (SOFC-GT-MED), simulation, parametric study and economic assessment. *Desalination*, 2014, 351, 43-58.
29. Nami, H., Akrami, E. Analysis of a gas turbine based hybrid system by utilizing energy, exergy and exergoeconomic methodologies for steam, power and hydrogen production. *Energy Conversion and Management*, 2017, 143, 326-337.
30. Li, J., Wang, K., Cheng, L. Experiment and optimization of a new kind once-through heat recovery steam generator (HRSG) based on analysis of exergy and economy. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 120, 402-415.
31. Molina, D. L., Vidal, J. R., Gonzalez, F. Mathematical Modeling Based on Exergy Analysis for a Bagasse Boiler. *IEEE Latin America Transactions*, 2017, 15, 65-74.
32. Ozgener, L., Hepbasli, A., Dincer, I. Energy and exergy analysis of Salihli geothermal district heating system in Manisa, Turkey. *International Journal of Energy Research*, 2005, 29, 393-408.
33. Eryener, D. Exergy economic analysis of the thermal systems providing heat transfer with turbulent forced convection, Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Edirne, 2003, 144 S, (Doktora Tezi).

34. Anonim 2017a, <https://www.gepower.com/services/gas-turbines/upgrades/9fa-advanced-gas-path> (21 Ekim 2017).
35. Anonim 2017b, Course Description, steam turbine operations advanced- d11 turbine,https://www.geenergytechnicaltraining.com/momentum/course_details.php?ctid=171(22 Ekim 2017).



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Günnur ŞEN

Doğum Yeri ve Yılı : İzmir, 1991

Medeni Hali : Bekâr

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : gunnur_sen@hotmail.com

Eğitim Durumu

Lise : Şehit Ali Karaođlan Lisesi, 2009

Lisans : Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü, 2015

Mesleki Deneyim

HABAŞ Sınai ve Tıbbi Gazlar İstihsal Endüstrisi A.Ş, Elektrik Üretim Tesisleri, Elektrik-Elektronik Mühendisi 2016-...