

**GAZ AKIŞKANLI GÜÇ SANTRALLERİNİN  
VERİMLİLİĞİ VE ENERJİ-ÇEVRE İLİŞKİSİ**

**Ahmet COŞKUN**

**Yüksek Lisans Tezi**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ  
ANABİLİM DALI  
ISPARTA- 2005**

**T.C.  
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GAZ AKIŞKANLI GÜÇ SANTRALLERİNİN  
VERİMLİLİĞİ VE ENERJİ-ÇEVRE İLİŞKİSİ**

**Ahmet COŞKUN**

**Danışman  
Yrd. Doç. Dr. Ali BOLATTÜRK**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ISPARTA - 2005**

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne,

Bu çalışma jürimiz tarafından MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Mustafa BAYHAN

Üye : Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT

Üye : Yrd. Doç. Dr. Ali BOLATTÜRK (Danışman)

## **ONAY**

Bu tez ...../...../ 2005 tarihinde Enstitü Yönetim Kurulunca belirlenen yukarıdaki jüri üyeleri tarafından kabul edilmiştir.

...../...../ 2005

**Prof. Dr. Remzi KARAGÜZEL**  
**Enstitü Müdürü**

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
İÇİNDEKİLER .....	i
ÖZET .....	iii
ABSTRACT .....	iv
TEŞEKKÜR .....	v
SİMGELER DİZİNİ .....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xi
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Gaz Türbinleri Hakkında Genel Bilgiler .....	2
1.2. Gaz Türbinlerinin Kullanım Yerleri .....	3
1.3. Gaz Türbinlerinin Tercih Edilmesinin Nedenleri .....	4
1.4. Soğutma Yöntemleri .....	4
1.4.1. Buhar Sıkıştırırmalı Mekanik Soğutma Sistemi .....	5
1.4.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi .....	6
1.5. Nemli Havayla İlgili Bazı Tanımlar .....	7
1.5.1. Nemli Hava .....	7
1.5.2. Kuru Termometre Sıcaklığı .....	7
1.5.3. Yaş Termometre Sıcaklığı .....	8
1.5.4. Özgül Nem .....	8
1.5.5. Bağlı Nem .....	8
1.6. Nemlendirme Yöntemleri .....	9
1.6.1. Su ve Buhar Enjeksiyonu .....	9
1.6.2. Buharlaşmalı Soğutma .....	11
1.7. Gaz Türbini Çevrimlerindeki Gelişmeler .....	12
1.8. Gaz Akışkanlı Güç Çevrimleri .....	14
1.8.1. Basit Çevrim .....	14
1.8.2. Rejeneratörlü Gaz Türbini Çevrimi .....	15
1.8.3. Ara Soğutmalı-Ara Isıtımlı Rejeneratörlü Gaz Türbini Çevrimi .....	17
1.8.4. Kombine Çevrim .....	18

1.8.5. Nemli Hava Türbini Çevrimleri .....	20
1.8.6. Buhar Enjeksiyonlu Gaz Türbini Çevrimleri (STIG Çevrimi) .....	21
1.9. Gaz Akışkanlı Güç Santrallerindeki Emisyonlar .....	22
1.9.1. CO Emisyonları .....	22
1.9.2. NO <sub>x</sub> Emisyonları .....	22
1.9.3. CO <sub>2</sub> Emisyonları .....	23
2. KAYNAK BİLGİSİ .....	25
3. MATERYAL ve METOD .....	29
3.1. KÇS Çevrimi .....	30
3.2. RAB Çevrimi .....	30
3.3. RGBÇS Çevrimi .....	31
3.4. EES (Engineering Equation Solver) Programı .....	32
3.5. Çevrimlerin Termodinamik Analizi .....	33
3.5.1. Kabuller .....	33
3.5.2. Kompresör .....	33
3.5.3. Gaz Türbini .....	35
3.5.4. Nemlendiriciler .....	36
3.5.5. Isı Değiştiricisi (Rejeneratör) .....	36
4. BULGULAR .....	39
4.1. Buharlaşmalı ve Su Enjeksiyonlu Soğutmanın Etkisi .....	39
4.2. Türbin Giriş Sıcaklığının Etkisi .....	43
4.3. Bağlı Nemin Etkisi .....	47
4.4. Çevre Sıcaklığının Etkisi .....	49
5. TARTIŞMA ve SONUÇ .....	52
6. KAYNAKLAR .....	54
ÖZGEÇMİŞ .....	57

## ÖZET

Gaz akışkanlı güç çevrimlerinin performansını arttırmak için günümüzde birçok modifiye edilmiş uygulamalar mevcuttur. Bunlardan bazıları rejeneratörlü, ara soğutmalı-ara ısıtmalı, kombine güç santralleridir. Gaz akışkanlı güç santrallerinin performansı kompresör ve türbin güçleriyle doğru orantılıdır. Dolayısıyla performansı arttırmak için kompresör gücünü azaltırken, türbin gücünü arttırmak gerekmektedir. Kompresör gücünü, ara soğutmalı kademeli sıkıştırma veya buharlaştırılmalı soğutma yapılarak azaltılabilir. Türbin gücü ise, yanma odası girişinde veya rejeneratör girişinde su enjeksiyonu yapılarak artırılabilir.

Bu çalışmada, buharlaşmalı soğutma ve su enjeksiyonunun uygulandığı model gaz türbinli çevrimler için performans değerlendirilmesi yapılmıştır. Çevre havanın sıcaklığı, bağıl nemi ve türbin giriş sıcaklığı gibi parametrelerin model çevrimlerin ısı verimleri ve özgül net işleri üzerine etkileri analiz edilmiştir. Buharlaşmalı soğutma ve su enjeksiyonlu çevrimlerde artan basınç oranlarıyla ısı verim ve özgül net iş değerlerinde iyileşmeler elde edilmiştir. Elde edilen iyileşmeler grafikler halinde verilmiştir.

Buharlaşmalı soğutma ve su enjeksiyonu sayesinde yakıt tüketimi ve  $NO_x$  emisyonları azalmakta, böylece çevre daha az kirlenmektedir.

**ANAHTAR KELİMELER:** Su Enjeksiyonu, Buharlaşmalı Soğutma, Gaz Türbini, Isıl Verim

## ABSTRACT

There are so many modified applications in order to develop the performance of gas power cycles. Some of them are regenerative, intercooled-reheat, combined. The performance of gas power cycles are directly proportional to the power of compressor and turbine. So, in order to degrade the performance, as decreasing the power of compressor, the power of turbine must be increased. The power of compressor can be decreased by evaporative cooling or multistage intercooled compressing. The power of increasing of turbine can be made by water injection to inlet of combustion chamber or regenerator.

In this study, performance evaluation for model gas turbine applicated to evaporative cooling and water injection has been made. The effects of such parameters; ambient temperature, relative humidity, and turbine inlet temperature on thermal efficiency and specific net work were analyzed. Grading about values of specific net work and thermal efficiency by increasing pressure ratio in evaporative cooling and water injection cycles were obtained. Obtained results were given as graphically.

By using evaporative cooling and water injection, fuel consumption and  $\text{NO}_x$  emissions will be lowered, so environmental pollution will be lower as well.

**KEY WORDS:** Water Injection, Evaporative Cooling, Gas Turbine, Thermal Efficiency.

## TEŞEKKÜR

Tez konusunun seçiminde ve bu çalışmanın gerçekleşmesinde yardımlarını esirgemeyen, bilgi ve deneyimlerini aktaran danışman hocam Sayın Yrd.Doç.Dr. Ali BOLATTÜRK başta olmak üzere, tezin her aşamasında yapıcı fikirlerini ve deneyimlerini benimle paylaşan değerli hocalarıma ve Araştırma Görevlisi arkadaşlarıma sonsuz teşekkürlerimi ve saygılarımı arz ederim.

Ayrıca, yaşamım boyunca her türlü yardım ve desteklerini esirgemeyen sevgili aileme en içten dileklerle teşekkürlerimi sunmaktan kıvanç duyarım.

Ahmet COŞKUN



## SİMGELER DİZİNİ

AB	Alçak basınç
ABK	Alçak basınç kompresörü
ABT	Alçak basınç türbini
B	Basit çevrim
BS1	Buharlaşmalı soğutucu 1
BS2	Buharlaşmalı soğutucu 2
BT	Buhar türbini
CV	Isıl değer
$C_{ph}$	Hava için sabit basınçtaki özgül ısı
$C_{vh}$	Hava için sabit hacimdeki özgül ısı
$C_{pk}$	Kompresör için sabit basınçtaki özgül ısı
$C_{vk}$	Kompresör için sabit hacimdeki özgül ısı
$C_{psu}$	Su buharının sabit basınçtaki özgül ısı
$C_{vsu}$	Su buharının sabit hacimdeki özgül ısı
GT	Gaz türbini
gg	Giriş gazı
gç	Çıkış gazı
HAT	Nemli hava türbini çevrimi
HRSG	Buhar jeneratörü ısı geri kazanı
h	Entalpi
hg	Giriş havası
hçi	İdeal çıkış havası
hç	Çıkış havası
K	Kombine çevrim
KÇS	Kompresör çıkışında su enjeksiyonunun uygulandığı kombine çevrim
Komp	Kompresör
$k_k$	Kompresör için özgül ısıların oranı

$k_t$	Türbin için özgül ısıların oranı
MC	Mol kütlesi oranı
$m_a$	Kuru hava kütlesi
$m_g$	Maksimum su buharı miktarı
$m_v$	Su buharının kütlesi
$\dot{m}$	Kütlesel debi
$\dot{m}_h$	Havanın kütlesel debisi
ort	Ortalama
P	Basınç
$r_p$	Basınç oranı
$r_{pk}$	Kompresör basınç oranı
$r_{pt}$	Türbin basınç oranı
$P_g$	Suyun doyma basıncı
$P_v$	Su buharının kısmi basıncı
ppm	Milyon başına düşen partikül sayısı
RAB	Kompresörler arasında buharlaşmalı soğutmanın uygulandığı ara soğutmalı-ara ısıtmalı rejeneratörlü çevrim
RAS	Ara soğutmalı rejeneratörlü gaz türbini çevrimi
RASAI	Ara soğutmalı-ara ısıtmalı rejeneratörlü çevrim
RB	Basit rejeneratörlü çevrim
RÇS	Kompresör çıkışında su enjeksiyonunun uygulandığı rejeneratörlü çevrim
RGB	Kompresör girişinde buharlaşmalı soğutmanın uygulandığı rejeneratörlü çevrim
RGBÇS	Kompresör girişinde buharlaşmalı soğutmanın ve kompresör çıkışında su enjeksiyonunun uygulandığı rejeneratörlü çevrim
SS	Son soğutucu
STIG	Buhar enjeksiyonlu gaz türbini çevrimi
T	Sıcaklık
$T_{\text{çevre}}$	Çevre sıcaklığı
t	Türbin
TGT	Türbin giriş sıcaklığı

$W_{\text{net}}$	Özgöl net iş
$w$	Özgöl nem
$Y$	Yoğuşturucu
$YB$	Yüksek basınç
$YBK$	Yüksek basınç kompresörü
$YBT$	Yüksek basınç türbini
$YO$	Yanma odası
$\Phi$	İzafi rutubet
$\varepsilon$	Etkinlik
$\eta$	Verim
$\eta_k$	Kompresör verimi
$\eta_{\text{th}}$	Isıl verim

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi .....	5
Şekil 1.2. Absorbsiyonlu soğutma sistemi çevrimi .....	6
Şekil 1.3. Buhar enjeksiyonu yöntemi ile güçteki artış ve NO <sub>x</sub> emisyondaki azalma .....	10
Şekil 1.4. Buharlaşmalı soğutma.....	11
Şekil 1.5. Teknolojinin gelişim yolu eğrisi .....	13
Şekil 1.6. Kombine santrallere karşı ayrı santrallerin kazanç-kayıp eğrisi.....	13
Şekil 1.7. Basit çevrim .....	15
Şekil 1.8. Dönel tip bir otomotiv gaz türbini rejeneratörü .....	15
Şekil 1.9. Rejeneratörlü gaz türbini çevrimi .....	16
Şekil 1.10. Ara soğutmalı-ara ısıtmalı rejeneratörlü gaz türbini çevrimi.....	17
Şekil 1.11. Kombine çevrim .....	19
Şekil 1.12. Basit gaz türbini çevrimi ve nemli hava türbini çevrimi.....	20
Şekil 1.13. Buhar enjeksiyonlu gaz türbini çevrimi.....	21
Şekil 1.14. Gaz türbinli çevrimlerde su enjeksiyonuyla NO <sub>x</sub> 'deki azalma.....	23
Şekil 1.15. Kömür, sıvı yakıt ve doğal gazlı yakıtlı santrallerde CO <sub>2</sub> emisyonunun ısı verime göre değişimi .....	24
Şekil 3.1. Kompresör çıkışında su enjeksiyonunun uygulandığı kombine çevrim .....	30
Şekil 3.2. Kompresörler arasında buharlaşmalı soğutmanın uygulandığı ara soğutmalı-ara ısıtmalı rejeneratörlü çevrim.....	31
Şekil 3.3. Kompresör girişinde buharlaşmalı soğutmanın ve kompresör çıkışında su enjeksiyonunun uygulandığı rejeneratörlü çevrim .....	32
Şekil 4.1. Basınç oranının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi.....	39
Şekil 4.2. Basınç oranının çevrimlerin özgül net işleri üzerine etkisi.....	40
Şekil 4.3. Basınç oranının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi.....	40
Şekil 4.4. Basınç oranının çevrimlerin özgül net işleri üzerine etkisi.....	41
Şekil 4.5. Çeşitli basınç oranlarında çevrimlerin ısı verimlerinin özgül net işe göre değişimi .....	42

Şekil 4.6. Çeşitli basınç oranlarında çevrimlerin ısı verimlerinin özgül net işe göre değişimi .....	43
Şekil 4.7. TGT ve basınç oranının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkileri .....	44
Şekil 4.8. TGT ve basınç oranının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkileri .....	44
Şekil 4.9. TGT ve basınç oranının çevrimlerin özgül net işleri üzerine etkileri ....	45
Şekil 4.10. Çeşitli TGT ve basınç oranlarında ısı verimin özgül net işe göre değişimi .....	45
Şekil 4.11. Çeşitli TGT ve basınç oranlarında ısı verimin özgül net işe göre değişimi .....	46
Şekil 4.12. Çeşitli TGT ve basınç oranlarında ısı verimin özgül net işe göre değişimi .....	46
Şekil 4.13. RB ve RCS çevrimleri için TGT sıcaklığının optimum basınç oranına etkisi .....	47
Şekil 4.14. Bağlı nemin çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi ( $T_{\text{çevre}}=303 \text{ K}$ ) .....	48
Şekil 4.15. Bağlı nemin çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi ( $T_{\text{çevre}}=288 \text{ K}$ ) .....	48
Şekil 4.16. Çevre sıcaklığının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi ( $\Phi=\%10$ ) .....	49
Şekil 4.17. Çevre sıcaklığının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi ( $\Phi=\%10$ ) .....	50
Şekil 4.18. Çevre sıcaklığının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi ( $\Phi=\%50$ ) .....	51
Şekil 4.19. Çevre sıcaklığının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi ( $\Phi=\%50$ ) .....	51

**ÇİZELGELER DİZİNİ**

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 1.1. 25 ppm (Hacimce %15 Oksijen) oranlarıyla en yüksek verim şartları için tüm çevrimlerdeki NO <sub>x</sub> emisyonları .....	22

## 1. GİRİŞ

Artan nüfus ve sanayileşmeden kaynaklanan enerji gereksinimi ülkelerin kısıtlı kaynaklarıyla karşılanamamakta, enerji üretimi ve tüketimi arasındaki açık hızla büyümektedir. Enerji talebindeki hızlı artışın karşılanmasında güç üretim sistemlerinin etkin ve rasyonel biçimde kullanılması ön plana çıkmıştır. Diğer taraftan geleneksel enerji üretim yöntemleri bugün çevre kirliliğinin önemli nedenlerinden birisidir. Enerji üretim ve tüketiminin çevrede yarattığı olumsuz etkilerin önlenmesi bütün dünyada sorun haline gelmiştir. Fosil yakıtların bir süre sonra tükeneceği gerçeği ve enerji üretiminde çevreye verdiği olumsuz etkilerin en aza indirilmesi dünya gündeminin ilk sıralarında yer almaktadır. Bu durum, çevre dostu ileri enerji üretim ve tüketim, strateji ve teknolojilerin geliştirilmesini gerekli kılmaktadır. Çevreye verilen zararı en aza indirmeyi amaçlayan bu teknolojiler, aynı zamanda mevcut enerji kaynaklarının etkin ve daha verimli güç üretim santrallerinde kullanılmasını sağlarlar. Güç üretim sistemlerinden gaz türbinli çevrimlerin iyileştirilmesi ile daha iyi verim ve güç elde edilmesi amaçlanmaktadır.

Temel olarak güç üretim sistemleri gaz türbinli ve buhar türbinli santrallerde gerçekleştirilmektedir. Bu santraller, tek tek veya ortak çalıştırılabilmektedir. Santrallerin verim ve güçlerinin iyileştirilmesi için, birçok teknolojiler geliştirilmiş ve günümüzde de halen geliştirilmektedir. Bu çalışmanın da esasını teşkil eden gaz türbinli santrallerde ara soğutma, rejenerasyon, buharlaşmalı soğutma, su ve buhar enjeksiyonu, kombine çevrim gibi iyileştirmeler yapılmaktadır.

Gaz türbinlerin düşük maliyetli olması ve çabuk devreye girebilmeleri, buhar türbinlerine ve dizel motorlarına göre güç/ağırlık oranlarının daha yüksek olması önemli tercih sebepleridir (Çengel, 1999).

Gaz türbinleri sahasında, teorik bakımdan ilk önemli aşamayı, 1820 yılında, İngiliz Stirling tarafından ortaya çıkarılan izokor çevrim teşkil etmektedir. Stirling çevrimini, 1830 yılında İsveçli Ericsson tarafından bulunan izobar çevrim takip etmektedir.

Stirling ve Ericsson çevrimlerinden sonra ilk olarak Joule (1851) tarafından tavsiye edilen ve daha sonraları da Brayton (1873) tarafından geliştirilen çevrim ortaya çıkmıştır. Bu çevrim halen gaz türbinlerinde ideal çevrim olarak kabul edilmektedir.

Pratik bakımdan ilk adım Almanya'da 1872 yılında Stolze tarafından atılmış ve bu prensibe uygun ilk grup, bu yüzyılın başında imal edilmiştir. Bu grup mucidi tarafından ateş türbini diye adlandırılmıştır. Bu grupta, çok kademeli bir aksenal kompresör tarafından emilen hava, gerekli miktarda sıkıştırıldıktan sonra, bir ısı eşanjörüne verilmektedir. Burada ayrı bir yanma odasından gelen sıcak duman gazlarıyla ısıtıldıktan sonra, çok kademeli reaksiyon tipine sahip bir türbine giderek, genişleyip mekanik iş sağlandıktan sonra atmosfere atılmaktadır (Eyice, 1976).

### **1.1. Gaz Türbinleri Hakkında Genel Bilgiler**

Prensip bakımından buhar ve gaz türbinli çevrimler arasındaki temel farkı, yalnızca çevrimde dolaşan aracı akışkan teşkil etmektedir.

Gaz türbinleri grupları; ısı-kuvvet santrallerinde elektrik enerjisinin üretilmesinde, çeşitli endüstri tesislerinde mekanik iş temininde, ayrıca gemi, uçak ve lokomotif gibi çeşitli nakil vasıtalarının tahrikinde kullanılmaktadır. Otomobil, otobüs, kamyon gibi kara nakil vasıtalarının tahrikinde de birçok aşamalar kaydedilmiş ve emniyetle çalışabilen prototipler yapılmıştır.

Halen gaz türbinli gruplar; endüstri ve uçak tipi olmak üzere, iki ayrı tipte yapılmaktadır. Bunların ilkinde sıcaklıklar 600 ile 725 °C; basınç oranları ise 6 ile 10 arasında değişmektedir. İkincisinde ise sıcaklık, uçaklarda 900 ile 1100 °C, gemi ve kara tesislerinde ise 750 ile 825 °C; bunlara karşılık gelen basınç oranları ise sırasıyla 15 ile 18.5 ve 10 ile 15 arasında değişmektedir.

Gaz türbinlerinde çalışma maddesi olarak, türbin içinde genişleyerek iş üretebilecek bütün gazlar kullanılabilir. Bunların dışında, bir yanma odası veya bir gaz jeneratöründe bu amaç için üretilen duman gazları, yüksek fırın gazları, dizel



motorlarında çıkan egzoz gazları, bacalardan çıkan duman gazları, büyük kimya tesislerinde elde edilen çeşitli gazlar, nadiren de basınçlı sıcak hava gelmektedir (Eyice, 1976).

## **1.2. Gaz Türbinlerinin Kullanım Yerleri**

Gaz türbinleri, günümüzde yaygın olarak uçaklarda ve elektrik güç üretiminde kullanılmaktadır. Gaz türbinleri uçaklarda üretilen türbin gücü, kompresöre ve yardımcı cihazlara elektrik enerjisi sağlayan küçük bir jeneratörü çalıştırmak için kullanılır. Uçağı iten gücü ise, yüksek hızda türbinden çıkan egzoz gazları sağlar. Gaz türbinleri ayrıca yerleşik güç santrallerinde elektrik üretimi için kullanılır. Göreceli olarak düşük maliyetleri ve çabuk devreye girebilmelerinden dolayı, gaz türbinlerinden özellikle elektrik gereksiniminin zamanla değişen bölümünü karşılamak için yararlanılır. Elektrik üretiminin çoğu ise, buharlı güç santrallerinde yapılır. Bir gaz türbiniyle buhar santrali birbiriyle bağlantılı olarak da kullanılabilir. Bu tür bir bileşik çevrimde, gaz türbininden çıkan egzoz gazları, buhar çevrimi için gerekli ısıyı sağlar. Gaz türbini çevrimleri, nükleer santrallerde kapalı çevrimlerde de kullanılabilir.

Donanmaların büyük bir bölümünde gaz türbinleri hem itici güç sağlamak hem de elektrik üretmek için kullanılmaktadır. Buhar santrallerine ve dizel motorlarına kıyasla gaz türbinlerinin güç/ağırlık oranları daha yüksektir. Ayrıca güvenilirlik, dayanıklılık ve işletme kolaylığı bakımlarından gaz türbinlerinin üstünlüğü vardır. Bir buharlı güç santralinin devreye girmesi 4 saati bulurken, gaz türbini 2 dakika içinde devreye girer. Buna karşılık, basit çevrime göre çalışan gaz türbinlerinin yakıt tüketimleri oldukça yüksektir. Bugün gemilerde, dizel ve gaz türbinli sistemler birlikte kullanılmaktadır; dizel motorları düşük hızda seyir sırasında gücü verimli bir biçimde sağlarken, gaz türbinleri yüksek hız gerektiği zaman devreye girmektedir (Çengel, 1999).

### 1.3. Gaz Türbinlerinin Tercih Edilmesinin Nedenleri

- Gaz ve buhar türbinleri kademe sayısı bakımından mukayese edildiğinde, bu sayının gaz türbinlerinde daha az olduğu görülmektedir. Ayrıca bir gaz türbininde gücün sağlanması için nispeten daha az kademe sayısı yeterli olmaktadır.
- Duman gazlarıyla çalışan gaz türbinleri; halen orta ve büyük ölçekli dizel motorlarında süperşarj yapılmasını, bazı tip buhar kazanlarının aşırı doldurulmasını, yüksek fırınlarda da gerekli yakma havasını veren kompresörlerin tahrikini sağlamaktadır. Buhar türbinleriyle bu işlemlerin yapılmasına imkan yoktur.
- Bir gaz türbinli grubu çok kısa zamanda devreye alarak yüklemek mümkündür. Halbuki buhar türbinli bir grubun bu duruma gelebilmesi için çok daha fazla zamana ihtiyaç duyulmaktadır.
- Gaz türbinli bir grubun ısı verimini, arkasına bundan çıkan duman gazlarıyla ısınan bir kazan koyarak ve bu kazanda elde edilen buharı da bir buhar türbininde genişletmek suretiyle yükseltmek mümkündür. Kombine çevrim adını taşıyan bu sistem son zamanlarda çok kullanılmaktadır.
- Aynı gücü sağlayan bir gaz türbinli tesis, bir buhar türbinliye nazaran daha hafif olmakta ve daha az hacim kaplamaktadır. Bu suretle gaz türbinleri, bu iki faktörün önem taşıdığı sahalarda, buhar türbinlerine nazaran daha avantajlı olmaktadır (Eyice, 1976).

### 1.4. Soğutma Yöntemleri

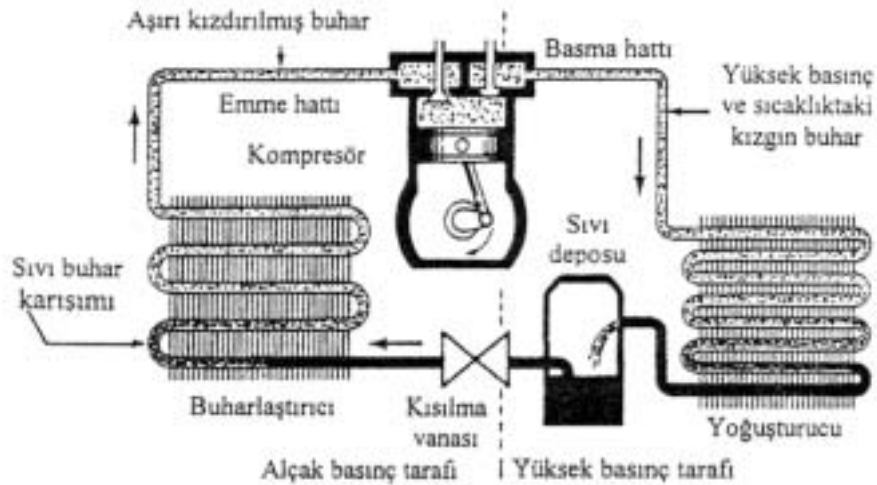
Gaz akışkanlı güç santrallerinin performanslarını artırmanın çeşitli yöntemleri vardır. Bu yöntemlerden birisi de giriş havasının soğutulmasıdır. Soğutmayla gazın sıcaklığı dolayısıyla özgül hacmi küçülmekte olup, kompresör için gerekli iş azalmaktadır. Bu

da, santralin hem gücünü hem de ısı verimini iyileştirmektedir. Giriş havasının soğutulması buharlaşmalı soğutma, mekanik soğutma, absorpsiyonlu soğutma gibi yöntemlerle yapılabilir (Bolattürk, 2004).

Diğer bir yöntem ise, ara soğutmalı kademeli sıkıştırmadır. Bu yöntemde gaz birkaç kademede sıkıştırılır ve kademeler arasında ara soğutucu adı verilen bir ısı değiştiricisinden geçirilerek soğutulur. Böylece kompresör işi soğutma yöntemleriyle en aza indirgenmiş olur (Çengel, 1999).

#### 1.4.1. Buhar Sıkıştırmalı Mekanik Soğutma Sistemi

Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimi; yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kısılma vanası ve kompresör olmak üzere dört ana elemandan oluşmakta olup, verilen iş sayesinde soğutucu akışkanın mekanik olarak kompresör tarafından sıkıştırılması esasına dayanmaktadır. Şekil 1.1’de, kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan kızgın buhar halinde yoğuşturucuya gönderilir. Burada, çevreye ısı vererek yoğuşan soğutucu akışkan, kısılma vanasında alçak basınca kısılarak ıslak-buhar (sıvı-buhar karışımı) halinde buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıyı çevreleyen ortam sıcaklığının altında bir sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan, ortamın ısını çekerek, ortamı soğutur ve buharlaştırıcı çıkışında genellikle doymuş buhar halde kompresör tarafından emilir. Böylece çevrim sürekli olarak devam eder (Yamankaradeniz, 2002).

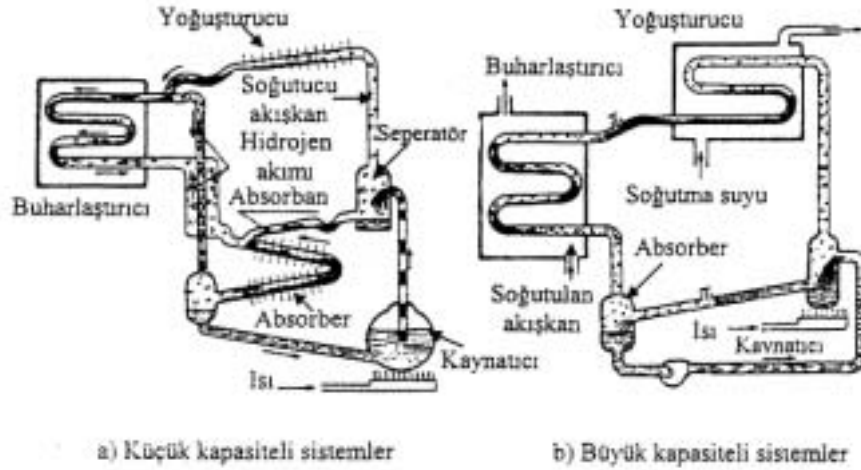


Şekil 1.1. Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimi (Yamankaradeniz, 2002)

### 1.4.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Amonyak suda çok çabuk eriyen bir maddedir. Ayrıca su ve amonyak karışımı 140 °C'ye ısıtıldığı zaman, amonyak sudan tamamen ayrılır. Amonyagin bu özelliklerden yararlanılarak absorpsiyonlu soğutma sistemleri geliştirilmiştir.

Absorpsiyon prensibi, ilk defa Michael Faraday tarafından bir asırdan fazla zaman önce amonyağın yoğuşturulması deneyleri sırasında keşfedilmiştir. Daha sonra 1862 yılında Franz Carre tarafından yapımı gerçekleştirilen sistem, bugün atık buharın bol olduğu yerlerde kullanılmaktadır. Carre'nin geliştirdiği bu sistemde, mekanik enerji yerine "Isıl enerji" kullanılmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sistemi ile buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma sistemi arasındaki tek fark kompresördür. Absorpsiyonlu sistemlerde kompresör görevini, kaynatıcı ve absorberden oluşan ısı eşanjörleri grubu gerçekleştirmektedir. Absorpsiyonlu sistemde mekanik soğutma sistemine ilave olarak, absorber, pompa ve kaynatıcı bulunmaktadır (Şekil 1.2).



Şekil 1.2. Absorpsiyonlu soğutma sistemi çevrimi

Absorpsiyonlu soğutma sistemi ile buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma sistemi karşılaştırılacak olursa;

- Buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma sistemindeki kompresörün yerini absorpsiyonlu soğutma sisteminde kaynatıcı ve absorberden oluşan termik kompresör almıştır. Buharı sıkıştırmak fazla miktarda mekanik enerji gerektirirken, absorpsiyonlu soğutma sisteminde sıvı pompalamak çok düşük miktarda mekanik enerji gerektirir.
- Absorpsiyonlu soğutma sisteminde pompa için az miktarda mekanik enerji gerekli iken, mekanik soğutma sistemi absorpsiyonlu soğutma sisteminin pompasına kıyasla daha yüksek oranda mekanik enerji gerektirir.
- Mekanik soğutma sisteminde tek bir soğutucu akışkan varken, absorpsiyonlu soğutma sisteminde bir soğutucu akışkan bir de absorbent vardır.
- Absorpsiyonlu soğutma sisteminde pompa dışında hareketli parça yoktur, mekanik soğutma sistemine göre bakım ve onarım masrafı daha azdır.
- Absorpsiyonlu soğutma sisteminde absorbentin cinsine göre kristalleşme tehlikesi varken, mekanik soğutma sisteminde böyle bir tehlike söz konusu değildir (Yamankaradeniz, 2002).

## **1.5. Nemli Havayla İlgili Bazı Tanımlar**

### **1.5.1. Nemli Hava**

Nemli havanın, kuru hava ile su buharının karışımı olarak iki bileşenden meydana geldiği kabul edilir. Hava içindeki su buharının miktarı, sıfırdan (kuru hava), sıcaklık ve basınca bağlı olarak bir maksimum değere kadar değişir. Hava içindeki su buharının maksimum olma durumu, doymuş olarak adlandırılır (Isısan, 2001).

### **1.5.2. Kuru Termometre Sıcaklığı**

Atmosferik havanın sıcaklığı kuru termometre sıcaklığı olarak adlandırılır (Çengel, 1999).

### 1.5.3. Yaş Termometre Sıcaklığı

Termometre haznesinin etrafı ince bir fitil ile kaplı olup bu fitil ile su ısıtılmaktadır. Bu ıslak hazne hava akımına tabi tutulursa, fitildeki su buharlaşır ve termometrenin sıcaklığını düşürür. Elde edilen bu sıcaklığa, yaş termometre sıcaklığı adı verilir (Isısan, 2001).

### 1.5.4. Özgül Nem

Özgül nem, birim kuru hava kütlelerinde buluna su buharı kütlesi olup,  $w$  ile gösterilir:

$$w = \frac{m_v}{m_a} \quad (1.1)$$

veya,

$$w = \frac{0.622P_v}{P - P_v} \quad (1.2)$$

bağıntıları geçerlidir.

Burada;  $m_w$  su buharı kütlesi,  $m_a$  kuru hava kütlesi,  $P$  toplam basınç,  $P_v$  ise su buharının kısmi basıncıdır (Çengel, 1999).

### 1.5.5. Bağlı Nem

Bağlı nem, havadaki su buharı miktarının aynı sıcaklıktaki havada bulunabilecek en çok su buharı miktarına oranı olup,  $\Phi$  ile gösterilir. Bağlı nem,

$$\Phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g} \quad (1.3)$$

veya,

$$\Phi = \frac{w.P}{(0.622 + w)P_g} \quad (1.4)$$

şeklindedir ( $P_g = P_{\text{doyma},T}$ ).  $P_g$  suyun doyma basıncıdır (Çengel, 1999). (1.5)

## 1.6. Nemlendirme Yöntemleri

### 1.6.1. Su ve Buhar Enjeksiyonu

Gaz türbini çevrimlerinde, su ve buhar enjeksiyonunun pozitif bir etkisi olduğu iyi bilinmektedir. Su enjeksiyonu, 1950'den bu yana uçak motorlarında, 1960'dan beri de gaz türbinlerinde güç arttırmak için kullanılmaktadır. Enjeksiyon, aracı akışkanın kütleli debisini ve özgül ısısını arttırmaktadır. Bunun sonucunda, çevrime ekstradan bir güç katılmış olur. Bununla birlikte, yanma odasındaki  $\text{NO}_x$  emisyonları azalmaktadır (Korobitsyn, 1998).

Su enjeksiyonu uygulamasıyla, çevrimlerde optimum basınç oranının artışından dolayı özgül net iş artmaktadır (El-Wakil, 1984).

Su enjeksiyonu teknik olarak,

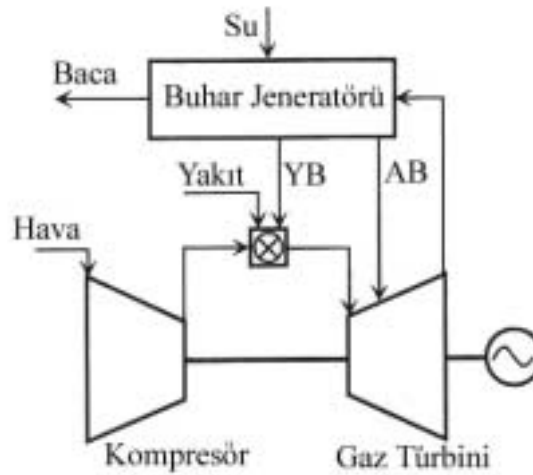
- Bu metod teoriksel olarak doğrudur.
- Pratikte uygulanabilir.
- Çalışma düzeni ve bakımı basittir.
- Herhangi bir gaz türbini modeli için bu yöntemde düzenleme yapmaya ihtiyaç yoktur.
- Her model için uygulanabilir.

Ekonomik olarak,

- Bakım için uzmana ihtiyaç yoktur.
- İlk yatırım maliyetleri oldukça düşüktür.
- Çalışma ve bakım maliyetleri düşüktür.

- Karlılığı oldukça yüksektir (Ansari, 1998).

Buhar enjeksiyonu, su enjeksiyonundan daha etkilidir. Çünkü, buhar jeneratöründe (HRSG) üretilen buhar türbine verilmektedir. Böylece, geri kazanılan ısı artmaktadır. Böyle bir çevrim, buhar enjeksiyonlu gaz türbini çevrimi (STIG) olarak bilinmektedir. Şekil 1.3’de de görüldüğü gibi, orta ve düşük basınçlı buhar, gaz türbininin ilk kademesinde genişlerken, yüksek basınçlı buhar yanma odasına enjekte edilmektedir. Buhar enjeksiyonu için tasarlanmış birçok gaz türbini bulunmaktadır. Bunlardan bazıları şunlardır: General Electric LM2500 ve LM5000 STIG serisi, Allison 501-K veya Ruston TB5000.



Şekil 1.3. Buhar enjeksiyonu yöntemi ile güçteki artış ve NO<sub>x</sub> emisyonlarındaki azalma

LM5000 STIG türbininde buhar, yüksek basınçta ağırlıkça havanın %7’si, alçak basınçta ise ağırlıkça %6.5’i kadar enjekte edilmektedir. Bunun sonucunda, çıkış gücü 34 MW ’dan 52 MW ’a kadar, ısıl verim ise %37’den %43’e çıkmaktadır. Kombine çevrimlerle karşılaştırıldığı zaman STIG çevrimleri, 150 MW ’a kadar olan güçlerde; rakiplerine göre ekonomik olduğunu kanıtlamaktadır.

Bunun yanında, gaz türbininde buharın atmosferik basınca genişlemesiyle, buhar türbinine nazaran daha az verim elde edilmektedir. Halbuki, kombine çevrimlerde buhar, buhar türbinini daha düşük basınçlarda terk etmektedir. Böylece, daha fazla güç sağlanmaktadır. Bu nedenle buhar enjeksiyonlu bir gaz türbini çevrimi, her zaman kombine çevrime göre daha az verime sahip olacaktır.



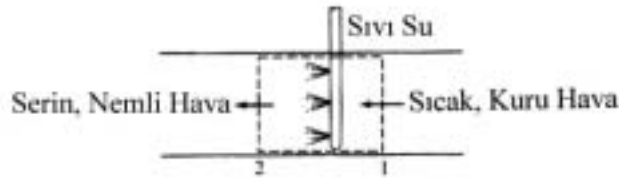
Buhar enjeksiyonlu gaz türbini çevrimlerinde, ara soğutma ve ara ısıtma uygulamaları, toplam çıkış gücünün %50'si kadarını kullanan kompresörün gücünü %30'a düşürmektedir (Korobitsyn, 1998).

### 1.6.2. Buharlaşmalı Soğutma

Günümüzün iklimlendirme sistemlerinin çalışma ilkesi, soğutma çevrimine dayanır. Bu sistemler her yörede kullanılabilirler, fakat ilk yatırım ve işletme giderleri yüksektir. Çok sıcak ve kuru yörelerde iklimlendirmenin yüksek maliyeti buharlaşmalı soğutucular kullanarak önlenebilir.

Buharlaşmalı soğutma yönteminde; su buharlaşırken, buharlaşma gizli ısısu kütlesinden ve çevre havadan sağlanır. Bunun sonucu olarak hem su hem de hava soğur.

Buharlaşmalı soğutma işlemi, adyabatik doyma işlemiyle hemen hemen aynıdır, çünkü hava akışıyla çevre arasındaki ısı geçişi genellikle ihmal edilebilir. Bu nedenle buharlaşmalı soğutma işlemi psikrometrik diyagramda sabit yaş termometre sıcaklığı doğrusunu izler (Çengel, 1999).



Şekil 1.4. Buharlaşmalı soğutma (Çengel, 1999)

Buharlaşmalı soğutma yönteminin diğer soğutma yöntemlerine göre avantajı, mekanik basitliği ve maliyetinin düşük olmasıdır.

Bu yöntemle, kompresör girişine püskürtülen sıvının buharlaşmasıyla akışkan karışımının soğutulması amaçlanmaktadır. Böylece akışkanın özgül hacminde

azalma meydana gelecek ve sonuçta güç çevrimlerinde sıkıştırma için gerekli iş miktarı da azalacaktır (Vural, 1983).

Buharlaşmalı soğutma ile adyabatik doyma işlemi yöntem bakımından aynı olup, havaya kendi yaş termometre sıcaklığında su püskürtme yapılmaktadır. Buharlaşmalı soğutma işlemi sonunda hava sıcaklığı düşmekte, hava hemen hemen doymun hale gelmektedir. Kompresör girişinde ve kompresörler arasında, havanın bu yöntemle soğutulmasıyla kompresör işi azalmakta, buna karşılık türbinden geçen akışkanın birim kütlesi arttığı için güç ve verim de artmaktadır (Bolattürk, 2004).

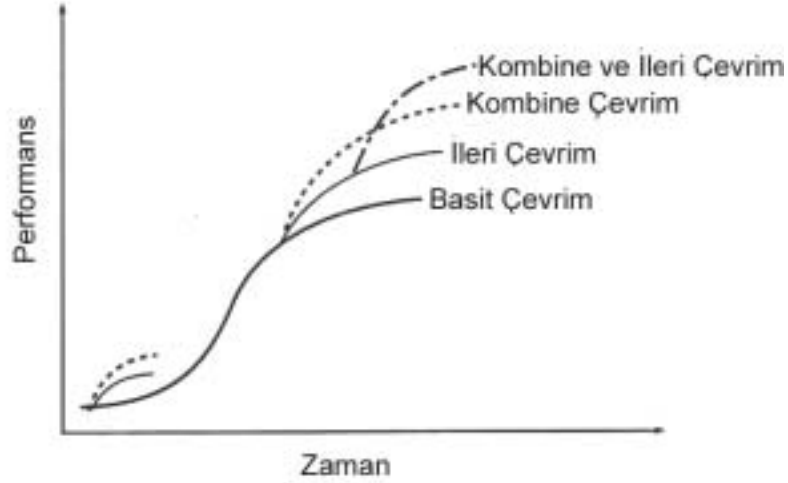
### **1.7. Gaz Türbini Çevrimlerindeki Gelişmeler**

Bazı teknolojik gelişmeler çoğunlukla bir s-eğrisi izlemektedir. Başlangıçta teknoloji zayıf bir şekilde gerçekleşmekte olup, diğer tiplerle rekabet edememektedir. Daha sonra ise bir atılım periyodu gerçekleşmekte ve performans hızla yükselmektedir. Seri üretimle maliyetler düşmekte ve yatırımlar ileride gerçekleşecek araştırma ve geliştirmeler için kullanılmaktadır. Bir süre sonra teknoloji, doyma safhasına gelir ve sonuçta bu safhadaki büyüme azalmaktadır (Şekil 1.5).

Gaz türbininin gelişimi de bu prensibi göstermektedir. Başlangıçta gaz türbinleri verimsiz, hacimli ve güvenilir olmayan motorlara sahip idi. Performansı iyileştirmek için, zamanla ara ısıtma, soğutma ve rejenerasyon gibi ek üniteler ilave edilmiştir. Diğer taraftan gaz türbinleri Rankine çevrimi gibi diğer gelişmiş çevrimlerle birleştirilerek kombine çevrimler tasarlanmıştır. Açık çevrimli gaz türbinlerinin ilk yatırım maliyeti daha azdır, verim açısından ise buhar santrallerine daha yakındır. Yine de, 1970'lerdeki petrol krizinden sonra güç santrallerinin verimliliği öncelik kazanmıştır. Sonuçta kombine çevrimli santraller, özel olarak tasarlanan gaz ve buhar türbinli santraller gibi ortak bir güç santrali konfigürasyonu oluşturmuşlardır.

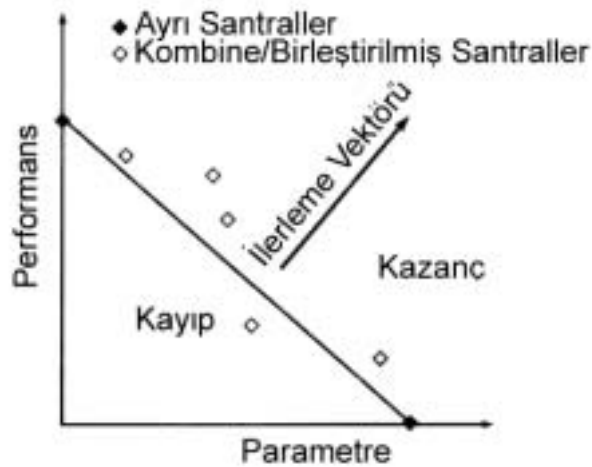
Bunlara ilaveten, gaz türbinli çevrimler üzerindeki gelişmeler yeniden gözden geçirilmiştir. Çok kademeli güç santrali, o zaman için yüksek bir verime sahiptir, fakat düşük özgül güce sahiptir. 40 yıl sonra ara ısıtma fikri ABB GT24/26 serili

türbinde gerçekleştirilmiştir. 1940 ve 1950'lerde çevrim verimini arttırmak için kullanılan rejenerasyon, şu anda Royce/Westinghouse WR 21 türbininde kullanılmaktadır.



Şekil 1.5. Teknolojinin gelişim yolu eğrisi

Bu arada, kritik basıncın üzerinde çalışan buhar santrallerinin ısı verimleri yaklaşık %50 civarındadır. Basit gaz türbinli çevrimlerin verimi en yüksek %42 dolaylarında olmaktadır. Kombinelerle birlikte bu teknolojiler %59 verimle elektrik üretirler. Fakat iki çevrimin birleştirilip bütünleştirilmesi her zaman faydalı olmayabilir. Bazı durumlarda; özellikle farklı iki ürünün üretimi veya iki farklı yakıtın kullanılması durumunda, ayrı bir üretim şeması daha iyi bir performans sağlayabilir.



Şekil 1.6. Kombine santrallere karşı ayrı santrallerin kazanç-kayıp eğrisi

Birleştirme/bütünleştirmenin kazanç ve kayıpları Şekil 1.6'da gösterilmektedir. İyi bir performans kazanımı elde etmek için, kombine çevrim teknolojilerindeki gelişmeler, kritik çizgiye dik olan ilerleme vektörünün doğrultusunda ilerlemelidir (Korobitsyn, 1998).

## **1.8. Gaz Akışkanlı Güç Çevrimleri**

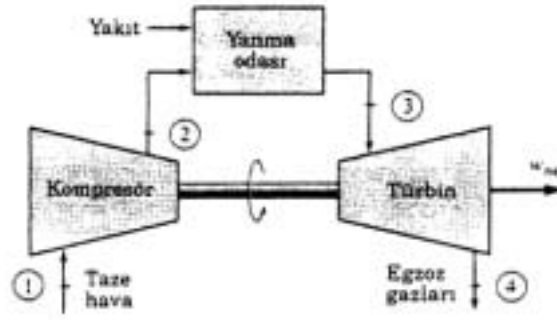
### **1.8.1. Basit Çevrim**

Geçen yüzyılda geliştirilen gaz türbinli basit çevrimler, günümüzde güç üretiminde kullanılmaktadırlar. Bu çevrim 1950'den günümüze kadar yaygın olarak kullanılmaktadır.

Günümüzde modern gaz türbini imalatçıları, daha yüksek güç ve verim elde etmek için çalışmaktadırlar. Bu çevrimlerin ana elemanları kompresör, yanma odası ve türbindir. Basit çevrimin verimini arttırmak için, türbin giriş sıcaklığını ve çalışma basıncını arttırmak gerekmektedir. Performansı arttırmak için kullanılan en genel yöntem, gaz türbini çevrimine buharlı bir alt çevrim eklemektir (Lindquist, 2002).

Brayton çevrimi olarak da bilinen basit çevrimler ilk olarak 1870'li yıllarda, George Brayton tarafından, kendi geliştirdiği yağ yakan pistonlu motorlarda kullanılmak üzere ileri sürülmüştür. Bugün Brayton çevriminin kullanımı, sıkıştırma ve genişlemenin aksel kompresörler ve türbinlerde olduğu gaz türbinleriyle sınırlıdır

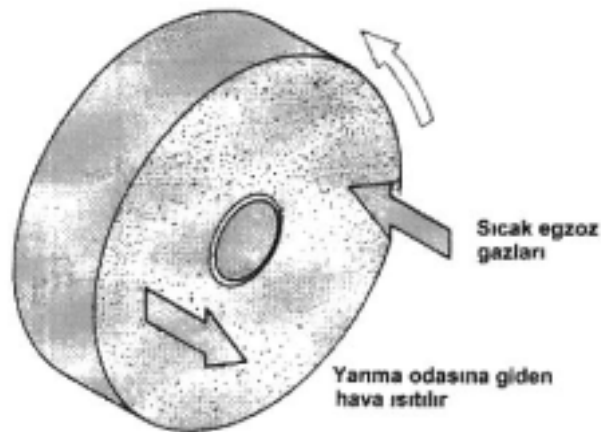
Gaz türbinleri genellikle açık çevrimle çalışmaktadırlar. Şekil 1.7'de gösterilen basit çevrimde çevre koşullarındaki hava kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır, basıncı ve sıcaklığı artar. Yüksek basınçlı hava daha sonra, yakıtın sabit basınçta yakıldığı yanma odasına girer. Yanma sonunda oluşan yüksek sıcaklıktaki gazlar türbinde çevre basıncına genişlerken iş yapar. Türbinden çıkan egzoz gazları atmosfere atılır. Böylece açık çevrim gerçekleşmiş olur (Çengel, 1999).



Şekil 1.7. Basit çevrim (Çengel, 1999)

### 1.8.2. Rejeneratörlü Gaz Türbini Çevrimi

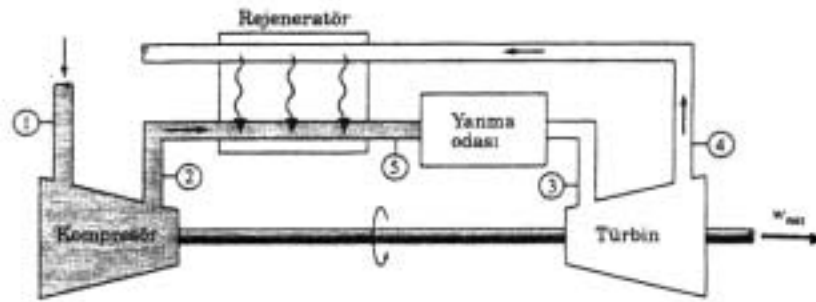
Sabit basınçta yanmalı gaz türbinlerinin verimleri, ısı rejenerasyonu ile artırılabilir. Rejeneratör, egzoz gazları ile dışarıya atılan ısının bir kısmını tekrar sisteme kazandırmak için, Şekil 1.8’de şematik olarak görüldüğü gibi, sisteme yerleştirilen bir ünedir. Sıcak egzoz gazları, rejeneratörün sıcak tarafından girip, temas yüzeyi çoğaltılmış dilim ya da plakaların etrafından dolaşarak; kompresör tarafından sıkıştırılmış olarak rejeneratörün diğer tarafına gelen havanın sıcaklığını yükseltir. Çalışma maddesinin yanma odasına girmeden önce ısıtılması; uygun türbin giriş sıcaklığına kadar yükseltmek için, çalışma maddesine yanma odasında verilmesi gereken ısının azalmasına neden olur. Böylece, yakıt tüketiminden tasarruf sağlanmış olmaktadır.



Şekil 1.8. Dönel tip bir otomotiv gaz türbini rejeneratörü

Rejenerasyon ancak, kompresörde sıkıştırılan hava sıcaklığının, egzoz gazlarının sıcaklığından düşük olması durumunda gerçekleşebilir. Rejeneratörün, net işe önemli bir etkisi olmamakla birlikte, sisteme verilen ısıda bir azalma olmaktadır (Çetinkaya, 1999).

Rejeneratörlü gaz türbini çevriminin sistem şeması Şekil 1.9'da gösterilmiştir. Şekil den de görüleceği üzere, kompresör ve yanma odası arasında ters akışlı bir ısı değiştiricisi yerleştirilmiştir.



Şekil 1.9. Rejeneratörlü gaz türbini çevrimi

Rejeneratördeki en yüksek sıcaklık, türbinden çıkan ve rejeneratöre giren yanma sonu gazlarının sıcaklığı ( $T_4$ ) olmaktadır. Hava rejeneratörde en çok bu sıcaklığa kadar ısıtılabilir. Pratikte hava rejeneratörden daha düşük bir sıcaklıkta,  $T_5$  sıcaklığında çıkmaktadır.

Rejeneratör etkinliği şöyle tanımlanabilir:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{rejeneratör,gerçek}}}{Q_{\text{rejeneratör,maks.}}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (1.6)$$

Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul edilerek,  $\varepsilon$ ,

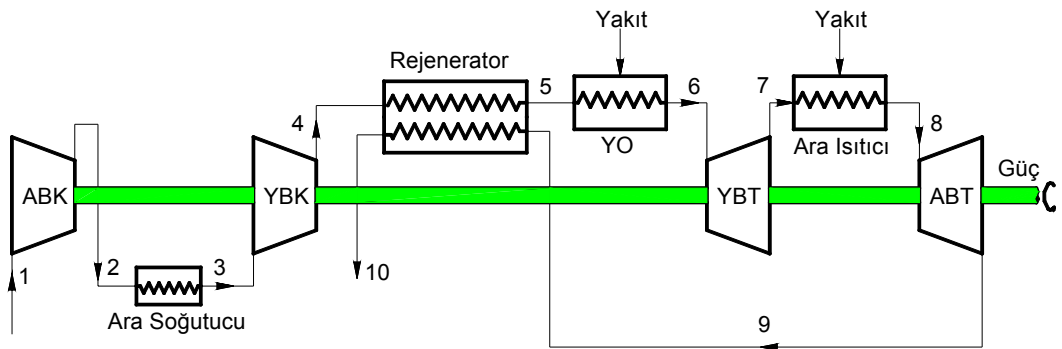
$$\varepsilon = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (1.7)$$

şeklinde yazılabilir.

Rejeneratörün etkinliği ne kadar yüksek olursa, havanın yanma öncesinde daha yüksek bir sıcaklığa ısıtılacağı, buna bağlı olarak daha az yakıt tüketileceği açıkça görülmektedir. Fakat daha etkin bir rejeneratör, daha büyük, daha pahalı ve basınç kayıplarının daha fazla olduğu bir ısı değiştiricisi anlamına gelecektir. Bu nedenle çok yüksek etkinliğe sahip bir rejeneratörün ekonomik açıdan olurluğu, yakıttan sağlanan kazancın ısı değiştiricisine fazladan yapılacak harcamadan daha büyük olmasına bağlıdır. Pratikte kullanılan rejeneratörlerin çoğunun etkinliği %85'in altındadır (Çengel, 1999).

### 1.8.3. Ara Soğutmalı-Ara Isıtmalı Rejeneratörlü Gaz Türbini Çevrimi

Bir gaz türbini çevriminin verimi, sıkıştırma ve türbindeki genişleme işlemlerinin, Ericsson çevriminde olduğu gibi, izotermik olarak yapılması ile artırılabilir. Tasarım güçlükleri nedeniyle, gerçekte izotermik sıkıştırma ve genişleme mümkün değildir. Ancak, kademeli kompresör ve ara soğutucular, kademeli türbin ve ara ısıtıcılarla, bu işlemler izotermale yaklaştırılabilmektedir. Daha çok kademenin teorik olarak gaz türbini çevriminin verimini arttırmasına karşın, gaz türbini çevriminin dizaynı karmaşıklaşmakta ve işlemlerin tersinmezliği nedeniyle olan kayıplar artmaktadır.



Şekil 1.10. Ara soğutmalı-ara ısıtmalı rejeneratörlü gaz türbini çevrimi

Şekil 1.10'da, böyle bir gaz türbini çevriminin sistem şeması görülmektedir. Bu tür bir çevrimde atmosferik hava, bağımsız kompresör kademelerinde sıkıştırılır ve kademeler arasında bulunan soğutucular tarafından soğutulur (Çetinkaya, 1999).

Akışkan, kompresörün birinci kademesine 1 halinde girer, sabit entropide  $P_2$  basıncına sıkıştırılır ve sonra sabit basınçta 3 haline soğutulur. Akışkan kompresörün ikinci kademesinde, sabit entropide  $P_4$  basıncına sıkıştırılır. Daha sonra rejeneratöre 4 halinde giren akışkan, sabit basınçta  $T_5$  sıcaklığına kadar ısıtılır (Çengel, 1999).

Yüksek bir basınca kadar sıkıştırılan hava, birinci yanma odasına girerek, maksimum çevrim sıcaklığına kadar ısıtılır. Birinci türbinde genişleyen akışkan, yine sabit basınçta ve maksimum sıcaklıkta ikinci yanma odasında ısıtılır. Yanma ürünleri daha sonra ikinci türbinde genişledikten sonra, rejeneratörde sabit basınçta ısı vererek atmosfere atılırlar (Çetinkaya, 1999).

#### **1.8.4. Kombine Çevrim**

Gaz türbinleri, aynı çıkış gücündeki bir buhar santraline nazaran daha az yer kaplayan ve yatırım maliyeti düşük olan tesislerdir. 1960'lı yıllarda gaz türbini çevrimlerinde 400-600 °C sıcaklıktaki egzoz gazları atmosfere atılmaktaydı. Buna rağmen, gaz akışkanlı güç santrallerinden buhar santrallerine yakın bir verim elde edilebilmekte ve düşük yakıt fiyatları sebebiyle ileri veya kombine çevrim tasarımlarına gereksinim duyulmamaktaydı.

Ancak, 1970'lerdeki petrol krizinden sonra, güç santrallerinde yüksek verim birinci öncelik haline gelmiştir. Kombine çevrim uygulamaları ilk başlarda mevcut buhar santrallerine gaz türbini ilavesi ve onun egzozunun kazanda kullanılması (repowering uygulamaları) şeklinde tasarlanmıştır. Sonraları ise, özel tasarımla gaz/buhar kombine çevrim santralleri bugünkü alışlagelmiş güç santralleri biçimine gelmiştir.

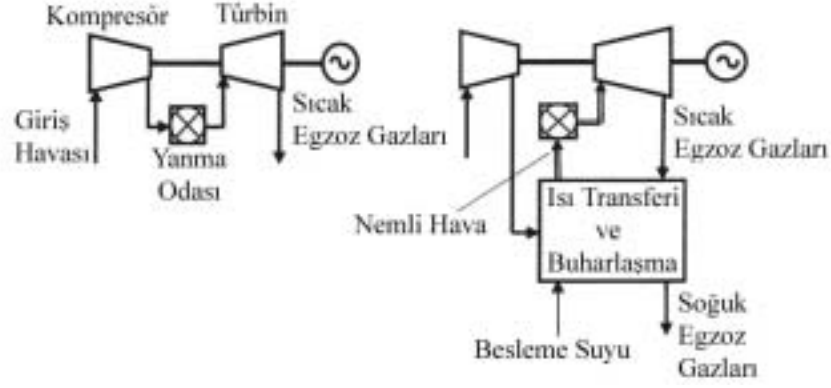
Bir gaz/buhar (Joule/Rankine) kombine çevrimi, gaz türbini ile buhar türbinini bir atık ısı kazanı aracılığıyla birleştiren çevrimdir (Savruk, 2001)





### 1.8.5. Nemli Hava Türbini Çevrimleri

Nemli hava türbini çevrimleri, güç üretimi için dizel motorları ve kombine çevrimlere alternatif olarak geliştirilen çevrimlerdir. Şekil 1.12’de basit gaz türbini çevrimi ile nemli hava türbini çevrimleri kıyas edilmiştir.



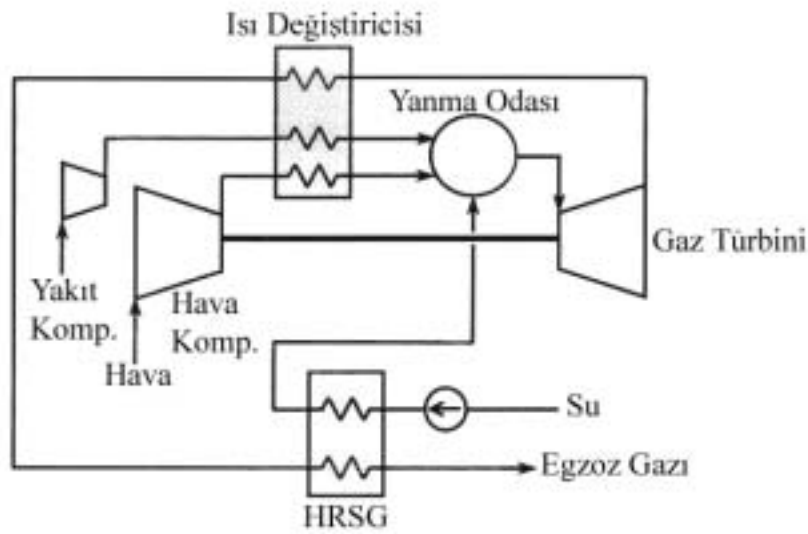
Şekil 1.12. Basit gaz türbini çevrimi ve nemli hava türbini çevrimi

Basit gaz türbini çevriminde, hava önce yüksek basınca sıkıştırılır. Daha sonra oksijen ve yakıtla yanma odasında ısıtılır. 1100-1400 °C’deki sıcak gazlar türbinde atmosferik basınca genişletilir. Brayton çevriminin dezavantajlarından birisi, türbinden çıkan egzoz gazlarının halen 400-600 °C’de olmasıdır. Ayrıca, ısıl verim oldukça düşüktür. Nemli hava türbini çevriminde egzoz ısısı, yanma öncesinde, yanma esnasında ya da sonrasında ilave edilecek olan buharı ön ısıtma yapmak ve besleme suyunu buharlaştırmak için kullanılır. Havadaki kütleli debinin artışıyla, kompresör işinde artış olmaksızın, çevrimin ısıl veriminde ve özgül gücünde artış meydana gelmektedir (Bartlett, 2002).

Literatürde yaygın olarak karşılaşılan nemli hava türbini çevriminin özel bir tipi HAT (Humid Air Turbine) çevrimidir. Bu çevrimde sıkıştırma iki kademeli olup, ara soğutma ve son soğutma yapılmaktadır. Dış kaynaktan sağlanan besleme suyuyla rejeneratör girişindeki çevrim havası nemlendirilir. HAT çevrimleri, havadaki kütleli debinin artışıyla basit çevrimlere göre daha fazla güç üretebilmektedir (Kim, 2004).

### 1.8.6. Buhar Enjeksiyonlu Gaz Türbini Çevrimleri (STIG Çevrimi)

Son yıllarda küçük ölçekli gaz türbinleri, enerji dağıtım sistemlerinde kullanılmaktadır. Basit ve rejeneratörlü gaz türbini çevrimleri, basit konstrüksiyon yapıları nedeni ile dağıtım sistemleri için aday konumundadır. Basit ve rejeneratörlü çevrimlerde egzoz gazları sıcaklığının yüksek oluşuyla, buhar jeneratörü ısı geri kazanında buhar üretilebilir. HRSG’de üretilen buhar, ısıl işlemlerde ya da gaz veya buhar türbinlerinde aracı akışkan olarak kullanılır. Buhar enjeksiyonlu gaz türbini sistemlerinde, HRSG’de üretilen buhar gaz türbini çevriminde tekrar geri dönerek, havayla birlikte aracı akışkan olarak kullanılır. Basit ve rejeneratörlü çevrimlerin ısıl verimleri buhar enjeksiyonuyla iyileştirilmektedir. Küçük ölçekli gaz türbini sistemlerinde, buhar enjeksiyonu uygulaması cazip değildir. Çünkü, bunların optimum basınç oranları oldukça yüksektir.



Şekil 1.13. Buhar enjeksiyonlu gaz türbini çevrimi

Şekil 1.13’de buhar enjeksiyonlu rejeneratörlü bir gaz türbini çevriminin şeması gösterilmektedir. HRSG’de üretilen buharın tümü yanma odasına enjekte edilir. HRSG’de suyun buharlaşmasıyla ısı değiştiricisinden çıkan egzoz gazının sıcaklığı azalmaktadır (Nishida, 2004).

## 1.9. Gaz Akışkanlı Güç Santrallerindeki Emisyonlar

### 1.9.1. CO Emisyonları

CO genelde gaz türbini çevrimleri için problem teşkil etmez. Bu gazlar, normal çalışma koşullarında egzozdan 2-4 ppm oranında çıkmaktadırlar. Başlangıç periyotlarında ve ani ivmelenmelerde, bu değer kayda değer bir şekilde artmaktadır. Yine de CO emisyonları, bu değişim periyotlarında kontrol sistemleriyle düşürülebilir. Buharlaşabilen yanmamış hidrokarbon emisyonları, gaz türbini çevrimlerinde aracı akışkan olarak doğal gazın kullanımıyla çok küçük değerler alabilir (Gallo, 1997).

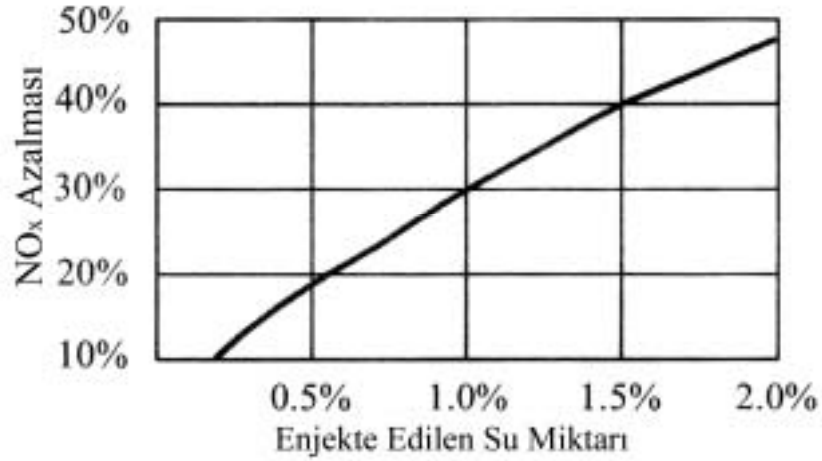
### 1.9.2. NO<sub>x</sub> Emisyonları

Çizelge 1.1'de tüm çevrimler için NO<sub>x</sub> emisyonları gösterilmektedir. Burada, tüm çevrimlerde güç baz alınmıştır. Su ve buhar enjeksiyonunun yapılmadığı çevrimlerde, özgül net iş ve ısıl verimin artışıyla NO<sub>x</sub> emisyonları artmaktadır. Su ve buhar enjeksiyonunun yapıldığı STIG ve HAT çevrimlerinde ise NO<sub>x</sub> emisyonları, özgül net işle ve ısıl verimle ters orantılı olarak değişmektedir (Gallo, 1997).

Çizelge 1.1. 25 ppm (Hacimce %15 Oksijen) oranlarıyla en yüksek verim şartları için tüm çevrimlerdeki NO<sub>x</sub> emisyonları (Gallo, 1997)

Çevrim	TGT (K)	Basınç Oranı	NO <sub>x</sub> Emisyonu (mg/s.kW)
B	1473	20	81.8
RB	1473	6	80.0
RAS	1473	12	69.0
STIG	1473	20	54.8
K	1473	15	59.5
HAT	1473	12	59.5

Gaz türbini çevrimlerinde kompresör girişinde su enjeksiyonu uygulamasıyla NO<sub>x</sub> emisyonlarındaki düşüş Şekil 1.14'de gösterilmiştir.



Şekil 1.14. Gaz türbinli çevrimlerde su enjeksiyonuyla NO<sub>x</sub>'deki azalma

Şekil 1.14'den de görüleceği üzere, kompresör girişinde su enjeksiyonu miktarı arttıkça NO<sub>x</sub> emisyonlarındaki düşme eğilimi artar. Bu düşme eğilimini, su enjeksiyonuyla yanma odasındaki gerekli oksijen miktarının artması şeklinde açıklayabiliriz. Böylece artan nem ile daha iyi bir yanma sağlanmaktadır. Ayrıca, kompresör girişinde enjekte edilecek suyun sıvı fazda olmasına gerek yoktur. Buhar fazında da olabilir (Thomas, 1999).

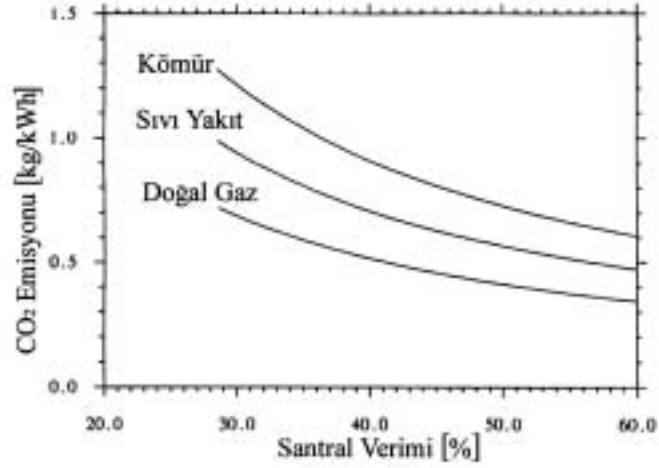
### 1.9.3. CO<sub>2</sub> Emisyonları

Güç santrallerinin tümü çevre ortamda kirlilik oluşturmaktadırlar. İnsan sağlığı için en tehlikeli olanları NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub> ve yanmamış hidrokarbonlardır. Bilimsel araştırmalar sonucunda, son 20 yıl içerisinde bu kirlilik seviyelerinin azalmasında önemli bir noktaya ulaşılmıştır.

Şekil 1.15'de CO<sub>2</sub> emisyonu üzerinde santral veriminin ve farklı tipteki yakıtların etkisi açıkça görülmektedir. (1.7) no'lu denklem tüm fosil yakıtlı güç santralleri için uygulanabilir.

$$\text{CO}_2 \text{ emisyonları} = \frac{360 \cdot \text{MC}_{\text{yakıt}}}{\text{MC}_{\text{CO}_2} \cdot \text{CV} \cdot \eta} \quad (1.8)$$

Emisyonların birimi kg/kwh'dir. Burada;  $MC_{\text{yakıt}}$  karbonun mol kütlesinin yakıtın mol kütlesine oranıdır. Örneğin metan için bu oran 12/14,  $CO_2$  için 12/44'dür. CV ise MJ/kg birimli ısıl değerdir. Kömür, benzin ve doğal gaz için hesaplamalar Şekil 1.15'de gösterilmiştir.



Şekil 1.15. Kömür, sıvı yakıt ve doğal gazlı yakıtlı santrallerde  $CO_2$  emisyonunun ısıl verime göre değişimi

Verim sabit kalmak şartıyla, kömür yakıtlı santraller gaz yakıtlı santrallerden 2 kat daha fazla  $CO_2$  yaymaktadır. Kömürün dünyada çok büyük miktarlarda olması dezavantaj oluşturmaktadır. Bununla birlikte, kömür yakıtlardan gaz yakıtlara geçiş için radikal çözümlere ihtiyaç vardır. Günümüz teknolojisinde üç seçenek mevcuttur. Bunlar,

- Global ölçülerde nükleer fisyon gücünün geniş ölçüde yayılması
- Yenilenebilir enerji kaynaklarının büyük bir ölçüde genişletilmesi
- Güç santrallerinde büyük miktarlardaki  $CO_2$ 'in saklanması ve depolanması (Young, 2002).

## 2. KAYNAK BİLGİSİ

De Lucia vd. (1993) gaz türbinli çevrimlerde havanın soğutulmasının, özellikle yaz aylarında atmosferik hava sıcaklığının artışıyla net gücü azaltmasından dolayı, performansı arttıracığı görüşünü savunmuşlardır. Bu çalışmada, kompresör giriş havasının soğutulmasıyla gaz türbini çevriminin gücünün arttığı, teknik ve ekonomik bakımdan avantajlar sağlandığı belirtilmiştir. Absorbsiyonlu ve mekanik soğutma yöntemlerinden en uygun olanı incelenmiştir. Sonuçlar, absorbsiyonlu soğutmalı gaz türbinli kojenerasyon sistemlerinin, diğer hava soğutmasız sistemlere nazaran daha avantajlı olduğunu kanıtlamıştır.

De Lucia vd. (1997) tarafından yapılan ortak çalışmada, gaz türbini çevrimlerinde giriş havasının soğutulmasıyla, çıkış gücünün ve verimin iyileşmesi analiz edilmiştir. Üç çeşit soğutma sistemi göz önüne alınmıştır. Buharlaşmalı soğutma sisteminin basit ve ekonomik olduğunu, fakat sadece sıcak ve kuru iklimler için uygun olacağını savunmuşlardır. Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin, farklı iklimler için uygun olacağını, ayrıca ek maliyet gerektirdiğini belirtmişlerdir. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin ise, kuruluş maliyetinin buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine göre daha az olduğunu, kurulum için daha fazla yer kapladığını savunmuşlardır.

Gallo (1997) yaptığı çalışmada, nemli hava türbini çevrimlerini (HAT çevrimi), basit gaz türbini, ara soğutmalı rejeneratörlü gaz türbini, buhar enjeksiyonlu gaz türbini çevrimlerine (STIG çevrimi) göre mukayese etmiştir. Kıyaslamaları tayin etmek için, suyun özelliklerine ve tüketimine ihtiyaç duyulmuştur. Her bir çevrimin verimi ve özgül güç üretiminde, çevrimin karmaşıklığı, özgül emisyonlar ve su gereksinimleri önem kazanmıştır. Bu çalışmada, her bir çevrimin uygulanabilirliğinde, güç santralının büyüklüğü ve gaz türbininin çalışma parametreleri olan basınç oranı, türbin giriş sıcaklığı ve çalışma profili hesaba katılmıştır.

Kim vd. (2000) çalışmalarında, nemli hava türbini çevrimlerinde (HAT çevrimi) çevre şartlarının performans üzerine etkilerini, basit ve kombine çevrimlere göre kıyas etmişlerdir.

Bassily (2001) yaptığı çalışmada, kompresör girişinde ve çıkışında su enjeksiyonu uygulamasıyla gaz türbini çevrimlerinin hem veriminin hem de gücünün arttığını savunmuştur. Bu çalışmada, 4 farklı rejeneratörlü gaz türbini çevrimi incelenmiştir. Türbin giriş sıcaklığının, çevre sıcaklığının ve bağıl nemin, 4 çevrimin performansı üzerine etkileri araştırılmıştır. Rejeneratörlü çevrimde, optimum basınç oranlarında türbin giriş sıcaklığının her 100 K artışında ısı verim %0.45, buharlaşmalı son soğutmalı rejeneratörlü çevrimlerde ise ısı verim %1.4 artmıştır. Sonuçlar ayrıca, giriş havasının buharlaşmalı soğutulmasıyla verimin %3.2'ye kadar, buharlaşmalı son soğutmayla ise gücün %110, verimin ise %16'ya kadar arttırdığını göstermiştir.

Kolev vd. (2001) yaptıkları ortak çalışmada, yeni bir sistem ortaya koymuşlardır. Bu sistem, ısıtma sistemli bölgeler için etkili bir gaz-buhar türbini sistemidir. Sistem, var olan kombine sistemlere benzemekte olup, bir gaz türbini, bir atık ısı kazanı ve bir buhar türbininden oluşmaktadır. Bu sistemde kayda değer bir şekilde termodinamiksel verimde bir artış, maliyette ise azalma görülmektedir. Bu çalışmada; bir türbinde, gaz ve buharın eş zamanlı olarak genişlemesi, aynı zamanda atık gazlardan yoğunlaşan ısıyla, düşük ısı değerler baz alınarak, termodinamiksel verimin %108.7'ye yükseldiği gözlemlenmiştir.

Amell vd. (2002) yaptıkları ortak çalışmada, Kolombiya'da kurulan gaz türbinli güç santralinde, bağıl nemin ısı yükü üzerine etkilerini incelemişlerdir. Bu çalışmada sonuçlar, bu yöredeki bağıl nemin diğer merkezlere göre 1.5-1.9 kat daha yüksek olduğunu, ortalama bağıl nemin ise %30 civarında olduğunu göstermiştir.

Bolattürk vd. (2003) yaptıkları çalışmada, kompresör giriş havasının soğutulmasının, gaz türbinli çevrimlerde hem verimi hem de gücü iyileştirdiğini savunmuşlardır. Bu çalışmada, rejeneratörlü gaz türbinli çevrimin iki farklı durumu incelenmiştir. Çevrimlerden birisi, kompresör girişinde buharlaşmalı soğutma uygulamasının etkilerini içermektedir. Çevre sıcaklığının, bağıl nemin ve türbin giriş sıcaklıklarının çevrimin performansı üzerine etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, türbin giriş sıcaklığındaki 200 K'lık artış, ısı verimi %4, özgül net işi %35.5



oranında arttırmıştır. Giriş havasının buharlaşmalı soğutmaya tabi tutulmasıyla da ısıl verimde %1.8-4.2, net özgül işte %0.57-1.34 oranlarında iyileşme sağlanmıştır.

Bassily (2004) yaptığı çalışmada, gaz türbinli çevrimlerde giriş havasının soğutulmasıyla hem verimin hem de gücün iyileştiğini savunmuştur. Bu çalışmada, absorpsiyonlu soğutma sistemi, model çevrim olan ara soğutmalı-ara ısıtmalı rejeneratörlü gaz türbini çevriminde tanımlanmıştır. Bu çevrimin 5 farklı konfigürasyonu incelenmiştir. Bunlar sırasıyla, girişte absorpsiyonlu soğutmalı, girişte buharlaşmalı soğutmalı, buharlaşmalı son soğutmalı, girişte absorpsiyonlu soğutmalı ve buharlaşmalı son soğutmalı gaz türbini çevrimleridir. Basınç oranı, çevre sıcaklığı, çevrenin bağıl nemi, türbin giriş sıcaklığı ve rejeneratörün etkinliğinin tüm çevrimlerin performansı üzerine etkileri incelenmiştir. Kompresör girişinde buharlaşmalı soğutma ve kademeler arasında ara soğutma uygulanmasıyla, verim %1.55 oranında artmıştır. Çevrimde, kompresör girişinde absorpsiyonlu soğutma uygulanmasıyla verim %6.6, girişte buharlaşmalı soğutma uygulamasıyla verim %3.9 iyileşme sağlanmıştır. Yine girişte absorpsiyonlu soğutma ve buharlaşmalı son soğutma uygulamasıyla çevrimin optimum verimi %3.5 artmıştır. Maksimum güç ise, %50'nin üzerinde bir oranda yükselmiştir. Bu çalışmada; türbin giriş sıcaklığı, rejeneratör ve absorpsiyonlu soğutma sisteminin kapasitesi arttıkça verimde iyileşmeler olduğu gözlemlenmiştir.

Bolattürk vd. (2004) yaptıkları çalışmada, dört farklı rejeneratörlü gaz türbini çevrimini incelemişlerdir. Bunlar sırasıyla; rejeneratörlü çevrim (R çevrimi), kompresör giriş havasına buharlaşmalı soğutmanın uygulandığı çevrim (ER çevrimi), ara soğutmalı-ara ısıtmalı çevrim (RIR çevrimi), kompresör girişinde ve kompresörler arasında buharlaşmalı soğutmanın uygulandığı ara soğutmalı-ara ısıtmalı çevrimdir (ERIR çevrimi). Bu çalışmada, çevre sıcaklığı, bağıl nem ve türbin giriş sıcaklığının yukarıdaki çevrimlerin performansı üzerine etkileri araştırılmıştır. Özellikle, ara soğutmada buharlaşmalı soğutma uygulamasının, çevrimin ısıl verimi ve özgül net gücü üzerine etkisi ortaya konmuştur. Ayrıca, buharlaşmalı soğutma uygulamasıyla, çevrimlerin optimum basınç oranlarının yanında çevrimin ısıl verimleri ve güçleri de artmaktadır. Basınç oranı 20, türbin giriş sıcaklığı 1400 K

iken, R çevrimine göre ER çevriminde ısı verim %1.5, özgül güç %4 oranlarında artarken, ERIR çevriminde %18.3 ve %122.2 oranlarında artmaktadır.

Nishida vd. (2004), rejeneratörlü buhar enjeksiyonlu gaz türbini çevrimlerini; basit, rejeneratörlü, su enjeksiyonlu ve buhar enjeksiyonlu gaz türbini çevrimlerine göre performansları bakımından kıyas etmişlerdir. Rejeneratörlü buhar enjeksiyonlu gaz türbini çevrimlerinin ısı verimlerinin, rejeneratörlü, su enjeksiyonlu ve buhar enjeksiyonlu gaz türbini çevrimlerinden daha yüksek olduğunu, rejeneratörlü çevrime göre de net güçlerinin daha fazla olduğunu savunmuşlardır. Rejeneratörlü gaz türbini çevrimlerinin maksimum verimleri için optimum basınç oranlarının nispeten düşük olduğunu ve kojenerasyon sistemlerine buhar enjeksiyonu uygulamasıyla, bu sistemlerin toplam verimlerinin %70'in üzerine çıkabileceğini belirtmişlerdir.

### 3. MATERYAL ve METOD

Bu çalışma; inceleme, araştırma ve uygulama bölümlerinden oluşmaktadır. İnceleme ve araştırma bölümünde konunun teorik altyapısı, uygulama bölümünde basit bir gaz türbinli çevrim modifiye edilerek performans analizleri yapılmıştır. Basit çevrim üzerinde buharlaşmalı soğutma ve su enjeksiyonu yapılarak, rejeneratörlü çevrim, ara soğutmalı-ara ısıtmalı çevrim, buharlaşmalı soğutmalı çevrim ve kombine çevrim performansı üzerine çevre şartlarından sıcaklık, bağıl nemin etkileri, türbin giriş sıcaklığının etkileri araştırılmıştır. Ayrıca buharlaşmalı soğutma, su enjeksiyonu, buhar enjeksiyonu gibi iyileştirmelerin enerji-çevre ilişkileri sunulmuştur.

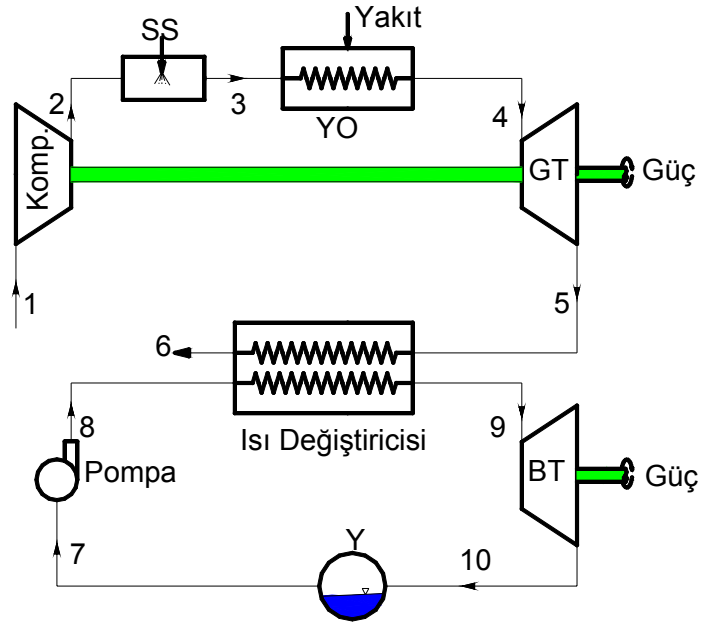
Bu çalışmada, model çevrim olarak 9 farklı gaz türbini çevrimi ele alınmıştır. Bunlar sırasıyla;

- i. Basit Çevrim
- ii. Basit rejeneratörlü çevrim
- iii. Ara soğutmalı-ara ısıtmalı rejeneratörlü çevrim
- iv. Kombine çevrim
- v. Kompresör çıkışında su enjeksiyonunun uygulandığı kombine çevrim
- vi. Kompresör girişinde buharlaşmalı soğutmanın uygulandığı rejeneratörlü çevrim
- vii. Kompresörler arasında buharlaşmalı soğutmanın uygulandığı ara soğutmalı-ara ısıtmalı rejeneratörlü çevrim
- viii. Kompresör çıkışında su enjeksiyonunun uygulandığı rejeneratörlü çevrim
- ix. Kompresör girişinde buharlaşmalı soğutmanın ve kompresör çıkışında su enjeksiyonunun uygulandığı rejeneratörlü çevrim

Bu çalışmada; çevre sıcaklığı, bağıl nem ve türbin giriş sıcaklığının yukarıdaki çevrimlerin performansı üzerine etkileri araştırılmıştır. Özellikle ara soğutmada ve kompresör girişinde buharlaşmalı soğutma; çıkışında ise su enjeksiyonu uygulamasının, çevrimin ısı verimi ve özgül net işi üzerine etkisi ortaya konmuştur.

### 3.1. KÇS Çevrimi

Şekil 3.1’de kompresör çıkışında su enjeksiyonunun uygulandığı kombine çevrimin akış şeması gösterilmiştir. Çevre havası (1), kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır (2). Yüksek basınca sahip nemli hava, soğutucuda su enjeksiyonuyla soğutulur (3). Nemlenmiş ve soğumuş hava, yanma odasında türbin giriş şartlarına getirilir (4). Türbinde düşük basınca ve sıcaklığa genişletilen nemli hava (5), ısı değiştiricisine gönderilerek üst çevrim tamamlanır. Alt çevrimde ise, pompaya 7 halinde doymuş sıvı olarak giren su, kazan basıncına sıkıştırılır (8). Isı değiştiricisinde türbinden çıkan yanma sonu gazları ile ısıtılan kızgın buhar halindeki akışkan 9 halinde buhar türbinine girerek basıncı ve sıcaklığı düşürülür. Daha sonra sabit basınçta yoğunlaştırıcuda (10) ısı veren akışkan, pompaya girerek çevrim tamamlanır.

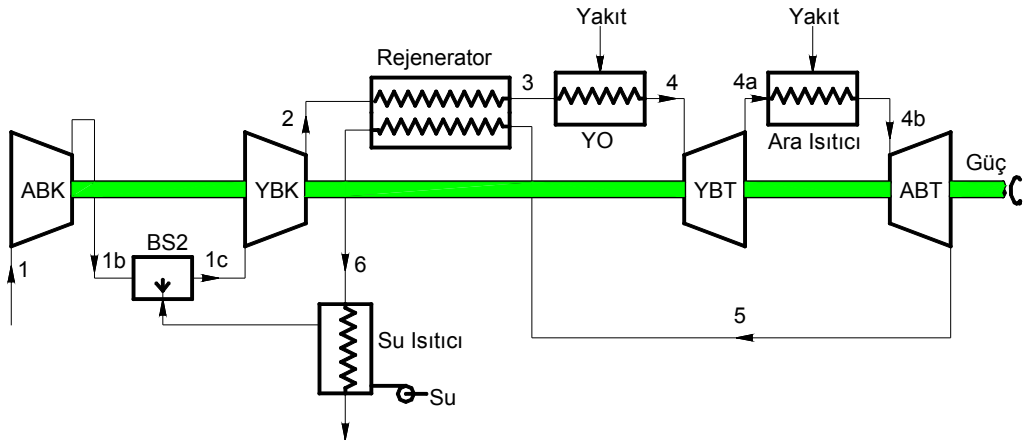


Şekil 3.1. Kompresör çıkışında su enjeksiyonunun uygulandığı kombine çevrim

### 3.2. RAB Çevrimi

Şekil 3.2’de kompresörler arasında buharlaşmalı soğutmanın uygulandığı ara soğutmalı-ara ısıtmalı rejeneratörlü gaz türbini çevrimi gösterilmiştir. Çevre havası (1), alçak basınç kompresörüne girdikten sonra buharlaşmalı soğutucuda

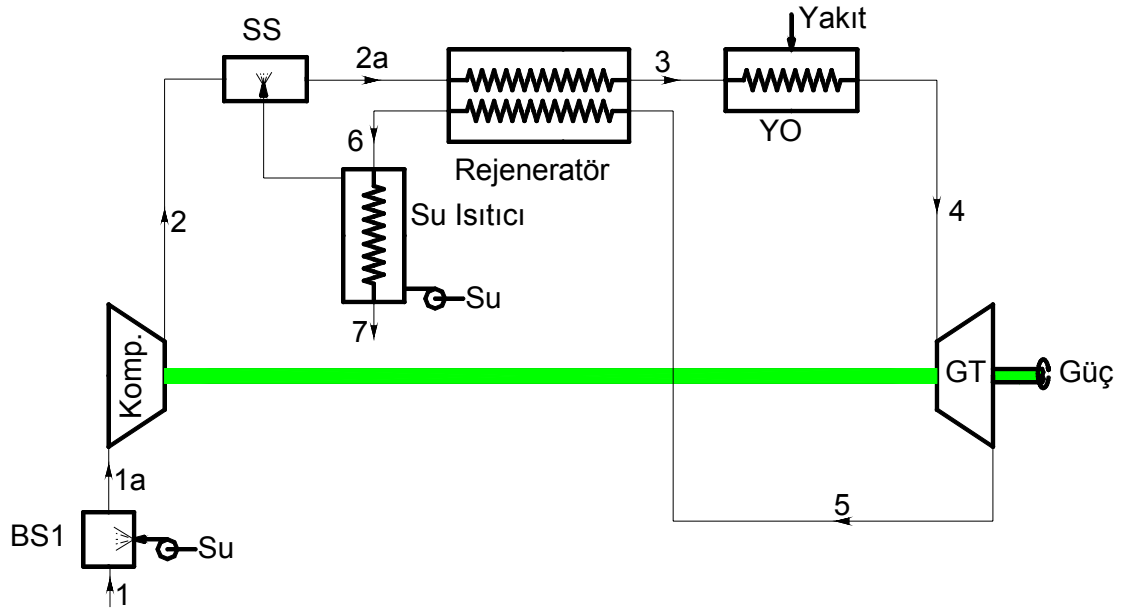
nemlendirilir ve soğutulur (1c). Nemlendirme işlemi sabit yaş termometre sıcaklığında gerçekleşmekte olup, hava nemlendiricide yaklaşık doymun hale gelir. Yüksek basınç kompresöründen çıkan nemli hava (2), rejeneratör adı verilen ters akışlı bir ısı değiştiricisinde türbinden çıkan yanma sonu gazları ile ısıtılır (3). Daha sonra nemli hava yanma odasında türbin giriş şartlarına getirilir (4). Yüksek basınç türbininden çıkan yanma sonu gazları, ara ısıtmaya tabi tutularak alçak basınç türbininden geçirilir, daha sonra rejeneratör ve su ısıtıcısına gönderilerek çevrim tamamlanır.



Şekil 3.2. Kompresörler arasında buharlaşmalı soğutmanın uygulandığı ara soğutmalı-ara ısıtmalı rejeneratörlü çevrim

### 3.3. RGBÇS Çevrimi

Şekil 3.3'de kompresör girişinde buharlaşmalı soğutma, çıkışta ise su enjeksiyonunun uygulandığı rejeneratörlü gaz türbini çevrimi gösterilmiştir. Çevre havası (1), kompresöre girmeden önce nemlendiricide nemlendirilir ve soğutulur (1a). Nemlendirme işlemi sabit yaş termometre sıcaklığında gerçekleşmekte olup, nemli hava soğutucudan hemen hemen doymun halde çıkar. Kompresörden çıkan nemli hava (2), son soğutucuda su püskürtülerek nemlendirilir ve soğutulur (2a). Rejeneratörde yanma sonu gazları ile ısıtılan nemli hava (3), yanma odasında türbin giriş şartlarına kadar ısıtılır (4). Türbinden çıkan yanma sonu gazları (5) rejeneratöre ve su ısıtıcısına gönderilerek çevrim tamamlanır.



Şekil 3.3. Kompresör girişinde buharlaşmalı soğutmanın ve kompresör çıkışında su enjeksiyonunun uygulandığı rejeneratörlü çevrim (Bassily, 2001)

### 3.4. EES (Engineering Equation Solver) Programı

EES (Engineering Equation Solver), lineer ya da lineer olmayan, cebirsel veya diferansiyel denklemleri sayısal olarak çözümleyen bir programdır. Program, geniş bir kütüphanesel yapı özelliğine sahip olup, matematiksel fonksiyonların yanında özellikle termodinamik özellik fonksiyonlarını kapsar ve kullanıcının ek özellik verisi eklemesine izin verir. Diğer yazılım programlarından farklı olarak, EES termodinamik problemleri çözmez, sadece kullanıcı tarafından yazılan denklemleri çözmektedir. Bunun sonucu olarak, kullanıcı problemi anlamak ve formülize etmek için, fiziksel yasa ve bağıntıları uygulamak zorundadır (Çengel, 2002).

EES programı yardımıyla, termodinamik özellikler tablolar kullanılmadan bulunabilmekte, bir problem çözümünde yapılan bütün hesaplamalar yapılabilmekte ve ayrıca parametrik analiz ve optimizasyon uygulamaları yapılabilmektedir.

Bu program vasıtasıyla, su, hava, nemli hava, çeşitli gazlar ve birçok soğutucu akışkan için iç enerji, entalpi, entropi, özgül ısı, nem oranı gibi termodinamik ve

psikrometrik özellikler hesaplanabilmektedir. Ayrıca birçok termodinamik özellik fonksiyonunun içerisinde yerleştirildiği bu programda ayrıca birçok matematiksel fonksiyon da bulunmaktadır. Temelde bir denklem çözücü olan bu programa çok sayıda denklem herhangi bir sırayla girilebilir ve denklem sayısı ile bilinmeyen sayısı aynı olduğu sürece çözüm tek bir dokunuşla elde edilebilir. Program yardımıyla belli değişkenlere farklı değerler verilerek belli sonuçların nasıl değiştiği tablosal olarak ve diyagramlar yardımıyla gösterilebilir (Kanoğlu, 2003).

### 3.5. Çevrimlerin Termodinamik Analizi

Çevrimin her bir noktasındaki nemli havanın termodinamik özellikleri EES paket programı yardımıyla hesaplanmıştır.

#### 3.5.1. Kabuller

- Kompresör girişinde ve kompresörler arasındaki nemlendirme işlemleri sabit yaş termometre sıcaklığında gerçekleşmiştir.
- Nemlendiricideki basınç düşmesi ihmal edilmiştir.
- Nemlendiriciden çıkan nemli havanın izafi rutubeti %98
- Rejeneratördeki basınç düşmesi %3
- Rejeneratör etkinliği %85
- Kompresör izentropik verimi %88

olarak alınmıştır.

#### 3.5.2. Kompresör

Kompresörden çıkan havanın ideal sıcaklığı,  $T_{hçi}$ , aşağıdaki izentropik bağıntı,

$$T_{hçi} = T_{hg} r_p^{(k_k - 1)/k_k} \quad (3.1)$$

şeklindedir. Burada  $k_k$  özgül ısıların oranı olup,

$$k_k = \frac{C_{pk}}{C_{vk}} \quad (3.2)$$

ile tanımlıdır.

Özgül ısı bağıntıları  $C_{pk}$  ve  $C_{vk}$  (Bassily, 2001),

$$C_{pk} = \frac{1}{w_{hg} + 1} (C_{ph} + w_{hg} C_{psu}) \quad (3.3)$$

$$C_{vk} = \frac{1}{w_{hg} + 1} (C_{vh} + w_{hg} C_{vsu}) \quad (3.4)$$

ile hesaplanır. Burada  $C_{ph}$  ve  $C_{vh}$  sırasıyla, sabit basınçta ve sabit hacimdeki kuru havanın özgül ısıları olup,  $T_{ort}$  ortalama sıcaklık olmak üzere (Bassily, 2001),

$$C_{ph} = \frac{8.314}{28.97} (3.653 - 1.337 \times 10^{-3} T_{ort} + 3.29410^{-6} T_{ort}^2 - 1.913 \times 10^{-9} T_{ort}^3 + 2.763 \times 10^{-13} T_{ort}^4) \quad (3.5)$$

$$C_{vh} = C_{ph} - 0.287 \quad (3.6)$$

bağıntılarıyla hesaplanır.  $C_{psu}$  ve  $C_{vsu}$  ise sırasıyla, sabit basınçta ve sabit hacimdeki su buharının özgül ısılarıdır. Bunlar da benzer şekilde (Bassily, 2001),

$$C_{psu} = \frac{8.314}{18.02} (4.07 - 1.108 \times 10^{-3} T_{ort} + 4.152 \times 10^{-6} T_{ort}^2 - 2.964 \times 10^{-9} T_{ort}^3 + 8.07 \times 10^{-13} T_{ort}^4) \quad (3.7)$$



$$C_{v_{su}} = C_{p_{su}} - 0.4614 \quad (3.8)$$

ifadeleriyle tanımlanabilir. Kompresör çıkışındaki havanın entalpisi ve sıcaklığı, aşağıdaki kompresörün izentropik veriminden hesaplanabilmektedir.

$$h_{hç} = \frac{h_{hçi} - h_{hg}}{\eta_k} + h_{hg} \quad (3.9)$$

### 3.5.3. Gaz Türbini

Türbinden çıkan nemli havanın ideal sıcaklığı izentropik bağıntı olan,

$$T_{hçi} = T_{hg} r_{p_t}^{(k_t - 1)/k_t} \quad (3.10)$$

ile hesaplanmıştır.

Türbinden çıkan nemli havanın sıcaklığı ise, türbin izentropik verim ifadesi,

$$h_{hç} = h_{hg} - \eta_t (h_{hg} - h_{hçi}) \quad (3.11)$$

tarafından bulunabilir.

Gaz türbininin izentropik verimi; (3.12) no'lu denklemlerle hesaplanmıştır (Najjar, 1996).

$$\eta_t = 1 - \left(0.03 + \frac{r_{p_t} - 1}{180}\right) \quad (3.12)$$

ile tanımlı olup,  $r_{p_t}$  türbin basınç oranıdır.

### 3.5.4. Nemlendiriciler

Nemlendiricide nemlendirme işleminin sabit basınçta, adyabatik olarak gerçekleştiği kabul edilerek enerji bilançosu termodinamiğin birinci yasasına göre,

$$\dot{m}_{hg} h_{hg} + \dot{m}_{su} h_{su} = \dot{m}_{hç} h_{hç} \quad (3.13)$$

şeklinde yazılabilir. Burada g ve ç indisleri sırasıyla giriş ve çıkışı simgelemektedir. Nemlendirme işleminde havanın aldığı nem miktarı ise,

$$\dot{m}_{hg} w_{hg} + \dot{m}_{su} = \dot{m}_{hç} w_{hç} \quad (3.14)$$

bağıntısıyla elde edilir.

Nemlendiriciden çıkan nemli havanın özgül rutubeti; nemli havanın basıncının ( $P_{hç}$ ), sıcaklığının ( $T_{hç}$ ), bağıl nem ( $\Phi_{hç}$ ) bir fonksiyonu olarak EES programı yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$w_{hç} = w(T_{hç}, P_{hç}, \Phi_{hç}) \quad (3.15)$$

Nemlendirici çıkışında havanın entalpisi ise  $w_{hç}$ ,  $T_{hç}$  ve  $P_{hç}$ 'in bir fonksiyonu olarak hesaplanmıştır.

$$h_{hç} = h(w_{hç}, T_{hç}, P_{hç}) \quad (3.16)$$

### 3.5.5. Isı Değiştiricisi (Rejeneratör)

Rejeneratörün etkinliği, özgül ısıları oda sıcaklığında sabit kabul ederek,

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_h C_{ph} (T_{h\check{c}} - T_{hg})}{\dot{m}_h C_{ph} (T_{gg} - T_{hg})} = \frac{T_{h\check{c}} - T_{hg}}{T_{gg} - T_{hg}} \quad (3.17)$$

şeklinde yazılabilir.

Rejeneratör ters akışlı bir ısı eşanjörü olup, enerjinin korunumu ilkesi uygulandığında,

$$\dot{m}_a (h_{h\check{c}} - h_{hg}) = \dot{m}_g (h_{gg} - h_{g\check{c}}) \quad (3.18)$$

bağıntısı elde edilir. Burada  $\dot{m}_a$  giren nemli hava kütlelerini,  $\dot{m}_g$  yanma sonucu gazlarının çıkışını temsil etmektedir.

Rejeneratördeki hava ve atık gazlar için basınç düşmesinin %3 olduğu kabul edilerek,

$$P_{h\check{c}} = 0.97P_{hg} \quad (3.19)$$

$$P_{g\check{c}} = 0.97P_{gg} \quad (3.20)$$

yazılabilir.

Nemli havanın özgül rutubeti, kompresör, rejeneratör ve türbin giriş ve çıkışlarında aynı kalmakta olup,

$$W_{hg} = W_{h\check{c}} \quad (3.21)$$

bağıntısı geçerlidir.

Kompresör, türbin ve rejeneratörde, nemli hava ve yanma sonu gazlarının entalpisi; basınç, sıcaklık ve özgül nemin fonksiyonu olarak,

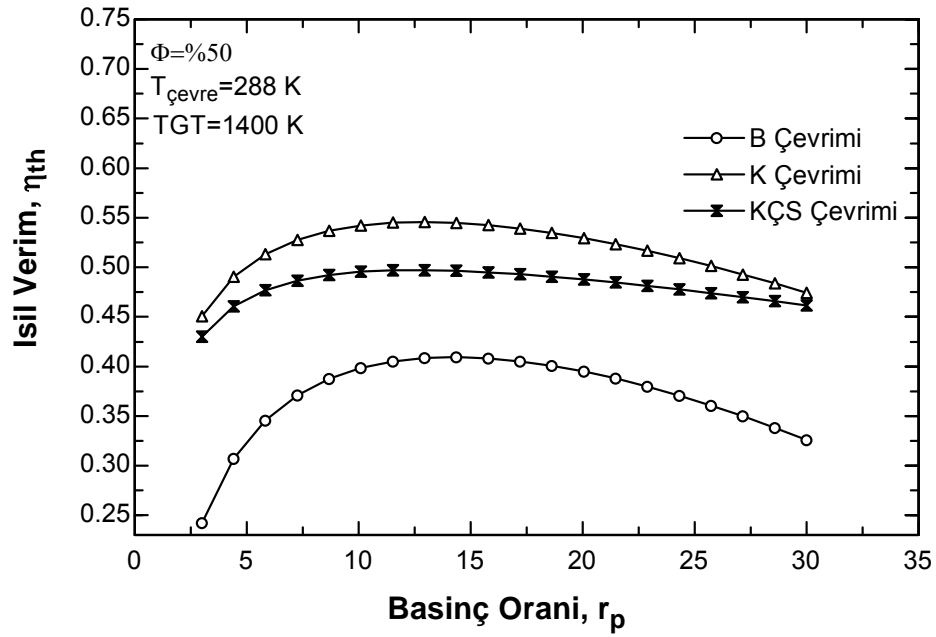
$$h = h(P, T, w) \quad (3.22)$$

ifadesi ile EES programı yardımıyla hesaplanmıştır.

## 4. BULGULAR

Basit çevrim üzerinde iyileştirmeler yapılarak, rejeneratörlü, ara soğutmalı-ara ısıtmalı ve kombine çevrimlerde, buharlaşmalı soğutma ve su enjeksiyonu uygulamasıyla aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

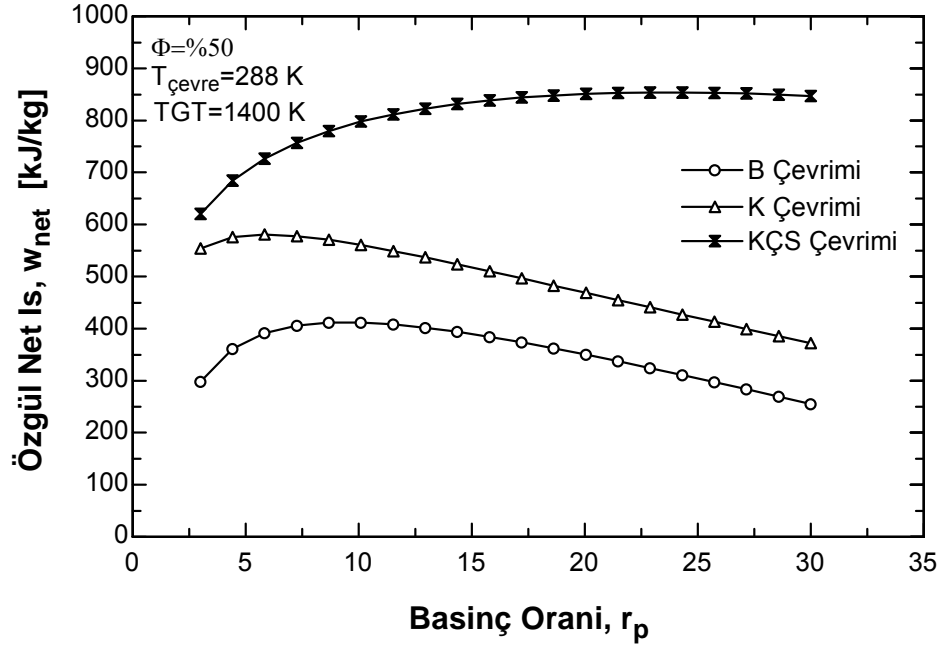
### 4.1. Buharlaşmalı ve Su Enjeksiyonlu Soğutmanın Etkisi



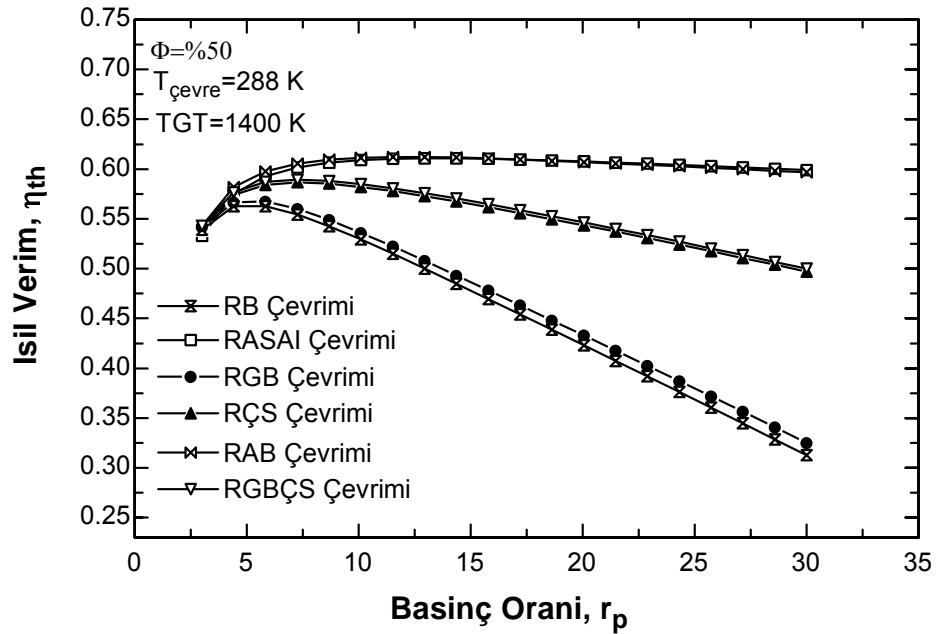
Şekil 4.1. Basınç oranının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi

Şekil 4.1'de B, K ve KÇS çevrimlerinde basınç oranının ısı verime etkisi gösterilmiştir. K çevriminin  $r_p=12.82$ , KÇS çevriminin ise  $r_p=12.55$  değerinde ısı verim maksimumuna erişmiştir.  $r_p=14.18$  değerinde K çevriminde ısı verim %54.48 iken, KÇS çevriminde %49.65 olarak belirlenmiştir. Basit çevrime bir alt buhar çevrimi eklenmesiyle, ısı verim aynı basınç oranında %13.5 oranında artmıştır. Kombine çevrimde kompresör çıkışında su enjeksiyonu ile ısı veriminde %4-5 civarında düşüş gözlemlenmiştir. Bu düşüşün nedeni, su enjeksiyonunun yanma odasına giren havanın sıcaklığını düşürmesi, nemli havanın özgül ısısının artmasıyla açıklanabilir. Buna karşılık artan kütleli debiyle türbinden elde edilen iş artmaktadır (Şekil 4.2).  $r_p$  arttıkça B ve K çevrimlerinde özgül net iş azalırken KÇS çevriminde

artmaktadır.  $r_p=30$  değerinde KÇS çevrimindeki iş artışı K çevrimine göre %127.74 oranında gerçekleşmiştir.



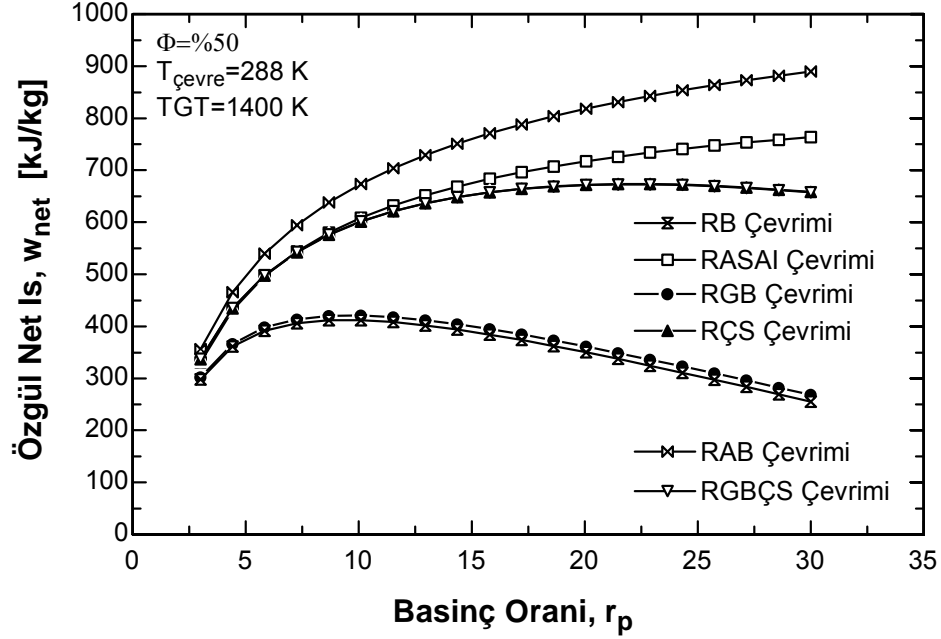
Şekil 4.2. Basınç oranının çevrimlerin özgül net işleri üzerine etkisi



Şekil 4.3. Basınç oranının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi

Şekil 4.3'de basınç oranının diğer çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi görülmektedir. Isıl verimde optimum basınç oranına kadar artmakta, daha sonraki

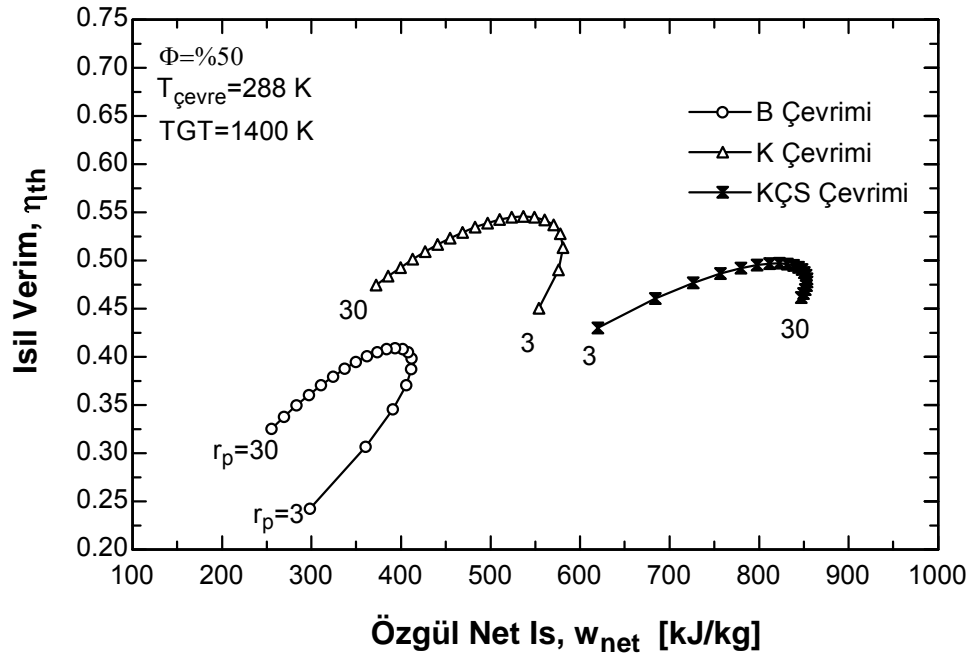
basınç oranlarından sonra düşmektedir. Bu düşüş RASAI ve RAB çevrimlerinde çok az gerçekleşmiştir. Bunu, kademeli mekanik ara soğutmanın veya buharlaşmalı soğutmanın kompresör işini azaltmasıyla açıklayabiliriz.  $r_p=5.18$  değerinde RB ve RGB çevrimlerinde ısı verim maksimumuna ulaşmıştır. RAB çevrimi için optimum basınç oranı  $r_p=12$ , RÇS ve RGBÇS çevrimleri için ise  $r_p=7.364$  olarak bulunmuştur.



Şekil 4.4. Basınç oranının çevrimlerin özgül net işleri üzerine etkisi

Kompresör girişinde buharlaşmalı soğutma uygulamasıyla (RGB çevrimi), ısı veriminde RB çevrimine göre %1 iyileşme sağlanmıştır. Bu iyileşmeyi, kompresör giriş havasının düşük bir sıcaklığa soğutulmasına bağlayabiliriz. Kompresör giriş havasının soğutulmasıyla, kompresör işi azalmakta ve ısı veriminde iyileşme sağlanmaktadır. RÇS ve RGBÇS çevrimlerinde de benzer değişimler görülmüştür. Basınç oranının yükselmesiyle, kompresör işi ve kompresör çıkışındaki sıcaklık artmaktadır. Isı değiştiricisi girişinde ve kompresörler arasında daha fazla su ilavesi gerekmektedir. Böylece artan su miktarı, havanın kütleli debisini dolayısıyla, çevrimin net işini arttırmıştır.  $r_p=20$  değeri için, RB çevrimine göre ısı veriminde, RÇS çevriminde %12, RGBÇS çevriminde ise %12.5 dolayında bir artış gözlemlenmiştir. RB çevrimine göre, RAB çevriminde ısı verimindeki artış  $r_p=20$  değerinde yaklaşık %18 civarındadır. Mekanik soğutmalı RASAI çevrimi ile

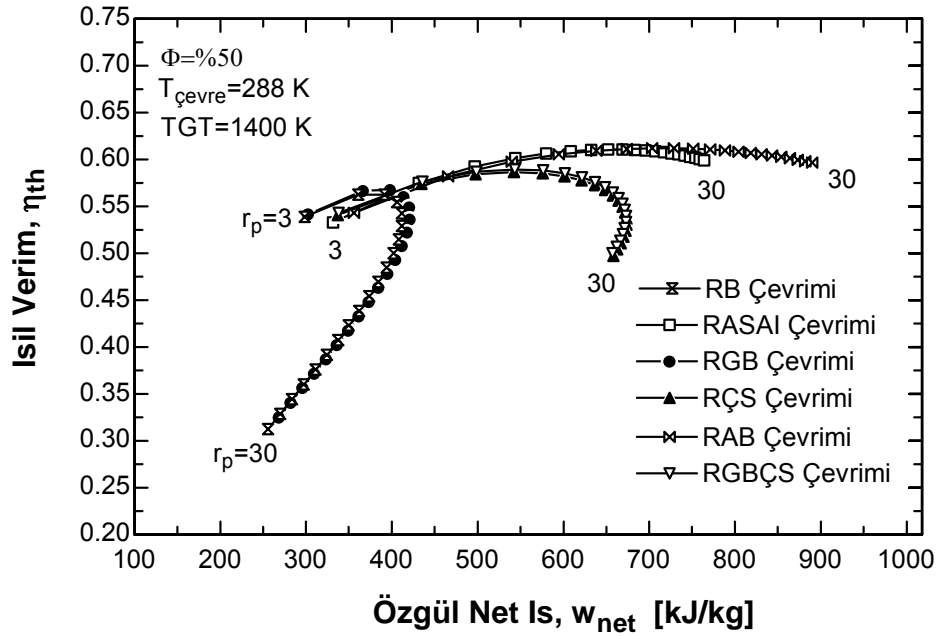
buharlaşmalı soğutmalı RAB çevriminde ısı verimleri benzer değişimler göstermiştir. Buna karşılık RAB çevriminde daha yüksek özgül net iş elde edilmektedir (Şekil 4.4). RAB çevrimindeki buharlaşmalı ara soğutmanın mekanik basitliği, ekonomik olması, daha az yakıtla istenilen güce ulaşılması önemli bir avantajdır. Nemli havanın yanma sonunda  $\text{NO}_x$  emisyonlarını azaltması, düşük yakıt miktarının çevreye verdiği kirlilik göz önüne alındığında RAB çevriminin önemi daha iyi ortaya çıkmaktadır.



Şekil 4.5. Çeşitli basınç oranlarında çevrimlerin ısı verimlerinin özgül net işe göre değişimi

Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da çeşitli basınç oranlarında, model çevrimlerin net işlerine göre ısı verimlerinin değişimi gösterilmiştir. Diyagramlardan da görüleceği üzere, buharlaşmalı soğutma ve su enjeksiyonu uygulamasının yapıldığı çevrimlerde optimum ısı verime yakın değerlerinde daha yüksek net işler elde edilmektedir.  $r_p=20$  değerinde, B çevrimine göre K çevrimindeki artış %34, KÇS çevriminde %143, K çevrimine göre KÇS çevrimindeki artış ise %81.4 olarak gerçekleşmiştir. RB çevrimine göre, RGBÇS çevriminde %92, RASAI çevriminde %105, RAB çevriminde ise %133.8 oranında gerçekleşmiştir. Artan basınç oranıyla diğer çevrimlerin tersine RAB ve RASAI çevrimlerindeki özgül net iş artışı çok daha yüksek değerlere ulaşmaktadır.



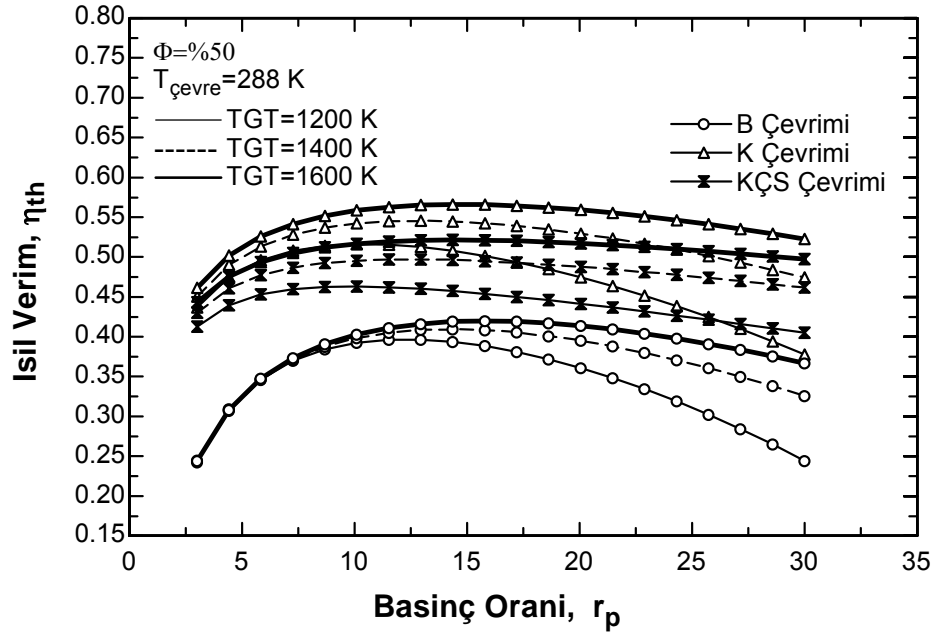


Şekil 4.6. Çeşitli basınç oranlarında çevrimlerin ısı verimlerinin özgül net işe göre değişimi

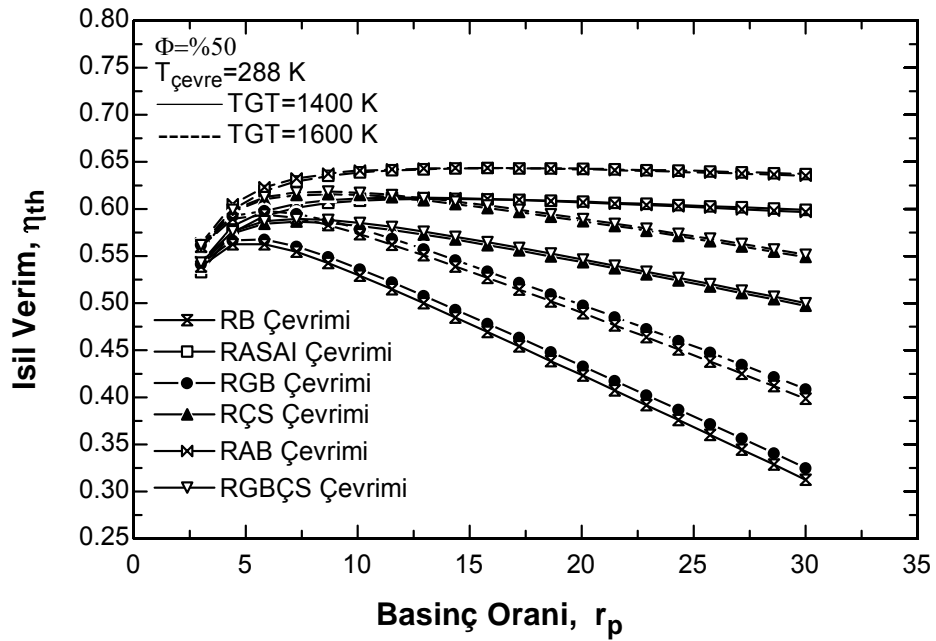
#### 4.2. Türbin Giriş Sıcaklığının Etkisi

Şekil 4.7 ve 4.8’de ise türbin giriş sıcaklıkları için model çevrimlerin karakteristik eğrileri görülmektedir. TGT arttıkça, çevrime ısı verilen ortalama sıcaklık ve türbinden geçen akışkanın entalpi farkları artmaktadır. TGT sıcaklığının artışıyla, optimum basınç oranlarında belirgin bir artış görülmektedir. Optimum basınç oranlarındaki artış, ara soğutmalı-ara ısıtmalı çevrimlerde daha net bir şekilde görülmektedir. TGT sıcaklığının artışından dolayı, optimum basınç oranlarından sonra ısı verimlerdeki düşme eğilimi azalmaktadır. B çevrimine göre, K çevrimindeki ısı verim artışı TGT=1200 K, 1400 K, 1600 K değerleri için sırasıyla %12, %14, %15, KÇS çevriminde ise %10.5, %10.8, %11.2 olarak gerçekleşmektedir ( $r_p=24$ ).

RB çevrimine göre ise, RGBÇS çevrimindeki ısı verim artışı TGT=1400 K, 1600 K değerleri için sırasıyla %15, %12.3 olarak olmaktadır ( $r_p=24$ ).

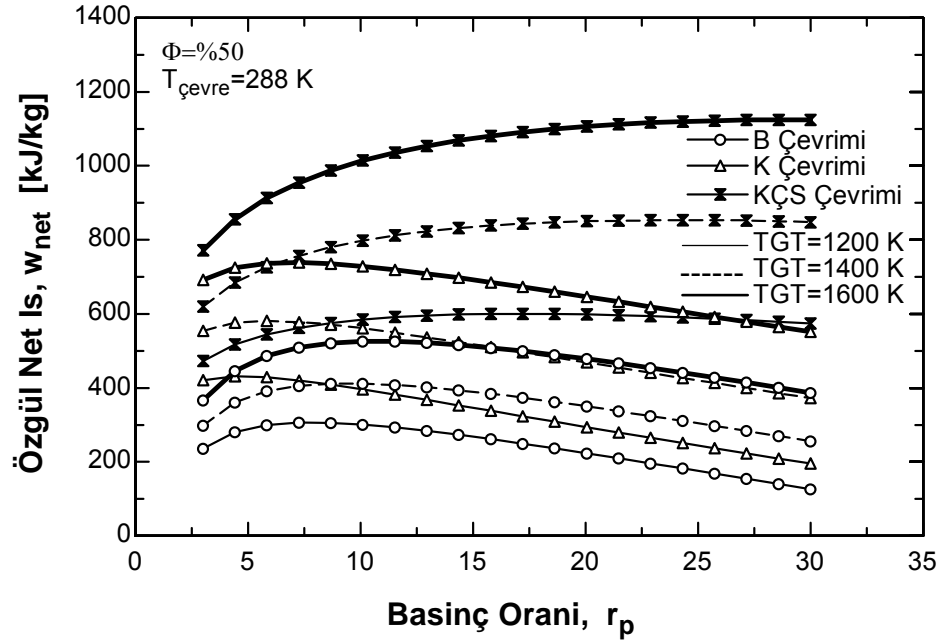


Şekil 4.7. TGT ve basınç oranının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkileri

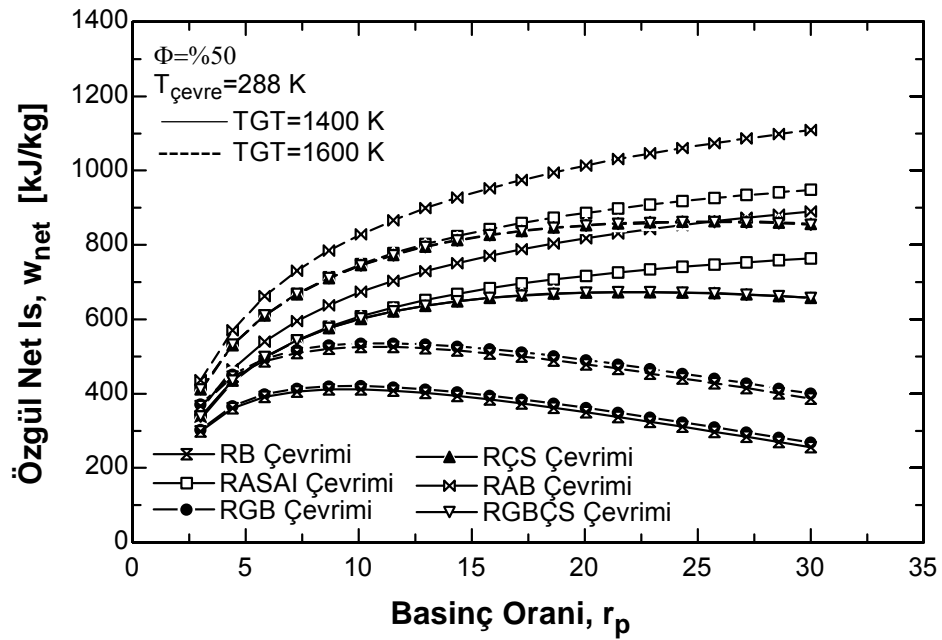


Şekil 4.8. TGT ve basınç oranının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkileri

Şekil 4.9 ve Şekil 4.10' da benzer değişimler görülmektedir. TGT sıcaklığının artmasıyla çevrimlerde daha çok net iş elde edilmiştir.



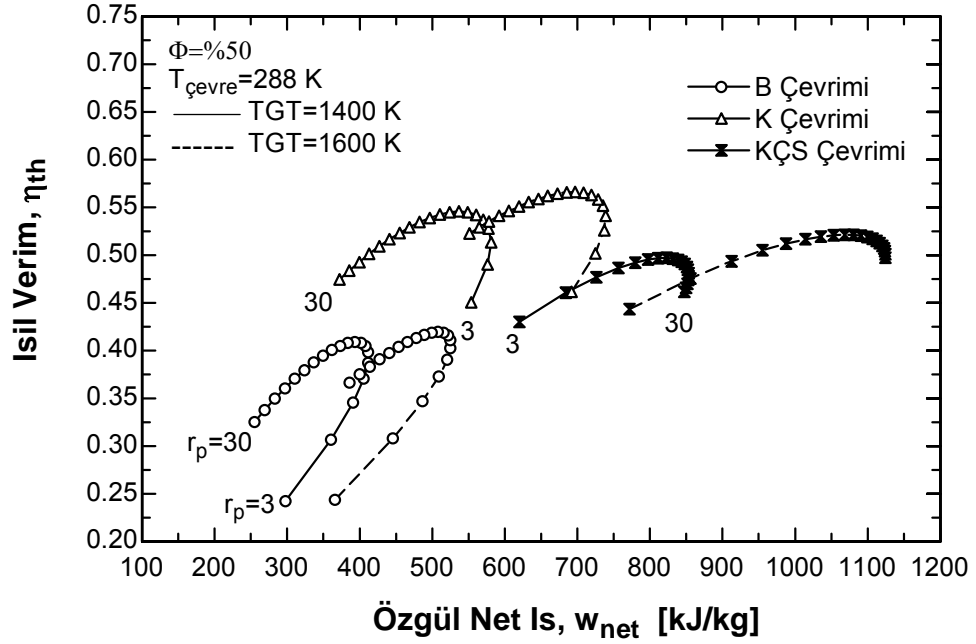
Şekil 4.9. TGT ve basınç oranının çevrimlerin özgül net işleri üzerine etkileri



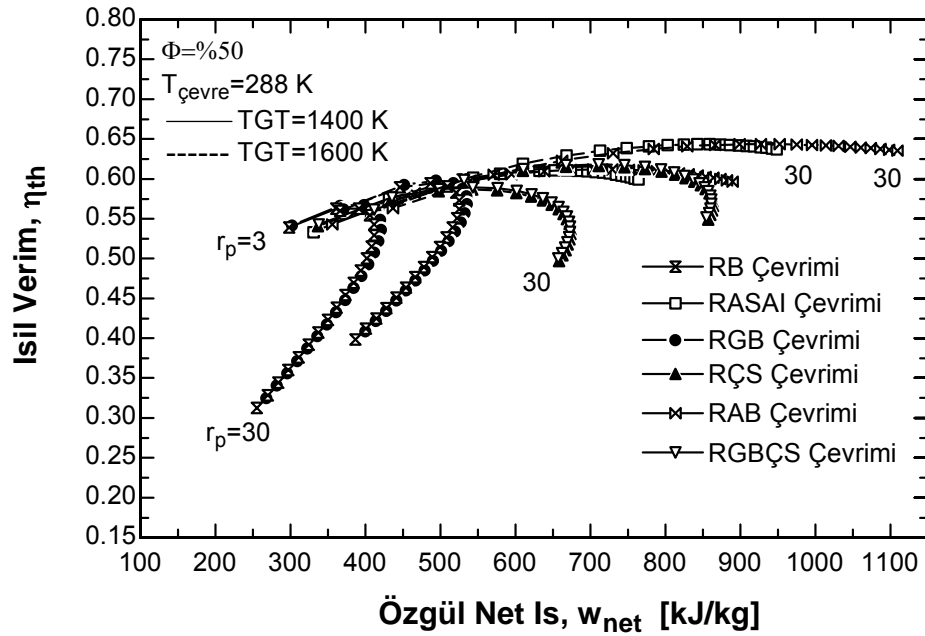
Şekil 4.10. Çeşitli TGT ve basınç oranlarında ısıl verimin özgül net işe göre değişimi

Şekil 4.11 ve Şekil 4.12'de TGT=1400 K ve 1600 K için net işin ısıl verime göre değişimi görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığının artmasıyla, çevrimlerin ısıl verimleri ve özgül net işleri artmaktadır. Artan basınç oranıyla su enjeksiyonlu kombine çevrim olan KÇS çevrimindeki ısıl verim ve net özgül iş artışı daha iyi

olmaktadır.  $r_p=30$  değerinde K ve KÇS çevrimlerinde ısı verim sırasıyla %47 ve %48 iken, özgül net iş 550 kJ/kg ve 1125 kJ/kg değerini almaktadır (TGT=1600 K).



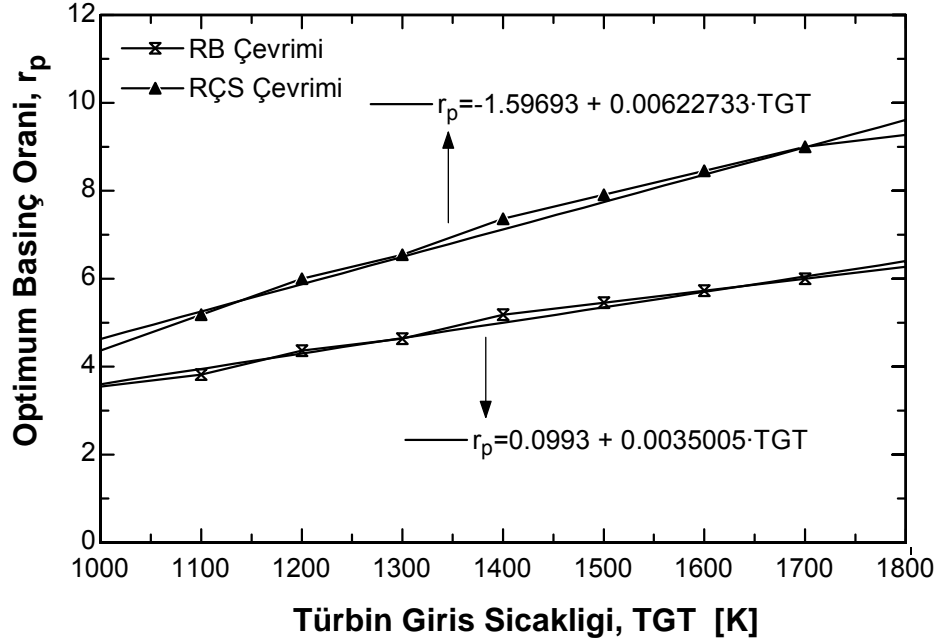
Şekil 4.11. Çeşitli TGT ve basınç oranlarında ısı veriminin özgül net işe göre değişimi



Şekil 4.12. Çeşitli TGT ve basınç oranlarında ısı veriminin özgül net işe göre değişimi

Şekil 4.12'de görüleceği üzere, artan  $r_p$  ve TGT sıcaklığı ile en fazla gücün kompresörler arasında buharlaşmalı soğutmanın uygulandığı RAB çevriminde elde

edildiği görülmektedir. TGT=1600 K için, net işteki artış, B çevrimine göre K çevriminde %37, KÇS çevriminde ise %154 olarak gerçekleşmiştir. Aynı sıcaklık değeri için, RB çevrimine göre RAB çevriminde %140.5, RGBÇS çevriminde ise %95 oranında net işte artış gerçekleşmiştir ( $r_p=24$ ).



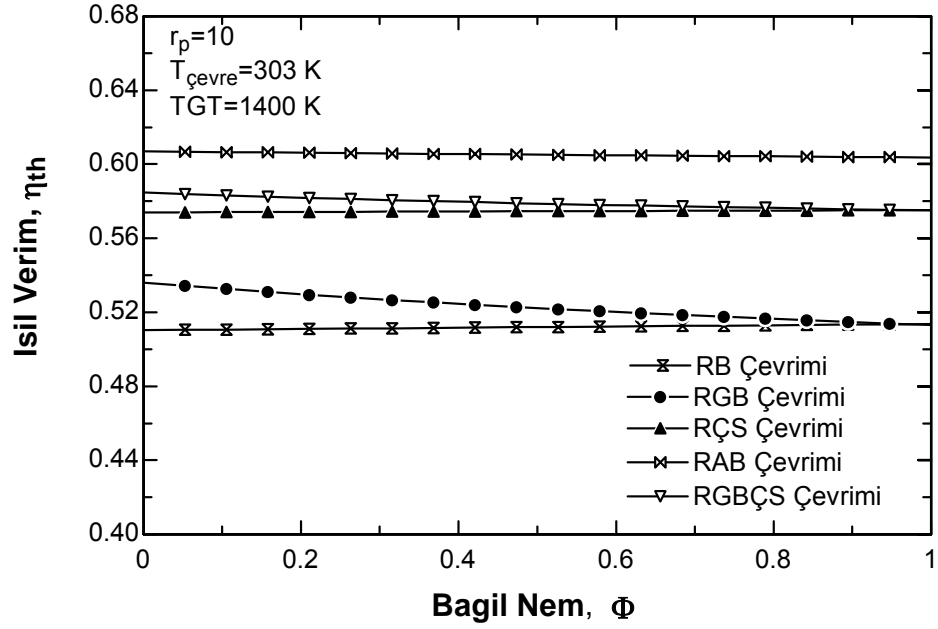
Şekil 4.13. RB ve RÇS çevrimleri için TGT sıcaklığının optimum basınç oranına etkisi

Şekil 4.13'de RB ve RÇS çevrimlerinin TGT sıcaklıklarına göre optimum basınç oranlarındaki değişimi gösterilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının artmasıyla, optimum basınç oranlarında lineer olarak bir artış gözlemlenmiştir. RB çevriminde, türbin giriş sıcaklığının her 100 K artışı için, optimum basınç oranı ortalama 0.55 değerinde, RÇS çevriminde ise yaklaşık 0.82 değerinde arttığı gözlemlenmiştir.

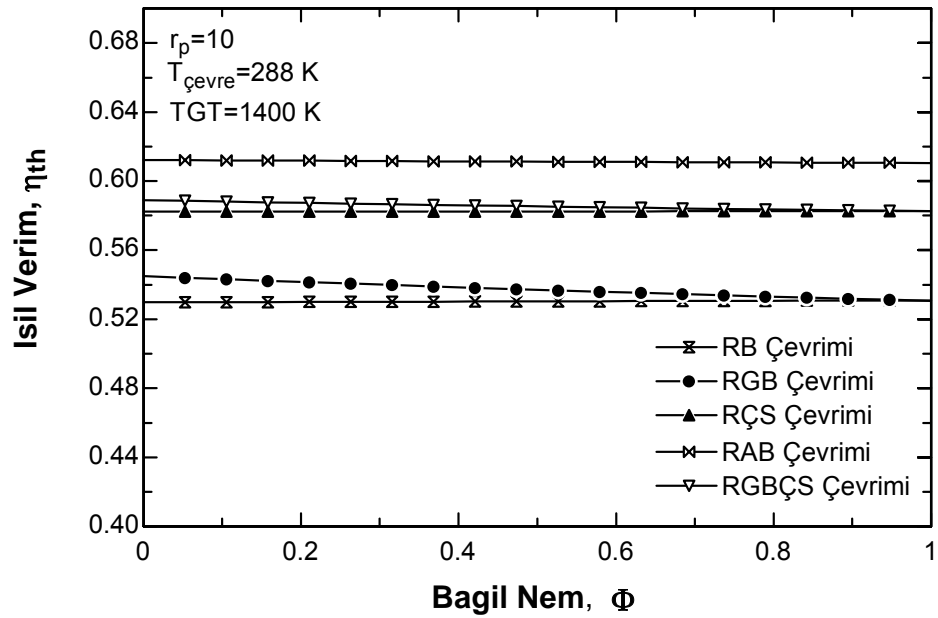
### 4.3. Bağıl Nemin Etkisi

Bağıl nem havanın doygunluk durumunu belirten büyüklük olup, buharlaşmalı soğutmada önemli bir parametredir. Şekil 4.14 ve Şekil 4.15'de çevre havasının bağıl neminin, çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi gösterilmiştir. Şekillerden de görüleceği üzere, bağıl nemin artmasıyla RB, RÇS ve RAB çevrimlerinde ısı

verimlerde değişim görülmemektedir. Çünkü bağıl nemin değişimi girişte nemlendirmeyi etkilemektedir.



Şekil 4.14. Bağıl nemin çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi ( $T_{\text{çevre}}=303\text{ K}$ )



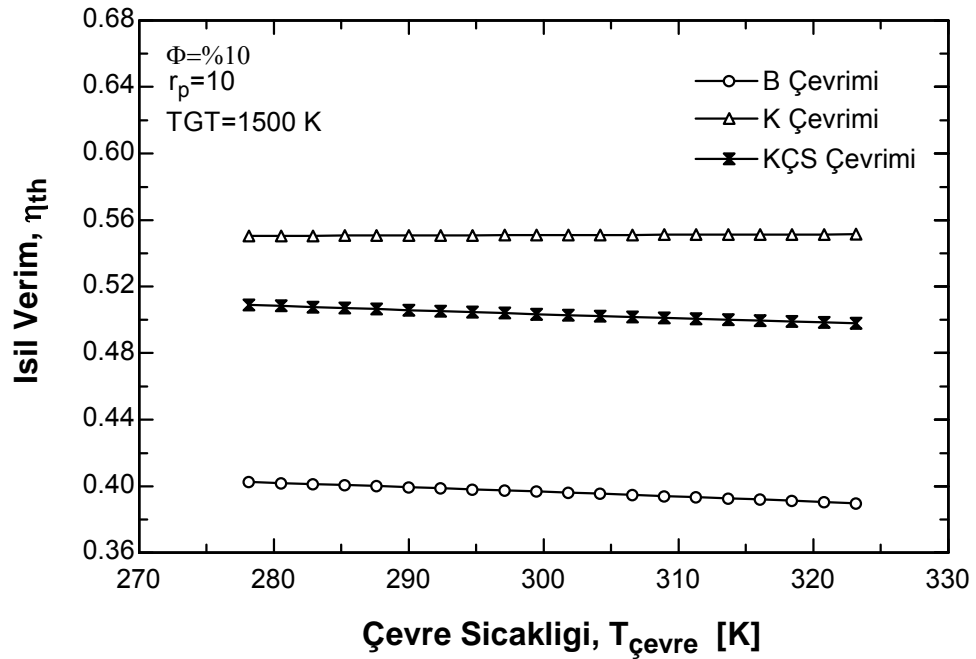
Şekil 4.15. Bağıl nemin çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi ( $T_{\text{çevre}}=288\text{ K}$ )

Bağıl nemin artması, giriş havasının yaş termometre sıcaklığını arttırmakta olup, buharlaşmalı soğutmanın etkisini azaltmaktadır. Kompresör giriş havası doğun hale

yaklaştıkça, kompresör giriş sıcaklığı yüksek, ayrıca kompresör çıkışındaki havayı doymuş hale getirecek nem miktarı azalacaktır. Sonuçta, kompresör işi artacak, nemli havanın debisindeki azalmadan dolayı, rejeneratör ve türbinden geçen gazın faydalı etkilerinde düşme meydana gelecektir. Bağıl nemin çok düşük olduğu yerlerde, kompresör giriş havasına buharlaşmalı soğutma uygulamasıyla  $T_{\text{çevre}}=303$  K için, RB çevriminin ısı veriminde %2.39, RGBÇS çevriminde ise %7.35 oranında iyileşme sağlanmaktadır (Şekil 4.14). Bu iyileşme  $T_{\text{çevre}}=288$  K için, sırasıyla %1.48 ve %5.94 oranında gerçekleşmektedir (Şekil 4.15).

#### 4.4. Çevre Sıcaklığının Etkisi

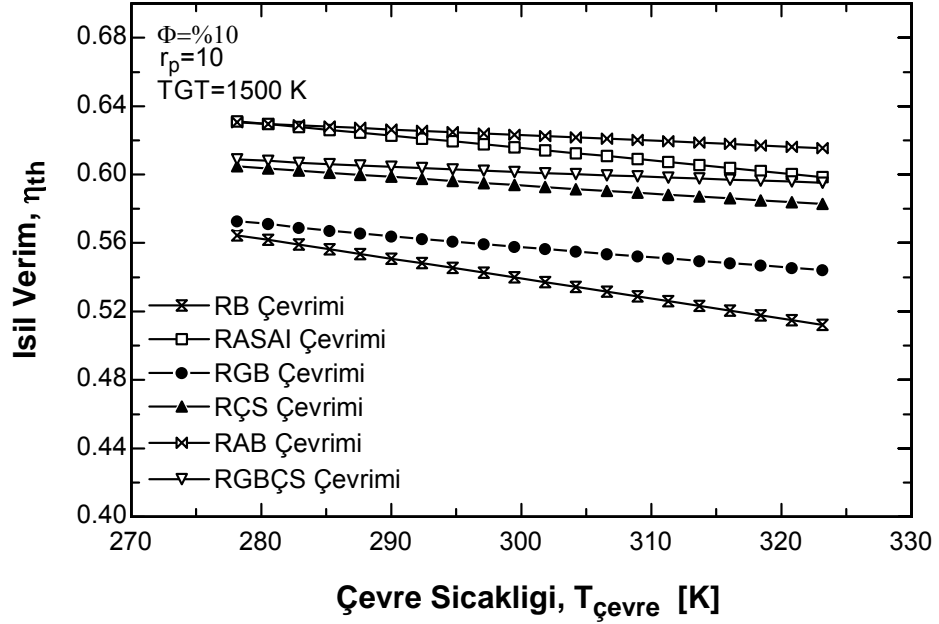
Şekil 4.16 ve Şekil 4.17’de  $RH=\%10$ ,  $r_p=10$ ,  $TGT=1500$  K için çevre sıcaklığının tüm çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkileri görülmektedir. K çevrimi dışında tüm çevrimlerde çevre sıcaklığının artmasıyla, kompresör işinde artış, net özgül işte ve verimde düşme görülmektedir.



Şekil 4.16. Çevre sıcaklığının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi ( $\Phi=\%10$ )

K çevriminde ise, çevre sıcaklığıyla ısı verimde hemen hemen bir değişme görülmemektedir. Çevre sıcaklığının artışıyla gaz türbini çıkışındaki havanın sıcaklığı yükseldiğinden buhar çevriminin özgül net işinde artış görülmektedir.

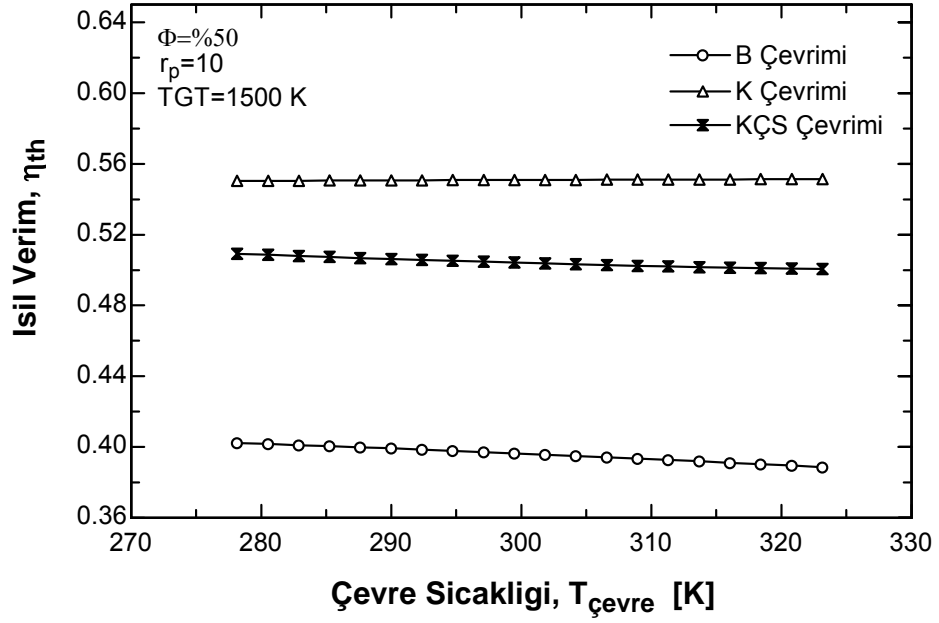
Yanma odasında havaya verilen ısıdaki artış sebebiyle ısı veriminde bir değişim gözlenmemektedir. Ancak, buharlaşmalı soğutmanın ve su enjeksiyonunun uygulandığı RGB, RÇS, RAB ve RGBÇS çevrimlerinde ısı verimindeki düşmenin daha az olduğu gözlemlenmiştir. Kompresör giriş havasının sıcaklığının artmasıyla, yaş ve kuru termometre sıcaklıkları arasındaki fark artmakta, dolayısıyla giriş havasına nemlendirmeyeyle daha etkin bir soğutma uygulanabilmektedir. RB çevriminin giriş havasına buharlaşmalı soğutma uygulamasıyla  $T_{\text{çevre}}=323$  K için, ısı veriminde %3.2, ilave olarak kompresör çıkışında su enjeksiyonu uygulandığı RGBÇS çevriminde ise %8.3 oranında artış sağlanmaktadır.



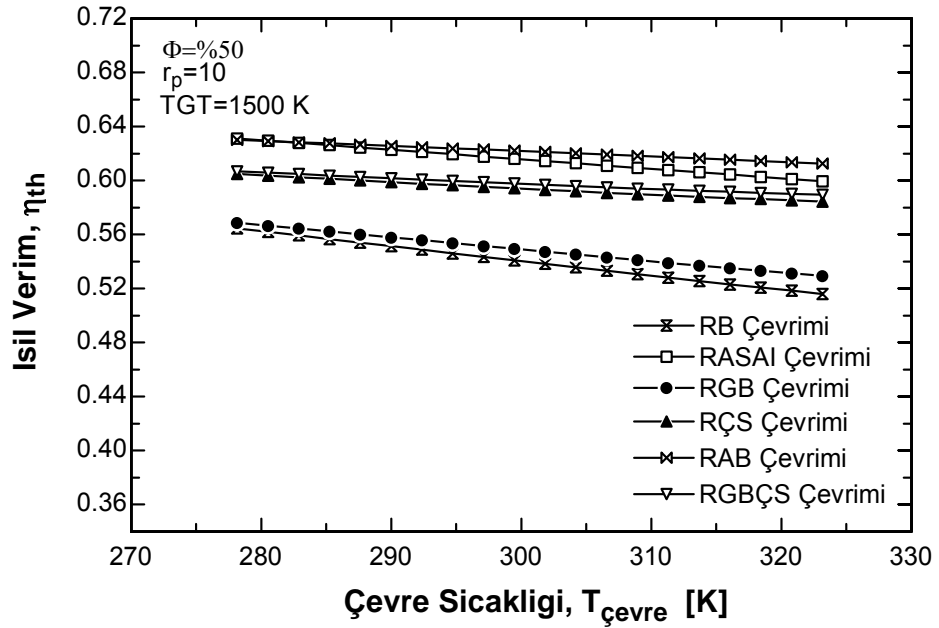
Şekil 4.17. Çevre sıcaklığının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi ( $\Phi=\%10$ )

Şekil 4.18 ve Şekil 4.19'da  $RH=\%50$  olmak üzere çevre sıcaklığının ısı verim üzerine etkisinde benzer değişimler görülmektedir. RGB ve RGBÇS çevrimlerindeki ısı verim iyileşmeleri azalmıştır. RGB çevrimindeki verim iyileşmesi %1.3, RGBÇS çevriminde ise %7.3 olarak gerçekleşmiştir. Bu durum, yüksek bağıl neme sahip nemli havanın buharlaşmalı soğutmayla absorbe edeceği nem miktarının azalmasından kaynaklanmaktadır.





Şekil 4.18. Çevre sıcaklığının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi ( $\Phi = \%50$ )



Şekil 4.19. Çevre sıcaklığının çevrimlerin ısı verimleri üzerine etkisi ( $\Phi = \%50$ )

## 5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu çalışmada basit, rejeneratörlü ve kombine çevrimler ele alınarak, bu çevrimler üzerinde buharlaşmalı ve su enjeksiyonlu iyileştirmeler yapılmıştır.

Çevre sıcaklığı, bağıl nem, TGT gibi parametrelerin söz konusu çevrimlerin performansları üzerine etkileri analiz edilmiştir.

Buharlaşmalı soğutma ve su enjeksiyonu uygulamasıyla çevrimlerin optimum basınç oranlarının yanında ısı verimleri ve güçleri de artmaktadır. K çevriminde kompresör çıkışında su enjeksiyonuyla ısı verimde %4-5 düşüş, özgül net işte %81.4 oranında iyileşme görülmüştür. RB çevrimine göre, RGB çevriminde ısı verim %1, özgül net işte %3 oranlarında artarken, RGBÇS çevriminde %12.5 ve %92, RAB çevriminde ise %18 ve %33.8 oranlarında artmaktadır ( $r_p=20$ , TGT=1400 K).

TGT sıcaklığının artışıyla optimum basınç oranları lineer bir şekilde artmaktadır. 200 K'lik sıcaklık artışı ile optimum basınç oranlarında ısı verimde %2-4, özgül net işte ise %20-35 oranlarında bir artış sağlanmaktadır.

Ara soğutmalı-ara ısıtmalı rejeneratörlü gaz türbini çevriminde kompresör ara kademesine buharlaşmalı soğutma uygulanmasıyla ısı verim, RASAI çevrimiyle büyük ölçüde aynı kalmaktadır. Özgül net işler karşılaştırıldığında, RAB çevrimindeki özgül net iş artışı optimum ısı verimlerde RASAI çevrimine göre, yaklaşık %15 oranında iyileşme gerçekleştirilmiştir.

Düşük bağıl neme sahip çevre havaya, kompresör girişinde buharlaşmalı soğutma uygulamasıyla RB çevriminin ısı veriminde  $T_{\text{çevre}}=303$  K için %2.39, ilave olarak kompresör çıkışında, su enjeksiyonu uygulamasıyla %7.35 oranında artış sağlanmaktadır.

Bu çalışmadaki buharlaşmalı soğutma ve su enjeksiyonu uygulamasıyla, sıcak ve kuru iklime sahip bölgelerde kurulacak olan güç santrallerinde ısı verim, kayda değer bir şekilde artış göstermektedir.

Yüksek sıcaklığa sahip bölgelerdeki çevre havaya kompresör girişinde buharlaşmalı soğutma yöntemiyle ısı veriminde %1.3-3.2; ek olarak kompresör çıkışında su enjeksiyonu uygulamasıyla %7.3-8.3 oranlarında iyileşme sağlanmaktadır.

Kompresör girişinde ve ara kademesinde buharlaşmalı soğutma, çıkışında ise su enjeksiyonu uygulaması, çevrim performansı üzerine olumlu etkileri yanında atmosferik kirlenmeye de olumlu etkiler sağlamaktadır. Buharlaşmalı soğutmayla, nemli hava içindeki su miktarı artmakta ve yanma sonu gazlarında CO<sub>2</sub> emisyonları ve yanmamış hidrokarbonlar önemli ölçüde azalmaktadır. Çevrimlerden arzu edilen performans buharlaşmalı soğutma uygulamasıyla daha etkin bir şekilde ve daha az yakıtle elde edildiğinden atmosferik kirlenme daha az olacaktır.

## 6. KAYNAKLAR

- Amel, A.A., Cadavid, F.J., 2002. Influence of the Relative Humidity on the Air Cooling Thermal Load in Gas Turbine Power Plant, *Applied Thermal Engineering*, 22, 1529-1533
- Ansari, M.R., 1998. Gas Turbine Cycle Efficiency Improvement by Spray Water, 17<sup>th</sup> World Energy Congress, World Energy Council, Houston/USA.
- Bartlett, M., 2002. Developing Humidified Gas Turbine Cycles. Dep. of Chemical Engineering and Technology/Energy Processes Royal Institute of Technology, Doctoral Thesis, 81 p, Sweden.
- Bassily, A.M., 2001. Effects of Evaporative Inlet and Aftercooling on the Recuperated Gas Turbine Cycle, *Applied Thermal Engineering*, 21, 1875-1890.
- Bassily, A.M., 2004. Performance Improvements of the Intercooled Reheat Recuperated Gas-Turbine Cycle Using Absorption Inlet-Cooling and Evaporative After-Cooling, *Applied Energy*, 77, 249-272.
- Bolattürk, A., Dombaycı, Ö.A., Coşkun, A., 2003. Çevre Şartlarının Gaz Akışkanlı Güç Santrallerinin Performansına Etkisi, 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 48-52, Isparta.
- Bolattürk, A., Kanoğlu, M., Coşkun, A., 2004. Effect of Evaporative Cooling on Performance of Regenerative Gas Turbine Cycle, *The First Cappadocia International Mechanical Engineering Symposium*, 303-308, Cappadocia/Turkey.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A., 1999. *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. Literatür Yayıncılık*, 867 s. İstanbul.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A., 2002. *Thermodynamics an Engineering Approach*, Fourth Edition, McGraw-Hill, 930 p. New York.
- Çetinkaya, S., 1999. *Gaz Türbinleri*. Nobel Yayın Dağıtım, 125, 261 s. Ankara.
- De Lucia, M., Bronconi, R., Carnevale, E., 1993. Performance and Economic Enhancement of Cogeneration Gas Turbines Through Compressor Inlet Air Cooling, *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, 1-7, Ohio.
- De Lucia, M., Carnevale, E., Falchetti, M., Tesei, A., 1997. Performance Improvements of a Natural Gas Injection Station Using Gas Turbine Inlet Air Cooling, *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, 1-6, Florida.

- El-Wakil, M.M., 1984. Powerplant Technology. Int. Edition, McGraw-Hill, 861 p. Singapore.
- Eyice, S., 1976. Gaz Türbini Tesisleri. Sakarya Devlet Mühendislik ve Mimarlık Akademisi Yayınları, Özarkadaş Matbaası, 1, 433 s. İstanbul.
- Gallo, W.L.R., 1997. A Comparison Between the Hat Cycle and Other Gas-Turbine Based Cycles: Efficiency, Specific Power and Water Consumption, Energy Convers., 38(15-17), 1595-1604.
- Isısan Çalışmaları No:305, 2001. Klima Tesisatı, 648 s.
- Kanoğlu, M., 2003. Bilgisayar Destekli Termodinamik Öğretimi, 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 180-185, Isparta.
- Kim, T.S., Song, C.H., Ro, S.T., Kauh, S.K., 2004. Influence of Ambient Condition on Thermodynamic Performance of the Humid Air Turbine Cycle, Energy, 25, 313-324.
- Kolev, N., Schaber, K., Kolev, D., 2001. A New Type of a Gas-Steam Turbine Cycle with Increased Efficiency, Applied Thermal Engineering, 21, 391-405.
- Korobitsyn, M.A., 1998. New and Advanced Energy Conversion Technologies. Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles, University of Twente, Doctoral Thesis, 135 s, Russia.
- Lindquist, T., 2002. Evaluation, Experience and Potential of Gas Turbine Based Cycles with Humidification, Division of Thermal Power Engineering Department of Heat and Power Engineering Lund University, Doctoral Thesis, 120 p, Sweden.
- Najjar, Y.S., Zaamout, M.S., 1996. Enhancing Gas-Turbine Engine Performance by Means of the Evaporative Regenerative Cycle, Journal of the Institute of Energy, 69, 2-8.
- Nishida, K., Takagi, T., Kinoshita, S., 2004. Regenerative Steam-Injection Gas-Turbine Systems, Applied Energy, 1-16.
- Savruk, N., Yeşin, T., 2001. Gaz/Buhar Kombine Çevrim Enerji Santrallerinin Performans Analizi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 21(3), 64-69.
- Thomas, R., 1999. Reduction of Gas Turbine NO<sub>x</sub> Emissions by Inlet Air Fogging, CEO Congress, 1-4, Monrovia.
- Vural, H., Borat, O., Büyüktür, A.R., 1983. Turbojetlerde Kompresöre Su Püskürtülmesinin Etkileri. I. Yanma Sempozyumu, 161-171, Bursa.

Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., 2002. Soğutma Tekniğı ve Uygulamaları. Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı Yayını, 203, 607 s. Bursa.

Young, J., 2002. High Efficiency Low Emissions Power Generation on the Road to Thermotopia, Cambridge University Engineering Department, 1-25.

**ÖZGEÇMİŞ**

Adı Soyadı : Ahmet COŞKUN

Doğum Yeri : Antalya

Doğum Yılı : 22.04.1980

Medeni Hali : Bekar

**Eğitim ve Akademik Durumu:**

Lise : 1994-1997 Antalya Çağlayan Lisesi

Lisans : 1997-2001 S.D.Ü. Müh-Mim. Fak. Makine Müh. Bölümü

Y. Lisans : 2001- S.D.Ü. Fen Bilimleri Enst. Makine Müh. Anabilim Dalı

Yabancı Dil : İngilizce

**İş Deneyimi** : Kasım 2002'den beri SDÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Arş.Gör. olarak çalışmaktadır.