

**BUHAR TÜRBLNLERİNİN TERMOEKONOMİK  
OPTİMİZASYONU**

**HİLMİ YAZICI**

**Danışman  
Yrd. Doç. Dr. Reşat SELBAŞ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI**

**ISPARTA - 2006**

**BUHAR TÜRBLNLERİNİN TERMOEKONOMİK  
OPTİMİZASYONU**

**Hilmi YAZICI**

**Yüksek Lisans Tezi  
MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI  
ISPARTA-2006**

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

**BUHAR TÜRBİNLERİNİN TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU**

**HİLMİ YAZICI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI**

**Isparta–2006**

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne

Bu çalışma jürimiz tarafından MAKİNA EĞİTİMİ ANABİLİM DALI'nda YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT

Üye :Doç. Dr. Osman İPEK

Üye : Yrd. Doç. Dr. Reşat SELBAŞ (Danışmanı)

ONAY

Bu tez ...../...../ 2006 tarihinde Enstitü Yönetim kurulunca belirlenen yukarıdaki jüri üyeleri tarafından kabul edilmiştir.

...../...../ 2006

Prof. Dr. Fatma GÖKTEPE  
Enstitü Müdürü

## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET.....	iii
ABSTRACT .....	iv
TEŞEKKÜR .....	v
SİMGELER DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xii
1.GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK BİLGİSİ .....	3
3. BUHAR SANTRALİ .....	13
3.1. İdeal Rankine Çevrimi .....	14
3.2. Gerçek Buhar Çevriminin İdeal Buhar Çevriminden Farkı .....	16
3.3. Buhar Santralinin Temel Elemanları Ve Çalışma Karakteristikleri .....	18
3.3.1. Pompa .....	19
3.3.2. Kazan .....	19
3.3.3. Türbin .....	19
3.3.4. Kondenser .....	20
3.4. Buhar Santralinde Kullanılan Akışkan .....	20
4. METARYAL ve METOD .....	21
4.1. Buharlı Güç Çevriminin Birinci Kanun Analizi .....	21
4.1.1. Pompa Birinci Kanun Analizi .....	23
4.1.2. Kazan Birinci Kanun Analizi .....	23
4.1.3. Türbin Birinci Kanun Analizi .....	24
4.1.4. Kondense Birinci Kanun Analizi .....	24
4.1.5. İdeal Rankine Çevriminin Isıl Verimi .....	25
4.2. Rankine Çevriminin İkinci Kanun Analizi .....	26
4.2.1. Ekserji Kavramı .....	27
4.2.2. Sistem Elemanlarının Ekserji Analizi .....	31
4.2.2.1. Pompa Ekserji Analizi .....	32

4.2.2.2. Kazan Ekserji Analizi .....	34
4.2.2.3. Türbin Ekserji Analizi .....	35
4.2.2.4. Kondenser Ekserji Analizi .....	37
4.2.2.5. Rankine Çevriminin Toplam Tersinmezliği Ve Toplam Verimi .....	38
4.3. Kondenser Dizayn Denklemleri .....	38
4.4. Termoekonomik Optimizasyon .....	41
4.4.1. Termoekonomi Kavramı .....	41
4.4.2. Termoekonomi Prosedürü .....	42
4.4.2.1 Levelized-Cost Yöntemi .....	43
4.4.3. Maliyet Denge Denklemi .....	44
4.4.4. Termoekonomik Denge Denklemi .....	45
4.4.5. Sistem Elemanlarının Termoekonomik Optimizasyonu .....	46
4.4.5.1. Pompa .....	46
4.4.5.2. Kazan .....	47
4.4.5.3. Türbin .....	48
4.4.5.4. Kondenser .....	49
5. BULGULAR .....	50
5.1. Buharlı Güç Çevriminde Kullanılan Suyun Termodinamik Denklemleri .....	50
5.2. Buharlı Güç Çevriminin Termodinamiğin Birinci Kanunu Analizi Sonuçları .....	51
5.3. Buharlı Güç Çevriminin Termodinamiğin İkinci Kanunu Analizi Sonuçları.....	67
5.4. Termoekonomik Optimizasyon Sonuçları .....	86
6. TARTIŞMA ve SONUÇ .....	88
7. KAYNAKLAR .....	92
EKLER .....	96
EK-1 .....	96
EK-2 .....	100
EK-3 .....	101
ÖZGEÇMİŞ .....	103

**ÖZET****BUHAR TÜRBİNLERİNİN TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU****Hilmi YAZICI**

Bu tez çalışmasında, basit buhar santralinin termoeconomik analizi yapılmıştır. Daha önce yapılan çalışmalar ışığında belirli kabuller yapıp (sıcaklık, basınç, akışkan debisi, soğutma suyu debisi, soğutma suyu hızı, türbin verimi...vs), bütün sistem elemanları ayrı ayrı ele alınmış ve ekserji analizleri yapıldıktan sonra termoeconomik analizleri yapılmıştır. Analiz kazan besleme suyu pompasından başlanarak sırası ile kondensere kadar yapılmıştır.

Bu tez çalışmada; bazı durumlar göz ardı edilerek (sürtünme kayıpları, basınç kayıpları, kinetik ve potansiyel enerji...vb) hesaplamalar yapılmıştır. Termoeconomik analizin yapılabilmesi için sistem elemanlarına termodinamiğin I. ve II. Kanunları uygulanmıştır. Birinci kanun analizinde 500 MW güç üretebilmek için farklı kazan sıcaklıklarında gerekli olan buhar debisi, pompa gücü, türbin gücü ve kazana verilmesi gereken ısı miktarı hesaplanmış, sistemde dolaşan buharın yoğunlaşması için kondenserden atılan ısı miktarı hesaplanmıştır. İkinci kanun analizinde pompa hariç her bir sistem elemanının tersinmezliği bulunmuş ve sistemin toplam tersinmezliği hesaplanarak en fazla tersinmezlik üreten eleman belirlenmiştir.

Hesaplanan eksejiler ve tersinmezlikler ile ürün maliyeti hesaplanmıştır. Tersinmezlikler, üretilen ekserji miktarları ve ürün maliyetini hesaplamak için Matlab programında bir model hazırlanmış ve bulunan sonuçlar karşılaştırılmıştır.

**ANAHTAR KELİMELELER:** Termoeconomik Optimizasyon, Birinci Kanun Analizi, İkinci Kanun Analizi, Buhar Santrali, Buharlı Güç Üretimi Çevrimi.

**ABSTRACT****THERMOECONOMIC OPTIMIZATION OF THE STEAM TURBINES****Hilmi YAZICI**

In this thesis study, Thermoeconomic analysis of simple steam power plant is done. Determined acceptances is done under before done studys slight (temprature, pressure, fluid value, value of cooling water, efficiency of the turbine... ect.). component of each one system is taken up and thermoeconomic optimization of these component is done. Analysis is done alternately from pump of feding water to condenser.

In this thesis study, Considerations are done some states to condene (as friction lost, pressure lost, knetic and potantial energy... et.). the systems components are applied the first and second law of thermodynamic for thermoeconomic analysis. On first law analysis, to be necassary steam amount, pump power and required heat value is calculated for able to 500 MW power product at distinct boiler heat. Heat value of thrown from condenser is calculated for to become intense to circulate steam in system. On second law analysis, except pump, it is calculated to irreversibility of each one system component and total irreversibility of the system is determined that component is producted to maximum irreversibility.

Product cost is calculated with calculated exergy and irreversibility. The model prepared for calculated irrevesibility, exergy value and product cost on Matlab program and finded results are compared.

**KEY WORDS:** Thermoeconomic optimization, first law analysis, second law analysis, steam power plant, steam power plant cycle.



## TEŞEKKÜR

Bugüne kadar her konuda kendisinden fikir edindiğim bölüm başkanımız değerli hocam Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT Bey'e, bu tez çalışmasında, konunun tespitinden itibaren her zaman vakit ayırarak değerli fikirleri ile çalışmalarına yön veren danışmanım Yrd. Doç. Dr. Reşat SELBAŞ hocama, , çalışmaları sırasında bana zaman ayıran Arş. Gör. Önder KIZILKAN arkadaşına, tezi yazma süresince yardımlarını esirgemeyen Keçiborlu MYO hocalarına ve her zaman desteğini hissettiğim aileme Őukranlarımı sunar teŐekkürü bir borç bilirim.

## SİMGELER DİZİNİ

A	Alan
$C_{in}$	Ekserji giriş birim fiyatı
$c_p$	Özgül ısı
E	Ekserji
$\varepsilon$	Özgül ekserji
g	Yerçekimi ivmesi
h	Özgül entalpi
I	Tersinmezlik
i	Özgül tersinmezlik
K	Toplam ısı transfer katsayısı
LMTD	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı
M	Maliyet
$\dot{m}$	Akışkan debisi
mil	milyon
İB	İşletme ve bakım maliyeti
P	Basınç
Q	Isı akısı
S	Entropi
$\dot{s}$	Özgül entropi
T	Sıcaklık
t	Zaman
W	İş
V	Akış hızı
Z	Referans seviyeden yükseklik
$\Delta T$	Sıcaklık farkı
$\eta$	Verim
Y	Yatırım maliyeti

**Alt İndisler**

ç	Çıkış
g	Giriş
h	Yüksek
i	Sıcak giriş
K	Kazan
Knd	Kondenser
l	Düşük
net	Net
o	Sıcak çıkış
P	Pompa
Q	Isı
s	Sıcak akışkan
sis	Sistem
ss	Soğutma suyu
T	Türbin
th	Isıl
Top	Toplam
ü	Ürün
ür	Üretim
0	Çevre şartları
II	Ekserji verimi

**ŞEKİLLER DİZİNİ**

	<b>Sayfa</b>
Şekil 3.1	Basit İdeal Rankine Çevrim Şeması..... 15
Şekil 3.2	İdeal Rankine Çevriminin T-s Diyagramı ..... 15
Şekil 3.3	Gerçek buhar çevriminin ideal buhar çevriminden farkı ..... 17
Şekil 3.4	Pompa ve türbindeki tersinmezliklerin İdeal Rankine Çevrimi üzerindeki etkisi ..... 18
Şekil 4.1	Rankine çevriminde ekserji akışlarının şematik gösterimi..... 32
Şekil 4.2	kondanser sıcaklık dağılım profili..... 39
Şekil 5.1.	Pompa gücünün farklı akışkan debilerine bağlı olarak kondanser basıncı ile değişimi..... 49
Şekil 5.2.	Pompa gücünün farklı pompa verimlerine bağlı olarak kondanser basıncı ile değişimi ..... 40
Şekil 5.3.	Pompa işinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kondanser basıncı ile değişimi ..... 52
Şekil 5.4.	Pompa işinin farklı pompa verimlerine bağlı olarak kondanser basıncı ile değişimi ..... 52
Şekil 5.5.	Pompa veriminin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kondanser basıncı ile değişimi ..... 53
Şekil 5.6.	Kazana verilen ısının farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi ..... 53
Şekil 5.7.	Kazana verilen ısının farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi ..... 54
Şekil 5.8.	Türbin gücünün farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi ..... 57
Şekil 5.9.	Türbin gücünün farklı türbin basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi ..... 57
Şekil 5.10.	Türbin gücünün farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi ..... 58
Şekil 5.11.	Türbin işinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi ..... 58

Şekil 5.12.	Türbin işinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	59
Şekil 5.13.	Türbin veriminin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	58
Şekil 5.14.	Buhar debisinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	61
Şekil 5.15.	Kondenserden atılan ısının farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	62
Şekil 5.16.	Kondenserden atılan ısının farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	62
Şekil 5.17.	Soğutma suyu debisinin farklı kondenser çıkış basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	64
Şekil 5.18.	Soğutma suyu debisinin farklı buhar debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	64
Şekil 5.19.	Soğutma suyu debisinin farklı soğutma suyu çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	65
Şekil 5.20.	Soğutma suyu debisinin farklı soğutma suyu giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	65
Şekil 5.21.	Türbin işinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	67
Şekil 5.22.	Türbin tersinir işinin farklı buhar debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	67
Şekil 5.23.	Türbin ekserji veriminin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	69
Şekil 5.24.	Kazan tersinir işinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	70
Şekil 5.25.	Kazan tersinir işinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	70
Şekil 5.26.	Kazan tersinmezliğinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	71

Şekil 5.27.	Kazan tersinmezliğinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	71
Şekil 5.28.	Kazan ekserji veriminin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	73
Şekil 5.29.	Kazan ekserji veriminin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	73
Şekil 5.30.	Buhar ekserjisinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	75
Şekil 5.31.	Isının ekserjisinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	75
Şekil 5.32.	Kondenser tersinir işinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	77
Şekil 5.33.	Kondenser tersinir işinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	77
Şekil 5.34.	Kondenser tersinmezliğinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	78
Şekil 5.35.	Kondenser tersinmezliğinin farklı soğutma suyu giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	78
Şekil 5.36.	Kondenser tersinmezliğinin farklı soğutma suyu debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	79
Şekil 5.37.	Kondenser tersinmezliğinin farklı soğutma suyu çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	79
Şekil 5.38.	Sistemin toplam tersinmezliğinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi.....	81
Şekil 5.39.	Sistemin toplam tersinmezliğinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi .....	81
Şekil 5.40	Sistemin toplam tersinmezliğinin farklı soğutma suyu giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi...	82
Şekil 5.41.	Sistemin toplam tersinmezliğinin farklı soğutma suyu çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi...	82

Şekil 5.42. Sistemin toplam tersinmezliğinin farklı kazan sıcaklıklarına bağlı olarak gösterimi .....	84
---	----

**ÇİZELGELER DİZİNİ**

Çizelge 6.1	Farklı akışkan debileri ve kondenser basınçlarıyla pompa gücü değerleri .....	86
Çizelge 6.2	Farklı sıcaklık ve akışkan debilerinde kazana verilen ısı değerleri .....	87
Çizelge 6.3	Kazan tersinmezlik değerleri .....	87
Çizelge 6.4	Türbin gücü değerleri .....	88
Çizelge 6.5	Kondenser tersinmezlik değerleri .....	89



## 1. GİRİŞ

Modern yaşamın temel ihtiyaçlarından birisi de enerjidir. Günlük yaşamın içersinde enerjinin kullanılmadığı herhangi bir saha yoktur. Günümüzde enerji kullanımı toplumlar için bir gelişmişlik ölçüsüdür. Özellikle elektrik ve ısı enerjisinin hayatımızda önemli bir yeri vardır. Sınırlı doğal kaynaklardan elde edilen bu enerjiler, talep artışına bağlı olarak daha değerli hale gelmektedir. Bu doğal kaynakların değerlendirilmesinde son kullanım noktasındaki makine veya sistem elemanlarının verimi ne kadar önemli ise elde edilirkenki enerji dönüşümleri de o kadar önemlidir. Kullanılan yakıtın enerjisinin, elde edilmek istenilen enerji türüne en yüksek oranda dönüştürülmesi istenir. Enerji dönüşümünün % 100 olması mümkün değildir. Çevre faktörleri ve dönüşümü gerçekleştiren sistemlerin verimleri düşünüldüğünde yakıtın enerjisinin tamamının mekanik ya da ısı enerjisine dönüştürülmesi imkânsızdır. Bu durumda yakıttan elde edilebilecek maksimum enerji (ekserji) sınırlıdır. Bütün enerji dönüşümleri tersinmezliklerin sebep olduğu bu sınırlar dâhilinde gerçekleşmektedir.

Enerji üretim sistemlerinin ve bu sistemleri oluşturan komponentlerin bu sınırlara göre değerlendirilmesi yapılmalıdır. Bu şekilde yapılan analiz yöntemi ekserji analizi olarak adlandırılmıştır. Ekserji analizi ile sistem ya da komponentlerin ekserji bozunumu ya da ekserji kaybından kaynaklanan tersinmezliklerin miktarı ve yerleri tespit edilir. Benzer sistemler karşılaştırılırken enerji yönünden karşılaştırma yeterli olmayacaktır. Çünkü enerji analizinde, çevre faktörleri tamamen göz ardı edilmektedir. Oysa sistemin etkileşimde olduğu çevre, çalışma şartlarını değiştirmektedir. Bu sebeple ekserji analizi sonucunda elde edilen ekserji verimi yönünden sistemlerin karşılaştırılması daha uygun olacaktır. Ekserji analizinde sistem veriminin artırılması hedeflenir. Ekserji veriminin artırılabilmesi için tersinmezliklerin azaltılması gerekmektedir. Analiz neticesinde belirlenen tersinmezliklerin azaltılabilmesi için alınabilecek tedbirler belirlenir. Bu tedbirler çerçevesinde verim mümkün olan en yüksek değere çıkartılır.

Enerji kullanımında birim fiyat oldukça önemlidir. Fiyatı belirleyen en önemli faktörler üretim tesisi ve kullanılan yakıttır. Üretim tesisinin verimi ne kadar yüksek olursa kullanılan yakıttan o kadar çok enerji üretilebilir. Dolayısıyla enerjinin birim maliyeti de o kadar azaltılabilir. Ekserji analizi sayesinde sistemdeki tersinmezliklerin yerleri belirlenip bunların azaltılması ile verimi arttırmak mümkündür. Sisteme ilave edilecek yeni elemanlar ya da mevcut elemanların ekserji verimleri artırılarak sistemin verimi artırılabilir. Fakat bu ilave, sistem elemanlarının veya modifiye edilen komponentlerin bir maliyeti vardır. Bu da birim enerji maliyetini etkiler.

Birim ürün maliyeti artırmayacak veya azaltacak tedbirler alınmalıdır. Bu şekilde belki maksimum ekserji verimi sağlanamaz ama hem verimin mümkün olan en yüksek değeri, hem de maliyetin mümkün olan en düşük değeri belirlenir. Bu analiz yöntemi de termoekonomik analiz olarak adlandırılmıştır.

Bu çalışmada en basit enerji üretim tesisi olarak basit buhar santrali tesisi alınmıştır. Kazanda yakılan yakıtın suya aktarımı ve suyun kızgın buhar halinde türbine girerek güç elde edilişi hesaplanmıştır. Önce tesise termodinamiğin birinci kanunu, daha sonra termodinamiğin ikinci kanunu uygulanarak ekserjiler ve tersinmezlikler hesaplanmıştır. Birinci kanun analizinde pompa gücü, pompa verimi, türbin gücü, türbin verimi, değişik sıcaklıklarda ve akışkan debilerinde kazana verilen ısı ve kondenserden atılan ısı hesaplanmıştır. İkinci kanun analizinde ise farklı kazan sıcaklıklarında ve akışkan debilerinde, kazan tersinmezliği, türbin tersinmezliği ve farklı soğutma suyu debilerinde kondenser tersinmezliği hesaplanmıştır. Bütün tesis elemanlarına termoekonomik analiz uygulanmıştır. Daha sonraki aşamalarda, yapılan hesaplamaların sonuçları grafikler halinde verilmiştir.

Buhar santrali güç üretim tesisinde, bütün hesaplamalardan sonra sistem modellemesi için MATLAB programı kullanılarak modelleme yapılmıştır. Matlab programında entalpiler, entropiler, ekserjiler ve tersinmezlikler hesaplanacaktır. Daha sonra bulunan gerçek sonuçlarla karşılaştırma yapılmıştır.

## 2. KAYNAK BİLGİSİ

Dinçer ve Muslim (2001), ara kızdırmalı buhar türbin santralini modelleyip, termodinamik analizini yapmışlardır. Bu amaçla santrale termodinamiğin birinci kanun ve ikinci kanun analizlerini uygulamışlardır. Öncelikli olarak sisteme ait bütün elemanlar için enerji, kütle ve ekserji denge denklemlerini yazarak, elemanların ısı ihtiyaçlarını, iş çıktılarını, ekserji kayıplarını ve tersinmezliklerini tespit etmişlerdir. Hesaplamaları yaparken kazan sıcaklığı ve basıncı, ara buhar miktarı ve net işi parametre olarak almış, 400–590 °C ve 10–15 MPa aralığında 120 farklı durum için enerji ekserji verim değişimlerini incelemişlerdir. Bu incelemelerde, diğer termodinamik özellikler Ghazlan termik santraline aittir. Bu çalışmada türbin ve pompa verimleri % 90 alınmıştır. Yapılan incelemelerde, çeşitli basınç değerlerinde ekserji verimini enerji veriminden daha yüksek olduğu, maksimum ekserji ve enerji verimlerinin 14 MPa basıncında olduğu, çekilen ara buharla ekserji veriminin düştüğü, kazan sıcaklığı arttıkça ekserji bozunumunun, kazan basınç artışının ekserjideki bozunumu çok etkilemediği görülmüştür. Çalışmanın sonucu olarak, hesaplamalarla elde edilen değerler ile Ghazlan santralinden elde edilen gerçek değerlerin karşılaştırılıp, paralellik olduğu tespit edilmiş ve mevcut santrallerin değerlendirilmesinde bu modelin uygun olduğu belirtilmiştir. Çalışma, sadece enerji ve ekserji ekserji analizini içermektedir. Bu çerçevede optimum dizayn kriterlerinin tespitini açıklamaktadır. Fakat maliyet faktörü tamamen göz ardı edilmiştir. Oysa sistemin termoeconomik analizinin yapılmaması, bununla birlikte ekserji verimini maksimum yapan değerlerin ve çekilen ara buharın maliyetinin nasıl değiştiğinin gözlemlenmemesi çalışmada eksiklik oluşturmaktadır.

Harlock vd. (2000), kapalı sistemlerin termik veriminin; elde edilen net işin verilen ısıya oranı olduğunu, açık çevrimlerde ise elde edilen net işin ideal şartlarda elde edilebilecek tersinir işe oranı olduğuna işaret etmişlerdir. Bu tanımdan hareketle literatürde termik santraller için üç ayrı verim ifadesi olduğunu belirtmişlerdir. Birincisinde sisteme yakıt ve havanın girip, egzoz gazlarının karışmış olarak çıktığı kabulü ile tersinir işin yakıtın ekserjisi ile egzoz gazlarının farkı, ikincisinde girenler

aynı ama çıkanların karışmamış olduğu kabulü ile tersinir işi yakıtın ekserjisi, üçüncüsünde ise girenler ve çıkanlar karışmamış olma durumunda tersinir net işi girenler ile çıkanların Gibbs fonksiyonu farkı olarak tanımlanmıştır. Bu üç verim birbirine yakın olmakla birlikte farklı olduğunu General Elektrik LM2500, Westinghouse/Rolls-Joyce WR21 ve ABB GT24 kombine çevrim tesisleri üzerinde hesaplayarak göstermişlerdir. Elde ettikleri neticelerde birinci ve üçüncü verim ifadelerinin ikincisinden büyük olduğunu, birinci verim ifadesinin daha gerçekçi olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca tesisin performansının dizayn parametreleri ile değiştiğini, değişik tip tesislerin performanslarının karşılaştırılmasında yakıtın ekserjisinin önemli olduğunu ifade etmişlerdir.

El-Masri (1987), ekserji analizinin buhar çevrim dizayn ve optimizasyonunda önemli bir yöntem olduğunu belirterek buhar türbin grubuna ekserji analizini uygulamıştır. Komponentlere kütle, enerji ve bunlara bağlı ekserji denge denklemlerini uygulamış ve ekserji verimlerini çıkartmıştır. Yanma sonucu sıcaklık değişimiyle net iş ve ekserji değişimlerini inceleyerek her bir bileşendeki ekserji bozunumlarını ve kayıplarını, basınç oranı ile net iş arasında da aynı ilişkiyi göstermiştir. Pompa basınç oranı ve pompa giriş sıcaklığının net iş üzerindeki etkisini ve bütün basamakların yanma sonu sıcaklığı (kazan çıkış sıcaklığı) ve ekserji verimine etkilerini incelemiştir. Böylece ekserji analizinin enerji analizi kadar kullanılabilir bir yöntem olduğunu, yanma tersinmezliklerinin bir model oluşturularak detaylı bir şekilde hesaplanabileceğini, türbin giriş sıcaklığı artışının kazandaki ekserji bozunumunu azaltmasına karşın türbinde soğutma kaybının ekserji bozunumunun artmasına neden olduğunu, ama çevrim verimini artırdığını ekserji analizi ile açıklamıştır.

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

belirtmişlerdir. Üç basamaklı sistemle tersinmezliklerin daha azaltılabileceğini ifade etmişlerdir. Çalışmada ekonomik analiz yapılmamış, termoekonomik açıdan değerlendirilmediği için ürün maliyetlerindeki değişim hakkında bilgi bulunmamaktadır.

Derbentli (1989), bileşik ısı güç üretiminde kullanılan ara buhar almalı-yoğuşturuculu ve karşı basınçlı çevrimle çalışan santrallere enerji ve ekserji analizi uygulamıştır. Çevrimlerin termodinamik modelini oluşturarak değişik türbin giriş halleri ve ısı yükleri için ısı ve elektrik üretimleri ile çevrimlerdeki tersinmezlikleri hesaplamıştır. Ara buhar almalı rankin çevriminde kısmi ısı yüklerinde elde edilen elektrik enerjisinin artmakta, ısının değişmemekte, güç ısı oranının hızla yükselmekte olduğunu göstermiştir. Karşı basınçlıda ise güç ısı oranı, kısmi ısı yüklerinde tam yüke oranla daha az değişmekte, en yüksek ısı ve elektrik elde edilmesinin tam ısı yükünde gerçekleşmekte olduğunu belirtmiştir. Ayrıca bileşenlerin enerji kayıplarını çıkartarak, en yüksek tersinmezliğin kazanda olduğunu ifade etmiştir.

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

Valero vd. (1986), maliyet ile ilgili temel problemin sistemin limitlerinin belirlenmesi ile ilgili olduğunu, sistemin alt sistemlere parçalandığında bütün akışlara ait maliyet değerlerinin elde edilmesi gerektiğini ve bunun çok zor olduğunu, sisteme bir bütün olarak ele alınmanın ise gerçekçi bir yaklaşım olmadığını belirtmişlerdir. Birçok yazarın bu zorluğu ikinci kanun analizi ile aşmaya çalıştığını, oysa ikinci kanun bununla ilgili bilgileri içermediğini belirterek, kendi F-P-R (yakıt-ürün-atık) hipotezlerinin maliyet hesabında daha gerçekçi olduğunu ifade etmişlerdir.

Böylece termodinamiğe ekserji maliyeti kavramını kazandırmışlardır. Bu hipotezde sisteme giren bütün ekserjiler yakıt, sistemden çıkan bütün ekserjiler ise ürün olarak tanımlanmaktadır. Bütün akış noktalarına ait giren çıkan ekserjileri (+1 ve -1 olarak) yazıp bir matris elde etmişlerdir. Birden çok sistem elemanı varsa, birbirini takip eden sistem elemanlarında birinin çıktısı yani ürünü diğerinin yakıtı olarak yazmışlardır, böylece her bir elemana ait F-P matrisini yazmışlardır. Sistemdeki akışkan aynı ise birim ekserji maliyetinin eşit olacağını belirterek, ekserji değerlerine bağlı birim ekserji maliyeti ifadelerini lineer denklem sistemi olarak çözmüşlerdir. Böylece akışın her bir noktasına ait birim ekserji maliyetlerini hesaplamışlardır. Bu hesap sistemini rankin çevrimi ile çalışan termik santrale uygulamışlar, bütün noktalara ait ekserji maliyet değerlerini bir tablo halinde vermişlerdir. Ayrıca termik santraldeki kazanı bir alt sistem haline getirip, ekserji maliyetini incelemişler, daha sonra bütün santrali birleştirip bir bütün olarak maliyetleri bulmuşlardır. Hesaplanan maliyetlerin birbirine çok yakın olduğunu, böylece kendi hipotezlerinin genel bakışta da alt sistemlere ayırıp detaylı bir incelemede de kullanılabileceğini ifade etmişlerdir. Ekserji maliyeti kavramının ortaya atıldığı bu ilk çalışma çok genel bir yaklaşım sunmakta, ekonomik parametreler göz ardı edildiği için sistem elemanlarının yatırım, işletme ve bakım gibi maliyetlerinin bu hesap tarzında nasıl kullanılabileceği ve ürün maliyetini nasıl etkileyeceği hakkında bir bilgi içermemektedir.

Valero vd. (1986), termoekonomik maliyetin belirlenmesinde ekserji maliyeti metodunun kullanılabileceğini belirterek, bu metodu açıklamışlar ve kritiğini yapmışlardır. Ekserji maliyetini ve bu maliyet için gerekli olan ekserji akışını ayrı ayrı matris olarak tanımlayıp, bu iki matrisin çarpımının denge halinde sifıra eşit olacağını ifade etmişlerdir. Her akış için yakıt ve ürün matrislerinin farkı ile ekserji bozunumunu elde etmişler ve kayıpların sıfır alındığını belirtmişlerdir. Akışın meydana gelebilmesi için gereken parasal değere termoekonomik maliyet, bunun birim GJ için birim termoekonomik maliyet, akışta birim ekserji üretim maliyetine birim ekserji maliyeti ve 1 GJ ekserji için gerekli maliyete de (birim termoekonomik maliyet ile birim ekserji maliyetinin çarpımına) termoekonomik maliyet tanımlamalarını yapmışlardır. Ürünlerin termoekonomik maliyetlerinin, yakıtın

termoekonomik maliyeti ile amortisman işletme bakım ve diğer maliyetlerin toplamı olduğunu belirterek, buradan ürünün birim ekserji maliyeti ile yakıtın birim ekserji maliyetine geçmişlerdir. Bunları arasındaki farkın sadece komponent maliyetinin değil, aynı zamanda ekserji bozunumunda fonksiyonu olduğunu ve bozunumun maliyetinin yakıtın maliyeti cinsinden yazılabileceğini ifade etmişlerdir. Ayrıca 30 MW'lık bir rankin çevrimli termik santral üzerindeki uygulamaları tablo halinde vermişlerdir. Çalışmada sadece birim ekserji maliyetinin nasıl hesaplanabileceğine dair metot anlatılmakta, ekserji maliyetini minimize edecek şekilde optimizasyonun nasıl yapılabileceği hakkında bilgi bulunmaktadır.

Valero vd. (1986), termik sistemlerin optimizasyonu ve enerji tasarrufu ile ekserjoekonomi ve termoekonomi arasındaki ilişkiyi izah etmek için öncelikli olarak yakıt ile ekserji bozunumu ve ürün maliyeti yatırım maliyeti ile ekserji bozunumu arasındaki ilişkinin belirlenmesi gerektiğini ifade etmişlerdir. Bu amaçla tasarruf yatırım kanununu ortaya atarak, yatırımın yakıt maliyetini nasıl etkilediğini tespit etmişlerdir. Yakıtın ekserjisi ile ürünün ekserjisi arasındaki farkın ekserji bozunumuna eşit olduğunu ve yakıtın ekserji maliyeti ile ürünün ekserji maliyetinin eşit olmasından hareketle, birim ekserji maliyet farkının sadece termodinamik faktörlere bağlı olduğunu göstermişlerdir. Sabit ürün ekserji için yakıtın ekserjisinin minimizasyonun gerekliliğini, bununla sistemin enerji verimini artırıcı yatırımlarla bozunumun azaltılmasıyla mümkün olacağını belirtmişlerdir. Enerji tasarrufu ile yatırım arasında bir bağıntı elde ederek, buna tasarruf yatırım kanunu demek ve bu bağıntı yardımıyla tasarrufun belirli bir sınırı olduğunu göstermişlerdir. Çalışmada da belirtildiği gibi tamamen teorik olan bu ifadenin çeşitli örneklerle desteklenmesi ve somut nicelerle pratiğe aktarılması gerekmektedir.

Lozano, Valero (1993), ekserji maliyeti kavramını termoekonomiye kazandırmışlar ve ekserji maliyetinin teorisini ortaya koymuşlardır. Bu teorinin temel taşlarının termodinamiğin ikinci kanunu kullandığı ekserji kavramı, enerji sistem komponentleri arasındaki yakıt ürün ilişkisi ve sistemin matematik modelinin oluşturulması olduğunu ifade ederek, bu metodolojinin enerji sistemlerinin

analizinde kullanılmasının çok uygun olduğunu belirtmişlerdir. Ekserji maliyeti uygulandığında, sistemin tersinmezlikleri ve miktarının, akış esnasındaki maliyetlerin ve son ürün maliyetinin, ayrıca da yanlış çalışma şartlarının yakıt tüketimi üzerine etkilerinin görülebileceğine işaret etmişlerdir. Termoekonomi açısından asıl problemin sınırları ve alt grupları (komponentleri) belirli bir sistemin yapısı ile ilişkili olan akış esnasındaki maliyetlerin bulunması olduğunu belirterek, tersinmezliklerle artan yakıt maliyeti ile arasındaki ilişkiyi belirleyip, yakıt maliyetindeki değişimin tersinmezliklerdeki değişime oranını maliyet olarak ifade etmenin termoekonominin önemli köşe taşlarından biri olduğunu ifade etmişlerdir. Sistem alt gruplara ayrılıp, bu gruplara girenler yakıt, çıkanlar ürün ve çevreye atılanlar ise kayıp olarak tanımlanır matriste (A), girenler (+1), çıkanlar (-1) ve değişiklik yoksa (0) almışlardır. Bu matrisle kütle, enerji ve ekserji dengelerini yazmışlardır. Böylece sistemi modellemekte ve daha sonra her bir komponent için yakıt-ürün-kayıp matrisleri oluşturmuşlar, bozunumu yakıttan ürün ve kayıpların çıkartılmasıyla kalan olarak tanımlamışlardır. Bu şekilde tesisin ekserji analizini yaptıktan sonra akış sayısı kadar oluşturulan ekserji maliyeti ile matrisin (A) çarpımını sıfıra eşitlemişler, kayıp ekserji maliyetini sıfır almışlardır. Sistem elemanlarının yatırım maliyetlerini de maliyet denklemlerine ilave etmişler, ürün ekserji maliyetini yakıt ekserji maliyeti ile yatırım maliyeti toplamı olarak alıp, birim ekserji maliyetini hesaplamışlardır. Bütün bu teorik çalışmaları elektrik ve ısının beraber üretildiği buhar türbinli santral üzerine uygulamışlardır. Linyit yakıtlı 170 bar, 490 °C şartlarında yüksek basınçlı türbini, 44 bar ve 354 °C şartlarında alçak basınç türbini bulunan santralin 600 saat çalışma durumuna göre analiz yapmışlardır. Bu şekilde bütün noktaların termodinamik noktalarını tespit edip, ekserjoekonomik yaklaşımla ısı ve elektriğin birim ekserji maliyetlerini şartlara bağlı olarak bulmuşlardır. Böylece termodinamikle ekonomiyi birleştirmişler ve sistemlerin analizinde yeni ve kullanım açısından daha uygun bir metot geliştirmişler, buna da ekserji maliyet yöntemi demişlerdir.



Kim vd. (1998), termik tesislerde ekserjoekonomik analiz yapılırken, ekserjiyi bileşenlerine ayırmadan tamamının maliyetinin alınmasını esas alan literatürdeki çalışmalara da yardımcı denklemler gerektiğini ve ayrıca bu şekilde hesaplamalarda ekserji ilavesinin veya azaltılmasının maliyete etkisinin görülemediğini belirterek, çalışmalarında akış noktalarına ait değil, bütün sistemin ekserji maliyetinin hesaplanmasını amaçladıklarını belirtmişlerdir. Her bir komponente maliyet denge denklemleri uygulanarak, bütün sistem için maliyet denklemlerini elde etmişler ve birim ekserji maliyetini hesaplamışlardır. Komponentler arasındaki etkileşim de bu denklemlerle ifade edilerek, birim ekserjoekonomik maliyeti elde etmişlerdir. Maliyet denklemlerinde yakıtın ekserji maliyeti, buharın ekserji maliyeti, girenlerin ve çıkanların mekanik ve termik bozunum ekserji maliyetleri ile işletme bakım ve yatırım maliyetlerinin toplamını, işin ekserji maliyetine eşitlemişlerdir.

Tsatsaronis ve Park (2002), termik sistemlerin termodinamik analizinde ve sistem elemanlarının maliyet analizinde azaltılabilir ve azaltılamaz ekserji bozunumunun etkisini incelemişlerdir. Özellikle bozunumun azaltılmasının üzerinde durarak, kojenerasyon tesis bileşenlerinin yatırım maliyetine tesirini göstermişlerdir. Çalışmada; ürünün ekserjisinin yakıtın ekserjisine oranı olarak tanımlanan ekserji veriminin önemli bir performans kriteri olduğunu, ürünün ekserjisi ile bozunumun toplamının yakıtın ekserjisine eşit olmasından ekserji veriminin bozunuma bağlı olarak yazılabileceğini ifade etmişlerdir. Bozunumu azaltılabilir(engellenebilir) ve azaltılamaz (engellenemez) olmak üzere ikiye ayırıp, ayrı ayrı yazmışlardır. Ürün birim ekserji maliyetinin, yakıtın ekserji maliyeti ile yatırım maliyeti toplamının ürünün ekserjisine oranı olacağını ve ürünü ekserjisi yerine yakıtın ekserjisi ile bozunum farkı yazıldığında birim ürün ekserji maliyeti –yatırım maliyeti-engellenebilir ve engellenemez bozunum miktarı arasındaki ilişkiyi ifade etmişlerdir. Engellenebilir bozunumun azaltılması; yatırım maliyetini ve ekserji verimini artırmakta fakat ekserji verimi belirli sınırlar dâhilinde olduğu için bir optimizasyonla ekserji verimi ve yatırım maliyetinin optimum değerlerinin elde edilebileceğini belirtmişlerdir.

Mannien ve Zhu (1998), termik sistemlerin optimizasyonu için geliştirdikleri yöntemin iki basamaktan oluştuğunu, ilk basamağın analiz ikinci basamağın dizayn olduğunu belirtmişlerdir. Sisteme ekserji analizi uygulayarak, ekserji verimiyle ürünlerin ekserjileri arasında bir ilişki kurmuşlar, bu ilişki sayesinde ekserji kayıplarının yerinin belirlenebileceğini ve sistem elemanlarının ekserji verimleri ve sistem gücüne etkileri hakkında detaylı bilgi edinilebileceğini ifade etmişlerdir. Ekserji verimini hesaplarken de engellenemez ekserji kayıplarını dikkate alarak daha gerçekçi bir yaklaşım gösterdiklerine işaret ederek, sisteme uygulanan ekonomik analiz açısından da bu yaklaşımın uygun olduğunu göstermişlerdir. Bu analiz neticesinde verimi düşüren kaynakları tespit ederek, optimizasyon yapmışlardır. Optimizasyon neticesinde elde ettikleri modifiye tesis ile ilk tesisin yıllık çalışma şartlarına bağlı olarak kararlılık noktasından karşılaştırmışlardır. Bu yöntemi kömür yakıtlı kombine çevrim santraline uygulamışlardır. Santralde gaz türbin grubu ve konvansiyonel buhar türbini bulunduğunu, toplam net gücün 281.3 MW, veriminin %45.02, kompresör basınç oranı 11.65 olduğunu belirterek sistem elemanlarının ekserji verimlerini engellenemez ekserji kayıplarını ve ürün ekserjilerini hesaplamışlardır. Sisteme hava ön ısıtıcısı ve buhar türbinleri arasına kızdırıcı ilave ederek ekserji kayıplarını düşürmüşler, termodinamik açıdan ve ekonomik açıdan en uygun güç, verim ve karları hesaplamışlardır. Termodinamik optimum değerleri basınç oranı 12.87, güç 313.9 MW, verim %52.23 iken ekonomik optimum değeri basınç oranı 6.59, güç 311.5 MW, verim %49.85 olarak bulmuşlardır. Çalışmada, daha iyi bir dizayn sayesinde yıllık karın 15.5 milyon dolar artabileceği gösterilmiştir.

Yang vd. (1995), termik sistemlerin analizi için geliştirdikleri yöntemde, enerjiyi ikiye ayırıp incelemişlerdir. Ekserji ve enerji olmak üzere ikiye ayrılan enerji için hem enerji dengesi hem de maliyet denge denklemlerini yazmışlar, maliyet denklemlerinde ekserji ve enerjinin birim maliyetlerini farklı almışlardır. Girenlerin ekserji maliyetlerini çıkanların ekserji maliyetlerine oranlayarak, elde ettikleri katsayının sıfır ile bir arasında olmasının sistemde enerjinin kullanılabilirliğini, sıfıra eşit olmasının denklemin ekserji maliyet denklemi haline dönüştüğüne, bire eşit

olmasının denklemin enerji denklemine dönüştüğüne ve katsayının sıfırdan küçük olması durumunda ise enerjinin kullanılamayacağını, enerjinin atık veya sistemden çevreye atılan entropi olduğunu ifade etmişlerdir Sabitin belirlenmesinin enerji politikalarına dayandığını ve farklı ürünleri fiyatlandırmada elverişli bir parametre olduğunu belirterek, sisteme Valero tarafından geliştirilen ekserji maliyetine benzer şekilde ekserji-enerji maliyeti uygulamışlardır.

Attala vd. (2001), termik tesislerin dizaynında sadece performans yüksekliğinin önemli olmadığını, rekabet ortamı düşünüldüğünde yatırım maliyetinin de mümkün olduğu kadar düşük olması gerektiğini belirtmişlerdir. Bu çerçevede gerçek sistemlerin dizaynında optimizasyon ve termoekonominin oldukça önemli olduğuna işaret etmişlerdir. Bu çalışmada, termik sistemlerin dizaynında ya da mevcut sistemlerin analiz edilip optimum çalışma şartlarının tespitinde kullanılmak üzere bir model oluşturulmuştur. Nuovo Pignone Kombine Çevrim Santraline ait modelin performans değerlerini ESMS, optimum çalışma şartlarını tespit etmek için Ropac ve ekonomik hesaplamalar için de OPTI isimli bilgisayar programlarını yazmışlardır. Bu modelde yatırım, işletme ve bakım maliyetleri santralin termodinamik ve geometrik parametrelerinin fonksiyonu olarak yazılmıştır. Santrale ait bütün komponentlerin maliyetleri, borulama maliyetleri, yakıt maliyeti, işletme ve bakım maliyetleri, personel giderleri, sigorta giderleri ve ürün satışından elde edilen geliri bir fonksiyon olarak yazmışlardır. Bu fonksiyonla yatırım maliyetlerinin bir değere getirilmiş (Levelized Cost ) miktarının farkı alınarak birim ürün maliyeti hesaplanmaktadır. Burada önemli olanın komponentlerin maliyetleri olduğunu belirtip mümkün olduğu kadar düşük olması gerektiğini vurgulamışlardır. Sisteme ait komponentlerin maliyet fonksiyonlarını tablo halinde vermişlerdir. Komponent maliyetleri hesaplanırken bağımsız değişken olarak yüksek basınçtaki buhar sıcaklığı, ara kızdırma basıncı, atık ısı kazanındaki yüksek basınç ve düşük basınç pinch noktaları ve kondanser basıncı alınmıştır. Yapılan hesaplamalarla elde edilen atık ısı kazanı buhar ve gaz tarafı sıcaklık değerleri ve komponent maliyet değerlerinin, Nuovo Pignone santralinin yılların tecrübesi ile elde edilen değerlerine yakın olduğu görülmüştür. Dolayısıyla modelin çok kısa sürede gerçek santraller için

analize imkân sağladığı belirtilmiştir. Bu çalışmada gaz türbinine ait küresel debi, g/ısı oranı, basınç oranı, buhar tarafına ait güç, buhar alçak ve yüksek basınçları sabit alınmış ve değişik şartlar incelenmemiştir. Birim rn maliyetleri hesaplanarak Nuovo Pignone santrali ile mukayese edilmemiştir. Sistemde tek ürün elektrik olduğundan yapılan analizler bu kombine çevrim santrali için uygun olmakla beraber genel bir model değildir. Model de ekserji ve ekserjoekonomi yönünden herhangi bir inceleme yapılamıştır. Özellikle elektrik ve ısının çift ürün olduğu santrallerde termodinamik analiz yetersiz kalmakta ve ekserji analizine ihtiyaç duyulmaktadır.

### 3. BUHAR SANTRALİ

Buhar santrali denilince buharın üretildiği ve kullanıldığı tesis akla gelmektedir. Ham enerji kaynağından (kömür, motorin, doğalgaz, nükleer enerji ...) yüksek basınç ve yüksek sıcaklık sayesinde buhar elde edilmesi ve bu buharla buhar türbinin tahrik edilmesi suretiyle, jeneratörü çevirerek elektrik enerjisinin üretildiği santrallerdir. Buhar santralinde yakılan yakıtın çeşidinden ziyade, santralin bütün yakıtlar karşısında aynı çevrimi yapmasıdır. Yani yakıt ister kömür, doğalgaz veya nükleer enerji olsun, yalnızca yakıtın enerjisinin açığa çıkarılma yöntemi farklı olup, tesisin genel çevrimi ve çalışma prensipleri aynıdır (Kocaman, 2003).

Buhar santrallerinde genel olarak bir yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisi önce mekanik enerjiye sonrada elektrik enerjisine dönüştürülür. Bu santrallerde enerji kaynağı olarak katı yakıtlar (linyit, taşkömürü), sıvı yakıtlar (fuel-oil, motorin), gazlar (doğal gaz, baca gazı), sentetik yakıtlar ve nükleer yakıt gibi enerji kaynakları kullanılmaktadır (Enerji Raporu, 1994).

Buharlı güç santralleri, kullanılan yakıtı ve ısı kaynağına bağlı olarak termik santral, doğal gaz santrali, nükleer santral gibi adlarla bilinirler. Fakat tümünde su buharı aynı temel çevrimde çalışır. Bu nedenle tümü için aynı çözümlene geçerlidir (Boles ve Çengel, 2000).

Buhar santrallerinde, pratikte buhar türbini, eğer santral kombine bir santral ise buhar ve gaz türbini kullanılır. Şekil 3.1'de görüldüğü gibi yakıt bir buhar kazanında yakılır. Buhar kazanı bir ocak ile boru demetlerinden oluşmaktadır. Kazandaki boruların içinde dolaşan su ısıtılır ve buhar haline gelmesi sağlanır. Elde edilen buhar belli bir basınçta buhar türbinine gönderilerek bir mekanik enerji oluşturulur. Bu mekanik enerji, buhar türbini miline bağlı olan jeneratör tarafından elektrik enerjisine dönüştürülür (Kocaman, 2003).

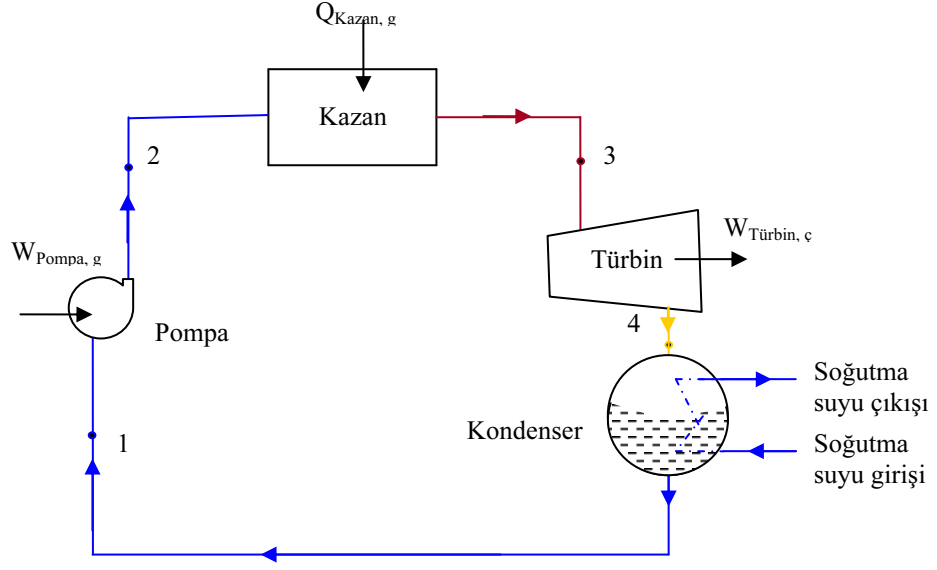
İki sıcaklı arasında çalışan en yüksek verimli çevrim carnot çevrimidir. Bu nedenle buharlı güç santralleri için ideal bir çevrim araştırılırken önce carnot çevriminin akla gelmesi doğaldır. Eğer uygulanabilirse carnot çevriminin ideal buharlı güç çevrimi olarak seçilmesi gerekir. Fakat carnot çevrimi buharlı güç çevrimleri için uygun bir model değildir. Bundan dolayı buharlı güç çevrimleri için ideal olan rankine çevrimidir (Boles ve Çengel, 2000).

Burada buharlı güç çevrimleri için kullanılan rankine çevrimini inceleyeceğiz.

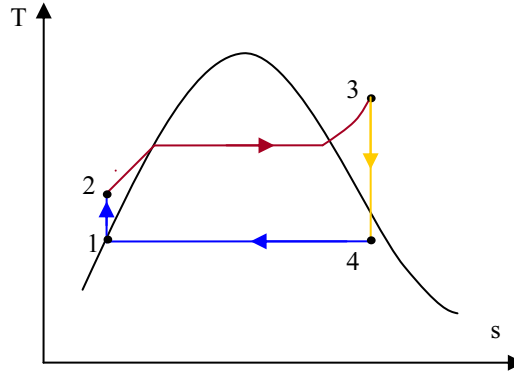
### 3.1 İdeal Rankine Çevrimi

Carnot çevriminin uygulanmasında karşılaşılan zorlukların birçoğu, kazanda suyu kızgın buhar haline ısıtarak ve yoğuşturucuda doymuş sıvı haline yoğuşturarak yok edilebilir. Bu düzenlemeler şekil 3,1'de sistem üzerinde gösterilmiştir. Bu çevrim, rankine çevrimi diye adlandırılır ve buharlı güç santralleri için ideal çevrimdir. İdeal rankine çevriminde içten tersinmezliğin olmadığı 4 hal değişimi vardır:

- 1-2 Pompayla izantropik sıkıştırma
- 2-3 Kazanda, sisteme sabit basınçta ( $P=\text{sabit}$ )ısı geçişi
- 3-4 Türbinde izantropik genişleme
- 4-1 Yoğuşturucuda, sistemden sabit basınçta ( $P = \text{sabit}$ ) ısı atılması



Şekil 3.1 Basit İdeal Rankine Çevrim Şeması



Şekil 3.2 İdeal Rankine Çevriminin T-s Diyagramı

Su pompaya 1 halinde doymuş sıvı olarak girer ve izantropik bir hal değişimiyle kazan basıncına sıkıştırılır. Su sıcaklığı, izantropik sıkıştırma işlemi sırasında suyun özgül hacminin biraz azalmasından dolayı bir miktar artar. T-S diyagramında 1 ve 2 halleri arasındaki dikey aralık, diyagramın rahat anlaşılabilmesi için büyük gösterilmiştir.

Su, kazana 2 halinde sıkıştırılmış sıvı olarak girer ve 3 halinde kızgın buhar olarak çıkar. Kazan temelde büyük bir ısı değiştiricisidir. Yanma sonucu oluşan gazlardan,

nükleer reaktörden veya diğer kaynaklardan sağlanan ısı, burada hemen hemen sabit basınçta suya geçer. Kazan buharın kızgın hale geldiği kızdırıcıyla birlikte genellikle buhar üreticisi diye adlandırılır.

3 halindeki kızgın buhar türbinde izantropik olarak genişler ve bir mili döndürerek iş yapar. Mil genellikle elektrik üretimi için bir jeneratöre bağlanmıştır. Bu hal değişimi sırasında buharın basıncı ve sıcaklığı azalarak 4 halindeki değere ulaşır. Buhar türbinden çıktıktan sonra kondensere girer. Kondensere giren buhar genellikle yüksek kuruluk derecesinde doymuş sıvı – buhar karışımı halindedir. Kondenser büyük bir ısı değiştiricisidir. Buhar burada göl, akarsu ve atmosfere ısı vererek sabit basınçta yoğuşur. Su, kondenserden doymuş sıvı halinde çıkar ve pompaya girerek çevrimini tamamlar. Suyun az olduğu bölgelerde, güç santrallerinde soğutma su yerine havayla yapılır.

T-s diyagramında hal değişimi altında kalan alanın içten tersinir hal değişimleri için ısı geçişini gösterir, 2–3 eğrisi altında kalan alan suya kazanda verilen ısıya, 4–1 eğrisi altında kalan alanın da yoğuşturucuda çevreye verilen ısıyı simgelediği söylenebilir. Bu ikisi arasındaki fark çevrimin net işi veya net ısı alış veriştir (Boles ve Çengel, 2000).

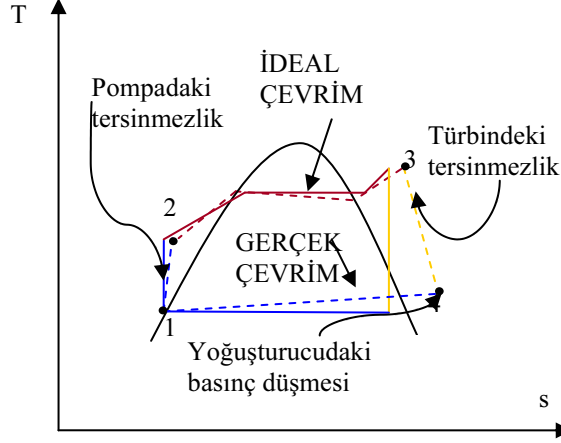
### **3.2 Gerçek Buhar Çevriminin İdeal Buhar Çevriminden Farkı**

Gerçek buharlı güç çevrimi, şekil 3.3’de gösterilen tersinmezliklerden dolayı ideal Rankine çevriminden farklıdır. Akış sürtünmesi ve çevreye olan istenmeyen ısı kayıpları, tersinmezliklerin başlıca iki kaynağıdır (Boles ve Çengel, 2000).

Akış sürtünmesi kazanda, yoğunlaştırıcıda ve elemanları birleştiren borularda basınç düşmesine neden olur. Bunun sonucu olarak buhar kazandan biraz daha düşük basınçta çıkar. Benzer şekilde türbin girişinde buharın basıncı aradaki borularda basıncın düşmesinden dolayı kazan çıkışındaki buhar basıncından daha düşüktür. Yoğuşturucuda ki basınç düşmesi genelde çok daha küçüktür. Basınç düşmelerini



karşılmak için su ideal çevrimde belirtilenden daha yüksek bir basınçta pompalanmalıdır. Bu da daha büyük bir pompa ve daha çok pompa işi gerektirir (Boles ve Çengel, 2000).



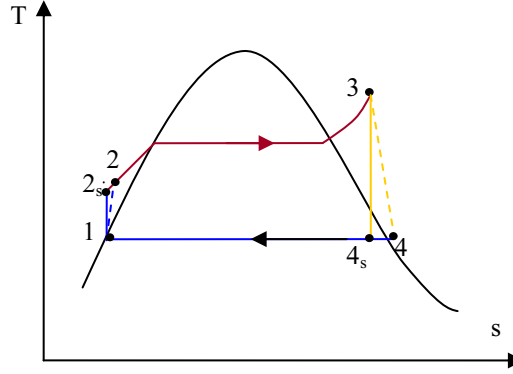
Şekil 3.3 Gerçek buhar çevriminin ideal buhar çevriminden farkı

Tersinmezliklerin diğer ana kaynağı, çeşitli elemanlardaki akış sırasında, buhardan çevreye olan ısı kayıplarıdır. Net işin aynı kalabilmesi için, kazanda buhara ısı kayıplarını karşılayacak kadar fazladan ısı verilmesi gerekir.

Pompa ve türbinde olan tersinmezlikler özel bir önem taşır. Tersinmezlikler sonucu bir pompa daha çok iş gerektirir, bir türbin daha az iş yapar. İdeal koşullarda bu makinelerde akış sabit entropidedir veya izantropiktir. Gerçek pompa ve türbinlerin izantropik pompa ve türbinlerden farklılığı adyabatik verim tanımıyla göz önüne alınabilir (Boles ve Çengel, 2000).

$$\eta_p = \frac{w_s}{w} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.1)$$

$$\eta_p = \frac{w}{w_s} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.2)$$



Şekil 3.4 Pompa ve türbindeki tersinmezliklerin İdeal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi

Şekil 3.1’te, 2 ve 4 indisleri sırasıyla pompa ve türbinin gerçek çıkış hallerini, 2s ve 4s indisleri ise izantropik çıkış hallerini göstermektedir.

Gerçek buharlı güç çevrimlerinin çözümlenmesinde göz önüne alınması gereken başka etkenlerde vardır. Örneğin, gerçek yoğuşturucularda su, kavitasyon olgusunu önlemek için doymuş sıvı halinin ötesinde aşırı soğutulur. Kaviteasyon, pompa çarkının alçak basınç tarafında akışkanın hızlı buharlaşması ve yoğuşmasıdır, sonuçta pompa büyük zarar görebilir. Yataklarda, hareket eden parçalar arasındaki sürtünme bir başka tersinmezlik nedenidir. Çevrimden dışarı sızan buhar ve yoğuşturucuda çevrime dışarıdan sızan hava ideal çevrimden sapmaya neden olur (Boles ve Çengel, 2000).

### 3.3 Buhar Santralinin Temel Elemanları ve Çalışma Karakteristikleri

İdeal Rankine çevriminde, santralin kapasitesine veya imalat şekline göre çok sayıda eleman vardır. Her santralde bulunması gereken temel elemanlar vardır. Bu elemanlar; pompa, kazan, türbin ve kondenserdir. Burada şekil 3.1’de görülen basit ideal Rankine çevrim elemanlarını inceleyeceğiz.

### **3.3.1 Pompa**

Sıvıları sıkıştırmak ve sıvı akışkanı sağlamak için kullanılan parçadır. Pompalara dönen mil aracılığı ile dışarıdan güç aktarılır. Bu bakımdan pompalarda iş terimi eksidir. Çünkü akışkan üzerinde iş yapılmamaktadır (Boles ve Çengel, 2000).

Kondenserden yoğunlaşmış olarak çıkan su kazana pompa vasıtasıyla iletilir. Burada kondenser pompasından ve diğer iletimler için kullanılan pompalardan bahsetmeyeceğiz. Yalnızca kazan besleme suyu pompasından bahsedeceğiz.

### **3.3.2 Kazan**

Yakıtın yakılarak ısı enerjisinin açığa çıkarıldığı ve bu ısının suya yüklendiği bölümdür. Kazanda borular içerisinde türbine gidecek su dolaşmaktadır. Yakıtın ısısı bu borularda dolaşan suya aktarılır ve yeterli sıcaklık ve basınçta türbine gönderilir.

Kazanda yakıtın yanmasıyla, borulardaki su öncelikle doymuş buhara dönüşür. Doymuş buhar kızdırıcı borulara girerek aynı basınçta sıcaklığın artmasıyla kızgın buhar halini alır.

### **3.3.3 Türbin**

Elektrik jeneratörünü döndüren sistem elemanına türbin denir. Akışkan türbinden geçerken mil üzerine yerleştirilmiş kanatçıklara karşı iş yapar. Bunun sonucunda mil döner ve türbin işi gerçekleşir. Türbinde yapılan iş artıdır, akışkan tarafından iş yapılmaktadır.

### **3.3.4 Kondenser**

Buharın içinde yoğuştuğu hazneye kondenser denir. Bir buhar t¼rbininde iş g¼r¼p genişledikten sonra dışarı atılan ¼r¼k buhar, ¼zel bir hazneye yani kondensere g¼nderilip burada soğutularak yoğuştur ulur.

T¼rbini terk eden ¼r¼k buhar, geniş ¼aplı bir ağızdan kondensere dolar. Burada soğutma borularıyla temas edip yoğuştuktan sonra kondenserden ¼ıkar.

### **3.4 Buhar Santralinde Kullanılan Akışkan**

Buhar santrallerinin hemen hemen hepsinde kullanılan akışkan sudur. Su, ucuzluk, her yerde bulunabilme ve y¼ksek buharlaşma entalpisi gibi olumlu ¼zelliklere sahiptir. Diğer aracı akışkanlar arasında, y¼ksek sıcaklık uygulamalarında kullanılan sodyum, potasyum ve cıvayla d¼ř¼k sıcaklık uygulamalarında kullanılan benzol ve freonlar sayılabilir. ¼zellikle elektrik ¼retimi i¼in d¼nyada yaygın olarak kullanılan buharlı g¼¼ ¼evrimlerinde su kullanılmaktadır.

## 4. METERYAL VE METOT

### 4.1 Buharlı Güç Çevriminin Birinci Kanun Analizi

İdeal Rankine çevriminin birinci kanun analizinin yapılmasındaki amaç, kazana verilen sıcaklığı, kondenser sıcaklığı, türbin verimi ve pompa verimi gibi sistem performansını etkileyen değişkenler ile ısı verimin bulunmasıdır. Bu nedenle çevrimin her bir elemanına termodinamiğin birinci kanunu uygulanmıştır.

Termodinamiğin birinci kanunu, enerjinin bir şekilden diğerine dönüşebileceğini, bir sistemden diğer sisteme transfer edilebileceğini fakat bu dönüşümler ve transferler sırasında toplamın sabit kalacağını ifade eder. Enerjinin dönüştürülebileceğini ama yok olmayacağını belirten bu kanun deneysel gözlemlere dayanır ve enerjinin korunumu diye adlandırılır. En genel haliyle “sistemle çevrenin etkileşimi sırasında, sistem tarafından kazanılan enerji, çevre tarafından kaybedilen enerjiye eşit olmak zorundadır” şeklinde tanımlanır (Çengel, 1994).

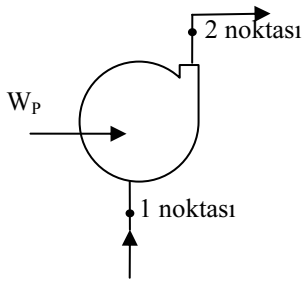
Birinci kanun analizi için sistem elemanları ve dizayn parametreleri:

- Santral yükü : 500 MW
- Kazan sıcaklığı,  $T_K$  : 400–1300 °C
- Türbin : Çok kademeli kondensat türbini
- Türbin verimi,  $\eta_T$  : %80–85
- Pompa : Kademeli
- Pompa verimi,  $\eta_P$  : %75 - %80
- Pompa basıncı,  $P_P$  : 12.5 MPa
- Kondenser : Ters akışlı
- Kondenser basıncı;  $P_{Knd}$  : 2.5–10 kPa
- Buhar debisi,  $m_s$  : 200–300 kg/s
- Soğutma suyu giriş sıcaklığı;  $T_{ss,g}$  : 15–20 °C
- Soğutma suyu çıkış sıcaklığı;  $T_{ss,\ç}$  : 25–32 °C
- Çevre sıcaklığı : 20 °C

Ayrıca buhar santralinin çalışması esnasında aşağıda belirtilen kabuller yapılmıştır:

- Pompa ve boru hatlarındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Pompadaki sıkıştırma adyabatik olarak gerçekleşmektedir.
- Buhar santralinde dolaşan suyun debisi sabittir.
- Sistem elemanlarından dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edilmektedir.
- Kazana kondenserden çıkan su haricinde başka bir kaynaktan su verilmemektedir.
- Kondenserden dış ortama ısı transferi olmayıp ısının tamamı soğutma suyuna verilmektedir.
- Dış ortamdan kazana ısı transferi olmayıp ısının tamamı yakılan yakıttan alınmaktadır.
- Türbinden dış ortama ısı transferi yoktur.
- Türbindeki basınç kayıpları ihmal edilmektedir.
- Türbindeki hal değişimi izantropiktir.
- Kazan ve kondenserde iş etkileşimi yoktur.

#### 4.1.1 Pompa Birinci Kanun Analizi



a) Kütlenin Korunumu :

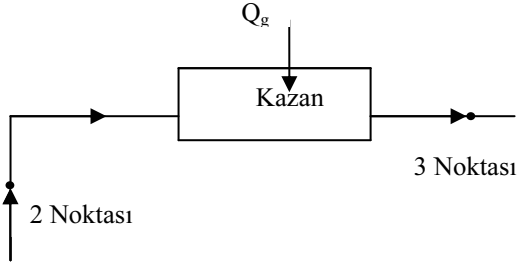
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_s \quad (4.1)$$

b) Enerjinin Korunumu :

$$m_1 h_1 = m_2 h_2 - W_p \eta_p \quad (4.2)$$

$$W_p = \frac{\dot{m}_s (h_2 - h_1)}{\eta_p} \quad (4.3)$$

#### 4.1.2 Kazan Birinci Kanun Analizi



a) Kütlenin Korunumu:

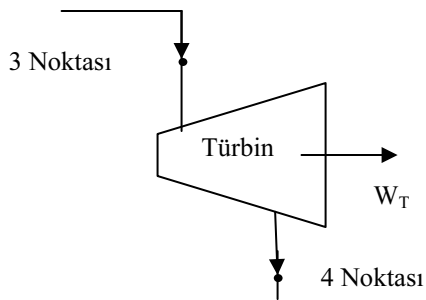
$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_s \quad (4.4)$$

b) Enerjinin Korunumu:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_s (h_3 - h_2) \quad (4.5)$$

$$Q_K = m_s (h_3 - h_2) \quad (4.6)$$

#### 4.1.3 Türbin Birinci Kanun Analizi



a) Kütlenin Korunumu :

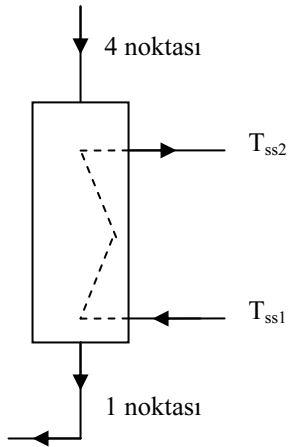
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_s \quad (4.7)$$

b) Enerjinin Korunumu :

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + W_T \quad (4.8)$$

$$W_T = \eta_T \dot{m}_s (h_3 - h_4) \quad (4.9)$$

#### 4.1.4 Kondanser Birinci Kanun Analizi



a) Kütlenin Korunumu :

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_s \quad (4.10)$$

$$\dot{m}_{ss1} = \dot{m}_{ss2} = \dot{m}_{ss} \quad (4.11)$$

b) Enerjinin Korunumu :

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{ss1} h_{ss1} = \dot{m}_s h_1 + \dot{m}_{ss2} h_{ss2} \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_s (h_4 - h_1) = \dot{m}_{ss} (h_{ss2} - h_{ss1}) \quad (4.13)$$



#### 4.1.5 Rankine Çevriminin Isıl Verimi

Rankine çevriminin ısı verimi şöyle ifade edilebilir:

$$W_{\text{net}} = q_g - q_{\text{ç}} = W_T - W_P \quad (4.14)$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{net}}}{q_g} = 1 - \frac{q_{\text{ç}}}{q_g} \quad (4.15)$$

Güç santrallerinde çevrim verimleri genellikle ısı oranı ile ifade eldir. Bu değer 1 kWh saat elektrik üretmek için Btu biriminde harcanan ısıya eşittir.

Isıl verim T-s diyagramında çevrimi belirten eğrinin içinde kalan alanın, ısı geçişini gösteren eğrinin altında kalan alana oranı olarak da ifade edilebilir.

#### 4.2 Rankine Çevriminin İkinci Kanun Analizi

Enerjinin insan hayatındaki önemi gün geçtikçe artmaktadır. Günlük yaşam esnasında kullanılan enerji, başka bir enerji kaynağından dönüşümle elde edilen ikincil enerjidir. Bunlar elektrik, ısı, mekanik gibi çeşitli formlarda olabilir. Enerjinin birincil kaynağından daha değerli olan ikincil kaynaklara dönüştürülmesi için kullanılan sistemler enerji üretim sistemleridir. Bu sistemler termodinamik şartlar dâhilinde çalışırlar. Özellikle termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu, sistemlerin çalışma şartlarını ve şekillerini belirler.

Etkileşim esnasında hal değişimleri belirli bir yönde gerçekleşirken, tersi yönde gerçekleşmez. Oysa birinci kanun, hal değişiminin yönü üzerine bir kısıtlama koymaz. Birinci yasanın bu yetersizliği başka bir ilke ile termodinamiğin ikinci kanunu ile kapatılır (Çengel, 1994).

Birinci kanun enerjinin niceliği üzerinde durup, enerjinin bir biçimden diğerine dönüşümü sırasındaki değişimleri sayısal değerlerle ifade eder. Sayısal değer olarak eşit fakat biçim ve kaynak açısından farklı enerjiler arasında ayırım gözetmez. İkinci kanun ise enerjinin niteliğini ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamak için somut yöntemler ortaya koyar (Çengel, 2000).

Termodinamiğin ikinci kanunu, bazı enerji dönüşümleri için sadece sistemden çıkan enerjinin iş potansiyelinin, sisteme giren enerjinin iş potansiyelinden daha küçük olduğunu ifade etmekle yetinmektedir. Aradaki iş potansiyel farkı söz konusu dönüşümde meydana gelen tersinmezliklere bağlıdır. Bu tersinmezlikler ortadan kaldırılabılırsa, yani enerji dönüşümü tersinir bir şekilde gerçekleşirse, sisteme giren ve çıkan enerjilerin iş potansiyelleri birbirine eşit olur. Ayrıca termodinamiğin ikinci kanunu, ısı enerjisinin sadece belirli bir kısmının işe çevrilebileceğini, çevrenin iç enerjisinden yararlanarak iş elde edilemeyeceğini belirterek, enerji dönüşümlerini sınırlamakta ve bütün doğal olayların tersinmez olduğuna dikkati çekerek, enerjinin bir şekilden diğer bir şekle her dönüşümünde veya bir sistemden diğer sisteme

transferinde, insanların faydalanabilecekleri kısmının azalacağını ve bu nedenle sürekli olarak değer kaybedeceğini ifade etmektedir. Bu kanun işin, ısı veya iç enerjiye dönüşümü için herhangi bir kısıt önermezken, iç enerjinin tam olarak işe dönüştürülemeyeceğini ifade etmektedir. Bunların tersinir bir süreçte işe dönüştürebilecek maksimum miktarı için bir üst sınır belirlenmelidir.

#### 4.2.1 Ekserji Kavramı

Verilmiş bir ortamda bütün diğer enerji türlerine dönüştürülebilen enerjiye kullanılabilir enerji veya ekserji adı verilir. Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi olanak dışı olan enerji ise kullanılmaz enerji ya da anerji adını alır. Sınırlı olarak dönüştürülebilen enerji, ekserji ile anerjinin toplamından oluşmaktadır.

Herhangi bir enerji türünün ne kadarının işe yarayan enerji olduğunun belirlenebilmesi için ekserjinin tanımlanması gerekmektedir. Ekserjinin ilk tanımı Baehr tarafından “enerjinin diğer enerji türlerine dönüştürülebilen kısmı” olarak yapılmıştır. Bu tanım nitel olup, nicel hesaplamalar için kullanılacak tanım ise Bosnjakoviç tarafından “ekserji, tersinir bir süreç sonunda, çevre ile denge sağlandığı takdirde kuramsal olarak elde edilebilecek maksimum yararlı iş miktarıdır” şeklinde yapılmıştır (Arıkol, 1984).

Birbiri ile etkileşim halindeki farklı iki sistemden her zaman yararlı iş elde etmek mümkündür. Prensip olarak, bu iki sistem kendi aralarında denge konumuna kadar iş üretirler. Sistemden bir tanesi çevre diye adlandırılan ideal sistem, diğeri de bununla etkileşim halinde bir sistem olursa, sistemler dengeye gelinceye kadar elde edilebilecek teorik maksimum yararlı işe ekserji denilir. Bir başka deyişle, çevre şartlarından belirli bir şarta sistemi getirebilmek için gerekli minimum yararlı işe ekserji denilmektedir. (Bejan, 1995 )

Ekserji sistemle çevresi arasındaki farklı yapının bir ölçütüdür. Bu sebeple sistem etkileşim halinde bulunduğu çevresi ile beraber değerlendirilmelidir. Bosnjakoviç’in

tanımından hareketle ekserjinin hesaplanabilmesi için, çevrenin sıcaklık, basınç ve kimyasal kompozisyonunun kesinlikle belirtilmesi gereklidir. Dolayısıyla, ekserjinin tam anlaşılabilmesi ve kullanılabilmesinde çevre kavramı önemli bir rol oynar. (Arıkol, 1984 )

Fiziksel dünya çok karmaşık olduğu için modellerde değişik çevre tanımları yapılmıştır. Genel olarak çevre dünyadaki atmosfer, okyanus ve kara parçalarında bol miktarda bulunan maddelerin kompozisyonu olarak kabul edilir. Bu maddeler çevre içerisinde dengededir. Bu nedenle, çevrenin herhangi bir bölümü ile etkileşim neticesinde iş elde etmek mümkün değildir. Yapılan diğer kabul ise çevrenin çok büyük olduğu ve  $P_0$  basıncı ile  $T_0$  sıcaklığının homojen dağıldığıdır. Yaklaşık analizlerde çevre şartları 1 atm ve  $25^{\circ}\text{C}$  alınır. Bununla beraber, gerçek uygulamalar için  $P_0$  ve  $T_0$  değerleri sistemin işletileceği yerin şartlarına bağlı olarak kabul edilmelidir.

Bir sistem ile çevre arasında basınç, sıcaklık, kimyasal kompozisyon, hız ya da yükseklik farkı var ise bu durumda iş alma potansiyeli var demektir. Sistem çevre şartlarına eşit olduğunda ise bu potansiyel kaybolur. Bundan dolayı çevre diğer sistemlerin iş potansiyellerini değerlendirmek için bir referanstır. Sistem ile çevresi arasında denge bulunduğu duruma ölü durum adı verilir. Ölü durumda sistem ile çevre arasında mekanik, termik ve kimyasal denge olduğunda sistemin basıncı, sıcaklığı ve kimyasal kompozisyonu çevrenin değerlerine eşittir. Bu durumda çevrenin hızı ve yüksekliği de sıfırdır. Sistem ile çevresi arasında bir diğer denge tipi daha tanımlanır. Bu durumdaki denge, termik ve mekanik durumların dengesi ile sınırlandırılmıştır. Sınırlandırılmış ölü durum adı verilen bu şartlarda çevre ile sistem arasında basınç ve sıcaklık aynıdır. Kimyasal denge yoktur. Bu nedenle çevre ile sınırlı dengedeki sistemlere, çevre şartlarında denilir. ( Kotas, 1984 )

Enerji korunumu kavramının ön plana çıkmasıyla inci kanunu temel alan analiz teknikleri geliştirilmiştir. Özellikle de ekserji kavramı belirginlik kazanmıştır ( Valero, 1993). Enerji ile ekserji arasında bazı temel farklılıklar vardır. Enerji, kütle

akışına bağlı ve çevreden bağımsızken, ekserji çevre şartlarına da bağlıdır. Enerji hareket ya da hareket meydana getirme kabiliyeti olarak tanımlanabilirken ekserji iş ya da iş yapabilme kabiliyeti olarak tanımlanmaktadır. Enerji miktarla ölçülen nicel bir kavramken, ekserji hem miktara hem de niteliğe bağlı bir kavramdır. Enerjinin değeri hiçbir şartta sıfır olmazken ekserjinin değeri çevre şartlarında sıfırdır. Enerji birinci kanun gereği korunur ve yok olamaz, hâlbuki ekserji sadece tersinir proseslerde korunur, tersinmez proseslerde kullanılır yani azalır ( Dinçer, 2001).

Ekserji dengesi en çok termik sistemlerin analizinde kullanılır. Ekserji dengesi de enerji dengesinde benzer ama bazı temel farklılıklar vardır. Enerji dengesi, enerji dönüşüm kanunlarına, ekserji dengesi ise enerjinin tersinmezliği kanununa dayanır. (Kotas, 1984). Ekserji dengesi prosteki tersinmezliklerin hesabına ve genel verimi azaltıcı tesir eden ünitelerin tanımlanmasında önemli roller oynar (Valero, 1993).

Ekserji analizi, enerji kaynaklarının daha verimli kullanımı için uygundur. Bunun için, sistemin atık ve kayıp miktarı iyi tespit edilmelidir. Çünkü dizayn edilen enerji sistemlerinin verimi ya da mevcut sistemlerin verimlerinin artırılması için bu bilgiler kullanılır. Sistemler birinci kanuna göre analiz edilince oluşan eksiklikler, ekserji analizi ile telafi edilir. Birinci kanun baz alındığında termik santraller için verimi azaltan eleman kondanserdir. Çünkü sistemdeki ısının sistem dışına atıldığı elemandır. Bu nedenle kondenser verimsizlik kaynağı olarak görülebilir. Sisteme ekserji analizi yapıldığında ise kayıplar ve tersinmezlikler açısından kazanın kondanserden daha önemli olduğu ortaya çıkmaktadır. Bir başka deyişle, ekserji analizi ile kondanser kadar kazanın da sistemin verimi üzerinde etkisi olduğu anlaşılır (Bejan, 1995).

Ekserji analizleri ile elde edilen sonuçlarda, bir sistemdeki kayıpların ve tersinmezliklerin azaltılması ya da giderilmesi için yapılabilecek değişiklikler ortaya konur. Bu değişiklikler yapıldığında ortaya çıkacak iyileştirmeler, sistemin maliyetini artırıcı şekilde rol oynar. Sistemin maliyetinin artması oluşan ürün maliyetini artıracaktır. Dolayısıyla tek başına böyle bir analiz gerçekçi çözümler

üretmez. Bu nedenle ekserji analizi yapılırken maliyetin etkisi de göz önünde bulundurulmalıdır (Bejan, 1995).

Ekserjinin çok çeşitli bileşenleri vardır. Eğer nükleer, magnetik ve yüzey gerilimlerini tesirleri yok kabul edilirse, ekserji dört ana parçaya ayrılabilir. Bunlar: fiziksel ekserji, kimyasal ekserji, potansiyel ekserji ve kinetik ekserjidir. Kinetik ve potansiyel ekserjinin toplamına termodinamik ekserji adı verilmektedir. Buhar santrali sisteminin sahip olduğu kinetik ve potansiyel enerji prensip olarak % 100 verimle işe dönüştürülebilir. Dolayısıyla sistemin potansiyel ve kinetik ekserjileri, sahip olduğu potansiyel ve kinetik enerjilerine eşittir. Bu nedenle buhar santrali sistemindeki formüllerde potansiyel ve kinetik ekserjileri yok sayacağız.

Burada, kinetik ve potansiyel ekserji bittiğinde maksimum kullanılabilir iş fiziksel ekserji olarak tanımlanır. Diğer ekserji çeşitlerini yok sayarak yalnızca fiziksel ekserjiyi kullanacağız.

Sürekli akışlı açık sistemin ekserji analizi yapılırken tüm ünitelerde aşağıdaki temel denklemler kullanılır.

Ekserji analizi yapılırken tüm ünitelerde aşağıdaki temel denklemler kullanılır.

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} \left( \frac{T - T_0}{T} \right) \quad (4.16)$$

$$\dot{E}_W = \dot{W} \quad (4.17)$$

Ekserji denkliği (Bejan, 1997):

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} \varepsilon - \sum_{\text{giren}} \dot{m} \varepsilon + T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.18)$$

Burada  $\dot{E}_Q$  ve  $\dot{E}_W$  sırasıyla ısı transferi ve mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserjileri,  $\varepsilon$ , özgül ekserjiyi,  $T_0$ , çevre sıcaklığını ve  $S_{\text{üretim}}$ , entropi üretimini temsil etmektedir. Çıkan indisi çıkışı, giren indisi ise girişi göstermektedir.

Denklemdede;

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.19)$$

olarak tanımlanır. Burada I, birim zamanda kaybolan ekserjiyi, yani tersinmezliği ifade etmektedir.. Ekserji genellikle termomekaniksel ve kimyasal ekserjilerin toplamı olarak değerlendirilir. Termomekaniksel ekserji, herhangi bir durum (T, P) ile çevrenin sadece sıcaklığı ( $T_0$ ) ve basıncı ( $P_0$ ) ile dengede olan bir durum arasındaki ekserjidir. Termomekaniksel ekserji, kimyasal ekserji terimleri ihmal edilerek aşağıdaki şekilde belirlenir (Bejan, 1997):

$$E = \dot{m} \varepsilon \quad (4.20)$$

$$\varepsilon = (h - T_0 s) + \frac{1}{2} V^2 + gZ - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.21)$$

Denklem (4.18)'deki potansiyel ve kinetik enerji terimleri ihmal edilirse;

$$\varepsilon = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.22)$$

Buhar santral tesisinin belirtilen elemanlarının tersinmezliklerinin hesaplanabilmesi için, her bir eleman için giren ve çıkan ekserji miktarlarının hesaplanması gerekir. Bunun için denklem (4.18) düzenlenirse;

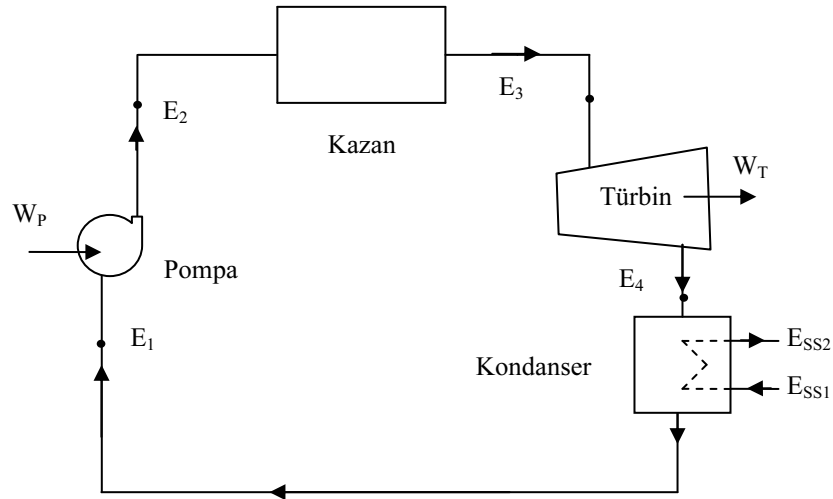
$$\dot{W} = \sum \dot{E}_Q + \sum_{\text{giren}} \dot{m} \varepsilon - \sum_{\text{çıkış}} \dot{m} \varepsilon - I \quad (4.23)$$

Buhar santralindeki tüm elamanların tersinmezliklerinin hesaplanmasında (4.23) denklemi kullanılmıştır.

#### 4.2.2 Sistem Elemanlarının Ekserji Analizi

En büyük güç tesislerinin ve kimyasal tesislerin bir takım basit proseslerden oluştuğu düşünülebilir. Bu prosesler, genişleme, sıkıştırma, ısı değiştirme, karıştırma, karışımın düzenli bir şekilde dağıtımı ve kimyasal yanma reaksiyonlarıdır. Kompleks sistemlerin analizi için düzenlenen ekserji metodu tekniği bu proseslerde kullanılmaktadır (Kotas, 1995).

Bu bölümde buhar santrali elemanlarının ekserji analizi yapılarak tersinmezlikleri belirlenmiştir. Toplam sistem tersinmezliği hesaplanarak değişken sistem parametreleriyle tersinmezliğin nasıl değiştiği incelenmiştir. Burada hesaplanan tersinmezlikler, daha sonraki bölümde kompresörlü soğutma sisteminin termoekonomik optimizasyonunun temelini oluşturmaktadır.

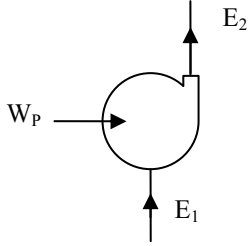


Şekil 4.1 Rankine çevriminde ekserji akışlarının şematik gösterimi



#### 4.2.2.1 Pompa Ekserji Analizi

Buhar santralinde kazan besleme suyu pompası genellikle çevre sıcaklığında veya çevre sıcaklığına yakın bir sıcaklık değerinde çalışmaktadır.



Şekil 4.1’de ekserji akışı verilen pompanın ekserjisi, denklem (4.23) kullanılarak şöyle yazılabilir:

$$E_1 + W_p = E_p^Q + E_2 + I_p \quad (4.24)$$

olarak yazılır. Pompanın çevreyle ısı alışverişinde bulunmadığı kabulünden dolayı  $E_p^Q = 0$  yazılır. Böylece pompanın ekserji dengesi;

$$W_p = E_2 - E_1 + I_p \quad (4.25)$$

olarak yazılır.

Denklem (4.22)’den özgül ekserjiler;

$$\varepsilon_1 = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.26)$$

$$\varepsilon_2 = (h_2 - T_0 s_2) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.27)$$

$$W_p = \dot{m}_s (h_2 - h_1) \quad (4.28)$$

Denklem (4.26), (4.27), ve (4.28), denklem (4.24)’de yerine konur ve düzenlenirse;

$$I_p = \dot{m}_s T_0 (s_2 - s_1) \quad (4.29)$$

elde edilir. Aynı zamanda bu denklem pompanın tersinmezliğini ifade eder.

Adyabatik şartlarda çalışan pompanın özgül ekserjisinin ( $\epsilon$ ), ekserji verimi ( $\eta_{II}$ ) olarak ifade edilmesinin iki farklı şekli vardır. Bunlar sırasıyla;

$$\eta_{II,P} = \frac{E_2 - E_1}{W_p} \quad (4.30)$$

$$\eta_{II,P} = 1 - \frac{I_p}{W_p} \quad (4.31)$$

olarak yazılır. Pompanın ekserji verimi  $\eta_{II}$ , pompanın izentropik verimi ile karşılaştırılabilir. Pompanın ekserji veriminin izentropik verimi ile birlikte yazılımı şöyledir:

$$\eta_{II,P} = 1 - \frac{T_0 (s_2 - s_1)}{h_2 - h_1} \quad (4.32)$$

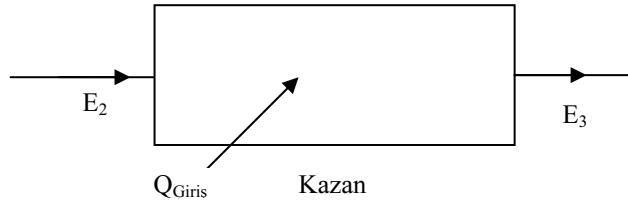
Şekil 3.4'ten pompanın izentropik verimi;

$$\eta_{P,S} = 1 - \frac{h_2 - h_{2s}}{h_2 - h_1} \quad (4.33)$$

olarak belirlenir.

#### 4.2.2.2 Kazan Ekserji Analizi

Kazanda yanma ürünlerinden ve tersinmezliklerden kaynaklanan birçok ekserji formu oluşmaktadır. Her özel durum için kazanda toplam tersinmezliğin hangi oranda olduğunu belirlemek prensip olarak mümkün değildir. Çünkü çok sayıda yanma ürünü vardır. Ancak proses adyabatik olarak ele alınırsa ekserji durumlarını ve şartlarını belirlemek mümkün olur. Kazanda gerçekleşen yanma sonucu oluşan ürünlerin ekserjilerini belirlemek başlı başına ayrı bir çalışma konusudur. Bu nedenle yanma ürünlerinden kaynaklanan ekserjiler çalışmaya dâhil edilmedi.



Kazana giren bütün giriş ve çıkış kütle miktarlarının değişmediği kabul edilerek, sürekli şartlarda çalışan buhar kazanının ekserji dengesi;

$$E_2 + E_Q = E_3 + I_K \quad (4.34)$$

$$\varepsilon_2 = (h_2 - T_0 s_2) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.35)$$

$$\varepsilon_3 = (h_3 - T_0 s_3) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.36)$$

$$E_Q = \dot{m}_s Q_K \left( 1 - \frac{T_0}{T_K} \right) \quad (4.37)$$

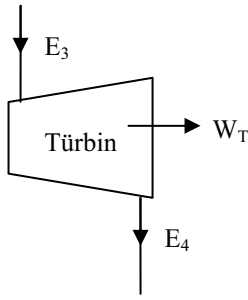
Denklem (4.35), (4.36) ve (4.37), denklem (4.34)'de yerine konur ve denklem düzenlenirse;

$$I_K = \dot{m}_s (h_2 - h_3) - \dot{m}_s T_0 (s_2 - s_3) + \dot{m}_s \dot{Q}_K \left( 1 - \frac{T_0}{T_K} \right) \quad (4.38)$$

$$I_K = \dot{m}_s T_0 \left( (s_3 - s_2) - \dot{Q}_K \frac{1}{T_K} \right) \quad (4.39)$$

#### 4.2.2.3 Türbin Ekserji Analizi

Buhar santrali buhar türbinleri, diğer tesislerde kullanılan türbinlerden genişleme prosesi yönünden incelenirse farklılık arz eder. Buhar santrali türbinleri tek kademeli genişleme ve çok kademeli genişleme türbini olarak iki gruba ayrılır. Bu çalışmada, tek kademeli genişlemeli türbin incelenmiştir. Ayrıca türbinin adyabatik olduğu kabul edildi.



Türbindeki ekserji akışı;

$$E_3 = E_4 + W_T + I_T \quad (4.40)$$

olarak yazılır. Türbinle çevre arasında ısı alışverişi olmadığı kabulünden dolayı ısı ekserji türbindeki ekserji akışına dâhil edilmemiştir. Türbinin ekserji dengesini saptamak için ekserji etkileri şöyledir:

$$\varepsilon_3 = (h_3 - T_0 s_3) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.41)$$

$$\varepsilon_4 = (h_4 - T_0 s_4) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.42)$$

$$W_T = \dot{m}_s (h_3 - h_4) \quad (4.43)$$

Denklem (4.41), (4.42) ve (4.43), denklem (4.40)'da yerine konur ve düzenlenirse;

$$I_T = \dot{m}_s T_0 (s_4 - s_3) \quad (4.44)$$

olur. Bu denklem türbinin tersinmezliğidir.

Türbinin ekserjik veriminin diğer bir ifade biçimi şöyledir:

$$\eta_{II,T} = \frac{W_T}{E_3 - E_4} \quad (4.45)$$

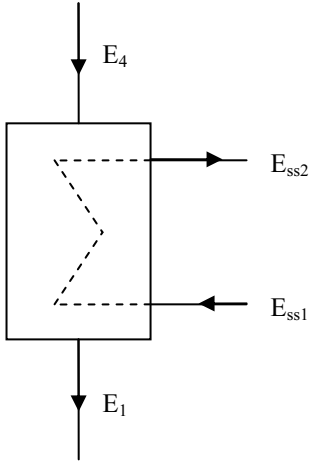
$$\eta_{II,T} = 1 - \frac{I_T}{E_3 - E_4} \quad (4.46)$$

Şekil 3.4'den faydalanarak türbinin izantropik verimi;

$$\eta_{T,s} = 1 - \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (4.47)$$

olarak bulunur.

#### 4.2.2.4 Kondanser Ekserji Analizi



Kondansere giren soğutma suyunun kütlesi sabittir. Bunu göz önünde bulundurarak kondanserin ekserji dengesi;

$$E_4 + E_{ss1} = E_1 + E_{ss2} + I_{Knd} \quad (4.48)$$

olarak yazılır. ekserji akışı;

$$\varepsilon_1 = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.49)$$

$$\varepsilon_4 = (h_4 - T_0 s_4) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.50)$$

$$\varepsilon_{ss1} = (h_{ss1} - T_0 s_{ss1}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.51)$$

$$\varepsilon_{ss2} = (h_{ss2} - T_0 s_{ss2}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.52)$$

olarak yazılır.

denklem (4.49), (4.50), (4.51) ve (4.52), denklem (4.48)'de yerlerine konular ve denklemde gerekli düzenlemeler yapılırsa kondanseri tersinmezliği;

$$I_{Knd} = \dot{m}_s (h_4 - h_1) - \dot{m}_s T_0 (s_4 - s_1) + \dot{m}_{ss} (h_{ss1} - h_{ss2}) - \dot{m}_{ss} T_0 (s_{ss1} - s_{ss2}) \quad (4.53)$$

gibi ifade edilir.

#### 4.2.2.5 Rankine Çevriminin Toplam Tersinmezliği ve Toplam Verimi

İdeal Rankine çevrimi kullanılarak buhar santralinin her bir bileşeninin tersinmezlik değerleri belirlendikten sonra sistemin toplam tersinmezliği aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır.

$$I_{Top} = \sum I_{Sistem\ Elemanları} \quad (4.54)$$

$$I_{Top} = I_P + I_K + I_T + I_{Knd} \quad (4.55)$$

(4.55) denkleminde toplam tersinmezliklerin miktarı bulundu. Sistemdeki her bir eleman için bulunan tersinmezlikler (4.55)'de yerine konursa;

$$I_{\text{Top}} = \left[ \begin{array}{l} \dot{m}_s T_0 (s_2 - s_1) + \dot{m}_s (h_2 - h_3) - \dot{m}_s T_0 (s_2 - s_3) + \dot{m}_s T_0 (s_4 - s_3) \\ + \dot{m}_s (h_4 - h_1) - \dot{m}_s T_0 (s_4 - s_1) + \dot{m}_{ss} (h_{ss1} - h_{ss2}) \\ - \dot{m}_{ss} T_0 (s_{ss1} - s_{ss2}) + \dot{Q}_K \left( 1 - \frac{T_0}{T_K} \right) \end{array} \right] \quad (4.56)$$

denklem düzenlenirse;

$$I_{\text{Top}} = T_0 \left[ m_{ss} (s_{ss2} - s_{ss1}) - m_s \frac{\dot{Q}_K}{T_K} \right] \quad (4.57)$$

olur. Bu da sistemin toplam tersinmezliğini verir.

### 4.3 Kondanser Dizayn Denklemleri

Kondanserlerin esas çalışma prensipleri çürük buharla soğutma suyu arasındaki ısı denge ve ısı alışverişinden ibarettir. Türbinden çıkan yüksek ısı tutumlu çürük buhar yoğunlaşmak suretiyle bu ısını soğutma suyuna verecektir. Dolayısıyla çalışma istenmesinden dolayı gerekli soğutma suyunun temin edilmesi de önemli bir problem olarak karşımıza çıkar. Buharı yoğunşturan suyun sıcaklığı arttığı için tekrar kullanılamaz. Bunun için aynı sıcaklıkta sirkülasyon suyu ihtiyaç vardır. Bu su ya doğal bir kaynaktan ya da soğutma kulelerindeki sıcaklığına kadar soğutmak sureti ile devreye alınır.

Çürük buhar ile soğutma suyu arasındaki ısı dengesini kuran kondanser bir çeşit ısı eşanjörüdür. Yani işleyişi ısı eşanjörü ile aynıdır.

Isı eşanjörü dizaynı yapılırken genel olarak iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlardan ilki, ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi (LMTD), ikincisi ise akış birimi yöntemi (NTU)'dır. (Genceli, 1999). Bu çalışmada ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi kullanılmıştır.

Genel ısı transfer denklemleri;

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (4.58)$$

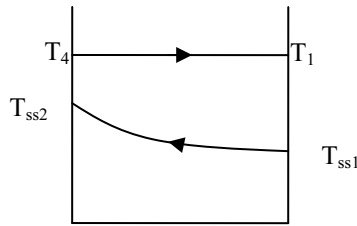
$$Q = K.A.\Delta T \quad (4.59)$$

(4.59) denkleminde, K değeri ile karşıt akışlı ısı eşanjörleri için LMTD değeri aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Kern, 1984):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \frac{\delta_w}{k_w} + \frac{1}{h_\phi}} \quad (4.60)$$

$$LMTD = \frac{(T_{h,g} - T_{c,\phi}) - (T_{h,\phi} - T_{c,g})}{\ln\left(\frac{T_{h,g} - T_{c,\phi}}{T_{h,\phi} - T_{c,g}}\right)} \quad (4.61)$$

Bu denklemlerde h, ısı taşınım katsayısını,  $\delta_w$ , boru et kalınlığını,  $k_w$ , borunun ısı transferi katsayısını, i ve o alt indisleri sırasıyla giriş ve çıkışı, h ve c alt indisleri ise sıcak ve soğuk akışkanları temsil etmektedir.



Şekil 4.2 kondanser sıcaklık dağılım profili

Şekil 4.2'deki sıcaklık profillerine göre, kondanser için ortalama logaritmik sıcaklık farkı değerleri denklem (4.61)'a göre belirlenebilir.



## 4.4 Termoekonomik Optimizasyon

### 4.4.1 Termoekonomi Kavramı

Termoekonomi, ekserji metodu ile ekonomik analiz kavramlarını birleştiren bir disiplindir. Termoekonomik optimizasyonun amacı, verilen bir sistem yapısı içinde, sermaye maliyeti giderleri ile ekserji giderleri arasında sistem ürününün maliyetini minimum yapan bir bağ kurmaktır. Termal sistemlerin karmaşık yapısı çoğu zaman termoekonomik optimizasyonu güçleştirir. Elde edilen sonuçların kabul edilebilir limitlerde olmasını sağlayarak, termoekonomik optimizasyon prosedürünü kolaylaştırmak için sürekli olarak araştırmalara devam edilmektedir.

Termodinamik incelemeler birinci kanun-enerji kavramıyla sınırlı olabilmelerine rağmen “termoekonomi ” ifadesindeki termodinamik incelemenin ikinci kanun ekserji bazlı olduğu yaygın olarak varsayılmaktadır (İleri ,1990).

Optimizasyon prosedürlerinde yaygın olarak ekserji kavramı kullanılmasına rağmen, ekserji kavramını kullanmayan prosedürler de vardır. Ekserjiyi kullanmayan prosedürlerde ekserji kavramının olmayışı, sistem bileşenleri üzerindeki her bir değişimin, tüm sistem parametreleri açısından hesaplanmasını zorunlu kılar. Bu durum optimizasyonu karmaşık ve zaman alıcı hale getirir. Termoekonomik optimizasyon prosedüründe ekserji metodunun kullanılmasının avantajı, sistemin çeşitli elemanlarının tek tek optimize edilebilmesidir. Enerjinin bir kalite standardı olan ekserjinin evrenselliğiyle ve proses kusurlarının bir ölçüsü olan tersinmezliklerin kullanılmasıyla, sistem elemanlarının bireysel olarak optimizasyonu mümkündür (Kotas, 1985).

Matematiksel modeller ve simülasyon programlarına dayanan optimizasyon tekniklerinden farklı olarak termoekonomik analizler sistemin tüm termodinamik ve ekonomik verimini arttırmaya yarayan yapısal değişimler hakkında öneriler ve gösterimler sunar (D'Accadia ,1998).

Ekserji esaslı ekonomik analiz veya kısaca eksergoekonomi de denilen termoeconominin önem kazandığı belli başlı alanlar aşağıdaki şekilde özetlenebilir (Şenyücel, 1995):

- Değişik türde enerjiler üreten veya farklı nitelik ve nicelikte enerji harcayan tesislerde ürünlerin gerçek maliyetinin belirlenmesi ve bu ürünlerin değer bazında fiyatlandırılması
- Yapılabilirlik analizleri ve ön tasarım
- Tasarımların optimizasyonu
- İşletme parametrelerinin seçimi ve işletme ekonomisi

İlk olarak optimizasyon prosesinde kullanılacak sistem parametreleri seçilir, sonra tersinmezlik eşitlikleri ve sonunda her bileşenin termoeconomik olarak ilişkileri elde edilir (Dingeç, 1999).

Termoeconomik analizler, mutlaka optimizasyonun son safhası olarak uygulanmalıdır. Termoeconomik analizden önce, en etkili sistem yapısını tasarlamak için sistemin termodinamik olarak incelenmesi gerekir. Bunun yanında, verilen bir sermaye maliyetinde bileşen verimlerini maksimize etmek için, sistem eleman parametrelerinin termodinamik optimizasyonu yapılmalıdır.

#### **4.4.2 Termoeconomik Prosedürü**

Ekserji analiz bir sistemin ekserji akışını ve verimini gösterir. Sistem dizayn edilirken ya da mevcut sistem analiz edilirken yalnızca ekserji analizi değerlendirme için yeterli olmaz. Çünkü ekserji analizinde maliyetler göz önüne alınmamaktadır. Hâlbuki ekserji analizi yapıldığında, ekserji verimini artırıcı çalışmalar elemanların maliyetlerini büyük oranda artırmaktadır. Örneğin, kondenser düşünüldüğünde amaç, iki akışkan arasında mümkün olan en fazla ısı transferini gerçekleştirmektir. Bunun için yapılması gereken, alanı ve zamanı sonsuz yağıdır. Sistem sonlu zamanda çalıştığı için alan, maliyet göz önünde tutularak belirlenir. Bu sebeple ekserji

analiziyle maliyet faktörü birlikte değerlendirilmelidir. Bu da termoeconominin temelini oluşturmaktadır.

Termoeconominin amacı, ekserji maliyetini minimize etmektir. Ekserji maliyeti, sistemin çevresiyle etkileşiminin ve sistem içindeki tersinmezliklerin maliyete etkisini incelemektedir. Sistemdeki tersinmezlikler ürün maliyetini artırır. Bu nedenle sistem içersindeki tersinmezliklerin meydana geldiği yerler ve miktarları tespit edilir, daha sonra termoeconomik analiz ile ürün maliyeti içersindeki payları bulunur. Sistem bir veya birden fazla ürün verebilir. Bu durumda her bir ürünün fiyatı içersindeki tersinmezliklerin payı ayrı ayrı hesaplanır.

Enerji üretim tesisleri genel olarak hidrolik tesisler, termik tesisler ve yenilenebilir enerji tesisleri olarak sınıflandırılabilir. Ekserji açısından incelendiğinde termik tesisler çok önemlidir. Çünkü yakıtın yakılması ile enerji dönüşümü gerçekleştiren bu tesislerde tersinmezlikler çok fazla ve önemlidir. Tersinmezlikler sistemin ürettiği enerjiyi ve verimini azaltmaktadır. Dolayısıyla termik tesislerde termoeconomik analiz yapılarak ekserji maliyeti hesaplanmalı, sistemlerin değerlendirilmesinde ve birbiri ile karşılaştırılmasında da bu maliyetler kullanılmalıdır.

Bu bölümde en basit sistem olan buhar türbini sisteminin termoeconomik optimizasyonu incelenecektir. Sisteme önce termoeconomik analiz uygulanıp, birim ürün maliyeti hesaplanacaktır. Bütün tesis için ekserji maliyetini minimum yapan, optimum dizayn ve çalışma şartları belirlenecektir.

#### **4.4.2.1 Levelized-Cost Yöntemi**

Bir sistemin termoeconomik analizi yapılırken iş akışkanının sisteme girdiği noktadan hesaplara başlanır. Çünkü bir elemanın çıktısı diğer elemanın girdisidir. Her bir elemandaki maliyet denge denklemlerinde, bilinmeyen sayısından bir eksik olacak şekilde gerekli kabuller yapılır. Böylece bir sonraki elemana giriş maliyeti de

hesaplanmış olur. Sırayla bütün elemanlara bu hesap tarzı uygulanırsa en son ürüne ait maliyet elde edilir.

Bu yöntemde, sistemde dolaşan ve birim yatırım maliyetleri aynı olan tüm bileşenler eşit alınabilir. Mesela sistemde dolaşan suyun her noktadaki ve soğutma suyu giriş-çıkış maliyetleri de eşit olarak alınabilir. Bu yöntemde c birim ekserji maliyeti benzer girdi komponentleri için eşit alınabilir.

Buharlı güç çevrimi sistemine su ve yakıt girer. Yıllık bakım ve işletme masrafları sistem elemanlarına paylaştırılır. Yatırım maliyeti hesaplarında geri dönüşüm süresi 10 yıl alınarak levelized-cost yöntemiyle yatırım maliyeti hesaplanmıştır. Sürekli akış şartları alınıp, pompadan başlanarak analiz yapılmıştır.

Bir elemana ait yatırım ve işletme bakım maliyeti aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$K = \frac{((\text{Yıllık yatırım maliyeti} + \text{İşletme bakım maliyeti}) / \text{yıllık çalışma saati}) * (\text{Eleman maliyeti} / \text{Toplam maliyeti})}{1}$$

Bu hesap tarzıyla elemana o yıl için düşen maliyet payı belirlenir. Bu oran yıl boyunca sabittir.

Komponentlere ait yatırım maliyetleri, geometrik büyüklüklerine bağlı olarak literatürde mevcuttur (Valero, 1994). Komponent maliyet denklemleri Ek-1'de verilmiştir.

#### **4.4.3 Maliyet Denge Denklemi**

Sistemin ürettiği son ürünlerin maliyetlerinin tespit edilebilmesi için, sistemin yatırım maliyeti, işletme ve bakım maliyeti ve yakıt maliyetinin göz önüne alınması gerekir. Bunları gerçek değerlerinin yer aldığı ve ürün maliyetini veren denkleme maliyet denklemi denir.

$$M_{\ddot{u}} = M_y + Y + \dot{I}B \quad (\text{Sevilgen, 2002}) \quad (4.62)$$

$M_{\ddot{u}}$  : Ürün maliyeti (\$/MW)

$M_y$  : Yakıt maliyeti (\$/MW)

$Y$  : Yatırım maliyeti (\$/MW)

$\dot{I}B$  : İşletme ve bakım maliyeti (\$/MW)

Yatırım maliyeti yıldan yıla değiştiği için bugün ki değerlerin hesaplanması gerekmektedir. Bunun için levelized-cost yöntemi ile maliyetler yıllara dağıtılmıştır. Yatırım maliyeti ve işletme ve bakım maliyeti sistemin karakteristik özelliği olduğu için beraber ele alınmıştır.

$$K = Y + \dot{I}B \quad (\text{Sevilgen, 2002}) \quad (4.63)$$

$$M_{\ddot{u}} = M_y + K \quad (\text{Sevilgen, 2002}) \quad (4.64)$$

#### 4.4.4 Termoekonomik Denge Denklemi

Termoekonomik denge denklemi yazılırken amaç; ekserji maliyetinin belirlenmesidir. Ekserji maliyeti, ekserji akışı ile ilgilidir. Sistemin ya da elemanın ekserjisi, giriş ve çıkış ekserji değerlerine göre yazılır. sistem çevresi ile ısı ve iş alış-verişindedir. Bu etkileşim esnasındaki tersinmezlikler ekserji bozunumlarıdır. Ürün değerinin belirlenmesi için bu bozunumlar önem arz eder.

Ekserji maliyetinde sistemin çevreyle etkileşimi ve sistemdeki tersinmezliklerin aynı anda maliyete etkisi incelenir. Bu amaçla ekserji maliyet denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir. (Sevilgen, 2002);

$$\sum M_{\dot{\varphi}} + M_w = \sum M_{\dot{g}} + M_q + K \quad (4.65)$$

$$\dot{M}_{\dot{\varphi}} = c_{\dot{\varphi}} E_{\dot{\varphi}} = c_{\dot{\varphi}} \left( \dot{m}_{\dot{\varphi}} \dot{\varepsilon}_{\dot{\varphi}} \right) \quad (\text{Çıkanların ekserji maliyeti}) \quad (4.66)$$

$$\dot{M}_{\dot{g}} = c_{\dot{g}} E_{\dot{g}} = c_{\dot{g}} \left( \dot{m}_{\dot{g}} \dot{c}_{\dot{g}} \right) \quad (\text{Girenlerin ekserji maliyeti}) \quad (4.67)$$

$$\dot{M}_w = c_w \dot{W} \quad (\text{İşin ekserji maliyeti}) \quad (4.68)$$

$$\dot{M}_Q = c_q E_Q \quad (\text{Isının ekserji maliyeti}) \quad (4.69)$$

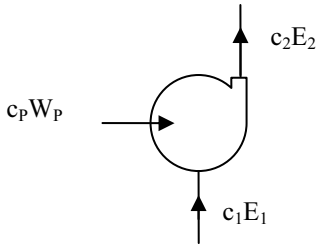
$$\sum (c_\varphi E_\varphi) + (c_w \dot{W}) = \sum (c_g E_g) + (c_Q E_Q) + K \quad (4.70)$$

Sistem için yazılan (4.67) numaralı ekserji maliyet denkleminde ısı ve işin yeri sistemin şartlarına göre ürün ya da girdi olarak değişir. Örneğin, pompada iş girdi olduğundan denklemin sağ tarafında olmalıdır. Elemanların ekserji değerleri ekserji analizi kısmında hesaplanmıştır. Denklemden c ile gösterilen birim ekserji maliyetidir. Analizde, her bir elemanın giriş ekserji maliyeti bir önceki elemanın çıkış değeri olduğu, ya da dışarıdan alındığı için biliniyor kabul edilir. Sonuç olarak, denklemden bilinmeyen ürünün ekserji maliyetidir.

#### 4.4.5 Sistem Elemanlarının Termoekonomik Optimizasyonu

##### 4.4.5.1 Pompa

İşin girdi, termodinamik özelliği değişen suyun çıktığı adyabatik pompaya ekserji maliyeti uygulanırsa:



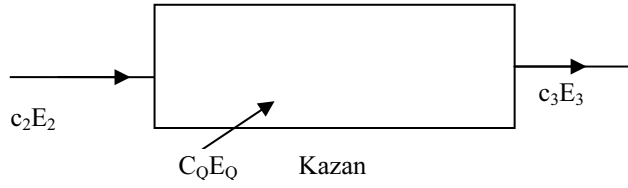
Suyun girişteki ve çıkıştaki birim maliyeti aynı alınarak yardımcı denklem yazılırsa:

$$c_1 = c_2 \quad (4.71)$$

$$c_{1,2} = \frac{c_p W_p + K}{(E_2 - E_1)} \quad (4.72)$$

Pompa ekserji maliyeti bulunmuş olur.

#### 4.4.5.2 Kazan



Kazanda yakıt ve besleme suyu girdi, buhar ve ısı çıktısı olduğu için ekserji maliyet denklemini:

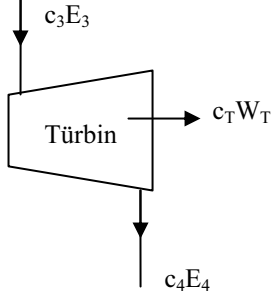
$$c_3 E_3 + c_Q E_Q = c_2 E_2 + K \quad (4.73)$$

Denkleminde yakıtın ve suyun birim ekserji maliyetleri bilinmektedir. Bilinmeyenler ise çıkan ürünlerin maliyetleridir. İki adet bilinmeyen olduğundan iki adet daha kabul yapılmalıdır. Kazanda ana ürün buhar olduğu için esas tespit edilmek istenen buharın maliyetidir. Bu nedenle kaçak ısının maliyeti yakıtinkine eşit alınabilir.

Denklem tekrar düzenlenir ve buhar maliyeti çekilirse:

$$c_3 = \frac{c_Q E_Q + c_2 E_2 + K}{E_3} \quad (4.74)$$

#### 4.4.5.3 Türbin



Adyabatik olarak alınan türbin için ekserji maliyeti uygulandığında burada ürün, sadece mekanik güç ihtiyacının karşılanacağı yerlerde iş, ayrıca ısı ihtiyacının da karşılanacağı yerlerde ilave olarak buhardır. Mekanik güç ihtiyacının düşünüldüğü hal için aşağıdaki denklem yardımı ile maliyetler hesaplanır.

$$c_4 \varepsilon_4 + c_T W_T = c_3 \varepsilon_3 + K \quad (4.75)$$

Türbin giriş ve çıkışındaki akışkan aynı olduğu için birim ekserji maliyeti aynı alınabilir.

$$c_3 = c_4 \quad (4.76)$$

Bu kabul yapıldıktan sonra tek bilinmeyen işin birim ekserji maliyetidir.

$$c_T = \frac{c_3 E_3 + c_4 E_4 + K}{W_T} \quad (4.77)$$

Yoğuşma suyunun ekonomik değeri olmadığından  $c_4 = 0$  alınır;

$$c_T = \frac{c_3 E_3 + K}{W_T} \quad (4.78)$$

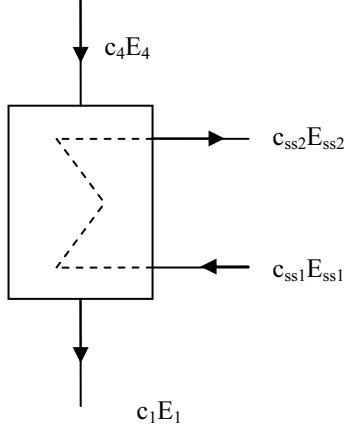
$c_3$  buhar maliyeti ise, ürün maliyeti:

$$c_T = \frac{c_B E_3 + K}{W_T} \quad (4.79)$$

olur.



#### 4.4.5.4 Kondenser



Sıcak ve soğuk akışkanın girdi ve ısı transferi sonucunda her iki akışkanın son halleri ile çıktı olduğu kondensere denklem uygulanırsa:

$$c_4 E_4 + c_{ss1} E_{ss1} + K = c_2 E_2 + c_{ss2} E_{ss2} \quad (4.80)$$

Denklemden sıcak akışkanın giriş ve çıkış ekserji maliyeti, soğuk akışkanın giriş ve çıkış ekserji maliyeti ile aynı alınabilir. Amaç soğuk akışkanı ısıtmak ise  $c_2$ , sıcak akışkanı soğutmasa  $c_{ss2}$  denklemden çekilir.

$$c_{1,4} = \frac{c_{ss1,2} (E_{ss2} - E_{ss1}) - K}{(E_4 - E_1)} \quad (4.81)$$

## 5. BULGULAR

### 5.1 Buharlı Güç Çevriminde Kullanılan Suyun Termodinamik Denklemleri

Önceki kısımlarda belirtildiği üzere buhar santralinde ısı aktarımı ve güç üretimi için kullanılan akışkan su ve su buharıdır. Su farklı sıcaklıklarda farklı hallerde ve özelliklerde bulunur. Buhar santralinde kullanılan su, doymuş sıvı, doymuş buhar ve doymuş sıvı-doymuş buhar hallerinde bulunur. Belli basınç ve sıcaklık altında doymuş sıvı ve doymuş buharın termodinamik özellik değerleri daha önceki çalışmalarda tablolar haline getirilmiştir, fakat doymuş sıvı-doymuş buhar karışımının termodinamik özelliklerini bulmak için doymuş buharın ve doymuş sıvının değerlerinden faydalanılmaktadır.

Çalışmada kullandığımız belirli basınç ve sıcaklık altındaki entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki formüllerle hesaplanmıştır.

Kullanılan entalpiler:

$h_1$ ; kondenser ile pompa arasında bulunan doymuş sıvının entalpi değeridir. Daha önceki çalışmalarda su için doymuş sıvı entalpi değerleri tablolar halinde düzenlenmiştir.

$h_2$ ; pompa ile kazan arasında bulunan akışkanın entalpi değeridir. Bu değer aşağıdaki gibi hesaplanır, (Çengel, 2000):

$$h_2 = h_1 + v_1(P_2 - P_1) \quad (5.1)$$

olarak hesaplanır.

$h_3$ ; kazan ile buhar türbini arasında bulunan doymuş buharın entalpi değeridir. Önceki çalışmalarda su için doymuş buhar entalpi değerleri, belli sıcaklık ve basınç altında, tablolar halinde düzenlenmiştir. Bu bölgede su kızgın buhar halindedir ve türbine kızgın buhar olarak girer.

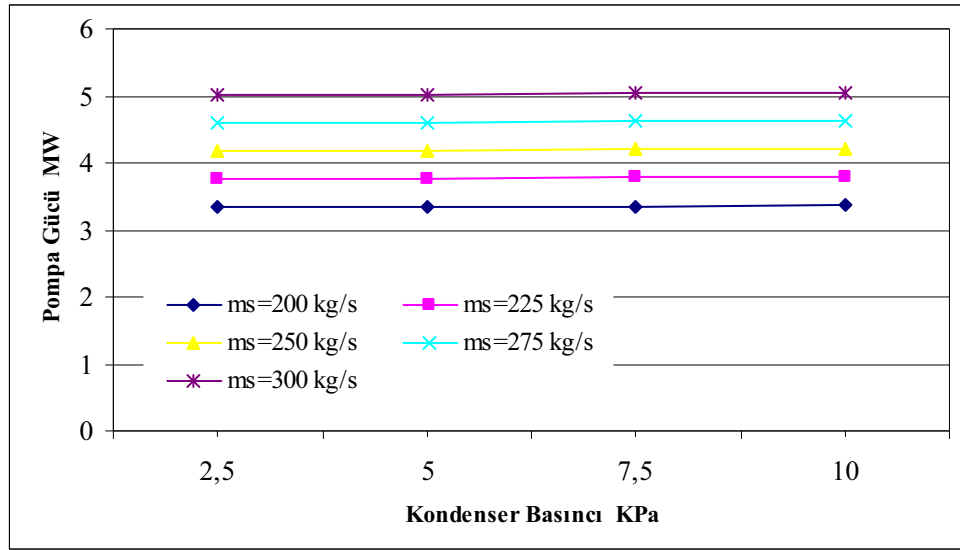
$h_4$ ; kondenser ile pompa arasındaki suyun entalpisidir. Bu bölgede akışkan doymuş buhar-doymuş sıvı halinde bulunur. Bu değer (Çengel, 2000):

$$h_4 = h_1 + xh_{fg} \quad (5.2)$$

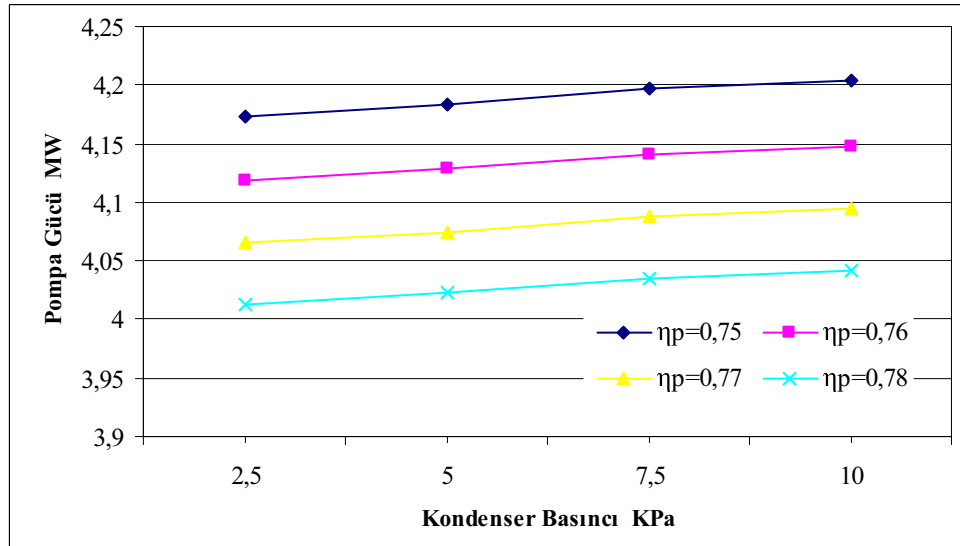
olarak hesaplanır. Burada  $x$  doymuş buhar-doymuş sıvı karışımının kuruluk derecesini,  $h_{fg}$  ise doymuş buhar entalpi değeri ile doymuş sıvı entalpi değeri arasındaki farkı göstermektedir.

## **5.2 Buharlı Güç Çevriminin Termodinamiğin I. Kanun Analizi Sonuçları**

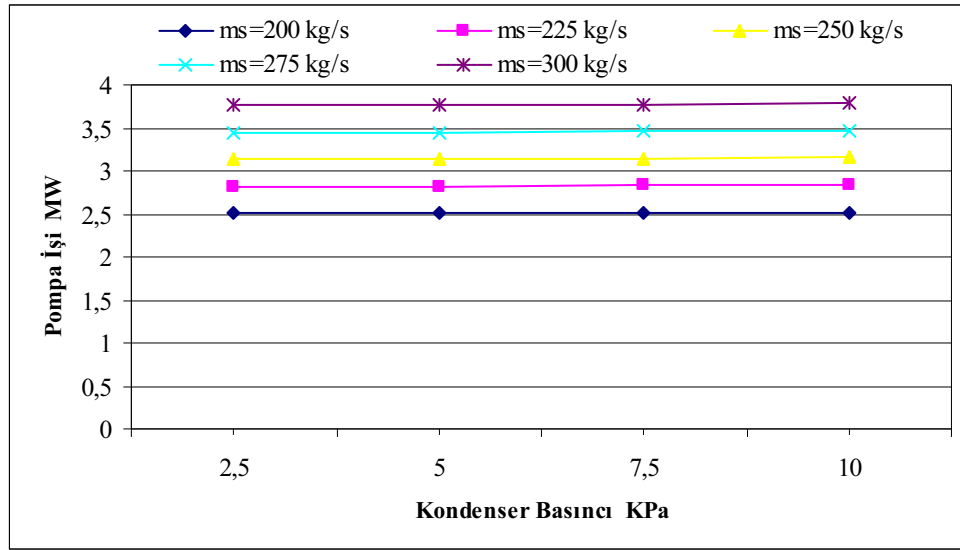
Buhar santrali çevriminin Termodinamiğin I. Kanun analizi, akışkan olarak su ve değişken sistem parametreleri için yapılarak grafikler halinde gösterilmiştir. Isıl verimin, çevrime verilen ısı arttıkça arttığı, türbin verimi azaldıkça ısıl verimin arttığı, pompa verimi azaldıkça yine ısıl verimin arttığı görülmüştür. Sistemde meydana gelen artışlar ve azalışlar grafiklerle birlikte gösterilmiştir.



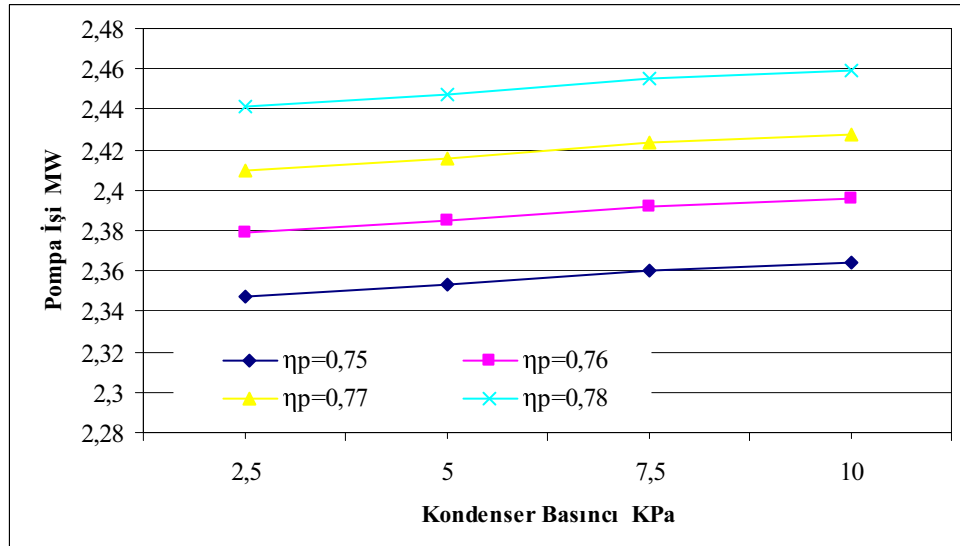
Şekil 5.1. Pompa gücünün farklı akışkan debilerine bağlı olarak kondenser basıncı ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $\eta_p=0.75$ ,



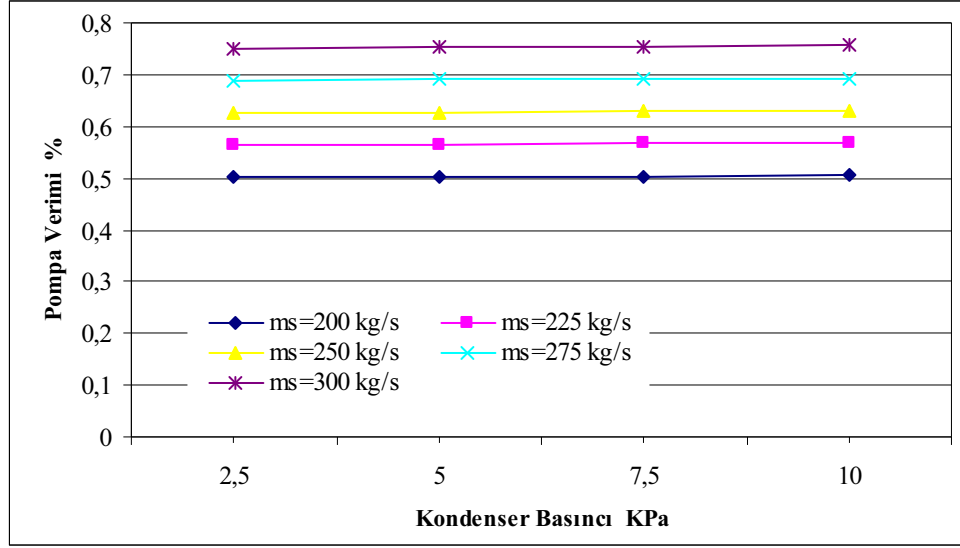
Şekil 5.2. Pompa gücünün farklı pompa verimlerine bağlı olarak kondenser basıncı ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $m_s=250$  kg/s



Şekil 5.3. Pompa işinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kondenser basıncı ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $\eta_p=0.75$ ,



Şekil 5.4. Pompa işinin farklı pompa verimlerine bağlı olarak kondenser basıncı ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $m_s=250$  kg/s

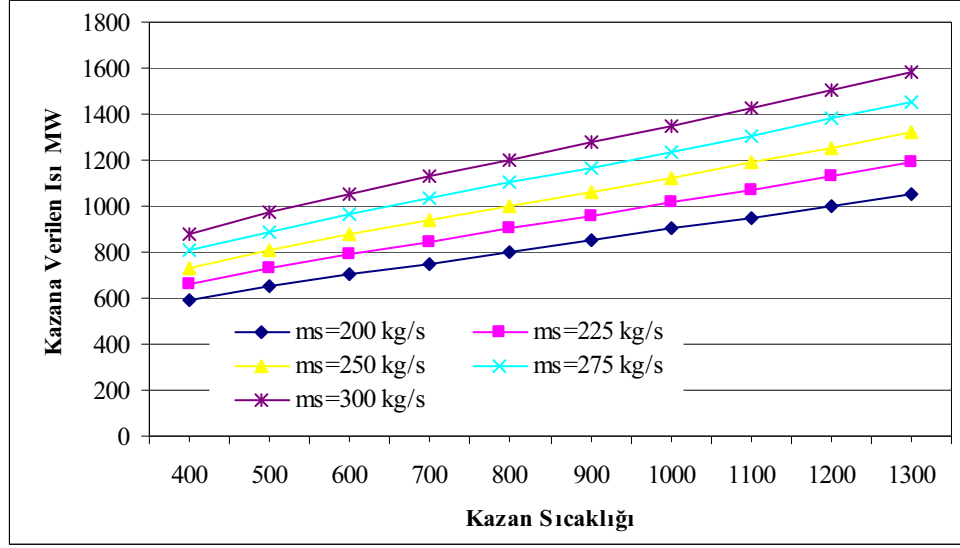


Şekil 5.5. Pompa veriminin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kondenser basıncı ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $W_p=5$  MW

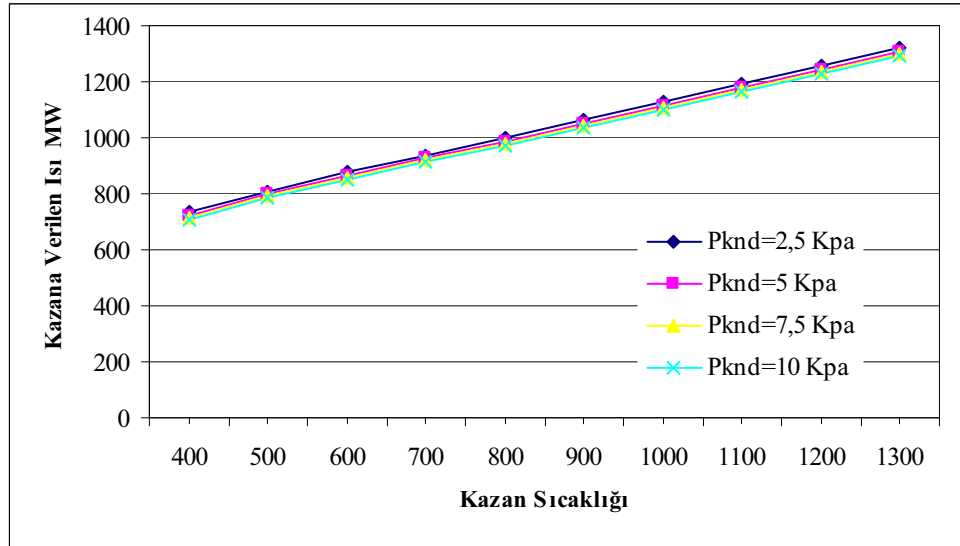
Farklı akışkan debilerine bağlı olarak  $\eta_p=0.75$  ve kondenser basınçları ile pompa gücü hesaplanmıştır. 500 MW güç elde etmek için akışkan debisi 200–300 kg/s alınarak pompa gücü incelenmiştir. 200 kg/s akışkan debisi ve 2.5 kPa kondenser basıncında pompa gücü 3.33 MW, 5 kPa’da 3.34 MW 10 kPa’da ise 3.36 MW bulunmuştur. 250 kg/s debi 5 kPa kondenser basıncında 4.17 MW, 10 kPa’da ise 4.2 MW bulunmuştur. Bulunan sonuçlar doğrultusunda, akışkan debisi arttıkça pompa için gerekli gücün arttığı görülmüştür.

Verime bağlı olarak pompa gücü hesaplandığında 2.5 kPa kondenser basıncında  $\eta_p=0.75$  verimde 4.17 MW, 5 kPa’da 4.18 ve 10 kPa’da ise 4.2 MW bulunmuştur. 0.78 verimde 5 kPa kondenser basıncında 4.01, 10 kPa’da 4.04 MW bulunmuştur. Verim arttıkça pompa için gerekli gücün azaldığı görülmüştür.

5 MW’lık kazan besleme suyu pompası seçilmiştir. Akışkan debilerine göre; 5 kPa kondenser basıncı 200 kg/s debide 0.502, 10 kPa’da ise 0.504 verimleri bulunmuştur. 250 kg/s debi 10 kPa kondenser basıncında verim 0.63, 300 kg/s 10 kPa kondenser basıncında ise verim 0.751 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.6. Kazana verilen ısının farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,

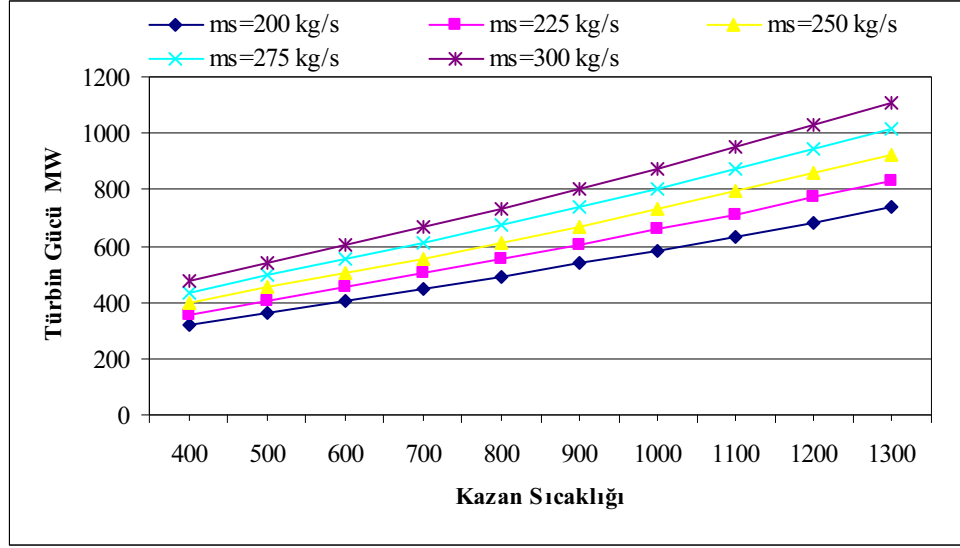


Şekil 5.7. Kazana verilen ısının farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $m_s=250$  kg/s

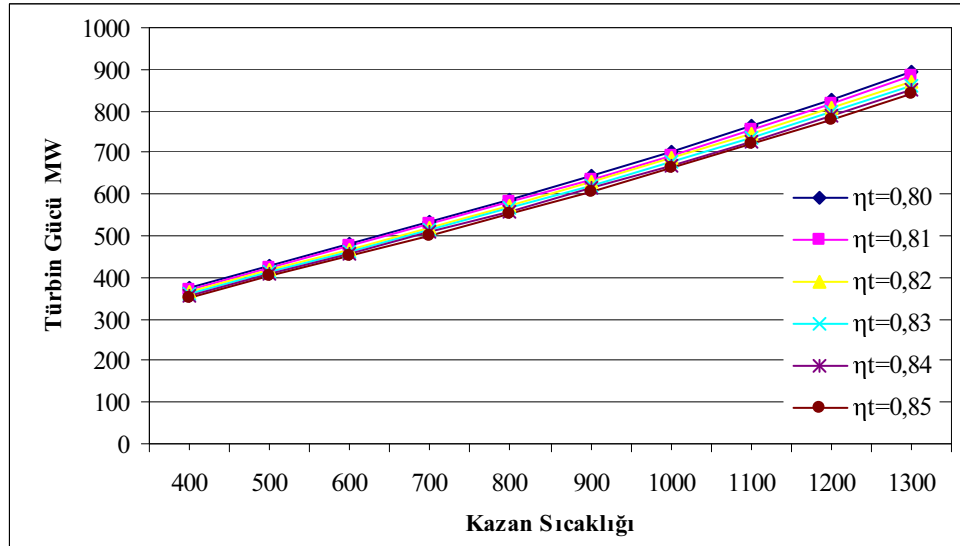
Kazana verilen ısı hesaplanmış ve 400 °C sıcaklık 200 kg/s debide 587.6, 250 kg/s'de 734.5 ve 300 kg/s'de ise 881.4 MW bulunmuştur. 900 °C sıcaklık 200 kg/s debide 850.2, 250 kg/s de 1062.8 ve 300 kg/s de ise 1275.4 MW hesaplanmıştır. 1300 °C sıcaklık 250 kg/s debide 1320 MW bulunmuştur.

Kondenser basınçları ve kazan sıcaklığına bağlı hesaplamalarda, kazan sıcaklığı arttıkça kazana verilen ısının arttığı, kondenser basıncı arttıkça kazana verilen ısının azaldığı görülmüştür.

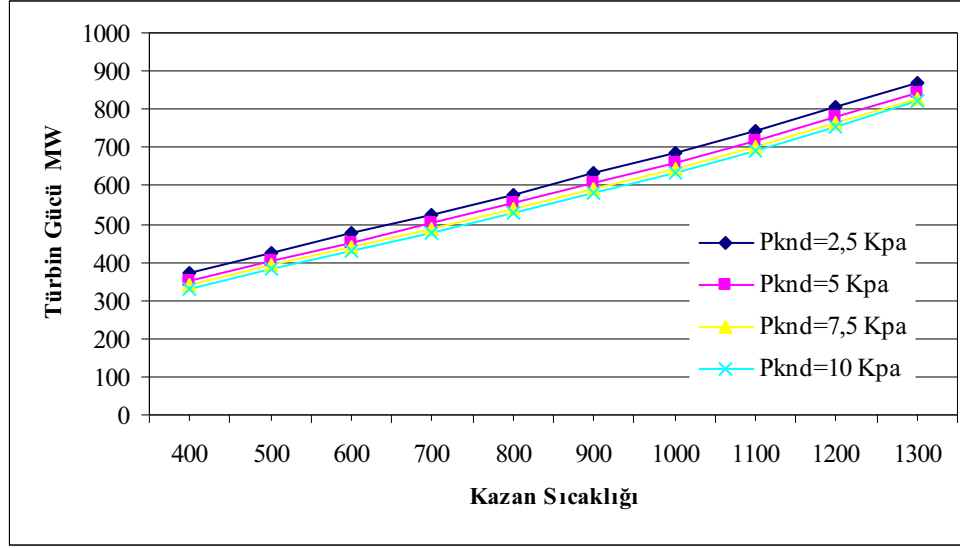




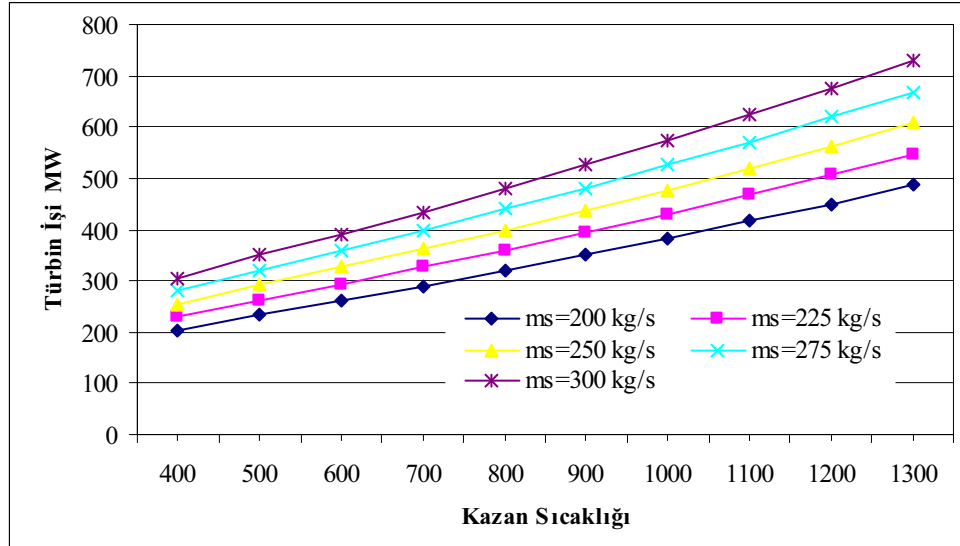
Şekil 5.8. Türlbin gücünün farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $\eta_T=0.94$ ,  $P_{Knd}=5$  kPa



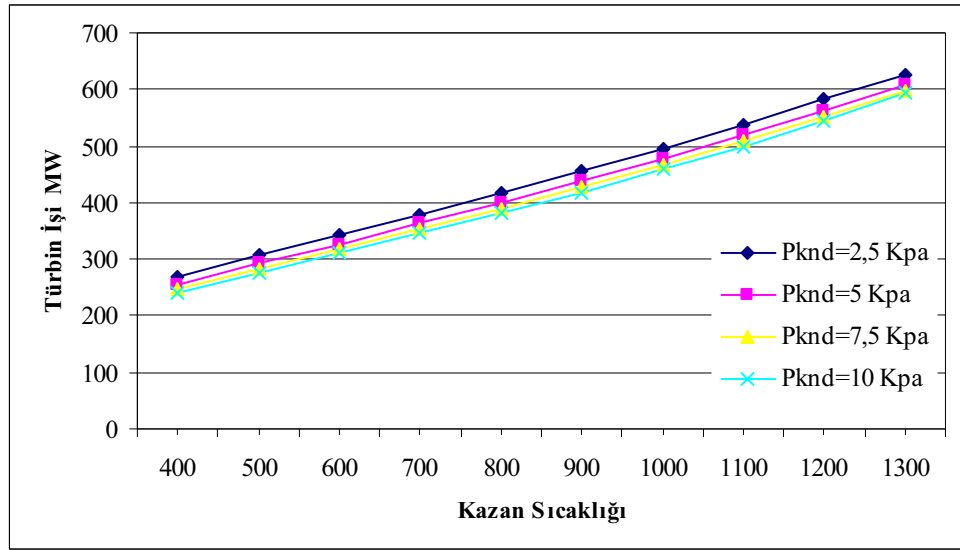
Şekil 5.9. Türlbin gücünün farklı türlbin basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $P_{Knd}=5$  kPa,  $m_s=250$  kg/s



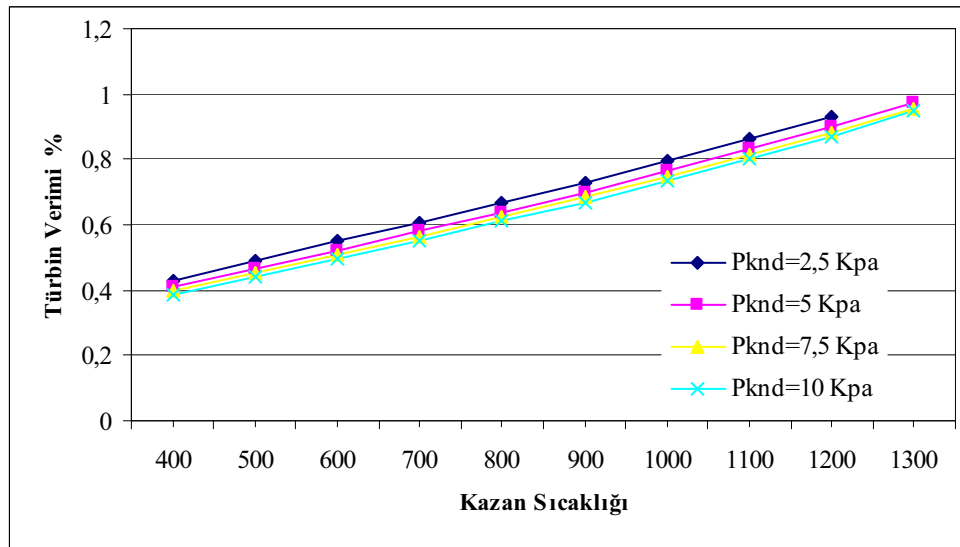
Şekil 5.10. Türbin gücünün farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları (°C) ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $m_s=250$  kg/s,  $\eta_T=0.94$



Şekil 5.11. Türbin işinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları (°C) ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $\eta_T=0.94$ ,  $P_{Knd}=5$  kPa



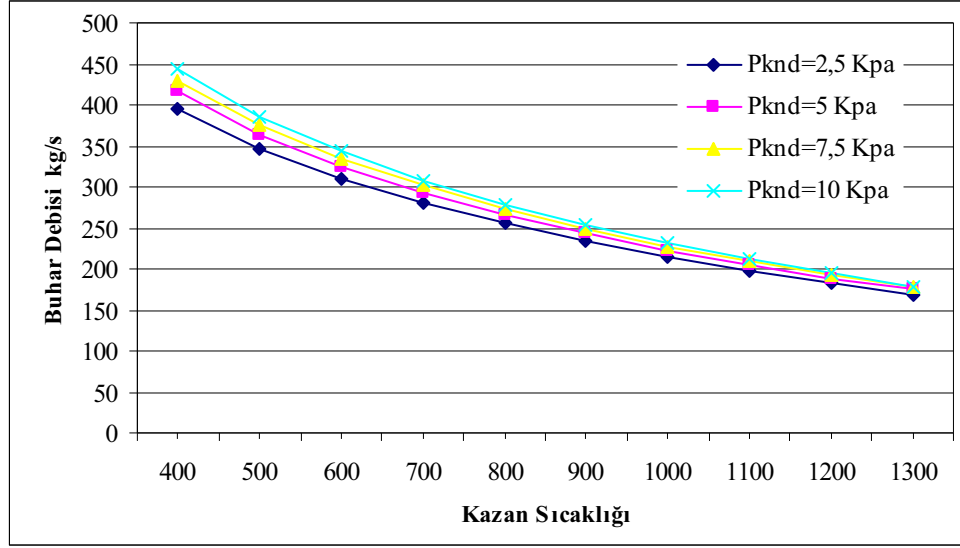
Şekil 5.12. Türbin işinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $m_s=250$  kg/s,  $\eta_T=0.94$



Şekil 5.13. Türbin veriminin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $m_s=250$  kg/s,  $W_T=500$  MW

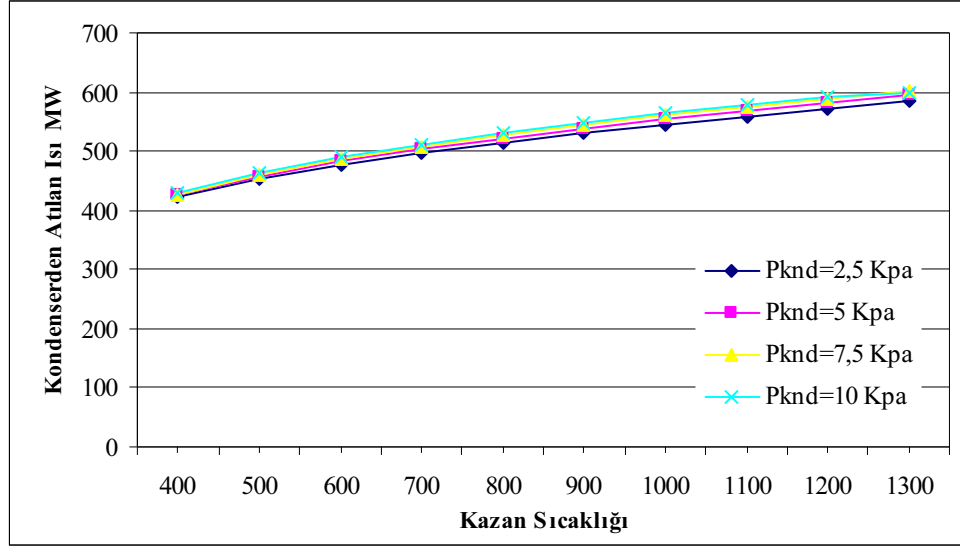
Türbin gücü sıcaklığa, türbin verimine ve kondenser basıncına göre hesaplanmış ve şu sonuçlar bulunmuştur: 400 °C sıcaklık 200 kg/s debide 269.4, 250 kg/s de 336.8 ve 300 kg/s'de ise 404.2 MW bulunmuştur. 900 °C sıcaklık 250 kg/s de 570.6 ve 1300 °C sıcaklık 250 kg/s debide 785 MW bulunmuştur. Yapılan hesaplamalarda türbin verimi arttıkça türbin gücünün azaldığı görülmüştür.

Kondenser basınçlarına göre türbin gücü hesabında ise, aynı kazan sıcaklıklarında kondenser basıncı arttıkça türbin gücünün azaldığı görülmüştür. Türbin işinin türbin gücüne göre paralel değerlerde değiştiği görülmüştür. Türbin gücü arttıkça türbin işinin de arttığı görülmüştür.

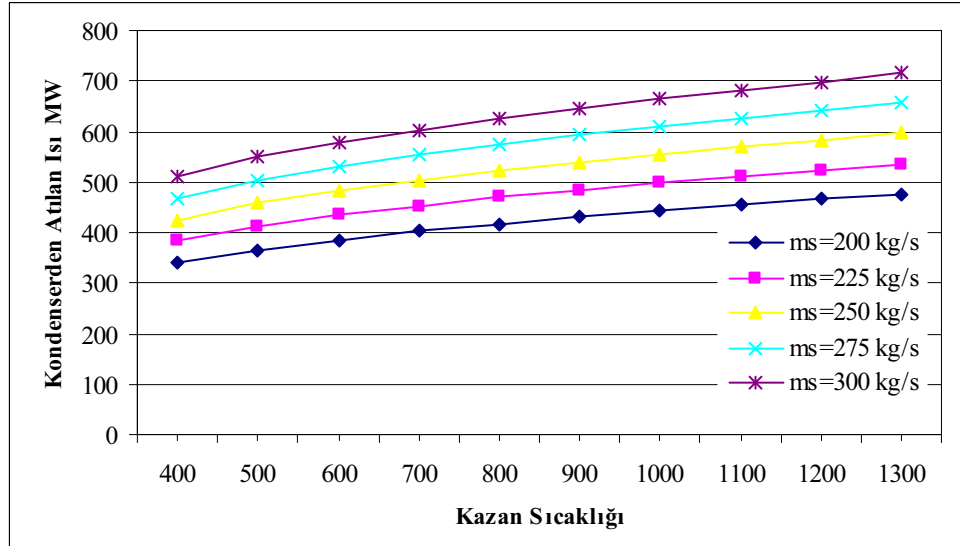


Şekil 5.14. Buhar debisinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_p=12.5 \text{ MPa}$ ,  $\eta_T=0.94$ ,  $W_T=500 \text{ MW}$

500 MW türbin işi elde etmek için farklı kondenser basınçlarında yapılan hesaplamalarda, sıcaklık arttıkça gerekli gücü üretmek için ihtiyaç duyulan buhar debisinin azaldığı görülmüştür. Aynı sıcaklıkta buhar debisinin sabit olduğu bulunmuştur.



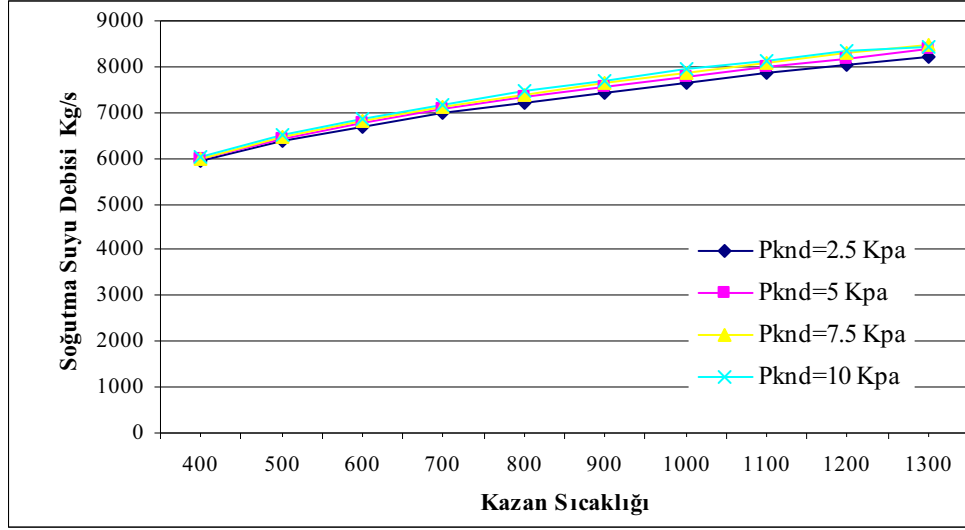
Şekil 5.15. Kondenserden atılan ısının farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $m_s=250$  kg/s,



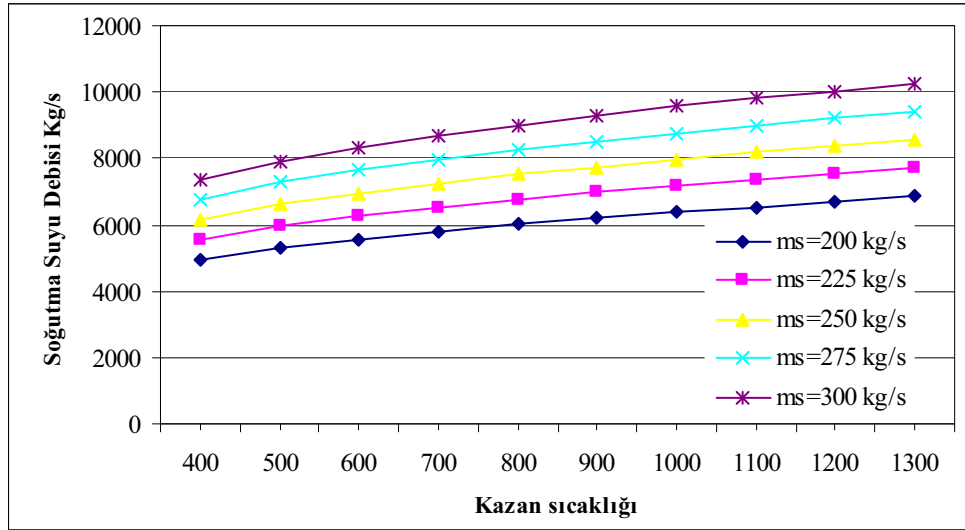
Şekil 5.16. Kondenserden atılan ısının farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $\eta_T=0.94$ ,  $P_{Knd}=5$  kPa

Aynı çalışma sıcaklıklarında, türbin için gerekli güç sağlandıktan sonra kalan çürük buharın basıncı arttıkça kondenserden atılan ısının arttığı görülmüştür. Sabit kazan sıcaklığında kondenser basıncı da sabit iken kondenserden atılan ısı değişmemiştir. Ancak kazan sıcaklığı arttıkça kondenserden atılan ısının da arttığı, yine kazan sıcaklığına bağlı olarak kondenser basıncı arttıkça da kondenserden atılan ısının arttığı görülmüştür.

Sabit kazan basınç ve sıcaklığında kondenserden atılan ısının debiye bağlı olduğu görülmüştür. Sabit kondenser basıncında akışkan debisi arttıkça kondenserden atılan ısının da arttığı, sabit kazan sıcaklığında da akışkan debisi arttıkça atılan ısının arttığı saptanmıştır.

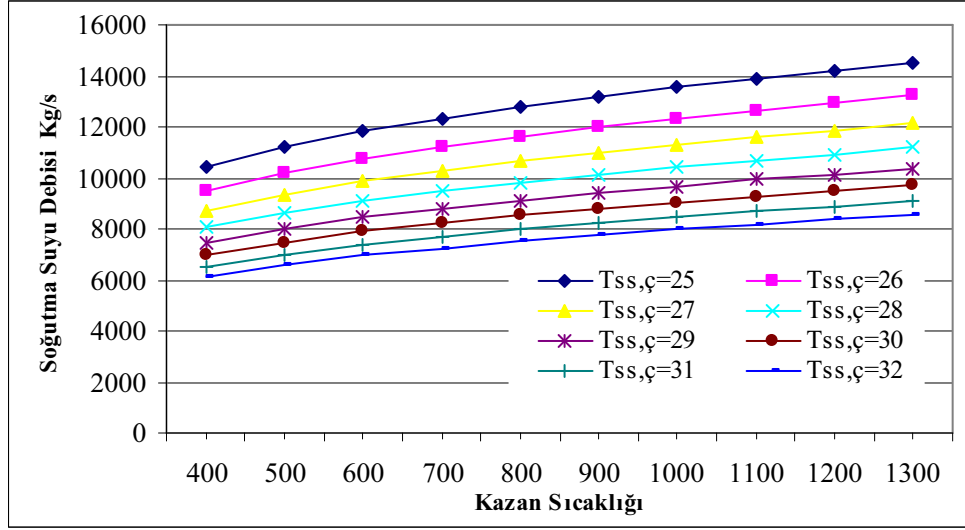


Şekil 5.17. Soğutma suyu debisinin farklı kondenser çıkış basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_p=12.5 \text{ MPa}$ ,  $m_s=250 \text{ kg/s}$ ,  $T_{ss,g}=15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ss,\phi}=32 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,

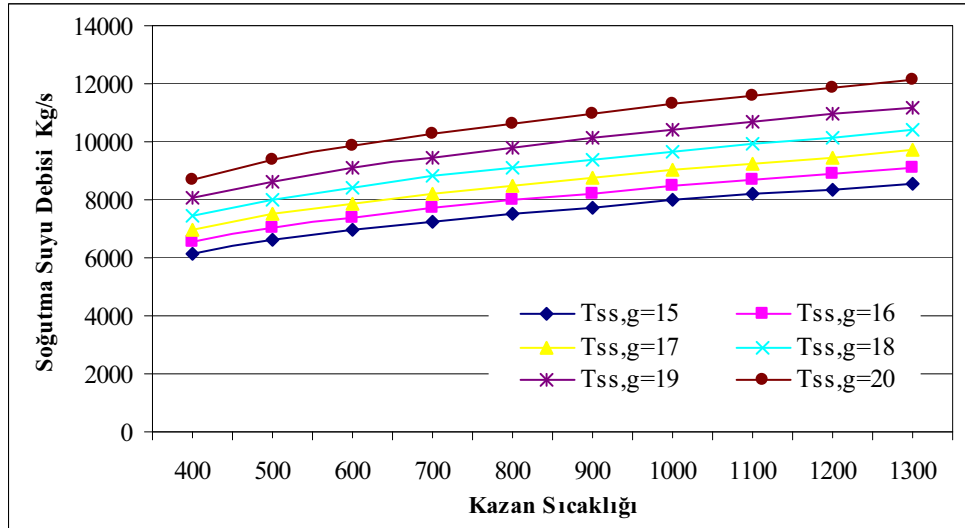


Şekil 5.18. Soğutma suyu debisinin farklı buhar debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_p=12.5 \text{ MPa}$ ,  $T_{ss,g}=15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ss,\phi}=32 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $P_{Knd}=5 \text{ kPa}$





Şekil 5.19. Soğutma suyu debisinin farklı soğutma suyu çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları (°C) ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $T_{ss,g}=15$  °C,  $P_{Knd}=5$  kPa,  $m_s=250$  kg/s



Şekil 5.20. Soğutma suyu debisinin farklı soğutma suyu giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları (°C) ile değişimi,  $P_p=12.5$  MPa,  $T_{ss,ç}=32$  °C,  $P_{Knd}=5$  kPa,  $m_s=250$  kg/s

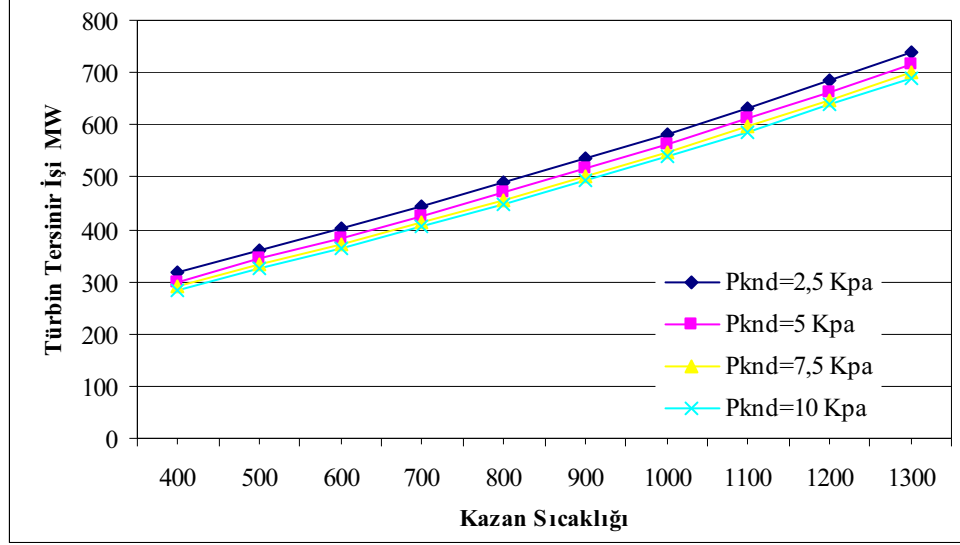
Kazan sıcaklığı arttıkça kondenser soğutma suyu debisinin arttığı görülmüştür. Sabit buhar debisi ve kondenser basıncında kazan sıcaklığı arttıkça gerekli olan soğutma suyu debisi artmaktadır. Değişmeyen kazan basıncı, kazan sıcaklığı ve buhar debisinde kondenser basıncı arttıkça soğutma suyu debisinin arttığı bulunmuştur. Kondenser basıncı ve kazan sıcaklığı sabit iken buhar debisi arttıkça soğutma suyu debisi artmaktadır.

Soğutma suyu giriş sıcaklığı arttıkça soğutma suyu debisinin arttığı bulunmuştur. Sabit kazan sıcaklığı, buhar debisi ve kondenser basıncında soğutma suyu sıcaklığı arttıkça gerekli soğutma suyu miktarı artmaktadır. Aynı şartlarda kondenser basıncı azaldıkça soğutma suyu debisi de azalmaktadır.

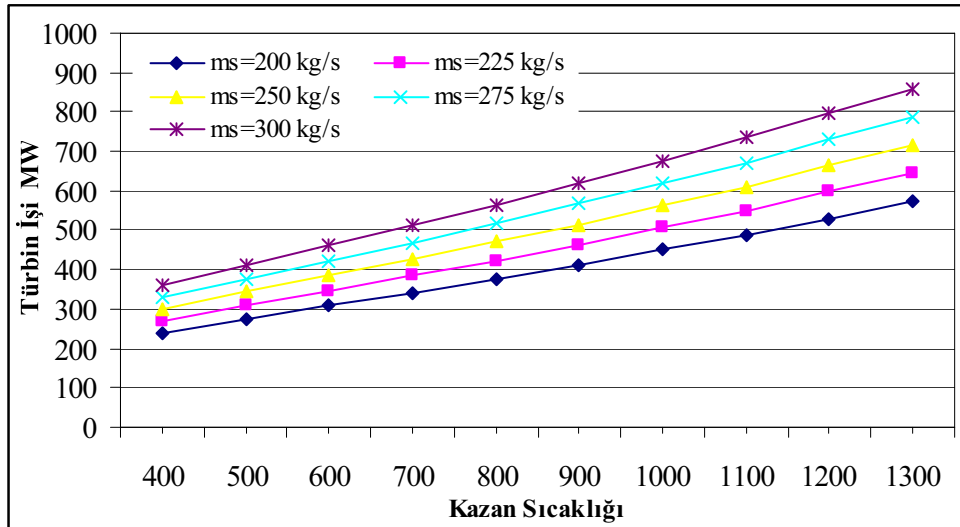
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı arttıkça soğutma suyu debisinin azaldığı görülmüştür. Ancak şekillerde soğutma suyu debileri kazan sıcaklıklarına bağlı olarak değiştiği için bu azalma görülmemektedir, doğal olarak kazan sıcaklığı arttıkça soğutma suyu debisinin arttığı gösterilmektedir.

Sonuç olarak kondenserde gerekli soğutma suyu debisi birçok değişkene bağlı olduğu görülmüştür. Bunların en önemlisi kazan sıcaklığı ve buhar debisidir. Gerekli soğutma suyu debisindeki en büyük değişiklik kazan sıcaklıkları ve buhar debileri ile meydana geldiği, kondenser basıncının soğutma suyu debisine önemli bir etkisi olmadığı görülmüştür.

### 5.3 Buharlı Güç Çevriminin Termodinamiğin II. Kanun Analizi Sonuçları



Şekil 5.21. Türbin tersinir işinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $m_s=250$  kg/s,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,  $\eta_T=0.85$



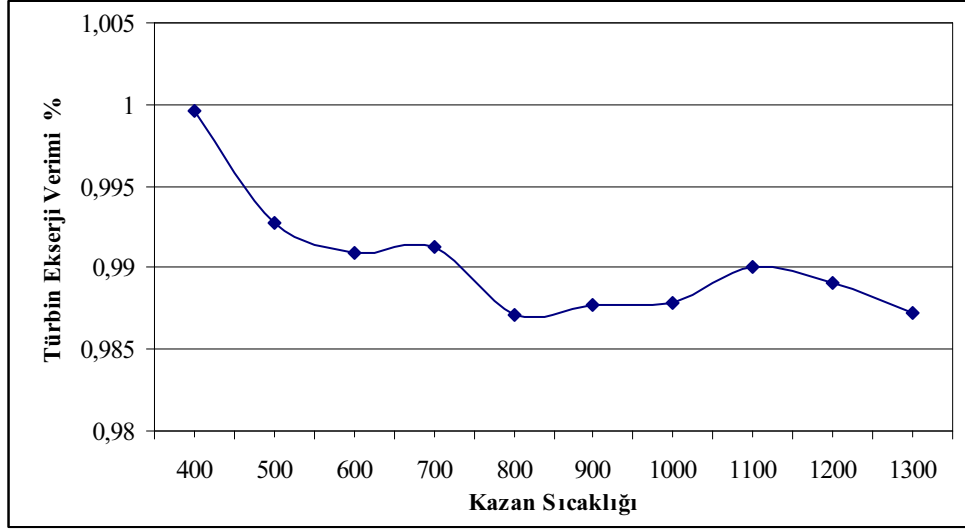
Şekil 5.22. Türbin işinin farklı buhar debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,  $P_{Knd}=5$  kPa,  $\eta_T=0.85$

Türbin tersinir işi kondenser basınçlarına bağlı olarak hesaplanmış aynı sıcaklıkta kondenser basıncı arttıkça türbin tersinir işinin azaldığı görülmüştür. Kondanser basıncı sabit ve kazan sıcaklıkları arttıkça türbin tersinir işinin de arttığı görülmüştür.

Akışkan debisine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ile türbin tersinir işi incelenmiş ve sabit kazan sıcaklığında akışkan debisi arttıkça tersinir işin de arttığı, yine sıcaklık arttıkça tersinir işin arttığı görülmüştür.

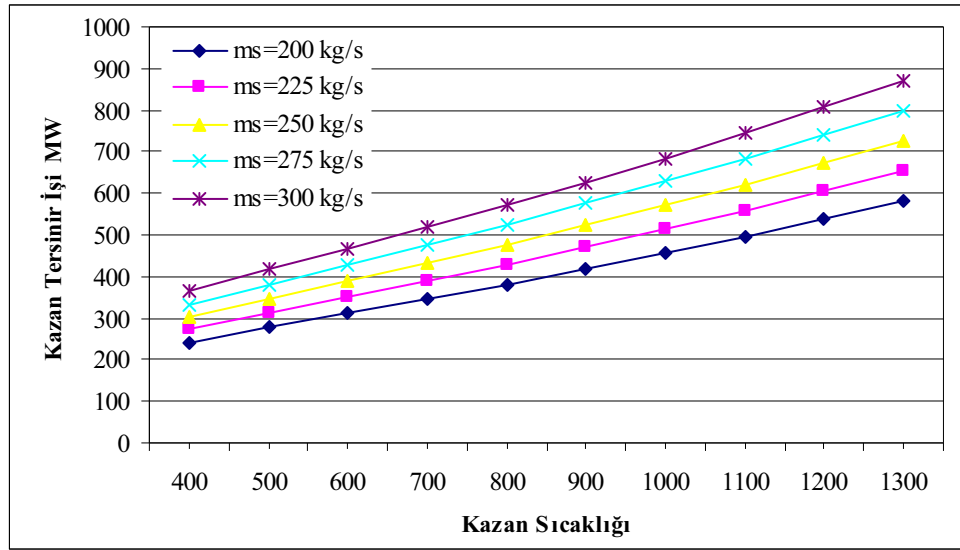
Türbin tersinmezliği kondenser basınçlarına bağlı olarak hesaplanmış aynı sıcaklıkta kondenser basıncı arttıkça türbin tersinmezliğinin de azaldığı görülmüştür. Kondanser basıncı sabit ve kazan sıcaklıkları arttıkça türbin tersinmezliğinin de arttığı görülmüştür.

Akışkan debisine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ile türbin tersinmezliği incelenmiş ve sabit kazan sıcaklığında akışkan debisi arttıkça türbin tersinmezliğinin de arttığı, yine sıcaklık arttıkça türbin tersinmezliğinin arttığı görülmüştür.

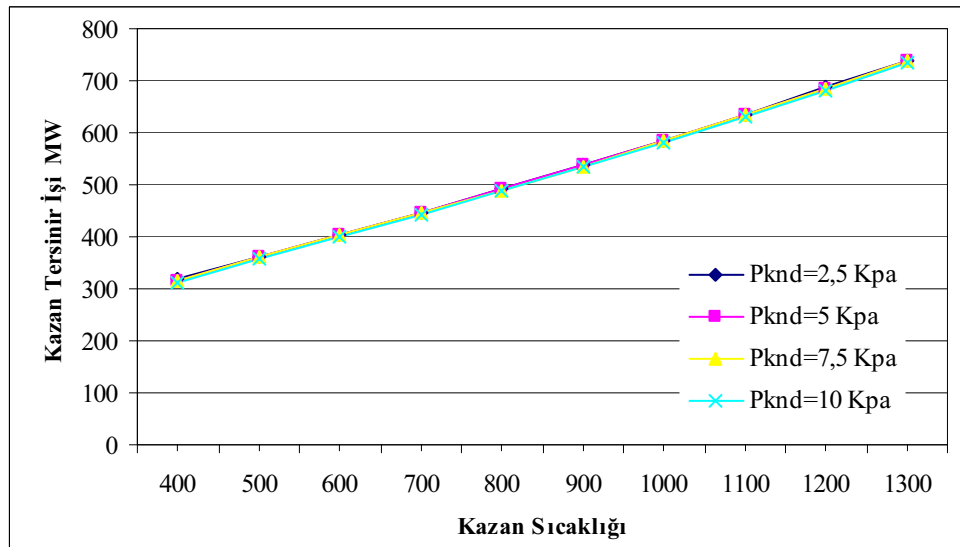


Şekil 5.23. Türbin ekserji veriminin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $m_s=250$  kg/s,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa

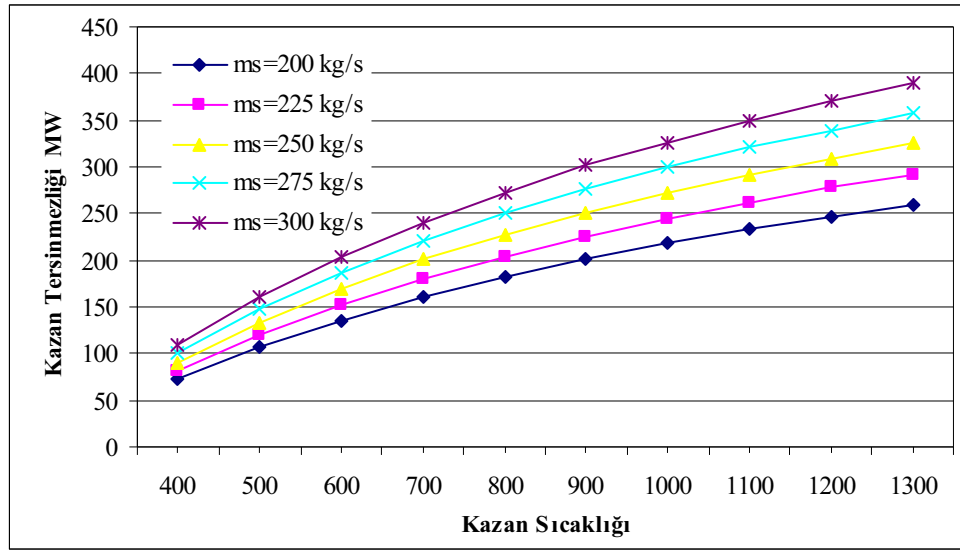
Türbin ekserji verimi kondenser basınçlarına bağlı olarak sıcaklık ile değişimi incelenmiş, sabit kazan sıcaklığında kondenser basıncı arttıkça türbin ekserji veriminin azaldığı, sabit kondenser basıncında kazan sıcaklığı arttıkça türbin ekserji veriminin arttığı görülmüştür.



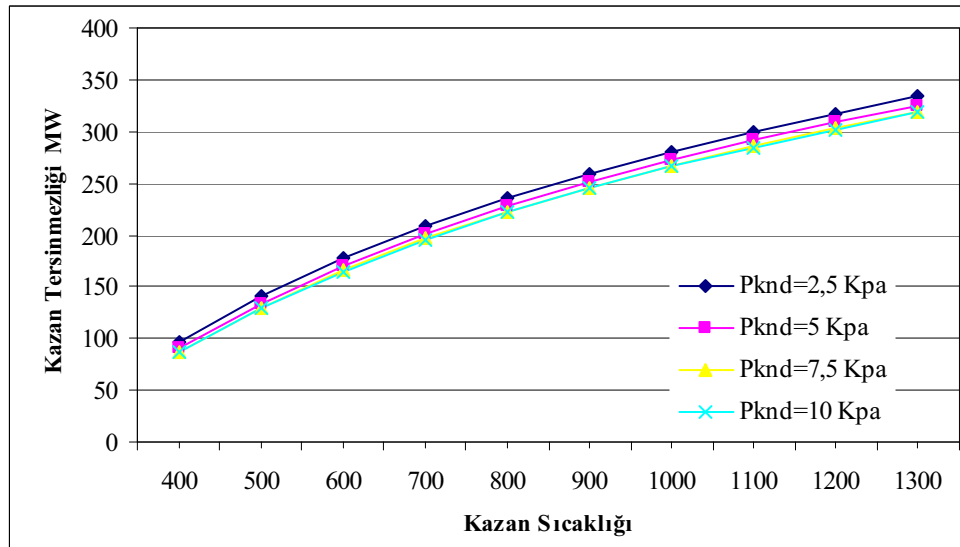
Şekil 5.24. Kazan tersinir işinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,  $P_{Knd}=5$  kPa,



Şekil 5.25. Kazan tersinir işinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $m_s=250$  kg/s,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,



Şekil 5.26. Kazan tersinmezliğinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,  $P_{Knd}=5$  kPa,

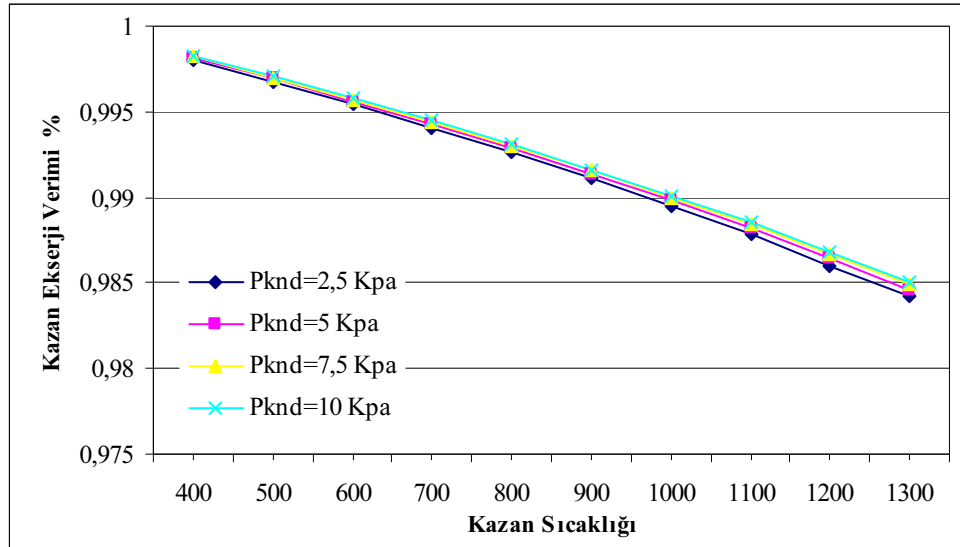


Şekil 5.27. Kazan tersinmezliğinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $m_s=250$  kg/s,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,

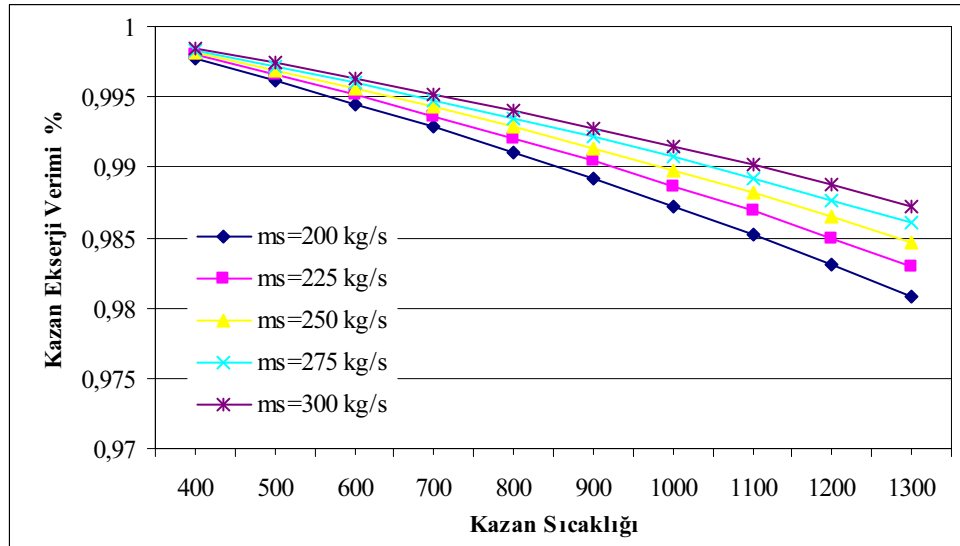
Kazan tersinir işi ve kazan tersinmezliği kondenser basıncı ve akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ile incelenmiş, sabit kazan sıcaklığında akışkan debisi arttıka kazan tersinir işinin ve kazan tersinmezliğinin arttığı görölmüştür. Sabit kazan sıcaklığı ve sabit akışkan debisinde kondenser basıncı arttıka kazan tersinir işi ve kazan tersinmezliği azalmaktadır.

Sabit kazan sıcaklığı ve kondenser basıncında akışkan debisi arttıka kazan tersinir işi ve kazan tersinmezliğinin arttığı görölmüştür. Sabit kondenser basıncı ve akışkan debisinde kazan sıcaklığı arttıka tersinir iş ve kazan tersinmezliğinin arttığı görölmüştür.



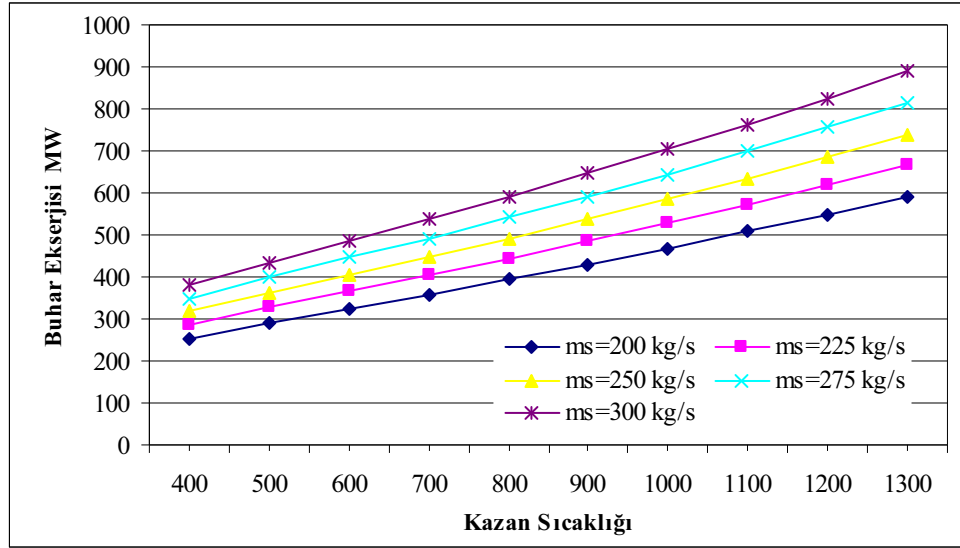


Şekil 5.28. Kazan ekserji veriminin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $m_s=250$  kg/s,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,

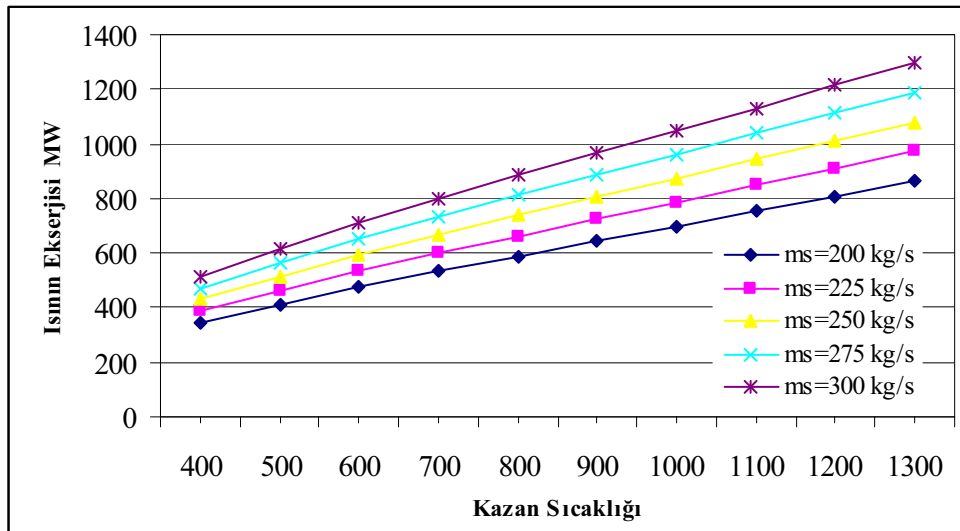


Şekil 5.29. Kazan ekserji veriminin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,  $P_{Knd}=5$  kPa

Kondenser basıncına bağlı olarak kazan ekserji verimleri bulunmuştur. Sabit kazan sıcaklığında kondenser basıncı arttıkça kazan ekserji verimi de artmıştır. Sabit kondenser basıncında kazan sıcaklığı arttıkça kazan ekserji veriminin azaldığı görülmüştür. Akışkan debisine bağlı olarak, sabit kazan sıcaklığında akışkan debisi arttıkça kazan ekserji veriminin arttığı, sabit akışkan debisinde ise kazan sıcaklığı arttıkça kazan ekserji veriminin azaldığı görülmüştür. Ayrıca kondenser basıncının kazan ekserji verimine önemli derecede bir etkisinin olmadığı saptanmıştır. Kazan ekserjisinde önemli değişkenlerin sıcaklık ve akışkan debisi olduğu görülmüştür.

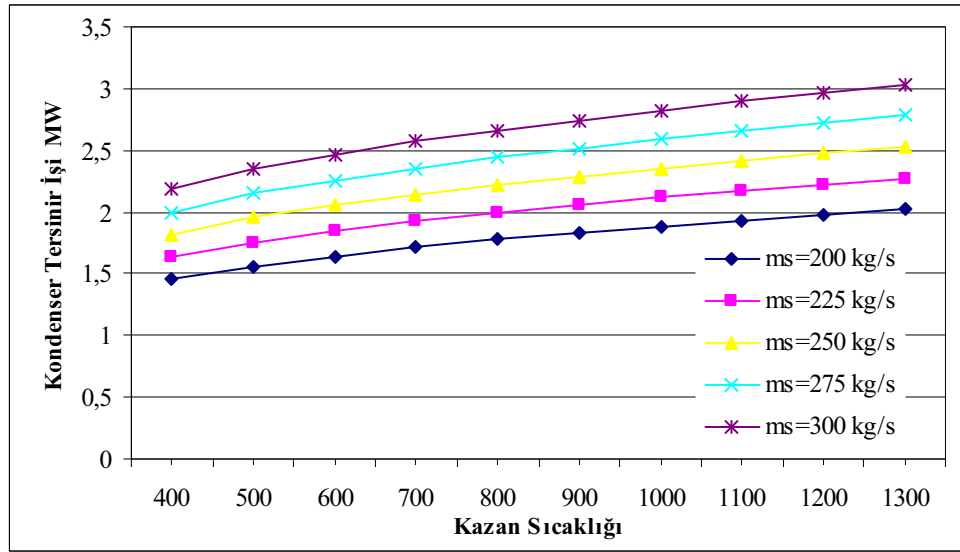


Şekil 5.30. Buhar ekserjisinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,  $P_{Knd}=5$  kPa

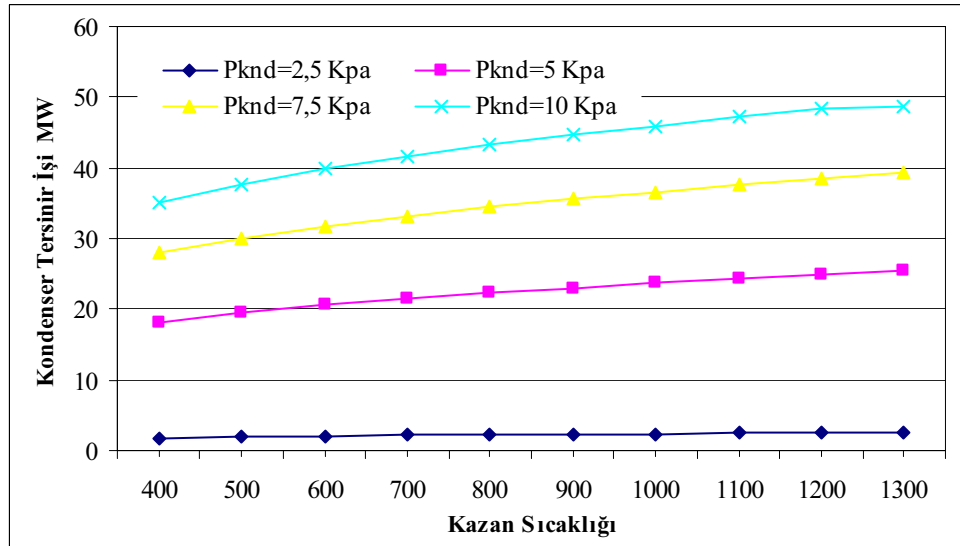


Şekil 5.31. Isının ekserjisinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,  $P_{Knd}=5$  kPa

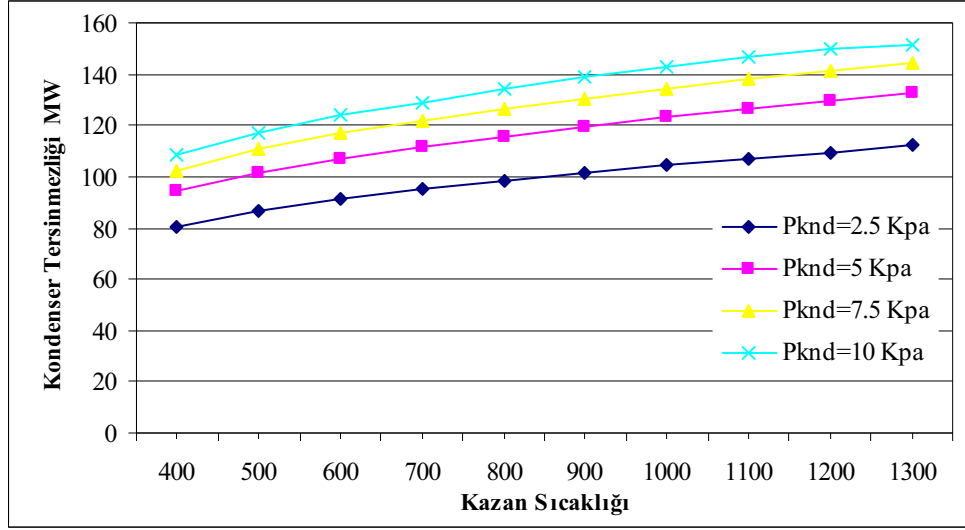
Farklı akışkan debilerine bağlı olarak buharın ekserjisi incelenmiş, kazan sıcaklıkları ile buharın ekserjisindeki değişiklikler bulunmuştur. Sabit kazan sıcaklığında akışkan debisi arttıkça buharın ekserjisinin arttığı görülmüştür. Aynı şekilde sabit akışkan debisinde kazan sıcaklığı arttıkça buharın ekserjisinin arttığı görülmüştür. Her iki değişkenin artışının da buharın ekserjisini arttırdığı saptanmıştır.



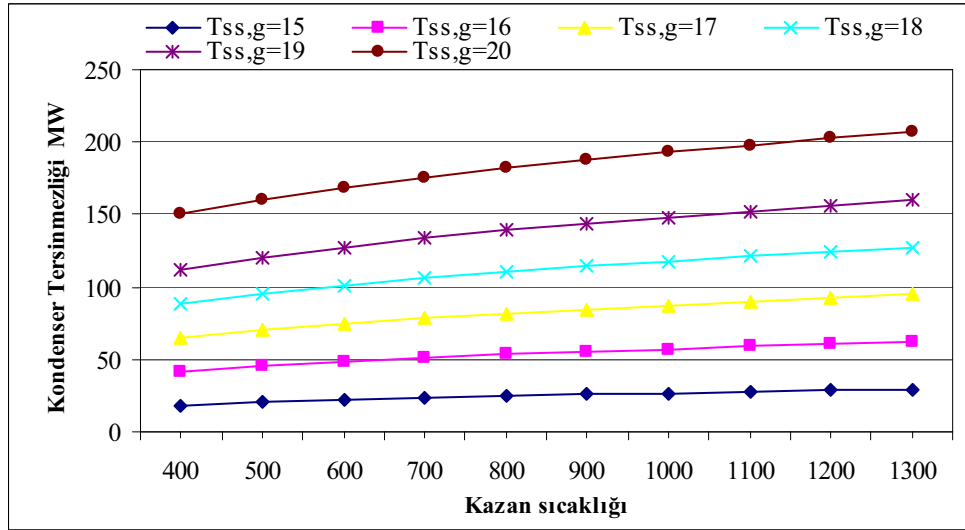
Şekil 5.32. Kondenser tersinir işinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5 \text{ MPa}$ ,  $T_0=20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1 \text{ MPa}$ ,  $P_{Knd}=5 \text{ kPa}$



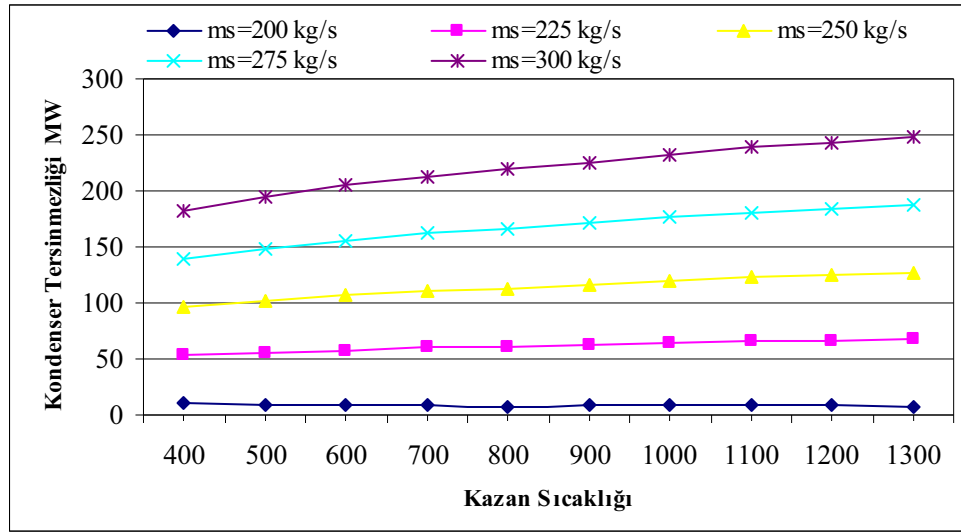
Şekil 5.33. Kondenser tersinir işinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5 \text{ MPa}$ ,  $T_0=20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1 \text{ MPa}$ ,  $m_s=250 \text{ kg/s}$



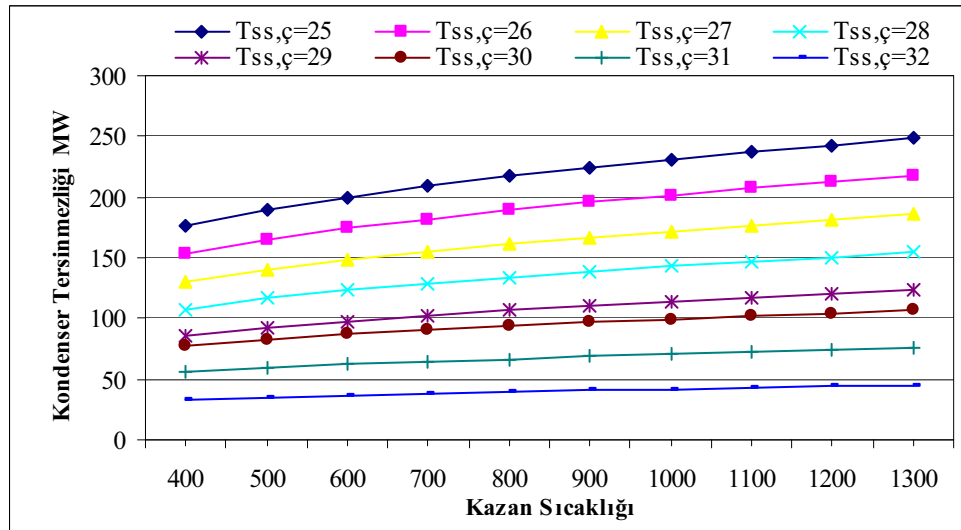
Şekil 5.34. Kondenser tersinmezliğinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,  $m_s=250$  kg/s



Şekil 5.35. Kondenser tersinmezliğinin farklı soğutma suyu giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,  $m_s=250$  kg/s,  $T_{ss,\text{ç}}=32$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_{Knd}=5$  kPa



Şekil 5.36. Kondenser tersinmezliğinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,  $m_s=250$  kg/s,  $T_{ss,g}=15$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ss,\zeta}=32$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_{Knd}=5$  kPa



Şekil 5.37. Kondenser tersinmezliğinin farklı soğutma suyu çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,  $m_s=250$  kg/s,  $T_{ss,g}=15$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_{Knd}=5$  kPa,

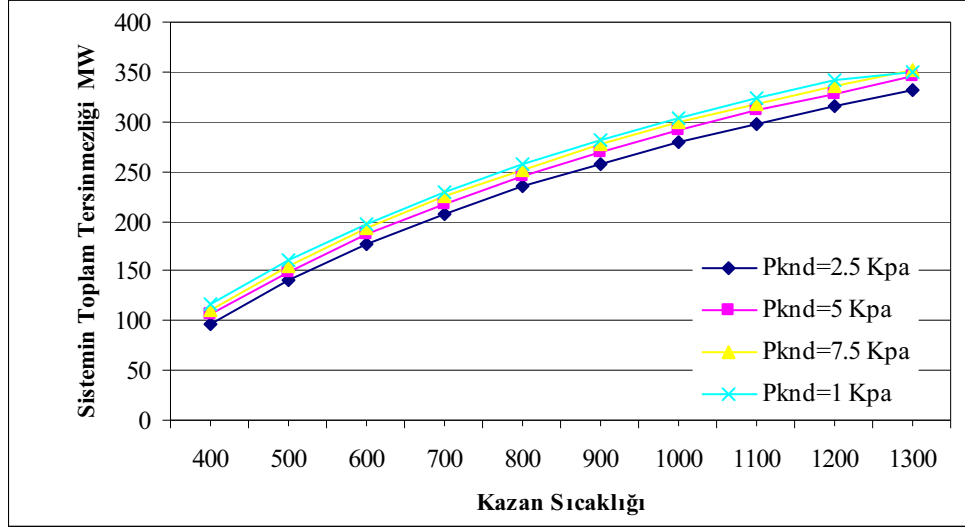
Kondenser basıncına, akışkan debisine ve kazan sıcaklıklarına bağlı olarak kondenser tersinir işi ve tersinmezliği hesaplanmıştır. Sabit kazan sıcaklığında akışkan debisi arttıkça kondenser tersinir işi ve kondenser tersinmezliğinin arttığı görülmüştür. Yine kazan sıcaklığı arttığında kondenser tersinmezliğinin de arttığı bulunmuştur. Aynı sıcaklıkta kondenser basıncı arttıkça kondenser tersinmezliğinin azaldığı görülmüştür.

Soğutma suyu giriş sıcaklığına bağlı olarak tersinmezlik incelenmiş, soğutma suyu giriş sıcaklığı arttıkça kondenser tersinmezliği artmaktadır. Soğutma suyu debisine bağlı olarak incelendiğinde ise, soğutma suyu debisi arttıkça kondenser tersinmezliğinin azaldığı görülmüştür.

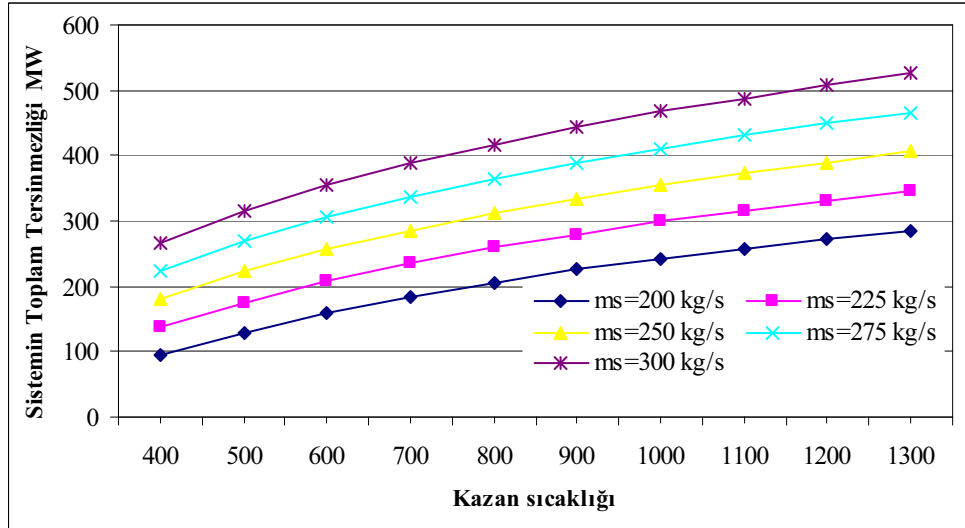
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı arttıkça kondenser tersinmezliğinin azaldığı görülmüştür. Kondenser basıncı ile tersinmezliğin değişimi incelendiğinde ise kondenser basıncı arttıkça tersinmezlik azalmaktadır. Bağımlı değişkenlerden kondenser tersinmezliğine en fazla etki edenle kazan sıcaklığı ve akışkan debisidir. Soğutma suyu debisi, giriş sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı kondenser tersinmezliğini önemli derecede etkilememektedir. Yani kazan sıcaklığının etkisinin yanında çok az bir etkiye sahip oldukları saptanmıştır.

Kondenser basıncına göre kondenser ekserji verimi incelenmiş, sabit kondenser basıncı ve akışkan debisinde kazan sıcaklığı arttıkça kondenser ekserji veriminin azaldığı, yine kondenser basıncı arttıkça kondenser ekserji veriminin azaldığı görülmüştür.

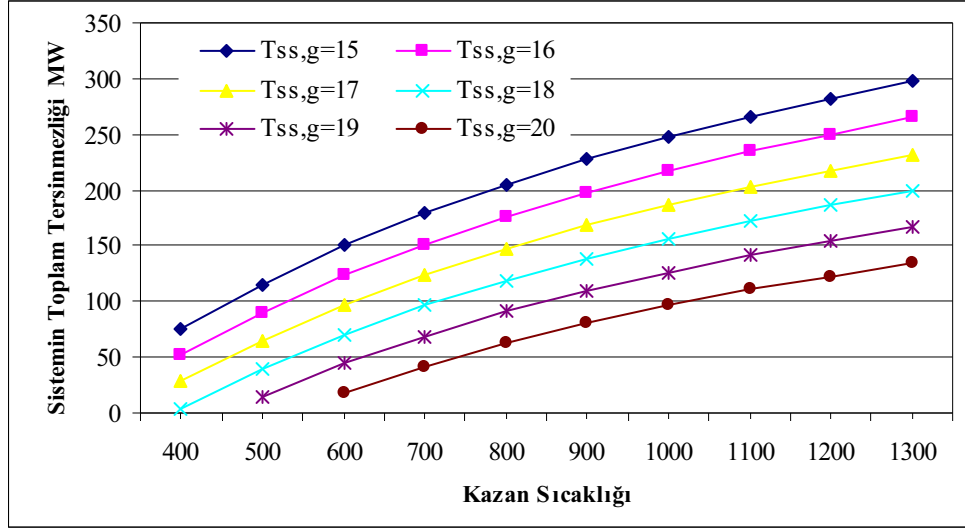




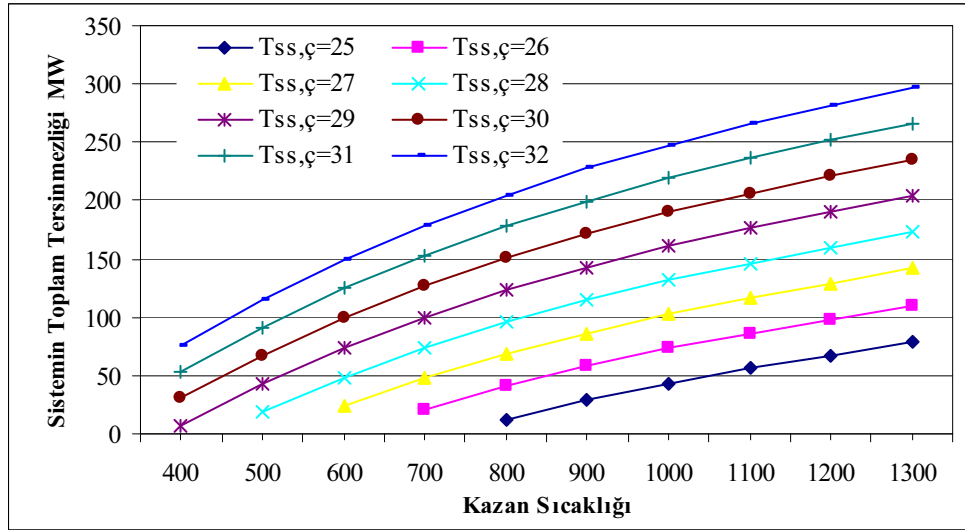
Şekil 5.38. Sistemin toplam tersinmezliğinin farklı kondenser basınçlarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,  $m_s=250$  kg/s,  $T_{ss,g}=15$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ss,\phi}=32$   $^{\circ}\text{C}$ ,



Şekil 5.39. Sistemin toplam tersinmezliğinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,  $T_{ss,g}=15$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ss,\phi}=32$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_{Knd}=5$  kPa



Şekil 5.40. Sistemin toplam tersinmezliğinin farklı soğutma suyu giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,  $T_{ss,\zeta}=32$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{ss}=5000$  kg/s,  $P_{Knd}=5$  kPa

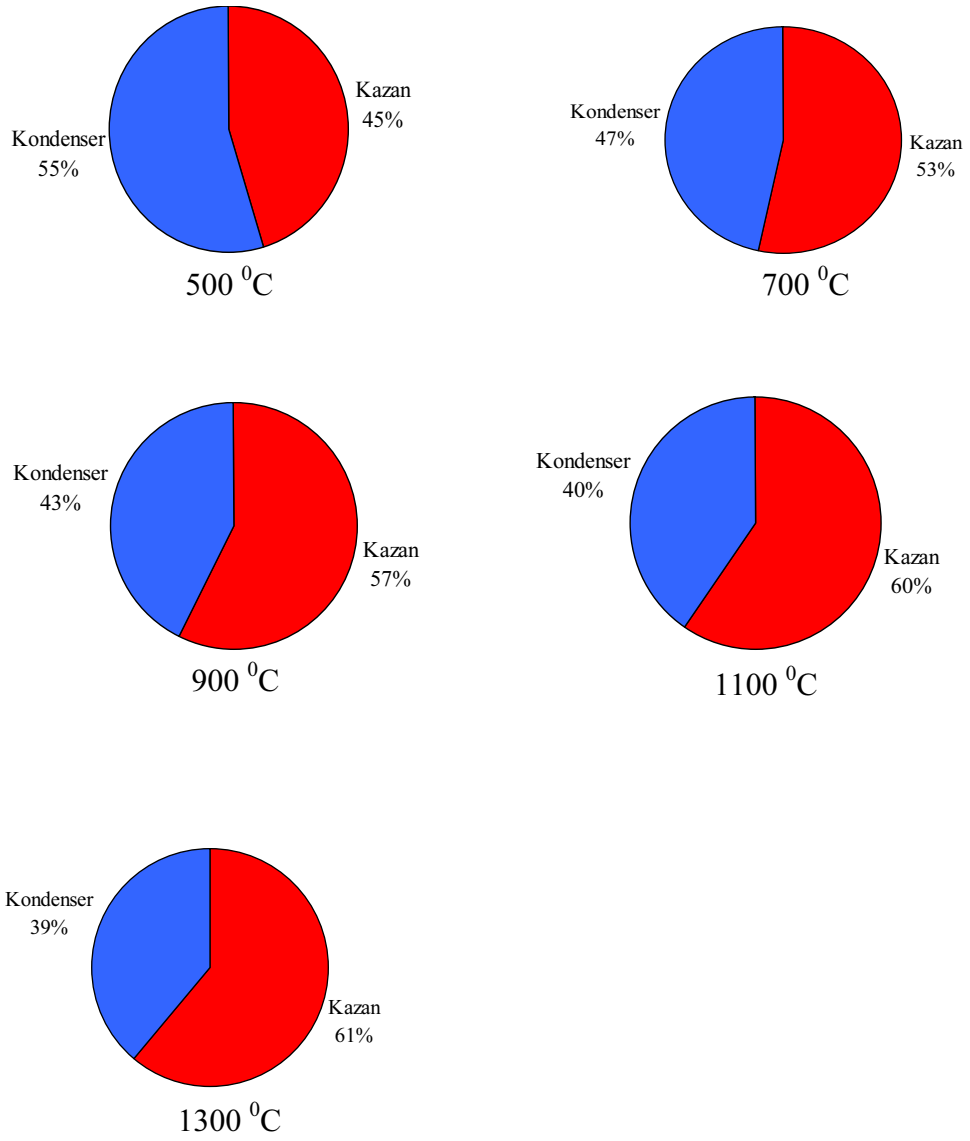


Şekil 5.41. Sistemin toplam tersinmezliğinin farklı soğutma suyu çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ( $^{\circ}\text{C}$ ) ile değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_0=0.1$  MPa,  $T_{ss,g}=15$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $P_{Knd}=5$  kPa

Kondenser basıncına bağlı olarak sitemin toplam tersinmezliği incelenmiş, sabit akışkan debisi ve kazan sıcaklığında kondenser basıncı arttıķa sistemin toplam tersinmezliğinin azaldığı, sabit kondenser basıncında kazan sıcaklığı arttıķa toplam tersinmezliğin de arttığı görülmüştür.

Akışkan debisine bağlı olarak sistemin toplam tersinmezliği incelenmiş, akışkan debisi ve kazan sıcaklığı arttıķa sistemin toplam tersinmezliğinin arttığı görülmüştür.

Sistemin toplam tersinmezliği hesabına pompa tersinmezliği dâhil edilmemiştir. Ćnk pompa tersinmezliği diğer tersinmezliklerin yanında ihmal edilebilecek kadar kĞttr. Sistemde en fazla tersinmezliği kondenserde meydana geldiği görülmüştür. Bunun nedeni ise türbinden atılan Ćrk buharı yeniden sisteme verilmesi ićin yoğuşturulmasıdır. Yoęuřma sırasında dış ortama diğer komponentlere göre daha fazla ısı atımını olmasıdır.

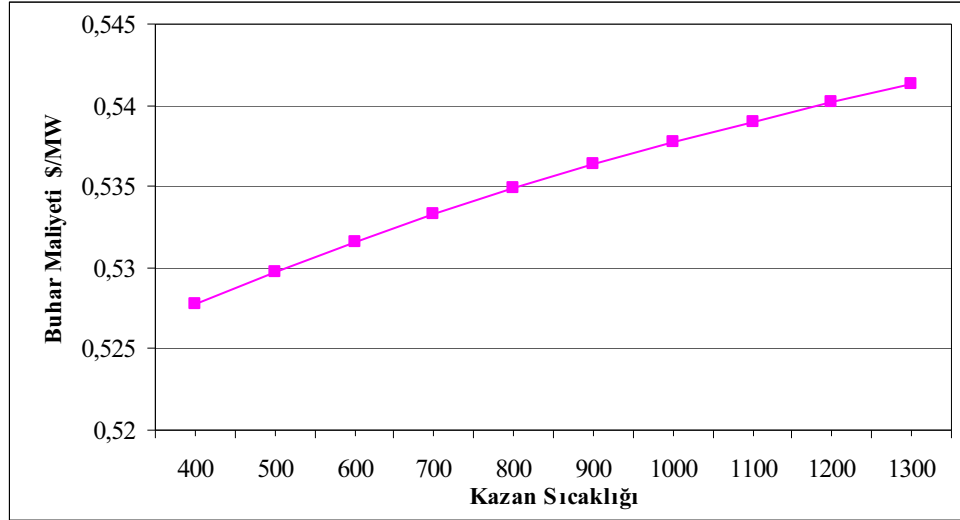


Şekil 5.42. Sistemin toplam tersinmezliğinin farklı kazan sıcaklıklarına bağlı olarak gösterimi.  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$  °C,  $P_0=0.1$  MPa,  $T_{ss,g}=20$  °C,  $T_{ss,\phi}=32$  °C,  $P_{Knd}=5$  kPa

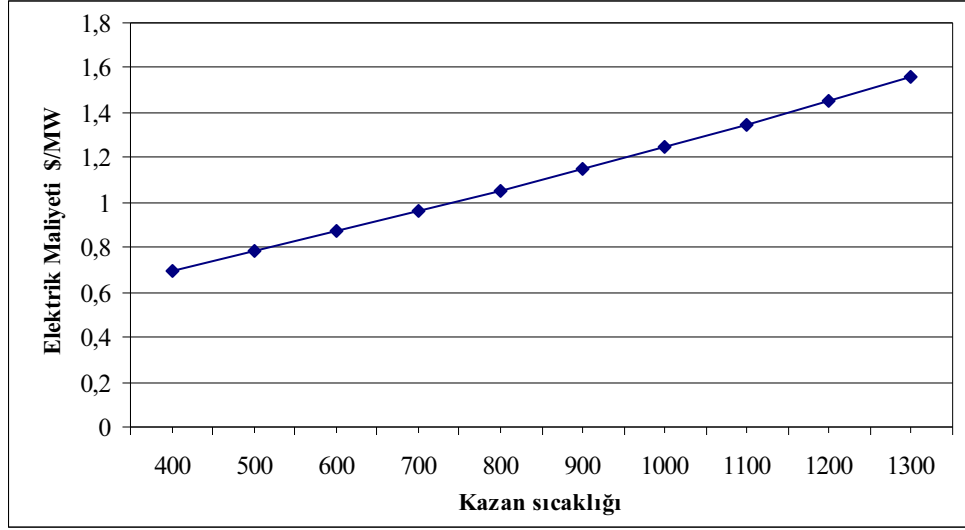
Pompada ve türbinde meydana gelen tersinmezlik hesaplara dâhil edilmemiştir. Kazan ve kondenserde meydana gelen tersinmezlikler yüzdeler olarak hesaplanmış ve en fazla tersinmezliğin, düşük sıcaklıklarda kondenserde, sıcaklık yükseldikçe kazan tersinmezliğinin kondenserde meydana gelen tersinmezlikten fazla olduğu görülmüştür. Değişken akışkan debilerinde, sıcaklıklara bağlı olarak kazanda ve kondenserdeki tersinmezliğin değiştiği, farklı soğutma suyu debilerinde ise kondenserdeki tersinmezliğin kazana oranla fazla değişmediği görülmüştür. Debi artışı kazandaki ve kondenserdeki tersinmezliği artırmıştır.

#### 5.4 Termoekonomik Optimizasyon Sonuçları

Daha önceki kısımlarda ekserjiler hesaplanmıştır. Bu ekserjilere ile birlikte sistem elemanlarının ilk yatırım ve bakım maliyeti olan K değeri hesaplanmıştır. Daha sonra sırası ile buhar ve ürün maliyetleri bulunmuştur. Buhar kazanda, ürün ise türbinde üretildiği için diğer elemanlar hesaplanmamıştır. Çünkü pompada bir ürün çıktısı yoktur, kondenserde ise üretim yoktur, kayıplar vardır.



Şekil 5.43. Buhar maliyetinin kazan sıcaklığına bağlı olarak değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$  °C,  $P_0=0.1$  MPa,  $T_{ss,g}=15$  °C,  $T_{ss,\phi}=32$  °C,  $m_s=250$  kg/s,  $P_{Knd}=5$  kPa



Şekil 5.44. Elektrik maliyetinin kazan sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi,  $P_K=12.5$  MPa,  $T_0=20$  °C,  $P_0=0.1$  MPa,  $T_{ss,g}=15$  °C,  $T_{ss,ç}=32$  °C,  $m_s=250$  kg/s,  $P_{Knd}=5$  kPa

Yapılan incelemelerde tesisin çalışma sıcaklığı arttıkça buhar maliyetinin de arttığı görülmüştür. Buhar maliyet hesaplaması, bulunan ekserji sonuçlarına göre yapılmıştır. Buhar üretimi yalnızca kazanda olduğu için, kazan giriş-çıkış ekserjileri göz önüne alınmıştır.

Buhar maliyeti yapıldıktan sonra elektrik yani ürün maliyeti hesaplanmış ve sonuçlar grafikte gösterilmiştir. 400 °C sıcaklıkta elektrik maliyeti 0.648 \$/MW iken 1300 °C sıcaklıkta 1.58 \$/MW olarak hesaplanmıştır. Ürün maliyeti hesaplanırken türbinin giriş-çıkış ekserji değerleri alınmış ve buhar maliyeti ile ürün maliyeti bulunmuştur. Alınan değerler ve formüller ise E-2'de verilmiştir. Ürün maliyeti \$/MW olarak bulunmuş ve şekil 5.44'de gösterilmiştir. Burada kazan sıcaklığı arttıkça ürün maliyetinin de arttığı görülmüştür.

## 6. TARTIŞMA ve SONUÇ

Rankine çevrimi, buharlı güç santrallerinde en çok kullanılan çevrimdir. Enerji üretim tesislerinde, birim ürün maliyetinin hesaplanması oldukça önemlidir. Enerji maliyeti yöntemleri ile aynı tür ürünlerin maliyetleri tespit edilebilirken, ürünlerin türleri farklı olduğunda bu yöntemlerle maliyetleri belirlemek imkânsızdır.

Termoekonomik analizleri basit buhar santrali çevrimine uygulayabilmek için Matlab programı yapılmıştır. Termoekonomik analiz neticesinde, ekserji verimi ile toplam ekserji değerinin maksimum olduğu sıcaklık değerleri gösterilmiştir.

500 MW'lık elektrik gücü elde etmek için farklı hesaplamalar yapılmıştır. Önce kazan besleme suyu pompasının gücü bulunmuştur. Kazan besleme suyu pompasının gücü; 5 kPa kondenser basıncı, 12.5 MPa pompa basıncında ve 0.75 pompa veriminde basınç kayıpları ve diğer kayıplar ihmal edilerek 250 kg/s akışkan debisinde 4.17 MW, 300 kg/s akışkan debisinde ise 5.08 MW bulunmuştur. Diğer kondenser basınçlarına göre pompa güçleri çizelge 6.1'de gösterilmektedir.

Çizelge 6.1 Farklı akışkan debileri ve kondenser basınçlarıyla pompa gücü değerleri

$P_{Knd}$ kPa	$m_s=200$ kg/s, $W_p=MW$	$m_s=225$ kg/s, $W_p=MW$	$m_s=250$ kg/s, $W_p=MW$	$m_s=275$ kg/s, $W_p=MW$	$m_s=300$ kg/s, $W_p=MW$
2,5	3,338667	3,756	4,173333	4,590667	5,008
5	3,346667	3,765	4,183333	4,601667	5,02
7,5	3,357333	3,777	4,196667	4,616333	5,036
10	3,362667	3,783	4,203333	4,623667	5,044

Farklı sıcaklıklarda kazana verilen ısı hesaplanmış, 12.5 MPa pompa basıncı ve 200 kg/s akışkan debisinde 400 °C 587.65, 900 °C'de 850.29 ve 1300 °C'de ise 1056.07 MW bulunmuştur. 250 kg/s debide ise 900 °C 1062.873 MW bulunmuştur. Kazana verilen sıcaklık değişik sıcaklıklarda ve akışkan debilerinde, 0.5 kPa kondenser basıncı ve 12.5 MPa pompa basıncında bulunan sonuçlar çizelge 6.2'de verilmiştir.



Çizelge 6.2 Farklı sıcaklık ve akışkan debilerinde kazana verilen ısı değerleri

$T_K, ^\circ\text{C}$	$m_s=200 \text{ kg/s},$ $Q_K=\text{MW}$	$m_s=225 \text{ kg/s},$ $Q_K=\text{MW}$	$m_s=250 \text{ kg/s},$ $Q_K=\text{MW}$	$m_s=275 \text{ kg/s},$ $Q_K=\text{MW}$	$m_s=300 \text{ kg/s},$ $Q_K=\text{MW}$
400	587,658	661,1153	734,5725	808,0298	881,487
500	648,158	729,1778	810,1975	891,2173	972,237
600	700,598	788,1728	875,7475	963,3223	1050,897
700	750,858	844,7153	938,5725	1032,43	1126,287
800	800,518	900,5828	1000,648	1100,712	1200,777
900	850,298	956,5853	1062,873	1169,16	1275,447
1000	900,558	1013,128	1125,698	1238,267	1350,837
1100	951,558	1070,503	1189,448	1308,392	1427,337
1200	1003,398	1128,823	1254,248	1379,672	1505,097
1300	1056,078	1188,088	1320,098	1452,107	1584,117

Çizelge 6.3 Kazan tersinmezlik değerleri

$T_K, ^\circ\text{C}$	$m_s=200 \text{ kg/s},$ $I_K= \text{MW}$	$m_s=225 \text{ kg/s},$ $I_K=\text{MW}$	$m_s=250 \text{ kg/s},$ $I_K=\text{MW}$	$m_s=275 \text{ kg/s},$ $I_K= \text{MW}$	$m_s=300 \text{ kg/s},$ $I_K=\text{MW}$
400	72,61037	81,68667	90,76296	99,83926	108,9156
500	106,8378	120,1926	133,5473	146,902	160,2568
600	135,6562	152,6132	169,5702	186,5272	203,4843
700	160,3215	180,3616	200,4018	220,442	240,4822
800	181,7902	204,514	227,2378	249,9616	272,6853
900	200,7531	225,8473	250,9414	276,0356	301,1297
1000	217,7181	244,9329	272,1476	299,3624	326,5772
1100	233,0639	262,1969	291,3298	320,4628	349,5958
1200	246,7788	277,6262	308,4735	339,3209	370,1682
1300	259,9606	292,4557	324,9508	357,4459	389,9409

Farklı kazan sıcaklıklarında ve akışkan debilerinde türbin verimi 0.80 alınarak türbin gücü ve türbin işi hesaplanmış, sonuçlar çizelge 6.3'de verilmiştir. Türbinin üreteceği

güç 518 MW'a yükselmiştir. Türbinde meydana gelen tersinmezlikler de göz önüne alınır (sürtünme ve basınç kayıpları ihmal edilmiştir) 250 kg/s akışkan debisinde ve 900 °C'de gerekli güç elde edilmiştir.

Çizelge 6.4 Türbin gücü değerleri

$T_k, ^\circ\text{C}$	$m_s=200 \text{ kg/s},$ $W_T=\text{MW}$	$m_s=225 \text{ kg/s},$ $W_T=\text{MW}$	$m_s=250 \text{ kg/s},$ $W_T=\text{MW}$	$m_s=275 \text{ kg/s},$ $W_T=\text{MW}$	$m_s=300 \text{ kg/s},$ $W_T=\text{MW}$
400	269,481	303,1661	336,8513	370,5364	404,2215
500	307,2403	345,6453	384,0503	422,4554	460,8604
600	343,206	386,1068	429,0076	471,9083	514,8091
700	379,4608	426,8934	474,326	521,7586	569,1911
800	416,642	468,7223	520,8026	572,8828	624,9631
900	456,5591	513,6289	570,6988	627,7687	684,8386
1000	496,9867	559,1101	621,2334	683,3567	745,4801
1100	539,2449	606,6505	674,0561	741,4617	808,8673
1200	582,9182	655,783	728,6478	801,5125	874,3773
1300	628,0068	706,5077	785,0085	863,5094	942,0102

Eğer, diğer elemanlardan kaynaklanan tersinmezlikler düşünülmez ise, türbin için gerekli güç 900 °C kazan sıcaklığı ve 250 kg/s akışkan debisinde sağlanmaktadır.

Çizelge 6.5 Kondenser tersinmezlik değerleri

$T_K, ^\circ\text{C}$	$m_s=200 \text{ kg/s},$ $W_T=\text{MW}$	$m_s=225 \text{ kg/s},$ $W_T=\text{MW}$	$m_s=250 \text{ kg/s},$ $W_T=\text{MW}$	$m_s=275 \text{ kg/s},$ $W_T=\text{MW}$	$m_s=300 \text{ kg/s},$ $W_T=\text{MW}$
400	10,0576	53,29838	96,53916	139,7799	183,0207
500	8,924426	55,33784	101,7512	148,1647	194,5781
600	9,025811	57,89352	106,7612	155,6289	204,4967
700	9,143192	60,04618	110,9492	161,8522	212,7551
800	7,874111	60,63279	113,3915	166,1501	218,9088
900	8,054269	62,48905	116,9238	171,3586	225,7934
1000	8,05738	64,04855	120,0397	176,0309	232,0221
1100	8,908034	66,33587	123,7637	181,1915	238,6194
1200	8,117115	66,86189	125,6067	184,3514	243,0962
1300	7,121286	67,24287	127,3644	187,486	247,6076

Aynı kazan sıcaklığında kondenser basıncı arttıkça kondenser tersinmezliği azalmaktadır. Sabit kondenser basıncında ve akışkan debisinde kazan sıcaklığı arttıkça kondenserde meydana gelen tersinmezlik de artmaktadır. Yüksek sıcaklıklarda tersinmezliğin fazla olmasının nedeni çevreye olan fazla ısı kayıpları ve soğutma suyuna verilen ısının fazla olmasıdır.

500 MW gücünde bir tesis için optimum çalışma değerleri 12.5 MPa ve 900 °C kazan sıcaklığında 250 kg/s buhar debisi olarak bulunmuştur. Bulunan bu değerler ile birim buhar maliyeti 0.538 \$/MW ve birim elektrik maliyeti 1.18 \$/MW olarak hesaplanmıştır. Buhar ve elektrik maliyetleri birim kütle için bulunmuştur. Tesisin tam kapasitede çalıştığına toplam buhar maliyeti 269 \$ ve elektrik maliyeti ise 590 \$ olarak bulunmuştur. Elektrik maliyeti, kazanda elde edilen buhar maliyetinden iki kat fazla olduğu görülmüştür. Kazan sıcaklığı arttıkça birim buhar maliyeti ve birim elektrik maliyeti yükselmektedir. Yapılan bu çalışma ve bulunan sonuçlar, daha sonraki yapılacak olan gerçek tesis uygulamalarına ışık tutacaktır.

## 7. KAYNAKLAR

- Arıkol, M., (1985). Ekserji Analizine Giriş. Tübitak Projesi. Proje No: 0630048401. Gebze.
- Attala, R.H., Williams, R.M., (1975). J. Chem. Soc., Perkins Trans. 2(11):1155-1161
- Badescu, V.,(2001). First and Second Law Analysis of Solar Assisted Heat Pump Based Heating System. Elsevier Science Ltd.
- Bejan, A., (1997). Advanced Engineering Thermodynamics. John Wiley and Sons, 896p. New York.
- Chen, J., (2001). Thermodynamic and Thermo-economic Analysis of an Irreversible Combined Carnot Heat Engine System. International Journal of Energy Research, 25, 413-426.
- Çengel, A.Y., Boles, A.M, (1994). Thermodynamics: An Engineering Approach. McGraw-Hill, 987s. New York.
- D'Accadia, M.D., Fichera, A., Sasso, M., Vidiri, M., (2002). Determining the Optimal Configuration of a Heat Exchanger (With a Power Plant) Using Exergoeconomics. Applied Energy, 71(3), 191-203.
- D'Accadia, M.D., Rossi, F., (1998). Thermo-economic Optimization of a Power Plant. Int. J. Refrig., 21(1), 42–54.
- Derbentli, T., (2003). Isıl Sistemlerin Termoekonomik Çözümlemesi. 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Bildiriler Kitabı, xxii-xxviii, Isparta.
- Dingeç, H., (1996). Thermo-economic Optimization of Simple Refrigerators. M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Master Thesis, 89s, Ankara.
- El-Masri, M.A., (1986). On Thermodynamics of Gas Turbine Cycles: Part 3- Thermodynamic Potential And Limitations of Cooleh Reheat Gas Turbine Combined Cycles, ASME Journal of Engineering For Gas Turbines And Power 108.
- Enerji Raporu (1994). Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi
- Genceli, O.F., (1999). Isı Değiştiricileri. Birsen Yayınevi,424s. İstanbul.
- Gökelim, A. T.,(2001). Pompalar. Birsen Yayınevi, İstanbul

- Heper, Y.,(1993) Buhar Santralleri Teorisi Ve Uygulaması.3. Baskı, Ankara
- Horlock, J.H., (1987). Cogeneration-Combined Heat And Power (CHP), Thermodynamics And Economics, Pergamon Press, Oxford, England.
- İleri, A., (1990). Termoekonomi II: Optimizasyon ve Fiyatlandırma. Termodinamiğin İkinci Kanunu Çalışma Toplantısı, Erciyes Üniversitesi, TIBTD, Bölüm IX-28. Kayseri.
- Jonston Et All., (1989). Modeling Supercritical Mixtures: How Predictive Is It? İnd. Eng. Chem. Res.,28,115-1125
- Kern, D.Q., (1984). Process Heat Transfer. McGraw-Hill International Book Company, 817p. Singapore.
- Kızıllıkan, Ö., (2004).Kompresörlü Soğutma Sistemlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Aşırı Kızdırma Ve Aşırı Soğutma Etkisinin Termoekonomik Yönden İncelenmesi.Yüksek Lisans Tezi, Isparta.
- Koçoğlu, A., (1993). Thermo-economic Optimization of a Single State Heat Pump. M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Master Thesis, 117s, Ankara.
- Kopaç, M., (2000). Bir Enerji Santraline Enerji Ve Ekserji Analizinin Uygulanması. Isı Bilimi Ve Tekniği Dergisi 20, 3-4.
- Kotas, T.J., (1985). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butter-Worths, 299p. London.
- Kwak, H. Y., Kim, D. J., Jeon, J. S., (2002). Exergetic And Thermoeconomic Analysis Oof Power Plants. Department Of Mechanical Engineering, Chung-Ang University, Seoul 156-756, South Korea.
- Lenti, F., Massardo A., Satta A., (1989). Thermoeconomic Optimization of Simple Thermal Power Plant Using Mathematical Minimization Algorithms, CH2781-3/89/0000-1725, IEEE, Usa.
- Onat, K., (1988).Buhar Kazanlarının Isıl Hesapları. Teknik Yayıncılık, Tanıtım A.Ş., İstanbul.
- Mannien, K., Mannien, M., (2002).Eur. Phys. J. D 20, 243
- Panel (2001). Akışkan Yataklı Kazan Teknolojilerine Dayalı Buhar- Elektrik Üretimi” Paneli- Konuşma Ve Sunuş Metinleri , Mimag- Samko Enerji Teknolojileri A.Ş. Tübitak, Ankara

- Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., (1973). Handbook of Heat Transfer. McGraw-Hill Book Company, 1502p. New York.
- Rosen, M. A., Dinçer, İ., (2003). Thermo-economic Analysis Of Power Plants: An Application To Coal Fired Electrical Generating Station. Elsevier Science Ltd., Canada.
- Savruk, N., Yeşin. T., (2001). Gaz/Buhar Kombine Çevrim Enerji Santrallerinin Performans Analizi. Isı Bilimi Ve Tekniği Dergisi.
- Savruk N., (2001). Thermodynamic Analysis Of Gas/Steam Combined Cycle Power Plants. ODTÜ.
- Silveria, J. L., Tuna C. E.,(2003) Thermo-economic Analysis Method For Optimization Of Combined Heat And Power Systems-Part I.Elsevier Ltd., Brazil.
- Silveria, J. L., Tuna C. E.,(2004) Thermo-economic Analysis Method For Optimization Of Combined Heat And Power Systems-Part II.Elsevier Ltd., Brazil.
- Sciubba, E., (2001). Beyond Thermo-economics? The Concept of Extended Exergy Accounting and Its Application to the Analysis and Design of Thermal Systems. Exergy, An International Journal, 1(2), 68-84.
- Sevilgen, S. H., (2002). Enerji Üretim Sistemlerinin Ekserjoekonomik Analizi. Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Stultz S.C., Kitto J.B., (1992). Steam. 4th Edition Babcock & Wilcox Company.
- Şenyücel, N., (1995). Isı Değiştiricilerin Ekserji Ekonomiksel Değerlendirilmesi. Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 118s. Edirne.
- Tsatsaronis, G., Moran, M., (1996). Thermal Design and Optimization. John Wiley & Sons, New York.
- Ünver, Ü., Kılıç, M., Bir Combine Güç Santralının Termodinamik Analizi. Mühendis Ve Makina-Cilt 46, Sayı:545
- Valero, F.P.J., Colins, W.D., Flatau, P.J., Lubin, D., Grassl, H., Pilewskie, P., (1996). Radiative Effect Of Convection In The Tropical Pacific, Geophys Res., 101, 14 999-15 012
- Valero, F.P.J., Conant, W.C., Meywerk, J., (1997). Observations Versus Models. J. Climate, 10, 1874-1884

- Wall, G., (2003). Exergy Tools. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Power & Energy, 217(2), 125, 12s.
- Woodruff, E., Lammers, F., Lammers H., (1998). Steam Plant Operation. 7th Edition, McGraw-Hill.
- Wylen, G. J. V., Sonntag R. E., (1985). Fundamentals Of Classical Thermodynamics. John Wiley & Sons, Inc., Canada.
- Zhu, Y., Haji, K., Otsubo, M., Honda, C., Hayashi, N., (2006). Electrohydrodynamic Behavior of Water Droplet, J. Phys. D: Appl. Phys. 39 No 9, 1970-1975

## EKLER

### EK-1 Matlab ile termoekonomik optimizasyon programı

```
%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%TERMODİNAMİK DENKLEMLER%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%
```

```
%Entalpiler
%h0, h1 ve h2 tanımlanıyor:
t0=293
h0 = 83.84
h1 = 137.82
h2 = 150.37
```

```
%tüm verilerin tutulacağı matris:
a=zeros(30);
% İlk Sıcaklık
%Tilk 'ler tanımlanıyor
Tilk=400
for x=1:10
    a(x,1)=Tilk
    Tilk=Tilk+100
end
```

```
%h3'ler tanımlanıyor:
a(1,2)=3039.3
a(2,2)=3341.8
a(3,2)=3604
a(4,2)=3855.3
a(5,2)=4103.6
a(6,2)=4352.5
a(7,2)=4603.8
a(8,2)=4858.8
a(9,2)=5118
a(10,2)=5381.4
```

```
hfg = 2423.7
```

```
%x değerleri tanımlanıyor
a(1,20)=0.702
a(2,20)=0.755
a(3,20)=0.796
a(4,20)=0.83
a(5,20)=0.861
a(6,20)=0.889
a(7,20)=0.915
a(8,20)=0.939
a(9,20)=0.961
a(10,20)=0.984
```



%h4'ler hesaplanıyor:

for x=1:10

$a(x,3)=h1+a(x,20)*hfg$

end

%s0, s1, s2, s3, s4'ler tanımlanıyor

s0=0.2962

s1=0.312

s2=0.51

a(1,4)=6.0417

a(2,4)=6.4618

a(3,4)=6.7810

a(4,4)=7.0536

a(5,4)=7.2965

a(6,4)=7.5182

a(7,4)=7.7237

a(8,4)=7.9165

a(9,4)=8.0937

a(10,4)=8.2717

%sfg'ler tanımlanıyor

sfg=7.9187

%s4'ler hesaplanıyor

for x=1:10

$a(x,21)=s1+a(x,20)*sfg$

end

%E1'ler hesaplanıyor

for x=1:10

$a(x,5)=(h1-h0)-t0*(s1-s0)\%(h1-t0*s1)-(h0-t0*s0)$

end

%E2'ler hesaplanıyor

for x=1:10

$a(x,6)=(h2-h0)-t0*(s2-s0)\%(h2-t0*s2)-(h0-t0*s0)$

end

%E3'ler hesaplanıyor

for x=1:10

$a(x,7)=(a(x,2)-h0)-t0*(a(x,4)-s0)\%(a(x,2)-t0*s2)-(h0-t0*s0)$

end

%E4'ler hesaplanıyor

for x=1:10

$a(x,8)=(a(x,3)-h0)-t0*(a(x,21)-s0)\%(a(x,3)-t0*s2)-(h0-t0*s0)$

end

%ms tanımlanıyor

ms=250

```

%WT'ler hesaplanıyor
for x=1:10
    a(x,9)=ms*(a(x,2)-a(x,3))
end

%Ip'ler hesaplanıyor
for x=1:10
    a(x,10)=ms*t0*(s2-s1)
end

%Ik'ler hesaplanıyor
for x=1:10
    a(x,11)=ms*t0*(a(x,4)-s2)
end

%hss1 ve hss2 tanımlanıyor
hss1=62.99
hss2=134.6

%sss1 tanımlanıyor
sss1=0.2245
sss2=0.4664

%Ess1'ler hesaplanıyor
for x=1:10
    a(x,12)=(hss1-t0*sss1)-(h0-t0*s0)
end

%Ess2'ler hesaplanıyor
for x=1:10
    a(x,13)=(hss2-t0*sss2)-(h0-t0*s0)
end

%mss tanımlanıyor
mss=5000

%Iknd'ler hesaplanıyor
for x=1:10
    a(x,14)=ms*t0*(a(x,21)-s1)+mss*t0*(sss2-sss1)
end

%It'ler hesaplanıyor
for x=1:10
    a(x,22)=ms*t0*(a(x,4)-a(x,21))
end

%Itop'ler hesaplanıyor
for x=1:10
    a(x,15)=a(x,10)+a(x,11)+a(x,22)+a(x,14)
end

```

%Wp hesaplanıyor

Wp=ms\*(h2-h1)

%%  
 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% TERMOEKONOMİK DENKLEMLER %%%  
 %%%

% Pompanın maliyeti

cp=2486666

% Pompanın yatırım ve işletme bakım maliyeti

K=5611611

%Kazan Besleme suyu

%c2'ler hesaplanıyor

for x=1:10

a(x,16)=(cp\*Wp+K)/(a(x,6)-a(x,5))

end

%Isının maliyeti

cq=48120512

Eq=50000

%Kondenser çıkışı

%c4'ler hesaplanıyor

for x=1:10

a(x,17)=(cy\*(Ey-Eq)+a(x,16)\*a(x,6))/(a(x,8))

end

%Buhar maliyeti

c3=1870180

%Ürün maliyeti

%cT'ler hesaplanıyor

for x=1:10

a(x,18)=(c3\*(a(x,7)-a(x,8))+K)/(a(x,9))

end

css1=1870180

Ess1=10

Ess2=34

%c1'ler hesaplanıyor

for x=1:10

a(x,19)=((css1\*(a(x,13)-a(x,12)))+K)/(a(x,7)-a(x,5))

end

**EK-2**

Komponentlerin maliyetleri literatürlerde çeşitli yayın ve makalelerde verilmiştir. Sistem elemanının geometrik büyüklüklerine bağlı maliyet denklemlerinden bu çalışmada kullanılanlar verilmiştir (Valero, 1994). Denklemlerdeki katsayılar çeşitli kaynaklarda farklı şekillerde verilmiştir.

İşletme ve yatırım-bakım fiyatı olan K değerleri, Sevilgen (2002);

$$K_p = \left( \frac{39.5m_s}{0.9 - \eta_p} \right) \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \ln \frac{P_2}{P_1}$$

$$K_T = \left( \frac{266.3m_s}{0.92 - \eta_T} \right) \ln \frac{P_3}{P_4} [1 + \exp(0.036T_3 - 54.4)]$$

$$K_K = \left( \frac{m(h_3 - h_2)}{0.019(\Delta TLM)} \right)^{0.6}$$

Yüksek Basınç türbini fiyatı : 5 611 611 \$

Doymuş buharın entalpisi (kj/kg), (Zhu, 2006);

$$H = -7.352E-06T^3 - 2.333E-03T^2 + 2.437T + 2492 + 6349/(T-387.5)$$

Suyun entalpisi (kj/kg), (Zhu, 2006);

$$H = 3.1566E-12T^6 - 9.348E-09T^5 + 1.04E-06T^4 - 0.1670E-03T^3 + 0.0120915T^2 + 3.87675T + 0.74591$$

Kuru buharın entalpisi (kj/kg), (Zhu, 2006);

$$H = 2.98E-04T^2 + 1.83T + 2500 - 5.14207E-08P(T+276)^3 - (1.0334E-37P^3 - 6.42613E-31P^5)/(T+276)^{14.787}$$

Buharın özgül ısısı (kj/kgK), (Zhu, 2006);

$$C_p = (H(T+\Delta T) - h(T-\Delta T)) / (2\Delta T)$$

Özgül entropi, (Çengel ve Boles, 2000);

$$s = s_f + xs_{fg}$$

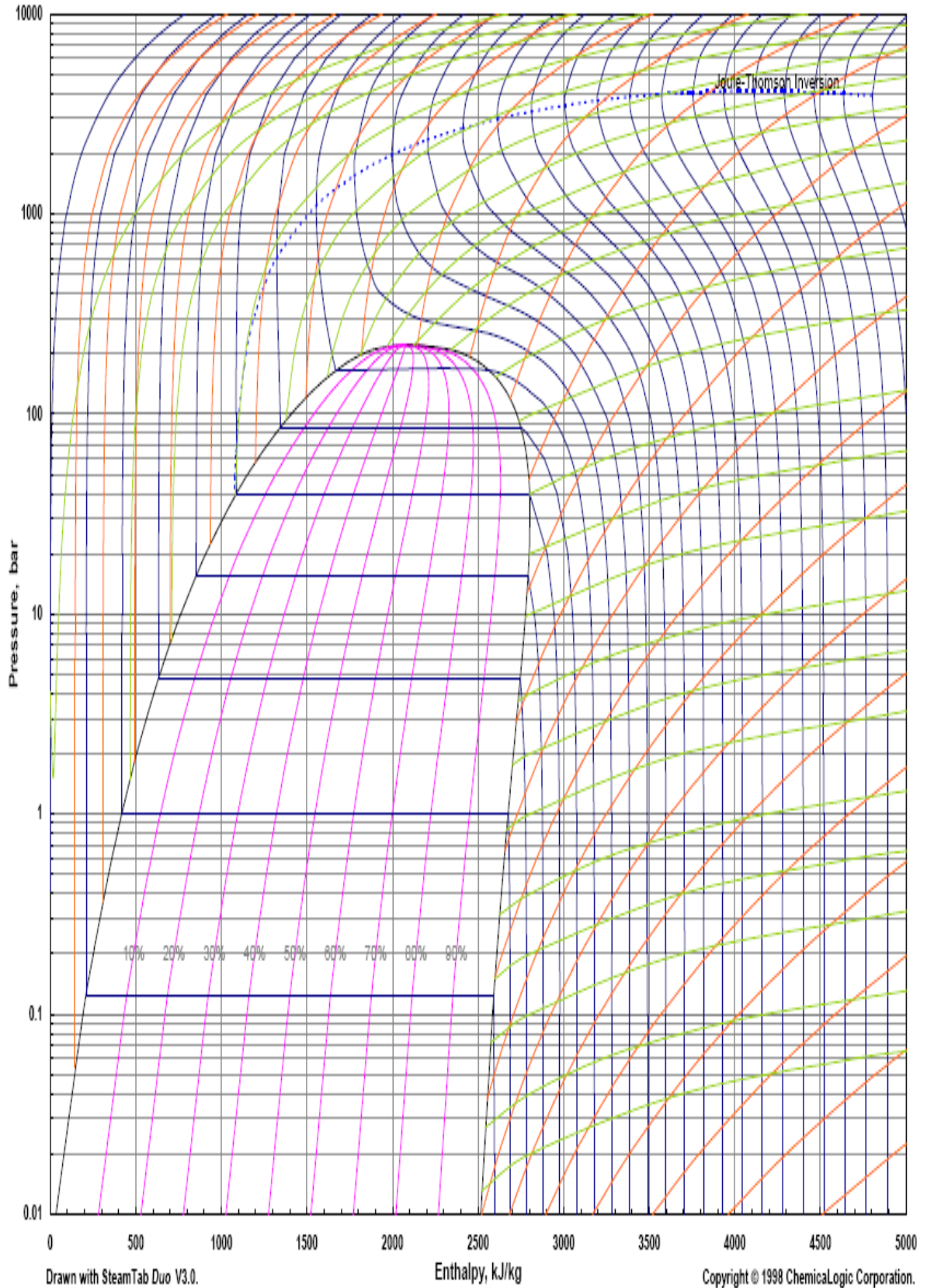
Özgül entalpi (kj/kg), (Çengel ve Boles, 2000);

$$h = h_f + xh_{fg}$$

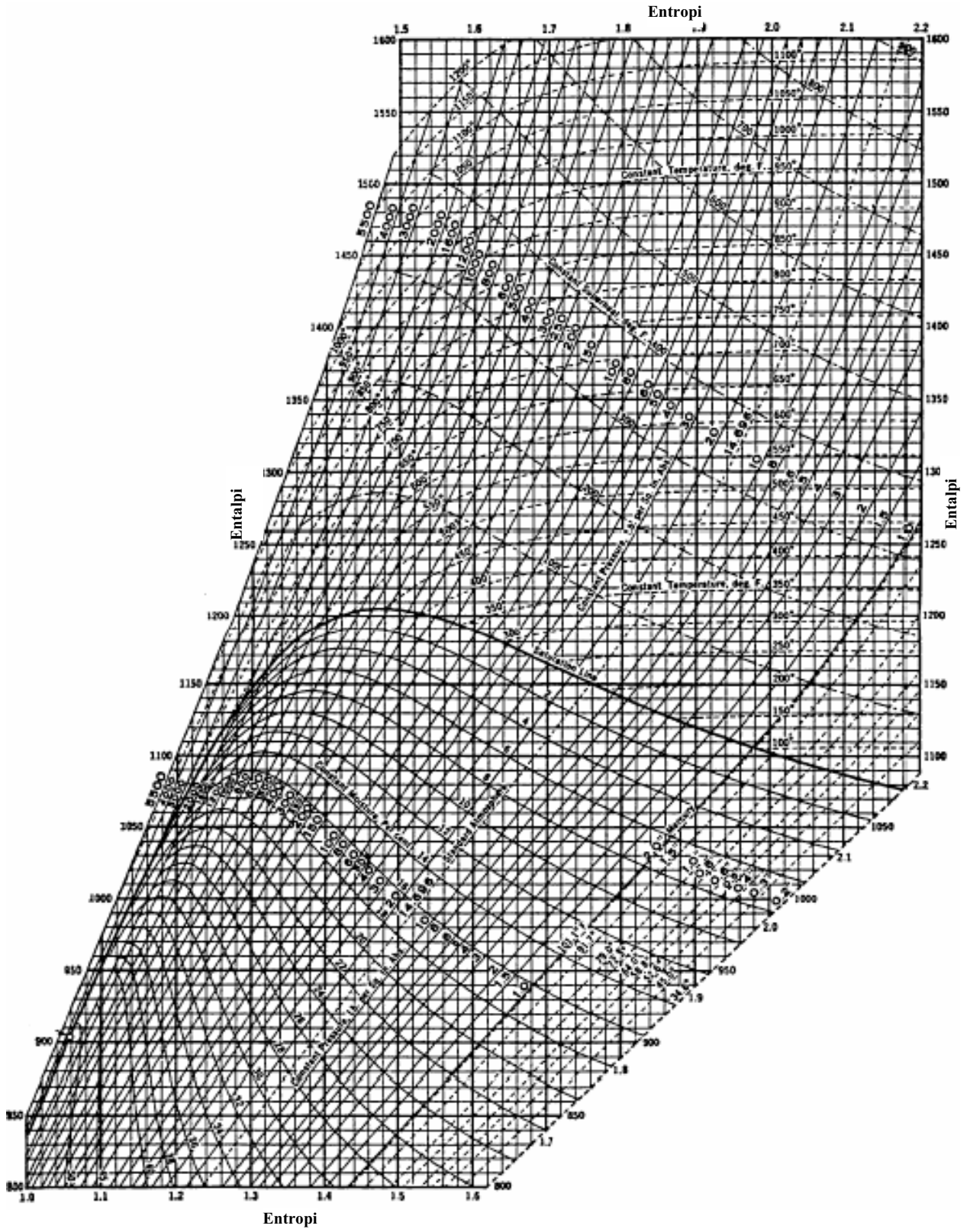
Kuruluk derecesi, (Çengel ve Boles, 2000);

$$x = \frac{s_1 - s_2}{s_{fg}}$$

## EK-3 Su ve su buharı için basınç-entalpi diagramı



## Su ve su buharı için Mollier Diagramı



**ÖZGEÇMİŞ**

Adı Soyadı : Hilmi YAZICI

Doğum Yeri : Afyon/Şuhut

Doğum Yılı : 1981

Medeni Hali : Bekâr

**Eğitim ve Akademik Durumu:**

Lise 1995–1995 Afyon Merkez Endüstri Meslek Lisesi (Motor Bölümü)

Lise 1995–1998 Afyon Merkez Teknik Lisesi (Makine)

Lisans 1999–2003 Süleyman Demirel Üniversitesi

Yabancı Dil : İngilizce

**İş Deneyimi:**

2005–2006 Öğretim Görevlisi (Dışarıdan Görevlendirme), (SDÜ Atabey MYO)

2006- Öğretim Görevlisi (Dışarıdan Görevlendirme), (SDÜ Keçiborlu MYO)