

**KOMPRESÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE  
FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKANLAR İÇİN  
AŞIRI KIZDIRMA VE AŞIRI SOĞUTMA  
ETKİSİNİN TERMOEKONOMİK YÖNDEN  
İNCELENMESİ**

**Önder KIZILKAN**

**Yüksek Lisans Tezi  
MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI  
ISPARTA 2004**

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

**KOMPRESÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE FARKLI SOĞUTUCU  
AKIŞKANLAR İÇİN AŞIRI KIZDIRMA VE AŞIRI SOĞUTMA ETKİSİNİN  
TERMOEKONOMİK YÖNDEN İNCELENMESİ**

**Hazırlayan**

**Önder KIZILKAN**

**Danışman**

**Yrd. Doç. Dr. Reşat SELBAŞ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI**

**Isparta 2004**

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  
: .....

ONAY

Bu tez ...../...../ 2004 tarihinde Enstitü Yönetim kurulunca belirlenen yukarıdaki jüri  
üyeleri tarafından kabul edilmiştir.

...../...../ 2004

Prof. Dr. Remzi KARAGÜZEL  
Enstitü Müdürü

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET .....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR .....	vi
SİMGELER DİZİNİ.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xii
1.GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK BİLGİSİ .....	4
3. KOMPRESÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİ.....	12
3.1. Aşırı Soğutmalı ve Aşırı kızdırmalı Kompresörlü Soğutma Sistemi .....	13
3.2. Aşırı Soğutmalı ve Aşırı kızdırmalı Soğutma Sistemi Çalışma Karakteristikleri .....	16
3.3. Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar .....	18
4. MATERYAL VE METOT.....	21
4.1. Soğutucu Akışkanların Termodinamik Özelliklerinin YSA Metoduyla Belirlenmesi .....	21
4.2. Kompresörlü Teorik Soğutma Sistemi Birinci Kanun Analizi.....	25
4.2.1. Kompresör Birinci Kanun Analizi.....	26
4.2.2. Genleşme Valfi Birinci Kanun Analizi .....	26
4.2.3. Kondanser Birinci Kanun Analizi .....	27
4.2.4. Aşırı Soğutma Eşanjörü Birinci Kanun Analizi .....	28
4.2.5.Evaporatör Birinci Kanun Analizi.....	28
4.2.6. Aşırı Kızdırma Eşanjörü Birinci Kanun Analizi.....	29
4.2.7. Soğutma Performans Katsayısı (COP).....	29
4.3. Kompresörlü Teorik Soğutma Sistemi İkinci Kanun Analizi.....	31
4.3.1. Ekserji Kavramı.....	31
4.3.2. Sistem Elemanlarının Ekserji Analizi.....	34
4.3.2.1. Kompresör Ekserji Analizi.....	36
4.3.2.2. Genleşme Valfi Ekserji Analizi.....	37

4.3.2.3. Kondanser I. Bölge Ekserji Analizi.....	38
4.3.2.4. Kondanser II. Bölge Ekserji Analizi.. .....	38
4.3.2.5. Aşırı Soğutma Eşanjörü Ekserji Analizi.. .....	39
4.3.2.6. Evaporatör Ekserji Analizi.. .....	39
4.3.2.7 Aşırı Kızdırma Eşanjörü Ekserji Analizi.....	40
4.3.2.8. Kompresörlü Teorik Soğutma Sisteminin Toplam Tersinmezliği.. .....	40
4.3.3. Isı Eşanjörü Dizayn Denklemleri.. .....	41
4.4. Termoekonomik Optimizasyon.....	46
4.4.1. Termoekonomi Kavramı.. .....	46
4.4.2. Yapısal Bağ Katsayıları (CSB).....	48
4.4.3. Termoekonomik Optimizasyon Denklemi.. .....	50
4.4.4. Termoekonomik Optimizasyon Prosedürü.....	53
4.4.5. Sistem Elemanlarının Termoekonomik Optimizasyonu.. .....	54
4.4.5.1. Kondanser I. Bölge.....	54
4.4.5.2. Kondanser II. Bölge.. .....	56
4.4.5.3. Aşırı Soğutma Eşanjörü.....	57
4.4.5.4. Evaporatör.. .....	57
4.4.5.5. Aşırı Kızdırma Eşanjörü.....	58
4.4.6. Sistem Elemanlarının Formülasyonu.. .....	58
5. BULGULAR .....	63
5.1. YSA Metodu İle Türetilen Soğutucu Akışkan Özellik Denklemleri.....	63
5.1.1. Doyma Basıncı .....	64
5.1.2. Doymuş ve Aşırı Soğutulmuş Sıvı Entalpisi.....	64
5.1.3. Doymuş ve Kızgın Buhar Entalpisi.....	65
5.1.4. Doymuş ve Kızgın Buhar Entropisi .....	66
5.1.5. Kızgın Buhar Entalpisi .....	66
5.1.6. Doymuş ve Kızgın Buhar Sıcaklığı.....	67
5.2. Kompresörlü Teorik Soğutma Sisteminin Birinci Kanun Analizi Sonuçları .....	68
5.3. Kompresörlü Teorik Soğutma Sisteminin İkinci Kanun Analizi Sonuçları .....	78
5.4. Kompresörlü Teorik Soğutma Sisteminin Termoekonomik Optimizasyon Sonuçları.....	88

6. TARTIŞMA VE SONUÇ .....	96
7. KAYNAKLAR .....	100
EKLER .....	104
EK-1 .....	105
EK-2 .....	111
ÖZGEÇMİŞ .....	117

## ÖZET

Termoekonomi, mühendislikte kullanılan ısı süreçlerinin ve bu süreçlerle ilişkili sistemlerin en az maliyetle ve optimum sistem yapısı içinde nasıl çalışabileceklerini inceleyen bilim dalıdır. Termoekonomik optimizasyonun amacı, verilen bir sistem yapısı içinde, yatırım ve işletme maliyetleri ile ekserji giderleri arasında sistem ürününün maliyetini minimum yapan bir bağ kurmaktır.

Bu çalışmada, kompresörlü teorik bir soğutma sistemindeki evaporatör, kondansör, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjörlerinin termodinamik ve termoekonomik yönden analizi yapılmıştır. Çalışmanın ilk aşamasında kompresörlü soğutma sisteminin soğutma performans katsayısının (COP) incelendiği Termodinamiğin I. Kanunu analizi yapılmış ve daha sonra sistem tersinmezliklerinin ve ekserji kayıplarının incelendiği Termodinamiğin II. Kanunu analizi yapılmıştır. Çalışmanın son aşamasında ise soğutma sisteminin tümüne termoekonomik optimizasyon metodu uygulanmıştır. İncelemelerde, evaporatör sıcaklığı, kondansör sıcaklığı, aşırı kızdırma sıcaklığı ve aşırı soğutma sıcaklığı değerleri sistemin değişken parametreleri olarak ele alınmıştır ve optimum aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör alanları tespit edilmiştir.

Kompresörlü teorik soğutma sisteminin termodinamik ve termoekonomik analizleri, üç değişik soğutucu akışkan için ayrı ayrı yapılmıştır. Soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri Yapay Sinir Ağları (YSA) metodu ile modellenmiş ve her akışkan için termodinamik özellik bağıntıları elde edilmiştir. Bütün analizlerde ve YSA metodu ile soğutucu akışkanların özelliklerinin modellenmesinde MATLAB bilgisayar programı kullanılmıştır.

**ANAHTAR KELİMELELER:** Termoekonomik Optimizasyon, Birinci Kanun Analizi, İkinci Kanun Analizi, Kompresörlü Soğutma Sistemi, Aşırı Soğutma, Aşırı Kızdırma

## ABSTRACT

Thermoeconomy is a discipline which investigates thermal processes and systems that are related to these processes in order to operate in optimum system configuration conditions with less capital and operating costs. The aim of thermoeconomic optimization process is to build a relationship between the capital and operating costs and exergy losses which minimizes system product costs in a given system configuration.

In this study, thermodynamic and thermoeconomic analysis of the elements of theoretical vapor compressed refrigeration system (evaporator, condenser, superheating and subcooling heat exchangers) are investigated. In the first part of the study, First Law of Thermodynamic analysis of the system that yields coefficient of performance (COP) and Second Law of Thermodynamic analysis of the system that yields exergy losses are carried out. In the last part of the study, thermoeconomic optimization method is successfully applied to the system. Condenser temperature, evaporator temperature, superheating and subcooling temperatures are selected to be design variables of the system and optimum superheating and subcooling heat exchanger areas with the corresponding superheating and subcooling temperatures are determined.

Thermodynamic and thermoeconomic analysis of the theoretical vapor compressed refrigeration system are made for three different refrigerants. Thermodynamic properties of the refrigerants are modeled with Artificial Neural Network (ANN) method and thermodynamic property formulations determined for all refrigerants. MATLAB computer program is used for the thermodynamic and thermoeconomic analysis and modeling of refrigerant properties.

**KEYWORDS:** Thermoeconomic Optimization, First Law Analysis, Second Law Analysis, Vapor Compression Cooling system, Subcooling, Superheating



## TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmam sırasında yardımlarını esirgemeyen, bana yol gösteren ve fakültemiz olanaklarını en iyi şekilde kullanmamı sağlayan bölüm başkanım ve değerli hocam Sayın Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT'a sonsuz şükranlarımı sunarım. Tez çalışmamın en başından itibaren engin bilgi ve tecrübelerini benimle paylaşan ve bana her konuda destek veren değerli hocam ve danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Reşat SELBAŞ'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Bana çalışmalarım esnasında yardımlarını esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK'a, Arş. Gör. Arzu ŞENCAN'a ve manevi desteklerini hep üzerimde hissettiğim aileme teşekkürlerimi sunarım.

Önder KIZILKAN

01.01.2004

## SİMGELER DİZİNİ

A	Alan
$a^C$	Sermaye iyileştirme faktörü
$b^C$	Optimizasyondan etkilenmemiş yıllık maliyet
C	Maliyet
$C_{in}$	Ekserji giriş birim fiyatı
$C^I$	Tersinmezlik birim maliyeti
$C^C$	Yatırım maliyeti
COP	Performans katsayısı
$c_p$	Özgül ısı
E	Ekserji
$\varepsilon$	Özgül ekserji
g	Yerçekimi ivmesi
h	Özgül entalpi
I	Tersinmezlik
K	Toplam ısı transfer katsayısı
LMTD	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı
$\dot{m}$	Akışkan debisi
N	Sistemin kendisini amorti etme süresi
P	Basınç
Q	Isı akısı
S	Entropi
s	Özgül entropi
T	Sıcaklık
t	Zaman
W	İş
V	Akış hızı
Z	Referans seviyeden yükseklik
$\Delta T_s$	Aşırı soğutma sıcaklığı
$\Delta T_k$	Aşırı kızdırma sıcaklığı
$\eta$	Verim

$f_y$	Yıllık faiz oranı
$\sigma$	Yapısal bağ katsayısı
$\zeta$	Sermaye maliyet katsayısı

**Alt İndisler**

AK	Aşırı kızdırma
AS	Aşırı soğutma
C	Kompresör
c	Soğuk
E	Evaporatör
EV	Genleşme valfi
e	Evaporatör ısıtma suyu
h	Sıcak
i	Giriş
K	Kondanser
KI	Kondanser I. bölge
KII	Kondanser II. bölge
k	Kondanser soğutma suyu
o	Çıkış
op	Çalışma
R	Soğutucu akışkan
T	Toplam
0	Çevre şartları

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 3.1. Kompresörlü teorik soğutma çevrimi tesisat şeması.....	12
Şekil 3.2. Kompresörlü teorik soğutma çevrimi a) LnP-h diyagramı, b) T-s diyagramı .....	13
Şekil 3.3. Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı kompresörlü teorik soğutma çevrimi tesisat şeması .....	14
Şekil 3.3. Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı kompresörlü teorik soğutma çevrimi a) LnP-h diyagramı, b) T-s diyagramı .....	14
Şekil 4.1. Üç tabakalı bir yapay sinir ağı .....	21
Şekil 4.2. Yapay sinir hücresi .....	22
Şekil 4.3. Doymuş sıvı ve doymuş buhar bölgelerinde entalpi ve entropi değerlerinin formülasyonu için kullanılan YSA modelleri .....	24
Şekil 4.4. Kızgın buhar bölgesi entalpisi ve kızgın buhar sıcaklığı değerlerinin formülasyonu için kullanılan YSA modelleri .....	24
Şekil 4.5. Teorik soğutma sisteminin şematik gösterimi .....	35
Şekil 4.6. Teorik soğutma çevrimi Ekserji – Entalpi diyagramı .....	35
Şekil 4.7.. Isı eşanjörlerinin sıcaklık dağılım profilleri .....	42
Şekil 4.8. Bir ısı eşanjörünün optimum ısı transfer alanının grafiksel olarak belirlenmesi .....	53
Şekil 5.1. COP değerinin kondanser sıcaklığı ile değişimi (R22).....	69
Şekil 5.2. COP değerinin evaporatör sıcaklığı ile değişimi (R22).....	69
Şekil 5.3. COP değerinin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi (R22) .....	70
Şekil 5.4. COP değerinin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi (R22) .....	70
Şekil 5.5. COP değerinin kompresör verimi ile değişimi (R22).....	71
Şekil 5.6. COP değerinin kondanser-evaporatör sıcaklık farkı ile değişimi (R22).....	71
Şekil 5.7. COP değerinin kondanser sıcaklığı ile değişimi (R134A) .....	72
Şekil 5.8. COP değerinin evaporatör sıcaklığı ile değişimi (R134A).....	72
Şekil 5.9. COP değerinin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi (R134A) .....	73
Şekil 5.10. COP değerinin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi (R134A) .....	73
Şekil 5.11. COP değerinin kompresör verimi ile değişimi (R134A).....	74

Şekil 5.12. COP değerinin kondanser-evaporatör sıcaklık farkı ile değişimi (R134A).....	74
Şekil 5.13. COP değerinin kondanser sıcaklığı ile değişimi (R407C) .....	75
Şekil 5.14. COP değerinin evaporatör sıcaklığı ile değişimi (R407C).....	75
Şekil 5.15. COP değerinin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi (R407C).....	76
Şekil 5.16. COP değerinin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi (R407C).....	76
Şekil 5.17. COP değerinin kompresör verimi ile değişimi (R407C).....	77
Şekil 5.18. COP değerinin kondanser-evaporatör sıcaklık farkı ile değişimi (R407C).....	77
Şekil 5.19. Tersinmezliğin kondanser sıcaklığı ile değişimi (R22).....	79
Şekil 5.20. Tersinmezliğin evaporatör sıcaklığı ile değişimi (R22) .....	79
Şekil 5.21. Tersinmezliğin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi (R22).....	80
Şekil 5.22. Tersinmezliğin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi (R22).....	80
Şekil 5.23. Tersinmezliğin kompresör verimi ile değişimi (R22) .....	81
Şekil 5.24. Tersinmezliğin kondanser-evaporatör sıcaklık farkı ile değişimi (R22).....	81
Şekil 5.25. Tersinmezliğin kondanser sıcaklığı ile değişimi (R134A).....	82
Şekil 5.26. Tersinmezliğin evaporatör sıcaklığı ile değişimi (R134A) .....	82
Şekil 5.27. Tersinmezliğin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi (R134A).....	83
Şekil 5.28. Tersinmezliğin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi (R134A).....	83
Şekil 5.29. Tersinmezliğin kompresör verimi ile değişimi (R134A) .....	84
Şekil 5.30. Tersinmezliğin kondanser-evaporatör sıcaklık farkı ile değişimi (R134A).....	84
Şekil 5.31. Tersinmezliğin kondanser sıcaklığı ile değişimi (R407C) .....	85
Şekil 5.32. Tersinmezliğin evaporatör sıcaklığı ile değişimi (R407C) .....	85
Şekil 5.33. Tersinmezliğin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi (R407C).....	86
Şekil 5.34. Tersinmezliğin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi (R407C).....	86
Şekil 5.35. Tersinmezliğin kompresör verimi ile değişimi (R407C).....	87
Şekil 5.36. Tersinmezliğin kondanser-evaporatör sıcaklık farkı ile değişimi (R407C).....	87
Şekil 6.1. R22 soğutucu akışkanı ile yapılan termoekonomik optimizasyonda optimum alan.....	98

**ÇİZELGELER DİZİNİ**

	<b>Sayfa</b>
Çizelge 3.1. Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri ile yerini alacağı soğutucu akışkanlar.....	20
Çizelge 4.1. Birinci Kanun analizi için sistem elemanları ve dizayn parametreleri .....	25
Çizelge 5.1. Ortalama ısı iletim katsayıları .....	78
Çizelge 5.2. Çeşitli kondanser sıcaklıkları için termoekonomik optimizasyon sonuçları (R22) .....	90
Çizelge 5.3. Çeşitli evaporatör sıcaklıkları için termoekonomik optimizasyon sonuçları (R22) .....	91
Çizelge 5.4. Çeşitli kondanser sıcaklıkları için termoekonomik optimizasyon sonuçları (R134a) .....	92
Çizelge 5.5. Çeşitli evaporatör sıcaklıkları için termoekonomik optimizasyon sonuçları (R134a) .....	93
Çizelge 5.6. Çeşitli kondanser sıcaklıkları için termoekonomik optimizasyon sonuçları (R407c) .....	94
Çizelge 5.7. Çeşitli evaporatör sıcaklıkları için termoekonomik optimizasyon sonuçları (R407c) .....	95
Çizelge 6.1. R22 soğutucu akışkanı için kondanser sıcaklığı 45 °C iken optimum eşanjör alanları ile optimum COP ve tersinmelik değeri .	98

## 1. GİRİŞ

Kompresörlü soğutma sistemleri, soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında en çok kullanılan sistemlerdir. Bir soğutma sistemi tasarlanırken, sistemin termodinamik incelenmesi sonunda, yeterince belirlenmiş bir proje veya çevrim için tüm enerji akışları ile sistemin veya onun alt bölümlerinin verimlerinin belirlenmesi gerekir. Amaç, bilinmeyen enerji miktarlarının veya özelliklerin belirlenmesi olabileceği gibi seçeneklerin değerlendirilmesi ve optimizasyon da olabilir. Soğutma sistemlerinin tasarlanmasında kullanılan termoeconomik yöntemler enerji tasarrufu bakımından önem kazanmaktadır. Bu yöntemlerde, yatırım ve işletme maliyetleri ile ikinci kanun parametreleri olan kayıp iş, entropi artışı, tersinmezlik veya ekserji analizleri birleştirilerek optimum sistem yapısı oluşturulur.

Ekserji analizleri, bir sistemdeki veya sistemin alt bölümlerindeki kayıpları ortaya çıkarır. Bu analizlerle nerede ne kadar iyileştirme potansiyeli olduğu ve bunların önem sıraları dolaylı olarak belirlenmiş olur. Hatta kayıpları en aza indirecek optimum tasarım ve işletmeler belirlenir. Ancak mühendislik uygulamaları teknik ve ekonomik kısıtları da göz önüne almalıdır. Örneğin sadece ekserji kaybı göz önünde tutularak bulunan bir optimum ısı eşanjörü alanı, en ekonomik çözüm olmayabilir. Bu yüzden termodinamik ve ekonomik prensipleri birlikte değerlendiren ve termoeconomik olarak adlandırılan optimizasyon yöntemleri kullanılmalıdır. Termoeconomik optimizasyon ile sistem hem termodinamik yönden hem de ekonomik yönden optimize edilir (Kotas, 1985).

Bu tezin amacı kompresörlü teorik bir soğutma sisteminde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjörlerinin, farklı soğutucu akışkanlar için termoeconomik yönden analizinin yapılması ve sistemin optimum çalışma şartlarının belirlenmesidir. Kompresörlü teorik soğutma sisteminde, evaporatördeki aşırı kızdırma işlemi ile kondanserdeki aşırı soğutma işleminin değişik soğutucu akışkanlar için, sistem performansına ve maliyetine etkisi incelenecektir. İnceleme sonucunda, farklı sıcaklık aralıklarında optimum aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıkları tespit edilerek bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör alanları bulunacaktır. Bütün bu



işlemler için öncelikle Termodinamiğin I. Kanunu analizi yapılacaktır. Analizde üç değişik soğutucu akışkan için, farklı parametrelere bağlı olarak soğutma tesir katsayısının (COP) değişimi incelenecektir. Burada, evaporatör sıcaklığı, kondanser sıcaklığı, aşırı kızdırma sıcaklığı ve aşırı soğutma sıcaklığı değişken sistem parametreleri olarak ele alınacaktır.

Tezin daha sonraki bölümünde yine aynı şartlar için sisteme Termodinamiğin II. Kanunu (ekserji) analizi uygulanacaktır. Ekserji analizinde, sistemi oluşturan her bir elemanın tersinmezlikleri hesaplanarak sistemin toplam tersinmezliği belirlenecektir. Hesaplanan en düşük tersinmezlik miktarına sahip sistem yapısı, termodinamik yönden optimum dizayn ve çalışma şartlarını verecektir. Fakat ekserji analizi ile hesaplanan kondanser, evaporatör, aşırı kızdırma eşanjörü ve aşırı soğutma eşanjörü alanları, ekonomik yönden uygun olmayabilir. Bundan dolayı ekserji analizi ve ekonomik (yatırım, işletme maliyeti) analizlerin birlikte ele alınması gerekmektedir. Hem ekonomik hem de termodinamik yönden optimum sistem yapısının belirlenebilmesi için sisteme, bu iki analizin birleştirilmesinden oluşan termoeconomik optimizasyon analizi uygulanacaktır.

Termoeconomik optimizasyon metodunda yapısal bağ katsayıları metodu kullanılacaktır. Yapısal bağ katsayıları metodu, maliyet denklemleriyle tersinmezlik denklemlerini birleştirerek termodinamik ve ekonomik yönden optimum sistem yapısının belirlenmesine olanak sağlar. Bu metotla her bir sistem elemanının optimizasyon denklemleri oluşturulacaktır. Elde edilen optimizasyon eşitlikleriyle, verilen bir soğutma yükü ve işletme zamanı için, kondanser, evaporatör, aşırı soğutma eşanjörü ve aşırı kızdırma eşanjörünün optimum alanları ve çalışma şartları belirlenecektir.

Kompresörlü soğutma sisteminin teorik olarak incelenmesinde seçilen soğutucu akışkanlar R22, R134a ve R407c'dir. Çevre dostu olan R134a ve R407c, ozon tabakasına ve çevreye zarar verdiklerinden dolayı kullanılması sona erecek olan R12 ve R502 gibi soğutucu akışkanların yerine kullanılması öngörülen soğutkanlardır. R22 ise, yakın zamanda kullanılması durdurulacak soğutucu akışkanlar arasında

olmasına rağmen çevresel zararları diğerlerine göre nispeten azdır ve kısa vadede kullanılmasına devam edilmesi öngörülmüştür (Yamankaradeniz vd., 2002).

Soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri Yapay Sinir Ağları (YSA) yöntemiyle modellenecek ve her bir soğutucu akışkan için termodinamik özellik denklemleri elde edilecektir. YSA yöntemi, insan beyninin en önemli özelliği olan öğrenme yolu ile yeni bilgiler türetebilme, yeni bilgiler oluşturabilme ve keşfedebilme gibi yetenekleri herhangi bir yardım almadan kendiliğinden gerçekleştirmek amacı ile geliştirilen bilgisayar sistemleridir. Özellikle çok sayıda verilerin değerlendirilmesini gerektiren problemlerde, bu sistemler etkin olarak kullanılmaktadır. Lineer olmayan, karmaşık verilerin modellenmesinde bilgisayar programlarıyla uyumlu formüllerin türetilmesi, ve elde edilen formüllerin hata oranlarının çok düşük olması YSA'nın kullanımını geliştirmektedir.

Kompresörlü teorik soğutma sisteminin termodinamik ve termoekonomik analizlerinde ve soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerin modellenmesinde kullanılan YSA metodunda, MATLAB bilgisayar programı kullanılacaktır. Hesaplamalar sonucunda analizlerin grafikleri çizilerek, sistem parametreleri ile sistem performansının değişimi incelenecektir. Termoekonomik yönden optimum sistem yapısı oluşturularak gerçek sistem yapılarıyla karşılaştırılacaktır.

## 2. KAYNAK BİLGİSİ

Al-Otaibi vd. (2004), buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sisteminin termoeconomik optimizasyonunu yapmışlar ve termodinamiğin birinci kanunu açısından sistem maliyetini incelemişlerdir. Bu amaçla, sistem bileşenlerinin kütle ve enerji denge denklemlerini belirleyerek bir model kurmuşlar ve bu modelle maliyet parametrelerini birleştirmişlerdir. Yapılan analizde, kondanser sıcaklığı 25 °C ile 60 °C arasında, evaporatör sıcaklığı -5 °C ile -20 °C arasında seçilmiştir. Ayrıca kompresör, kondanser, evaporatör ve elektrik motoru etkinlikleri, maliyet parametreleri ile değişken parametreler olarak ele alınmıştır. Son olarak, R-134a ile çalışan gerçek bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi örneği ile modelin uygulanabilirliği incelenmiştir.

Zhang vd. (2004), küçük boyutlardaki bir merkezi iklimlendirme sisteminin termoeconomik optimizasyonu yapmışlardır. Villa tipi bir iklimlendirme sistemine ikinci kanun analizi uygulanarak giren, çıkan ve kayıp ekserjiler belirlenmiştir. Daha sonra sistemin termoeconomik optimizasyonu yapılmıştır. Termoeconomik optimizasyonda ilk olarak, kullanılan soğutucu akışkan R-134a'nın termodinamik özelliklerinin hesaplanabilmesi için temel Martin-Hou hal denklemine dayalı bir program geliştirilmiştir. Sistemin ikinci kanun ile termoeconomik analizlerine bağlı formül türetilerek termoeconomik amaç fonksiyon elde edilmiştir. Termoeconomik optimizasyondaki dizayn değişkenleri, kondanser sıcaklığı 49.5 °C, evaporatör sıcaklığı 3 °C, soğutma suyu sıcaklığı, evaporatör girişinde 12 °C, evaporatör çıkışında 7 °C, dış hava kuru termometre sıcaklığı 32 °C, yaş termometre sıcaklığı 24 °C iç hava kuru termometre sıcaklığı 22 °C, bağıl nem % 50 alınarak kondanser ile evaporatör alanları bulunmuştur. Bulunan sonuçlar standart bir sistemin termoeconomik ve termodinamik analizleri ile karşılaştırılarak optimum çalışma şartları bulunmuş ve optimum değişkenler belirlenmiştir.

Fartaj vd. (2003), yaptıkları çalışmada, CO<sub>2</sub> ile çalışan bir soğutma çevriminin ikinci kanun analizini yaparak sistem performansını etkileyen temel faktörleri belirlemeye çalışmışlardır. Analizler sonucunda, sistemdeki en büyük kayıpların kompresör ile gaz soğutucusunda meydana geldiği belirlenmiş ve iyileştirme çalışmalarının bu bileşenler üzerinde yoğunlaşması gerektiği vurgulanmıştır.

Wall (2003), yayınladığı makalesinde ekserjiyle ilgili kavram ve metotlar hakkında bilgiler vermiş ve enerji sistemlerinin analizi ve optimizasyonu için ekserji kavramının kullanımını açıklamıştır.

Derbentli (2003), hazırlamış olduğu bildirisinde, termoekonomiye ilişkin temel tanımlar, kavramlar ve uygulama alanları hakkında bilgiler vermiş ve termoekonomi alanındaki gelişmelere örneklerle değinmiştir. Bildirisinde, ilk olarak termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları ile ekserji ve maliyet denklemlerini özetlemiş, daha sonra ise termoekonominin üç uygulama alanını kısaca incelemiştir.

Yumrutaş vd. (2002), yaptıkları çalışmada, bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ekserji analizi uygulayarak buharlaştırma ve yoğuşurma sıcaklıklarının, basınç kayıpları, ekserji kayıpları, ikinci kanun verimi ve performans katsayısı (COP) üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Analizler sonucunda, evaporatör ile soğutulan hacim arasındaki sıcaklık farkı azaldıkça ikinci kanun verimi ve COP değerinin artmakta olduğunu ve ekserji kayıplarının azalmakta olduğunu tespit etmişlerdir.

Bilgen ve Takahashi (2002), yaptıkları çalışmada, ısı pompalı iklimlendirme sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. Deneysel olarak yaptıkları çalışmalarında sistem gücü 959 W'tır. Sistemdeki ısı transferi ve sürtünmeden kaynaklanan tersinmezlikler belirlenmiş ve çeşitli parametrelerin fonksiyonu olarak performans katsayısı hesaplanmıştır. Ekserji analizine dayalı olarak sistemi simüle etmek ve performans değerlerini hesaplamak için simülasyon programı geliştirilmiştir.

D'Accadia vd. (2002), bir ısı eşanjörünün optimizasyonu için eksergoekonomik teoremini uygulamışlardır. Uygulamada iç içe borulu ısı eşanjörü kullanılmıştır. Isı eşanjöründe, soğutma sıvısı iç borudan, soğutucu akışkan dış borudan geçmektedir. Isı eşanjörü alanını etkileyen iç boru çapı ve soğutucu akışkan doyma sıcaklığı parametrelerine bağlı olarak, tersinmezlikler hesaplanmış ve ekserji kayıpları belirlenerek maliyet analizi yapılmıştır. Uygulanan optimizasyon metodunda yapısal bağ katsayıları kullanılmıştır. Ticari bir ısı eşanjörü için yapılan sayısal bir örnekte soğutucu akışkan olarak R22 kullanılmıştır ve soğutma kapasitesi 41.9 kW, kondanser sıcaklığı 48°C – 60 °C arasında seçilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre yatırım maliyeti 150 ITL/kWh iken optimum kondanser doyma sıcaklığı, 51 °C ve eşanjör alanı 2.51 m<sup>2</sup>, 250 ITL/kWh yatırım maliyeti için optimum kondanser doyma sıcaklığı 48 °C ve eşanjör alanı 3.73 m<sup>2</sup> değerindedir.

Can vd. (2002), kondanser tipi paralel akışlı ısı eşanjörünün eksergoekonomik analizini yapmışlardır. Değişik sistem parametreleri için termodinamik ve ekonomik analizler yaparak optimum çalışma şartlarını tespit etmişlerdir. Uygulamalarında, düşük sıcaklık farklarında ekserji kayıplarının önemli ölçüde düştüğü görülmüştür. Ekonomik analizler sonucunda 75.24 kW soğutma yükü için optimum eşanjör alanı 2.02 m<sup>2</sup> ve maliyeti 7371\$ olarak tespit edilmiştir.

Sciubba (2001), yayınlamış olduğu makalesinde, enerji sistemlerinin modellenmesinde, ekserji akış diyagramlarına dayalı yeni bir yaklaşım olan termoekonomi kavramını açıklamıştır. Sistemlerin dizayn hesaplamalarında kullanılan ekserji metodu, maliyet denklemleri ve termoekonomi kavramlarını açıklamış ve gaz türbinli bir kojenarasyon sistemi üzerinde sayısal örnek yapmıştır.

Chen (2001), yaptığı çalışmasında, tersinir Carnot ısı makinesi sisteminin optimum çalışma şartlarını belirlemek için termodinamik analizler yapmış ve sisteme termoekonomik optimizasyon metodunu uygulamıştır.

Khan ve Zubair (2000), çalışmalarında, mekanik aşırı soğutmalı buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminde, aşırı soğutma işleminin sistem performansına etkisini incelemişlerdir. İnceledikleri sistemde, aşırı soğutma işlemi için başka bir küçük buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi kullanmışlardır. Bu çevrim, esas çevrime kondanser çıkışında bağlanmıştır. Sistemin gerçek performansını simüle etmek için, ısı eşanjörlerine ve aşırı soğutma doyma sıcaklığına bağlı olarak mekanik-aşırı soğutmalı sistemin termodinamik modeli geliştirilmiştir. Geliştirilen modelde soğutucu akışkan olarak R-134a kullanılmıştır. Esas çevrim için soğutma kapasitesi 30 kW, kompresör izentropik verimi 0.65 alınmıştır. Yapılan termodinamik analizler sonucunda sistemin toplam performansının, küçük çevrimin performansı ile artmakta olduğu ve performanstaki bu artışın, aşırı soğutucudaki soğutucu akışkan doyma sıcaklığına bağlı olduğu belirlenmiştir. Kurulan model daha sonra, toplam ısı transfer alanını oluşturan evaporatör ve kondanser alanlarının optimum dağılımının belirlenmesi için kullanılmıştır. Analizlere göre evaporatör ile kondanser alanlarının optimum dağılımı için kondanser sıcaklığı 40 °C, evaporatör sıcaklığı 0 °C bulunmuştur. Performans katsayısı, toplam ısı transferi alanının büyük bir kısmının kondansere ait olduğu zaman nispeten büyük, evaporatöre ait olduğu zaman ise küçük çıkmıştır. Aynı zamanda ısı eşanjörlerindeki tersinmezlik değerlerinin minimum olmasıyla optimum çalışma şartlarının oluşacağı tespit edilmiştir.

Chen (1999), yaptığı çalışmada, HFC134a ve CFC12 soğutucu akışkanlarının kullanıldığı kompresörlü soğutma sistemlerinin performanslarını karşılaştırmıştır. Analizler, ideal çevrim yerine gerçek çevrime dayanan bilgisayar simülasyonu kullanılarak yapılmıştır. Varolan deneysel veriler ve bağıntılardan elde edilen akışkan özelliklerine ve termo-hidrolik karakteristiklerine bağlı olarak HFC134a ve CFC12 için simülasyon modeli oluşturulmuştur. Geliştirilen simülasyon modeli kullanılarak her iki soğutucu akışkan için sistem performansları incelenmiştir. Çalışmada evaporatör sıcaklığı 0 °C ile -20 °C arasında, kondanser sıcaklığı 40 °C, soğutma kapasitesi 1kW, kompresör izentropik verimi 0.7 alınmıştır. Isı eşanjörünün uzunluğu 4 m, iç çapı 10 mm ve dış çapı 16 mm'dir ve iç içe borulu ısı eşanjörüdür. Sonuçlara göre, HFC134a için COP değeri, yaklaşık %3'lük bir oranda CFC12'den daha düşüktür. Bunun anlamı, aynı soğutma yükleri için HFC134a için gerekli olan

güç, CFC12'den biraz daha fazladır. Aynı zamanda ekserji analizleri yapılarak iki sistemin termodinamik yönden karşılaştırılması yapılmıştır. Sonuçlarda, HFC134a ile çalışan sistemin performansının, yaklaşık %3 oranındaki fazla ekserji kaybından dolayı, CFC12 ile çalışan sisteminkinden daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

Khan ve Zubair (1999), yaptıkları çalışmada buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevrimi için termodinamik ve dizayn analizleri yapmışlardır. Bunun için R22 soğutucu akışkanı ile çalışan basit buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminin gerçek verileri kullanılarak soğutma çevriminin simülasyonunu yapan sonlu-zaman termodinamik model geliştirilmiştir. Kurulan modelde, soğutma suyu sıcaklığı sabit tutularak soğutucu akışkan debisi değiştirilmiştir. Akışkan debisinin değiştirilmesiyle değişen evaporatör kapasitesinin, soğutma sisteminin performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Model aynı zamanda, verilen bir toplam ısı eşanjörü alanında evaporatör ve kondanser alanlarının optimum dağılımının tahmini için kullanılmıştır. Bunlara ilave olarak aşırı soğutma ve aşırı kızdırma işlemlerinin sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Aşırı kızdırmanın, aşırı soğutmaya göre performans katsayısı üzerinde daha büyük etkisi olduğu sonucuna varılmıştır. Düşük evaporatör kapasitelerinde, toplam ısı eşanjörü alanının büyük bir bölümü kondansere ayrılmış, buna karşılık yüksek evaporatör kapasitelerinde ise evaporatöre ayrılmıştır. Elde edilen diğer bir sonuca göre ise 25 °C, 30 °C, 35 °C ve 40 °C değerlerindeki kondanser sıcaklıklarında gerçek sistemin işlem şartlarının optimum değere çok yakın olduğu görülmüştür.

Özkaymak (1998), yapmış olduğu doktora tezinde, buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjörlerinin termodinamik ve ekonomik yönden analizini yapmıştır. Çalışmasında soğutucu akışkan olarak R12, R22 ve R502 kullanmıştır. Kondanser sıcaklığını 35 °C –70 °C, evaporatör sıcaklığını -10 °C –10 °C, kompresör verimini 0.8–0.9 aralıklarında değişken sistem parametreleri olarak almıştır. Kondanser soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarını 20 °C ve 25 °C, evaporatör ısıtma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarını 20 °C ve 15 °C olarak sabit kabul etmiştir. Sistemin her bir elemanının birinci ve ikinci kanun analizini yaptıktan sonra sistemi termoeconomik optimizasyona tabi tutmuştur. Optimizasyon metodu olarak

yapısal bağ katsayıları metodunu kullanmıştır. Sistemin toplam tersinmezliklerini hesaplamış ve tersinmezlik ile ekonomi formüllerini birleştirerek sistemin her bir bileşeni için optimum alan formülleri türetmiştir. Termoekonomik optimizasyonda her bir soğutucu akışkan için, değişik kondanser, evaporatör, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıklarında optimum eşanjör alanlarını belirlemiştir.

D'Accadia ve Sasso (1998), yapmış oldukları çalışmalarında, klasik buhar sıkıştırırmalı ısı pompası sistemine ekserjetik maliyet ve eksergoekonomik hesaplama teorilerini uygulamışlardır. Kullanılan basit bir ısı pompası cihazının orijinal etkinliği korunarak elde edilebilir maksimum ekserji tasarrufunu hesaplamışlardır. Soğutma akışkanı olarak R22 kullanılan ısı pompası sisteminde kondanser soğutma suyu giriş sıcaklığı 40 °C, çıkış sıcaklığı 50 °C, evaporatör soğutma suyu giriş sıcaklığı 10 °C, aşırı soğutma ve aşırı kızdırma sıcaklıkları 3 °C, kompresör izentropik verimi 0.80 alınarak sistemin ekserjetik maliyet denklemleri çıkarılmıştır. Çalışma sonucunda sistemdeki artan tersinmezliğin %40'nın elektrik motorundan, geri kalan %60'ının ise kompresör, kondanser ve evaporatörden kaynaklandığı ortaya çıkmıştır.

D'Accadia ve Rossi (1998) yayınladıkları makalelerinde, bir soğutma sistemine termoekonomi teorisini uygulayarak toplam işletme ve yatırım maliyetlerini düşürmeye çalışmışlardır. Çalışmalarında ilk olarak ekonomik maliyetleri hesaplamışlar ve gerçek bir optimum sisteme yakın dizayn konfigürasyonu elde etmişlerdir. Uygulamalarında soğutma sistem bütünü küçük birimlere bölerek, her bir elemanını sistemin yerel optimizasyonu olarak tanımladıkları termoekonomik optimizasyona tabi tutmuşlardır. Sistemde soğutucu akışkan olarak R22 kullanılmıştır. Aşırı soğutma sıcaklığı 4 °C, aşırı kızdırma sıcaklığı 5 °C, evaporatör etkinliği 0.6, kondanser etkinliği 0.7, kompresör izentropik verimi 0.8 alınarak yapılan analizlerde, optimum COP değeri 4.5 olarak bulunmuş ve optimum yatırım ve işletme maliyetleri tespit edilmiştir.



Dingeç (1996), yapmış olduğu yüksek lisans tezinde, basit bir buzdolabı sisteminin termoeconomik optimizasyonunu yapmıştır. Çalışmasında, soğutucu akışkan olarak R22 kullanılmıştır. Isı eşanjörleri hem paralel hem de karşıt akışlı olarak seçilmiş ve hava soğutmalıdır. Kondanser ve evaporatör alanları ile kompresör verimi, sistem bileşenlerinin dizayn değişkenleri olarak seçilmiştir. Sistemin her bir bileşenine ekserji analizi uygulanarak yerel tersinmezlikler ile toplam tersinmezlik belirlenmiştir. Termoeconomik optimizasyon metodunda, ekserji kayıplarından meydana gelen giderler ile sermaye ve işletme giderleri birleştirilerek termoeconomik optimum bileşen denklemleri elde edilmiştir. Optimizasyonda aşırı kızdırma ve aşırı soğutma işlemlerinin olmadığı kabul edilmiştir. Değişik evaporatör ve kondanser sıcaklıkları için optimum evaporatör ve kondanser alanları bulunmuştur.

Usta (1993), yapmış olduğu yüksek lisans tezinde soğutma sistemlerinin termodinamik analizini ve ekonomik optimizasyonunu yapan bir bilgisayar programı geliştirmiştir. Bu program ile bir soğutma sisteminin optimum çalışma şartlarını belirlemiştir.

Koçoğlu (1993), yapmış olduğu yüksek lisans tezinde yapısal bağ katsayıları metodunu kullanarak ısı eşanjörlerinin termoeconomik optimizasyonunu yapmıştır. Soğutucu akışkan olarak amonyak kullanmıştır. Sistemin değişken parametreleri, evaporatör sıcaklığı 0 °C - 10 °C arası, kondanser sıcaklığı 32 °C - 44 °C arası, kondanser ve evaporatör etkinlikleri 0.6-0.8 arası alınmıştır. Evaporatör ısıtma suyu giriş sıcaklığı 15 °C, kondanser soğutma suyu giriş sıcaklığı 25 °C'dir. İkinci kanun analizleriyle elde edilen tersinmezlik formüllerinden optimizasyon eşitlikleri türetilerek ısı pompasının eşanjör etkinlikleri optimize edilmiştir. Hesaplamalar sonucunda, kondanser sıcaklığı arttıkça eşanjör etkinliğinin düştüğü ve tersinmezliğin arttığı, evaporatör sıcaklığı arttıkça eşanjör etkinliğinin arttığı ve tersinmezliğin düştüğü tespit edilmiştir.

İleri (1990), katılmış olduğu Termodinamiğin İkinci Kanunu Çalışma toplantısında, termoeconomik optimizasyon yönteminde kullanılan yapısal bağ katsayılarını açıklayarak bir ısı güç santrali üzerinde uygulamasını yapmıştır. Aynı toplantıdaki ikinci sunumunda ise enerji sistemlerinin termoeconomik optimizasyonunda fiyatlandırma ve maliyet konularını incelemiştir.

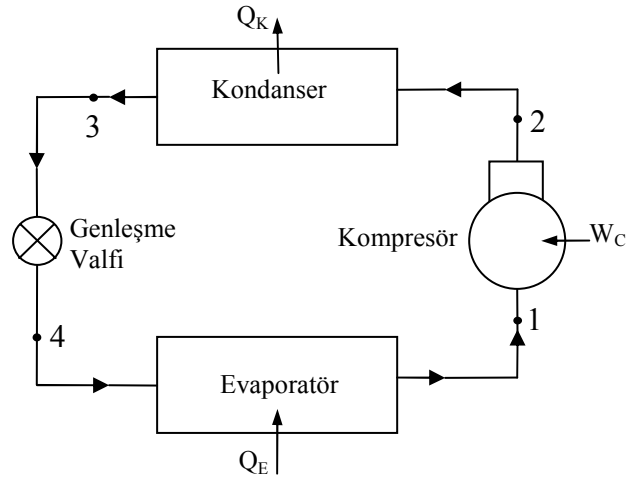
Wall (1986), tek kademeli ısı pompası çevriminin termoeconomik optimizasyonunu yapmıştır. Soğutucu akışkan olarak R12 kullanılan su soğutmalı buhar sıkıştırırmalı bir sistem üzerinde uyguladığı bu metotla sistemin ekserji kayıplarını belirlemiştir. Kompresör ve elektrik motoru verimleri ile kondanser ve evaporatör etkinlikleri optimize edilecek değişkenler olarak seçilmiştir. Elektrik fiyatı, atık ısı sıcaklığı ve çalışma zamanı gibi parametreler optimizasyon boyunca değişken olarak alınmış ve değişik parametre değerleri için sonuçlar verilmiştir. Optimizasyon sonucunda kompresör verimi 0.80, elektrik motoru verimi 0.91, kondanser etkinliği 0.83 ve evaporatör etkinliği 0.73 değerlerinde iken toplam maliyeti 3388 İsveç kronu/yıl olarak bulmuştur.

Kotas (1985), yayınlamış olduğu kitabında, ekserji konusunu detaylı bir şekilde inceleyerek termal sistemler üzerinde ekserji analizleriyle ilgili örnekler vermiştir. Termoeconomik kavramı hakkında bilgiler veren Kotas, termoeconomik optimizasyon konusunu detaylı olarak incelemiştir. Optimizasyon metodunda yapısal bağ katsayıları metodundan faydalanmıştır.

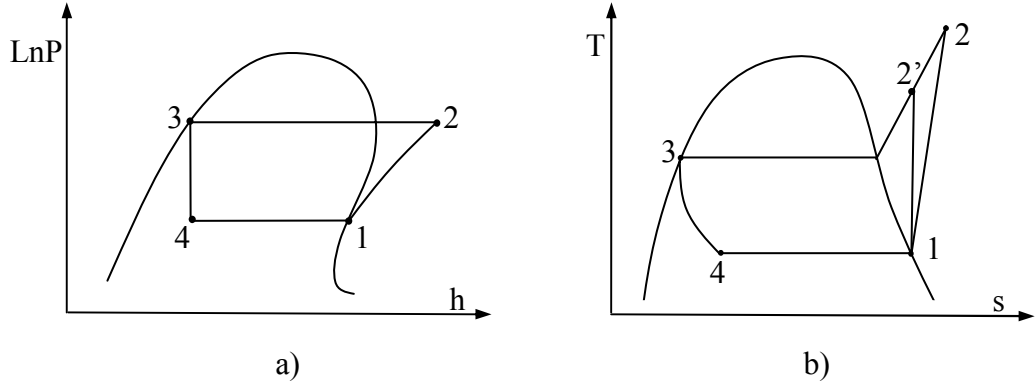
### 3. KOMPRESÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİ

Kompresörlü soğutma sistemleri, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısıyı çekerek yüksek sıcaklıktaki ortama atan ve böylece bulunduğu ortamı soğutan sistemlerdir. Bu işlemler soğutucu akışkanlar yardımıyla ve dışarıdan enerji harcanarak yapılır (Çengel ve Boles, 1994).

Kompresörlü soğutma sistemleri temel olarak kompresör, kondansör, genişleme valfi ve evaporatör olmak üzere dört ana elemandan oluşmaktadır (Şekil 3.1). Şekil 3.1’de, 1 noktasından doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkan, bir kompresör yardımıyla basıncı artırılarak kondansere basılır. Yüksek basınçta kompresörden çıkan soğutucu akışkan kondansere girer (2 noktası) ve burada ısıyı atarak sabit basınçta yoğuşur. Yoğuşan akışkan genişleme valfine girer (3 noktası). Genişleme valfinden geçen soğutucu akışkan sabit entalpide genişleyerek ıslak buhar haline gelir (4 noktası). Islak buhar halinde evaporatöre giren soğutucu akışkan buradan geçerek ortamın ısını çekerek buharlaşarak tekrar kompresöre girer (1 noktası). Çevrim böylece devam eder (Yamankaradeniz vd., 2002).



Şekil 3.1. Kompresörlü teorik soğutma çevrimi tesisat şeması



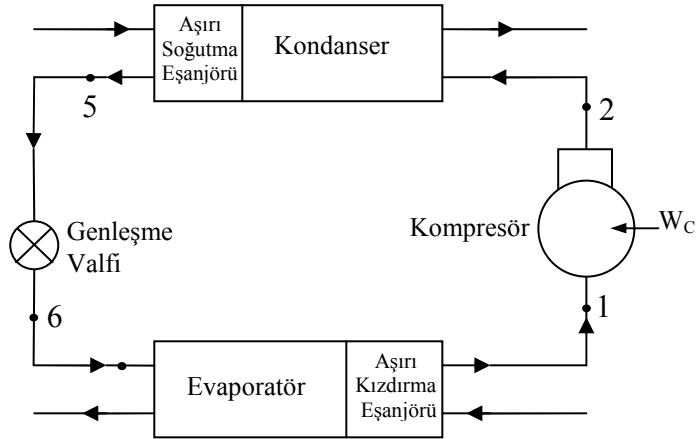
Şekil 3.2. Kompresörlü teorik soğutma çevrimi a) LnP-h diyagramı, b) T-s diyagramı

### 3.1. Aşırı Soğutmalı ve Aşırı Kızdırmalı Kompresörlü Soğutma Sistemi

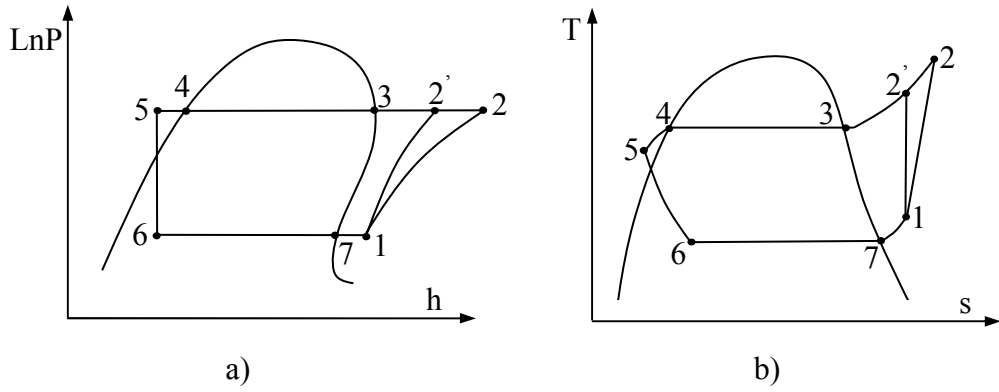
Kompresörlü soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkanın kondanser çıkışında aşırı soğutulması, evaporatöre düşük ısı kalitede girmesine ve böylece akışkanın daha fazla ısı çekmesine neden olur. Bunun sonucu performans katsayısı (COP) değeri artar. Ayrıca aşırı soğutulmuş bir soğutma sisteminde, birim kapasite başına düşen soğutucu akışkan debisi, aşırı soğutma yapılmayan bir soğutma sistemine göre daha az olacaktır (Dossat, 1997). Bunların yanında, soğutucu akışkanın kondanserden çıktıktan sonra buhar kabarcıkları halinde genişleme valfine girmesi, genişleme valfinin kapasitesini düşürür ve evaporatöre giren soğutucu akışkan miktarı azalır. Aşırı soğutma işlemi bu sakıncayı ortadan kaldırır (Danfoss, 2003).

Evaporatör çıkışında yapılan aşırı kızdırma işlemi ise soğutulmak istenen ortamdan daha fazla ısı çekilmesini ve böylece sistem performansının artmasını sağlar. Bunun yanında aşırı kızdırma işlemiyle kompresöre sıvı soğutucu akışkan girmesi de önlenmiş olur. Aşırı kızdırma sıcaklığının istenen değerlerden yüksek seçilmesi ise kompresörün daha fazla buhar hacmini sıkıştırması yani daha fazla güç harcaması anlamına gelir. Bu nedenle aşırı kızdırma sıcaklığının deneysel verilerle saptanmış ve tavsiye edilen değerlerde alınması gereklidir. Bütün bunlardan dolayı aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklık miktarları sistem performansını direk olarak etkilemektedir (Dossat, 1997).

Soğutma sistemlerinde aşırı soğutma işlemi kondanser çıkışında, aşırı kızdırma işlemi evaporatör çıkışında yapılır. Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı teorik bir soğutma çevriminin tesisat şeması Şekil 3.3'de, çevrimin LnP-h ve T-s diyagramları ise sırasıyla Şekil 3.4.a ve 3.4.b'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı kompresörlü teorik soğutma çevrimi tesisat şeması



Şekil 3.4. Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı kompresörlü teorik soğutma çevrimi a) LnP-h diyagramı, b) T-s diyagramı

Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı teorik soğutmalı soğutma çevriminde 7 noktasında evaporatörde doymuş buhar haline gelen soğutucu akışkan ortamın ısısını almaya devam eder ve 1 noktasına kızgın buhar haline gelir. Bundan dolayı bu bölgeye aşırı kızdırma bölgesi denir (7-1). Bu aşırı kızdırma sonucunda kompresör giriş şartları iyileştirilmiş olur. Diğer taraftan kondanser çıkışında doymuş sıvı halinde olan soğutucu akışkan 4 noktasından sonra ısısını dışarıya atmaya devam ederek 5 noktasında aşırı soğutulmuş sıvı haline gelir. Bu bölgeye de aşırı soğutma bölgesi denir (4-5) (Ashrae, 1993).

Şekil 3.4'te LnP-h ve T-s diyagramları verilen kompresörlü teorik soğutma çevrimini, çevrim üzerinde verilen numaralardan yararlanarak aşağıdaki şekilde özetlemek mümkündür (Dossat, 1997).

- 1-2 : Adyabatik sıkıştırma
- 2-3 : İzobar soğutma (Kızgınlığın alındığı bölge)
- 3-4 : İzobar soğutma (Yoğuşma)
- 4-5 : İzobar soğutma (Aşırı soğutma)
- 5-6 : İzentalpik genleşme
- 6-7 : İzobar ısıtma (Buharlaştırma)
- 7-1 : İzobar ısıtma (Aşırı kızdırma)

Kompresörlü buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde aşırı soğutma ve aşırı kızdırma işlemleri, sistem performansını doğrudan etkiler. Aşırı soğutma ve aşırı kızdırma işlemlerinin sistem performansı üzerindeki etkileri daha sonraki bölümlerde daha detaylı olarak incelenecektir.

### 3.2. Aşırı Soğutmalı ve Aşırı Kızdırmalı Soğutma Sistemi Çalışma Karakteristikleri

Kompresörlü buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmak için öncelikle sistemin çalışma karakteristiklerini belirlemek gerekir. Şekil 3.3'de tesisat şeması gösterilen aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı soğutma sisteminde kompresöre harcanan güç aşağıdaki eşitlikten hesaplanır:

$$W_C = \frac{\dot{m}_R (h_{2'} - h_1)}{\eta_C} \quad (3.1)$$

Sistemin soğutma kapasitesi Termodinamiğin I. Kanununa göre, kondanserden atılan ısı miktarıyla kompresör tarafından harcanan gücün farkı olarak tanımlanmıştır (Dossat, 1997):

$$Q_E = Q_K - W_C \quad (3.2)$$

Yukarıda verilen (3.2) denklemini, kondanser, evaporatör ve kompresör arasındaki bağıntıyı vermektedir. Burada  $Q_E$ , evaporatör tarafından çekilen ısı (soğutma kapasitesi),  $Q_K$ , kondanser tarafından atılan ısı ve  $W_C$  kompresör gücüdür. Bu eşitliğe göre, soğutulacak ortamdan çekilen ısı ile kompresöre harcanan gücün toplamı, sistemden dışarı atılan ısıya eşittir.  $Q_E$  ve  $Q_K$  aşağıdaki formüllerden de belirlenebilir:

$$Q_E = \dot{m}_R (h_7 - h_6) \quad (3.3)$$

$$Q_K = \dot{m}_R (h_2 - h_4) \quad (3.4)$$

Ayrıca aşırı soğutma eşanjörü ve aşırı kızdırma eşanjörü kapasiteleri ise;

$$Q_{AS} = \dot{m}_R (h_4 - h_5) \quad (3.5)$$

$$Q_{AK} = \dot{m}_R (h_1 - h_7) \quad (3.6)$$

eşitliklerinden hesaplanır. Burada  $Q_{AS}$  ve  $Q_{AK}$  sırasıyla, aşırı soğutma eşanjörü tarafından atılan ısı ile aşırı kızdırma eşanjörü tarafından çekilen ısıdır.

Bir soğutma sisteminde, kompresörden birim zamanda geçen soğutucu akışkan debisi sistemin kapasitesini belirler. Soğutma kapasitesi bilinen bir soğutma sisteminde akışkan debisi aşağıdaki eşitlikten belirlenir:

$$\dot{m}_R = \frac{Q_E}{(h_7 - h_6)} \quad (3.7)$$

Bir soğutma makinesi veya ısı pompasının ısıl değerlendirilmesi, performans katsayısı (COP) ile yapılır. Kompresörlü buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevrimi için COP aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$COP = \frac{\text{elde edilmek istenen soğutma etkisi}}{\text{harcanan iş girişi}} \quad (3.8)$$

Bu tanıma göre COP değeri;

$$COP = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{Q_E}{Q_K - Q_E} = \frac{1}{\frac{Q_K}{Q_E} - 1} \quad (3.9)$$

şeklinde bulunur.

Termodinamiğin II. Kanununun daha ileriki uygulamaları bize tersinir soğutma çevrimi için COP değerini aşağıdaki şekilde tanımlamaktadır:

$$COP \leq \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (3.10)$$



Burada  $T_H$ , yüksek ısı kaynağı sıcaklığı ve  $T_L$  düşük ısı kaynağı sıcaklığıdır. Her iki sıcaklık ta Kelvin cinsindedir. Denklem (3.10) ile belirlenen COP değeri,  $T_H$  ile  $T_L$  sıcaklıkları arasında çalışan bir soğutma makinesinin alabileceği en yüksek değerdir. Bu sıcaklık sınırlarında çalışan tüm gerçek soğutma makinelerinin performans katsayıları daha düşük olacaktır. Ayrıca denklemden de görüleceği üzere soğutma çevriminde, sistemin soğutma tesir katsayısının maksimum olabilmesi için iki ısı kaynağı arasındaki sıcaklıkların birbirine çok yakın olması gerekir. Yani  $T_H$  ile  $T_L$  birbirine ne kadar yakın olursa COP değeri o kadar büyük olur (Çengel ve Boles, 1994).

### 3.3. Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

Bir soğutma sisteminde, ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak soğutucu akışkanlardan yararlanılır. Çoğunlukla bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimi işlemleri yardımıyla, bir ortamdan çektikleri ısıyı diğer bir ortama atarlar. Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırmalı ve absorpsiyonlu sistemlerde görülürken hava gibi akışkan kullanan soğutma sistemlerinde görülmez. Bir soğutma cihazının tasarımı, seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine bağlıdır (Yamankaradeniz, 2002).

Soğutucu akışkan seçimi yapılırken termodinamik özelliklerinin yanında çevresel etkileri de göz önüne alınmalıdır. Yakın zamana kadar geniş ölçüde kullanıla gelen halokarbon türü soğutkanlardan klor içeren ve Chloro-Fluoro-Carbon (CFC) grubunda bulunan R11, R12, R13, R113, R114, R500, R502, R503 gibi soğutucu akışkanlar ile Hidro-Chloro-Fluoro-Carbon (HCFC) grubunda bulunan R21, R22, R123, R124 gibi soğutucu akışkanların stratosferdeki ozon tabakasını tahrip ettiği 1960'lı yıllarda ilk defa İngiliz Bilimcisi Jim Lovelock tarafından fark edilip 1970'li yıllarda ABD'de yapılan araştırmalar sonucu bu durum bilimsel şekilde de kanıtlanmıştır. Diğer taraftan, gerek halokarbon türü akışkanların ve gerekse başta  $CO_2$  olmak üzere bazı gazların atmosferin üst kısımlarında sera etkisi (Greenhouse effect) meydana getirip yerküre sıcaklıklarının artmasına neden olduğu fark edilmiştir.

Bütün bunlar karşısında 100 kadar ülke 1987 yılında Kanada'nın Montreal kentinde soğutucu akışkanların üretim ve kullanımı, ozon tabakasının korunması, sera etkisinin azaltılması gibi konuların kontrol altına alınması amacıyla ilk defa toplanarak (UNEP 1987) Montreal Protokolü olarak adlandırılan sözleşmeyi imzalamışlardır. Daha sonra 1990 yılında Londra'da ve 1992 yılında Kopenhag'da yapılan toplantılarda CFC türü soğutucu akışkanların üretim ve kullanımıyla ilgili daha sıkı önlemlerin alınması gerekli görülerek bazı kararlar almışlardır. Ülkemiz de her iki protokolü imzalamış ve resmi gazetede ilan ederek kanunlaştırmış bulunmaktadır.

Üretim ve kullanımı önlenecek olan CFC ve HCFC türü soğutucu akışkanların yerine yeni soğutkanların bulunması ve yaygınlaştırılması gereksinimi artmaktadır. Bu konuda 10 yıla yakın süreden beri yapılan araştırmalarda önemli gelişmeler elde edilmiştir. Bu araştırmalarda birçok yeni soğutucu akışkan keşfedilmiş, birçoğu da kullanılmaya başlanmıştır. Ozon tabakasını etkileyen CFC ve HCFC türü soğutucu akışkanların yerine kullanılması için yeni soğutkanlar üzerinde araştırmalar devam etmektedir (Özkoç, 1999).

Bu çalışmada yapılan analizler, ozon tabakasına zarar vermeyen ve kullanılması tavsiye edilen soğutucu akışkanlar üzerinde yapılmıştır. Buna göre analizler, R12 (CFC) ve R500 (CFC) yerine uzun dönemde kullanılması tavsiye edilen R134a (HFC), R-22 (HCFC) yerine uzun vadede kullanılması tavsiye edilen R-407c, ve bir HCFC olmasına rağmen geçiş dönemi için R-12 (CFC), R-500 (CFC) ve R-502 (CFC) yerine kullanılması tavsiye edilen R22 (HCFC) soğutucu akışkanları üzerinde yapılmıştır.

Soğutucu akışkanların ozon tabakasına olan zararları ODP (Ozone Depletion Potential, Ozon Tüketme Potansiyeli) değeri ile belirlenir. ODP değeri, R12 soğutucu akışkanı baz alınarak belirlenmektedir ve bu akışkan için 1'dir. Soğutucu akışkanların karbon monoksit içerikleri ise GWP (Global Warming Potential, Küresel Tehlike Potansiyeli) değerleri ile tespit edilir. Bu değer için ise CO<sub>2</sub> baz alınmıştır ve GWP değeri 1'dir. Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri ile yakın

zamanda yerine kullanılması planlanan soğutucu akışkanlar Çizelge 3.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri ile yerini alacağı soğutucu akışkanlar (Dupont, 2003)

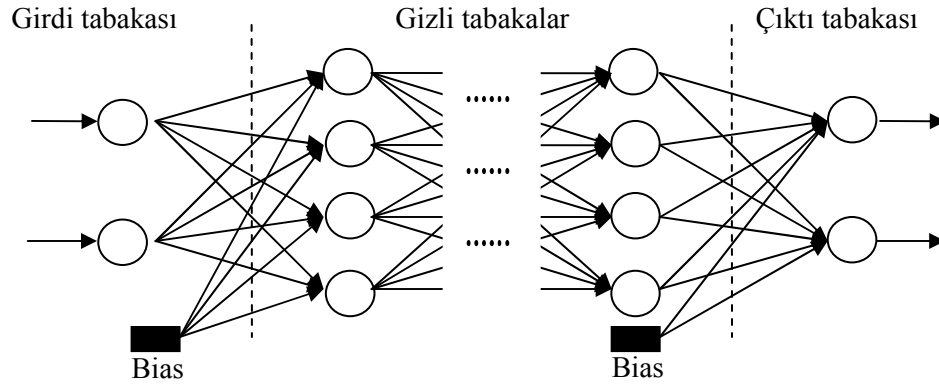
Soğutucu akışkan	Yerini alacağı akışkan	ODP	GWP
R123	R11	0.02	93
R11	Ü.D.	1	4000
R134a	R12	0	1300
R401a	R12	0.03	973
R401b	R12, R500	0.035	1062
R409a	R12	0.05	1288
R12	Ü.D.	1	8500
R500	Ü.D.	0.738	6310
R402a	R502	0.02	2250
R402b	R502	0.03	1964
R408a	R502	0.026	2649
R404a	R502, R22	0	3260
R507	R502, R22	0	3300
R502	Ü.D.	0.307	5494
R407c	R22	0	1526
R410a	R22	0	1725
R22	Ü.D.	0.5	1500
R508b	R13, R503, R23	0	10350
R23	R13, R503	0	11700
R13	Ü.D.	1	11700
R503	Ü.D.	0.6	11700
R124	R114	0.02	470
R717	-	0	0
Ü.D. : Üretimi durdurulacak ODP değeri R12 için 1 alınarak baz kabul edilmiştir. GWP değeri CO <sub>2</sub> için 1 alınarak baz kabul edilmiştir.			

## 4. MATERYAL VE METOT

### 4.1. Soğutucu Akışkanların Termodinamik Özelliklerinin YSA Metoduyla Belirlenmesi

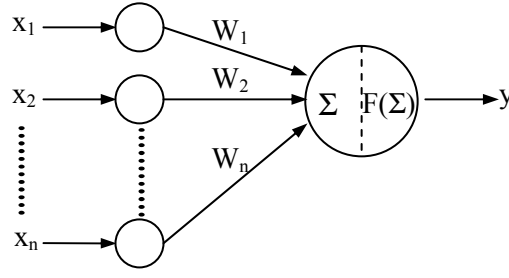
YSA, insan beynindeki nöronların çalışma prensiplerine dayanılarak modellenen sistemlerdir. Basit ve sınırsız imkanları nedeniyle yapay zeka uygulamalarında en geniş kullanım alanına sahiptir. Yalnızca eleme ve karar verme değil öğrenme işlevini de gerçekleştirmelerinden dolayı avantajlıdır (Şencan vd., 2003). YSA, lineer olmayan kompleks problemlerin çözümünde özellikle son yıllarda kullanılmaya başlanan alternatif bir çözüm metodudur. Bu metot, eksik verilerin tamamlanması, termal sistemlerin modellenmesi ve deneysel verilerin modellenmesi gibi birçok konuda oldukça geniş bir uygulama alanına sahiptir (Üçgül vd., 2003).

YSA, Şekil 4.1'te gösterildiği üzere temel olarak girdi tabakası, gizli tabaka ve çıktı tabakası olmak üzere üç tabakadan oluşmakta ve her tabakada bir çok nöron (düğüm) bulunmaktadır (Chouai vd., 2002).



Şekil 4.1. Üç tabakalı bir yapay sinir ağı

Yapay bir sinir hücresi Şekil 4.2'de görülmektedir. Her yapay sinir hücresi girdiler ( $x_n$ ), ağırlıklar ( $W_n$ ), toplam fonksiyonu ( $\Sigma$ ), aktivasyon fonksiyonu ( $F(\Sigma)$ ) ve çıktı ( $y$ ) olmak üzere beş ana kısımdan oluşur.



Şekil 4.2. Yapay sinir hücresi (Fu, 1994)

Girdiler, girdi seti veya kendinden önceki bir katmandaki başka bir işlem elemanının çıktısıdır. Burada  $x$ , girdi bilgilerini içeren vektör olmak üzere  $x^T=[x_1, x_2, \dots, x_n]$  şeklinde ifade edilebilir. Ağırlıklar, girdi seti veya kendinden önceki bir katmandaki başka bir işlem elemanının, bu işlem elemanı üzerindeki etkisini ifade eden değerlerdir. Ağırlık katsayı değerlerini içeren vektör ise  $W^T=[W_1, W_2, \dots, W_n]$  ile gösterilebilir. Toplam fonksiyonu, girdiler ve ağırlıkların tamamının bu işlem elemanına etkisini hesaplayan bir fonksiyondur. Aktivasyon fonksiyonu, toplam fonksiyonun çıktısında hesaplanan değer 0 ile 1 (sigmoid) veya -1 ile 1 (tanh) arasında işlem elemanı çıktı değerine dönüştürüldüğü fonksiyondur. Çıktı, aktivasyon fonksiyonunun sonucudur.

Hücreye taşınan her bir bilgi, girdi değerleri ve bağlantı ağırlık değerlerinin çarpılmasıyla elde edilir. Hücrede toplanan net bilgi;

$$NET = \sum_{i=1}^n x_i W_i = x_1 W_1 + x_2 W_2 + \dots + x_n W_n \quad (4.1)$$

eşitliğinden elde edilir. Hücrede toplanan bilgi, bir aktivasyon fonksiyonundan geçirilerek hücrenin gerçek çıktı değeri olan  $y$  değeri elde edilir. Bu çalışmada sigmoid aktivasyon fonksiyonu seçilmiştir. Sigmoid aktivasyon fonksiyonu, sürekli ve doğrusal olmayan bir fonksiyon olması nedeniyle doğrusal olmayan problemlerin çözümünde kullanılan YSA'nda tercih edilir (Lin ve Lee, 1996).  $y$  çıktı değeri sigmoid aktivasyon fonksiyonunun matematiksel ifadesine göre (Şencan vd., 2003):

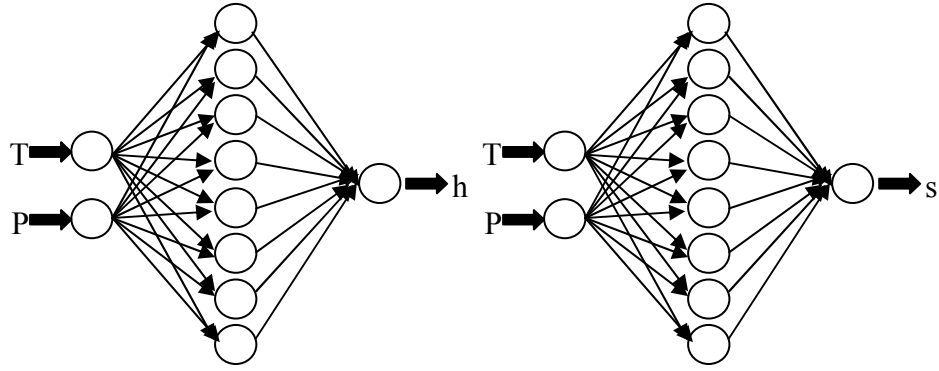
$$y = \frac{1}{1 + e^{-NET}} \quad (4.2)$$

Kompresörlü teorik soğutma sisteminde üzerinde analizler yapılan soğutucu akışkanların doymuş sıvı ve doymuş buhar bölgeleri için sıcaklık ve basınç değerlerine bağlı olarak entalpi ve entropi değerleri YSA metodu kullanılarak formüle edilmiştir. Ayrıca kızgın buhar bölgesi için, basınç ve entropi değerlerine bağlı olarak kızgın buhar entalpisi ile basınç ve entalpi değerlerine bağlı olarak kızgın buhar sıcaklığı değerleri, YSA metoduyla modellenmiştir.

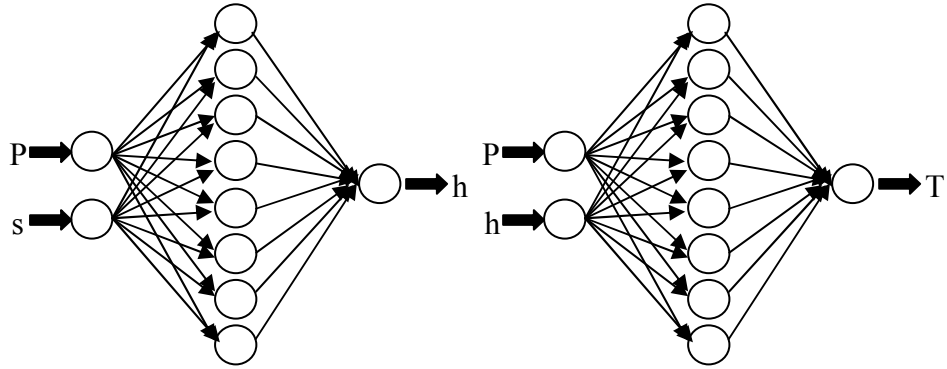
YSA'yı eğitmek için ileri beslemeli geriye yayılım algoritmasının Levenberg-Marquardt (LM) eğitim fonksiyonu ve daha önce de belirtildiği üzere sigmoid aktivasyon fonksiyonu kullanılmıştır. İleri beslemeli YSA'nda hücreler, tabakalar şeklinde düzenlenir ve bir katmandaki hücrelerin çıkışları bir sonraki katmana ağırlıklar üzerinden giriş olarak verilir. Girdi tabakası, aldığı bilgileri hiçbir değişikliğe uğratmadan gizli tabakadaki hücrelere iletir. Bilgi, gizli tabaka ve çıkış tabakasında işlenerek ağ çıkışı belirlenir. Bu yapısı ile ileri beslemeli ağlar doğrusal olmayan statik bir işlevi gerçekleştirir. İleri beslemeli YSA'nın en çok bilinen algoritması geriye yayılım algoritmasıdır. Geriye yayılım algoritması, bu tip YSA'nın eğitiminde etkin olarak kullanılmakta ve bu ağlara genel olarak ileri beslemeli geriye yayılım ağları da denilmektedir (Lin ve Lee, 1996).

Soğutucu akışkanların termodinamik özellik denklemlerinin türetilmesi için kurulan birinci modelde doymuş sıvı ve doymuş buhar bölgesi özellikleri ele alınmıştır. Bu modelde, sıcaklık ve basınç değerleri girdi değerlerini, entalpi ve entropi değerleri ise çıktı değerlerini oluşturmaktadır. İkinci modelde kızgın buhar bölgesi özellikleri ele alınmıştır. Bu modelde, basınç ve entropi değerleri girdi, entalpi değeri ise çıktı değerini oluşturmaktadır. Yine aynı modelde basınç ve entalpi değerleri girdi, kızgın buhar sıcaklığı değeri ise çıktı değerini oluşturmaktadır.

Uygulamada kullanılan YSA modeli, MATLAB bilgisayar programında farklı sayıdaki gizli tabaka ve nöronlar için denenmiştir. Verilerin % 20'si test için ayrılmıştır. Verilerin geriye kalan % 80'lik kısmı ile yapılan modelleme neticesinde en iyi tahmini, 5000 iterasyon sonucu Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'de görülen tek gizli tabaka ve 8 nörona sahip olan ağ mimarisi sağlamıştır.



Şekil 4.3. Doymuş sıvı ve doymuş buhar bölgelerinde entalpi ve entropi değerlerinin formülasyonu için kullanılan YSA modelleri



Şekil 4.4. Kızgın buhar bölgesi entalpisi ve kızgın buhar sıcaklığı değerlerinin formülasyonu için kullanılan YSA modelleri

Soğutucu akışkanların özellik bağıntılarının türetilmesinde kullanılan termodinamik özellikler mevcut literatür ve deneysel verilerden elde edilmiştir (Ashrae, 1997; Dupont, 2003). Soğutucu akışkanların aşırı soğutulmuş sıvı bölgesi için mevcut literatürde çok fazla deneysel veri olmadığından dolayı, bu bölgenin değerleri için doymuş sıvı bölgesi değerleri esas alınmıştır (Çengel ve Boles, 1994).

## 4.2. Kompresörlü Teorik Soğutma Sistemi Birinci Kanun Analizi

Kompresörlü teorik soğutma sisteminin birinci kanun analizinin yapılmasındaki amaç, evaporatör sıcaklığı, kondanser sıcaklığı, aşırı kızdırma sıcaklığı, aşırı soğutma sıcaklığı ve kompresör verimi gibi sistem performansını etkileyen değişken parametreler ile COP'nın değişiminin incelenmesidir. Bu maksatla sistemin her bir elemanına termodinamiğin birinci kanun analizi uygulanmıştır. Birinci kanun analizi yapılmadan önce sistem elemanları ve değişken sistem parametrelerinin değişim aralıklarının belirlenmesi gereklidir. Bu çalışmada incelenen kompresörlü teorik soğutma sisteminin birinci kanun analizi için sistem elemanları ile değişken parametreleri Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Birinci Kanun analizi için sistem elemanları ve dizayn parametreleri

Kompresör	Pistonlu kompresör
Genleşme valfi	Termostatik genleşme valfi
Evaporatör	İç içe borulu, ters akışlı ısı eşanjörü
Kondanser	İç içe borulu, ters akışlı ısı eşanjörü
Aşırı soğutma eşanjörü	İç içe borulu, ters akışlı ısı eşanjörü
Aşırı kızdırma eşanjörü	İç içe borulu, ters akışlı ısı eşanjörü
Kondanser sıcaklığı, $T_K$	35 °C – 60 °C
Evaporatör sıcaklığı, $T_E$	-10 °C – 15 °C
Kompresör verimi, $\eta_C$	% 78 – % 92
Aşırı kızdırma sıcaklığı, $\Delta T_s$	0 °C – 15 °C
Aşırı soğutma sıcaklığı, $\Delta T_k$	0 °C – 15 °C

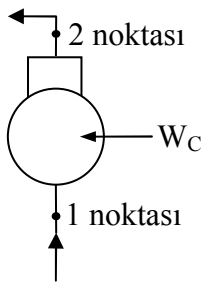
Ayrıca soğutma sisteminin çalışması esnasında aşağıda belirtilen kabuller yapılmıştır:

- Kompresör ve boru hatlarındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Kondanser ve evaporatördeki basınç kayıpları ihmal edilmiş olup buralardaki faz değişimleri sabit basınçlarda gerçekleşmektedir.
- Kompresördeki sıkıştırma adyabatik olarak gerçekleşmektedir.
- Soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkan debisi sabittir.



- Sistem elemanlarından dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edilmektedir.
- Soğutucu akışkan genleşme valfinde sabit entalpide genişlemektedir.
- Kondanserden dış ortama ısı transferi olmayıp ısının tamamı soğutma suyuna verilmektedir.
- Dış ortamdan evaporatöre ısı transferi olmayıp ısının tamamı ısıtma suyundan alınmaktadır.

#### 4.2.1 Kompresör Birinci Kanun Analizi



a) Kütlenin Korunumu :

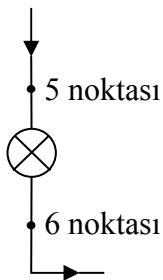
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_R \quad (4.3)$$

b) Enerjinin Korunumu :

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 + W_C \eta_C \quad (4.4)$$

$$W_C = \frac{\dot{m}_R (h_2 - h_1)}{\eta_C} \quad (4.5)$$

#### 4.2.2 Genleşme Valfi Birinci Kanun Analizi



a) Kütlenin Korunumu :

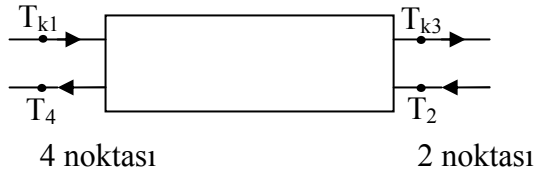
$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_R \quad (4.6)$$

b) Enerjinin Korunumu :

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 \quad (4.7)$$

$$h_5 = h_6 \quad (4.8)$$

#### 4.2.3 Kondanser Birinci Kanun Analizi



a) Kütlenin Korunumu :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_4 = \dot{m}_R \quad (4.9)$$

$$\dot{m}_{k1} = \dot{m}_{k3} = \dot{m}_k \quad (4.10)$$

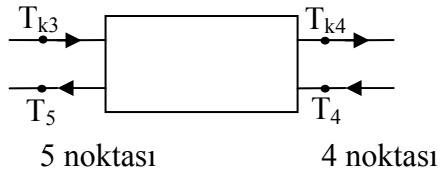
b) Enerjinin Korunumu :

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_{k1} h_{k1} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{k3} h_{k3} \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_R (h_2 - h_4) = \dot{m}_k (h_{k3} - h_{k1}) \quad (4.12)$$

$$\frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_k} = \frac{h_{k3} - h_{k1}}{h_2 - h_4} = \frac{c_{P_k} (T_{k3} - T_{k1})}{h_2 - h_4} \quad (4.13)$$

#### 4.2.4 Aşırı Soğutma Eşanjörü Birinci Kanun Analizi



a) Kütlenin Korunumu :

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_R \quad (4.14)$$

$$\dot{m}_{k3} = \dot{m}_{k4} = \dot{m}_k \quad (4.15)$$

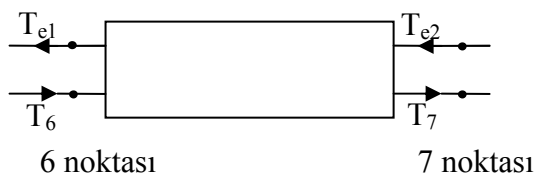
b) Enerjinin Korunumu :

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{k3} h_{k3} = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{k4} h_{k4} \quad (4.16)$$

$$\dot{m}_R (h_4 - h_5) = \dot{m}_k (h_{k4} - h_{k3}) \quad (4.17)$$

$$\frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_k} = \frac{h_{k4} - h_{k3}}{h_4 - h_5} = \frac{c_{p_k} (T_{k4} - T_{k3})}{h_4 - h_5} \quad (4.18)$$

#### 4.2.5 Evaporatör Birinci Kanun Analizi



a) Kütlenin Korunumu :

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_R \quad (4.19)$$

$$\dot{m}_{e1} = \dot{m}_{e2} = \dot{m}_e \quad (4.20)$$

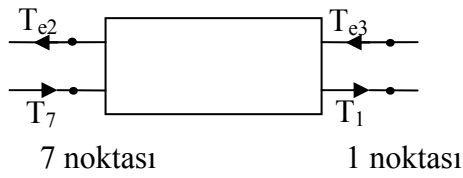
b) Enerjinin Korunumu :

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{e1} h_{e1} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{e2} h_{e2} \quad (4.21)$$

$$\dot{m}_R (h_6 - h_7) = \dot{m}_e (h_{e2} - h_{e1}) \quad (4.22)$$

$$\frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_e} = \frac{h_{e2} - h_{e1}}{h_6 - h_7} = \frac{c_{p_e} (T_{e2} - T_{e1})}{h_6 - h_7} \quad (4.23)$$

#### 4.2.6 Aşırı Kızdırma Eşanjörü Birinci Kanun Analizi



a) Kütlenin Korunumu :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 = \dot{m}_R \quad (4.24)$$

$$\dot{m}_{e2} = \dot{m}_{e3} = \dot{m}_e \quad (4.25)$$

b) Enerjinin Korunumu :

$$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{e2} h_{e2} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{e3} h_{e3} \quad (4.26)$$

$$\dot{m}_R (h_7 - h_1) = \dot{m}_e (h_{e3} - h_{e2}) \quad (4.27)$$

$$\frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_e} = \frac{h_{e3} - h_{e2}}{h_7 - h_1} = \frac{c_{p_e} (T_{e3} - T_{e2})}{h_7 - h_1} \quad (4.28)$$

#### 4.2.7 Soğutma Performans Katsayısı (COP)

Bu analizler ışığında birinci kanun analizinde, kondanser sıcaklığı, evaporatör sıcaklığı, aşırı soğutma sıcaklığı, aşırı kızdırma sıcaklığı ve kompresör verimi değişimleri için COP değerinin hesaplanması gereklidir. Denklem (3.9)'dan;

$$\text{COP} = \frac{Q_E}{W_C} \quad (4.29)$$

Denklem düzenlenecek olursa;

$$\text{COP} = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{h_1 - h_6}{h_2 - h_1} \quad (4.30)$$

denklemini elde edilir. Sistem elemanlarına Termodinamiğin I. Kanun analizi uygulanırken COP için bu denklem kullanılacaktır. Burada  $h_2$ , kompresör çıkışındaki gerçek entalpidir ve aşağıdaki formülden hesaplanır (Yamankaradeniz vd., 2002);

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2'} - h_1}{\eta_C} \quad (4.31)$$

### 4.3. Kompresörlü Teorik Soğutma Sistemi İkinci Kanun Analizi

#### 4.3.1. Ekserji Kavramı

Termal ve kimyasal proseslerin birinci ve ikinci kanun analizi 19. yüzyılda hızlı bir şekilde gelişmiştir. Bu gelişme, iç enerji, entropi, entalpi, Helmholtz fonksiyonu, Gibbs serbest enerjisi gibi yeni termodinamik fonksiyonların ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Bir başka yeni termodinamik fonksiyon olan ekserji ise 20. yüzyılda, enerjinin kalitesinin diğer enerji biçimlerine dönüşebilme yeteneğini tanımlamak için ortaya çıkmıştır (Dingeç, 1996).

Süreçlerin ekserji analizinin temelini oluşturan yaklaşım, ısı ve entalpi gibi değişik enerji türlerinin biri faydalı, diğeri faydasız iki değişik kısmı olduğunun kabul edilmesidir (Arıkol, 1985):

$$\text{Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Anerji}$$

Ekserji, enerjinin işe yarayan kısmı, anerji ise işe yaramayan kısmıdır. Herhangi bir enerji türünün (ısı, entalpi, vb.) ne kadarının işe yarayan enerji olduğunun belirlenmesi için ekserjinin tanımlanması gereklidir.

Ekserjiyi ilk olarak Rant teknik iş kapasitesi olarak tanımlamıştır. Ekserjinin tam olarak açıklaması ise Baehr tarafından verilmiştir (Wall, 1977).

“Ekserji, enerjinin diğer enerji türlerine dönüştürülebilen kısmıdır.”

Ekserjinin bu tanımı nitel olup, nicel hesaplar için kullanılamaz. Daha ayrıntılı ve nicel hesaplar için kullanılacak bir tanım ise Bosnjakovic tarafından yapılmıştır (Arıkol, 1985):

“Ekserji, tersinir bir süreç sonunda çevre ile denge sağlandığı takdirde kuramsal olarak elde edilebilecek maksimum iş miktarıdır.”

Bosnjakovic'in tanımına uygun olarak ekserjinin hesaplanabilmesi için, çevrenin sıcaklık, basınç ve kimyasal kompozisyonunun kesinlikle belirtilmesi ve tersinir bir sürecin var olduğunun kabul edilmesi gereklidir.

Diğer tüm termodinamik analizler gibi, ekserji analizi için de tersinir sürecin nasıl olduğunun bilinmesi gerekli değildir. Sadece sürecin başlangıç-giriş noktaları ile bitiş-çıkış noktaları için geçerli olan koşulların bilinmesi yeterlidir.

Ekserji için benzer bir tanımlama Kotas (1985) tarafından yapılmıştır.

“Ekserji, referans noktası olarak çevresel parametrelerin kullanıldığı, enerjinin verilen bir formundan elde edilebilecek maksimum iştir.”

Szargut vd.'de aynı zamanda ekserjiyi tanımlayanlardandır (Koçoğlu, 1993);

“Ekserji elde edilebilecek iş miktarıdır.”

Ekserji fonksiyonu veya kullanılabilir enerji, aynı şartlardaki bir prosesin karşılaştırılmasına olanak sağlar. Bununla beraber ekserji analizi, bir prostedeki enerji niteliğinin kaybının yol açtığı verim kayıplarının belirlenmesini sağlar. Açıkça böyle bir analiz, bir prosesin nasıl daha iyiye doğru geliştirilebileceğini sağlamayabilir, fakat bir prosesin neresinin iyileştirilebileceğini gösterir (Kotas, 1985).

Ekserji analizi yapılırken tüm ünitelerde aşağıdaki temel denklemler kullanılır.

Ekserji denkliği (Bejan, 1997):

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} \epsilon - \sum_{\text{giren}} \dot{m} \epsilon + T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.32)$$

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;

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.33)$$

olarak tanımlanır. Burada I, birim zamanda kaybolan ekserjiyi, yani tersinmezliği ifade etmektedir. (4.32) denklemindeki ısının ekserjisi  $\dot{E}_Q$  ve işin ekserjisi  $\dot{E}_W$ , kapalı sistemler için aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Arıkol, 1985).

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} \left( \frac{T - T_0}{T} \right) \quad (4.34)$$

$$\dot{E}_W = \dot{W} \quad (4.35)$$

Burada T yüzey sıcaklığını göstermektedir. 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.  $T_0$  ve  $P_0$  çevre şartlarındaki bir durumun, çevreyle kimyasal olarak dengede olduğu durum arasındaki ekserjiye kimyasal ekserji adı verilmektedir. Termomekaniksel ekserji, kimyasal ekserji terimleri ihmal edilerek aşağıdaki şekilde belirlenir (Bejan, 1997):

$$\varepsilon = (h - T_0 s) + \frac{1}{2} V^2 + gZ - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.36)$$

Denklem (4.36)'daki potansiyel ve kinetik enerji terimleri ihmal edilirse;

$$\varepsilon = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.37)$$



Kompresörlü teorik soğutma sisteminin tüm elemanlarının tersinmezliklerinin hesaplanabilmesi için, her bir eleman için giren ve çıkan ekserji miktarlarının hesaplanması gerekir. Bunun için denklem (4.32) düzenlenirse;

$$\dot{W} = \sum \dot{E}_Q + \sum_{\text{giren}} \dot{m}\varepsilon - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}\varepsilon - I \quad (4.38)$$

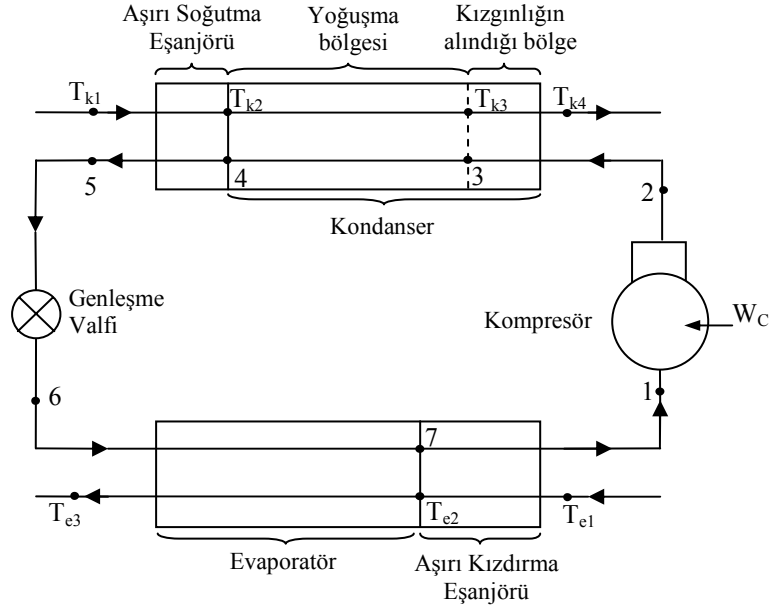
Kompresörlü teorik soğutma sistemdeki tüm elemanların tersinmezliklerinin hesaplanmasında (4.38) denklemi kullanılmıştır.

### 4.3.2. Sistem Elemanlarının Ekserji Analizi

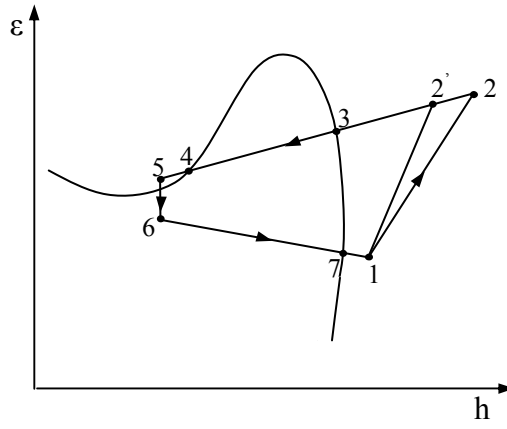
Termoekonomik optimizasyona dayalı ekserji analizinin yapılmasının avantajı, sistemin farklı elemanlarının ayrı ayrı optimize edilebilmesidir. Böylece ele alınan bir sistem elemanı ile diğer elemanlar arasındaki ilişki, yerel ekserji birim maliyeti yada ekserji kayıpları açısından daha iyi anlaşılır hale gelir. Sistem kusurlarının bir ölçüsü olan tersinmezliklerin hesaplanmasıyla, optimum işlem parametrelerinin belirlenmesi daha kolay olur (London, 1982).

Bu bölümde kompresörlü teorik soğutma sistemi 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.

Kompresörlü teorik soğutma çevrimi ekserji analizinde kondanser, kızgınlığın alındığı bölge ve yoğunlaşma bölgesi olmak üzere iki bölüme ayrılmıştır. Teorik sisteminin şematik gösterimi ve ekserji-entalpi diyagramı sırasıyla Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Teorik soğutma sisteminin şematik gösterimi



Şekil 4.6 Teorik soğutma çevrimi Ekserji – Entalpi diyagramı

Teorik soğutma çevriminin ikinci kanun analizinde varsayılan dizayn değişkenleri ve yapılan kabuller aşağıda belirtilmiştir.

- Sistemin soğutma kapasitesi  $\dot{Q}_E$ , 2 kW'dır ve sabittir.
- Kondanser sıcaklığı  $T_K$ , 35 °C – 60 °C arasında değişmektedir.
- Evaporatör Sıcaklığı  $T_E$ , -10 °C – 12 °C arasında değişmektedir.
- Aşırı soğutma sıcaklığı 1 °C – 12 °C arasında değişmektedir.
- Aşırı kızdırma sıcaklığı 1 °C – 15 °C arasında değişmektedir.
- Kompresör verimi  $\eta_C$ , 0.78 – 0.92 arasında değişmektedir.
- Kondanser soğutma suyu için  $c_{pk} = 4.183$  kJ/kgK'dir ve sabittir.
- Evaporatör ısıtma suyu için  $c_{pe} = 4.184$  kJ/kgK'dir ve sabittir.
- Kondanser soğutma suyu giriş sıcaklığı,  $T_{k1} = 20^\circ\text{C}$ 'dir ve sabittir.
- Evaporatör ısıtma suyu giriş sıcaklığı,  $T_{e1} = 20^\circ\text{C}$ 'dir ve sabittir.
- Sistemdeki tüm eşanjörler (Evaporatör, kondanser vs.) iç içe borulu ve ters akışlı ısı eşanjörleridir. İç boru çapı 13.5 mm'dir ve sabittir.
- Kondanser soğutma suyu hızı 1 m/s'dir ve sabittir.
- Evaporatör ısıtma suyu hızı 1 m/s'dir ve sabittir.

Termoekonomik optimizasyonun ilk ayağını oluşturan ekserji analizinde yapılan tüm kabuller, termoekonomik optimizasyon için de geçerlidir. Burada yapılan kabuller ışığında ekserji analizi, R22, R134a ve R407c soğutucu akışkanlarının tümü için ayrı ayrı yapılacaktır.

#### 4.3.2.1 Kompresör Ekserji Analizi

Şekil 4.5'den kütle korunumu:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_R \quad (4.39)$$

Denklem (4.38) kullanılarak kompresör ekserji denkliği:

$$\dot{m}_R \varepsilon_1 + W_C = E_Q + \dot{m}_R \varepsilon_2 + I_C \quad (4.40)$$

Kompresörden dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edildiğinden, burada  $E_Q = 0$  alınarak ihmal edilmiştir. Sistemin tüm elemanları için giriş ve çıkış ekserjileri hesaplanırken denklem (4.37)'den faydalanılacaktır.

$$\varepsilon_1 = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.41)$$

$$\varepsilon_2 = (h_2 - T_0 s_2) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.42)$$

$$W_C = \dot{m}_R (h_2 - h_1) \quad (4.43)$$

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

$$I_C = \dot{m}_R T_0 (s_2 - s_1) \quad (4.44)$$

elde edilir. Elde edilen bu denklem kompresördeki tersinmezlik miktarını verir.

#### 4.3.2.2. Genleşme Valfi Ekserji Analizi

Genleşme valfi için ekserji denge denklemi;

$$\dot{m}_R \varepsilon_5 = + \dot{m}_R \varepsilon_6 + I_{EV} \quad (4.45)$$

$$\varepsilon_5 = (h_5 - T_0 s_5) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.46)$$

$$\varepsilon_6 = (h_6 - T_0 s_6) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.47)$$

Denklem (4.46) ve (4.47) düzenlenir ve denklem (4.45)'de yerine konursa;

$$I_{EV} = \dot{m}_R T_0 (s_6 - s_5) \quad (4.48)$$

#### 4.3.2.3. Kondanser I. Bölge Ekserji Analizi

Kondanser I. bölgesi için ekserji denge denklemi;

$$\dot{m}_R \epsilon_2 + \dot{m}_k \epsilon_{k1} = \dot{m}_R \epsilon_3 + \dot{m}_k \epsilon_{k2} + I_{KI} \quad (4.49)$$

$$\epsilon_3 = (h_3 - T_0 s_3) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.50)$$

$$\epsilon_{k1} = (h_{k1} - T_0 s_{k1}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.51)$$

$$\epsilon_{k2} = (h_{k2} - T_0 s_{k2}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.52)$$

Denklemler düzenlenirse;

$$I_{KI} = T_0 \left[ \dot{m}_k (s_{k2} - s_{k1}) - \dot{m}_R (s_2 - s_3) \right] \quad (4.53)$$

elde edilir. Elde edilen bu denklem kondanser I. bölgesindeki tersinmezlik miktarıdır.

#### 4.3.2.4. Kondanser II. Bölge Ekserji Analizi

Kondanser II. bölge ekserji denge denklemi;

$$\dot{m}_R \epsilon_3 + \dot{m}_k \epsilon_{k2} = \dot{m}_R \epsilon_4 + \dot{m}_k \epsilon_{k3} + I_{KII} \quad (4.54)$$

$$\epsilon_4 = (h_4 - T_0 s_4) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.55)$$

$$\epsilon_{k3} = (h_{k3} - T_0 s_{k3}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.56)$$

Denklemler düzenlenirse;

$$I_{KII} = T_0 \left[ \dot{m}_k (s_{k3} - s_{k2}) - \dot{m}_R (s_3 - s_4) \right] \quad (4.57)$$

elde edilir. Bu denklem kondanser II. Bölgesinin tersinmezliğidir.

#### 4.3.2.5. Aşırı Soğutma Eşanjörü Ekserji Analizi

Aşırı soğutma eşanjörü ekserji denge denklemi;

$$\dot{m}_R \epsilon_4 + \dot{m}_k \epsilon_{k3} = \dot{m}_R \epsilon_5 + \dot{m}_k \epsilon_{k4} + I_{AS} \quad (4.58)$$

$$\epsilon_5 = (h_5 - T_0 s_5) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.59)$$

$$\epsilon_{k4} = (h_{k4} - T_0 s_{k4}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.60)$$

Yukarıdaki denklemler düzenlenirse;

$$I_{AS} = T_0 \left[ \dot{m}_k (s_{k4} - s_{k3}) - \dot{m}_R (s_4 - s_5) \right] \quad (4.61)$$

Elde edilen bu denklem aşırı soğutma eşanjörünün tersinmezliği.

#### 4.3.2.6. Evaporatör Ekserji Analizi

Evaporatör için ekserji denge denklemi;

$$\dot{m}_R \epsilon_6 + \dot{m}_k \epsilon_{e1} = \dot{m}_R \epsilon_7 + \dot{m}_k \epsilon_{e2} + I_E \quad (4.62)$$

$$\epsilon_7 = (h_7 - T_0 s_7) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.63)$$

$$\epsilon_{e1} = (h_{e1} - T_0 s_{e1}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.64)$$

$$\epsilon_{e2} = (h_{e2} - T_0 s_{e2}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.65)$$

denklemler düzenlenirse;

$$I_E = T_0 \left[ \dot{m}_e (s_{e2} - s_{e1}) - \dot{m}_R (s_6 - s_7) \right] \quad (4.66)$$

elde edilir. Elde edilen bu denklem evaporatör için tersinmezliği veren denklemdir.

#### 4.3.2.7. Aşırı Kızdırma Eşanjörü Ekserji Analizi

Ekserji denge denkleminde;

$$\dot{m}_R \epsilon_7 + \dot{m}_k \epsilon_{e2} = \dot{m}_R \epsilon_1 + \dot{m}_k \epsilon_{e3} + I_{AK} \quad (4.67)$$

$$\epsilon_{e3} = (h_{e3} - T_0 s_{e3}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.68)$$

Denklemler, ekserji denge denkleminde yerine konursa;

$$I_{AK} = T_0 \left[ \dot{m}_k (s_{e3} - s_{e2}) - \dot{m}_R (s_7 - s_1) \right] \quad (4.69)$$

elde edilir. Elde edilen bu denklem aşırı kızdırma eşanjörü tersinmezliği.

#### 4.3.2.8. Kompresörlü Teorik Soğutma Sisteminin Toplam Tersinmezliği

Kompresörlü teorik soğutma sisteminin her bir bileşeninin tersinmezlik değerleri belirlendikten sonra sistemin toplam tersinmezliği aşağıdaki denklemle hesaplanır.

$$I_T = \sum I_{\text{Sistem bileşenleri}} \quad (4.70)$$

$$I_T = I_C + I_{EV} + I_{KI} + I_{KII} + I_{AS} + I_E + I_{AK} \quad (4.71)$$

Toplam tersinmezlik miktarını veren (4.71) denkleminde, sistemin her bir elemanı için belirlenmiş olan tersinmezlik denklemleri yerine konursa;

$$I_T = T_0 \left[ \dot{m}_k (s_{k2} - s_{k1}) + \dot{m}_k (s_{k3} - s_{k2}) + \dot{m}_k (s_{k4} - s_{k3}) \right. \\ \left. + \dot{m}_e (s_{e2} - s_{e1}) + \dot{m}_e (s_{e3} - s_{e2}) \right] \quad (4.72)$$

Denklem düzenlenirse;

$$I_T = T_0 \left[ \dot{m}_k (s_{k4} - s_{k1}) - \dot{m}_e (s_{e3} - s_{e1}) \right] \quad (4.73)$$

(4.73) eşitliğinde,  $s_2 - s_1$  değeri sıvılar için aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Çengel ve Boles, 1994):

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (4.74)$$

### 4.3.3. Isı Eşanjörü Dizayn Denklemleri

Bir ısı eşanjörü dizaynı yapılırken genel olarak iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlardan ilki, ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi (Logarithmic Mean Temperature Difference, LMTD), ikincisi ise akış birimi yöntemi (Number of Transfer Units, NTU)'dir. (Genceli, 1999). Bu çalışmada ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi kullanılmıştır.

Kompresörlü teorik soğutma sisteminin iç içe borulu ısı eşanjörleri için genel ısı transferi denklemleri yazılırsa (Rohsenow ve Hartnett, 1973);

$$Q = K \cdot A \cdot \text{LMTD} \quad (4.75)$$

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (4.76)$$

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

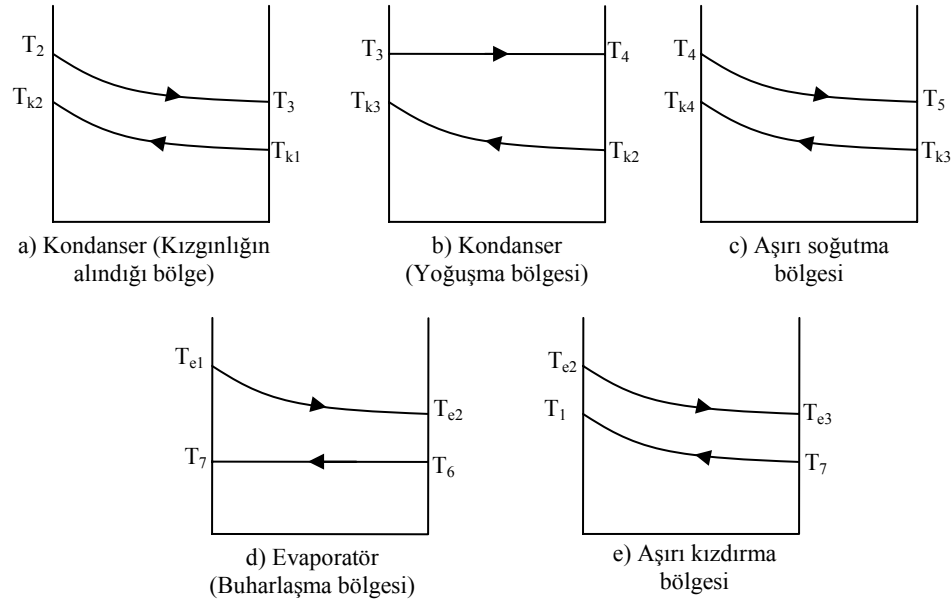
$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\delta_w}{k_w} + \frac{1}{h_o}} \quad (4.77)$$



$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (4.78)$$

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.

Analizi yapılan aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı teorik soğutma sistemindeki ısı eşanjörlerinin sıcaklık dağılım profilleri Şekil 4.7’de gösterilmiştir.



Şekil 4.7. Isı eşanjörlerinin sıcaklık dağılım profilleri

Şekil 4.7’deki sıcaklık profillerine göre, tüm ısı eşanjörleri için ortalama logaritmik sıcaklık farkı değerleri denklem (4.78)’a göre belirlenebilir.

$$LMTD_{KI} = \frac{(T_2 - T_{k2}) - (T_3 - T_{k1})}{\ln\left(\frac{T_2 - T_{k2}}{T_3 - T_{k1}}\right)} \quad (4.79)$$

$$\text{LMTD}_{\text{KII}} = \frac{(T_3 - T_{k3}) - (T_4 - T_{k2})}{\ln \frac{(T_3 - T_{k3})}{(T_4 - T_{k2})}} \quad (4.80)$$

$$\text{LMTD}_{\text{AS}} = \frac{(T_4 - T_{k4}) - (T_5 - T_{k3})}{\ln \frac{(T_4 - T_{k4})}{(T_5 - T_{k3})}} \quad (4.81)$$

$$\text{LMTD}_{\text{E}} = \frac{(T_{e1} - T_7) - (T_{e2} - T_6)}{\ln \frac{(T_{e1} - T_7)}{(T_{e2} - T_6)}} \quad (4.82)$$

$$\text{LMTD}_{\text{AK}} = \frac{(T_{e2} - T_1) - (T_{e3} - T_7)}{\ln \frac{(T_{e2} - T_1)}{(T_{e3} - T_7)}} \quad (4.83)$$

Denklem (4.75)'den ısı transferi alanı A çekilir ve sistemdeki her bir ısı eşanjörü için yazılırsa, ısı transferi alan denklemleri belirlenir.

$$A_{\text{KI}} = \frac{\dot{m}_{\text{R}}(h_2 - h_3)}{K_{\text{KI}} \text{LMTD}_{\text{KI}}} \quad (4.84)$$

$$A_{\text{KII}} = \frac{\dot{m}_{\text{R}}(h_3 - h_4)}{K_{\text{KII}} \text{LMTD}_{\text{KII}}} \quad (4.85)$$

$$A_{\text{AS}} = \frac{\dot{m}_{\text{R}}(h_4 - h_5)}{K_{\text{AS}} \text{LMTD}_{\text{AS}}} \quad (4.86)$$

$$A_{\text{E}} = \frac{\dot{m}_{\text{R}}(h_7 - h_6)}{K_{\text{E}} \text{LMTD}_{\text{E}}} \quad (4.87)$$

$$A_{\text{AK}} = \frac{\dot{m}_{\text{R}}(h_1 - h_7)}{K_{\text{AK}} \text{LMTD}_{\text{AK}}} \quad (4.88)$$

Denklem (4.75) ve denklem (4.76)'dan soğutma ve ısıtma suyu debileri;

$$\dot{m}_k = \frac{K_{KI} A_{KI} LMTD_{KI}}{c_{pk} (T_{k2} - T_{k1})} = \frac{K_{KII} A_{KII} LMTD_{KII}}{c_{pk} (T_{k3} - T_{k2})} = \frac{K_{AS} A_{AS} LMTD_{AS}}{c_{pk} (T_{k4} - T_{k3})} \quad (4.89)$$

$$\dot{m}_e = \frac{K_E A_E LMTD_E}{c_{pe} (T_{e1} - T_{e2})} = \frac{K_{AK} A_{AK} LMTD_{AK}}{c_{pe} (T_{e2} - T_{e3})} \quad (4.90)$$

Yukarıdaki denklemler, Denklem (4.72)'de yerine konur ve düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\begin{aligned} \frac{I_T}{T_0} = & \frac{K_{KI} A_{KI} LMTD_{KI}}{(T_{k2} - T_{k1})} \ln \frac{T_{k2}}{T_{k1}} + \frac{K_{KII} A_{KII} LMTD_{KII}}{(T_{k3} - T_{k2})} \ln \frac{T_{k3}}{T_{k2}} + \frac{K_{AS} A_{AS} LMTD_{AS}}{(T_{k4} - T_{k3})} \ln \frac{T_{k4}}{T_{k3}} \\ & + \frac{K_E A_E LMTD_E}{(T_{e1} - T_{e2})} \ln \frac{T_{e2}}{T_{e1}} + \frac{K_{AK} A_{AK} LMTD_{AK}}{(T_{e2} - T_{e3})} \ln \frac{T_{e3}}{T_{e2}} \end{aligned} \quad (4.91)$$

Elde edilen bu denklemde:

$$T_{k4} = T_{k3} + \frac{K_{AS} A_{AS} LMTD_{AS}}{\dot{m}_k c_{pk}} \quad (4.92)$$

$$T_{e3} = T_{e2} - \frac{K_{AK} A_{AK} LMTD_{AK}}{\dot{m}_e c_{pe}} \quad (4.93)$$

$$\begin{aligned} \frac{I_T}{T_0} = & \frac{K_{KI} A_{KI} LMTD_{KI}}{(T_{k2} - T_{k1})} \ln \frac{T_{k2}}{T_{k1}} + \frac{K_{KII} A_{KII} LMTD_{KII}}{(T_{k3} - T_{k2})} \ln \frac{T_{k3}}{T_{k2}} \\ & + \dot{m}_k c_{pk} \ln \left( 1 + \frac{K_{AS} A_{AS} LMTD_{AS}}{\dot{m}_k c_{pk} T_{k3}} \right) + \frac{K_E A_E LMTD_E}{(T_{e1} - T_{e2})} \ln \frac{T_{e2}}{T_{e1}} \\ & + \dot{m}_e c_{pe} \ln \left( 1 - \frac{K_{AK} A_{AK} LMTD_{AK}}{\dot{m}_e c_{pe} T_{e2}} \right) \end{aligned} \quad (4.94)$$

Denklem (4.94), tüm düzenlemeler yapıldıktan sonra son halini alan ve sistemin toplam tersinmezliğini veren denklemdir. Aynı zamanda bu denklem, termoeconomik optimizasyon için kullanılacak olan tersinmezlik denklemdir.

## 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.

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).

Ekserji metodunu kullanan termoekonomik optimizasyon metotları temel olarak ikiye ayrılır. Yapısal metot olarak bilinen ve Beyer tarafından ortaya atılan ilk metot, yapısal katsayıların kullanımına ve yerel birim tersinmezlik maliyetlerinin hesaplanmasına dayanır (Kotas, 1985). Tribus vd.'nin ortaya attığı diğer metot, üzerinde çalışılan sistem elemanlarına giren ve çıkan ekserji yerel birim maliyetini kullanarak, sistem elemanlarının özerk olarak termoekonomik optimizasyonuna olanak sağlar. Bu metoda autonomous metot denir (Koçoğlu, 1993). Bu çalışmada yapısal bağ katsayıları (Coefficient of Structural Bonds) olarak da bilinen yapısal metot kullanılmıştır.

Ekserji esaslı ekonomik analiz veya kısaca eksergoekonomi de denilen termoeconominin önem kazandığı belli başlı alanlar aşğıdaki 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

Tersinmezliğin dağılımı ve ekserji akışının çeşitli elemanlarda düzenli olarak çalışma şekli, Grassman diyagramında gösterilir. Bu diyagramda soğutma çevrimlerinin önemli miktarda analizi yapılabilir. Lokal tersinmezlikler ve ekserji akışları, toplam tersinmezlik miktarını değiştirir. Yapısal katsayılar, sistem yapısının çalışmasında, sistem elemanlarının optimizasyonunda ve işletme maliyeti hesaplanmasında kullanılır (Özkaymak, 1998).

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. Yapısal Bağ Katsayıları (CSB)

İncelenecek bir ısı sistemini ekserji analizi tanımlandığında, belirlenen çeşitli ekserji akışlarının ve tersinmezliklerin karşılaştırılması, sistem yapısının irdelenmesinde önemli bir başlangıç oluşturur. Ancak çeşitli seçeneklerin karşılaştırılmasında ilk aşama olan alt sistemlerin ve optimize edilecek parametrelerin seçimi, yakın zamana kadar büyük ölçüde sezgiye dayanmaktaydı. Bunun yetersiz kaldığı durumlarda bütün olasılıkları gelişigüzel yada sistematik olarak oluşturup incelemek yöntemine başvurmak gerekiyordu. Son yıllarda gelişen yapısal bağ katsayıları yöntemi bu konuda sağlanan önemli bir ilerlemedir. Bu katsayıların belirlenmesiyle, seçilen bir parametredeki değişmeden kaynaklanan bölgesel tersinmezlik ve ekserji akışlarındaki değişimin, tüm sistemde oluşan tersinmezlik veya ekserji girdisindeki değişmeye oranı ortaya çıkmaktadır. Beyer'in başlattığı ve sürekli gelişmekte olan bu metot, sistem yapısının irdelenmesi, elemanların optimizasyonu ve fiyatlandırma hesaplarında yararlı olmaktadır.

Düzgün rejimde işleyen bir sistem (soğutma sistemi, ısıtma sistemi) ve onu oluşturan elemanları (ısı eşanjörleri, kompresör) göz önüne alınacak olursa, sistemin herhangi bir k elemanının tersinmezliği  $I_k$ 'nin ve toplam tersinmezlik  $I_T$ 'nin sistem parametresi  $x_i$ 'ye bağlı olarak oransal değişimi (Kotas, 1985);

$$\sigma_{k,i} = \frac{\left( \frac{\partial I_T}{\partial x_i} \right)}{\left( \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \right)} \quad (4.95)$$

olarak ifade edilir ve k elemanının  $x_i$  değişkeni açısından yapısal bağ katsayısı olarak tanımlanır. Burada,  $I_k$ , sistemdeki k'ncü elemanın tersinmezliği,  $x_i$ , sistem parametresi,  $\sigma_{k,i}$ , sistemdeki k'ncü elemanın tersinmezliğini etkileyen  $x_i$  sistem parametresinin yapısal bağ katsayısıdır. Burada sistemin denge durumunda olduğu ve sisteme giren enerjinin değişmez kalitede olduğu kabul edilmektedir. Böylece sistem tersinmezliğindeki azalma, doğrudan gerekli girdi azalmasını vermektedir.  $x_i$

parametresindeki bir değişimin sistem üzerindeki etkisi, çıkış ekserjisi sabit iken girişteki ekserji miktarını değiştirir.

CSB değerleri, mümkün olan farklı değer aralıkları için ayrı bir önem kazanır. CSB için yapılan basit bir irdeleme aşığıdaki sonuçları ortaya koymaktadır.

a)  $\sigma_{k,i} > 1$

$x_i$  değerini değiştirerek  $k$  elemanındaki ekserji kaybı değiştirilirse (azaltılırsa) bütün sistemdeki ekserji kaybı daha büyük oranda değişiyor (azalıyor) demektir. Bu durumda ilk olarak  $k$  elemanını optimize edilmelidir. Çünkü sistemi en çok etkileyen elemandır.

b)  $\sigma_{k,i} < 1$

Bütün sistemdeki bir performans artışı,  $k$  elemanının performansından az olmaktadır, yani  $x_i$  parametresinin  $k$  elemanında ekserji kaybını azaltan bir değişimi,  $k$  dışındaki elemanlarda daha büyük oranda ekserji kaybına neden olmaktadır.  $k$ 'inci elemanın tersinmezliğin azalması, diğer elemanların tersinmezliğini arttırır. Bu durumda  $x_i$  değerinin değişimiyle bütün sistemde sağlanacak yarar sınırlıdır (istenmeyen sistem yapısı).

c)  $\sigma_{k,i} = 0$

$k$ 'inci elemanın performansının arttırılması, diğer elemanların performansının azalmasıyla dengelenir. Böylece sistem verimi etkilenmez.

d)  $\sigma_{k,i} < 0$

$x_i$  parametresi, diğer elemanları  $k$ 'inci elemandan daha çok etkiler.  $k$ 'inci elemanın tersinmezliğinin azaltılması, diğer elemanların tersinmezliğini büyük oranda arttırır (Koçoğlu, 1993).



#### 4.4.3. Termoekonomik Optimizasyon Denklemi

Sistemin ekserji balansı dikkate alındığında, sistemin tersinmezliğinin değişiminin, girişteki ekserji değişimine eşit olduğu tespit edilir (Kotas, 1985).

$$\dot{E}_{giriş} = \dot{E}_{çıkış} + \dot{I}_T, \quad \dot{E}_{çıkış} = sbt \quad (4.96)$$

$$\Delta \dot{E}_{giriş} = \Delta \dot{I}_T \quad (4.97)$$

(4.97) denklemine göre, sistemin tersinmezliğinin değişimi, girişteki ekserji değişimine eşittir.

Optimizasyon için amaç fonksiyon, yıllık toplam işletme maliyetini içeren denklemdir (Kotas, 1985):

$$C_T(x_i) = t_{op} C_{in} E_{in}(x_i) + a^c \sum_{l=1}^n C_l^c(x_i) + b^c \quad (4.98)$$

Denklemler (4.96) ve (4.98)'in,  $x_i$  sistem parametresine göre türevleri alınır;

$$\frac{\partial E_{in}}{\partial x_i} = \frac{\partial I_T}{\partial x_i} \quad (4.99)$$

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \frac{\partial E_{in}}{\partial x_i} + a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^c}{\partial x_i} \quad (4.100)$$

Denklem (4.99), (4.100) denkleminde yerine konursa:

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \frac{\partial I_T}{\partial x_i} + a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^c}{\partial x_i} \quad (4.101)$$

(4.101) numaralı denklemin sağ tarafındaki ikinci terim tekrar düzenlenirse:

$$a^c \sum_{i=1}^n \frac{\partial C_i^c}{\partial x_i} = a^c \sum_{i=1}^n \frac{\partial C_i^c}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (4.102)$$

Bu denklemde  $l \neq k$ 'dır. Yani  $l$  altsimgesi, optimizasyonun uygulandığı eleman hariç sistemin herhangi bir elemanını temsil etmektedir. Bu denklemin sağ tarafındaki ilk terim tekrar düzenlenirse;

$$\sum_{i=1}^n \frac{\partial C_i^c}{\partial x_i} = \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \sum_{i=1}^n \frac{\partial C_i^c}{\partial I_k} \quad (4.103)$$

denklemini meydana gelir. Denklemin en sağ tarafındaki terim sermaye maliyet katsayısıdır ve  $\zeta_{k,i}$  ile tanımlanır (Kotas, 1985);

$$\zeta_{k,i} = \sum_{i=1}^n \frac{\partial C_i^c}{\partial I_k} \quad (4.104)$$

(4.101), (4.102), (4.103) ve (4.104) numaralı denklemler tekrar düzenlenirse;

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \frac{\partial I_T}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \zeta_{k,i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (4.105)$$

Denklem (4.95)'dan;

$$\frac{\partial I_T}{\partial x_i} = \sigma_{k,i} \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \quad (4.106)$$

Denklem (4.105), denklem (4.106)'da yerine konursa;

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \sigma_{k,i} \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \zeta_{k,i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (4.107)$$

denklemini elde edilir. Denklemin sağ tarafındaki ilk terim, tersinmezliğin toplam maliyetinin  $x_i$  parametresi ile değişimini göstermektedir, ikinci terim, optimize edilen elemanın tersinmezliğinin değişimiyle diğer elemanların maliyetindeki değişimi göstermektedir. Üçüncü terim ise optimize edilen elemanın maliyetinin  $x_i$  parametresi ile değişimini temsil etmektedir. Denklem (4.107) tekrar düzenlenirse,

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} \left( C_{in} \sigma_{k,i} + \frac{a^c}{t_{op}} \zeta_{k,i} \right) \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (4.108)$$

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{k,i}^I \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (4.109)$$

Burada,  $C_{k,i}^I$  terimi;

$$C_{k,i}^I = C_{in} \sigma_{k,i} + \frac{a^c}{t_{op}} \zeta_{k,i} \quad (4.110)$$

şeklinde tanımlanmıştır ve lokal tersinmezlik birim maliyetidir (Kotas, 1985). Toplam maliyet  $C_T$ 'yi optimize etmek için denklem (4.109) sıfıra eşitlenirse;

$$\left( \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \right)_{opt} = - \frac{a^c}{t_{op} C_{k,i}^I} \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (4.111)$$

denklemini elde edilir. Bu denklem, sistemin  $k$ 'nıncı elemanının  $x_i$  parametresine göre termoeconomik optimizasyon denklemidir.

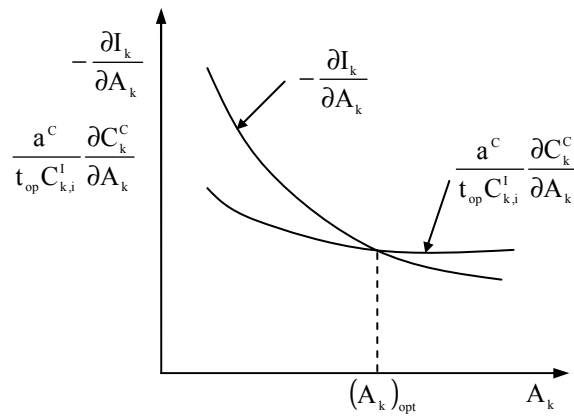
Değişik sistem elemanlarındaki tersinmezliklerin termoeconomik eşitsizliğinin bir belirtisi olan lokal tersinmezlik birim maliyeti  $C_{k,i}^I$  ile optimizasyon eşitliği, tüm sistem yerine sadece optimize edilecek sistem elemanının parametresini içerir. Sermaye maliyet katsayısı  $\zeta_{k,i}$  ise, optimize edilen elemanın dışındaki elemanların sermaye maliyet değişimini gösterir (Kotas, 1985).

#### 4.4.4 Termoekonomik Optimizasyon Prosedürü

Optimizasyon uygulamalarında en önemli karar, parametrelerin doğru ve uygun olarak seçimidir. Optimize edilen k elemanını etkileyen  $I_k(x_i)$  ve  $C_k^C(x_i)$  fonksiyonları ile  $x_i$  parametresine göre türevlerinin hesaplanmasına olanak sağlayan parametrelerin seçilmesi, gerekiyorsa oluşturulması lazımdır. Bu konuda tecrübe ve deneme-yanılma işlemi kolaylaştırır. Mevcut çalışmalar, ısı eşanjörleri için toplam ısı transferi alanının uygun bir parametre olduğunu göstermiştir. Toplam maliyet, belli bir sistem için ısı transferi alanı cinsinden yazılabilir. Tersinmezlik kaybı ile alan arasındaki ilişki, ısı eşanjörü geometrik optimizasyonu yapılırken elde edilir. Türbin, kompresör gibi elemanlar için ise izentropik verim uygun parametredir (İleri, 1990).

Herhangi bir eşanjör dizaynı için sermaye maliyeti genellikle, eşanjörün ısı transfer alanının fonksiyonu olan bir denklem ile belirtilir. Buradan hareketle,  $C_k^C = C_k^C(A_k)$  gibi bir denklemden  $\partial C_k^C / \partial A_k$  türevi elde edilebilir. Diğer bir gerekli fonksiyon olan  $I_k = I_k(A_k)$ , verilen çalışma şartları için eşanjörün ısı transferi karakteristiklerinden formüle edilebilir.

Denklem (4.111)'in grafiksel çözümü Şekil 4.8'de gösterilmiştir. Şekildeki iki eğrinin kesişim noktası, optimum ısı transfer alanı  $(A_k)_{opt}$ 'nin değerini belirler. ısı transfer alanı  $(A_k)_{opt}$ 'dan  $(I_k)_{opt}$  ve  $(C_k^C)_{opt}$  gibi özellikler de belirlenebilir (Kotas, 1985).



Şekil 4.8. Bir ısı eşanjörünün optimum ısı transfer alanının grafiksel olarak belirlenmesi

Bir sistemin herhangi bir elemanı optimize edildiği zaman, ürünün birim maliyetinin azalma olasılığının olup olmadığını belirlemek için, optimizasyon prosedürü diğer elemanlara da uygulanır. Genel olarak, sistemin elemanları arasındaki ortak etkileşimden veya bağlardan dolayı, bu tip bir optimizasyon mutlaka tekrarlanarak yapılmalıdır.

Bu optimizasyon tekniğinde sisteme giren ekserji, kompresör vasıtasıyla elektrik enerjisinin verilmesi olarak kabul edilmiştir. İşletme maliyeti, elektrik enerjisi tüketimiyle hesaplanacaktır.

#### 4.4.5. Sistem Elemanlarının Termoekonomik Optimizasyonu

##### 4.4.5.1 Kondanser I. Bölge

Termoekonomik optimizasyon eşitliği denklem (4.111), kondanser I. Bölgesi için yazılırsa;

$$\left( \frac{\partial I_{KI}}{\partial A_{KI}} \right)_{Opt} = - \frac{a^C}{t_{op} C_{KI}^I} \frac{\partial C_{KI}^C}{\partial A_{KI}} \quad (4.112)$$

Bu denklemdeki ifadelerin açılımları yazılırsa,

$$C_{KI}^I = C_{in} \sigma_{KI} + \frac{a^C}{t_{op}} \zeta_{KI} \quad (4.113)$$

$$\sigma_{KI} = \frac{\left( \frac{\partial I_T}{\partial A_{KI}} \right)}{\left( \frac{\partial I_{KI}}{\partial A_{KI}} \right)} \quad (4.114)$$

$$\zeta_{KI} = \frac{\partial C_{KII}^C}{\partial I_{KI}} + \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial I_{KI}} + \frac{\partial C_E^C}{\partial I_{KI}} + \frac{\partial C_{AK}^C}{\partial I_{KI}} + \frac{\partial C_{EV}^C}{\partial I_{KI}} \quad (4.115)$$

Sermaye maliyet katsayısı olan denklem (4.115)'teki terimler ayrı ayrı açılırsa:

$$\frac{\partial C_{KII}^C}{\partial I_{KI}} = \left( \frac{\partial C_{KII}^C}{\partial I_T} \right) \left( \frac{\partial I_T}{\partial I_{KI}} \right) = \frac{\left( \frac{\partial C_{KII}^C}{\partial A_{KII}} \right) \left( \frac{\partial I_T}{\partial A_{KI}} \right)}{\left( \frac{\partial I_T}{\partial A_{KII}} \right) \left( \frac{\partial I_{KI}}{\partial A_{KI}} \right)} = \frac{\left( \frac{\partial C_{KII}^C}{\partial A_{KII}} \right)}{\left( \frac{\partial I_T}{\partial A_{KII}} \right)} \sigma_{KI} \quad (4.116)$$

$$\frac{\partial C_{AS}^C}{\partial I_{KI}} = \left( \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial I_T} \right) \left( \frac{\partial I_T}{\partial I_{KI}} \right) = \frac{\left( \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial A_{AS}} \right) \left( \frac{\partial I_T}{\partial A_{KI}} \right)}{\left( \frac{\partial I_T}{\partial A_{AS}} \right) \left( \frac{\partial I_{KI}}{\partial A_{KI}} \right)} = \frac{\left( \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial A_{AS}} \right)}{\left( \frac{\partial I_T}{\partial A_{AS}} \right)} \sigma_{KI} \quad (4.117)$$

$$\frac{\partial C_E^C}{\partial I_{KI}} = \left( \frac{\partial C_E^C}{\partial I_T} \right) \left( \frac{\partial I_T}{\partial I_{KI}} \right) = \frac{\left( \frac{\partial C_E^C}{\partial A_E} \right) \left( \frac{\partial I_T}{\partial A_{KI}} \right)}{\left( \frac{\partial I_T}{\partial A_E} \right) \left( \frac{\partial I_{KI}}{\partial A_{KI}} \right)} = \frac{\left( \frac{\partial C_E^C}{\partial A_E} \right)}{\left( \frac{\partial I_T}{\partial A_E} \right)} \sigma_{KI} \quad (4.118)$$

$$\frac{\partial C_{AK}^C}{\partial I_{KI}} = \left( \frac{\partial C_{AK}^C}{\partial I_T} \right) \left( \frac{\partial I_T}{\partial I_{KI}} \right) = \frac{\left( \frac{\partial C_{AK}^C}{\partial A_{AK}} \right) \left( \frac{\partial I_T}{\partial A_{KI}} \right)}{\left( \frac{\partial I_T}{\partial A_{AK}} \right) \left( \frac{\partial I_{KI}}{\partial A_{KI}} \right)} = \frac{\left( \frac{\partial C_{AK}^C}{\partial A_{AK}} \right)}{\left( \frac{\partial I_T}{\partial A_{AK}} \right)} \sigma_{KI} \quad (4.119)$$

$$\frac{\partial C_{EV}^C}{\partial I_{KI}} = 0 \quad (4.120)$$

Denklem (4.120)'de, genişme valfi maliyetindeki değişim tersinmezlik oranından etkilenmez, çünkü genişme valfinin maliyeti diğer maliyetlere göre çok küçüktür. Bundan dolayı genişme valfi maliyetindeki değişim sıfır alınarak ihmal edilmiştir. Optimizasyon prosedürünün tümünde bu kabul uygulanacaktır.

$$\zeta_{KI} = \left( \frac{\partial C_{KII}^C}{\partial A_{KII}} + \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial A_{AS}} + \frac{\partial C_E^C}{\partial A_E} + \frac{\partial C_{AK}^C}{\partial A_{AK}} \right) \sigma_{KI} \quad (4.121)$$

Elde edilen denklemler, kondanser I. bölge için genel optimizasyon denklemi (4.112)'de yerine konursa;

$$\left( \frac{\partial I_{KI}}{\partial A_{KI}} \right)_{Opt} = - \frac{1}{\frac{t_{op}}{a^C} C_{in} \sigma_{KI} + \left( \frac{\partial C_{KII}^C}{\partial A_{KII}} + \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial A_{AS}} + \frac{\partial C_E^C}{\partial A_E} + \frac{\partial C_{AK}^C}{\partial A_{AK}} \right) \sigma_{KI}} \frac{\partial C_{KI}^C}{\partial A_{KI}} \quad (4.122)$$

denklemi elde edilir. Bu denklem, kondanser I. bölgesi için termoeconomik optimizasyon eşitliğidir.

#### 4.4.5.2 Kondanser II. Bölge

Kondanser II. bölgesi için optimizasyon eşitliği:

$$\left( \frac{\partial I_{KII}}{\partial A_{KII}} \right)_{Opt} = - \frac{a^C}{t_{op} C_{KII}^I} \frac{\partial C_{KII}^C}{\partial A_{KII}} \quad (4.123)$$

Kondanser I. bölgesi için yapılan işlemler, kondanser II. bölgesi için de uygulanırsa, kondanser II. bölgesi için termoeconomik optimizasyon eşitliği ortaya çıkar.

$$\left( \frac{\partial I_{KII}}{\partial A_{KII}} \right)_{Opt} = - \frac{1}{\frac{t_{op}}{a^C} C_{in} \sigma_{KII} + \left( \frac{\partial C_{KI}^C}{\partial A_{KI}} + \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial A_{AS}} + \frac{\partial C_E^C}{\partial A_E} + \frac{\partial C_{AK}^C}{\partial A_{AK}} \right) \sigma_{KII}} \frac{\partial C_{KII}^C}{\partial A_{KII}} \quad (4.124)$$

#### 4.4.5.3. Aşırı Soğutma Eşanjörü

Aşırı soğutma eşanjörü için genel optimizasyon denklemi:

$$\left( \frac{\partial I_{AS}}{\partial A_{AS}} \right)_{Opt} = - \frac{a^c}{t_{op} C_{AS}^I} \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial A_{AS}} \quad (4.125)$$

Kondanser II. bölgesi için yapılan işlemler, aşırı soğutma eşanjörü için de aynen uygulanırsa:

$$\left( \frac{\partial I_{AS}}{\partial A_{AS}} \right)_{Opt} = - \frac{1}{\frac{t_{op}}{a^c} C_{in} \sigma_{AS} + \left( \frac{\frac{\partial C_{KI}^C}{\partial A_{KI}} + \frac{\partial C_{KII}^C}{\partial A_{KII}} + \frac{\partial C_E^C}{\partial A_E} + \frac{\partial C_{AK}^C}{\partial A_{AK}} \right) \sigma_{AS}} \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial A_{AS}} \quad (4.126)$$

Denklem (4.126), aşırı soğutma eşanjörü, eşanjör alanına bağlı olarak termoekonomik optimizasyon eşitliğidir.

#### 4.4.5.4. Evaporatör

Evaporatör için genel termoekonomik optimizasyon eşitliği:

$$\left( \frac{\partial I_E}{\partial A_E} \right)_{Opt} = - \frac{a^c}{t_{op} C_E^I} \frac{\partial C_E^C}{\partial A_E} \quad (4.127)$$

Aşırı soğutma eşanjörü için yapılan işlemler, evaporatör için de uygulanırsa, evaporatör için eşanjör alanına bağlı olarak termoekonomik optimizasyon eşitliği ortaya çıkar.



$$\left( \frac{\partial I_E}{\partial A_E} \right)_{\text{Opt}} = - \frac{1}{\frac{t_{\text{op}}}{a^c} C_{\text{in}} \sigma_E + \left( \frac{\partial C_{\text{KI}}^c}{\partial A_{\text{KI}}} + \frac{\partial C_{\text{KII}}^c}{\partial A_{\text{KII}}} + \frac{\partial C_{\text{AS}}^c}{\partial A_{\text{AS}}} + \frac{\partial C_{\text{AK}}^c}{\partial A_{\text{AK}}} \right) \sigma_E} \frac{\partial C_E^c}{\partial A_E} \quad (4.128)$$

#### 4.4.5.5 Aşırı Kızdırma Eşanjörü

Aşırı kızdırma eşanjörü için genel optimizasyon denklemi:

$$\left( \frac{\partial I_{\text{AK}}}{\partial A_{\text{AK}}} \right)_{\text{Opt}} = - \frac{a^c}{t_{\text{op}} C_{\text{AK}}^I} \frac{\partial C_{\text{AK}}^c}{\partial A_{\text{AK}}} \quad (4.129)$$

Evaporatör için yapılan işlemler, aşırı kızdırma eşanjörü için de aynen uygulanır ve çıkan denklemler, denklem (4.129)'da yerine konursa aşırı kızdırma eşanjörü için termoekonomik optimizasyon eşitliği elde edilir;

$$\left( \frac{\partial I_{\text{AK}}}{\partial A_{\text{AK}}} \right)_{\text{Opt}} = - \frac{1}{\frac{t_{\text{op}}}{a^c} C_{\text{in}} \sigma_{\text{AK}} + \left( \frac{\partial C_{\text{KI}}^c}{\partial A_{\text{KI}}} + \frac{\partial C_{\text{KII}}^c}{\partial A_{\text{KII}}} + \frac{\partial C_{\text{AS}}^c}{\partial A_{\text{AS}}} + \frac{\partial C_E^c}{\partial A_E} \right) \sigma_{\text{AK}}} \frac{\partial C_{\text{AK}}^c}{\partial A_{\text{AK}}} \quad (4.130)$$

Bu denklem, aşırı soğutma eşanjörü için termoekonomik optimizasyon eşitliğidir.

#### 4.4.6. Sistem Elemanlarının Formülasyonu

Bölüm 4.3'te soğutma sisteminin toplam tersinmezliği hesaplanmıştı. Toplam tersinmezliği veren (4.94) eşitliği kullanılarak, sistemi oluşturan her bir elemanın türevi bulunabilir.

Kondanser I. bölge:

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_{KI}} = \frac{\partial I_{KI}}{\partial A_{KI}} = T_0 \left( \frac{\partial}{\partial A_{KI}} \frac{K_{KI} A_{KI} \text{LMTD}_{KI}}{T_{k2} - T_{k1}} \text{Ln} \frac{T_{k2}}{T_{k1}} \right) \quad (4.131)$$

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_{KI}} = \frac{\partial I_{KI}}{\partial A_{KI}} = T_0 \left( \frac{K_{KI} \text{LMTD}_{KI}}{T_{k2} - T_{k1}} \text{Ln} \frac{T_{k2}}{T_{k1}} \right) \quad (4.132)$$

Kondanser II. bölge:

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_{KII}} = \frac{\partial I_{KII}}{\partial A_{KII}} = T_0 \left( \frac{\partial}{\partial A_{KII}} \frac{K_{KII} A_{KII} \text{LMTD}_{KII}}{T_{k3} - T_{k2}} \text{Ln} \frac{T_{k3}}{T_{k2}} \right) \quad (4.133)$$

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_{KII}} = \frac{\partial I_{KII}}{\partial A_{KII}} = T_0 \left( \frac{K_{KII} \text{LMTD}_{KII}}{T_{k3} - T_{k2}} \text{Ln} \frac{T_{k3}}{T_{k2}} \right) \quad (4.134)$$

Aşırı soğutma eşanjörü:

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_{AS}} = \frac{\partial I_{AS}}{\partial A_{AS}} = T_0 \left( \frac{\partial}{\partial A_{AS}} \dot{m}_k c_{pk} \text{Ln} \left( 1 + \frac{K_{AS} A_{AS} \text{LMTD}_{AS}}{\dot{m}_k c_{pk} T_{k3}} \right) \right) \quad (4.135)$$

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_{AS}} = \frac{\partial I_{AS}}{\partial A_{AS}} = T_0 \left( \frac{K_{AS} \text{LMTD}_{AS}}{T_{k3} \left( 1 + \frac{K_{AS} A_{AS} \text{LMTD}_{AS}}{\dot{m}_k c_{pk} T_{k3}} \right)} \right) \quad (4.136)$$

Evaporatör:

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_E} = \frac{\partial I_E}{\partial A_E} = T_0 \left( \frac{\partial}{\partial A_E} \frac{K_E A_E \text{LMTD}_E}{T_{e1} - T_{e2}} \text{Ln} \frac{T_{21}}{T_{e1}} \right) \quad (4.137)$$

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_E} = \frac{\partial I_E}{\partial A_E} = T_0 \left( \frac{K_E \text{LMTD}_E}{T_{e1} - T_{e2}} \text{Ln} \frac{T_{e2}}{T_{e1}} \right) \quad (4.138)$$

Aşırı kızdırma eşanjörü:

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_{AK}} = \frac{\partial I_{AK}}{\partial A_{AK}} = T_0 \left( \frac{\partial}{\partial A_{AK}} \dot{m}_e c_{pe} \text{Ln} \left( 1 - \frac{K_{AK} A_{AK} \text{LMTD}_{AK}}{\dot{m}_e c_{pe} * T_{e2}} \right) \right) \quad (4.139)$$

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_{AK}} = \frac{\partial I_{AK}}{\partial A_{AK}} = T_0 \left( - \frac{K_{AK} \text{LMTD}_{AK}}{T_{e2} \left( 1 - \frac{K_{AK} A_{AK} \text{LMTD}_{AK}}{\dot{m}_e c_{pe} T_{e2}} \right)} \right) \quad (4.140)$$

Termoekonomik optimizasyon eşitliğindeki sermaye iyileşme katsayısı aşağıdaki denklemlerle hesaplanır (Kotas, 1985):

$$a^c = \frac{f_y (1 + f_y)^N}{(1 + f_y)^N - 1} \quad (4.141)$$

Burada  $f_y$ , yıllık faiz oranı ve N ise sistemin kendisini amorti etme süresidir.

Buraya kadar belirlenen her bir sistem elamanının türevleri, bölüm 4.4.5'te tespit edilen termoekonomik optimizasyon eşitliklerine yazılırsa:

$$G = \frac{t_{op} C_{in}}{a^c} \quad (4.142)$$

$$G_1 = \frac{\frac{\partial C_{KI}^c}{\partial A_{KI}}}{T_0 \left( \frac{K_{KI} LMTD_{KI} \text{Ln} \frac{T_{k2}}{T_{k1}}}{T_{k2} - T_{k1}} \right)} \quad (4.143)$$

$$G_2 = \frac{\frac{\partial C_{KII}^c}{\partial A_{KII}}}{T_0 \left( \frac{K_{KII} LMTD_{KII} \text{Ln} \frac{T_{k3}}{T_{k2}}}{T_{k3} - T_{k2}} \right)} \quad (4.144)$$

$$G_3 = \frac{\frac{\partial C_{AS}^c}{\partial A_{AS}}}{T_0 \left( \frac{K_{AS} LMTD_{AS}}{T_{k3} \left( 1 + \frac{K_{AS} A_{AS} LMTD_{AS}}{\dot{m}_k c_{pk} T_{k3}} \right)} \right)} \quad (4.145)$$

$$G_4 = \frac{\frac{\partial C_E^c}{\partial A_E}}{T_0 \left( \frac{K_E LMTD_E \text{Ln} \frac{T_{e2}}{T_{e1}}}{T_{e1} - T_{e2}} \right)} \quad (4.146)$$

$$G_5 = \frac{\frac{\partial C_{AK}^c}{\partial A_{AK}}}{T_0 \left( \frac{K_{AK} LMTD_{AK}}{T_{e2} \left( 1 - \frac{K_{AK} A_{AK} LMTD_{AK}}{\dot{m}_e c_{pe} T_{e2}} \right)} \right)} \quad (4.147)$$

$$\left( \frac{\partial I_{KI}}{\partial A_{KI}} \right)_{\text{Opt}} = \left( - \frac{\left( \frac{\partial C_{KI}^C}{\partial A_{KI}} \right)}{G + [G_2 + G_3 + G_4 + G_5]} \right) \quad (4.148)$$

$$\left( \frac{\partial I_{KII}}{\partial A_{KII}} \right)_{\text{Opt}} = \left( - \frac{\left( \frac{\partial C_{KII}^C}{\partial A_{KII}} \right)}{G + [G_1 + G_3 + G_4 + G_5]} \right) \quad (4.149)$$

$$\left( \frac{\partial I_{AS}}{\partial A_{AS}} \right)_{\text{Opt}} = \left( - \frac{\left( \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial A_{AS}} \right)}{G + [G_1 + G_2 + G_4 + G_5]} \right) \quad (4.150)$$

$$\left( \frac{\partial I_E}{\partial A_E} \right)_{\text{Opt}} = \left( - \frac{\left( \frac{\partial C_E^C}{\partial A_E} \right)}{G + [G_1 + G_2 + G_3 + G_5]} \right) \quad (4.151)$$

$$\left( \frac{\partial I_{AK}}{\partial A_{AK}} \right)_{\text{Opt}} = \left( - \frac{\left( \frac{\partial C_{AK}^C}{\partial A_{AK}} \right)}{G + [G_1 + G_2 + G_3 + G_4]} \right) \quad (4.152)$$

Elde edilen (4.148), (4.149), (4.150), (4.151) ve (4.152) numaralı denklemler, kompresörlü teorik soğutma çevriminin her bir elamanı için termoekonomik optimizasyon eşitlikleridir. Bu denklemler kullanılarak optimum eşanjör alanları tespit edilir ve optimum sistem yapısını oluşturan parametreler belirlenir.

## 5. BULGULAR

### 5.1. YSA Metodu İle Türetilen Soğutucu Akışkan Özellik Denklemleri

Kompresörlü teorik soğutma sisteminin termodinamik ve termoekonomik analizleri için gerekli olan soğutucu akışkanlarının termodinamik özellik denklemleri, YSA metodu kullanılarak modellenmiştir. Üç değişik soğutucu akışkanın doyma basıncı, doymuş buhar entalpisi, doymuş sıvı entalpisi ve doymuş buhar entropisi değerlerinin formülasyonu için 137 veri kullanılmıştır. Bu verilerin 110 tanesi eğitim için, 27 tanesi test için kullanılmıştır. Soğutucu akışkanların kızgın buhar entalpisi ve kızgın buhar sıcaklığı değerlerinin formülasyonu için ise 620 veri kullanılmıştır. Bu verilerin 496 tanesi eğitim için, 124 tanesi test için kullanılmıştır.

Soğutucu akışkanlarının termodinamik özelliklerinin YSA ile modellenmesinde, aktivasyon fonksiyonu olarak logaritmik sigmoid fonksiyonu seçilmiştir. YSA’nda gizli tabakadaki nöron sayısı 1 ile 10 arası değiştirilerek ağlar kurulmuş ve en iyi ağ mimarisine, gizli tabakadaki 8 nöronlu modelin sahip olduğu görülmüştür. Tüm modellemelerde 8 nöronlu gizli tabakaya sahip ağ yapısı kullanılmıştır. Doyma basıncının modellenmesinde, sıcaklık değeri tek girdi olarak girilmiştir. Diğer özelliklerin modellenmesinde kurulan YSA modelleri ise iki girdi tabakası ve bir çıktı tabakasından oluşmaktadır. Modelleme sonucunda gerçek değerler ile YSA metodu kullanılarak türetilmiş formüllerden elde edilen değerler karşılaştırılmış ve hata oranlarının ihmal edilecek kadar küçük olduğu görülmüştür. YSA modeliyle oluşturulan formüllerin oldukça iyi sonuçlar vermesinden dolayı, bu çalışmada soğutucu akışkanlar için bu denklemler kullanılmıştır.

Aşağıda YSA yardımıyla türetilen soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri için matematiksel formülasyonlar verilmiştir. Tüm formüllerde T sıcaklığı ,°C, ve P basıncı MPa cinsindedir. h entalpisi kJ/kg ve s entropisi kJ/kgK cinsindedir. Formüllerdeki sabitler, tüm akışkanlar için EK-1’de verilmiştir.

### 5.1.1. Doyma basıncı

$$P_{11}=(T/a_1)A_{11}+a_{11} \quad (5.1)$$

$$P_{12}=(T/a_1)A_{12}+a_{12} \quad (5.2)$$

$$P_{13}=(T/a_1)A_{13}+a_{13} \quad (5.3)$$

$$P_{14}=(T/a_1)A_{14}+a_{14} \quad (5.4)$$

$$P_{15}=(T/a_1)A_{15}+a_{15} \quad (5.5)$$

$$P_{16}=(T/a_1)A_{16}+a_{16} \quad (5.6)$$

$$P_{17}=(T/a_1)A_{17}+a_{17} \quad (5.7)$$

$$P_{18}=(T/a_1)A_{18}+a_{18} \quad (5.8)$$

$$P_{21}=1/(1+\exp(-P_{11})) \quad (5.9)$$

$$P_{22}=1/(1+\exp(-P_{12})) \quad (5.10)$$

$$P_{23}=1/(1+\exp(-P_{13})) \quad (5.11)$$

$$P_{24}=1/(1+\exp(-P_{14})) \quad (5.12)$$

$$P_{25}=1/(1+\exp(-P_{15})) \quad (5.13)$$

$$P_{26}=1/(1+\exp(-P_{16})) \quad (5.14)$$

$$P_{27}=1/(1+\exp(-P_{17})) \quad (5.15)$$

$$P_{28}=1/(1+\exp(-P_{18})) \quad (5.16)$$

$$P_{31}=P_{21}A_{21}+P_{22}A_{22}+P_{23}A_{23}+P_{24}A_{24}+P_{25}A_{25}+P_{26}A_{26}+P_{27}A_{27}+P_{28}A_{28}+a_{21} \quad (5.17)$$

$$P= a_2 / (1+\exp(-P_{31})) \quad (5.18)$$

### 5.1.2. Doymuş ve Aşırı Soğutulmuş Sıvı Entalpisi

$$h_{11}=(T/b_1)B_{11}+(P/b_2)B_{21}+b_{11} \quad (5.19)$$

$$h_{12}=(T/b_1)B_{12}+(P/b_2)B_{21}+b_{12} \quad (5.20)$$

$$h_{13}=(T/b_1)B_{13}+(P/b_2)B_{23}+b_{13} \quad (5.21)$$

$$h_{14}=(T/b_1)B_{14}+(P/b_2)B_{24}+b_{14} \quad (5.22)$$

$$h_{15}=(T/b_1)B_{15}+(P/b_2)B_{25}+b_{15} \quad (5.23)$$

$$h_{16}=(T/b_1)B_{16}+(P/b_2)B_{26}+b_{16} \quad (5.24)$$

$$h_{17}=(T/b_1)B_{17}+(P/b_2)B_{27}+b_{17} \quad (5.25)$$

$$h_{18}=(T/b_1)B_{18}+(P/b_2)B_{28}+b_{18} \quad (5.26)$$

$$h_{21}=1/(1+\exp(-h_{11})) \quad (5.27)$$

$$h_{22}=1/(1+\exp(-h_{12})) \quad (5.28)$$

$$h_{23}=1/(1+\exp(-h_{13})) \quad (5.29)$$

$$h_{24}=1/(1+\exp(-h_{14})) \quad (5.30)$$

$$h_{25}=1/(1+\exp(-h_{15})) \quad (5.31)$$

$$h_{26}=1/(1+\exp(-h_{16})) \quad (5.32)$$

$$h_{27}=1/(1+\exp(-h_{17})) \quad (5.33)$$

$$h_{28}=1/(1+\exp(-h_{18})) \quad (5.34)$$

$$h_{31}=h_{21}B_{31}+h_{22}B_{32}+h_{23}B_{33}+h_{24}B_{34}+h_{25}B_{35}+h_{26}B_{36}+h_{27}B_{37}+h_{28}B_{38}+b_{21} \quad (5.35)$$

$$h = b_3 / (1+\exp(-h_{31})) \quad (5.36)$$

### 5.1.3. Doymuş ve Kızgın Buhar Entalpisi

$$h_{11}=(T/c_1)C_{11}+(P/c_2)C_{21}+c_{11} \quad (5.37)$$

$$h_{12}=(T/c_1)C_{12}+(P/c_2)C_{21}+c_{12} \quad (5.38)$$

$$h_{13}=(T/c_1)C_{13}+(P/c_2)C_{23}+c_{13} \quad (5.39)$$

$$h_{14}=(T/c_1)C_{14}+(P/c_2)C_{24}+c_{14} \quad (5.40)$$

$$h_{15}=(T/c_1)C_{15}+(P/c_2)C_{25}+c_{15} \quad (5.41)$$

$$h_{16}=(T/c_1)C_{16}+(P/c_2)C_{26}+c_{16} \quad (5.42)$$

$$h_{17}=(T/c_1)C_{17}+(P/c_2)C_{27}+c_{17} \quad (5.43)$$

$$h_{18}=(T/c_1)C_{18}+(P/c_2)C_{28}+c_{18} \quad (5.44)$$

$$h_{21}=1/(1+\exp(-h_{11})) \quad (5.45)$$

$$h_{22}=1/(1+\exp(-h_{12})) \quad (5.46)$$

$$h_{23}=1/(1+\exp(-h_{13})) \quad (5.47)$$

$$h_{24}=1/(1+\exp(-h_{14})) \quad (5.48)$$

$$h_{25}=1/(1+\exp(-h_{15})) \quad (5.49)$$

$$h_{26}=1/(1+\exp(-h_{16})) \quad (5.50)$$

$$h_{27}=1/(1+\exp(-h_{17})) \quad (5.51)$$

$$h_{28}=1/(1+\exp(-h_{18})) \quad (5.52)$$

$$h_{31}=h_{21}C_{31}+h_{22}C_{32}+h_{23}C_{33}+h_{24}C_{34}+h_{25}C_{35}+h_{26}C_{36}+h_{27}C_{37}+h_{28}C_{38}+c_{21} \quad (5.53)$$

$$h = c_3 / (1+\exp(-h_{31})) \quad (5.54)$$



#### 5.1.4. Doymuş ve Kızgın Buhar Entropisi

$$s_{11}=(T/d_1)D_{11}+(P/d_2)D_{21}+d_{11} \quad (5.55)$$

$$s_{12}=(T/d_1)D_{12}+(P/d_2)D_{21}+d_{12} \quad (5.56)$$

$$s_{13}=(T/d_1)D_{13}+(P/d_2)D_{23}+d_{13} \quad (5.57)$$

$$s_{14}=(T/d_1)D_{14}+(P/d_2)D_{24}+d_{14} \quad (5.58)$$

$$s_{15}=(T/d_1)D_{15}+(P/d_2)D_{25}+d_{15} \quad (5.59)$$

$$s_{16}=(T/d_1)D_{16}+(P/d_2)D_{26}+d_{16} \quad (5.60)$$

$$s_{17}=(T/d_1)D_{17}+(P/d_2)D_{27}+d_{17} \quad (5.61)$$

$$s_{18}=(T/d_1)D_{18}+(P/d_2)D_{28}+d_{18} \quad (5.62)$$

$$s_{21}=1/(1+\exp(-s_{11})) \quad (5.63)$$

$$s_{22}=1/(1+\exp(-s_{12})) \quad (5.64)$$

$$s_{23}=1/(1+\exp(-s_{13})) \quad (5.65)$$

$$s_{24}=1/(1+\exp(-s_{14})) \quad (5.66)$$

$$s_{25}=1/(1+\exp(-s_{15})) \quad (5.67)$$

$$s_{26}=1/(1+\exp(-s_{16})) \quad (5.68)$$

$$s_{27}=1/(1+\exp(-s_{17})) \quad (5.69)$$

$$s_{28}=1/(1+\exp(-s_{18})) \quad (5.70)$$

$$s_{31}=s_{21}D_{31}+s_{22}D_{32}+s_{23}D_{33}+s_{24}D_{34}+s_{25}D_{35}+s_{26}D_{36}+s_{27}D_{37}+s_{28}D_{38}+d_{21} \quad (5.71)$$

$$s = d_3 / (1+\exp(-s_{31})) \quad (5.72)$$

#### 5.1.5. Kızgın Buhar Entalpisi

$$h_{11}=(P/e_1)E_{11}+(s/e_2)E_{21}+e_{11} \quad (5.73)$$

$$h_{12}=(P/e_1)E_{12}+(s/e_2)E_{21}+e_{12} \quad (5.74)$$

$$h_{13}=(P/e_1)E_{13}+(s/e_2)E_{23}+e_{13} \quad (5.75)$$

$$h_{14}=(P/e_1)E_{14}+(s/e_2)E_{24}+e_{14} \quad (5.76)$$

$$h_{15}=(P/e_1)E_{15}+(s/e_2)E_{25}+e_{15} \quad (5.77)$$

$$h_{16}=(P/e_1)E_{16}+(s/e_2)E_{26}+e_{16} \quad (5.78)$$

$$h_{17}=(P/e_1)E_{17}+(s/e_2)E_{27}+e_{17} \quad (5.79)$$

$$h_{18}=(P/e_1)E_{18}+(s/e_2)E_{28}+e_{18} \quad (5.80)$$

$$h_{21}=1/(1+\exp(-h_{11})) \quad (5.81)$$

$$h_{22}=1/(1+\exp(-h_{12})) \quad (5.82)$$

$$h_{23}=1/(1+\exp(-h_{13})) \quad (5.83)$$

$$h_{24}=1/(1+\exp(-h_{14})) \quad (5.84)$$

$$h_{25}=1/(1+\exp(-h_{15})) \quad (5.85)$$

$$h_{26}=1/(1+\exp(-h_{16})) \quad (5.86)$$

$$h_{27}=1/(1+\exp(-h_{17})) \quad (5.87)$$

$$h_{28}=1/(1+\exp(-h_{18})) \quad (5.88)$$

$$h_{31}=h_{21}E_{31}+h_{22}E_{32}+h_{23}E_{33}+h_{24}E_{34}+h_{25}E_{35}+h_{26}E_{36}+h_{27}E_{37}+h_{28}E_{38}+e_{21} \quad (5.89)$$

$$h=e_3 / (1+\exp(-h_{31})) \quad (5.90)$$

### 5.1.6. Doymuş ve Kızgın Buhar Sıcaklığı

$$T_{11}=(P/f_1)F_{11}+(h/f_2)F_{21}+f_{11} \quad (5.91)$$

$$T_{12}=(P/f_1)F_{12}+(h/f_2)F_{21}+f_{12} \quad (5.92)$$

$$T_{13}=(P/f_1)F_{13}+(h/f_2)F_{23}+f_{13} \quad (5.93)$$

$$T_{14}=(P/f_1)F_{14}+(h/f_2)F_{24}+f_{14} \quad (5.94)$$

$$T_{15}=(P/f_1)F_{15}+(h/f_2)F_{25}+f_{15} \quad (5.95)$$

$$T_{16}=(P/f_1)F_{16}+(h/f_2)F_{26}+f_{16} \quad (5.96)$$

$$T_{17}=(P/f_1)F_{17}+(h/f_2)F_{27}+f_{17} \quad (5.97)$$

$$T_{18}=(P/f_1)F_{18}+(h/f_2)F_{28}+f_{18} \quad (5.98)$$

$$T_{21}=1/(1+\exp(-T_{11})) \quad (5.99)$$

$$T_{22}=1/(1+\exp(-T_{12})) \quad (5.100)$$

$$T_{23}=1/(1+\exp(-T_{13})) \quad (5.101)$$

$$T_{24}=1/(1+\exp(-T_{14})) \quad (5.102)$$

$$T_{25}=1/(1+\exp(-T_{15})) \quad (5.103)$$

$$T_{26}=1/(1+\exp(-T_{16})) \quad (5.104)$$

$$T_{27}=1/(1+\exp(-T_{17})) \quad (5.105)$$

$$T_{28}=1/(1+\exp(-T_{18})) \quad (5.106)$$

$$T_{31}=T_{21}F_{31}+T_{22}F_{32}+T_{23}F_{33}+T_{24}F_{34}+T_{25}F_{35}+T_{26}F_{36}+T_{27}F_{37}+T_{28}F_{38}+f_{21} \quad (5.107)$$

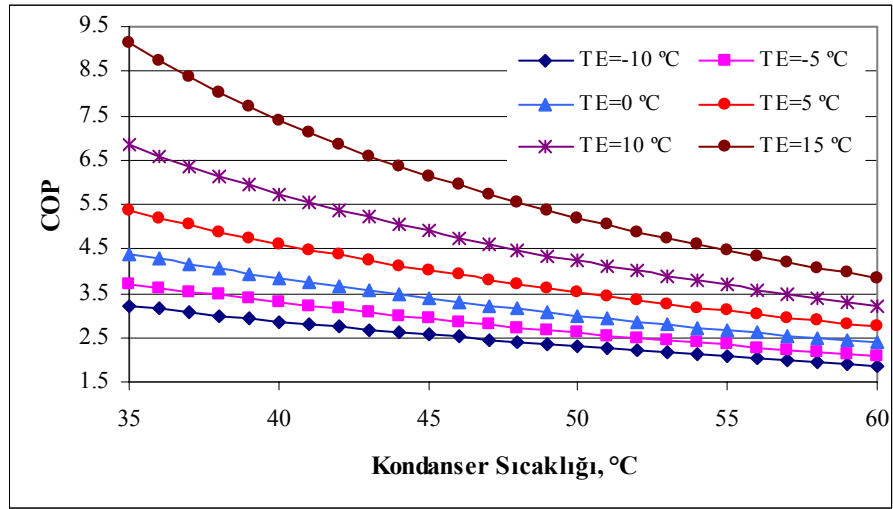
$$T=f_3 / (1+\exp(-T_{31})) \quad (5.108)$$

## 5.2. Kompresörlü Teorik Soğutma Sisteminin Birinci Kanun Analizi Sonuçları

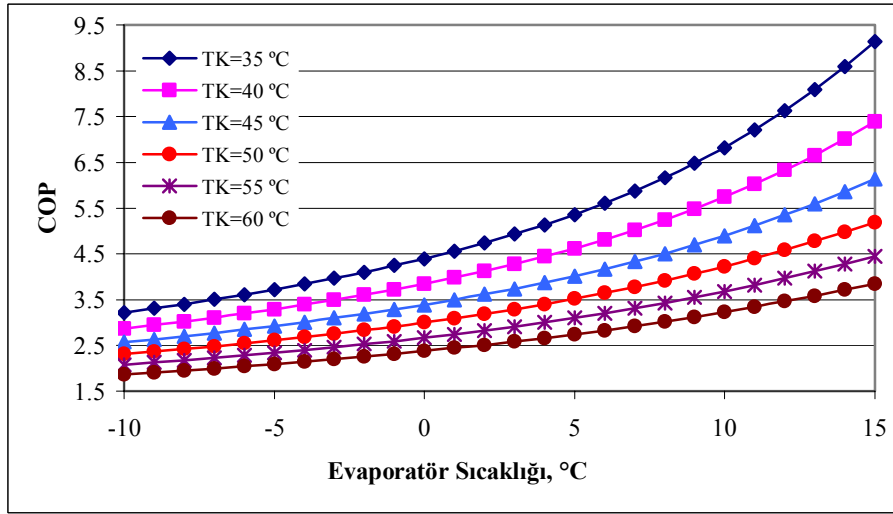
Kompresörlü teorik soğutma çevriminin Termodinamiğin I. Kanunu analizi, üç farklı soğutucu akışkan ve değişken sistem parametreleri için yapılarak sonuçlar grafikler halinde gösterilmiştir. Bu grafiklerden de anlaşılacağı üzere kondanser sıcaklığı arttıkça sistemin COP değeri azalmakta, evaporatör sıcaklığı artıkça COP değeri artmaktadır.

Aşırı soğutma sıcaklığı artığında, tüm soğutucu akışkanlar için COP değeri artmaktadır. Buna karşın aşırı kızdırma sıcaklığının artırılmasıyla yapılan analizler sonucunda, soğutma sisteminin COP değerlerinin, soğutucu akışkanlar için farklılıklar gösterdiği tespit edilmiştir. Buna göre aşırı kızdırma sıcaklığı artırıldığında, R22 ve R407c ile yapılan analizlerde COP değerinin düştüğü görülmektedir. R134a soğutucu akışkanı için yapılan analizlerde ise aşırı kızdırma sıcaklığının artmasıyla COP değeri artmaktadır.

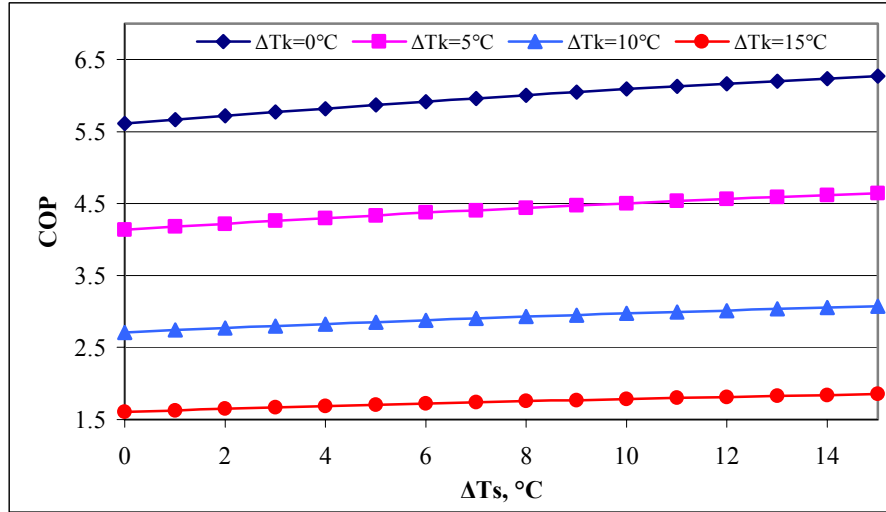
Grafiklerden de görüleceği üzere, kompresör verimi artırıldığında tüm soğutucu akışkanlar için COP değerinin arttığı, kondanser ile evaporatör sıcaklık farkı artışında ise COP değerinin düştüğü tespit edilmiştir.



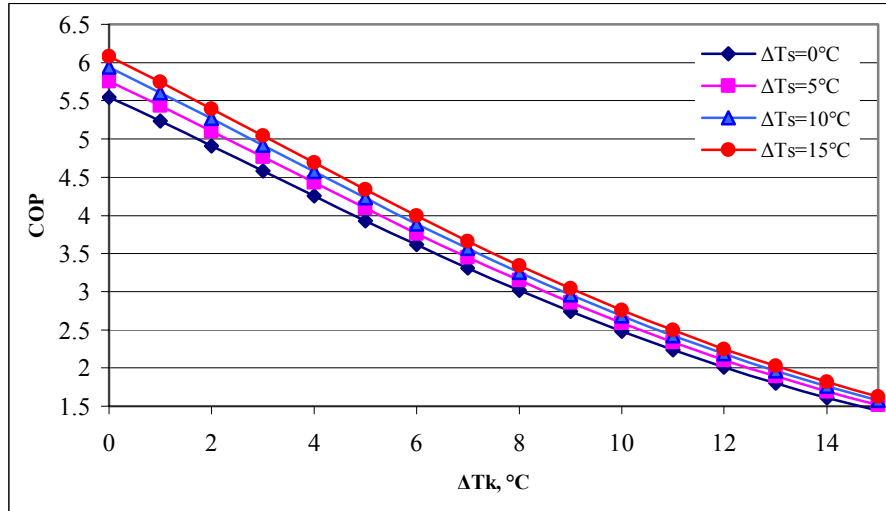
Şekil 5.1. COP değerinin kondanser sıcaklığı ile değişimi (R22),  $\Delta T_k=4$  °C,  $\Delta T_s=4$ °C,  $\eta=0.85$



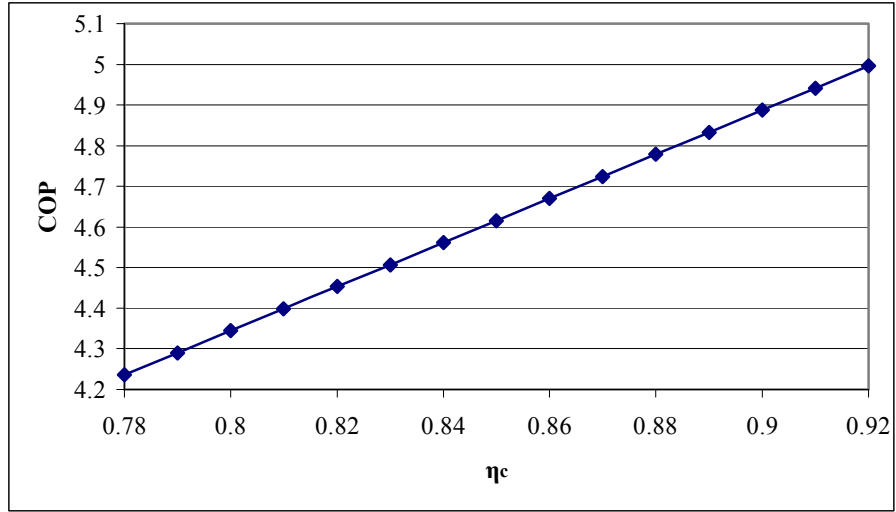
Şekil 5.2. COP değerinin evaporatör sıcaklığı ile değişimi (R22),  $\Delta T_k=4$  °C,  $\Delta T_s=4$ °C,  $\eta=0.85$



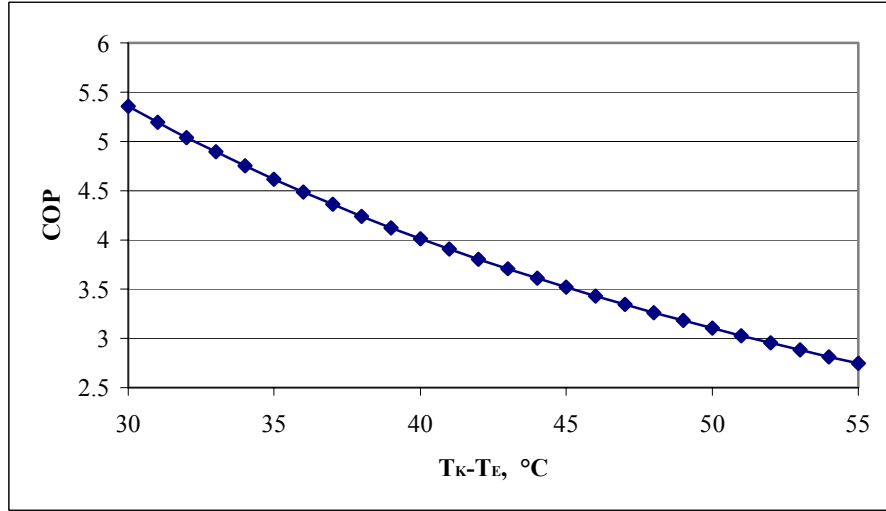
Şekil 5.3. COP değerinin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi (R22),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0.85$



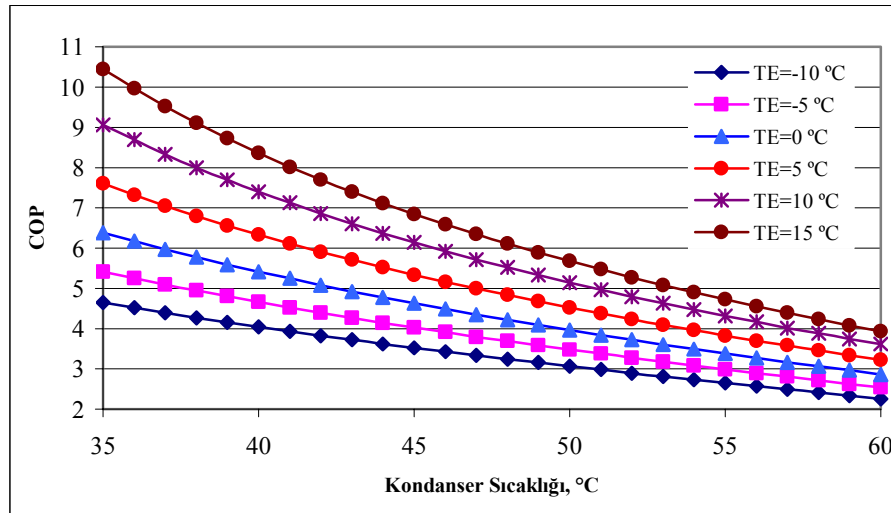
Şekil 5.4. COP değerinin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi (R22),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0.85$



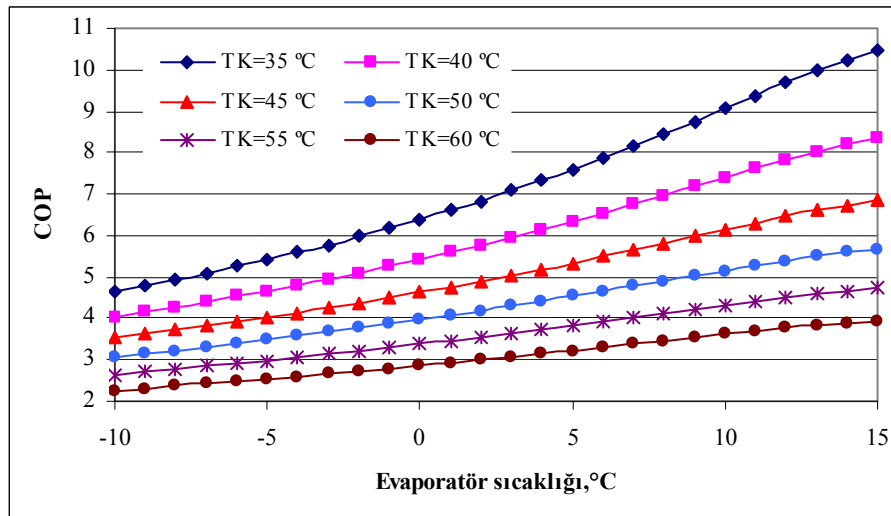
Şekil 5.5. COP değerinin kompresör verimi ile değişimi (R22),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_k=4^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$



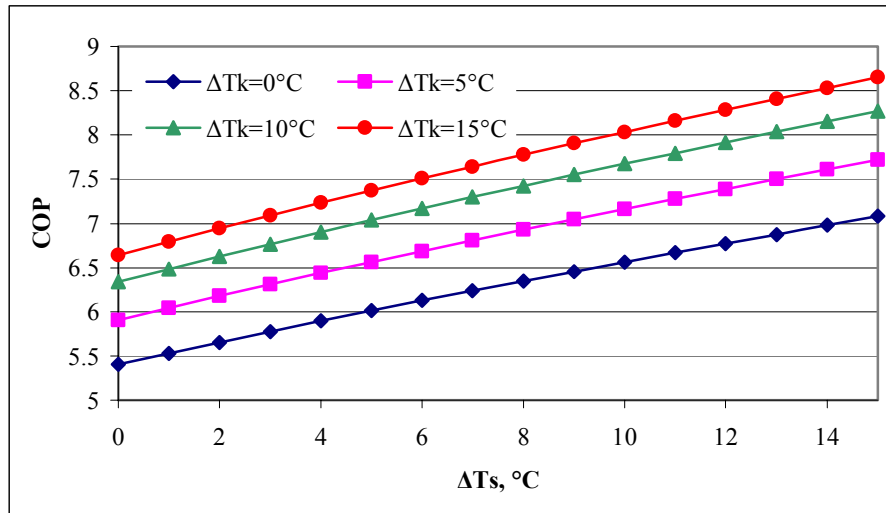
Şekil 5.6. COP değerinin kondanser-evaporatör sıcaklık farkı ile değişimi (R22),  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_k=4^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0,85$



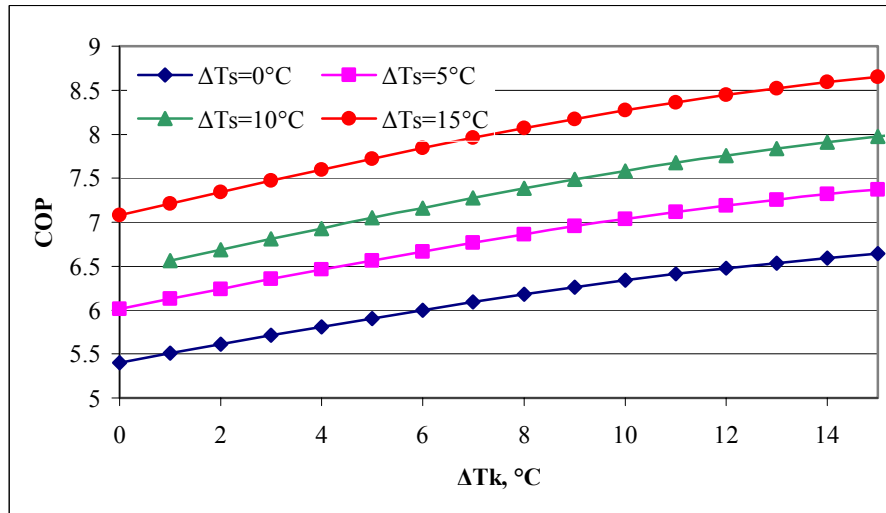
Şekil 5.7. COP değerinin kondanser sıcaklığı ile değişimi (R134a),  $\Delta T_k=4$  °C,  $\Delta T_s=4$ °C,  $\eta=0.85$



Şekil 5.8. COP değerinin evaporatör sıcaklığı ile değişimi (R134a),  $\Delta T_k=4$  °C,  $\Delta T_s=4$ °C,  $\eta=0.85$

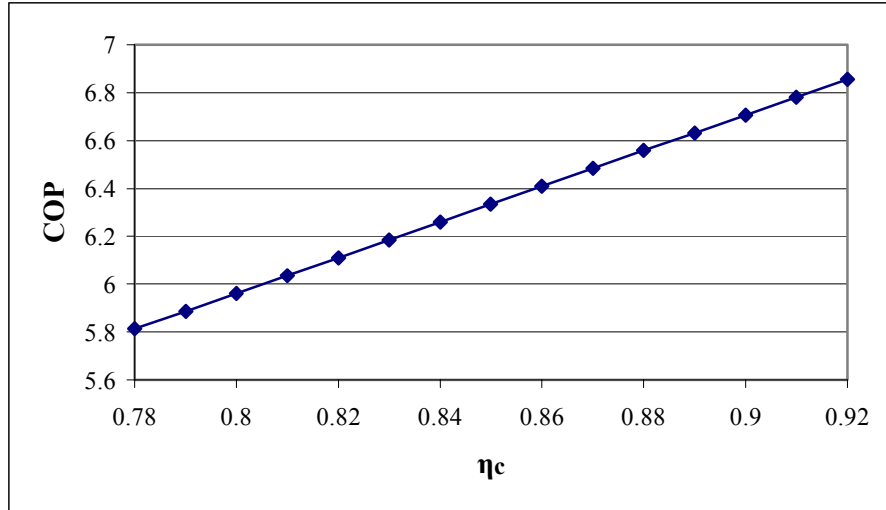


Şekil 5.9. COP değerinin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi (R134a),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0.85$

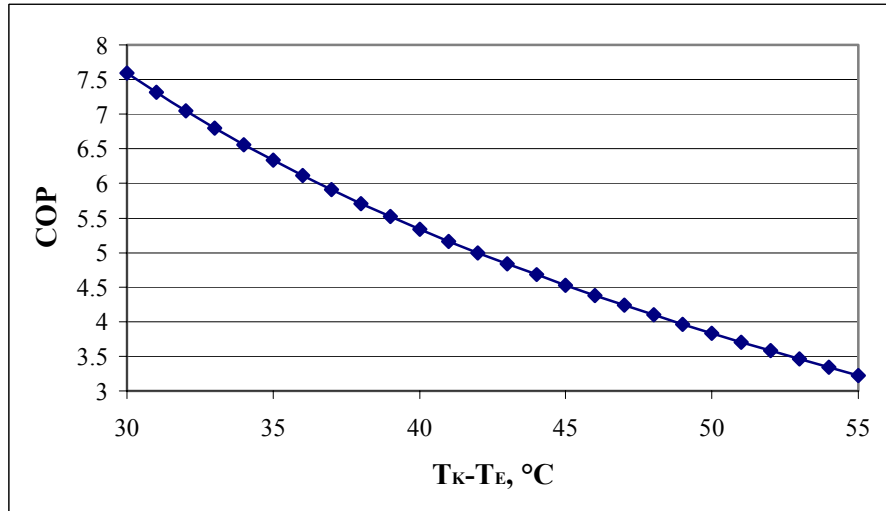


Şekil 5.10. COP değerinin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi (R134a),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0.85$

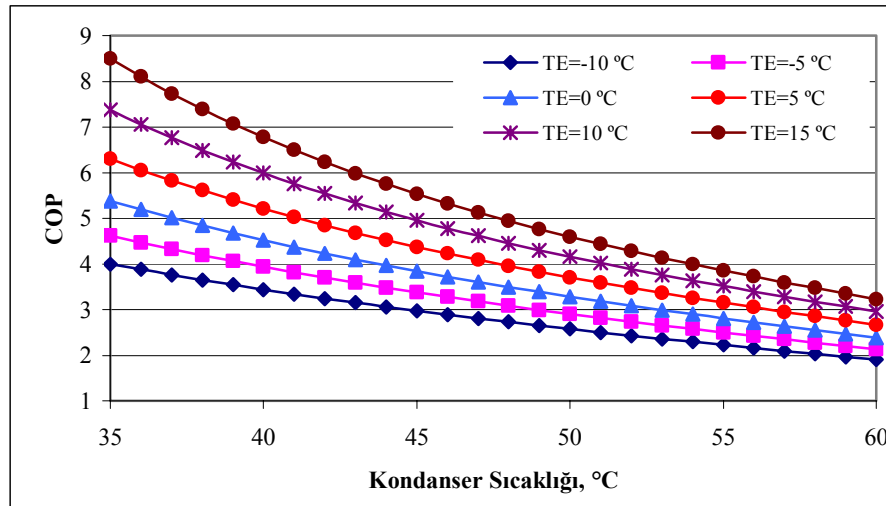




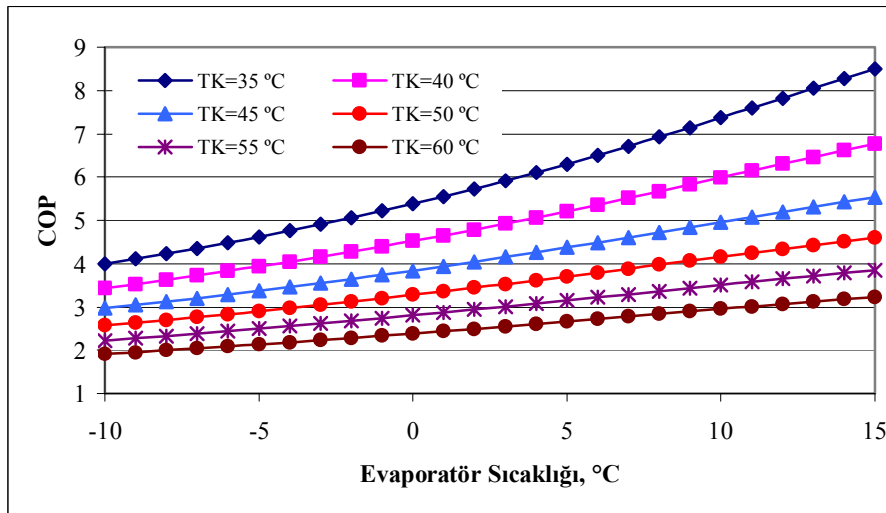
Şekil 5.11. COP değerinin kompresör verimi ile değişimi (R134a),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_k=4^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$



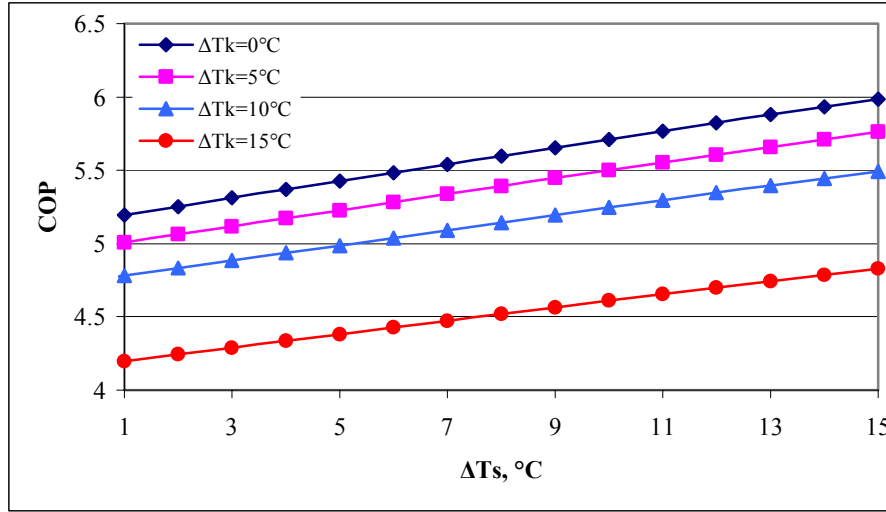
Şekil 5.12. COP değerinin kondanser-evaporatör sıcaklık farkı ile değişimi (R134a),  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_k=4^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0,85$



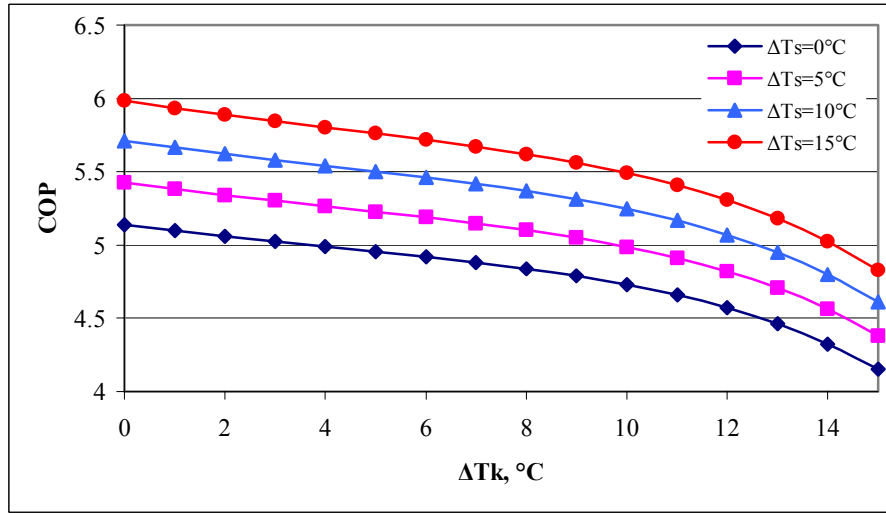
Şekil 5.13. COP değerinin kondansör sıcaklığı ile değişimi (R407c),  $\Delta T_k=4$  °C,  $\Delta T_s=4$ °C,  $\eta=0.85$



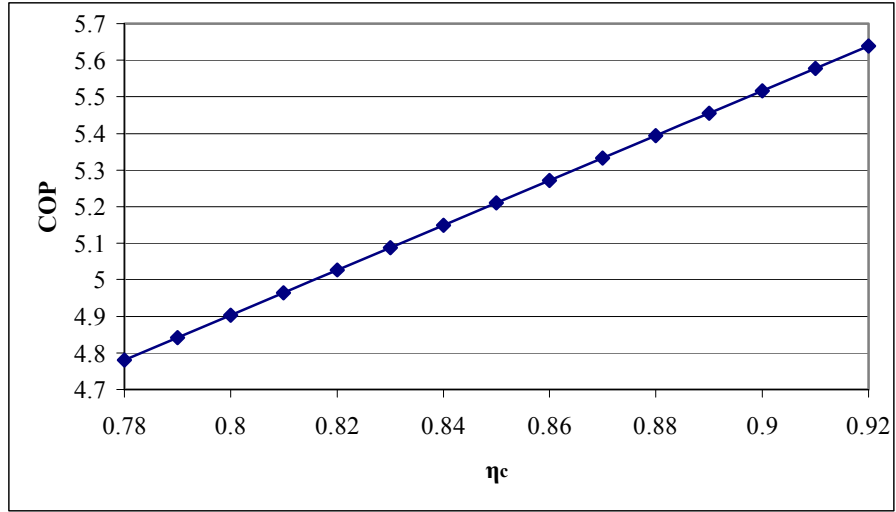
Şekil 5.14. COP değerinin evaporatör sıcaklığı ile değişimi (R407c),  $\Delta T_k=4$  °C,  $\Delta T_s=4$ °C,  $\eta=0.85$



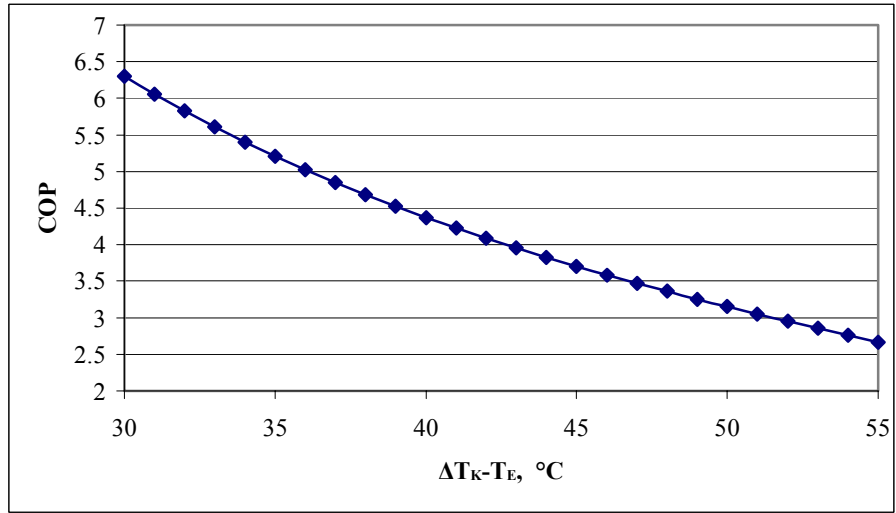
Şekil 5.15. COP değerinin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi (R407c),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0.85$



Şekil 5.16. COP değerinin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi (R407c),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0.85$



Şekil 5.17. COP değerinin kompresör verimi ile değişimi (R407c),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_k=4^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$



Şekil 5.18. COP değerinin kondanser-evaporatör sıcaklık farkı ile değişimi (R407c),  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_k=4^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0,85$

### 5.3. Kompresörlü Teorik Soğutma Sisteminin İkinci Kanun Analizi Sonuçları

Kompresörlü teorik soğutma çevrimi için yapılan termodinamiğin ikinci kanun analizlerinde kullanılan ısı eşanjörlerinin ısı iletim katsayısı  $K$  değerleri denklem (4.77) kullanılarak hesaplanmıştır. İç içe borulu ısı eşanjörlerinin tüm soğutucu akışkanlar için her bölgesinde belirlenen ortalama ısı iletim katsayıları Çizelge 5.1’de verilmiştir. Denklem (4.77)’deki  $h$  değerlerinin hesaplanmasında ise literatürde mevcut olan formüller kullanılmıştır (Genceli, 1999; Incropera ve DeWitt, 1990; Kern, 1984; Rohsenow ve Hartnett, 1973).

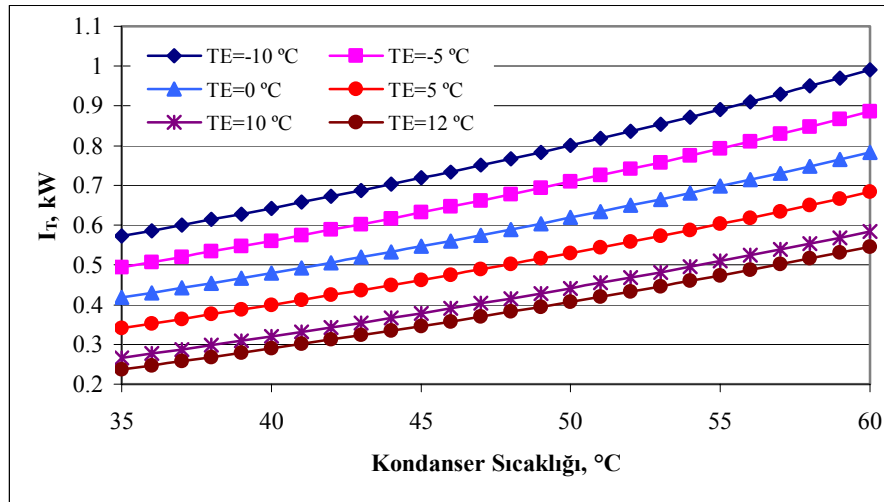
Çizelge 5.1 Ortalama ısı iletim katsayıları

	Isı iletim katsayısı, $K$ , (kW/m <sup>2</sup> K)		
	R22	R-134a	R407c
$K_{KI}$	0.1123	0.1425	0.1668
$K_{KII}$	0.9121	0.9642	0.9938
$K_{AS}$	0.2236	0.2321	0.2507
$K_E$	0.6749	0.6749	0.6749
$K_{AK}$	0.2486	0.3146	0.3787

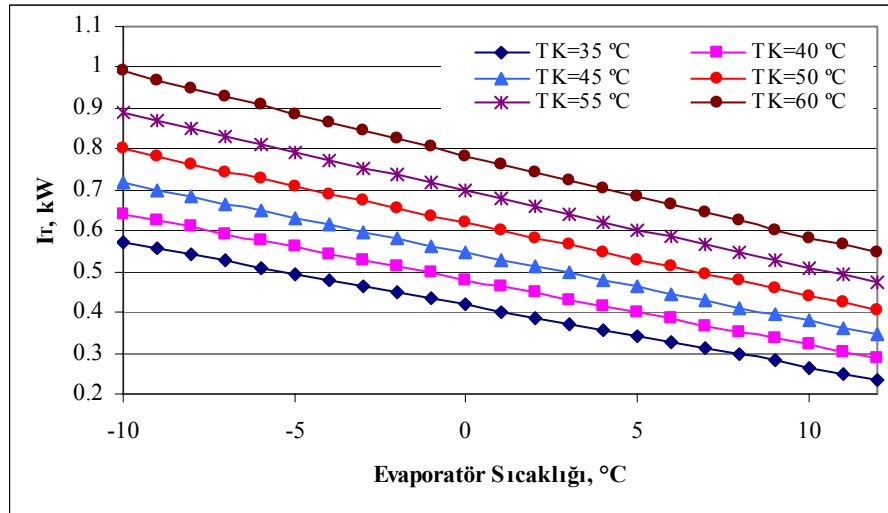
Soğutma çevrimi için yapılan termodinamiğin ikinci kanun analiz sonuçları grafikler halinde verilmiştir. Grafiklerden de görüleceği üzere kondanser sıcaklığı arttığında sistemin toplam tersinmezliği artmakta, buna karşın evaporatör sıcaklığı arttığında ise toplam tersinmezlik azalmaktadır.

Aşırı soğutma ve aşırı kızdırma sıcaklıklarının değişimi de tersinmezlik miktarının değişmesine neden olmaktadır. Buna göre aşırı soğutma sıcaklık miktarı arttırıldığında tersinmezlik azalmakta, bunun aksine aşırı kızdırma sıcaklık miktarının arttırılmasıyla ise tersinmezlik artmaktadır.

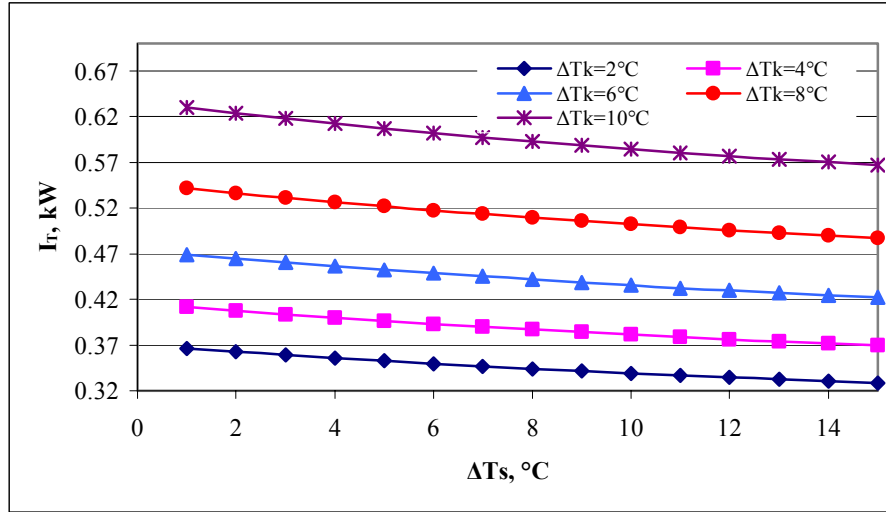
Kompresör veriminin arttırılmasıyla yapılan analizlerde ise tersinmezliğin düştüğü görülmüştür. Kondanser ile evaporatör sıcaklık farkının artmasıyla da tersinmezliğin arttığı görülmektedir. Bu da sıcaklık miktarının artmasıyla tersinmezliğin artması anlamına gelmektedir.



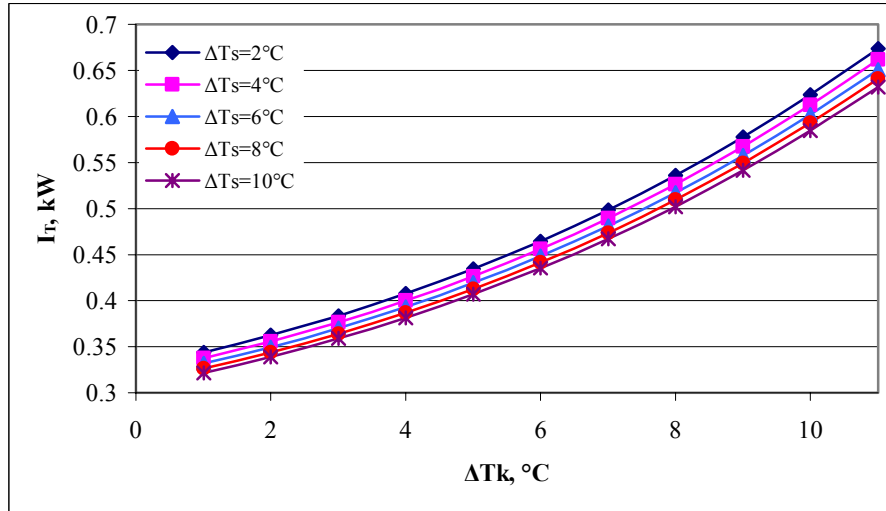
Şekil 5.19. Tersinmezliğin kondanser sıcaklığı ile değişimi (R22),  $\Delta T_k=4$  °C,  $\Delta T_s=4$ °C,  $\eta=0.85$



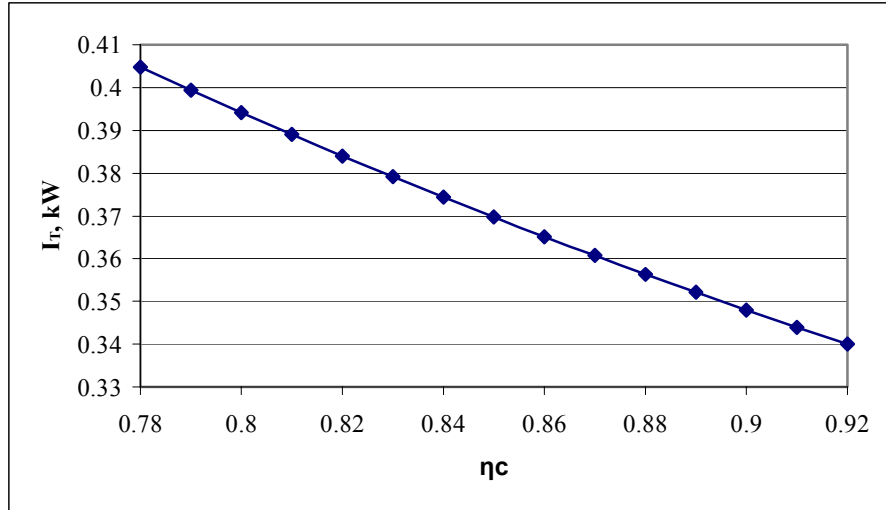
Şekil 5.20. Tersinmezliğin evaporatör sıcaklığı ile değişimi (R22),  $\Delta T_k=4$  °C,  $\Delta T_s=4$ °C,  $\eta=0.85$



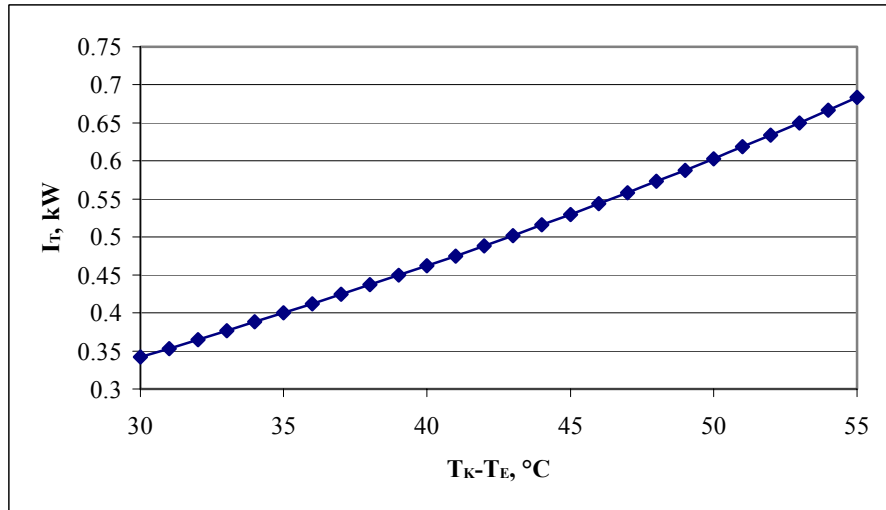
Şekil 5.21. Tersinmezliğin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi (R22),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0.85$



Şekil 5.22. Tersinmezliğin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi (R22),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0.85$

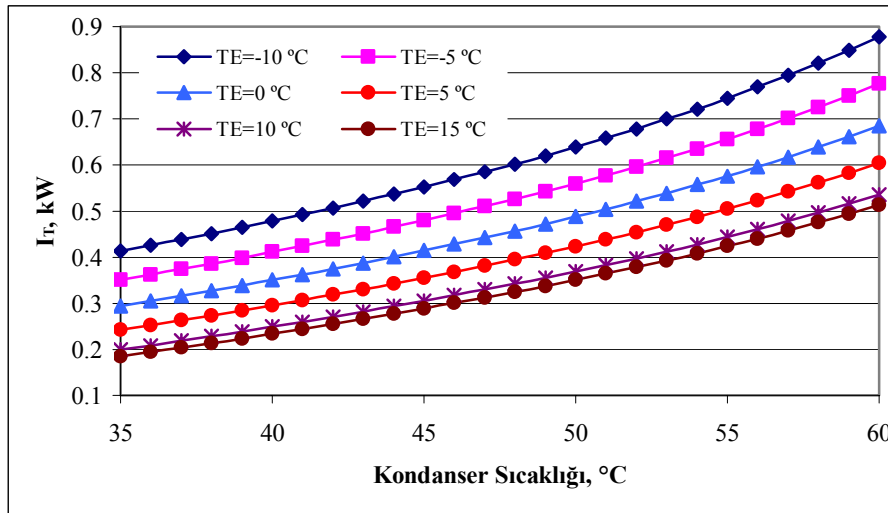


Şekil 5.23. Tersinmezliğin kompresör verimi ile değişimi (R22),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_k=4^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$

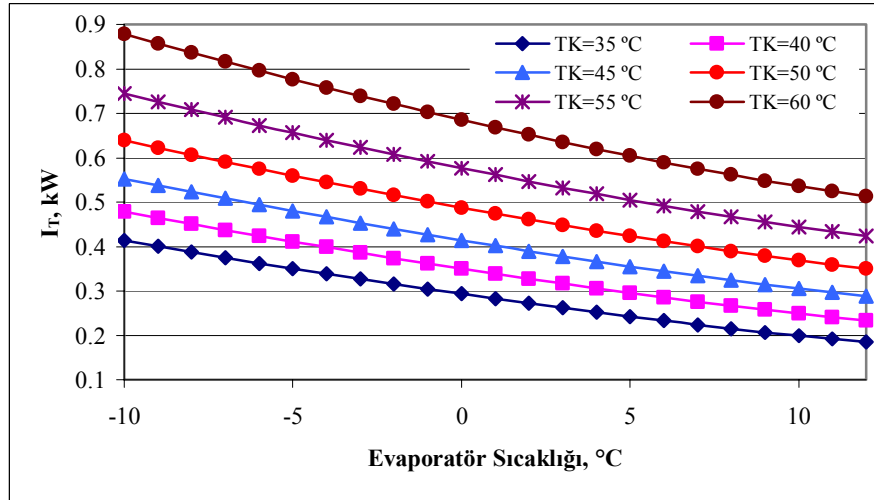


Şekil 5.24. Tersinmezliğin kondanser-evaporatör sıcaklık farkı ile değişimi (R22),  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_k=4^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0,85$

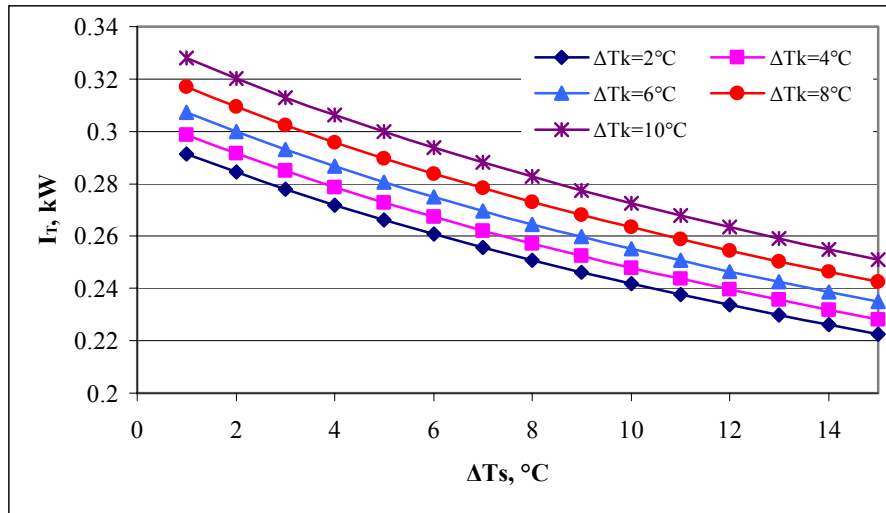




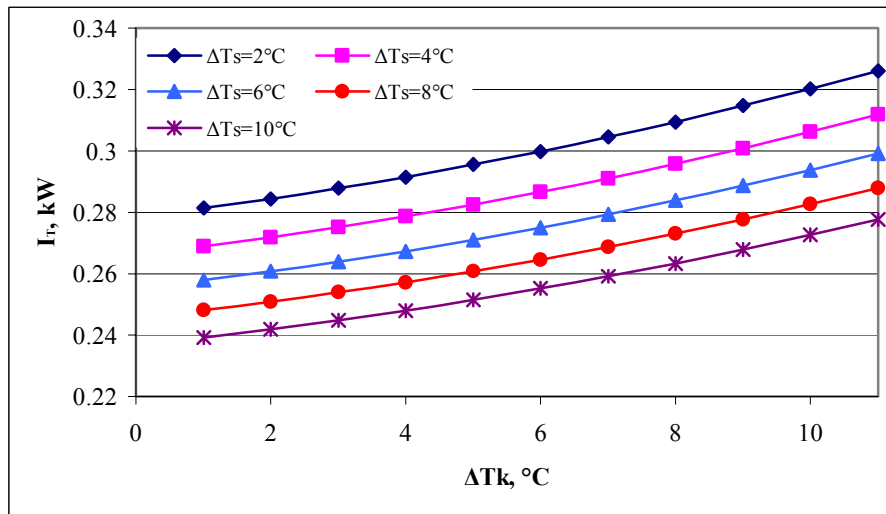
Şekil 5.25. Tersinmezliğin kondanser sıcaklığı ile değişimi (R134a),  $\Delta T_k=4$  °C,  $\Delta T_s=4$ °C,  $\eta=0.85$



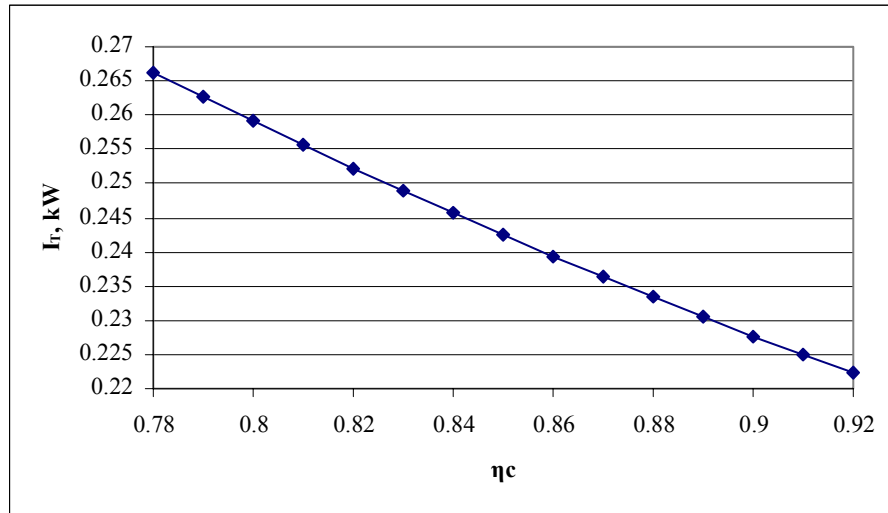
Şekil 5.26. Tersinmezliğin evaporatör sıcaklığı ile değişimi (R134a),  $\Delta T_k=4$  °C,  $\Delta T_s=4$ °C,  $\eta=0.85$



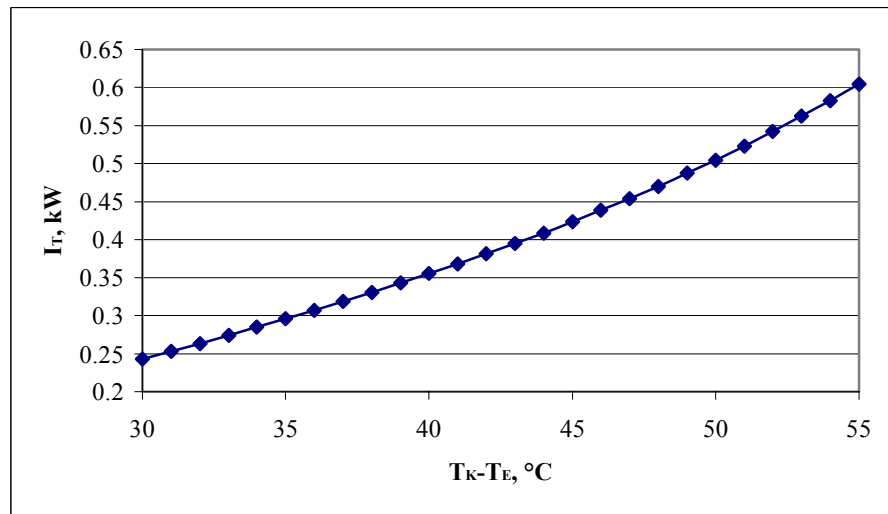
Şekil 5.27. Tersinmezliğin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi (R134a),  $T_K=40$  °C,  $T_E=5$  °C,  $\eta=0.85$



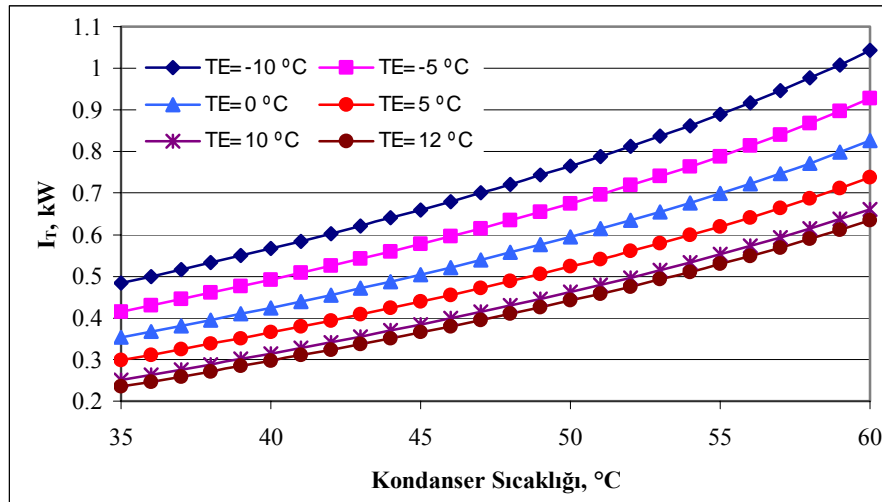
Şekil 5.28. Tersinmezliğin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi (R134a),  $T_K=40$  °C,  $T_E=5$  °C,  $\eta=0.85$



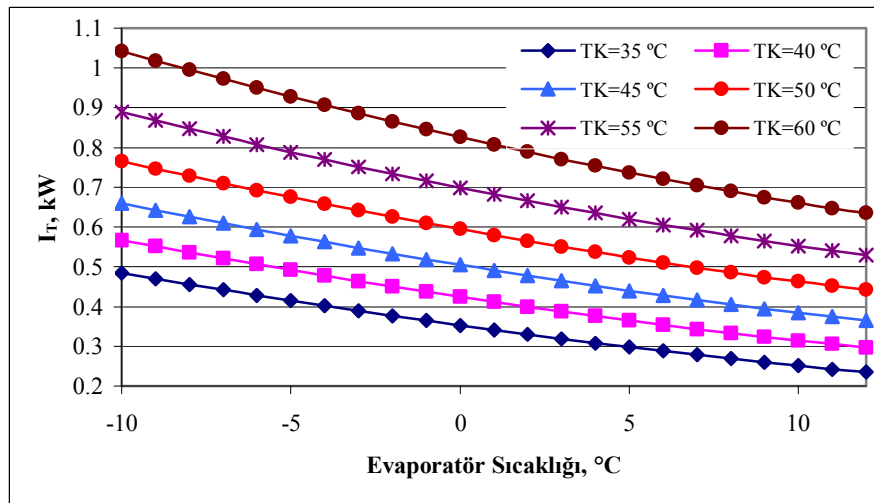
Şekil 5.29. Tersinmezliğin kompresör verimi ile değişimi (R134a),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_k=4^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$



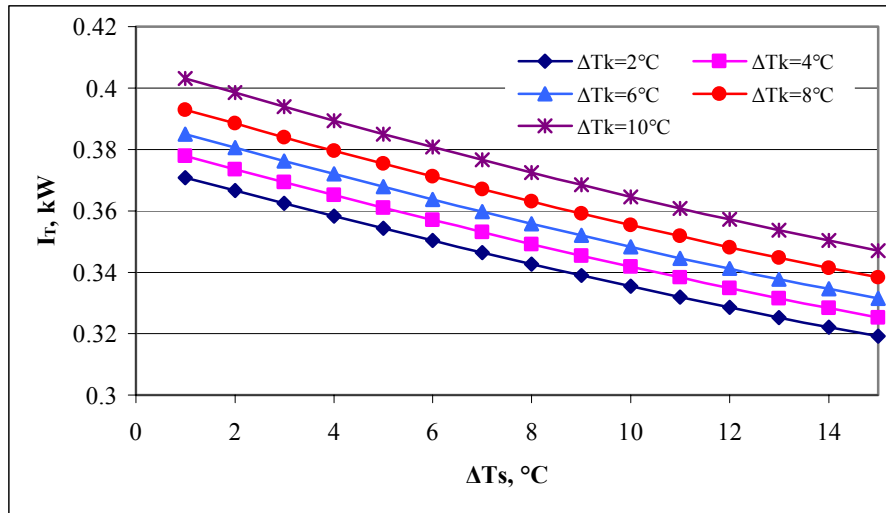
Şekil 5.30. Tersinmezliğin kondanserevaporatör sıcaklık farkı ile değişimi (R134a),  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_k=4^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0,85$



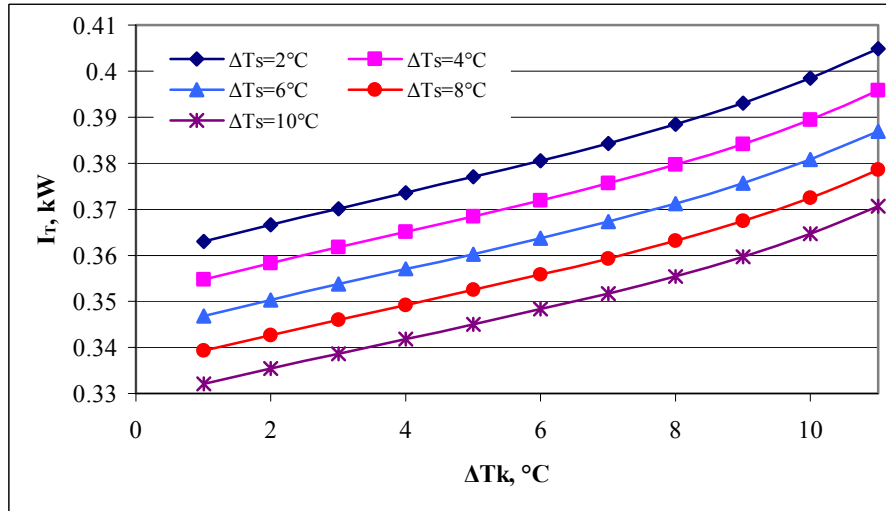
Şekil 5.31. Tersinmezliğin kondansör sıcaklığı ile değişimi (R407c),  $\Delta T_k=4$  °C,  $\Delta T_s=4$ °C,  $\eta=0.85$



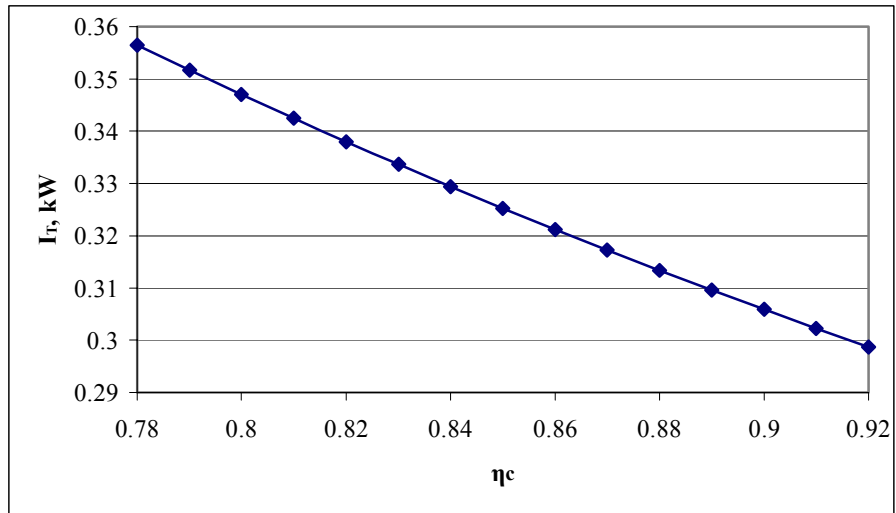
Şekil 5.32. Tersinmezliğin evaporatör sıcaklığı ile değişimi (R407c),  $\Delta T_k=4$  °C,  $\Delta T_s=4$ °C,  $\eta=0.85$



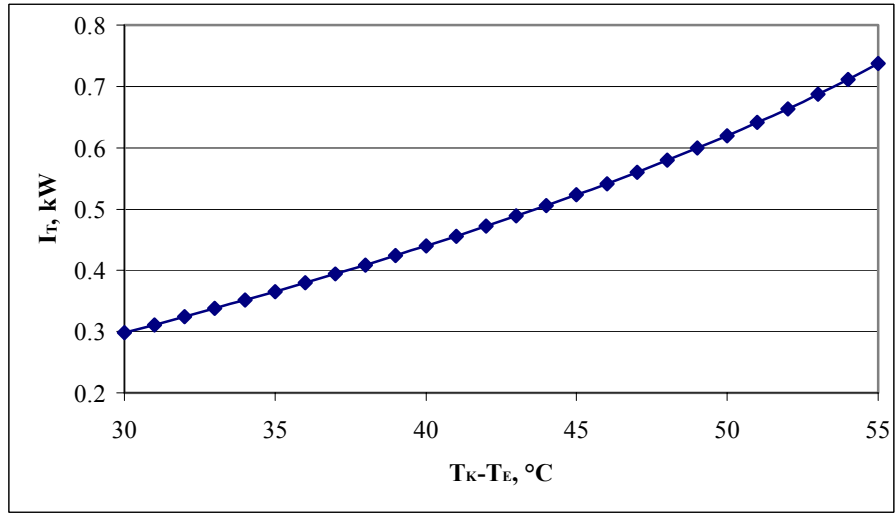
Şekil 5.33. Tersinmezliğin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi (R407c),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0.85$



Şekil 5.34. Tersinmezliğin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi (R407c),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0.85$



Şekil 5.35. Tersinmezliğin kompresör verimi ile değişimi (R407c),  $T_K=40^\circ\text{C}$ ,  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_k=4^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$



Şekil 5.36. Tersinmezliğin kondanser-evaporatör sıcaklık farkı ile değişimi (R407c),  $T_E=5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_k=4^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$ ,  $\eta=0,85$

#### 5.4. Kompresörlü Teorik Soğutma Sisteminin Termoekonomik Optimizasyon Sonuçları

Kompresörlü teorik soğutma çevriminin termoekonomik optimizasyonunda kabul edilen sistemin çalışma şartları aşağıda verilmiştir.

$$t_{op} = 1000 \text{ saat/yıl}$$

$$C_{in} = 0.0912 \text{ \$/kWh}$$

$$f_y = \% 3.5$$

$$N = 10 \text{ yıl}$$

Kondanser ve evaporatör maliyetleri Bayındırlık Bakanlığının 2003 yılı birim fiyatlarından elde edilerek dolar kuruna çevrilmiştir (Birimfiyat, 2003). Eşanjör alanları ve bunlara karşılık gelen eşanjör maliyetleri, grafik haline getirilerek denklemleri çıkartılmıştır.

$$C_{KI}^C = C_{KII}^C = C_{AS}^C = 516.621A_K + 268.45 \quad (5.109)$$

$$C_E^C = C_{AK}^C = 309.143A_E + 231.915 \quad (5.110)$$

Elde edilen denklemler, (5.109) ve (5.110)'nun eşanjör alanlarına göre türevleri alınır:

$$\frac{\partial C_{KI}^C}{\partial A_{KI}} = \frac{\partial C_{KII}^C}{\partial A_{KII}} = \frac{\partial C_{AS}^C}{\partial A_{AS}} = 516.621 \quad (5.111)$$

$$\frac{\partial C_E^C}{\partial A_E} = \frac{\partial C_{AK}^C}{\partial A_{AK}} = 309.143 \quad (5.112)$$

Bu denklemler, bölüm 4.4'te belirlenen optimizasyon eşitlikleri, (4.148), (4.149), (4.150), (4.151) ve (4.152) denklemlerinde yerine konulmuş ve teorik soğutma sisteminin her bölgesi için termoekonomik optimizasyon metodu uygulanmıştır.

Optimizasyon prosedürü, değişken sistem parametreleri için MATLAB bilgisayar programıyla iterasyon yapılarak uygulanmıştır. Üç farklı soğutucu akışkan için optimum eşanjör alanları tespit edilerek sonuçlar çizelgeler halinde verilmiştir. Analizlerde önce, kondanser sıcaklığı sabit tutulmuş ve diğer parametreler değiştirilerek optimum değerler belirlenmiştir. Daha sonra ise evaporatör sıcaklığı sabit tutularak diğer değişken parametreler değiştirilmiş ve optimum değerler tespit edilmiştir.

Çizelgelerden de anlaşılacağı üzere, örneğın Çizelge 5.2'de R22 için yapılan analizler sonucunda, kondanser sıcaklığı 35 °C ve evaporatör sıcaklığı 11 °C iken optimum kondanser alanı 0.235223 m<sup>2</sup>, aşırı soğutma eşanjörü alanı 0.027389 m<sup>2</sup>, evaporatör alanı 0.41169 m<sup>2</sup> ve aşırı kızdırma eşanjörü alanı 0.048162 m<sup>2</sup> olarak bulunmuştur. Optimum değerlere karşılık gelen aşırı soğutma sıcaklığı 4.2 °C ve aşırı kızdırma sıcaklığı 5.6335 °C'dir.



Çizelge 5.2. Çeşitli kondanser sıcaklıkları için termoeconomik optimizasyon sonuçları (R22)

	$T_K = 35 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_E, \text{ }^\circ\text{C}$	7	9	11
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	5.4	5.2	4.2
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	9.64	7.6513	5.6335
$A_K, \text{ m}^2$	0.245427	0.239831	0.235223
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.038367	0.036164	0.027389
$A_E, \text{ m}^2$	0.26354	0.32119	0.41169
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.056023	0.066779	0.048162

	$T_K = 45 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_E, \text{ }^\circ\text{C}$	7	9	11
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	4.8	5	5.6
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	9.65112	7.639451	5.594
$A_K, \text{ m}^2$	0.16935	0.164772	0.159483
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.018666	0.019373	0.021768
$A_E, \text{ m}^2$	0.26354	0.32119	0.41169
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.0744	0.057814	0.041785

	$T_K = 55 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_E, \text{ }^\circ\text{C}$	7	9	11
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	6.65	5.4	5.8
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	9.648	7.628	5.561
$A_K, \text{ m}^2$	0.142441	0.140649	0.136361
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.021242	0.017018	0.0182
$A_E, \text{ m}^2$	0.26354	0.32119	0.41169
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.073156	0.057096	0.04108

Çizelge 5.3. Çeşitli evaporatör sıcaklıkları için termoekonomik optimizasyon sonuçları (R22)

	$T_E = 8 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_K, \text{ }^\circ\text{C}$	35	45	55
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	4	6.5	4.4
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	8.653	8.6476	8.64123
$A_K, \text{ m}^2$	0.244969	0.164903	0.14393
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.026159	0.025941	0.013845
$A_E, \text{ m}^2$	0.2895	0.2895	0.2895
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.075159	0.065598	0.066129

	$T_E = 10 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_K, \text{ }^\circ\text{C}$	35	45	55
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	5.7	5	5
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	6.647	6.624	6.605
$A_K, \text{ m}^2$	0.235886	0.162546	0.13936
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.04071	0.019307	0.015675
$A_E, \text{ m}^2$	0.36077	0.36077	0.36077
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.057946	0.049867	0.049493

	$T_E = 12.5 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_K, \text{ }^\circ\text{C}$	35	45	55
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	5.3	4.5	5
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	4.084	3.98	3.91
$A_K, \text{ m}^2$	0.228466	0.157415	0.13455
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.036504	0.017096	0.01555
$A_E, \text{ m}^2$	0.52325	0.52325	0.52325
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.03484	0.0295	0.028669

Çizelge 5.4. Çeşitli kondanser sıcaklıkları için termoeconomik optimizasyon sonuçları (R134a)

	$T_K = 35 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_E, \text{ }^\circ\text{C}$	8	10	12
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	5.2	5	6.2
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	8.65433	6.652905	4.641
$A_K, \text{ m}^2$	0.189034	0.187393	0.180618
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.098768	0.093419	0.12013
$A_E, \text{ m}^2$	0.2895	0.36077	0.47975
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.088895	0.053821	0.023328

	$T_K = 45 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_E, \text{ }^\circ\text{C}$	8	10	12
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	5	5	5.5
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	8.6532635	6.64665	4.608
$A_K, \text{ m}^2$	0.12303	0.121381	0.118354
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.04675	0.046338	0.050548
$A_E, \text{ m}^2$	0.2895	0.36077	0.47975
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.079346	0.047723	0.020401

	$T_K = 55 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_E, \text{ }^\circ\text{C}$	8	10	12
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	3.7	5	5.5
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	8.6519	6.64049	4.583
$A_K, \text{ m}^2$	0.105698	0.101868	0.099404
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.018946	0.025119	0.027287
$A_E, \text{ m}^2$	0.2895	0.36077	0.47975
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.085294	0.050082	0.021259

Çizelge 5.5. Çeşitli evaporatör sıcaklıkları için termoekonomik optimizasyon sonuçları (R134a)

	$T_E = 14 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_K, \text{ }^\circ\text{C}$	35	45	55
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	5	5	3.5
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	2.526	2.387	2.297
$A_K, \text{ m}^2$	0.181752	0.117423	0.100804
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.091622	0.045538	0.017439
$A_E, \text{ m}^2$	0.72236	0.72236	0.72236
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.0018913	0.0016013	0.0016603

	$T_E = 13 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_K, \text{ }^\circ\text{C}$	35	45	55
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	5	5.3	4.5
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	3.6105	3.5428	3.495
$A_K, \text{ m}^2$	0.183328	0.117827	0.100134
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.092069	0.048489	0.022365
$A_E, \text{ m}^2$	0.57572	0.57572	0.57572
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.011126	0.0095968	0.01003

	$T_E = 11 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_K, \text{ }^\circ\text{C}$	35	45	55
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	4.9	4	3.5
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	5.64952	5.63478	5.622
$A_K, \text{ m}^2$	0.186494	0.123038	0.103676
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.090816	0.036942	0.01769
$A_E, \text{ m}^2$	0.41169	0.41169	0.41169
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.037831	0.03398	0.035725

Çizelge 5.6. Çeşitli kondanser sıcaklıkları için termoeconomik optimizasyon sonuçları (R407c)

	$T_K = 35 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_E, \text{ }^\circ\text{C}$	8	10	12
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	5.2	5	5
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	8.654444	6.65394	4.6473
$A_K, \text{ m}^2$	0.211521	0.206949	0.200787
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.051219	0.048062	0.047449
$A_E, \text{ m}^2$	0.2895	0.36077	0.47975
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.080702	0.060643	0.040925

	$T_K = 45 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_E, \text{ }^\circ\text{C}$	8	10	12
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	5.5	5	3.5
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	8.65417	6.6516	4.6307
$A_K, \text{ m}^2$	0.142046	0.139052	0.136714
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.025074	0.02236	0.015089
$A_E, \text{ m}^2$	0.2895	0.36077	0.47975
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.074511	0.055654	0.037834

	$T_K = 55 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_E, \text{ }^\circ\text{C}$	8	10	12
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	5	4.9	5.5
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	8.6538	6.64942	4.6195
$A_K, \text{ m}^2$	0.121616	0.118267	0.113543
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.012406	0.012036	0.013355
$A_E, \text{ m}^2$	0.2895	0.36077	0.47975
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.079481	0.059294	0.039476

Çizelge 5.7. Çeşitli evaporatör sıcaklıkları için termoekonomik optimizasyon sonuçları (R407c)

	$T_E = 9 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_K, \text{ }^\circ\text{C}$	35	45	55
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	6.1	4	3.1
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	7.6543645	7.6535	7.65255
$A_K, \text{ m}^2$	0.206938	0.142605	0.122006
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.063371	0.017661	0.0076628
$A_E, \text{ m}^2$	0.32119	0.32119	0.32119
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.07123	0.065689	0.070145

	$T_E = 11 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_K, \text{ }^\circ\text{C}$	35	45	55
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	5	5.6	5
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	5.65245	5.6464	5.641
$A_K, \text{ m}^2$	0.20403	0.135985	0.116198
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.047759	0.025196	0.012216
$A_E, \text{ m}^2$	0.41169	0.41169	0.41169
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.050606	0.04635	0.04935

	$T_E = 13 \text{ }^\circ\text{C}$		
$T_K, \text{ }^\circ\text{C}$	35	45	55
$\Delta T_s, \text{ }^\circ\text{C}$	5.7	5.6	5.4
$\Delta T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	3.63137	3.59165	3.5655
$A_K, \text{ m}^2$	0.195559	0.130882	0.111186
$A_{AS}, \text{ m}^2$	0.056113	0.024936	0.013046
$A_E, \text{ m}^2$	0.57572	0.57572	0.57572
$A_{AK}, \text{ m}^2$	0.031512	0.028329	0.029856

## 6. TARTIŞMA ve SONUÇ

Kompresörlü soğutma sistemleri, soğutma uygulamalarında en çok kullanılan sistemlerdir. Soğutma sistemlerinde aşırı soğutma ve aşırı kızdırma işlemleri, sistem performansını arttırmaktadır. Ancak aşırı kızdırma işleminin istenen değerlerin üzerinde yapılması, sistemin olumsuz yönde etkilenmesine neden olmaktadır. Yapılan çalışmada, kompresörlü teorik bir soğutma sisteminin termodinamik ve termoekonomik analizleri yapılmıştır. Yapılan analiz sonuçları grafikler ve çizelgeler halinde verilmiştir. Termoekonomik optimizasyon metodunda, Kotas (1985)'in optimizasyon prosedürü kullanılmıştır. 2 kW'lık soğutma kapasitesi için değişik kondanser ve evaporatör sıcaklıklarında optimum eşanjör alanları belirlenmiştir. Artan enerji fiyatları ve yatırım maliyetleriyle beraber bir ısı sistemine verilen çalışma şartları dahilinde optimum boyutlandırılmasında termoekonomik analizler büyük kolaylıklar sağlamaktadır.

Yapılan çalışmada ilk olarak, soğutma sistemlerinde kullanılan R22, R134a ve R407c soğutucu akışkanlarının termodinamik özelliklerinin belirlenebilmesi için YSA metoduyla formüller türetilmiştir. Türetilen bu formüller yardımıyla, doyma basıncı, doymuş sıvı entalpisi, doymuş buhar entalpisi, doymuş buhar entropisi, kızgın buhar entalpisi ve kızgın buhar sıcaklığı değerleri kolaylıkla hesaplanabilmektedir. Elde edilen denklemlerle hesaplanan termodinamik özellikler, gerçek değerlerle karşılaştırılmış ve sonuçların birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Yapılan karşılaştırmalarda hata oranlarının ortalama % 0.05 mertebelerinde olduğu tespit edilmiştir.

Kompresörlü teorik soğutma sisteminin birinci kanun analizinde değişken parametreler için COP değerleri hesaplanmıştır. Yapılan analizlerde kondanser sıcaklığının artmasıyla COP değerinin düştüğü evaporatör sıcaklığının artmasıyla da COP değerinin arttığı tespit edilmiştir. Al-Otabi vd. (2004), ve Koçoğlu (1993)'nin yaptıkları çalışmalarında da benzer sonuçların olduğu görülmektedir. Aşırı soğutma sıcaklığının arttırılmasıyla COP değeri artmaktadır. Aşırı kızdırma sıcaklığının

artmasıyla, R22 ve R407c soğutkanlarında COP değeri azalmakta, R134a'da ise artmaktadır. Bu sonuçlar literatürdeki çalışmalarla uyum sağlamaktadır.

Termodinamiğin ikinci kanun analizlerinde sistem parametrelerinin değişimiyle, sistemin toplam tersinmezliği de değişim göstermektedir. Kondanser sıcaklığı arttıkça sistem tersinmezliklerinin artmakta, evaporatör sıcaklığı arttıkça tersinmezliklerin azalmakta olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar, Chen ve Prasad (1999) ve Yumrutaş vd. (2002)'nin yaptıkları çalışmaların sonuçlarıyla paralellik arz etmektedir. Aşırı soğutma sıcaklığının artmasıyla, tersinmezliğin azaldığı, aşırı kızdırma sıcaklığının artmasıyla ise tersinmezliğin arttığı belirlenmiştir.

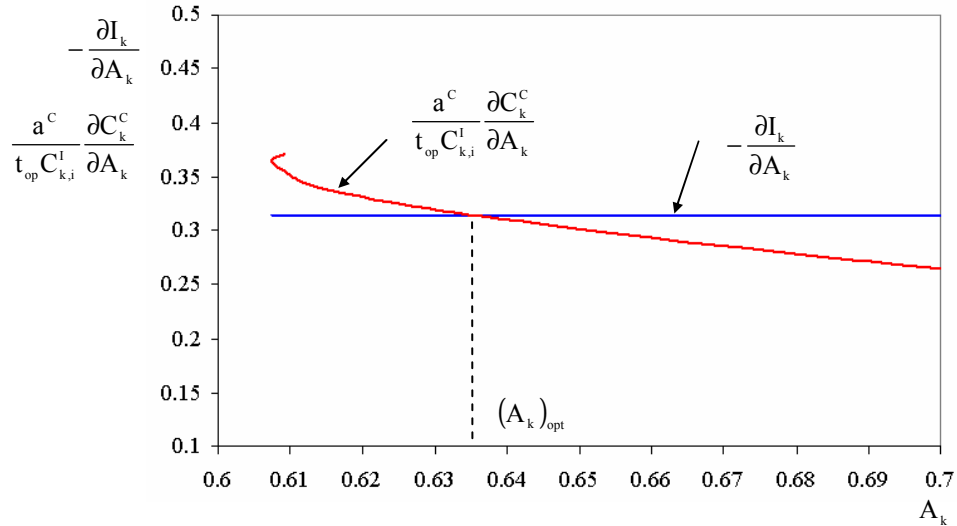
Teorik soğutma sistemi, değişik evaporatör, kondanser, aşırı soğutma ve aşırı kızdırma sıcaklıkları için termoekonomik optimizasyona tabi tutulmuştur. Optimizasyon neticesinde, optimum eşanjör alanları ve bunlara karşılık gelen optimum sıcaklıklar belirlenerek sonuçlar sistemin her bir bölgesi için çizelgeler halinde verilmiştir. Örneğin R22 soğutucu akışkanı için kondanser sıcaklığı 45 °C, evaporatör sıcaklığı 11 °C alınarak yapılan termoekonomik optimizasyon sonucunda aşırı soğutma sıcaklığının  $\Delta T_s=4.2$  °C, aşırı kızdırma sıcaklığının  $\Delta T_k= 5.6335$  °C alınması halinde sistemin optimum yatırım ve işletme maliyetine sahip olacağı görülmüştür (Çizelge 6.1). Aynı zamanda optimum COP değerinin 4.7503 ve optimum tersinmezliğin de 0.38796 kW olduğu tespit edilmiştir. D'Accadia ve Rossi (1998), bir soğutma sistemine, termoekonomi teorisini uygulamış oldukları çalışmalarında, soğutucu akışkan olarak R22 kullanmışlar ve aşırı soğutma sıcaklığını  $\Delta T_s=4$  °C, aşırı kızdırma sıcaklığını  $\Delta T_k=5$  °C alarak sistemin optimum yatırım ve işletme maliyetlerini tespit etmişlerdir. Analizler, sonucunda optimum COP değerini 4.5 olarak bulmuşlardır. Bu değerler ile tezde belirlenmiş değerler arasında çok küçük farklar vardır ve birbirine çok yakın değerlerdir.



Çizelge 6.1. R22 soğutucu akışkanı için kondanser sıcaklığı 45 °C iken optimum eşanjör alanları ile optimum COP ve tersinmelik değeri

$T_K, ^\circ\text{C}$	45
$T_E, ^\circ\text{C}$	11
$\Delta T_s, ^\circ\text{C}$	4.2
$\Delta T_k, ^\circ\text{C}$	5.6335
$A_K, \text{m}^2$	0.159483
$A_{AS}, \text{m}^2$	0.021768
$A_E, \text{m}^2$	0.41169
$A_{AK}, \text{m}^2$	0.041785
COP	4.7503
$I_T, \text{kW}$	0.38796

Kondanser sıcaklığı 45 °C, evaporatör sıcaklığı 11 °C alınarak R22 soğutucu akışkanı için yapılan termoekonomik analiz sonucu optimum toplam alanın 0.634726 m<sup>2</sup> olduğu görülmektedir. Optimum alanın tespiti için yapılan iterasyon sonucu Şekil 6.1'de görülmektedir.



Şekil 6.1. R22 soğutucu akışkanı ile yapılan termoekonomik optimizasyonda optimum alan

Elde edilen bu değer imalatçı firmaların değerleriyle karşılaştırıldığında, firmaların değerleriyle uyum içinde olduğu görölmektedir. Yapılan araştırmalarda, buzdolabı, derin dondurucu ve klima sistemleri üreten Japon Saginomiya firmasının piyasaya sürdüğü termostatik genleşme valflerinde aşırı kızdırma sıcaklığı  $\Delta T_k$  değerini 1 ile 7 °C arası ayarlanabilir olarak üretmekte olduğu ve 5-6 °C aşırı kızdırma değerlerinin kullanılmasını tavsiye ettiği görölmüştür (Saginomiya, 2003). Başka bir imalatçı firma olan Danfoss firması ise yayınladığı teknik notlarda aşırı kızdırma sıcaklığının  $\Delta T_k=4-5$  °C alınmasının uygun olduğunu ifade etmektedir (Danfoss, 2003). Hansen Technologies firması, ürettiği termostatik genleşme valflerinde aşırı kızdırma sıcaklığını  $\Delta T_k=1-11$  °C arası ayarlanabilir olarak üretmekte ve fabrika çıkışı 6°C olarak ayarlamaktadır (Hantech, 2003).

Soğutucu akışkan üreten Dupont firması R407c soğutkanı için aşırı soğutma sıcaklık miktarını  $\Delta T_s=5.6$  °C olarak almıştır (Dupont, 2003). İklimlendirme ve ısı pompası sistemleri üreten Carrier firması üretimini yaptığı yoğuştırma ünitelerinde aşırı soğutma sıcaklığını  $\Delta T_s=5$  °C olarak almıştır (Carrier, 2003). Kompresör imal eden SCA firması, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıklarını 5 °C almaktadır (SCA, 2003). Bir başka kompresör imal eden Bitzer firması, R22, R134a ve R407c soğutucu akışkanları için ürettiği kompresörlerinde, aşırı soğutma sıcaklığını  $\Delta T_s=5$  ile 8 K arası, aşırı kızdırma sıcaklığını maksimum  $\Delta T_k=10$  K olarak almıştır (Bitzer, 2003). Elde edilen optimizasyon sonuçlarıyla imalatçı firma değerleri karşılaştırıldığında, değerlerin birbirine yakın olduğu görölmektedir.

Sonuç olarak kompresörlü soğutma sistem tasarımında sistemin performansını direkt olarak etkileyen çalışma sıcaklıkları ve parametrelerin, uygun olarak tespit edilmesi büyük önem taşımaktadır. Bu çalışma, kompresörlü soğutma sistemlerinin tasarımı ve optimum çalışma şartlarının belirlenmesi konusunda ileride yapılacak olan uygulamalara önemli ölçüde katkı sağlayacaktır. Ayrıca, ozon tabakasına zarar vermeyen ve çevre dostu yeni soğutucu akışkanlar kullanan sistemlerde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma işlemlerinin etkisinin incelenmesi ve yeni soğutucu akışkanlar için termoekonomik yönden optimum sistem yapılarının oluşturulması gerekmektedir. Bu çalışmadaki analizler, bu incelemelere ışık tutacaktır.

## 7. KAYNAKLAR

- Al-Otaibi, A.D., Dincer, I., Kalyon, M., (2004). Thermoeconomic Optimization of Vapor-Compression Refrigeration Systems. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 31(1), 95-107.
- Arıkol, M., (1985). Ekserji Analizine Giriş. Tübitak Projesi. Proje No: 0630048401. Gebze.
- Ashrae, (1997). Ashrae Temel el Kitabı (Fundamentals) Bölüm 17, Soğutucu Akışkanların Özellikleri. Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınlar No:2, 87s. Ankara.
- Ashrae, (1993). Fundamentals. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers Inc., 1, 1-25. Atlanta.
- Bejan, A., (1997). Advanced Engineering Thermodynamics. John Wiley and Sons, 896p. New York.
- Bilgen, E., Takahashi, H., (2002). Exergy Analysis and Experimental Study of Heat Pump Systems. *Exergy, an International Journal*, 2(4), 259-265.
- Birimfiyat, (2003). Oska Yazılım. <http://www.birimfiyat.com>.
- Bitzer, (2003). Bitzer Kühlmaschinenbau GMBH. <http://www.bitzer.de/>
- Can, A., Buyruk, E., Eryener, D., (2002). Exergoeconomic Analysis of Condenser Type Heat Exchangers. *Exergy, an International Journal*, 2(2), 113-118.
- Carrier, (2003). Carrier Corporation. <http://www.carrier.com>.
- Chen, Q., Prasad, R.C., (1999). Simulation of a Vapour-Compression Refrigeration Cycle using HFC 134a and CFC12. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 26(4), 513-521.
- Chen, J., (2001). Thermodynamic and Thermoeconomic Analysis of an Irreversible Combined Carnot Heat Engine System. *International Journal of Energy Research*, 25, 413-426.
- Chouai, A., Laugier, S., Richon, D., (2002). Modeling of Thermodynamic Properties Using Neural Networks: Application to Refrigerants. *Fluid Phase Equilibria*, 199 (1-2), 53-62.
- 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 Two Phase Refrigerant) Using Exergoeconomics. *Applied Energy*, 71(3), 191-203.
- D'accadia, M.D., Sasso M., (1998). Exergetic Cost and Exergoeconomic Evaluation of Vapour-Compression Heat Pumps. *Energy*, 23(11), 937-942.
- D'Accadia, M.D., Rossi, F., (1998). Thermoeconomic Optimization of a Refrigeration Plant. *Int. J. Refrig.*, 21(1), 42-54.
- Danfoss, (2003). Danfoss A/S. <http://www.danfoss.com>.
- Derbentli, T., (2003). Isıl Sistemlerin Termoekonomik Çözümlemesi. 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Bildiriler Kitabı, xxii-xxviii, Isparta.
- Dingeç, H., (1996). Thermoeconomic Optimization of Simple Refrigerators. M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Master Thesis, 89s, Ankara.
- Dossat, R.J., (1997). Principles of Refrigeration. Prentice Hall, 512p. New Jersey.
- Dupont, (2003). duPont de Nemours and Company Inc. <http://www.dupont.com/suva>
- Fartaj, A., Ting, D.S.K., Yang, W.W., (2003). Second Law Analysis of the Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle. *Energy Conversation and Management*. (in press).
- Fu, L.M., (1994). Neural Networks in Computer Intelligence. McGraw-Hill International Editions, 460p.
- Genceli, O.F., (1999). Isı Değiştiricileri. Birsen Yayınevi, 424s. İstanbul.
- Hantech, (2003). Hansen Technologies. <http://www.hantech.com>.
- Incropera, P.F., DeWitt, D.P., (1990). Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley & Sons, 919p. New York.
- İleri, A., (1990). Termoekonomi I: Yapısal Bağ Katsayıları. Termodinamiğin İkinci Kanunu Çalışma Toplantısı, Erciyes Üniversitesi, TIBTD, Bölüm IX-27. Kayseri.
- İleri, A., (1990). Termoekonomi II: Optimizasyon ve Fiyatlandırma. Termodinamiğin İkinci Kanunu Çalışma Toplantısı, Erciyes Üniversitesi, TIBTD, Bölüm IX-28. Kayseri.
- Karadeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., (2002). Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. Vipaş A.Ş., Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı, 607s. Bursa.

- Kern, D.Q., (1984). Process Heat Transfer. McGraw-Hill International Book Company, 817p. Singapore.
- Khan, J.R., Zubair, S.M., (1999). Design and Performance Evaluation of Reciprocating Refrigeration Systems. International Journal of Refrigeration, 22(3),235-243.
- Khan, J.R., Zubair, S.M., (2000). Design and Rating of an Integrated Mechanical-Subcooling Vapor-Compression Refrigeration System. Energy Conversion and Management, 41(11), 1201-1222.
- 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.
- Kotas, T.J., (1985). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butter-Worths, 299p. London.
- Lin, C.T., Lee, C.S.G., (1996). Neural Fuzzy Systems. Printice Hall, 797s. New Jersey.
- London, L.A., (1982). Economics and the Second Law: An Engineering View and Methodology. International Journal of Heat and Mass Transfer, 25(6), 743-751.
- Özkaymak, M., (1998). Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminde Aşırı Kızdırma ve Aşırı soğutma Eşanjörlerinin Thermo-ekonomik Optimizasyonu. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 102s, Ankara.
- Özkoł, N., (1999). Uygulamalı Sođutma Tekniđi. TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayın No: 115, 714s. Ankara.
- Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., (1973). Handbook of Heat Transfer. McGraw-Hill Book Company, 1502p. New York.
- Saginomiya, (2003). Saginomiya Seisakusho Inc. <http://www.saginomiya.co.jp>.
- SCA, (2003). SCA Australia Pty Ltd and Unicla. <http://www.sca-australia.com.au/>.
- Sciubba, E., (2001). Beyond Thermoconomics? 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.
- Senyücel, N., (1995). Isı Değiştiricilerin Ekserji Ekonomiksel Değerlendirilmesi. Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 118s. Edirne.

- Şencan , A., Yakut, A.K., Dikmen, E., (2003). Absorbsiyonlu Sistemlerde Kullanılan Akışkan Çiftlerinin Özelliklerinin Tayininde YSA Metodunun Kullanılabilirliği. 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Bildiriler Kitabı, 355-357, Isparta.
- Usta, N., (1993). Computer Analysis and Economic Optimization of Refrigeration Systems. M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Master Thesis, 135s, Ankara.
- Üçgül, İ., Selbaş, R., Kızıllan, Ö., Şenol R., Karakoç H., (2003). Elektrik Enerjisi Üretiminde Güneş Kulesi Sisteminin Yapay Sinir Ağlarıyla Modellenmesi. II. Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu Bildiriler Kitabı, EMO Yayın No: SK/2003/5, 264-275, İzmir.
- Wall, G., (2003). Exergy Tools. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Power & Energy, 217(2), 125, 12s.
- Wall, G., (1986). Thermo-economic Optimization of a Heat Pump System. Physical Resource Theory Group, Report No: 85-5, 17s, Göteborg.
- Wall, G., (1977). Exergy-A Useful Concept Within resource Accounting. Institute of Theoretical Physics, Report no. 77-42, 59p. Göteborg.
- Yumrutaş, R., Kunduz, M., Kanoğlu, M., (2002). Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems. Exergy, an International Journal, 2(4), 266-274.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., (2002). Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. VİPAŞ A.Ş., 608s. Bursa.
- Zhang, G.Q., Wang, L., Liu, L., Wang, Z., (2004). Thermo-economic Optimization of Small Size Central Air Conditioner. Applied Thermal Engineering, 24(4), 471-485.

**EKLER**

**EK-1****Doyma basıncı için sabitler**

	<b>R22</b>	<b>R134a</b>	<b>R407c</b>
A <sub>11</sub>	209.415	22.8223	228.7879
A <sub>12</sub>	-95.1261	-4.4734	-96.3456
A <sub>13</sub>	38.5483	0.83743	41.1005
A <sub>14</sub>	-9.5373	-12.7682	-8.3205
A <sub>15</sub>	10.2305	12.7922	8.9913
A <sub>16</sub>	1.2885	19.1439	1.0329
A <sub>17</sub>	-2.4173	-22.5051	-2.5592
A <sub>18</sub>	-19.9894	-25.5489	-20.8372
a <sub>11</sub>	63.5343	0.03734	68.4431
a <sub>12</sub>	-0.78362	-2.2623	-0.68514
a <sub>13</sub>	0.70434	11.7832	0.50342
a <sub>14</sub>	-10.9574	-13.9501	-13.9015
a <sub>15</sub>	-5.4045	-13.8618	-6.6873
a <sub>16</sub>	14.5921	0.064073	14.1547
a <sub>17</sub>	-6.6335	-0.090131	-4.6807
a <sub>18</sub>	-0.027848	-0.13817	-0.023818
A <sub>21</sub>	-212.6254	-23.246	-231.3638
A <sub>22</sub>	93.6163	5.8934	94.3154
A <sub>23</sub>	-37.6642	0.20809	-39.6205
A <sub>24</sub>	9.8718	-1.2676	8.7873
A <sub>25</sub>	-10.004	1.2671	-8.8392
A <sub>26</sub>	-2.2109	6.3463	-1.639
A <sub>27</sub>	-1.9368	-10.4203	-2.1341
A <sub>28</sub>	-8.0587	-15.0957	-10.0407
a <sub>21</sub>	8.9583	7.292	10.7676
a <sub>1</sub>	95.01	65	79.01
a <sub>2</sub>	4.89	3.15	3.8312



**Doymuş ve Aşırı Soğutulmuş Sıvı Entalpisi İçin Sabitler**

	<b>R22</b>	<b>R134a</b>	<b>R407c</b>
B <sub>11</sub>	17.6993	9.6852	15.7343
B <sub>12</sub>	-19.7422	-3.9846	-8.0624
B <sub>13</sub>	36.2928	8.0223	5.4108
B <sub>14</sub>	1.4321	1.4175	-9.5015
B <sub>15</sub>	23.5598	1.7305	0.39875
B <sub>16</sub>	1.1307	-3.2922	0.66968
B <sub>17</sub>	7.4539	9.002	-26.5393
B <sub>18</sub>	-1.0705	-3.2575	-22.4423
B <sub>21</sub>	140.7085	-13.2709	97.0969
B <sub>21</sub>	-71.2675	-12.9692	0.38688
B <sub>23</sub>	104.689	-17.3784	11.9891
B <sub>24</sub>	1.5006	10.9523	18.9009
B <sub>25</sub>	39.7819	-6.2942	2.3044
B <sub>26</sub>	2.3327	16.8288	0.27776
B <sub>27</sub>	-35.6024	-22.715	-24.4297
B <sub>28</sub>	-3.2464	24.6622	-4.4987
B <sub>31</sub>	49.6708	1.7525	39.9926
B <sub>32</sub>	-0.34434	0.6054	-4.4042
B <sub>33</sub>	-0.005609	3.6634	-3.4894
B <sub>34</sub>	69.3664	3.2006	13.9787
B <sub>35</sub>	-0.0042155	6.0695	-3.7739
B <sub>36</sub>	-21.7396	1.8494	14.9127
B <sub>37</sub>	-0.50664	2.3493	-0.010655
B <sub>38</sub>	-49.171	1.2858	-0.11113
b <sub>11</sub>	-160.442	-4.3101	-115.2139
b <sub>12</sub>	87.737	8.5483	9.7995
b <sub>13</sub>	-106.9349	-2.1329	-17.0681
b <sub>14</sub>	-4.4385	-5.955	-10.2691
b <sub>15</sub>	-43.3518	0.7038	0.69027
b <sub>16</sub>	-3.7221	-2.1753	-1.0573
b <sub>17</sub>	26.4586	10.9379	-5.7058
b <sub>18</sub>	-4.6417	-11.7844	-10.7964
b <sub>21</sub>	1.1845	-6.4057	3.4711
b <sub>1</sub>	95.01	65	79.1
b <sub>2</sub>	4.89	3.15	3.84
b <sub>3</sub>	349.65	318	351.1

**Doymuş ve Kızgın Buhar Entalpisi İçin Sabitler**

	<b>R22</b>	<b>R134a</b>	<b>R407c</b>
C <sub>11</sub>	9.5696	12.3558	18.8828
C <sub>12</sub>	-19.2885	0.17317	-3.5611
C <sub>13</sub>	4.2902	18.6315	25.0393
C <sub>14</sub>	-0.17818	-7.6843	1.3835
C <sub>15</sub>	7.3003	8.0966	22.9893
C <sub>16</sub>	-2.1341	41.8696	49.4239
C <sub>17</sub>	6.3209	-10.5266	-10.9864
C <sub>18</sub>	-5.3867	-0.23884	-0.88452
C <sub>21</sub>	-8.3668	41.591	-8.6317
C <sub>21</sub>	-6.8512	-5.9052	-10.8013
C <sub>23</sub>	-11.8598	20.8456	24.021
C <sub>24</sub>	4.9603	38.7845	43.012
C <sub>25</sub>	-2.2704	13.1165	30.4329
C <sub>26</sub>	25.554	34.6841	43.9174
C <sub>27</sub>	-31.2887	-21.6918	-2.5506
C <sub>28</sub>	12.6182	-0.35726	-1.189
C <sub>31</sub>	-0.62907	26.5712	-30.1861
C <sub>32</sub>	13.2291	-19.1139	1.3808
C <sub>33</sub>	9.5621	-1.2191	-18.2232
C <sub>34</sub>	12.9076	18.2404	23.2015
C <sub>35</sub>	-2.4921	-4.4994	0.025816
C <sub>36</sub>	13.48	-0.32822	-0.06207
C <sub>37</sub>	4.2503	12.152	-20.9776
C <sub>38</sub>	-2.9344	-17.6035	-7.917
c <sub>11</sub>	-6.8016	-56.5168	-7.7105
c <sub>12</sub>	15.2108	7.731	14.5922
c <sub>13</sub>	3.7164	-17.6418	-29.267
c <sub>14</sub>	-2.0014	-13.8989	-23.9755
c <sub>15</sub>	4.325	-9.7644	-14.8566
c <sub>16</sub>	-10.4782	-36.6058	-39.5847
c <sub>17</sub>	27.7824	16.0062	7.5345
c <sub>18</sub>	-6.4085	1.0033	0.96206
c <sub>21</sub>	-22.7627	22.2247	28.0827
c <sub>1</sub>	95.1	64.45	79.1
c <sub>2</sub>	4.8821	1.867	3.84
c <sub>3</sub>	417.8	428.27	434.6

**Doymuş ve Kızgın Buhar Entropisi İçin Sabitler**

	<b>R22</b>	<b>R134a</b>	<b>R407c</b>
D <sub>11</sub>	6.0697	7.3059	6.9616
D <sub>12</sub>	88.8313	-17.9106	-7.1528
D <sub>13</sub>	-21.4304	4.5315	5.6285
D <sub>14</sub>	-99.5881	26.3216	-3.6399
D <sub>15</sub>	-16.3084	-0.079598	5.207
D <sub>16</sub>	16.9697	6.6286	2.7876
D <sub>17</sub>	1.0017	-5.1206	5.1994
D <sub>18</sub>	-12.8168	-37.2185	-3.2405
D <sub>21</sub>	8.2422	9.1225	7.2175
D <sub>21</sub>	144.4907	5.7822	-1.7923
D <sub>23</sub>	13.797	3.9064	10.7239
D <sub>24</sub>	0.10924	46.6087	12.3322
D <sub>25</sub>	24.0586	8.6505	11.1136
D <sub>26</sub>	-31.3675	11.677	8.7555
D <sub>27</sub>	6.5754	4.2382	-19.1165
D <sub>28</sub>	8.0298	-6.6602	1.1293
D <sub>31</sub>	-4.6387	0.7268	0.24015
D <sub>32</sub>	0.004079	22.0526	2.0694
D <sub>33</sub>	22.1796	24.991	-0.044498
D <sub>34</sub>	0.51093	-0.0075026	-0.22618
D <sub>35</sub>	2.512	-5.0994	-0.041176
D <sub>36</sub>	0.29936	0.89786	1.4596
D <sub>37</sub>	-19.9709	20.4709	1.4988
D <sub>38</sub>	-4.0877	13.9824	8.9349
d <sub>11</sub>	-14.6996	-13.3353	-14.5421
d <sub>12</sub>	-144.9241	11.0511	10.7264
d <sub>13</sub>	12.0333	-6.9712	-8.4395
d <sub>14</sub>	-40.4831	-42.8733	-4.0701
d <sub>15</sub>	-7.5107	-4.939	-5.144
d <sub>16</sub>	1.0352	2.9351	-4.2781
d <sub>17</sub>	2.7522	-5.1633	3.85
d <sub>18</sub>	-13.8242	-26.518	-3.9469
d <sub>21</sub>	0.20891	-19.3597	-1.4055
d <sub>1</sub>	95.1	64.45	80
d <sub>2</sub>	4.8821	1.867	4
d <sub>3</sub>	1.83	1.77	2

**Kızgın Buhar Entalpisi İçin Sabitler**

	<b>R22</b>	<b>R134a</b>	<b>R407c</b>
E <sub>11</sub>	3.7989	12.7601	-0.24685
E <sub>12</sub>	-0.10167	-5.965	1.4298
E <sub>13</sub>	3.9162	9.7109	6.9445
E <sub>14</sub>	5.7657	11.4284	0.80267
E <sub>15</sub>	3.6796	-2.1617	0.56269
E <sub>16</sub>	3.0311	6.3192	2.9291
E <sub>17</sub>	2.9667	-0.13504	-0.01279
E <sub>18</sub>	-8.9363	-2.6427	-17.6096
E <sub>21</sub>	79.6987	137.321	44.0678
E <sub>22</sub>	-11.9163	-58.4505	-53.1407
E <sub>23</sub>	80.1833	159.5596	143.5671
E <sub>24</sub>	61.8018	148.6041	16.729
E <sub>25</sub>	21.6755	21.4036	42.4592
E <sub>26</sub>	-1.5567	60.5828	-5.0725
E <sub>27</sub>	-1.7327	-10.2646	-2.398
E <sub>28</sub>	3.2418	16.0977	4.3677
E <sub>31</sub>	-270.5446	-28.6647	-120.8599
E <sub>32</sub>	-13.6539	-192.7665	-22.4842
E <sub>33</sub>	268.719	-142.6432	63.8384
E <sub>34</sub>	0.57089	275.0636	1.8203
E <sub>35</sub>	1.1853	8.0727	44.4934
E <sub>36</sub>	97.4972	-57.4943	24.4619
E <sub>37</sub>	-99.4801	-4.4474	-8.2892
E <sub>38</sub>	-277.7293	-15.1415	-34.9837
e <sub>11</sub>	-79.5309	-139.8744	-46.2457
e <sub>12</sub>	28.7991	61.4669	54.5912
e <sub>13</sub>	-80.0103	-162.5562	-149.3576
e <sub>14</sub>	-59.8425	-152.3376	-16.6311
e <sub>15</sub>	-21.3659	-20.5361	-44.0107
e <sub>16</sub>	0.47501	-62.5105	8.1212
e <sub>17</sub>	0.64529	9.5959	2.3346
e <sub>18</sub>	-8.7876	-16.0549	-8.537
e <sub>21</sub>	15.9647	197.5365	3.9157
e <sub>1</sub>	4.51	3.45	4.05
e <sub>2</sub>	2.13	2.07	2.23
e <sub>3</sub>	564	537.55	627.5

**Doymuş ve Kızgın Buhar Sıcaklığı İçin Sabitler**

	<b>R22</b>	<b>R134a</b>	<b>R407c</b>
F <sub>11</sub>	-4.3214	0.70001	0.92559
F <sub>12</sub>	-9.197	-1.7772	-4.2145
F <sub>13</sub>	-4.7338	1.9289	-0.69829
F <sub>14</sub>	0.76969	-0.82733	0.85357
F <sub>15</sub>	-2.0181	0.90516	0.5411
F <sub>16</sub>	-1.5437	3.159	9.3388
F <sub>17</sub>	-2.3982	-13.05	-1.0695
F <sub>18</sub>	7.053	-1.9578	-0.49888
F <sub>21</sub>	-116.063	8.9631	28.6265
F <sub>21</sub>	21.3476	-94.2157	-127.7833
F <sub>23</sub>	13.2649	-4.4389	-28.0163
F <sub>24</sub>	15.478	6.6478	25.6936
F <sub>25</sub>	-1.4431	-6.8615	-1.8781
F <sub>26</sub>	22.9335	25.6573	98.6061
F <sub>27</sub>	-0.71775	-87.558	-26.1045
F <sub>28</sub>	50.4074	3.8648	2.6798
F <sub>31</sub>	-451.6278	232.342	-0.40195
F <sub>32</sub>	0.14718	-215.4896	-123.7243
F <sub>33</sub>	0.53449	94.6568	168.1832
F <sub>34</sub>	268.3447	110.2997	94.4473
F <sub>35</sub>	-829.4239	98.161	48.1673
F <sub>36</sub>	0.73216	8.6653	92.1986
F <sub>37</sub>	255.2755	-56.4245	-166.0645
F <sub>38</sub>	524.1649	88.6521	48.5986
f <sub>11</sub>	124.5466	-13.8606	-39.3322
f <sub>12</sub>	-16.2846	99.7814	136.2534
f <sub>13</sub>	-8.8836	0.45517	15.1594
f <sub>14</sub>	-20.7086	-4.4139	-30.5267
f <sub>15</sub>	-3.0709	4.6408	1.6296
f <sub>16</sub>	-17.2548	-13.2174	-62.1669
f <sub>17</sub>	-2.6922	47.0474	14.235
f <sub>18</sub>	-31.4871	-0.032722	-2.394
f <sub>21</sub>	-72.1624	10.0598	-15.6715
f <sub>1</sub>	4.41	4.05	4.01
f <sub>2</sub>	563.61	702	627.2
f <sub>3</sub>	221	300.05	235.01

**EK-2****Teorik Soğutma Sisteminin Termoekonomik Optimizasyonu İçin Bilgisayar Programı (R407c)**

A11=228.7879; A12=-96.3456; A13=41.1005; A14=-8.3205; A15=8.9913; A16=1.0329; A17=-2.5592;  
 A18=-20.8372; a11=68.4431; a12=-0.68514; a13=0.50342; a14=-13.9015; a15=-6.6873; a16=14.1547;  
 a17=-4.6807; a18=-0.023818; A21=-231.3638; A22=94.3154; A23=-39.6205; A24=8.7873; A25=-8.8392;  
 A26=-1.639; A27=-2.1341; A28=-10.0407; a21=10.7676; a1=79.01; a2=3.8312;  
 B11=15.7343; B12=-8.0624; B13=5.4108; B14=-9.5015; B15=0.39875; B16=0.66968; B17=-26.5393;  
 B18=-22.4423; B21=97.0969; B21=0.38688; B23=11.9891; B24=18.9009; B25=2.3044; B26=0.27776;  
 B27=-24.4297; B28=-4.4987; B31=39.9926; B32=-4.4042; B33=-3.4894; B34=13.9787; B35=-3.7739;  
 B36=14.9127; B37=-0.010655; B38=-0.11113; b11=-115.2139; b12=9.7995; b13=-17.0681; b14=-10.2691;  
 b15=0.69027; b16=-1.0573; b17=-5.7058; b18=-10.7964; b21=3.4711; b1=79.1; b2=3.84; b3=351.1;  
 C11=18.8828; C12=-3.5611; C13=25.0393; C14=1.3835; C15=22.9893; C16=49.4239; C17=-10.9864;  
 C18=-0.88452; C21=-8.6317; C21=-10.8013; C23=24.021; C24=43.012; C25=30.4329; C26=43.9174;  
 C27=-2.5506; C28=-1.189; C31=-30.1861; C32=1.3808; C33=-18.2232; C34=23.2015; C35=0.025816;  
 C36=-0.06207; C37=-20.9776; C38=-7.917; c11=-7.7105; c12=14.5922; c13=-29.267; c14=-23.9755; c15=-  
 14.8566; c16=-39.5847; c17=7.5345; c18=0.96206; c21=28.0827; c1=79.1; c2=3.84; c3=434.6;  
 D11=6.9616; D12=-7.1528; D13=5.6285; D14=-3.6399; D15=5.207; D16=2.7876; D17=5.1994; D18=-  
 3.2405; D21=7.2175; D21=-1.7923; D23=10.7239; D24=12.3322; D25=11.1136; D26=8.7555; D27=-  
 19.1165; D28=1.1293; D31=0.24015; D32=2.0694; D33=-0.044498; D34=-0.22618; D35=-0.041176;  
 D36=1.4596; D37=1.4988; D38=8.9349; d11=-14.5421; d12=10.7264; d13=-8.4395; d14=-4.0701; d15=-  
 5.144; d16=-4.2781; d17=3.85; d18=-3.9469; d21=-1.4055; d1=80; d2=4; d3=2;  
 E11=-0.24685; E12=1.4298; E13=6.9445; E14=0.80267; E15=0.56269; E16=2.9291; E17=-0.01279; E18=-  
 17.6096; E21=44.0678; E22=-53.1407; E23=143.5671; E24=16.729; E25=42.4592; E26=-5.0725; E27=-  
 2.398; E28=4.3677; E31=-120.8599; E32=-22.4842; E33=63.8384; E34=1.8203; E35=44.4934;  
 E36=24.4619; E37=-8.2892; E38=-34.9837; e11=-46.2457; e12=54.5912; e13=-149.3576; e14=-16.6311;  
 e15=-44.0107; e16=8.1212; e17=2.3346; e18=-8.537; e21=3.9157; e1=4.05; e2=2.23; e3=627.5;  
 F11=0.92559; F12=-4.2145; F13=-0.69829; F14=0.85357; F15=0.5411; F16=9.3388; F17=-1.0695; F18=-  
 0.49888; F21=28.6265; F21=-127.7833; F23=-28.0163; F24=25.6936; F25=-1.8781; F26=98.6061; F27=-  
 26.1045; F28=2.6798; F31=-0.40195; F32=-123.7243; F33=168.1832; F34=94.4473; F35=48.1673;  
 F36=92.1986; F37=-166.0645; F38=48.5986; f11=-39.3322; f12=136.2534; f13=15.1594; f14=-30.5267;  
 f15=1.6296; f16=-62.1669; f17=14.235; f18=-2.394; f21=-15.6715; f1=4.01; f2=627.2; f3=235.01;  
 Tkk=35.60;  
 Tk=transpose(Tkk);  
 Te=10;  
 deltak=4;  
 deltae=5;  
 verim=0.85;  
 TK=(Tk-deltak);  
 TE=(Te+deltae);  
 QE=2;  
 CPSK=4.183;  
 CPSE=4.184;  
 K1=0.1668;  
 K2=0.9938;  
 K3=0.2507;  
 K4=0.6749;  
 K5=0.3787;  
 cap1=13.5/1000;  
 hiz=1;  
 yog=998.2;  
 MK=pi\*(cap1^2)\*hiz\*yog/4;  
 ME=MK;  
 for i=1:26  
 Pk11=(Tk/a1)\*A11+a11;  
 Pk12=(Tk/a1)\*A12+a12;  
 Pk13=(Tk/a1)\*A13+a13;  
 Pk14=(Tk/a1)\*A14+a14;

```

Pk15=(Tk/a1)*A15+a15;
Pk16=(Tk/a1)*A16+a16;
Pk17=(Tk/a1)*A17+a17;
Pk18=(Tk/a1)*A18+a18;
Pk21=1/(1+exp(-Pk11(i)));
Pk22=1/(1+exp(-Pk12(i)));
Pk23=1/(1+exp(-Pk13(i)));
Pk24=1/(1+exp(-Pk14(i)));
Pk25=1/(1+exp(-Pk15(i)));
Pk26=1/(1+exp(-Pk16(i)));
Pk27=1/(1+exp(-Pk17(i)));
Pk28=1/(1+exp(-Pk18(i)));
Pk31=Pk21*A21+Pk22*A22+Pk23*A23+Pk24*A24+Pk25*A25+Pk26*A26+Pk27*A27+Pk28*A28+a21;
Pka(i)=a2/(1+exp(-Pk31));
end
Pk=transpose(Pka);
Pe11=(Te/a1)*A11+a11;
Pe12=(Te/a1)*A12+a12;
Pe13=(Te/a1)*A13+a13;
Pe14=(Te/a1)*A14+a14;
Pe15=(Te/a1)*A15+a15;
Pe16=(Te/a1)*A16+a16;
Pe17=(Te/a1)*A17+a17;
Pe18=(Te/a1)*A18+a18;
Pe21=1/(1+exp(-Pe11));
Pe22=1/(1+exp(-Pe12));
Pe23=1/(1+exp(-Pe13));
Pe24=1/(1+exp(-Pe14));
Pe25=1/(1+exp(-Pe15));
Pe26=1/(1+exp(-Pe16));
Pe27=1/(1+exp(-Pe17));
Pe28=1/(1+exp(-Pe18));
Pe31=Pe21*A21+Pe22*A22+Pe23*A23+Pe24*A24+Pe25*A25+Pe26*A26+Pe27*A27+Pe28*A28+a21;
Pe=a2/(1+exp(-Pe31));

h111=(TE/c1)*C11+(Pe/c2)*C21+c11;
h112=(TE/c1)*C12+(Pe/c2)*C21+c12;
h113=(TE/c1)*C13+(Pe/c2)*C23+c13;
h114=(TE/c1)*C14+(Pe/c2)*C24+c14;
h115=(TE/c1)*C15+(Pe/c2)*C25+c15;
h116=(TE/c1)*C16+(Pe/c2)*C26+c16;
h117=(TE/c1)*C17+(Pe/c2)*C27+c17;
h118=(TE/c1)*C18+(Pe/c2)*C28+c18;
h121=1/(1+exp(-h111));
h122=1/(1+exp(-h112));
h123=1/(1+exp(-h113));
h124=1/(1+exp(-h114));
h125=1/(1+exp(-h115));
h126=1/(1+exp(-h116));
h127=1/(1+exp(-h117));
h128=1/(1+exp(-h118));
h131=h121*C31+h122*C32+h123*C33+h124*C34+h125*C35+h126*C36+h127*C37+h128*C38+c21;
h1=c3/(1+exp(-h131));
H1=h1;

sb11=(TE/d1)*D11+(Pe/d2)*D21+d11;
sb12=(TE/d1)*D12+(Pe/d2)*D21+d12;
sb13=(TE/d1)*D13+(Pe/d2)*D23+d13;
sb14=(TE/d1)*D14+(Pe/d2)*D24+d14;
sb15=(TE/d1)*D15+(Pe/d2)*D25+d15;
sb16=(TE/d1)*D16+(Pe/d2)*D26+d16;
sb17=(TE/d1)*D17+(Pe/d2)*D27+d17;
sb18=(TE/d1)*D18+(Pe/d2)*D28+d18;
sb21=1/(1+exp(-sb11));

```

```

sb22=1/(1+exp(-sb12));
sb23=1/(1+exp(-sb13));
sb24=1/(1+exp(-sb14));
sb25=1/(1+exp(-sb15));
sb26=1/(1+exp(-sb16));
sb27=1/(1+exp(-sb17));
sb28=1/(1+exp(-sb18));
sb31=sb21*D31+sb22*D32+sb23*D33+sb24*D34+sb25*D35+sb26*D36+sb27*D37+sb28*D38+d21;
sb=d3/(1+exp(-sb31));
S1=sb;

for i=1:26
    h211=(Pk/e1)*E11+(S1/e2)*E21+e11;
    h212=(Pk/e1)*E12+(S1/e2)*E22+e12;
    h213=(Pk/e1)*E13+(S1/e2)*E23+e13;
    h214=(Pk/e1)*E14+(S1/e2)*E24+e14;
    h215=(Pk/e1)*E15+(S1/e2)*E25+e15;
    h216=(Pk/e1)*E16+(S1/e2)*E26+e16;
    h217=(Pk/e1)*E17+(S1/e2)*E27+e17;
    h218=(Pk/e1)*E18+(S1/e2)*E28+e18;
    h221=1/(1+exp(-h211(i)));
    h222=1/(1+exp(-h212(i)));
    h223=1/(1+exp(-h213(i)));
    h224=1/(1+exp(-h214(i)));
    h225=1/(1+exp(-h215(i)));
    h226=1/(1+exp(-h216(i)));
    h227=1/(1+exp(-h217(i)));
    h228=1/(1+exp(-h218(i)));
    h231=h221*E31+h222*E32+h223*E33+h224*E34+h225*E35+h226*E36+h227*E37+h228*E38+e21;
    h2a(i)=e3/(1+exp(-h231));
    h2(i)=H1+(h2a(i)-H1)/verim;
end
H2=transpose(h2);

for i=1:26
    h311=(Tk/c1)*C11+(Pk/c2)*C21+c11;
    h312=(Tk/c1)*C12+(Pk/c2)*C21+c12;
    h313=(Tk/c1)*C13+(Pk/c2)*C23+c13;
    h314=(Tk/c1)*C14+(Pk/c2)*C24+c14;
    h315=(Tk/c1)*C15+(Pk/c2)*C25+c15;
    h316=(Tk/c1)*C16+(Pk/c2)*C26+c16;
    h317=(Tk/c1)*C17+(Pk/c2)*C27+c17;
    h318=(Tk/c1)*C18+(Pk/c2)*C28+c18;
    h321=1/(1+exp(-h311(i)));
    h322=1/(1+exp(-h312(i)));
    h323=1/(1+exp(-h313(i)));
    h324=1/(1+exp(-h314(i)));
    h325=1/(1+exp(-h315(i)));
    h326=1/(1+exp(-h316(i)));
    h327=1/(1+exp(-h317(i)));
    h328=1/(1+exp(-h318(i)));
    h331=h321*C31+h322*C32+h323*C33+h324*C34+h325*C35+h326*C36+h327*C37+h328*C38+c21;
    h3(i)=c3/(1+exp(-h331));
end
H3=transpose(h3);

for i=1:26
    h411=(Tk/b1)*B11+(Pk/b2)*B21+b11;
    h412=(Tk/b1)*B12+(Pk/b2)*B21+b12;
    h413=(Tk/b1)*B13+(Pk/b2)*B23+b13;
    h414=(Tk/b1)*B14+(Pk/b2)*B24+b14;
    h415=(Tk/b1)*B15+(Pk/b2)*B25+b15;
    h416=(Tk/b1)*B16+(Pk/b2)*B26+b16;
    h417=(Tk/b1)*B17+(Pk/b2)*B27+b17;

```



```

h418=(Tk/b1)*B18+(Pk/b2)*B28+b18;
h421=1/(1+exp(-h411(i)));
h422=1/(1+exp(-h412(i)));
h423=1/(1+exp(-h413(i)));
h424=1/(1+exp(-h414(i)));
h425=1/(1+exp(-h415(i)));
h426=1/(1+exp(-h416(i)));
h427=1/(1+exp(-h417(i)));
h428=1/(1+exp(-h418(i)));
h431=h421*B31+h422*B32+h423*B33+h424*B34+h425*B35+h426*B36+h427*B37+h428*B38+b21;
h4(i)=b3/(1+exp(-h431));
end
H4=transpose(h4);

for i=1:26;
h511=(TK/b1)*B11+(Pk/b2)*B21+b11;
h512=(TK/b1)*B12+(Pk/b2)*B21+b12;
h513=(TK/b1)*B13+(Pk/b2)*B23+b13;
h514=(TK/b1)*B14+(Pk/b2)*B24+b14;
h515=(TK/b1)*B15+(Pk/b2)*B25+b15;
h516=(TK/b1)*B16+(Pk/b2)*B26+b16;
h517=(TK/b1)*B17+(Pk/b2)*B27+b17;
h518=(TK/b1)*B18+(Pk/b2)*B28+b18;
h521=1/(1+exp(-h511(i)));
h522=1/(1+exp(-h512(i)));
h523=1/(1+exp(-h513(i)));
h524=1/(1+exp(-h514(i)));
h525=1/(1+exp(-h515(i)));
h526=1/(1+exp(-h516(i)));
h527=1/(1+exp(-h517(i)));
h528=1/(1+exp(-h518(i)));
h531=h521*B31+h522*B32+h523*B33+h524*B34+h525*B35+h526*B36+h527*B37+h528*B38+b21;
h5(i)=b3/(1+exp(-h531));
end
H5=transpose(h5);
H6=H5;

h711=(Te/c1)*C11+(Pe/c2)*C21+c11;
h712=(Te/c1)*C12+(Pe/c2)*C21+c12;
h713=(Te/c1)*C13+(Pe/c2)*C23+c13;
h714=(Te/c1)*C14+(Pe/c2)*C24+c14;
h715=(Te/c1)*C15+(Pe/c2)*C25+c15;
h716=(Te/c1)*C16+(Pe/c2)*C26+c16;
h717=(Te/c1)*C17+(Pe/c2)*C27+c17;
h718=(Te/c1)*C18+(Pe/c2)*C28+c18;
h721=1/(1+exp(-h711));
h722=1/(1+exp(-h712));
h723=1/(1+exp(-h713));
h724=1/(1+exp(-h714));
h725=1/(1+exp(-h715));
h726=1/(1+exp(-h716));
h727=1/(1+exp(-h717));
h728=1/(1+exp(-h718));
h731=h721*C31+h722*C32+h723*C33+h724*C34+h725*C35+h726*C36+h727*C37+h728*C38+c21;
h7=c3/(1+exp(-h731));
H7=h7;

for i=1:26
t211=(Pk/f1)*F11+(H2/f2)*F21+f11;
t212=(Pk/f1)*F12+(H2/f2)*F21+f12;
t213=(Pk/f1)*F13+(H2/f2)*F23+f13;
t214=(Pk/f1)*F14+(H2/f2)*F24+f14;
t215=(Pk/f1)*F15+(H2/f2)*F25+f15;
t216=(Pk/f1)*F16+(H2/f2)*F26+f16;

```

```

t217=(Pk/f1)*F17+(H2/f2)*F27+f17;
t218=(Pk/f1)*F18+(H2/f2)*F28+f18;
t221=1/(1+exp(-t211(i)));
t222=1/(1+exp(-t212(i)));
t223=1/(1+exp(-t213(i)));
t224=1/(1+exp(-t214(i)));
t225=1/(1+exp(-t215(i)));
t226=1/(1+exp(-t216(i)));
t227=1/(1+exp(-t217(i)));
t228=1/(1+exp(-t218(i)));
t231=t221*F31+t222*F32+t223*F33+t224*F34+t225*F35+t226*F36+t227*F37+t228*F38+f21;
t2(i)=f3/(1+exp(-t231));
end
T2A=transpose(t2);
for i=1:26
    Mr(i)=QE/(H7-H6(i));
end
MR=transpose(Mr);

T0=25+273.15;
T1=TE+273.15;
T2=T2A+273.15;
T3=TK+273.15;
T4=TK+273.15;
T5=TK+273.15;
T6=Te+273.15;
T7=Te+273.15;
TK1=20+273.15;
TE1=20+273.15;

for i=1:26
    Tk3(i)=TK1+MR(i)*(H2(i)-H4(i))/(MK*CPSK);
end
TK3=transpose(Tk3);
TE2=TE1-QE/(ME*CPSE);
for i=1:26
    Te3(i)=TE1-MR(i)*(H1-H6(i))/(CPSE*ME);
end
TE3=transpose(Te3);
for i=1:26
    Tk4(i)=TK3(i)+MR(i)*(H4(i)-H5(i))/(CPSK*MK);
end
TK4=transpose(Tk4);
for i=1:26
    Tk2(i)=TK1+MR(i)*(H2(i)-H3(i))/(CPSK*MK);
end
TK2=transpose(Tk2);
for i=1:26
    LM1A(i)=((T2(i)-TK2(i))-(T3(i)-TK1))/log((T2(i)-TK2(i))/(T3(i)-TK1));
    LM2A(i)=((T3(i)-TK3(i))-(T4(i)-TK2(i)))/log((T3(i)-TK3(i))/(T4(i)-TK2(i)));
    LM3A(i)=((T4(i)-TK4(i))-(T5(i)-TK3(i)))/log((T4(i)-TK4(i))/(T5(i)-TK3(i)));
    LM5A(i)=((TE2-T1)-(TE3(i)-T7))/log((TE2-T1)/(TE3(i)-T7));
end
LM4A=((TE1-T7)-(TE2-T6))/log((TE1-T7)/(TE2-T6));
LM1=transpose(LM1A);
LM2=transpose(LM2A);
LM3=transpose(LM3A);
LM4=LM4A;
LM5=transpose(LM5A);
for i=1:26
    ALANA1(i)=MR(i)*(H2(i)-H3(i))/(K1*LM1(i));
    ALANA2(i)=MR(i)*(H3(i)-H4(i))/(K2*LM2(i));
    ALANA3(i)=MR(i)*(H4(i)-H5(i))/(K3*LM3(i));
    ALANA4(i)=MR(i)*(H7-H6(i))/(K4*LM4);

```

```

    ALANA5(i)=MR(i)*(H1-H7)/(K5*LM5(i));
end
ALAN1=transpose(ALANA1);
ALAN2=transpose(ALANA2);
ALAN3=transpose(ALANA3);
ALAN4=transpose(ALANA4);
ALAN5=transpose(ALANA5);
for i=1:26
    IA1(i)=T0*K1*LM1(i)*log(TK2(i)/TK1)/(TK2(i)-TK1);
    IA2(i)=T0*K2*LM2(i)*log(TK3(i)/TK2(i))/(TK3(i)-TK2(i));
    IA3(i)=T0*K3*LM3(i)/(TK3(i)*(1+K3*ALAN3(i)*LM3(i)/(MK*CPSK*TK3(i))));
    IA4(i)=T0*K4*LM4*log(TE2/TE1)/(TE1-TE2);
    IA5(i)=-1*T0*K5*LM5(i)/(TE2*(1-K5*ALAN5(i)*LM5(i)/(ME*CPSE*TE2)));
end
I1=transpose(IA1);
I2=transpose(IA2);
I3=transpose(IA3);
I4=transpose(IA4);
I5=transpose(IA5);

TOP=1000;
CIN=0.0912;
AC=0.12024;
CM1=516.621;
CM2=516.621;
CM3=516.621;
CM4=309.143;
CM5=309.143;
for i=1:26
    ZAGA1(i)=CM1/I1(i);
    ZAGA2(i)=CM2/I2(i);
    ZAGA3(i)=CM3/I3(i);
    ZAGA4(i)=CM4/I4(i);
    ZAGA5(i)=CM5/I5(i);
end
ZAG=TOP*CIN/AC;
ZAG1=transpose(ZAGA1);
ZAG2=transpose(ZAGA2);
ZAG3=transpose(ZAGA3);
ZAG4=transpose(ZAGA4);
ZAG5=transpose(ZAGA5);
for i=1:26
    GAGA1(i)=CM1/(ZAG+ZAG2(i)+ZAG3(i)+ZAG4(i)+ZAG5(i));
    GAGA2(i)=CM2/(ZAG+ZAG1(i)+ZAG3(i)+ZAG4(i)+ZAG5(i));
    GAGA3(i)=CM3/(ZAG+ZAG1(i)+ZAG2(i)+ZAG4(i)+ZAG5(i));
    GAGA4(i)=CM4/(ZAG+ZAG1(i)+ZAG2(i)+ZAG3(i)+ZAG5(i));
    GAGA5(i)=CM5/(ZAG+ZAG1(i)+ZAG2(i)+ZAG3(i)+ZAG4(i));
end
GAG1=transpose(GAGA1);
GAG2=transpose(GAGA2);
GAG3=transpose(GAGA3);
GAG4=transpose(GAGA4);
GAG5=transpose(GAGA5);
sonuc=[I5 GAG5 I3 GAG3 I1 GAG1 I2 GAG2 I4 GAG4];
for i=1:26
    deger=sonuc(i,1)+sonuc(i,2);
    if (deger<0.001) & (deger>-0.001)
        disp(sonuc(i,:));
        break;
    end
end
if i==26
    disp('yeni iterasyon')
end

```

end

**ÖZGEÇMİŞ**

Adı Soyadı : Önder KIZILKAN

Doğum Yeri : Isparta

Doğum Yılı : 1978

Medeni Hali : Bekar

**Eğitim ve Akademik Durumu:**

Lise 1993-1994 Adıyaman Anadolu Lisesi

Lise 1994-1996 Çankaya Mehmet Emin Resulzade Anadolu Lisesi

Lisans 1997-2001 Süleyman Demirel Üniversitesi

Yabancı Dil : İngilizce

**İş Deneyimi:**

2001-2002 Vekil İngilizce Öğretmeni (IYAŞ Selçuklu İlköğretim Okulu)

2002-..... Araştırma Görevlisi (Süleyman Demirel Üniversitesi)