

**ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN
TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU**

Aslı BABADAĞLI

**Yüksek Lisans Tezi
MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI
ISPARTA 2005**

T.C.
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TERMOEKONOMİK
OPTİMİZASYONU

ASLI BABADAĞLI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI

Isparta, 2005

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
SİMGELER DİZİNİ.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi	3
1.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemine Ait Temel Elemanlar ve Fonksiyonları.....	6
1.2.1. Jeneratör	6
1.2.2. Kondenser	6
1.2.3. Evaporatör	6
1.2.4. Absorber.....	6
1.2.5. Eriyik Isı Değiştirici	7
1.3. Soğutma Sisteminde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar	7
1.3.1. LiBr-H ₂ O Eriyiğinin Özellikleri	9
2. KAYNAK BİLGİSİ	11
3. MATERYAL VE METOT	14
3.1. Soğutucu Akışkanların Termodinamik Özelliklerinin YSA Metoduyla Belirlenmesi	14
3.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Birinci Kanun Analizi	18
3.2.1. Absorber Birinci Kanun Analizi.....	18
3.2.2. Jeneratör Birinci Kanun Analizi	19
3.2.3. Kondenser Birinci Kanun Analizi.....	19
3.2.4. Evaporatör Birinci Kanun Analizi	20
3.2.5. Eriyik ısı değiştirgeci Birinci Kanun Analizi.....	20
3.2.7. Pompa Birinci Kanun Analizi.....	21
3.2.8. Eriyik genleşme valfi Birinci Kanun Analizi.....	21
3.2.9. Soğutkan genleşme valfi Birinci Kanun Analizi.....	21

3.2.10. Soğutma Performans Katsayısı (COP).....	22
3.3. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin İkinci Kanun Analizi.....	23
3.3.1. Ekserji Kavramı.....	23
3.3.2. Sistem Elemanlarının Ekserji Analizi.....	25
3.3.2.1. Pompa Ekserji Analizi.. ..	27
3.3.2.2. Eriyik genişleme valfi Ekserji Analizi.. ..	27
3.3.2.3. Eriyik ısı değiştirici Ekserji Analizi.....	28
3.3.2.4. Jeneratör Ekserji Analizi.....	29
3.3.2.5. Kondanser Ekserji Analizi.. ..	30
3.3.2.6. Soğutkan genişleme valfi Ekserji Analizi.. ..	30
3.3.2.7. Evaporatör Ekserji Analizi.....	31
3.3.2.7. Absorber Ekserji Analizi.....	32
3.3.2.9. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Toplam Tersinmezliği.. ..	33
3.3.2.10. Absorbsiyonlu Sistemin İkinci Yasa Verimi.....	33
3.3.3. Isı Eşanjörü Dizayn Denklemleri.....	34
3.4. Termoekonomik Optimizasyon.....	38
3.4.1. Termoekonomi Kavramı.. ..	38
3.4.2. Yapısal Bağ Katsayıları (CSB).. ..	40
3.4.3. Termoekonomik Optimizasyon Denklemi.....	41
3.4.4. Termoekonomik Optimizasyon Prosedürü.. ..	44
3.4.5. Absorbsiyonlu Soğutma Sistem Elemanlarının Termoekonomik Optimizasyonu.. ..	46
3.4.5.1. Jeneratör	46
3.4.5.2. Kondenser	48
3.4.5.3. Evaporatör	48
3.4.5.4. Absorber.....	49
3.4.6. Sistem Elemanlarının Termoekonomik Optimizasyon Denklemleri	49
4. BULGULAR	53
4.1. YSA Metodu İle Türetilen Soğutucu Akışkan Özellik Denklemleri	53
4.1.1. LiBr-H ₂ O Eriyiğinin Konsantrasyon Denklemi	53
4.1.1. LiBr-H ₂ O Eriyiğinin Entropi Denklemi	56
4.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Birinci Kanun Analizi Sonuçları.....	60

4.3. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin İkinci Kanun Analizi Sonuçları.....	70
4.4. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termoeconomik Optimizasyon Sonuçları	88
5. TARTIŞMA VE SONUÇ	92
6. KAYNAKLAR	95
EKLER	98
EK-1	98
EK-2	101
EK-3	107
ÖZGEÇMİŞ	108

ÖZET

Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termoekonomik Optimizasyonu

Günümüzde teknolojinin gelişimi ve dünya nüfusunun artması sonucu enerji gereksinimi büyümektedir. Buna karşılık dünya üzerindeki çeşitli enerji rezervlerinin gün geçtikçe tükendiği bilinmektedir. Bu yüzden endüstriyel tesislerden atılan atık ısı, güneş enerjisi ve jeotermal enerji gibi ısı enerjisi kaynakları ile çalışan absorbsiyonlu sistemler cazip hale gelmiştir. Diğer yandan absorbsiyonlu sistemlerde çalışma akışkanı olarak ozon tabakasına zarar vermeyen ve sera etkisi olmayan akışkanların kullanılması başka bir avantajdır.

Bu çalışmada absorbsiyonlu bir soğutma sistemindeki elemanların termodinamik ve termoekonomik yönden analizleri yapılmıştır. Bunun için sistemin soğutma performans katsayısının belirlendiği termodinamiğin I. Kanunu analizi yapılmıştır, daha sonra sisteme termodinamiğin II. Kanunu analizi uygulanarak tersinmezlikler ve ekserji kayıpları tespit edilmiştir. İncelemelerde, evaporatör sıcaklığı, kondanser sıcaklığı, absorber sıcaklığı ve jeneratör sıcaklığı değerleri sistemin değişken parametreleri olarak ele alınmıştır ve optimum evaporatör, kondanser, absorber ve jeneratör sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör alanları tespit edilmiştir. Sistemin her bir noktasındaki entalpi, entropi, kütleli debi gibi termodinamik özellikleri hesaplanmıştır. Son olarak sistemin tümüne termoekonomik optimizasyon metodu uygulanmıştır.

Sistemin termodinamik ve termoekonomik analizleri LiBr-H₂O akışkan çifti için 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, Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi, Termodinamik Özellikler

ABSTRACT

Thermoeconomic Optimization of The Absorption Refrigeration Systems

Today, as a result of technological developments and increase of world population, energy consumption rates have increased. On the other hand, it is known that, world's energy reserves are being exhausted day by day. For this reason, absorption systems working with energy resources such as waste heat from industrial processes, solar energy and geothermal energy are being more attractive. Additionally, using of ozone friendly refrigerants with less greenhouse effect in absorption systems is another advantage.

In this study, thermodynamic and thermoeconomic analysis of the elements of absorption refrigeration system (evaporator, condenser, generator and absorber) are investigated. So 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, absorber and generator temperatures are selected to be design variables of the system and optimum evaporator, condenser, absorber and generator areas with the corresponding these temperatures are determined. Thermodynamic properties such as enthalpy, entropy, mass flow rate in each point of system were calculated. In the end thermoeconomic optimization method was carried out all of the system.

Thermodynamic and thermoeconomic analysis of the absorption refrigeration system are made for LiBr-H₂O refrigerant. 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, Absorption Cooling System, Thermodynamic Properties

TEŞEKKÜR

Bu tezin her safhasında ilgi ve desteğini esirgemeyen, Makine Eğitimi Bölümü'nün imkanlarından yararlanmamı sağlayan ve özgür bir çalışma ortamı yaratan Makine Eğitimi Bölüm Başkanı Sayın Prof.Dr. Ali Kemal YAKUT hocama, çalışmanın sonuca ulaştırılmasında ve karşılaşılan güçlüklerin aşılmasında yol gösterici olan tez danışmanım Sayın Yrd.Doç.Dr. Reşat SELBAŞ hocama, çalışmada deneyimlerinden ve desteklerinden yararlandığım Sayın Öğr.Gör.Dr. Arzu ŞENCAN hocama ve sevgili arkadaşım Arş.Gör. Önder KIZILKAN'a şükranlarımı sunar teşekkürü bir borç bilirim.

SİMGELER DİZİNİ

A	Alan
AO	Akış oranı
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 verimi
ε	Eriyik ısı değiştirici etkinliği
g	Yerçekimi ivmesi
h	Özgül entalpi
I	Tersinmezlik
K	Toplam ısı transfer katsayısı
LM	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı
\dot{m}	Akışkan debisi
N	Sistemin kendisini amorti etme süresi
P	Basınç
Q	Isı akışı
s	Özgül entropi
T	Sıcaklık
t	Zaman
W	İş
f_y	Yıllık faiz oranı
σ	Yapısal bağ katsayısı
ζ	Sermaye maliyet katsayısı
x	Konsantrasyon
ψ	Ekserji

$\Delta\psi$ Ekserji kaybı

Alt İndisler

A	Absorber
c	Soğuk
ç	Çıkan
E	Evaporatör
EV	Genleşme valfi
G	Jeneratör
G	Giren
h	Sıcak
ıd	Isı değiştirici
i	Giriş
K	Kondenser
o	Çıkış
op	Çalışma
T	Toplam
0	Çevre şartları
Y	Yoğuşturucu

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin şematik gösterimi	1
Şekil 3.1. Üç tabakalı bir yapay sinir ağı.....	15
Şekil 3.2. Yapay sinir hücresi	15
Şekil 3.3. Doymuş sıvı ve doymuş buhar bölgelerinde konsantrasyon ve entalpi değerlerinin formülasyonu için kullanılan YSA modelleri	17
Şekil 3.4. Absorbsiyonlu çevrimin tüm ekserji akışının gösterimi	26
Şekil 3.5. Isı eşanjörlerinin sıcaklık dağılım profilleri.....	35
Şekil 3.6. Isı eşanjörünün optimum ısı transfer alanının grafiksel olarak belirlenmesi.....	45
Şekil 4.1. LiBr-su eriyiğinin konsantrasyonu için gerçek değerler ile YSA metodu kullanılarak hesaplanmış değerler arasındaki ilişki	54
Şekil 4.2. LiBr-su eriyiğinin entropisi için gerçek değerler ile YSA metodu kullanılarak hesaplanmış değerler arasındaki ilişki	57
Şekil 4.3. Soğutma performans katsayısının kondenser sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	61
Şekil 4.4. Soğutma performans katsayısının kondenser sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	61
Şekil 4.5. Soğutma performans katsayısının kondenser sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	62
Şekil 4.6. Soğutma performans katsayısının evaporatör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	62
Şekil 4.7. Soğutma performans katsayısının evaporatör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	63

Şekil 4.8. Soğutma performans katsayısının evaporatör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	63
Şekil 4.9. Soğutma performans katsayısının absorber sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	64
Şekil 4.10. Soğutma performans katsayısının absorber sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	64
Şekil 4.11. Soğutma performans katsayısının absorber sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	65
Şekil 4.12. Soğutma performans katsayısının jeneratör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	65
Şekil 4.13. Soğutma performans katsayısının jeneratör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	66
Şekil 4.14. Soğutma performans katsayısının jeneratör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	66
Şekil 4.15. Soğutma performans katsayısının eriyik eşanjörü etkinliğine bağlı olarak değişimi	67
Şekil 4.16. Absorbsiyonlu soğutma çeviriminde eriyik ısı değiştirici çıkışındaki fakir eriyik (T7) sıcaklığının eşanjör etkinliği ile değişimi	67
Şekil 4.17. Tersinmezliğin kondenser sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	71
Şekil 4.18. Tersinmezliğin kondenser sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	71
Şekil 4.19. Tersinmezliğin kondenser sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	72

Şekil 4.20. Soğutma performans katsayısının evaporatör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	73
Şekil 4.21. Soğutma performans katsayısının evaporatör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	73
Şekil 4.22. Tersinmezliğin evaporatör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	74
Şekil 4.23. Tersinmezliğin absorber sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	75
Şekil 4.24. Tersinmezliğin absorber sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	75
Şekil 4.25. Tersinmezliğin absorber sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	76
Şekil 4.26. Tersinmezliğin jeneratör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	77
Şekil 4.27. Tersinmezliğin jeneratör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	77
Şekil 4.28. Tersinmezliğin jeneratör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	78
Şekil 4.29. Tersinmezliğin eriyik eşanjörü etkinliğine bağlı olarak değişimi	79
Şekil 4.30. Ekserji veriminin absorber sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	80
Şekil 4.31. Ekserji veriminin absorber sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	80
Şekil 4.32. Ekserji veriminin absorber sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	81
Şekil 4.33. Ekserji veriminin kondenser sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	82
Şekil 4.34. Ekserji veriminin kondenser sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	82

Şekil 4.35. Ekserji veriminin kondenser sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	83
Şekil 4.36. Ekserji veriminin evaporatör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	84
Şekil 4.37. Ekserji veriminin evaporatör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	84
Şekil 4.38. Ekserji veriminin evaporatör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	85
Şekil 4.39. Ekserji veriminin jeneratör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	86
Şekil 4.40. Ekserji veriminin jeneratör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	86
Şekil 4.41. Ekserji veriminin jeneratör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi	87

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 4.1. Ortalama ısı iletim katsayıları	70
Çizelge 4.2. Çeşitli kondanser sıcaklıkları için termoeekonomik optimizasyon sonuçları	90
Çizelge 4.3. Çeşitli jeneratör sıcaklıkları için termoeekonomik optimizasyon sonuçları	90
Çizelge 4.4. Çeşitli evaporatör sıcaklıkları için termoeekonomik optimizasyon sonuçları	91

1.GİRİŞ

Dış enerji kaynağı olarak her türlü ısı enerjisini kullanabilen absorpsiyonlu soğutma sistemleri, çalışmaları esnasında ek bir enerjiye ihtiyaç duymamaları, hareketli parçalarının azlığı nedeniyle sessiz çalışmaları, çok az bakım gerektirmeleri ve sistemde kullanılan akışkanların ozon tabakasına zarar vermemeleri gibi pek çok avantajlarından dolayı soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında tercih edilmektedirler.

Kullanımı en yaygın olan absorpsiyonlu soğutma sistemleri LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O eriyiği kullanan sistemlerdir.

Bu çalışmada LiBr-H₂O eriyiği kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemi ele alınacaktır.

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. Bu yüzden termodinamik ve ekonomik prensipleri birlikte değerlendiren ve termoeconomik olarak adlandırılan optimizasyon yöntemleri kullanılmalıdır (Kızıllıkan, 2004).

Bu tezin amacı LiBr-H₂O eriyiği ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminde tüm sistem elemanlarının termoeconomik yönden analizinin yapılması ve sistemin optimum çalışma şartlarının belirlenmesidir. Bu amaçla absorpsiyonlu soğutma sistemindeki belirli evaporatör, absorber, kondenser ve jeneratör sıcaklık aralıklarının sistem performansına ve maliyetine etkisi incelenmiştir. Farklı sıcaklıktaki her bir sistem elemanına termoeconomik metodu uygulanarak bu elemanların optimum sıcaklıkları ve bu sıcaklıklara karşılık gelen optimum eşanjör alanları bulunmuştur.

Öncelikle sisteme Termodinamiğin I. Kanunu analizi uygulanmıştır. Evaporatör sıcaklığı, kondenser sıcaklığı, absorber sıcaklığı, jeneratör sıcaklığı ve eriyik ısı değiştirici etkinliği gibi değişken sistem parametrelerin-e bağlı olarak LiBr-H₂O eriyiği ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı (COP) değerinin değişimi incelenmiştir.

Ardından sisteme Termodinamiğin II. Kanunu (ekserji) analizi uygulanmıştır. Ekserji analizinde, sistemi oluşturan her bir elemanın tersinmezlikleri hesaplanarak sistemin toplam tersinmezliği belirlenmiştir. Hesaplanan en düşük tersinmezlik miktarına sahip sistem yapısı, termodinamik yönden optimum dizayn ve çalışma şartlarını vermiştir.

Termoekonomik optimizasyon metodunda yapısal bağ katsayıları metodu kullanılmıştır. Yapısal bağ katsayıları metodu, maliyet denklemleriyle tersinmezlik denklemlerini birleştirerek termodinamik ve ekonomik yönden optimum sistem yapısının belirlenmesine olanak sağlar. Bu metodla her bir sistem elemanının optimizasyon denklemleri oluşturulmuştur. Elde edilen optimizasyon eşitlikleriyle, verilen bir soğutma yükü ve işletme zamanı için kondenser, evaporatör, absorber ve jeneratörün optimum alanları ve çalışma şartları belirlenmiştir.

Özellikle çok sayıda verilerin değerlendirilmesini gerektiren problemlerde, yapay sinir ağları yöntemi etkin olarak kullanılmaktadır. LiBr-H₂O eriyiği ile çalışan bu sistemde akışkanın termodinamik özellikleri Yapay Sinir Ağları (YSA) yöntemiyle modellenerek ve soğutucu akışkan için termodinamik özellik denklemleri elde edilmiştir.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik ve termoekonomik analizlerinde ve soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerin modellenmesinde kullanılan YSA metodunda, MATLAB bilgisayar programı kullanılmıştır. Hesaplamalar sonucunda analizlerin grafikleri çizilerek, sistem parametreleri ile sistem performansının değişimi incelenmiştir.

1.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılan çalışma akışkanlarının ozon tabakasına zararlı etkileri ve günümüzde yaşanan enerji darboğazı nedeniyle alternatif sistemler ve özellikle de absorbsiyonlu sistemler büyük bir önem kazanmıştır. Bugün teknolojik gelişmeler absorbsiyonlu soğutmayı buhar sıkıştırımlı soğutma çevirimine ekonomik ve verimli bir alternatif yapmıştır. (De Lucas, 2004). Absorbsiyonlu sistemlerde kullanılan akışkan çiftlerinin ozon tabakasını tahrip etmemesi, enerji girdisi olarak güneş enerjisi, atık ısı, jeotermal enerji gibi kaynakların kullanılabilmesi bu sistemi daha avantajlı bir konuma getirmiştir (Şencan, 2004).

Sıcaklığı 100°C ile 200°C arasında olan ucuz bir ısı kaynağı bulunduğu zaman ekonomik açıdan kazançlı olabilecek bir soğutma yöntemi absorbsiyonlu soğutma sistemidir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın bir ikinci akışkan içinde soğurulması gereklidir.

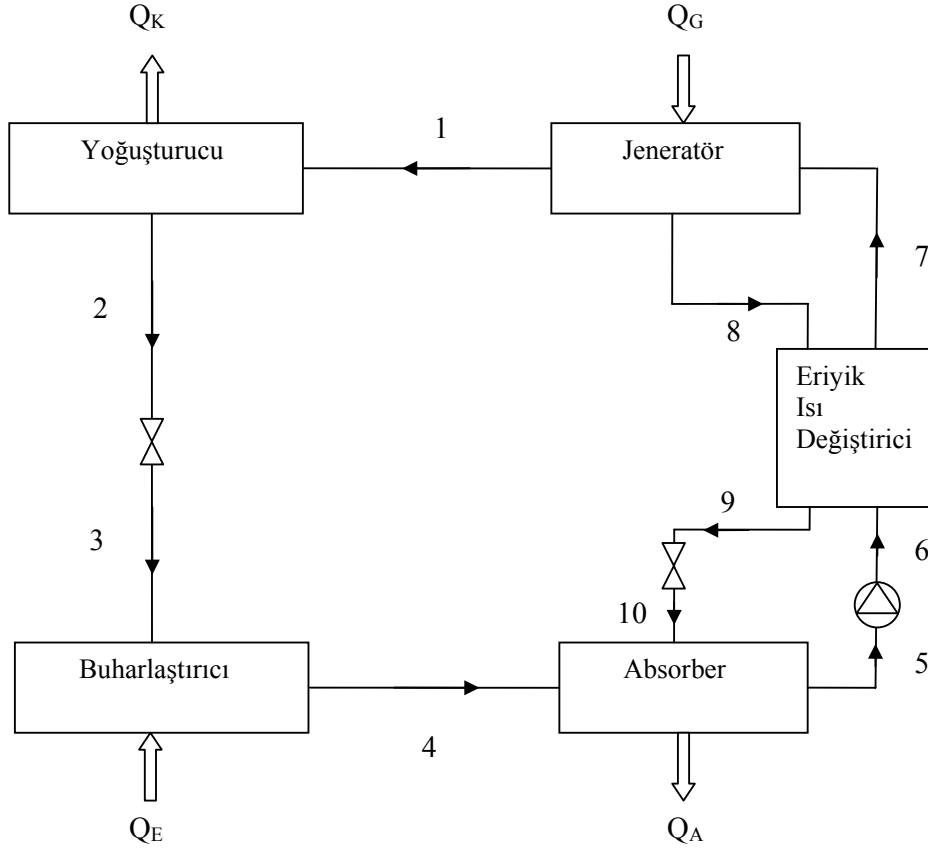
Absorbsiyonlu soğutma sistemi buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine çok benzer fakat buradaki kompresörün yerini karmaşık bir soğurma mekanizması aldığı görülür. Soğutma mekanizması absorber ve jeneratörden oluşmaktadır ve sıkıştırma işlemini gerçekleştirmektedir. Bu mekanizmanın soğutkan basıncını yükseltmek için bir araya getirildiği gözlenmektedir (Çengel ve Boles, 2000).

Absorbsiyonlu soğutma sistemi buhar sıkıştırımlı sistemden daha yüksek soğutma kapasitesi üretebilir, elektrik yerine diğer enerji kaynakları ile çalıştırılabilir (Adewusi vd., 2004). Bu sistemde mekanik enerji yerine jeneratörde ısı enerjisi kullanılmaktadır (Akdemir ve Güngör, 2001).

Absorbsiyonlu sistemde buhar yerine sıvı sıkıştırılmaktadır. Bu sistemlerin çalışması dış kaynaktan sağlanan ısıya dayanır. İş ısıtıcıda sağlanan ısının yüzde biri

mertebesinde olup, çevirimin termodinamik çözümlemesinde genellikle ihmal edilir. Absorpsiyonlu sistemlerde çevirimi çalıştıran enerji ısıdır (Çengel ve Boles, 2000).

Eriyik eşanjörü, ısıtıcıdan çıkan zengin eriyiğin (lityum bromürlü sistem için) veya fakir eriyiğin (amonyaklı sistem için) ısı enerjisinden yararlanarak diğer taraftaki eriyiğin ısıtıcıya girmeden önce sıcaklığını artırmak için kullanılmaktadır. Böylece ısıtıcıda eriyiğe verilmesi gerekli ısı enerjisi azaltılarak sistemin soğutma etkinliği arttırılabilir (Kaynaklı, 2003).



Şekil 1.1. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin şematik gösterimi

Şekil (1.1)'deki absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibini aşağıdaki gibi özetlemek mümkündür:

LiBr-H₂O eriyiği (5 noktasında) absorberden doymuş sıvı olarak çıkıp bir pompa vasıtası ile 6 noktasında eriyik ısı değiştiriciden geçip ısınan LiBr bakımından fakir eriyik (7 noktasında) jeneratöre gelir. Burada soğutucu akışkanın tamamı dışarıdan verilen ısıyla, buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak jeneratörü terk eden soğutucu buharı, (1 noktasında) yoğuşturucuya girer. Jeneratörde eriyik içinden soğutucu buharı ayrılarak LiBr bakımından zenginleşen eriyik (zengin eriyik) (8 noktasında) eriyik ısı değiştiriciden geçerek fakir eriyiğe ısı verdikten sonra (9 noktasında) genişleme valfi üzerinden (10 noktasında) absorbere geri döner. Jeneratörden buharlaşarak ayrılan soğutucu buharı yoğuşturucuda yoğuşarak dışarıya ısı atar.

Yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından büyüktür. Her iki basınç mutlak olarak atmosfer basıncının altındadır. Basınç kayıpları düşünülmez ise jeneratör, yoğuşturucu basıncında, absorber ise buharlaştırıcı basıncındadır. Yoğuşturucudan tamamen yoğuşmuş olarak çıkan soğutucu akışkan, izafi olarak düşük basınçta çalışan buharlaştırıcıya girmeden önce bir kısılma vanasından geçirilir. Buharlaştırıcıya kısılarak giren soğutucu akışkan burada buharlaşarak, buharlaşma için gerekli olan ısıyı soğutulan ortamdan çeker.

Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan absorbere girer. Absorberde, ısı değiştiriciden geçip ısı verdikten sonra bir genişleme valfinde absorber basıncına kısılan zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını yutar (absorbe eder) işlem esnasında ısı açığa çıkar. Absorpsiyon işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için, açığa çıkan ısının absorberden atılması gerekir. Absorber içinde tekrar LiBr bakımından fakir hale gelen eriyik (fakir eriyik), bir pompa vasıtası ile tekrar jeneratöre gönderilir. Isı kayıplarını azaltmak için, absorberden jeneratöre gönderilen fakir eriyik, jeneratörden dönen zengin eriyik tarafından bir ısı değiştiricide ısıtılır (Özkul, 1997).

1.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemine Ait Temel Elemanlar ve Fonksiyonları

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan temel elemanlar ve özellikleri aşağıdaki gibidir.

1.2.1. Jeneratör (Kaynatici)

İç içe geçmiş iki borudan oluşmaktadır. İç kısımdaki boru içerisinde LiBr / H₂O karışımı bulunmaktadır. Jeneratörden ayrılan H₂O buharı, kondensere gelir. Jeneratörde, karışıma ısı geçtiği gibi, çevreyede bir miktar ısı geçişi olmaktadır. Çevreye olan bu ısı geçişi ihmal edilmiştir.

1.2.2. Kondenser (Yoğuşturucu)

Jeneratörden elde edilen basınçlı soğutucu buharı soğutularak yoğuşturulduğu boru demetidir. İç içe geçmiş iki borudan oluşmaktadır. Soğuma esnasında açığa çıkan ısı soğutucu akışkanın yoğuşmasını sağlar.

1.2.3. Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Sıvı haldeki soğutucu akışkanın buharlaştırıldığı boru demetidir. Evaporatördeki düşük basınç sebebiyle sıvı haldeki soğutucu, çevresinden ısı alarak gaz haline geçer. Evaporatördeki basınç bir genişleme valfi ile kontrol altında tutulur.

1.2.4. Absorber

LiBr'ün suda çözünmesini sağlayan ünitedir. Soğutucu akışkan evaporatörden çıktıktan sonra bir ısı değiştiriciden geçerek absorbere girer. Absorberdeki karışım, bir sıvı eriyik pompası ile sürekli püskürtülerek çözünmesinin kolaylaşması sağlanır.

1.2.5. Eriyik Isı Değiştiricisi

Absorberde bulunan zengin karışım, devreyi tamamlamak için bir pompa ile tekrar jeneratöre gönderilir. Jeneratörden de sürekli olarak absorbere fakir karışım döner. Jeneratörden absorbere gitmekte olan fakir karışımın sıcaklığı fazladır. Eşanjörle giden-gelen bu iki karışıma ısı alışverişi yaptırılır. Absorberden gelen sıvı haldeki soğutucu akışkanın ısısı , jeneratörden dönen akışkanın ısısını alır (Acar vd., 1997).

1.3. Soğutma Sisteminde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

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

Bu yüzden, absorpsiyonlu sistemlerde kullanılacak akışkan çiftlerinin termodinamik özelliklerinin tespiti önem kazanmaktadır (Şencan, 2004).

Genel olarak absorpsiyonlu soğutmada kullanım için absorbent maddeden istenilen özellikler şunlardır:

1. Absorber şartlarında dengede yüksek çözünürlüğe sahip olmalıdır.
2. Absorber şartlarında düşük buhar basıncına sahip olmalıdır.
3. Hızlı soğurma ve dengede yakınlaşma sağlamalıdır.
4. Yoğunlaşmış çalışma eriyiklerinde doğal olarak alkalik ve bakır, hafif çelik, pirinç gibi metallerle daha az koroziftir.
5. Çalışma şartları altında düşük viskoziteye sahip olmalıdır.
6. Düşük ısılı soğurma yapmalıdır.
7. Yüksek ısıl iletkenliği olmalıdır.

8. Çevirimdeki en düşük sıcaklıkla karşılaştırılırsa düşük donma noktasına sahip olmalıdır.
9. Düşük yoğunluklu olmalıdır.
10. ısı ayrışmaya karşı dayanıklılığı olmalıdır.
11. Zehirleyici olmamalıdır .
12. Çözültisi uçucu olmalıdır.
13. Düşük maliyetli olmalıdır.

Soğutkan seçiminde düşünülmesi zorunlu kesin temel gereklilikler vardır. Aşağıda sıralanmıştır:

1. Gelecekte kullanılabilmelidir.
2. Kullanımı kolay olmalıdır.
3. Soğutma performansı kabul edilebilir olmalıdır.
4. Çalışma verimi kabul edilebilir olmalıdır.
5. Güvenli bir şekilde kullanıma uygun olmalıdır.

Absorbsiyonlu soğutma uygulamaları için soğutkan–absorbent bileşiminin aşağıdaki şartları sağlaması gerekir;

1. Çözünen maddenin çözücüde yüksek çözünürlüğü olması gerekir. Yüksek çözünürlüklü karışım kullanımı jeneratör ve absorberi terk eden konsantrasyonlar arasında aşırı farka sebep olur. Bu dönüş hattında eriyiğin dolaşım faktörünü azaltabilir, emiş sıcaklığını arttırabilir ve jeneratörlerdeki ısı yükünü azaltabilir.
2. Jeneratörü terk eden zengin eriyiğin tuz kristalizasyonu olmaksızın absorber sıcaklığına yaklaşması için soğutulabilmelidir. Bu ısı değiştiricinin performansını geliştirebilir ve jeneratör ısı yükünü azaltmada etkili olabilir.
3. Soğutkan ve absorbent maddeler zehirli, yanıcı, korozif olmamalıdır, ucuz ve kullanıma hazır olmalıdır (De Lucas, 2004).

Tüm şartları sağlayan bir akışkan çifti bugüne kadar bulunamamıştır. Pratikte çok kullanılan çiftler :

Amonyak / su, amonyak soğutucu madde olarak ,

Su / Lityum – Bromür, su soğutucu madde olarak , kullanılmaktadır (Schramek, 1997).

1.3.1. Lityum Bromür – H₂O Eriyiğinin Özellikleri

Bu soğutucu akışkan çiftinin kullanımı son yıllarda oldukça önem kazanmıştır. Lityum bromürün kaynama noktası sudan 540°C daha fazladır. Bu da kaynatıcı içerisinde suyun lityum bromürden kolayca ayrılmasını sağlar. Lityum bromür kolayca elde edilebileceği için maliyeti çok ucuzdur.

Lityum bromür-su eriyiği, sistemin konstrüksiyonunda kullanılan malzemelere karşı son derece korozif tesiri vardır. Lityum bromür eriyiği suya göre daha büyük yüzey gerilimine sahiptir. Bu eriyiğin viskozitesi, kullanılan konsantrasyon değerleri için çok küçüktür. Bu eriyiğin özgül ısısı da saf suyunkine göre çok küçüktür.

Lityum bromür-su eriyiği, ideal bir eriyikten istenen şartların çoğuna sahiptir. En büyük mahzuru korozif tesiridir. Bu tesirine karşı eriyiğe inhibitörler katılır.

Bu eriyiğin başlıca avantajları şöyle sıralanabilir;

- Aynı sıcaklıklar arasında çalışan diğer akışkan çiftlerine göre daha yüksek soğutma tesir katsayısı sağlar.
- Bu sistemlerde ilave bir rektifikasyon kolonuna ihtiyaç olmadığından nispeten basit elemanlardan meydana gelir.
- Dolaşım pompası için gerekli olan mekanik iş çok azdır. Bu iş, amonyak – su çifti ile çalışan sistemin işinin yüzde biri kadardır.
- Su yüzünden 0°C'nin altında buharlaşma sıcaklıkları mümkün değildir. Tüm proses vakum içinde gerçekleşir, maksimum ayrıştırıcı sıcaklığı yaklaşık 160°C'dir (Schramek, 1997).

Yukarıda sayılan avantajların yanında, lityum bromür-su eriyiği ile çalışan soğutma sistemlerinin bazı dezavantajları aşağıda verilmiştir.

- Buharlaştırıcı sıcaklığı, suyun donma noktası ile sınırlanmıştır. Bu akışkan çifti sadece iklimlendirme tesisatlarında kullanılabilir.
- Kristallenme olayı, çevrimin çalışma şartlarını sınırlar.
- Sođutma sistemi, dūřuk basınçlarda çalışır. Bu durum önlenemeyen hava sızmalarına sebep olur (Yamankaradeniz, 2002).

2. KAYNAK BİLGİSİ

Sözen vd. (2003) yapay sinir ağı kullanarak absorpsiyonlu ısı sistemler için soğutkan/absorbent çiftlerinin termodinamik özelliklerini araştırmışlardır. Çalışmada soğutkan/absorbent çiftleri olarak metanol/LiCl ve metanol/LiBr kullanmışlardır. Aynı çalışma şartları altında ve aynı konsantrasyon yüzdeleri için metanol/LiCl akışkan çiftinin istatistik hataları metanol/LiBr akışkan çiftininkinden daha küçük olduğu sonucuna varmışlardır.

Kaynaklı vd. (2003) $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ eriyikleri kullanan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik analizini yapmışlardır ve termodinamik özellikleri denklemler halinde vermişlerdir. Bu iki sistemin performansının, farklı ısıtıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, ve absorber sıcaklıklarıyla değişimini incelemişlerdir. Her iki sistemin performansı ısıtıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artışıyla azalmakta olduğunu tespit etmişlerdir.

Kaynaklı vd. (2003) termodinamik sistemlerin tasarımı, optimizasyonu ve performansı analizinde önemli bir araç olan ekserji analizini güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemine uygulamışlardır. Kaynatıcı ve depodaki ısı kayıplarının sistemin ekserji kaybına etkilerini incelemişler ve her elemandaki ekserji kayıplarını sayısal olarak ifade edip bu kayıpların yüksek olduğu elemanları tespit etmişlerdir.

Şencan vd. (2004) absorpsiyonlu ısı pompası ve soğutma sistemlerinde kullanılan $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ eriyiğinin entalpi ve entropi gibi termodinamik özellikleri yapay sinir ağları modeliyle belirlemişlerdir. Çalışmalarında yapay sinir ağları modeliyle her aralıkta eriyiğin termodinamik özelliklerinin tespiti için bir formülasyon türetmişlerdir.

De Lucas vd.(2003) absorpsiyonlu soğutma sistemi için alternatif bir akışkan kullanarak bu sistemdeki yeni soğutkanın performans değerlendirmesini ve simulasyonunu yapmışlardır. Her iki sistemin performansını karşılaştırmak için

teorik absorpsiyon çevirimini deneysel verilerden simule eden bir program geliştirmişlerdir. Program yardımıyla absorpsiyon çevirimlerinin verimliliğini değerlendirmişlerdir.

Ravikuvar vd. (1998) güneş destekli absorpsiyon sistemindeki ekserji değişimlerini araştırmışlardır. Bu amaçla çevrim parametrelerinin birinci ve ikinci yasa verimlilikleri üzerine etkilerini incelemişlerdir ve sonuçlar daha iyi bir dizayn ile sistem performansının çeşitli yollarla geliştirilebileceğini bulmuşlardır.

Talbi vd. (2000) çalışma akışkan çifti olarak LiBr-H₂O kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin ekserji analizini yapmışlardır. Entalpi, entropi, sıcaklık, kütle akış hızı, her bileşendeki ısı oranı ve performans katsayısının belirlenmesi için optimizasyon ve dizayn prosedürünü yapmışlardır. Çevrim analizlerinden elde ettikleri sayısal sonuçları çizelgeler halinde vermişlerdir.

Sun (1998) amonyak-su (NH₃-H₂O), amonyak-lityum nitrat (NH₃-LiNO₃), amonyak-sodyum thiocyanate (NH₃-NaSCN) çevirimleri için termodinamik analizler yapmıştır. Bu ikili akışkanların ayrıntılı termodinamik özellikleri ve bu üç çevrimin performanslarını karşılaştırmıştır. Amonyak-sodyum thiocyanate (NH₃-NaSCN) çevriminin performansı amonyak-lityum nitrat (NH₃-LiNO₃)kinden biraz daha iyi olduğu sonucuna varmıştır.

Florides vd. (2002) tek kademeli bir LiBr-H₂O absorpsiyon makinesinin karakteristiklerini ve performansını değerlendirme metodunu göstermişlerdir. Bu amaçla akışkanların özelliklerini gerekli ısı ve kütle transferi eşitliklerini ve değerlendirme eşitliklerini belirlemişler bu doğrultuda analizlerini yapmışlardır. Hesaplanan teorik değerler 1 kW'lık nominal kapasiteli küçük bir birimden alınan deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Yapılan boyutta soğutucu absorberin maliyet analizini çıkarmışlardır.

Sözen vd. (2004) güneşle çalışan ejektörlü absorpsiyon çevriminin performans parametrelerinin tayininde yapay sinir ağları metodunu kullanmışlardır. Sonuçları

değerlendirerek tablolar halinde sunmuşlardır. Yapay sinir ağları metodunun ejektörlü absorpsiyon soğutma sisteminin performansını tayin etmede yardımcı olacağı sonucuna varmışlardır.

Akdemir vd. (2001) LiBr-H₂O akışkan çifti kullanan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemindeki elemanların gerekli dizayn değerlerini belirlemişlerdir. Sistemin farklı çalışma durumlarında sistem elemanlarında oluşacak ısı miktarlarını ve soğutma tesir katsayılarını hesaplamışlardır. Sonuçları grafikler halinde vermişlerdir.

Adewusi vd. (2004) termodinamiğin ikinci yasasını kullanarak bazı dizayn parametrelerinin değiştirilmesi ile tek ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performansını incelemişlerdir. Sistemlerdeki her bileşenin entropi üretimi ve tüm sistemin toplam entropi üretimini çeşitli çalışma şartlarındaki çalışma akışkanlarının termodinamik özelliklerinden hesaplamışlardır. Tek ve çift kademeli sistemlerin her ikisi için ısı değiştirgeçlerinin etkinliğindeki, absorberin sıcaklıklarındaki ve kondenser ve evaporatör sıcaklıklarındaki değişim ile COP ve S_{top} eğiliminin uyumunu araştırmışlardır.

3. MATERYAL VE METOT

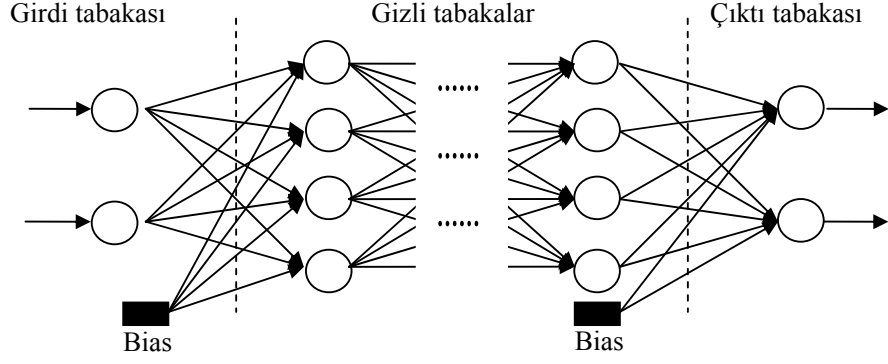
3.1. Soğutucu Akışkanların Termodinamik Özelliklerinin YSA Metoduyla Belirlenmesi

Absorbsiyonlu ısı sistemler çalışma akışkanı olarak doğal maddeleri kullanırlar. Bu maddelerin ozon tüketim etkisi yoktur ve fosil yakıt tüketimi içermezler. Bu sebeple bu teknoloji “ozona-dost” olarak tanımlanır.

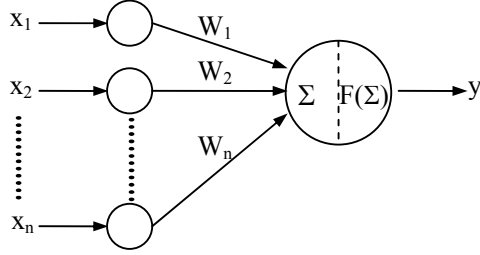
Absorbsiyonlu ısı sistemlerin performansına etki eden çok sayıda parametre söz konusudur. Bunlardan biri de uygun çalışma akışkanının seçimidir.

Akışkan çiftlerinin termodinamik özellikleri, kompleks diferansiyel denklemlerin çözümüyle elde edilmekte, bu durumda absorbsiyonlu ısı sistemlerin termodinamik analizini zorlaştırmaktadır. Hassas sonuçlar elde etmek için fazla zamana ve bilgisayar gücüne ihtiyaç duyulmaktadır. Bu güçlükten kurtulmak için yapay sinir ağları kullanılabilir (Sözen, 2003).

Yapay sinir ağları insan beyni esas alınarak modellenmiş bir sistemdir. Klasik yöntemlerle çözülemeyen problemleri insan beyninin çalışma sistemine benzer yöntemlerle çözmeye çalışır. Yapay sinir ağlarının iki türlü çalışma şekli vardır. Biri eğitime (öğrenme) diğeri test (kullanma) aşamasıdır. Bir yapay sinir ağının kullanılabilmesi için önce eğitilmesi gerekir. Bir YSA'nın birim elemanı nörondur (düğüm). Yapay sinir ağları şekil 4.1'de görüldüğü üzere temel olarak girdi, gizli ve çıktı katman olarak üç katmandan oluşmakta ve her katmanda bir çok nöron (düğüm) bulunmaktadır.



Şekil 3.1. Üç tabakalı bir yapay sinir ağı



Şekil 3.2. Yapay sinir hücresi (Fu, 1994)

Yapay bir sinir hücresi şekil 3.2’de görülmektedir. Her yapay sinir hücresi şekil 3.2’de görüldüğü gibi girdiler (X_n), ağırlıklar (W_n), toplam fonksiyonu (Σ), aktivasyon fonksiyonu $F(\Sigma)$ ve çıktı (y) olmak üzere beş ana kısımdan oluşur (Şencan vd., 2004). Her bir ‘girdi’ şekil 3.2’de görülen bağlantı ağırlıkları ile çarpılır, sonra bu çarpımlar ve ‘bias’ değeri toplanır. Toplam sonuç ise bir transfer fonksiyonundan geçirilerek ‘çıktı’ elde edilir (Sözen, 2003).

Sinir ağında önemli bir aşama, eğitime adımdır. Girdi istenen çıktı ile birlikte ağına verilir ve arzu edilen çıktıyı elde etmek için ağırlıklar düzeltilir. Eğitime öncesinde ağırlıklar rasgele seçilmiştir ve bir manaya sahip değildir, fakat eğitime sonunda çok anlamlı bir bilgi içerir.

Farklı öğrenme algoritmaları vardır. En popülerleri farklı versiyonları olan geriye yayılım algoritmasıdır. Geriye yayılma algoritmaları YSA, ağırlıkları değiştirmek suretiyle öğrenir, bu değişiklik bilgi olarak depolanır.

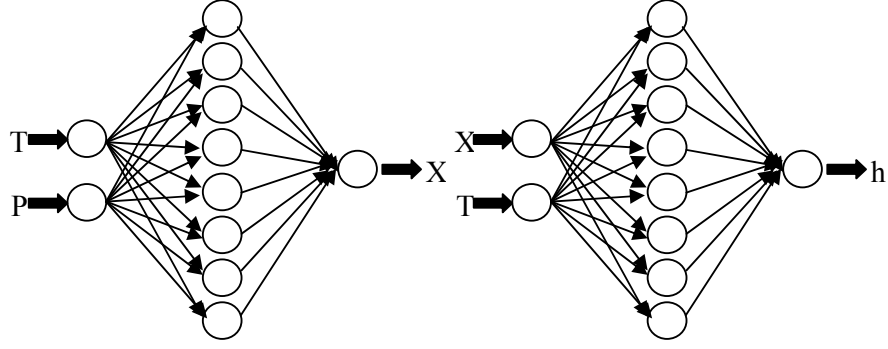
Öğrenme sırasındaki istatistiksel hatalar her biri farklı şekilde hesaplanan root-mean-squared (RMS), mutlak değişim yüzdesi (R^2) ve değişim katsayısı (cov) ile hesaplanır.

Girdi ve çıktı katmanı (-1,1) veya (0,1) aralığına normalize edilir (Sözen 2003).

Bu çalışmada LiBr-H₂O akışkan çiftinin doymuş sıvı ve doymuş buhar bölgeleri için sıcaklık ve basınç değerlerine bağlı olarak konsantrasyon değerleri YSA metodu kullanılarak formüle edilmiştir.

LiBr-H₂O akışkan çiftinin özellik bağıntılarının türetilmesi için kullanılan termodinamik özellikler mevcut literatür ve deneysel verilerden elde edilmiştir (Şencan, 1999; Chua vd., 2000). YSA'yı eğitmek için bu veriler kullanılmıştır.

İlk modelde girdi katmanında akışkan çiftinin sıcaklık ve basınç ; çıktı katmanında ise konsantrasyon bulunmaktadır. İkinci modelde ise girdi katmanında akışkan çiftinin konsantrasyon ve sıcaklık ; çıktı katmanında ise entropi bulunmaktadır.



Şekil 3.3. Doymuş sıvı ve doymuş buhar bölgelerinde konsantrasyon ve entalpi değerlerinin formülasyonu için kullanılan YSA modelleri

YSA'yı eğitmek için ileri beslemeli geriye yayılım algoritmasının Levenberg-Marquardt (LM) eğitim fonksiyonu ve sigmoid aktivasyon fonksiyonu kullanılmıştır. 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):

$$y = \frac{1}{1 + e^{-NET}} \quad (3.1)$$

Girdi ve çıktılar (0,1) aralığında normalize edilmiştir.

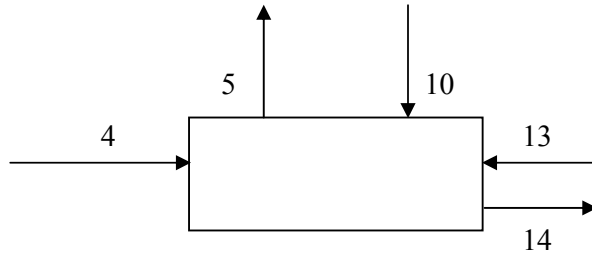
Bu çalışmada kullanılan YSA modeli, MATLAB bilgisayar programında farklı sayıdaki gizli tabaka ve nöronlar için denenmiştir. Verilerin % 20'si test için ayrılmıştır. Verilerin geriye kalan % 80'lik kısmı ile yapılan modelleme neticesinde en iyi tahmini, 1000 iterasyon sonucu Şekil 3.3'de görülen tek gizli tabaka ve 8 nörona sahip olan ağ mimarisi sağlamıştır.

3.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Birinci Kanun Analizi

Absorbsiyonlu sistemin termodinamik analizi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Sistemin termodinamik analizi sürekli rejim şartları için yapılmıştır.
2. Jeneratörden ayrılan soğutucu akışkan buharının sıcaklığı ve basıncı, jeneratör sıcaklığı ve basıncındadır.
3. Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında saf sudur ve yoğuşturucu sıcaklığında yoğuşturucudan çıkar.
4. Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu buharı, kuru doymuş buhar şartlarında ve buharlaştırıcı sıcaklığındadır.
5. Absorberden ayrılan eriyik, absorber basınç ve sıcaklığında denge halindedir.
6. Jeneratörden ayrılan eriyik, jeneratör sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
7. Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
8. Absorber, jeneratör, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı gibi elemanların çevreye ısı kaybı yoktur.
9. Sisteme iş girişi ihmal edilmiştir.

3.2.1. Absorber Birinci Kanun Analizi



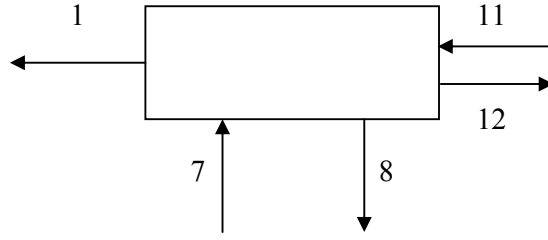
Absorberde kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10} \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_5 x_5 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_{10} x_{10} \quad (3.3)$$

$$Q_A = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_5 h_5 \quad (3.4)$$

3.2.2. Jeneratör Birinci Kanun Analizi



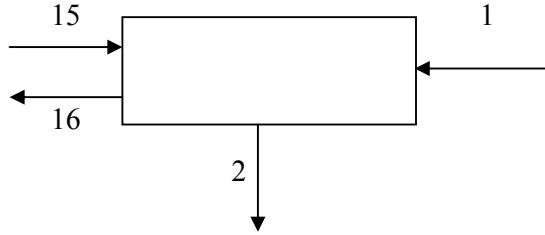
Jeneratörde kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 + \dot{m}_8 \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_8 x_8 \quad (3.6)$$

$$Q_G = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7 \quad (3.7)$$

3.2.3. Kondenser Birinci Kanun Analizi



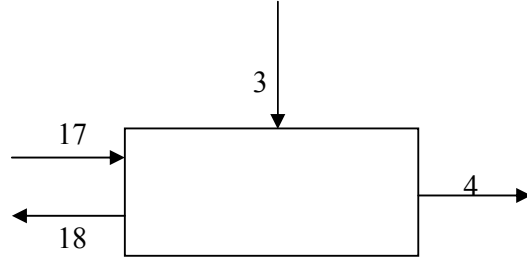
Yoğuşturucuda kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (3.8)$$

$$x_7 = x_8 \quad (3.9)$$

$$Q_K = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (3.10)$$

3.2.4. Evaporatör Birinci Kanun Analizi



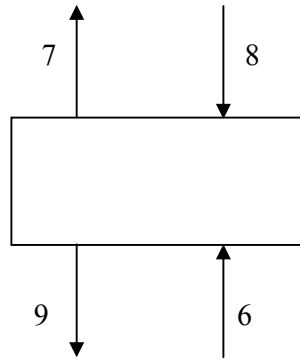
Buharlaştırıcıda kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3.11)$$

$$x_9 = x_{10} \quad (3.12)$$

$$Q_E = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (3.13)$$

3.2.5. Eriyik Isı Değiştirici Birinci Kanun Analizi



Eriyik ısı değiştiricide kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (3.14)$$

$$x_6 = x_7 \quad (3.15)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (3.16)$$

$$x_8 = x_9 \quad (3.17)$$

$$Q_{id} = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9 \quad (3.18)$$

3.2.6. Pompa Birinci Kanun Analizi

Pompada kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.19)$$

$$x_1 = x_2 \quad (3.20)$$

$$W = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (3.21)$$

3.2.7. Eriyik Genleşme Valfi Birinci Kanun Analizi



Eriyik genleşme valfinde kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.22)$$

$$x_5 = x_6 \quad (3.23)$$

$$h_5 = h_6 \quad (3.24)$$

3.2.7. Soğutkan Genleşme Valfi Birinci Kanun Analizi



Soğutkan genleşme valfinde kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (3.25)$$

$$x_8 = x_9 \quad (3.26)$$

$$h_8 = h_9 \quad (3.27)$$

Sistemin termodinamik analizini yapabilmek için önemli bir dizayn ve optimizasyon parametresi olan akış oranı kütleli debiler cinsinden:

$$AO = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} \quad (3.28)$$

veya konsantrasyonlar cinsinden:

$$AO = \frac{x_7}{x_8 - x_7} \quad (3.29)$$

yazılabilir.

3.2.10. Soğutma Performans Katsayısı

Absorbsiyonlu soğutma sistemi için performans katsayısı, buharlaştırıcı ısı yükünün jeneratör ısı yüküne oranı olarak tanımlanmış olup aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$COP_{soğ} = \frac{Q_E}{Q_G} = \frac{\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3}{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7} \quad (3.30)$$

Absorbsiyonlu soğutma sistemi için performans katsayısı; ısıyı çekilen sudan çekilen soğutma yükünün, ısıtma suyunun vermiş olduğu ısı miktarına oranı olarak da aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$COP_{soğ} = \frac{Q_E}{Q_G} = \frac{\dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18})}{\dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12})} \quad (3.31)$$

Sistemin teorik olarak ulaşabileceği en yüksek verim olan Carnot performans katsayısı (soğutma için) buharlaştırıcı sıcaklığı T_E , absorber sıcaklığı T_A , yoğuşurucu sıcaklığı T_K ve jeneratör sıcaklığı T_G olmak üzere dört temel sıcaklığa bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir: (Şencan, 2004)

$$COP_{C,soğ} = \left(\frac{T_G - T_A}{T_G} \right) \left(\frac{T_E}{T_K - T_E} \right) \quad (3.33)$$

3.3. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin İkinci Kanun Analizi

3.3.1. Ekserji Kavramı

Termodinamiğin birinci yasasına dayanan klasik enerji analizleri temelde enerjinin miktarını değerlendirir. Termodinamiğin ikinci yasasına dayanan ekserji analizleri enerjinin kalitesini dikkate alır. Termodinamiğin ikinci yasası, karmaşık termodinamik sistemlerin optimizasyonu için güçlü bir araçtır.

Ekserji ya da kullanılabilir enerji termodinamiğin ikinci yasasına dayanmaktadır. Ekserji belirli bir enerjiye sahip akışkanın çevre şartlarına indirgenerek kendisinden maksimum iş elde edilmesine denir (Özkaymak, 1998). Maddelerin değişikliğe uğrama potansiyelini temsil eder. Ekserji analizinin esas amacı ısıl veya kimyasal proseslerin tersinmezliklerini miktar olarak belirlemek ve değerlendirmektir (Kaynaklı vd., 2003).

Bir soğutma çevriminde ısı dengesi analizleri ile gerçek kayıpların bulunması mümkün değildir. Örneğin gaz vanasında enerji kaybı yoktur. Fakat proses esnasında basınç düşümü vardır. Bununla birlikte potansiyel düşümü vardır ve sadece ekserji analizleri yoluyla bulunur. Absorbsiyonlu sistemde ısı dengesi analizlerinden, çevrimdeki büyük kayıpların kondenserde olduğu sonucuna varmak mümkündür. Fakat, gerçek kayıpların nerede meydana geldiği ve bu kayıpların nasıl azaltılabileceği sadece ekserji analizleri yoluyla bulunabilir (Ravikumar vd.,1998).

Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale (ölü hal) gelirse elde edilir (Çengel ve Boles, 1996). Bu değer, sistemin verilen başlangıç halinde, yararlı iş potansiyelini veya iş yapma olanağını göstermektedir ve ekserji (kullanılabilirlik) diye adlandırılır.

Tersinmezlik, bir hal değişimi sırasında tersinir işle yararlı iş arasındaki fark olarak tanımlanır. Tersinmezlik, işe dönüştürülebilecek olan fakat dönüştürülemeyen enerjiyi gösterir. Termodinamik tersinmezliklerden dolayı ekserji sürekli olarak

azalır (Kaynaklı vd., 2003). Tersinir iş, belirli iki hal arasındaki hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş diye tanımlanabilir ve son hal ölü hal olduğu zaman tersinir iş ekserjiye eşittir.

Enerjinin tersine ekserji korunamaz; ekserji kayıplarının analizi sistem boyunca gerçek tersinmezliklerin nerede olduğu konusunda bilgi vermektedir. Bir ekserji analizinde kayıplar gerçek iş kayıplarını gösterir. Bu kayıpların sonuçları olan bir prosesteki başlıca tersinmezlikler (Talbi vd., 1999):

- Sürtünme kayıpları
- Sıcaklık farkı sebebiyle oluşan ısı transferi
- Kontrolsüz genleşme olayı

Saf maddenin ekserjisi aşağıdaki gibi yazılabilir (Kotas,1985):

$$\psi = (h - h_o) - T_o (s - s_o) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (3.33)$$

(3.33) eşitliğinde kinetik ve potansiyel enerji terimleri ihmal edilirse;

$$\psi = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad (3.34)$$

eşitliği elde edilir. (3.34) eşitliğinde verilen h_o ve s_o değerleri , akışkanın çevre sıcaklığındaki entalpi ve entropisini ifade etmektedir.

Absorbsiyonlu sistemlerde çalışma akışkanı olarak iki farklı madde kullanılarak bir karışım meydana getirildiğinden dolayı ekserji hesaplamalarında, karışımın konsantrasyonu da göz önünde bulundurulmalıdır. Absorbsiyonlu sistemde kullanılan akışkan çiftlerinin ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Talbi, 2000):

$$\psi = [h(T, x) - h_o] - T_o [s(T, x) - s_o] \quad (3.35)$$

Absorbsiyonlu sistemi oluşturan her bir eleman, kontrol hacmi olarak düşünülürse, tersinmezlik veya ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Lee ve Sherif, 2001):

$$\Delta\psi = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\psi \psi_\psi - \left[\sum Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right)_g - \sum Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right)_\psi \right] + \sum W \quad (3.36)$$

(3.36) eşitliğindeki ilk iki terim, kontrol hacmine giren ve çıkan akışların ekserjisini ifade etmektedir. Üçüncü ve dördüncü terim, sabit bir T sıcaklığında transfer edilen ısının ekserjisini ifade etmektedir. (3.36) eşitliğindeki son terim ise, kontrol hacmine verilen veya alınan mekanik işin ekserjisidir. Absorbsiyonlu sistemlerde genellikle bu terim ihmal edilir.

3.3.2. Sistem Elemanlarının Ekserji Analizi

Absorbsiyonlu sistemin ekserji analizi yapılırken aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

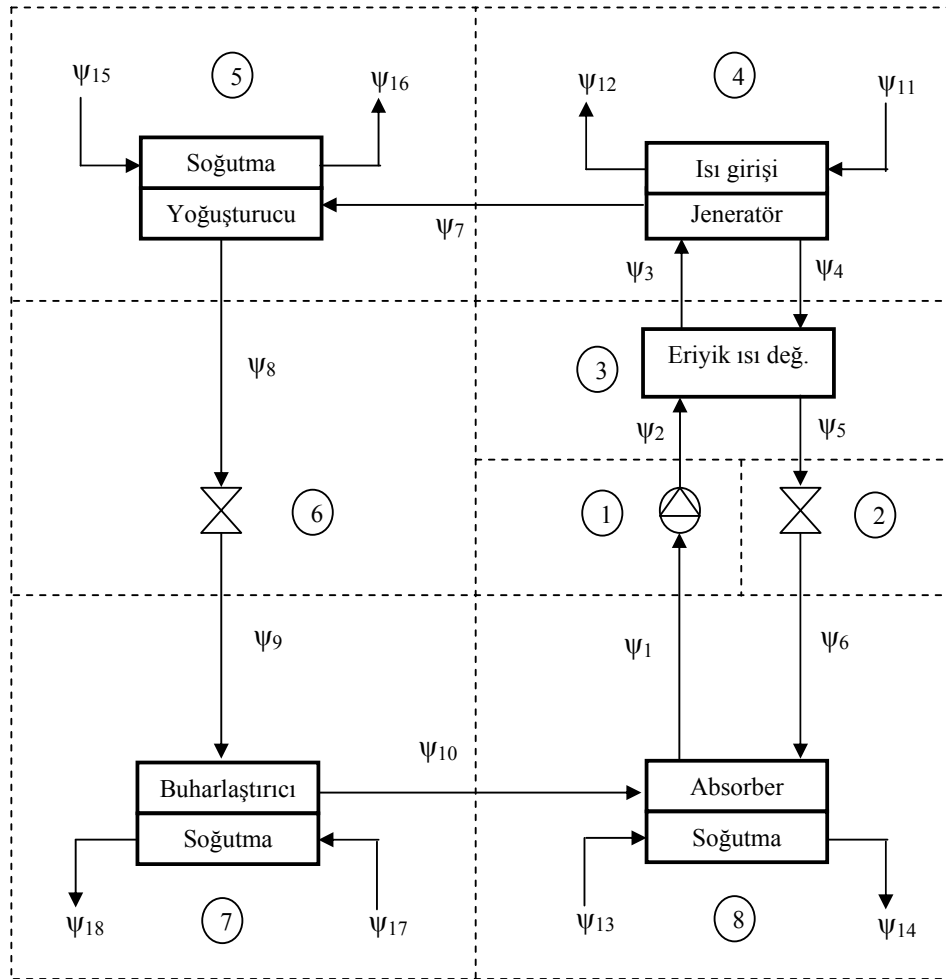
1. Sistem ve çevre arasındaki ısı kayıpları ve kazançları ihmal edilmiştir.
2. Eriyik pompasına verilen iş ihmal edilmiştir.
3. Sistem elemanlarındaki ve borulardaki sürtünme ve basınç kayıpları ihmal edilmiştir.

Absorbsiyonlu sistemin ekserji analizini yapmak için sistem, Şekil 3.4’de gösterildiği gibi sekiz alt bölgeye bölünmüş ve her bir kısmın tersinmezlikleri hesaplanmıştır (Talbi, 2000).

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

- Sistemin soğutma kapasitesi \dot{Q}_E , 1 kW’dır ve sabittir.
- Kondenser sıcaklığı T_K , 25 °C – 40 °C arasında değişmektedir.
- Evaporatör Sıcaklığı T_E , 2 °C – 12 °C arasında değişmektedir.

- Absorber sıcaklığı $25\text{ }^{\circ}\text{C} - 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişmektedir.
- Jeneratör sıcaklığı $70\text{ }^{\circ}\text{C} - 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişmektedir.
- Kondenser ve absorber soğutma suyu için $c_p = 4.183\text{ kJ/kgK}$ 'dir ve sabittir.
- Evaporatör ve jeneratör ısıtma suyu için $c_p = 4.183\text{ kJ/kgK}$ 'dir ve sabittir.
- Kondenser ve absorber soğutma suyu giriş sıcaklıkları, $T_{15} = T_{13} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir ve sabittir.
- Evaporatör suyu giriş sıcaklığı, $T_{17} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir ve sabittir.
- Jeneratör ısıtma suyu giriş sıcaklığı, $T_{11} = 155\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir ve sabittir.
- Sistemdeki tüm eşanjörler (Evaporatör, kondenser vs.) iç içe borulu ve ters akışlı ısı eşanjörleridir.



Şekil 3.4. Absorbsiyonlu çevrimin tüm ekserji akışının gösterimi (Şencan, 2004)

3.3.2.1. Pompa Ekserji Analizi

Eriyik pompasına giren özgül ekserji, (3.34) eşitliğinden ve Şekil 3.4'den faydalanılarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_1 = (h_1 - h_o) - T_o (s_1 - s_o) \quad (3.37)$$

Eriyik pompasından çıkan özgül ekserji aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_2 = (h_2 - h_o) - T_o (s_2 - s_o) \quad (3.38)$$

Eriyik pompasındaki ekserji kaybı, yukarıda yapılan kabullerle, Şekil 3.4 ve (3.35) eşitliği yardımıyla aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\Delta\psi_1 = (\dot{m}_1\psi_1 - \dot{m}_2\psi_2) \quad (3.39)$$

(3.39) denklemini düzenlenirse ;

$$I = \dot{m}_1 T_o (s_2 - s_1) \quad (3.40)$$

pompanın tersinmezlik eşitliği elde edilir.

3.3.2.2. Genleşme Valfi Ekserji Analizi

Genleşme valfine giren özgül ekserji, (3.34) eşitliğinden ve Şekil 3.4'den faydalanılarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_5 = (h_5 - h_o) - T_o (s_5 - s_o) \quad (3.41)$$

Genleşme valfinden çıkan özgül ekserji aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_6 = (h_6 - h_o) - T_o(s_6 - s_o) \quad (3.42)$$

Genleşme valfindeki ekserji kaybı, yukarıda yapılan kabullerle, Şekil 3.4 ve (3.35) eşitliği yardımıyla aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\Delta\psi_2 = (\dot{m}_5\psi_5 - \dot{m}_6\psi_6) \quad (3.43)$$

Genleşme valfinin tersinmezliği aşağıdaki denklemden elde edilir.

$$I = \dot{m}_5 T_o(s_6 - s_5) \quad (3.44)$$

3.3.2.3. Eriyik ısı değiştirici Ekserji Analizi

Eriyik ısı değiştiricisine giren özgül ekserjiler, (3.34) eşitliğinden ve Şekil 3.4'den faydalanılarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_6 = (h_6 - h_o) - T_o(s_6 - s_o) \quad (3.45)$$

$$\psi_8 = (h_8 - h_o) - T_o(s_8 - s_o) \quad (3.46)$$

Eriyik ısı değiştiricisinden çıkan özgül ekserjiler aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_7 = (h_7 - h_o) - T_o(s_7 - s_o) \quad (3.47)$$

$$\psi_9 = (h_9 - h_o) - T_o(s_9 - s_o) \quad (3.48)$$

Eriyik ısı değiştiricisindeki ekserji kaybı, yukarıda yapılan kabullerle, Şekil 3.4 ve (3.35) eşitliği yardımıyla aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\Delta\psi_3 = (\dot{m}_6\psi_6 + \dot{m}_8\psi_8) - (\dot{m}_7\psi_7 + \dot{m}_9\psi_9) \quad (3.49)$$

Eriyik ısı değiştiricinin tersinmezliği aşağıdaki denklemden elde edilir.

$$I = T_o \left[\dot{m}_6 (s_7 - s_6) + \dot{m}_8 (s_9 - s_8) \right] \quad (3.50)$$

3.3.2.4. Jeneratör Ekseji Analizi

Jeneratöre giren özgül ekserjiler, (3.34) eşitliğinden ve Şekil 3.4'den faydalanılarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_7 = (h_7 - h_o) - T_o (s_7 - s_o) \quad (3.51)$$

$$\psi_{11} = (h_{11} - h_o) - T_o (s_{11} - s_o) \quad (3.52)$$

Jeneratörden çıkan özgül ekserjiler aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_1 = (h_1 - h_o) - T_o (s_1 - s_o) \quad (3.53)$$

$$\psi_8 = (h_8 - h_o) - T_o (s_8 - s_o) \quad (3.54)$$

$$\psi_{12} = (h_{12} - h_o) - T_o (s_{12} - s_o) \quad (3.55)$$

Jeneratördeki ekserji kaybı, yukarıda yapılan kabullerle, Şekil 3.4 ve (3.55) eşitliği yardımıyla aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\Delta\psi_4 = (\dot{m}_7\psi_7 + \dot{m}_{11}\psi_{11}) - (\dot{m}_1\psi_1 + \dot{m}_8\psi_8 + \dot{m}_{12}\psi_{12}) \quad (3.56)$$

(3.56) denklemini düzenlenirse

$$I = T_o \left[\left(\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_7 s_7 \right) + \dot{m}_{11} (s_{12} - s_{11}) \right] \quad (3.57)$$

jeneratörün tersinmezlik denklemini elde edilir.

3.3.2.5. Kondenser Ekserji Analizi

Yoğuşturucuya giren özgül ekserjiler, (3.34) eşitliğinden ve Şekil 3.4'den faydalanılarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_1 = (h_1 - h_o) - T_o(s_1 - s_o) \quad (3.58)$$

$$\psi_{15} = (h_{15} - h_o) - T_o(s_{15} - s_o) \quad (3.59)$$

Yoğuşturucudan çıkan özgül ekserjiler aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_8 = (h_2 - h_o) - T_o(s_2 - s_o) \quad (3.60)$$

$$\psi_{16} = (h_{16} - h_o) - T_o(s_{16} - s_o) \quad (3.61)$$

Yoğuşturucudaki ekserji kaybı, yukarıda yapılan kabullerle, Şekil 3.4 ve (3.35) eşitliği yardımıyla aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\Delta\psi_5 = (\dot{m}_1\psi_1 + \dot{m}_{15}\psi_{15}) - (\dot{m}_2\psi_2 + \dot{m}_{16}\psi_{16}) \quad (3.62)$$

Kondenserin tersinmezliği aşağıdaki denklemden elde edilir.

$$I = T_o \left[\dot{m}_1(s_2 - s_1) + \dot{m}_{15}(s_{16} - s_{15}) \right] \quad (3.63)$$

3.3.2.6. Genleşme Valfi Ekserji Analizi

Genleşme valfine giren özgül ekserji, (3.34) eşitliğinden ve Şekil 3.4'den faydalanılarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_2 = (h_2 - h_o) - T_o(s_2 - s_o) \quad (3.64)$$

Genleşme valfinden çıkan özgül ekserji aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_3 = (h_3 - h_o) - T_o(s_3 - s_o) \quad (3.65)$$

Genleşme valfindeki ekserji kaybı, yukarıda yapılan kabullerle, Şekil 3.4 ve (3.35) eşitliği yardımıyla aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\Delta\psi_6 = (\dot{m}_2\psi_2 - \dot{m}_3\psi_3) \quad (3.66)$$

Genleşme valfinin tersinmezliği aşağıdaki denklemden elde edilir.

$$I = T_o \dot{m}_2 (s_3 - s_2) \quad (3.67)$$

3.3.2.7. Evaporatör Ekserji Analizi

Buharlaştırıcıya giren özgül ekserjiler, (3.34) eşitliğinden ve Şekil 3.4'den faydalanılarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_3 = (h_9 - h_o) - T_o(s_3 - s_o) \quad (3.68)$$

$$\psi_{17} = (h_{17} - h_o) - T_o(s_{17} - s_o) \quad (3.69)$$

Buharlaştırıcıdan çıkan özgül ekserjiler aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_4 = (h_4 - h_o) - T_o(s_4 - s_o) \quad (3.70)$$

$$\psi_{18} = (h_{18} - h_o) - T_o(s_{18} - s_o) \quad (3.71)$$

Buharlaştırıcıdaki ekserji kaybı, yukarıda yapılan kabullerle, Şekil 3.4 ve (3.35) eşitliği yardımıyla aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\Delta\psi_7 = (\dot{m}_3\psi_3 + \dot{m}_{17}\psi_{17}) - (\dot{m}_4\psi_4 + \dot{m}_{18}\psi_{18}) \quad (3.72)$$

Evaporatörün tersinmezliği aşağıdaki denklemden elde edilir.

$$I = T_o \left[\dot{m}_3 (s_4 - s_3) + \dot{m}_{17} (s_{18} - s_{17}) \right] \quad (3.73)$$

3.3.2.8. Absorber

Absorbere giren özgül ekserjiler, (3.34) eşitliğinden ve Şekil 3.4'den faydalanılarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_4 = (h_4 - h_o) - T_o (s_4 - s_o) \quad (3.74)$$

$$\psi_{10} = (h_{10} - h_o) - T_o (s_{10} - s_o) \quad (3.75)$$

$$\psi_{13} = (h_{13} - h_o) - T_o (s_{13} - s_o) \quad (3.76)$$

Absorberden çıkan özgül ekserjiler aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_5 = (h_5 - h_o) - T_o (s_5 - s_o) \quad (3.77)$$

$$\psi_{14} = (h_{14} - h_o) - T_o (s_{14} - s_o) \quad (3.78)$$

Absorberdeki ekserji kaybı, yukarıda yapılan kabullerle, Şekil 3.4 ve (3.35) eşitliği yardımıyla aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\Delta\psi_8 = (\dot{m}_4 \psi_4 + \dot{m}_{10} \psi_{10} + \dot{m}_{13} \psi_{13}) - (\dot{m}_5 \psi_5 + \dot{m}_{14} \psi_{14}) \quad (3.79)$$

Absorberin tersinmezliği aşağıdaki denklemden elde edilir.

$$I = T_o \left[\left(\dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_{10} s_{10} - \dot{m}_4 s_4 \right) + \dot{m}_{13} (s_{14} - s_{13}) \right] \quad (3.80)$$

3.3.2.9. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Toplam Tersinmezliği

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

$$I_T = \sum I_{\text{Sistem bileşenleri}} \quad (3.81)$$

$$I_T = I_{GV} + I_{EV} + I_K + I_A + I_{ID} + I_E + I_G \quad (3.82)$$

Absorbsiyonlu sistemin toplam ekserji kaybı, alt bölgelere ayrılmış her bir sistem elemanının ekserji kayıplarının toplamına eşittir ve aşağıdaki gibi yazılır:

$$I_T = T_0 \left[\dot{m}_{11}(s_{12} - s_{11}) + \dot{m}_{15}(s_{16} - s_{15}) + \dot{m}_{17}(s_{18} - s_{17}) + \dot{m}_{13}(s_{14} - s_{13}) \right] \quad (3.83)$$

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

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (3.84)$$

3.3.2.10 Absorbsiyonlu Sistemin İkinci Yasa Verimi

Absorbsiyonlu sistemin ikinci yasa verimi, diğer bir ifadeyle ekserji verimi, sistemden elde edilen ekserjinin sisteme verilen ekserjiye oranı şeklinde ifade edilebilir. Soğutma uygulamaları için ekserji verimi, buharlaştırıcıdaki soğutulmuş suyun ekserjisinin jeneratördeki ısı kaynağının ekserjisine oranı olarak tanımlanabilir ve aşağıdaki gibi yazılabilir (Lee ve Sherif, 2001):

$$E_{\text{soğ}} = \frac{\dot{m}_{11}(\psi_{11} - \psi_{12})}{\dot{m}_{17}(\psi_{17} - \psi_{18})} \quad (3.85)$$

3.4.3. 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.

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

$$Q = K \cdot A \cdot LM \quad (3.86)$$

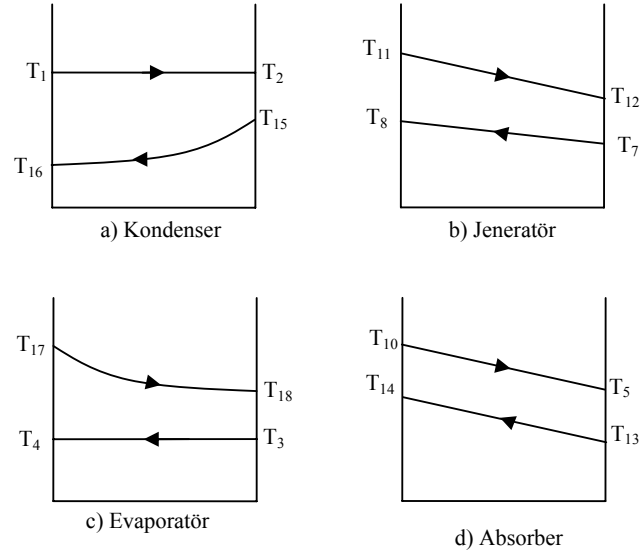
$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (3.87)$$

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

$$LM = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)} \quad (3.88)$$

Bu denklemlerde i ve o alt indisleri sırasıyla giriş ve çıkışı, h ve c alt indisleri ise sıcak ve soğuk akışkanları temsil etmektedir.

Analizi yapılan absorbsiyonlu soğutma sistemindeki ısı eşanjörlerinin sıcaklık dağılım profilleri Şekil 3.5'de gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Isı eşanjörlerinin sıcaklık dağılım profilleri

Şekil 3.5'deki sıcaklık profillerine göre, tüm ısı eşanjörleri için ortalama logaritmik sıcaklık farkı değerleri denklem (3.88)'a göre belirlenebilir.

$$LM_Y = \frac{(T_1 - T_{16}) - (T_2 - T_{15})}{\ln \frac{(T_1 - T_{16})}{(T_2 - T_{15})}} \quad (3.89)$$

$$LM_E = \frac{(T_{17} - T_4) - (T_{18} - T_3)}{\ln \frac{(T_{17} - T_4)}{(T_{18} - T_3)}} \quad (3.90)$$

$$LM_A = \frac{(T_{10} - T_{14}) - (T_5 - T_{13})}{\ln \frac{(T_{10} - T_{14})}{(T_5 - T_{13})}} \quad (3.91)$$

$$LM_G = \frac{(T_{11} - T_8) - (T_{12} - T_7)}{\ln \frac{(T_{11} - T_8)}{(T_{12} - T_7)}} \quad (3.92)$$

Denklem (3.86)'den ısı transferi alanı A çekilir ve sistemdeki her bir ısı eşanjörü için yazılırsa, ısı transferi alan denklemleri belirlenir.

$$A_E = \frac{\dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18})}{K_E LM_E} \quad (3.93)$$

$$A_K = \frac{\dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15})}{K_K LM_K} \quad (3.94)$$

$$A_A = \frac{\dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13})}{K_A LM_A} \quad (3.95)$$

$$A_G = \frac{\dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12})}{K_G LM_G} \quad (3.96)$$

Denklem (3.86) ve denklem (3.87)'dan soğutma ve ısıtma suyu debileri;

$$\dot{m}_{14} = \frac{K_A A_A LM_A}{c_p (T_{14} - T_{13})} \quad (3.97)$$

$$\dot{m}_{12} = \frac{K_G A_G LM_G}{c_p (T_{11} - T_{12})} \quad (3.98)$$

$$\dot{m}_{16} = \frac{K_Y A_Y LM_Y}{c_p (T_{16} - T_{15})} \quad (3.99)$$

$$\dot{m}_{18} = \frac{K_E A_E LM_E}{c_p (T_{17} - T_{18})} \quad (3.100)$$

Yukarıdaki denklemler, Denklem (3.82)'de yerine konur ve düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\frac{I_T}{T_0} = \frac{K_A A_A LM_A}{(T_{14} - T_{13})} \ln \frac{T_{14}}{T_{13}} + \frac{K_Y A_Y LM_Y}{(T_{16} - T_{15})} \ln \frac{T_{16}}{T_{15}} + \frac{K_G A_G LM_G}{(T_{11} - T_{12})} \ln \frac{T_{12}}{T_{11}} + \frac{K_E A_E LM_E}{(T_{17} - T_{18})} \ln \frac{T_{18}}{T_{17}}$$

(3.101)

Denklem (3.101), tüm düzenlemeler yapıldıktan sonra son halini alan ve sistemin toplam tersinmezliğini veren denklemdir. Aynı zamanda bu denklem, termoeconomik optimizasyon için kullanılacak olan tersinmezlik denklemdir.

3.4. Termoekonomik Optimizasyon

3.4.1 Termoekonomi Kavramı

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

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

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

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

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

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

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

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).

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

Termoekonomik analizler, mutlaka optimizasyonun son safhası olarak uygulanmalıdır. Termoekonomik 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.

3.4.2. Yapısal Bağ Katsayıları (CSB)

İncelenecek bir ısı sistemine 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. Beyler'in başlattığı ve sürekli gelişmekte olan bu metod, 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);

$$\sigma_{k,i} = \frac{\left(\frac{\partial I_T}{\partial x_i} \right)}{\left(\frac{\partial I_k}{\partial x_i} \right)} \quad (3.102)$$

olarak ifade edilir ve k elemanın 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.

3.4.3. Termoekonomik Optimizasyon Denklemi

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

$$\dot{E}_{\text{giriş}} = \dot{E}_{\text{çıkış}} + \dot{I}_T, \quad \dot{E}_{\text{çıkış}} = \text{sbt} \quad (3.103)$$

$$\Delta \dot{E}_{\text{giriş}} = \Delta \dot{I}_T \quad (3.104)$$

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

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

$$C_T(x_i) = t_{\text{op}} C_{\text{in}} E_{\text{in}}(x_i) + a^c \sum_{i=1}^n C_1^c(x_i) + b^c \quad (3.105)$$

Denklemler (3.104) ve (3.105)'in, x_i sistem parametresine göre türevleri alınırsa;

$$\frac{\partial E_{\text{in}}}{\partial x_i} = \frac{\partial I_T}{\partial x_i} \quad (3.106)$$

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \frac{\partial E_{in}}{\partial x_i} + a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^c}{\partial x_i} \quad (3.107)$$

Denklem (3.106), (3.107) denkleminde yerine konursa:

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \frac{\partial I_T}{\partial x_i} + a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^c}{\partial x_i} \quad (3.108)$$

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

$$a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^c}{\partial x_i} = a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_{l'}^c}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (3.109)$$

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;

$$\sum_{l'=1}^n \frac{\partial C_{l'}^c}{\partial x_i} = \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \sum_{l'=1}^n \frac{\partial C_{l'}^c}{\partial I_k} \quad (3.110)$$

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

$$\zeta_{k,i} = \sum_{l'=1}^n \frac{\partial C_{l'}^c}{\partial I_k} \quad (3.111)$$

(3.108), (3.109), (3.110) ve (3.111) numaralı denklemler tekrar düzenlenirse;

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \frac{\partial I_T}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \zeta_{k,i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (3.112)$$

Denklem (3.102)'den;

$$\frac{\partial I_T}{\partial x_i} = \sigma_{k,i} \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \quad (3.113)$$

Denklem (3.113), denklem (3.112)'da yerine konursa;

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \sigma_{k,i} \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \zeta_{k,i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (3.114)$$

denklemini elde edilir. Denklem sağı 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 (3.114) tekrar düzenlenirse,

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} \left(C_{in} \sigma_{k,i} + \frac{a^c}{t_{op}} \zeta_{k,i} \right) \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (3.115)$$

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{k,i}^I \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (3.116)$$

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

$$C_{k,i}^I = C_{in} \sigma_{k,i} + \frac{a^c}{t_{op}} \zeta_{k,i} \quad (3.117)$$

şeklinde tanımlanmıştır ve lokal tersinmezlik birim maliyetidir (Kotas, 1985). Toplam maliyet C_T 'yi optimize etmek için denklem (3.116) sıfıra eşitlenirse;

$$\left(\frac{\partial I_k}{\partial x_i} \right)_{\text{opt}} = - \frac{a^c}{t_{\text{op}} C_{k,i}^I} \frac{\partial C_k^C}{\partial x_i} \quad (3.118)$$

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

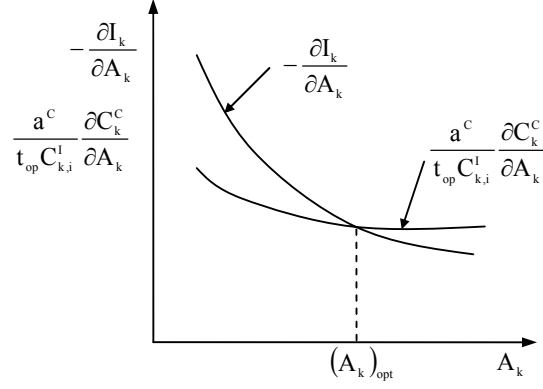
Değişik sistem elemanlarındaki tersinmezliklerin termoeconomik eşitsizliğinin bir belirtisi olan lokal tersinmezlik birim maliyeti $C_{k,i}^I$ ile optimizasyon eşitliği, tüm sistem yerine sadece optimize edilecek sistem elemanının parametresini içerir. Sermaye maliyet katsayısı $\zeta_{k,i}$ ise, optimize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

3.4.4 Termoeconomik 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 (3.118)'in grafiksel çözümü Şekil 3.6'de gösterilmiştir. Şekildeki iki eğrinin kesişim noktası, optimum ısı transfer alanı $(A_k)_{opt}$ 'nin değerini belirler. Isı transfer alanı $(A_k)_{opt}$ 'dan $(I_k)_{opt}$ ve $(C_k^C)_{opt}$ gibi özellikler de belirlenebilir (Kotas, 1985).



Şekil 3.6 Isı eşanjörünün optimum ısı transfer alanının grafiksel olarak belirlenmesi (Kızılkkan, 2004)

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.

3.4.5. Absorbsiyonlu Soğutma Sistem Elemanlarının Termoekonomik Optimizasyonu

3.4.5.1. Jeneratör

Termoekonomik optimizasyon eşitliği denklem (3.118), jeneratör için yazılırsa;

$$\left(\frac{\partial I_G}{\partial A_G} \right)_{\text{opt}} = - \frac{a^c}{t_{\text{op}} C_G^I} \frac{\partial C_G^C}{\partial A_G} \quad (3.119)$$

Bu denklemdeki ifadelerin açılımları yazılırsa,

$$C_G^I = C_{\text{IN}}^\varepsilon \sigma_G + \frac{a^c}{t_{\text{op}}} \zeta_G \quad (3.120)$$

$$\sigma_G = \frac{\left(\frac{\partial I_T}{\partial A_G} \right)}{\left(\frac{\partial I_G}{\partial A_G} \right)} \quad (3.121)$$

$$\zeta_G = \frac{\partial C_A^C}{\partial I_G} + \frac{\partial C_E^C}{\partial I_G} + \frac{\partial C_C^C}{\partial I_G} \quad (3.122)$$

Sermaye maliyet katsayısı olan denklem (3.122)'teki terimler ayrı ayrı açılırsa:

$$\frac{\partial C_A^C}{\partial I_G} = \left(\frac{\partial C_A^C}{\partial I_T} \right) \left(\frac{\partial I_T}{\partial I_G} \right) = \frac{\left(\frac{\partial C_A^C}{\partial A_A} \right) \left(\frac{\partial I_T}{\partial A_G} \right)}{\left(\frac{\partial I_T}{\partial A_A} \right) \left(\frac{\partial I_G}{\partial A_G} \right)} = \frac{\left(\frac{\partial C_A^C}{\partial A_A} \right)}{\left(\frac{\partial I_T}{\partial A_A} \right)} \sigma_G \quad (3.123)$$

$$\frac{\partial C_E^c}{\partial I_G} = \left(\frac{\partial C_E^c}{\partial I_T} \right) \left(\frac{\partial I_T}{\partial I_G} \right) = \frac{\left(\frac{\partial C_E^c}{\partial A_E} \right) \left(\frac{\partial I_T}{\partial A_G} \right)}{\left(\frac{\partial I_T}{\partial A_E} \right) \left(\frac{\partial I_G}{\partial A_G} \right)} = \frac{\left(\frac{\partial C_E^c}{\partial A_E} \right)}{\left(\frac{\partial I_T}{\partial A_E} \right)} \sigma_G \quad (3.124)$$

$$\frac{\partial C_C^c}{\partial I_G} = \left(\frac{\partial C_C^c}{\partial I_T} \right) \left(\frac{\partial I_T}{\partial I_G} \right) = \frac{\left(\frac{\partial C_C^c}{\partial A_C} \right) \left(\frac{\partial I_T}{\partial A_G} \right)}{\left(\frac{\partial I_T}{\partial A_C} \right) \left(\frac{\partial I_G}{\partial A_G} \right)} = \frac{\left(\frac{\partial C_C^c}{\partial A_C} \right)}{\left(\frac{\partial I_T}{\partial A_C} \right)} \sigma_G \quad (3.124)$$

$$\frac{\partial C_{EV}^c}{\partial I_{KI}} = 0 \quad (3.126)$$

Denklem (3.126)'de, genişleme valfi maliyetindeki değişim tersinmezlik oranından etkilenmez, çünkü genişleme valfinin maliyeti diğer maliyetlere göre çok küçüktür. Bundan dolayı genişleme valfi maliyetindeki değişim sıfır alınarak ihmal edilmiştir. Optimizasyon prosedürünün tümünde bu kabul uygulanacaktır.

$$\zeta_G = \left(\frac{\partial C_A^c}{\partial A_A} + \frac{\partial C_E^c}{\partial A_E} + \frac{\partial C_C^c}{\partial A_C} \right) \sigma_G \quad (3.127)$$

Elde edilen denklemler, jeneratör için genel optimizasyon denklemi (3.118)'de yerine konursa;

$$\left(\frac{\partial I_G}{\partial A_G} \right)_{Opt} = - \frac{1}{\frac{t_{OP}}{a^c} C_{IN}^e \sigma_G + \left(\frac{\partial C_A^c}{\partial A_A} + \frac{\partial C_E^c}{\partial A_E} + \frac{\partial C_C^c}{\partial A_C} \right) \sigma_G} \frac{\partial C_G^c}{\partial A_G} \quad (3.128)$$

denklemini elde edilir. Bu denklem, jeneratör için termoeconomik optimizasyon eşitliğidir.

3.4.5.2 Kondenser

Kondenser için optimizasyon eşitliği:

$$\left(\frac{\partial I_K}{\partial A_K} \right)_{\text{Opt}} = - \frac{a^c}{t_{\text{op}} C_K^I} \frac{\partial C_K^c}{\partial A_K} \quad (3.129)$$

Kondenser için yapılan işlemler, evaporatör için de uygulanırsa, kondenser için termoeconomik optimizasyon eşitliği ortaya çıkar.

$$\left(\frac{\partial I_C}{\partial A_C} \right)_{\text{Opt}} = - \frac{1}{\frac{t_{\text{op}}}{a^c} C_{\text{IN}}^e \sigma_C + \left(\frac{\frac{\partial C_G^c}{\partial A_G} + \frac{\partial C_E^c}{\partial A_E} + \frac{\partial C_A^c}{\partial A_A}}{\frac{\partial I_T}{\partial A_G} + \frac{\partial I_T}{\partial A_E} + \frac{\partial I_T}{\partial A_A}} \right) \sigma_C} \frac{\partial C_C^c}{\partial A_C} \quad (3.130)$$

3.4.5.3. Evaporatör

Evaporatör için genel optimizasyon denklemi:

$$\left(\frac{\partial I_E}{\partial A_E} \right)_{\text{Opt}} = - \frac{a^c}{t_{\text{op}} C_E^I} \frac{\partial C_E^c}{\partial A_E} \quad (3.131)$$

Kondenser için yapılan işlemler, evaporatör için de aynen uygulanırsa:

$$\left(\frac{\partial I_E}{\partial A_E} \right)_{\text{Opt}} = - \frac{1}{\frac{t_{\text{OP}}}{a^c} C_{\text{IN}}^E \sigma_E + \left(\frac{\partial C_G^c}{\partial A_G} + \frac{\partial C_C^c}{\partial A_C} + \frac{\partial C_A^c}{\partial A_A} \right) \sigma_E} \frac{\partial C_E^c}{\partial A_E} \quad (3.132)$$

Denklem (3.132)'deki, evaporatör için, eşanjör alanına bağlı olarak termoekonomik optimizasyon eşitliği ortaya çıkar.

3.4.5.4. Absorber

Absorber için genel termoekonomik optimizasyon eşitliği:

$$\left(\frac{\partial I_A}{\partial A_A} \right)_{\text{Opt}} = - \frac{a^c}{t_{\text{op}} C_A^I} \frac{\partial C_A^c}{\partial A_A} \quad (3.133)$$

Evaporatör için yapılan işlemler, absorber için de uygulanırsa, absorber için eşanjör alanına bağlı olarak termoekonomik optimizasyon eşitliği ortaya çıkar.

$$\left(\frac{\partial I_A}{\partial A_A} \right)_{\text{Opt}} = - \frac{1}{\frac{t_{\text{OP}}}{a^c} C_{\text{IN}}^E \sigma_A + \left(\frac{\partial C_G^c}{\partial A_G} + \frac{\partial C_C^c}{\partial A_C} + \frac{\partial C_E^c}{\partial A_E} \right) \sigma_A} \frac{\partial C_A^c}{\partial A_A} \quad (3.134)$$

3.4.6. Sistem Elemanlarının Termoekonomik Optimizasyon Denklemleri

Bölüm 3.3'te soğutma sisteminin toplam tersinmezliği hesaplanmıştı. Toplam tersinmezliği veren (3.101) eşitliği kullanılarak, sistemi oluşturan her bir elemanın termoekonomik denklemleri elde edilmiştir.

Jeneratör :

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_G} = \frac{\partial I_G}{\partial A_G} = T_0 \left(\frac{\partial}{\partial A_G} \frac{K_G A_G LM_G}{T_{11} - T_{12}} \text{Ln} \frac{T_{12}}{T_{11}} \right) \quad (3.135)$$

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_G} = \frac{\partial I_G}{\partial A_G} = T_0 \left(\frac{K_G LM_G}{T_{11} - T_{12}} \text{Ln} \frac{T_{12}}{T_{11}} \right) \quad (3.136)$$

Kondenser :

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_K} = \frac{\partial I_K}{\partial A_K} = T_0 \left(\frac{\partial}{\partial A_K} \frac{K_K A_K LM_K}{T_{16} - T_{15}} \text{Ln} \frac{T_{16}}{T_{15}} \right) \quad (3.137)$$

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_K} = \frac{\partial I_K}{\partial A_K} = T_0 \left(\frac{K_K LM_K}{T_{16} - T_{15}} \text{Ln} \frac{T_{16}}{T_{15}} \right) \quad (3.138)$$

Evaporatör:

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_E} = \frac{\partial I_E}{\partial A_E} = T_0 \left(\frac{\partial}{\partial A_E} \frac{K_E A_E LM_E}{T_{17} - T_{18}} \text{Ln} \frac{T_{18}}{T_{17}} \right) \quad (3.138)$$

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_E} = \frac{\partial I_E}{\partial A_E} = T_0 \left(\frac{K_E LM_E}{T_{17} - T_{18}} \text{Ln} \frac{T_{18}}{T_{17}} \right) \quad (3.139)$$

Absorber :

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_A} = \frac{\partial I_A}{\partial A_A} = T_0 \left(\frac{\partial}{\partial A_A} \frac{K_A A_A LM_A}{T_{14} - T_{13}} \text{Ln} \frac{T_{14}}{T_{13}} \right) \quad (3.140)$$

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_A} = \frac{\partial I_A}{\partial A_A} = T_0 \left(\frac{K_A LM_A}{T_{14} - T_{13}} \text{Ln} \frac{T_{14}}{T_{13}} \right) \quad (3.141)$$

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

$$a^c = \frac{f_y (1 + f_y)^N}{(1 + f_y)^N - 1} \quad (3.142)$$

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

Buraya kadar belirlenen her bir sistem elamanının türevleri, bölüm 3.4.5'te tespit edilen termoekonomik optimizasyon eşitliklerine yazılırsa:

$$M = \frac{t_{op} C_{in}}{a^c} \quad (3.143)$$

$$M_1 = \frac{\frac{\partial C_G^c}{\partial A_G}}{T_0 \left(\frac{K_G A_G L M_G}{T_{11} - T_{12}} \text{Ln} \frac{T_{12}}{T_{11}} \right)} \quad (3.144)$$

$$M_2 = \frac{\frac{\partial C_K^c}{\partial A_K}}{T_0 \left(\frac{K_K L M_K}{T_{16} - T_{15}} \text{Ln} \frac{T_{16}}{T_{15}} \right)} \quad (3.145)$$

$$M_3 = \frac{\frac{\partial C_E^c}{\partial A_E}}{T_0 \left(\frac{K_E L M_E}{T_{17} - T_{18}} \text{Ln} \frac{T_{18}}{T_{17}} \right)} \quad (3.146)$$

$$M_4 = \frac{\frac{\partial C_A^c}{\partial A_A}}{T_0 \left(\frac{K_A L M_A}{T_{14} - T_{13}} \text{Ln} \frac{T_{14}}{T_{13}} \right)} \quad (3.147)$$

$$\left(\frac{\partial I_G}{\partial A_G} \right)_{\text{Opt}} = \left(- \frac{\left(\frac{\partial C_G^c}{\partial A_G} \right)}{M + [M_2 + M_3 + M_4 + M_5]} \right) \quad (3.148)$$

$$\left(\frac{\partial I_K}{\partial A_K} \right)_{\text{Opt}} = \left(- \frac{\left(\frac{\partial C_K^c}{\partial A_K} \right)}{M + [M_1 + M_3 + M_4 + M_5]} \right) \quad (3.149)$$

$$\left(\frac{\partial I_E}{\partial A_E} \right)_{\text{Opt}} = \left(- \frac{\left(\frac{\partial C_E^c}{\partial A_E} \right)}{M + [M_1 + M_2 + M_4 + M_5]} \right) \quad (3.150)$$

$$\left(\frac{\partial I_A}{\partial A_A} \right)_{\text{Opt}} = \left(- \frac{\left(\frac{\partial C_A^c}{\partial A_A} \right)}{M + [M_1 + M_2 + M_3 + M_5]} \right) \quad (3.151)$$

Elde edilen (3.148), (3.149), (3.150)ve (3.151) numaralı denklemler, absorpsiyonlu soğutma çevriminin her bir elamanı için termoeconomik optimizasyon eşitlikleridir. Bu denklemler kullanılarak optimum eşanjör alanları tespit edilir ve optimum sistem yapısını oluşturan parametreler belirlenir.

4. BULGULAR

4.1. YSA Metodu İle Türetilen Soğutucu Akışkan Özellik Denklemleri

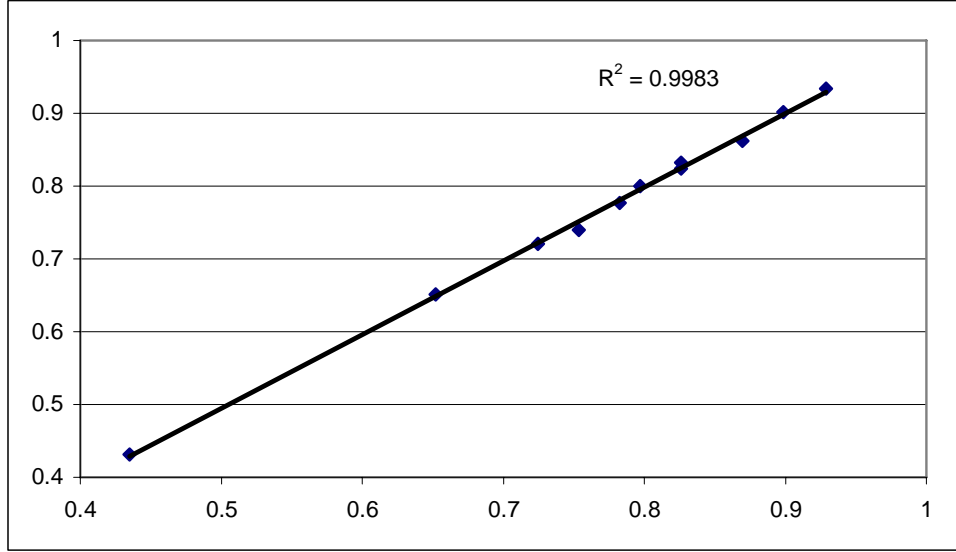
Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O eriyiklerinin termodinamik özellik denklemlerini elde etmek için yapay sinir ağları metodu kullanılmıştır. Elde edilen denklemler soğutma sisteminin termodinamik ve termoeconomik analizlerinde kullanılmak üzere çıkarılmıştır.

4.1.1. LiBr-H₂O Eriyiğinin Konsantrasyon Denklemi

LiBr-H₂O eriyiğinde bulunan LiBr konsantrasyon değerinin formülasyonu için 36 veriden 26 tanesi eğitim, geri kalan 11 veri ise test amacı ile kullanılmıştır.

Eriyiğin termodinamik özelliğinin 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 yapısına, gizli tabakadaki 8 nöronlu modelin sahip olduğu görülmüştür. Bu modelde basınç (P) ve sıcaklık (T) olmak üzere iki adet girdi, tek gizli tabakada 8 adet nöron ve tek çıktı değeri olarak konsantrasyon değerleri bulunmaktadır.

Son olarak gerçek değerler ile YSA metodu kullanılarak hesaplanmış simulasyon değerler karşılaştırılmış ve aşağıdaki şekilden de görüldüğü gibi korelasyon katsayısının $R^2 = 0.9983$ olduğu bulunmuştur. YSA modeliyle oluşturulan formüllerin oldukça iyi sonuçlar vermesinden dolayı, bu çalışmada eriyik için bu denklemler kullanılmıştır.



Şekil 4.1. LiBr-su eriyiğinin konsantrasyonu için gerçek değerler ile YSA metodu kullanılarak hesaplanmış değerler arasındaki ilişki

Aşağıda YSA yardımıyla türetilen soğutucu eriyiğin konsantrasyonu için matematiksel formülasyonlar verilmiştir. Bu formüllerde; A_i , ağırlıklar ve girdi değerlerinin toplamını, B_i ise gizli tabakaya ait her bir nörondaki aktivasyon fonksiyonunu göstermektedir. Tüm formüllerde P basınç kPa ve T sıcaklık °C cinsindedir.

$$A_1 = P.(23,7223) + T.(15,1416) + (-23,6433) \quad (4.1)$$

$$B_1 = \frac{1}{1 + e^{-A_1}} \quad (4.2)$$

$$A_2 = P.(-43,8992) + T.(-3,9713) + (31,9167) \quad (4.3)$$

$$B_2 = \frac{1}{1 + e^{-A_2}} \quad (4.4)$$

$$A_3 = P.(22,8421) + T.(13,7539) + (-17,6925) \quad (4.5)$$

$$B_3 = \frac{1}{1 + e^{-A_3}} \quad (4.6)$$

$$A_4 = P.(6,3311) + T.(6,3323) + (-7,4381) \quad (4.7)$$

$$B_4 = \frac{1}{1 + e^{-A_4}} \quad (4.8)$$

$$A_5 = P.(36,4189) + T.(0,23572) + (-7,0127) \quad (4.9)$$

$$B_5 = \frac{1}{1 + e^{-A_5}} \quad (4.10)$$

$$A_6 = P.(0,2196) + T.(9,6235) + (-3,044) \quad (4.11)$$

$$B_6 = \frac{1}{1 + e^{-A_6}} \quad (4.12)$$

$$A_7 = P.(24,7887) + T.(-29,8279) + (3,2213) \quad (4.13)$$

$$B_7 = \frac{1}{1 + e^{-A_7}} \quad (4.14)$$

$$A_8 = P.(-18,945) + T.(-0,83037) + (-4,0616) \quad (4.15)$$

$$B_8 = \frac{1}{1 + e^{-A_8}} \quad (4.16)$$

$$A_9 = B_1 \cdot (-3,9307) + B_2 \cdot (1,5786) + B_3 \cdot (-3,9156) + B_4 \cdot (12,0596) + B_5 \cdot (1,8388) + B_6 \cdot (3,5641) + B_7 \cdot (-1,5084) + B_8 \cdot (257,5402) + (-4,0387) \quad (4.17)$$

Bu eşitliklerde X, eriyikteki LiBr konsantrasyonunu, T ise eriyik sıcaklığını ifade etmektedir. (3.19)-(3.35) eşitliklerinden LiBr-su eriyiğinin istenilen her aralıktaki entropisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

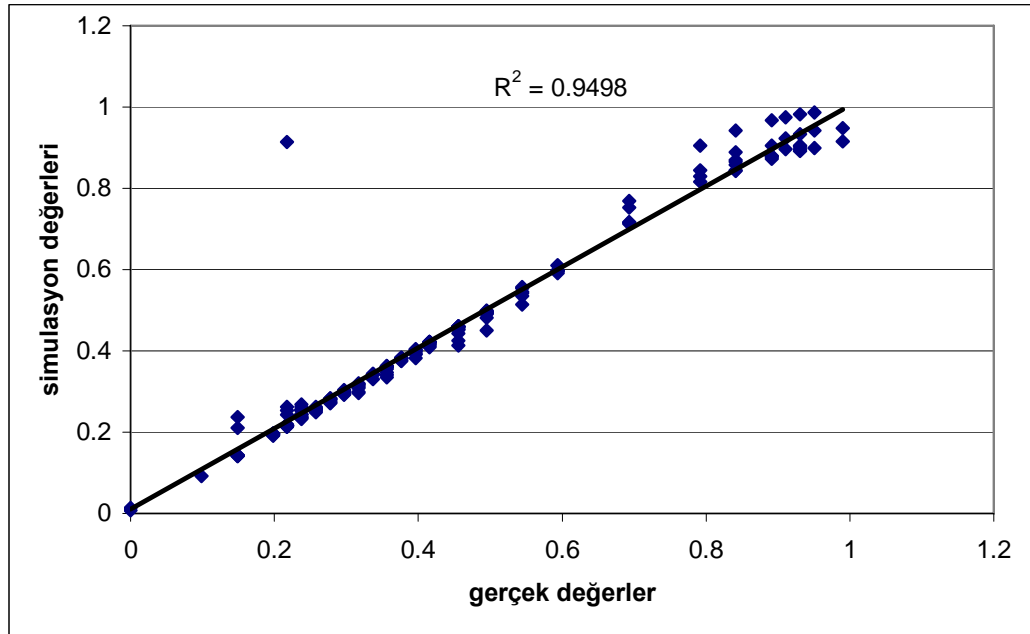
$$B_9 = \text{Konsantrasyon} = \left(\frac{1}{1 + e^{-A_9}} \right) \cdot 69 \quad (4.18)$$

4.1.2. LiBr-H₂O Eriyiğinin Entropi Denklemi

LiBr-H₂O eriyiğinin entropi değerlerinin formülasyonu için 289 veriden 231 tanesi eğitim, geri kalan 57 veri ise test amacı ile kullanılmıştır.

Eriyiğin termodinamik özelliğinin YSA ile modellenmesinde, aktivasyon fonksiyonu olarak logaritmik sigmoid fonksiyonu seçilmiştir. YSA'nda gizli tabakadaki nöron sayısı 1 ile 11 arası değiştirilerek ağlar kurulmuş ve en iyi ağ yapısına, gizli tabakadaki 8 nöronlu modelin sahip olduğu görülmüştür. Bu modelde konsantrasyon (X) ve sıcaklık (T) olmak üzere iki adet girdi, tek gizli tabakada 8 adet nöron ve tek çıktı değeri olarak entropi değerleri bulunmaktadır.

Son olarak gerçek değerler ile YSA metodu kullanılarak hesaplanmış simulasyon değerler karşılaştırılmış ve aşağıdaki şekilden de görüldüğü gibi korelasyon katsayısının $R^2 = 0.9498$ olduğu bulunmuştur. YSA modeliyle oluşturulan formüllerin oldukça iyi sonuçlar vermesinden dolayı, bu çalışmada eriyik için bu denklemler kullanılmıştır.



Şekil 4.2. LiBr-su eriyiğinin entropisi için gerçek değerler ile YSA metodu kullanılarak hesaplanmış değerler arasındaki ilişki

Aşağıda YSA yardımıyla türetilen soğutucu eriyiğin konsantrasyonu için matematiksel formülasyonlar verilmiştir. Bu formüllerde; A_i , ağırlıklar ve girdi değerlerinin toplamını, B_i ise gizli tabakaya ait her bir nörondaki aktivasyon fonksiyonunu göstermektedir. Tüm formüllerde X konsantrasyon (%) ve T sıcaklık °C cinsindedir.

$$A_1 = X.(6,6783) + T.(-0,33576) - 5,8511 \quad (4.19)$$

$$B_1 = \frac{1}{1 + e^{-A_1}} \quad (4.20)$$

$$A_2 = X.(-6,4174) + T.(0,49015) + 5,4843 \quad (4.21)$$

$$B_2 = \frac{1}{1 + e^{-A_2}} \quad (4.22)$$

$$A_3 = X.(2,5805) + T.(1,7383) - 2,1978 \quad (4.23)$$

$$B_3 = \frac{1}{1 + e^{-A_3}} \quad (4.24)$$

$$A_4 = X.(-1,3335) + T.(3,7956) - 0,0062133 \quad (4.25)$$

$$B_4 = \frac{1}{1 + e^{-A_4}} \quad (4.26)$$

$$A_5 = X.(2,6175) + T.(1,5543) - 2,0267 \quad (4.27)$$

$$B_5 = \frac{1}{1 + e^{-A_5}} \quad (4.28)$$

$$A_6 = X.(-7,6437) + T.(21,1287) + 8,2847 \quad (4.29)$$

$$B_6 = \frac{1}{1 + e^{-A_6}} \quad (4.30)$$

$$A_7 = X.(-0,066572) + T.(-2,7317) - 3,0311 \quad (4.31)$$

$$B_7 = \frac{1}{1 + e^{-A_7}} \quad (4.32)$$

$$A_8 = X.(-4,7859) + T.(-19,8917) - 3,8115 \quad (4.33)$$

$$B_8 = \frac{1}{1 + e^{-A_8}} \quad (4.34)$$

$$\begin{aligned} A_9 = & B_1.(10,9099) + B_2.(12,0505) + B_3.(15,7062) + B_4.(-2,0426) + B_5.(-16,8294) \\ & + B_6.(41,5011) + B_7.(-80,2247) + B_8.(-75,6282) - 55,5049 \end{aligned} \quad (4.35)$$

Bu eşitliklerde X, eriyikteki LiBr konsantrasyonunu, T ise eriyik sıcaklığını ifade etmektedir. (3.19)-(3.35) eşitliklerinden LiBr-su eriyiğinin istenilen her aralıktaki entropisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$B_9 = \text{Entropi} = \left(\frac{1}{1 + e^{-A_9}} \right) \cdot 224 \quad (4.36)$$

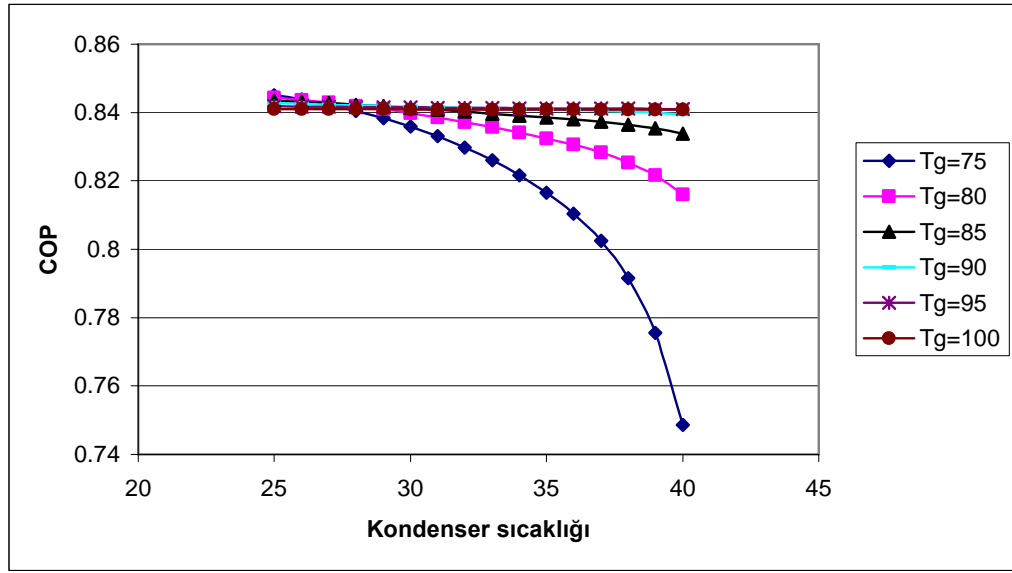
4.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Birinci Kanun Analizi Sonuçları

Absorbsiyonlu soğutma çeviriminin Termodinamiğin I. Kanun analizi LiBr-H₂O akışkan çifti ve değişken sistem parametreleri için yapılarak sonuçlar grafikler halinde verilmiştir. Grafiklerden de görüldüğü üzere kondenser sıcaklığı arttıkça sistemin COP değeri azalmakta, evaporatör sıcaklığının artması ile COP değeri artmaktadır.

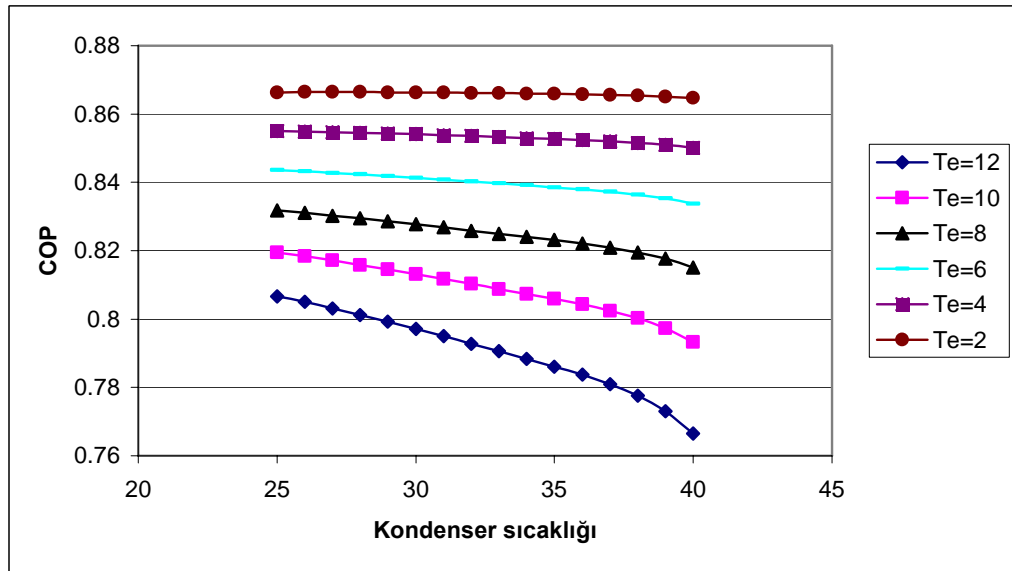
Soğutma performans katsayısının absorber sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör, kondenser ve jeneratör sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi ele alınmıştır. Bu durumda absorber sıcaklık aralığının farklı evaporatör, kondenser ve jeneratör sıcaklıklarında COP değerini düşürdüğü görülmektedir.

Aynı şekilde soğutma performans katsayısının jeneratör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör, kondenser ve absorber sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi ele alınmıştır. Bu durumda ise jeneratör sıcaklık aralığının farklı evaporatör, kondenser ve absorber sıcaklıklarında COP değerini yükselttiği görülmektedir.

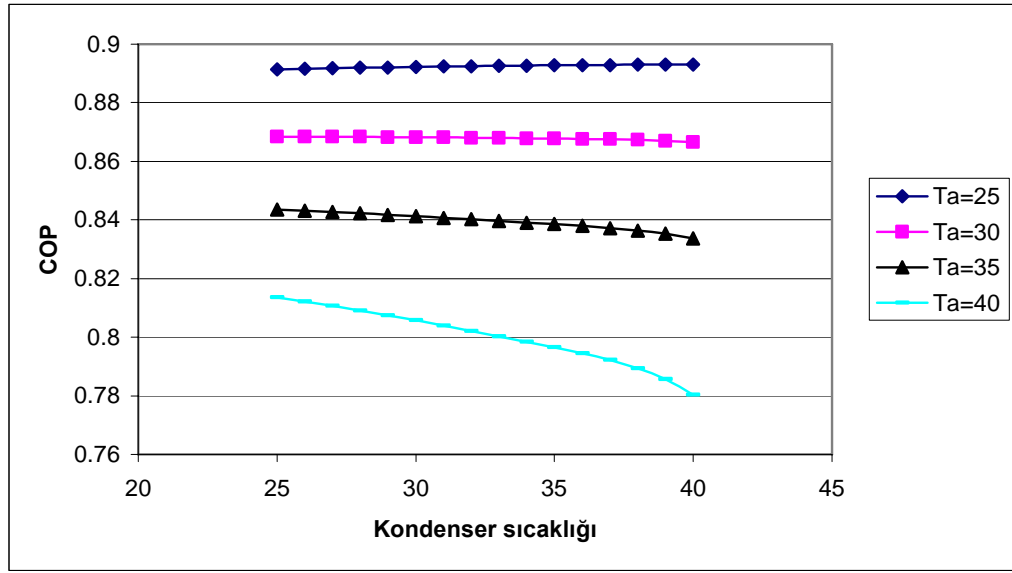
Bunlardan başka eriyik eşanjörü etkinliğinin COP değerine etkisi de analiz edilmiştir. Etkinliğin artışıyla soğutma performans katsayısının arttığı belirlenmiştir.



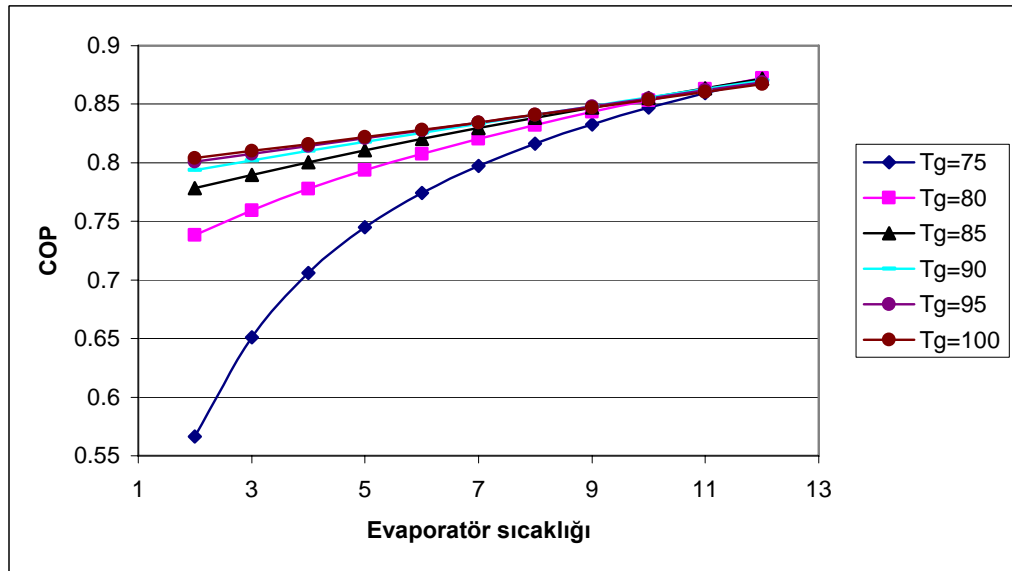
Şekil 4.3. Soğutma performans katsayısının kondenser (°C) sıcaklığının bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi



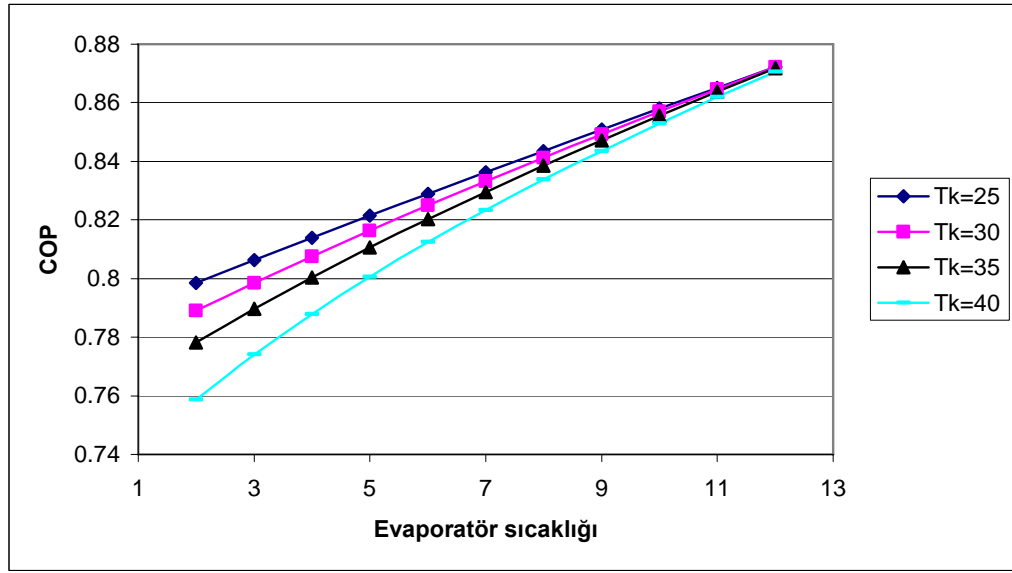
Şekil 4.4. Soğutma performans katsayısının kondenser sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi



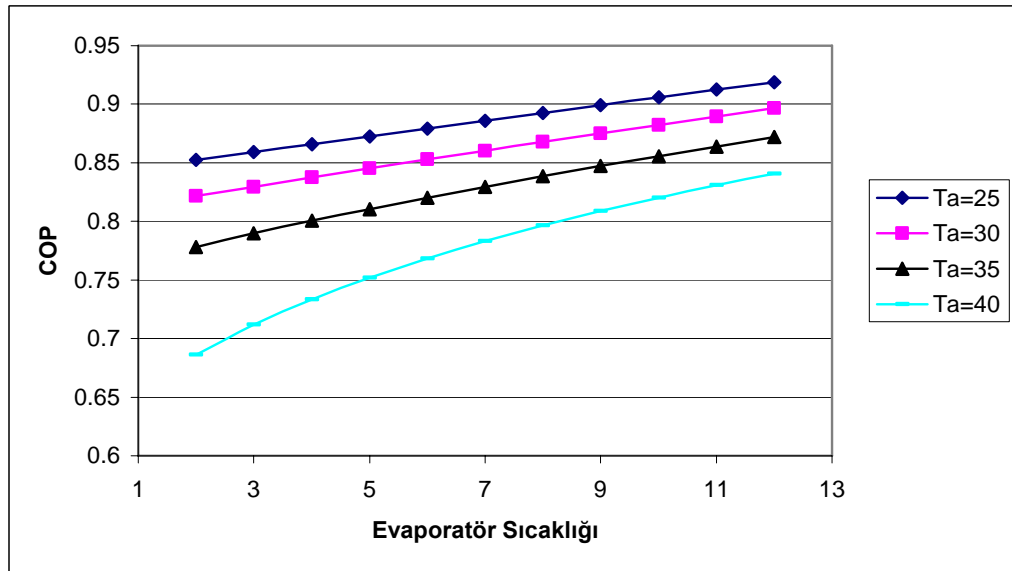
Şekil 4.5. Soğutma performans katsayısının kondenser sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi



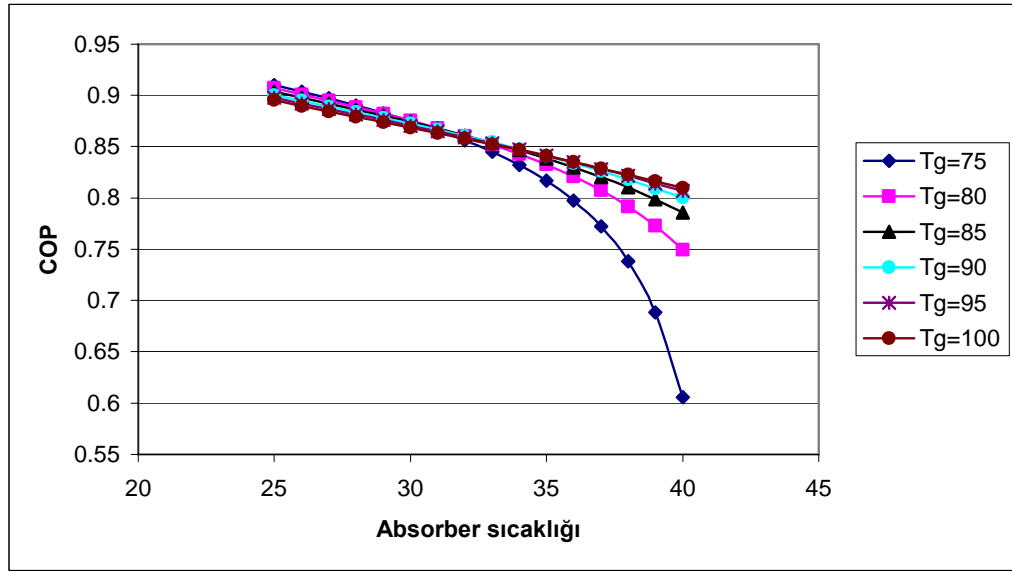
Şekil 4.6. Soğutma performans katsayısının evaporatör sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi



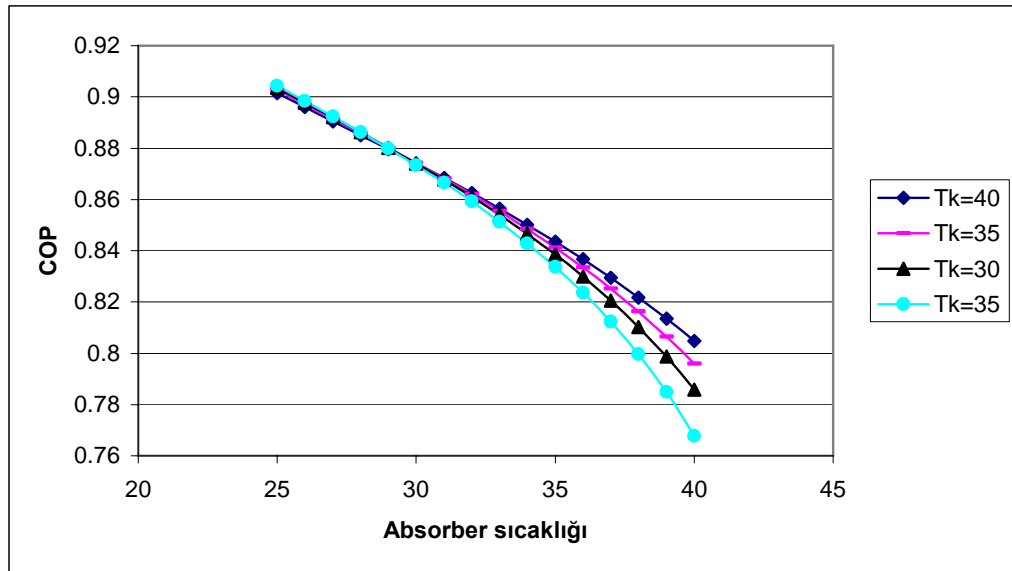
Şekil 4.7. Soğutma performans katsayısının evaporatör sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi



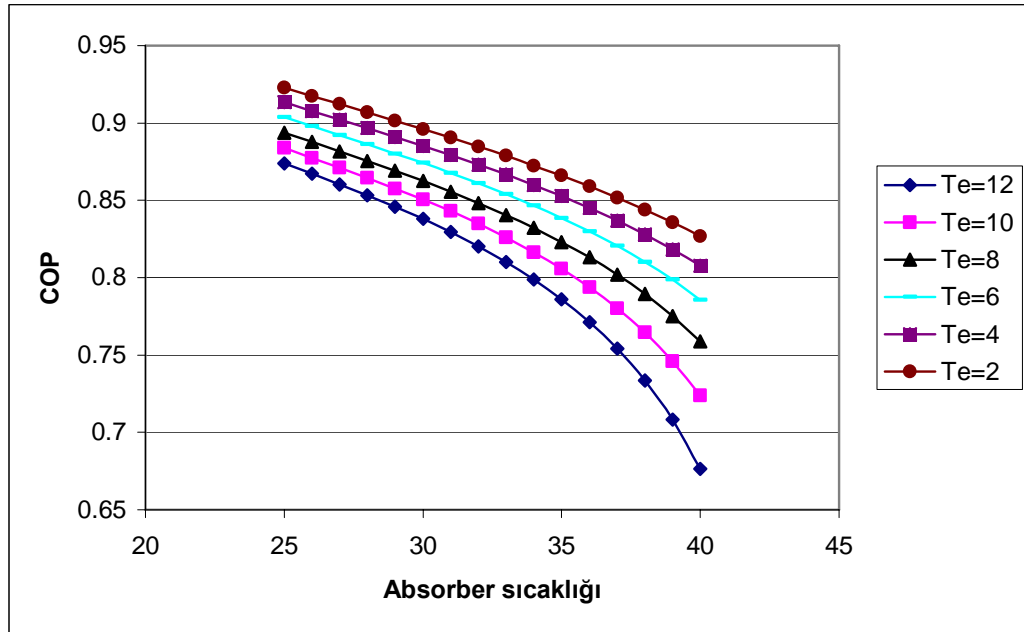
Şekil 4.8. Soğutma performans katsayısının evaporatör sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi



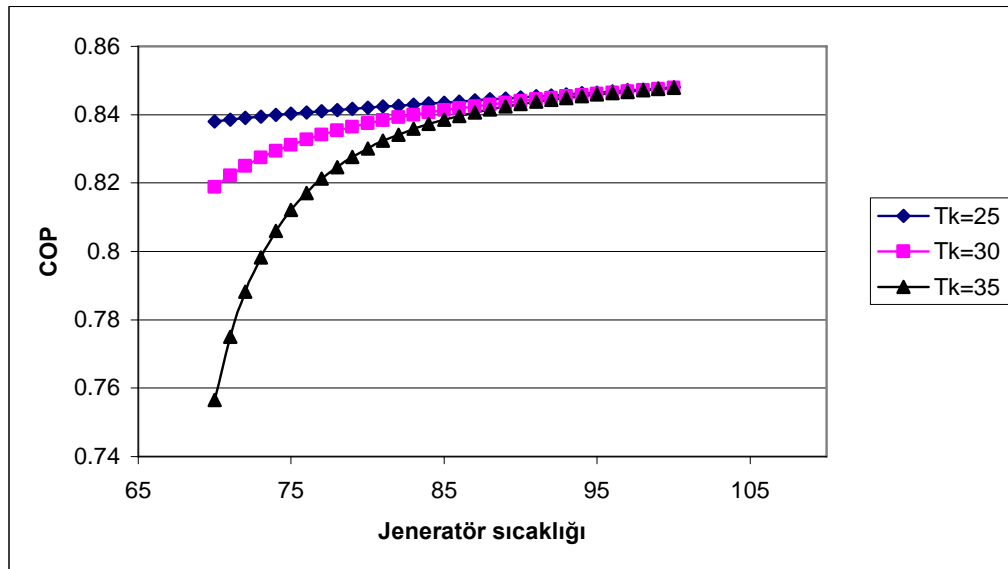
Şekil 4.9. Soğutma performans katsayısının absorber sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi



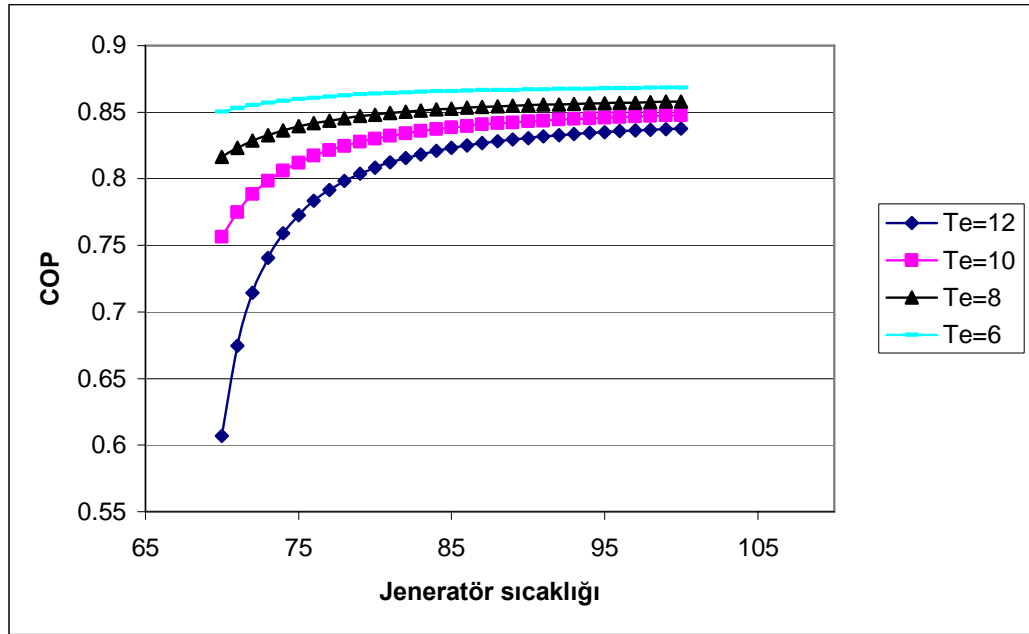
Şekil 4.10. Soğutma performans katsayısının absorber sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi



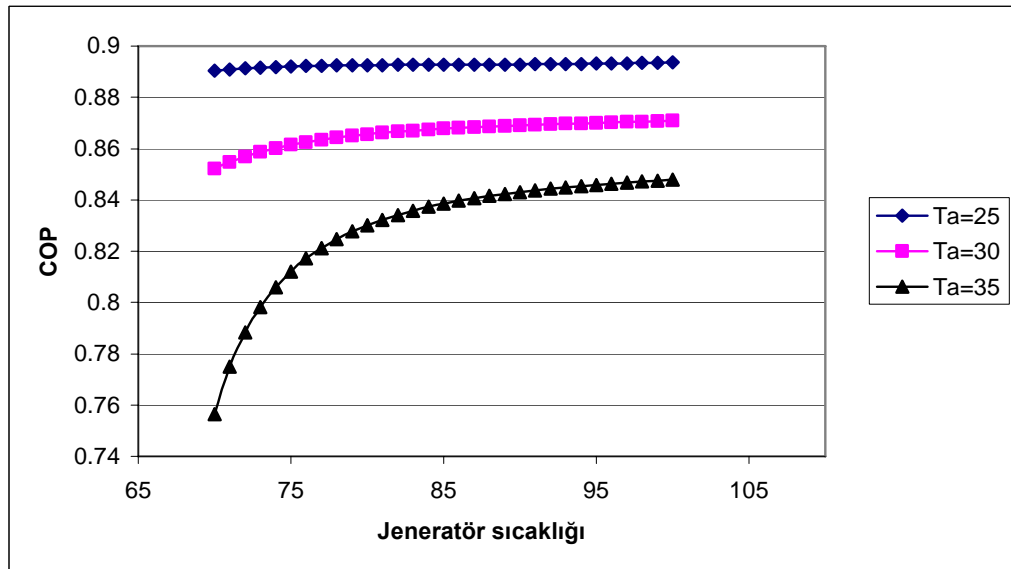
Şekil 4.11. Soğutma performans katsayısının absorber sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi



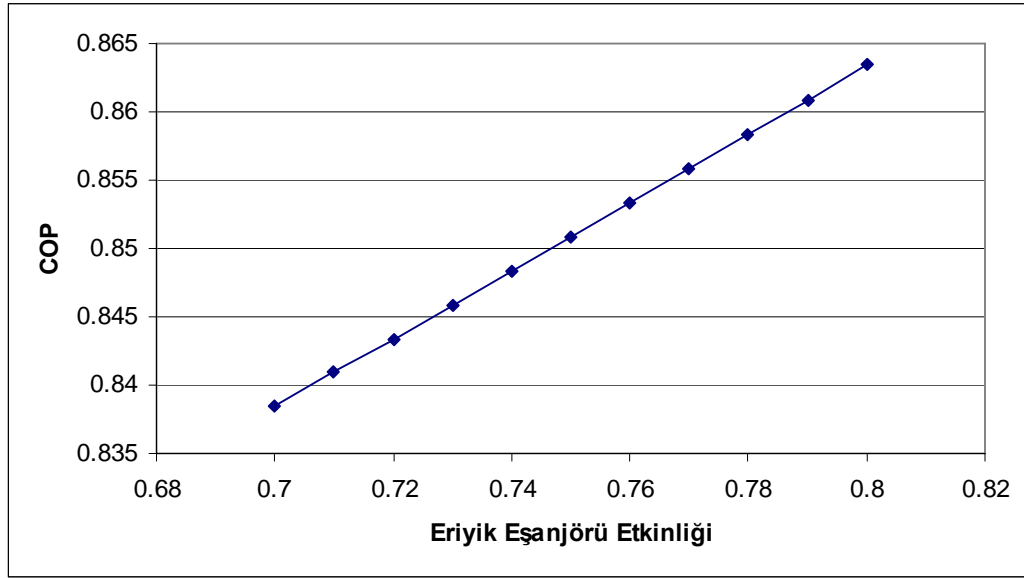
Şekil 4.12. Soğutma performans katsayısının jeneratör sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi



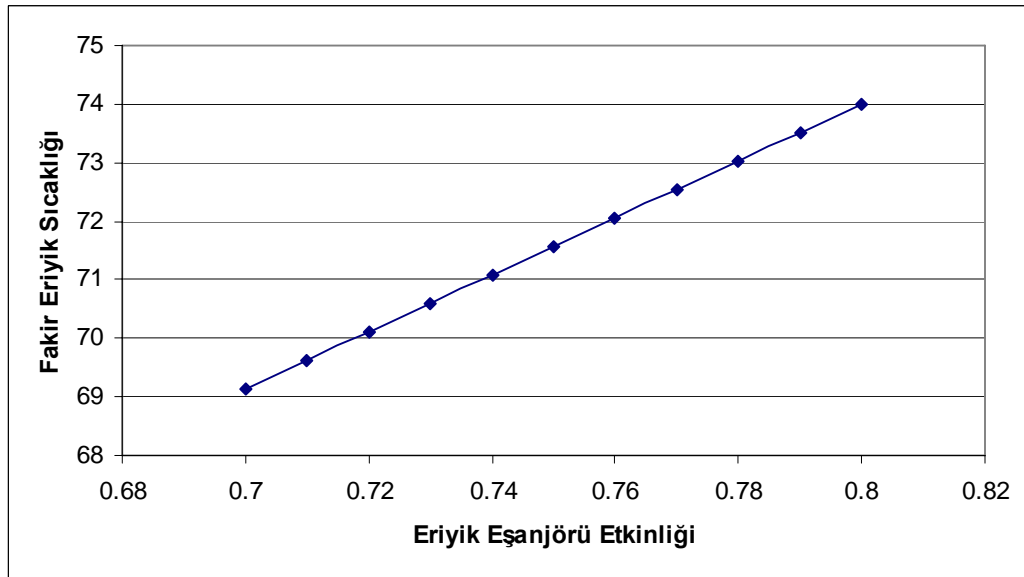
Şekil 4.13. Soğutma performans katsayısının jeneratör sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi



Şekil 4.14. Soğutma performans katsayısının jeneratör sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi



Şekil 4.15. Soğutma performans katsayısının eriyik eşanjörü etkinliğine bağlı olarak değişimi



Şekil 4.16. Absorbsiyonlu soğutma çevriminde eriyik ısı değiştirici çıkışındaki fakir eriyik (T_7 , °C) sıcaklığının eşanjör etkinliği ile değişimi

Eriyik ısı değiştiricisinin etkinliği; (Genceli, 1999)

$$\varepsilon = \frac{t_{1g} - t_{1\phi}}{t_{1g} - t_{2g}} \quad (4.37)$$

şeklinde tanımlanmaktadır.

Denklem yardımıyla eriyik ısı değiştiricisinin etkinliği ;

$$\varepsilon = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_6} \quad (4.38)$$

şeklinde bulunmuştur.

Bu denklemden T_9 sıcaklığı çekilirse;

$$T_9 = T_8 - \varepsilon \cdot (T_8 - T_6) \quad (4.39)$$

bağıntısı elde edilir.

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (4.40)$$

eşitliği göz önüne alınarak eriyik ısı değiştiricisinin enerji denkleği yazılırsa;

$$\dot{m}_8 c_p (T_8 - T_9) = \dot{m}_6 c_s (T_7 - T_6) \quad (4.41)$$

ve bu denklem içinden T_7 değeri çekilirse;

$$T_7 = \frac{\dot{m}_8 c_p (T_8 - T_9)}{\dot{m}_6 C_s} + T_6 \quad (4.42)$$

fakir eriyik çıkış sıcaklığı T_7 elde edilir.

Bu denklemler arasındaki bağlantı ile fakir eriyik sıcaklığının etkinlikle değişimi bulunabilir.

Bu çalışmada eriyik eşanjörünün değer aralığı 0,7 ile 0,8 arasında alınmıştır. Grafikten de görüldüğü üzere etkinliğin artışıyla fakir eriyik sıcaklığının arttığı sonucuna varılmıştır.

4.3. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin İkinci Kanun Analizi Sonuçları

Absorbsiyonlu soğutma çevrimi için yapılan termodinamiğin ikinci kanun analizlerinde kullanılan ısı eşanjörlerinin toplam ısı iletim katsayısı K değerleri için literatürde mevcut olan değerler kullanılmıştır (Kalogirou, 2001). Buna göre iç içe borulu ısı eşanjörlerinin sistemin her bölgesinde belirlenen ortalama ısı iletim katsayıları Çizelge 4.1’de verilmiştir.

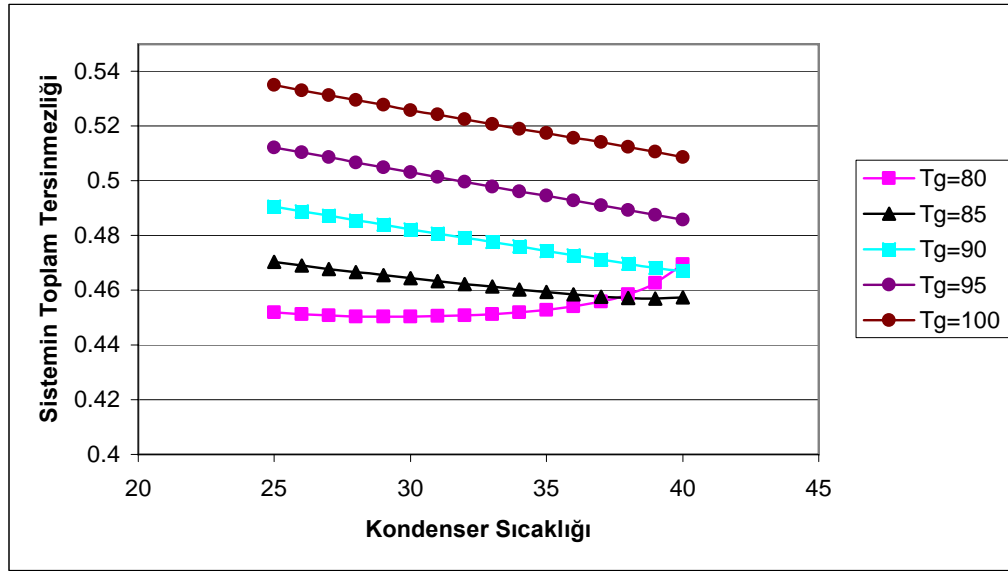
Çizelge 4.1 Ortalama ısı iletim katsayıları

Isı iletim katsayısı, K , ($\text{kW/m}^2\text{K}$)	
K_E	200
K_A	750
K_K	3150
K_G	3000
K_{ID}	130

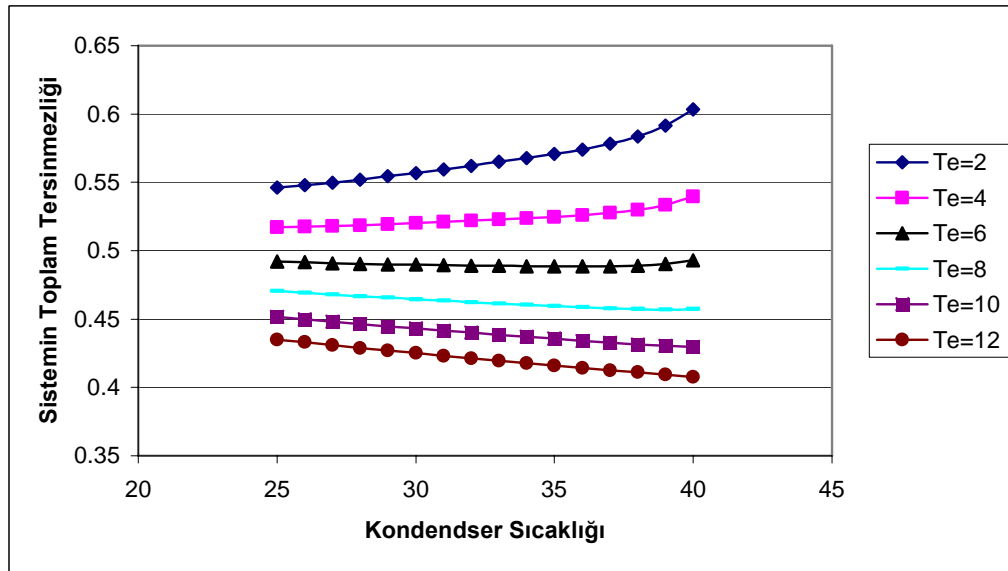
Soğutma çevrimi için yapılan termodinamiğin ikinci kanun analiz sonuçları grafikler halinde verilmiştir.

Grafiklerden de görüleceği üzere kondenser ve evaporatör sıcaklıkları arttığında sistemin toplam tersinmezliği azalmakta, buna karşın absorber ve jeneratör sıcaklıkları arttığında ise toplam tersinmezlik artmaktadır.

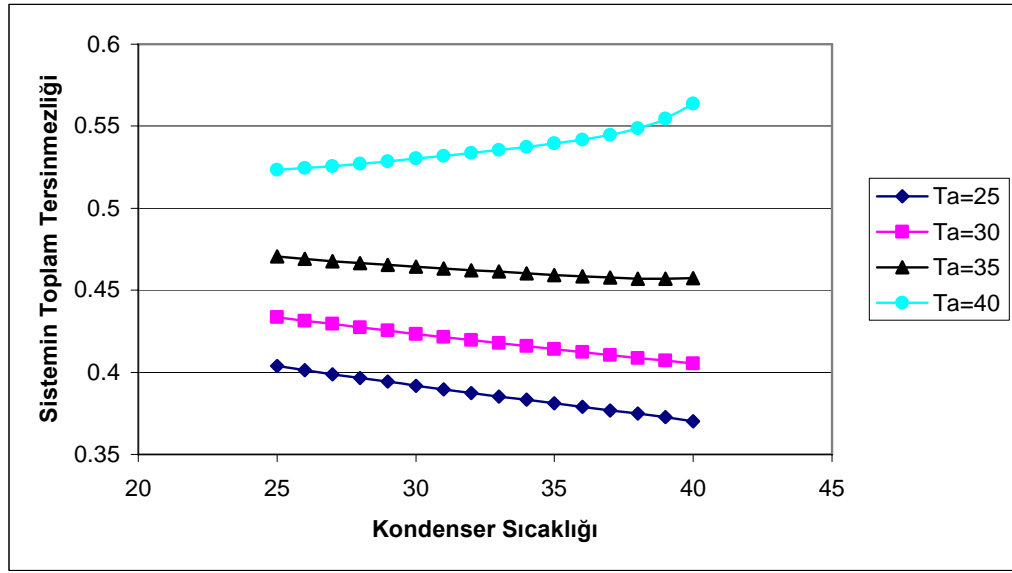
Diğer taraftan absorber sıcaklığının artmasıyla ekserji veriminin azaldığı, kondenser sıcaklığının artmasıyla ekserji veriminin az da olsa artma eğilimli olduğu, evaporatör sıcaklığının artmasıyla ekserji veriminin arttığı ve jeneratör sıcaklığının artmasıyla ise ekserji veriminin azaldığı tespit edilmiştir.



Şekil 4.17. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), kondenser sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi

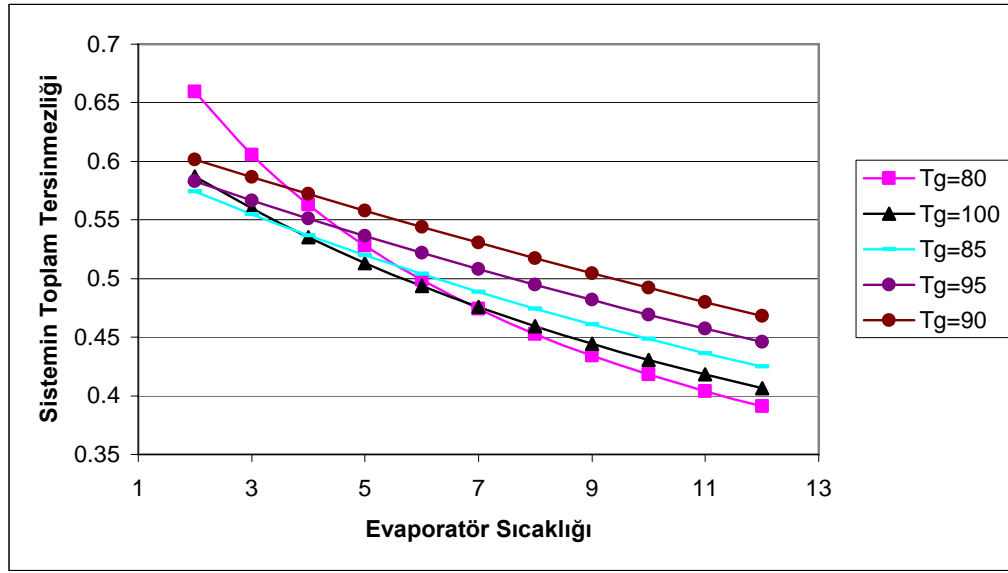


Şekil 4.18. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), kondenser sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi

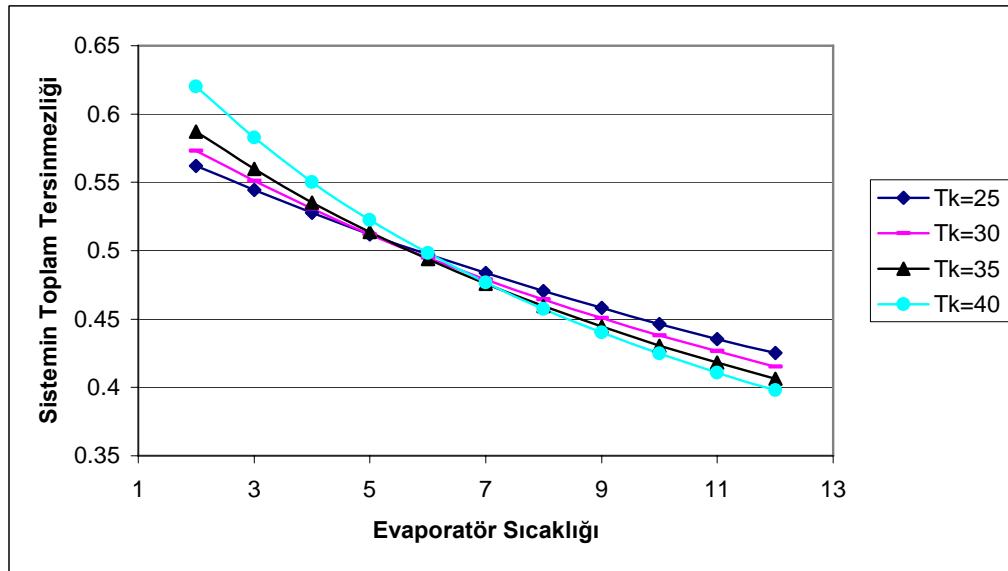


Şekil 4.19. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), kondenser sıcaklığının ($^{\circ}C$) bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına ($^{\circ}C$) bağlı olarak değişimi

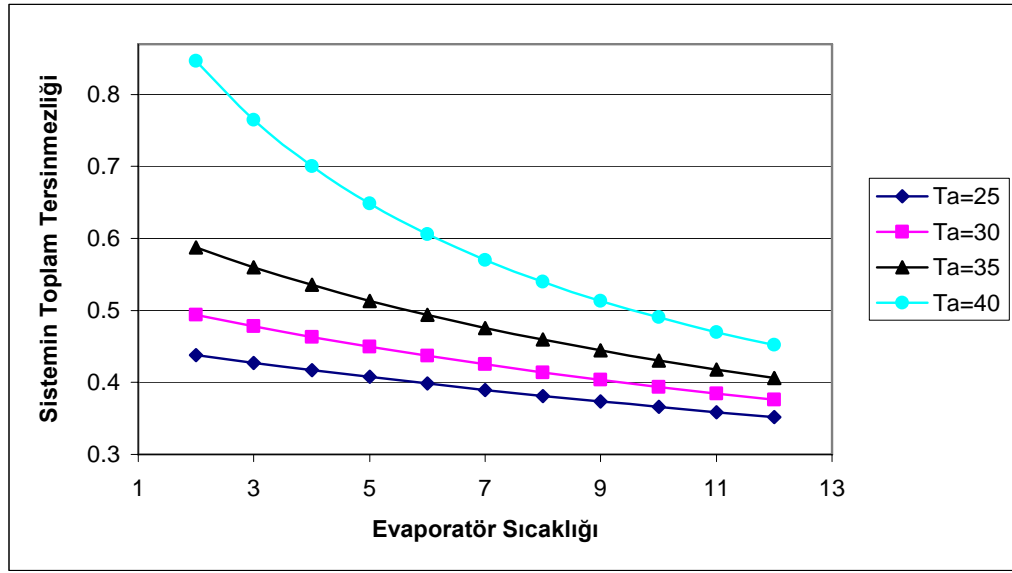
Sistem elemanlarından kondenserin belirli sıcaklık aralığında, jeneratör sıcaklığının artmasıyla tersinmezliğin arttığı, evaporatör sıcaklığının artmasıyla tersinmezliğin azaldığı ve absorber sıcaklığının artmasıyla tersinmezliğin arttığı görülmüştür.



Şekil 4.20. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), evaporatör sıcaklığının ($^{\circ}C$) bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına ($^{\circ}C$) bağlı olarak değişimi

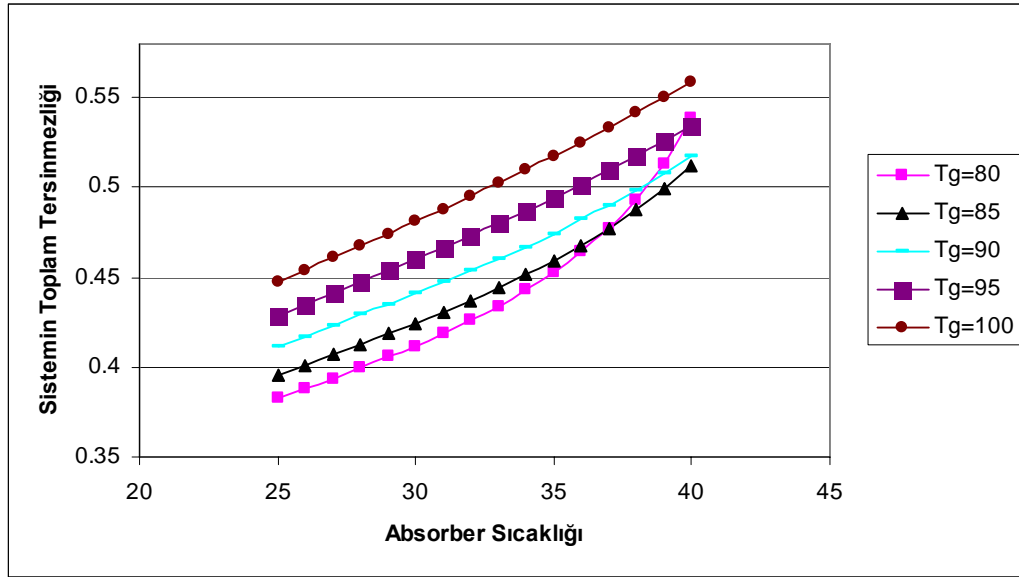


Şekil 4.21. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), evaporatör sıcaklığının ($^{\circ}C$) bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına ($^{\circ}C$) bağlı olarak değişimi

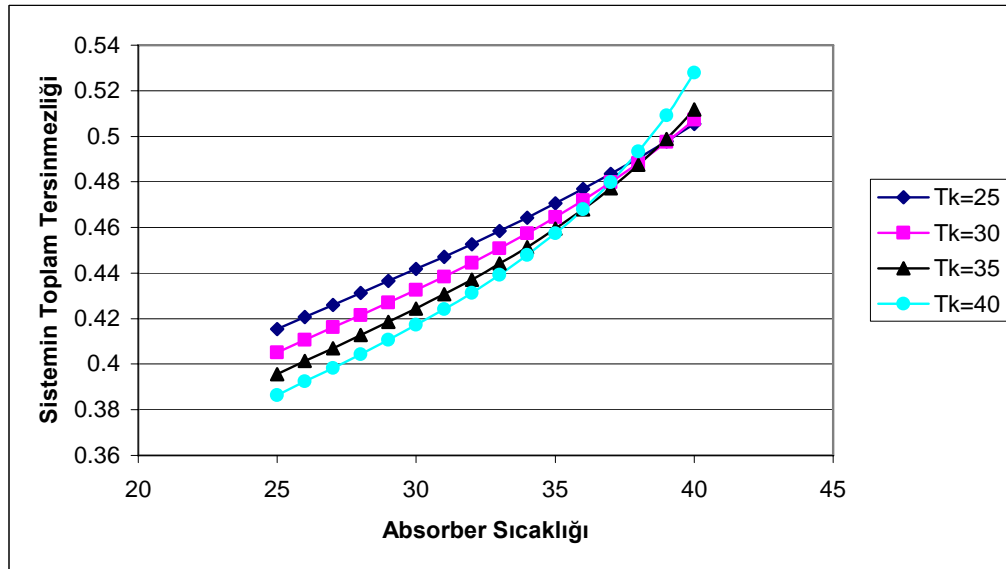


Şekil 4.22. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), evaporatör sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi

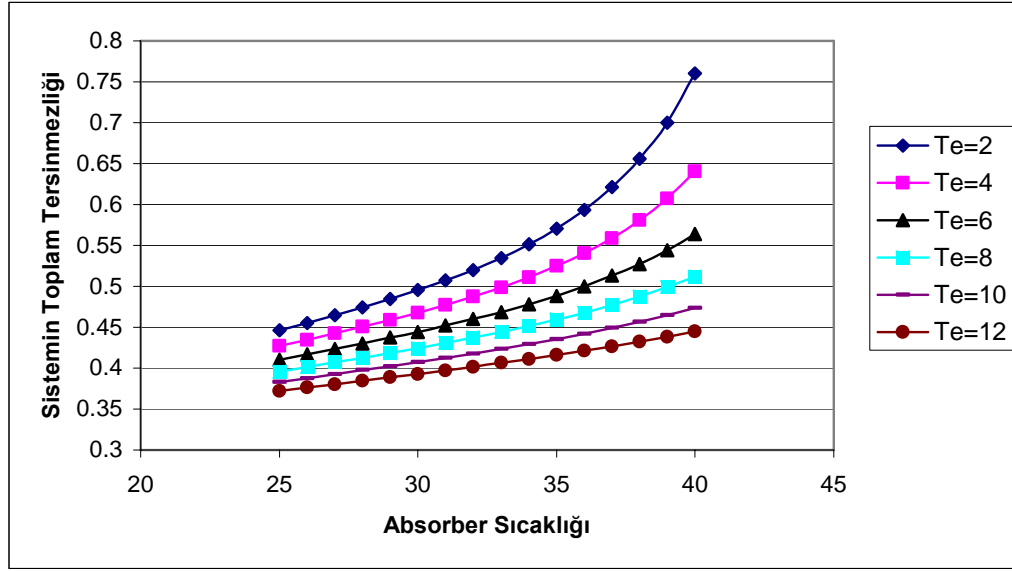
Evaporatör ele alınır; bu elemanın belirli sıcaklık aralığında, jeneratör sıcaklığının artmasıyla tersinmezliğin azaldığı, kondenser sıcaklığının artmasıyla tersinmezliğin arttığını ve absorber sıcaklığının artmasıyla arttığı görülmüştür.



Şekil 4.23. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), absorber sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi

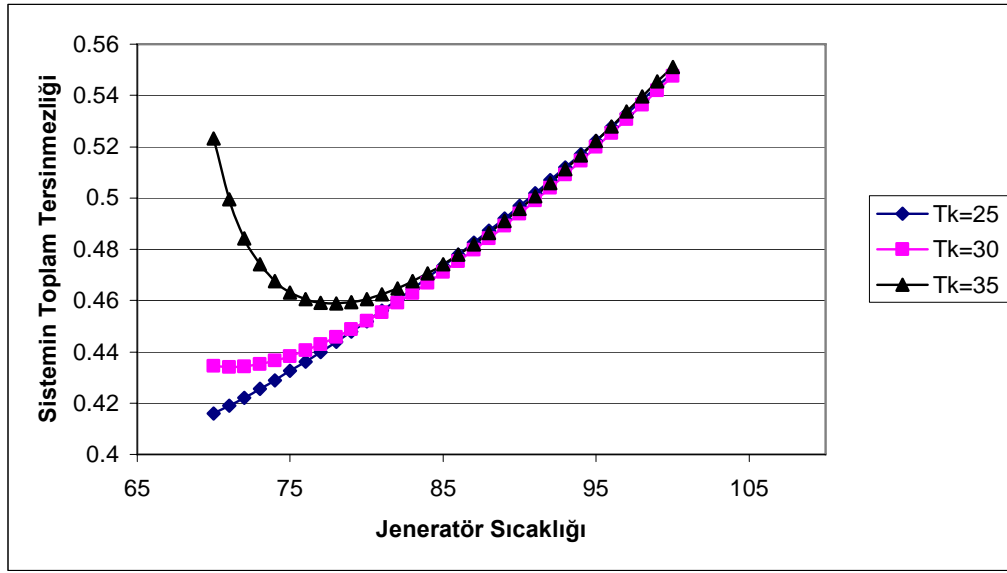


Şekil 4.24. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), absorber sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi

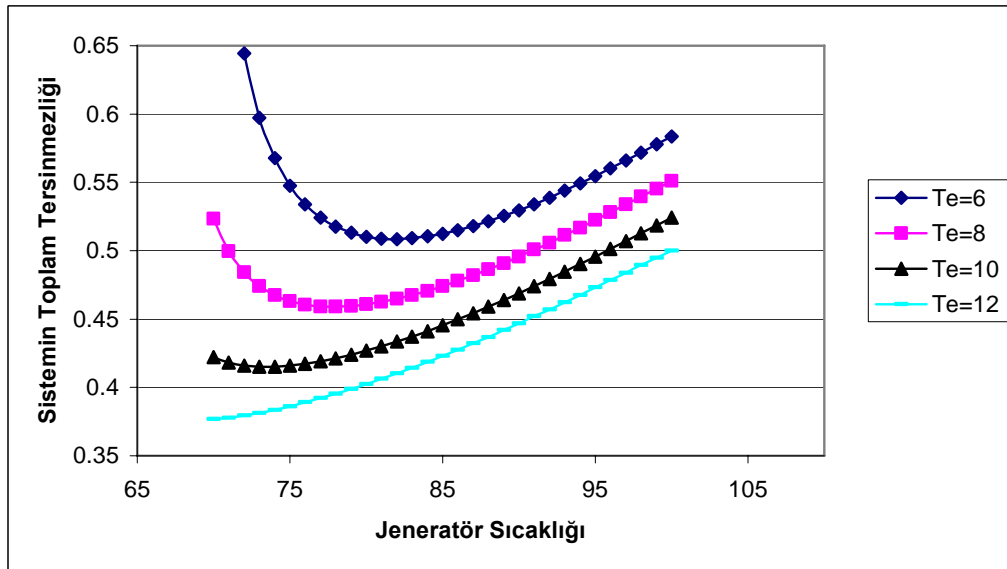


Şekil 4.25. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), absorber sıcaklığının ($^{\circ}C$) bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına ($^{\circ}C$) bağlı olarak değişimi

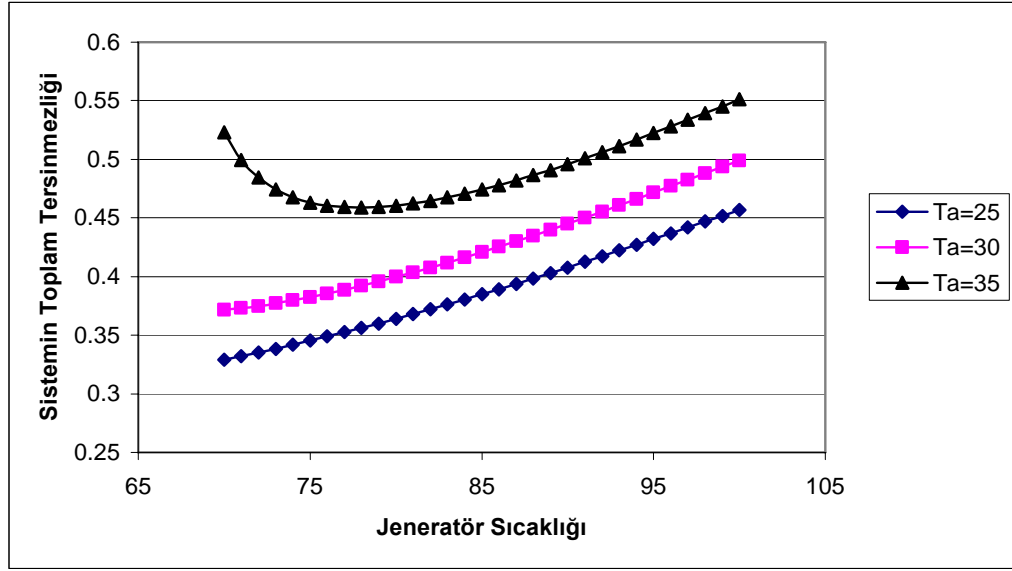
Absorberin belirli sıcaklık aralığında, jeneratör sıcaklığının artmasıyla tersinmezliğin arttığı, kondenser sıcaklığının artmasıyla tersinmezliğin azaldığı ve evaporatör sıcaklığının artmasıyla azaldığı görülmüştür.



Şekil 4.26. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), jeneratör sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi

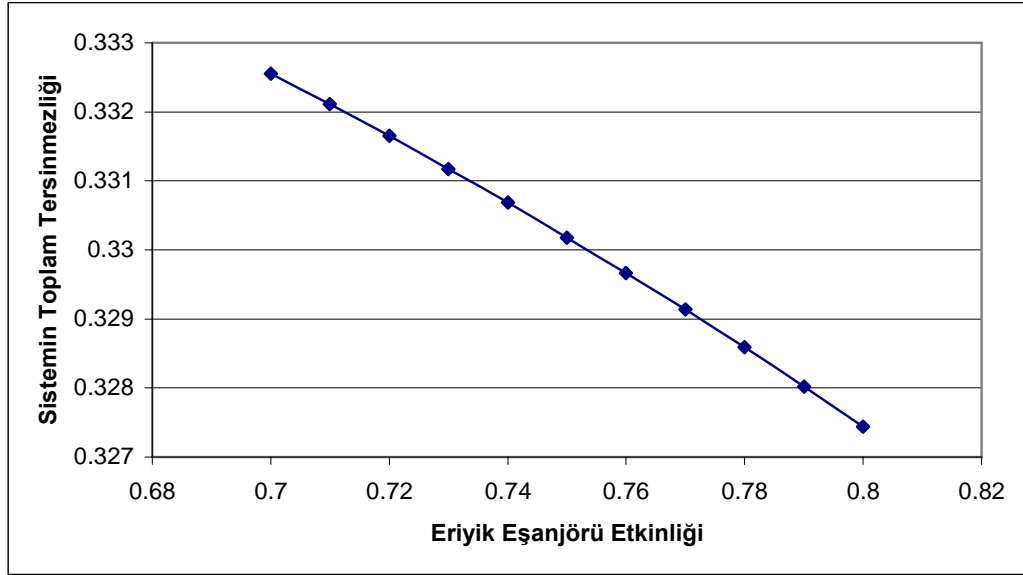


Şekil 4.27. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), jeneratör sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi



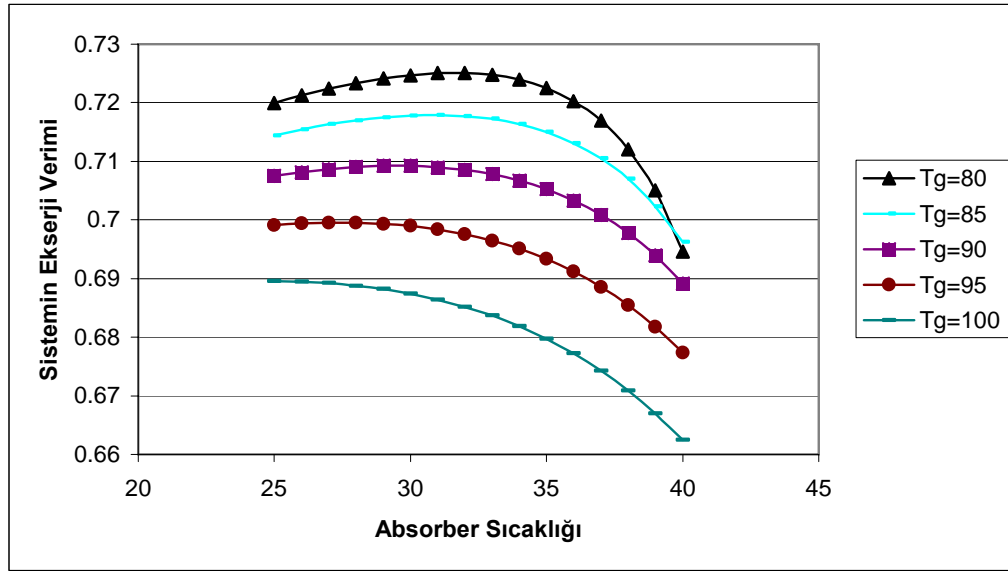
Şekil 4.28. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), jeneratör sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi

Jeneratörün belirli sıcaklık aralığında, kondenser ve absorber sıcaklığının artmasıyla tersinmezliğin arttığı, evaporatör sıcaklığının artmasıyla tersinmezliğin azaldığı görülmüştür.

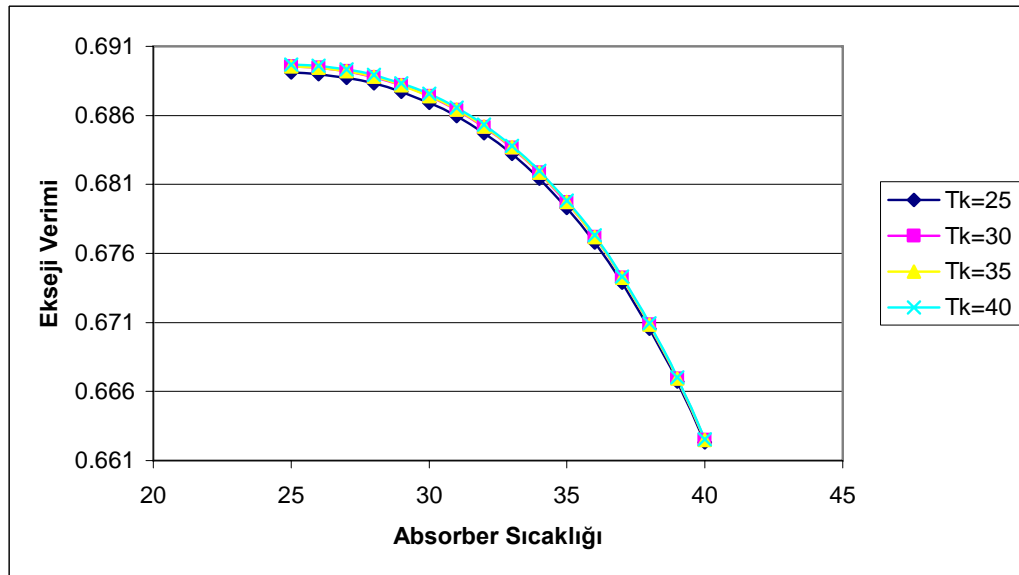


Şekil 4.29. Tersinmezliğin (I_{TOP} , kW), eriyik eşanjörü etkinliğine bağlı olarak değişimi

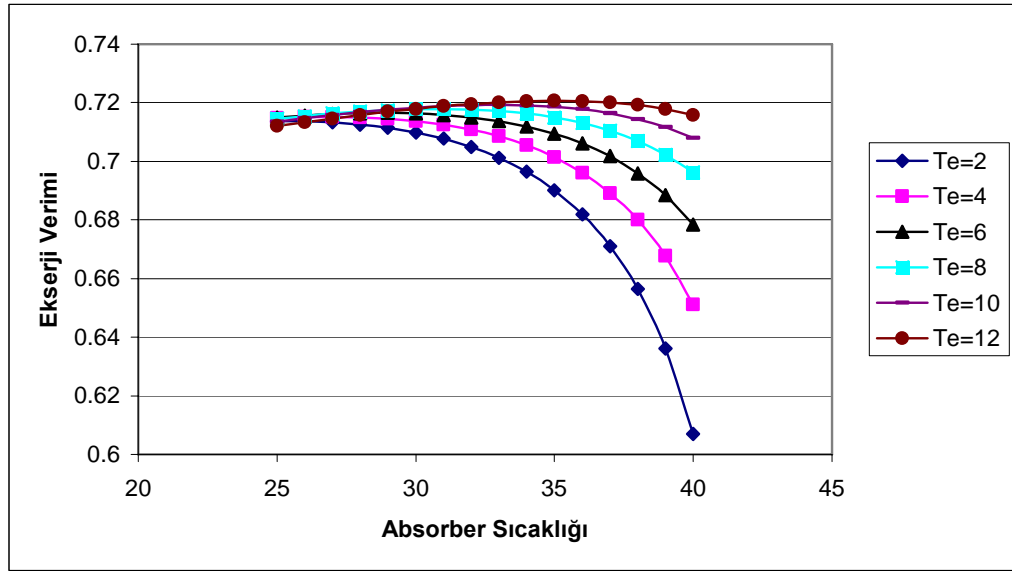
Şekil 4.29.'da da görüldüğü gibi eriyik eşanjörünün tersinmezlik üzerine etkisi vardır. İki parametre birbiri ile ters orantılıdır. Eşanjör etkinliği arttıkça sistemin toplam tersinmezliği azalmaktadır.



Şekil 4.30. Ekserji veriminin absorber sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi

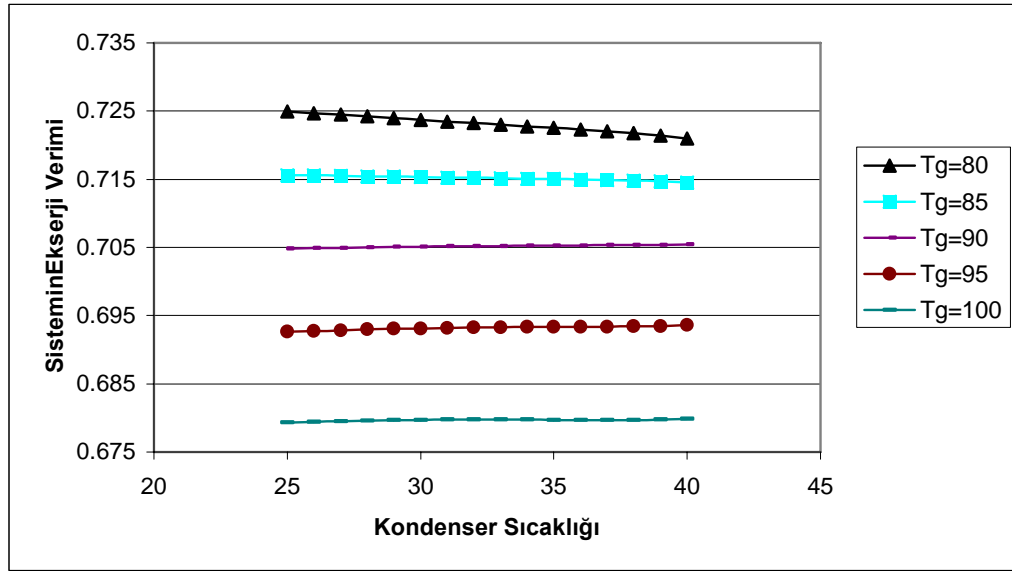


Şekil 4.31. Ekserji veriminin absorber sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi

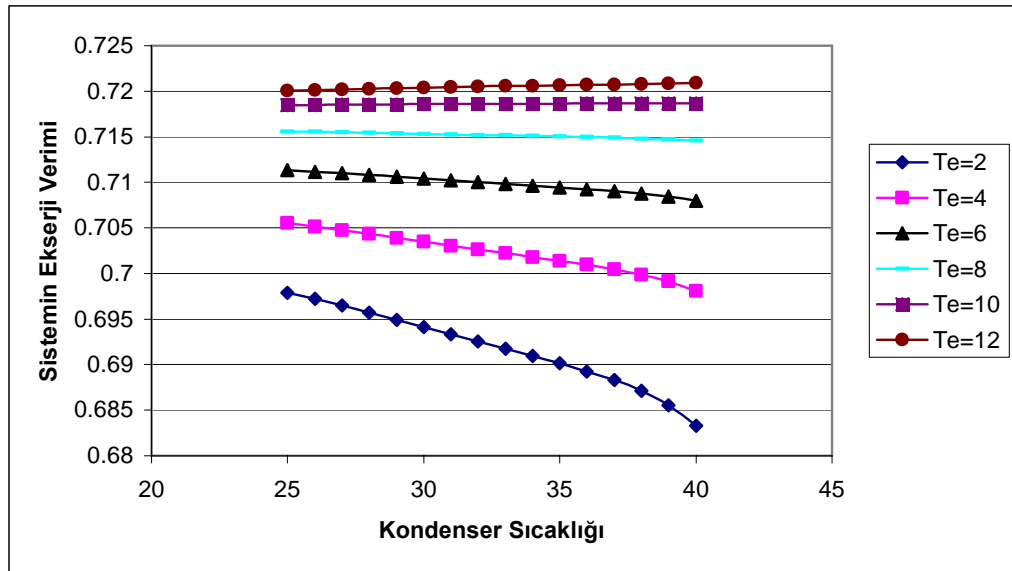


Şekil 4.32. Ekserji veriminin absorber sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi

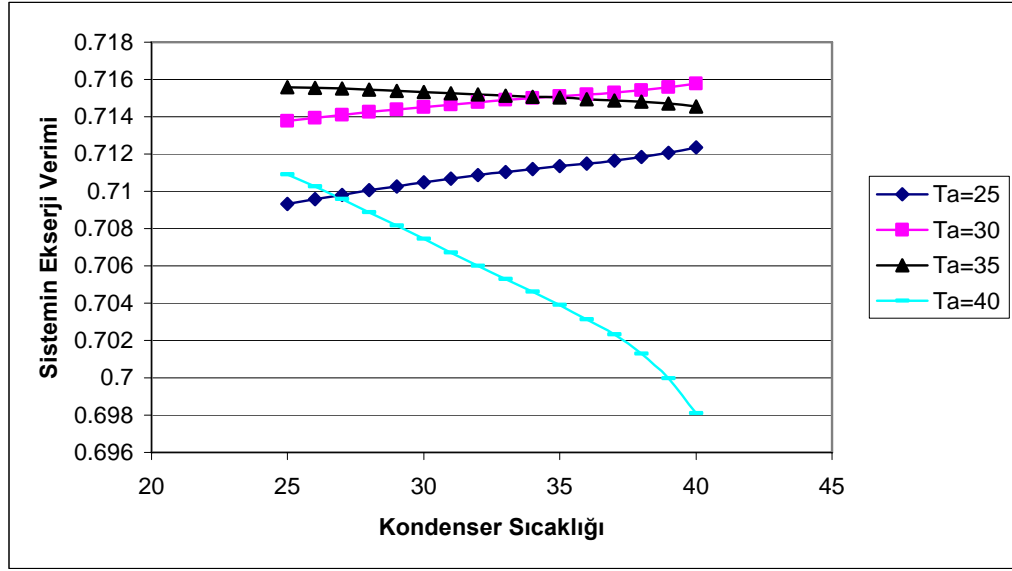
Absorberin belirli sıcaklık aralığında, jeneratör sıcaklığının artmasıyla ekserji veriminin azaldığı, kondenser sıcaklığının artmasıyla ekserji verimi değerinin çok büyük değişikliklere uğramadığı ve evaporatör sıcaklığının artmasıyla da ekserji veriminin arttığı görülmüştür.



Şekil 4.33. Ekserji veriminin kondenser sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi

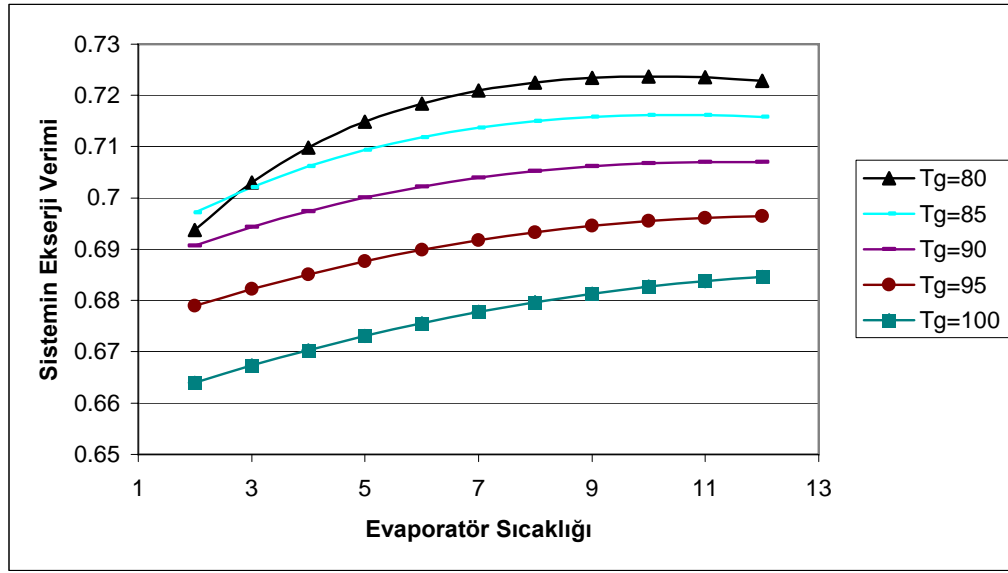


Şekil 4.34. Ekserji veriminin kondenser sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi

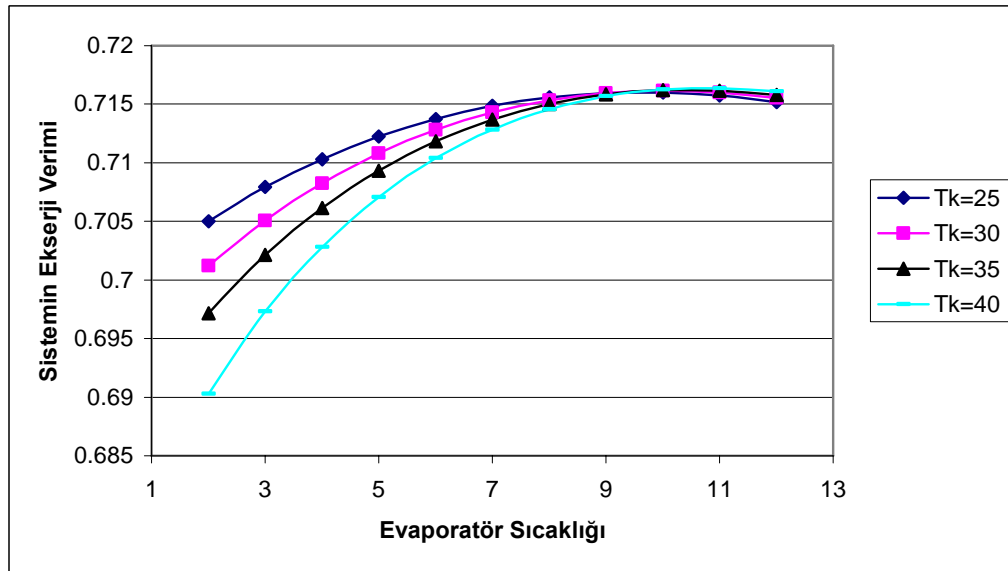


Şekil 4.35. Ekserji veriminin kondenser sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi

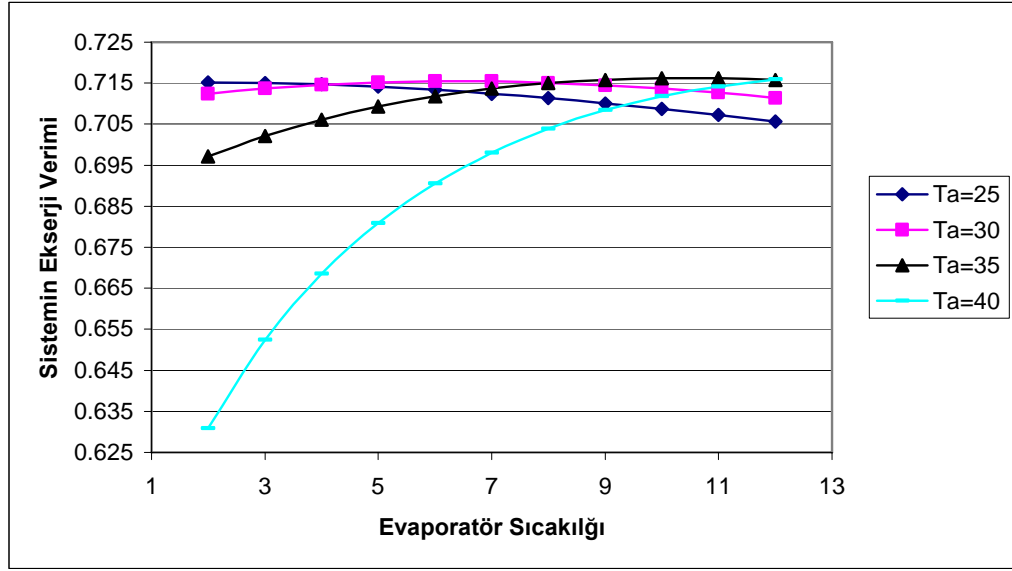
Sistem elemanlarından kondenserin belirli sıcaklık aralığında, jeneratör sıcaklığının artmasıyla ekserji veriminin azaldığı, evaporatör sıcaklığının artmasıyla ekserji veriminin arttığı ve absorber sıcaklığının artmasıyla ekserji veriminin belirli bir sıcaklıktan sonra azaldığı görülmüştür.



Şekil 4.36. Ekserji veriminin evaporatör sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı jeneratör sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi

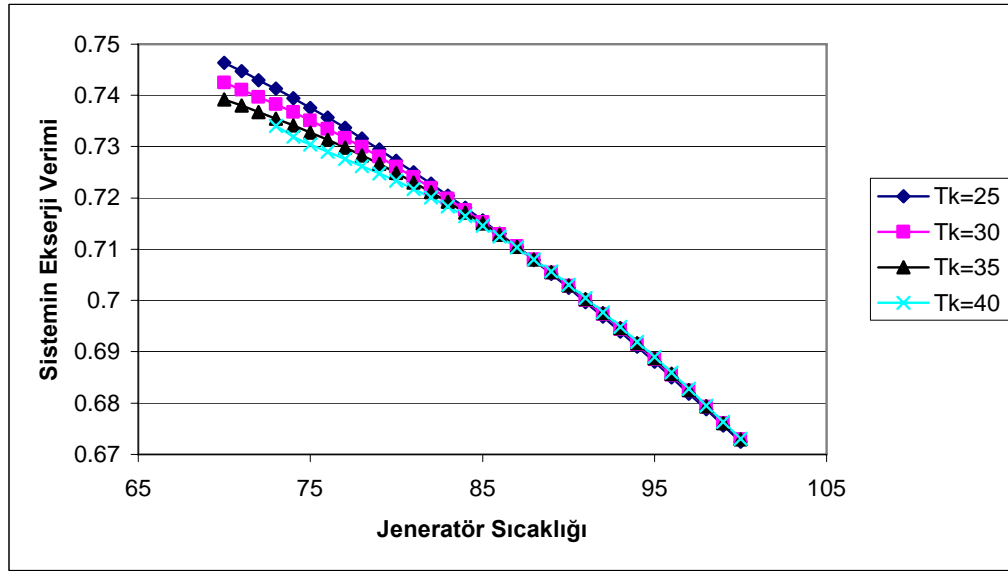


Şekil 4.37. Ekserji veriminin evaporatör sıcaklığının (°C) bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak değişimi

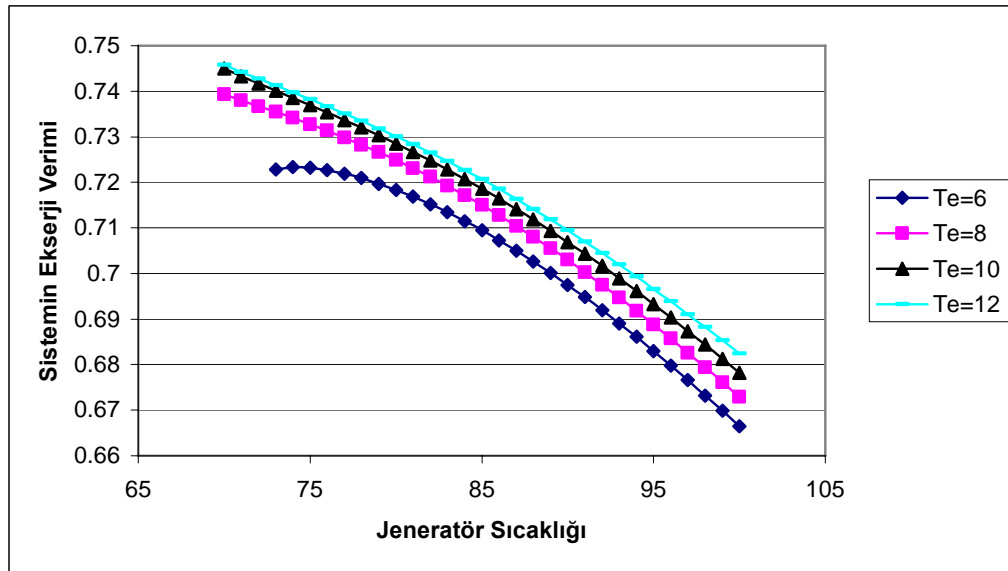


Şekil 4.38. Ekserji veriminin evaporatör sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi

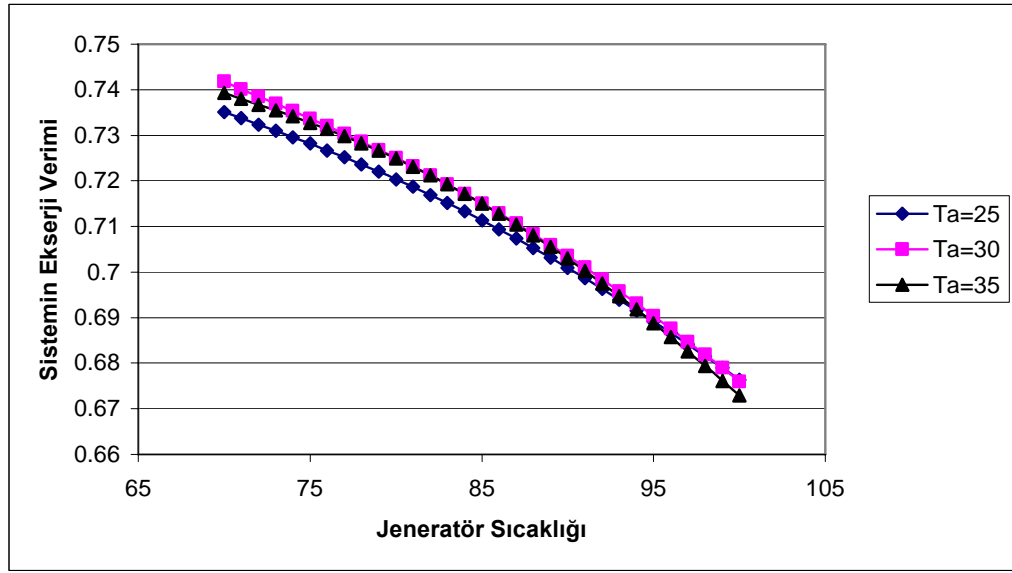
Evaporatör ele alınır; bu elemanın belirli sıcaklık aralığında, jeneratör sıcaklığının artmasıyla ekserji veriminin azaldığı, kondenser sıcaklığının artmasıyla ekserji veriminin azaldığı ve absorber sıcaklığının artmasıyla belirli bir sıcaklıktan sonra azaldığı görülmüştür.



Şekil 4.39. Ekserji veriminin jeneratör sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı kondenser sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi



Şekil 4.40. Ekserji veriminin jeneratör sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı evaporatör sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi



Şekil 4.41. Ekserji veriminin jeneratör sıcaklığının ($^{\circ}\text{C}$) bir fonksiyonu olarak farklı absorber sıcaklıklarına ($^{\circ}\text{C}$) bağlı olarak değişimi

Jeneratörün belirli sıcaklık aralığında, kondenser sıcaklığının ekserji veriminin azaldığı, evaporatör sıcaklığının artmasıyla ekserji veriminin arttığı ve absorber sıcaklığının artmasıyla ekserji veriminin belirli bir sıcaklıktan sonra azaldığı görülmüştür.

4.4. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termoekonomik Optimizasyon Sonuçları

Absorbsiyonlu soğutma çeviriminin termoekonomik optimizasyonunda kabul edilen sistemin çalışma şartları aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned} t_{op} &= 1000 \text{ saat/yıl,} \\ C_{in} &= 0.0912 \text{ \$/kWh} \\ f_y &= \% 3.5 \\ N &= 10 \text{ yıl} \end{aligned}$$

Sistem elemanlarının sıcaklık aşağıdaki aralıklarda kabul edilmiştir:

- Kondenser sıcaklığı T_K , $25^\circ\text{C} - 55^\circ\text{C}$ arasında değişmektedir.
- Evaporatör Sıcaklığı T_E , $2^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C}$ arasında değişmektedir.
- Absorber sıcaklığı $25^\circ\text{C} - 55^\circ\text{C}$ arasında değişmektedir.
- Jeneratör sıcaklığı $70^\circ\text{C} - 150^\circ\text{C}$ arasında değişmektedir.

Kondenser, evaporatör, absorber ve jeneratör maliyetleri Bayındırlık Bakanlığının 2004 yılı birim fiyatlarından elde edilerek dolar kuruna çevrilmiştir (Birimfiyat, 2004). Eşanjör alanları ve bunlara karşılık gelen eşanjör maliyetleri, grafik haline getirilerek denklemleri çıkartılmıştır.

$$C_K^C = C_E^C = C_A^C = C_G^C = 855.86A_K + 3205.8 \quad (4.43)$$

Elde edilen denklemler, denklem (4.42) eşanjör alanlarına göre türevleri alınırsa:

$$\frac{\partial C_K^C}{\partial A_K} = \frac{\partial C_E^C}{\partial A_E} = \frac{\partial C_A^C}{\partial A_A} = \frac{\partial C_G^C}{\partial A_G} = 855.86 \quad (4.44)$$

Bu denklemler, bölüm 3.4'te belirlenen optimizasyon eşitlikleri, (3.148), (3.149), (3.150), (3.151) ve (3.152) denklemlerinde yerine konulmuş ve absorbsiyonlu

soğutma sisteminin her bölgesi için termoeconomik optimizasyon metodu uygulanmıştır.

Optimizasyon prosedürü, değişken sistem parametreleri için MATLAB bilgisayar programıyla iterasyon yapılarak uygulanmıştır. LiBr-H₂O eriyiği 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 jeneratör sıcaklığı sabit tutularak diğer değişken parametreler değiştirilmiş ve optimum değerler tespit edilmiştir. En sonunda evaporatör sıcaklığı sabit tutularak diğer değişken parametreler değiştirilmiş ve optimum değerler tespit edilmiştir.

Çizelgelerden de anlaşılacağı üzere, örneğin Çizelge 4.2'de yapılan analizler sonucunda, kondanser sıcaklığı 35 °C iken optimum absorber alanı 0.060406m², jeneratör alanı 0.010201 m², kondanser alanı 0.0076103 m² ve evaporatör alanı 5.537 m² olarak bulunmuştur. Optimum değerlere karşılık gelen evaporatör sıcaklığı 14.98°C'dir.

Çizelge 4.2. Çeşitli kondenser sıcaklıkları için termoeconomik optimizasyon sonuçları

	$T_k=25^\circ\text{C}$	$T_k=35^\circ\text{C}$	$T_k=40^\circ\text{C}$
$T_{\text{eva}}, ^\circ\text{C}$	2,00005	14,98	14,98
$T_{\text{abs}}, ^\circ\text{C}$	40	40	40
$T_{\text{gen}}, ^\circ\text{C}$	155	120	120
$A_{\text{abs}}, \text{m}^2$	0,13343	0,060406	0,060391
$A_{\text{gen}}, \text{m}^2$	0,51802	0,010201	0,010202
$A_{\text{yoğ}}, \text{m}^2$	0,0055983	0,0076103	0,0067965
$A_{\text{eva}}, \text{m}^2$	0,3261	5,537	5,537
$A_{\text{top}}, \text{m}^2$	0,98314	5,6152	5,6144
COP	0,88328	0,84927	0,84921
I_{TOP}	0,39877	0,37479	0,36589

Çizelge 4.3. Çeşitli jeneratör sıcaklıkları için termoeconomik optimizasyon sonuçları

	$T_{\text{gen}}=75^\circ\text{C}$	$T_{\text{gen}}=80^\circ\text{C}$	$T_{\text{gen}}=90^\circ\text{C}$	$T_{\text{gen}}=95^\circ\text{C}$	$T_{\text{gen}}=100^\circ\text{C}$
$T_{\text{eva}}, ^\circ\text{C}$	14,98	14,98	14,98	14,98	14,98
$T_{\text{abs}}, ^\circ\text{C}$	40	25	40	40	40
$T_{\text{yoğ}}, ^\circ\text{C}$	40	25	40	40	40
$A_{\text{abs}}, \text{m}^2$	0.078587	0.15886	0.067773	0.072365	0.071436
$A_{\text{gen}}, \text{m}^2$	0.00506	0.004467	0.005718	0.006187	0.006658
$A_{\text{yoğ}}, \text{m}^2$	0.009713	0.015689	0.008413	0.008073	0.007768
$A_{\text{eva}}, \text{m}^2$	5.5882	5.537	5.537	5.537	5.537
$A_{\text{top}}, \text{m}^2$	5.6815	5.716	5.6189	5.6236	5.6228
COP	0.81461	0.92638	0.85621	0.87462	0.87333
I_{TOP}	0.25922	0.31139	0.3283	0.33767	0.34769

Çizelge 4.4. Çeşitli evaporatör sıcaklıkları için termoeconomik optimizasyon sonuçları

	$T_{eva}=4^{\circ}\text{C}$	$T_{eva}=8^{\circ}\text{C}$	$T_{eva}=12^{\circ}\text{C}$
$T_{yoğ}, ^{\circ}\text{C}$	55	40	40
$T_{abs}, ^{\circ}\text{C}$	55	40	40
$T_{gen}, ^{\circ}\text{C}$	149.9	149.9	149.9
A_{abs}, m^2	0.082181	0.082519	0.063282
A_{gen}, m^2	6.5569	3.1729	0.69623
$A_{yoğ}, \text{m}^2$	0.004538	0.005762	0.005784
A_{eva}, m^2	0.37548	0.54012	0.98288
A_{top}, m^2	7.0191	3.8013	1.7482
COP	0.45231	0.90603	0.85952
I_{TOP}	0.5117	0.42732	0.41122

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Yapılan çalışmada, absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik ve termoeconomik analizleri yapılmıştır. Analiz sonuçları grafikler ve çizelgeler halinde verilmiştir. Termoeconomik optimizasyon metodunda, Kotas (1985)'in optimizasyon prosedürü kullanılmıştır. 1 kW'lık soğutma kapasitesi için değişik kondenser, evaporatör, absorber ve jeneratör sıcaklıklarında optimum eşanjör alanları belirlenmiştir. Artan enerji fiyatları ve yatırım maliyetleriyle beraber bir ısı sistemine verilen çalışma şartları dahilinde optimum boyutlandırılmasında termoeconomik analizler büyük kolaylıklar sağlamaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performansına etki eden çok sayıda parametre söz konusudur. Bunlardan biri de uygun çalışma akışkanının seçimidir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan akışkan çiftlerinin termodinamik özelliklerinin belirlenmesi, kompleks diferansiyel denklemlerin çözümünü gerektirmektedir (Sözen, 2003). Bu çalışmada ilk olarak, absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan LiBr-H₂O soğutucu akışkanının termodinamik özelliklerinin belirlenebilmesi için YSA metoduyla formüller türetilmiştir. Türetilen bu formüller yardımıyla, konsantrasyon ve entropi değerleri kolaylıkla hesaplanabilmektedir. Elde edilen denklemlerle hesaplanan termodinamik özellikler, gerçek değerlerle karşılaştırılmış ve sonuçların birbirine çok yakın olduğu görülmüştür.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin birinci kanun analizinde değişken parametreler için COP değerleri hesaplanmıştır. Yapılan analizlerde kondenser sıcaklığı arttıkça sistemin COP değeri azalmakta, evaporatör sıcaklığının artması ile COP değeri artmakta olduğu tespit edilmiştir. Absorber sıcaklık aralığının farklı evaporatör, kondenser ve jeneratör sıcaklıklarında COP değerini düşürdüğü, jeneratör sıcaklık aralığının ise farklı evaporatör, kondenser ve absorber sıcaklıklarında COP değerini yükselttiği görülmektedir. Şencan (2004), Kaynaklı (2003), Ravikumar vd.(1998) Horuz (1998)'nin yaptıkları çalışmalarında da benzer sonuçların olduğu görülmektedir. Ayrıca etkinliğin artışıyla soğutma performans katsayısının arttığı

belirlenmiştir. Bunun ile ilgili Adewusi vd. (2004) yaptıkları çalışmalarında benzer sonuçları elde ettikleri görülmüştür.

Termodinamiğin ikinci kanun analizlerinde sistem parametrelerinin değişimiyle, sistemin toplam tersinmezliği de değişim göstermektedir. Kondenserin, belirli sıcaklık aralığında jeneratör sıcaklığının artmasıyla tersinmezliğin arttığı, evaporatör sıcaklığının artmasıyla tersinmezliğin azaldığı ve absorber sıcaklığının artmasıyla tersinmezliğin arttığı görülmüştür. Tersinmezlik, iş yapma olanağında eksilme gibi düşünülebilir. İşe dönüştürülebiyecek olan fakat dönüştürülemeyen enerjiyi gösterir. Karmaşık bir mühendislik sisteminin daha etkin çalışmasını sağlamak için, sistemin her elemanı ile ilgili tersinmezlikleri bulmak ve bunları olabildiğince azaltmak gerekir (Çengel ve Boles, 1996). Bu durumdan yola çıkarak yüksek kondenser ve evaporatör sıcaklığı, düşük absorber ve jeneratör sıcaklığı ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminde tersinmezliklerin az olduğu böylelikle ideal bir sistem yapısı oluşturulabileceği sonucuna varılmıştır. Ekserji verimleri incelendiğinde ise absorber ve jeneratör sıcaklıklarının ekserji verimini olumsuz yönde etkileyerek verimin düşmesine sebep oldukları, evaporatör sıcaklığının artışıyla verimin arttığı, kondenser sıcaklığının verim üzerinde çok büyük etkisi olmadığı bulunmuştur. Ekserji verimi genel denklemi düşünülürse, bu değeri en fazla etkileyen parametrelerin evaporatör ve jeneratör sıcaklıkları olduğu görülecektir. Elde edilen bu sonuçlar, Kızılkın (2004) ve Şencan (2004)'nin yaptıkları çalışmaların sonuçlarıyla paralellik göstermektedir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi, değişik evaporatör, kondenser ve jeneratör sıcaklıkları için termoekonomik optimizasyona tabi tutulmuştur. Optimizasyon neticesinde, optimum eşanjör alanları ve bunlara karşılık gelen optimum sıcaklıklar belirlenerek sonuçlar çizelgeler halinde verilmiştir. Optimum sistem yapısının oluşturulabilmesi için, soğutma performans katsayısının yüksek ve tersinmezlik değerinin ise düşük seçilmesi gerekmektedir. Bu durumda çizelge 4.3.'deki 75°C-80°C jeneratör sıcaklığına karşılık gelen optimum çalışma şartlarında en uygun sistem yapısı oluşturulabilir.

Sonuç olarak absorbsiyonlu soğutma sistemi tasarlanırken, sistem performansını direkt olarak etkileyen çalışma sıcaklıkları ve parametrelerinin optimum değerlerinin tespit edilmesi büyük önem taşımaktadır. Bu alışma, absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin tasarımı ve optimum çalışma şartlarının belirlenmesi konusunda ileride yapılacak olan uygulamalara önemli ölçüde katkı sağlayacaktır. Bu çalışmadaki analizler, bu incelemelere ışık tutacaktır.

Absorbsiyonlu soğutma sistemi üzerine yapılacak olan ilerideki çalışmalarda, farklı akışkan çiftleri kullanılarak termoekonomi yöntemi yardımıyla farklı sistem yapıları oluşturulabilir.

6. KAYNAKLAR

Acar, H., İ., Canbek , A., Keçeciler, A, (1997) Jeotermal Enerji Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi – Bir Uygulama, III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bilidiriler Kitabı, İzmir.

Adewusi, S.A., Zubair, S. M., (2004). Second Law Based Thermodynamic Analysis of Ammonia–Water Absorption Systems, Energy Conversion and Management (in press).

Birimfiyat, (2003). Oska Yazılım. <http://www.birimfiyat.com>.

Chua , H.T., Toh, H.K., Malek, A., Ng, K.C., Srinivasan, K., (2000) Improved Thermodynamic Property Fields of LiBr-H₂O Solution, International Journal of Refrigeration, p.p.412-429

Çengel, A.Y., Boles, A.M, (1996). Thermodynamics: An Engineering Approach. McGraw-Hill, 987s. New York.

D'Accadia, M., D., Vanoli, L., (2004). Thermoeconomic Optimisation of the Condenser in a Vapour Compression Heat Pump, International Journal of Refrigeration, pp.433-441.

D'Accadia, M.D., Rossi, F., (1998). Thermoeconomic Optimization of a Refrigeration Plant. Int. J. Refrig., 21(1), pp. 42-54.

De Lucas, A., Donate, M., Molero, C., Villasenor, J., Rodri'guez, J. F., (2004) Performance Evaluation and Simulation of a New Absorbent for An Absorption Refrigeration System, International Journal of Refrigeration, 27, p.324–330.

Florides, G., A., Kalogirou, S., A., Tassou, S., A., and Wrobel, L.,C., (2003) Design and Construction of a LiBr-Water Absorption Machine, Energy Conversion Management, 44, pp. 2483-2508.

Fu, L.M., (1994). Neural Networks in Computer Intelligence. McGraw-Hill International Editions, 460p.

Genceli, O.F., (1999). Isı Değiştiricileri. Birsen Yayınevi, 424s. İstanbul.

Horuz, İ., (1998). A Comparison Between Ammonia-Water and Water-Lithium Bromide Solution in Vapor Absorption Refrigeration Systems, International Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 25, No. 5, pp. 711-721.

Kalogirou, S., Florides, G., Tassou, S., (2001) Design and Construction of Lithium Bromide-Water Absorption Refrigerator., In: Proceedings of CLIMA 2000 International Conference on CD-ROM, Naples.

Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz R.,(2003). H₂O-LiBr ve NH₃- H₂O Eriyiği Kullanan Tek Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması, DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, Cilt:5 Sayı:2 sh.73-87.

Kern, D.Q., (1984). Process Heat Transfer. McGraw-Hill International Book Company, 817p. Singapore.

Kızılkın, Ö., (2004) Kompresörlü Soğutma Sistemlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar için Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma Etkisinin Termoekonomik Yönden İncelenmesi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 117s.,Isparta.

Koçoğlu, A., (1993). Thermo-economic Optimization of a Single State Heat Pump. M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Master Thesis, 117s, Ankara.

Kotas, T.J., (1985). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butter-Worths, 99p. London.

Lee, S., F., Sherif, S., A., (2001). Thermodynamic Analysis of A Lithium Bromide-Water Absorption System for Cooling and Heating Applications, International Journal of Energy Research, 25, 1019-1031.

Lin, C.T., Lee, C.S.G., (1996). Neural Fuzzy Systems. Printice Hall, 797s. New Jersey.

Özkaymak, M., (1998). Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminde Aşırı Kızdırma ve Aşırı soğutma Eşanjörlerinin Termo-ekonomik Optimizasyonu. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 102s, Ankara.

Ravikumar, T.S., Suganthi, L., Anand, A.S., (1998). Exergy Analysis of Solar Assisted Double Effect Absorption Refrigeration System, Renewable Energy, Vol. 14, Nos. 1-4, pp. 55-59.

Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., (1973). Handbook of Heat Transfer. McGraw-Hill Book Company, 1502p. New York.

Schramek, E.-R., (1998) Isıtma ve Klima Tekniği El Kitabı Sıcak Su ve Soğutma Tekniği Dahil, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği, s 1766.

Sözen, A., Arcaıklıoğlu, E., Özalp, M., (2003) Doğal Akışkan Çiftlerinin PVTX Özelliklerinin Yapay Sinir Ağlarıyla Belirlenmesi, III. Atmosfer Bilimleri Sempozyumu Bildiri Kitabı, s 416-430, İstanbul.

Sun, D-W., (1998) Comparison of the Performans of NH₃-H₂O, NH₃ -LiNO₃ and NH₃-NaSCN Absorption Refrigeration Systems, Energy Conversion Management, Vol. 39, No. 5/6, pp. 357-368.

Şencan, A., Yakut, A. K., Kalogirou, S. A.,(2004). Exergy Analysis of Lithium Bromide/Water Absorption Systems, Renewable Energy , pp. 1–13.

Şencan, A., (2004). Atık Isı ile Çalışan Absorbsiyonlu Sistemlerin Modellenmesi, Ekserji Analizi ve Optimizasyonu, Doktora Tezi, Isparta.

Şencan, A., (1999) Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı ve S.D.Ü. Oditoryumunda Uygulanabilirliğinin Araştırılması, Isparta.

Şencan, A., Yakut, A.K., Dikmen, E., (2004). A New Model for Determining the Thermodynamic Properties of LiBr-H₂O Solution, G.U. Journal of Science ,17(1), pp. 101-110.

Şencan, A., (2004) Atık Isı ile Çalışan Absorbsiyonlu Sistemlerin Modellenmesi , Ekserji Analizi ve Optimizasyonu, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 152s., Isparta.

Şenyücel, N., (1995). Isı Değiştiricilerin Ekserji Ekonomiksel Değerlendirilmesi. Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 118s. Edirne.

Talbi, M., M., Agnew, B., (2000) Exergy Analysis: an Absorption Refrigerator Using Lithium Bromide and Water As the Working Fluids, Applied Thermal Engineering, 20, pp. 619-630.

Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., (2002). Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. Vipaş A.Ş., Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı, 607s. Bursa.

Yılmaz, T., (1999). Teorik ve Uygulamalı Isı Transferi, Papatya Yayıncılık, 395s. İstanbul.

EKLER

EK-1

LiBr-H₂O Eriyiğinin ve Suyun Termodinamik Özellikleri

Absorbsiyonlu sistemin tasarım ve simulasyonunun yapılabilmesi için LiBr-H₂O eriyiğinin ve suyun entalpi ve entropi termodinamik özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir.

Suyun Doyma Basıncı

Suyun doyma basıncı aşağıdaki denklemden hesaplanabilir (Yılmaz,1999),

$$P=(0,782+2,692.(T/100)+6,290.(T/100)^{2,325})^2$$

Doymuş Su Buharının Entalpisi

Doymuş su buharının entalpisi aşağıdaki denklemden hesaplanabilir,(Şencan, 2004),

$$h=2501,4+1,8394.T-2,5062.10^{-5}.T^2-1,0829.10^{-5}.T^3+2,9167.10^{-8}.T^4-1,1126.10^{-10}.T^5$$

Doymuş Suyun Entalpisi

Doymuş suyun entalpisi aşağıdaki denklemden hesaplanabilir (Şencan, 2004),

$$h = -5,4008.10^{-2}+4,2170.T^2-1,0596.10^{-3}.T^2+1,1679.10^{-5}.T^3-4,7893.10^{-8}.T^4+1,0997.10^{-10}.T^5$$

Doymuş Su Buharının Entropisi

Doymuş suyun entropisi aşağıdaki denklemden hesaplanabilir (Şencan, 2004),

$$s_g = 9,1565-2,6758.10^{-2}.T+1,2371.10^{-4}.T^2-4,7080.10^{-7}.T^3+1,2611.10^{-9}.T^4-1,8189.10^{-12}.T^5$$

Doymuş Suyun Entropisi

Doymuş suyun entropisi aşağıdaki denklemden hesaplanabilir (Şencan, 2004),

$$s_f = -2,1223.10^{-4}+1,5432.10^{-2}.T-3,1713.10^{-5}.T^2+1,0911.10^{-7}.T^3-3,4016.10^{-10}.T^4+5,8722.10^{-13}.T^5$$

LiBr-H₂O Eriyiğinin Özgül Isısı

LiBr-H₂O eriyiğinin özgül ısısı aşağıdaki denklemlerden hesaplanabilir (Şencan, 2004),

$$C = 3825,4 - 37,512.X + 0,0976.X^2$$

LiBr-H₂O Eriyiğinin Entalpisi

LiBr-H₂O eriyiğinin entalpisi aşağıdaki denklemlerden hesaplanabilir (Şencan, 2004),

$$E_1 = 4,2676.X - 1,2627.T - 1,4966$$

$$F_1 = \frac{1}{1 + e^{-E_1}}$$

$$E_2 = -3,1227.X + 1,0459.T - 0,93206$$

$$F_2 = \frac{1}{1 + e^{-E_2}}$$

$$E_3 = 5,6623.X - 3,7293.T - 2,6641$$

$$F_3 = \frac{1}{1 + e^{-E_3}}$$

$$E_4 = 1,7248.X - 0,47757.T + 0,6311$$

$$F_4 = \frac{1}{1 + e^{-E_4}}$$

$$E_5 = 12,7082.X - 8,7818.T + 8,483$$

$$F_5 = \frac{1}{1 + e^{-E_5}}$$

$$E_6 = -0,064516.X + 7,2131.T + 2,5795$$

$$F_6 = \frac{1}{1 + e^{-E_6}}$$

$$E_7 = 0,026916.X - 63,5969.T - 1,6957$$

$$F_7 = \frac{1}{1 + e^{-E_7}}$$

$$E_8 = -39,5995.X + 37,9497.T - 40,4815$$

$$F_8 = \frac{1}{1 + e^{-E_8}}$$

$$E_9 = -12,2997.F_1 + 57,3418.F_2 - 3,0813.F_3 + 111,869.F_4 - 2,4623.F_5 + 27,0311.F_6 - 44,8749.F_7 + 44,213.F_8 - 112,8907$$

Bu eşitliklerde X, eriyikteki LiBr konsantrasyonunu, T ise eriyik sıcaklığını ifade etmektedir. Bu eşitliklerinden LiBr-su eriyiğinin istenilen her aralıktaki entalpisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$F_9 = \text{Entalpi} = \left(\frac{1}{1 + e^{-E_9}} \right) \cdot 810$$

EK-2

%-----DEĞİŞKEN-----

ETK=0.8;

T1=70;

T8=T1;

T2=45;

T3=12;

T4=T3;

T5=25;

T6=T5;

%-----SABİTLER-----

Qe=1;

T0=298.15;

Cp=4.181;

T9=T8-(ETK*(T8-T6));

T10=T9;

T11=155;

T12=150;

T13=20;

T14=25;

T15=20;

T16=25;

T17=20;

T18=15;

%-----

$$h1=2501.4+(1.8394*(T1))-(2.5062*(10^{-5})*(T1^2))-(1.0829*(10^{-5})*(T1^3))+(2.9167*(10^{-8})*(T1^4))-(1.1126*(10^{-10})*(T1^5));$$

$$h2=(-5.4008*(10^{-2}))+4.2170*(T2)-(1.0596*(10^{-3})*(T2^2))+(1.1679*(10^{-5})*(T2^3))-(4.7893*(10^{-8})*(T2^4))+(1.0997*(10^{-10})*(T2^5));$$

$$h3=(-5.4008*(10^{-2}))+4.2170*(T3)-(1.0596*(10^{-3})*(T3^2))+(1.1679*(10^{-5})*(T3^3))-(4.7893*(10^{-8})*(T3^4))+(1.0997*(10^{-10})*(T3^5));$$

$$h4=2501.4+(1.8394*(T4))-(2.5062*(10^{-5})*(T4^2))-(1.0829*(10^{-5})*(T4^3))+(2.9167*(10^{-8})*(T4^4))-(1.1126*(10^{-10})*(T4^5));$$

$$h11=(-5.4008*(10^{-2}))+4.2170*(T11)-(1.0596*(10^{-3})*(T11^2))+(1.1679*(10^{-5})*(T11^3))-(4.7893*(10^{-8})*(T11^4))+(1.0997*(10^{-10})*(T11^5));$$

$$h12=(-5.4008*(10^{-2}))+4.2170*(T12)-(1.0596*(10^{-3})*(T12^2))+(1.1679*(10^{-5})*(T12^3))-(4.7893*(10^{-8})*(T12^4))+(1.0997*(10^{-10})*(T12^5));$$

$$h13=(-5.4008*(10^{-2}))+4.2170*(T13)-(1.0596*(10^{-3})*(T13^2))+(1.1679*(10^{-5})*(T13^3))-(4.7893*(10^{-8})*(T13^4))+(1.0997*(10^{-10})*(T13^5));$$

$$h14=(-5.4008*(10^{-2}))+4.2170*(T14)-(1.0596*(10^{-3})*(T14^2))+(1.1679*(10^{-5})*(T14^3))-(4.7893*(10^{-8})*(T14^4))+(1.0997*(10^{-10})*(T14^5));$$

$$h15=(-5.4008*(10^{-2}))+4.2170*(T15)-(1.0596*(10^{-3})*(T15^2))+(1.1679*(10^{-5})*(T15^3))-(4.7893*(10^{-8})*(T15^4))+(1.0997*(10^{-10})*(T15^5));$$

$$h16=(-5.4008*(10^{-2}))+4.2170*(T16)-(1.0596*(10^{-3})*(T16^2))+(1.1679*(10^{-5})*(T16^3))-(4.7893*(10^{-8})*(T16^4))+(1.0997*(10^{-10})*(T16^5));$$

$$h17=(-5.4008*(10^{-2}))+4.2170*(T17)-(1.0596*(10^{-3})*(T17^2))+(1.1679*(10^{-5})*(T17^3))-(4.7893*(10^{-8})*(T17^4))+(1.0997*(10^{-10})*(T17^5));$$

$$h18=(-5.4008*(10^{-2}))+4.2170*(T18)-(1.0596*(10^{-3})*(T18^2))+(1.1679*(10^{-5})*(T18^3))-(4.7893*(10^{-8})*(T18^4))+(1.0997*(10^{-10})*(T18^5));$$

%-----

$$s1=(9.1565)-(2.6758*(10^{-2})*(T1))+(1.2371*(10^{-4})*(T1^2))-(4.7080*(10^{-7})*(T1^3))+(1.2611*(10^{-9})*(T1^4))-(1.8189*(10^{-12})*(T1^5));$$

$$s2=(-2.1223*(10^{-4}))+1.5432*(10^{-2})*(T2)-(3.1713*(10^{-5})*(T2^2))+(1.0911*(10^{-7})*(T2^3))-(3.4016*(10^{-10})*(T2^4))+(5.8722*(10^{-13})*(T2^5));$$

$$s3=(-2.1223*(10^{-4}))+1.5432*(10^{-2})*(T3)-(3.1713*(10^{-5})*(T3^2))+(1.0911*(10^{-7})*(T3^3))-(3.4016*(10^{-10})*(T3^4))+(5.8722*(10^{-13})*(T3^5));$$

$$s4=(9.1565)-(2.6758*(10^{-2})*(T4))+(1.2371*(10^{-4})*(T4^2))-(4.7080*(10^{-7})*(T4^3))+(1.2611*(10^{-9})*(T4^4))-(1.8189*(10^{-12})*(T4^5));$$

$$s11=(-2.1223*(10^{-4}))+1.5432*(10^{-2})*(T11)-(3.1713*(10^{-5})*(T11^2))+(1.0911*(10^{-7})*(T11^3))-(3.4016*(10^{-10})*(T11^4))+(5.8722*(10^{-13})*(T11^5));$$

$$s12=(-2.1223*(10^{-4}))+1.5432*(10^{-2})*(T12)-(3.1713*(10^{-5})*(T12^2))+(1.0911*(10^{-7})*(T12^3))-(3.4016*(10^{-10})*(T12^4))+(5.8722*(10^{-13})*(T12^5));$$

$$s13=(-2.1223*(10^{-4}))+1.5432*(10^{-2})*(T13)-(3.1713*(10^{-5})*(T13^2))+(1.0911*(10^{-7})*(T13^3))-(3.4016*(10^{-10})*(T13^4))+(5.8722*(10^{-13})*(T13^5));$$

$$s14=(-2.1223*(10^{-4}))+1.5432*(10^{-2})*(T14)-(3.1713*(10^{-5})*(T14^2))+(1.0911*(10^{-7})*(T14^3))-(3.4016*(10^{-10})*(T14^4))+(5.8722*(10^{-13})*(T14^5));$$

$$s15=(-2.1223*(10^{-4}))+1.5432*(10^{-2})*(T15)-(3.1713*(10^{-5})*(T15^2))+(1.0911*(10^{-7})*(T15^3))-(3.4016*(10^{-10})*(T15^4))+(5.8722*(10^{-13})*(T15^5));$$

$$s16=(-2.1223*(10^{-4}))+1.5432*(10^{-2})*(T16)-(3.1713*(10^{-5})*(T16^2))+(1.0911*(10^{-7})*(T16^3))-(3.4016*(10^{-10})*(T16^4))+(5.8722*(10^{-13})*(T16^5));$$

$$s17=(-2.1223*(10^{-4}))+1.5432*(10^{-2})*(T17)-(3.1713*(10^{-5})*(T17^2))+(1.0911*(10^{-7})*(T17^3))-(3.4016*(10^{-10})*(T17^4))+(5.8722*(10^{-13})*(T17^5));$$

```

s18=(-2.1223*(10^-4)+(1.5432*(10^-2)*(T18))-(3.1713*(10^-5)*(T18^2))+1.0911*(10^-7)*(T18^3))-(3.4016*(10^-
10)*(T18^4))+(5.8722*(10^-13)*(T18^5));
%-----
%Doyma Basıncı
P4=((0.782)+(2.692)*(T4/100))+((6.290)*((T4/100)^2.325))^2;
P2=((0.782)+(2.692)*(T2/100))+((6.290)*((T2/100)^2.325))^2;
%Soğutucu akışkan suyun debisi;
m1=Qe/(h4-h3);
%-----
mR=m1;
m2=m1;
m3=m2;
m4=m3;
%-----
X1=0;
X2=X1;
X3=X2;
X4=X3;
%-----
Pc=P4/48;
Pb=P2/48;
Tc=T5/121;
Tb=T8/121;
%-----
%LiBr-H2O eriyimin konsantrasyonu
ANN1=Pc*(23.7223)+Tc*(15.1416)+(-23.6433);
ANN2=Pc*(-43.8992)+Tc*(-3.9713)+(31.9167);
ANN3=Pc*(22.8421)+Tc*(13.7539)+(-17.6925);
ANN4=Pc*(6.3311)+Tc*(6.3323)+(-7.4381);
ANN5=Pc*(36.4189)+Tc*(0.23572)+(-7.0127);
ANN6=Pc*(0.2196)+Tc*(9.6235)+(-3.044);
ANN7=Pc*(24.7887)+Tc*(-29.8279)+(3.2213);
ANN8=Pc*(-18.945)+Tc*(-0.83037)+(-4.0616);
BNN1=1/(1+exp(-ANN1));
BNN2=1/(1+exp(-ANN2));
BNN3=1/(1+exp(-ANN3));
BNN4=1/(1+exp(-ANN4));
BNN5=1/(1+exp(-ANN5));
BNN6=1/(1+exp(-ANN6));
BNN7=1/(1+exp(-ANN7));
BNN8=1/(1+exp(-ANN8));
ANN9=BNN1*(-3.9307)+BNN2*(1.5786)+BNN3*(-3.9156)+BNN4*(12.0596)+BNN5*(-1.8388)+BNN6*(3.5641)+BNN7*(-
1.5084)+BNN8*(257.5402)+(-4.0387);
BNN9=1/(1+exp(-ANN9));
Xgercek5=BNN9*69;
%-----
%LiBr-H2O eriyimin konsantrasyonu
CNN1=Pb*(23.7223)+Tb*(15.1416)+(-23.6433);
CNN2=Pb*(-43.8992)+Tb*(-3.9713)+(31.9167);
CNN3=Pb*(22.8421)+Tb*(13.7539)+(-17.6925);
CNN4=Pb*(6.3311)+Tb*(6.3323)+(-7.4381);
CNN5=Pb*(36.4189)+Tb*(0.23572)+(-7.0127);
CNN6=Pb*(0.2196)+Tb*(9.6235)+(-3.044);
CNN7=Pb*(24.7887)+Tb*(-29.8279)+(3.2213);
CNN8=Pb*(-18.945)+Tb*(-0.83037)+(-4.0616);
DNN1=1/(1+exp(-CNN1));
DNN2=1/(1+exp(-CNN2));
DNN3=1/(1+exp(-CNN3));
DNN4=1/(1+exp(-CNN4));
DNN5=1/(1+exp(-CNN5));
DNN6=1/(1+exp(-CNN6));
DNN7=1/(1+exp(-CNN7));
DNN8=1/(1+exp(-CNN8));
CNN9=DNN1*(-3.9307)+DNN2*(1.5786)+DNN3*(-3.9156)+DNN4*(12.0596)+DNN5*(-
1.8388)+DNN6*(3.5641)+DNN7*(-1.5084)+DNN8*(257.5402)+(-4.0387);
DNN9=1/(1+exp(-CNN9));
Xgercek8=DNN9*69;
%-----
Xgercek6=Xgercek5;
Xgercek7=Xgercek6;
Xgercek9=Xgercek8;
Xgercek10=Xgercek9;
%-----

```

```

%fakir eriyik debisi
m5=(m4*Xgercek10)/(Xgercek10-Xgercek5);
m6=m5;
m7=m6;
%zengin eriyik debisi
m8=m5-m4;
m9=m8;
m10=m8;
%-----
X5=Xgercek5/76;
T5A=T5/191;
%LiBr eriyiğinin entropisi
ENN1=X5*(6.6783)+T5A*(-0.33576)+(-5.8511);
ENN2=X5*(-6.4174)+T5A*(0.49015)+(5.4843);
ENN3=X5*(2.5805)+T5A*(1.7383)+(-2.1978);
ENN4=X5*(-1.3335)+T5A*(3.7956)+(-0.0062133);
ENN5=X5*(2.6175)+T5A*(1.5543)+(-2.0267);
ENN6=X5*(-7.6437)+T5A*(21.1287)+(8.2847);
ENN7=X5*(-0.066572)+T5A*(-2.7317)+(-3.0311);
ENN8=X5*(-4.7859)+T5A*(-19.8917)+(-3.8115);
FNN1=1/(1+exp(-ENN1));
FNN2=1/(1+exp(-ENN2));
FNN3=1/(1+exp(-ENN3));
FNN4=1/(1+exp(-ENN4));
FNN5=1/(1+exp(-ENN5));
FNN6=1/(1+exp(-ENN6));
FNN7=1/(1+exp(-ENN7));
FNN8=1/(1+exp(-ENN8));
ENN9=FNN1*(10.9099)+FNN2*(12.0505)+FNN3*(15.7062)+FNN4*(-2.0426)+FNN5*(-
16.8294)+FNN6*(41.5011)+FNN7*(-80.2247)+FNN8*(-75.6282)+(-55.5049);
FNN9=1/(1+exp(-ENN9));
s5=FNN9*224;
%-----
Cpl=3825.4-(37.512*(Xgercek5))+(0.0976*(Xgercek5^2));
Cs=3825.4-(37.512*(Xgercek8))+(0.0976*(Xgercek8^2));
T7=((m8*Cpl*(T8-T10))/(m6*Cs))+T6;
%-----
X7=Xgercek7/76;
T7A=T7/191;
%LiBr eriyiğinin entropisi
GNN1=X7*(6.6783)+T7A*(-0.33576)+(-5.8511);
GNN2=X7*(-6.4174)+T7A*(0.49015)+(5.4843);
GNN3=X7*(2.5805)+T7A*(1.7383)+(-2.1978);
GNN4=X7*(-1.3335)+T7A*(3.7956)+(-0.0062133);
GNN5=X7*(2.6175)+T7A*(1.5543)+(-2.0267);
GNN6=X7*(-7.6437)+T7A*(21.1287)+(8.2847);
GNN7=X7*(-0.066572)+T7A*(-2.7317)+(-3.0311);
GNN8=X7*(-4.7859)+T7A*(-19.8917)+(-3.8115);
HNN1=1/(1+exp(-GNN1));
HNN2=1/(1+exp(-GNN2));
HNN3=1/(1+exp(-GNN3));
HNN4=1/(1+exp(-GNN4));
HNN5=1/(1+exp(-GNN5));
HNN6=1/(1+exp(-GNN6));
HNN7=1/(1+exp(-GNN7));
HNN8=1/(1+exp(-GNN8));
GNN9=HNN1*(10.9099)+HNN2*(12.0505)+HNN3*(15.7062)+HNN4*(-2.0426)+HNN5*(-
16.8294)+HNN6*(41.5011)+HNN7*(-80.2247)+HNN8*(-75.6282)+(-55.5049);
HNN9=1/(1+exp(-GNN9));
s7=HNN9*224;
%-----
X8=Xgercek8/76;
T8A=T8/191;
%LiBr eriyiğinin entropisi
JNN1=X8*(6.6783)+T8A*(-0.33576)+(-5.8511);
JNN2=X8*(-6.4174)+T8A*(0.49015)+(5.4843);
JNN3=X8*(2.5805)+T8A*(1.7383)+(-2.1978);
JNN4=X8*(-1.3335)+T8A*(3.7956)+(-0.0062133);
JNN5=X8*(2.6175)+T8A*(1.5543)+(-2.0267);
JNN6=X8*(-7.6437)+T8A*(21.1287)+(8.2847);
JNN7=X8*(-0.066572)+T8A*(-2.7317)+(-3.0311);
JNN8=X8*(-4.7859)+T8A*(-19.8917)+(-3.8115);
KNN1=1/(1+exp(-JNN1));

```

```

KNN2=1/(1+exp(-JNN2));
KNN3=1/(1+exp(-JNN3));
KNN4=1/(1+exp(-JNN4));
KNN5=1/(1+exp(-JNN5));
KNN6=1/(1+exp(-JNN6));
KNN7=1/(1+exp(-JNN7));
KNN8=1/(1+exp(-JNN8));
JNN9=KNN1*(10.9099)+KNN2*(12.0505)+KNN3*(15.7062)+KNN4*(-2.0426)+KNN5*(-
16.8294)+KNN6*(41.5011)+KNN7*(-80.2247)+KNN8*(-75.6282)+(-55.5049);
  KNN9=1/(1+exp(-JNN9));
  s8=KNN9*224;
%-----
X9=Xgercek9/76;
T9A=T9/191;
%LiBr eriyiğinin entropisi
LNN1=X9*(6.6783)+T9A*(-0.33576)+(-5.8511);
LNN2=X9*(-6.4174)+T9A*(0.49015)+(5.4843);
LNN3=X9*(2.5805)+T9A*(1.7383)+(-2.1978);
LNN4=X9*(-1.3335)+T9A*(3.7956)+(-0.0062133);
LNN5=X9*(2.6175)+T9A*(1.5543)+(-2.0267);
LNN6=X9*(-7.6437)+T9A*(21.1287)+(8.2847);
LNN7=X9*(-0.066572)+T9A*(-2.7317)+(-3.0311);
LNN8=X9*(-4.7859)+T9A*(-19.8917)+(-3.8115);
MNN1=1/(1+exp(-LNN1));
MNN2=1/(1+exp(-LNN2));
MNN3=1/(1+exp(-LNN3));
MNN4=1/(1+exp(-LNN4));
MNN5=1/(1+exp(-LNN5));
MNN6=1/(1+exp(-LNN6));
MNN7=1/(1+exp(-LNN7));
MNN8=1/(1+exp(-LNN8));
LNN9=MNN1*(10.9099)+MNN2*(12.0505)+MNN3*(15.7062)+MNN4*(-2.0426)+MNN5*(-
16.8294)+MNN6*(41.5011)+MNN7*(-80.2247)+MNN8*(-75.6282)+(-55.5049);
MNN9=1/(1+exp(-LNN9));
  s9=MNN9*224;
%-----
%LiBr eriyiğinin entropisi
  X10=Xgercek10/76;
  T10A=T10/191;
NNN1=X10*(6.6783)+T10A*(-0.33576)+(-5.8511);
NNN2=X10*(-6.4174)+T10A*(0.49015)+(5.4843);
NNN3=X10*(2.5805)+T10A*(1.7383)+(-2.1978);
NNN4=X10*(-1.3335)+T10A*(3.7956)+(-0.0062133);
NNN5=X10*(2.6175)+T10A*(1.5543)+(-2.0267);
NNN6=X10*(-7.6437)+T10A*(21.1287)+(8.2847);
NNN7=X10*(-0.066572)+T10A*(-2.7317)+(-3.0311);
NNN8=X10*(-4.7859)+T10A*(-19.8917)+(-3.8115);
ONN1=1/(1+exp(-NNN1));
ONN2=1/(1+exp(-NNN2));
ONN3=1/(1+exp(-NNN3));
ONN4=1/(1+exp(-NNN4));
ONN5=1/(1+exp(-NNN5));
ONN6=1/(1+exp(-NNN6));
ONN7=1/(1+exp(-NNN7));
ONN8=1/(1+exp(-NNN8));
NNN9=ONN1*(10.9099)+ONN2*(12.0505)+ONN3*(15.7062)+ONN4*(-2.0426)+ONN5*(-
16.8294)+ONN6*(41.5011)+ONN7*(-80.2247)+ONN8*(-75.6282)+(-55.5049);
  ONN9=1/(1+exp(-NNN9));
  s10=ONN9*224;
%-----
%LiBr-H2O eriyiğinin entalpi
PNN1=X5*(4.2676)-T5A*(1.2627)-1.4966;
PNN2=X5*(-3.1227)+T5A*(1.0459)-0.93206;
PNN3=X5*(5.6623)-T5A*(3.7293)-2.6641;
PNN4=X5*(1.7248)-T5A*(0.47757)+0.6311;
PNN5=X5*(12.7082)-T5A*(8.7818)+8.483;
PNN6=X5*(-0.064516)+T5A*(7.2131)+2.5795;
PNN7=X5*(0.026916)-T5A*(63.5969)-1.6957;
PNN8=X5*(-39.5995)+T5A*(37.9497)-40.4815;
QNN1=1/(1+exp(-PNN1));
QNN2=1/(1+exp(-PNN2));
QNN3=1/(1+exp(-PNN3));
QNN4=1/(1+exp(-PNN4));

```



```

QNN5=1/(1+exp(-PNN5));
QNN6=1/(1+exp(-PNN6));
QNN7=1/(1+exp(-PNN7));
QNN8=1/(1+exp(-PNN8));
PNN9=QNN1*(-12.2997)+QNN2*(57.3418)-QNN3*(3.0813)+QNN4*(111.869)-QNN5*(2.4623)+QNN6*(27.0311)-
QNN7*(44.8749)+QNN8*(44.213)-112.8907;
QNN9=1/(1+exp(-PNN9));
h5=QNN9*810;
%-----
%LiBr-H2O eriginin entalpisi
RNN1=X7*(4.2676)-T7A*(1.2627)-1.4966;
RNN2=X7*(-3.1227)+T7A*(1.0459)-0.93206;
RNN3=X7*(5.6623)-T7A*(3.7293)-2.6641;
RNN4=X7*(1.7248)-T7A*(0.47757)+0.6311;
RNN5=X7*(12.7082)-T7A*(8.7818)+8.483;
RNN6=X7*(-0.064516)+T7A*(7.2131)+2.5795;
RNN7=X7*(0.026916)-T7A*(63.5969)-1.6957;
RNN8=X7*(-39.5995)+T7A*(37.9497)-40.4815;
SNN1=1/(1+exp(-RNN1));
SNN2=1/(1+exp(-RNN2));
SNN3=1/(1+exp(-RNN3));
SNN4=1/(1+exp(-RNN4));
SNN5=1/(1+exp(-RNN5));
SNN6=1/(1+exp(-RNN6));
SNN7=1/(1+exp(-RNN7));
SNN8=1/(1+exp(-RNN8));
RNN9=SNN1*(-12.2997)+SNN2*(57.3418)-SNN3*(3.0813)+SNN4*(111.869)-SNN5*(2.4623)+SNN6*(27.0311)-
SNN7*(44.8749)+SNN8*(44.213)-112.8907;
SNN9=1/(1+exp(-RNN9));
h7=SNN9*810;
%-----
%LiBr-H2O eriginin entalpisi
TNN1=X8*(4.2676)-T8A*(1.2627)-1.4966;
TNN2=X8*(-3.1227)+T8A*(1.0459)-0.93206;
TNN3=X8*(5.6623)-T8A*(3.7293)-2.6641;
TNN4=X8*(1.7248)-T8A*(0.47757)+0.6311;
TNN5=X8*(12.7082)-T8A*(8.7818)+8.483;
TNN6=X8*(-0.064516)+T8A*(7.2131)+2.5795;
TNN7=X8*(0.026916)-T8A*(63.5969)-1.6957;
TNN8=X8*(-39.5995)+T8A*(37.9497)-40.4815;
UNN1=1/(1+exp(-TNN1));
UNN2=1/(1+exp(-TNN2));
UNN3=1/(1+exp(-TNN3));
UNN4=1/(1+exp(-TNN4));
UNN5=1/(1+exp(-TNN5));
UNN6=1/(1+exp(-TNN6));
UNN7=1/(1+exp(-TNN7));
UNN8=1/(1+exp(-TNN8));
TNN9=UNN1*(-12.2997)+UNN2*(57.3418)-UNN3*(3.0813)+UNN4*(111.869)-UNN5*(2.4623)+UNN6*(27.0311)-
UNN7*(44.8749)+UNN8*(44.213)-112.8907;
UNN9=1/(1+exp(-TNN9));
h8=UNN9*810;
%-----
%LiBr-H2O eriginin entalpisi için katsayılar
VNN1=X10*(4.2676)-T10A*(1.2627)-1.4966;
VNN2=X10*(-3.1227)+T10A*(1.0459)-0.93206;
VNN3=X10*(5.6623)-T10A*(3.7293)-2.6641;
VNN4=X10*(1.7248)-T10A*(0.47757)+0.6311;
VNN5=X10*(12.7082)-T10A*(8.7818)+8.483;
VNN6=X10*(-0.064516)+T10A*(7.2131)+2.5795;
VNN7=X10*(0.026916)-T10A*(63.5969)-1.6957;
VNN8=X10*(-39.5995)+T10A*(37.9497)-40.4815;
XNN1=1/(1+exp(-VNN1));
XNN2=1/(1+exp(-VNN2));
XNN3=1/(1+exp(-VNN3));
XNN4=1/(1+exp(-VNN4));
XNN5=1/(1+exp(-VNN5));
XNN6=1/(1+exp(-VNN6));
XNN7=1/(1+exp(-VNN7));
XNN8=1/(1+exp(-VNN8));
VNN9=XNN1*(-12.2997)+XNN2*(57.3418)-XNN3*(3.0813)+XNN4*(111.869)-XNN5*(2.4623)+XNN6*(27.0311)-
XNN7*(44.8749)+XNN8*(44.213)-112.8907;
XNN9=1/(1+exp(-VNN9));

```

```

h10=XNN9*810;
%-----
s6=s5;
DT=T16-((T1*0.035)+(T2*0.965));
LMYk=((T15-T2)-(DT))/-log((T15-T2)/(DT));
%-----
Qa=(m4*h4)+(m10*h10)-(m5*h5);
Qg=(m1*h1)+(m8*h8)-(m7*h7);
Qy=(m1*h1)-(m2*h2);
Qe=(m4*h4)-(m3*h3);
%-----
LMA=(T10-T14)-(T5-T13)/log((T10-T14)/(T5-T13));
LMg=((T11-T8)-(T12-T7))/log((T11-T8)/(T12-T7));
LMY=((T1-T16)-(T2-T15))/log((T1-T16)/(T2-T15));
LMe=((T17-T4)-(T18-T4))/log((T17-T4)/(T18-T4));
%-----
ka=0.7;
kg=3;
ky=3.150;
ke=0.2;
%-----
T114=T14+273.15;
T113=T13+273.15;
T112=T12+273.15;
T111=T11+273.15;
T116=T16+273.15;
T117=T17+273.15;
T115=T15+273.15;
T118=T18+273.15;
%-----
TOP=1000;
CIN=0.0912;
AC=0.12024;
IABS=T0*ka*LMA*log(T114/T113)/(T14-T13);
IGEN=T0*kg*LMg*log(T112/T111)/(T11-T12);
IYOG=T0*ky*LMY*log(T116/T115)/(T16-T15);
IEVA=T0*ke*LMe*log(T118/T117)/(T17-T18);
GMAL=TOP*CIN/AC;
GABS=142.08/IABS;
GGEN=142.08/IGEN;
GYOG=142.08/IYOG;
GEVA=142.08/IEVA;
OABS=-142.08/(GMAL+GGEN+GYOG+GEVA);
OGEN=-142.08/(GMAL+GABS+GYOG+GEVA);
OYOG=-142.08/(GMAL+GABS+GGEN+GEVA);
OEVA=-142.08/(GMAL+GABS+GGEN+GYOG);
%-----
Qa=(m4*h4)+(m10*h10)-(m5*h5);
Qg=(m1*h1)+(m8*h8)-(m7*h7);
Qy=(m1*h1)-(m2*h2);
Qe=(m4*h4)-(m3*h3);
%-----
mKa=Qa/(Cp*(T14-T13));
mKg=Qg/(Cp*(T11-T12));
mKy=Qy/(Cp*(T16-T15));
mKe=Qe/(Cp*(T17-T18));

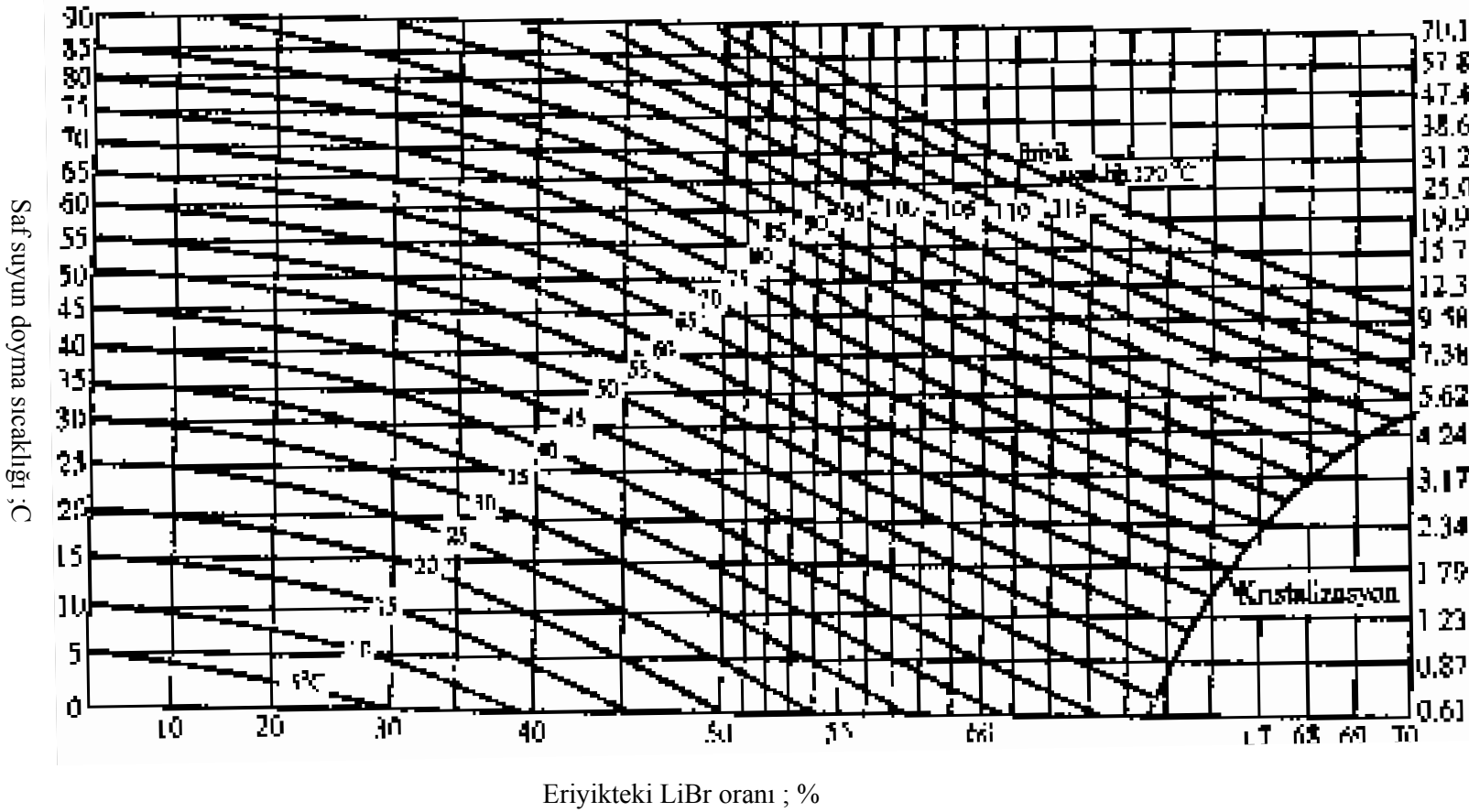
AABS=mKa*(h14-h13)/(ka*LMA);
AGEN=mKg*(h11-h12)/(kg*LMg);
AYOG=mKy*(h16-h15)/(ky*LMY);
AEVA=mKe*(h17-h18)/(ke*LMe);
ATOP=AABS+AGEN+AYOG+AEVA;
COP=Qe/Qg;
ITOP=T0*(mKa*(s14-s13)+mKg*(s12-s11)+mKy*(s16-s15)+mKe*(s18-s17));

SONUC=[IABS OABS IGEN OGEN IYOG OYOG IEVA OEVA; AABS AGEN AYOG AEVA ATOP COP ITOP 1978]

```

Li-Br Su Eriğin Sıcaklık-Konsantrasyon Diyagramı

Buhar Basıncı : kPa



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Aslı BABADAĞLI

Doğum Yeri : Balıkesir

Doğum Yılı : 1978

Medeni Hali : Bekar

Eğitim ve Akademik Durumu:

Lise 1989-1990 Özel Altuğ Koleji

Lise 1990-1996 Sırrı Yırcalı Anadolu Lisesi

Lisans 1997-2001 Süleyman Demirel Üniversitesi

Yabancı Dil : İngilizce

İş Deneyimi:

2001-2002 Vekil Tesisat Öğretmeni (Burhaniye Endüstri Meslek Lisesi)