

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ*FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ABSORBSİYONLU BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD
SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN TERMODİNAMİK VE
TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

Makine Yük. Müh. Canan CİMŞİT

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği

Danışman: Prof. Dr. İlhan Tekin ÖZTÜRK

KOCAELİ, 2009

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ*FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ABSORBSİYONLU BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD
SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN TERMODİNAMİK VE
TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

Makine Yük. Müh. Canan CİMŞİT

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 19 HAZİRAN 2009

Tezin Savunulduğu Tarih: 12 KASIM 2009

**Tez Danışmanı
Prof.Dr. İlhan Tekin ÖZTÜRK**

(..........)

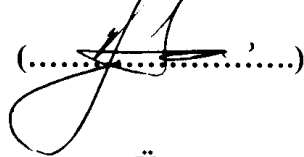
**Üye
Prof.Dr. Olcay KINCAY**

(..........)

**Üye
Doç.Dr. Ali Kılıçarslan**

(..........)

**Üye
Prof.Dr. Hasan Heperkan**

(..........)

**Üye
Doç.Dr. Murat HOŞÖZ**

(..........)

KOCAELİ, 2009

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Bu çalışmada güneş enerjisi, jeotermal enerji, atık ısı gibi kaynakların kullanılabilmesi ve kullanılan akışkan çiftlerinin ozon tabakasına zarar vermemesi nedeniyle son yıllarda tekrar önem kazanan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performansını artırmak amacıyla absorpsiyonlu ve klasik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinin birlikte kullanılması durumu için teorik olarak oluşturulan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırmalı kombine ve absorpsiyonlu-buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sistemlerinin termodinamik analizleri yapılmıştır.

Bu tez çalışmalarım sırasında her türlü yardımlarını esirgemeyen, bana yol gösteren, bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım değerli danışman hocam Prof. Dr. İlhan Tekin Öztürk'e, çalışmalarım sırasında desteklerini her zaman hissettiğim Prof. Dr. Olcay Kıncay ve Doç. Dr. Murat Hoşöz'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca aileme ve tüm arkadaşlarıma da çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ	iv
TABLolar DİZİNİ	vi
SİMGELER	vii
ÖZET	ix
İNGİLİZCE ÖZET	x
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
3. BUHAR SIKIŞTIRMALI VE ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN GENEL TANITIMI	13
3.1. Soğutma Çevrimleri	13
3.2. Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Çevrimi	13
3.3. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi	14
3.4. Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar	16
3.5. LiBr-H ₂ O ve NH ₃ -H ₂ O Akışkan Çiftli Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimleri	17
3.6. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Birinci Kanun Analizi	20
3.6.1. LiBr-H ₂ O ve NH ₃ -H ₂ O kullanan absorbsiyonlu soğutma sisteminin birinci kanun analizi	21
3.7. LiBr-H ₂ O ve NH ₃ -H ₂ O Eriyiklerinin Termodinamik Özelliklerinin Bulunması	24
3.7.1. LiBr-H ₂ O eriyiğinin termodinamik özellikleri	25
3.7.2. NH ₃ -H ₂ O eriyiğinin termodinamik özellikleri	26
3.8. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Performansını Artırma Yöntemleri	27
4. ABSORBSİYONLU-BUHAR SIKIŞTIRMALI KOMBİNE SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ	28
4.1. Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırılmalı Kombine Soğutma Çevrimlerinin Termodinamik Analizi	29
4.2. Kombine Çevrime Göre Çalışan Bir Soğuk Hava Deposunun Analizi	32
5. ABSORBSİYONLU-BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN BİRİNCİ KANUN ANALİZİ	35
5.1. Kaskad Soğutma Çevriminin Termodinamiğin Birinci Kanununa Göre Analiz	37
5.2. Kaskad Soğutma Çevrimi İçin Örnek Bir Uygulama	39
5.3. Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sistemini Oluşturan Elemanların Farklı Sıcaklık Değerlerine Göre Analizi	41
5.3.1. Farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarına göre analiz	41
5.3.2. Kaskad ısı değiştirgecindeki değişik sıcaklık farklarına göre analiz	43
5.3.3. Farklı yoğunlaştırıcı sıcaklıklarına göre analiz	44
5.3.4. Farklı kaynatıcı (generatör) sıcaklıklarına göre analiz	47
5.3.5. Farklı absorber sıcaklıklarına göre analiz	49

5.4. Absorbsiyonlu–Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sistemlerinin Deflakmatör Kullanım Durumuna Göre Analizi	51
6. ABSORBSİYONLU-BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN İKİNCİ KANUN ANALİZİ.....	56
6.1. Termodinamik Sistemlerin Entropi Analizi.....	56
6.1.1. Kapalı sistemler için entropi dengesi.....	57
6.1.2. Açık sistemler için entropi dengesi.....	58
6.2. Kaskad Soğutma Çevriminin İkinci Kanun Analizi	59
6.2.1. LiBr/H ₂ O-R134a kaskad soğutma çevriminin ikinci kanun analizi	60
6.2.2. NH ₃ /H ₂ O-R134a kaskad soğutma çevriminin ikinci kanun analizi.....	62
6.2.3. LiBr/H ₂ O-R134a ve NH ₃ /H ₂ O-R134a kaskad soğutma çevrimlerinin ikinci kanun analiz sonuçlarının karşılaştırılması.....	63
7. LiBr-H ₂ O AKIŞKAN ÇİFTİ İLE ÇALIŞAN ABSORBSİYONLU-BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİ OLUŞTURAN ELEMANLARIN FARKLI SICAKLIK DEĞERLERİNE GÖRE TERMODİNAMİK ANALİZLERİ	64
7.1. LiBr-H ₂ O Akışkan Çifti ile Çalışan Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Çevrimlerinin Termodinamik Analizi.....	64
7.1.1 Yoğuşturucu 2'nin farklı sıcaklıklarına göre sistemin analizi	64
7.1.2. Farklı kaynatıcı (generatör) sıcaklıklarına göre sistemin analizi.....	67
7.1.3. Farklı absorber sıcaklıklarına göre sistemin analizi	69
7.1.4. Farklı buharlaştırıcı (T ₁) sıcaklıklarına göre sistemin analizi.....	71
7.1.5. Farklı buharlaştırıcı 2 (kaskad ısı değiştiricisi) sıcaklıklarına göre sistemin analizi	73
8. LiBr/H ₂ O-R134a AKIŞKAN ÇİFTİ İLE ÇALIŞAN ABSORBSİYONLU-BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU.....	76
8.1. Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sistemlerinin Modellenmesi.....	76
8.2. LiBr/H ₂ O-R134a Akışkan Çifti ile Çalışan Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Çevriminin Ekserji Analizi.....	80
8.3. LiBr/H ₂ O-R134a Akışkan Çifti ile Çalışan Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Çevriminin Termoekonomik Analizi.....	82
8.4. LiBr/H ₂ O-R134a Akışkan Çifti ile Çalışan Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Çevriminin Termoekonomik Analizinin Değerlendirilmesi	89
8.5. LiBr/H ₂ O-R134a Akışkan Çifti ile Çalışan Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Çevriminin Optimizasyonu	90
9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	99
KAYNAKLAR	102
EKLER.....	106
KİŞİSEL YAYINLAR VE ESERLER.....	123
ÖZGEÇMİŞ	124

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1: Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin şematik gösterimi	13
Şekil 3.2: Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin LnP-h diyagramı	14
Şekil 3.3: Absorbsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi	18
Şekil 4.1: Tek kademeli absorbsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kombine soğutma çevrimi	28
Şekil 5.1: Tek basamaklı absorbsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma çevrimi	36
Şekil 5.2: Çevrimin buhar sıkıştırırmalı kısmının soğutma tesir katsayısının (STK _{buh}) buharlaştırıcı sıcaklığı (T ₁) ile değişimi	41
Şekil 5.3: Kaskad çevrimin STK _{çevg} 'nin buharlaştırıcı sıcaklığı (T ₁) ile değişimi	42
Şekil 5.4: Q _{kay} 'ın buharlaştırıcı sıcaklığı (T ₁) ile değişimi	43
Şekil 5.5: Q _{kay} 'ın ΔT sıcaklığı ile değişimi	43
Şekil 5.6: STK _{çevg} 'nin ΔT sıcaklığı ile değişimi	44
Şekil 5.7: Q _{kay} 'ın yoğuşturucu sıcaklığı (T ₁₂) ile değişimi	45
Şekil 5.8: f Dolaşım oranının yoğuşturucu sıcaklığı (T ₁₂) ile değişimi.....	45
Şekil 5.9: STK _{abs} 'nin yoğuşturucu sıcaklığı (T ₁₂) ile değişimi	46
Şekil 5.10: STK _{çevg} 'nin yoğuşturucu sıcaklığı (T ₁₂) ile değişimi.....	46
Şekil 5.11: Q _{kay} 'ın kaynatıcı sıcaklığı ile değişimi	47
Şekil 5.12: f Dolaşım oranının kaynatıcı sıcaklığı ile değişimi.....	48
Şekil 5.13: STK'nin kaynatıcı sıcaklığı ile değişimi	48
Şekil 5.14: STK _{abs} 'nin absorber sıcaklığı ile değişimi	49
Şekil 5.15: STK _{çevg} 'nin absorber sıcaklığı ile değişimi.....	50
Şekil 5.16: Q _{kay} 'ın absorber sıcaklığı ile değişimi	50
Şekil 5.17: Tek basamaklı absorbsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı ve absorbsiyon kısmında deflakmatör bulunan kaskad soğutma çevrimi	51
Şekil 6.1: Kapalı bir sistemin şematik şekli.....	58
Şekil 6.2: Açık bir sistemin şematik şekli	58
Şekil 7.1: STK _{çevg} 'nin farklı yoğuşturucu sıcaklıklarına (T ₁₂) göre değişimi	65
Şekil 7.2: Ekserji etkinliğinin (ECOP) farklı yoğuşturucu sıcaklıklarına (T ₁₂) göre değişimi.....	65
Şekil 7.3: Sistemdeki toplam tersinmezliklerin farklı yoğuşturucu sıcaklıklarına (T ₁₂) göre değişimi.....	66
Şekil 7.4: Isı transfer kapasitesinin UA (kW/K) farklı yoğuşturucu sıcaklıklarına (T ₁₂) göre değişimi.....	66
Şekil 7.5: STK _{çevg} 'nin farklı kaynatıcı sıcaklıklarına göre değişimi	67
Şekil 7.6: Ekserji etkinliğinin (ECOP) farklı kaynatıcı sıcaklıklarına göre değişimi.....	68
Şekil 7.7: Sistemdeki toplam tersinmezliklerin farklı kaynatıcı sıcaklıklarına göre değişimi	68
Şekil 7.8: Isı transfer kapasitesinin UA (kW/K) farklı kaynatıcı sıcaklıklarına göre değişimi.....	68
Şekil 7.9: STK _{çevg} 'nin farklı absorber sıcaklıklarına göre değişimi	69

Şekil 7.10: Ekserji etkinliğinin (ECOP) farklı absorber sıcaklıklarına göre değişimi	69
Şekil 7.11: Sistemdeki toplam tersinmezliklerin farklı absorber sıcaklıklarına göre Değişimi.....	70
Şekil 7.12: Isı transfer kapasitesinin UA (kW/K) farklı absorber sıcaklıklarına göre değişimi.....	70
Şekil 7.13: $STK_{\text{cevğ}}$ 'nin farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarına (T_1) göre değişimi	71
Şekil 7.14: STK_{buh} 'in farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarına (T_1) göre değişimi	71
Şekil 7.15: Ekserji etkinliğinin (ECOP) farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarına (T_1) göre değişimi.....	72
Şekil 7.16: Sistemdeki toplam tersinmezliklerin farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarına (T_1) göre değişimi	72
Şekil 7.17: $STK_{\text{cevğ}}$ 'nin farklı ΔT sıcaklıklarına göre değişimi	73
Şekil 7.18: $STK_{\text{cevğ}}$ 'nin farklı T_{14} sıcaklıklarına göre değişimi.....	73
Şekil 7.19: Ekserji etkinliğinin (ECOP) farklı ΔT sıcaklıklarına göre değişimi	74
Şekil 7.20: Ekserji etkinliğinin (ECOP) farklı T_{14} sıcaklıklarına göre değişimi	74
Şekil 7.21: Sistemdeki toplam tersinmezliklerin farklı T_{14} sıcaklıklarına göre Değişimi.....	74
Şekil 7.22: Isı transfer kapasitesinin UA (kW/K) farklı T_{14} sıcaklıklarına göre Değişimi.....	75
Şekil 8.1 : Tek basamaklı LiBr/H ₂ O-R134a akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad soğutma çevrimi	77
Şekil 8.2 : Kaynatıcıdaki sıcaklık değişim profilleri	78
Şekil 8.3 : Absorberdeki sıcaklık değişim profilleri.....	78
Şekil 8.4 : Yoğuşturucu 2'nin sıcaklık değişim profilleri.....	78
Şekil 8.5 : Eriyik ısı değiştiricisinde sıcaklık değişim profilleri.....	79
Şekil 8.6 : Kaskad ısı değiştiricisinde sıcaklık değişim profilleri.....	79
Şekil 8.7 : Buharlaştırıcı 1 sıcaklık değişim profilleri	79
Şekil 8.8 : Kaynatıcı için yatırım maliyet eşitliğinin (Denklemler 8.59) çizimi.....	93
Şekil 8.9 : Kaskad soğutma sisteminin farklı T_3 ve T_8 sıcaklıklarına göre ekserji etkinliğinin (ϵ) değişimi.....	95
Şekil 8.10: Kaskad soğutma sisteminin farklı T_3 ve T_8 sıcaklıklarına göre eksergoekonomik faktörün (f) değişimi	95
Şekil 8.11: Kaskad soğutma sisteminin farklı T_3 ve T_8 sıcaklıklarına göre amaç fonksiyonunun değişimi.....	96
Şekil 8.12: Kaskad soğutma sisteminin farklı T_3 ve T_8 sıcaklıklarına göre toplam ekserji kaybı maliyetinin değişimi.....	96
Şekil 8.13: Kaskad soğutma çevriminin optimum durumu için ekserji Sankey diyagramı.....	98

TABLolar DİZİNİ

Tablo 3.1: Absorbsiyonlu sistemler için ısı kaynakları	16
Tablo 3.2: Eşitlik 3.38’de kullanılan katsayılar	25
Tablo 3.3: Eşitlik 3.40’da kullanılan katsayılar	26
Tablo 4.1: Çevrimin çeşitli noktalarındaki termodinamik özellikler.....	32
Tablo 4.2: Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kombine soğutma sistemi ile buhar sıkıştırılmalı mekanik ve absorbsiyonlu soğutma sisteminin karşılaştırılması.....	33
Tablo 4.3: Farklı CP oranlarında $STK_{abs-buh}$, W_{komp} ve Q_{kay} değişimi	34
Tablo 4.4: Farklı buharlaşma sıcaklıklarında $STK_{abs-buh}$, W_{komp} ve Q_{kay} değişimi...	34
Tablo 5.1: Şekil 5.1’de açıklanan çevrimin çeşitli noktalarındaki termodinamik özellikleri	40
Tablo 5.2: Örnek kaskad çevrimlerin sistem elemanlarının ısı kapasite ve performans değerlerinin karşılaştırılması.....	40
Tablo 5.3: Eşitlik 5.30’da kullanılan katsayılar	53
Tablo 5.4: Eşitlik 5.34’de kullanılan katsayılar	54
Tablo 5.5: Şekil 5.17’de açıklanan çevrimin çeşitli noktalarındaki termodinamik özellikleri	55
Tablo 5.6: Düşünülen çevrimin sistem elemanlarının ısı kapasite ve performans değerlerinin karşılaştırılması.....	55
Tablo 6.1: LiBr/H ₂ O-R134a kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizi	61
Tablo 6.2: LiBr/H ₂ O-R134a kaskad soğutma çevriminin tersinmezlik analizi	61
Tablo 6.3: NH ₃ /H ₂ O-R134a kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizi.....	62
Tablo 6.4: NH ₃ /H ₂ O-R134a kaskad soğutma çevriminin tersinmezlik analizi	62
Tablo 8.1: Kaskad soğutma çevriminin ekserji analizi için yakıt-ürün-kayıp tanım..	82
Tablo 8.2: Kaskad soğutma çevriminin termodinamik özellikleri ve eksergoekonomik maliyetleri	88
Tablo 8.3: Kaskad soğutma çevriminin ekserji analiz sonuçları	88
Tablo 8.4: Kaskad soğutma çevriminin eksergoekonomik analiz sonuçları	90
Tablo 8.5: Kaskad soğutma çevriminin termoeekonomik optimizasyon sonuçları.....	94
Tablo 8.6: Kaskad soğutma çevriminin optimum durumu için termodinamik özellikleri ve eksergoekonomik maliyetleri.....	97
Tablo 8.7: Kaskad soğutma çevriminin optimum durumu için ekserji analiz sonuçları.....	97
Tablo 8.8: Kaskad soğutma çevriminin farklı T_1 sıcaklıklarına göre termoeekonomik sonuçları.....	98

SİMGELER

A	: Toplam ısı transfer alanı, (m ²)
B	: Maliyet denklemindeki sabit, (\$ kW ^{-0.8})
c	: Birim ekserji maliyeti, (\$/GJ)
C	: Ekserji akısı maliyeti, (\$/h)
CP	: Sıkıştırma oranı
e	: Özgül ekserji, (kJ/kg)
\dot{E}	: Ekserji akışı, (kW)
ECOP	: Ekserji etkinliği
f	: Dolaşım oranı
f	: Eksergoekonomik faktör
F	: Eksergoekonomik değişken (boyutsuz)
g	: Özgül Gibbs fonksiyonu, (kJ/kg)
h	: Özgül entalpi, (kJ/kg)
H	: Entalpi (kJ/kg)
i	: Faiz oranı, (%)
I	: Tersinmezlik (kW)
\dot{m}	: Kütleli debi, (kg/s)
N_p	: Yatırımın ekonomik ömrü
P	: Basınç, (kPa)
\dot{Q}	: Isıl güç, (kW)
s	: Özgül entropi, (kJ/kgK)
T	: Sıcaklık, (°C) ve (K)
U	: Toplam ısı transfer katsayısı, (W/m ² K)
UA	: Isı transfer kapasitesi, (kW/K)
W	: Güç, (kW)
x	: LiBr ve NH ₃ konsantrasyonu, (kg/kg)
Y_D	: Tahrip olan ekserji oranı, (%)
Y_L	: Kayıp ekserji oranı, (%)
Z	: Sistem elemanının toplam maliyeti, (\$)
\dot{Z}	: Bir değere getirilmiş yıllık toplam maliyet, (\$/h)
η	: İzentropik etkinlik, (%)
τ	: Yıllık çalışma saati, (h)
ξ	: Amortisman çarpanı

Alt indisler

abs	: Absorber
abs-buh	: Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı (kombine)
buh	: Buharlaştırıcı
B	: Buhar
ç	: Çıkış
çevg	: Çevrim genel
D	: Tahrip olan ekserji
d	: Doyma
F	: Bir sistem elemanı için yakıt (beslene)
fak	: Fakir
g	: Giriş
H	: Kaynatıcıya sağlanan buhar enerjisi
kay	: Kaynatıcı
KH	: Kontrol hacmi
komp	: Kompresör
k	: Komponent (Sistem elemanı)
L	: Kayıp ekserji
o	: Referans (çevre) şartları
OPT	: Optimum
P	: Bir sistem elemanı için ürün
R	: Referans
s	: Sıvı
soğ	: Soğutkan
top	: Toplam
tr	: Tersinir
yoğ	: Yoğuşturucu
zen	: Zengin

Kısaltmalar

EID	: Eriyik Isı Değiştiricisi
ITK	: Isıtma Tesir Katsayısı
LMTD	: Logaritmik Sıcaklık Farkı ($^{\circ}\text{C}$)
STK	: Soğutma Tesir Katsayısı

ABSORBSİYONLU BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN TERMODİNAMİK VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ

Canan CİMŞİT

Anahtar Kelimeler: Absorbsiyonlu Soğutma, Kaskad, Kombine, Birinci ve İkinci Kanun Analizi, Termoeconomik, Optimizasyon.

Özet: Atık ısı, güneş enerjisi, jeotermal enerji gibi temini ucuz olan enerji türlerini kullanabilmesi nedeniyle çevre koruması ve enerji tasarrufunu sağlayan absorpsiyonlu soğutma tekniğinin geliştirilmesinde üç yaklaşım vardır. Bunlar, yeni akışkan çiftleri geliştirmek, absorberin performansını iyileştirmek, yeni çevrimler geliştirmektir.

Bu çalışmada, yukarıdaki yaklaşımların ışığı altında absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin verimini artırmak için absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin birlikte düşünülmesiyle oluşturulan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine ve absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma sistemlerinin termodinamik analizleri yapılmıştır. Ayrıca kaskad çevrimin termoeconomik optimizasyonu ilk defa yapılmıştır.

Kaskad soğutma sistemleri ile buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemlerinin karşılaştırıldığı örnek uygulamada aynı şartlarda aynı miktarda soğutma elde edebilmek için kaskad sistemlerde % 48 ile % 52 arasında değişen daha az elektrik enerjisi gerektirdiği sonucu elde edilmiştir.

Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu kısmında daha önce çalışılan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftine alternatif olarak $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ çiftinin kullanılması buhar sıkıştırımlı kısmında ise farklı soğutucu akışkanlar (R-134a, R410A, NH_3) kullanılması durumlarının teorik termodinamik analizleri yapılmıştır. Kaskad soğutma sistemlerinin absorpsiyonlu kısmında $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftinin kullanılması durumunda $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftine göre % 33 daha yüksek soğutma tesir katsayıları (STK) ve ikinci kanun analiz sonuçlarına göre % 26.7 daha düşük ekserji kayıpları elde edilmiştir. Bu sonuçlara dayanarak kaskad soğutma sistemlerinin absorpsiyonlu kısmında sadece $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftinin buhar sıkıştırımlı kısmında ise NH_3 , R-134a, R410A ve CO_2 soğutucu akışkanların kullanıldığı düşünülerek oluşturulan çevrimlerin sistem elemanlarının farklı çalışma sıcaklıklarına göre birinci ve ikinci kanun analizleri yapılmıştır.

Çalışmanın son aşamasında ise $\text{LiBr/H}_2\text{O-R134a}$ kullanan kaskad soğutma sisteminin termoeconomik optimizasyonu yapılarak örnek uygulamada optimum kaynatıcı sıcaklığı 95°C ve buhar sıkıştırımlı kısmının yoğunlaştırıcı sıcaklığı 14°C elde edilmiştir.

THERMODYNAMIC AND THERMOECONOMIC ANALYSIS OF ABSORPTION VAPOUR COMPRESSION CASCADE REFRIGERATION CYCLES

Canan CİMŞİT

Keywords: Absorption refrigeration, Cascade, Combined, Analysis of the First and Second Law, Thermoeconomic, Optimization.

Abstract: There are generally three approaches for developing of absorption refrigeration cycles which are based on energy saving and environmental preservation by using alternative energy sources such as solar energy, geothermal energy and waste heat. These methods are improving absorber performance, investigation new fluid couples and developing new cycles.

In this study to improve the efficiencies of absorption refrigeration systems, with the light of the approaches mentioned above, theoretical thermodynamic analysis of absorption-vapour compression combined and absorption-vapour compression cascade systems that are formed by combining absorption and vapour compression cycles have been done and also thermoeconomic optimization for this type cascade cycle has been carried out first time.

In a sample application in which cascade refrigeration systems have been compared with mechanical vapour compression refrigeration systems, it is found that cascade systems are required less electrical energy ranged between 48% and 52% compared with the other system to obtain the same amount refrigeration in the same conditions.

Thermodynamic analysis has been carried out theoretically by using LiBr-H₂O fluid couple in the absorption section of cascade refrigeration systems as an alternative to fluid NH₃-H₂O, which was studied before, and different refrigerants (R-134a, R410A and NH₃) in the vapour compression section. In the case of using LiBr-H₂O fluid couple in the absorption section of cascade refrigeration systems, the coefficient of performance is 33% higher and exergy losses is 26.7% lower than NH₃-H₂O fluid couple. In the light of these results, first and second law of thermodynamics analysis have been done according to different working temperatures of the systems components by using only LiBr-H₂O in the absorption section of cascade refrigeration system and different refrigerants (NH₃, R-134a, R410A and CO₂) in the vapour compression section.

In the last part of the study, by using LiBr/H₂O-R134a in the cascade refrigeration system, a thermoeconomic optimization has been carried out. In the sample application, the optimum generator temperature and the optimum condenser temperature of vapour compression section are found to be 95°C and 14°C respectively.

1. GİRİŞ

Enerji, günümüzde tüm dünya ülkelerinin en başta gelen sorunları arasındadır. Dünyadaki nüfus artışı ve artan sanayileşme enerji sorununun en önemli sebeplerini oluşturmaktadır. Enerji kaynaklarının (fosil yakıtların) tüketilebilir oluşundan bunların yerini alternatif kaynakların alması beklenmektedir. Son yıllarda bütün ülkeler bu yeni ve yenilenebilir enerji kaynakları üzerinde çalışmakta, enerji tasarrufu sağlamak ve enerjiyi verimli kullanmak amacıyla teknolojik yeniliklerin geliştirilmesine özen göstermektedir.

Klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların ozon tabakasına zararlı etkileri ve günümüzde yaşanan enerji darboğazı nedeniyle özellikle absorpsiyonlu soğutma sistemleri büyük önem kazanmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan çiftlerinin ozon tabakasına zarar vermemesi, güneş enerjisi, jeotermal enerji, atık ısı gibi kaynakların kullanılabilmesi nedeniyle absorpsiyonlu soğutma sistemleri daha avantajlı bir konuma gelmiştir.

Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin verimini artırmak için absorpsiyonlu ve klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinden oluşturulan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad ve absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kombine soğutma sistemleri incelenmiştir.

Absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kombine soğutma sisteminin farklı sıkıştırma oranı (CP) değerlerine göre analizi yapılmıştır. CP=1 karma sistem yalnızca buhar sıkıştırılmalı, CP=0 durumunda ise yalnızca bir absorpsiyonlu soğutma sistemi olarak ve bu iki değer arasında ise karma bir şekilde çalıştırılarak bunların karşılaştırılmalı analizleri yapılmıştır.

Absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemi için absorpsiyonlu kısmında akışkan çifti olarak LiBr-H₂O buhar sıkıştırılmalı kısmında ise R-134a,

R410A ve NH₃, yine absorpsiyonlu kısmında akışkan çifti olarak NH₃-H₂O buhar sıkıştırılmalı kısmında ise R-134a, R410A ve NH₃ kullanıldığı kabul edilerek oluşturulan çevrimlerin sistem elemanlarının farklı çalışma sıcaklıklarına göre birinci kanun analizleri yapılmıştır.

Absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu kısmı için uygun olabilecek akışkan çiftlerini belirlemek için LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O akışkan çiftinin kullanılması termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre incelenmiştir.

Absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu kısmında kullanılan LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O akışkan çiftinin karşılaştırılmalı analiz sonuçlarına göre LiBr-H₂O akışkan çifti daha yüksek performans göstermiştir. Bu nedenle absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemi için absorpsiyonlu kısmında akışkan çifti olarak sadece LiBr-H₂O buhar sıkıştırılmalı kısmında ise R-134a, R410A, CO₂ ve NH₃ kullanıldığı kabul edilerek oluşturulan çevrimlerin sistem elemanlarının farklı çalışma sıcaklıklarına göre birinci ve ikinci kanun analizleri yapılmıştır. Buna göre absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin soğutma tesir katsayıları (STK) ve ısı transfer kapasiteleri UA (kW/K) sistemdeki tersinmezlikler ve ekserji etkinliği hesaplanarak tablolar ve grafikler halinde verilmiştir.

LiBr/H₂O-R134a akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin ekserji analizi ile ekonomik prensipleri bir araya getiren termoeconomik analizi ve enerjinin etkin kullanımı amacıyla sistemin optimizasyonu yapılmıştır.

LiBr/H₂O-R134a akışkan çiftiyle çalışan kaskad soğutma çevriminin en iyi çalışma koşullarının belirlenmesi için farklı çalışma koşullarına göre optimizasyonu yapılmıştır. Bu amaçla kaskad sisteminin buhar sıkıştırılmalı kısmının yoğuşturucusunun (T₃) ve absorpsiyon kısmının kaynatıcısının (T₈) farklı sıcaklık değerlerinde optimizasyonu yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar tablolar ve grafikler halinde verilmiştir.

LiBr/H₂O-R134a akışkan çiftiyle çalışan kaskad sisteminin buhar sıkıştırma kısmının buharlaştırıcısının farklı sıcaklıklarına göre (T_1) optimizasyonu yapılmıştır.

Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin verimlerini yükseltmek amacıyla düşünülen absorpsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad soğutma sistemi termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa, absorpsiyonlu-buhar sıkıştırma kombine soğutma sistemi ise termodinamiğin birinci kanununa göre teorik olarak incelenmiştir. Ayrıca absorpsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad soğutma sisteminin absorpsiyon ve buhar sıkıştırma kısımları için uygun olabilecek soğutucu akışkan çifti ve soğutkanların tespiti ile sistemi oluşturan tüm elemanların termoeconomik analizleri yapılmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri ve klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri ile ilgili olarak literatürde teorik ve deneysel olarak birçok çalışmalar yayınlanmıştır. Bu çalışmaya kaynak oluşturan çalışmalardan bazıları aşağıda sunulmuştur.

Kaynaklı ve Yamankaradeniz (2003), $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ eriyiği kullanan tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik analizini yapmışlardır. Eriyiklere ait termodinamik özellikler verilerek sistemlerin performansı, farklı kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve absorber sıcaklıklarında karşılaştırılmıştır. Her iki sistemin de performansı kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artışıyla artmakta ancak yoğuşturucu ve soğurucu sıcaklıklarının artışıyla azalmakta olduğu görülmüştür. Genel olarak $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ eriyiği kullanan sistemin performansı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiği kullanan sisteme göre daha iyi olduğu gözlenmiştir.

Horuz (1998), amonyak-su ve lityum bromür-su ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemlerini, performans katsayıları, soğutma kapasiteleri, maksimum ve minimum basınçlarına göre teorik olarak karşılaştırmalı bir çalışma yapmıştır. Lityum bromür-su ile çalışan sistemin amonyak-su ile çalışan sisteme göre daha iyi performans katsayısına sahip olduğunu belirtmiştir. Bununla birlikte lityum bromür-su ile çalışan soğutma sisteminde soğutkan olarak su kullanıldığında düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında çalışmaması ve kristalleşme gibi problemlerin olduğu da tespit edilmiştir.

Dinçer ve Dost (1996), tek etkili $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftli absorbsiyonlu sisteminin kütle ve enerji korunumu ve enerji korunumu denklemleri ışığında çevrimin her bir elemanın birinci kanun analizini bir örnekle gerçekleştirmişlerdir. Sistemin performans katsayısının analizini yapmışlardır.

Yakar ve diğ. (2005), LiBr-H₂O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile R134-a soğutucu akışkan ile çalışan mekanik sıkıştırımlı soğutma sisteminin farklı buharlaşma sıcaklıklarına göre enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Buna göre absorpsiyonlu ve mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde buharlaşma sıcaklığı arttıkça etkinlik artmakta fakat absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde buharlaşma sıcaklığı arttıkça ekserji etkinliği azalmakta, mekanik sıkıştırımlı sistemlerde ise buharlaşma sıcaklığı arttıkça ekserji etkinliğinin arttığı sonuçlarını elde etmişlerdir.

Florides ve diğ. (2003), LiBr-su ile çalışan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarım ve imalat parametrelerini belirlemek amacıyla ısı ve kütle transferleri denklemleri kullanarak bazı denklemler türetmişlerdir. absorbere giren ve çıkan LiBr oranının sistem performans katsayısına olan etkisini ve diğer sistem karakteristiklerinin birbirleriyle olan ilişkilerini incelemişlerdir.

Kaita (2001), üç kademeli sistemler gibi yüksek sıcaklık gerektiren uygulamalar için LiBr-H₂O eriyiğinin termodinamik özelliklerin belirlenmesi amacıyla %40-60 konsantrasyon ve 40-215°C sıcaklıklarındaki eriyiğin entalpi, entropi ve buhar basıncını hesaplamak için eşitlikler türetmiştir.

Chua ve diğ. (2000), LiBr-H₂O eriyiğinin % 0-75 konsantrasyon ve 0-190°C sıcaklıklarındaki özgül entalpi, entropi ve ısı kapasitelerin termodinamik değerlerini çalışmalarında tablolar halinde vermişlerdir.

Sun (1997), yaygın olarak kullanılan NH₃-H₂O ve LiBr-H₂O akışkan çiftlerinin termodinamik özelliklerini veren bağıntıları derlemiş ve detaylı olarak vermiştir.

Sun (1998), absorpsiyonlu soğutma sistemleri için NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ ve NH₃-NaSCN akışkan çiftlerinin termodinamik analizini yapmıştır. Çalışmasında bu üç akışkan çiftinin performans karşılaştırmasını yapmıştır. NH₃-LiNO₃ ve NH₃-NaSCN eriyiklerinin NH₃-H₂O çiftinin alternatifi olabileceğini gözlemlemiştir. NH₃-NaSCN eriyiğinin NH₃-LiNO₃ eriyiğine göre daha iyi performansa sahip olduğunu belirtmiştir.

Mostafavi ve Agnew (1996), LiBr-H₂O akışkan çifti kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kaynatıcı sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklığı, zengin ve fakir eriyik konsantrasyonları üzerindeki çevre sıcaklığının etkilerini incelemişlerdir. Çevre sıcaklığının artmasının kaynatıcı sıcaklığının da artmasına neden olduğu sonucunu elde etmişlerdir.

Akdemir ve Güngör (2001), LiBr-H₂O akışkan çifti kullanan tek kademeli absorpsiyonlu bir sistemin detaylı termodinamik analizini yaparak çevrim için sonuçlar vermişlerdir. Çalışmada ilk olarak LiBr-H₂O akışkan çifti kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemindeki elemanların kararlı olarak çalışabilmesi için gerekli pratik tasarım değerlerini belirlemişlerdir. Sistemin farklı çalışma durumlarında sistem elemanlarında oluşacak ısı miktarlarını ve soğutma etki katsayılarını hesaplamışlardır. İkinci olarak da sistemin farklı çalışma durumlarında ikinci yasa verimi hesaplanarak sonuçları grafiksel olarak vermişlerdir.

Atmaca ve Yiğit (2002), çalışmalarında LiBr-H₂O akışkan çiftiyle çalışan tek kademeli güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonunu yapmışlardır.

Keçeciler vd. (1997), çalışmalarında Sıcak Çermik havzasının özelliği dikkate alınarak, sosyal tesis ve otellerde iklimlendirme ve soğuk depolara olan ihtiyacı karşılamak amacıyla, alışılmış mekanik soğutma sistemlerine alternatif bir soğutma sistemi tasarlamışlardır. Bu nedenle mevcut jeotermal enerji kullanılması düşünülerek, LiBr-H₂O çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmışlardır. Sistem etkinliğinin çeşitli parametrelere bağlı değişimleri grafiksel olarak vermiş ve sonuçları irdelemişlerdir.

Selbaş (2006), LiBr-H₂O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde absorber sıcaklığının etkisi incelenmiş ve böyle bir soğutma sistemindeki absorber, termodinamik ve termoekonomik yönden incelemiştir. Bunun için sistem elemanının termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizi uygulanarak tersinmezlikler ve ekserji kayıplarını tespit etmiş ve son olarak sistem elemanına termoekonomik optimizasyon metodunu uygulamıştır. Yapılan analizlerde absorber

sıcaklık aralığının farklı buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve kaynatıcı sıcaklıklarında performans katsayısı değerini düşürdüğü sonucu çıkarılmıştır. Ayrıca absorber sıcaklığı değeri sistemin değişken parametresi olarak ele alınmış ve optimum, absorber sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör alanlarını tespit ederek sonuçları çizelgeler halinde vermiştir.

Sözen ve Ataer (2003), çalışmalarında $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminde yer alan ısı değiştiricilerinin, sistem performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu amaçla üç farklı durum için sistemin termodinamik analizi birinci ve ikinci kanuna göre yapmışlardır. Bunlar iki ısı değiştiricisinin de bulunduğu durum, yalnız soğutucu ısı değiştiricisinin bulunduğu durum, yalnız karışım ısı değiştiricisinin bulunduğu durumdur. Sistemin performans katsayısı, ekserji etkinliği ve dolaşım oranı farklı buharlaştırıcı kaynatıcı ve yoğuşturucu sıcaklıkları için hesaplanarak ısı değiştiricilerinin sistem performansına etkilerini incelemişlerdir.

Talbi ve Agnew (2000), tek kademeli $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin birinci ve ikinci kanun analizlerini yapmışlar, sistemin ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu analiz sırasında sistemin modellenmesi yapılmış ve sistemdeki her bir elemanın ekserji analizi yapılarak sistemdeki elemanların verimlerinin belirlenmesini sağlamışlardır.

Kaynaklı ve Yamankaradeniz (2003), absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı geri kazanımı için kullanılan eşanjörlerin, sistemin performans katsayısına etkilerini incelemişlerdir. Sistemde kullanılan çift olarak, absorpsiyonlu soğutma sistemleri $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiğini kullanmışlardır. Çevrimin termodinamik analizi yapılarak, amonyak ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiğine ait termodinamik özellikleri vermişlerdir. Sistemde kullanılan 3 adet eşanjör etkinlik katsayılarının değişiminin, sistemin performans katsayısı üzerindeki etkilerini gözlemlemişlerdir. Ayrıca, kaynatıcı, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarının sistemin performansına en fazla etkisi olan eşanjörün eriyik eşanjörü olduğu ve sistemin performansı kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artmasıyla artarken, yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarının artmasıyla azaldığını grafikler halinde vermişlerdir.

Karakaş ve diğ. (1990), güneş enerjisini kaynak kullanan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftleriyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerini oluşturan her bir elemana termodinamiğin ikinci yasasını uygulamışlardır. Elde edilen sonuçlar tablolar halinde verilmiştir. Bu sonuçlara göre 0°C 'nin üzerinde $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftiyle çalışan sistemin hem birinci hem de ikinci yasa analizine göre daha etkin olduğunu belirtmişlerdir.

Talbi ve Agnew (2002), dört farklı tipte bir dizel motoru ile absorpsiyonlu soğutma sistemi birleşiminin teorik performansını, dizel motorundan atılan egzoz gazlarından sağlanan enerjileri, soğutma kapasiteleri ve toplam çevrim performanslarını araştırmışlardır.

Lee ve Sherif (2001), ısıtma ve soğutma uygulamaları için LiBr-su akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemine termodinamiğin birinci ve ikinci kanununu uygulayarak sistemin termodinamik analizini yapmışlardır. Sistemin kaynatıcıya sıcak su giriş sıcaklığı, soğutma suyu sıcaklığı gibi farklı çalışma şartları altında sistemin performans katsayısı ve ekserji veriminin değişimini araştırmışlardır.

Kılıç ve Kaynaklı (2006), tek etkili LiBr-su eriyiği ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerine termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizlerini uygulamışlardır. Sistemin performansını, sistemi oluşturan her bir elemanın ekserji kaybını ve sistemin toplam ekserji kaybını hesaplamak için ekserji metodunu temel alan matematiksel model oluşturmuşlardır. Sistem performansının artan kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında arttığı buna karşılık artan yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarında azaldığı sonuçları elde edilmiştir. Ayrıca ekserji kayıplarının genişleme valfi, pompa ve ısı değiştiricilerinde özellikle soğutkan ısı değiştiricisinde diğer elemanlara göre daha az olduğunu belirtmişlerdir.

Şencan ve diğ. (2005), ısıtma ve soğutma uygulamaları için, tek kademeli $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminde ekserji analizini yapmışlardır. Oluşturdukları sistemdeki her bir elemandaki entalpi, entropi, sıcaklık, kayıp ekserji, kütleli debi ve sıcaklık oranlarının analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarından yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdaki ısı yükü ve ekserji kayıplarının kaynatıcı ve

absorberinkinden daha az olduğu sonucunu ıkarmlşlardır. Sisteme modelleme yapılarak bir simölasyon programı yazılarak, bu programı farklı çalışma şartları altındaki absorbsiyonlu soğutma sisteminin performans ve ekserji verimliliğini belirlemek için kullanmlşlardır. Sistemin ısıtma ve soğutma durumlarında, sistemdeki ısı kaynağı sıcaklığı yükseldiği zaman performans katsayılarının değerlerinde biraz yükselme olduğu, sistemin ekserjetik verimliliğinin ise azaldığı sonucunu elde etmişlerdir.

Mehrabian ve Shahbeik (2005), LiBr-su ile çalışan tek etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin tasarım ve termodinamik analizi için bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Bu program bütün noktadaki termodinamik özellikleri, sistemdeki bütün ısı değiştiricilerin tasarım bilgilerini ve toplam çevrim performansının hesaplanmasını sağlamaktadır. Örnek olarak artan buharlaştırıcı ve kaynaticı sıcaklıklarında veya azalan yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarında çevrimin performans katsayısının iyileştirilebileceği sonuçlarını elde etmişlerdir.

Kaynaklı ve Yamankaradeniz (2007), tek etkili LiBr-H₂O akışkan çiftli absorbsiyonlu soğutma sistemini termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre incelemişlerdir. evrimin her bir noktasındaki termodinamik özellikler, her bir sistem elemanının ısı transfer kapasitelerini ve bazı performans parametrelerini birinci kanun analiziyle hesaplamışlardır. Sistemi oluşturan elemanların entropi üretimleri ile sistemin toplam entropi üretimini de ikinci kanun analiziyle elde etmişlerdir. Yüksek performans katsayısını yüksek kaynaticı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında veya düşük absorber ve yoğuşturucu sıcaklıklarında olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca farklı çalışma şartlarında maksimum entropi üretiminin kaynaticıda meydana geldiği buna karşılık soğutkan ısı değiştiricisi, genleşme valfi ve çözelti pompasında meydana gelen entropi üretiminin ihmal edilebilecek kadar küçük olduğu sonuçlarını elde etmişlerdir.

Tarique ve Siddiqui (1999), aynı çalışma şartlarında amonyağı kullanan klasik buhar sıkıştırmalı sistemle NH₃-NaSCN çözeltisini kullanan absorbsiyonlu-buhar sıkıştırmalı kombine soğutma sisteminin ekonomikliği ve performans bakımından karşılaştırılmasını yapmışlardır. NH₃-NaSCN çözeltisini kullanan absorbsiyonlu-

buhar sıkıştırımlı kombine soğutma sisteminin NH_3 buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine göre daha iyi performansa sahip olduğunu belirtmişlerdir.

Satapathy ve diğ. (2004), soğutucu akışkan ve absorbent çifti olarak R22 ve DMETEG kullanarak ısıtma ve soğutmanın eş zamanlı yapıldığı uygulamalar için absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Ayrıca bu sistemin buhar sıkıştırımlı soğutma sistemiyle yapılan karşılaştırılmasında daha iyi sonuçlar elde etmişlerdir.

Ahlby ve diğ. (1991), $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ile R12 soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi arasında yaptıkları karşılaştırmaya göre $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı sisteminin R12 soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine göre daha yüksek performans katsayısı elde edildiğini belirtmişlerdir.

Misra ve diğ. (2003), çalışmalarında klima amaçlı tek kademeli $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminin termoeconomik optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Bu sistemi optimize edebilmek için, ekserji üzerine kurulu termoeconomik tekniğini açıklamışlardır.

Misra ve diğ. (2006), $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemini optimize edebilmek için termoeconomik kavramını kullanmışlardır. Bu çalışmadaki amaç toplam ürün maliyetinin minimum yapılmasıdır.

Elhanan ve Derbentli (2007), atık gazların soğutma elde etmek için kullanılan gaz türbinli birleşik ısı-güç (kojenerasyon) sistemlerinin termoeconomik çözümlemesini yapmışlardır. Bu çalışmalarında gaz türbini, atık ısı kazanı, buhar türbini ve absorpsiyonlu soğutucudan oluşan bir bileşik ısı-güç sisteminin sayısal modelini oluşturmuşlardır. Modelin hesaplarını yapmak için Fortran dilinde iki program yazmışlardır. Birinci program sistemin birinci yasa çözümlemesini yapmakta, yakıt ve hava debilerini hesaplamakta, sistemin her noktasındaki sıcaklık, basınç ve ekserji değerlerini bulmaktadır. İkinci program sistemin her noktası için maliyet akılarını ve birim ekserji maliyetlerini hesaplamaktadır. Önerilen sistem geleneksel sistemlerle

karşılaştırıldığında, soğutma ve elektrik üretimi için hesaplanan maliyetlerin daha düşük olduğu, geleneksel yöntemlerle elektrik ve soğutma eldesinde enerjiden yararlanma oranı %50 dolaylarında kalırken, incelenen sistemde enerjiden yararlanma oranı %70'lerde olduğu ve incelenen sistem için geri ödeme süresi 7 ile 9 yıl arasında değiştiği sonucunu vermişlerdir.

Ayala ve diğ. (1997), $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ akışkan çifti kullanan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kombine soğutma sistemin performansının buhar sıkıştırılmalı veya absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinden daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir.

Kairouani ve Nehdi (2006), absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu kısmında $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çifti, buhar sıkıştırılmalı kısmında ise üç farklı akışkan (R717, R22, R-134a) kullanan sistem için gerekli elektrik enerjisinin aynı çalışma koşullarında R717, R22 ve R-134a soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırılmalı sistemden %37-54 daha düşük olduğunu belirtmişlerdir. Kairouani ve Nehdi (2006), çalışmalarında kaskad soğutma sistemini sadece birinci kanun analizine göre incelemişlerdir.

Bu literatür çalışmalarında genel olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ eriyiği kullanan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin birinci ve ikinci kanun analizleri yapılarak sistem etkinliğinin çeşitli parametrelere bağlı değişimleri grafiksel olarak verilmiş ve sonuçları irdelenmiştir. Bu sonuçlara göre $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ eriyiği kullanan sistemin performansı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiği kullanan sisteme göre daha iyi olduğu belirtilmiştir. Ayrıca $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ eriyiği ile çalışan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kombine ve absorpsiyon kısmında $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çifti kullanan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemlerinin termodinamik analizi yapılmış olup bu sistemlerin buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleriyle karşılaştırılması yapılmıştır.

Bu tez çalışmasında absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin verimini artırmak için absorpsiyonlu ve klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinden teorik olarak oluşturulan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad ve absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kombine soğutma sistemleri incelenmiştir.

Kombine soğutma sistemi için literatürde kullanılan $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ yerine absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanım alanı yaygın olan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiği kullanılarak sistemin analizi yapılmıştır.

Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyon kısmında literatürde sadece $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftinin kullanıldığı, bu tez çalışmada ise $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çifti ile birlikte ilk olarak $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftinin kullanılması durumlarının teorik termodinamik analizleri yapılarak sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu analizlerde ilk defa kaskad soğutma sistemine ikinci kanun ve termoekonomik analiz yöntemleri uygulanmıştır. Analizlerden $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çifti kullanımının $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çiftine göre daha avantajlı ve uygun olduğu sonucu elde edilmiştir. Bu sonuca dayanarak kaskad soğutma sistemlerinin absorpsiyonlu kısmında sadece $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftinin buhar sıkıştırılmalı kısmında ise çevre koruması açısından daha üstün özellikler gösteren NH_3 , R-134a, R410A ve CO_2 soğutucu akışkanların kullanıldığı kabul edilerek oluşturulan çevrimlerin sistem elemanlarının farklı çalışma sıcaklıklarına göre termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizleri yapılmıştır. Analizler sistem elemanlarının farklı buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kaynatıcı absorber ve kaskad ısı değiştiricisi sıcaklıklarına göre yapılmıştır. Ayrıca absorpsiyonlu kısmında $\text{LiBr/H}_2\text{O}$ akışkan çifti buhar sıkıştırılmalı kısımda ise R-134a soğutucu akışkanın kullanıldığı düşünülen kaskad soğutma sisteminin en iyi çalışma koşullarının belirlenmesi amacıyla farklı çalışma koşullarına göre optimizasyonu yapılmıştır. Bu kaskad sistemi optimize edebilmek için, ekserji üzerine kurulu termoekonomik analiz yöntemi kullanılmıştır.

Kaskad soğutma sistemi tasarlanırken sistemin performansını direkt etkileyen çalışma sıcaklıkları ve parametrelerinin optimum değerlerinin tespit edilmesi büyük önem taşımaktadır. Absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemlerinin teorik termodinamik analizlerin yapıldığı bu çalışma, bu sistemlerin tasarımı ve optimum şartlarının belirlenmesi konusunda yapılacak araştırmalar için bir kaynak oluşturacaktır.

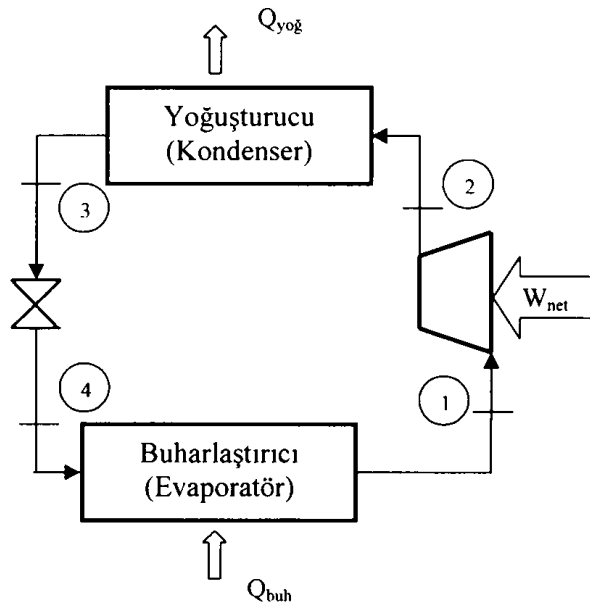
3. BUHAR SIKIŞTIRMALI VE ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN GENEL TANITIMI

3.1. Soğutma Çevrimleri

Soğutma, çevre sıcaklığından düşük sıcaklıktaki bir ortamdaki yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçiştir. Soğutma, soğutma makineleri tarafından gerçekleştirilir. Bu makinelerin dayandıkları çevrime soğutma çevrimleri denir. Soğutma çevrimlerinde dolaşan akışkanlara soğutucu akışkan denir (Dossat, (1981), Yamankaradeniz ve diğ., (2002), Çengel ve Boles, (1996)).

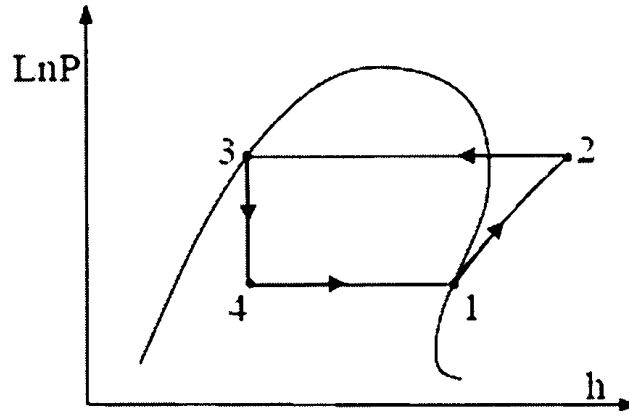
3.2. Buhar Sıkıştırma Mekanik Soğutma Çevrimi

Buhar sıkıştırma mekanik bir soğutma çevriminde iki ana bölüm mevcuttur. Bu iki bölüm, alçak ve yüksek basınç tarafı olarak adlandırılır. Alçak ve yüksek basınç taraflarından oluşan soğutma çevrimi, dört ana elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar sırasıyla, kompresör, yoğuşurucu (kondenser), buharlaştırıcı (evaporatör) ve kısılma vanası (genleşme valfi) dir (Yamankaradeniz ve diğ., 2002).



Şekil 3.1: Buhar sıkıştırma mekanik soğutma çevriminin şematik gösterimi

Şekil 3.1’de buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin şematik diyagramı görülmektedir. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sisteminde; kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan kızgın buhar halde yoğuşturucuya gönderilir. Burada, çevreye ısı vererek yoğuşan soğutucu akışkan, kısılma vanasında alçak basınca kısılarak ıslak buhar halde buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıyı çevreleyen ortam sıcaklığının altında bir sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan, ortamın ısını çekerek ortamı soğutur ve buharlaştırıcı çıkışında doymuş buhar halde kompresör tarafından emilir. Böylece çevrim sürekli olarak tekrarlanır. Şekil 3.2’de çevrim, basınç-entalpi (lnP-h) diyagramı üzerinde gösterilmektedir.



Şekil 3.2: Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin lnP-h diyagramı

Bir soğutma makinasının performansı soğutma tesir katsayısı (STK) ile belirlenir. Soğutma Tesir Katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$STK_{buh} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{W}_{net,g}} \quad (3.1)$$

3.3. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi

Soğutma sistemleri için alternatif enerji kullanımı artık gerekli ve şarttır. Ucuz enerji dönemi şartlarında tasarlanmış, soğutma sistemleri ve tesislerinin günümüzün pahalı enerji dönemi koşullarına uyarlanması, kapsamlı ve çok yönlü çalışmaları gerekmektedir. Bu çalışmalar arasında absorpsiyonlu çevrimler geniş bir uygulama

alanı ile cazip bir seçenek haline gelmiştir. Absorbsiyon yöntemi ile çalışan soğutma çevrimlerinde birincil enerji olarak buhar veya sıcak su kullanılmaktadır. Bu sistemler ısı kaynağının özellikle bol ve ucuz olduğu yerlerde verimli ve ekonomik olmaktadır (Keçeciler ve diğ., 1997).

Absorbsiyonlu soğutma sistemi, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemine oldukça benzerdir. Soğutma yükü, soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşmasıyla karşılanır. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimindeki mekanik sıkıştırma yerini, absorbsiyonlu soğutma sisteminde termik kompresörlü sıkıştırma alır. Mekanik kompresör yerine absorbsiyonlu soğutma sisteminde termik kompresör kullanılmaktadır. Soğutma elde etmek için buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemindeki mekanik ve elektrik enerjisi yerine absorbsiyonlu soğutma sisteminde ısı enerjisi kullanılmaktadır. Bunun sağlamış olduğu avantajlarla çeşitli endüstriyel tesislerdeki atık ısı enerjisinin değerlendirilmesi ve tükenmez bir enerji kaynağı olan güneş enerjisinin kullanılması yoluyla enerjinin pahalı olduğu günümüzde absorbsiyonlu soğutma sistemleri daha ekonomik olur (Yamankaradeniz ve diğ., 2002).

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri ısıtma ve soğutma amaçlı kullanılarak hem çevre koruması hem de enerji tasarrufu sağlamaktadır. Sistemin yapısı diğer soğutma sistemlerine göre daha karmaşık ve soğutma tesir katsayısı daha küçüktür; fakat atık enerjilerin ve yenilenebilir enerjilerin değerlendirilmesinde en uygun sistemlerdir (Akdemir ve Güngör, 2001).

Mekanik sıkıştırımlı soğutma sisteminde elektrik enerjisine ihtiyaç duyulurken absorbsiyonlu soğutma sisteminde bu enerjiye duyulan ihtiyaç çok daha az ve sisteme verilen ısı enerjisi oldukça fazladır.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde pompa dışında hareketli parça yoktur. Mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemine göre bakım ve onarım masrafı oldukça azdır.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde mekanik enerji yerine kaynatıcıda ısı enerjisi kullanılmaktadır. Kullanıma girmiş değişik kaynaklar Tablo 3.1’de verilmektedir (Akdemir ve Güngör, 2001).

Tablo 3.1: Absorbsiyonlu sistemler için ısı kaynakları

Isı Kaynağı	Sıcaklık
Petrol ürünlerinin yanmasıyla oluşan ısı	600°C kadar
Herhangi bir güç kaynağından veya ısıtma prosesinden alınan düşük basınçlı buhar	100-120 °C
İçten yanmalı motorlar	70-100 °C
Jeotermal ısı	60-120 °C
Kimyasal proseslerden alınan ısı	Geniş bir aralık söz konusu
Güneş enerjisi	70-100 °C
(Yüksek verimli kolektörlerle)	200-500 °C

3.4. Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

Absorbsiyonlu soğutma çevriminde iki farklı akışkan dolaşır. Bunlardan biri soğutucu akışkandır. Bu akışkan buharlaştırıcıda buharlaşarak soğutma yükünün ortamdaki çekilmesini sağlar. Diğer akışkan, yutucu (absorbent veya soğurucu) akışkandır. Bu akışkan çevrimin belli bir kısmında soğutucu akışkanı taşır (Yamankaradeniz ve diğ., 2002).

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin ideal durumda çalışabilmesi için kullanılan akışkan çiftinin aşağıda verilen özellikleri sağlaması gerekir.

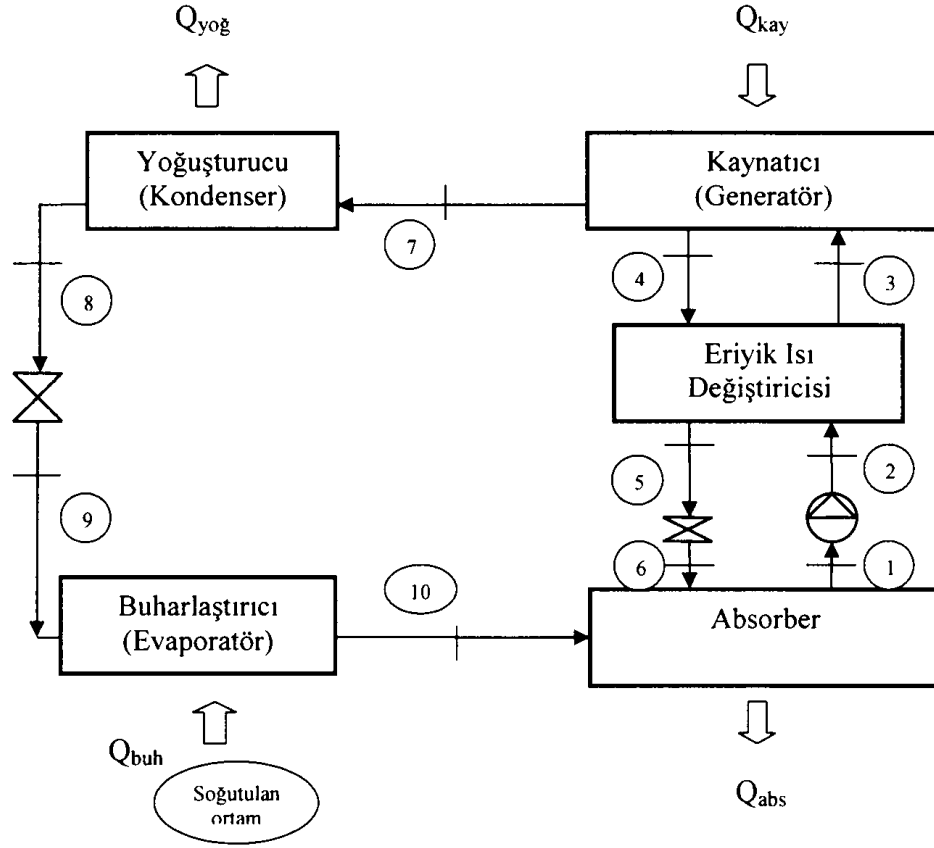
1. Çevrimin çalışacağı sıcaklık ve konsantrasyonlarda soğutucu ve absorbent çiftinin katı fazda olmaması gerekir. Katılaşma durumunda çevrim içindeki akış duracak ve çevrim çalışmayacaktır.
2. Soğutucu akışkan, soğurucu akışkandan daha çabuk buharlaşabilmelidir. Böylece iki akışkan daha kolay ayrılır.

3. İşletme basınçlarının normal seviyede olması istenir. Basıncın yüksek olması durumunda hem daha kalın cidarlı donanımlar gerektirir hem de akışkanın pompalanması için önemli ölçüde elektrik enerjisi harcanır ki bunlar da maliyeti artıracaktır.
4. Kullanılan akışkanların kimyasal olarak kararlı olması ve zamanla özelliklerini değiştirmemesi istenir.
5. Akışkan çiftinin donanımda kullanılan malzemelere korozif etkisi olmaması gerekir.
6. Çalışma şartları altında viskozitelerinin düşük olması istenir. Akışkanın düşük viskoziteye sahip olması ısı ve kütle geçişini iyileştirirken pompalama problemini azaltır.
7. Soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısının yüksek olması çevrimde dolaşacak akışkan çiftinin miktarını azaltacaktır.
8. Absorberde absorbentin soğutucu akışkanla kuvvetli birleşme eğiliminde olması gerekir.
9. Ucuz ve kolay temin edilebilir olmalı.
10. Zehirli olmamalıdır.

Burada verilen özelliklerin tümünü sağlayan akışkan çiftini pratikte bulmak mümkün değildir. Bu çerçevede son yıllarda absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan en yaygın akışkan çiftleri olarak Lityum Bromür (LiBr)-su ve Amonyak-su göze çarpmaktadır. Soğutucunun su olması durumunda soğurucu madde LiBr, soğutucunun amonyak olduğu durumda ise soğurucu madde sudur.

3.5. LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O Akışkan Çiftli Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimleri

Buhar sıkıştırılmalı sistemlerde; evaporatör, kompresör, kondenser ve genişleme valfi vardır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde ise kompresörün yerini absorber, kaynatıcı, eriyik eşanjörü, eriyik pompası ve genişleme valfi almıştır (Şekil 3.3).



Şekil 3.3: Absorbsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi

LiBr-su eriyiği kullanan absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibini aşağıdaki gibi özetlemek mümkündür (Yamankaradeniz ve diğ., 2002):

(1)-(3): Absorberden çıkan LiBr bakımından fakir olan eriyik bir pompa aracılığı ile ısı değiştiricisinden geçerek kaynatıcıya gelir.

(3)-(7): Kaynatıcıda dışarıdan verilen ısı enerjisiyle soğutucu akışkan buharlaşarak eriyikten ayrılır.

(4)-(6): Kaynatıcıda eriyik içinden soğutucu buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik (zengin eriyik) ısı değiştiricisinden geçer, fakir eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner.

(7)-(8): Kaynatıcıdan buharlaşarak yoğuşturucuya giren soğutucu buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Soğutucu akışkan yoğuşturucudan tamamen doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı olarak çıkar.

(8)-(9): Soğutucu akışkan, buharlaştırıcıya girmeden önce bir kısılma vanasından geçirilir.

(9)-(10): Buharlaştırıcıya kısılarak giren soğutucu akışkan burada buharlaşarak, buharlaşma için gerekli olan ısıyı soğutulan ortamdaki ortamdan çeker. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan absorbere girer. (10)-(1): Absorberde, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısılma vanasında absorber basıncına kısılan zengin eriyik, buharlaştırdıcıdan gelen soğutucu buharını absorbe eder. İşlem sırasında ısı açığa çıkar. Absorbsiyon 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 vasıtasıyla tekrar kaynatıcıya gönderilir.

Amonyak-su eriyiği kullanan absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibini aşağıdaki gibi özetlemek mümkündür (Yamankaradeniz ve diğ., 2002):

(1)-(3): Absorberden çıkıp bir pompa vasıtasıyla ısı değiştiricisinden geçerek amonyak bakımından zengin eriyik kaynatıcıya gelir.

(3)-(7): Kaynatıcıda dışarıdan verilen ısıyla soğutucu akışkan buharlaşarak eriyikten ayrılır.

(4)-(6): Kaynatıcıda eriyik içinden amonyak buharının ayrılmasıyla amonyak bakımından fakirleşen eriyik (fakir eriyik) ısı değiştiricisinden geçip, zengin eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner.

(7)-(8): Buharlaşarak kaynatıcıyı terk eden amonyak buharı, yoğuşturucuya girer.

(8)-(9): Yoğuşturucudan doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı fazında çıkan amonyak bir kısılma vanası yardımıyla buharlaştırdıcı basıncına genişletilir.

(9)-(10): Buharlaştırdıcıda buharlaşırken buharlaşma için gerekli olan ısıyı soğutulan ortamdaki ortamdan çeker. Buharlaştırdıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkan amonyak absorbere girer. Absorberde, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısılma vanasında absorber basıncına kısılan fakir eriyik, buharlaştırdıcıdan gelen amonyak buharını absorbe eder. Absorber içinde tekrar amonyak bakımından zengin hale gelen eriyik (zengin eriyik), bir pompa vasıtasıyla tekrar kaynatıcıya gönderilir.

LiBr/su eriyiği ile amonyak-su eriyiği kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin karşılaştırılmasını aşağıdaki gibi yapmak mümkündür:

1. LiBr-su eriyiği sistemlerinde soğutucu olarak su, soğurucu akışkan olarak LiBr kullanılırken, amonyak-su eriyiği kullanan sistemlerde soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu olarak ise su kullanılmaktadır.
2. LiBr-su eriyiği kullanan sistemde suyun soğutucu akışkan olmasından dolayı buharlaştırıcı sıcaklığı suyun donma noktasıyla sınırlanmıştır. Bu nedenle 0°C'nin altına inilmez. Oysa, amonyak-su eriyiği kullanan sistemde soğutucu akışkanın amonyak olması dolayısıyla çok düşük sıcaklıklara inmek mümkündür. LiBr-su eriyiği kullanan sistem daha çok klima uygulamalarında kullanım alanı bulurken, amonyak-su eriyiği kullanan sistem daha düşük sıcaklıklarda soğutma uygulamalarında kullanılır.
3. Amonyak-su eriyiği kullanan sistemlerde kaynatıcı çıkışına su buharını ayırmak üzere bir rektifier konulmasını gerektirdiğinden sistemi LiBr-su eriyiği kullanan sisteme göre daha karmaşık yapar.
4. LiBr-su eriyiği kullanan sistemde, lityum bromürün kristal yapıya geçme riski vardır. Kristallenme olayı çevrimin çalışma şartlarını sınırlar. Amonyak-su eriyiği kullanan sistemlerde kristalizasyon tehlikesi yoktur.
5. Aynı sıcaklıklar arasında çalışan amonyak-su eriyiği kullanan sistemlerde soğutma tesir katsayısı (STK) değerini 0,5 civarında iken, LiBr-su eriyiği kullanan sistemlerde bu değer 0,7 civarındadır.
6. LiBr-su eriyiği kullanan iklimlendirme sistemi, düşük basınçlarda çalışır. Bu durum önlenemeyen hava sızmalarına sebep olur.

3.6. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Birinci Kanun Analizi

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Analiz sürekli rejim şartlarında yapılmıştır.
2. Kaynatıcıdan ayrılan soğutucu buharının sıcaklığı ve basıncı, kaynatıcı sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
3. Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş sıvı fazındadır.
4. Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş buhar fazındadır.
5. Absorberden çıkan eriyik, absorber basıncı ve sıcaklığında denge halindedir.

6. Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
7. Absorbsiyonlu sistemde pompanın tükettiği iş ihmal edilmiştir.
8. Yoğuşturucu ve absorber aynı kaynak tarafından soğutulduğundan absorber çıkış sıcaklığı yoğuşturucu çıkış sıcaklığına eşittir ($T_1=T_8$).

3.6.1. LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O kullanan absorpsiyonlu soğutma sisteminin birinci kanun analizi

Absorpsiyonlu soğutma sistemini oluşturan her bir eleman Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem (SASA) olarak ele alınıp, her bir eleman için ayrı ayrı süreklilik denklemi ve Termodinamiğin I.Kanunu yazılarak ısı kapasiteleri bulunabilir (Yamankaradeniz ve diğ., (2002) , Çengel ve Boles, (1996)):

Süreklilik Denklemi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (3.2)$$

Termodinamiğin I.Kanunu;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + g z_\zeta \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g z_g \right) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum H_\zeta - \sum H_g \quad (3.4)$$

LiBr-H₂O Kullanan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi:

Kaynaticıda (Generatör) kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 \quad (3.6)$$

$$\dot{Q}_{ay} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad (3.7)$$

Absorberde kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (3.8)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_6 . h_6 + \dot{m}_{10} . h_{10} - \dot{m}_1 . h_1 \quad (3.10)$$

NH₃-H₂O Kullanan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi:

Kaynaticıda (Generatör) kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (3.11)$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 \quad (3.12)$$

$$\dot{Q}_{kay} = \dot{m}_4 . h_4 + \dot{m}_7 . h_7 - \dot{m}_3 . h_3 \quad (3.13)$$

Absorberde kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{10} x_{10} \quad (3.15)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_6 . h_6 + \dot{m}_{10} . h_{10} - \dot{m}_1 . h_1 \quad (3.16)$$

Yoğuşturucuda (Kondenser) kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (3.17)$$

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_7 (h_7 - h_8) \quad (3.18)$$

Buharlaştırıcıda (Evaporatör) kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3.19)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_9 . (h_{10} - h_9) \quad (3.20)$$

Eriyik Isı Değişiricisi (EID) kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3.21)$$

$$x_2 = x_3 \quad (3.22)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (3.23)$$

$$x_4 = x_5 \quad (3.24)$$

$$\dot{Q}_{EHD} = \dot{m}_4(h_4 - h_3) \quad (3.25)$$

Eriyik genişleme valfindeki kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.26)$$

$$h_5 = h_6 \quad (3.27)$$

Soğutkan genişleme valfindeki kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (3.28)$$

$$h_8 = h_9 \quad (3.29)$$

Pompadaki kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.30)$$

$$W_{pompa} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (3.31)$$

Sistemin termodinamik analizinin yapabilmek için önemli bir tasarım ve optimizasyon parametresi olan dolaşım oranı (akış oranı) kütleli debiler ve konsantrasyonlar cinsinden aşağıdaki şekilde yazılabilir:

LiBr-H₂O eriyiği için:

$$f = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_7} = \frac{x_3}{x_4 - x_3} \quad (3.32)$$

NH₃-H₂O eriyiği için:

$$f = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} = \frac{1 - x_4}{x_3 - x_4} \quad (3.33)$$

Absorbsiyonlu soğutma sistemi için performans katsayısı (soğutma tesir katsayısı), buharlaştırıcı ısı yükünün kaynatıcı ısı yüküne oranı olarak tanımlanmış olup aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$STK_{abs} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay} + \dot{W}_{pompa}} \quad (3.34)$$

\dot{W}_{pompa} değeri çok küçük olduğundan genellikle ihmal edilir ve STK ifadesi,

$$STK_{abs} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay}} \quad (3.35)$$

şeklini alır.

Absorbsiyonlu ısıtma sisteminin performans katsayısı (ısıtma tesir katsayısı), yoğuşturucu ve absorber ısı yükü toplamının kaynatıcı ısı yüküne oranı olarak tanımlanır ve aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$ITK_{abs} = \frac{\dot{Q}_{yığı} + \dot{Q}_{abs}}{\dot{Q}_{kay}} \quad (3.36)$$

3.7. LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O Eriyiklerinin Termodinamik Özelliklerinin Bulunması

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizinin yapılabilmesi için LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O eriyiklerinin basınç, sıcaklık, konsantrasyon, entalpi gibi termodinamik özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir. LiBr-H₂O eriyiğinin aynı çalışma koşullarına göre termodinamik özelliklerini literatürde mevcut olan denklemlerden (McNeely, Patterson ve diğ., Kaita (2001), Talbi ve Agnew (2000), Florides ve diğ. (2003), Chua ve diğ. (2000)) bazılarının karşılaştırılması yapılmış olup birbirlerine yakın termodinamik özellik değerlerinin elde edildiği görülmüştür.

Bu tez çalışmasında LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O eriyikleri için yine literatürde çok yaygın olarak kullanılan ve aşağıda belirtilen denklemlerin kullanılması tercih edilmiştir.

3.7.1. LiBr-H₂O eriyiğinin termodinamik özellikleri

1. LiBr-H₂O eriyiğinin entalpi ve entropisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıda verilmektedir (Kaita, 2001):

$$H(T, X) = (A_0 + A_1X)T + 0.5(B_0 + B_1X)T^2 + (D_0 + D_1X - D_2X^2 + D_3X^3) \quad (3.37)$$

$$A_0 = 3.462023 \quad A_1 = -2.679895E - 2$$

$$B_0 = 1.3499E - 3 \quad B_1 = -6.55E - 6$$

$$D_0 = 162.81 \quad D_1 = -6.0418 \quad D_2 = 4.5348E - 3 \quad D_3 = 1.2053E - 3$$

$$(20 \leq T \leq 210^\circ C, \quad 40 \leq x \leq 65 \%)$$

$$s = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 B_{ij} x^j T^i \quad (3.38)$$

$$(40 \leq T \leq 210^\circ C, \quad 40 \leq x \leq 65)$$

Denklem 3.38'de kullanılan katsayıların değerleri Tablo 3.2'de verilmiştir.

Tablo 3.2: Eşitlik 3.38'de kullanılan katsayılar

i	B _{i0}	B _{i1}	B _{i2}	B _{i3}
0	5.127558E-01	-1.393954E-02	2.924145E-05	9.035697E-07
1	1.226780E-02	-9.156820E-05	1.820453E-08	-7.991806E-10
2	-1.364895E-05	1.068904E-07	-1.381109E-09	1.529784E-11
3	1.021501E-08	0	0	0

2. Lityum bromür-su eriyiğinin entalpisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıda verilmektedir (McNeely-Kaita, 2001):

$$H = 2.326[A + B(1.8T + 32) + C(1.8T + 32)^2] \quad (3.39)$$

$$(16 \leq T \leq 166^\circ C) \quad (40 \leq x \leq 70 \%)$$

Denklem 3.39 'da kullanılan katsayıların değerleri:

$$A = -1015.07 + 79.5387x - 2.358016x^2 + 0.03031583x^3 - 0.0001400261x^4$$

$$B = 4.68108 - 0.3037766x + 0.00844845x^2 - 0.0001047721x^3 + 0.000000480097x^4$$

$$C = -0.0049107 + 0.000383184x - 0.00001078963x^2 + 0.00000013152x^3 - 0.0000000005897x^4$$

3.7.2 NH₃-H₂O eriyiğinin termodinamik özellikleri

NH₃-H₂O eriyiğinin entalpisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıda verilmektedir (Sun,1998):

$$h(T, \bar{x}) = 100 \sum_{i=1}^{16} a_i \left(\frac{T}{273.16} - 1 \right)^{m_i} (\bar{x})^{n_i} \quad (3.40)$$

Burada \bar{x} amonyağın mol oranı olup eşitlik (3.41) ile bulunabilir:

$$\bar{x} = \frac{18.015x}{18.015x + 17.03(1-x)} \quad (3.41)$$

Tablo 3.3: Eşitlik 3.40'da kullanılan katsayılar

i	m _i	n _i	a _i	i	m _i	n _i	a _i
1	0	1	-7.61080	9	2	1	2.84179
2	0	4	25.6905	10	3	3	7.41609
3	0	8	-247.092	11	5	3	891.844
4	0	9	325.952	12	5	4	-1613.09
5	0	12	-158.854	13	5	5	622.106
6	0	14	61.9084	14	6	2	-207.588
7	1	0	11.4314	15	6	4	-6.87393
8	1	1	1.18157	16	8	0	-3.50716

Çevrimlerde kullanılan soğutucu akışkanların özellikleri ilgili tablolardan okunmuştur (ASHRAE Temel El Kitabı, Soğutucu Akışkanların Özellikleri-Bölüm 17 ve Thermodynamic Properties of DuPont™ Suva® 410A Refrigerant).

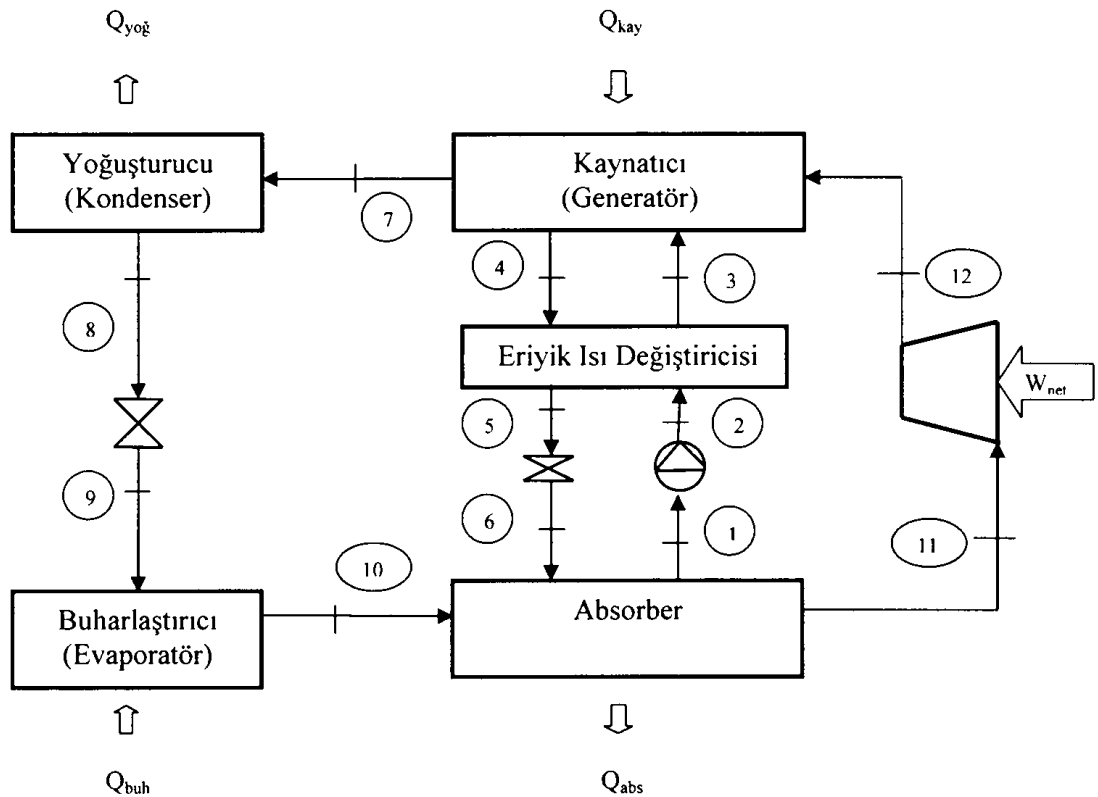
3.8. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Performansını Artırma Yöntemleri

Absorbsiyonlu soğutma tekniğinin araştırılmasında ve gelecekte kullanımlarının artırılmasında genelde üç yaklaşım vardır. Bunlar, yeni akışkan çiftleri geliştirmek, absorber performansını iyileştirmek ve yeni çevrimleri geliştirmektir. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde absorbsiyonlu ve klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin birlikte düşünülmesi sistemin verimini artırmak için yapılabilecek iyileştirmeler ve geliştirilen uygulamalar kapsamında düşünülebilir. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde absorbsiyonlu ve klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin birleştirilmesiyle oluşturulan absorbsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine ve absorbsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma sistemlerinin analizi literatürden görülmektedir. Bu kapsamda bundan sonraki bölümlerde kombine ve kaskad çevrimleri detaylı bir şekilde analiz edilerek sonuçlar irdelenecektir.

4. ABSORBSİYONLU-BUHAR SIKIŞTIRMALI KOMBİNE SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kombine soğutma sistemi Ayala ve diğ. (1997) tarafından $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ akışkan çifti kullanarak analizi yapılmıştır. Kombine soğutma çevriminin performansının buhar sıkıştırırmalı veya absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinden daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Bu çalışmada ise kombine soğutma sistemi için $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ yerine $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiği kullanılarak sistemin analizi yapılmıştır.

Tek kademeli $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiği ile çalışan absorbsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kombine soğutma çevriminin şematik diyagramı Şekil 4.1 'de gösterilmektedir.



Şekil 4.1: Tek kademeli absorbsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kombine soğutma çevrimi

Amonyak-su eriyiği kullanan kombine soğutma sisteminin çalışma prensibini aşağıdaki gibi özetlemek mümkündür:

(1)-(3): Absorberden çıkan amonyak bakımından zengin olan eriyik bir pompa aracılığı ile ısı değiştiricisinden geçerek kaynatıcıya (generatöre) gelir.

(3)-(7): Burada dışarıdan verilen ısı enerjisiyle soğutucu akışkan buharlaşarak eriyikten ayrılır ve yoğuşturucuya (kondensere) girer.

(4)-(6):Kaynatıcıdan amonyak bakımından fakirleşen eriyik ısı değiştiricisinden geçerken zengin eriyiğe ısı vererek absorbere geri döner.

(8)-(9):Yoğuşturucudan doymuş sıvı olarak çıkan amonyak kısılma vanası aracılığıyla buharlaştırıcı basıncına kadar genişletilir.

(9)-(10):Buharlaştırıcıda (evaporatör) amonyak soğutulan ortamdan aldığı ısıyla buharlaşarak absorbere girer.

(11)-(12):Absorberden çıkan bir miktar amonyak kaynatıcı basıncına kompresör tarafından sıkıştırılır ve daha sonra kaynatıcıda gelen zengin eriyikle birleşir.

4.1. Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırma Kombine Soğutma Çevrimlerinin Termodinamik Analizi

Çevrimin absorpsiyonlu soğutma kısmında termodinamik analizine temel oluşturacak birtakım kabuller Bölüm 3.6'da verilmiştir. Çevrimin buhar sıkıştırma kısmında ise kompresördeki buhar sıkıştırmanın izentropik olduğu kabulü yapılmıştır.

Soğutma sistemindeki paylaşımı görmek için kompresördeki sıkıştırma ile absorpsiyon arasındaki oranı belirlemek için sıkıştırma oranı (CP) parametresi kullanılır. Bu oran, kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan miktarının (m_{11}) çevrimde kullanılan toplam soğutucu akışkanın oranına (m_7) bölünmesiyle elde edilir (Ayala ve diğ., 1997):

$$CP = \frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_7} \quad (4.1)$$

CP=1 karma sistemin yalnızca bir buhar sıkıştırma olarak, CP=0 durumunda ise yalnızca bir absorpsiyonlu soğutma sistemi olarak çalıştığını gösterir.

Sistemi oluşturan her bir elemanın enerji ve kütle dengesi yazılarak ısı kapasitelerinin hesabı yapılabilir:

Yoğuşturucu (Kondenser):

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (4.2)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (4.3)$$

Absorber:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_6.h_6 + \dot{m}_{10}.h_{10} - \dot{m}_1.h_1 - \dot{m}_{11}.h_{11} \quad (4.4)$$

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{11} \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_6.x_6 + \dot{m}_{10}.x_{10} = \dot{m}_1.x_1 + \dot{m}_{11}.x_{11} \quad (4.6)$$

Kaynatıcı (Generatör):

$$\dot{Q}_{kay} = \dot{m}_4.h_4 + \dot{m}_7.h_7 - \dot{m}_3.h_3 - \dot{m}_{12}.h_{12} \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (4.8)$$

$$\dot{m}_3.x_3 + \dot{m}_{12}.x_{12} = \dot{m}_4.x_4 + \dot{m}_7.x_7 \quad (4.9)$$

Buharlaştırıcı (Evaporatör):

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_9.(h_{10} - h_9) \quad (4.10)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (4.11)$$

Kompresör:

$$W_{komp} = \dot{m}_{12}.(h_{12} - h_{11}) \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (4.13)$$

Eriyik Isı Değiştiricisi (EID) kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (4.14)$$

$$x_2 = x_3 \quad (4.15)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (4.16)$$

$$x_4 = x_5 \quad (4.17)$$

$$\dot{Q}_{EID} = \dot{m}_4(h_4 - h_3) \quad (4.18)$$

Eriyik genişleme valfindeki kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (4.19)$$

$$h_5 = h_6 \quad (4.20)$$

Soğutkan genişleme valfindeki kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (4.21)$$

$$h_8 = h_9 \quad (4.22)$$

Pompadaki kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4.23)$$

$$W_{pompa} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (4.24)$$

NH₃-H₂O eriyiği için dolaşım oranı:

$$f = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} = \frac{1 - x_4}{x_3 - x_4} \quad (4.25)$$

Soğutma için sistemin soğutma tesir katsayısı:

$$STK_{abs-buh} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kav} + \dot{W}_{komp}} \quad (4.26)$$

Amonyak-su eriyiğinin entalpisi 3.7.2. Termodinamik Özellikler kısmında verilen ifadelerden yararlanarak hesaplanmaktadır.

4.2. Kombine Çevrime Göre Çalışan Bir Soğuk Hava Deposunun Analizi

Tek kademeli absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine soğutma sisteminin kullanılması durumu teorik olarak analiz edilerek İzmit'te bulunan bir gıda soğuk hava deposu için örnek uygulama yapılmıştır. $T_{buh}=-6^{\circ}\text{C}$ ve $T_{yog}=40^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkları için absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine soğutma sisteminin çeşitli noktalarındaki termodinamik özellikler Tablo 4.1'de verilmiştir. Sistemin soğutma yükü 50 kW olarak belirtilmiştir. Bu örnek uygulamada tablolarda verilen değerler eriyik eşanjörü etkinliği $\epsilon=0,60$ ve CP sıkıştırma oranı 0.5 değerleri içindir.

Tablo 4.1: Çevrimin çeşitli noktalarındaki termodinamik özellikler

Akı m No	T($^{\circ}\text{C}$)	P(kPa)	h(kJ/kg)	x (%NH ₃)	m_{zen} (kg/s) (NH ₃ -H ₂ O)	m_{jak} (kg/s) (NH ₃ -H ₂ O)	$m_{soğ}$ (kg/s) (NH ₃)
1	40	341.17	-75.78	42	0.4778	-	-
2	40	1555.3	-75.78	42	0.4778	-	-
3	75	1555.3	89.43	42	0.4778	-	-
4	100	1555.3	212.85	39	-	0.4545	-
5	64	1555.3	39.09	39	-	0.4545	-
6	64	341.17	39.09	39	-	0.4545	-
7	100	1555.3	1661.53		-	-	0.047
8	40	1555.3	391.11		-	-	0.047
9	-6	341.17	391.11		-	-	0.047
10	-6	341.17	1455.15		-	-	0.047
11	40	341.17	1489.82		-	-	0.0235
12	120	1555.3	1758		-	-	0.0235

Absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine soğutma sistemi ile buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sisteminin termodinamik analiz sonuçları Tablo 4.2'de verilmektedir. Aynı çalışma koşullarındaki ($T_{buh}=-6^{\circ}\text{C}$, $T_{yog}=40^{\circ}\text{C}$) absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine soğutma sisteminde (CP=0.5) kompresör için gerekli enerji (6.302 kW), tamamen buhar sıkıştırımlı çalışan soğutma sisteminin çalışması için verilen elektrik enerjisinden (12.59 kW) % 50 daha az olduğu görülmektedir. Sistemin sadece absorpsiyonlu soğutma olarak düşünüldüğünde kaynatıcıya verilmesi gereken enerji 186.070 kW olup absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine

soğutma durumundaki enerji 90.789 kW'dır. Kombine soğutma durumunda kaynatıcı için gerekli enerji yaklaşık % 51 daha az olup, bu oran kadar daha az ısı enerjisi kullanımı gerekecektir. Buna göre absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine soğutma sistemi hem buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine hem de absorpsiyonlu soğutma sistemine göre ekonomik açıdan daha avantajlı olmaktadır.

Tablo 4.2: Absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine soğutma sistemi ile buhar sıkıştırımlı mekanik ve absorpsiyonlu soğutma sisteminin karşılaştırılması

	Absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine soğutma sistemi	Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi	Absorpsiyonlu soğutma sistemi
$STK_{abs-buh}$	0.512	-	-
STK_{abs}	-	-	0.269
STK_{buh}	-	3.971	-
W_{komp} (kW)	6.302	12.590	-
Q_{kay} (kW)	90.789	-	186.070
Q_{buh} (kW)	50	50	50
Q_{abs} (kW)	87.355	-	176.370
Q_{yog} (kW)	59.710	62.600	59.710

Absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine soğutma sisteminin artan CP oranında kaynatıcı için gerekli olan ısı enerjisi de azalmaktadır. CP=1 karma sistemin yalnızca bir buhar sıkıştırımlı olarak çalıştığı, CP=0 durumunda ise yalnızca bir absorpsiyonlu soğutma sistemi olarak çalıştığı görülmektedir. Buna göre CP arttıkça kompresör işi de (W_{komp}) artmaktadır. Buna karşılık Q_{kay} azalmaktadır (Tablo 4.3).

Çalışma koşullarına göre sistem sadece absorpsiyonlu soğutma ya da sadece buhar sıkıştırımlı soğutma şeklinde çalıştırılabilir. Ayrıca sadece absorpsiyonlu soğutma sistemi için kaynatıcıya verilmesi gereken ısının yeterli olmadığı durumlarda uygun CP oranlarında sisteme bir kompresör ilavesiyle oluşturulan bu absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine soğutma sistemleri hem buhar sıkıştırımlı hem de sadece absorpsiyonlu soğutma sistemi durumlarına göre daha ekonomik ve ihtiyacı karşılayabilecek bir şekilde çalıştırılabilir.

Tablo 4.3: Farklı CP oranlarında $STK_{abs-buh}$, W_{komp} ve Q_{kay} değişimi

CP	$STK_{abs-buh}$	W_{komp} (kW)	Q_{kay} (kW)
0	0.269	-	186.07
0.1	0.297	1.26	167.03
0.2	0.332	2.52	147.98
0.3	0.377	3.781	128.86
0.4	0.436	5.042	109.76
0.5	0.512	6.302	90.78
0.6	0.631	7.563	71.65
0.7	0.813	8.823	52.65
0.8	1.146	10.084	33.56
0.9	1.930	11.344	14.57
1	3.971	12.59	-

Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine soğutma sistemi farklı buharlaşma sıcaklıklarına göre teorik olarak yapılan analiz sonuçları Tablo 4.4'de gösterilmiştir ($T_{yog}=40^{\circ}C$, $CP=0.5$, $\epsilon=0.6$ ve $Q_{buh}=50$ kW). Buharlaşma sıcaklıkları arttıkça kompresör işi azalmakta, kaynatıcı için gerekli olan ısı enerjisi de azalmaktadır.

Tablo 4.4: Farklı buharlaşma sıcaklıklarında $STK_{abs-buh}$, W_{komp} ve Q_{kay} değişimi

T_{buh} ($^{\circ}C$)	$STK_{abs-buh}$	W_{komp} (kW)	Q_{kay} (kW)
-6	0.512	6.302	90.789
-4	0.597	5.973	77.730
-2	0.661	5.779	69.829
0	0.713	5.459	64.692

Sonuç olarak; absorpsiyonlu ve klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin birlikte düşünülmesiyle oluşturulan kombine soğutma sistemlerinde atık ısı veya alternatif kaynakların kullanılmasıyla daha az elektrik enerjisi ve sanayi tipi soğutma işleminde kaliteli enerji (elektrik) veya düşük kaliteli enerji (atık ısı), jeotermal enerji ve güneş enerjisi kullanım seçenekleri birleştirilebilmektedir.

5. ABSORBSİYONLU-BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN BİRİNCİ KANUN ANALİZİ

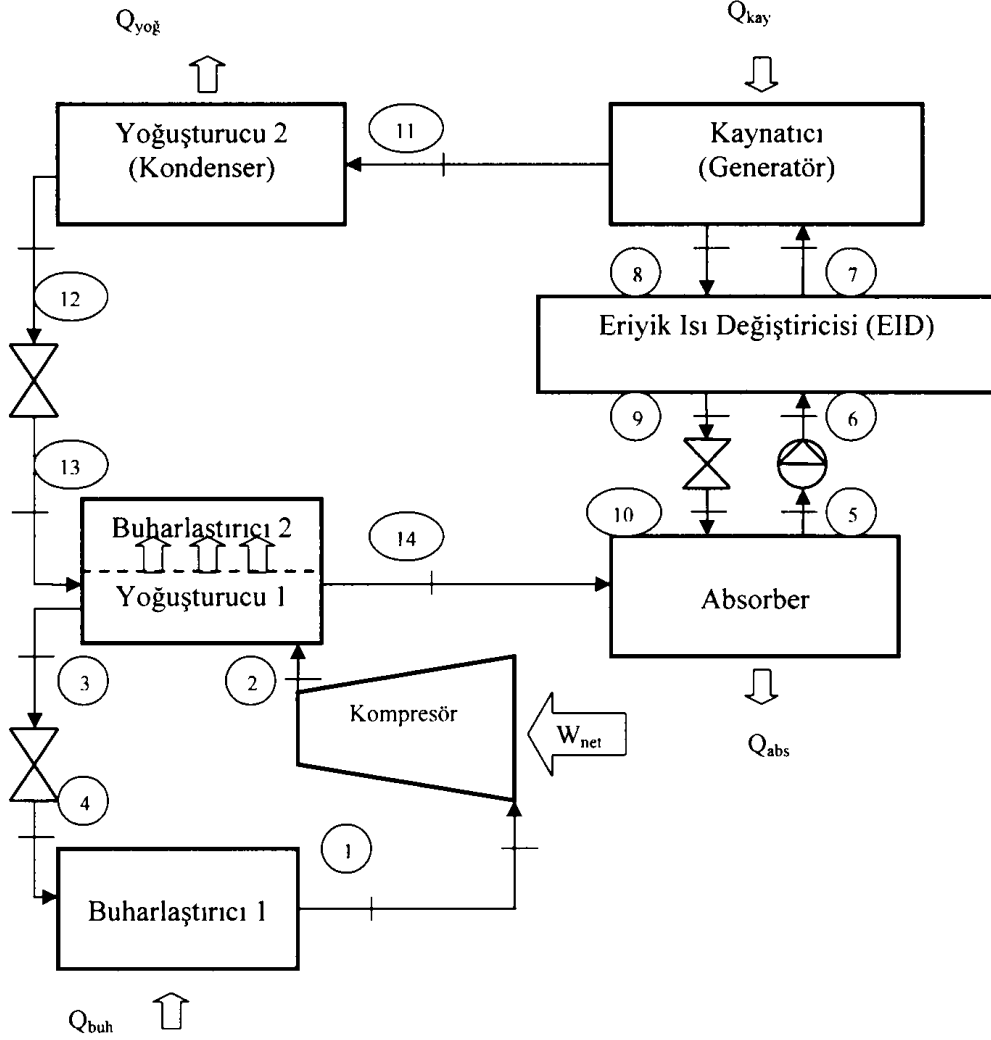
Buhar sıkıştırılmalı sistemlerde kaskad soğutma sistemi, alçak kademedeki soğutma sisteminin çok düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarını, yüksek kademedeki soğutma sisteminin yüksek yoğusturucu sıcaklıklarını sağladığı iki ayrı tek kademe soğutma sisteminden oluşur. İki farklı tek kademedeki soğutma sistemi birbirlerine o şekilde bağlanırlar ki, yüksek kademedeki sistemin buharlaştırıcısı alçak kademedeki sistemin yoğuşma ortamı olarak görev yapar. Bazı çok düşük sıcaklıkları gerektiren endüstriyel uygulamalar için tek kademe soğutma sistemleri uygulanabilir bir çözüm olmamaktadır. Bu nedenden dolayı, Kaskat soğutma sistemleri ısı kaynağı ve kuyusu arasında yüksek sıcaklık aralıklarında (-70°C - 100°C) uygulama alanına sahiptir (Kılıçarslan ve Hoşöz, (2007), (Yamankaradeniz ve diğ., (2002)).

Kairouani ve Nehdi (2006), absorbsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu kısmında NH₃-H₂O akışkan çifti, buhar sıkıştırılmalı kısmında ise üç farklı akışkan (R717, R22, R-134a) kullanarak sistemi birinci kanuna göre analizini yapmışlardır. Analizden kaskad soğutma sistemi için gerekli elektrik enerjisinin aynı çalışma koşullarında R717, R22 ve R-134a soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırılmalı sistemden %37-54 daha düşük olduğunu belirtmişlerdir.

Bu tez çalışmasında ise kaskad soğutma sisteminin absorbsiyon kısmında NH₃-H₂O akışkan çifti ve alternatif olarak düşünülen LiBr-H₂O akışkan çiftinin kullanılması durumunun termodinamik analizi yapılmış ve bu sistemin sağladığı avantajlar incelenmiştir.

Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemi için absorbsiyonlu kısmında akışkan çifti olarak LiBr-H₂O buhar sıkıştırılmalı kısmında ise R-134a, R410A ve NH₃, yine absorbsiyonlu kısmında akışkan çifti olarak NH₃-H₂O buhar sıkıştırılmalı kısmında ise R-134a, R410A ve NH₃ kullanılmasıyla oluşturulan toplam

altı çevrimin teorik analizleri yapılmıştır. Bu kısımda analizlerin nasıl yapıldığını göstermek için örnek çevrim olarak absorpsiyon kısmında LiBr-H₂O ve buhar sıkıştırılmalı kısımda R-134a kullanılan kaskad çevrim detaylı bir şekilde açıklanmıştır (Şekil 5.1).



Şekil 5.1: Tek basamaklı absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma çevrimi

Absorberden çıkan LiBr bakımından fakir olan eriyik bir pompa aracılığı ile ısı değiştiricisinden geçerek kaynatıcıya (generatöre) gelir. Sıcak ve yüksek basınçtaki soğutucu akışkan kaynatıcıdan yoğusturucuya girer. Kaynatıcıda eriyikten soğutucu buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik ısı değiştiricisinden geçerken fakir eriyiğe ısı vererek absorbere geri döner. Yoğusturucudan doymuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkan kısılma vanası aracılığıyla buharlaştırıcı basıncına kadar genişletilir. Buharlaştırıcıda soğutucu akışkan, buhar sıkıştırılmalı soğutma

sisteminin yoğuşturucusundan aldığı ısıyla buharlaşarak absorbere girer. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminde ise soğutucu akışkan kompresörde yüksek basınca kadar sıkıştırılarak yoğuşturucuya gönderilir. Yoğuşturucuda absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutucu akışkanına ısı vererek yoğuşan soğutucu akışkan, kısılma vanasında kısılarak buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıda soğutucu akışkan soğutulan ortamının ısını çekerek ortamı soğutur.

5.1. Kaskad Soğutma Çevriminin Termodinamiğin Birinci Kanununa Göre Analiz

Çevrimlerin termodinamik analizine temel oluşturacak birtakım kabuller Bölüm 3.6'da verilmişti. Ayrıca buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemindeki kompresörün izentropik ve elektrik verimi sırasıyla $\eta_{is}=0.80$ ve $\eta_e=0.90$ alınmıştır.

Sistemi oluşturan her bir elemanın enerji ve kütle dengesi yazılarak ısıl kapasitelerinin hesabı aşağıdaki denklemler yardımıyla yapılabilir (Kairouani ve Nehdi (2006)):

Absorpsiyonlu soğutma sistemi:

Kaynatıcı (Generatör):

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{11} + \dot{m}_8 \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 \quad (5.2)$$

$$\dot{Q}_{kay} = \dot{m}_{11}.h_{11} + \dot{m}_8.h_8 - \dot{m}_7.h_7 \quad (5.3)$$

Absorber:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{14} \quad (5.4)$$

$$\dot{m}_{10} x_{10} = \dot{m}_5 x_5 \quad (5.5)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{10}.h_{10} + \dot{m}_{14}.h_{14} - \dot{m}_5.h_5 \quad (5.6)$$

Yoğuşturucu 2 (Kondenser 2):

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (5.7)$$

$$\dot{Q}_{yoğ2} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) \quad (5.8)$$

Eriyik Isı Değişiricisi (EID):

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (5.9)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (5.10)$$

$$\dot{Q}_{EID} = \dot{m}_8(h_8 - h_9) \quad (5.11)$$

Kaskad Isı Değişiricisi (Buharlaştırıcı 2 ve Yoğuşturucu 1):

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (5.12)$$

$$\dot{Q}_{buh2} = \dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13}) \quad (5.13)$$

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi:

Kompresör:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (5.14)$$

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (5.15)$$

Yoğuşturucu 1:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (5.16)$$

$$\dot{Q}_{yoğ1} = \dot{m}_3(h_2 - h_3) \quad (5.17)$$

Buharlaştırıcı 1:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 \quad (5.18)$$

$$\dot{Q}_{buh1} = \dot{m}_1(h_1 - h_4) \quad (5.19)$$

Dolaşım oranı:

$$f = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_{11}} = \frac{x_7}{x_8 - x_7} \quad (5.20)$$

Kaskad sisteminin buhar sıkıştırılmalı soğutma kısmının performans katsayısı (STK_{buh})

$$STK_{buh} = \dot{Q}_{buh1} / \dot{W}_{komp} \quad (5.21)$$

Kaskad sisteminin absorpsiyonlu soğutma kısmının performans katsayısı (STK_{abs})

$$STK_{abs} = \dot{Q}_{buh2} / \dot{Q}_{kay} \quad (5.22)$$

Kaskad sisteminin genel performans katsayısı (STK_{çevg})

$$STK_{çevg} = \dot{Q}_{buh1} / (\dot{Q}_{kay} + \dot{W}_{komp}) \quad (5.23)$$

5.2. Kaskad Soğutma Çevrimi İçin Örnek Bir Uygulama

Daha düşük sıcaklıklara etkin soğutma yapmak için absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin absorpsiyon kısmında LiBr-H₂O ve buhar sıkıştırılmalı kısımda R-134a kullanılması durumu teorik olarak analiz edilerek bir örnek uygulama yapılmıştır. T_{buh}=T₁=-10°C ve T_{yog}=T₁₂=40°C sıcaklıkları için kaskad soğutma sisteminin çeşitli noktalarındaki termodinamik özellikler hesaplanarak Tablo 5.1'de verilmektedir. Sistemin soğutma yükü 50 kW ve tüm analizlerde eriyik ısı değiştiricisi etkinliği ε=0,60 olarak alınmıştır.

Analiz edilen absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminde absorpsiyonlu kısmında akışkan çifti olarak LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O, buhar sıkıştırılmalı kısmında ise R-134a, R-410A ve NH₃ kullanıldığı kabulüyle aynı çalışma koşullarındaki (T_{buh}=T₁=-10°C, T_{yog}=T₁₂=40°C, soğutma yükü 50 kW) R-134a, R-410A ve NH₃ kullanan klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleriyle karşılaştırması yapılarak sistem elemanlarının ısı kapasite ve performans değerleri Tablo 5.2'de gösterilmektedir.

Tablo 5.1: Şekil 5.1’de açıklanan çevrimin çeşitli noktalarındaki termodinamik özellikleri

Akım No	T(°C)	P(kPa)	h (kJ/kg)	x (% LiBr)	\dot{m}_{zen} (kg/s) (LiBr-H ₂ O)	\dot{m}_{fak} (kg/s) (LiBr-H ₂ O)	$\dot{m}_{soğ}$ (kg/s) (H ₂ O)	$\dot{m}_{soğ}$ (kg/s) (R-134a)
1	-10	200.52	392.750	-	-	-	-	0.2973
2	25	537.06	417.719	-	-	-	-	0.2973
3	18	537.06	224.590	-	-	-	-	0.2973
4	-10	200.52	224.590	-	-	-	-	0.2973
5	40	1.23	93.702	55	-	0.2161	-	-
6	40	7.38	93.702	55	-	0.2161	-	-
7	64	7.38	143.575	55	-	0.2161	-	-
8	90	7.38	220.781	62	0.1917	-	-	-
9	60	7.38	164.559	62	0.1917	-	-	-
10	60	1.23	164.559	62	0.1917	-	-	-
11	90	7.38	2670	-	-	-	0.0244	-
12	40	7.38	167.50	-	-	-	0.0244	-
13	10	1.23	167.50	-	-	-	0.0244	-
14	10	1.23	2518.9	-	-	-	0.0244	-

Tablo 5.2: Örnek kaskad çevrimlerin sistem elemanlarının ısı kapasite ve performans değerlerinin karşılaştırılması ($T_{buh}=T_1=-10^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ}=T_{12}=40^{\circ}\text{C}$, $Q_{buh1}=50\text{ kW}$)

	Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sistemleri						Klasik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemleri		
	LiBr-H ₂ O NH ₃	LiBr-H ₂ O R-134a	LiBr-H ₂ O R-410A	NH ₃ -H ₂ O NH ₃	NH ₃ -H ₂ O R-134a	NH ₃ -H ₂ O R-410A	NH ₃	R-134a	R-410A
Q_{kay} (kW)	76.45	76.45	76.76	117.64	117.86	118.52	-	-	-
Q_{buh} (kW)	57.30	57.41	57.72	57.30	57.41	57.72	-	-	-
Q_{abs} (kW)	72.76	72.76	73.06	109.03	109.24	109.85	-	-	-
$Q_{yoğ2}$ (kW)	61.06	61.06	61.31	65.87	66	66.37	-	-	-
W_{komp} (kW)	8.08	8.25	8.58	8.08	8.25	8.58	15.73	17.24	18.23
Q_{buh1} (kW)	50	50	50	50	50	50	50	50	50
$Q_{yoğ1}$ (kW)	57.30	57.41	57.72	57.30	57.41	57.72	64.16	65.52	66.41
STK _{abs}	0.750	0.750	0.750	0.487	0.487	0.487	-	-	-
STK _{buh}	6.188	6.061	5.827	6.188	6.061	5.827	3.18	2.90	2.74
STK _{çevg}	0.592	0.590	0.586	0.398	0.396	0.393	-	-	-

Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sistemleri ile klasik buhar sıkıştırmalı sistemlerle karşılaştırıldığında; örnek uygulama için aynı şartlarda aynı miktar soğutma elde edebilmek için kaskad sistemlerde % 48 ile %52 arasında

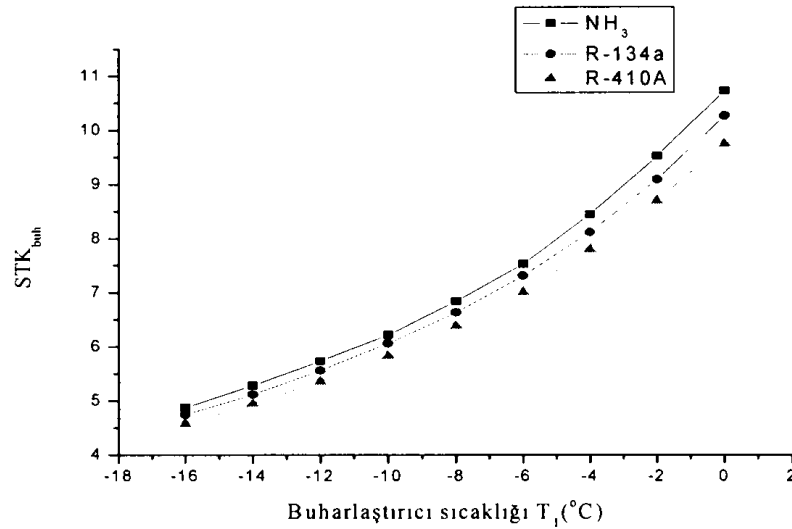
değişen daha az elektrik enerjisi gerektiği, buna karşın 76.45 kW dan 118.52 kW'a kadar değişen 90°C kaynatıcı sıcaklığında çevrime güneş enerjisi, jeotermal veya atık ısı beslenmesi gerekmektedir.

5.3. Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sistemini Oluşturan Elemanların Farklı Sıcaklık Değerlerine Göre Analizi

Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin değişken sistem parametreleri için termodinamiğin birinci yasasına göre analizi yapılarak sonuçlar grafikler halinde verilmiştir. Bu analizlerde genel olarak $T_{yog2}=T_{12}=40^{\circ}\text{C}$, $T_1=-10^{\circ}\text{C}$, $T_5=40^{\circ}\text{C}$, $T_{14}=10^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=90^{\circ}\text{C}$, $T_3=18^{\circ}\text{C}$, $\varepsilon=0.6$ ve soğutma yükü $Q_{buh1}=50$ kW alınmıştır.

5.3.1. Farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarına göre analiz

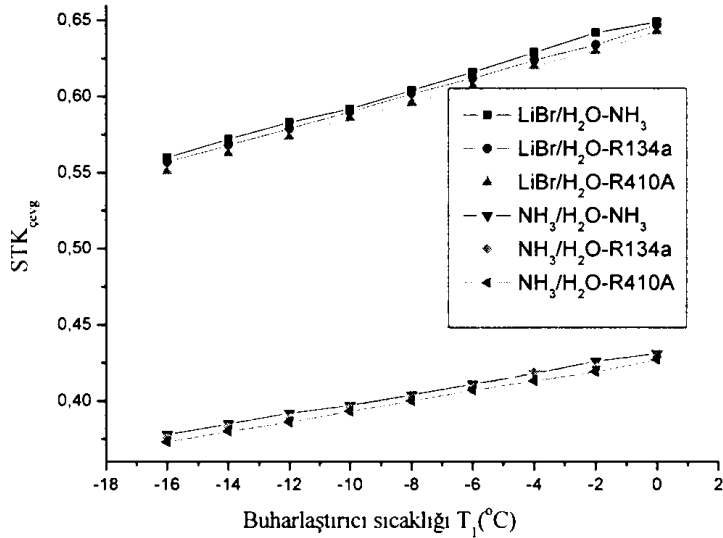
Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarına (T_1) göre teorik olarak analizi yapılmıştır. Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'de buhar sıkıştırılmalı kısmın farklı buharlaştırıcı (T_1) sıcaklıklarına göre çevrimin performans katsayıları olan STK_{buh} ve $STK_{çevg}$ değişimi gösterilmektedir ($T_{kon}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{gen}=90^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=40^{\circ}\text{C}$, $Q_{buh1}=50$ kW).



Şekil 5.2: Çevrimin buhar sıkıştırılmalı kısmının soğutma tesir katsayısının (STK_{buh}) buharlaştırıcı sıcaklığı (T_1) ile değişimi

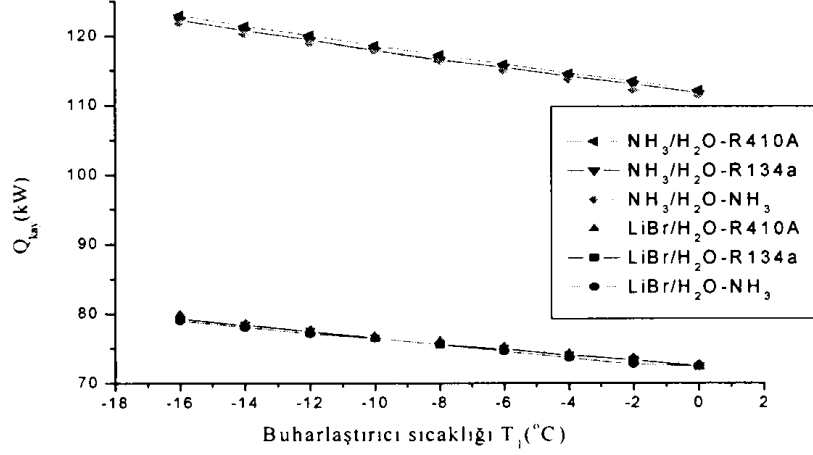
Şekil 5.2’de buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça çevrimin performans katsayılarının da (STK_{buh}) önemli miktarlarda artmakta olduğu görülmektedir. Çalışılan üç soğutucudan NH_3 daha iyi bir performansa sahiptir. Küçük buharlaştırıcı sıcaklıklarında çalışılan her üç soğutucu akışkan için STK_{buh} yaklaşık aynı değerlere sahip olduğu fakat yüksek buharlaştırıcı sıcaklıklarında STK_{buh} değerlerindeki farklılaşmanın attığı görülmektedir.

Kaskad çevrimlerinde buharlaşma sıcaklığı (T_1) arttıkça kaskad çevriminin performans katsayısı STK_{cevg} artmaktadır (Şekil 5.3). Absorbsiyonlu kısımda LiBr- H_2O kullanılması durumunda NH_3 - H_2O kullanılmasına göre belirgin olarak gözlenen soğutma tesir katsayılarındaki artış artan buharlaştırıcı sıcaklıklarında daha da yükselmektedir.



Şekil 5.3: Kaskad çevrimin STK_{cevg} 'nin buharlaştırıcı sıcaklığı (T_1) ile değişimi

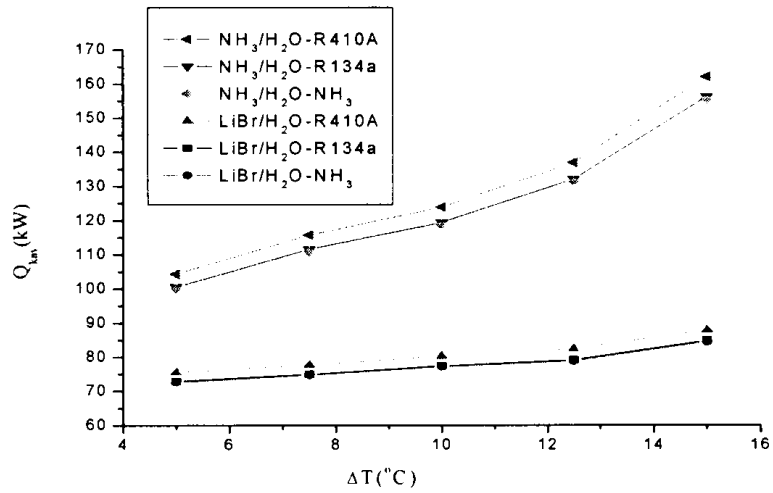
Şekil 5.4’de aynı kaskad çevrimlerinde buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça sistemde kaynatıcıya (generatöre) beslenen ısı enerjisinin azaldığı görülmektedir. Ayrıca Şekil 5.4’den görüldüğü gibi buhar sıkıştırmalı kısımda kullanılan soğutucu akışkan cinsinin bu değişimi pek etkilemediği görülmekle beraber, absorbsiyonlu kısımda kullanılan LiBr- H_2O çifti için NH_3 - H_2O çiftine göre daha az ısı enerjisine gereksinim duyulduğu ve artan buharlaştırıcı sıcaklıklarında da bu durumun korunduğu söylenebilir.



Şekil 5.4: Q_{kay} 'ın buharlaştırıcı sıcaklığı (T_1) ile değişimi

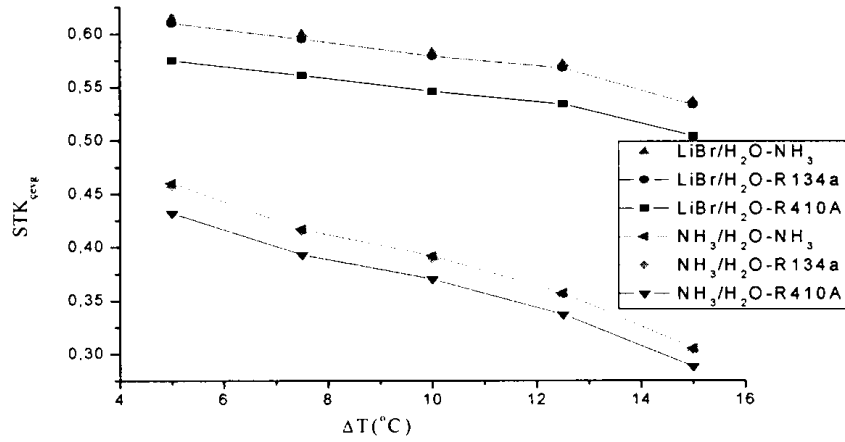
5.3.2. Kaskad ısı değıştirgecindeki değışik sıcaklık farklarına göre analiz

Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sisteminin absorbsiyon kısmındaki buharlaştırıcı sıcaklığının (T_{14}) farklı değerler alması durumunda sistemin teorik analizi yapılmıştır. $\Delta T(T_3-T_{14})$ 'nin değıştirilmesi, buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin yoğuşturucusunun sıcaklığı ($T_3=20^\circ\text{C}$) sabit tutulurken, absorbsiyonlu soğutma sisteminin buharlaştırıcısının sıcaklığının ($T_{14}=5, 7.5, 10, 12.5$ ve 15°C) değıştirilmesi suretiyle yapılmaktadır ($T_{kon}=40^\circ\text{C}$, $T_{gen}=90^\circ\text{C}$, $T_{abs}=40^\circ\text{C}$, $T_{buh1}=-10^\circ\text{C}$, $Q_{buh1}=50$ kW).



Şekil 5.5: Q_{kay} 'ın ΔT sıcaklığı ile değışimi

Şekil 5.5’de sistemin ΔT sıcaklık farkı arttıkça kaynatıcıya (generatöre) verilmesi gereken ısıl enerjinin de artmakta olduğu özellikle $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çifti için kaynatıcı için gerekli olan ısıl enerjinin ΔT sıcaklık farkının 12.5°C değerinden sonra daha da artmakta olduğu görülmektedir. Buhar sıkıştırırmalı çevrimde kullanılan akışkan cinsi ile değil de absorpsiyonlu kısımda kullanılan akışkan cinsinin bu sıcaklık değişimi ile kaynatıcıya beslenen ısı konusunda daha etkili olduğu ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan cinsinin absorpsiyonlu kısımda kullanılmasının $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çifti kullanımına göre daha etkili olduğu görülmektedir. Buhar sıkıştırırmalı kısımda NH_3 ve R-134a akışkan kullanımında kaynatıcı kapasitesinin birbirine yakın olduğu elde edilen sonuçlardandır.

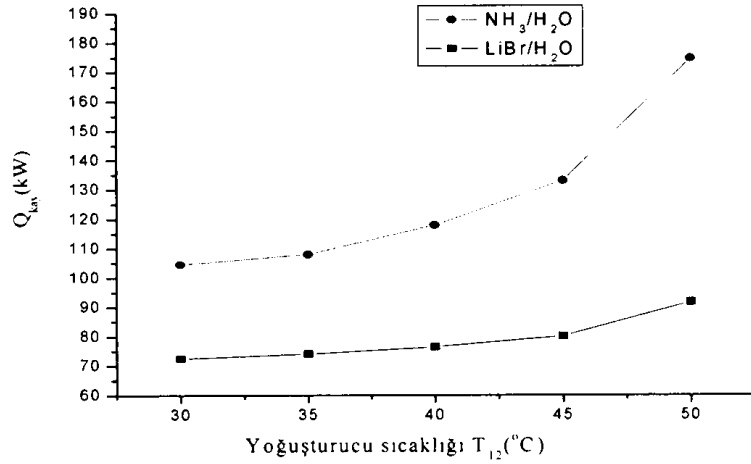


Şekil 5.6: $\text{STK}_{\text{çevg}}$ 'nin ΔT sıcaklığı ile değişimi

Absorpsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin ΔT sıcaklık farkının artması durumunda sistemin $\text{STK}_{\text{çevg}}$ 'si azalmaktadır. Bu azalma absorpsiyonlu kısımda $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çifti kullanılması durumunda daha da belirginleşmektedir (Şekil 5.6).

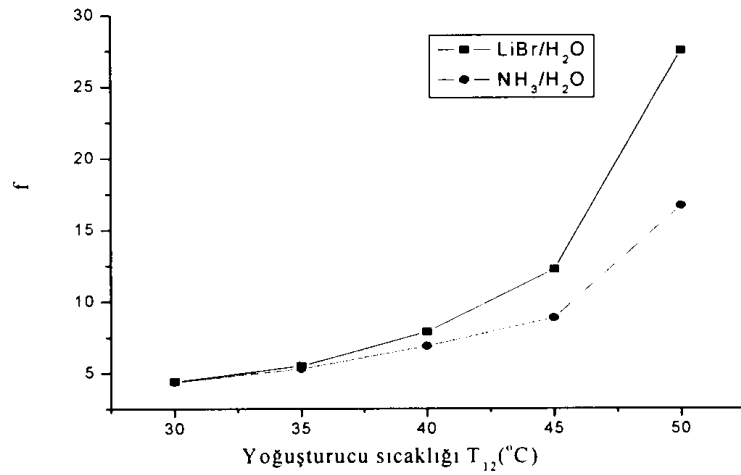
5.3.3. Farklı yoğuşturucu sıcaklıklarına göre analiz

Absorpsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sistemleri absorpsiyonlu kısmın farklı yoğuşturucu (T_{12}) sıcaklıklarına göre sistemin teorik olarak analizi yapılmıştır ($T_{\text{buh}}=T_1=-10^\circ\text{C}$, $T_{\text{gen}}=90^\circ\text{C}$, $T_{\text{abs}}=40^\circ\text{C}$, $Q_{\text{buhl}}=50 \text{ kW}$).



Şekil 5.7: Q_{kay} 'ın yoğuşturucu sıcaklığı (T_{12}) ile değişimi

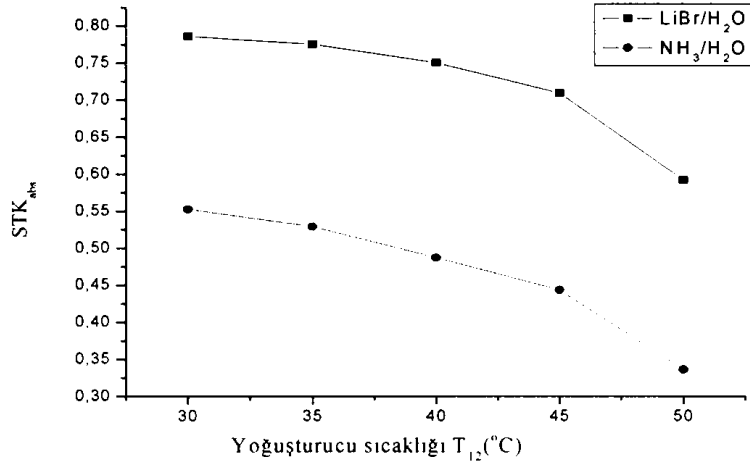
Şekil 5.7'de kaskad sistemlerinde yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça kaynatıcıya verilen ısı enerjisinin de arttığı görülmektedir. Artan yoğuşturucu sıcaklıklarında absorpsiyon kısmında akışkan çifti olarak amonyak-su kullanılması durumunda kaynatıcıya beslenmesi gereken ısı miktarında hızlı bir artış gözlenmektedir. Özellikle yoğuşturucu sıcaklığının 45°C değerinden sonra daha keskin bir artış olmakta bu da çevrimin soğutma tesir katsayısını olumsuz etkilemektedir.



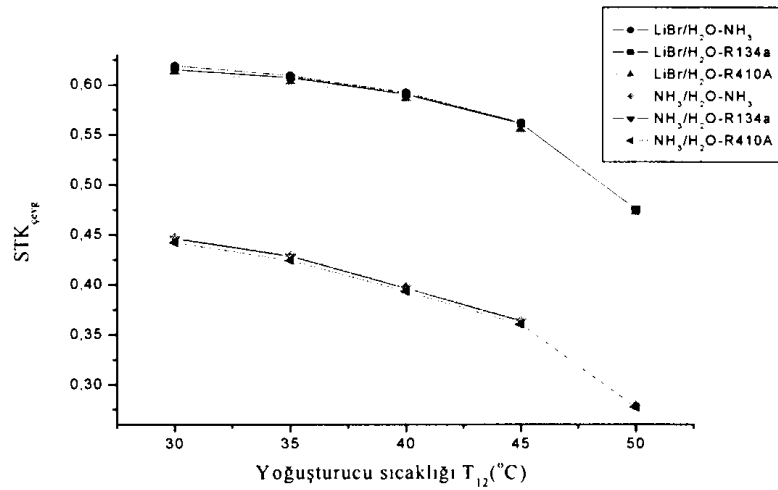
Şekil 5.8: f Dolaşım oranının yoğuşturucu sıcaklığı (T_{12}) ile değişimi

Şekil 5.8'de yoğuşturucu sıcaklığı ile dolaşım oranının (f) değişimi görülmektedir. Yoğuşturucu sıcaklığının değişimi sistemin üst basıncını da etkilemektedir.

Yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla sistemin üst basıncı da artmaktadır. Bu artış $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çevriminde fakir eriyik konsantrasyonunu artırırken $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ çevriminde ise zengin eriyik konsantrasyonunu azaltmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla çevrimlerin dolaşım oranı da artmaktadır. Yoğuşma sıcaklığı 45°C 'yi geçince $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftinin kullanılması durumunda dolaşım oranı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftine göre daha hızlı bir artış göstermektedir. 35°C yoğuşma sıcaklığında dolaşım oranında her iki akışkan çifti için çok az fark varken, 40°C yoğuşma sıcaklığında $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftinin dolaşım oranının $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftine göre yaklaşık % 13 daha az bir dolaşım oranı gerekmektedir.



Şekil 5.9: STK_{abs} 'nin yoğuşturucu sıcaklığı (T_{12}) ile değişimi

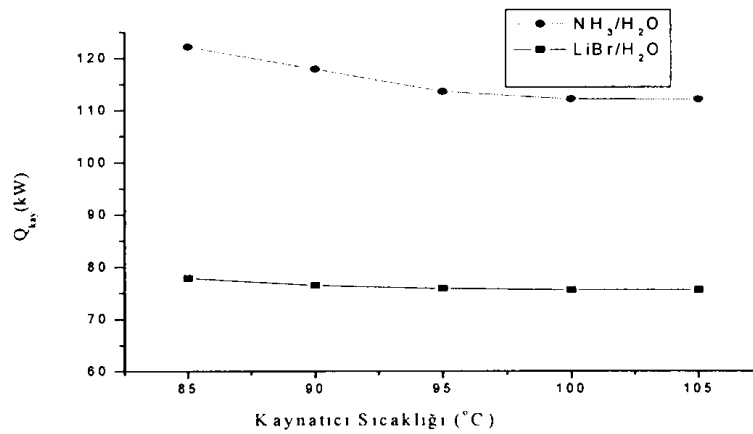


Şekil 5.10: STK_{cev} 'nin yoğuşturucu sıcaklığı (T_{12}) ile değişimi

Yoğuşturucu (kondenser) sıcaklığı arttıkça çevrimin soğutma tesir katsayıları olan STK_{abs} ve $STK_{\text{çevg}}$ 'de beklendiği gibi azalmaktadır (Şekil 5.9 ve Şekil 5.10). En yüksek soğutma tesir katsayılarının $LiBr/H_2O-NH_3$ akışkanlı kaskad çevrimde elde edildiği ve buhar sıkıştırılmalı kısmında kullanılan akışkan değil kaskad çevrimin absorpsiyonlu kısmında kullanılan akışkan çiftinin belirleyici olduğu görülmektedir. Absorpsiyonlu kısımdaki akışkan cinslerine göre fark $LiBr-H_2O$ akışkan çifti lehine sürekli korunmakta beraber yoğuşma sıcaklığının $45^\circ C$ 'den sonrası için verim azalmaları hızlanmaktadır. Yapılan örnek çalışma için yoğuşurma sıcaklığı $40^\circ C$ 'de $LiBr-H_2O$ akışkan çiftli kaskad çevrimde çevrimin genel soğutma tesir katsayısı, NH_3-H_2O akışkan çifti kullanan çevrime göre yaklaşık % 33 daha fazla olarak elde edilmiştir.

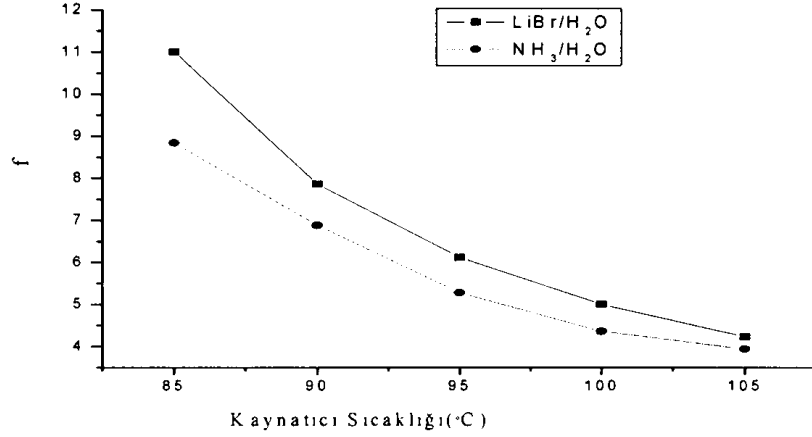
5.3.4. Farklı kaynatıcı (generatör) sıcaklıklarına göre analiz

Absorpsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin absorpsiyon kısmındaki kaynatıcı (generatör) sıcaklığının farklı değerlerine göre yapılan teorik analizden kaynatıcı sıcaklığı arttıkça kaynatıcı için gerekli olan ısı kapasite değeri de genel olarak azalmakta olup, $LiBr-H_2O$ çevriminde daha düşük değerlerin sürekli elde edilebildiği görülmektedir (Şekil 5.11). Bu azalmanın NH_3-H_2O çevriminde ilk sıcaklıklarda daha belirginleşmiş olduğu gözlenmektedir. Her iki çevrim için $100^\circ C$ 'den yüksek kaynatıcı sıcaklıklarında kaynatıcı için gerekli olan ısı kapasite değerinde fazla bir azalma olmadığı Şekil 5.11'den görülmektedir ($T_{buh}=T_1=-10^\circ C$, $T_{kon}=T_{12}=40^\circ C$, $T_{abs}=40^\circ C$, $Q_{buh1}=50 \text{ kW}$).

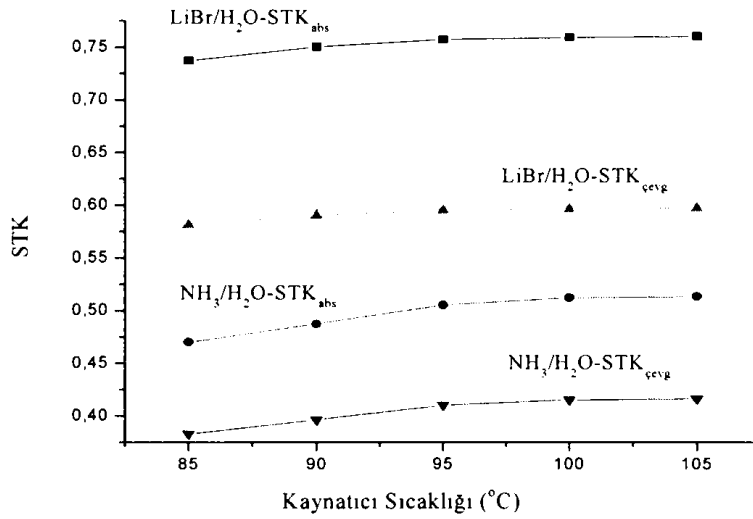


Şekil 5.11: Q_{kay} 'ın kaynatıcı sıcaklığı ile değişimi

Kaynatıcı sıcaklığının artmasıyla birlikte hem $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ hem de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ çevriminin dolaşım oranı (f) azalmaktadır. Küçük kaynatıcı sıcaklıklarında dolaşım oranları arasındaki fark daha fazla iken yüksek kaynatıcı sıcaklıklarında akışkan çiftleri için dolaşım oranı değerleri birbirlerine yaklaşmaktadır (Şekil 5.12).



Şekil 5.12: f Dolaşım oranının kaynatıcı sıcaklığı ile değişimi



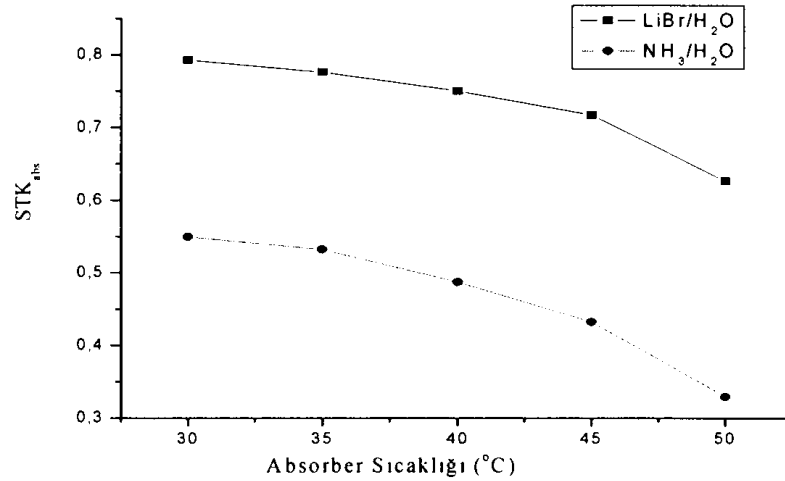
Şekil 5.13: STK'nın kaynatıcı sıcaklığı ile değişimi

Şekil 5.13'de çevrimin performans katsayılarının kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Artan kaynatıcı sıcaklıklarında çevrimin performans katsayıları olan STK_{abs} ve $\text{STK}_{\text{cevş}}$ 'de artmaktadır. Absorbsiyonlu kısımda $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ kullanımının $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanımına göre STK' yı yükselttiği ve bu durumun artan

kaynatıcı sıcaklıklarında da korunduğu görülmektedir. Kaskad soğutma sisteminin STK değerlerinin 85°C ile 95°C arasında artmanın daha fazla olduğu ve yaklaşık 95°C'den sonraki kaynatıcı sıcaklıklarında sabit kaldığı görülmektedir. Kaynatıcı sıcaklığının 85°C'den 105°C sıcaklığına yükseltilmesi sonucu çevrimin soğutma tesir katsayısı LiBr-H₂O akışkan çifti için % 2.7, NH₃-H₂O akışkan çifti için ise % 7.9 civarında artmaktadır. Aynı sıcaklıklar için, kaskad çevrimin absorpsiyonlu çevriminde NH₃-H₂O akışkan çiftinin yerine LiBr-H₂O akışkan çiftinin kullanılması durumunda % 34 ve % 30 daha yüksek soğutma tesir katsayıları (STK_{çevg}) elde edilebilmektedir.

5.3.5. Farklı absorber sıcaklıklarına göre analiz

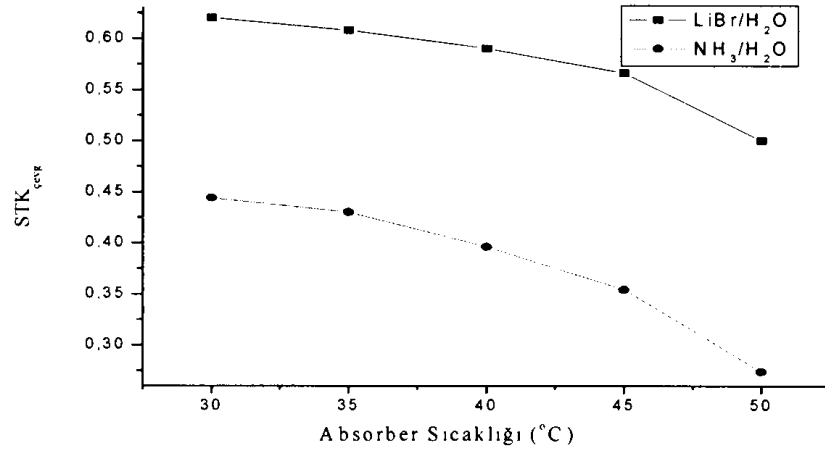
Absorpsiyon olayı tamamen ekzotermik bir reaksiyon olduğundan absorber sıcaklığını sabit tasarım şartlarında tutabilmek ve absorpsiyon olayının sürekliliğini temin edebilmek için absorberden ısı çekilmesi gerekir. Absorber sıcaklığının artması, f dolaşım oranını artırır. Bu da kaynatıcının ısı yükünü ve pompa işini artırırken soğutma tesir katsayısının azalmasına neden olur ($T_1=-10^\circ\text{C}$, $T_{\text{gen}}=90^\circ\text{C}$, $T_{\text{kon}}=40^\circ\text{C}$, $Q_{\text{buhl}}=50 \text{ kW}$).



Şekil 5.14: STK_{abs}'nin absorber sıcaklığı ile değişimi

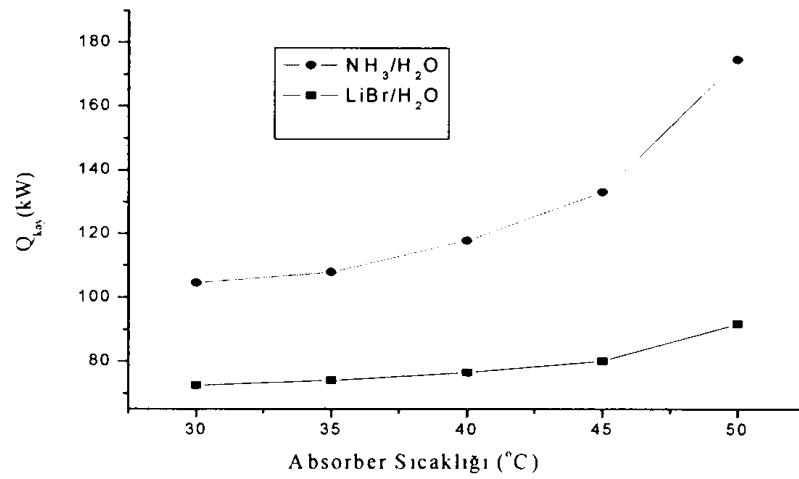
Absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma sisteminin absorpsiyon kısmındaki absorber sıcaklığının farklı değerler alması durumunda absorber sıcaklığı artması

çevrimin performans katsayıları olan STK_{abs} ve $STK_{çevg}$ 'nin azalmasına sebep olmaktadır (Şekil 5.14 ve Şekil 5.15). Soğutma sisteminin absorber sıcaklığının $45^{\circ}C$ değerinden sonra STK değerlerindeki azalışın daha fazla olduğu görülmektedir.



Şekil 5.15: $STK_{çevg}$ 'nin absorber sıcaklığı ile değişimi

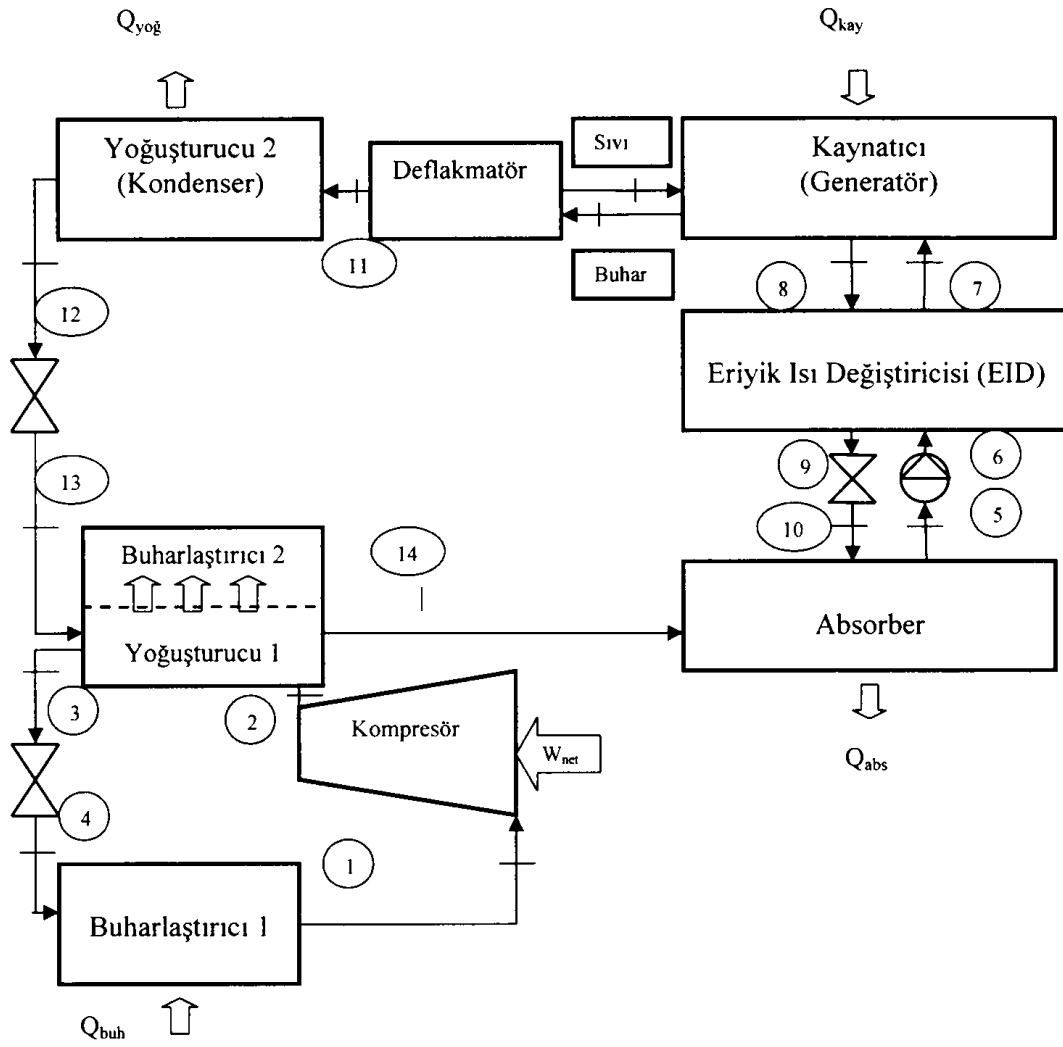
Absorber sıcaklığı arttıkça kaskad sistemin kaynatıcı için gerekli olan ısı kapasite değeri de yoğuşturucu (T_{12}) sıcaklığının artmasındaki etkiye benzer olarak artmaktadır (Şekil 5.16).



Şekil 5.16: Q_{kay} 'ın absorber sıcaklığı ile değişimi

5.4. Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırıcı Kaskad Soğutma Sistemlerinin Deflakmatör Kullanım Durumuna Göre Analizi

Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırıcı kaskad soğutma sistemi için absorpsiyonlu kısmında akışkan çifti olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, buhar sıkıştırıcı kısmında ise R-134a akışkanının ve sistemde deflakmatör kullanımı kabul edilerek sistemin analizi yapılmıştır (Şekil 5.17).



Şekil 5.17: Tek basamaklı absorpsiyonlu-buhar sıkıştırıcı ve absorpsiyon kısmında deflakmatör bulunan kaskad soğutma çevrimi

Absorberden çıkan NH_3 bakımından zengin olan eriyik bir pompa aracılığı ile ısı değiştiricisinden geçerek kaynaticiya gelir. Kaynaticiya giren zengin amonyak çözeltisinin kaynaticiya verilen ısıl enerjisiyle kısmi buharlaşması sonucunda, yüksek konsantrasyonlu doymuş buhar ve zayıf çözelti oluşur. Kaynaticıdan çıkan soğutucu

akışkan maddece zengin buhar ve kaynatıcıyı terk eden soğutucu akışkan açısından zayıf çözelti özellikle kaynatıcı girişinin alttan ve çıkışının üstten olduğu sistemlerde dengededir. Kaynatıcı çıkışındaki akımın, yoğunlaştırucuya gönderilmeden önce su içeriğinin azaltılması amacıyla deflakmatörde (riflak soğutucu) soğutulmuş yüzeyle temas eder ve bir kısmının daha yoğunlaşacağı şekilde soğutulur. Riflaks olarak adlandırılan yoğunlaşan kısım (kondensat) kaynatıcıya geri gönderilirken deflakmatörde çıkan buharın içerdiği su miktarı azaltılır.

Kaynatıcıda, absorberden gelen zengin çözeltiye ısı verilmesiyle kaynatıcı sıcaklığı artar. Sıcaklık artışıyla suyun amonyak soğurma kabiliyeti azalır ve soğutucu madde olan amonyak çözülden buharlaşarak ayrılır. Amonyak-su akışkan çiftinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımında, soğurucu olarak kullanılan suyun buhar basıncının soğutucu olarak kullanılan amonyak buhar basıncının yanında ihmal edilemez olduğu göz önünde bulundurulmalıdır. Bu nedenle kaynatıcıdaki çözeltinin ısıtılmasıyla oluşan buhar %100 amonyak içerikli değildir ve kaynatıcıdan çıkan soğutucu buharının içerdiği su, sistemin performansını olumsuz yönde etkilemektedir (Goralı, 2007).

Sistemi oluşturan her bir elemanın enerji ve kütle dengesi yazılarak ısıt kapasitelerinin hesabı Bölüm 5.1’de verilmekte olup aşağıda sistem elemanlarından kaynatıcı ve deflakmatör için Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem (SASA) olarak ele alınıp geçerli denklemler verilmektedir (Goralı, 2007).

Kaynatıcı (Generatör):

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{11} + \dot{m}_8 \quad (5.24)$$

$$\dot{Q}_{gen} + \dot{m}_7.h_7 = \dot{m}_{11}.h_{11} + \dot{m}_8.h_8 + \dot{Q}_d \quad (5.25)$$

Deflakmatör:

$$\dot{m}_B = \dot{m}_{11} + \dot{m}_s \quad (5.26)$$

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_B.h_B - \dot{m}_{11}.h_{11} - \dot{m}_s.h_s \quad (5.27)$$

$$m_B = m_{11} \left(\frac{Y_{11} - X_s}{Y_B - X_s} \right) \quad (5.28)$$

$$m_S = m_{11} \left(\frac{Y_B - Y_{11}}{X_s - Y_B} \right) \quad (5.29)$$

Hesaplama bölümünde kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir (Goralı, 2007):

Amonyak-su eriyiği için buhar hal entalpisi:

$$h_b = (T, \bar{Y}) = 1000 \sum_{i=1}^{17} a_i \left(1 - \frac{T}{324}\right)^{m_i} (1 - \bar{Y})^{\frac{n_i}{4}} \quad (5.30)$$

$$\bar{Y} = \frac{17.Y}{[17.Y + (1 - Y).18]} \quad (5.31)$$

Y: Buhar fazdaki amonyağın kütle fraksiyonu

\bar{Y} : Buhar fazdaki amonyağın mol fraksiyonu

Tablo 5.3: Eşitlik 5.30'da kullanılan katsayılar

i	m _i	n _i	a _i	i	m _i	n _i	a _i
1	0	0	1.28827	10	1	3	16.4508
2	1	0	0.125247	11	2	3	-9.36849
3	2	0	-2.08748	12	0	4	8.42254
4	3	0	2.17696	13	1	4	-8.58807
5	0	2	2.35687	14	0	5	-2.77049
6	1	2	-8.86987	15	4	6	-0.961248
7	2	2	10.2635	16	2	7	0.988009
8	3	2	-2.3744	17	1	10	0.308482
9	0	3	-6.70515				

Sıvı-buhar dengesi:

$$Y_b = 1 - (1 - X_s)^R \quad (5.32)$$

$$R = 7.1588 - 0.6171 \cdot 10^{-6} \cdot P + (((10.7490 \cdot X_s - 17.8690) \cdot X_s + 4.0297) \cdot X_s - 1.3086) \cdot X_s + 0.3715 \cdot 10^{-6} \cdot P \cdot X_s \quad (5.33)$$

($P > 5.52 \cdot 10^5$ Pa)

Doymuş buhar sıcaklığı:

$$T_d(P, Y) = T_o \sum_{i=1}^{17} a_i (1 - Y)^{\frac{m_i}{4}} \left[\ln\left(\frac{P}{P_o}\right) \right]^{n_i} \quad (5.34)$$

Tablo 5.4: Eşitlik 5.34’de kullanılan katsayılar

i	m _i	n _i	a _i
1	0	0	3.24004
2	0	1	-0.395920
3	0	2	0.0435625
4	0	3	-0.00218943
5	1	0	-1.43526
6	1	1	1.05256
7	1	2	-0.0719281
8	2	0	12.2362
9	2	1	-2.24368
10	3	0	-20.178
11	3	1	1.10834
12	4	0	14.5399
13	4	2	0.644312
14	5	0	-2.21246
15	5	2	-0.756266
16	6	0	-1.35529
17	7	2	0.1835410

NH₃ doymuş sıvı entalpisi:

$$h_s = 6.7702 + (4.7182 \times T) \quad (T = ^\circ\text{C}) \quad (5.35)$$

NH₃ doymuş buhar entalpisi:

$$h_d = 1290.28542 + 0.00000000194669(1.8 \times T + 32)^4 \quad (5.36)$$

Kaynaticıdan çıkan B akımı T=90°C’lik kaynaticı sıcaklığında doymuş halde çıkmaktadır ve x₈=0.45 konsantrasyonuna sahip 8 numaralı akım ile denge halindedir. B akımının amonyak konsantrasyonu sıvı-buhar dengesini veren Denklem 5.32 ile Y_B=0.968 olarak hesaplanmıştır. B akımının doymuş buhar entalpisi Denklem 5.30 kullanılarak h_B=1600 kJ/kg olarak hesaplanmış, sonuçlar Tablo 5.5’de gösterilmiştir.

Tablo 5.5: Şekil 5.17’de açıklanan çevrimin çeşitli noktalarındaki termodinamik özellikleri

Akım No	T(°C)	P(kPa)	h (kJ/kg)	x (%NH ₃)	Y (%NH ₃)	\dot{m}_{zen} (kg/s) (NH ₃ -H ₂ O)	\dot{m}_{jak} (kg/s) (NH ₃ -H ₂ O)	$\dot{m}_{soğ}$ (kg/s) (NH ₃)	$\dot{m}_{soğ}$ (kg/s) (R-134a)
1	-10	200.52	392.750	-	-	-	-	-	0.2973
2	25	537.06	417.719	-	-	-	-	-	0.2973
3	18	537.06	224.590	-	-	-	-	-	0.2973
4	-10	200.52	224.590	-	-	-	-	-	0.2973
5	40	615.04	-71.8893	53	-	0.3596	-	-	-
6	40	1555.3	-71.8893	53	-	0.3596	-	-	-
7	64	1555.3	51.5215	53	-	0.3596	-	-	-
8	90	1555.3	159.9566	45	-	-	0.3072	-	-
9	60	1555.3	15.5397	45	-	-	0.3072	-	-
10	60	615.04	15.5397	45	-	-	0.3072	-	-
B akımı	90	1555.3	1600	-	0.968	-	-	0.0615	-
S akımı	47.406	1555.3	76.5709	0.79	-	-	-	0.0091	-
11	47.406	1555.3	1332.50	-	0.999	-	-	0.0524	-
12	40	1555.3	195.4982	-	-	-	-	0.0524	-
13	10	615.04	195.4982	-	-	-	-	0.0524	-
14	10	615.04	1290.3	-	-	-	-	0.0524	-

Deflakmatör çıkışındaki akım konsantrasyon düşüşünün sistem performansına etkisini ortaya koyabilmek için deflakmatör çıkışının % 99,9 ve % 100 olduğu durumlara göre hesaplamalar yapılmıştır. Buna göre 11 numaralı akımın konsantrasyon değerinin STK’ya çok büyük etkisi vardır. Deflakmatör çıkışındaki akımın amonyak konsantrasyonu yükseldikçe deflakmatörden çekilmesi gereken Q_d ısı artmakta ve buna bağlı olarak da sistemin performans katsayısı düşmektedir. Ancak deflakmatör çıkış akımının içerdiği su sistemi olumsuz yönden etkilediği için deflakmatör çıkış akımının konsantrasyonu mümkün olduğunca yüksek olmalıdır (Tablo 5.6).

Tablo 5.6: Düşünülen çevrimin sistem elemanlarının ısı kapasite ve performans değerlerinin karşılaştırılması

	Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad soğutma sistemi (DEFLAKMATÖR YOK)	Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad soğutma sistemi (DEFLAKMATÖR VAR)
	NH ₃ -H ₂ O/R-134a	NH ₃ -H ₂ O/R-134a
Q_{kay} (kW)	117.86	128.313
$Q_{buh 2}$ (kW)	57.41	57.41
Q_{abs} (kW)	109.24	98.24
$Q_{yoğ 2}$ (kW)	66	59.58
Q_d (kW)	-	27.88
W_{komp} (kW)	8.25	8.25
$Q_{buh 1}$ (kW)	50	50
STK _{abs}	0.487	0.447
STK _{buh}	6.061	6.061
STK _{çevg}	0.396	0.366

6. ABSORBSİYONLU-BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN İKİNCİ KANUN ANALİZİ

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin bir şekilden diğer bir şekle dönüştürülebileceğini ve bu esnada toplamının sabit kalacağını ifade etmektedir. Termodinamiğin ikinci yasası ise ısı enerjisinin sadece belirli bir bölümünün işe çevrilebileceğini, çevrenin iç enerjisinden faydalanarak iş elde edilemeyeceğini belirterek enerji dönüşümlerini sınırlamaktadır. Bunun sonucunda bütün doğal süreçlerin hiçbirisi tersinir olarak gerçekleşmediği ve belirli enerji türlerinin insanlar için daha faydalı olan işe dönüştürülmesinde bazı sınırlamalar bulunmaktadır (Büyüktür, 1992).

6.1. Termodinamik Sistemlerin Entropi Analizi

Termodinamiğin ikinci yasası, entropi denilen yeni bir özeliğin tanımlanmasına yol açmıştır. Entropi bir sistemin mikroskopik düzeyde düzensizliğinin nicel bir ölçüsüdür (Çengel ve Boles, 1996).

Entropi, enerjinin kalitesini, kullanılabilirliğini belirleyen termodinamik bir özelliktir. Entropinin tanımı Clausius eşitsizliğine dayanmaktadır. Bu eşitsizlik,

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (6.1)$$

bağıntısıyla verilmektedir. Burada eşitlik, içten tersinir veya tümünden tersinir hal değişimleri için, eşitsizlik ise tersinmez hal değişimleri için geçerlidir. Çevrim boyunca integrali sıfır olan bir özelliktir ve entropi aşağıdaki denklemle tanımlanır:

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{içten,ir} \quad (6.2)$$

Bir hal değişimi sırasında entropi değişimi yukarıdaki denklem integre edilerek bulunur:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{içten,ir} \quad (6.3)$$

Tersinmez bir hal değişimi sırasında bir miktar entropi üretilir, entropi üretimi tümüyle tersinmezliklerle ilgilidir. Bir hal değişimi sırasında üretilen entropi, entropi üretimi olarak adlandırılır ve $S_{üretim}$ ile gösterilir.

Clausius eşitsizliğiyle entropinin tanımı birleştirildiği zaman, entropinin artış ilkesi denilen eşitsizlik elde edilir:

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (6.4)$$

veya

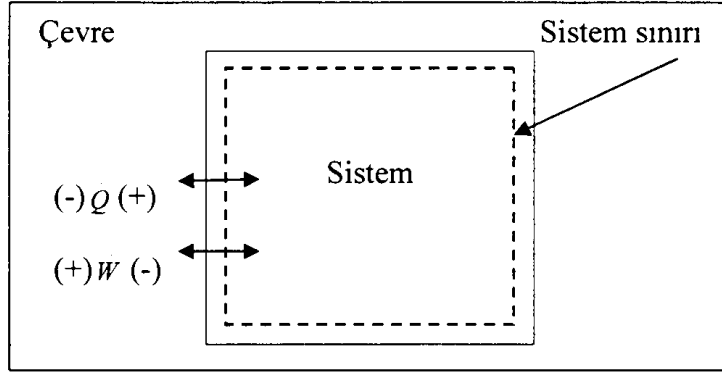
$$S_{üretim} = \Delta S_{toplam} = \Delta S_{sistem} + \Delta S_{çevre} \geq 0 \quad (6.5)$$

Böylece, bir hal değişimi sırasında toplam entropi değişimi, hal değişimi gerçek veya tersinmez ise sıfırdan büyük, tersinir ise sıfırdır. Bir hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişimi, bu hal değişimi için entropi üretimine eşittir ve sistemle çevresinin entropi değişimlerinin toplamıdır.

Entropi değişimi ısı geçişi, kütle akışı ve tersinmezlikler sonucu olabilir. Tersinmezliklerin etkisi her zaman entropiyi artırıcı yöndedir.

6.1.1. Kapalı sistemler için entropi dengesi

Kapalı bir sistemin sınırlarından kütle girişi ve çıkışı yoktur, bu nedenle entropi değişimi sistemin ilk ve son hallerindeki entropileri arasındaki farktır. Kapalı bir sistemin entropi değişimi, ısı geçişiyle ilişkili olan entropi geçişi ve sistem sınırları içindeki entropi üretimine bağlıdır. Kapalı bir sistemin şematik bir gösterimi Şekil 6.1'de gösterilmektedir (Çengel ve Boles, 1996).



Şekil 6.1: Kapalı bir sistemin şematik şekli

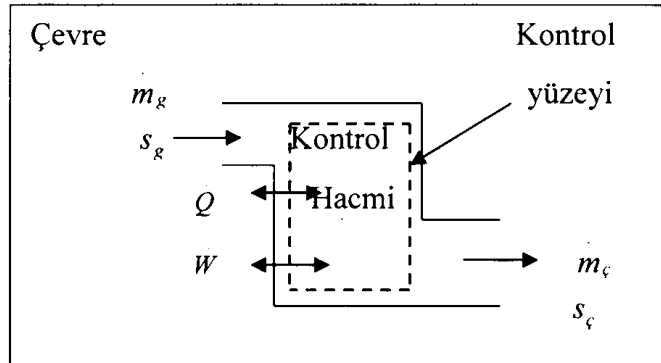
Kapalı bir sistemin entropi dengesi:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{\text{üretim, sistem}} \quad (6.6)$$

şeklinde ifade edilebilir.

6.1.2. Açık sistemler için entropi dengesi

Açık sistemler için entropi değişimi kontrol hacmi yüzeylerinden ısı geçişi sonucu birim zamanda geçen entropi, kütleyle birim zamanda kontrol hacmine taşınan net entropi ve kontrol hacmi içinde tersinmezlikler sonucu birim zamanda üretilen entropinin toplamına eşittir. Entropi dengesi için temel alınan sistem şekli Şekil 6.2’de verilmiştir (Çengel ve Boles, 1996).



Şekil 6.2: Açık bir sistemin şematik şekli

$$\frac{dS_{KH}}{dt} = \sum m_g s_g - \sum m_c s_c + \sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{\text{üretim, KH}} \quad (6.7)$$

Burada sol taraftaki terim kontrol hacmi içinde birim zamanda entropi değişimini, sağ taraftaki birinci ve ikinci terimler birim zamanda kütleyle aktarılan entropiyi, üçüncü terim ısı geçişiyle gerçekleşen entropi geçişini ve son terim kontrol hacmi içindeki entropi üretimini ifade etmektedir.

Termodinamikte tersinir iş, bir hal değişimi sırasında elde edilebilecek en çok yararlı iş olarak tanımlanmaktadır. Tersinir iş, bir sistemin verilen iki hal arasında gerçekleştireceği tersinir (mükemmel) bir hal değişimi sırasında yapabileceği işi göstermektedir. Tersinir iş ile gerçek yararlı iş arasındaki fark, tersinmezlik diye tanımlanır, gerçek fiziksel olgulardaki kusurlardan kaynaklanır ve I ile gösterilir. Kapalı ve açık tüm sistemler için tersinmezlik aşağıdaki bağıntılarla ifade edilir:

$$I = W_{ir} - W_y = T_o S_{üretim} \quad (6.8)$$

$$i = w_{ir} - w_y = T_o s_{üretim} \quad (6.9)$$

6.2. Kaskad Soğutma Çevriminin İkinci Kanun Analizi

Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin (Şekil 5.1) tersinmezlik hesabı sistemi oluşturan her bir eleman için aşağıdaki şekilde yapılabilir:

Kaynaticı (Generatör):

$$I = T_o \left(\dot{m}_{8.S8} + \dot{m}_{11.S11} - \dot{m}_{7.S7} - \frac{\dot{Q}_{kay}}{T_{kay}} \right) \quad (6.10)$$

Absorber:

$$I = T_o \left(\dot{m}_{5.S5} + \dot{m}_{10.S10} - \dot{m}_{4.S14} + \frac{\dot{Q}_{abs}}{T_{çevre}} \right) \quad (6.11)$$

Yoğuşturucu 2 (Kondenser 2):

$$I = T_o \left(\dot{m}_{11.S12} - \dot{m}_{11.S11} + \frac{\dot{Q}_{yoğ}}{T_{çevre}} \right) \quad (6.12)$$

Eriyik Isı Değişiricisi (EID):

$$I = T_o(\dot{m}_7(s_7 - s_6) - \dot{m}_9(s_8 - s_9)) \quad (6.13)$$

Kaskad Isı Değişiricisi (Buharlaştırıcı 2 ve Yoğuşturucu 1):

$$I = T_o(\dot{m}_2(s_3 - s_2) - \dot{m}_4(s_{13} - s_{14})) \quad (6.14)$$

Buharlaştırıcı 1:

$$I = T_o(\dot{m}_{1.S1} - \dot{m}_{1.S4} - \frac{\dot{Q}_{buh1}}{T_{buh1}}) \quad (6.15)$$

Kompresör:

$$I = T_o(\dot{m}(s_2 - s_1)) \quad (6.16)$$

Genleşme Valfi (Buhar Sıkıştırılmalı kısım):

$$I = T_o(\dot{m}_3(s_4 - s_3)) \quad (6.17)$$

Genleşme Valfi (Absorbsiyonlu kısım):

$$I = T_o(\dot{m}_9(s_{13} - s_{12})) \quad (6.18)$$

Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin ikinci yasa verimi diğer bir ifadeyle ekserji etkinliği sistemden elde edilen ekserjinin sisteme verilen ekserjiye oranı olarak ifade edilebilir (Lee ve Sherif, 2001).

$$ECOP = - \frac{\dot{Q}_{buh1} \left(1 - \frac{T_o}{T_{buh1}}\right)}{\dot{Q}_{kav} \left(1 - \frac{T_o}{T_{kav}}\right) + \dot{W}_{komp}} \quad (6.19)$$

6.2.1. LiBr/H₂O-R134a kaskad soğutma çevriminin ikinci kanun analizi

LiBr/H₂O-R134a kaskad soğutma çevriminin bütün noktalarındaki sıcaklık, entalpi, entropi, kütleli debi ve konsantrasyon değerleri Tablo 6.1'de ve sistem

elemanlarında meydana gelen tersinmezlikler hesaplanarak sonuçları Tablo 6.2’de gösterilmektedir ($T_0=298.15$ K ve $P_0=101.325$ kPa).

Tablo 6.1: LiBr/H₂O-R134a kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizi

Akım No	T (°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	m(kg/s)	x (%LiBr)
1	-10	392.75	1.7337	0.2973	
2	25	417.719	1.7450	0.2973	
3	18	224.59	1.0865	0.2973	
4	-10	224.59	1.0940	0.2973	
5	40	97.64	0.2560	0.2161	55
6	40	97.64	0.2560	0.2161	55
7	64	147.44	0.4042	0.2161	55
8	90	223.91	0.4882	0.1917	62
9	60	167.772	0.3332	0.1917	62
10	60	167.772	0.3332	0.1917	62
11	90	2670	8.5650	0.0244	
12	40	167.5	0.5723	0.0244	
13	10	167.5	0.5970	0.0244	
14	10	2518.9	8.8986	0.0244	

Tablo 6.2: LiBr/H₂O-R134a kaskad soğutma çevriminin tersinmezlik analizi

Sistem Elemanı	I (kW)
Buharlaştırıcı 1	0.053
Kompresör	1.828
Buharlaştırıcı 2 (Kaskad Isı Değiştiricisi)	2.023
Absorber	5.237
Eriyik Isı Değiştiricisi (EID)	0.689
Kaynatıcı (Generatör)	1.601
Yoğuşturucu 2	2.915
Genleşme Valfi (Absorpsiyonlu kısım)	0.180
Genleşme Valfi (Buhar sıkış. kısım)	0.665
SİSTEM	15.191
ECOP	0.304

Bu sonuçlara göre en büyük tersinmezlik absorberde oluşurken en küçük tersinmezlik buharlaştırıcıda oluşmaktadır. Eriyik ısı değiştiricisi ve buhar sıkıştırıcı soğutma sisteminde bulunan genleşme vanasının tersinmezliklerinin yaklaşık olarak aynı değerlere sahip olduğu söylenebilir.

6.2.2. NH₃/H₂O-R134a kaskad soğutma çevriminin ikinci kanun analizi

Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma çevrimi için absorbsiyonlu kısmında akışkan çifti olarak NH₃-H₂O buhar sıkıştırımlı kısmında ise R-134a kullanıldığı kabul edilerek ikinci kanun analizi yapılmıştır. Sonuçlar Tablo 6.3 ve Tablo 6.4'de gösterilmektedir. Sonuçlara göre en büyük tersinmezlik absorberde oluşurken bunu absorbsiyon kısmının yoğunlaştırıcısı takip etmektedir. NH₃-H₂O eriyiğinin termodinamik özelliklerinin hesaplanması Ek 1'de verilmektedir.

Tablo 6.3: NH₃/H₂O-R134a kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizi

Akım No	T (°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	m(kg/s)	x (%NH ₃)
1	-10	392.75	1.7337	0.2973	
2	25	417.719	1.7450	0.2973	
3	18	224.59	1.0865	0.2973	
4	-10	224.59	1.0940	0.2973	
5	40	-61.1886	2.0334	0.3637	53
6	40	-61.1886	2.0334	0.3637	53
7	65.7	57.9765	2.3931	0.3637	53
8	90	168.371	2.9909	0.3108	45
9	60	28.8968	2.5889	0.3108	45
10	60	28.8968	2.5889	0.3108	45
11	90	1439.1	4.5783	0.0529	
12	40	191.3263	0.6620	0.0529	
13	10	191.3263	0.6860	0.0529	
14	10	1275	4.4780	0.0529	

Tablo 6.4: NH₃/H₂O-R134a kaskad soğutma çevriminin tersinmezlik analizi

Sistem Elemanı	I (kW)
Buharlaştırıcı 1	0.053
Kompresör	1.828
Buharlaştırıcı 2 (Kaskad Isı Değiştiricisi)	1.438
Absorber	8.651
Eriyik Isı Değiştiricisi (EID)	1.754
Kaynatıcı (Generatör)	1.706
Yoğuşturucu 2	4.239
Genleşme Valfi (Absorbsiyonlu kısım)	0.379
Genleşme Valfi (Buhar sıkış. kısım)	0.665
SİSTEM	20.713
ECOP	0.242

6.2.3. LiBr/H₂O-R134a ve NH₃/H₂O-R134a kaskad soğutma çevrimlerinin ikinci kanun analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Aynı çalışma koşullarındaki her iki kaskad soğutma çevrimlerinin ikinci kanun analizlerinden sistemi oluşturan her bir elemandaki tersinmezlikler ve ekserji verimlerinin (ECOP) karşılaştırılmalı sonuçlarına göre NH₃/H₂O-R134a kaskad soğutma sisteminin toplam tersinmezliğinin LiBr/H₂O-R134a kaskad soğutma sisteminden daha yüksek olduğu ve ECOP değerinin de düşük olduğu sonuçları elde edilmiştir. Her iki çevrimde de absorberde en yüksek tersinmezlik meydana gelmiş olup, bunu yoğuşturucu 2 ve kaskad ısı değiştiricisi izlemektedir.

7. LiBr-H₂O AKIŞKAN ÇİFTİ İLE ÇALIŞAN ABSORBSİYONLU-BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİ OLUŞTURAN ELEMANLARIN FARKLI SICAKLIK DEĞERLERİNE GÖRE TERMODİNAMİK ANALİZLERİ

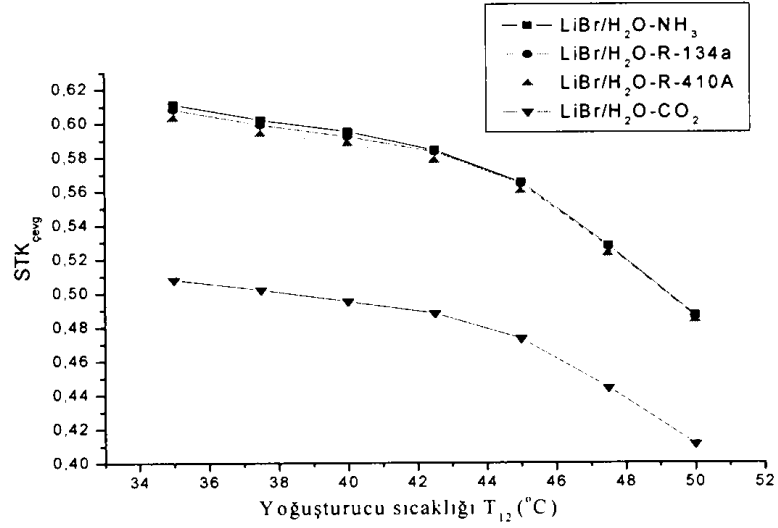
Kaskad çevrimin absorbsiyonlu kısmında LiBr-H₂O akışkan çiftinin kullanılması durumunda NH₃-H₂O akışkan çifti kullanımına göre sürekli daha yüksek (STK_{çevg}) değerleri elde edilmektedir. Yine LiBr/H₂O-R134a ve NH₃/H₂O-R134a kaskad soğutma sistemlerinin ikinci kanun analiz sonuçlarına göre LiBr/H₂O-R134a çevrimi durumunda sistemin ekserji kayıpları NH₃/H₂O-R134a'ya göre daha düşük olmaktadır. NH₃-H₂O akışkan çifti kullanımı durumunda kaynatıcıdan sonra çevrime ilave edilecek ayrıştırıcının enerji gereksinimi göz önünde tutulursa LiBr-H₂O akışkan çiftinin avantajının daha da artacağı görülmektedir. Bu nedenle bu bölümde kaskad çevrimin absorbsiyonlu kısmında sadece LiBr-H₂O akışkan çifti ve buharlaştırıcı kısmında ise farklı soğutucu akışkan kullanımı durumunda sistemin farklı çalışma sıcaklıklarına göre birinci ve ikinci kanun analizleri yapılmıştır.

7.1. LiBr-H₂O Akışkan Çifti ile Çalışan Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırma Kaskad Soğutma Çevrimlerinin Termodinamik Analizi

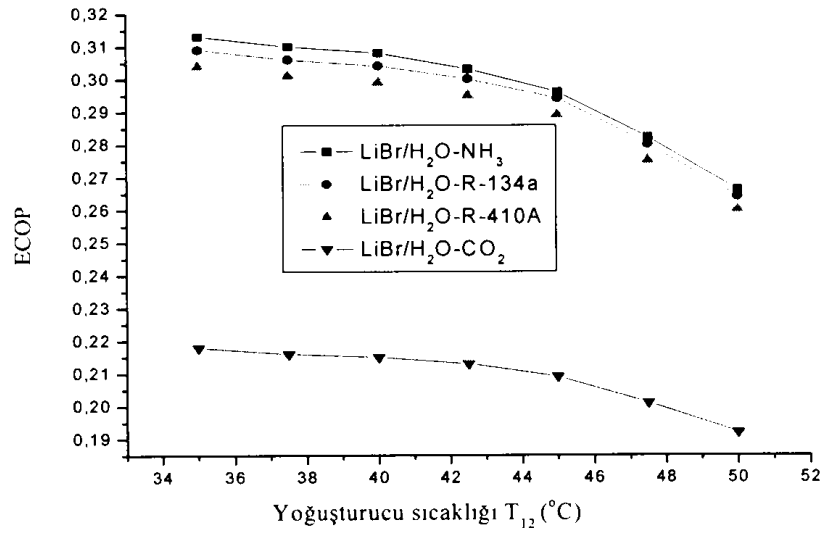
Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad soğutma sisteminin farklı çalışma durumlarında sistemin soğutma tesir katsayıları (STK), ısı transfer kapasitesi UA (kW/K) değerleri, sistemdeki tersinmezlikleri ve ekserji etkinlikleri termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına göre hesaplanarak grafikler halinde verilmiştir.

7.1.1. Yoğuşturucu 2'nin farklı sıcaklıklarına göre sistemin analizi

Şekil 7.1 ve Şekil 7.2'de sistemin genel soğutma tesir katsayısı (STK_{çevg}) ve ekserji etkinliği (ECOP) farklı yoğuşturucu sıcaklıklarındaki (T₁₂) değişimi görülmektedir (T_{buh}=T₁=-10°C, T_{gen}=90°C, T_{abs}=40°C, Q_{buh1}=50 kW).



Şekil 7.1: STK_{çevg}'nin farklı yoğuşturucu sıcaklıklarına (T₁₂) göre değişimi

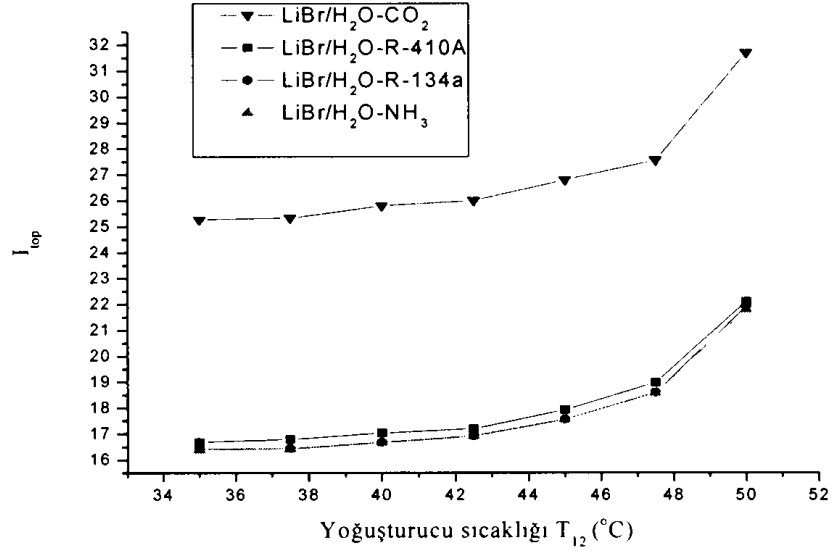


Şekil 7.2: Ekserji etkinliğinin (ECOP) farklı yoğuşturucu sıcaklıklarına (T₁₂) göre değişimi

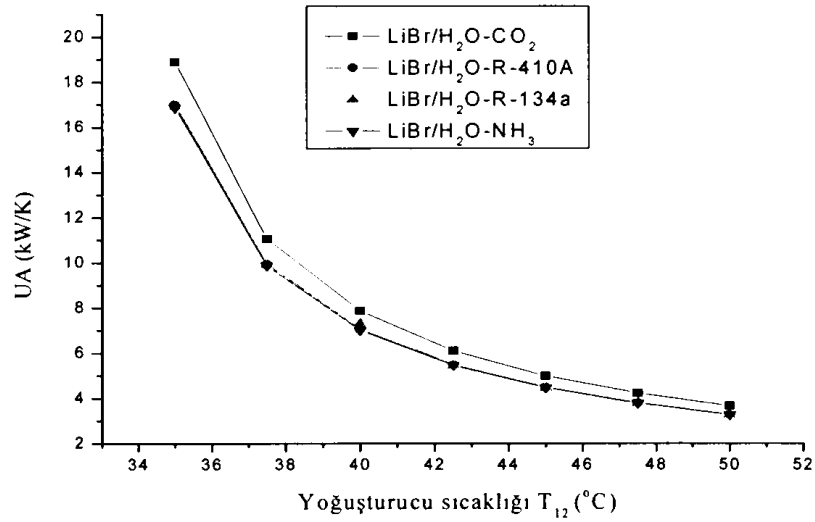
Kaskad soğutma sisteminin STK_{çevg} ve ECOP değerleri yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır. Bu azalma kaskad sisteminin buhar sıkıştırılmalı kısmında soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanılması durumunda çevrimde kullanılan diğer akışkanlara göre çok daha fazla olmaktadır.

Çevrimin diğer parametreleri sabit tutularak yoğuşturucu sıcaklığı arttırılırsa sistemin toplam tersinmezlikleri artarken (Şekil 7.3), ısı transfer kapasitesi UA (kW/K)

değerleri de azalmaktadır (Şekil 7.4). Artan yoğuşturucu sıcaklıklarında buhar sıkıştırma kısmında kullanılan NH_3 , R-134a ve R-410A soğutucu akışkanların toplam tersinmezlik değerlerinin CO_2 'nin toplam tersinmezlik değerlerinden oldukça daha az olduğu görülmektedir.



Şekil 7.3: Sistemdeki toplam tersinmezliklerin farklı yoğuşturucu sıcaklıklarına (T_{12}) göre değişimi



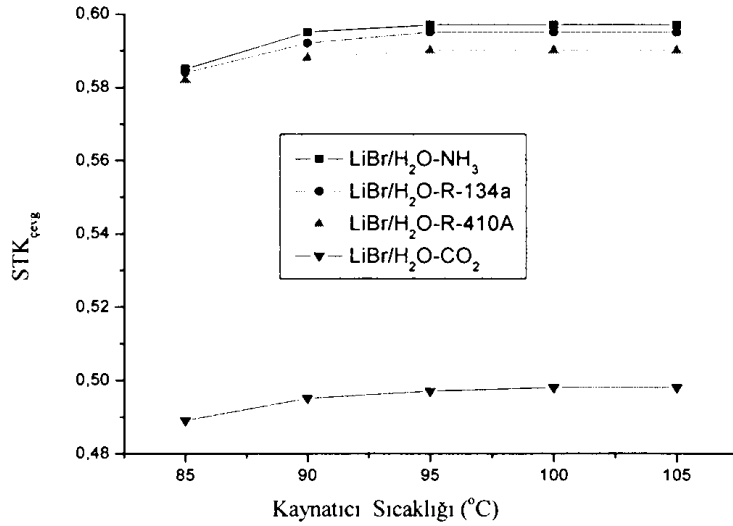
Şekil 7.4: Isı transfer kapasitesinin UA (kW/K) farklı yoğuşturucu sıcaklıklarına (T_{12}) göre değişimi

Sonuç olarak düşük yoğuşturucu sıcaklıklarında $\text{STK}_{\text{çevg}}$, ekserji etkinliği (ECOP) ve UA (kW/K) yüksek değerlere ulaşmakta ancak tersinmezlikler azalmaktadır.

7.1.2. Farklı kaynatıcı (generatör) sıcaklıklarına göre sistemin analizi

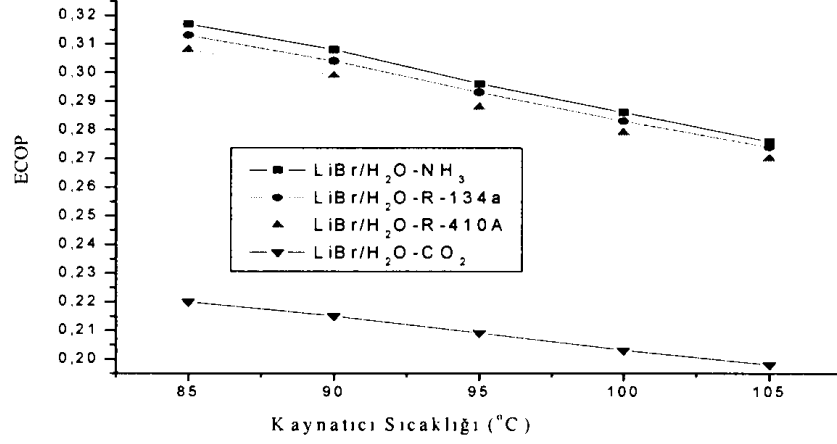
Düşük kaynatıcı sıcaklığında zengin ve fakir eriyik konsantrasyonları birbirlerine yakındır ve sistemdeki soğutucu akışkan miktarı azalır. Bu da sistemde çok az bir soğutma etkisi oluşturmaktadır. Sistemin yüksek kaynatıcı sıcaklıklarında zengin ve fakir eriyik konsantrasyonları arasındaki fark nedeniyle soğutucu akışkan miktarının artması sistemin $STK_{\text{çevg}}$ değerlerini arttırmaktadır (Şekil 7.5).

Kaynatıcıya verilen ısının büyük bir bölümü, soğutkanı buharlaştırmak için harcanır. Kaynatıcıya verilen ısı buharlaşan soğutkan miktarı ile orantılıdır. Bu oran bir süre sonra sabit kalmaktadır (Şencan, 2004). Bu orandan sonra kaynatıcı sıcaklığının artırılması $STK_{\text{çevg}}$ değerlerinin azalma eğilimine girmesine neden olmaktadır. Şekil 7.5’de sistemin maksimum kaynatıcı sıcaklığının 95°C olduğu bu sıcaklık değerinden sonra $STK_{\text{çevg}}$ değerlerinde önemli bir artış olmamaktadır ($T_{\text{buh}}=T_1=-10^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{kon}}=T_{12}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{abs}}=40^{\circ}\text{C}$, $Q_{\text{buh1}}=50 \text{ kW}$).

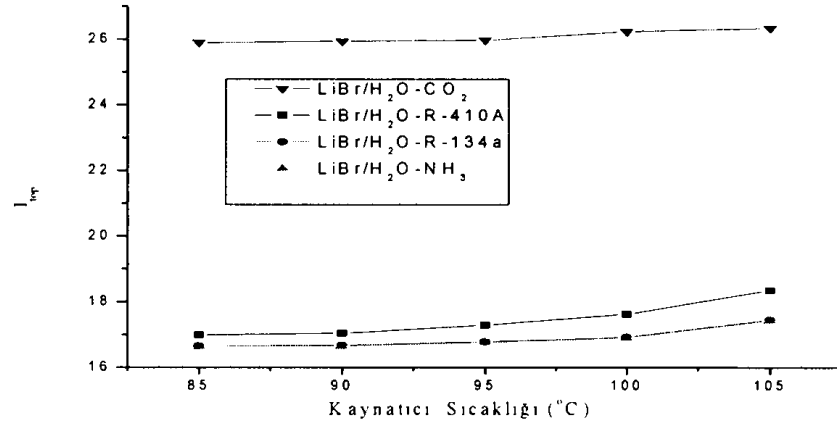


Şekil 7.5: $STK_{\text{çevg}}$ 'nin farklı kaynatıcı sıcaklıklarına göre değişimi

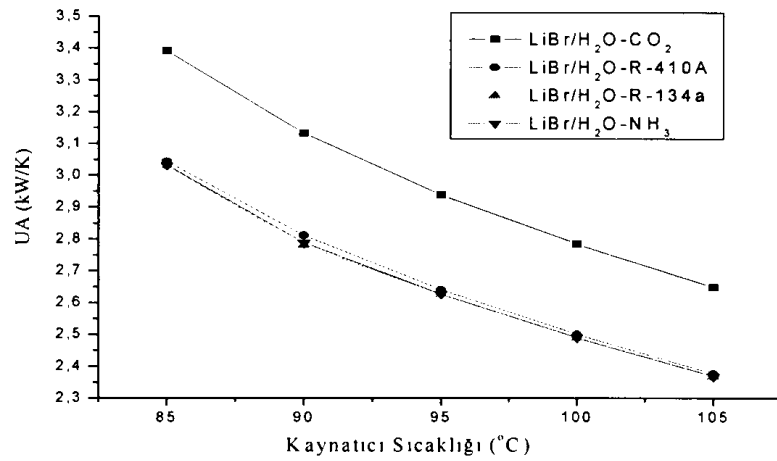
Şekil 7.7’de artan kaynatıcı sıcaklıklarında sistemin toplam tersinmezliklerinin arttığı, bunun da Şekil 7.6’da görüldüğü gibi ekserji etkinliğinde (ECOP) düşürücü etkisi yarattığı görülmektedir. En düşük ECOP değerlerinin buhar sıkıştırma kısmında kullanılan soğutucu akışkanlardan CO_2 , buna karşılık en yüksek ECOP değerlerinin de NH_3 durumunda elde edildiği görülmüştür.



Şekil 7.6: Ekserji etkinliğinin (ECOP) farklı kaynatıcı sıcaklıklarına göre değişimi



Şekil 7.7: Sistemdeki toplam tersinmezliklerin farklı kaynatıcı sıcaklıklarına göre değişimi

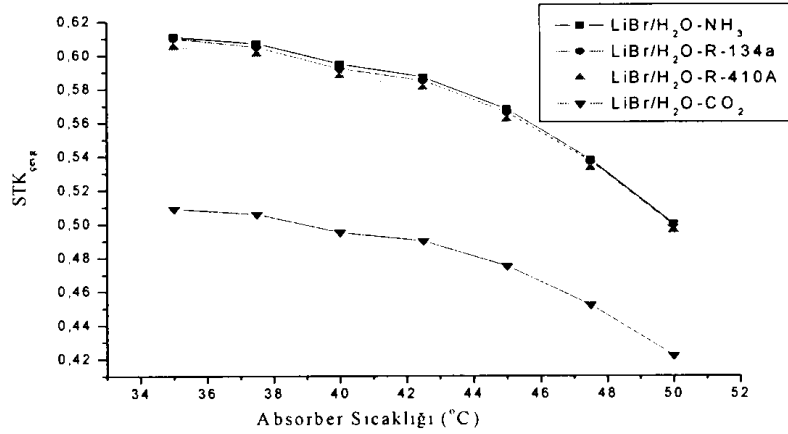


Şekil 7.8: Isı transfer kapasitesinin UA (kW/K) farklı kaynatıcı sıcaklıklarına göre değişimi

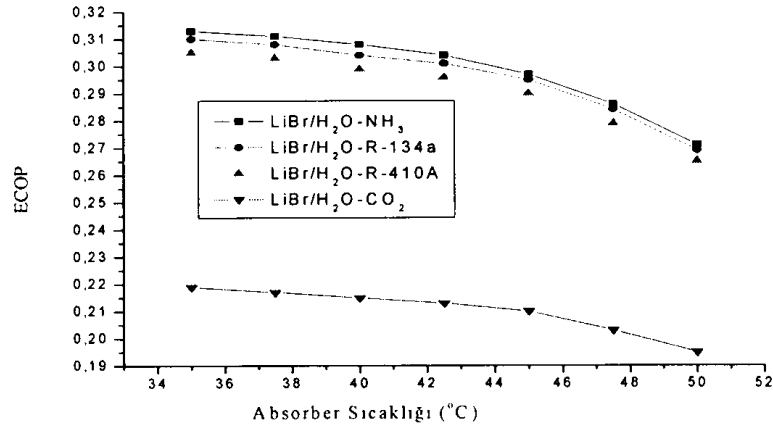
Şekil 7.8’de ise düşük kaynatıcı sıcaklıklarında ısı transfer kapasitesi UA (kW/K) değerlerinin yüksek olduğu görülmektedir.

7.1.3. Farklı absorber sıcaklıklarına göre sistemin analizi

Şekil 7.9 ve Şekil 7.10’da, farklı absorber sıcaklığının $STK_{\text{çevg}}$ ve ECOP üzerinde etkisi görülmektedir. Absorber sıcaklığının artması fakir ve zengin eriyik konsantrasyonu arasındaki farkı azaltarak dolaşım oranının artmasına neden olmaktadır. Dolaşım oranının artması çevrim soğutma tesir katsayısını ($STK_{\text{çevg}}$) ve ekserji etkinliğini (ECOP) azaltmaktadır. Yüksek absorber sıcaklıklarında $STK_{\text{çevg}}$ ve ECOP değerleri düşük değerler almaktadır ($T_1=-10^\circ\text{C}$, $T_{\text{gen}}=90^\circ\text{C}$, $T_{\text{kon}}=40^\circ\text{C}$, $Q_{\text{buh1}}=50 \text{ kW}$).

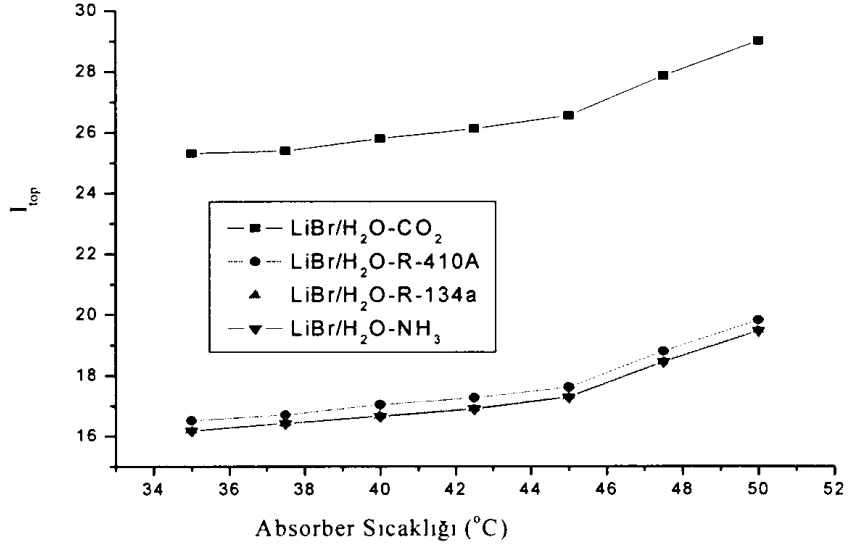


Şekil 7.9: $STK_{\text{çevg}}$ 'nin farklı absorber sıcaklıklarına göre değişimi

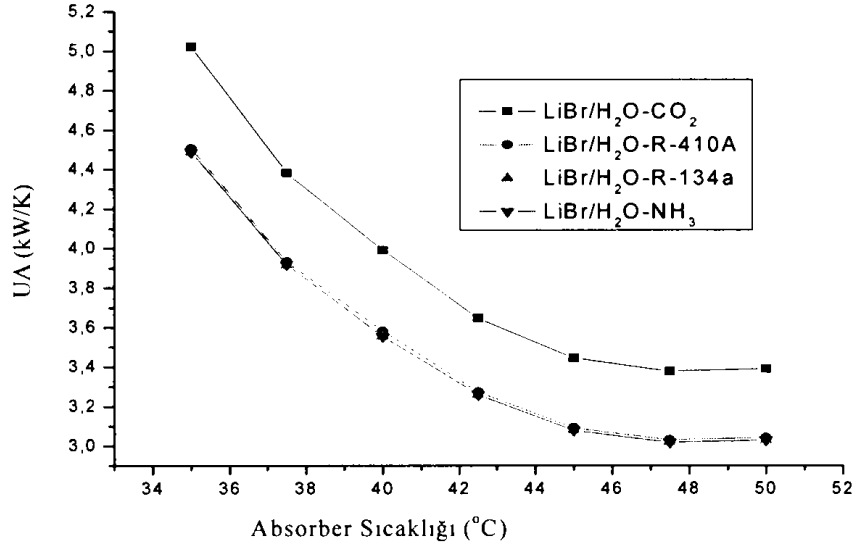


Şekil 7.10: Ekserji etkinliğinin (ECOP) farklı absorber sıcaklıklarına göre değişimi

Artan absorber sıcaklıklarında sistemin toplam tersinmezliklerinin arttığı buna karşılık ısı transfer kapasitesinin değerlerinin de UA (kW/K) azaldığı Şekil 7.11 ve Şekil 7.12’de gösterilmektedir.



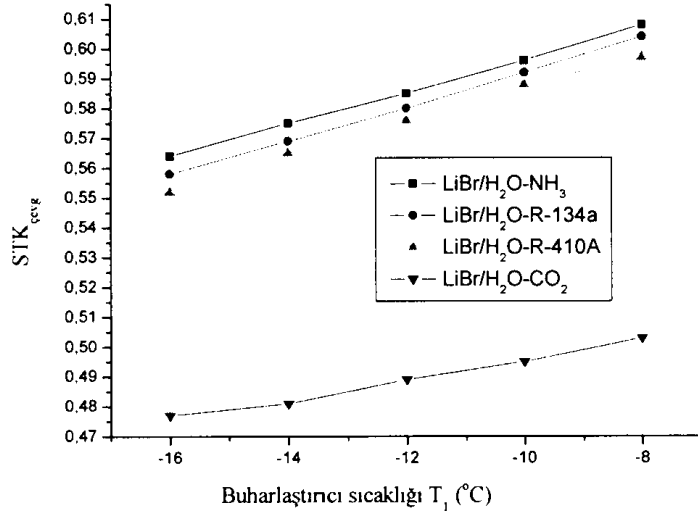
Şekil 7.11: Sistemdeki toplam tersinmezliklerin farklı absorber sıcaklıklarına göre değişimi



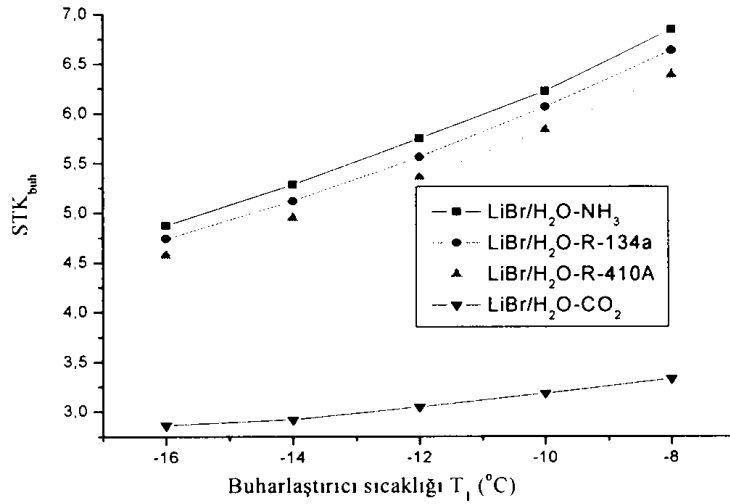
Şekil 7.12: Isı transfer kapasitesinin UA (kW/K) farklı absorber sıcaklıklarına göre değişimi

7.1.4. Farklı buharlaştırıcı (T_1) sıcaklıklarına göre sistemin analizi

Kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırıcı kısmın buharlaştırıcı sıcaklığının (T_1) artmasıyla hem buhar sıkıştırıcı kısmın soğutma tesir katsayısı (STK_{buh}) hem de çevrimin genel soğutma tesir katsayısının (STK_{cev}) arttığı görülmektedir (Şekil 7.13 ve Şekil 7.14). Buharlaştırıcı sıcaklığının artması, kaynatıcı için gerekli ısı miktarını azaltırken aynı zamanda kompresöre verilen enerji miktarını da azaltmaktadır. Bu da sistemin STK 'larını arttırmaktadır. En düşük STK değerleri CO_2 soğutucu akışkan durumunda elde edilmektedir ($T_{kon}=40^\circ C$, $T_{gen}=90^\circ C$, $T_{abs}=40^\circ C$, $Q_{buh1}=50$ kW).

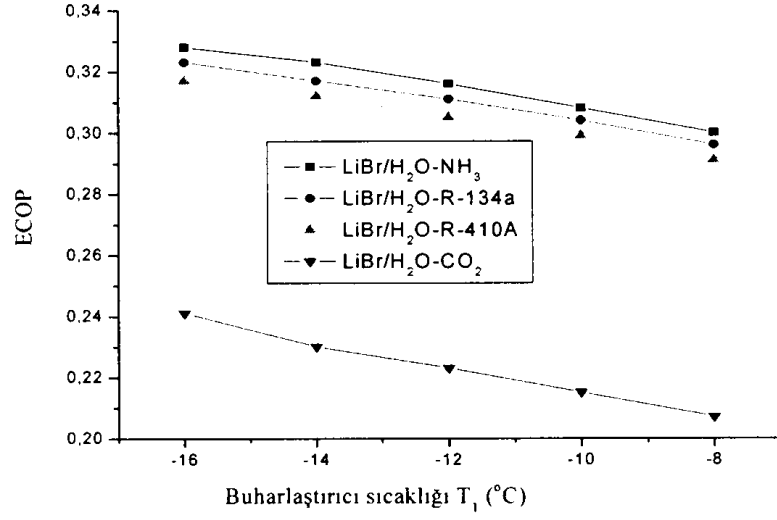


Şekil 7.13: STK_{cev} 'nin farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarına (T_1) göre değişimi



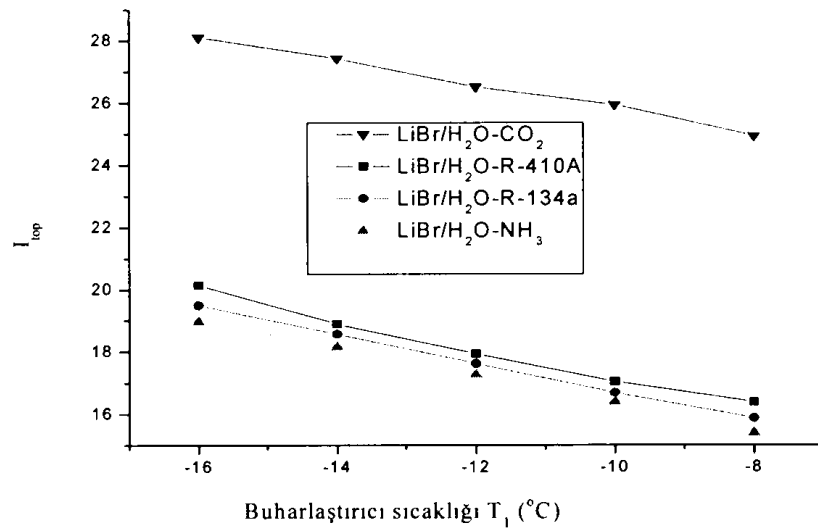
Şekil 7.14: STK_{buh} 'nin farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarına (T_1) göre değişimi

Artan T_1 sıcaklıklarında kaskad soğutma sisteminin ekserji etkinliğinin azaldığı Şekil 7.15'de görülmektedir.



Şekil 7.15: Ekserji etkinliğinin (ECOP) farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarına (T_1) göre değişimi

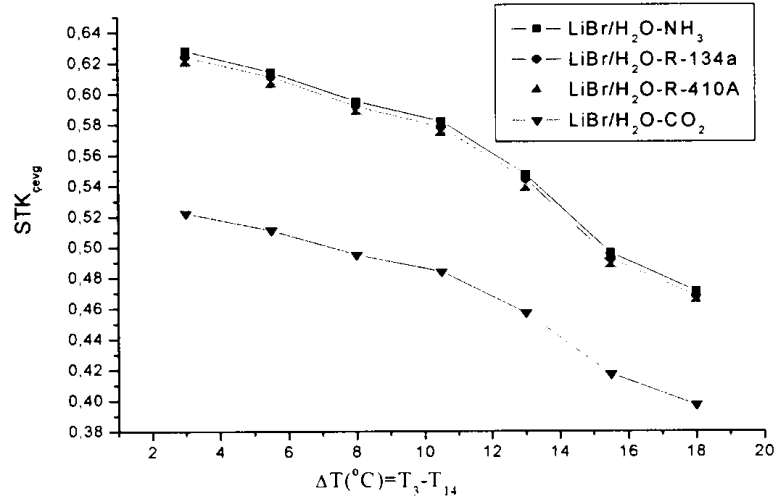
Buharlaştırıcı sıcaklığının artışıyla sistemin toplam tersinmezliklerinin azalma eğiliminde olduğu Şekil 7.16'de görülmektedir.



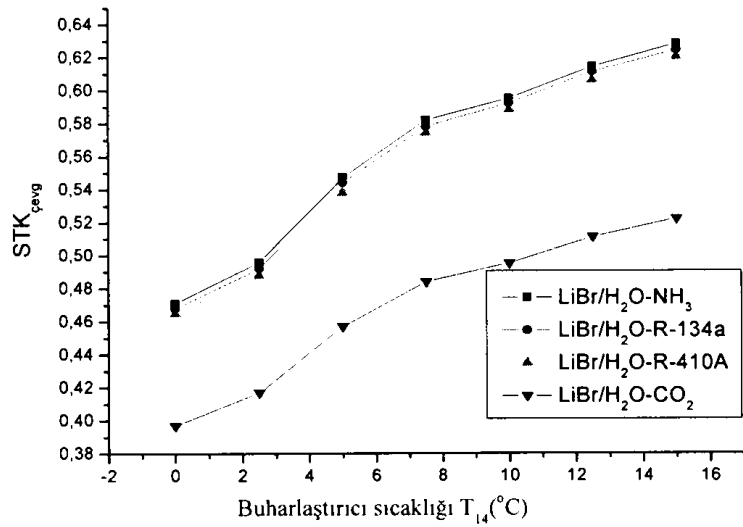
Şekil 7.16: Sistemdeki toplam tersinmezliklerin farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarına (T_1) göre değişimi

7.1.5. Farklı buharlaştırıcı 2 (kaskad ısı değiştiricisi) sıcaklıklarına göre sistemin analizi

Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sisteminin absorbsiyon kısmındaki evaporatör sıcaklığı (T_{14}) farklı değerler ($T_{14}=5, 7.5, 10, 12.5$ ve 15°C) olarak, buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin yoğuşturucusunun sıcaklığı (T_3) ise sabit tutularak sistemin teorik analizi yapılmıştır. Şekil 7.18’de grldğu gibi absorbsiyon kısmının buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla $STK_{\text{evg}}$ değerleri de artmaktadır ($T_{\text{kon}}=40^\circ\text{C}$, $T_{\text{gen}}=90^\circ\text{C}$, $T_{\text{abs}}=40^\circ\text{C}$, $T_{\text{buhl}}=-10^\circ\text{C}$, $Q_{\text{buhl}}=50\text{ kW}$).

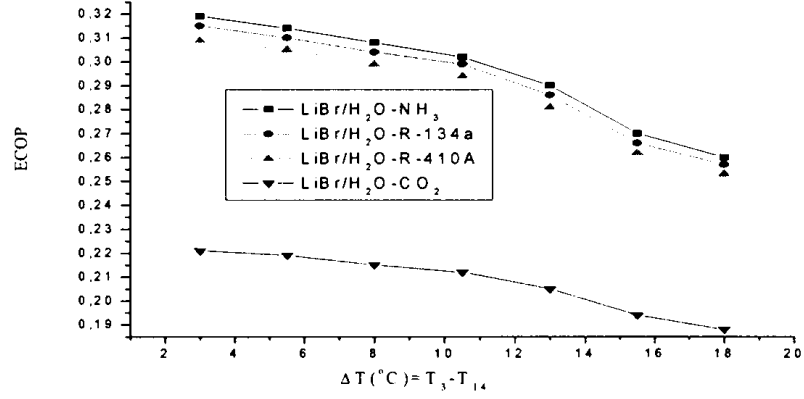


Şekil 7.17: $STK_{\text{evg}}$ ’nin farklı ΔT sıcaklıklarına gre değişimi

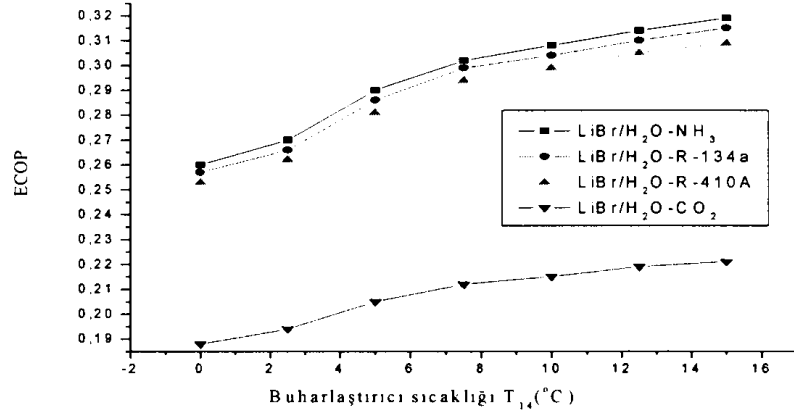


Şekil 7.18: $STK_{\text{evg}}$ ’nin farklı T_{14} sıcaklıklarına gre değişimi

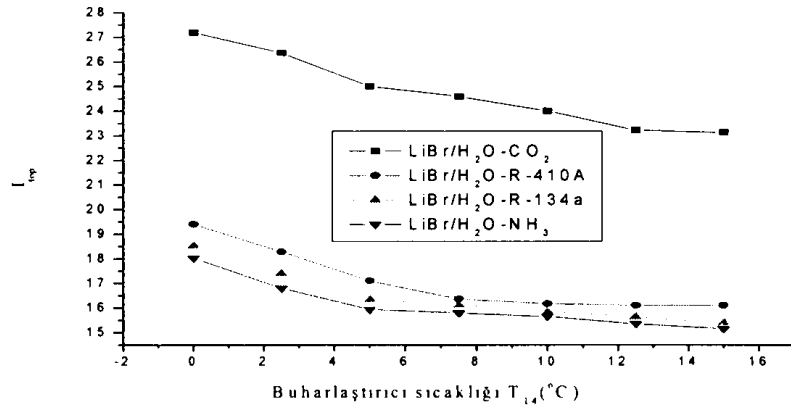
Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyon kısmındaki buharlaştırıcı sıcaklığının artması sistemin toplam tersinmezliklerini azaltarak bu etkinin ekserji etkinliklerinin (ECOP) artmasına neden olduğu söylenebilir (Şekil 7.19, Şekil 7.20 ve Şekil 7.21).



Şekil 7.19: Ekserji etkinliğinin (ECOP) farklı ΔT sıcaklıklarına göre değişimi

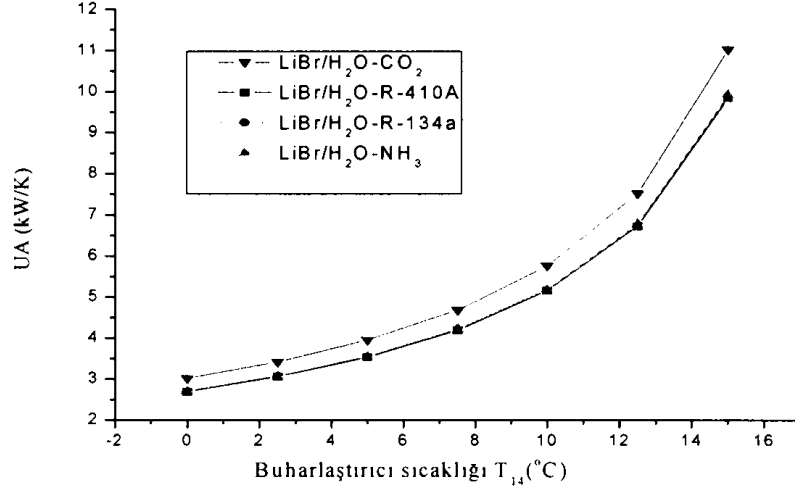


Şekil 7.20: Ekserji etkinliğinin (ECOP) farklı T_{14} sıcaklıklarına göre değişimi



Şekil 7.21: Sistemdeki toplam tersinmezliklerin farklı T_{14} sıcaklıklarına göre değişimi

Ayrıca T_{14} sıcaklığının artışı ısı transfer kapasitesinin UA (kW/K) değerlerini de arttırmaktadır (Şekil 7.22).



Şekil 7.22: Isı transfer kapasitesinin UA (kW/K) farklı T_{14} sıcaklıklarına göre değişimi

Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu kısmında sadece LiBr-H₂O akışkan çifti ve buharlaştırıcı kısmında ise farklı soğutucu akışkan kullanımı durumlarında sistemin farklı çalışma sıcaklıklarına göre yapılan birinci ve ikinci kanun analizlerine göre en yüksek $STK_{\text{çevg}}$ ve ECOP değerleri buharlaştırıcı kısmında kullanılan soğutucu akışkanlardan sırasıyla NH₃, R-134a, R-410A ve CO₂'den elde edilmiştir. Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemlerinde amonyak (NH₃) dışında kullanılan flouro-klorokarbon gazlarının ozon tabakası üzerindeki zararlı etkisi iyi bilinmektedir. Soğutucu akışkan olarak amonyak geniş ölçüde kullanılmaktadır. Ancak zehirleyici ve bir ölçüde yanıcı olması yiyecek maddesi depolanmasında kullanıldığında sistemin sızdırmaz olmasına özellikle önem gösterilmelidir. Çünkü amonyak ile temas etmiş besin maddeleri yenmez. Bu çalışmadaki örnek uygulama bir gıda soğuk hava deposu olduğundan amonyak ve flouro-klorokarbon gazlarının yerine R-134a kullanılmasının uygun olduğu düşünülmüştür. Böylece çevre ve insan sağlığı da göz önüne alınması gerekmektedir. Her ne kadar da termodinamik analiz sonuçları olumlu olsada bu tür sistemler için ikinci kanun analizi çerçevesinde yatırım işletme maliyetlerini içeren termoeconomik analizin yapılması gerekmektedir. Bunda sonraki bölümde bu tür sistemlerde enerjinin etkin kullanımı amacıyla sistemin termoeconomik analiz yapılmıştır.

8. LiBr/H₂O-R134a AKIŞKAN ÇİFTİ İLE ÇALIŞAN ABSORBSİYONLU-BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU

Termoekonomi, ekserji analizi ile ekonomik prensipleri bir araya getiren analiz yöntemidir. Sistem tasarımcısının veya işletenin geleneksel enerji analizi ve ekonomik değerlendirmelerle ulaşamayacağı çok önemli bilgiyi sağlar, maliyet etkili bir sistemin tasarımı veya işletmesini mümkün kılar. Termoekonomi, ekserji yardımcı maliyet minimizasyonu olarak düşünülebilir. Termoekonomi terimi yerine ekserji analizi ile ekonominin birleşimi olan ekserjiekonomi terimi de kullanılabilir (Bejan ve diğ., 1996).

Bu kapsamda absorbsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad soğutma sisteminin termoekonomik analizi için sistemin ve sistem elemanlarının detaylı ekserji analizi, sistem elemanlarının yatırım maliyetinin hesabı, elemanların termodinamik değişkenler cinsinden yatırım maliyetlerinin açıklanması, ekserjiekonomi analizi ve enerjinin etkin kullanımı amacıyla sistemin optimizasyonu yapılmıştır.

8.1. Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırma Kaskad Soğutma Sistemlerinin Modellenmesi

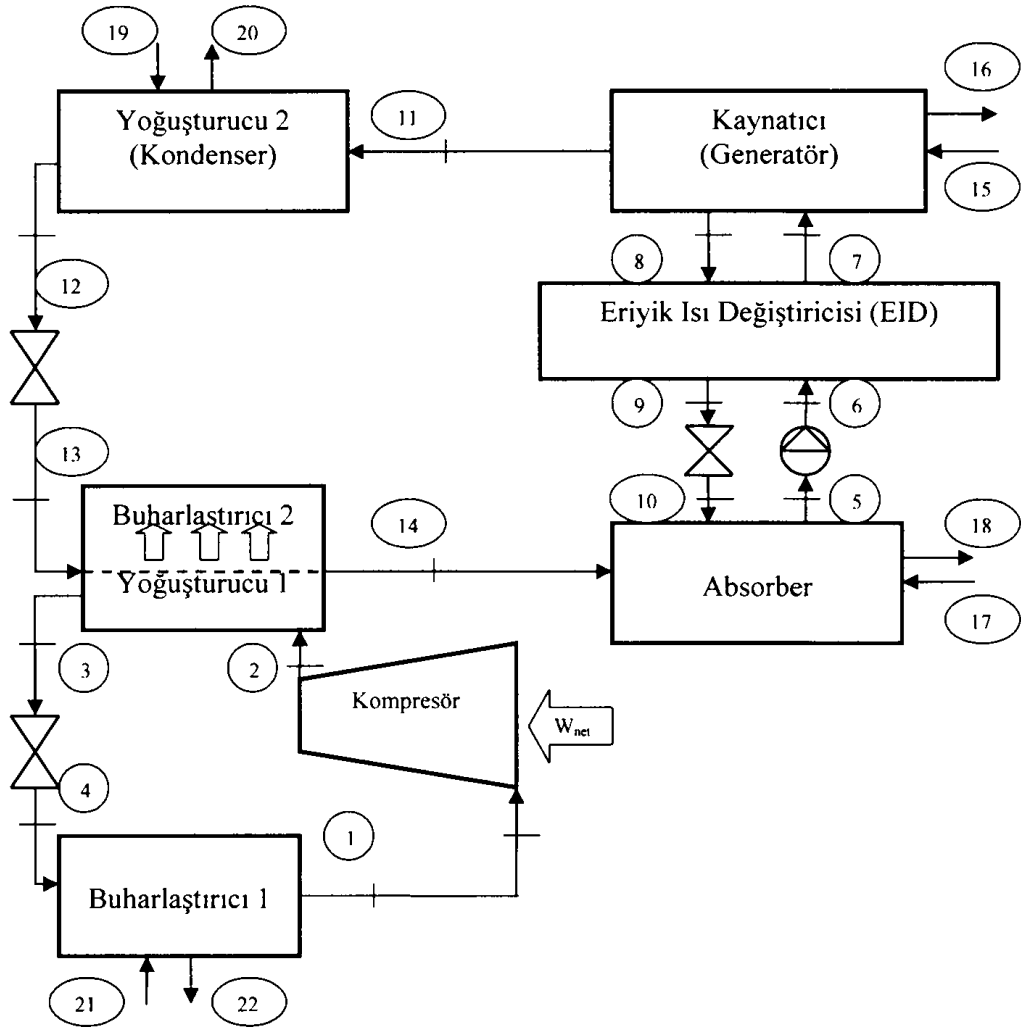
Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad soğutma sisteminin (Şekil 8.1) ısı eşanjörleri için genel ısı transferi denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$Q = U.A.LMTD \quad (8.1)$$

(8.1) denkleminde karşıt akışlı ısı eşanjörleri için *LMTD* değeri aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Bejan ve diğ., 1996):

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}} \quad (8.2)$$

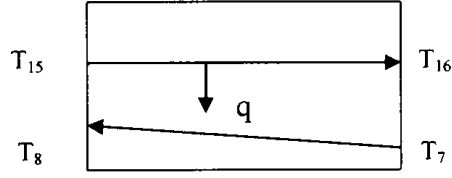
Bu denklemde i ve o alt indisleri sırasıyla giriş ve çıkışı, h ve c alt indisleri ise sıcak ve soğuk akışkanları temsil etmektedir.



Şekil 8.1: Tek basamaklı LiBr/H₂O-R134a akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma çevrimi

Analizi yapılan kaskad soğutma sistemindeki ısı eşanjörlerinin sıcaklık dağılım profilleri, logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve ısı yükleri hesapları aşağıda verilmektedir.

Kaynaticı (Generatör):

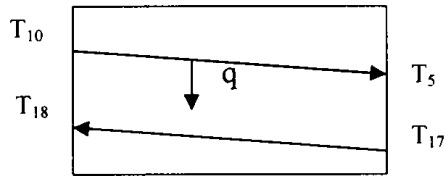


Şekil 8.2: Kaynaticıdaki sıcaklık değişim profilleri

$$Q_{kay} = U_{kay} \cdot A_{kay} \cdot LMTD_{kay} \quad (8.3)$$

$$LMTD_{kay} = \frac{(T_{15} - T_8) - (T_{16} - T_7)}{\ln \frac{(T_{15} - T_8)}{(T_{16} - T_7)}} \quad (8.4)$$

Absorber:

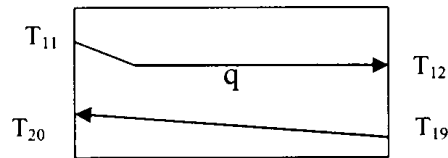


Şekil 8.3: Absorberdeki sıcaklık değişim profilleri

$$Q_{abs} = U_{abs} \cdot A_{abs} \cdot LMTD_{abs} \quad (8.5)$$

$$LMTD_{abs} = \frac{(T_{10} - T_{18}) - (T_5 - T_{17})}{\ln \frac{(T_{10} - T_{18})}{(T_5 - T_{17})}} \quad (8.6)$$

Yoğuşturucu 2 (Kondenser 2):

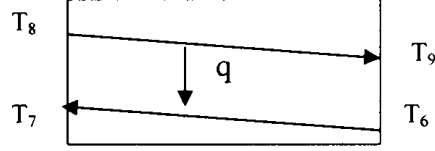


Şekil 8.4: Yoğuşturucu 2'nin sıcaklık değişim profilleri

$$Q_{yoğ 2} = U_{yoğ 2} \cdot A_{yoğ 2} \cdot LMTD_{yoğ 2} \quad (8.7)$$

$$LMTD_{\text{voğ2}} = \frac{(T_{12} - T_{20}) - (T_{12} - T_{19})}{\ln \frac{(T_{12} - T_{20})}{(T_{12} - T_{19})}} \quad (8.8)$$

Eriyik Isı Değiştiricisi (EID):

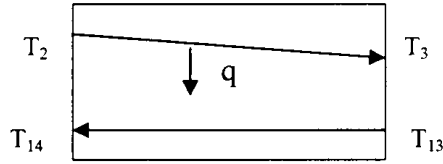


Şekil 8.5: Eriyik ısı değiştiricisinde sıcaklık değişim profilleri

$$Q_{EID} = U_{EID} \cdot A_{EID} \cdot LMTD_{EID} \quad (8.9)$$

$$LMTD_{EID} = \frac{(T_8 - T_7) - (T_9 - T_6)}{\ln \frac{(T_8 - T_7)}{(T_9 - T_6)}} \quad (8.10)$$

Buharlaştırıcı 2 (Kaskad ısı değiştiricisi):

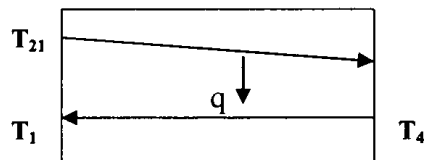


Şekil 8.6: Kaskad ısı değiştiricisinde sıcaklık değişim profilleri

$$Q_{\text{buh2}} = U_{\text{buh2}} \cdot A_{\text{buh2}} \cdot LMTD_{\text{buh2}} \quad (8.11)$$

$$LMTD_{\text{buh2}} = \frac{(T_2 - T_{14}) - (T_3 - T_{13})}{\ln \frac{(T_2 - T_{14})}{(T_3 - T_{13})}} \quad (8.12)$$

Buharlaştırıcı 1:



Şekil 8.7: Buharlaştırıcı 1 sıcaklık değişim profilleri

$$Q_{buh1} = U_{buh1} \cdot A_{buh1} \cdot LMTD_{buh1} \quad (8.13)$$

$$LMTD_{buh1} = \frac{(T_{21} - T_1) - (T_{22} - T_4)}{\ln \frac{(T_{21} - T_1)}{(T_{22} - T_4)}} \quad (8.14)$$

8.2. LiBr/H₂O-R134a Akışkan Çifti ile Çalışan Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırma Kaskad Soğutma Çevriminin Ekserji Analizi

Ekserji belirli bir enerjiye sahip akışkanın çevre şartlarına indirgenerek kendisinden maksimum iş elde edilmesidir. Bir sistemden elde edilecek en fazla iş, sistemin belirli başlangıç halinden tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale (ölü hal) gelirse elde edilir. Bu da sistemin başlangıç halinde yararlı iş potansiyelini göstermektedir ve ekserji (kullanılabilirlik) diye tanımlanır (Bejan ve diğ., 1996).

Bir sistemde ekserji kaybına neden olan durumlar; sürtünme kayıpları, sıcaklık farkı sebebiyle oluşan ısı transferi, ani genişleme veya sıkıştırma gibi olaylardır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde de ekserji kaybına neden olan durumlar, bu sayılan olaylara benzerdir. Ayrıca absorbsiyonlu sistemlerde, bunlara ilave olarak absorber ve kaynatıcıda meydana gelen karışım kayıpları da eklenir (Şencan , 2005).

Bir sistem için enerji yerine ekserji hesaplanırsa enerjilerin kalitelerindeki fark dikkate alınmış olur. Sürtünme gibi tersinmezlikler nedeniyle enerjinin ekserjisi azalır ve bir ısı sistemde ekserji kayıplarını azaltmak sistemin verimini artırır (Özkaya, 2001).

Ekserji kayıplarının analizi sistem boyunca tersinmezliklerin nerede olduğu konusunda bilgi vermektedir. Enerjinin en faydalı şekilde kullanılabilmesi için tersinmezliklerin en aza indirilmesi gerekmektedir.

m bileşenli bir karışımın ekserjisi genel olarak (Ataer ve Göğüş, 1991):

$$e = \sum_{n=1}^m X_n h_n - T_o \sum_{n=1}^m X_n S_n - \sum_{n=1}^m X_n \mu_{n_o} \quad (8.15)$$

şeklinde verilebilir.

Karışımın Gibbs serbest enerjisi, entalpi ve entropinin fonksiyonu olacak şekilde denklem 8.15 yeniden düzenlenirse aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$e = h - T_o s - g_o \quad (8.16)$$

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin elemanlarında kimyasal reaksiyon olmadığı için Denklem 8.16'nın sağ tarafındaki son terim ilgili birime giren ve çıkan maddeler için aynı olacaktır. Bu yüzden sistem elemanlarının ekserji denge denklemlerinde bu terimler sadeleşecektir. Şekil 6.2'de verilen açık sistemler için ekserji kayıp ifadesi aşağıda verilmektedir.

$$\Delta \dot{E} = \sum \dot{m}_s e_s - \sum \dot{m}_e e_e - \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) + \sum \dot{W} \quad (8.17)$$

Bu denklemde ilk iki terim akışkanın sistem elemanlarına giriş ve çıkışındaki ekserjisi, üçüncü terim ısı geçişi ile gerçekleşen ekserji geçişi ve son terim ise sistem iş ile gerçekleşen ekserji akışını göstermektedir.

Detaylı bir ekserji analizi tahrip olan ekserjiyi, ekserji kaybını, ekserji etkinliğini ve sistemi oluşturan her bir elemanın tahrip olan ekserji oranının hesabını içermektedir (Misra ve diğ., 2003). Ekserji tahribi (E_D), tersinmezlikler nedeniyle tüketilen ve başka hiçbir yerde kullanılmayan ekserjiyi, kayıp ekserji olan (E_L) ise analiz edilen sistemden diğer sistemlere transfer olan (örneğin soğutma suyu) ekserji kaybını ifade eder. Sistemi oluşturan herhangi bir elemandaki tahrip olan ekserji miktarı aşağıdaki denklemden hesaplanabilir:

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{F,k} - \dot{E}_{P,k} - \dot{E}_{L,k} \quad (8.18)$$

Sistem elemanlarının ve sistemin toplam ekserji etkinliği ürün ekserjisinin ($\dot{E}_{P,k}$) yakıt ekserjisine ($\dot{E}_{F,k}$) oranı olarak aşağıda verilmektedir:

$$\varepsilon_k = \dot{E}_{P,k} / \dot{E}_{F,k} = 1 - [(\dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k}) / \dot{E}_{F,k}] \quad (8.19)$$

Tahrip olan ekserji (E_D) genellikle sistemin bütün ünitelerinde bulunur. Kayıp ekserji (E_L) ise sadece sıcaklığın değiştiği ünitelerde bulunur. Tahrip olan ekserji oranı $Y_{D,k}$ ve kayıp ekserji oranı $Y_{L,k}$ bu aşağıdaki değerler yardımıyla bulunur:

$$Y_{D,k} = \frac{E_{D,k}}{E_{F,top}} \quad (8.20)$$

$$Y_{L,k} = \frac{E_{L,k}}{E_{g,top}} \quad (8.21)$$

$$Y_{D,k}^* = \frac{E_{D,k}}{\sum_k E_{D,top}} \quad (8.22)$$

8.3. LiBr/H₂O-R134a Akışkan Çifti ile Çalışan Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Çevriminin Termoekonomik Analizi

Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma çevriminin (Şekil 8.1) toplam ekserji analizi için Yakıt(Beslenen)-Ürün-Kayıp ekserji durumları Tablo 8.1’de gösterilmektedir. Sistem kaynatıcı, evaporatör takımı (yoğusturucu 2, absorber, buharlaştırıcı 1, genişleme valfleri), eriyik ısı değiştiricisi, buharlaştırıcı 2 (kaskad ısı değiştiricisi) ve kompresör olmak üzere beş kısımda düşünölebilir.

Tablo 8.1: Kaskad soğutma çevriminin ekserji analizi için yakıt-ürün-kayıp tanımı

Sistem Elemanı	Yakıt(Beslenen)	Ürün	Kayıp
Kaynatıcı (Generatör)	$E_{15}-E_{16}$	$E_8+E_{11}-E_7$	-
Evaporatör Takımı	$E_{11}+E_{14}+E_9+E_3-E_{13}-E_5-E_1$	$E_{22}-E_{21}$	$E_{20}-E_{19}+ E_{18}-E_{17}$
Eriyik Isı Değ.(EID)	E_8-E_9	E_7-E_6	-
Buharlaştırıcı 2 (Kaskad ısı değiştiricisi)	$E_{13}-E_{14}$	E_3-E_2	-
Kompresör	W_{komp}	E_2-E_1	-
Çevrimin tümü	$E_{15}-E_{16}+ W_{komp}$	$E_{22}-E_{21}$	$E_{20}-E_{19}+ E_{18}-E_{17}$

Geleneksel ekonomik analizde sistem elemanları için kullanılan maliyet denge denklemi sürekli akışlı açık bir sistem için şöyle yazılabilir (Bejan ve diğ.,1996):

$$\dot{C}_{P,top} = \dot{C}_{F,top} + \dot{Z}_{top}^{CI} + \dot{Z}_{top}^{OM} \quad (8.23)$$

Burada:

$$\dot{C}_{P,top} = \text{Toplam ürün maliyet akısı} \quad (8.24)$$

$$\dot{C}_{F,top} = \text{Toplam yakıt maliyet akısı} \quad (8.25)$$

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (8.26)$$

\dot{Z}_k = Bir düzeye getirilmiş yatırım (\dot{Z}_k^{CI}) ve işletim, bakım (\dot{Z}_k^{OM}) masraflarının toplamıdır.

Maliyet akısı aşağıdaki gibi gösterilebilir (Elhanan ve Derbentli, 2007):

$$\dot{C} = c \dot{E} \quad (8.27)$$

$$\dot{C} = c(m \dot{e}) \quad (8.28)$$

Burada; c birim ekserji maliyetini (\$/GJ), m kütleli debiyi (kg/s), e özgül ekserjiyi (kJ/kg) göstermektedir.

Yatırım maliyetini (Z) maliyet akısına dönüştürmek için amortisman çarpanı (yatırım geri kazanım faktörü) ξ ile çarpıp, sistemin yıllık çalışma süresi (s/yıl) ile bölmek gerekmektedir.

Böylece;

$$\dot{Z} = \xi \cdot Z / 3600 \tau \quad (8.29)$$

Buna göre amortisman çarpanı şöyle tanımlanmaktadır:

$$\xi = \left(\frac{i_r (1 + i_r)^{N_y}}{(1 + i_r)^{N_y} - 1} \right) \quad (8.30)$$

Bu kaskad sisteminin ekonomik çözümlenmesi, maliyet denge denklemini her bileşene uygulayarak yardımcı denklemleri ve dış girdileri belirtilerek yapılmıştır. (Yatırımın ekonomik ömrü $N_y=10$ yıl, faiz oranı $i_r=\%15$ kabul edilmiştir).

Bu işlemin sonucunda, elde edilen denklemlerle her akış için maliyet akısını (\$/h) ve birim ekserji maliyeti (\$/GJ) hesaplanabilmektedir.

Kaskad soğutma sisteminin her bir elemanı için maliyet denklemleri yazılırsa:

Kaynaticı (Generatör):

$$\dot{C}_{11} + \dot{C}_7 - \dot{C}_{11} - \dot{C}_8 = -\dot{Z}_g \quad (8.31)$$

$$\frac{\dot{C}_{11}}{m_{11}(e_{11} - e_7)} - \frac{(e_8 - e_{11})\dot{C}_7}{m_7(e_{11} - e_7)(e_8 - e_7)} - \frac{\dot{C}_8}{m_8(e_8 - e_7)} = 0 \quad (8.32)$$

Eriyik Isı Değiştiricisi (EID):

$$\dot{C}_6 - \dot{C}_7 + \dot{C}_8 - \dot{C}_9 = -\dot{Z}_{EID} \quad (8.33)$$

$$\dot{C}_8 - \frac{(E_8)}{(E_9)} \dot{C}_9 = 0 \quad (8.34)$$

Çözelti pompası:

$$\dot{C}_F + \dot{C}_5 - \dot{C}_6 = (-\dot{Z}_p + \dot{Z}_m) \quad (8.35)$$

$$\dot{C}_5 - \dot{C}_6 = 0 \quad (8.36)$$

Yoğuşturucu 2 (Kondenser 2):

$$\dot{C}_{11} - \dot{C}_{12} - \Delta \dot{C}_c = -\dot{Z}_c \quad (8.37)$$

$$\dot{C}_{11} - \frac{(\dot{E}_{11})}{(\dot{E}_{12})} \dot{C}_{12} = 0 \quad (8.38)$$

Absorber:

$$\dot{C}_{14} + \dot{C}_{10} - \dot{C}_5 - \Delta \dot{C}_a = -\dot{Z}_a \quad (8.39)$$

$$\frac{\dot{C}_{14} + \dot{C}_{10}}{\dot{E}_{14} + \dot{E}_{10}} - \frac{\dot{C}_5}{\dot{E}_5} = 0 \quad (8.40)$$

Buharlaştırıcı 2 (Kaskad Isı Değiştiricisi):

$$\dot{C}_{13} - \dot{C}_{14} + \dot{C}_2 - \dot{C}_3 = -\dot{Z}_{buh2} \quad (8.41)$$

$$\dot{C}_{13} - \frac{(\dot{E}_{13})}{(\dot{E}_{14})} \dot{C}_{14} = 0 \quad (8.42)$$

Genleşme valfi:

$$\dot{C}_{12} - \frac{(\dot{E}_{12})}{(\dot{E}_{13})} \dot{C}_{13} = 0 \quad (8.43)$$

Genleşme valfi:

$$\dot{C}_9 - \frac{(\dot{E}_9)}{(\dot{E}_{10})} \dot{C}_{10} = 0 \quad (8.44)$$

Buharlaştırıcı 1:

$$\dot{C}_4 - \frac{(\dot{E}_4)}{(\dot{E}_1)} \dot{C}_1 = 0 \quad (8.45)$$

Kompresör:

$$\dot{C}_1 - \dot{C}_2 + \dot{C}_E = -\dot{Z}_{komp} \quad (8.46)$$

Genleşme valfi:

$$\dot{C}_3 - \frac{(E_3)}{(E_4)} \dot{C}_4 = 0 \quad (8.47)$$

$$\dot{C}_H + \dot{C}_E - \Delta \dot{C}_c - \Delta \dot{C}_a - \Delta \dot{C}_{P,top} = \sum \dot{Z}_k \quad (8.48)$$

Bu denklem takımının çözümünde kompresör için elektrik enerjisi birim maliyeti (\dot{C}_E) 0.098 \$/kWh ve kaynatıcı için gerekli olan buharın maliyeti (\dot{C}_H) 7 \$/1000 kg olarak alınmıştır.

50 kW 'lık soğutma yükünü karşılayan bir kaskad soğutma sisteminin ilk yatırım maliyeti analizi yapılmıştır. Bu amaçla literatürden elde edilen denklemler kullanılmıştır (Misra ve diğ., 2003). Her bir sistem elemanının ilk yatırım maliyeti aşağıdaki denklemlerden elde edilmiştir.

Kaynatıcı (Generatör) ilk yatırım maliyeti:

$$Z_G = Z_{R,G} \left(\frac{A_G}{A_R} \right)^{0.6} \quad (8.49)$$

Yoğuşturucu 2 (Kondenser 2) ilk yatırım maliyeti:

$$Z_K = Z_{R,K} \left(\frac{A_K}{A_R} \right)^{0.6} \quad (8.50)$$

Buharlaştırıcı (Evaporatör) ilk yatırım maliyeti:

$$Z_E = Z_{R,E} \left(\frac{A_E}{A_R} \right)^{0.6} \quad (8.51)$$

Absorber ilk yatırım maliyeti:

$$Z_A = Z_{R,A} \left(\frac{A_A}{A_R} \right)^{0.6} \quad (8.52)$$

Isı Değiştiricisi ilk yatırım maliyeti:

$$Z_{EID} = Z_{R,EID} \left(\frac{A_{EID}}{A_R} \right)^{0.6} \quad (8.53)$$

Burada A_R referans bir sistem elemanının alanı olup 100 m^2 olarak alınmıştır.

Kompresör ilk yatırım maliyeti (D'Accadia ve de Rossi (1998)):

$$Z_{CP} = Z_{O,CP} \left(\frac{W_{CP}}{W_{O,CP}} \right)^{m_{CP}} \left(\frac{\eta_{CP}}{0.9 - \eta_{CP}} \right)^{n_{CP}} \quad (8.54)$$

($W_{O,CP} = 100 \text{ kW}$; $\eta_{CP} = \text{İzantropik etkinlik (0.8)}$; $m_{CP} = 1.0$; $n_{CP} = 0.50$)

$Z_{R,G}$, $Z_{R,K}$, $Z_{R,E}$, $Z_{R,A}$, $Z_{R,EID}$ ve $Z_{O,CP}$ değerleri 2008 yılı için Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI) 'e güncelleştirilerek aşağıda verilmiştir.

$$Z_{R,G} = 25.000 \$ \quad ; \quad Z_{R,K} = 11.500 \$$$

$$Z_{R,E} = 23.000 \$ \quad ; \quad Z_{R,A} = 23.500 \$$$

$$Z_{R,EID} = 17.000 \$ \quad ; \quad Z_{R,ex-valf} = 450 \$ \quad ; \quad Z_{O,CP} = 17500 \$$$

Sistemin toplam ilk yatırım maliyeti ise sistem elemanlarının maliyetlerinin toplamına eşittir:

$$Z = Z_G + Z_K + Z_E + Z_A + Z_{EID} + Z_{komp} \quad (8.55)$$

Bu ekserji analiz sonuçlarından sistem tasarımcısına toplam ekserji etkinliğinin maksimum değerlerde olması önerilir. Termoekonomik analizde sistemin her bir noktası için birinci adımda maliyet akıları [C (\$/h)] ve ikinci adımda birim ekserji maliyetlerinin [c (\$/GJ)] hesabı yapılmaktadır (Tablo 8.2).

Tablo 8.2: Kaskad soğutma çevriminin termodinamik özellikleri ve eksergoekonomik maliyetleri

Akım No	T (°C)	m (kg/s)	x (%LiBr)	m.E (kW)	Maliyet akıları C (\$/h)	Birim ekserji maliyeti c (\$/GJ)
1	-10	0.2878		-35.731	-7.029	54.644
2	22	0.2878		-30.448	-6.182	56.399
3	14	0.2878		-28.554	-5.618	54.652
4	-10	0.2878		-29.086	-5.721	54.636
5	40	0.2856	55	6.087	0.661	30.164
6	40	0.2856	55	6.087	0.661	30.164
7	63.5	0.2856	55	7.410	0.962	36.062
8	85	0.2618	60	16.363	1.740	29.538
9	58	0.2618	60	14.146	1.503	29.513
10	58	0.2618	60	14.146	1.503	29.513
11	85	0.0238		2.692	0.264	27.244
12	40	0.0238		-0.075	-0.007	26.092
13	10	0.0238		-0.250	-0.024	26.689
14	10	0.0238		-3.194	-0.314	27.305
16-15	110	0.0338		14.432	0.8518	16.398
18-17	30/27	5.7511		0.616	0.772	348.124
20-19	32.5/30	5.6303		1.803	0.443	68.250
22-21	(-5)/0	9.976		5.115	1.873	101.716
W _{komp}				6.76	0.681	27.983

Tablo 8.3: Kaskad soğutma çevriminin ekserji analiz sonuçları

Sistem Elemanı	Yakıt (Beslenen) ekserjisi E _F (kW)	Ürün ekserjisi E _P (kW)	Tahrip olan ekserji E _D (kW)	Kayıp ekserji E _L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y _D (%)	Y _D [*] (%)	Kayıp ekserji oranı Y _L (%)	Ekserji etkinliği ε (%)
Kaynatıcı (Generatör)	14.432	11.645	2.784		13.139	20.384		80.688
Evaporatör Takımı	14.984	5.115	7.450	2.419	35.155	54.547	11.416	34.136
Eriyik Isı Değ.(EID)	2.217	1.323	0.894		4.219	6.545		59.675
Kaskad Isı Değ.	2.944	1.894	1.050		4.955	7.687		64.334
Kompresör	6.76	5.28	1.480		6.985	10.836		78.106
Çevrimin tümü	21.192	5.115	13.658	2.419	64.449	100	11.416	24.136

Tablo 8.3’de kaskad soğutma çevriminin ekserji analiz sonuçlarına göre maksimum tahrip olan ekserji 7.450 kW ve % 35.155 tahrip ekserji oranıyla (Y_D) evaporatör takımında meydana gelmektedir. Bunu kaynatıcı (2.784 kW) takip etmektedir. Kayıp

ekserji evaporatör takımında (2.419 kW) oluşmaktadır. Bu nedenle bu elemanın ekserji etkinliği (ϵ) çok düşük değerdedir (%34.136).

8.4. LiBr/H₂O-R134a Akışkan Çifti ile Çalışan Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırma Kaskad Soğutma Çevriminin Termoekonomik Analizinin Değerlendirilmesi

Termal sistemlerin termoekonomik değerlendirilmesinde bilinen termoekonomik değişkenler çok önemli rol oynamaktadır. Bunlar yakıtın (giren akının) birim ekserji maliyeti ($c_{F,k}$), ürünün (çıkan akının) birim ekserji maliyeti ($c_{P,k}$), tahrip olan ekserjinin maliyet akısı ($C_{D,k}$), kayıp ekserjinin maliyet akısı ($C_{L,k}$) ve eksergoekonomik faktörü olan f_k 'dir (Misra ve diğ., 2003).

Tahrip olan ve kayıp ekserji akısının maliyetleri sırasıyla:

$$C_{D,k} = c_{F,k} E_{D,k} \quad (8.56)$$

$$C_{L,k} = c_{F,k} E_{L,k} \quad (8.57)$$

Bir bileşenin maliyet kaynakları iki grup altında toplanabilir. Bunlardan birincisi, ekserji ile ilgili olmayan (yatırım, işletme, bakım, onarım) ikincisi ise yok edilen ekserjiden meydana gelir. Bileşeni değerlendirirken bunlardan hangisinin daha ağırlıklı olduğunu bilmek o ünitenin iyileştirilebilmesi için nereye odaklanılması gerektiğini gösterir. Bu değerlendirme kriteri eksergoekonomik faktördür (f) ve aşağıdaki gibi tanımlanır (Bejan ve diğ., 1996).

Eksergoekonomik faktör (f) yatırım maliyetinin (ekserji ile ilgili olmayan maliyet) toplam maliyete oranı olarak tanımlanmıştır;

$$f_k = \frac{Z_k}{Z_k + (C_{D,k} + C_{L,k})} \quad (8.58)$$

Eksergoekonomik faktörün küçük değerleri sistem elemanı için yatırım sermayesi artsa bile tahrip olan ekserjinin azaltılması yoluyla verimliliğin artırılması sayesinde tüm sistem için maliyet tasarrufunu öngörür. Eksergoekonomik faktörün büyük değerleri ise sistem elemanının yatırım maliyetlerinin düşürülmesi gerektiğini önerir.

Tablo 8.4’de kaskad soğutma çevriminin eksergoekonomik analiz sonuçları verilmektedir. Buna göre eksergoekonomi faktörün küçük değerleri sırasıyla evaporatör takımı, eriyik ısı değiştiricisi ve kaynatıcıda görülmektedir. Ayrıca buharlaştırıcı 2 (kaskad ısı değiştiricisi) ve kompresörün eksergoekonomik faktörü büyük değerlerdedir.

Tablo 8.4: Kaskad soğutma çevriminin eksergoekonomik analiz sonuçları

Sistem Elemanı	Birim ekserji maliyeti		Maliyet akıları		Toplam maliyet (Yatırım+işletim) Z (\$/h)	Kayıp ve Tahrip olan ekserji maliyet akıları + Toplam maliyet akısı (C _D + C _L + Z) (\$/h)	Eksergo-ekonomik faktör f (%)
	Yakıt (Beslenen) c _F (\$/GJ)	Ürün c _P (\$/GJ)	Tahrip olan ekserji C _D (\$/h)	Kayıp ekserji C _L (\$/h)			
Kaynatıcı (Generator)	16.398	24.832	0.164		0.189	0.353	53.541
Evaporatör Takımı	41.303	100.033	1.108	0.360	0.831	2.299	36.146
Eriyik Isı Değ. (EID)	29.695	63.198	0.096		0.065	0.161	40.373
Kaskad Isı Değ.	27.363	83.157	0.103		0.274	0.377	72.679
Kompresör	28	44.560	0.149		0.166	0.315	52.698
TOPLAM	20.094	100.033	0.988	0.175	1.525	2.688	56.734

8.5. LiBr/H₂O-R134a Akışkan Çifti ile Çalışan Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırma Kaskad Soğutma Çevriminin Termoekonomik Optimizasyonu

Bir sistemin termoekonomik optimizasyonu için bir termodinamik model ve maliyet modeline ihtiyaç duyulmaktadır. Termodinamik model, bazı termodinamik değişkenlerle ilgili olarak sistemin performansı hakkında tahminler verir. Maliyet modeli de verilen bir takım termodinamik değişkenler için maliyet değerlerinin detaylı hesaplanmasını sağlamaktadır (Bejan ve diğ., (1996), Misra ve diğ., (2003)).

Sistem elemanlarının toplam yatırım maliyeti yaklaşık olarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$Z_k = B_k \left[\frac{\varepsilon_k}{1 - \varepsilon_k} \right]^{x_k} E_{P,k}^{y_k} \quad (8.59)$$

Buradaki B_k , x_k ve y_k sabitleri sistem elemanı için uygun maliyet değerlerinin oluşturduğu noktaların birleştirilmesiyle ve uygun eğri teknikleriyle bulunabilir. Genellikle bütün sistem elemanları için $y_k = 0.8$ olarak varsayılmaktadır (Misra ve diğ., 2003).

Bir eleman için yıllık bir düzeye getirilmiş yatırım maliyeti aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$\dot{Z}_k^{CI} = \xi Z_k \quad (8.60)$$

Bir eleman için yıllık bir düzeye getirilmiş işletme-bakım maliyeti ise:

$$\dot{Z}_k^{OM} = \beta_k Z_k + \omega_k E_{P,k} + R_k \quad (8.61)$$

ile hesaplanır. Denklem 8.47'de $\beta_k = \%1.25$ kabul edilmektedir (Misra ve diğ., 2003).

Buna göre bir eleman için toplam yıllık bir düzeye getirilmiş toplam maliyet aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\dot{Z} = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (8.62)$$

Bir sistem elemanı için amaç fonksiyonu, elemanın ürünün (çıkan akının) birim ekserji maliyetini ($c_{P,k}$), minimuma indirmek olarak tanımlanır. Matematiksel olarak aşağıdaki şekilde verilmektedir:

$$(C_{P,k})_{\min} = \frac{c_{F,k} E_{F,k} + Z_k}{E_{P,k}} \quad (8.63)$$

Buna göre optimum (en iyi) ekserji etkinlik, tahrip olan ekserji ve kayıp ekserjinin optimum toplamı, optimum yıllık bir düzeye getirilmiş yatırım maliyeti ve optimum eksergoekonomik faktör sırasıyla aşağıda verilmektedir:

$$\varepsilon_{k,OPT} = 1/(1 + F_k) \quad (8.64)$$

$$\left(\dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k} \right)_{OPT} = \dot{E}_{P,k} F_k = \dot{E}_{P,k} \left(\frac{1 - \varepsilon_{k,OPT}}{\varepsilon_{k,OPT}} \right) \quad (8.65)$$

$$\dot{Z}_{k,OPT} = c_{F,k} \dot{E}_{P,k} (F_k / x_k) \quad (8.66)$$

$$f_{k,OPT} = 1/(1 + x_k) \quad (8.67)$$

$$F_k = \left(\frac{x_k B_k (\xi + \beta_k)}{c_{F,k} \dot{E}_{P,k}} \right)^{1/(x_k+1)} \quad (8.68)$$

Her bir sistem elemanı için $\varepsilon_{k,OPT}$ ve $f_{k,OPT}$, sistemin toplam kayıplarının maliyeti ($C_{(D+L),top}$) hesaplanabilir. Toplam sistem için amaç fonksiyonu aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$(C_{P,top})_{\min} = \dot{C}_{F,top} + \dot{Z}_{top}^{CI} + \dot{Z}_{top}^{OM} \quad (8.69)$$

Burada eksergoekonomik faktör ve ekserji etkinliğinin optimum değerlerinden gerçek değerden izafi sapmayı belirten iki yeni eksergoekonomik değişken aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\delta\varepsilon_k = \varepsilon_k - \varepsilon_{k,OPT} \quad (8.70)$$

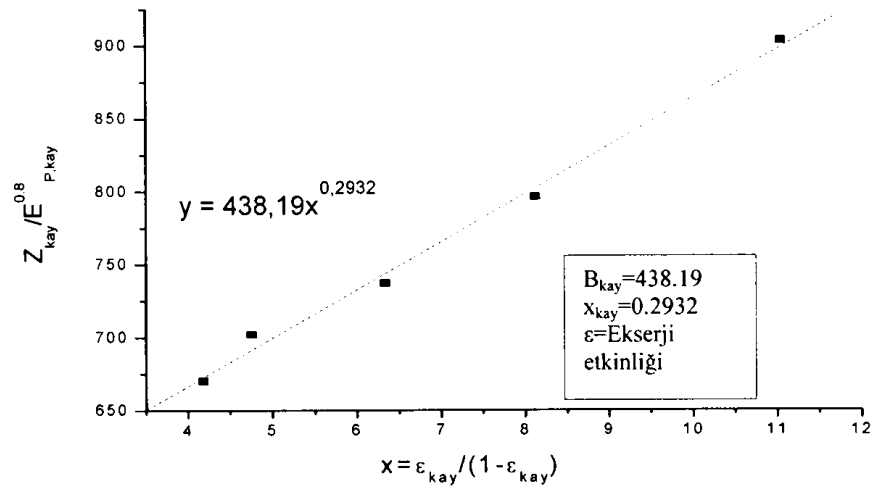
$$\delta f_k = f_k - f_{k,OPT} \quad (8.71)$$

Eksergoekonomik değişkenler olan $\delta\epsilon_k$, δf_k , $c_{P,top}$ ve $(C_{(D+L),top})$ iteratif optimizasyon boyunca her bir eleman için tasarım değişikliklerine karar vermek için kullanılırlar. İteratif yönteminde asıl amaç son ürünlerin bir düzeye getirilmiş maliyetlerini azaltmaktır.

İteratif optimizasyonda aşağıda belirtilen kriterler göz önünde bulundurulur:

- Belirli bir adımda bir karar değişkenindeki bir değişiklik için $\delta\epsilon_k$, δf_k , $c_{P,top}$ ve $(C_{(D+L),top})$ değişkenleri hesaplanırken diğer karar değişkenleri sabit tutulur.
- Eksergoekonomik değişkenler üzerindeki etkileri irdelenir.
- Eğer bu etki pozitif ise ($C_{P,top}$ ve $(C_{(D+L),top})$ azalan bir eğilime sahipse) bir sonraki iteratif adımda bu değişken benzer bir değişiklik için aday olur. Aksi durumda bu değişken bir sonraki adımda değişmemiş olarak kalır.
- Diğer karar değişkenleri için yukarıdaki üç adım tekrarlanır.

Sistem elemanlarının toplam yatırım maliyetini ifade eden Denklem 8.59'da verilen B_k , x_k ve y_k sabitleri sistem elemanı için uygun maliyet değerlerinin oluşturduğu noktaların birleştirelmesiyle ve uygun eğri teknikleriyle bulunabilmektedir. Sistem elemanlarında kaynaticı burada örnek olarak verilmektedir.



Şekil 8.8: Kaynaticı için yatırım maliyet eşitliğinin (Denklem 8.59) çizimi

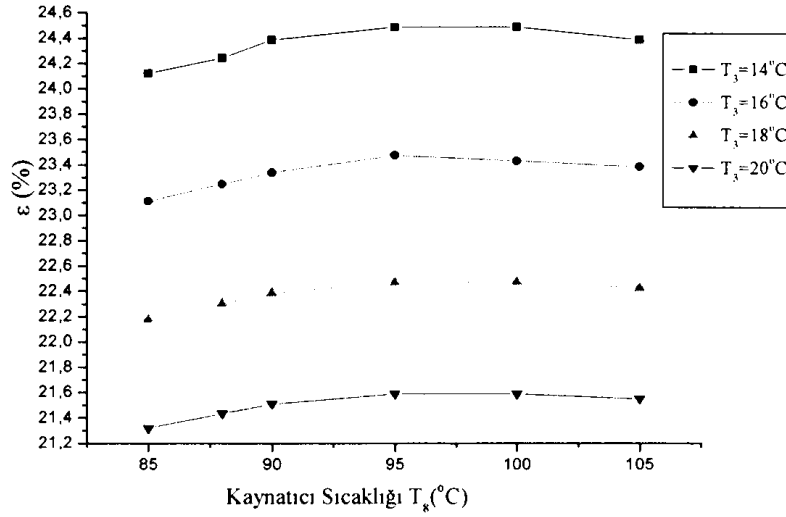
Şekil 8.8'de görülen kaynatıcı örneği gibi sistemi oluşturan bütün elemanlar için gerekli olan B_k ve x_k değerleri optimizasyon işlemi için aynı yöntemle hesaplanmıştır.

Tablo 8.2'de özellikleri verilen kaskad soğutma çevriminin $T_1=-10^\circ\text{C}$, $T_5=T_{12}=40^\circ\text{C}$ ve $T_3=14^\circ\text{C}$ çalışma şartlarıyla optimum kaynatıcı sıcaklığının belirlenmesi için esas durumundan optimum duruma aşama aşama yapılan iterasyon sonuçları Tablo 8.5'de gösterilmektedir. Esas alınan durum için en iyi çalışma koşulu amaç fonksiyonuna $((C_{P,top})_{\min} = C_{F,top} + Z_{top}^{CI} + Z_{top}^{OM})$ göre kaynatıcı sıcaklığının 95°C olduğu durumdur. Bu sıcaklıkta hem amaç fonksiyonu hem de toplam ekserji kaybı maliyeti minimum olmaktadır.

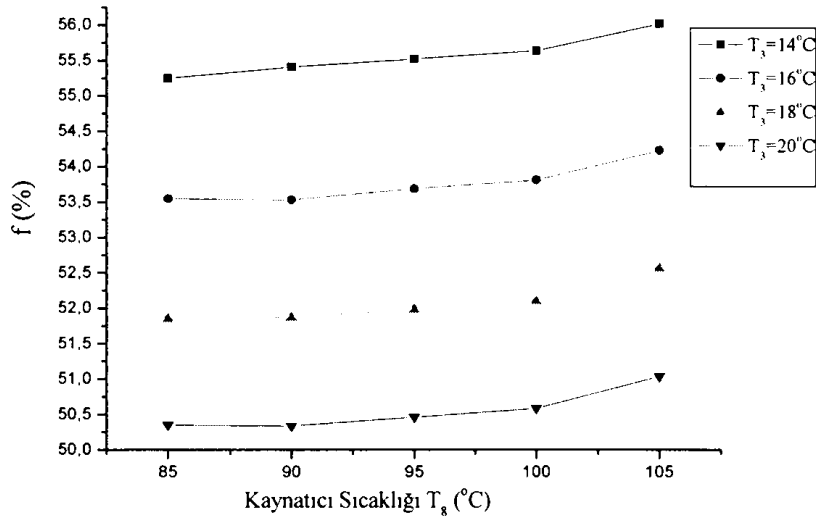
Tablo 8.5: Kaskad soğutma çevriminin termoekonomik optimizasyon sonuçları

	ESAS Durum	OPTİMUM Durum			
	Aşama 1 85°C	Aşama 2 90°C	Aşama 3 95°C	Aşama 4 100°C	Aşama 5 105°C
Kaynatıcı (Generatör)	$\delta\epsilon_k=-0.091$ $\delta f_k=-0.238$	$\delta\epsilon_k=-0.072$ $\delta f_k=-0.195$	$\delta\epsilon_k=-0.036$ $\delta f_k=-0.119$	$\delta\epsilon_k=-0.0085$ $\delta f_k=-0.044$	$\delta\epsilon_k=0.017$ $\delta f_k=0.026$
Evaporatör takımı	$\delta\epsilon_k=-0.368$ $\delta f_k=-0.514$	$\delta\epsilon_k=-0.471$ $\delta f_k=-0.516$	$\delta\epsilon_k=-0.473$ $\delta f_k=-0.517$	$\delta\epsilon_k=-0.480$ $\delta f_k=-0.527$	$\delta\epsilon_k=-0.488$ $\delta f_k=-0.534$
Kompresör	$\delta\epsilon_k=0.158$ $\delta f_k=0.419$	$\delta\epsilon_k=0.158$ $\delta f_k=0.419$	$\delta\epsilon_k=0.158$ $\delta f_k=0.419$	$\delta\epsilon_k=0.158$ $\delta f_k=0.419$	$\delta\epsilon_k=0.158$ $\delta f_k=0.419$
Kaskad Isı Değ.	$\delta\epsilon_k=0.041$ $\delta f_k=0.641$	$\delta\epsilon_k=0.041$ $\delta f_k=0.644$	$\delta\epsilon_k=0.041$ $\delta f_k=0.647$	$\delta\epsilon_k=0.041$ $\delta f_k=0.648$	$\delta\epsilon_k=0.041$ $\delta f_k=0.647$
Eriyik Isı Değiştiricisi (EID)	$\delta\epsilon_k=-0.369$ $\delta f_k=-0.538$	$\delta\epsilon_k=-0.326$ $\delta f_k=-0.510$	$\delta\epsilon_k=-0.474$ $\delta f_k=-0.609$	$\delta\epsilon_k=-0.472$ $\delta f_k=-0.609$	$\delta\epsilon_k=-0.473$ $\delta f_k=-0.609$
Amaç fonksiyonunun değeri $C_{P,top}$ (\$/h)	3.058	3.035	3.031	3.043	3.080
Toplam ekserji kaybı maliyeti (C_D+C_L) (\$/h)	1.169	1.150	1.144	1.145	1.151

Kaskad soğutma sistemi için ekserji etkinliği (ϵ) ve eksergoekonomik faktörün (f) değişimleri Şekil 8.9 ve Şekil 8.10'da görülmektedir. Buna göre en iyi ekserji etkinliği (ϵ) $T_3=14^\circ\text{C}$ ve $T_8=95^\circ\text{C}$ sıcaklıklarında elde edilmektedir. Eksergoekonomik faktörü (f) ise düşük T_3 ve artan T_8 sıcaklıklarında artmaktadır. Kaskad sistemin buhar sıkıştırma kısmının yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla sistemin çalışma üst basıncı da artmaktadır. Basıncıdaki bu artış sistemin ekserji etkinliği (ϵ) ve eksergoekonomik faktörünü (f) olumsuz etkilemektedir.

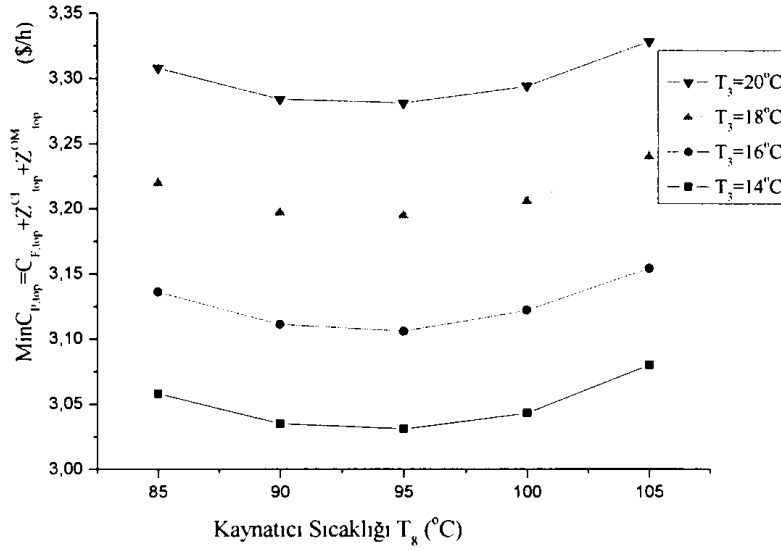


Şekil 8.9: Kaskad soğutma sisteminin farklı T_3 ve T_8 sıcaklıklarına göre ekserji etkinliğinin (ϵ) değişimi

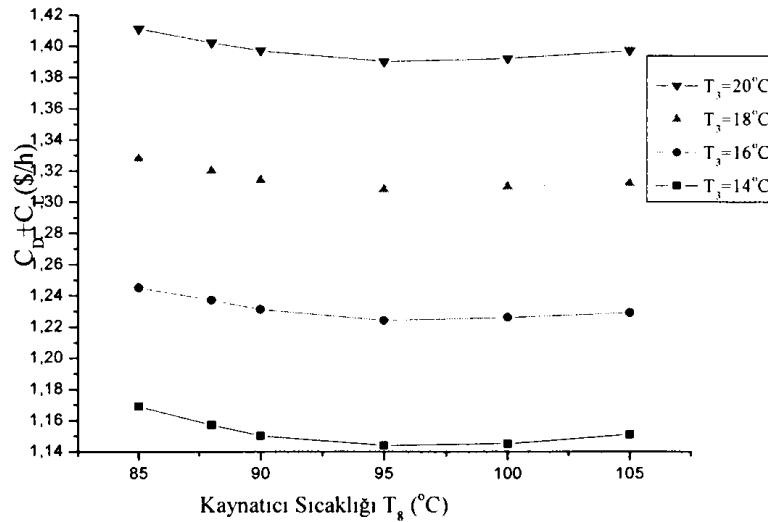


Şekil 8.10: Kaskad soğutma sisteminin farklı T_3 ve T_8 sıcaklıklarına göre eksergoekonomik faktörün (f) değişimi

Yine aynı kaskad soğutma çevriminin en iyi çalışma koşullarının belirlenmesi için farklı çalışma koşullarına göre optimizasyonu yapılmıştır. Bu amaçla kaskad sisteminin buhar sıkıştırıcı kısmının yoğuşturucusunun (T_3) ve absorpsiyon kısmının kaynatıcısının (T_8) farklı sıcaklık değerlerinde optimizasyonu yapılmıştır. Buna göre incelenen sistemlerden minimum $C_{p,top}$ ve toplam ekserji kaybı maliyeti $T_3=14^\circ\text{C}$ ve $T_8=95^\circ\text{C}$ sıcaklıklarında elde edilmektedir (Şekil 8.11 ve Şekil 8.12).



Şekil 8.11: Kaskad soğutma sisteminin farklı T_3 ve T_8 sıcaklıklarına göre amaç fonksiyonunun değişimi



Şekil 8.12: Kaskad soğutma sisteminin farklı T_3 ve T_8 sıcaklıklarına göre toplam ekserji kaybı maliyetinin değişimi

Tablo 8.2’de termodinamik özellikleri gösterilen kaskad soğutma çevriminin iteratif optimizasyon sonucunda optimum kaynatıcı sıcaklığı 95°C olarak elde edilmiştir. Kaskad soğutma çevriminin optimum durumu için termodinamik özellikler ve eksergoekonomik maliyetleri Tablo 8.6’da ve ekserji analiz sonuçları da Tablo 8.7’de gösterilmektedir.

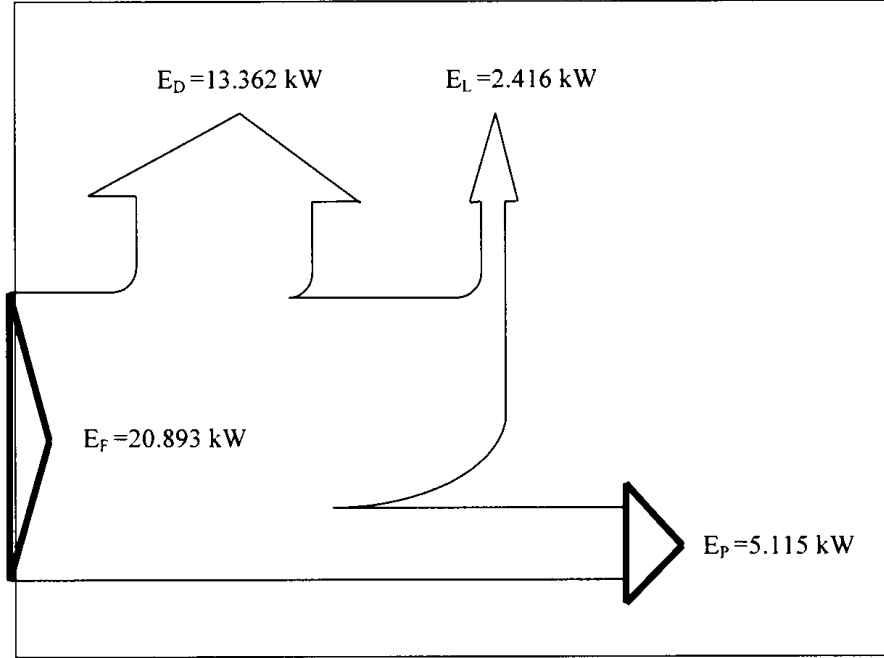
Tablo 8.6: Kaskad soğutma çevriminin optimum durumu için termodinamik özellikler ve eksergoekonomik maliyetleri

Akım No	T (°C)	m (kg/s)	x (%LiBr)	m.E (kW)	Maliyet akıları C (\$/h)	Birim ekserji maliyeti c (\$/GJ)
1	-10	0.2878		-35.731	-6.99	54.341
2	22	0.2878		-30.448	-6.143	56.043
3	14	0.2878		-28.554	-5.587	54.351
4	-10	0.2878		-29.086	-5.69	54.340
5	40	0.1692	55	3.606	0.356	27.421
6	40	0.1692	55	3.606	0.356	27.421
7	65.5	0.1692	55	4.484	0.576	35.682
8	95	0.1454	64	13.894	1.361	27.210
9	62	0.1454	64	12.089	1.185	27.229
10	62	0.1454	64	12.089	1.185	27.229
11	95	0.0238		2.782	0.265	26.460
12	40	0.0238		-0.075	-0.007	26.092
13	10	0.0238		-0.250	-0.024	26.689
14	10	0.0238		-3.194	-0.305	26.522
16-15	110	0.0331		14.130	0.8341	16.397
18-17	30/27	5.5923		0.599	0.752	348.729
20-19	32.5/30	5.6732		1.817	0.445	68.030
22-21	(-5)/0	9.976		5.115	1.834	99.598
W _{komp}				6.76	0.681	27.983

Tablo 8.7: Kaskad soğutma çevriminin optimum durumu için ekserji analiz sonuçları

Sistem Elemanı	Yakıt (Beslenen) ekserjisi E _F (kW)	Ürün ekserjisi E _P (kW)	Tahrip olan ekserji E _D (kW)	Kayıp ekserji E _L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y _D (%)	Y _D ’ (%)	Kayıp ekserji oranı Y _L (%)	Ekserji etkinliği ε (%)
Kaynatıcı (Generatör)	14.133	12.192	1.938		9.277	14.504		86.285
Evaporatör Takımı	15.498	5.115	7.967	2.416	38.138	59.624	11.565	33.004
Eriyik Değ.(EID)	1.805	0.878	0.927		4.437	6.938		48.643
Kaskad Değ.	2.944	1.894	1.050		5.026	7.858		64.334
Kompresör	6.76	5.28	1.480		7.085	11.076		78.106
Çevrimin tümü	20.893	5.115	13.362	2.416	63.963	100	11.565	24.485

Kaskad soğutma çevriminin optimum durumu için ekserji Sankey diyagramı Şekil 8.13 'de verilmektedir.



Şekil 8.13: Kaskad soğutma çevriminin optimum durumu için ekserji Sankey diyagramı

Aynı kaskad sisteminin buhar sıkıştırıcı kısmın buharlaştırıcısının farklı sıcaklıklarına göre (T_1) optimizasyonu yapılarak sonuçları Tablo 8.8'de verilmektedir. Tablo 8.8'e göre T_1 sıcaklığı arttıkça sistemin toplam ekserji kaybının maliyeti ($C_D + C_L$) ve amaç fonksiyonunun değeri $\min C_{p,top}$ azalmakta, ekserji etkinliği (ϵ) ve eksergoekonomik faktörü (f) ise artmaktadır (Kabuller: $T_{kay}=88^\circ\text{C}$, $T_5 = T_{12}=40^\circ\text{C}$, $T_3=18^\circ\text{C}$). Artan T_1 sıcaklığındaki büyük eksergoekonomik faktörü sistem elemanının yatırım maliyetlerinin düşürülmesi gerektiğini önerir.

Tablo 8.8: Kaskad soğutma çevriminin farklı T_1 sıcaklıklarına göre termoekonomik sonuçları

	$T_1=8^\circ\text{C}$	$T_1=10^\circ\text{C}$	$T_1=12^\circ\text{C}$	$T_1=14^\circ\text{C}$	$T_1=16^\circ\text{C}$
Amaç fonksiyonunun değeri ($C_{p,top}$) _{min} (\$/h)	3.196	3.205	3.262	3.333	3.412
Toplam ekserji kaybının maliyeti (\$/h) ($C_D + C_L$)	1.254	1.328	1.400	1.485	1.571
ϵ (%)	23.192	22.302	21.449	20.627	19.866
f (%)	55.677	52.975	51.372	49.593	48.032

9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin amacı güneş enerjisi, jeotermal enerji ve çeşitli endüstriyel tesislerdeki atık ısı enerjisini kullanarak soğutma işlemleri için gerekli olan enerji ihtiyacını azaltmaktır. Böylece bu soğutma sistemleri hem çevre hem de enerji tasarrufu sağlamaktadır.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin performansına etki eden çok sayıda parametre söz konusudur. Bu sistemlerin geliştirilmesinde en uygun araştırma alanları uygun akışkan çiftleri seçmek ya da yeni çevrimler geliştirmektir. Bu kapsamda bu çalışmada absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin verimini artırmak için absorbsiyonlu ve klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri birlikte düşünülerek oluşturulan absorbsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kaskad ve absorbsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine soğutma sistemleri incelenmiştir. Ayrıca absorbsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma için uygun çalışma akışkanları belirlemek amacıyla absorbsiyon kısmında LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O akışkan çifti, buhar sıkıştırımlı kısmında ise farklı soğutucu akışkanlar kullanarak teorik analizleri yapılmıştır.

Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine soğutma sisteminin farklı CP oranlarına (sıkıştırma oranı) göre analizi yapılmıştır. Çalışma koşullarına göre sistem sadece absorbsiyonlu soğutma ya da sadece buhar sıkıştırımlı soğutma şeklinde çalıştırılabilir.

Kaskad soğutma sisteminin absorbsiyon kısmında literatürde sadece NH₃-H₂O akışkan çiftinin kullanıldığı, bu çalışmada ise NH₃-H₂O akışkan çiftinden farklı olarak LiBr-H₂O akışkan çiftinin kullanılması durumlarının teorik termodinamik analizleri yapılmıştır. Bu analizlerde ilk defa kaskad soğutma sistemine ikinci kanun ve termoeconomik analiz yöntemleri uygulanmıştır.

Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sistemi için absorbsiyonlu kısmında akışkan çifti olarak LiBr-H₂O buhar sıkıştırırmalı kısmında ise R-134a, R410A ve NH₃, yine absorbsiyonlu kısmında akışkan çifti olarak NH₃-H₂O buhar sıkıştırırmalı kısmında ise R-134a, R410A ve NH₃ kullanıldığı kabul edilerek oluşturulan çevrimlerin sistem elemanlarının farklı çalışma sıcaklıklarına göre birinci kanun analizleri yapılmıştır. Kaskad soğutma sistemleri aynı çalışma şartlardaki klasik buhar sıkıştırırmalı sistemlerine göre aynı miktar soğutma elde edebilmek için kaskad sistemlerde % 48 ile %52 arasında değişen daha az elektrik enerjisine ihtiyaç duyulduğu görülmüştür.

Absorbsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sistemlerinin absorbsiyonlu kısmında LiBr-H₂O akışkan çiftinin kullanılması durumunda NH₃-H₂O akışkan çiftine göre % 33 daha yüksek soğutma tesir katsayıları (STK) değerleri elde edilmiştir. LiBr/H₂O-R134a ve NH₃/H₂O-R134a kaskad soğutma sistemlerinin ikinci kanun analiz sonuçlarına göre LiBr/H₂O-R134a çevrimi durumunda sistemin ekserji kayıpları NH₃/H₂O-R134a'a göre % 26.7 daha düşük olmaktadır. Ayrıca NH₃/H₂O akışkan çifti kullanımı durumunda kaynatıcıdan sonra çevrime ilave edilecek ayrıştırmacının enerji gereksinimi göz önünde tutulursa LiBr-H₂O akışkan çiftinin avantajının daha da artacağı görülmektedir. Bununla birlikte kaskad çevrimlerin absorbsiyonlu kısmında LiBr-H₂O akışkan çiftinin kullanılması durumunda tasarım aşamasında LiBr'ün kristalleşme durumunun da göz önünde tutulması gerekir.

Yukarıda açıklanan sebeplerden dolayı LiBr-H₂O akışkan çifti kullanımının NH₃-H₂O çiftine göre daha avantajlı olduğundan absorbsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sistemlerinin absorbsiyonlu kısmında sadece LiBr-H₂O akışkan çiftinin buhar sıkıştırırmalı kısmında ise NH₃, R-134a, R-410A ve CO₂ soğutucu akışkanlar kullanılması durumlarında sistemin farklı çalışma sıcaklıklarına göre birinci ve ikinci kanun analizleri yapılmıştır. Bu analizlere göre kaskad çevriminin yoğunlaştırıcı ve absorber sıcaklığı arttıkça çevrimin soğutma tesir katsayısı azalmakta buna karşılık kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla da çevrimin soğutma tesir katsayısının artmakta olduğu tespit edilmiştir. Artan absorber, kaynatıcı ve kondenser sıcaklıklarında sistemin toplam tersinmezliklerinin artmakta olduğu bunun da ekserji verimlerini olumsuz yönde etkilediği görülmüştür. Sistemin kaskad ısı

değiştiricisinin $\Delta T(T_3-T_{14})$ sıcaklık farklarında T_{14} (absorbsiyonlu kısmın buharlaştırıcı sıcaklığı) sıcaklığının artışıyla tersinmezliklerin azaldığı buna karşın ekserji veriminin arttığı sonucu elde edilmiştir.

LiBr/H₂O-R134a akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma sistemlerinin detaylı bir şekilde ekserji analizi yapılmıştır.

Kaskad soğutma çevriminin en iyi çalışma koşullarının belirlenmesi için farklı sıcaklıklara göre optimizasyonu yapılmıştır. Bu optimizasyon kaskad sisteminin buhar sıkıştırımlı kısmının yoğuşturucusunun (T_3) ve absorpsiyon kısmının kaynatıcısının (T_8) sıcaklık değerlerine göre yapılmıştır. Buna göre incelenen sistemin minimum toplam ürün maliyeti ($C_{p,top}$) ve minimum toplam ekserji kaybı maliyeti $T_3=14^\circ\text{C}$ ve $T_8=95^\circ\text{C}$ sıcaklıklarında elde edilmiştir. Eksergoekonomik faktörü (f) düşük T_3 ve artan T_8 sıcaklıklarında artmaktadır. Kaskad sistemin buhar sıkıştırımlı kısmın yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla sistemin çalışma üst basıncını da arttırmaktadır. Basıncıdaki bu artış sistemin ekserji etkinliği (ϵ) ve eksergoekonomik faktörünü (f) olumsuz etkilemektedir. Aynı kaskad sisteminin buhar sıkıştırımlı kısmın buharlaştırıcısının farklı sıcaklıklarına göre (T_1) optimizasyonu yapılmıştır. Buna göre T_1 sıcaklığı arttıkça sistemin toplam ekserji kaybının maliyeti ($C_D + C_L$) ve amaç fonksiyonunun değeri min $C_{p,top}$ azalmakta, ekserji etkinliği (ϵ) ve eksergoekonomik faktörü (f) ise artmaktadır.

Bu çalışmadan, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinden daha etkin faydalanabilmek amacıyla düşünülen absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kaskad ve absorpsiyonlu-buhar sıkıştırımlı kombine soğutma sistemleriyle sınırsız güneş enerjisinden, jeotermal enerjiden veya sanayi atık ısılarından yeterince yararlanmak suretiyle etkin soğutma yapılabileceği ve bu amaç için daha az enerji kullanılabileceği sonucu elde edilebilmektedir.

KAYNAKLAR

Ahlby, L., Hodget, D., Berntsson, T., "Optimization study of the compression/absorption cycle ", *Int. J. Refrigeration*, 14, (1991).

Akdemir, Ö., Güngör, A., "LiBr-H₂O Akışkan çiftli kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik incelenmesi", *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 21, 1, (2001).

Ataer, Ö.E., Göğüş, Y., "Comparative study of irreversibilities in an aqua-ammonia absorption refrigeration system", *Int. J. Refrigeration*, Vol 14, (1991).

Atmaca, İ., Yiğit, A., "Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu", *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 4, 3, 125-136, (2002).

Ayala, R., Heard, C.L., Hollabd, F.A. , "Ammonia-lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part I. Simulation", *Applied Thermal Engineering*, 17, 3, 223-233, (1997).

Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., "Thermal Design & Optimization", **Wiley**, New York, (1996).

Büyüktür, A.R., "Termodinamik Cilt 1", 4.Baskı, Birsen Yayınevi, İstanbul (1992).

Chua, H.T., Toh, H.K., Malek, A., Ng, K.C., Srinivasan, K., "Improved thermodynamic property fields of LiBr-H₂O solution", *Int. J. Refrigeration*, 23, 412-429, (2000).

Çengel, Y.A., Boles, M.A., "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik", 2. Basım, Derbentli, T., McGraw-Hill/Literatür:Yayıncılık, (1996).

D'Accadia, MD, de Rossi F, "Thermoeconomic optimization of a refrigeration plant", *Int. J. Refrigeration*, 21, 42-54, (1998).

Dinçer, İ., Dost, S., "Energy analysis of an ammonia-water absorption refrigeration system", *Energy Sources*, 18, 727-733, (1996).

Dossat, R.J., "Principles of Refrigeration", **Wiley**, Second Edition, (1981).

Elhanan, A.E., Derbentli, T., "Gaz türbinli kojenerasyonla elektrik üretimi ve soğutma", *İTÜ Dergisi*, 6, 5-6, 47-58, (2007).

Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A., Wrobel, L.C., "Design and construction of a LiBr-water absorption machine", *Energy Conversion and Management*, 44, 2483-2508, (2003).

Goralı, E., "Güneş Enerjili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi", Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü*, İstanbul, (2007).

Horuz, İ., "A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapour absorption refrigeration systems", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 25, 5, 711-721, (1998).

Kairouani, L., Nehdi, E., "Cooling performance and energy saving of a compression-absorption refrigeration system assisted by geothermal energy", *Applied Thermal Engineering*, 26, 288-294, (2006).

Kaita, T., "Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures", *Int. J. Refrigeration*, 24, 374-390, (2001).

Karakaş, A., Eğriçan, N., Uygur, S., "Second-law analysis of solar absorption-cooling cycles using lithium bromide/water and ammonia/water as working fluids", *Applied Energy*, 37, 169-187, (1990).

Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, R., "Thermodynamic analysis of absorption refrigeration systems based on entropy generation", *Current Science*, 92, 4, (2007).

Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, R., "H₂O-LiBr ve NH₃-H₂O eriyiği kullanan tek kademeli soğurmalı soğutma sistemlerinin karşılaştırılması", *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5, 2, 73-87, (2003).

Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, R., "Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan eşanjörlerin sistemin performansına etkisi", *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 8, 1, 111-120, (2003).

Keçeciler, A., Acar, H.İ., Canberk, A., "Jeotermal enerji kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemi-Bir uygulama", *Teskon III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, İzmir, 645-714, (1997).

Kılıç M., Kaynaklı, Ö., "Second law-based thermodynamic analysis of water lithium bromide absorption refrigeration system", *Energy*, (2006).

Kılıçarslan, A., Hoşöz, M., "Kaskat soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkan çiftlerinin kıyaslanması", *16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Kayseri, (2007).

Kızıllan, Ö., Şencan, A., Kalogirou, S.A., "Thermoeconomic optimization of a LiBr absorption refrigeration system", *Chemical Engineering and Processing*, 46, 1376-1384, (2007).

Lee, S., Sherif S.A., “Thermodynamic analysis of a lithium bromide/water absorption systems for cooling and heating applications”, *Int. Journal of Energy Research*, 25, 1019-1031, (2001).

Mehrabian, M.A., Shanbeik, A.E., “Thermodynamic modelling of a single-effect LiBr-H₂O absorption refrigeration cycle”, *Process Mechanical Engineering*, 219, 261-273, (2005).

Misra, R.D., Sahoo, P.K., Sahoo, S., Gupta, A., “Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system”, *Int. J. Refrigeration*, 26, 158-169,(2003).

Misra, R., P.K., Sahoo, S., Gupta, A.,”Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system”, *Int. J. Refrigeration*, 29, 47-59, (2006).

Mostafavi, M., Agnew, B., “The impact of ambient temperature on lithium-bromide/water absorption machine performance”, *Applied Thermal Engineering*, 16, 6, 515-522, (1996).

Özkaya, M.G., “Amonyak/su akışkan çifti ile çalışan kapalı devre soğurmalı ısı tranformatörünün termodinamik analizi”, *Teknoloji*, 1-2, 59-67, (2001).

Satapathy, P.K., Gopal, M.R., Arora, R.C., “Studies on a compression-absorption heat pump for simultaneous cooling and heating”, *Int. Journal of Energy Research*, 28, 567-580, (2004).

Selbaş, R., “Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde absorber sıcaklığının etkisinin termodinamik ve termoekonomik analizi”, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 10-1, 136-143, (2006).

Sözen, A., “Amonyak/su ile Çalışan Soğurmalı Soğuma Sisteminin Termodinamik Analizi ve Isıl Süreçlerdeki Tersinmezliklerin Belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (1989).

Sözen, A., Ataer, Ö.E., “Amonyak/su ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı değıştircilerinin performansına etkisi”, **IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi**, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, İzmir 541-547, (2003).

Sun, D.W., “Thermodynamic design data and optimum design maps for absorption refrigeration systems”, *Applied Thermal Engineering*, 17, 211-221, (1997).

Sun, D.W., “Comparison of the performance of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and absorption refrigeration systems”, *Energy Conversion & Management*, 39, 357-368, (1998).

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

Şencan, A., Yakut, K.A., Kalogirou S.A., “Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems”, **Renewable Energy**, 30, 645-657, (2005).

Talbi, M., Agnew, B., “Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids”, **Applied Thermal Engineering**, 20, 619-630, (2000).

Talbi, M., Agnew, B., “Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning”, **Applied Thermal Engineering**, 22, 693-702, (2002).

Tarique, S.Md., Siddiqui, M. A., “Performance and economic study of the combined absorption/compression heat pump”, **Energy Conversion & Management**, 40, 575-591, (1999).

Thermodynamic Properties of DuPont™ Suva® 410A Refrigerant, (2004).

Yakar, G., Karabacak, R., Deda Altan, B., “Absorbsiyonlu soğutma sistemleri ile mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin etkinlik ve ekserji verimlilikleri yönünden karşılaştırılmaları”, **Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Bilimleri Dergisi**, 11, 2, 161-169, (2005).

Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Çoşkun, S., “Soğutma Tekniği ve Uygulamaları”, Vipaş A.Ş., Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı, Bursa, (2002).

EKLER

EK-A:

A-AMONYAK VE SU KARIŞIMLARININ TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİ

A1. Amonyakın Entalpisi ile İlgili Bağlıntılar

230≤T≤500 °K ve 0.2≤P≤50 bar basınç aralığında Ziegler ve Trepp amonyak, su ve karışımlarının Gibbs serbest enerji fonksiyonları için bağıntılar elde etmişlerdir. Tezde genel olarak kullanılan deklemler aşağıda verilmiştir (Sözen, A., (1989)). Doymuş sıvı amonyakın boyutsuz Gibbs serbest enerji fonksiyonunu

$$\hat{g}_{l, NH_3} = \hat{h}_o - \hat{s}_o \hat{T}_d + \int_{\hat{T}_o}^{\hat{T}_d} \hat{c}_{pl, NH_3} d\hat{T}_d - \hat{T}_d \int_{\hat{T}_o}^{\hat{T}_d} (\hat{c}_{pl, NH_3} / \hat{T}_d) d\hat{T}_d + (a_1 + a_2 \hat{T}_d + a_3 \hat{T}_d^2)(\hat{P}_d - \hat{P}_o) + a_2(\hat{P}_d^2 - \hat{P}_o^2)/2 \quad (\text{Ek-A1})$$

şeklinde vermişlerdir. Denklem Ek-A1'deki boyutsuz sabit basınçtaki molar özgül ısı

$$\hat{c}_{pl, NH_3} = b_1 + b_2 \hat{T}_d + b_3 \hat{T}_d^2 \quad (\text{Ek-A2})$$

Denklem Ek-A1 ve Ek-A2 'de kullanılan boyutsuz parametreler de

$$\hat{T}_d = \frac{T_d}{T_B}, \quad \hat{P}_d = \frac{P_d}{P_B}, \quad \hat{c}_p = \frac{c_p}{R}, \quad \hat{g} = \frac{g}{RT_B} \quad (\text{Ek-A3})$$

Burada;

$$T_B = 100^\circ K \quad P_B = 10 \text{ bar} \quad R = 8.314 \frac{kJ}{kmol} \quad (\text{Evrensel gaz sabiti})$$

Denklem Ek-A1 ve Ek-A2'deki sabitlerin değerleri Tablo A1'de verilmiştir. Gibbs serbest enerji fonksiyonu ile entalpi arasındaki bağıntı

$$\hat{h} = -\hat{T}_d^2 \left(\frac{\partial(\hat{g}/\hat{T}_d)}{\partial \hat{T}_d} \right)_{\hat{P}_d} \quad (\text{Ek-A4})$$

şeklinde ifade edilir. Denkle Ek-A1'de verilen boyutsuz Gibbs serbest enerji fonksiyonu Denklem Ek-A4'de kullanılarak saf amonyağın boyutsuz entalpisi

$$\hat{h}_{l, NH_3} = \hat{h}_{l0} - b_1 \hat{T}_o - b_2 (\hat{T}_d^2 + \hat{T}_o^2) / 2 - b_3 (2\hat{T}_d^3 + \hat{T}_o^3) / 3 + b_1 \hat{T}_d + b_2 \hat{T}_d^2 + b_3 \hat{T}_d^3 - (a_4 \hat{T}_d^2 - a_1) (\hat{P}_d - \hat{P}_o) + a_2 (\hat{P}_d^2 - \hat{P}_o^2) / 2$$

(Ek-A5)

şeklinde yazılabilir. Denklem Ek-A5 kullanılarak elde edilen doymuş sıvı amonyağın entalpisi

$$\bar{h} = \hat{h}RT_b \quad (Ek-A6)$$

bağıntısı ile kJ/kmol birimine dönüştürülebilir.

Tablo A1: Denklem Ek-A1 ve Ek-A2'deki sabitlerin değerleri

\hat{h}_{l0}	4.878573
\hat{s}_{l0}	1.644773
a_1	$3.971423 \cdot 10^{-2}$
a_2	$-1.790557 \cdot 10^{-5}$
a_3	$-1.308905 \cdot 10^{-2}$
a_4	$3.752836 \cdot 10^{-3}$
b_1	$1.634519 \cdot 10^1$
b_2	-6.508119
b_3	1.448937
\hat{T}_o	3.2252
\hat{P}_o	2

Ziegler ve Trepp amonyağın gaz fazındaki boyutsuz Gibbs serbest enerji fonksiyonunu

$$\hat{g}_{g, NH_3} = \hat{h}_{g0} - \hat{s}_{g0} \hat{T}_d + \int_{\hat{T}_o}^{\hat{T}_d} \hat{c}_{pg, NH_3} d\hat{T}_d - \hat{T}_d \int_{\hat{T}_o}^{\hat{T}_d} \hat{c}_{pg, NH_3} / \hat{T}_d d\hat{T}_d + \hat{T}_d \ln(\hat{P}_d / \hat{P}_o) + c_1 (\hat{P}_d - \hat{P}_o) + c_2 (\hat{P}_d / \hat{T}_d^3 - 4\hat{P}_o / \hat{T}_d^3 + 3\hat{P}_o \hat{T}_d / \hat{T}_o^4) + c_3 (\hat{P}_d / \hat{T}_d^{11} - 12\hat{P}_o / \hat{T}_o^{11} + 11\hat{P}_o \hat{T}_d / \hat{T}_o^{12}) + c_4 (\hat{P}_d^3 / \hat{T}_d^{11} - 12\hat{P}_o^3 / \hat{T}_o^{11} + 11\hat{P}_o^3 \hat{T}_d / \hat{T}_o^{12}) / 3$$

(Ek-A7)

bağıntısıyla vermişlerdir. Denklem Ek-A7'deki boyutsuz sabit basınçtaki molar özgül ısı

$$\hat{c}_{pg, NH_3} = d_1 + d_2 \hat{T}_d + d_3 \hat{T}_d^2 \quad (Ek-A8)$$

ifadesiyle tanımlanmıştır. Denklem Ek-A7 ve Ek-A8'deki sabitlerin değerleri Tablo A2 'de verilmiştir.

Tablo A2: Denklem Ek-A7 ve Ek-A8'deki sabitlerin değerleri

\hat{h}_{go}	26.468879
\hat{s}_{go}	8.339026
c_1	$-1.049377 \cdot 10^{-2}$
c_2	-8.288224
c_3	$-6.647257 \cdot 10^2$
c_4	$-3.045352 \cdot 10^3$
d_1	3.673647
d_2	$9.989629 \cdot 10^{-2}$
d_3	$3.617622 \cdot 10^{-2}$

Denklem Ek-A7 ile verilen boyutsuz Gibbs serbest enerji fonksiyonu Denklem Ek-A4'de kullanılırsa doymuş amonyak buharının boyutsuz özgül entalpisi için

$$\begin{aligned} \hat{h}_{g, NH_3} = & \hat{h}_{go} - d_1 \hat{T}_o - \frac{d_2}{2} (\hat{T}_d^2 + \hat{T}_o^2) - \frac{d_3}{3} (2\hat{T}_d^3 + \hat{T}_o^3) + d_1 \hat{T}_d + d_2 \hat{T}_d^2 + d_3 \hat{T}_d^3 + \\ & c_1 (\hat{P}_d - \hat{P}_o) + 4c_2 \left(\frac{\hat{P}_d}{\hat{T}_d^3} - \frac{\hat{P}_o}{\hat{T}_o^3} \right) + 12c_3 \left(\frac{\hat{P}_d}{\hat{T}_d^{11}} - \frac{\hat{P}_o}{\hat{T}_o^{11}} \right) + 4c_4 \left(\frac{\hat{P}_d^3}{\hat{T}_d^{11}} - \frac{\hat{P}_o^3}{\hat{T}_o^{11}} \right) \end{aligned} \quad (\text{Ek-A9})$$

bağıntısı elde edilir. Bu bağıntı Denklem Ek-A6 ile boyutlu hale dönüştürülebilir.

A2. Amonyakın Entropisi ile İlgili Bağıntılar

Amonyakın molar boyutsuz entropisi Gibbs serbest enerji fonksiyonuna bağlı olarak

$$\hat{s} = - \left(\frac{\partial \hat{g}}{\partial \hat{T}_d} \right)_{\hat{P}_d, x} \quad (\text{Ek-A10})$$

şeklinde ifade edilir. Sıvı fazdaki amonyağın boyutsuz Gibbs bağıntısı için verilen Denklem Ek-A1'de Denklem Ek-A2 kullanılarak sıvı fazdaki amonyağın boyutsuz Gibbs serbest enerjisi

$$\begin{aligned} \hat{g}_{l, NH_3} = & \hat{h}_{lo} - \hat{s}_{lo} \hat{T}_d + b_1 (\hat{T}_d - \hat{T}_o) + b_2 (\hat{T}_d^2 - \hat{T}_o^2) / 2 + b_3 (\hat{T}_d^3 - \hat{T}_o^3) / 3 - \\ & \hat{T}_d \left[b_1 \ln(\hat{T}_d - \hat{T}_o) + \right. \\ & \left. b_2 (\hat{T}_d - \hat{T}_o) + b_3 (\hat{T}_d^2 - \hat{T}_o^2) / 2 \right] + a_1 + a_2 \hat{T}_d + a_3 \hat{T}_d^2 (\hat{P}_d - \hat{P}_o) + a_4 (\hat{P}_d^2 - \hat{P}_o^2) / 2 \end{aligned}$$

(Ek-A11)

ifadesi elde edilir. Bu ifade Denklem Ek-A10'da kullanılarak sıvı fazdaki amonyağın molar boyutsuz entropisi için

$$\hat{s}_{l, NH_3} = \hat{s}_{l0} - b_1 - b_2 \hat{T}_d - b_3 \hat{T}_d^2 + b_1 \ln(\hat{T}_d / \hat{T}_o) + b_1 + 2b_2 \hat{T}_d - b_2 \hat{T}_o + 3/2 b_3 \hat{T}_d^2 - b_3 / \hat{T}_o^2 + (a_3 + 2a_4 \hat{T}_d)(\hat{P}_d - \hat{P}_o) \quad (\text{Ek-A12})$$

ifadesi elde edilir. Denklem Ek-A12'deki boyutsuz parametreler Denklem Ek-A3 'de verilmiştir. Denklem Ek-A12'de kullanılan sabitlerde Tablo A1'de verilmiştir.

Denklem 7 ile verilen gaz fazındaki amonyağın boyutsuz Gibbs bağıntısı Denklem Ek-A8'de kullanılarak gaz fazındaki amonyağın boyutsuz Gibbs ifadesi

$$\hat{g}_{g, NH_3} = \hat{h}_{g0} - \hat{s}_{g0} \hat{T}_o + d_1(\hat{T}_d - \hat{T}_o) + d_2(\hat{T}_d^2 - \hat{T}_o^2)/2 + d_3(\hat{T}_d^3 - \hat{T}_o^3)/3 - \hat{T}_d \left[b_1 \ln(\hat{T}_d - \hat{T}_o) + d_2(\hat{T}_d - \hat{T}_o) + d_3(\hat{T}_d^2 - \hat{T}_o^2)/2 \right] + \hat{T}_d \ln(\hat{P}_d / \hat{P}_o) + c_1(\hat{P}_d - \hat{P}_o) + c_2(\hat{P}_d / \hat{T}_d^3 - \hat{P}_o / \hat{T}_o^3) + 3\hat{P}_o \hat{T}_d / \hat{T}_o^4 + c_3(\hat{P}_d / \hat{T}_d^{11} - 12\hat{P}_o / \hat{T}_o^{11} + 11\hat{P}_o \hat{T}_d / \hat{T}_o^{12}) + c_4(\hat{P}_d^3 / \hat{T}_d^{11} - 12\hat{P}_o^3 / \hat{T}_o^{11} + 11\hat{P}_o^3 \hat{T}_d / \hat{T}_o^{12})/3 \quad (\text{Ek-A13})$$

şeklinde elde edilir.

Denklem Ek-A13 Denklem Ek-A10'da kullanılarak amonyağın gaz fazındaki molar boyutsuz entropisi için

$$\hat{s}_{g, NH_3} = \hat{s}_{g0} - d_1 - d_2 \hat{T}_d - d_3 \hat{T}_d^2 + d_1 \ln(\hat{T}_d / T_o) + d_1 + 2d_2 \hat{T}_d - d_2 \hat{T}_o + 3d_3 \hat{T}_d^2 / 2 - d_3 \hat{T}_o^2 / 2 - \ln(\hat{P}_d - \hat{P}_o) - c_2(-3\hat{P}_d / \hat{T}_d^4 + 3\hat{P}_o / \hat{T}_o^4) - c_3(-11\hat{P}_d / \hat{T}_d^{12} + 11\hat{P}_o / \hat{T}_o^{12}) - c_4(-11\hat{P}_d^3 / \hat{T}_d^{11} + 11\hat{P}_o^3 / \hat{T}_o^{12})/3 \quad (\text{Ek-A14})$$

ifadesi bulunur. Denklem Ek-A14'deki sabitler Tablo A2'de verilmiştir.

Denklem Ek-A12 ve Denklem Ek-A14'de bulunan molar boyutsuz entropi ifadeleri

$$\bar{s} = \hat{s}.R \quad (\text{Ek-A15})$$

bağıntısı ile "kJ/kmolK" biriminde boyutlu duruma gelirler.

A3. Suyun Entalpisi ile İlgili Bağıntılar

Ziegler ve Trepp 'in doymuş amonyağın sıvı ve gaz fazları için verdikleri boyutsuz Gibbs serbest enerji fonksiyonlarının genel formunu, doymuş suyun sıvı ve gaz

fazlarındaki bağıntılar için de kullanmışlardır. Doymuş sıvı su için Denklem Ek-A1'deki sabitlerin değerleri Tablo A3'de verilmiştir.

Tablo A3: Doymuş sıvı su için Denklem Ek-A1'deki sabitlerin değerleri

\hat{h}_o	21.821141
\hat{s}_o	5.733498
a_1	$2.748796 \cdot 10^{-2}$
a_2	$-4.45025 \cdot 10^{-3}$
a_3	$8.389246 \cdot 10^{-4}$
a_4	$-1.016665 \cdot 10^{-5}$
b_1	1.214557.10
b_2	-1.898065
b_3	$2.911966 \cdot 10^{-1}$
\hat{T}_o	5.0705
\hat{P}_o	3

Doymuş su buharı için Denklem Ek-A7'deki sabitleri değerleri de Tablo A4'de verilmiştir.

Tablo A4: Doymuş su buharı için Denklem Ek-A7'deki sabitlerin değerleri

\hat{h}_{go}	60.965058
\hat{s}_{go}	13.453430
c_1	$2.136131 \cdot 10^{-2}$
c_2	$-3.169291 \cdot 10$
c_3	$-4.634611 \cdot 10^4$
c_4	0
d_1	4.019070
d_2	$-5.175550 \cdot 10^{-2}$
d_3	$1.951939 \cdot 10^{-2}$

A4. Suyun Entropisi ile İlgili Bağıntılar

Ziegler ve Trepp doymuş amonyağın sıvı ve gaz fazları için verdikleri boyutsuz Gibbs bağıntılarını, genel formlarını koruyarak doymuş suyun sıvı ve gaz fazlarındaki bağıntıları için de kullanmışlardır. Denklem Ek-A12'de Tablo A3'deki sabitler kullanılarak sıvı fazındaki saf suyun molar boyutsuz entropisi elde edilir.

Gaz fazındaki saf suyun molar boyutsuz entropisi ise Denklem Ek-A14'da Tablo A4'deki sabitler kullanılarak elde edilir.

Saf suyun sıvı ve gaz fazlarındaki elde edilen molar boyutsuz entropileri Denklem Ek-A15 yardımı ile boyutlu hale dönüştürülebilir.

A5. Amonyak/Su Karışımının Entalpisi ile İlgili Bağıntılar

Ziegler ve Trepp sıvı fazdaki amonyak/su karışımının boyutsuz Gibbs bağıntısını

$$\hat{g}_{l,m} = (1-X)\hat{g}_{l,H_2O} + X\hat{g}_{l,NH_3} + \hat{T}_d[(1-X)\ln(1-X) + X\ln(X)] + \left[\begin{array}{l} e_1 + e_2\hat{P}_d + (e_3 + e_4\hat{P}_d)\hat{T}_d + e_5/\hat{T}_d + e_6/\hat{T}_d^2 + \left| \begin{array}{l} e_7 + e_8\hat{P}_d + (e_9 + e_{10}\hat{P}_d)\hat{T}_d + e_{11}/\hat{T}_d \\ + e_{12}/\hat{T}_d^2 \end{array} \right| (2X-1) \\ + \left| \begin{array}{l} e_{13} + e_{14}\hat{P}_d + e_{15}/\hat{T}_d \\ + e_{16}/\hat{T}_d^2 \end{array} \right| (2X-1)^2 \end{array} \right] X(1-X)$$

(Ek-A16)

şeklinde ifade edilir. Denklem Ek-A16'daki sabitlerin değerleri Tablo A5 'de verilmiştir. Denklem Ek-A16'daki X amonyağın mol kesridir. Denklem Ek-A16, Denklem A4'de kullanılarak sıvı fazdaki amonyak/su karışımının molar boyutsuz entalpisi

$$\hat{h}_{l,m} = (1-X)\hat{h}_{l,H_2O} + X\hat{h}_{l,NH_3} + e_1 + e_2\hat{P}_d + 2e_3/\hat{T}_d + 3e_4/\hat{T}_d^2 + \left[\begin{array}{l} e_7 + e_8\hat{P}_d + 2e_{11}/\hat{T}_d \\ + 3e_{12}/\hat{T}_d^2 \end{array} \right] (2X-1) + \left[\begin{array}{l} e_{13} + e_{14}\hat{P}_d + 2e_{15}/\hat{T}_d \\ + 3e_{16}/\hat{T}_d^2 \end{array} \right] (2X-1)^2 \right] X(1-X)$$

(Ek-A17)

şeklinde elde edilir.

Tablo A5: Denklem Ek-A16'daki sabitlerin değerleri

e_1	-4.626129.10
e_2	$2.060225.10^{-2}$
e_3	7.292369
e_4	$-1.032613.10^{-2}$
e_5	8.074824.10
e_6	-8.461214.10
e_7	2.452882.10
e_8	$9.598767.10^{-3}$
e_9	-1.475383
e_{10}	$-5.038107.10^{-3}$
e_{11}	-9.640398.10
e_{12}	$1.26973.10^2$
e_{13}	-7.582637
e_{14}	$6.012445.10^{-4}$
e_{15}	5.487018.10
e_{16}	-7.667596.10

Ziegler ve Trepp gaz fazındaki amonyak/su karışımının boyutsuz Gibbs serbest enerji fonksiyonunu

$$\hat{g}_{g.m} = (1-Y)\hat{g}_{g.H_2O} + Y\hat{g}_{g.NH_3} + \hat{T}_d[(1-Y)\ln(1-Y) + Y\ln(Y)] \quad (\text{Ek-A17})$$

şeklinde ifade etmişlerdir. Denklem Ek-A17’de Y, amonyağın mol derişimidir. Denklem Ek-A17, Denklem A4’de kullanılarak ve Denklem Ek-A 6 ile gaz fazındaki amonyak/su karışımının özgül entalpisi “kJ/kmol” biriminde

$$\bar{h}_{g.m} = (1-Y)\bar{h}_{g.H_2O} + Y\bar{h}_{g.NH_3} \quad (\text{Ek-A18})$$

şeklinde elde edilir.

A6. Amonyak/Su Karışımının Entropisi ile İlgili Bağıntılar

Amonyak/su karışımının molar boyutsuz entropisi ile boyutsuz Gibbs serbest enerji fonksiyonu arasındaki bağıntı

$$\hat{s} = -\left(\frac{\partial \hat{g}_m}{\partial \hat{T}_d}\right)_{\hat{P}_d, X} \quad (\text{Ek-A19})$$

şeklinde ifade edilir. Sıvı fazındaki amonyak/su karışımının boyutsuz Gibbs bağıntısı Denklem Ek-A16 ile verilmişti. Denklem Ek-A16 Denklem Ek-A19’da kullanılarak sıvı fazındaki amonyak/su karışımının molar boyutsuz entropisi için

$$\hat{s}_{l.m} = -(1-X)\hat{s}_{l.H_2O} - X\hat{s}_{l.NH_3} - (1-X)\ln(1-X) - X\ln(X) - \left[e_2\hat{P}_d + (e_3 + e_4\hat{P}_d) - e_5/\hat{T}_d^2 - 2e_6/\hat{T}_d^3 + \left[\frac{e_9 + e_{10}\hat{P}_d - e_{11}/\hat{T}_d^2}{-2e_{12}/\hat{T}_d^3} \right] (2X-1) + \left[\frac{e_{13}/\hat{T}_d^2}{+2e_{16}/\hat{T}_d^3} \right] (2X-1)^2 \right] X(1-X) \quad (\text{Ek-A20})$$

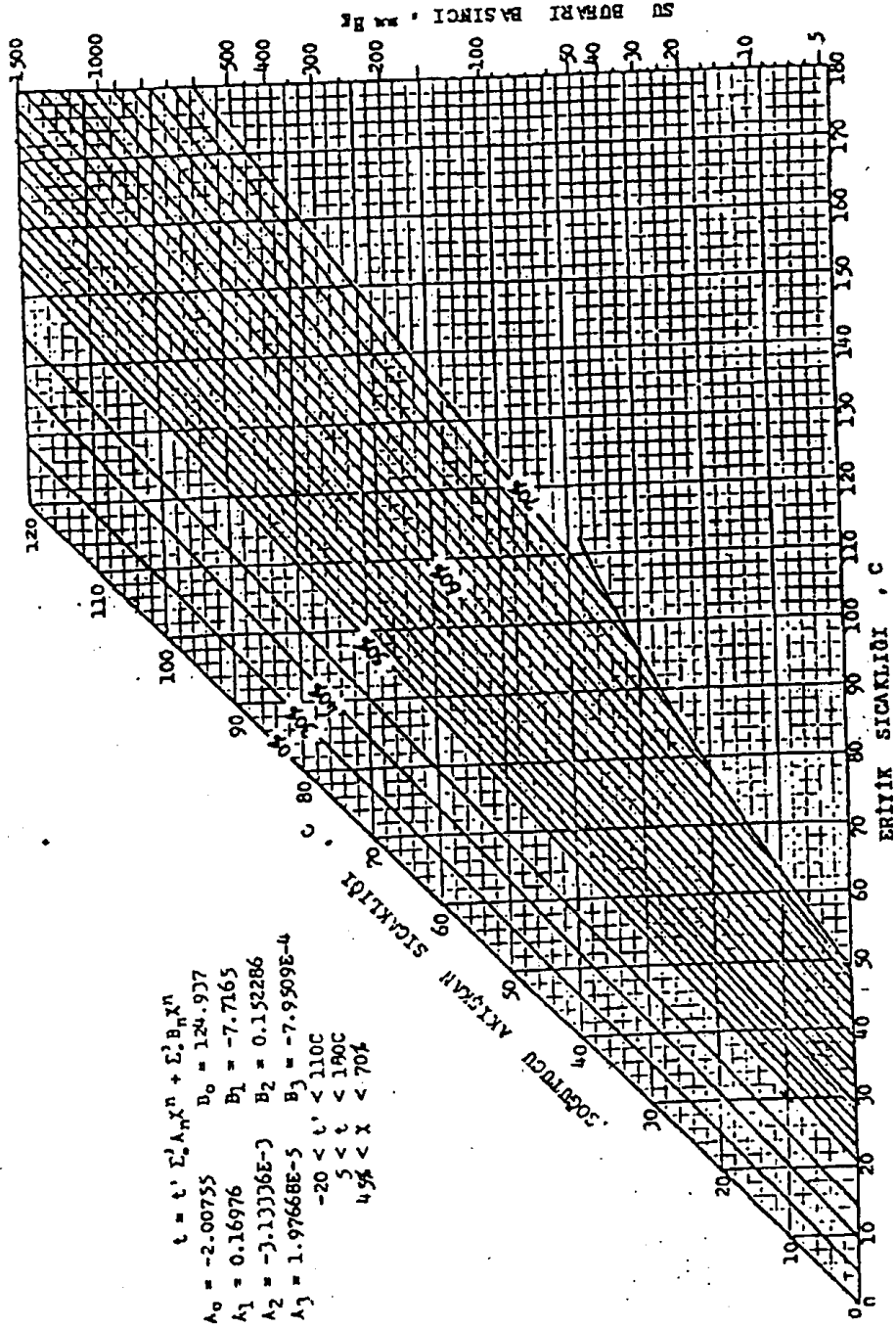
bağıntısı elde edilir. Amonyak/su karışımının gaz fazındaki boyutsuz Gibbs bağıntısı da Denklem Ek-A17 ile verilmişti. Denklem Ek-A17 Denklem Ek-A19’da kullanılarak gaz fazındaki amonyak/su karışımının entropisi için

$$\hat{s}_{g.m} = -(1-Y)\hat{s}_{g.H_2O} - Y\hat{s}_{g.NH_3} - (1-Y)\ln(1-Y) - Y\ln(Y) \quad (\text{Ek-A21})$$

ifadesi elde edilir. Molar boyutsuz entropi ifadeleri Denklem Ek-A37 ile boyutlu hale dönüştürülebilir.

EK-B

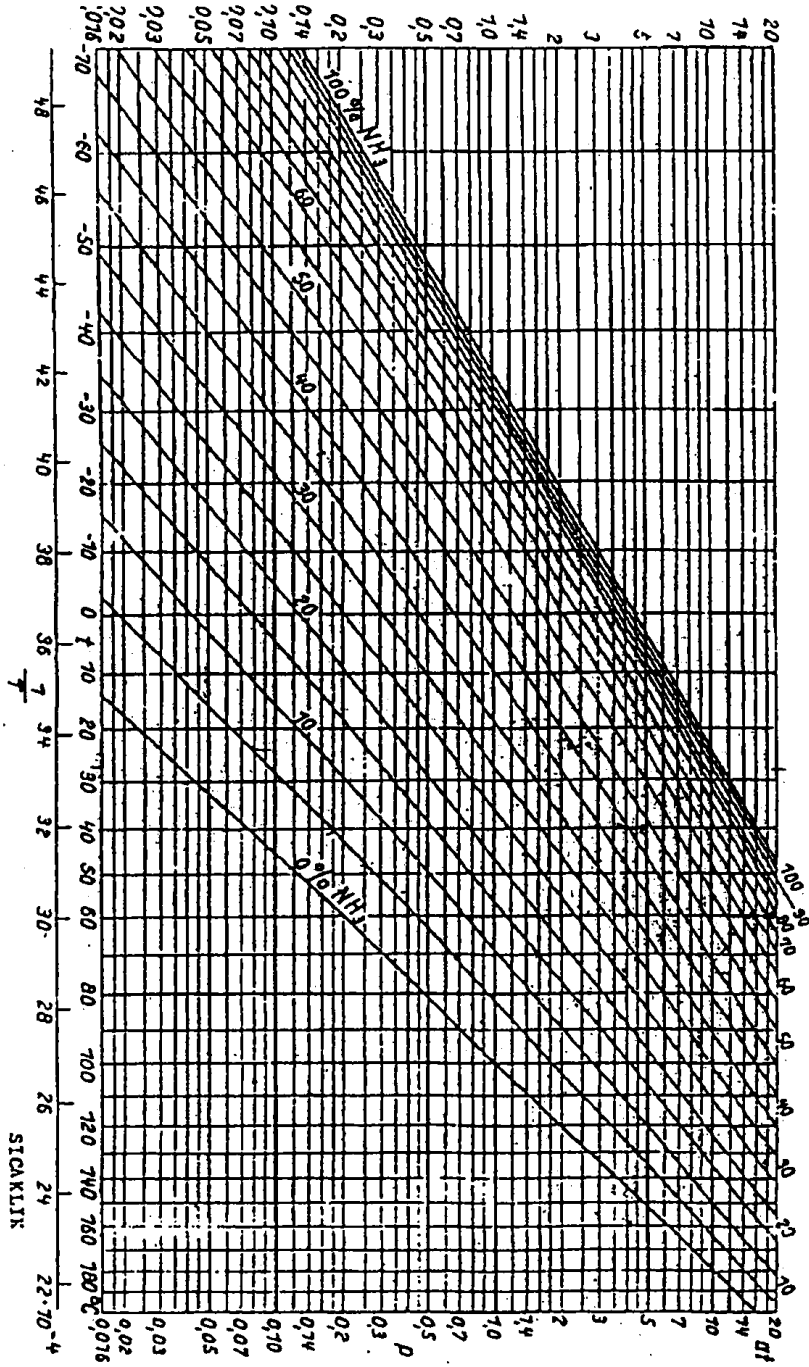
LiBr-SU Akışkan çiftinin P-T-X Diyagramı



Lityum Bromür-su eriyiği için basınç-sıcaklık-konsantrasyon diyagramı (46)

EK-C

Amonyak-SU Akışkan çiftinin P-T-X Diyagramı



Amonyak - Su eriyiği için lnP-1/T diyagramı

EK-D

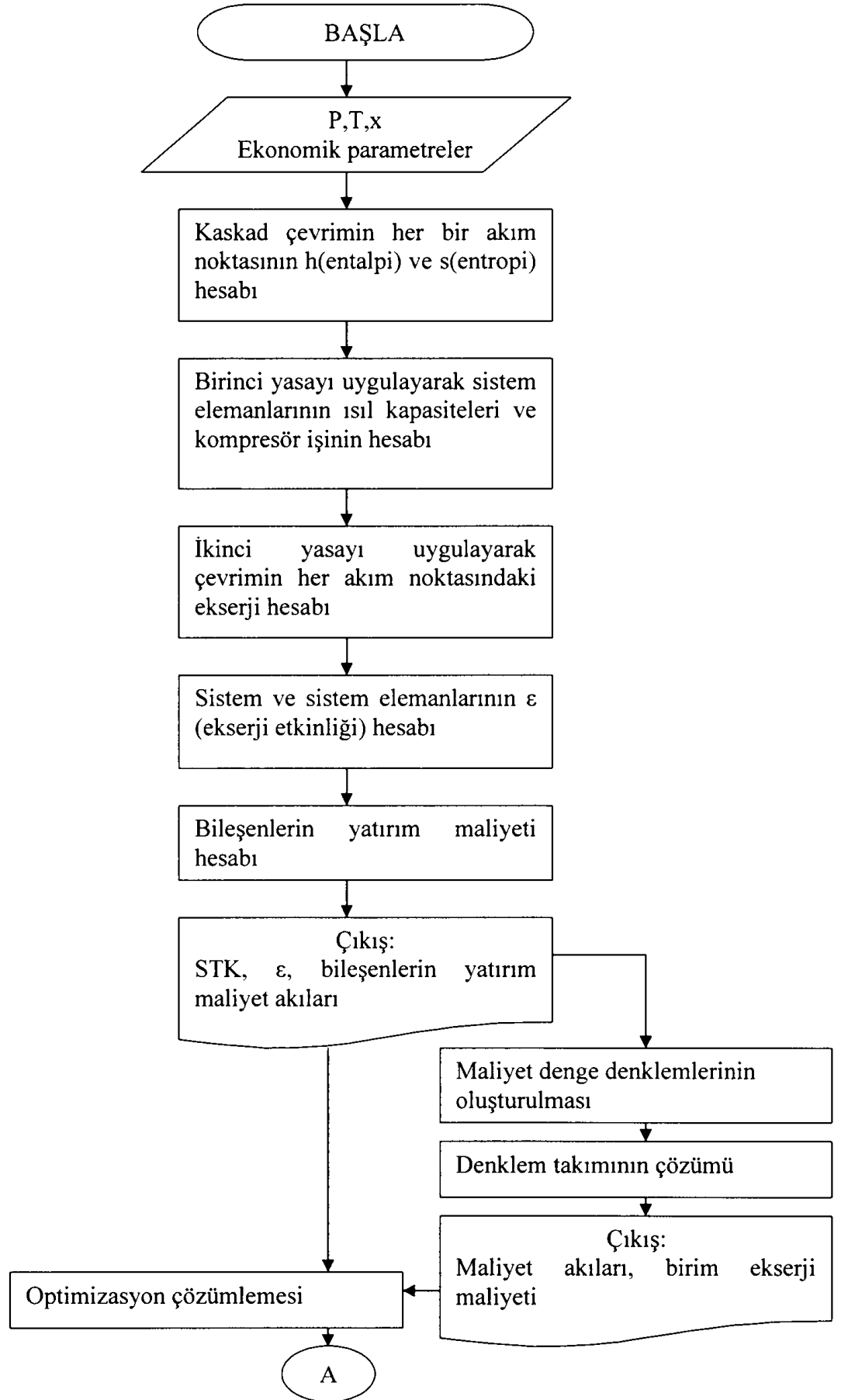
LiBr/H₂O Eriyiği ile Çalışan Kaskad Çevrimlerinin Analizinde Kullanılan Bilgisayar Programları:

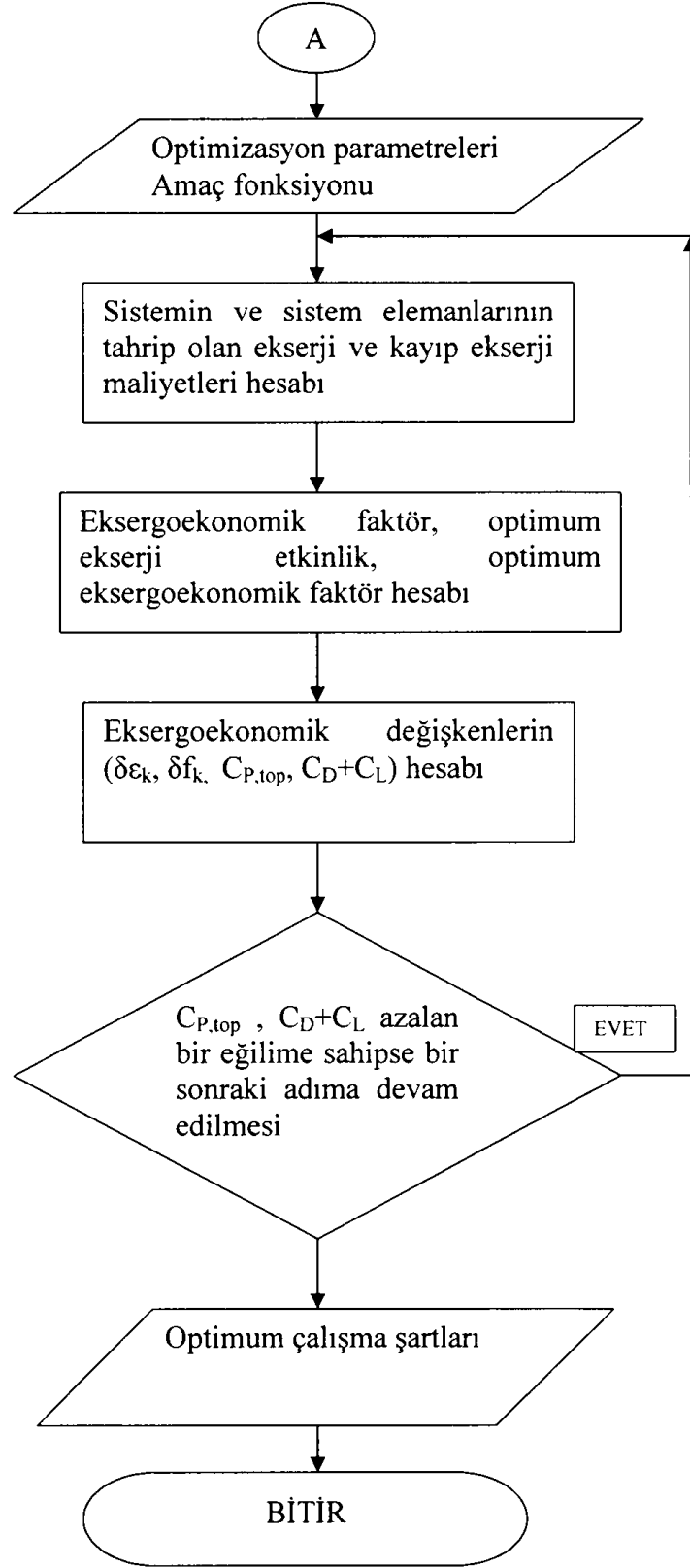
Sayısal Modelin Uygulanması

- ✓ Modelin hesaplamalarını yapmak için Matlab(6.5) ve Derive6 programları kullanılmıştır. Matlab(6.5) programında sistemin birinci ve ikinci yasa çözümlenmesi yapılmakta, sistem elemanlarının yatırım maliyeti ve yatırım maliyet akıları hesaplanmaktadır. Program girdileri sistemin her noktasının sıcaklığı, basıncı, eriyik konsantrasyon değerleri, ekonomik parametreler olmaktadır. Bu program aynı zamanda maliyet çözümlenme programı olan Derive6 için girdileri de hazırlamaktadır. Son olarak her iki program çıktıları optimizasyon hesaplamaları için kullanılmaktadır.
- ✓ Derive6 programında sistemin her noktası için maliyet akıları ve birim ekserji maliyetleri hesaplanmaktadır. Bu programın girdileri bileşenlerin yatırım maliyet akıları, buhar ve elektrik fiyatları ve sistemin her noktasındaki ekserji akıları olmaktadır. Kaskad soğutma sistemi için maliyet denklemleri toplam 17 adet lineer denklemler olup bilgisayar programı (Derive6) yardımıyla çözümü yapılmıştır. (Denklemler 8.31-8.48). Bu denklemlerden C maliyet akısı (\$/h) ve c birim ekserji maliyeti (\$/GJ) hesaplanmaktadır.
- ✓ Kaskad soğutma sistemini oluşturan ısı değiştiricileri için toplam ısı transfer katsayısı olarak 500 W/m²K alınmıştır (Kızılkkan ve diğ., 2007).
- ✓ Sistem elemanlarının toplam yatırım maliyetini ifade eden Denklem 8.59'da verilen B_k , x_k sabitlerinin sistem elemanı için uygun maliyet değerlerinin oluşturduğu noktaların birleştirilmesiyle ve uygun eğri teknikleriyle bulunabilmektedir.

Tablo D1: Kaskad sisteminin elemanları için bulunan B_k , x_k değerleri

Sistem Elemanı	B_k	x_k
Kaynatıcı (Generatör)	438,19	0,2932
Evaporatör Takımı	6196	0,142
Eriyik Isı Değ.(EID)	1157,3	0,0613
Kaskad Isı Değ.	1,804	10,658
Kompresör	3,568	8,2773





Şekil D1: Kaskad çevrimi için çözümleme programının akış diyagramı

Kaskad Çevrimi İçin Hesap Örnekleri

Tablo 8.2: ($T_{\text{gen}}=85^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{yog}}=T_3=14^{\circ}\text{C}$):

(MATLAB 6.5):

Entalpi

$$h=(A_0+A_1*X)*T+0.5*(B_0+B_1*X)*T^2+(D_0+D_1*X-D_2*X^2+D_3*X^3)$$

$$A_0=3.462023$$

$$\gg A_1=-0.02679895$$

$$\gg B_0=0.0013499$$

$$\gg B_1=-0.00000655$$

$$\gg D_0=162.81$$

$$\gg D_1=-6.0418$$

$$\gg D_2=0.0045348$$

$$\gg D_3=0.0012053$$

$$T=40$$

$$\gg X=55$$

$$\gg h_6=(A_0+A_1*X)*T+0.5*(B_0+B_1*X)*T^2+(D_0+D_1*X-D_2*X^2+D_3*X^3)$$

$$h_6 = h_5 = 97.6400$$

$$T=63.5$$

$$\gg X=55$$

$$\gg h_7=(A_0+A_1*X)*T+0.5*(B_0+B_1*X)*T^2+(D_0+D_1*X-D_2*X^2+D_3*X^3)$$

$$h_7 = 145.5634$$

$$T=85$$

$$\gg X=60$$

$$\gg h_8=(A_0+A_1*X)*T+0.5*(B_0+B_1*X)*T^2+(D_0+D_1*X-D_2*X^2+D_3*X^3)$$

$$h_8 = 205.3756$$

$$T=58$$

$$\gg X=60$$

$$\gg h_9=(A_0+A_1*X)*T+0.5*(B_0+B_1*X)*T^2+(D_0+D_1*X-D_2*X^2+D_3*X^3)$$

$$h_9 = h_{10} = 153.4680$$

Entropi

T=40

>> X=55

>> SA=0.5127558+0.01226780*T-0.00001364895*T^2+0.0000000*T^3

SA =0.9816

>> SB=-0.01393954*X-0.00009156820*X*T+0.0000001068904*X*T^2

SB =-0.9587

>>SC=0.00002924145*X^2+0.00000001820453*X^2*T-

0.000000001381109*X^2*T^2

SC =0.0840

>>SD=0.0000009035697*X^3-

0.0000000007991806*X^3*T+0.00000000001529784*X^3*T^2

SD =0.1491

>> S5=SA+SB+SC+SD

S = S5 = S6 =0.2560

T =63.5000

>> X=55

>> SA=0.5127558+0.01226780*T-0.00001364895*T^2+0.0000000*T^3

SA =1.2367

>> SB=-0.01393954*X-0.00009156820*X*T+0.0000001068904*X*T^2

SB =-1.0628

>>

SC=0.00002924145*X^2+0.00000001820453*X^2*T-

0.000000001381109*X^2*T^2

SC =0.0751

>>SD=0.0000009035697*X^3-

0.0000000007991806*X^3*T+0.00000000001529784*X^3*T^2

SD =0.1522

>> S7=SA+SB+SC+SD

S7 =0.4012

T=85

T =85

>> X=60

>> SA=0.5127558+0.01226780*T-0.00001364895*T^2+0.0000000*T^3

SA =.4569

>> SB=-0.01393954*X-0.00009156820*X*T+0.0000001068904*X*T^2

SB =-1.2570

>>

SC=0.00002924145*X^2+0.00000001820453*X^2*T-

0.000000001381109*X^2*T^2

SC =0.0749

>>SD=0.0000009035697*X^3-

0.0000000007991806*X^3*T+0.00000000001529784*X^3*T^2

SD =0.2044

>> S8=SA+SB+SC+SD

S 8=0.4792

T=58
 >> X=60
 >> SA=0.5127558+0.01226780*T-0.00001364895*T^2+0.0000000*T^3
 SA =1.1784
 >> SB=-0.01393954*X-0.00009156820*X*T+0.0000001068904*X*T^2
 SB =-1.1335
 >> SC=0.00002924145*X^2+0.00000001820453*X^2*T-
 0.000000001381109*X^2*T^2
 SC =0.0923
 >>SD=0.0000009035697*X^3-
 0.0000000007991806*X^3*T+0.00000000001529784*X^3*T^2
 SD =0.1963
 >> S9=SA+SB+SC+SD
 S9 = S10 =0.3335

.....
ISIL KAPASİTELER

Qkay=(m8*h8)+(m11*h11)-(m7*h7)
 Qabs=(m10*h10)+(m14*h14)-(m5*h5)
 Qyoğ2=m11(h11-h12)
 Qbuh1=m1(h1-h4)
 Qyoğ1=m1(h2-h3)
 Wkomp=m1(h2-h1)

m8=0.2618
 >> m11=0.0238
 >> m7=0.2856
 >> h11=2659
 >> Qkay=(m8*h8)+(m11*h11)-(m7*h7)
 Qkay =75.4786

Qevap=50
 Wkomp=6.76
 Qkay =75.4786
 >> STK=Qevap/(Qkay+Wkomp)
 STK =0.6080

.....
EKSERJİ

To=298.15
 m7=0.2856
 >> s7=0.4012
 >> E7=m7*(h7-To*s7)
 E7 =7.4101

m8=0.2618
 >> h8=205.3756
 >> s8=0.4792
 >> E8=m8*(h8-To*s8)
 E8 =16.3631

Kaynaticı ekserji etkinliği hesabı

$$E15=16.851$$

$$\gg E16=2.419$$

$$\gg EF=E15-E16$$

$$EF =14.4320$$

$$\gg E8=16.363$$

$$\gg E11=2.692$$

$$\gg E7=7.410$$

$$E7 =7.4100$$

$$\gg EP=E8+E11-E7$$

$$EP =11.6450$$

$$\gg \varepsilon=EP/EF$$

$$\varepsilon =0.8069$$

.....
BİLEŞENLERİN YATIRIM MALİYETLERİ

Kaynaticı yatırım maliyeti

$$Z=ZR*(A/AR)^{0.6}$$

$$\gg ZRG=25000$$

$$\gg AR=100$$

$$\gg A=4.357$$

$$\gg ZG=ZRG*(A/AR)^{0.6}$$

$$ZG(\text{ilk yatırım}) =3.8146e+003$$

$$\gg ZG(\text{işletme})=ZG*25/100$$

$$ZG(\text{işletme}) =953.6578$$

$$\gg ZG(\text{toplam})=ZG(\text{ilk yatırım})+ZG(\text{işletme})$$

$$ZG3 =4.7683e+003$$

Amortisman çarpanı (ξ):

$$ir=0.15$$

$$\gg Ny=10$$

$$\gg t=5025$$

$$\xi =H=(ir*(1+ir)^{Ny}/((1+ir)^{Ny}-1))*(1/t)$$

$$\xi =H = 3.9652e-005$$

Sistem elemanlarının maliyet akılarının hesabı ($Z=Z * \xi$)

$$Z= ZG3 * \xi$$

[Derive6]

Maliyet akılarının hesabı (C (\$/h))

$T_{gen}=85^{\circ}C; T_{yog}= T_3=14^{\circ}C$

SOLVE([c - k - d = -1.0408, 0.482·k + 0.056·c - 0.104·d = 0, b - c + d - e = -0.065, d - 1.157·e = 0, a - b = 0, k - m - s = -0.173, k + 35.893·m = 0, r + f - a - p = -0.244, 6.087·(r + f) - 10.952·a = 0, n - r + y - z = -0.274, m - 0.3·n = 0, e - f = 0, n - 0.078·r = 0, z - 0.982·t = 0, x - y = -0.847, t - 0.814·x = 0, -s - p - j = -3.0888], [x, y, z, a, b, c, d, e, f, j, k, m, n, p, r, s, t])

NSOLVE([x = C1= -7.028583605 □ y = C2= -6.181583605 □ z = C3= -5.618284247 □ a = C5= 0.6612358139 □ b = C6= 0.6612358139 □ c = C7= 0.9622850737 □ d = C8= 1.739547729 □ e = C9= 1.503498470 □ f = C10= 1.503498469 □ j = C_{buh}= 1.873431401 □ k = C11= 0.2635373439 □ m = C12= -0.007342304736 □ n = C13= -0.02447434912 □ p = C_a=0.7724889493 □ r = C14= -0.3137737067 □ s = C_c= 0.4438796486 □ t = C4= -5.721267054], x, Real)

KİŞİSEL YAYINLAR VE ESERLER

Uluslar arası yayınlar:

C, Cimsit, İ., Öztürk, “Analysis Of Absorption-Vapour Compression (Cascade) Refrigeration System”, *Proceeding of 8. International HVAC+R Technology Symposium*, İstanbul, 12-14 May (2008).

Ulusal yayınlar:

C, Cimsit, İ., Öztürk, “Absorbsiyonlu-Mekanik Sıkıştırma (Kombine) Soğutma ile Mekanik Sıkıştırma Soğutma Sistemlerinin Örnek Bir Uygulama ile Karşılaştırılması”, *Enerji Verimliliği Kongresi*, Kocaeli, 1-2 Haziran (2007).

C, Cimsit, İ., Öztürk, “Güneş Enerjisi İle Çalışan Kombine Soğutma Sisteminin Analizi”, *Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi*, Mersin, 8-9-10 Haziran (2007).

C, Cimsit, İ., Öztürk, “Jeotermal Enerji ile Çalışan Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırma (Kombine) Soğutma Sisteminin Analizi”, *IV. Yeni Ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu*, Kayseri, 23-24 Kasım (2007).

C, Cimsit, İ., Öztürk, “LiBr-H₂O Akışkan Çifti ile Çalışan Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırma (Kaskad) Soğutma Sisteminin Analizi.”, *I. Soğutma Teknolojileri Sempozyumu, İzmir*, 9-12 Ekim (2008).

ÖZGEÇMİŞ

İlk, orta ve lise eğitimini Kocaeli tamamladı. 1996 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümün'den mezun oldu. Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsün'de yüksek lisansını tamamladı. Halen Kocaeli Üniversitesi Gölcük Meslek Yüksekokulun'da Öğretim Görevlisi olarak çalışmaktadır.