

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

**ATIK ISI KAYNAKLI ÇİFT ETKİLİ ABSORBSİYONLU
SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ**

Bulut GÖRGÜLÜ

**Danışman
Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISPARTA – 2013**

© 2013 [Bulut GÖRGÜLÜ]

TEZ ONAYI

Bulut GÖRGÜLÜ tarafından hazırlanan "**Atık Isı Kaynaklı Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi**" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri üyeleri önünde Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak başarı ile savunulmuştur.

Danışman

Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT
Süleyman Demirel Üniversitesi

Jüri Üyesi

Doç. Dr. Arzu ŞENCAN ŞAHİN
Süleyman Demirel Üniversitesi

Jüri Üyesi

Yrd. Doç. Dr. İbrahim ÜÇGÜL
Süleyman Demirel Üniversitesi

Enstitü Müdürü

Prof. Dr. Mehmet Cengiz KAYACAN

TAAHHÜTNAME

Bu tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Bulut GÖRGÜLÜ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER	i
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ	3
3. TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ VE İKİNCİ KANUNU.....	10
3.1. Termodinamiğin Birinci Kanunu	10
3.1.1. Kapalı sistemlerin çevrimleri için termodinamiğin birinci kanunu.	10
3.1.2. Açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu	12
3.2. Termodinamiğin İkinci Kanunu	13
3.2.1. Entropi	13
3.2.2. Kapalı sistemlerin işlemleri için termodinamiğin ikinci kanunu - entropi değişimi	14
3.2.3. Sürekli akışlı açık sistemlerin ikinci yasa çözümlemesi.....	16
3.2.4. İkinci yasa verimi	18
4. ABSORBİSYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ	21
4.1. Tarihçesi	21
4.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi.....	22
4.3. Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi.....	23
4.4. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılan Ekipmanlar.....	25
4.4.1. Eriyik pompası.....	25
4.4.2. Kapasite kontrolü.....	25
4.4.3. Generatör	25
4.4.4. Kondanser	25
4.4.5. Evaporatör.....	27
4.4.6. Absorber	27
4.4.7. Isı eşanjörü.....	27
4.4.8. Ayrıştırıcı	27
4.4.9. Genleşme valfi	28
4.5. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılan Akışkanlar	28
5. MATERYAL VE METOD	30
5.1. Atık Isı ile Çalışan Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi.....	30
5.1.1. Atık ısıdan yararlanma yöntemi.....	30
5.2. Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarım Parametreleri ..	32
5.3. LiBr-Su Eriyiği Termodinamik Özelliklerinin Bulunması	34
5.3.1. LiBr-H ₂ O eriyiğinin entalpisi	34
5.3.2. LiBr-H ₂ O eriyiğinin entropisi.....	36
5.3.3. LiBr-H ₂ O eriyiğinin yoğunluğu.....	37
5.3.4. LiBr-H ₂ O eriyiğinin özgül ısısı	37
5.3.5. LiBr-H ₂ O eriyiğinin viskozitesi.....	37
5.3.6. LiBr-H ₂ O eriyiğinin ısı iletkenlik katsayısı.....	38
5.3.7. LiBr-H ₂ O eriyiğinin doyma sıcaklığı ve basıncı	39

5.4. Sistemin Termodinamik Analizi	40
5.4.1. Evaporatör kütle ve enerji dengesi	41
5.4.2. Absorber kütle ve enerji dengesi	41
5.4.3. Düşük sıcaklık generatörü kütle ve enerji dengesi	42
5.4.4. Yüksek sıcaklık generatörü kütle ve enerji dengesi	43
5.4.5. Kondanser kütle ve enerji dengesi	44
5.4.6. Isı eşanjörleri kütle ve enerji dengesi	45
5.4.7. Eriyik pompası kütle ve enerji dengesi	46
5.5. Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Performans Katsayısı....	47
5.6. Çift Etkili Absorbsiyonlu Sisteminin Tasarım ve Maliyet Analizi	48
5.6.1. Çift etkili absorbsiyonlu sistemin maliyet analizi	54
5.7. Çift Etkili Absorbsiyonlu Sisteminin Ekserji Analizi	57
5.7.1. Eriyik poması ekserji analizi	59
5.7.2. Yüksek sıcaklık generatörü ekserji analizi	59
5.7.3. Düşük sıcaklık generatörü ekserji analizi	60
5.7.4. Kondanser ekserji analizi	60
5.7.5. Absorber ekserji analizi	61
5.7.6. Buharlaştırıcı ekserji analizi	62
5.7.7. Genleşme vanası ekserji analizi	62
5.7.8. Basınç düşürücü vana ekserji analizi	63
5.7.9. Birinci ısı eşanjörü ekserji analizi	63
5.7.10. İkinci ısı eşanjörü ekserji analizi	64
5.7.11. Sistemin toplam ekserji kaybı	64
5.8. İkinci Yasa Verimi	65
6. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	66
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	75
KAYNAKLAR	77
EKLER	81
EK A. Isı Transfer Katsayılarını Veren Bağlıntılar	82
EK B. Tablo ve Grafikler	84
ÖZGEÇMİŞ	87

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ATIK ISI KAYNAKLI ÇİFT ETKİLİ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Bulut GÖRGÜLÜ

Süleyman Demirel Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT

Bu tez çalışmasında, endüstriyel bir tesiste baca gazından çıkan atık ısının büyük bir enerji potansiyeline sahip olduğundan bu ısı enerjisi geri kazanılarak çift etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılmıştır.

Çift etkili absorbsiyonlu soğutma sistemi ile atık ısıdan faydalanarak soğutma işlemi yapılmıştır. Bu işlemde ilk olarak, endüstriyel tesisten atılan ısı enerji potansiyeli hesaplanmıştır. Bu ısı enerjisi absorbsiyonlu sistemin generatöründe kullanılarak tesisin tutkal odaları veya proses işlemlerin soğutulmasında kullanılacaktır.

Bu absorbsiyonlu soğutma sisteminde çalışma akışkanı olarak LiBr-su eriyiği kullanılmıştır. LiBr-su eriyiğinin termodinamik özelliklerinin belirlenmesi için literatürde mevcut matematiksel denklemler kullanılmıştır. LiBr- su çözseltisinin sıcaklık ve konsantrasyon aralıklarına göre entalpi ve entropi değerleri matematiksel denklemler ile bulunmuştur. Bulunan veriler ışığında sistemin performans katsayısı, elemanların farklı sıcaklıklar da COP karşılaştırması ve ekserji analizi yapılmıştır.

Bu analiz sonucunda sistem elemanlarının sıcaklık değerlerinin sistem performansını etkilediği, COP değerinin 1'in üzerine çıktığı, COP'nin yüksek olması için her bir buharlaştırıcı kondenser sıcaklığı için bir generatör sıcaklığı olduğu bulunmuştur. Sistemin ekserji verimi ise farklı sıcaklıklarda hesaplanmış ve karşılaştırması yapılmıştır.

Çift etkili absorbsiyonlu sistemin teorik olarak tüm analizlerinin yapıldığı bu çalışma, ülkemizde bu sistemlerin tasarımı ve imalatı konusunda yapılacak araştırmalar için önemli bir kaynak oluşturacaktır.

Anahtar Kelimeler: Çift etkili Absorbsiyonlu soğutma, Atık ısı, Lityum bromid-su, Birinci ve ikinci kanun analizi, Ekserji analizi.

2013, 87 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

WASTE HEAT FROM THE THERMODYNAMIC ANALYSIS OF DOUBLE EFFECT ABSORPTION COOLING SYSTEM

Bulut GÖRGÜLÜ

**Süleyman Demirel University
Graduate School of Applied and Natural Sciences
Department of Energy Systems Engineering**

Supervisor: Prof Dr. Ali Kemal YAKUT

Because the waste heat in the discharged chimney gas of an industrial facility has a great energy potential, in this thesis study, it has been recycled and used in double effect absorption cooling system.

Cooling was made with double effect cooling system, using the waste heat. In this process, first, the heat energy potential that is discharged from the industrial facility is calculated. This heat energy will be used in the generator of the absorption system and will be utilized in the cooling of the processing, or the glue rooms of the facility.

In this absorption cooling system, LiBr-water solution was used as the working fluid. The thermodynamic properties of the LiBr-water solution was determined with the help of the mathematical equations present in the literature. The enthalpy and the entropy values of the LiBr-water solution in the temperature and density intervals were determined with the help of the mathematical equations. In light of these data, system's performance coefficient, COP comparison at different element temperatures, and exergy analyses were conducted.

As a result of this analysis, it was found that the temperature values of the elements of the system affect system's performance, that COP value rises above 1, and that there needs to be an generator temperature for every condenser temperature for COP to be maximum. System's exergy efficiency was calculated in different temperatures and its comparison was made.

This study, in which all theoretical analyses of the double effect absorption system were made, will be an important resource for future research in our country on the design and production of such systems.

Keywords: Double effect absorption cooling, Waste heat, Lithium bromide-water, First and second law analysis, Exergy analysis.

2012, 87 Pages

TEŞEKKÜR

Bu araştırma için beni yönlendiren, karşılaştığım zorlukları bilgi ve tecrübesi ile aşmamda yardımcı olan değerli Danışman Hocam Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT' a teőekkürlerimi sunarım. Literatür araştırmalarımnda ve karşılaştığım zorluklarda yardımcı olan değerli hocam Doç. Dr. Arzu ŞENCAN ŞAHİN' e, de ayrıca teőekkürlerimi sunarım. Bu çalışmada yardımlarını gördüğüm Bilal BARSBEY ve Kastamonu Entegre Ağaç Sanayi personeli Mak. Mühendisi Erkan DEMİRAL' a teşekkür ederim. Ayrıca bugünlere gelmemde büyük emeği geçen aileme saygı ve teőekkürlerimi sunarım.

Bulut GÖRGÜLÜ
ISPARTA, 2012

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 3.1. Joule deney düzeni	11
Şekil 3.2. Maddenin sakınımı prensibi.....	12
Şekil 3.3. Kapalı sistemlerin işlemleri için termodinamiğin ikinci kanunu.....	15
Şekil 4.1. Faraday absorpsiyon deney aygıtı	21
Şekil 4.2. Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin görünümü.....	24
Şekil 4.3. Çift etkili absorpsiyonlu soğutucunun ekipmanları	26
Şekil 5.1. Proses sonu sistemden atılan enerji kazanımının şematik gösterimi ..	31
Şekil 5.2. Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi	34
Şekil 5.3. Evaporatör giriş ve çıkış noktalarının şematik gösterimi	41
Şekil 5.4. Absorber giriş ve çıkış noktalarının şematik gösterimi	42
Şekil 5.5. Düşük sıcaklık generatörü giriş ve çıkış noktalarının şematik gösterimi	43
Şekil 5.6. Yüksek sıcaklık generatörü giriş ve çıkış noktalarının şematik gösterimi	44
Şekil 5.7. Kondanser giriş ve çıkış noktalarının şematik gösterimi.....	44
Şekil 5.8. Isı eşanjörleri giriş ve çıkış noktalarının şematik gösterimi	45
Şekil 5.9. Pompa giriş ve çıkış noktalarının şematik gösterimi	47
Şekil 5.10. Yüksek sıcaklık generatörü ısıtma ve soğutma değişimi.....	49
Şekil 5.11. Absorber için ısıtma ve soğutma değişimi.....	50
Şekil 5.12. Evaporatör ısıtma ve soğutma değişimi.....	51
Şekil 5.13. Kondanser için ısıtma ve soğutma değişimi	52
Şekil 5.14. Isı değiştirici 1 için ısıtma ve soğutma değişimi.....	53
Şekil 5.15. Isı değiştirici 2 için ısıtma ve soğutma değişimi.....	54
Şekil 5.16. Çift etkili absorpsiyonlu sistemin ekserji akışının gösterimi.....	58
Şekil 6.1. Sistem elemanlarının alan ve maliyet değerleri	68
Şekil 6.2. Yüksek sıcaklık generatörü ve evaporatör sıcaklıklarının COP' ye etkisi.....	69
Şekil 6.3. Düşük sıcaklık generatörü ve evaporatör sıcaklıklarının COP' ye etkisi.....	69
Şekil 6.4. Yüksek sıcaklık generatörü ve kondanser sıcaklığının COP' ye etkisi.....	70
Şekil 6.5. Düşük sıcaklık generatörü ve kondanser sıcaklıklarının COP' ye etkisi.....	71
Şekil 6.6. Evaporatör ve kondanser sıcaklıklarının COP' ye etkisi	71
Şekil 6.7. Yüksek sıcaklık generatörü ve ısı eşanjörü 1 etkinlik değerinin COP' ye etkisi.....	72
Şekil 6.8. Isı eşanjörü 1 ve ısı eşanjörü 2 etkinlik değerinin COP' ye etkisi	72
Şekil 6.9. Sistem elemanlarının ekserji kayıpları.....	73
Şekil 6.10. Yüksek sıcaklık generatörü sıcaklığının ekserji verimine etkisi.....	74
Şekil 6.11. Isı eşanjörü etkinlik değerinin ekserji verimi üzerindeki etkisi.....	74
Şekil B.1. LiBr-su çözeltilisinin entropi tablosu	84
Şekil B.2. LiBr-su çözeltilisinin entalpi tablosu.....	85
Şekil B.3. Doymuş su sıcaklık tablosu.....	86
Şekil B.4. Çift etkili absorpsiyonlu sistemin P-T-X tablosu.....	87

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 4.1. Üzerinde çalışmalar yapılan akışkan çiftleri.....	28
Çizelge 5.1. Kastamonu entegre ağaç sanayi kızgın yağ kazan bacası ölçüm verileri.....	32
Çizelge 5.2. Duman gazı fiziksel özellikleri	32
Çizelge 5.3. Entalpi için A ve B katsayıları	35
Çizelge 5.4. Eşitlik 5.10 için katsayılar.....	36
Çizelge 5.5. Eşitlik 5.11 için katsayılar.....	36
Çizelge 5.6. Eşitlik 5.28 için katsayılar.....	39
Çizelge 5.7. Eşitlik 5.29 için katsayılar.....	40
Çizelge 5.8. Herbir ısı değiştirici ünitesi için U değerinin tasarım parametresi .	48
Çizelge 5.9. Absorbsiyonlu sistem elemanlarının referans maliyeti.....	56
Çizelge 5.10. Çift etkili absorbsiyonlu sistemin maliyeti	56
Çizelge 6.1. LiBr çözeltisinin yoğunluk ve ısı iletim katsayısı	66
Çizelge 6.2. LiBr çözeltisinin konsantrasyon oranına göre özgül ısısı	67
Çizelge 6.3. Çift etkili ASS termodinamik çözüm noktaları	67
Çizelge 6.4. Sistem elemanlarının kapasiteleri ve verim değerleri.....	68

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	Alan
A_R	Referans bir sistem elemanın alanı
ASS	Absorbsiyonlu soğutma sistemi
C	Carnot
COP	Performans katsayısı
c_p	Özgül basınç
c_v	Özgül hacim
ç	Çıkan
d	Duman
D	Çap
DSG	Düşük sıcaklık generatörü
E	Evaporatör
E	Ekserji verimi
e	Özgül ekserji
F_i, F_0	Borunun iç ve dış yüzeyinde kirlilik faktörü
g	Giriş
g	Yer çekimi ivmesi
h	Entalpi
h_{fg}	Yoğuşma gizli ısı
h'_{fg}	Yoğuşma gizli ısı değişimi
h_i, h_o	Borunun iç ve dış ısı taşınım katsayısı
I	Tersinmezlik parametresi
ID	Isı değiştirici
k	Boru malzemesinin ısı iletim katsayısı
K	Kondanser
L	Uzunluk
m	Kütleli debi
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynold sayısı
s	Entropi
T	Sıcaklık
T_m	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı
U	Isı transfer katsayısı
V	Hız
X	LiBr konsantrasyonu
η	Verim
ρ	Yoğunluk
μ	Dinamik viskozite
Δ	Fark
ψ	Ekserji
$\Delta\psi$	Ekserji kaybı
v	Kinematik viskozite
ε	Eriyik ısı değiştirici etkinliği
α_{hx}	Isı değiştirici ölçüsünün güç yasa katsayısı
δ	Film kalınlığı

1. GİRİŞ

Dünyada gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerde endüstriyel sanayinin gelişmesi, hızlı nüfus artışı, ulaşım, vb. gibi etkenler enerji tüketimini arttırmış ve birincil (fosil) enerji kaynaklarının azalmasına neden olmuştur. Aynı zaman da bu enerji kaynaklarının kullanımı atmosfere CO₂, SO₂ vb. gazların salınmasına ve küresel ısınma gibi çevre sorunlarına neden olmuştur.

Enerji ihtiyacının artması ve fosil kökenli yakıt rezervlerinin azalması insanları enerjii daha verimli kullanmaya, aynı zamanda yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanmaya yöneltmiştir. Özellikle endüstriyel tesislerden çıkan atık ısılar büyük bir enerji potansiyeline sahiptir. Bu atık ısının kullanımı için tasarlanacak kombine bir sistemle enerji verimliliği arttırılacak ve enerji maliyeti azaltılacaktır. Aynı zamanda çevreye atılan emisyon gazlarının azalmasını ve çevrenin daha az kirlenmesini sağlayacaktır.

Atık ısıdan yararlanmak için farklı cihazlar ve yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntem ve cihazlar ısı transferini sağlayan çeşitli (ekonomizer, eşanjörler, vb.) geri kazanım cihazlarıdır. Sıcak gazlardaki enerjii geri kazanmak için ise serpantinli ısı değiştiricileri, ısı borusu, ısı tekerleği, atık ısı kazanları gibi cihazlar kullanılabilir. Bu sistem ya da cihazlardan geri kazanılan enerji birçok farklı amaçlar için kullanılabilir. Bu amaçla dış enerji kaynağından yararlanabilen absorpsiyonlu soğutma sistemlerini kullanmak enerji verimliliğini arttıracak ve enerji ekonomisi sağlayacaktır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri son yıllarda güneş enerjisi, jeotermal enerji ve endüstriyel uygulamalarda kullanımı arttığı söylenebilir. Bu sistemler hem verimliliği hem de işletme giderlerini azalttığı için buhar sıkıştırımalı soğutma sistemlerine göre alternatif olarak görülmektedir. Ayrıca ozon tabakasına zarar veren soğutucu akışkanlara rağmen ozon tabakasına ve ekolojik sisteme zarar vermeyen çevre dostu sistemlerdir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi; buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerindeki kompresörün yerini çözültü pompası, ısı eşanjörü ve generatör alır ve soğutucu akışkanın basıncını arttırma prensibine göre çalışır. Generatörde buharlaşan akışkan eriyikten ayrılarak kondensere gider burada ısısını atan akışkan sıvı hale geçer, kısma valfinden geçen akışkanın basıncı düşürülerek çevreden ısı alıp evaporatörde buharlaşır. Evaporatör ve generatörden gelen zayıf eriyik absorberde birleşerek çözültü pompası vasıtası ile sistemi tamamlanır.

Endüstriyel tesislerde proses işlemine göre yüksek ısı üreten ve tüketen sistemler vardır. Isı bu sistemlerde kullanıldıktan sonra çevreye atılmaktadır. Bu çalışmada çevreye atılan ısıdan yararlanmak amaçlanmış ve bu ısı absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılıp sistemin enerji ihtiyacı sağlanmıştır.

Bu çalışmada, Kastamonu Entegre ağaç sanayi Balıkesir fabrikasında incelemelerde bulunmuş fabrikadan alınan veriler ışığında katı yakıt kızgın yağ bacasından duman gazı ile atılan enerji hesaplanmıştır. Bu enerji değeri bulunurken baca gazı sıcaklığını literatür araştırmalarına göre; katı yakıtlı kazanlar için 130-170 °C sıcaklık aralığına çalışmalarda uygun olduğu tespit edilmiştir. Buna göre tesiste baca gazı sıcaklığı uygun değere çekilerek, baca gazı debisi bulunarak ve baca gazının fiziksel özellikleri kullanılarak geri kazanılan enerji bulunmuştur. Buradan kazanılan enerji çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin generatöründe kullanılarak, fabrikada tutkal odaları yada proses işlemlerin soğutulmasında kullanılacaktır. Tesiste tutkal odalarının yada proses işlemlerin soğutulması için yaklaşık 400 kw'lık bir soğutma yükü ihtiyaç duyulmaktadır.

Bu çalışmanın asıl amacı atık ısı ile çalışan çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmaktır. Bu amaçla termodinamğin birinci ve ikinci yasasından yararlanılmıştır. Birinci ve ikinci yasa analizi için ASS' nin her bir noktasındaki sıcaklık, basınç, kütleli debi, entalpi, entropi ve konsantrasyon oranı bulunmuştur. Sistemde bu verilerinden yararlanarak birinci yasa verimi, ikinci yasa verimi ve ekserji kayıpları bulunmuştur.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Tarakcıoğlu (2006), atık ısıdan enerji elde etme yöntemleri, bunların sanayi de kullanım alternatifleri, örnek olarak seçilen işletmelerin yapıları içerisinde atık ısıdan faydalanma prosesleri incelemiş ve sistemin verimliliğini artırıcı öneriler ortaya koymuştur.

Çomaklı ve Terhan (2011), kazan bacalarından atılan kayıp enerjinin geri kazanımı ve geri kazanılan bu enerjinin kullanım potansiyelinin araştırılması amaçlanmış bu amaçla Atatürk Üniversitesi Isıtma Sistemi, yıllık doğalgaz yakıt sarfiyatlarından yararlanılmıştır. Baca gazındaki kayıp enerjinin sistemde geri kullanımının kazan verimini artıracığı, yakıt tasarrufu sağlayacağı ve bu kayıp enerjiden mahal ısıtmasında ve sıcak su eldesinde yararlanılabileceğı tespit edilmiştir.

Horuz ve Kurt (2011), absorpsiyonlu ısı (AIY) yükseltici kullanarak düşük sıcaklıklı ısı kaynağından yüksek sıcaklıklı faydalanılabilir enerji üretmektir. Bu nedenle bir sanayi kuruluşunda bulunan 90 ± 2 °C sıcaklıktaki atık ısı kaynağından yararlanarak 120°C sıcaklıkta kızgın su üretilmesi amaçlamıştır. Analizler AIY kullanarak atık ısının kullanılabilir enerjiye dönüşmesinin sağlanabileceğini ve duyulan enerji ihtiyacının karşılanabileceğini ispatlamıştır. Bu yüzden AIY düşük sıcaklıklı ve orta sıcaklıklı atık ısıların sisteme geri kazandırılmasına imkan sağlayabilmektedir

Yılmazoğlu (2009), tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için enerji ve ekserji analizi yapmış, birinci yasa sonuçlarına göre sistemin etkinlik katsayısı 0,71 olarak hesaplanmıştır. Ekserji analizi ile sistemin ikinci yasaya bağlı etkinlik katsayısı 0,17 olarak hesaplanmış ekserji kaybının en çok olduğu elemanı jeneratör olarak bulmuştur. Çalışmanın sonuçlarından faydalanılarak absorpsiyonlu soğutma sistemleri için termoekonomik analiz yöntemi ile optimum ısı transferi yüzey alanları hesaplayıp, sistemin performansının artırılabilirliğini bulmuştur.

Yurdakul vd. (2009), İzmir de bulunan Prenses Termal ve Sağlık Oteli elektrik yerine jeotermal enerji kullanarak otelin soğutmasını yapmayı planlamış, çalışmada önerilen absorpsiyonlu soğutma sisteminin alternatif sistemlerle ekonomik

karşılaştırmaları yapmıştır. Çalışmada önerilen sistemin ilk yatırım tutarının yüksekliğine rağmen yıllık işletme maliyetlerinin düşüklüğü nedeniyle ekonomik olarak diğer alternatiflerden daha üstün olduğu görülmüştür. Çalışmada önerilen sistemin otel yönetimince beklemeden uygulamaya konulmasının gerektiğini önermiştir.

Yılmazoğlu (2006), tek kademeli, çift kademeli seri akışlı, çift kademeli paralel akışlı, çift kademeli ters paralel akışlı ve üç kademeli Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin teknik sistem yapısını incelenmiş, akış diyagramları oluşturulmuş, matematiksel modelleri türetilerek ısı ve ekserjik analizleri yapmıştır. Performans katsayıları; tek kademeli için 0,79, çift kademeli ters paralel 1,79 üç kademelide ise 2,32 bulmuştur. Bunların yatırımları dikkate alınarak performans katsayıları kıyaslandığında, en yatırım etken performans katsayısı çift kademeli ters paralel akışlı sisteme ait olduğunu bulmuş bu nedenle tüm teknik ve ekonomik analizler bu sistem esas alınarak yapmıştır.

Şencan (2004), atık ısı ile çalışan absorpsiyonlu sistemi modellemiş ve sistemin I. ve II. yasa analizleri yapmıştır. Isıtma ve soğutma uygulamaları için absorpsiyonlu sistemin performans katsayıları (COP) ve ekserji verimlerinin farklı çalışma parametrelerine bağlı olarak değişimleri inceleyerek grafikler halinde vermiştir. Aynı zaman da Li-Br ile çalışan 1 kW'lık soğutma kapasitesine sahip absorpsiyonlu bir soğutucu modelin imalatı yapmış ve sistemin teorik olarak hesaplanan değerlerine büyük ölçüde yaklaşmıştır.

Yalçın ve Kavaklı (2010), otobüs klima sistemlerinde egzoz gazındaki atık ısıdan yararlanan absorpsiyonlu soğutma sistemi'nin kullanılabilirliğini incelemiş, çalışmanın sonucunda otobüslerde absorpsiyonlu soğutma sistemi için gerekli atık ısının var olduğu, uygun bir kaynaticı dizaynı ile bu ısının değerlendirilebileceği görmüştür.

Solum vd. (2011), çift etkili LiBr-su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemini, bilgisayar ortamında EES adlı bir mühendislik programıyla simüle edilip, sistem elemanlarının sıcaklık, basınç, verim gibi termodinamiksel büyüklükleri

değiştirilerek sistemin COP'si incelemiştir. Sistemin termodinamik özellikleri denklemler yardımıyla verilerek örnek bir COP hesaplaması yapmıştır. COP incelemesinde alınan sonuçlar grafiklerle detaylı izah etmiş ve şu sonuçlara ulaşmıştır: COP'nin 1'in üzerine çıkmasıyla değerinde net bir iyileşme görülürken, sistem elemanlarının basınç ve sıcaklıkları hassas ayarlar gerektirmektedir. Birinci jeneratör sıcaklığının artmasıyla COP değeri düşerken, basınç artışında tam tersi bir durum söz konusudur. İkinci jeneratör sıcaklığı artırıldığında COP değeri de artmakta fakat basınçta tam tersi bir durum olmaktadır. Kondenser ve evaporatör sıcaklıkları arttırıldığında COP düşmektedir. Absorber sıcaklığı arttığında COP'de artmaktadır. Birinci ve ikinci ısı eşanjör verimlerinin büyük olmasıyla COP değeri artmaktadır.

Kaynaklı ve Yamankaradeniz (2003), absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı geri kazanımı için kullanılan eşanjörlerin, sistemin performans katsayısına (COP) etkileri incelenmiş, Sistemde kullanılan çift olarak, absorpsiyonlu soğutma sistemleri arasında yaygın kullanım alanı olan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiği alınmıştır. Çevrimin termodinamik analizi yapılarak, amonyak ve amonyak-su eriyiğine ait termodinamik özellikler vermiştir. Sistemde kullanılan 3 adet eşanjörün etkenlik katsayılarının değişiminin, sistemin COP değeri üzerindeki etkileri gözlemiştir. Sistemin performansına en fazla etkisi olan eşanjörün eriyik eşanjörü olduğu ve sistemin performansı, kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artmasıyla artarken, yoğunlaştırıcı ve absorber sıcaklıklarının artmasıyla azaldığı görmüştür.

Gonzales (2010), absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, absorpsiyonlu ısı pompalarında ve absorpsiyonlu ısı transformatörlerinde yaygın bir biçimde kullanılan lityum bromid-su solüsyonunun ($\text{LiBr/H}_2\text{O}$) ekserjisinin hesaplanması için bir yöntem sunmuştur. Literatürde $\text{LiBr/H}_2\text{O}$ solüsyonunun ekserji değerleri büyük farklar göstermektedir. Bunun sebebini ekserji hesaplaması için kullanılan farklı referans sistemleri olduğunu, önerilen yöntemle elde edilen sonuçlar literatürdeki bazı diğer sonuçlarla ve Koehler'in, Ibele'nin, Soltes'in ve Winter ve Oliviera ve Le Goff'un yaklaşımlarıyla karşılaştırmıştır.

Borzou ve Sadeghpour (2009), çift etkili su-lityum bromid absorpsiyonlu soğutma makinesinin süreksiz simülasyonu için bir model geliştirilmesini ve modelin farklı tasarım ve girdi değişkenlerinin absorpsiyon birimi üzerindeki etkisini belirlemek için kullanılmasını içermektedir. Dikkate alınan performans parametreleri performans katsayısı ve soğutma kapasitesidir. Hassasiyet analizi bir “nominal durum” seçilerek ve diğer değişkenler sabit tutularak her değişkenin performans hassasiyeti belirlenerek yapılmıştır.

Bula vd. (2012), güneş enerjili absorpsiyonlu bir soğutma döngüsünün termodinamik simülasyonu yapılmıştır. Bu simülasyon, birincil kaynak olarak güneş enerjisini kullanan tek etkili absorpsiyolu bir soğutma sisteminde jeneratör sıcaklığının ve ısı değiştirici verimliliğinin Performans Katsayısı (PK) ve kütle akışı üzerindeki etkisini incelemek adına yapılmıştır. Isı değiştirici verimliliğinin, sistemden en fazla PK'yi elde etmek için jeneratörde kullanılacak en yüksek sıcaklığı belirlediği görülmüştür. Isı değiştiricide devamlı verimlilik sağlamak için jeneratörde kullanılacak optimum bir sıcaklık bulunmaktadır, daha yüksek bir sıcaklık ise sistem PK'sini düşürdüğünü bulmuştur.

Onan vd. (2010), matlab'da yazılan program ile hem güneş enerjisi sisteminin hem de absorpsiyonlu soğutma cihazının ekserji değerleri ve bileşenlerin saatlik ekserji yıkım değerlerini belirlemiş ve şu ana sonuçlara ulaşmıştır: Maksimum ekserji yıkımını güneş enerjisi destek sisteminin güneş toplayıcısında ve absorpsiyonlu soğutma cihazının jeneratöründe oluştuğunu, ölü durum koşulları değişken olduğunda ekserji analizinin sonuçlarının anlamlı bir fark gösterdiği belirlemiştir. İkinci kanun analizinde zamana bağlı değişen çevre sıcaklığının ölü durum sıcaklığı olarak kullanılması, sabit değer kullanılmasına göre daha gerçekçi ekserji analizi sonuçları ortaya çıkarmıştır. Tersinmezliği olabildiğince azaltarak verimliliğin nasıl artırılacağını belirlemek için mühendislik sistemlerindeki tersinmezliğin sebepleri incelemiştir. İkinci kanun analizinin sonuçlarına göre güneş toplayıcılarının ekserji verimliliği maksimum %11.98, ortalamada ise %6'dır. Saatler arasındaki aşırı farklar sebebiyle bu farklar sistem tasarımını büyük ölçüde etkileme ihtimaline sahiptir. Sistem bileşenleri soğutma sezonundaki ekserji yıkımındaki saatlik değişikliklere göre seçildiğinde verimsizlikleri azaltmak ve bu sistemleri iyileştirmek

mümkün olduğundan burada sunulmuş olan modelin araştırmacılar ve proje mühendisleri için faydalı olmasını beklemektedir.

Gomri (2009), tek etkili, çift etkili ve üçlü etkili absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin enerji ve ekserji analizi yapmıştır. Burada geliştirilen matematiksel model kullanılarak üç sistemin performans katsayısı (PK), ekserji verimi ve buhar soğutucunun yaratılan kütle akım oranının sağlanan ısıya oranı, çalışan sıvıların değişik işleme koşulları altındaki termodinamik özellikleri kullanılarak hesaplamıştır.

Hesaplanan sonuçlarda, çevrimin PK'sinin jeneratör ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artışına bağlı olarak arttığını, yoğunlaştırıcı sıcaklığının artışına bağlı olarak azaldığını göstermiştir. Her yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklığı için optimum bir jeneratör sıcaklığı olduğunu bu noktada sistemlerin PK ve ekserji verimliliği en yüksek olduğunu bulmuştur. İlk kanunun verimliliği hafifçe artar veya azalırken, ikinci kanunun verimliliği sert bir şekilde düşebilmektedir. Çift etkili sistemin PK'sının tek etkili sistemin PK'sının yaklaşık iki katı olduğunu, ancak çift etkili sistemin ekserji verimliliğinin tekli etkili sistemin ekserji verimliliğine kıyasla hafifçe arttığını göstermiştir.

Gomri (2009), deniz suyu tuzsuzlaştırması için kullanılan tek etkili ve çift etkili absorbsiyonlu ısı dönüştürücü sistemlerini karşılaştırarak inceleyen bir çalışma sunmuştur. Çift etkili absorbsiyonlu ısı dönüştürücüsünün enerji verimliliği ve ekserji verimliliği, tek etkili absorbsiyonlu ısı dönüştürücüsünün enerji ve ekserji verimliliğinden daha yüksektir. Enerji ve ekserji verimliliğinin tersinde, tuzsuzlaştırma sistemine entegre tek etkili absorbsiyonlu ısı dönüştürücü için su üretimi, tuzsuzlaştırma sistemine entegre çiftli etkili absorbsiyonlu ısı dönüştürücü için olandan biraz daha fazladır. Tek etkili absorbsiyonlu ısı dönüştürücü için, geniş bir sıcaklık aralığında su üretimi neredeyse sabitken ikinci sistem için su üretimi emici sıcaklığı arttığında hızlıca düşmektedir.

Gomri (2010), termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları tek ve çift etkili absorbsiyonlu soğutma sistemlerine uygulamıştır. Geliştirilen matematiksel model

kullanılarak; PK (performans katsayısı), tüm bileşenlerin ısı yükü, ekserji verimliliği ve bileşenlerin girişleri arasında gerçekleşen ekserji değişimleri, iki sistemdeki tüm bileşenlerin toplam ekserji değişimi, çalışan sıvıların değişik işleme koşullarındaki termodinamik özellikleri kullanılarak hesaplamıştır. Çift etkili sistemin PK'sının tek etkili sistemin PK'sının yaklaşık iki katı olduğunu, ancak çift etkili sistemin ekserjik verimliliğinin tek etkili sistemin ekserjik verimliliğine kıyasla hafifçe arttığını göstermiştir.

Çalışma sonucunda, çevrimin PK'sinin jeneratör ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artışına bağlı olarak arttığını, yoğunlaştırıcı sıcaklığının artışına bağlı olarak azaldığını göstermiştir. Her yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklığı için, tek ve çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin ekserji değişiminin en az olduğu optimum bir jeneratör sıcaklığı olduğunu, bu noktada sistemlerin PK ve ekserjik verimliliği en yüksek olduğunu bulmuştur.

Gomri ve Hakimi (2008), çift etkili absorpsiyonlu buhar soğutma sistemini bir bilgisayar yardımıyla analiz etmişler. Patek ve Klomfar tarafından geliştirilmiş bulunan lityum bromid/su solüsyonunun termodinamik özelliklerinin hesaplama açısından verimli yeni formülasyonları kullanılmıştır. Her bileşenin ekserji kaybı hesaplamıştır. Yüksek sıcaklık ve düşük sıcaklık jeneratörünün sıcaklıklarının sistemin birinci ve ikinci kanun verimlilikleri üzerindeki etkisi de analiz etmiştir. Çalışmada kullanılan ikinci kanun analizi yüksek ekserji kaybı olan sistem bileşenlerinin belirlenmesini kolaylaştırmaktadır. Çalışmada sunulan ekserji analizi sonuçlarını, çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin termo-ekonomik optimizasyonunda kullanılabilirliğini bulmuştur.

Liu ve Wang (2004), Bu çalışmada, güneş/gaz kullanan çift etkili bir LiBr-H₂O absorpsiyonlu sisteminin performans tahminini sunmaktadır. Yardımcı enerjileri daha verimli bir şekilde kullanabilmek ve güneş ışınmasına daha az bağımlı olmak için yeni bir güneş/gaz kullanan çift etkili LiBr-H₂O absorpsiyonlu sistemi tasarlanmıştır. Bu sistemde yüksek basınç jeneratörü geleneksel enerji, doğal gaz ve güneş enerjisi ile çalışmakta, çift etkili bir absorpsiyonlu sistemi için, yüksek basınç jeneratöründe yaratılan su buharı düşük basınç jeneratörüne enerji sağlamaktadır.

Düşük basınç jeneratörüne sağlanan sıcak suyun sıcaklığı 90°C'ye yakındır. Yaz soğutmasının dışında, bu sistem aynı zamanda kışın mekan ısıtması yapmakta ve günlük ailevi kullanım için sıcak su sağlamaktadır. Simülasyon sonuçları, böyle bir sistemin yapılabilir ve ekonomik olduğunu göstermiştir. Sistemin enerji tüketimi hakkında net bilgi verebilmek için bu çalışmada çeşitli sistemlerin ekonomik değerlendirmesini de yapmıştır.

3. TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ VE İKİNCİ KANUNU

Therme sözcüğü eski yunanca' da ısı anlamına gelmektedir. Dolayısıyla, termodinamik bir ısı bilimidir. Genel olarak enerji dönüşümleri ve bunun gerçekleştirdiği araç ve düzeneklerle ilgilidir.

Termodinamik, sistemlerin denge durumlarını inceler. İki denge durumu arasında hangi yoldan, ne kadar zamanda geçiş yapıldığı termodinamiği ilgilendirmez. Denge durumları bir takım büyüklüklerle belirlidir. Bunlar basınç, sıcaklık, özgül hacim v.s.dir. Bir sistemde bu özellikler her noktada aynı ise sistem homojendir. Aynı değilse heterojendir.

Termodinamik, deneylerden elde edilen sonuçlardan çıkarılan dört yasa üzerine kurulmuştur. 0. ve 3. yasalar maddelerin veya sistemlerin fiziksel özellikleriyle ilgilidir. 1. yasa enerji iletimi ve enerjinin çeşitli şekilleriyle ilgili olup enerjinin korunumunu ifade eder. 2. yasa ise, enerji iletiminin madde veya genel anlamda sistem içinde yarattığı moleküler düzen değişimini belirler (Telli, 1998).

3.1. Termodinamiğin Birinci Kanunu

Termodinamiğin birinci yasası deneysel gözlemlere dayanarak, enerjinin var veya yok edilemeyeceğini, ancak bir biçimden diğerine dönüştürüleceğini vurgular. Bu nedenle bir hal değişimi sırasında enerjinin her zerresinin hesabı verilmek zorundadır. Birinci yasayı matematiksel olarak kanıtlamak olanaksızdır, fakat doğadaki hal değişimlerinin tümünün birinci yasaya uyduğu bilinmektedir, bu da yeterli kanıt sayılmalıdır (Çengel, 1996).

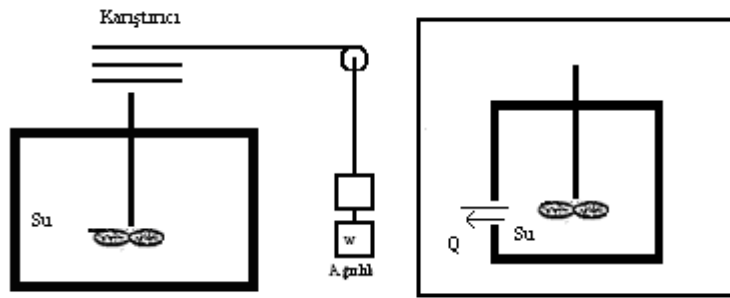
3.1.1. Kapalı sistemlerin çevrimleri için termodinamiğin birinci kanunu

Termodinamiğin birinci kanuna temel olan ilk deneyler 1843-1848 yılları arasında joule tarafından yapılmıştır. Joule deneylerinde şekil 3.1. de şematik olarak görülen deney düzenine benzer bir deney düzeni kullanmıştır. Bir kap içerisindeki akışkan üzerinde önce bir karıştırıcı ile iş yaparak akışkanın sıcaklığını yükseltmiş, sonrada

bu kabı bir su banyosuna daldırarak soğutmuş ve akışkanı ilk basıncına ve sıcaklığına (ilk durumuna) getirmiştir. Böylece sistem bir çevrimi tanımlamıştır. Bu çevrim sırasında sistem üzerinde yapılan işi karıştırıcıya bağlı W ağırlığının potansiyel enerji değişiminden, sistemden transfer edilen ısıyı da su banyosundaki suyun sıcaklık değişiminden hesaplanmıştır. Bu şekilde yapılan çok sayıdaki deneyler göstermektedir ki, çevrim sırasında sistemin iş alış verişi ile ısı alış-verişi aynı birim sisteminde birbirine eşit, farklı birim sistemlerinde ise birbiri ile orantılıdır. Bu sonuç termodinamiğin birinci kanunu olarak adlandırılır ve matematiksel olarak

$$\int \partial Q = \int \partial W \quad (3.1.)$$

Şeklinde ifade edilir.



Şekil 3.1. Joule deney düzeni

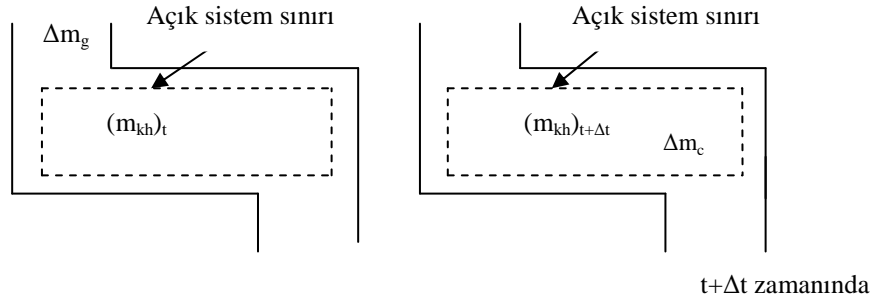
Burada $\int \partial Q$ ve $\int \partial W$ sırasıyla, çevrim sırasında kapalı sisteme transfer edilen net iş miktarını gösterir. Eşitlik 3.1 kapalı sistemlerin çevrimleri için termodinamiğin birinci kanunun matematiksel ifadesidir, kapalı sistemlerin çevrimleri sırasında sistemlerin çevresi ile ısı ve iş alış verişlerinin cebirsel toplamının sıfır olduğunu gösterir.

$$\int \partial Q - \int \partial W = 0 \quad (3.2.)$$

Termodinamiğin birinci kanununu matematiksel olarak ispat etmek mümkün olmamakla beraber, şimdiye kadar yapılan bütün deneyler termodinamiğin birinci kanunun doğruluğun göstermektedir (Yüncü, 2000).

3.1.2. Açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu

Birçok mühendislik probleminde sistemin çevresi ile kütle alış-verişi vardır, sistem sınırının bir veya birkaç noktasında madde (özellikle akışkan) girer ve/veya çıkar. Bu tip sistemlere örnek olarak pompalar ve türbinler verilebilir. Açık sistem olarak adlandırılan bu tip sistemlerin termodinamik analizlerinde, sabit bir kütle (kontrol kütle) yerine belli bir hacim (kontrol hacim) söz konusudur. Analizlerde, açık sistemin ve sınırının seçilmesi için bir kural söz konusu değildir, analizi hızlandırmak ve kolaylaştırmak için açık sistem ve sınırı istenildiği şekilde seçilebilir (Yüncü, 2000).



Şekil 3.2. Maddenin sakınımı prensibi

Açık sistemlerde giriş ve çıkışları, kontrol hacmi sınırından birden fazla münferit kanal (veya boru) vasıtasıyla ise, herbir kanaldan sisteme giren veya çıkan kütle debileri toplanarak kütlelenin sakınımı prensibi

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_c \quad (3.3)$$

olarak yazılabilir. Bir kanaldan akan akışkanın kütle debisi de

$$\dot{m} = \rho \bar{V} A \quad (3.4)$$

ifade edilebilir. Burada ρ akışkanın yoğunluğu, \bar{V} akışkanın boru veya kanalın kesit alanına dik yönde akışkan ortalama hızı, A da boru veya kanalın kesit alanıdır.

3.2. Termodinamiğin İkinci Kanunu

Termodinamiğin ikinci kanunu literatürde enerji kalitesinin azalması veya entropinin (veya kanunu) prensibi olarak bilinir. Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin sakınımı prensibinin ifadesidir, sistemin termodinamik durum değişmesine bağlı olarak enerjinin şekil değiştirmesi ile ilgilidir. Termodinamiğin birinci kanunu işlemin (termodinamik durum değiştirmenin) yönü hakkında bilgi vermez, sistemlerin enerji analizi için gerekli yöntemleri belirler. Günlük yaşantımızda öyle işlemler vardır ki, bu işlemler sadece enerjinin sakınımı prensibi (termodinamiğin birinci kanunu) ile izah etmek mümkün değildir. Örneğin yalıtılmış kapalı bir tanktaki sıvı bir mekanik karıştırıcı ile karıştırılırsa, sıvının iç enerjisi artar. Mekanik karıştırıcı durduktan sonra, tanktaki gazın enerjisini azaltarak mekanik karıştırıcıyı çeviremeyeceğimizi biliriz (Yüncü, 2000).

3.2.1. Entropi

Çevrim sırasında sisteme transfer edilen ısı ∂Q nın seçilen sistem sırasında sistem sınırından sisteme transfer edilen ısının transfer edildiği noktanın sıcaklığı T cinsinden ‘Clasius Eşitsizliği ‘

$$\int \frac{\partial Q}{T} \leq 0 \quad (3.5)$$

yazılabilir. Aşağıdaki şekilde entropi üretimi tanımlanırsa Eşitlik 3.5 deki eşitsizliği yorumlamak daha kolay olabilir.

$$S_{\text{ür}} = -\int \frac{\partial Q}{T} \quad (3.6)$$

Eşitlik 3.6 da $S_{\text{ürt}}$ entropi üretimidir. Eşitlik 3.6 da $T, \partial Q$ ısısının transfer edildiği ısı deposunun sıcaklığı olarak alındığında, $S_{\text{ürt}}=0$ ise çevrim tersinir, $S_{\text{ürt}}>0$ ise çevrim tersinmez ve $S_{\text{ürt}}<0$ ise çevrim mümkün değildir. Eşitlik 3.6 da $T, \partial Q$ ısısının transfer edildiği noktada sistemin sınırının sıcaklığı olarak alındığında, $S_{\text{ürt}}=0$ ise çevrim iç tersinir, $S_{\text{ürt}}>0$ ise çevrim iç tersinmez dolayısıyla tersinmez ve $S_{\text{ürt}}<0$ ise çevrim mümkün değildir. Seçilen sıcaklığa bağlı olarak entropi üretimi, $S_{\text{ürt}}$, çevrimdeki tersinmezliğin ve/veya iç-tersinmezliğin bir ölçüsüdür.

İç- tersinir işlem: Tamamlandıktan sonra, ilk duruma geri çevrilebilen ve geri çevrilme işlemi sırasında sistemde kalıcı değişiklikler bırakmayan işlemler iç tersinir işlem olarak adlandırılır. iç tersinir işlemler, gerçek işlemlerin idealize edilmiş halidir, tamamen kuramsaldır.

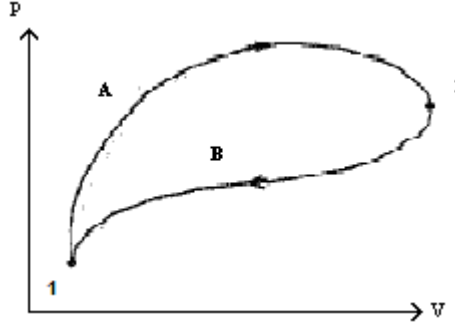
Tersinir İşlem: Çevre ile ısı alışverişi de tersinir olan iç-tersinir işlemler tersinir işlem olarak adlandırılır. Tersinir işlem tamamlandıktan sonra, ilk duruma geri çevrilebilir ve geri çevrilme işlemi sırasında sistemde kalıcı değişiklikler bırakmaz. Tersinir işlemlerde gerçek işlemlerin idealize edilmiş halidir, yine tamamen kuramsaldır.

3.2.2. Kapalı sistemlerin işlemleri için termodinamiğin ikinci kanunu - entropi değişimi

Sistemlerin özellikle ikinci kanun analizleri için gerekli olan entropi denklemi, termodinamiğin ikinci kanunun matematiksel ifadesinde başka bir şey değildir. Kontrol kütleler (kapalı sistemler) için entropi denklemi yazabilmek için 1 durumundan 2 durumuna A tersinmez, 2 durumundan 1 durumuna da B iç tersinir işlemi ile gelebilen ve şekil 3.3 de P-V diyagramında verilen çevrimi düşünelim. A ve B işlemleri tersinmez bir çevrim olduğundan, bu çevrim için entropi üretimi

$$S_{\text{ürt}} = -\int_{1A}^{2A} \frac{\partial Q}{T} - \int_{1B}^{2B} \left(\frac{\partial Q}{T}\right)_{\text{içtersinir}} \quad (3.7)$$

yazılabilir. B işlemi iç tersinir olduğundan eşitlik 3.7 deki ikinci integral 2 durumundan 1 durumuna entropi değişimine eşit olacaktır.



Şekil 3.3. Kapalı sistemlerin işlemleri için termodinamiğin ikinci kanunu

$$S_1 - S_2 = - \int_{2B}^{1B} \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_{\text{içtersinir}} \quad (3.8)$$

Eşitlik 3.8 eşitlik 3.7 de yerine konulursa kontrol kütle için entropi üretimi

$$S_{\text{ürit}} = (S_2 - S_1) - \int_{1A}^{2A} \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_{\text{içtersinir}} \quad (3.9)$$

yazılabilir. Eşitlik 3.9 un sağ tarafındaki ilk ifade işlem sırasında sistemin entropi değişimidir, 1 ve 2 durumları arasındaki işlemden bağımsızdır. Eşitlik 3.9 un sağ tarafındaki ikinci ifade ise ısı transferi nedeniyle sisteme ‘entropi akışı’ olarak adlandırılır ve 1 ve 2 durumları arasındaki işleme bağlıdır. Entropi akışının yönü ısı transferinin yönüne bağlıdır. Isı transferi çevreden sisteme ise entropi akışı da çevreden sistemdir. Isı transferi sistemden çevreye ise entropi akışı da sistemden çevreyedir. Sistemle çevre alışverişi yoksa sistemle çevre arasında entropi akışıda yoktur. Entropi üretimi de ısı ve iş gibi verilen durumlar arasındaki yola bağlıdır, sadece bilinen ilk ve son durumdan hesaplanamaz. İşlem anında, sistemde iç tersinmezlikler varsa (işlem iç-tersinmez ise) entropi üretimi pozitif, sistemde iç tersinmezlik yoksa (işlem iç-tersinir ise) entropi üretimi sıfır olur. Bu sonuçta tersinmezlikler nedeniyle sistemde entropi üretiliyor şeklinde ifade edilebilir.

3.2.3. Sürekli akışlı açık sistemlerin ikinci yasa çözümlemesi

Sisteme birden çok giriş çıkışın olabileceği ve sistemin P_0 ve basıncında ve T_0 sıcak -

lıındaki çevre ortamları ısı alışverişinde bulunabileceği kabul edilsin. Sürekli akışlı açık sistem için termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları aşağıdaki gibi yazılabilir (Çengel, 1996).

Birinci yasa:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + \rho z_\zeta \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + \rho z_g \right) \quad (3.10)$$

İkinci yasa:

$$\dot{S}_{\text{ürt}} = \sum \dot{m}_\zeta s_\zeta - \sum \dot{m}_g s_g + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_0} \quad (3.11)$$

Burada $Q_{\text{çevre}} = -Q$ ve $S_{\text{üretim}}$, açık sistemin toplam entropi üretimidir. Bu iki denklemi kullanarak ısı geçişi yok edilirse,

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + \rho z_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + \rho z_\zeta - T_0 s_\zeta \right) - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.12)$$

bulunur. Bu denklemle verilen \dot{W} , açık sistemde yapılan gerçek iştir, bu aynı zamanda yararlı işe eşittir, çünkü sürekli akışlı açık sistemlerin sınırları sabit olup çevre işi söz konusu değildir. Tersinir iş, yukarıdaki denklemde toplam entropi üretimi $S_{\text{üretim}}$ sifıra eşitlenerek bulunur.

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + \rho z_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + \rho z_\zeta - T_0 s_\zeta \right) \quad (3.13)$$

Sürekli akışlı açık sistemin bir giriş ve bir çıkışı varsa, yukarıdaki denklem basitleştirilebilir.

$$\dot{W}_{tr} = \left[(h_g - h_\zeta) - T_0(s_g - s_\zeta) + \frac{V_g^2 - V_\zeta^2}{2} + \rho(z_g - z_\zeta) \right] \quad (3.14)$$

veya sistemden geçen birim kütle için:

$$\dot{W}_{tr} = (h_g - h_\zeta) - T_0(s_g - s_\zeta) + \frac{V_g^2 - V_\zeta^2}{2} + \rho(z_g - z_\zeta) \quad (3.15)$$

$$= T_0 \Delta s - \Delta h - \Delta ke - \Delta pe \quad (3.16)$$

Akış kullanılabilirliği 3.16 numaralı eşitlikte giriş hali indisiz olarak, çıkış hali de ölü hal olmak üzere 0 indisiyle gösterilirse ($V_0=0$, $z_0=0$);

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V_2}{2} + \rho z \quad (3.17)$$

elde edilir. Bu bağıntıdan yararlanarak, tersinir işi akış kullanılabilirliğiyle göstermek mümkündür.

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \Psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \Psi_\zeta \quad (3.18)$$

Bir giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için,

$$\dot{W}_{tr} = \Psi_g - \Psi_\zeta \quad (3.19)$$

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}(\Psi_g - \Psi_\zeta) \quad (3.20)$$

elde edilir. Bir açık sistemde birim zamanda tersinmezlik \dot{I} veya birim kütle için tersinmezlik i , tersinir işle yararlı iş arasındaki farktır:

$$\dot{I} = W_{tr} - W_y = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.21)$$

Birim kütle için tersinmezlik ise

$$\dot{I} = w_{tr} - w_y = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (3.22)$$

Sürekli akışlı açık sistemle çevre ortam dışındaki cisimler arasındaki ısı geçişi, kapalı sistemler için verilen yöntem uygulanarak göz önüne alınabilir. Örneğin, sürekli akışlı T_R sıcaklığındaki bir ısı enerji deposu arasında \dot{Q}_R miktarında ısı geçişi oluyorsa, tersinir iş bağıntısı açık sistem için birinci ve ikinci yasa denklemlerini yazıp, çevreyle ısı geçişini gösteren terimi yok ederek bulunur:

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \Psi_g - \sum \dot{m}_\phi \Psi_\phi - \dot{Q}_R \left(1 - \frac{T_0}{T_R} \right) \quad (3.23)$$

3.2.4. İkinci yasa verimi

İkinci yasa verimi gerçek ısı veriminin, aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısı verime oranıdır (çengel, 1996).

$$\eta_{ii} = \left(1 - \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,tr}} \right) \quad (\text{ısı makineleri için}) \quad (3.24)$$

İkinci yasa verimi, makinelerden elde edilen yararlı işin elde edilebilecek en çok işe (tersinir) oranı olarak da tanımlanabilir:

$$\eta_{ii} = \frac{W_y}{W_{tr}} \quad (\text{iş yapan makineler için}) \quad (3.25)$$

Bu tanım daha geneldir, çünkü çevrimlerin dışında türbin, piston-silindir ve benzeri sistemlerdeki hal değişimlerine de uygulanabilir. İkinci yasa veriminin yüzde 100 den daha büyük olamayacağı not edilmelidir.

İkinci yasa verimi, kompresörler ve soğutma makineleri gibi iş gerektiren makineler için de tanımlanabilir. Bu durumda ikinci yasa verimi gerekli en az işin (tersinir), yapılan yararlı işe oranı olur,

$$\eta_{ii} = \frac{W_{tr}}{W_y} \text{ (iş gerektiren makineler için)} \quad (3.26)$$

Soğutma makinesi ve ısı pompası için ikinci yasa verimi, etkilik katsayısı ile ifade edilebilir:

$$\eta_{ii} = \frac{COP}{COP_{tr}} \text{ (soğutma makineleri ve ısı pompaları için)} \quad (3.27)$$

İkinci yasa verimi için ortay konan bağıntılar iş yapan ve iş gerektiren makineler için tanımlandı. Bu tür bir amaca yönelik olmayan hal değişimlerini de kapsayacak daha genel bir ikinci yasa veriminin tanımlanmasına gerek vardır. Fakat üzerinde görüş birliği sağlanmış genel bir ikinci yasa verimi tanımı yoktur. Literatürde aynı sistem için farklı ikinci yasa verimi tanımlarına rastlanabilir. İkinci yasa verimini tanımlamadaki amaç tersinir hal değişimlerine hangi ölçüde yaklaşıldığını belirtmektedir. Bu bakımdan ikinci yasa veriminin değeri en kötü durumda sıfır (kullanılabilirliğin tümüyle yok edilmesi), en iyi durumda bir (kullanılabilirliğin tümüyle korunması) olacaktır. Bu düşünceyle ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\eta_{ii} = \frac{\text{sistemden elde edilen kullanılabilirlik}}{\text{sisteme sağlanan kullanılabilirlik}}$$

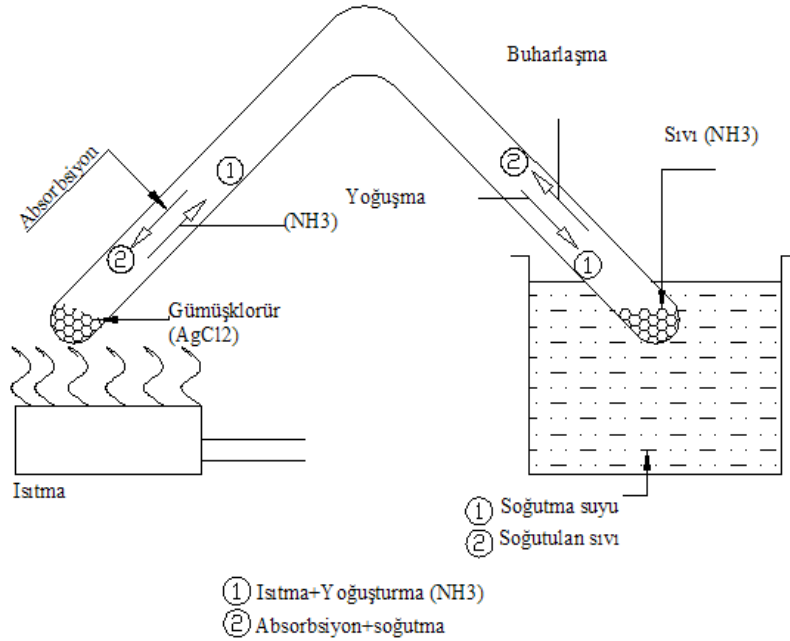
$$\eta_{ii} = 1 - \frac{\text{yok edilen kullanılabilirlik (tersinmezlik)}}{\text{sisteme sağlanan kullanılabilirlik}}$$

Bu nedenle ikinci yasa verimini belirlerken ilk yapılacak işlem, hal değişimi sırasında ne kadar kullanılabilirliğin veya iş yapma olanağının tüketiildiğini hesaplamaktadır.

4. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ

4.1. Tarihçesi

İlk defa Michael Faraday tarafından bir asırdan fazla bir zaman önce amonyağın (NH_3) yoğurturma denemeleri sırasında keşfedilen Absorbsiyon prensibi daha sonra bir yoğurtma çevrimi olarak uygulanıp bundan yararlanmaya başlanmıştır. Faraday'ın aşağıda gösterilen deney aygıtı, absorbsiyon soğutma çevriminin kavranması bakımından ilginçtir.



Şekil 4.1. Faraday absorbsiyon deney aygıtı

Deneyin birinci kısmında (1) Amonyaka karşı aşırı bir emiciliği olan, amonyakla doyurulmuş gümüş klorür ısıtılırken deney tüpünün karşı ucu soğutma suyuna daldırılmış vaziyette tutulur. Kısa süre sonra, deney tüpünün soğutulan ucunda amonyağın yoğuşarak birikmeye başladığı görülür. Isıtılan uçtan amonyak tamamıyla soğutulan uca geçip sıvı halde toplandıktan sonra deneyin ikinci kısmına geçilir. Isıtma işlemi durdurulup soğutma suyu alınır. Çok kısa bir süre içerisinde, deney tüpünün soğutulan ucunda yoğuşup toplanmış olan sıvı amonyağın kaynamaya başladığı ve tüpün bu kısmının aşırı derecede soğuduğu görülür. Bu olay, sıvı amonyak tamamen buharlaşıp gümüş klorür tarafına taşımıncaya kadar sürer. Deney

tekrarlandığında aynı olayların tekrarlandığında aynı olayların tekrar oluştuğu görülür. Burada gümüş klorür absorban madde, amonyak da soğutucu akışkan (soğutkan) madde rolünü oynamaktadır. Absorbsiyon soğutma çevriminde de daima iki akışkan mevcuttur. (1) soğutkan madde, (2) absorban madde. Yukarıdaki faraday deney aygıtında soğutma işleminin sürekli olmadığı hemen fark edilecektir ve pratik uygulama için bunun giderilmesi gerekmiştir. Bu günkü absorbsiyon soğutma çevrimlerinde soğutma işleminin sürekliliği mutlaka sağlanmıştır. Ayrıca gümüş klorür absorban madde, yerini daha bol bulunan ve ekonomik olan maddelere bırakmıştır (Özkol, 1999).

4.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi

Absorbsiyonlu çalışma sistemi, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemine oldukça benzerdir. Soğutma yükü, soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşmasıyla karşılanır. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimindeki mekanik işlem yerini, absorbsiyonlu soğutma sisteminde fiziko-kimyasal işlemler alır. Mekanik kompresör yerine absorbsiyonlu soğutma sisteminde termik kompresör kullanılmaktadır. Soğutma elde etmek için, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemlerindeki mekanik ve elektrik enerji yerine absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde 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 (Özkol, 1999).

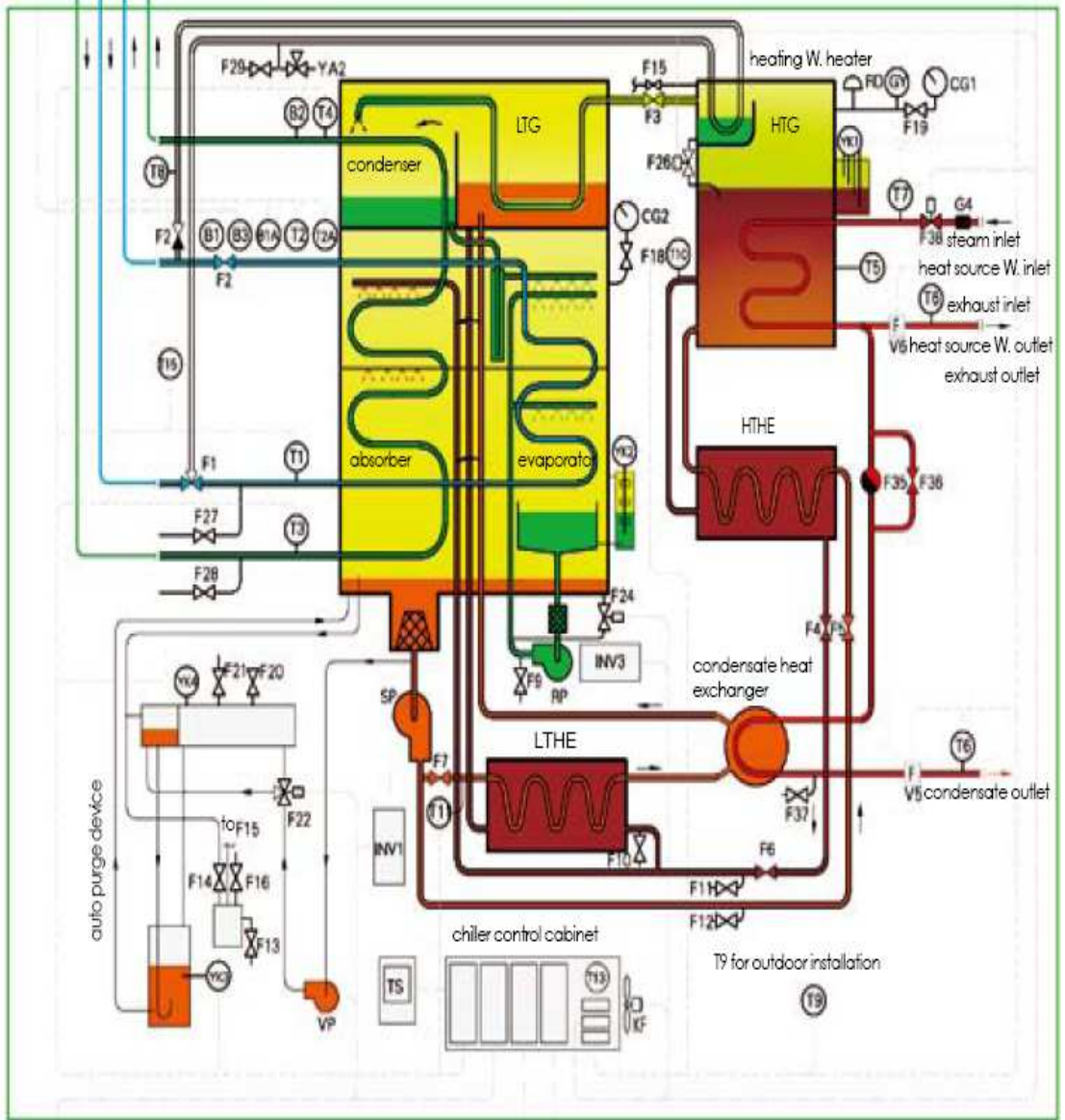
Soğutucu akışkan kompresörün ve diğer bileşenlerin performansına uygun olarak seçilir. Absorpsiyonlu sistemde evaporatörde soğutucu akışkan vardır. Absorber evaporatöre bitişiktir ve kuvvetli bir eriyik içerir. İki kap buharın aralarında rahatça akabilmesi için bağlantılıdır. Kapların havası alınmıştır ve basınç oldukça düşüktür. Evaporatör içerisindeki soğutucu akışkan gaz fazına geçer. Buharlaşma gizli ısısının etkisi ile buharlaşmamış olan soğutucu akışkan soğur. Böylece soğutma gerçekleşmiş olur. Oluşan buhar iki kaptaki boşlukları doldurur. Daha çok soğutucu akışkan buharlaştıkça evaporatördeki basınç da gittikçe artacaktır. Dolayısı ile elde edilmiş olan soğutma etkisi de kaybolacaktır. Ancak bu durum absorbanın hareketi ile

önlenir. Absorber soğutucu akışkan buharını, oluştuğu anda evaporatörde düşük basınç ve sıcaklık oluşturarak uzaklaştırır. Evaporatörde basınç çok düşük olduğundan bileşenlerin oldukça sızdırmaz olması gerekir. Soğutucu akışkan evaporatördeki boru demeti içerisinde sirküle eden suyu soğutmak için kullanılır. Soğuk su ise soğutma yükünün olduğu ortamda sirküle eder. Soğutucu akışkan sürekli olarak evaporatördeki borular üzerine soğutucu pompası tarafından nozullarla püskürtülür.

Sistemin sürekli olarak çalışabilmesi için soğutucu akışkanın tekrar tekrar kullanılması gerekir. Bunun için de jeneratör kullanılır. Zayıf eriyik absorberden jeneratöre pompalanır. Eriyiğe ısı verilir ve sonuçta soğutucu akışkanın kaynarak ayrılması sağlanır. Daha sonra oluşan kuvvetli eriyik absorbere döner ve soğutucu akışkan buharı ortamına spreylenebilir. Isı kaynağı çoğunlukla buhar veya serpantinlerde sirküle eden sıcak sudur. Sıcak yanma gazları da kullanılabilir. Ancak bunun için farklı cihazlar kullanmak gerekir. Oluşan soğutucu akışkan buharı jeneratör ve kondenseri doldurur. Kondenserdeki boru demetinde soğuk su dolaşır. Su sıcaklığı akışkan buharının kondenser basıncındaki yoğuşma sıcaklığından düşüktür. Böylece soğutucu akışkan buharı yoğuşma gizli ısını bırakır ve sıvı hale gelerek kondenser tabanında birikir (Yalçın ve Kavaklı, 2010).

4.3. Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Eklenen bir jeneratör (ilk kademe yada birincil jeneratör), bir kondenser, ısı eşanjörü ve seçime bağlı yoğuşum sıvısına alt soğutma veren ısı eşanjörü dışında bütün temel elemanlar aynıdır. Çift etkili absorbsiyon makinesinin çalışma prensibi tek etkili makineye benzerdir. Birincil jeneratör seyreltik soğurucu çözeltisini kaynatmak için bir dış kaynaktan ısı alır. Birincil evaporatörün buhar bölümündeki basınç yaklaşık 100 kpa civarındadır. Bu buhar ikinci etki jeneratörün içinde borulardan akar. Bu basınçta soğutkan buharı kaynamaya yetecek kadar yüksek bir yoğuşma sıcaklığında olup boruların dışındaki çözeltiyi derişik hale getirir ve böylece ek ısı eklemesi olmaksızın fazladan bir buhar yaratır.



Şekil 4.2. Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin gösterimi (Broad chiller, 2012)

Seyreltik çözeltiyi ön ısıtmak için fazladan bir çözelti ısı eşanjörü (yüksek sıcaklık ısı eşanjörü) birincil jeneratörden gelen ve bu elemana giden orta derişimli ve seyreltik çözelti akımları arasında yerleştirilir. Birincil ve ikincil jeneratörlerin buhar bölümleri nispeten yüksek bir basınç farkı bulunduğundan, iki jeneratör arasında bir sıvı sızdırmazlığını korumak için, yüksek sıcaklık ısı eşanjörünün dışında çözelti akımı için bir mekanik kontrol elemanı yerleştirmeye gerek vardır. Isı eşanjörü çıkışında birincil jeneratörden çıkan sıvı düzeyi ile kontrol edilen bir vana bu sızdırmazlığı koruyabilir (Oflaz, 2010).

4.4. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılan Ekipmanlar

4.4.1. Eriyik pompası

Esnek bir diyaframın ileri geri hareketi çözeltiye emme ve basma valfleri arasında hareket verir. Diyaframın karşı tarafına bir kanatlı yada pistonlu pompanın sağladığı hidrolik akışkan darbeleri bu hareketi yaratır (Oflaz, 2010).

4.4.2. Kapasite kontrolü

Makine genellikle bir termostat yardımıyla çalıştırılıp durdurulur. Bir soğutulmuş su prosestadi, su sıcaklığının donma sıcaklığı yakınlarına düşmesi durumunda brülörleri durdurur. Soğutucu birimler yanmanın %20 civarında azaltılmasıyla da daha düşük yüklere düşürülür (Oflaz, 2010).

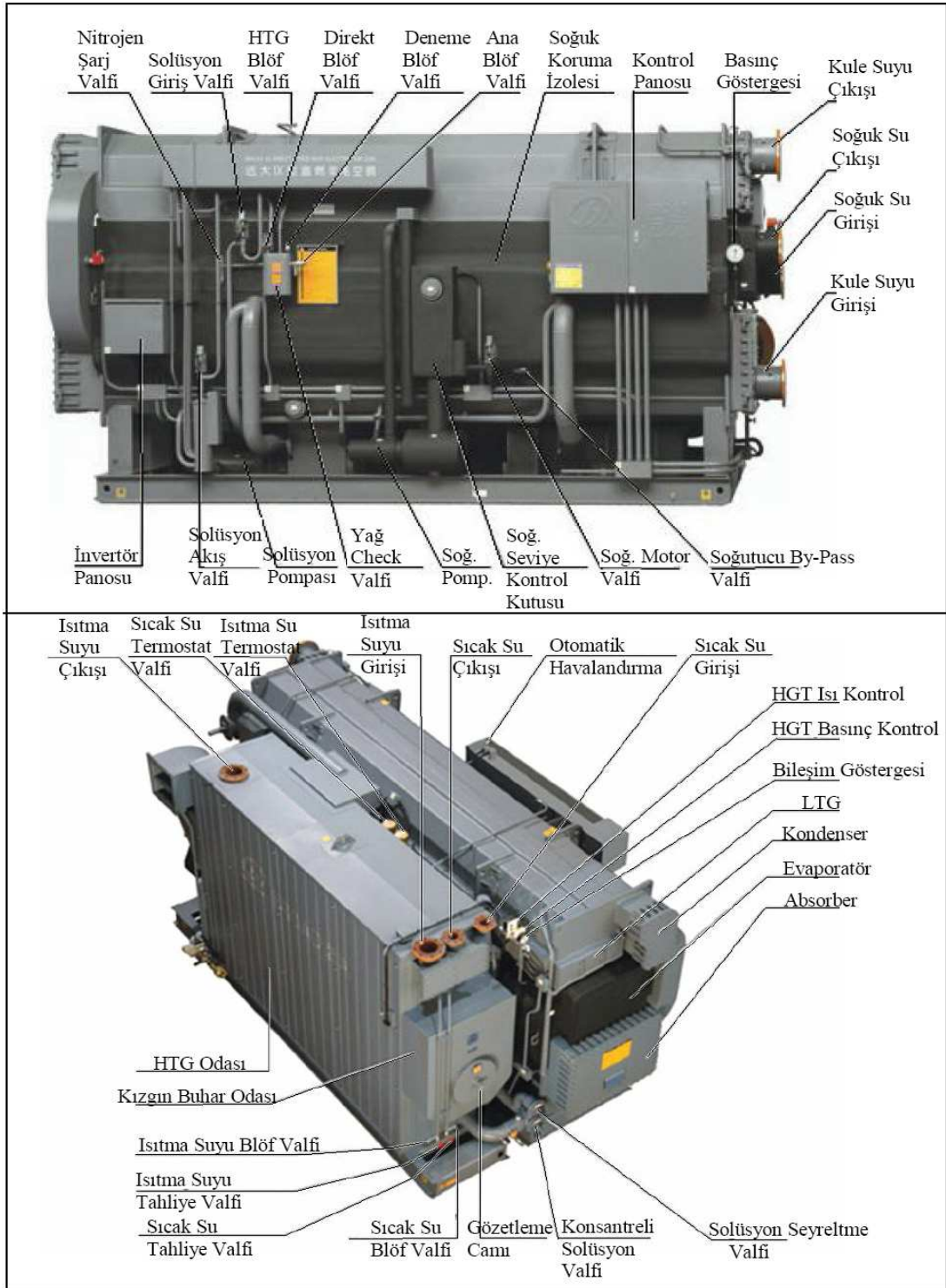
4.4.3. Generatör (Jeneratör)

Boylar veya kaynatıcı olarak da adlandırılmaktadır. Jeneratörde verilen ısı ile soğutkan buharı fakir eriyikten ayrıştırılmaktadır. Ön ısıtma eşanjöründen üst kısma gelen solüsyon, bu bölümdeki buhar/sıcak su (steam/hotwater) bataryası vasıtasıyla yüksek sıcaklıklarda ısıtılır ve içinde ihtiva ettiği suyun bir miktarı buharlaşarak ayrılır. Ayrılan su-soğutucu akışkan buharı (refrigerant vapour) kondenser bölümüne geçer ve geride kalan LiBr oranı artmış solüsyon, zengin karışım (strong solution) haline gelir ve buradan tekrar aşağıya ısı eşanjörüne indirilerek, kendisi gibi absorberden jeneratöre pompalanan fakir karışım tarafından soğutulur (İncili, 2006).

4.4.4. Kondanser

Sistemin tasarımına uygun olarak sıvı veya hava soğutmalı olabilirler. Jeneratörden gelen soğutkan buharının sıcaklığını düşürerek yoğuşmasını sağlamaktadır. Jeneratörden gelen subuharı (refrigerant vapour), eliminatörden geçerek bu bölümdeki soğutma kulesinden gönderilen soğutma suyu (cooling water) ihtiva eden

batarya vasıtasıyla ısısı alınarak yoğunlaştırılır ve su haline getirilerek alt tavada biriktirilir (İncili, 2006).



Şekil 4.3. Çift etkili absorpsiyonlu soğutucunun ekipmanları (Oğuz, 2009)

4.4.5. Evaporatör

Sıvı soğutkanın ortam ısısını alarak buharlaştığı kısımdır. Genellikle karşı akımlı olarak tasarlanmaktadır. Kondenserde biriken su (refrigerant liquid) buradan evaporatörde nozullar vasıtasıyla soğutma bataryası üzerine püskürtülür. Bu haznedeki alçak basınç (6 mm Hg), su zerreciklerinin 3–4 °C gibi sıcaklıklarda buharlaşmasına sebebiyet verir. Buharlaşmanın etkisi ile soğutma bataryası içinden geçmekte olan akışkanının (chilled water) ısısı alınarak soğutma işlemi yapılır. Buharlaşmayan su partikülleri evaporatörün alt kısımdaki tavada biriktirilerek buradan pompa vasıtasıyla tekrar nozullara gönderilir (İncili, 2006).

4.4.6. Absorber

Dış görünümü ile yoğuşturucuya benzemekle beraber, iç kısmı iyi bir karışım sağlayacak şekilde bir veya daha fazla sayıda üst üste levhalardan oluşmaktadır. Jeneratörden gelip, ısı eşanjöründe bir miktar soğutulan orta konsantreli LiBr solüsyonu, bu bölümdeki nozullardan püskürtülür. Püskürtülen LiBr zerrecikleri, evaporatördeki su buharını absorber bölümüne çekme ve emme gücünü göstererek evaporatörde ekstra bir vakum etkisi yapar. Absorber kısmına çekilen su buharı, gene bu bölümde mevcut soğutma suyu bataryası (soğutma kulesinden gelen su, kondensere oradan da absorbere gönderilmektedir.) ile ısı alınıp yoğuşturulur. Absorberin alt kısmında ile karışıp seyreltilmiş fakir karışım haline gelir. Böylelikle gene çevrimin başlangıç noktasına gelinmiş olur (İncili, 2006).

4.4.7. Isı eşanjörü

Ön ısıtıcı ve ön soğutucu olmak üzere iki adet ısı değiştirgeci kullanılabilir. Genellikle karşı akımlı olarak imal edilirler.

4.4.8. Ayrıştırıcı

Eğer sistemde amonyak-su akışkan çifti kullanılıyorsa ayrıştırıcı kullanılması gerekir. Ayrıştırıcı, jeneratörü tamamlayan bir kısımdır. Jeneratörden gelen soğutkan

buharının içindeki çok az miktardaki suyu yoğunlaştırarak kuru soğutkan buharı sağlamaktadır (İncili, 2006).

4.4.9. Genleşme valfi

Sistemde iki adet mevcuttur. Bunlardan biri soğutkan eriyiğin diğeri ise zengin eriyiğin basıncını düşürmek için kullanılmaktadır.

4.5. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılan Akışkanlar

Son yıllarda ASS kullanılan en yaygın akışkan çiftleri olarak Lityum Bromür (LiBr)-su ve amonyak-su göze çarpmaktadır. Bu sebeple, bu çiftlerle çalışan ASS çalışma prensibi hakkında bilgi verilecektir.

LiBr-su eriyiği kullanan ASS çalışma prensibi şöyledir. Absorberden çıkıp bir pompa vasıtası ile ısı değiştiriciden geçerek ısınan LiBr bakımından fakir eriyik kaynatıcıya gelir. Burada dışarıdan verilen ısıyla, soğutucu akışkan buharının tamamı buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terk eden soğutucu buharı, yoğunlaştırucuya girer. Kaynatıcıda eriyik içinden soğutucu buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik (zengin eriyik), ısı değiştiricisinden geçer, fakir eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner. Kaynatıcıdan buharlaşarak yoğunlaştırucuya giren soğutucu buharı burada yoğunlaşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşma basıncı izafi olarak buharlaşma basıncındadır (Özkol, 1999).

Çizelge 4.1. Üzerinde çalışmalar yapılan akışkan çiftleri (Akdemir ve Güngör, 2001)

SOĞUTUCU AKIŞKAN	ABSORBENT
Amonyak	Kalsiyumklorür (CaCl_2)
Amonyak	Stronsiyumklorür (SrCl_2)
Amonyak	Heptanol
Amonyak	Trietanol amin
Amonyak	Gliserol
Amonyak	Silikon yağ
Amonyak	Lidyum nitrat (LiNO_3)
Amonyak	Lidyum bromid (LiBr_2)
Amonyak	Çinko bromid (ZnBr)

Çizelge 4.1. Üzerinde çalışmalar yapılan akışkan çiftleri (Devamı)

Amonyak	Sodyumtiosiyanat (NaSCN)
Amonyak	Lidyumtiosiyanat (LiSCN)
Amonyak	N Metil 2 pırrolidon (NMP)
Amonyak	Metil ε kaprolactan (MCL)
Amonyak	Dimetil metil fosfonat (DMMP)
Amonyak	Tetraetilen glikol dimetil eter (DMETEG)
Amonyak	Dimetil formamid (DMF)
Su	Lidyum bromür (LiBr)
Metil amin	Su
Metil klorid	Tetraetil glikol
R 12	Dimetilasitamid
R 12	Siklohexanon
R 21	Dimetil etil ester
R 22	Dimetil formamid
R 22	Siklohexanon
R 22	Dimetil asit amid

5. MATERYAL VE METOD

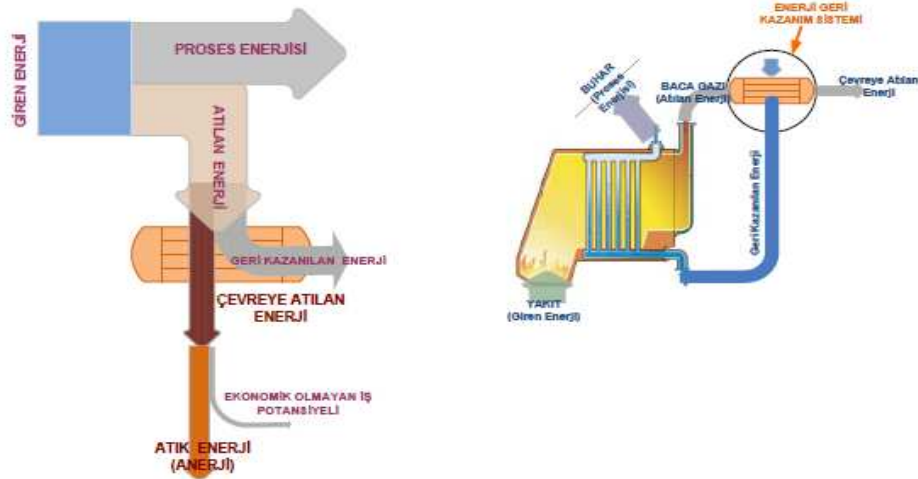
5.1. Atık Isı İle Çalışan Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Enerji ihtiyacının artması ve fosil kökenli yakıt rezervlerinin azalması insanları enerjiyi daha verimli kullanmaya yöneltmiştir. Enerjinin önem kazanması büyük bir enerji potansiyeline sahip atık ısıların da önemini arttırmıştır. Özellikle büyük bir enerji potansiyeline sahip endüstriyel tesislerden çıkan atık ısılar tasarlanacak bir ısı kazanım cihazı ile ısıtma ve soğutma uygulamalarında kullanılabilir. Bu enerji dolayısıyla absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılarak verimliliği arttıracak ve işletme gideri azalacak ayrıca fazla bir enerjiye ihtiyaç duyulmadan soğutma işlemi sağlanacaktır.

5.1.1. Atık ısıdan yararlanma yöntemi

Absorbsiyonlu sistem için enerji kaynağı olarak atık ısıdan yararlanılmıştır. Bu amaçla Balıkesir’de endüstriyel tesisler araştırılmıştır. Bu araştırma sonucu en uygun tesisin Kastomu Entegre Ağaç Sanayi olduğu tespit edilmiştir. Bu tesiste enerji kaynağı olarak katı yakıt (odun kabuğu) kızgın yağ kazanının bacasından atılan atık ısı enerjisi kullanılmıştır. Şekil 5.1’ de atık ısıdan yararlanma yönteminin şematik gösterimi verilmiştir.

Tesiste bacadan atılan enerji geri kazanım yöntemiyle absorbsiyonlu sistemde kullanılacaktır. Tesiste enerji kazanımı ekonomizer ve ısı değiştirici gibi cihazlar kullanılarak yapılabilir. Bu cihazlarla baca sıcaklığı belli aralıklara çekilerek yapılacaktır. Baca gazı sıcaklıklarında düşülebilecek minimum değerler, baca gazlarının yoğuşma (çiğlenme) sıcaklığı ile ilgilidir. Yoğuşma sıcaklığı ise baca gazındaki kükürtdioksit (SO₂) , dolayısıyla yakıt içindeki kükürt (S) miktarına bağlıdır. Doğalgaz kullanımında 130-150 °C, katı ve sıvı yakıt kullanımında 130-175 °C baca gazı sıcaklıkları uygun değerler olarak kabul edilebilmektedir (Bilgin, 2011).



Şekil 5.1. Proses sonu sistemden atılan enerji geri kazanımının şematik gösterimi (Erdem, 2010)

Bu bilgiler ışığında tesisin baca gazı çıkış sıcaklığı 150 °C kabul edilirse, bacadan çıkan kullanılabilir enerji eşitlik 5.1 de hesaplanabilir. Tesisin bacasına ait alınan ölçüm verileri çizelge 5.1' de verilmiş ve bu veriler kullanılarak kazanılan enerji şu şekilde hesaplanmıştır.

$$Q=m_d \times c_{p,d} \times \Delta T \quad (5.1)$$

$$m=v/\rho \quad (5.2)$$

Burada m kütleli debi, v hacimsel debi, ρ yoğunluk, $c_{p,d}$ duman gazı özgül ısı ve ΔT sıcaklık farkını ifade etmektedir. Yukarıdaki eşitliğe göre çizelge 5.1 ve çizelge 5.2 den duman gazına ait yoğunluk, özgül basınç değeri alınarak katı yakıt kullanımına göre baca gazı sıcaklığı 150 °C ye çekilerek enerji, eşitlik 5.1 e göre şu şekilde hesaplanır.

$$m_d=23986/0,725*3600=9,19 \text{ kg/sn}$$

$$Q=9,19 \times 1,098 \times (217-150)$$

$$Q=676 \text{ kW}$$

Çizelge 5.1. Kastamonu Entegre Ağaç Sanayi kızgın yağ kazan bacası ölçüm verileri

Isıl Güç: 8.1MW	Yakıt Türü: katı yakıt (odun kabuğu)	
Baca Yüksekliği: 25 m.	Baca çıkış kesiti(m ²)1,1310	
Baca gazı nem oranı(%)5,8	Baca basıncı(mbar):1009,63	
Ölçülen parametre	Birim	Ortalama
Baca gazı sıcaklığı	°C	217
Baca Gazı Çıkış Hızı (Baca şartlarında)	m/sn	5,89
Hacimsel Gaz Debisi (Baca şartlarında)	m ³ /saat	23986

Çizelge 5.2. Duman gazı fiziksel özellikleri (Aralsan, 2012)

Sıcaklık T(°C)	Özgül Kütle ρ (kg/m ³)	Özgül Isı		Dinamik Viskozite μ 10 ⁶ (kgs/m ²)	Kinematik Viskozite ν 10 ⁴ (m ² /sn)
		c _p (kcal/kg°C)	c _v (kcal/Nm ³ °C)		
0	1,295	0,249	0,323	1,611	0,122
100	0,950	0,256	0,331	2,081	0,215
200	0,748	0,262	0,340	2,499	0,328
300	0,617	0,268	0,348	2,876	0,458

Eşitlik 5.1 den duman gazının sıcaklığından faydalanılabilecek enerji Q=676 kW dır. Atık egzoz gazı, bir ısı değiştiricisinden geçirilerek ısını suya aktarılması sağlanabilir. Böylece absorpsiyonlu sistemin generatöründe kullanılmak üzere mevcut ısı, aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Talbi ve Agnew, 2002).

$$Q_G = \eta_{id} \cdot Q_{eg} \quad (5.3)$$

Burada η_{id} ısı değiştiricisinin verimini göstermekte olup değeri 0,55 olarak alınırsa absorpsiyonlu sistemin generatörüne verilebilecek ısı miktarı $Q_G=372$ kW olarak bulunur.

5.2. Çift Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarım Parametreleri

Bu çalışmanın asıl amacı çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmaktır. Bu sistemde termodinamik analiz için akışkana ait özellikler bulunmuş ve sistemin enerji analizi, her bir çözüm noktanın kütleli debisi, her bir elemanın ısı yükü ve sistemin COP birici yasaya göre çözümlenmiştir. Ayrıca ikinci

yasaya göre her bir çözüm noktasının ekserji değerleri, her bir elemanın ekserji kayıpları bulunmuş ve ekserji verimi hesaplanmıştır.

Çift etkili absorpsiyonlu sistemin termodinamik analizi için temel tasarım parametreleri ve kabulleri aşağıda verilmiştir.

Soğutma sıcaklığı: 12 °C

Akışkan çifti: LiBr-H₂O

Soğutma kapasitesi (Q_E): 400 kW

Soğutma akışkanının evaporatöre giriş çıkış sıcaklığı: 12-7 °C

Evaporatör sıcaklığı: 5 °C

Yüksek sıcaklık generatörü: 140 °C

Düşük sıcaklık generatörü: 85 °C

Kondanser ve absorber sıcaklığı: 35 °C

Birinci ve ikinci ısı eşanjörü verimleri sırasıyla %70 ve %80 kabul edilmiştir.

Bu veriler doğrultusunda her bir çözüm noktasına ait sıcaklık, basınç, entalpi, kütleli debi gibi özellikler çizelge 6.3 de verilmiştir.

Absorpsiyonlu sistemin termodinamik analizi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1-Sistem sürekli rejim şartlarında çalışmaktadır.

2-Generatör çıkışındaki su buharı, kızgın buhar olup, sıcaklığı generatör sıcaklığına yakındır.

3- Kondanserden çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında sudur ve kondenser sıcaklığındadır.

4- Evaporatörden çıkan soğutucu su buharı, doymuş buhar şartlarında ve evaporatör sıcaklığındadır.

5- Absorberden çıkan eriyik, absorber basıncı ve sıcaklığında olup denge halindedir.

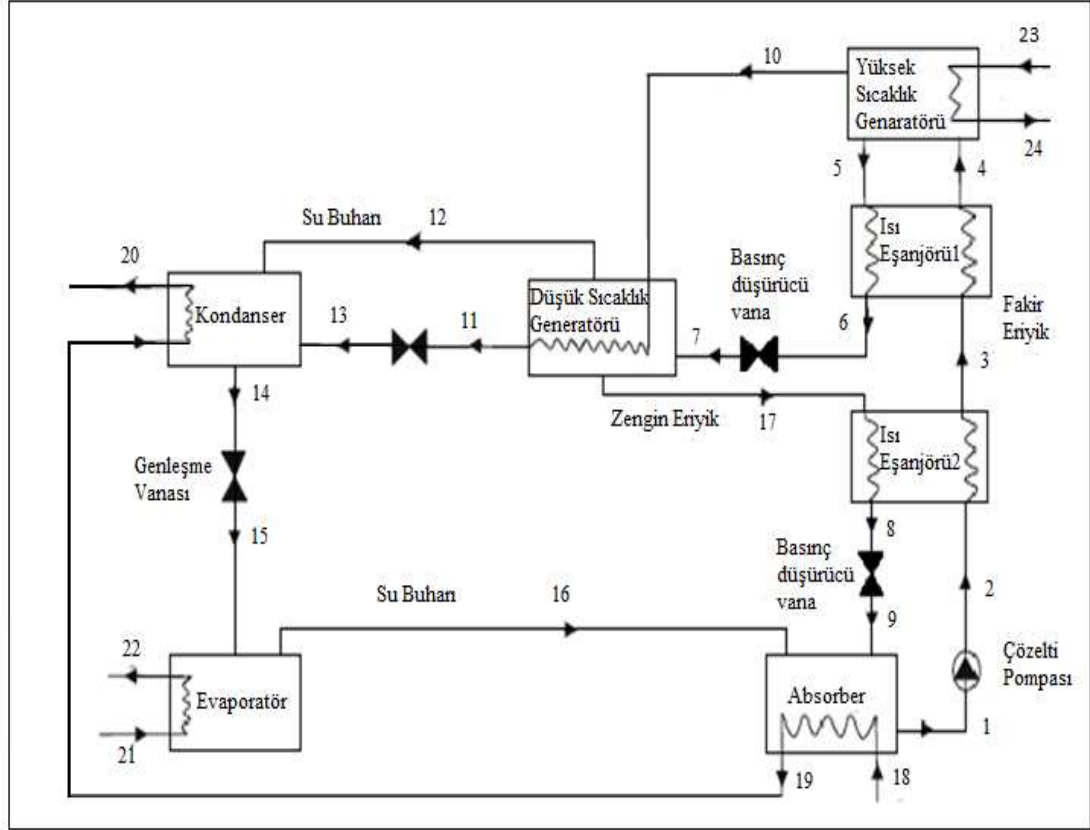
6- Generatörden çıkan eriyik, jeneratör sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.

7- Sistemde bütün basınç kayıpları ihmal edilmiştir.

8- Sistemin çevreyle olan ısı etkileşimi ihmal edilmiştir.

9- Sisteme iş girişi ihmal edilmiştir.

10- Aynı sıcaklık ve konsantrasyon için, denge halindeki entalpi ile dengesiz haldeki entalpi eşit alınmıştır.



Şekil 5.2. Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi

5.3. LiBr-Su Eriyiği Termodinamik Özelliklerinin Bulunması

Absorpsiyonlu sistemin termodinamik analizi yapılabilmesi için LiBr-H₂O eriyiğinin basınç, sıcaklık, konsantrasyon, entalpi gibi termodinamik özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir.

5.3.1. LiBr-H₂O eriyiğinin entalpisi

LiBr-H₂O eriyiğinin entalpisi h (kJ/kg); LiBr konsantrasyonu X (%) ve eriyik sıcaklığına T (°C) bağlı olarak aşağıdaki denklem yardımı ile bulunmuştur (Florides, 2003).

Eriyik konsantrasyon aralığı $40 < X < 70$ % LiBr

T = Eriyik sıcaklığı (°C)

h = entalpi (kJ/kg)

Eriyik sıcaklık aralığı $15^{\circ}\text{C} < T < 165^{\circ}\text{C}$

Çizelge 5.3. Entalpi için A ve B katsayıları

A ₀	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄
-2024,33	163,309	-4,88161	0,06302948	-0,0002913704
B ₀	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄
18,2829	-1,1691757	0,03248041	-0,000403418	0,000001852056
C ₀	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄
-0,037008214	0,0028877666	-0,00008131301	0,0000009911	-0,00000000444

$$\Sigma A = A_0 \cdot X^0 + A_1 \cdot X^1 + A_2 \cdot X^2 + A_3 \cdot X^3 + A_4 \cdot X^4 \quad (5.4)$$

$$\Sigma B = B_0 \cdot X^0 + B_1 \cdot X^1 + B_2 \cdot X^2 + B_3 \cdot X^3 + B_4 \cdot X^4 \quad (5.5)$$

$$\Sigma C = C_0 \cdot X^0 + C_1 \cdot X^1 + C_2 \cdot X^2 + C_3 \cdot X^3 + C_4 \cdot X^4 \quad (5.6)$$

$$h = \Sigma A + T \cdot \Sigma B + \Sigma C \cdot T^2 \quad (5.7)$$

Eriyik konsantrasyon aralığı $0 < X < 40$ % LiBr için;

CT= Sıcaklık (°C)

h = entalpi (kJ/kg)

X = % LiBr

$$T = (CT \cdot 9 / 5) + 32 \quad (5.8)$$

$$CA_0 = -33,1054264 \quad CA_1 = 0,13000636 \quad CA_2 = 0,00097096 \quad CB_0 = 1,0090734,$$

$$CB_1 = -0,01377507 \quad CB_2 = 0,000085131$$

$$h = [CA_0 + CA_1 \cdot X + CA_2 \cdot X^2 + T \cdot (CB_0 + CB_1 \cdot X + CB_2 \cdot X^2)] \quad (5.9)$$

5.3.2. LiBr-H₂O eriyiğinin entropisi

Kaita LiBr-H₂O karışımının entropi hesaplamalarında karışımın 40°C den büyük sıcaklık için kullanmış deneysel eşitliklerle önermiştir. Eşitlikler aşağıdaki gibi yazılmaktadır (Zadeh ve Bozorgan, 2011).

$$S = \sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 B_{ij} X^j T^i \quad (5.10)$$

Eşitlik için katsayılar çizelge 5.4 de verilmiştir.

Çizelge 5.4. Eşitlik 5.10 için katsayılar

İ	B _{i0}	B _{i1}	B _{i2}	B _{i3}
0	5,12756E-1	-1,39395E-2	2,92415E-5	9,0357E-7
1	1,22678E-2	-9,1568E-5	1,82045E-8	-7,992E-10
2	-1,3649E-5	1,0689E-7	-1,38111E-9	1,53E-11
3	1,0215E-8	0	0	0

40 ≤ T ≤ 210 °C, 40 ≤ X ≤ 65 için; LiBr-H₂O karışımı entropi hesaplamalarında aşağıdaki denklemi önermiştir (Zadeh ve Bozorgan, 2011).

$$S = A_1 + A_2 + A_3 T^2 + A_4 X + A_5 XT + A_6 XT^2 + A_7 X^2 + A_8 X^2 T + A_9 X^3 + A_{10} X^4 \quad (5.11)$$

Çizelge 5.5. Eşitlik 5.11 için A katsayıları

A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅
-1,01961E3	1,1011529E-1	-1,042150E-2	1,036935E2	-5,87032E-2
A ₆	A ₇	A ₈	A ₉	A ₁₀
8,63107E-5	-3,266802	-3,16683E-4	4,10099E-2	-1,790548E-4

5.3.3. LiBr-H₂O eriyiğinin yoğunluğu

LiBr-H₂O eriyiğinin yoğunluğu (kg/m³), LiBr konsantrasyonu X (%) ve eriyik sıcaklığına T(°C) bağlı olarak aşağıdaki denklem yardımı ile bulunmuştur (Florides vd., 2003).

Eriyik konsantrasyon aralığı $20 < X < 60$ %

T = Eriyik sıcaklığı (°C), $0 < T < 200$

ρ_x = LiBr eriyiğinin yoğunluğu (kg/m³)

$$X_0 = X / 100 \quad (5.12)$$

$$\rho_x = 1145,36 + 470,84 \cdot X_0 + 1374,79 \cdot X_0^2 - (0,333393 + 0,571749 \cdot X_0) \cdot (273 + T) \quad (5.13)$$

5.3.4. LiBr-H₂O eriyiğinin özgül ısısı

LiBr-H₂O eriyiğinin özgül ısısı (J/kg K); LiBr konsantrasyonu X (%) bağlı olarak aşağıdaki denklem yardım ile bulunmuştur (Florides vd., 2003).

X = % LiBr

c_p = LiBr eriyiğinin özgül ısısı (J/kg K)

$$c_p = 0,0976 \cdot X^2 - 37,512 \cdot X + 3825,4 \quad (5.14)$$

5.3.5. LiBr-H₂O eriyiğinin viskozitesi

LiBr-H₂O eriyiğinin viskozitesi, $45\% < X < 65\%$ aralıklarında aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Florides vd., 2003).

T= Eriyik sıcaklığı (K)

μ = Dinamik viskozite (kg/ms)

$$A_1 = -494,122 + 16,3967 \cdot X - 0,14511 \cdot X^2 \quad (5.15)$$

$$A_2 = 28606,4 - 934,568 \cdot X + 8,52755 \cdot X^2 \quad (5.16)$$

$$A_3 = 70,3848 - 2,35014 \cdot X + 0,0207809 \cdot X^2 \quad (5.17)$$

$$B = A_1 + (A_2 / T) + A_3 \cdot \ln(T) \quad (5.18)$$

$$\mu = \text{EXP}(B) / 1000 \quad (5.19)$$

5.3.6. LiBr-H₂O eriyiğinin ısı iletkenlik katsayısı

LiBr-H₂O eriyiğinin ısı iletkenlik katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Florides vd., 2003).

T = Eriyik sıcaklığı (K)

X = % LiBr

k = LiBr-H₂O Eriyiğinin ısı iletkenlik katsayısı (W/mK)

T ≥ 313 için

$$k_1 = -0,3081 \cdot (X / 100) + 0,62979 \quad (5.20)$$

$$k_2 = -0,3191795 \cdot (X / 100) + 0,65388 \quad (5.21)$$

$$D_{12} = ((K_2 - K_1) / 20) \cdot (T - 313) \quad (5.22)$$

$$k = k_1 + D_{12} \quad (5.23)$$

T < 313 için

$$k_1 = -0,3081 \cdot (X / 100) + 0,62979 \quad (5.24)$$

$$k_3 = -0,291897 \cdot (X / 100) + 0,59821 \quad (5.25)$$

$$k_{13} = ((k_3 - k_1) / 20) \cdot (313 - T) \quad (5.26)$$

$$k = k_1 + D_{13} \quad (5.27)$$

5.3.7. LiBr-H₂O eriyiğinin doyma sıcaklığı ve basıncı

LiBr-H₂O eriyiğinin doyma sıcaklığı T_d (F); LiBr konsantrasyonu X (%) ve eriyik sıcaklığı T(F) 'ye bağlı olup şu şekilde yazılabilir (Sun, 1997):

$$T_d(T, X) = \sum_{i=0}^5 \sum_{j=0}^2 a_{ij} X^j T^i \quad (5.28)$$

Eşitlik 5.28' deki denkleme ait katsayılar çizelge 5.6' da verilmiştir.

Çizelge 5.6.Eşitlik 5.28 için katsayılar

i	j	a _{ij}	i	j	a _{ij}	i	j	a _{ij}
0	0	-1,313448x10 ⁻¹	0	1	9,967944 x10 ⁻¹	0	2	1,978788 x10 ⁻⁵
1	0	1,820914x10 ⁻¹	1	1	1,778069 x10 ⁻³	1	2	-1,779481 x10 ⁻⁵
2	0	-5,177356x10 ⁻²	2	1	-2,215597 x10 ⁻⁴	2	2	2,002427 x10 ⁻⁵
3	0	2,827426x10 ⁻³	3	1	5,913618x10 ⁻⁵	3	2	-7,667546 x10 ⁻⁸
4	0	-6,380541 x10 ⁻⁵	4	1	-7,308556 x10 ⁻⁸	4	2	1,201525 x10 ⁻⁹
5	0	4,340498 x10 ⁻⁷	5	1	2,788472 x10 ⁻¹⁰	5	2	-6,64171 x10 ⁻¹²

5.28 eşitliğinde; eriyiğin doyma sıcaklığı, buharın doyma sıcaklığıdır T(K) ve buharın doyma basıncı P(MPa) ile ilişkisi aşağıdaki gibi yazılabilir (Sun, 1997):

$$P(T) = \exp\left(-\frac{3968,06}{T - 39,5735} + \sum_{i=0}^9 a_i T^i\right) \quad (5.29)$$

veya

$$T(P) = 42,6776 \frac{3892,7}{\ln(P) - 9,48654} \quad P < 12,33 \text{ MPa için} \quad (5.30)$$

$$T(P) = -387,592 \frac{12587,5}{\ln(P) - 15,2578} \quad P \geq 12,33 \text{ MPa için} \quad (5.31)$$

Çizelge 5.7. Eşitlik 5.29 için katsayılar

i	a _i	İ	a _i
0	1,04592x10 ¹	5	8,6531 x10 ⁻¹³
1	-4,04897 x10 ⁻³	6	9,03668 x10 ⁻¹⁶
2	-4,1752 x10 ⁻⁵	7	-1,9969 x10 ⁻¹⁸
3	3,6851 x10 ⁻⁷	8	7,79287 x10 ⁻²²
4	-1,0152 x10 ⁻⁹	9	1,91482 x10 ⁻²⁵

5.4. Sistemin Termodinamik Analizi

Kütlenin korunumu; Sabit durum ve sabit akış için kütle korunumu denklemini aşağıdaki gibi verilmiştir (Shahata vd., 2012):

Kütlenin korunumu

$$\sum(m)_g - \sum(m)_ç=0 \quad (5.32)$$

$$\sum(m.X)_g - \sum(m.X)_ç=0 \quad (5.33)$$

Burada m kütleli debi ve X LiBr çözeltilisinin konsantrasyon oranıdır, g ve ç simgesi ise kontrol hacmine giren ve çıkan akışkandır.

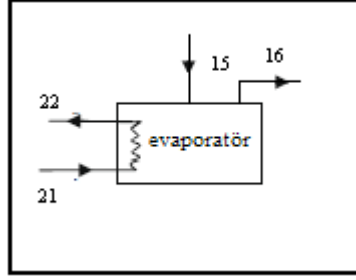
Termodinamiğin birinci yasasına göre sistemin her bir elemanın enerji kazancı denklemini aşağıdadır.

$$(\sum m_g \cdot h_g - \sum m_ç \cdot h_ç) + (\sum Q_g - \sum Q_ç) + W = 0 \quad (5.34)$$

Burada h entalpi, Q ısı transferi ve W mekanik iş transferidir.

5.4.1. Evaporatör kütle ve enerji dengesi

Soğutucunun kütleli debisi evaporatör enerji eşitliğinden elde edilir ve (tek etkili ve çift etkili sistem için) aşağıdaki gibi verilir (Gomri, 2009).



Şekil 5.3. Evaporatör giriş ve çıkış noktalarının şematik gösterimi

$Q_E = 400$ kW olarak kabul edilmiş ve çizelge 6.3' ten h_{16} ve h_{15} eşitlik 5.35 de yerine yazılırsa:

$$m_{16} = \frac{Q_E}{(h_{16} - h_{15})} \quad (5.35)$$

$m_{14} = m_{15} = m_{16} = 0,169$ kg/sn olarak bulunur.

5.4.2. Absorber kütle ve enerji dengesi

Eşitlik 5.33' e göre sisteme giren-çıkan kütle ve konstrasyon oranı aşağıdaki eşitliklerden bulunabilir.

$$m_1 = m_{16} + m_9 \quad (5.38)$$

$$m_{18} = m_{19} \quad (5.39)$$

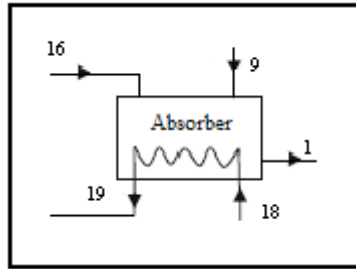
$$m_1 \cdot X_1 = m_9 \cdot X_9 + m_{16} \cdot X_{16} \quad (5.40)$$

$$m_1 \cdot X_1 = m_9 \cdot X_9 \quad (5.41)$$

$$m_1 = m_9 + m_{16} \quad (5.42)$$

m_1 eşitlik 5.41' de yerine yazılırsa

$$(m_9 + m_{16}) \cdot X_1 = m_9 \cdot X_9 \quad (5.43)$$



Şekil 5.4. Absorber giriş ve çıkış noktalarının şematik gösterimi

$$m_{16} \cdot X_1 = m_9 \cdot (X_9 - X_1) \quad (5.44)$$

Eşitlik 5.30 dan m_{16} yerine yazılır ve X (konstrasyon) ler çizelge 6.3' ten alınırsa $m_8 = m_9 = m_{17} = 1,147$ kg/sn bulunur. Eşitlik 5.34 de m_9 ve m_{16} yerine yazılırsa $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = 1,316$ kg/sn bulunur.

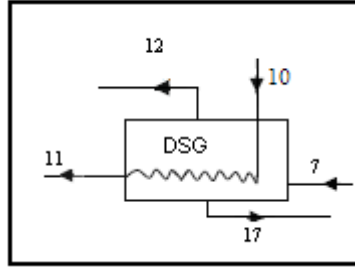
Enerji dengesi:

$$Q_A = m_1 h_1 - m_9 h_9 - m_{16} h_{16} \quad (5.45)$$

$$Q_A = -478,85 \text{ kW} \text{ bulunur.}$$

5.4.3. Düşük sıcaklık generatörü kütle ve enerji dengesi

Eşitlik 5.33 e göre sisteme giren-çıkan kütle ve konstrasyon oranı aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanabilir.



Şekil 5.5. Düşük sıcaklık generatörü giriş ve çıkış noktaları şematik gösterimi

$$m_7 + m_{10} = m_{17} + m_{12} + m_{11} \quad (5.48)$$

$$m_7 \cdot X_7 + m_{10} \cdot X_{10} = m_{11} \cdot X_{11} + m_{12} \cdot X_{12} + m_{17} \cdot X_{17} \quad (5.49)$$

$$m_7 \cdot X_7 = m_{17} \cdot X_{17} \quad (5.50)$$

m_{17} eşitlik 5.44 den alınır, X_7 ve X_{17} de çizelge 6.3'ten alınır eşitlik 5.50 de yerlerine yazılırsa

$m_5 = m_6 = m_7 = 1,210 \text{ kg/sn}$ bulunur.

$$m_7 = m_{12} + m_{17} \quad (5.51)$$

m_7 ve m_{17} eşitlik 5.51' den, $m_{12} = 0,063 \text{ kg/sn}$ bulunur.

Enerji dengesi:

$$Q_{\text{DSG}} = m_7 \cdot h_7 - m_{12} \cdot h_{12} - m_{17} \cdot h_{17} \quad (5.52)$$

$$Q_{\text{DSG}} = 164,11 \text{ kW}$$

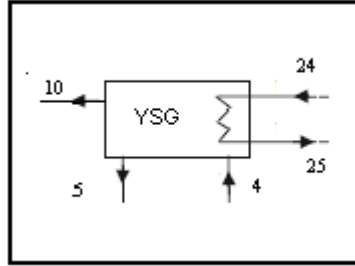
5.4.4.Yüksek sıcaklık generatörü kütle ve enerji dengesi

Eşitlik 5.33' e göre sisteme giren-çıkan kütle ve konstrasyon oranı aşağıdaki eşitlikler yardımı ile bulunabilir.

$$m_4 = m_5 + m_{10} \quad (5.53)$$

$$m_4 \cdot X_4 = m_5 \cdot X_5 + m_{10} \cdot X_{10} \quad (5.54)$$

$$m_4 \cdot X_4 = m_5 \cdot X_5 \quad (5.55)$$



Şekil 5.6. Yüksek sıcaklık generatörü şematik gösterimi

m_4 ve m_5 eşitlik 5.55' ten $m_{10}=0,106$ kg/sn bulunur.

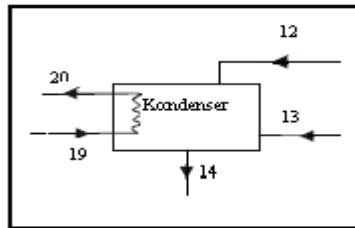
Enerji dengesi:

$$Q_{YSG} = m_5 h_5 + m_{10} \cdot h_{10} - m_4 \cdot h_4 \quad (5.56)$$

$Q_{YSG} = 348,66$ kW bulunur.

5.4.5.Kondanser kütle ve enerji dengesi

Eşitlik 5.33 e göre sisteme giren-çıkan kütle ve konstrasyon oranı aşağıdaki eşitlikler yardımıyla bulunabilir.



Şekil 5.7. Kondanser şematik gösterimi

$$m_{14} = m_{12} + m_{13} \quad (5.57)$$

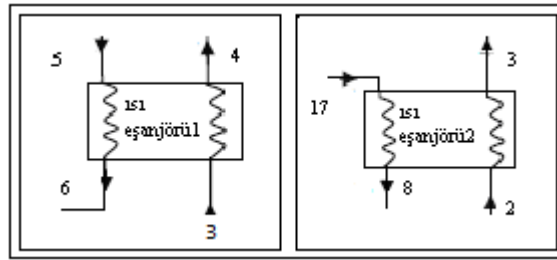
m_{12} ve m_{14} eşitlik 5.51 ve 5.35 den eşitlik 5.57 de yazılırsa $m_{13} = 0,106 \text{ kg/sn}$ bulunur.

$$Q_K = m_{14} \cdot h_{14} - m_{12} \cdot h_{12} - m_{13} \cdot h_{13} \quad (5.58)$$

$Q_K = -180,81 \text{ kW}$ bulunur.

5.4.6. Isı eşanjörleri kütle ve enerji dengesi

Şekil 5.8 de eriyik ısı değiştiricisinin şematik görünümü verilmiştir. Borular içinden zengin eriyiğin ve boruların dışından fakir eriyiğin geçtiği ters geçişli bir ısı değiştiricidir. Isı değiştiricinin enerji analizi aşağıdaki gibi yapılmıştır.



Şekil 5.8. Isı eşanjörü giriş ve çıkış noktaları şematik gösterimi

$$m_3 = m_4, m_5 = m_6 \quad (5.61)$$

$$m_2 = m_3, m_{17} = m_8 \quad (5.62)$$

Isı değiştirici etkinliği eşitlik 5.63 ve 5.64'den aşağıdaki gibi bulunur. Isı eşanjörü 1 ve 2 nin etkinliği sırasıyla % 70 ve % 80 kabul edilmiştir.

$$\varepsilon_{ID1} = \left(\frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_3} \right) \quad (5.63)$$

$$\varepsilon_{ID2} = \left(\frac{T_{17} - T_8}{T_{17} - T_2} \right) \quad (5.64)$$

$$Q_{ID1} = m_3 h_3 - m_4 h_4 = m_5 h_5 - m_6 h_6 \quad (5.65)$$

$$Q_{ID2} = m_2 h_2 - m_3 h_3 = m_{17} h_{17} - m_8 h_8 \quad (5.66)$$

$$Q = mc_p \Delta T \quad (5.67)$$

Eriyik ısı değiştirici enerji eşitliği yazılarak T_3 ve T_4 sıcaklığı bulunur.

$$m_5 c_{p5} (T_5 - T_4) = m_3 c_{p3} (T_3 - T_6) \quad (5.68)$$

$$m_{17} c_{p17} (T_{17} - T_8) = m_2 c_{p2} (T_2 - T_3) \quad (5.69)$$

Eşitlik 5.68' ve 5.69 dan T_3 ve T_4 sıcaklığı çekilerek

$$T_3 = \frac{m_{17} c_{p17} (T_{17} - T_8)}{m_2 c_{p2}} + T_2 \quad (5.70)$$

$$T_4 = \frac{m_5 c_{p5} (T_5 - T_6)}{m_3 c_{p3}} + T_3 \quad (5.71)$$

ifade edilebilir.

5.4.7.Eriyik pompası kütle ve enerji dengesi

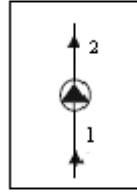
Absorbsiyonlu sistemlerde, diğer sistem elemanlarının yanında genellikle ihmal edilen bir eleman olan pompa gücü için Şekil 3.1 esas alınarak termodinamiğin I. Kanunundan (Şencan, 2004):

$$W_p = m_2 h_2 - m_1 h_1 \quad (5.72)$$

veya verim, basınç farkı, yoğunluk ve kütleli debiye bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanır (Gomri, 2010):

$$m_1 = m_2 \quad (5.73)$$

$$W_p = m_1 \frac{(P_2 - P_1)}{\eta_p \rho_1} \quad (5.74)$$



Şekil 5.9. Pompa giriş ve çıkış noktalarının şematik gösterimi

$\eta_p = \% 90$ Kabul edilirse

$$W_p = 0,055 \text{ kW}$$

5.5. Çift Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Performans Katsayısı

Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin ısı yükleri ve termodinamik özellikleri önceki bölümde hesaplanmıştır. Absorpsiyonlu soğutma ile elde edilen performans katsayısı (Gomri, 2009).

$$\text{COP} = \frac{Q_E}{Q_G + W_p} \quad (5.75)$$

Absorpsiyonlu ısıtma sistemi için performans katsayısı, yoğuşturucu ve absorber ısı yükü toplamının generatör ısı yüküne oranı olarak tanımlanır (Şencan, 2004).

$$\text{COP}_{\text{ısıtma}} = \frac{Q_K + Q_A}{Q_G} \quad (5.77)$$

5.6. Çift Etkili Absorbsiyonlu Sistemin Tasarımı ve Maliyet Analizi

Bu bölümde, çift kadeli ASS termodinamiksel değerleri kullanılarak sistem elemanlarının (Yükse sıcaklık geneatörü, düşük sıcaklık generatörü, kondenser, evaporatör, ısı değiştirici, absorber) ısı değiştirici alanları hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q} = AU\Delta T_m \quad (5.78)$$

Burada, Q ısı yükünü, A yüzey alanını, U toplam ısı transfer katsayısını ΔT_m soğuk ve sıcak akışkanlar arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkını ifade etmektedir.

Toplam ısı transferi katsayısı U'nun ve Logaritmik sıcaklık farkı ΔT_m 'nin belirlenmesi (Florides vd., 2003):

Toplam ısı transfer katsayısını (U) Florides aşağıdaki şekilde vermiştir.

$$U = \frac{1}{(D_o/D_i)(1/h_i) + (D_o/D_i)F_i + [1/(2k)]D_o \ln(D_o/D_i) + F_o + 1/h_o} \quad (5.79)$$

Burada D_i , D_o sırasıyla borunun iç ve dış çapı, h_i, h_o sırasıyla i ve dış taraftaki ısı transfer katsayısı F_i , F_o sırasıyla borunun iç ve dış taraftaki kirlilik faktörü ve k boru malzemesinin ısı iletim katsayısını ifade etmektedir.

Çizelge 5.8. Her bir ısı değiştirici ünitesi için U değerinin tasarım parametresi (United Nations University, 2009)

Isı değiştirici	U(kW/m ² .°C)	
	LiBr Model	NH3 Model
Absorber	0,85	0,85
Solisyon ısı değiştirici	1,10	1,10
Desorber (generatör)	0,85	0,85
Kondenser	1,40	1,40
Soğutucu ısı değiştirici	1,10	1,10
Evaporatör	1,50	1,50

Logaritmik sıcaklık farkı ΔT_m 'yi Floridas aşağıdaki eşitliği kullanarak şu şekilde bulmuştur.

$$\Delta T_m = F \Delta T_{lm} = F \left(\frac{\Delta T_o - \Delta T_L}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_L)} \right) \quad (5.81)$$

Burada T_0 ve T_L sırasıyla sıcak ve soğuk akışkan giriş ve çıkışı arasında sıcaklık farkını, F ısı değiştirici tipine bağlı olarak düzeltme faktörünü ifade etmektedir.

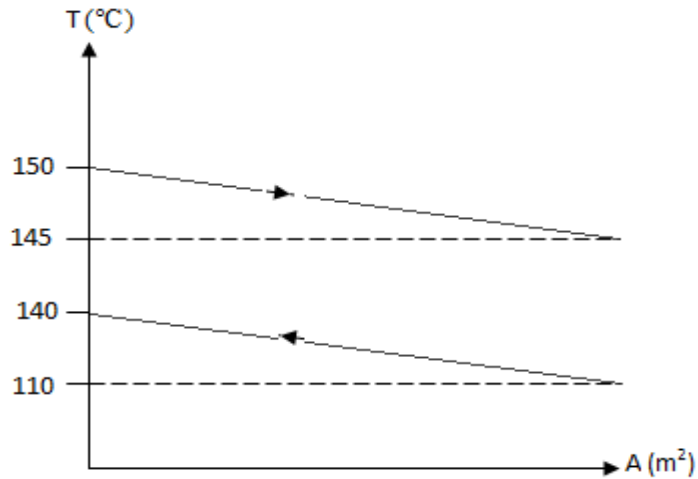
Generatör tasarımı:

Eşitlik 5.78 den Isı transferi alanı hesabı aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$A_{YSG} = \frac{Q_{YSG}}{U \Delta T_m} \quad (5.82)$$

$$\Delta T_m = \left(\frac{(T_{23} - T_5) - (T_{24} - T_4)}{\ln((T_{23} - T_5)/(T_{24} - T_4))} \right) \quad (5.83)$$

Eşitlik 5.83' den ortalama logaritmik sıcaklığı $\Delta T_m = 19,67 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak bulunur.



Şekil 5.10. Yüksek sıcaklık generatörü ısıtma ve soğutma değişimi

Eşitlik 5.82' de Q_{YSG} , ΔT_m yerine yazılır ve U çizelge 5.8 den alınırsa; $A_{YSG} = 20,85 \text{ m}^2$ bulunur.

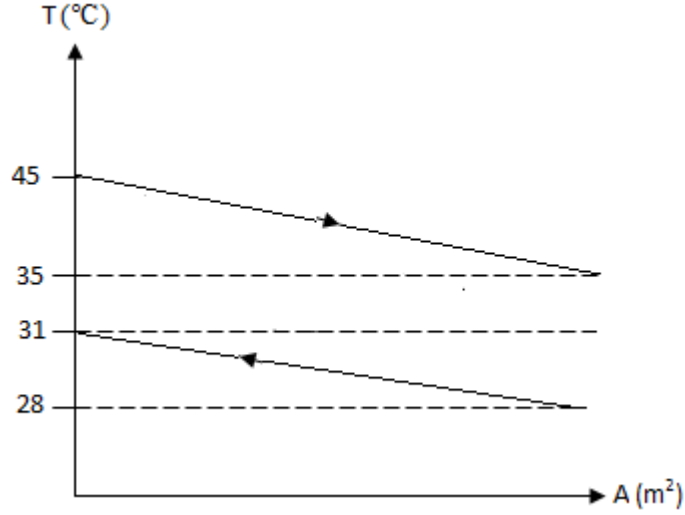
Absorber tasarımı:

Eşitlik 5.78' den Isı transferi alanı hesabı aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$A_A = \frac{Q_A}{U\Delta T_m} \quad (5.84)$$

$$\Delta T_m = \left(\frac{(T_9 - T_{19}) - (T_1 - T_{18})}{\ln((T_9 - T_{19}) / (T_1 - T_{18}))} \right) \quad (5.85)$$

Eşitlik 5.85' den Ortalama logaritmik sıcaklığı $\Delta T_m = 10,11 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak bulunur.



Şekil 5.11. Absorber için ısıtma ve soğutma değişimleri

Eşitlik 5.84' de Q_A , ΔT_m yerine yazılır ve U çizelge 5.8' den yerine yazılırsa; $A_A = 55,78 \text{ m}^2$ bulunur.

Soğutma suyunun absorberden çekmiş olduğu ısı miktarı

$$Q_A = m_{18}h_{18} - m_{19}h_{19} \quad (5.87)$$

$$Q_A = m_{su}c_{p,su}(T_{18} - T_{19}) \quad (5.88)$$

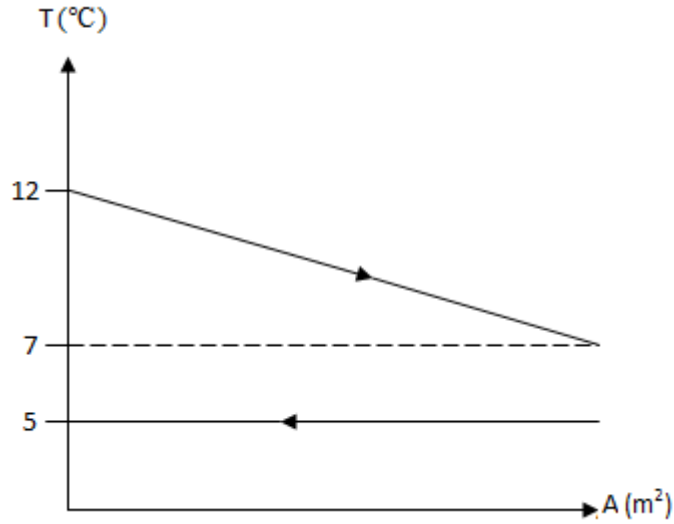
Evaporatör tasarımı:

Eşitlik 5.78' den Isı transferi alanı hesabı aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$A_E = \frac{Q_E}{U\Delta T_m} \quad (5.89)$$

$$\Delta T_m = \left(\frac{(T_{21} - T_{16}) - (T_{22} - T_{15})}{\ln((T_{21} - T_{16}) / (T_{22} - T_{15}))} \right) \quad (5.90)$$

Eşitlik 5.90' dan Ortalama logaritmik sıcaklığı $\Delta T_m = 3,99 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak bulunur.



Şekil 5.12. Evaporatör için ısıtma ve soğutma değişimleri

Eşitlik 5.89 de Q_E , ΔT_m yerine yazılır ve U çizelge 5.8 den yerine yazılırsa; $A_E = 66,81 \text{ m}^2$ bulunur.

Isısı çekilen sudan çekilen soğutma yükü (Şencan, 2004):

$$Q_E = m_{21}h_{21} - m_{22}h_{22} \quad (5.91)$$

veya

$$Q_E = m_{su}c_{p,su}(T_{21} - T_{22}) \quad (5.92)$$

Kondenser tasarımı:

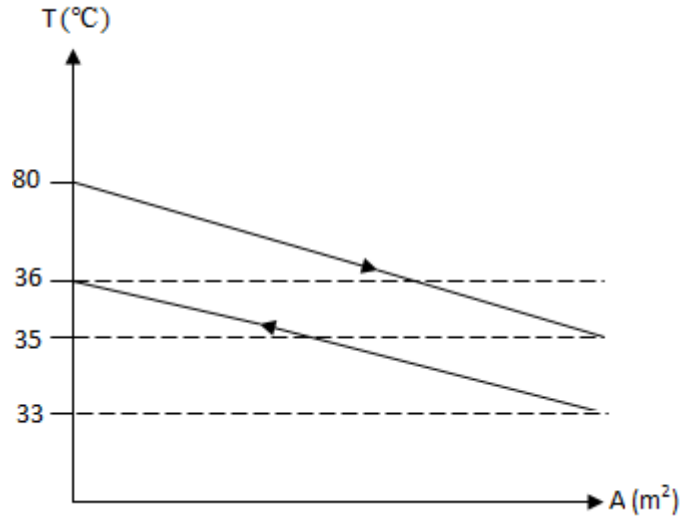
Eşitlik 5.78 den Isı transferi alanı hesabı aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$A_K = \frac{Q_K}{U\Delta T_m} \quad (5.93)$$

$$\Delta T_m = \left(\frac{(T_{20} - T_{19})}{\ln((T_{14} - T_{19})/(T_{14} - T_{20}))} \right) \quad (5.94)$$

Eşitlik 5.94 den Ortalama logaritmik sıcaklığı $\Delta T_m = 2,16 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak bulunur.

Eşitlik 5.93 de Q_K , ΔT_m yerine yazılır ve U çizelge 5.8 den yerine yazılırsa; $A_K = 59,68 \text{ m}^2$ bulunur.



Şekil 5.13. Kondanser için ısıtma ve soğutma değişimleri

Soğutma suyunun yoğuşturucudan çekmiş olduğu ısı miktarı (Şencan, 2004):

$$Q_K = m_{19}h_{19} - m_{20}h_{20} \quad (5.95)$$

$$Q_K = m_{su}c_{p,su}(T_{19} - T_{20}) \quad (5.96)$$

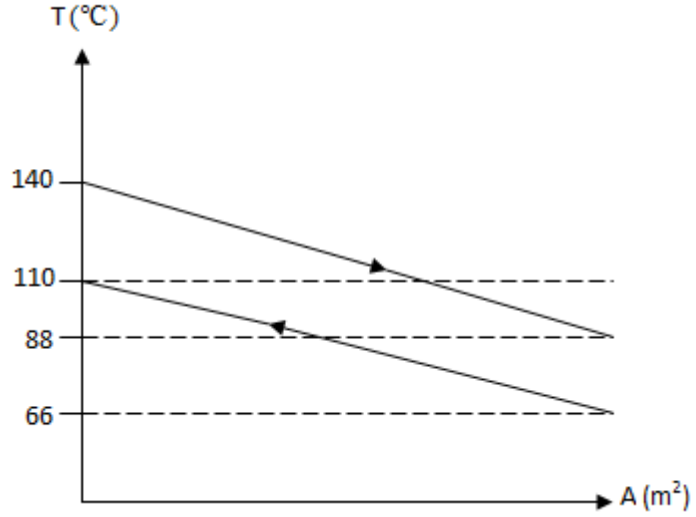
Birinci ısı eşanjörünün tasarımı:

Eşitlik 5.78 den ısı transferi alanı hesabı aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$A_{ID1} = \frac{Q_{ID1}}{U\Delta T_m} \quad (5.97)$$

$$\Delta T_m = \left(\frac{(T_5 - T_4) - (T_6 - T_3)}{\ln((T_5 - T_4)/(T_6 - T_3))} \right) \quad (5.98)$$

Eşitlik 5.98' den Ortalama logaritmik sıcaklığı $\Delta T_m = 13,90 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak bulunur.



Şekil 5.14. Isı değiştiricisi için ısıtma ve soğutma değişimleri

Eşitlik 5.97' de Q_{ID1} , ΔT_m yerine yazılır ve U çizelge 5.8 den yerine yazılırsa; $A_{ID1} = 7,93 \text{ m}^2$ bulunur.

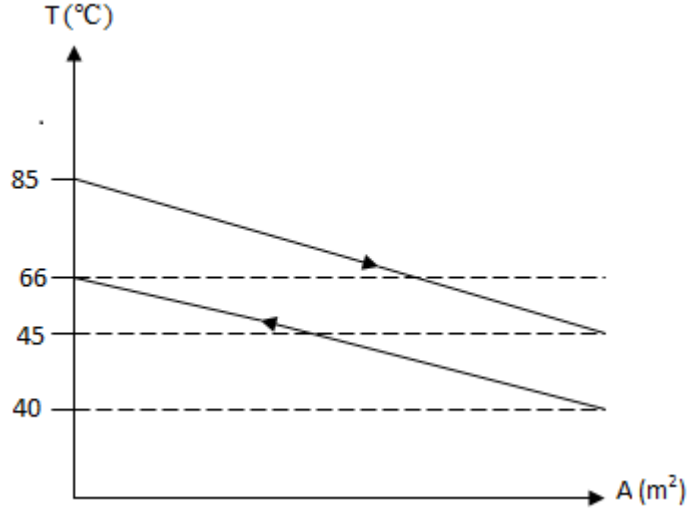
İkinci ısı eşanjörünün tasarımı:

Eşitlik 5.78 den ısı transferi alanı hesabı aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$A_{ID2} = \frac{Q_{ID2}}{U\Delta T_m} \quad (5.99)$$

$$\Delta T_m = \left(\frac{(T_{17} - T_3) - (T_8 - T_2)}{\ln((T_{17} - T_3)/(T_8 - T_2))} \right) \quad (5.100)$$

Eşitlik 5.100' den Ortalama logaritmik sıcaklığı $\Delta T_m = 25,48 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak bulunur.



Şekil 5.15. Isı değiştirici için ısıtma ve soğuma değişimleri

Eşitlik 5.99 da Q_{ID2} , ΔT_m yerine yazılır ve U çizelge 5.8 den yerine yazılırsa; $A_{ID2} = 3,02 \text{ m}^2$ bulunur.

5.6.1. Çift Etkili Absorbsiyonlu Sistemin Maliyet Analizi

Bu bölümde atık ısı ile çalışan ve 400 kW'lık soğutma yükü kapasitesine sahip çift etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin, ilk yatırım maliyeti hesaplanmıştır. Bu amaçla her bir sistem elemanının ilk yatırım maliyeti aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır (Garousi Farshi vd., 2012):

Sistem elemanının ilk yatırım maliyeti:

$$Z = Z_R \left(\frac{A}{A_R} \right)^{\alpha_{ix}} \quad (5.101)$$

$\alpha_{hx}=0,6$ $m_p=0,26$ $n_p=0,5$ $m_m=0,87$ $n_m=1$ olarak vermiştir.

Generatör ilk yatırım maliyeti:

$$Z_G = Z_{R,G} \left(\frac{A_G}{A_R} \right)^{0,6} \quad (5.102)$$

Kondenser ilk yatırım maliyeti:

$$Z_K = Z_{R,K} \left(\frac{A_K}{A_R} \right)^{0,6} \quad (5.103)$$

Buharlaştırıcı ilk yatırım maliyeti:

$$Z_E = Z_{R,E} \left(\frac{A_B}{A_R} \right)^{0,6} \quad (5.104)$$

Absorber ilk yatırım maliyeti:

$$Z_A = Z_{R,A} \left(\frac{A_A}{A_R} \right)^{0,6} \quad (5.105)$$

Isı değiştirici ilk yatırım maliyeti:

$$Z_{ID1} = Z_{R,ID1} \left(\frac{A_{ID1}}{A_R} \right)^{0,6} \quad (5.106)$$

$$Z_{ID2} = Z_{R,ID2} \left(\frac{A_{ID2}}{A_R} \right)^{0,6} \quad (5.107)$$

Eriyik Pompası maliyet analizi:

$$Z_p = Z_{R,p} \left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{W}_R} \right)^{mp} \left(\frac{1 - \eta_p}{\eta_p} \right)^{np} \quad (5.108)$$

Burada A_R ve W_R Absorbsiyonlu bir sistem elemanlarının referans maliyeti için $A_R=100 \text{ m}^2$ ve $W_R=10 \text{ kW}$ alınmıştır.

Çizelge 5.9. Absorbsiyonlu soğutma sistem elemanlarının referans maliyeti (Garousi Farshi vd., 2012).

Elemanlar	Referans maliyeti(\$)
Referans elemanı ($A_R=100 \text{ m}^2$ ve $W_R=10 \text{ kW}$)	
YSG&DSG	17,500
Kondenser	8,000
Evaporatör	16,000
Absorber	16,500
Solisyon ısı değişitirci	12,000
Pompa	2,100
Ekspansiyon veya kısma valfi	300

Yukarıdaki eşitlikler yardımıyla 400 kW'lık çift etkili absorbsiyonlu sistemin ilk yatırım maliyeti hesaplanmış ve çizelge 5.10'da verilmiştir.

Çizelge 5.10. Çift etkili absorbsiyonlu sistemin maliyeti

Sistem elemanı	Alanı(m^2)	Maliyet(\$)
Yüksek sıcaklık generatörü	20,85	6831,27
Düşük sıcaklık generatörü	11,61	4807,7
Kondenser	37,88	4468,24
Evaporatör	66,81	12561
Absorber	55,78	11624,41
Isı değiştirici 1	7,93	2622,68
Isı değiştirici 2	3,02	1463,71
Genleşme vanası (3 adet)	-	900
Pompa	0,055(kW)	987,90
Toplam		42267

5.7. Çift Etkili Absorbsiyonlu Sistemin Ekserji Analizi

Ekserji analizi termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarının bir kombinasyonu olup çevre şartları veya ilgili basınçtaki çevre sıcaklığı referansına göre bir akışın veya materyalin maksimum iş potansiyeli olarak tanımlanır (Yılmazoğlu, 2010). Bir sistemde ekserji kaybına neden olan durumlar; sürtünme kayıpları, sıcaklık farkı sebebiyle oluşan ısı transferi, hızlı genişleme veya sıkıştırma gibi olaylardır (Kotas, vd., 1988).

Absorbsiyonlu sistemlerde de ekserji kaybına neden olan durumlar, bu sayılan olaylara benzerdir. Ayrıca absorbsiyonlu sistemlerde, bunlara ilave olarak absorber ve ısıtıcıda meydana gelen karışım kayıpları da eklenir (Herold vd., 1996).

Özgül Ekserji veya bir sıvı akışının ekserjisi aşağıdaki gibi tanımlanabilir (Sahta, 2012; Hepbaşlı, 2006; Zadeh, 2011).

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (5.109)$$

eşitliğinde verilen h ve s değerleri entalpi ve entropiyi h_0 ve s_0 değerleri, akışkanın çevre sıcaklığındaki entalpi ve entropisini ifade etmektedir (Gomri, 2010).

Absorbsiyonlu sistemi oluşturan her bir eleman, kontrol hacmi olarak düşünülürse, tersinmezlik veya ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Lee ve Sherif, 2001; Izquierdo vd., 2000).

$$\Delta\psi = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \psi_\zeta - \left[\sum Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right)_g - \sum Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right)_\zeta + \sum W \right] \quad (5.110)$$

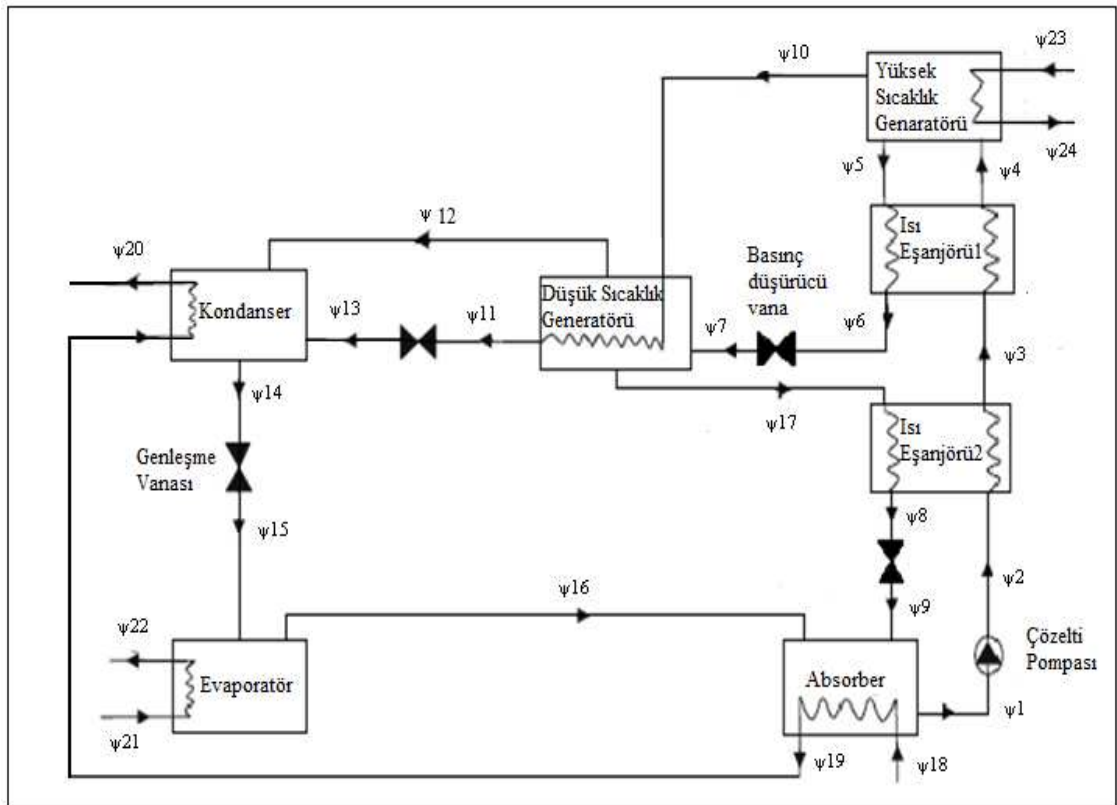
5.110 eşitliğindeki ilk iki terim, kontrol hacmine giren ve çıkan akışların ekserjisini ifade etmektedir. Üçüncü ve dördüncü terim, sabit bir T sıcaklığında transfer edilen ısının ekserjisini tanımlamaktadır. Eşitlikteki son terim ise, kontrol hacmine verilen

veya alınan mekanik işin ekserjisidir. Absorbsiyonlu sistemlerde genellikle bu terim ihmal edilmektedir (Lee ve Sherif, 2001).

Absorbsiyonlu sistemin ekserji analizi yapılırken aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Sistem ve çevre arasındaki ısı kayıpları ve kazançları ihmal edilmiştir.
- Hidrojene verilen iş ihmal edilmiştir.
- Sistem elemanlarındaki ve borulardaki sürtünme ve basınç kayıpları ihmal edilmiştir.

Absorbsiyonlu sistemin ekserji analizi yapılırken çevre sıcaklığını 298,15 K olarak alınmış ve her bir elemana giren ve çıkan akımlar belirlendikten sonra eşitlik 5.109 dan her bir akımın ekserjisi hesaplanabilir.



Şekil 5.16. Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji akışının gösterimi

5.7.1. Eriyik pompası ekserji analizi

Pompaya giren özgül ekserji

$$\Psi_1=(h_1-h_0)-T_0(s_1-s_0) \quad (5.111)$$

Şeklinde ifade edilebilir. Pompadan çıkan özgül ekserji ise

$$\Psi_2=(h_2-h_0)-T_0(s_2-s_0) \quad (5.112)$$

ifade edilebilir. Sonuç olarak pompadaki ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Psi_{\text{pompa}}=(m_1 \Psi_1 - m_2 \Psi_2) \quad (5.113)$$

5.7.2. Yüksek sıcaklık generatörü ekserji analizi

Generatöre giren özgül ekserji

$$\Psi_4=(h_4-h_0)-T_0(s_4-s_0) \quad (5.114)$$

$$\Psi_{23}=(h_{23}-h_0)-T_0(s_{23}-s_0) \quad (5.116)$$

Şeklinde ifade edilebilir. generatörden çıkan özgül ekserji ise

$$\Psi_5=(h_5-h_0)-T_0(s_5-s_0) \quad (5.117)$$

$$\Psi_{10}=(h_{10}-h_0)-T_0(s_{10}-s_0) \quad (5.118)$$

$$\Psi_{24}=(h_{24}-h_0)-T_0(s_{24}-s_0) \quad (5.119)$$

ifade edilebilir. Sonuç olarak yüksek sıcaklık generatöründeki ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Psi_{YSG}=m_5 \Psi_{10}+m_{10} \Psi_{10}+m_{24} \Psi_{24}-m_4 \Psi_4-m_{23} \Psi_{23} \quad (5.120)$$

5.7.3. Düşük sıcaklık generatörü ekserji analizi

Giren özgül ekserji

$$\Psi_{10}=(h_{10}-h_0)-T_0(s_{10}-s_0) \quad (5.121)$$

$$\Psi_7=(h_7-h_0)-T_0(s_7-s_0) \quad (5.122)$$

Şeklinde ifade edilebilir çıkan özgül ekserji

$$\Psi_{11}=(h_{11}-h_0)-T_0(s_{11}-s_0) \quad (5.123)$$

$$\Psi_{12}=(h_{12}-h_0)-T_0(s_{12}-s_0) \quad (5.124)$$

$$\Psi_{17}=(h_{17}-h_0)-T_0(s_{17}-s_0) \quad (5.125)$$

ifade edilebilir. Sonuç olarak düşük sıcaklık generatöründeki ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Psi_{DSG}=m_7 \Psi_7+m_{10} \Psi_{10}-m_{11} \Psi_{11}-m_{12} \Psi_{12}-m_{17} \Psi_{17} \quad (5.126)$$

5.7.4. Kondenser ekserji analizi

Giren özgül ekserjiler

$$\Psi_{12}=(h_{12}-h_0)-T_0(s_{12}-s_0) \quad (5.127)$$

$$\Psi_{13}=(h_{13}-h_0)-T_0(s_{13}-s_0) \quad (5.128)$$

$$\Psi_{19}=(h_{19}-h_0)-T_0(s_{19}-s_0) \quad (5.129)$$

Şeklinde ifade edilebilir. Çıkan özgül ekserjiler

$$\Psi_{14}=(h_{14}-h_0)-T_0(s_{14}-s_0) \quad (5.130)$$

$$\Psi_{20}=(h_{20}-h_0)-T_0(s_{20}-s_0) \quad (5.131)$$

İfade edilebilir. Sonuç olarak kondanserdeki ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Psi_K=m_{12} \Psi_{12}+m_{13} \Psi_{13}+ m_{19} \Psi_{19}-m_{14} \Psi_{14}- m_{20} \Psi_{20} \quad (5.132)$$

5.7.5. Absorber ekserji analizi

Giren özgül ekserjiler

$$\Psi_9=(h_9-h_0)-T_0(s_9-s_0) \quad (5.133)$$

$$\Psi_{16}=(h_{16}-h_0)-T_0(s_{16}-s_0) \quad (5.134)$$

$$\Psi_{18}=(h_{18}-h_0)-T_0(s_{18}-s_0) \quad (5.135)$$

Şeklinde ifade edilebilir. Çıkan özgül ekserjiler

$$\Psi_{19}=(h_{19}-h_0)-T_0(s_{19}-s_0) \quad (5.136)$$

$$\Psi_1=(h_1-h_0)-T_0(s_1-s_0) \quad (5.137)$$

ifade edilebilir. Sonuç olarak yüksek sıcaklık jeneratöründeki ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Psi_A=m_9 \Psi_9+m_{16} \Psi_{16}+ m_{18} \Psi_{18}-m_1 \Psi_1- m_{19} \Psi_{19} \quad (5.138)$$

5.7.6. Buharlaştırıcı ekserji analizi

Giren özgül ekserji

$$\Psi_{15}=(h_{15}-h_0)-T_0(s_{15}-s_0) \quad (5.139)$$

$$\Psi_{21}=(h_{21}-h_0)-T_0(s_{21}-s_0) \quad (5.140)$$

Şeklinde ifade edilebilir. Çıkan özgül ekserji

$$\Psi_{16}=(h_{16}-h_0)-T_0(s_{16}-s_0) \quad (5.141)$$

$$\Psi_{22}=(h_{22}-h_0)-T_0(s_{22}-s_0) \quad (5.142)$$

ifade edilebilir. Sonuç olarak buharlaştırıcı ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Psi_{\text{Buharlaştırıcı}}=m_{15} \Psi_{15}+m_{21} \Psi_{21} -m_{16} \Psi_{16}- m_{22} \Psi_{22} \quad (5.143)$$

5.7.7. Genleşme vanası ekserji analizi

Giren özgül ekserji

$$\Psi_8=(h_8-h_0)-T_0(s_8-s_0) \quad (5.144)$$

Şeklinde ifade edilebilir. Çıkan özgül ekserji

$$\Psi_9=(h_9-h_0)-T_0(s_9-s_0) \quad (5.145)$$

ifade edilebilir. Sonuç olarak genleşme vanası ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Psi_{\text{Gen.vanası}} = m_8 \Psi_8 - m_9 \Psi_9 \quad (5.146)$$

5.7.8. Basınç düşürücü vana ekserji analizi

Giren özgül ekserji

$$\Psi_6 = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (5.147)$$

Şeklinde ifade edilebilir. Çıkan özgül ekserji

$$\Psi_7 = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0) \quad (5.148)$$

ifade edilebilir. Sonuç olarak basınç düşürücü vana ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Psi_{\text{Basınç düşürücü vana}} = m_6 \Psi_6 - m_7 \Psi_7 \quad (5.149)$$

5.7.9. Birinci ısı eşanjörü ekserji analizi

Giren özgül ekserji

$$\Psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (5.150)$$

$$\Psi_5 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (5.151)$$

Şeklinde ifade edilebilir. Çıkan özgül ekserji

$$\Psi_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) \quad (5.152)$$

$$\Psi_6 = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (5.153)$$

ifade edilebilir. Sonuç olarak birinci ısı eşanjörü ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Psi_{\text{Isı eşanjörü}} = m_3 \Psi_3 + m_5 \Psi_5 - m_4 \Psi_4 - m_6 \Psi_6 \quad (5.154)$$

5.7.10. İkinci ısı eşanjörü ekserji analizi

Giren özgül ekserji

$$\Psi_2 = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad (5.155)$$

$$\Psi_{17} = (h_{17} - h_0) - T_0(s_{17} - s_0) \quad (5.156)$$

Şeklinde ifade edilebilir. Çıkan özgül ekserji

$$\Psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (5.157)$$

$$\Psi_8 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (5.158)$$

ifade edilebilir. Sonuç olarak ısı eşanjörü ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Psi_{\text{Isı eşanjörü}} = m_2 \Psi_2 + m_{17} \Psi_{17} - m_3 \Psi_3 - m_8 \Psi_8 \quad (5.159)$$

5.7.11. Sistemin toplam ekserji kaybı

Absorbsiyonlu sistemin toplam ekserji kaybı, alt bölgelere ayrılmış her bir sistem elemanının ekserji kayıplarının toplamına eşit olup aşağıdaki gibi yazılır (Talbi ve Agnew, 2000)

$$\Delta\Psi_{\text{Toplam}} = \Delta\Psi_{\text{Ayrıştırıcı}} + \Delta\Psi_{\text{Eriyik ısı degistirici}} + \Delta\Psi_{\text{Generatör}} + \Delta\Psi_{\text{Eriyik pompası}} + \Delta\Psi_{\text{Absorber}} + \Delta\Psi_{\text{Buharlaştırıcı}} + \Delta\Psi_{\text{Genleşme valfi}} + \Delta\Psi_{\text{Kondenser}} \quad (5.160)$$

5.8. İkinci Yasa Verimi

Absorbsiyonlu sistemin ikinci yasa verimi, diğer bir ifadeyle ekserji verimi, sistemden elde edilen ekserjinin sisteme verilen ekserjiye oranı şeklinde ifade edilebilir (Gong ve Wall, 1997). Ekserji verimi aşağıdaki eşitlikte şu şekilde bulunmuştur (Berhane vd., 2010).

$$\psi = \frac{\dot{E}_p}{\dot{E}_F} = \frac{\left[\dot{m}(e_{ph\check{c}} - e_{phg}) \right]_{\text{soğutulmuş su}}}{\left[\dot{m}(e_{phg} - e_{ph\check{c}}) \right]_{\text{buhar/ sıcak su}} + \dot{W}_{\text{pompa}}} \quad (5.161)$$

Burada ψ ekserji verimini, E_p , E_F sırasıyla ekserji giriş ve çıkışını, e_{phg} ve $e_{ph\check{c}}$ sırasıyla giren ve çıkan fiziksel ekserjileri ifade etmektedir. Ekserji verimi aşağıdaki eşitliği kullanılarak da hesaplanabilir (Gomri, 2009).

$$\eta_{\text{ekserji}} = \frac{\dot{Q}_{ev} \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right)}{\left[\dot{Q}_g \left(1 - \frac{T_0}{T_h} \right) + \dot{W}_p \right]} \quad (5.162)$$

Burada T_b ve T_h sırasıyla soğutma kaynağı (buharlaştırıcı) ve ısıtma kaynağı (generatör) ortalama sıcaklığını ifade etmektedir.

Isıtma uygulamaları için ekserji verimi, absorber ve yoğuşturucudaki soğutma suyu ekserjisinin generatördeki ısı kaynağının ekserjisine oranı olarak tanımlanabilir ve aşağıdaki gibi yazılabilir (Lee ve Sherif, 2001).

$$E_{\text{ısıtma}} = \frac{\dot{m}_{18}(\Psi_{19} - \Psi_{18}) + \dot{m}_{19}(\Psi_{20} - \Psi_{19})}{\dot{m}_{23}(\Psi_{23} - \Psi_{24})} \quad (5.163)$$

6. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Bu çalışmadaki amaç, düşük performans değerlerine sahip absorpsiyonlu sistemlerin performas değerlerini iyileştirmek için çift etkili ASS termodinamik analizini yapılmıştır. Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin ilk olarak LiBr-su çözeltisinin termodinamik özellikleri bulunmuştur. Bu işlemde sonra birinci kanun analizi, LiBr-su akışkan çifti kullanılarak yapılmıştır. Sistem elemanlarının kapasiteleri; generatör kapasitesi, kondenser kapasitesi, absorber kapasitesi, pompa kapasitesi, ısı eşanjörü kapasiteleri ve COP değerleri bulunmuştur. Sistemin bu elemanlarının sıcaklıkları değiştirilerek COP değerlerindeki değişimler grafikler halinde sunulmuştur. İkinci kanun analizinde ise sistemin her bir noktasında fiziksel ekserjileri, sistem elemanlarının ekserji kayıpları ve ekserji verimi bulunmuştur.

LiBr-H₂O çözeltisinin özellikleri çözeltinin farklı sıcaklık, konsantrasyon oranı gibi özelliklere göre bulunmuştur. Bu faktörlerin bulunması absorpsiyonlu soğutma sisteminin her bir çözüm noktasının termodinamik özelliklerinin bulunması için gereklidir. LiBr-su çözeltisinin özellikleri tablolar halinde sunulmuştur.

Çizelge 6.1. LiBr çözeltisinin yoğunluk ve ısı iletim katsayısı

Çözüm Noktaları	ρ (kg/m ³)	k (W/mK)
1	1,619	0,707
2	1,619	0,707
3	1,599	1,273
4	1,570	2,077
5	1,637	2,76
6	1,673	1,76
7	1,673	1,76
8	1,767	0,926
9	1,767	0,926
17	1,743	1,745

LiBr çözeltisinin yoğunluğu akışkanın sıcaklık ve konsantrasyon oranına göre eşitlik 5.13' den bulunmuştur. Çözeltinin sıcaklığı arttıkça yoğunluk azalmış, sıcaklık azaldıkça yoğunluk artmıştır ve konsantrasyon oranı arttıkça yoğunluk artmıştır. Çözeltinin özgül ısı değeri ise eşitlik 5.14' e göre hesaplanmış ve çizelge 6.2 de sunulmuştur.

Çizelge 6.2. LiBr çözeltisinin konsantrasyon oranına göre özgül ısısı

LiBr Konsantrasyon Oranı (%)	54,9	59,7	63
Özgül ısı c_p (kJ/kgK)	2,060	1,93	1,85

LiBr-su çözeltisinin özellikleri kullanılarak çift etkili absorpsiyonlu sistemin termodinamik özellikleri literatürde mevcut matematiksel denklemler ve termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları yardımıyla bulunmuştur. Buna göre sistemin termodinamik özellikleri çizelge 6.3' de sunulmuştur.

Çizelge 6.3. Çift etkili ASS termodinamik çözüm noktaları

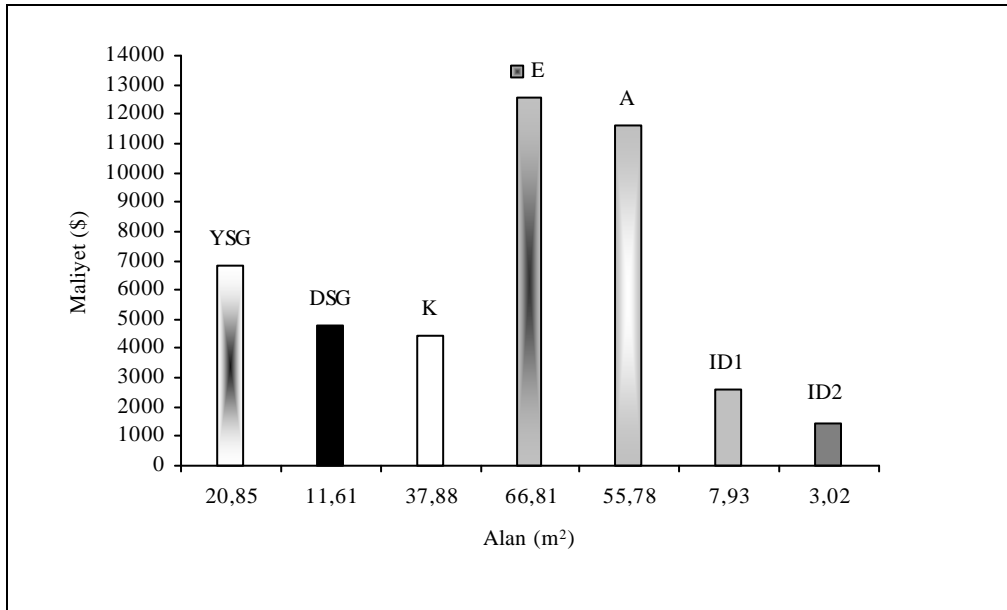
Çözüm Nok.	T (°C)	P (kPa)	X (%)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ψ (kJ/kg)
1	35	0,87	54,9	1,316	82,97	0,21	0,704
2	35	61,7	54,9	1,316	82,97	0,21	0,704
3	66,29	61,7	54,9	1,316	147,79	0,41	5,90
4	110,83	61,7	54,9	1,316	240,35	0,66	23,92
5	140	61,7	59,7	1,210	308,09	0,77	29,23
6	88,41	61,7	59,7	1,210	207,94	0,49	12,55
7	88,41	5,63	59,7	1,210	207,94	0,49	12,55
8	45	5,63	63,0	1,147	142,32	0,23	1,38
9	45	0,87	63,0	1,147	142,32	0,23	1,38
10	140	61,7	0	0,106	2760,5	7,82	412,63
11	86,60	5,63	0	0,106	355,89	1,153	17,31
12	85	5,63	0	0,063	2649,5	8,34	168,09
13	37	5,63	0	0,106	355,89	1,153	17,31
14	35	5,63	0	0,169	146,68	0,505	1,20
15	5	0,87	0	0,169	146,68	0,545	-10,73
16	5	0,87	0	0,169	2510,6	9,025	-175,27
17	85	5,63	63,0	1,147	216,08	0,450	6,26
18	28	-----	-----	38,56	117,42	0,409	0,062
19	31	-----	-----	38,56	129,96	0,451	0,25
20	32,12	-----	-----	38,56	134,64	0,466	0,35
21	12	-----	-----	19,14	50,42	0,181	1,23
22	7	-----	-----	19,14	29,18	0,106	2,38
23	150	-----	-----	16,68	632,18	6,9300	87,73
24	145	-----	-----	16,68	610,62	1,7400	81,41

Absorpsiyonlu soğutma sistemin birinci analizi için basınç, sıcaklık, kütleli debi entalpi ve entropi gibi özellikler bulunarak çizelge 6.3' de verilmiştir. Bu özellikler ile enerji ve kütle denge hesaplarıyla sistem elemanlarının; absorber kapasitesi, ısı eşanjörü kapasiteleri, generatör kapasiteleri, kondenser kapasitesi ve pompa kapasitesi bulunmuş, çizelge 6.4' de sunulmuştur.

Çizelge 6.4. Sistem elemanlarının kapasiteleri ve verim değeri

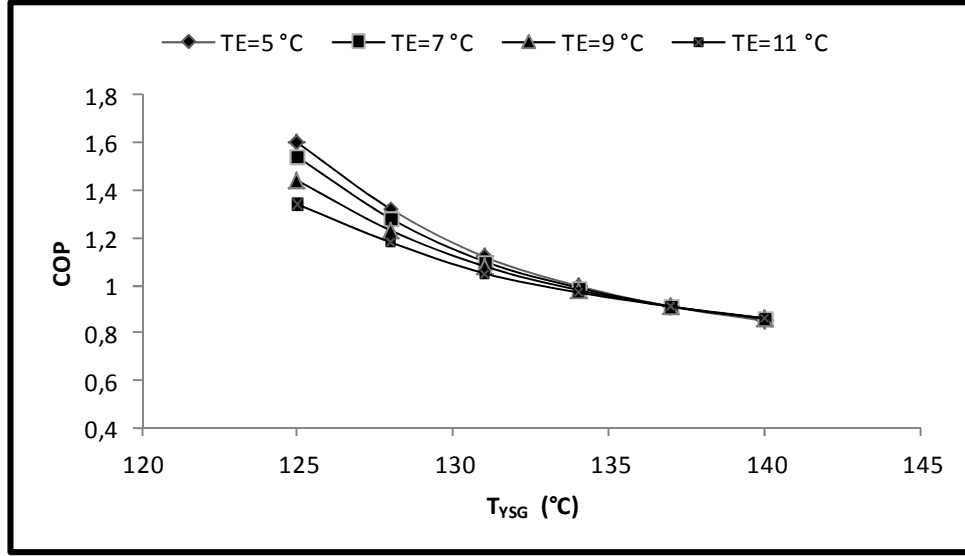
Sistem Elemanları	Isı Yüğü (kW)
Yüksek Sıcaklık Generatörü	348,66
Absorber	-478,49
Kondenser	-180,81
Düşük Sıcaklık Generatörü	164,11
Evaporatör	400
Genleşme Vanası	0
Isı eşanjörü 1	-121,81
Isı eşanjörü 2	-85,32
COP	1,146
η_{ekserji}	0,208

Sistem elemanları çizelge 6.4' deki kapasitelere göre tasarım ve maliyet analizi bölüm 5.6' da ki veriler doğrultusunda yapılmıştır. Bu analiz sonucunda bulunan veriler şekil 6.1 de sunulmuştur.



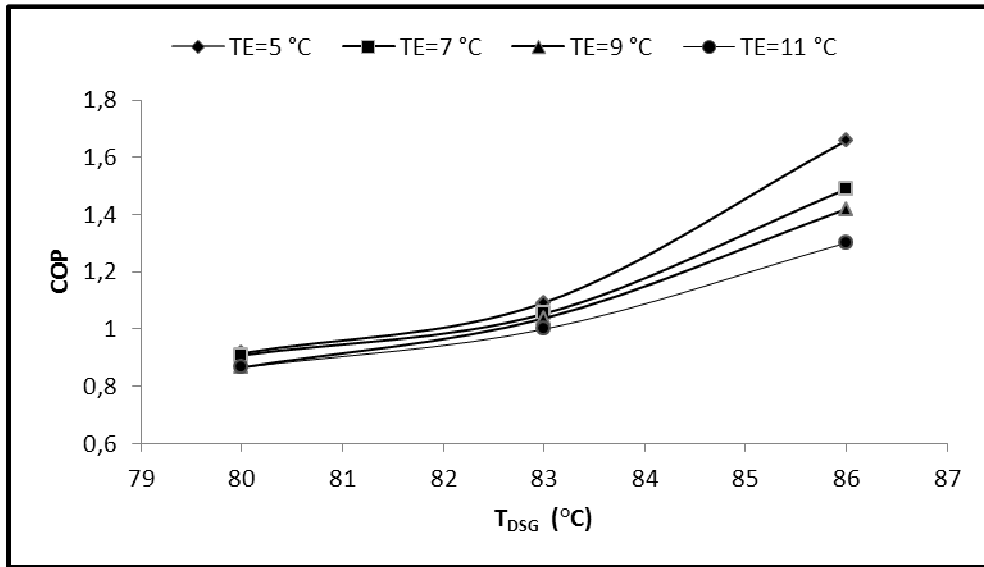
Şekil 6.1. Sistem elemanlarının alan ve maliyet değeri

Sistemin performansın da ki değışimleri incelemek için farklı evaporatör, kondanser, absorber, yüksek ve düşük sıcaklık generatörü sıcaklıklarında ve farklı ısı eşanjör verimlerinde sistemin COP değeriindeki değışimler aşğıdaki grafiklerle analiz edilmiştir. Bu sıcaklık değışimine bağı olarak sistemin basınç değeri de değışmektedir.



Şekil 6.2. Yüksek sıcaklık generatörü ve evaporatör sıcaklıklarının COP' ye etkisi

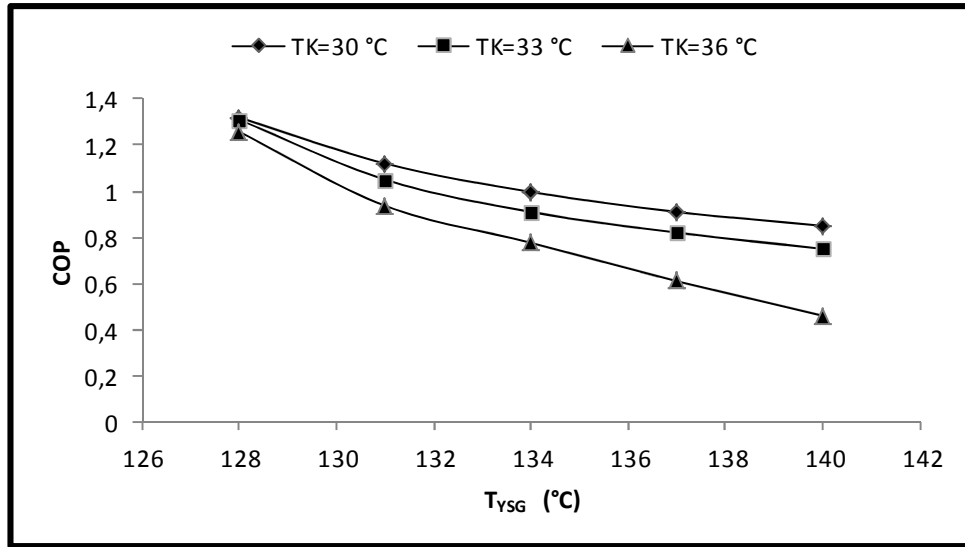
Şekil 6.2' de farklı evaporatör sıcaklıklarında yüksek sıcaklık generatörü sıcaklığının artışına bağlı olarak performans katsayısına etkisi incelenmiştir. Şekil 6.2' de görüldüğü gibi generatörün sıcaklığına bağlı olarak COP' si düşmektedir. Özellikle 125 °C ile 131 °C sıcaklıkları arasında hızlı bir düşüş görülmektedir. 134°C den sonra ise daha yavaş bir düşüş görülmüştür. En iyi COP değeri 5 °C evaporatör sıcaklığında olduğu görülmüş fakat 134 °C sıcaklıktan sonra tam tersi bir durum meydana gelmiştir.



Şekil 6.3. Düşük sıcaklık generatörü ve evaporatör sıcaklıklarının COP' ye etkisi

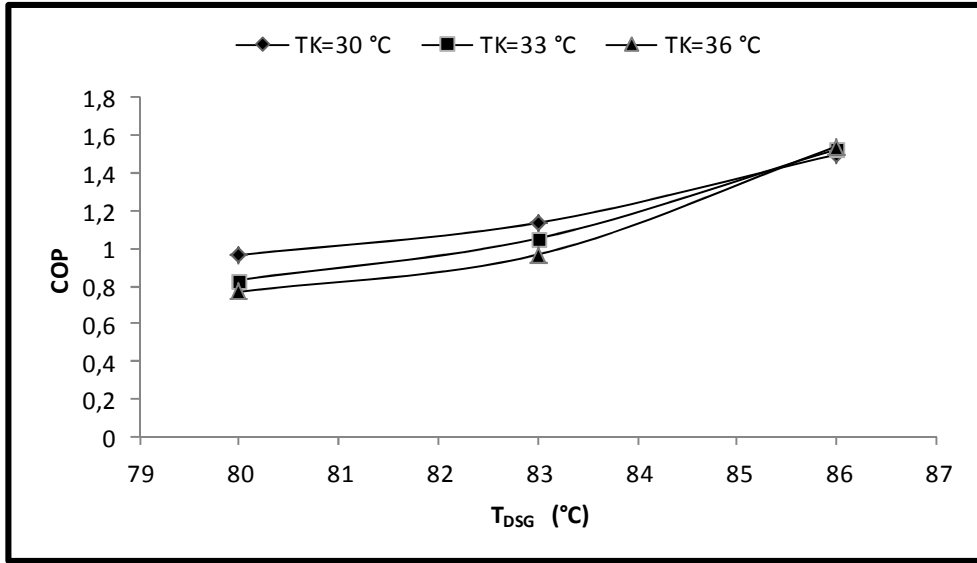
Şekil 6.3' de farklı evaporatör sıcaklıklarında düşük sıcaklık generatörünün sıcaklık artışına bağlı olarak performans katsayısına etkisi incelenmiştir. Düşük sıcaklık generatörünün sıcaklık artışına bağlı olarak performans katsayısının arttığı görülmüştür. Bu sıcaklık artışı 83 °C den sonra, COP' değerinde daha hızlı bir artış sağlamıştır.

Şekil 6.4' de yüksek sıcaklık generatörü, kondanser ve absorber sıcaklıklarının performans katsayısına etkisi incelenmiştir. Kondanser sıcaklığının artışına bağlı olarak COP değeri azalmıştır. Kondanser sıcaklığı 36 °C den sonra ve 137 °C generatör sıcaklığından sonra COP değerindeki düşüş hızlanmıştır. Bu analizde absorber ve kondanser sıcaklıkları eşit alınmış, evaporatör sıcaklığı 5 °C ve düşük sıcaklık generatörü sıcaklığı ise 80 °C kabul edilerek analiz yapılmıştır.

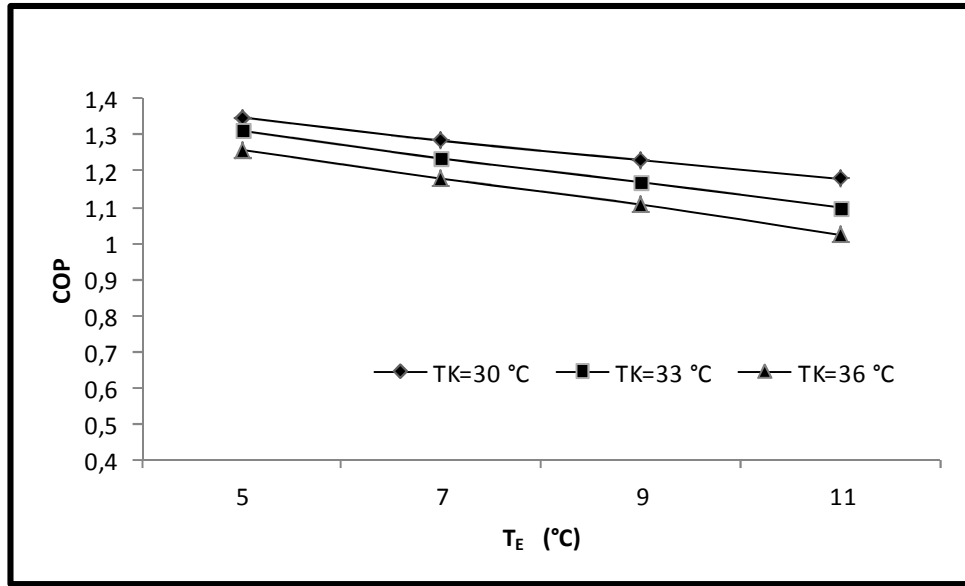


Şekil 6.4. Yüksek sıcaklık generatörü ve kondanser sıcaklıklarının COP' ye etkisi

Şekil 6.5' de farklı kondanser sıcaklıklarında düşük sıcaklık generatörü sıcaklığının artışına bağlı olarak performans katsayısındaki değişimler incelenmiştir. Her bir kondanser ve absorber sıcaklığı için, generatör sıcaklığı arttıkça COP değeri de artmaktadır. Analizde en iyi performansı 30 °C kondanser sıcaklığında sergilemiş fakat düşük sıcaklık generatör sıcaklığının 85 °C den sonraki değerinde başlangıçtaki durumun tam tersi bir durum oluşmuştur.

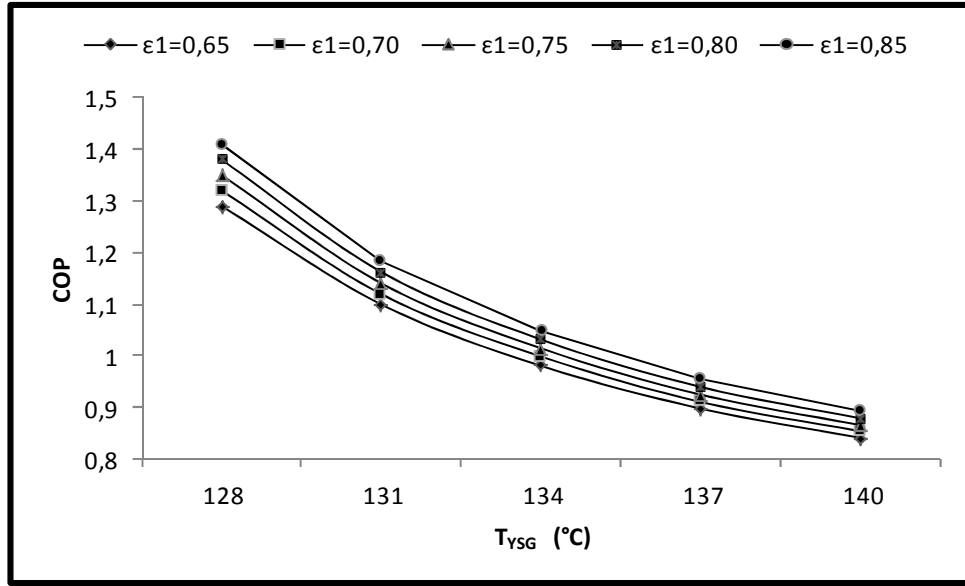


Şekil 6.5. Düşük sıcaklık generatörü ve kondanser sıcaklıklarının COP' ye etkisi



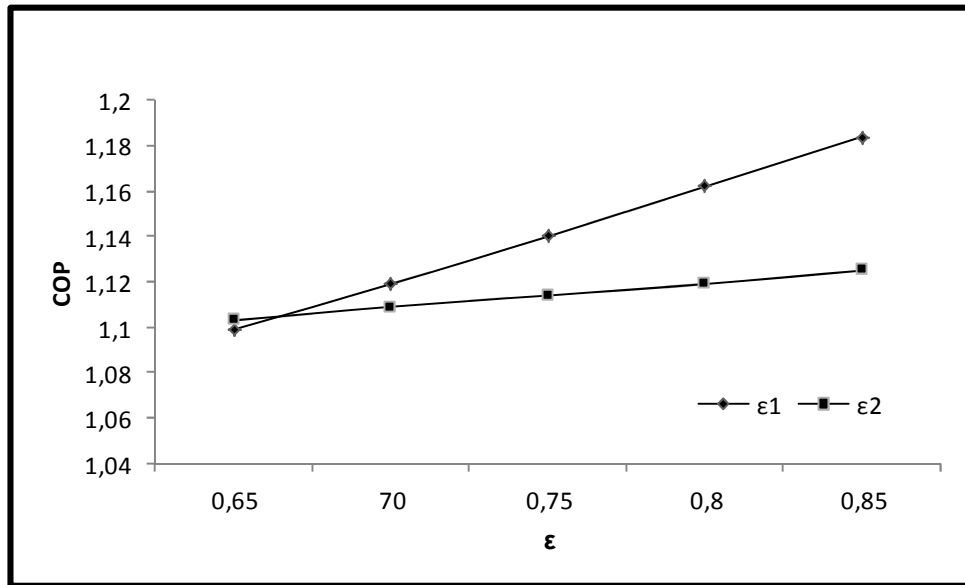
Şekil 6.6. Evaporatör ve kondanser sıcaklıklarının COP' ye etkisi

Şekil 6.6' da Farklı kondanser sıcaklıklarında Evaporatör sıcaklığının artışına bağlı olarak COP değerinde ki değişimler incelenmiştir. Şekil 6.6' da ki değerler, kondanser ve evaporatör sıcaklığında ki artışa bağlı olarak COP değerinin düştüğünü göstermiştir.



Şekil 6.7. Yüksek sıcaklık generatörü ve ısı eşanjörü 1 etkinlik değerinin COP' ye etkisi

Isı eşanjörü 1' in etkinlik değerlerinin yüksek sıcaklık generatörü sıcaklığının artışına bağlı olarak performans katsayısı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Yüksek sıcaklık generatörünün sıcaklığındaki artış önceki analiz sonuçlarında da görüldüğü gibi COP değerini düşürmüştür fakat eşanjör etkinlik değerindeki artış COP değerini arttırmıştır.

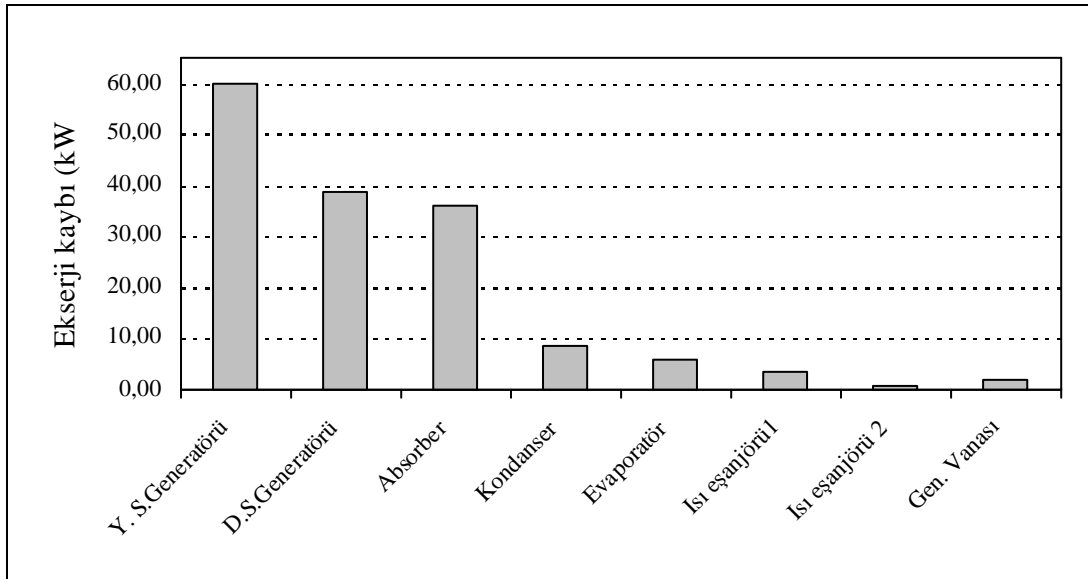


Şekil 6.8. Isı eşanjörü 1 ve ısı eşanjörü 2 etkinlik değerinin COP' ye etkisi

Birinci ısı eşanjörü ve ikinci ısı eşanjörü etkinlik katsayı değerlerinin COP' ye etkisi incelenmiş şekil 6.8' de grafik halinde sunulmuştur. Grafikte de görüldüğü gibi etkinlik değerinde ki artış COP değerinde de artış sağlamıştır. Etkinlik değerindeki artış özellikle ısı eşanjörü1 üzerinde daha etkili olmuş COP değerinde ciddi bir artış sağlamıştır. Isı eşanjörü2 ise COP değerinde artış sağlasa da fazla bir değişiklik oluşturmamıştır.

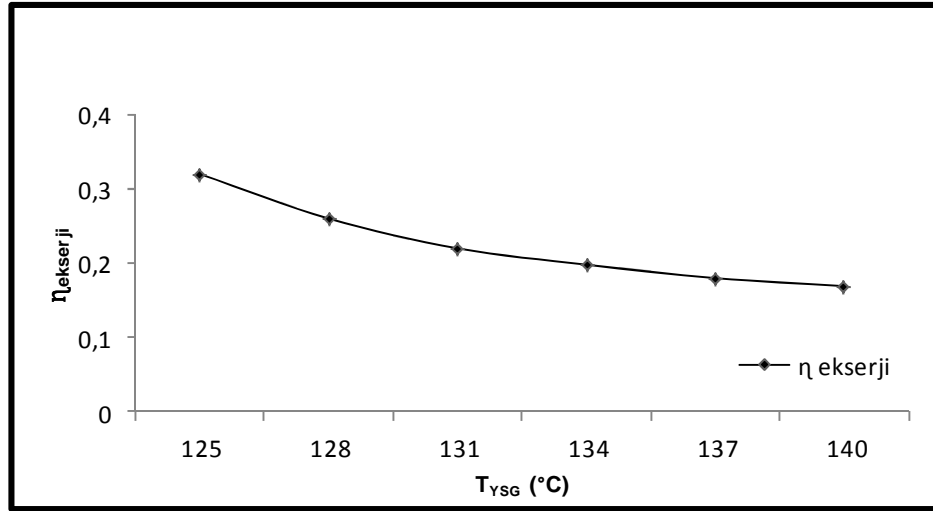
Absorbsiyonlu soğutma sisteminin ikinci kanun analiz için her bir çözüm noktasının fiziksel ekserji değerleri, sistem elemanlarının ekserji kayıpları, ekserji verimi bulunmuş çizelge ve grafiklerle sunulmuştur. Her bir akımın fiziksel ekserjileri hesaplanırken çevre sıcaklığı 25 °C (298,15 K) kabul edilmiştir.

Sistemin her bir noktasındaki fiziksel ekserji değerleri literatürdeki denklemler ve termodinamik özelliklerinden yararlanılarak bulunmuştur. Bu değerler çizelge 6.3' de sunularak sistem elemanlarının ekserji kaybı ve ekserji verimini bulmak için kullanılmıştır.



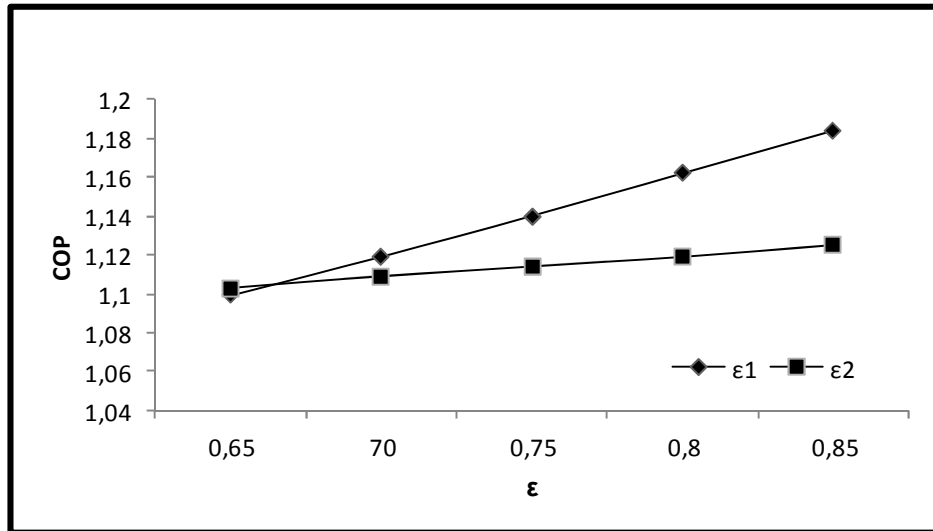
Şekil 6.9. Sistem elemanlarının ekserji kayıpları

Absorbsiyonlu sistemin elemanlarının ekserji kayıpları şekil 6.9 de gösterilmiştir. Şekilde de görüleceği gibi en fazla ekserji kaybı yüksek sıcaklık generatoründe en az ısı eşanjörü2 de meydana gelmiştir.



Şekil 6.10. Yüksek sıcaklık generatörü sıcaklığının ekserji verimine etkisi

Yüksek sıcaklık generatörü sıcaklığını arttırarak ekserji verimi üzerinde etkisi şekil 6.10’ da grafik halinde sunulmuştur. Şekilden de anlaşılacağı gibi yüksek sıcaklık generatöründe sıcaklık artışı ekserji verimini düşürmüştür. Bu düşüş 131 °C sıcaklıktan sonra yavaşlamıştır.



Şekil 6.11. Isı eşanjörü etkinlik değerinin ekserji verimi üzerindeki etkisi

Isı eşanjörlerinin ekserji verimi üzerinde etkisi şekil 6.11’ da görüldüğü gibi artış sağlamıştır. Isı eşanjörlerinin etkinlik katsayısının artmasıyla doğru orantılı olarak ekserji verimi de artmaktadır. Özellikle ısı eşanjörü1’ in ekserji verimini daha çok etkilediği görülmektedir.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Absorbsiyolu sistemlerde yapılan çalışmaların birçoğunda tek etkili sistem kullanılmakla beraber çok azında çift etkili sistem kullanılmıştır. Bunlardan Solum vd., (2011) çift etkili absorbsiyonlu sistemin termodinamiksel büyüklüklerinin sistem performansına etkisini incelemiş örnek bir çalışmada sistemin performansını 1,271 bulmuştur. Gomri ve Hakimi (2008) yaptığı çalışma COP değerini 1,187 ve ekserji verimini 0,35 bulmuştur. Bu çalışmada ise COP 1,146 ekserji verimi ise 0,208 bulunmuş ve yapılan çalışmalara yakın değerler çıkmıştır.

Atık ısı ile çalışan çift etkili absorbsiyonlu sistemin tüm analizlerin ışığında elde edilen sonuçlarda sistemin COP değeri 1'in üzerine çıktığı görülmüştür. Her bir evaporatör ve kondanser sıcaklıkları için yüksek sıcaklık generatörü sıcaklık değerinin artışına bağlı COP değerinin düştüğü bulunmuştur. Yine her bir evaporatör ve kondanser sıcaklıkları için düşük sıcaklık generatörü sıcaklık artışına bağlı olarak COP değerinde artış meydana gelmiştir. Sistemde ısı eşanjörleri etkililik katsayı değerlerinde ki artış COP'yi de arttırmıştır. Özellikle birinci eşanjördeki etkinlik katsayı değerinin COP üzerinde ki etkisi daha fazla bulunmuştur. Sistemin ikinci yasa için yapılan analizlerde ise verimin düşük olduğu görülmüştür. Sistemin ekserji verimi yüksek sıcaklık generatörünün artışına bağlı olarak ekserji veriminin düştüğü görülmüştür. Bu sistemin tasarımı yapılırken belirlenen bir sıcaklık değeri için uygun bir generatör sıcaklığı olduğu gözlenmiştir. Yapılan analizler sonucu fiziksel ekserjiler bulunmuş ve bunlardan yararlanılarak sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları bulunmuştur. Ekserji kaybının en fazla yüksek sıcaklık generatöründe meydana geldiği en az ise ikinci ısı eşanjöründe meydana geldiği gözlenmiştir.

Bu tez çalışmasında ülkemizde ve dünyada enerji ihtiyacının artması ve fosil kökenli yakıt rezervlerinin azalmasından dolayı enerjiyi verimliliğinin sağlamak için atık ısı enerjisi ile soğutma işlemi gerçekleştirilmiştir. Endüstriyel tesislerden çıkan atık ısıların büyük bir enerji potansiyeline sahip olmasında bu çalışmada endüstriyel bir tesisin (Kastamonu Entegre Ağaç Sanayi) bacasından atılan ısı enerjisi geri kazanımla kullanımı sağlanmıştır. Bacadan çıkan kullanılabilir enerji miktarı matematiksel denklemler yardımı ile 372 kW bulunmuştur. Bu değer generatör için

gerekli 348,66 kW değerini karşılamıştır. Sistemin ilk yatırım maliyeti ise 42267 \$ bulunmuştur. Ayrıca tesis için gerekli soğutma y¼k¼ ihtiyacı da karşılanmıştır. Sonuç olarak bu sistemin kurulması ilk yatırım maliyetinin y¼kseklilięine rağmen enerji verimliliğine katkı sağlayacaktır.

Bu tez çalışması çift etkili absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin COP değerini iyileştirmesi, ekserji veriminin arttırılması, optimum sıcaklıklarda tasarlanacak çift etkili absorbsiyonlu sistemlerin tasarımı ve imalatı konusunda yapılacak olan uygulamalara ve end¼striyel tesislerde enerji geri kazanımı konusunda katkı sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

- Agnew, B., Talbi, M., Mostafavi, M., 1999. Combined power and cooling, an analysis of the combined diesel-absorption cycle, Applied Thermal Engineering, 19, 1097-1105.
- Antonio, j., Bula, A., J., Herrera, D.,L.,. Navarro, L., F., Corredor, L.,A., Thermodynamic simulation of a solar absorption refrigeration system generator – heatexchanger, Erişim Tarihi: 21.09.2012. http://iies.faces.ula.ve/Amse2000/papers/simulation/MSNN2000_Bula.pdf
- Aralsan, Baca gazı fiziksel özellikleri. Erişim Tarihi: 15.07.2012. <http://www.aralsan.com/tr/baca-gazinin-sicakliga-bagli-degis-en-fiziksel-ozellikleri>
- Bereche, R., P., Gonzales, R., And Nebra, S., A., 2010. Exergy calculation of lithium Bromide–Water Solution And Its Application In The Exergetic Evaluation Of Absorption Refrigeration Systems LiBr-H₂O, International Journal Of Energy Research, 10(1002), 1-16.
- Bilgin, A., 2001. Kazanlarda baca gazı analizlerinin değerlendirilmesi, iç soğuma kayıplarının irdelenmesi, V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 617-622.
- Borzou, B., Sadeghpour, F., System design and optimization of a water-lithium bromide double-effect absorption system, 2009. 1st International Conference on Heating, Ventilating and Air Conditioning,1-6.
- Broad Chiller, Erişim Tarihi: 12.08.2012. <http://www.gqsltd.co.uk/BROAD%20X%20Absorption%20Chiller%20Model%20Selection%20%20Design%20Manual%20.pdf>
- Chua, H.T., Toh, H.K., Malek, A., Ng, K.C., Srinivasan, K., 2000. Improved thermodynamic property yields of LiBr-H₂O solution, International Journal of Refrigeration 23, 412-429.
- Çengel, Y., Boles, M., 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Derbentli, T., Literatür yayıncılık, 867s, İstanbul.
- Erdem, H.,H., 2010. Enerji verimliliğini arttırmak üzere termik santral atık ısılarını faydaya dönüştürme yöntemlerinin araştırılması geliştirilmesi ve binalarda ısıtma uygulaması, Termik Santral Atılan Enerji Elkitabı, 2-34
- Garousi Farshi ,L., Mahmoudi, S.M.S., Rosen, M.A., 2012. Exergoeconomic comparison of double effect and combined ejector-double effect absorption refrigeration systems, Applied Energy, 30, 1-12.

- Gebreslassie, B., H., Medrano, M., Boer, D., 2010. Exergy analysis of multi-effect water LiBr absorption systems: From half to triple effect, *Renewable Energy*, 35, 1773–1782.
- Gomri, R., Hakimi, R., 2008. Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system, *Energy Conversion and Management*, 49, 3343–3348.
- Gomri, R., 2009. Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems, *Energy Conversion and Management*, 50, 1279–1287.
- Gomri, R., 2010. Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems, *Energy Conversion and Management*, 51, 1629–1636.
- Gomri, R., 2010. Thermal seawater desalination: Possibilities of using single effect and double effect absorption heat transformer systems, *Desalination*, 253, 112–118.
- Gong, M., Wall, G., 1997. On exergetics, economics and optimization of technical processes to meet environmental conditions, *TAIES'97 International Conference on Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems*, Beijing, 453-460.
- Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A., Wrobel, L.C., 2003. Design and construction of a LiBr–water absorption machine, *Energy Conversion and Management*, 44, 2483–2508.
- Herold, K.E., Radermacher, R., Klein, S.A., 1996. *Absorption Chillers and Heat Pumps*, CRC Press, 324s,
- Huicochea, A., Rivera, W., Urueta, G., G., Joan Carles Bruno, J.C., Coronas, A., 2011. Thermodynamic analysis of a trigeneration system consisting of a micro gas turbine and a double effect absorption chiller, *Applied Thermal Engineering*, 31, 3347-3353.
- İncili, V., 2006. Jeotermal enerji ile absorpsiyonlu soğutma sisteminin aydın ili salavatlı jeotermal bölgesinde kullanılabilirliğinin araştırılması, *Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi*, 102s., Ankara.
- Kaushika, S.,C., Aror, A., 2009. Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water–lithium bromide absorption refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, 32, 1247–1258.
- Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, R., 2003. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan eşanjörlerin sistemin performansına etkisi, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 8(1), 111-120.

- Kurt, B., Horuz, İ., 2011. Absorbsiyonlu ısı yükselticileri ve bir endüstriyel uygulama, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 339-351.
- Lee, S.F., Sherif, S.A., 2001. Thermodynamic analysis of a lithium bromide/water absorption system for cooling and heating applications, *International Journal of Energy Research*, 25, 1019-1031.
- Liu, Y.L., Wang, R.Z., 2004. Performance prediction of a solar/gas driving double effect LiBr-H₂O absorption system, *Renewable Energy*, 29, 1677-1695.
- Oğuz, N., 2009. Güneş enerji kaynaklı çift etkili absorpsiyonlu soğutucu İle Soğutma işleminin verimliliğinin hesaplanması, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi. 69s., Gebze.
- Onan, C., Özkan, D.B., Erdem, S., 2010. Exergy analysis of a solar assisted absorption cooling system on an hourly basis in villa applications, *Energy*, 35, 5277-5285.
- Oflaz, D., 2010. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri, *Türk Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 66, Erişim Tarihi: 10.09.2012, <http://www.tmd.org.tr/userfiles/dergi/ek66.pdf>.
- Özkol, N., 1999. Uygulamalı soğutma tekniği, tmmob makine mühendisleri odası yayını, 691s, Ankara.
- Shahata, A.I., Aboelazm, M. M., Elsafty, A. F., 2012. Energy and exergy analysis for single and parallel flow double effect water-lithium bromide vapor absorption systems, *International Journal of Science and Technology*, 2(2), 85-94.
- Solum, C., Koç, İ., Altuntaş, Y., 2011. Çift etkili lib-r-h₂o akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sisteminde termodinamiksel büyüklüklerin sistem performansına etkileri, *Havacılık ve uzay teknolojileri dergisi*, 5 (1), 19-26.
- Sun, D.W., 1997. Thermodynamic design data and optimum design maps for absorption refrigeration systems”, *Applied Thermal Engineering*, 17(3), 211-221.
- Şencan, A., 2004. Atık ısı ile çalışan absorpsiyonlu sistemlerin modellemesi, ekserji analizi ve optimizasyonu, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 152s., Isparta.
- Talbi M., Agnew, B., 2002. Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning, *Applied Thermal Engineering*, 22, 693-702.
- Telli, Z.K., 1998. Termodinamik (problemleri ile birlikte), Palme yayıncılık, 275s, Ankara.

- United Nations University, 2009. Absorption refrigeration system as an integrated Condenser cooling unit in a geothermal power plant, Erişim Tarihi: 12.08.2012, <http://www.os.is/gogn/unu-gtp-report/UNU-GTP-2009-01.pdf>
- Yalçın, E., Kavaklı, A., 2010. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri ile egzoz gazı atık ısısından faydalanarak otobüs kliması sistemleri için kaynatıcı tasarımı, Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 12(1), 136-152.
- Yılmazoğlu, M. Z., 2010. Tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi, Gazi Üniversitesi Müh. Mim. Fak. Dergisi., 25(2), 397-404.
- Yüncü, H., 2000. Klasik termodinamik prensipleri, Tıp teknik yayıncılık, 413 s, Ankara.
- Zadeh, F., P., Bozorgan, N., 2011. The energy and exergy analysis of single effect absorption chiller, Majlesi Journal of Mechanical Engineering, 4(4), 19-26.

EKLER

EK A. Isı Transfer Katsayılarını Veren Bağıntılar

EK B. Tablo ve Grafikler

Ek A. Isı Transfer Katsayılarını Veren Bağlılar

Tam gelişmiş boru içinde türbilanslı akış için aşağıda dittus ve boelte eşitliği verilmektedir (Garousi Farshi, 2012).

$$Nu=0,023Re^{0,8} Pr^n \quad (A1.1)$$

Bu eşitlikteki n değeri ısıtma için 0,4 soğutma için 0,3 olur. Bu deyim aşağıdaki aralık koşullarında deneysel doğrulamalarla sağlanmıştır.

$$\begin{cases} 0,6 \leq Pr \leq 160 \\ Re \geq 10000 \\ L/D \geq 10 \end{cases}$$

Yatay borularda dikey katmanlar için ortalama taşınım katsayısı (N boru üzerinde) şöyle ifade edilir:

$$h = 0,729 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)k_l^3 h'_{fg}}{N\mu_l(T_{doy} - T_s)D} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (A1.2)$$

Burada h'_{fg} gizli ısı değişimi ve tanımı ise:

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,68c_{p,l}(T_{doy} - T_s) \quad (A1.3)$$

Dikey bir boruda aşağı doğru akan film akış için ısı taşınım katsayısı aşağıdaki eşitlik yardımıyla bulunabilir.

$$h = \frac{k}{\delta} (0,029 Re^{0,53} Pr^{0,53}) \quad (A1.4)$$

$$\delta = \left(\frac{3\mu\Gamma}{\rho^2 g} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (A1.5)$$

$$\text{Re} = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (\text{A1.6})$$

$$\Gamma = \frac{\dot{m}}{\pi D} \quad (\text{A1.7})$$

Yatay boruların içinde yoğuşma olması durumunda chato şöyle ifade etmektedir.

$$\left(\text{Re} = \frac{\rho_v u_v D}{\mu_v} < 35,000 \right) \quad (\text{A1.8})$$

$$h = 0,555 \left[\frac{g \rho_i (\rho_i - \rho_v) k_i^3 h'_{fg}}{\mu_i (T_{doy} - T_s) D} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (\text{A1.9})$$

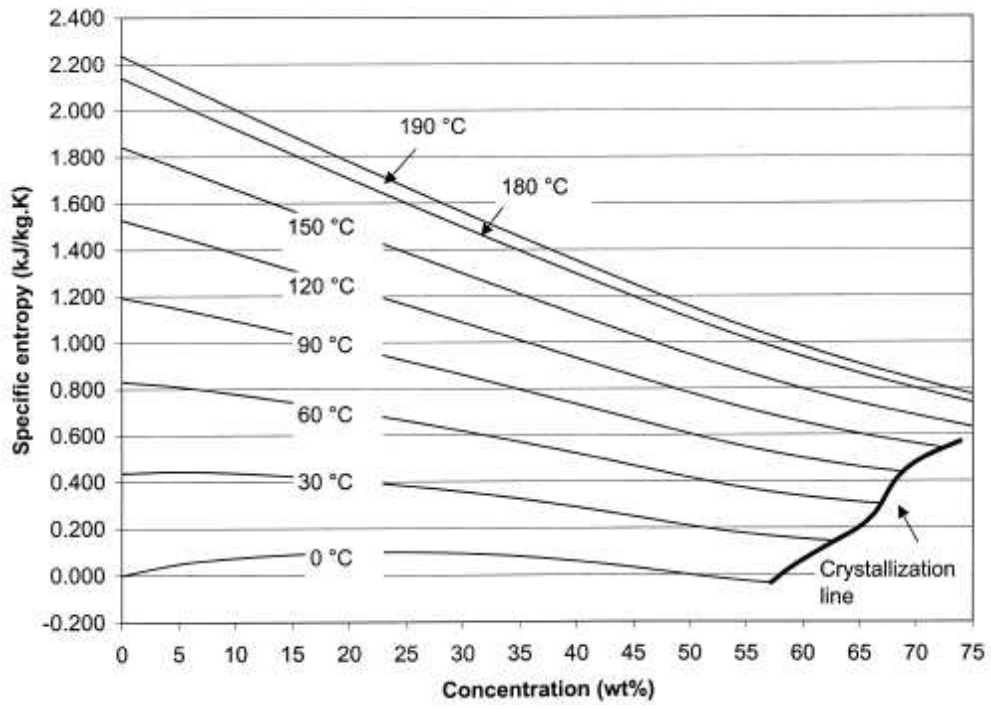
Gizli ısı değişimine bağlı olarak :

$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} c_{p,i} (T_{doy} - T_s) \quad (\text{A1.10})$$

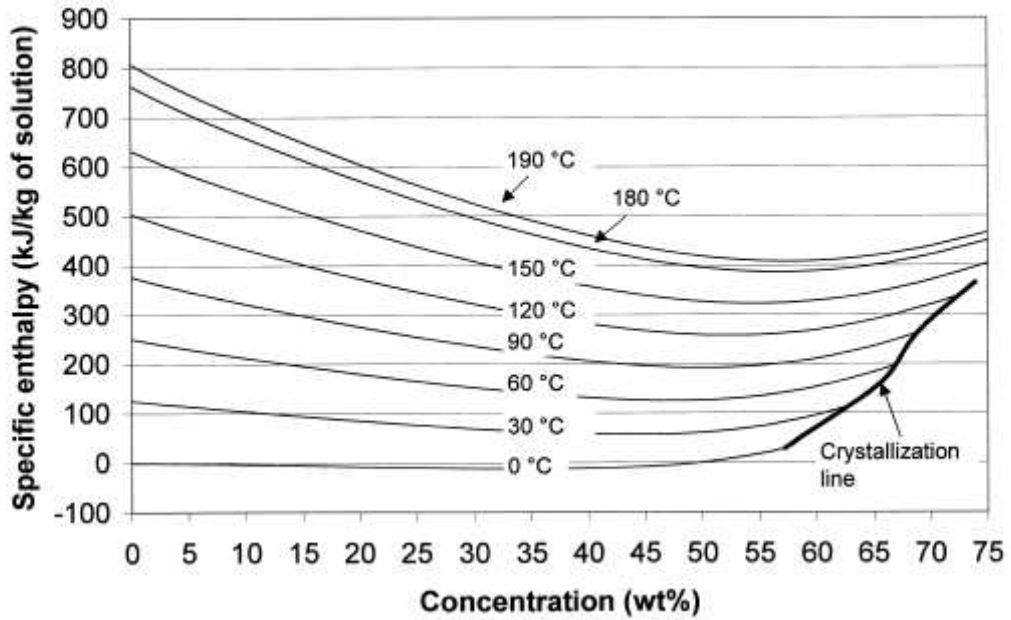
Boru içinde laminer akış için

$$\text{Nu} = \frac{hD}{k} = 3.66 \quad (\text{A1.11})$$

EK B. Tablo ve Grafikler



Şekil B.1. LiBr-su çözeltisi entropi tablosu (Chua vd.,2000)

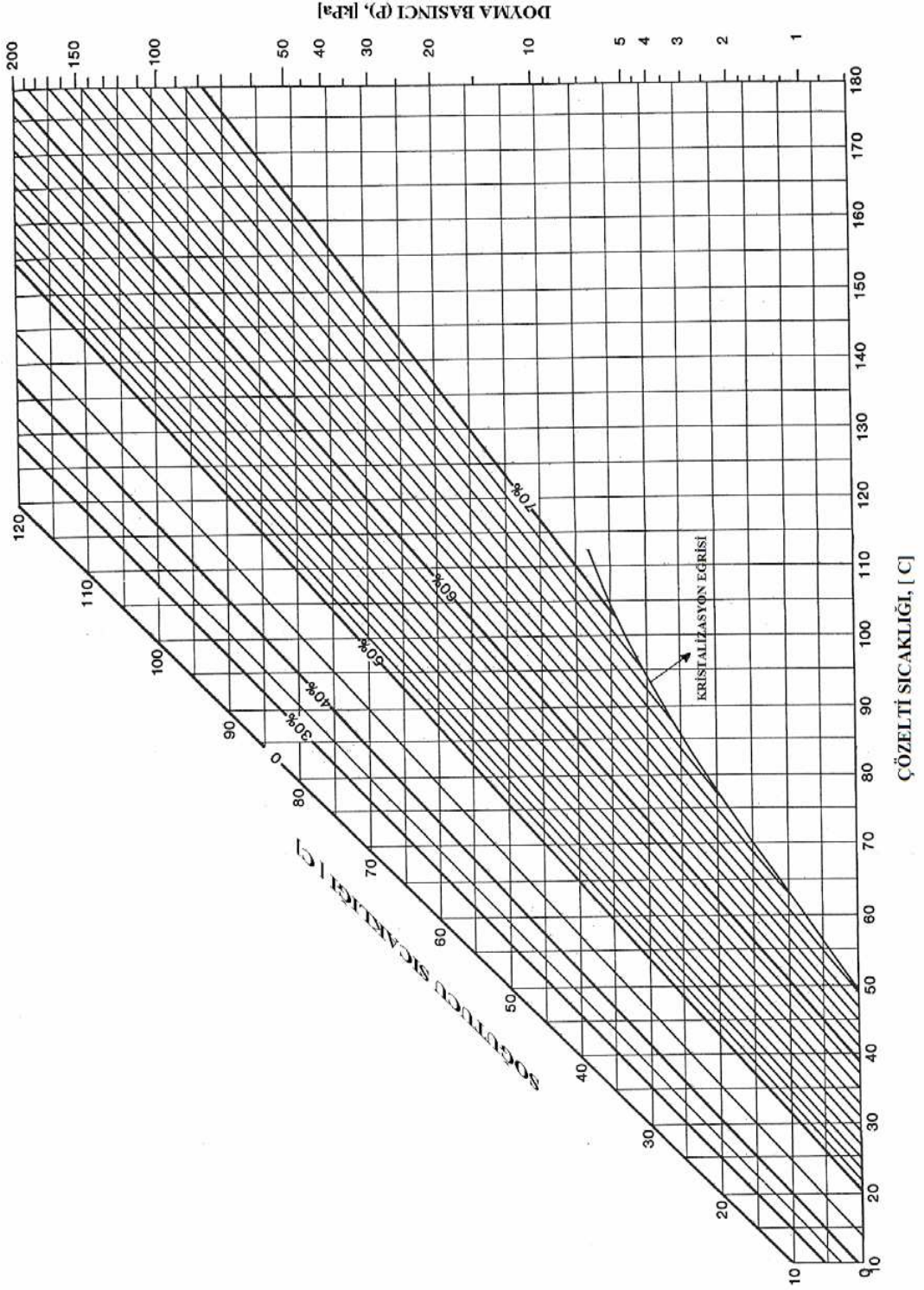


Şekil B.2. LiBr-su çözeltisi entalpi tablosu (Chua vd.,2000)

Doymuş su - Sıcaklık tablosu

Sıcaklık °C T_{doyma}	Doyma basıncı kPa P	Özgül hacim m ³ /kg		İç enerji kJ/kg			Entalpi kJ/kg			Entropi kJ/(kg · K)		
		Doymuş sıvı v_f	Doymuş buhar v_g	Doymuş sıvı u_f	Doymuş buhar u_g	Doymuş sıvı u_{fg}	Doymuş sıvı h_f	Doymuş buhar h_g	Doymuş sıvı h_{fg}	Doymuş sıvı s_f	Doymuş buhar s_g	Doymuş buhar s_{fg}
0.01	0.6113	0.001000	206.14	0.0	2375.3	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.000	9.1562	9.1562
5	0.8721	0.001000	147.12	20.97	2361.3	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	8.9496	9.0257
10	1.2276	0.001000	106.38	42.00	2347.2	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.7498	8.9008
15	1.7051	0.001001	77.93	62.99	2333.1	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.5569	8.7814
20	2.339	0.001002	57.79	83.95	2319.0	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.3706	8.6672
25	3.169	0.001003	43.36	104.88	2304.9	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.1905	8.5580
30	4.246	0.001004	32.89	125.78	2290.8	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.0164	8.4533
35	5.628	0.001006	25.22	146.67	2276.7	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	7.8478	8.3531
40	7.384	0.001008	19.52	167.56	2262.6	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	7.6845	8.2570
45	9.593	0.001010	15.26	188.44	2248.4	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	7.5261	8.1648
50	12.349	0.001012	12.03	209.32	2234.2	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	0.7038	7.3725	8.0763
55	15.758	0.001015	9.568	230.21	2219.9	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	0.7679	7.2234	7.9913
60	19.940	0.001017	7.671	251.11	2205.5	2456.6	251.13	2358.5	2609.6	0.8312	7.0784	7.9096
65	25.03	0.001020	6.197	272.02	2191.1	2463.1	272.06	2346.2	2618.3	0.8935	6.9375	7.8310
70	31.19	0.001023	5.042	292.95	2176.6	2469.6	292.98	2333.8	2626.8	0.9549	6.8004	7.7553
75	38.58	0.001026	4.131	313.90	2162.0	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0155	6.6669	7.6824
80	47.39	0.001029	3.407	334.86	2147.4	2482.2	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	6.5369	7.6122
85	57.83	0.001033	2.828	355.84	2132.6	2488.4	355.90	2296.0	2651.9	1.1343	6.4102	7.5445
90	70.14	0.001036	2.361	376.85	2117.7	2494.5	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	6.2866	7.4791
95	84.55	0.001040	1.982	397.88	2102.7	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	6.1659	7.4159
Doyma basıncı MPa												
100	0.10135	0.001044	1.6729	418.94	2087.6	2506.5	419.04	2257.0	2676.1	1.3069	6.0480	7.3549
105	0.12082	0.001048	1.4194	440.02	2072.3	2512.4	440.15	2243.7	2683.8	1.3630	5.9328	7.2958
110	0.14327	0.001052	1.2102	461.14	2057.0	2518.1	461.30	2230.2	2691.5	1.4185	5.8202	7.2387
115	0.16906	0.001056	1.0366	482.30	2041.4	2523.7	482.48	2216.5	2699.0	1.4734	5.7100	7.1833
120	0.19853	0.001060	0.8919	503.50	2025.8	2529.3	503.71	2202.6	2706.3	1.5276	5.6020	7.1296
125	0.2321	0.001065	0.7706	524.74	2009.9	2534.6	524.99	2188.5	2713.5	1.5813	5.4962	7.0775
130	0.2701	0.001070	0.6685	546.02	1993.9	2539.9	546.31	2174.2	2720.5	1.6344	5.3925	7.0269
135	0.3130	0.001075	0.5822	567.35	1977.7	2545.0	567.69	2159.6	2727.3	1.6870	5.2907	6.9777
140	0.3613	0.001080	0.5089	588.74	1961.3	2550.0	589.13	2144.7	2733.9	1.7391	5.1908	6.9299
145	0.4154	0.001085	0.4463	610.18	1944.7	2554.9	610.63	2129.6	2740.3	1.7907	5.0926	6.8833
150	0.4758	0.001091	0.3928	631.68	1927.9	2559.5	632.20	2114.3	2746.5	1.8418	4.9960	6.8379
155	0.5431	0.001096	0.3468	653.24	1910.8	2564.1	653.84	2098.6	2752.4	1.8925	4.9010	6.7935
160	0.6178	0.001102	0.3071	674.87	1893.5	2568.4	675.55	2082.6	2758.1	1.9427	4.8075	6.7502
165	0.7005	0.001108	0.2727	696.56	1876.0	2572.5	697.34	2066.2	2763.5	1.9925	4.7153	6.7078
170	0.7917	0.001114	0.2428	718.33	1858.1	2576.5	719.21	2049.5	2768.7	2.0419	4.6244	6.6663
175	0.8920	0.001121	0.2168	740.17	1840.0	2580.2	741.17	2032.4	2773.6	2.0909	4.5347	6.6256
180	1.0021	0.001127	0.19405	762.09	1821.6	2583.7	763.22	2015.0	2778.2	2.1396	4.4461	6.5857
185	1.1227	0.001134	0.17409	784.10	1802.9	2587.0	785.37	1997.1	2782.4	2.1879	4.3586	6.5465
190	1.2544	0.001141	0.15654	806.19	1783.8	2590.0	807.62	1978.8	2786.4	2.2359	4.2720	6.5079
195	1.3978	0.001149	0.14105	828.37	1764.4	2592.8	829.98	1960.0	2790.0	2.2835	4.1863	6.4698

Şekil B.3. Doymuş su sıcaklık tablosu



Şekil B.4. Çift etkili absorpsiyonlu sistemin P-T-X diyagramı

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Bulut GÖRGÜLÜ

Doğum Yeri ve Yılı : Balıkesir, 1987

Medeni Hali : Bekar

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : yl1130140529@stud.sdu.edu.tr

Eğitim Durumu

Lise : Balıkesir, 100.Yıl E.M.L Soğutma ve İklimlendirme

Lisans : SDÜ, Teknik Eğitim Fakültesi, Tesisat Öğretmenliği