

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GÜNEŞ ENERJİSİ İLE ÇALIŞAN ABSORBSİYONLU SOĞUTMA
SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK İNCELEMESİ
SİSTEM SİMÜLASYONU ve ANALİZİ**

Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh. Noyan KURTDERE

**FBE Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Aykut SAFA

İSTANBUL, 2010

TC
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GÜNEŞ ENERJİSİ İLE ÇALIŞAN ABSORBSİYONLU
SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK
İNCELEMESİ
SİSTEM SİMÜLASYONU ve ANALİZİ

Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh.
Noyan KURTDERE

FBE Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalında Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Aykut SAFA
Yıldız Teknik Üniversitesi



İSTANBUL, 2010

Y. Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM

Doç. Dr. Yasin ÜST



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	ii
ŞEKİL LİSTESİ	iv
ÇİZELGE LİSTESİ	vi
ÖNSÖZ	vii
ÖZET	viii
ABSTRACT	ix
1 GİRİŞ	1
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
2.1 Ziegler F. - Alefeld S. (1987)	3
2.2 Horuz İ. (1998)	3
2.3 Dost S. - Dinçer İ. (1996)	4
2.4 Kaynaklı Ö. - Yamankaradeniz R. (2003)	4
2.5 Lee S. - Sherif S. A. (2001)	4
2.6 Tozer R. M. - James R. W. (1997)	5
2.7 İleri A. (1997)	5
2.8 Florides G. A. - Kalogirou S. A. - Tassou S. A. - Wrobel L. C. (2002)	5
2.9 Ezine E. N. - Barhoumi M. - Mejbri K. - Chemki S. - Belagi A. (2004)	6
2.10 Talbi M. M. - Agnew B. (2000)	6
2.11 Duff W. S. - Winston R. (2004)	7
2.12 Mendes L. M. - Pereria M. C. - Ziegler F. (1993)	7
2.13 Atmaca İ. - Yiğit A. (2003)	8
2.14 Çolak L. (2000)	8
2.15 Kaushik S. C. - Kumar R. (1995)	8
2.16 Aydın T. (1998)	8
2.17 Charia M. (1991)	9
2.18 Ahacad M. - Charia M. (1994)	9
2.19 Kim J. S. - Ziegler F. - Lee H. (2002)	9
3 ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ	10
3.1 Tek Kademeli H ₂ O - LiBr Eriyiği Kullanılan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Tanıtımı ve Çalışma Prensipleri	10
3.1.1 Sistemdeki Elemanlar İçin Termodinamik Bağlılıkların Oluşturulması	13
3.1.1.1 Jeneratör	13
3.1.1.2 Isı Değiştirici	15
3.1.1.3 Kondenser	16
3.1.1.4 Buharlaştırıcı	16
3.1.1.5 Absorber	17

3.1.1.4	Eriyik Pompası	17
3.1.2	Sistemin Termodinamik Analizinin Yapılması ve Performans Katsayısının Hesaplanması	17
3.1.3	Jeneratör Sıcaklığındaki Değişimin Sistem Performansına Etkisinin İncelenmesi	22
3.2	Tek Kademeli NH_3 - H_2O Akışkan Çifti Kullanılan Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tanıtımı ve Çalışma Prensipleri	24
3.2.1	Sistemin Termodinamik Analizinin Yapılması ve Performans Katsayısının Hesaplanması	25
3.2.2	Jeneratör Sıcaklığı Değişimin Sistem Performansına Etkisinin İncelenmesi	26
3.3	Çift Kademeli LiBr - H_2O Eriyiği Kullanılan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Tanıtımı ve Sistemin Çalışma Prensipleri	28
3.3.1	Çift Kademeli H_2O - LiBr Eriyikli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemindeki Elemanlar İçin Termodinamik Bağlıntıların Oluşturulması	31
3.3.1.1	Absorber	31
3.3.1.2	1. Jeneratör	32
3.3.1.3	2. Jeneratör	34
3.3.1.4	Kondenser	35
3.3.1.5	Evaporatör	35
3.3.1.6	Absorber	35
3.3.1.7	1. Eşanjör	36
3.3.1.8	2. Eşanjör	36
3.3.1.9	Eriyik Pompası	37
3.3.2	Sistemin Termodinamik Analizinin Yapılması ve Performans Katsayısının Hesaplanması	37
3.3.3	Farklı Çevre Koşulları İçin Performans Katsayısı Değişiminin İncelenmesi	42
3.3.3.1	1. Jeneratör Sıcaklığının Sistem Performansına Etkisi	43
3.3.3.2	2. Jeneratör Sıcaklığının Sistem Performansına Etkisi	44
3.4	Soğutucu Akışkan - Çözücü Çiftinden Beklenen Özellikler	45
4	ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN GÜNEŞ ENERJİSİ İLE ENTEGRASYONU	47
4.1	Güneş Enerjisi Kullanımı	47
4.2	Parabolik Güneş Kolektörlerinin Çalışma Prensipleri	48
4.3	Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Parabolik Oluk Tipi Kolektörler ile Uygulaması	53
4.3.1	Sistemde Bulunan Elemanlarının Tanıtımı ve Özellikleri	53
4.3.1.1	Buhar Jeneratörü	53
4.3.1.2	İki Kademeli Absorbsiyonlu Soğutucu (Chiller)	54
4.3.1.3	Soğutma Kulesi	54
4.3.2.4	Parabolik Oluk Tipi Güneş Kolektörleri	54
4.3.2	Sistemin Çalışma Prensipleri ve Teorik Verimi	54
5	SONUÇLAR – ÖNERİLER	58
	KAYNAKLAR	60
	EKLER	63

Ek 1	Güneş Enerjisi ile Beslenen Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi - Buhar Jeneratörü İçin Teknik Veriler	63
Ek 2	Güneş Enerjisi ile Beslenen Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi - Soğutma Kulesi İçin Teknik Veriler	64
Ek 3	Güneş Enerjisi ile Beslenen Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi - İki Kademeli Absorbsiyonlu Soğutucu İçin Teknik Veriler.....	65
Ek 4	LiBr Eriyiği İçin Eriyik Çevrimini Gösteren Diyagram.....	66
Ek 5	LiBr Eriyiği İçin Entalpi Derişiklik Diyagramı.....	67
Ek 6	Dünya - Türkiye Güneş Potansiyeli Haritaları	68
ÖZGEÇMİŞ.....		69

SİMGE LİSTESİ

A	Alan
a	Jeneratör Eriyik Giriş Noktası (1 kademeli sistem)
abs	Absorber
ay	Açıklık Yüzeyi
B	Genişlik
b	Jeneratör Buhar Çıkış Noktası (1 kademeli sistem)
c	Jeneratör Eriyik Çıkış Noktası (1 kademeli sistem)
COP	Performans Katsayısı
D	Emici Boru Çapı
e	Eşanjör Etkinliği
eb	Emici Boru
ev	Evaporatör
ey	Emici Yüzey
e ₁	1. Eşanjör
e ₂	2. Eşanjör
FR	Dolaşım Oranı
G	Güneşten Emilen Enerji
H	Toplam Yükseklik
H ₂ O	Su / Su Buharı
h	Entalpi
h _o	Odak Uzaklığı
I	Güneş Işınım Şiddeti
İA	İş Akışkanı
j	Jeneratör
j ₁	1. Jeneratör
j ₂	2. Jeneratör
K	Kayıp Enerji
kol	Kolektör
kon	Kondenser
L	Toplam Açıklık
LiBr	Lityum Bromür
M	Akışkan debisi
m	Kütle
NH ₃	Amonyak
op	Optik
P	Basınç
p	Pompa
Q	Isı Kapasitesi
s	Absorber Soğutucu Akışkan Giriş Noktası (2 kademeli sistem)
SA	Soğutucu Akışkan
X	Çözelti Derişim Oranı
T	Sıcaklık
t	1. Jeneratör Su Buharı Çıkış Noktası (2 kademeli sistem)
U	Kolektör Uzunluğu
u	2. Jeneratör Su Buharı Çıkış Noktası (2 kademeli sistem)
V	Özgöl Hacim

v	Absorber Eriyik Çıkış Noktası (2 kademeli sistem)
y	1. Jeneratör Eriyik Çıkış Noktası (2 kademeli sistem)
YO	Yoğunlaştırma Oranı
Z	Açıklık Açısı
z	2. Jeneratör Eriyik Çıkış Noktası (2 kademeli sistem)
1,2,3...	Şekiller üzerindeki referans noktaları
α	Emici Boru Yutma Verimi
η	Optik Verim
ρ	Yansıtma Verimi
n	Güneş Işını Düzeltme Faktörü
τ	Cam Boru Geçirgenlik Verimi
γ	Kolektör Yüzeyi Temizlik Oranı

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 3.1 Tek kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi için örnek tasarım şeması.....	10
Şekil 3.2 Tek kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi için basınç sıcaklık diyagramı.....	12
Şekil 3.3 Tek kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevriminde kullanılan jeneratör için akışkan giriş çıkış şeması.....	14
Şekil 3.4 Tek kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi ısı değiştirici için akışkan giriş çıkış şeması.....	16
Şekil 3.5 Tek kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi absorber için akışkan giriş çıkış şeması.....	17
Şekil 3.6 Tek kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi için performans katsayısının jeneratör sıcaklığı ile değişimi.....	22
Şekil 3.7 Tek kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi için FR nin jeneratör sıcaklığı ile değişimi.....	23
Şekil 3.8 Tek kademeli NH_3 - H_2O eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi için performans katsayısının jeneratör sıcaklığı ile değişimi.....	27
Şekil 3.9 Tek kademeli NH_3 - H_2O eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi için FR nin jeneratör sıcaklığı ile değişimi.....	28
Şekil 3.10 İki kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi için örnek tasarım şeması.....	29
Şekil 3.11 İki kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi absorber için akışkan giriş çıkış şeması.....	32
Şekil 3.12 İki kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi 1. jeneratör için akışkan giriş çıkış şeması.....	33
Şekil 3.13 İki kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi 2. jeneratör için akışkan giriş çıkış şeması.....	35
Şekil 3.14 İki kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi 1. eşanjör için akışkan giriş çıkış şeması.....	36
Şekil 3.15 İki kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi 2. eşanjör için akışkan giriş çıkış şeması.....	37
Şekil 3.16 Çift kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi için performans katsayısının 1.jeneratör sıcaklığı ile değişimi.....	45
Şekil 3.17 Çift kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi için performans katsayısının 2.jeneratör sıcaklığı ile değişimi.....	46
Şekil 4.1 Arizona’da bulunan 50 MW güce sahip güneş santralının görünümü.....	49
Şekil 4.2 Parabolik oluk tipi güneş kolektörü.....	50
Şekil 4.3 Parabolik oluk tipi güneş kolektörünün temel geometrik ölçüleri.....	51
Şekil 4.4 Güneş ışıınımı için enerji akış şeması.....	53
Şekil 4.5 Parabolik oluk tipi güneş kolektörleri ile beslenen absorbsiyonlu soğutma sistemi tasarım şeması.....	58
Şekil 6.1 Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan buhar jeneratörü.....	64
Şekil 6.2 Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan soğutma kulesi.....	65
Şekil 6.3 Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan iki kademeli soğutucu.....	66
Şekil 6.4 LiBr eriyiği için eriyik çevrimini gösteren diyagram.....	67
Şekil 6.5 LiBr eriyiği için entalpi derişiklik diyagramı.....	68

Şekil 6.6	Dünya güneş potansiyeli haritası.....	69
Şekil 6.7	Türkiye güneş potansiyeli haritası.....	69

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 Şekil.1 de verilen çevrim için sıcaklık - basınç - derişim - kütle - derişim oranı - entalpi değerlerinin referans noktalarına göre değişimleri (LiBr - H ₂ O Kullanılan Sistem).....	20
Çizelge 3.2 Şekil.1 de verilen çevrim için sistem elemanlarının LiBr - H ₂ O akışkan çifti kullanılması durumunda ısı kapasiteleri.....	21
Çizelge 3.3 Şekil.1 de verilen çevrim için sıcaklık - basınç - derişim - kütle - derişim oranı - entalpi değerlerinin referans noktalarına göre değişimleri (NH ₃ - H ₂ O kullanılan sistem)	25
Çizelge 3.4 Şekil.1 de verilen çevrim için sistem elemanlarının NH ₃ - H ₂ O akışkan çifti kullanılması durumunda ısı kapasiteleri.....	26
Çizelge 3.5 Şekil.10 da verilen çevrim için sıcaklık - basınç - derişim - kütle - derişim oranı - entalpi değerlerinin referans noktalarına göre değişimleri.....	41
Çizelge 4.1 Parabolik yoğunlaştırıcı güneş kolektörü için temel boyutlar.....	50

ÖNSÖZ

Bu çalışma Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği bölümünde hazırlanan yüksek lisans tezidir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin yenilenebilir enerji kaynaklarından güneş enerjisi ile beslenmesi durumunda farklı koşullar için sistem performansı incelenmiştir. Bunun için öncelikle bir kademeli ve iki kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin çalışma prensipleri açıklanmış ve her bir sistem elemanı için termodinamik bağıntılar oluşturularak sistem performansı hesaplanmıştır.

Tezin hazırlanmasında bana yardımcı olan Yrd. Doç. Dr. Aykut Safa' ya, Yrd. Doç. Dr. Hasan Hüseyin Erdem' e ve Doç Dr. Yasin Üst'e teşekkür ederim.

Çalışmamın bu konuda araştırma yapan herkese yardımcı olmasını dilerim.

ÖZET

Son yıllarda çeşitli nedenlerle ortaya çıkan enerji maliyetlerindeki artış nedeniyle absorbsiyonlu soğutma sistemleri önem kazanmış ve birçok iklimlendirme uygulamasında kullanılmaya başlanmıştır. Ancak absorbsiyonlu soğutma sistemlerinden iyi bir performans elde edebilmek, tüm sistem elemanları için hassas ayarlamalar gerektirir. Bu çalışmada absorbsiyonlu soğutma sisteminde bulunan elemanlar tanıtilerak her bir eleman için termodinamik bağıntılar oluşturulmuş, sistemin çalışma prensipleri açıklanmış ve sistem performans katsayısı hesaplanmıştır. Dünyada en çok kabul gören soğutucu akışkan – soğurucu çiftleri olan amonyak-su ve su-lityum bromür kullanılan sistemler için tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde performans katsayıları hesaplanmış ve farklı jeneratör sıcaklıkları için simülasyonlar yapılarak sistem performans katsayısındaki ve sistem dolaşım oranındaki değişim incelenmiştir. Sonuçlar grafik halinde verilerek yorumlanmıştır. Yine bu çalışmada iki kademeli su – lityum bromür kullanılan absorbsiyonlu soğutma sistemi için termodinamik bağıntılar oluşturularak sistem performansı incelenmiştir. Yine bu sistem için performans katsayısının birinci jeneratör ve ikinci jeneratör sıcaklıklarına bağılı değişimi incelenmiş, farklı jeneratör sıcaklıklarında dolaşım oranının ve performansın değişimi incelenerek elde edilen sonuçlar grafik halinde gösterilip yorumlanmıştır. Son bölümde de en yeni güneş teknolojilerinden olan parabolik oluk tipi yoğunlaştırıcı güneş kolektörlerinin çalışma prensipleri ve bu kolektörlerin absorbsiyonlu soğutma sistemleri ile birlikte kullanımı açıklanmıştır. Bu konu ile ilgili araştırmalar ve çalışmalar literatür araştırması bölümünde verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Absorbsiyon, Lityum bromür, Amonyak, Parabolik güneş kolektörü

ABSTRACT

In recent years, increase in energy cost owing to some various reasons causes to gain importance of absorption cooling systems and these systems has started to use in many air conditioning application. However obtaining a good performance from absorption cooling system requires sensitive adjustment of all system components. In this study, thermodynamic relations are formed for each component introducing the components of absorption cooling system, working principles of the system is explained and system performance coefficients are calculated. For the systems utilizing today's widely acclaimed cooling fluid - absorber couples, ammonia – water and water – lithium bromide, one degree absorption cooling system performance coefficients are calculated and variations of system performance coefficient and system circulation rate for different generator temperatures are examined by simulations. System performance of two dimensional absorption cooling system with water - lithium bromide is also examined in this study by forming thermodynamic relations. For this system, variation of performance coefficient with respect to first and second generator temperatures is analyzed and for different generator temperatures, circulation rate and performance variation are examined, obtained results are interpreted and demonstrated with graphs. In the last part of this study, working principles of one of the most recent sun technologies, parabolic solar collectors and usage of these collectors together with absorption cooling systems are explained. Researches about this topic and related works are given in literature survey part.

Keywords: Absorption, Lithium Bromide, Ammonia, Parabolic Solar Collector

1. GİRİŞ

Soğutma yapmak için ısı enerjisinden yararlanan absorbsiyonlu soğutma sistemleri ilk olarak ortaya konuldukları 1800'lü yılların ortalarında çok fazla ilgi görmemişlerdir. Bunun sebepleri bu tip soğutma sistemlerinin yüksek kurulum maliyeti gerektirmeleri ve sistem performanslarının mekanik sıkıştırımlı sistemlere kıyasla daha düşük olmasıdır. Ancak günümüzde bu tip sistemlerin verimlerini artırmak amacıyla yapılan çalışmalar, absorbsiyonlu soğutma sistemlerini diğer soğutma sistemleri ile kıyaslanabilir duruma getirmiştir.

Günümüzde sanayileşme ve kalkınma için en önemli kriterlerden biri olan enerji tüm dünyada olduğu gibi ülkemizde de önemini korumaktadır. Dünya genelindeki hızlı nüfus artışı ve sanayileşme sonucunda enerji gereksinimi büyük bir hızla artmış, buna bağlı olarak da konvansiyonel enerji kaynakları rezervleri hızla azalmıştır. Petrol, kömür, doğalgaz gibi enerji kaynakları sadece birkaç yüz yıldır insanlığın hizmetindedir ancak bu kaynakların doğada oluşması için milyonlarca yıl gerekmektedir.

Yukarıda bahsedildiği gibi günümüzdeki sürekli artan enerji ihtiyacı ve tükenen enerji kaynakları dikkate alındığında yeni enerji kaynaklarının araştırılması ve kullanılması gündeme gelmiştir. Yapılan araştırmalar güneş enerjisi, rüzgâr enerjisi, dalga enerjisi, hidrojen enerjisi gibi birçok yenilenebilir enerji kaynağının kullanımını gündeme getirmiştir. Bu kaynakların enerji kapasiteleri büyük olmasına karşın, düşük yoğunluklu olmaları ve yüksek ilk yatırım maliyeti gerektirdikleri için kullanım alanları sınırlı kalmaktadır.

Bu çalışmanın konusu $H_2O - LiBr$ ve $NH_3 - H_2O$ akışkan çiftleriyle çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin çalışma prensiplerinin açıklanarak sistem performansının incelenmesi ve absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin parabolik kolektörlerle birlikte kullanıldığı uygulamaların incelenmesidir. Son yıllarda güneş kolektörü teknolojisindeki hızlı gelişme, güneş enerjisinden yararlanma imkânını arttırmış, daha verimli sistemler oluşturulmasına imkân sağlamış ve diğer alternatif enerji kaynakları karşısında daha büyük önem kazanmasını sağlamıştır.

Son yıllarda ise fosil yakıtların hızla tükenmesi, temiz ve ucuz enerji kaynakları arayışı, güneş kolektörü teknolojisindeki hızlı gelişme gibi nedenlerden ötürü güneş enerjisi sistemleri diğer alternatif enerji kaynakları arasında önem kazanmış ve daha geniş uygulama alanları bulmuştur.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde konvansiyonel enerji kaynaklarının yani kömür, doğalgaz, fuel oil vs. kullanılması durumunda elde edilen birim soğutma enerjisine karşılık gelen işletme maliyeti, kompresyonlu sistemlerden elde edilen birim enerji maliyetinden daha fazladır. Bu yüzden absorbsiyonlu çevrimler ilk defa kullanıldıkları zamandan beri mekanik sıkıştırımlı

soğutma çevrimleri karşısında pek kabul görmemiştir. Ancak günümüzde, absorpsiyonlu çevrimler için yüksek birim enerji maliyetini düşürmek mümkündür. Bunun için sistemin ihtiyacı olan ısı enerjisinin tamamını kolektörler yardımıyla güneş enerjisinden karşılamak, bu tip sistemler için oldukça avantaj sağlamaktadır. Ayrıca absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin, kompresyonlu sistemlere kıyasla sistem içerisindeki hareketli parçaların az olması, çok farklı kapasiteler için uygunluk hem konutlarda hem de endüstriyel alanda kullanılabilir olması gibi üstünlükleri vardır.

Yani sistemi kabaca incelediğimiz zaman, az sayıda hareketli parça içeren, bakım masrafları az, diğer soğutma sistemlerine kıyasla elektrik enerjisinden büyük oranda bağımsız, gürültü oluşturmayan, soğutma için gerekli enerjiyi ucuza temin edebilen bir sistem olarak karşımıza çıkmaktadır.

Soğutma amaçlı enerji tüketiminin yoğun olduğu zamanlar ve güneş ışınımının fazla olduğu zamanların birbirleriyle çakışması, güneş enerjisinin soğutma sistemlerinde kullanımının uygun olup olmadığı konusundaki araştırmaları ön plana çıkarmıştır. Güneş enerjisinin soğutma sistemlerinde kullanımında hedeflenen, soğutma amaçlı tüketilen konvansiyonel enerji miktarının, konvansiyonel enerji kullanımına bağlı karbondioksit emisyonlarının ve elektrik şebekelerinde yazın oluşan pik yüklerin azaltılmasına katkı sağlanmasıdır.

Bu çalışma kapsamında, bir kademeli amonyak- su akışkan çifti ve lityum bromür-su akışkan çözücü çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemleri için termodinamik bağıntılar oluşturularak performans katsayıları hesaplanmış ve iki tip sistem için karşılaştırma yapılmıştır. Ayrıca jeneratör sıcaklığının değişimi ile sistem performansındaki ve sistem dolaşım oranındaki değişim incelenmiş ve elde edilen sonuçlar yorumlanmıştır. Yine bu çalışmada lityum bromür - su çifti kullanılan sistem için performans katsayısı hesabı yapılarak farklı jeneratör sıcaklıkları altında sistem performansının değişimi incelenmiştir. Yine bu çalışmada parabolik oluk tipi güneş kolektörleri hakkında bilgiler verilerek bu tip kolektörlerin verimlerini etkileyen faktörler incelenmiş ve parabolik oluk tipi kolektörlerin absorpsiyonlu soğutma sistemi ile birlikte kullanımı açıklanmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Ziegler F. – Alefeld S. (1987)

NH_3 - H_2O ve H_2O - LiBr soğutucu akışkan - soğurucu çiftlerinin kullanıldığı bir kademeli ve çok kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performans parametreleri üzerine teorik inceleme ve karşılaştırmalar yapmışlardır. Çalışmalarında, çok kademeli absorpsiyonlu ısı sistemlerinin performansının daha iyi olduğunu sonucuna varılmıştır. Ziegler ve Alefeld çalışmalarındaki kademeli absorpsiyonlu ısı sistemlerinde birinci çevrimdeki absorberden çekilen ısı enerjisiyle ikinci çevrimdeki jeneratörün beslenmesi durumu çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemine benzemektedir. Ancak çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde, yüksek sıcaklık jeneratörü ve düşük sıcaklık jeneratöründen çıkan soğutucu, buharlaştırıcıda soğutma için kullanılırken, Ziegler ve Alefeld'in çalışmasında ikinci kademedeki buharlaştırıcı, birinci kademedeki yoğuşturucuyu çalıştırmaktadır.

2.2 Horuz İ. (1998)

Bu çalışmada NH_3 - H_2O ve H_2O - LiBr soğutucu akışkan – çözücü çifti kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri incelenmiş, NH_3 - H_2O ve H_2O - LiBr eriyiklerinin karşılaştırılması yapılmış ve sistem içerisindeki farklı noktalardaki eriyik değişiminin analizi yapılmıştır. Sistemde bulunan elemanlar için farklı işletme sıcaklıklarında performans analizi yapılmış ve elde edilen sonuçlar, grafikler yardımıyla analiz edilmiştir. Ayrıca H_2O - LiBr eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin düşük sıcaklıklar için ($\leq 0^\circ\text{C}$) soğutma uygulamalarında kullanılamayacağını, bunun nedeni olarak da sistemde dolaşan soğutucu akışkanın 0°C sıcaklık değerinde katı faza dönüşerek kristalize olduğunu ortaya koymuştur. Yine bu çalışmada her iki tip soğutucu akışkan – çözücü çiftini kullanan sistem için performans karşılaştırılması yapılmış ve H_2O - LiBr kullanılan sistemin daha iyi performans sağladığı gösterilmiştir. Çalışma sonucunda yapılan değerlendirmede NH_3 - H_2O kullanılan sistemlerin büyük tonaj ve düşük sıcaklık istenilen endüstri şartlarında kullanılmasının uygun olduğu, H_2O - LiBr kullanılan sistemlerin ise konfor iklimlendirmesinde kullanılmasının daha uygun olduğu gösterilmiştir. Ayrıca NH_3 - H_2O kullanılan sistemin kabul edilebilir bir performans sağlayabilmesi için H_2O - LiBr kullanılan sistemlerden daha karmaşık bir yapıya sahip olması gerektiği belirtilmiştir.

2.3 Dost S. - Dinçer İ. (1996)

Bu çalışmada tek kademeli NH_3 - H_2O akışkan çifti kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri için sistem modellemesi yapılmış, kütle korunumu v enerji korunumu denklemleri yardımıyla çevriminin enerji dengesi analizi yapılarak sayısal bir örnek ile açıklama yapılmıştır. Sistemde bulunan elemanlar için termodinamiğin 1. kanun analizi yapılarak sistemin soğutma tesir katsayısının analizi yapılmıştır. Ayrıca bu çalışmada kullanılan yöntemin, absorpsiyonlu soğutma sistemleri için ısı ve kütle analizi yapılırken izlenebilecek uygulanabilir ve güvenli bir yöntem olduğu ve bu tip sistemlerin tasarımında bu yöntemin kullanılmasının uygun olduğu açıklanmıştır.

2.4 Kaynaklı Ö. - Yamankaradeniz R. (2003)

Bu çalışmada NH_3 - H_2O ve H_2O - LiBr eriyiği kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik analizleri yapılmış ve sistemde kullanılan eriyiklerin termodinamik özellikleri verilerek sistem elemanlarının farklı giriş ve çıkış sıcaklıklarında sistem performansı incelenmiş ve karşılaştırma yapılmıştır. Her iki sistemde de performansın, ısıtıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artması ile arttığı ve soğurucu sıcaklıklarının artışı ile azalmakta olduğu açıklanmıştır. Ayrıca H_2O - LiBr eriyiği kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansının, NH_3 - H_2O kullanılan sisteme kıyasla daha iyi olduğu gösterilmiştir.

2.5 Lee S. - Sherif S. A. (2001)

Bu çalışmada H_2O - LiBr eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri için termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarına göre termodinamik açıdan analiz edilmiş, teorik hesaplamalar yapılarak simülasyon uygulanmıştır. Farklı çalışma koşulları altında absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans katsayısı ve ekserji verimini belirlemek için çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada birinci ve ikinci kanun verimlerinin her ikisi de birçok çalışma koşulu için hesaplanmış ve karşılaştırma yapılmıştır. Isı kaynağı sıcaklığının artışının sistem performansında belirli bir noktaya kadar iyileşme sağladığı, fakat bir noktadan sonra performans artışının durduğu belirtilmiştir. Isıtma uygulamalarında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri için de ısıtıcı sıcaklığının yükselmesinin, sistem performans katsayısını ve ekserji verimini arttırdığı, bununla birlikte ısı kaynağı sıcaklığının yükselmesinin H_2O - LiBr eriyiği için kristalleşme riski oluşturduğunu ortaya koymuştur. Ayrıca sistemden daha yüksek sıcaklıkta su elde etme ihtiyacı

ortaya çıktığında kristalizasyon olasılığı da artmaktadır. Bunun dışında çevre sıcaklığının düşük olduğu durumlarda H_2O - LiBr eriyikli absorpsiyonlu sistemlerin yeterli ısıtma performansına sahip olamayacağı, hatta soğutucuda donma problemi ile görülebileceği belirtilmiştir.

2.6 Tozer R. M. - James R. W. (1997)

Bu çalışmada ideal absorpsiyonlu çevrimin temel termodinamikleri üzerine bir çalışma yapılmıştır. Ayrıca gerçek absorpsiyonlu soğutma çevrimi analiz edilerek sonuçlar sıcaklık – entropi diyagramında gösterilmiştir. Çalışma her ne kadar teorik de olsa sistem, gerçek bir H_2O - LiBr çevrimi üzerine kurulmuştur. H_2O - LiBr eriyiğinin termodinamik özellikleri ile ilgili bilgi verilmiştir. Ayrıca ideal absorpsiyonlu çevrimler için performans katsayısı ve sıcaklık ilişkilerini tarif eden denklemler tanımlanmış ve bu denklemlerin birbirlerini doğruladıkları gösterilmiştir. Yine bu ideal çevrimler için sıcaklık entropi ve basınç sıcaklık konsantrasyon diyagramları verilmiş ve ideal çevrimler için karşılaştırmalar yapılmıştır. Bu ideal çevrimlerin performansı gerçek çevrimlerin tersinmez olarak kabul edilen eşliğini tarif ettiği için önemlidir.

2.7 İleri. A. (1997)

Bu çalışmada güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performans parametreleri üzerine inceleme yapılmıştır. Çalışmada ele alınan sistem yalnızca güneş enerjisi ile çalışmamakta, elektrik veya fosil yakıt gibi konvansiyonel enerji kaynaklarını da kullanmaktadır. Çalışmada sistemi değerlendirmek için öncelikle performans parametreleri adı altında geniş bir anlatım yapılmış, daha sonra da sayısal bir örnek yapılarak çalışma tamamlanmıştır. Buna göre; sistemin değerlendirmesi birinci kanun (enerji) veya ikinci kanun (ekserji) üzerine kurulabilir ve ikinci kaynak olarak elektrik kullanılması durumunda çevrimde kayıpların da dikkate alınması gerekir. Ayrıca bu çalışmada güneş enerjisi takviyeli sistemlerin tasarımında ve sistem performansının değerlendirilmesinde yararlı olabilecek kriterlerin birden fazla olduğu belirtilmiştir. Bu performans parametrelerinden bazıları termodinamik ve teknik fizibiliteyi gösterir. Bunlar parametreler basınç, sıcaklık ve devridaim oranıdır. İkinci kanun verimi ve güneş enerjisi miktarı gibi diğer parametreler ise enerji koruma ve ekonomik fizibilite için yararlı olduğu belirtilmiştir.

2.8 Florides G. A. - Kalogirou S. A. - Tassou S. A. - Wrobel L. C. (2002)

Bu çalışmada güneş enerjisi ile beslenen bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin evsel boyutta bir modellemesi yapılmış sistemin performansı incelenmiştir. Sistem bir güneş kolektörü, depolama tankı, kazan ve H_2O - LiBr eriyiği ile çalışan absorpsiyonlu soğutucudan oluşmaktadır. Evsel soğutma için güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin uygulanabilirlik araştırmalarını kolaylaştırmak amacıyla 1 kW gücünde H_2O - LiBr akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu bir soğutma ünitesi dizayn edilmiş ve kurulmuştur. Bu küçük ünitenin yapımı ile, ısı değiştiricilerdeki ısı transfer katsayılarının ve 11 kW lık çıkış soğutması ile orijinal ölçülerdeki bir ünitenin ana elemanlarının boyutları tanımlanmıştır. Sistem bir simülasyon programı yardımıyla modellenerek, sistemin kurulması düşünülen bir bölge için tipik bir meteorolojik yılın hava değerleri kullanılmıştır. Bu şekilde yıl boyunca bir evin tüm elektrik yükünü karşılayacak bir sistem modellenmesi amaçlanmıştır. Ayrıca bu çalışmada tipik bir izole edilmiş ev için ısıtma ve soğutma yükleri belirlenerek, bu yüklerin güneş enerjisi ile beslenen absorpsiyonlu soğutma sistemi ile karşılanması durumunda kurulum maliyeti ve işletme giderleri hesaplanarak bu tip sistemlerin uygulanabilir olup olmadığı konusuna değinilmiştir.

2.9 Ezine E. N. - Barhoumi M. - Mejbri K. - Chemki S. - Belagi A. (2004)

Bu çalışmada NH_3 - H_2O akışkan çifti kullanılan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sistem için termodinamik bir simülasyon ve modelleme yapılarak sistemin birinci ve ikinci kanun analizleri yapılmış, sistem performansının nasıl artırılabilirliği araştırılmıştır. Sistem performansının geliştirilebilmesi için absorber, evaporatör, ısı değiştirici ve kondenser üzerinde ikinci kanun analizine dayalı olarak ekserji kayıpları hesaplanmış ve her elemanın performans katsayısı üzerindeki etkisi grafikler yardımıyla analiz edilmiştir. Sistem verimliliğini hesaplamak için termodinamiğin birinci kanunu bilgisayar ortamına aktarılmış ve sistemin analizi yapılmıştır. Bu çalışma sonucunda sistem üzerindeki tersinmezliklerin en aza indirilmesini sağlayacak ekipmanlar belirlenmiştir. Bu ekipmanlar üzerinde yapılacak iyileştirmelerle sistem performansının olumlu yönde etkileneceği ortaya konulmuştur.

2.10 Talbi M. M. - Agnew B. (2000)

Bu çalışmada tek kademeli H_2O - LiBr eriyiği kullanılan çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde birinci ve ikinci kanun incelemeleri yapılmış sistem modellemesi yapılarak sistem üzerindeki tersinmezlikler hesaplanmıştır. Sistem üzerindeki her bir ekipman ve her noktadaki eriyik için enerjinin ve kütlenin korunumu eşitlikleri, akışkanların termodinamik özelliklerine

bağlı kalınarak hal denklemleri şeklinde yazılmıştır. Enerji dengeleri tablo haline getirilip listelenmiştir ve çalışmanın sonunda hal denklemleri oluşturulurken kullanılan eşitlikler verilmiştir. Simülasyon gerçekleştirilirken sistemde jeneratör ısı kaynağı olarak atık gaz ısısı kullanılmıştır. Dış ortam ise evaporatör, kondenser ve absorber için soğutucu ortam görevi görmektedir. Hesaplamalar esnasında kullanılan formülleri ve ifadeler bilgisayar ortamına aktarılarak Fortran programlama dili yardımıyla çevrim içerisindeki her noktadaki değerlerin analizi yapılmıştır. Bu analizler sayesinde sistemdeki ekipmanların her biri için ekserji kayıpları hesaplanarak verimlerinin bulunması sağlanmıştır.

2.11 Duff W. S. - Winston, R. (2004)

Duff ve Winston bu çalışmalarında 1998 yılına, Sacramento'da bir ticaret merkezinde kurulan güneş kollektörleri ve çift kademeli, çift buharlaştırıcıya sahip absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonunu yaparak incelemişlerdir. Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde tek kademeli sistemlere kıyasla daha fazla soğutma elde edildiğini göstermişlerdir. Bu yüzden gerekli sistemde kullandıkları kolektör alanını azaltarak system kurulum maliyetinin azaltılabileceğini göstermişlerdir. Soğutma cihazının kapasitesi 70 kW dır. Bu çalışmada yapılan simülasyonda kollektörlerde sıcak su taşıyan boru ile onun çevresine kayıpları azaltmak amacıyla konulan cam boru arasındaki hava vakumlanarak sistem veriminin artırılması amaçlanmıştır. Yapılan simülasyonlar sonucunda sistemin performans katsayısı yaklaşık 1.1 olarak hesaplanmıştır ve sistemin farklı çalışma koşulları altında kararlı bir yapı sergilediği görülmüştür.

2.12 Mendes L. M. - Pereria M. C. - Ziegler F. (1993)

Bu çalışmada güneş enerjisi destekli iki tip absorpsiyonlu sistemin (absorpsiyonlu soğutma sistemi yaz için ve solar destekli-direkt ateşlemeli absorpsiyonlu ısı pompası kışın ısıtma için) birincil enerji tüketiminin, kompresörlü sistemin birincil enerji tüketimiyle karşılaştırmasını yapmışlardır. Sonuç olarak parabolik oluk tipte kollektörlerin kullanılmasıyla gerekli olan kollektör alanı azaldığı için evlerdeki kullanımının kompresörlü sistemlerle rekabet edebilecek düzeye geldiği vurgulanmıştır. Ayrıca sadece yazın çalışacak tek kademeli sistemlerin direkt ateşlemeli olarak uygulanmasının iyi sonuçlar vermediğini belirtmişler ve çift kademeli sistemlere göre yaklaşık iki kat birincil enerji tükettiğini belirtmişlerdir. Uygulama alanı olarak Lizbon iklim koşullarında 120 metrekarelik bir ev ve 60 metrekarelik bir otel seçilmiştir ve en iyi sonucun çift kademeli sistemlerde alındığını belirtmişlerdir.

2.13 Atmaca İ. – Yiğit A. (2003)

Bu çalışmada Antalya bölgesi iklim şartları için, soğurucu akışkan olarak LiBr kullanılan tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin modellemesini yapılmış ve sıcak su giriş sıcaklığının COP üzerindeki etkisini ve soğutma cihazı elemanlarının yüzey alanları incelenmiştir. Ayrıca kollektör tipinin etkisini ve depolama tankının kütlesini de incelemişlerdir. Sonuç olarak, sıcak su giriş sıcaklığının artması halinde diğer elemanların yüzey alanının değişmemesi halinde absorber ve çözelti ısı değiştirgecinin yüzey alanının azaldığı, 3750kg'lık bir depolama tankının ideal olacağını ve çift sırlanmış veya tek sırlanmış kollektör tipleriyle mukayese edildiğinde vakumlanmış kollektör tipinin daha iyi sonuç verdiğini belirtmişlerdir.

2.14 Çolak L. (2000)

Bu çalışmada parabolik oluk tipte güneş kollektörlerinin soğutma ve buhar ihtiyacı olan sistemler için teknik ve ekonomik analizi yapılmıştır. Ayrıca çalışmada parabolik oluk tipi güneş kollektörlerinin tasarım parametrelerini belirtmiş, imalatını gerçekleştirmiştir. Ayrıca parabolik oluk tipi güneş kolektörleri ile kurulan örnek bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımı açıklanmıştır.

2.15 Kaushik S. C. - Kumar R. (1995)

Bu çalışmada güneş enerjisiyle destelenmiş H_2O - LiBr ve NH_3 - H_2O akışkan çiftleriyle çalışan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin bilgisayar ortamında termodinamik analizini yapılmıştır. Bu çalışma ile absorber, jeneratör ve yoğuşturucu sıcaklığının sistemin ısı performansına etkisi incelenmiştir.

2.16 Aydın T. (1998)

Bu çalışmada yazın soğutma, kışın ısıtma yapabilecek şekilde tasarlanmış, güneş enerjisi destekli, H_2O - LiBr akışkan çiftinin kullanıldığı bir iklimlendirme sisteminin, Adana, Ankara, İzmir iklimleri için bilgisayar simülasyonları yapılmıştır. Çalışmada çeşitli işletme parametreleri de göz önüne alınarak işletme parametrelerinin sistemin performansı ve birim yük için gerekli toplayıcı alanı üzerine yaptığı etkiler araştırılmıştır.

2.17 Charia M. (1991)

Bu çalışmada güneş enerjisiyle çalışan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi için bir simülasyon programı hazırlamıştır. Bu program kullanılarak, iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma etkisini ve dinamik davranışını Kuzey Afrika şartlarında incelemiştir. Bu çalışmada 10°C buharlaştırıcı sıcaklığı, 79°C jeneratör sıcaklığı, 25°C absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı için absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma gücünü ve sistem performans katsayısı hesaplamaları yapılmıştır.

2.18 Ahacad M. - Charia M. (1994)

Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma uygulamaları hakkında yaptıkları çalışmada $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ ve $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ akışkan çiftlerini kullanmışlardır. Bu çalışmada incelenen sistem iki kademeli bir absorber grubundan oluşmaktadır. Birinci kademedeki bulunan absorber ikinci kademenin jeneratöründe dolaştırılmak üzere ısıtma suyu hazırlamaktadır. İki kademeli absorber grubu ile güneş kollektöründen oluşan bu sistemin performansı saat başında ölçülerek deneyler yapılmıştır. Sonuçta bu sistemin düzlem kollektörlerle veya atık ısı kullanılarak daha düşük sıcaklıklarda işletilebileceğini göstermiştir.

2.19 Kim J. S. - Ziegler F. - Lee H. (2002)

Bu çalışmada kompresör destekli, $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$ iş akışkanlı, bir absorpsiyonlu sistemi incelenmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde karşılaşılan en büyük problemin, yüksek jeneratör sıcaklığından dolayı korozyon problemi olduğunu ve bu sorunu gidermek için henüz bir antikoroziv madde önerilmediğini belirtmişlerdir.

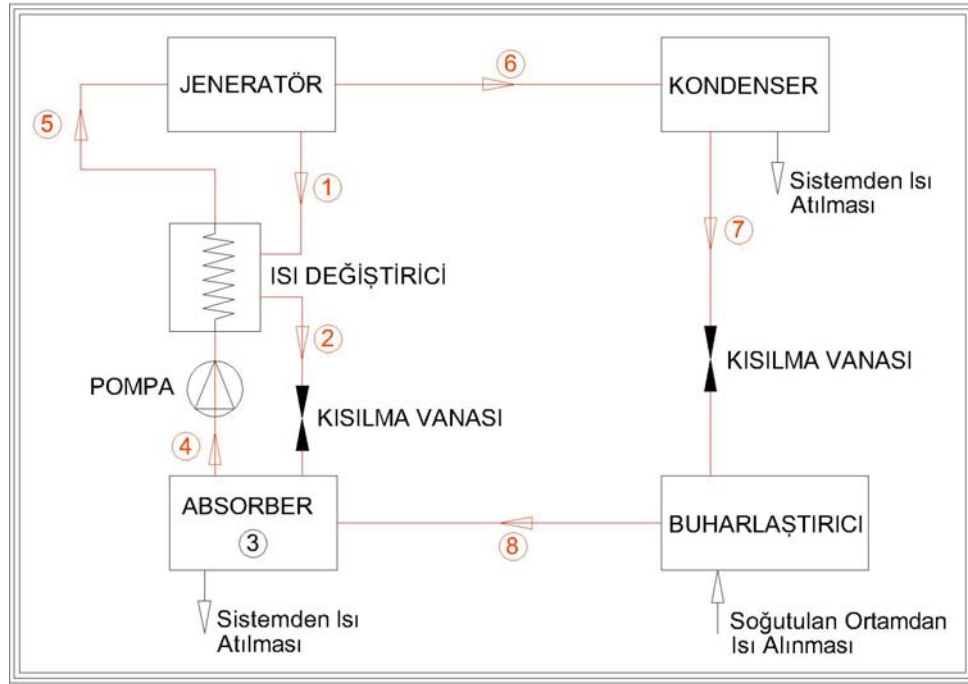
Çalışmalarında dört çeşit kompresör yardımıyla yüksek olan jeneratör sıcaklığını azaltmayı denemişlerdir. Kompresörü çevrimde farklı kısımlara koyup jeneratör sıcaklığını azaltmayı denemişlerdir. En iyi sonucu kompresörü, absorber ile buharlaştırıcı arasına koydukları zaman elde etmişlerdir. Böylece jeneratör sıcaklığını azaltarak olması muhtemel korozyon problemine bir çözüm sunmuşlardır.

3. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri mekanik sıkıştırılmalı sistemlerden farklı olarak yalnızca soğutucu akışkan yerine soğutucu akışkan-çözücü çiftinin kullanıldığı sistemlerdir. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıda gaz haline gelerek soğutulan ortamdan ısı alınmasını sağlar. Çözücü ise soğutucu akışkanın absorbe edilerek çevrimin tamamlanmasında görev alır. Bu bölümde tek kademeli ve çift kademeli H_2O - LiBr eriyiği kullanılan sistemler için termodinamik bağıntılar oluşturulacak ve farklı çevre koşulları için COP değerleri hesaplanarak sonuçlar yorumlanacak ve grafik halinde verilecektir.

3.1 Tek Kademeli H_2O - LiBr Eriyiği Kullanılan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Tanıtımı ve Çalışma Prensipleri

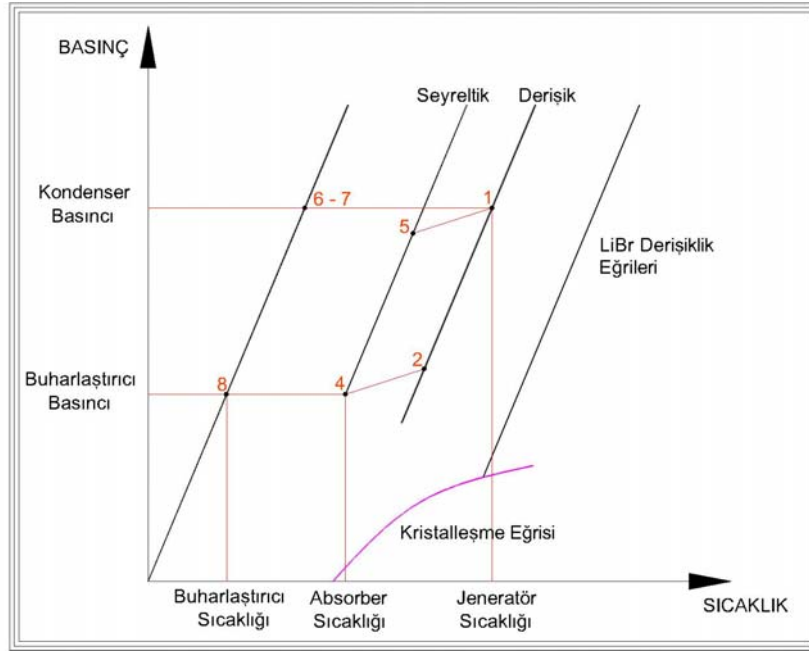
Bu tip absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, sistemde dolaşan soğutucu akışkan H_2O dur ve H_2O 'nun soğutulması amacıyla da LiBr kullanılır. Şekil.1 de tek kademeli H_2O - LiBr eriyiği kullanılan absorbsiyonlu bir soğutma sisteminin çevrim şeması verilmiştir.



Şekil 3.1 Tek kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorbsiyonlu soğutma çevrimi şeması

Bu sistemde buhar jeneratörü ve kondenser yüksek basınç bölgesini, evaporatör ve absorber ise düşük basınç bölgesini oluşturur. Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan buharı (8 noktası), absorber içerisinde buhar jeneratöründen gelen soğutucu akışkan miktarı yönünden fakir soğutucu akışkan - çözücü karışımı (2 noktası), tarafından absorbe edilir. Absorberde gerçekleşen soğutucu akışkan ile çözücü arasındaki reaksiyon ekzotermiktir. Dolayısıyla sistem verimini artırmak amacıyla absorber sıcaklığının yükselmesi önlenmelidir. Absorber da soğutucu akışkan miktarı bakımından zenginleşen karışım eriyik pompası yardımıyla ısı değiştiriciden geçirilerek tekrar buhar jeneratörüne gönderilir. Böylece sistemde dolaşan soğutucu akışkanın basınçlandırılması sağlanır.

Jeneratörde damıtma işlemi yapılarak soğutucu akışkan ile soğurucu akışkanın birbirinden ayrılması sağlanır. H_2O - $LiBr$ kullanılan sistemlerde soğurucu akışkan ($LiBr$) buharlaşmayan bir madde olduğundan damıtma işlemi ile ayırma yapılabilir. Buna karşılık NH_3 - H_2O kullanılan sistemlerde hem soğurucu akışkan hem de soğutucu akışkan buharlaşan maddelerdir. Bu yüzden NH_3 - H_2O kullanılan sistemlerde buharlaşabilen iki sıvıyı ayırabilmek için daha karmaşık bir damıtma sistemi kullanılır. Ancak her iki sistemde de sistemin hiçbir noktasında soğutucu akışkan ile soğurucu akışkan birbirinden tam olarak ayrılmış halde bulunmaz. Yani ayırma işleminden sonra da soğutucu akışkan içerisinde bir miktar soğurucu akışkan mevcuttur. Özellikle H_2O - $LiBr$ kullanılan sistemlerde, karışımındaki soğutucu akışkanın yüksek oranda ayrıştırılması, soğurucu maddenin ($LiBr$) kristalize olmasına neden olabilir. Bu yüzden jeneratör sıcaklığı sürekli olarak kontrol edilerek karışım içerisinde her zaman soğurucu maddenin katılaşmasını önleyecek miktarda soğutucu akışkanın yani suyun bulunması sağlanmalıdır.



Şekil 3.2 Tek kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi için basınç - sıcaklık diyagramı

Şekil.2 de verilen tek kademeli H_2O - LiBr kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemi için her noktadaki değişim ve termodinamik özellikler aşağıda açıklanmıştır.

Buna göre, 1 noktasındaki sıcak ve soğurucu akışkan yönünden zengin eriyik ısı değiştiriciden geçirilir ve 2 noktasında ısı değiştiriciden çıkar. Eşanjörden geçen eriyik ısısının bir kısmını bırakarak absorbere girmeden önce bir miktar soğuması sağlanır. Dolayısıyla jeneratörden çıkan zengin eriyik ısısının bir kısmını absorberden çıkan fakir eriyiğe verir ve fakir eriyiğin bir miktar ısınması sağlanır. Bu durum sistem performansının artmasında etkilidir.

2 noktasındaki soğuk ve yüksek derişiklikteki eriyik, buharlaştıricıdan gelen soğutucu akışkanı absorbe eder. Eriyik seyrellik hale gelir. Absorberde meydana gelen reaksiyon ekzotermiktir. Bu yüzden sistem performansını artırmak amacıyla absorberden ısı atılır. 4 noktasındaki seyrellik eriyik, bir pompa yardımıyla basınçlandırılır ve eşanjörden geçirilerek jeneratöre gönderilir.

5 noktasındaki sıcak ve seyrellik eriyik jeneratöre girer ve burada ısı ilavesi ile damıtma işlemi yapılır. Soğutucu akışkan (su buharı) Şekil.1 de görülen 6 noktasından devam ederek kondensere ulaşır. Yüksek derişiklikteki eriyik ise 1 noktasında jeneratörden ayrılıp ısı değiştiriciden geçirilir ve tekrar absorbere gönderilir.

H_2O - LiBr soğutucu akışkan – çözücü kullanılan sistemlerde jeneratörde LiBr ile H_2O 'nun ayrıştırılması damıtma işlemi ile yapılır. LiBr, su içerisinde çözünmediğinden sadece damıtma ile ayırmak mümkündür. Damıtma işlemi soğutucu akışkan-çözücü tipine bağlı olarak farklılık

gösterebilir. Suda çözünebilir türde bir çözücü madde kullanıldığında soğutucu akışkan ile çözücüyu ayırmak için ayrımsal damıtma yapmak gereklidir.

6 noktasındaki sıcak ve yüksek basınçtaki akışkan buharı yoğunlaştırucuya girer ve 7 noktasında yoğunlaşarak bu elemandan çıkar. 7 noktasındaki sıcak ve sıvı fazdaki akışkan bir kısılma vanasından geçirilerek düşük basınçta buharlaştırıcıya gönderilir. Buharlaştırıcıda soğutucu akışkan, soğutulmak istenen ortamdan ısı alarak buharlaşır. Bu sayede 8 noktasında akışkan düşük basınçta ve soğuktur. Bu akışkan 3 noktasında çözücü tarafından absorbe edilir.

H₂O - LiBr kullanılan sistemlerde suyun donması ve LiBr 'nin kristalize olmasını önlemek için çevrimin soğutma sıcaklığı 4°C ile sınırlandırılır.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde sürekli olarak jeneratörden absorbere taşınan yüksek sıcaklıklı absorbe edici akışkan, ısı enerji kaybına neden olur. Bu yüzden bir ısı değiştirici kullanılarak jeneratörden çıkan ısının jeneratöre geri dönen eriyiğe geçerek kaybedilen ısının geri kazanılması amaçlanır. Ancak bu tür değişiklikler sistem performans katsayısında çok büyük değişiklikler sağlayamaz. Çift etkili absorpsiyonlu sistemleri tercih edildiğinde ise oldukça iyi performans katsayısı değerlerine ulaşılabilir.

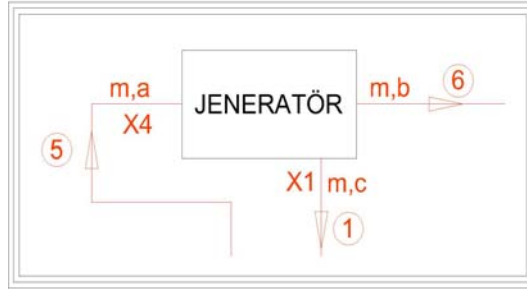
Termodinamiğin 1. Kanunu'ndan kullanılarak her bir sistem elemanı için aşağıdaki bağıntılar oluşturulur. Bölüm 3.1.1 de sistem elemanları için bu kanundan yararlanılarak performans katsayısının hesaplanması için gerekli bağıntılar çıkarılmıştır.

3.1.1 Sistemdeki Elemanlar İçin Termodinamik Bağıntıların Oluşturulması

Bu bölümde sistemde kullanılan bazı elemanlar için, performans katsayısı hesaplanması için gerekli olan termodinamik bağıntılar çıkarılacaktır. Her bir sistem elemanı ayrı ayrı ele alınarak enerji ve kütle korunumu yasaları yardımıyla ilgili bağıntılar oluşturulur.

3.1.1.1 Jeneratör

Jeneratöre giren eriyik miktarı Şekil.1 de görülen jeneratör için akışkan giriş çıkış şeması kullanılarak ve aşağıdaki bağıntılar yardımıyla hesaplanabilir.



Şekil 3.3 Tek kademeli H₂O - LiBr eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevriminde kullanılan jeneratör için akışkan giriş çıkış şeması

Şekil.3 de tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan jeneratör için akışkan giriş çıkışları görülmektedir. Buna göre;

m_a : Jeneratöre giren eriyik kütlesi

m_b : Jeneratörden çıkan su buharı kütlesi

m_c : Jeneratörden çıkan eriyik kütlesi

X_4 : Jeneratöre giren çözeltinin derişim oranı

X_1 : Jeneratörden çıkan çözeltinin derişim oranı

Şekil.1 de de görüldüğü gibi jeneratöre giren eriyik kütlesi, absorberden çıkan eriyik kütlesine eşittir. Yani m_a değeri aynı zamanda absorberden çıkan eriyik kütlesine eşittir.

Kütle dengesi için 3.1 bağıntısı ve LiBr dengesi için 3.2 bağıntısı oluşturulur.

$$m_a = m_b + m_c \quad (3.1)$$

$$X_4 * m_a = X_1 * m_c \quad (3.2)$$

3.1 ve 3.2 bağıntıları kullanılarak m_a değeri aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$m_a = m_b * \left(\frac{X_1}{X_1 - X_4} \right) \quad (3.3)$$

Jeneratörden çıkan çözelti kütlesi olan m_c de benzer şekilde hesaplanır.

$$m_c = m_b * \left(\frac{X_4}{X_1 - X_4} \right) \quad (3.4)$$

Dolaşım oranı, sistem performansının belirlenmesinde dikkate alınan bir değişkendir ve Şekil 3.1'deki sistem için, jeneratörden çıkan zengin eriyik kütlesinin sistemde dolaşan su buharı kütlesine oranı olarak tanımlanır ve FR ile gösterilir. Buna göre FR değeri aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$FR = \frac{m_c}{m_b} = \frac{X_4}{X_1 - X_4} \quad (3.5)$$

m_a , m_b ve m_c değerlerinin hesaplanmasıyla sistemde dolaşan eriyik ve suyun tüm noktadaki debileri elde edilir.

Jeneratör için ısı kapasitesi aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanır.

$$Q_j = m_c * h_1 + m_b * h_6 - m_a * h_5 \quad (3.6)$$

3.1.1.2 Isı Değiştirici

Sistemde bulunan ısı değiştirici için Şekil.4 den yararlanılarak aşağıdaki bağıntı oluşturulur.

$$m_a * (h_5 - h_4) = m_c * (h_1 - h_2) \quad (3.7)$$

1.7 bağıntısı kullanılarak h_5 değeri aşağıdaki bağıntı ile elde edilir.

$$h_5 = \frac{m_c}{m_a} * (h_1 - h_2) + h_4 \quad (3.8)$$

Isı değiştirici (eşanjör) etkinliğini bulmak için aşağıdaki eşitlikten yararlanılır.

$$e = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_4} \quad (3.9)$$

3.9 bağıntısını kullanarak ısı değiştiriciden çıkıp absorbere giren eriyiğin sıcaklığı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır. Buna göre;

$$T_2 = T_1 - e * (T_1 - T_4) \quad (3.10)$$



Şekil 3.4 Tek kademeli H₂O - LiBr eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi ısı değiştiririci için akışkan giriş çıkış şeması

3.1.1.3 Kondenser

Kondenser ısı kapasitesini hesaplamak için Şekil 3.1 yardımıyla aşağıdaki bağıntı oluşturulur.

$$Q_{kon} = m_b * (h_6 - h_7) \quad (3.11)$$

3.1.1.4 Buharlaştırıcı

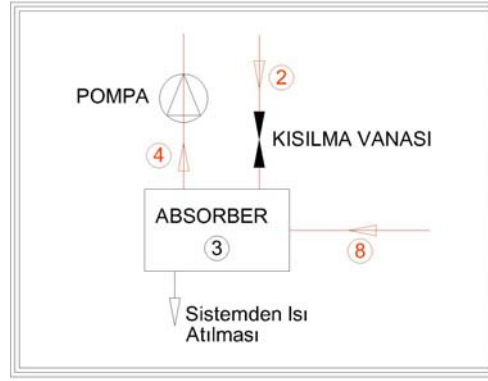
Buharlaştırıcı ısı kapasitesini hesaplamak için Şekil 3.1 yardımıyla aşağıdaki bağıntı oluşturulur.

$$Q_{ev} = m_b * (h_8 - h_7) \quad (3.12)$$

3.1.1.5 Absorber

Şekil.5 de tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan absorber için akışkan giriş çıkışları verilmiştir. Absorber ısı kapasitesini hesaplamak için Şekil 3.5 yardımıyla aşağıdaki bağıntı oluşturulur.

$$Q_{abs} = m_c * h_2 + m_b * h_8 - m_a * h_4 \quad (3.13)$$



Şekil 3.5 Tek kademeli H₂O - LiBr eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi absorber için akışkan giriş çıkış şeması

3.1.1.6 Eriyik Pompası

Pompa gücünü hesaplamak için aşağıdaki bağıntılardan yararlanılır.

$$\Delta h_p = v * (P_5 - P_4) \quad (3.15)$$

$$W_p = m * \Delta h_p \quad (3.16)$$

3.1.2 Sistemin Termodinamik Analizinin Yapılması ve Performans Katsayısının Hesabı

Soğutma sistemlerinin performansını gösteren COP değeri, harcanan birim iş başına sistemin ürettiği soğutma miktarına karşılık gelen bir değerdir.

$$COP = \frac{Q_e}{Q_j + W_p} \quad (3.17)$$

Şekil 3.1 de verilen tasarım şemasından yararlanılarak aşağıdaki eşitlikler yazılır.

$$m_1 = m_2 = m_c \quad (3.18)$$

$$m_6 = m_7 = m_8 = m_b \quad (3.19)$$

$$m_4 = m_5 = m_a \quad (3.20)$$

Sistemin termodinamik analizi yapılırken bazı kabullerin yapılması gereklidir. Sistemin simülasyonunun yapılarak COP değerinin hesaplanması için bu kabullerin yapılması zorunludur. Yapılan kabuller aşağıda liste halinde verilmiştir.

- Sistemin çevre ile ısı etkileşimi yoktur ve sistemdeki tüm basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Pompa işi ihmal edilmiştir.
- Jeneratör çıkışında su buharı, jeneratör sıcaklığında kızgın buhardır.
- Kondenserden çıkan soğutucu akışkan doymuş sudur ve kondenser sıcaklığındadır.
- Evaporatörden çıkan su buharı doymuş buhar şartlarında ve evaporatör sıcaklığındadır.
- Absorberden çıkan eriyik absorber basıncı ve sıcaklığındadır.
- Sistem sürekli rejim şartlarında çalışmaktadır.

Yukarıda verilen kabuller dikkate alınarak Şekil 3.1 de verilen sistem için performans katsayısı hesaplanacaktır. Performans katsayısı hesaplamak için sistemin belirli noktalarındaki sıcaklık ve basınç değerlerinin bilinmesi gereklidir. Buna göre sistem için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Sistemde 1 kg soğutucu akışkan (su) dolaşmaktadır.
- Jeneratörden su buharı çıkış sıcaklığı $90^{\circ}C$ ve basıncı 7,38 kPa dır.
- Kondenserden çıkan suyun sıcaklığı $40^{\circ}C$ ve basıncı 7,38 kPa dır.
- Evaporatörden çıkan su buharı sıcaklığı $10^{\circ}C$ ve basıncı 1,23 kPa dır.
- Absorberden çıkan eriyik sıcaklığı $35^{\circ}C$, basıncı 1,23 kPa ve derişimi oranı % 52,1 dir.
- Jeneratöre eriyik giriş basıncı 7,38 kPa ve derişim oranı % 52,1 dir.
- Jeneratörden eriyik çıkış sıcaklığı $90^{\circ}C$, basıncı 7,38 kPa ve derişim oranı % 62,1 dir.
- Absorber eriyik giriş basıncı 1,23 kPa ve derişim oranı % 62,1 dir.
- Isı değıştirici etkinliği 0,6 olarak kabul edilmiştir.

Sistemde dolaşan farklı noktalardaki eriyik kütlesini hesaplamak için (3.3) ve (3.4) bağıntıları ve yukarıda verilen kabullerden yararlanılarak hesaplamalar yapılır. Buna göre önceki bölümde verilen kabullerde, sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi $m_b = 1 \text{ kg/s}$ olarak verilmiştir. Akışkan debilerinin hesaplanmasında kullanılan farklı noktalardaki eriyik derişim oranlarını

hesaplamak için Ek 5 de verilen H₂O - LiBr çevrimi için hazırlanan eriyik denge diyagramından yararlanılır.

m_a değeri, (3.3) denklemi kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$m_a = 1 * \left(\frac{0,621}{0,621 - 0,521} \right) = 6,21 \text{ kg/s}$$

m_c değeri, (3.4) denklemi kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$m_c = 1 * \left(\frac{0,521}{0,621 - 0,521} \right) = 5,21 \text{ kg/s}$$

T_2 değeri, (3.10) denklemi kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$T_2 = 90 - 0,6 * (90 - 35) = 57 \text{ } ^\circ\text{C}$$

h_5 değeri, (3.8) denklemi kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$h_5 = \frac{5,21}{6,21} * (221,2 - 159,5) + 74,8 = 126,5 \text{ kJ/kg}$$

h_5 entalpi değeri yardımıyla ve Ek 5 de verilen H₂O - LiBr eriyiği entalpi – derişiklik oranı diyagramı yardımıyla, eriyiğin jeneratöre giriş sıcaklığı olan T_5 sıcaklığı bulunabilir. Buna göre T_5 sıcaklığı 59° C dir.

Bunların dışındaki entalpi ve sıcaklık değerleri buhar tabloları, eriyik için hazırlanan diyagramlar ve yapılan kabuller yardımıyla elde edilir.

Hesaplanan m_a ve m_c değerlerine göre (3.1) eşitliğinin de sağlandığı görülmektedir. m_a , m_b ve m_c değerleri ve yukarıdaki kabuller yardımıyla sistemin COP değerinin hesaplanması mümkündür.

Şekil3.1 de tek kademeli $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ eriyiği kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemi şemasında verilen referans noktaları için verilen ve hesaplanan sıcaklık, basınç, derişim oranı, kütle ve entalpi değerlerinin tamamı Çizelge 3.1 de verilmiştir.

Çizelge 3.1 Şekil 3.1 de verilen çevrim için sıcaklık - basınç - derişim - kütle - derişiklik oranı - entalpi değerlerinin referans noktalarına göre derişimleri ($\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$)

Referans	T (°C)	P (kPa)	X (%)	M (kg/s)	h (kJ/kg)
1	90	7,39	62,1	5,21	221,2
2	57	1,23	62,1	5,21	159,5
4	35	1,23	52,1	6,21	74,8
5	59	7,39	52,1	6,21	126,5
6	90	7,39	0	1	2662,3
7	40	7,39	0	1	167,6
8	10	1,23	0	1	2517,2

Çizelge.1 yardımıyla sistemde bulunan elemanların ısı kapasitelerini hesaplamamız mümkündür. Sistem performansını belirlemek için elemanlara ait ısı kapasitelerinin hesaplanması gereklidir. Jeneratör ısı kapasitesini hesaplamak için 1.5 bağıntısından yararlanılır.

$$Q_j = 5,21 * 221,2 + 1 * 2662,3 - 6,21 * 126,5 = 3029,2 \text{ kJ/kg}$$

Kondenser ısı kapasitesini hesaplamak için (3.6) bağıntısından yararlanılır.

$$Q_{kon} = 1 * (2662,3 - 167,6) = 2494,7 \text{ kJ/kg}$$

Buharlaştırıcı ısı kapasitesini hesaplamak için (3.7) bağıntısından yararlanılır.

$$Q_{ev} = 1 * (2517,2 - 167,6) = 2349,6 \text{ kJ/kg}$$

Absorber ısı kapasitesini hesaplamak için (3.8) bağıntısından yararlanılır.

$$Q_{abs} = 5,21 * 159,5 + 1 * 2517,2 - 6,21 * 74,8 = 2883,5 \text{ kJ/kg}$$

Pompa gücünü hesaplamak için (3.15) ve (3.16) bağıntılarından yararlanılır. Buna göre;

$$\Delta h_p = 0,0006 * (7,39 - 1,23) = 0,0037$$

$$W_p = 6,21 * 0,0037 = 0,023 \text{ olarak hesaplanır.}$$

Çizelge 3.2 de H₂O - LiBr akışkan çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistem için yukarıda hesaplanan ısı kapasitelerinin tamamı tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 3.2 Şekil 3.1 de verilen çevrim için sistem elemanları ısı kapasiteleri (LiBr - H₂O)

Sistem Elemanı	Kapasite [kJ/kg.]
Jeneratör	3029,2
Kondenser	2494,7
Buharlaştırıcı	2349,6
Absorber	2883,5
Pompa	0,023

Sistemin performansını gösteren COP değerinin hesaplanmasında (3.17) bağıntısı kullanılır.

Burada pompa işi, küçük bir değer olduğundan ihmal edilmiştir. Buna göre;

$$COP = \frac{2349,6}{3029,2} = 0,7756 \text{ olarak hesaplanır.}$$

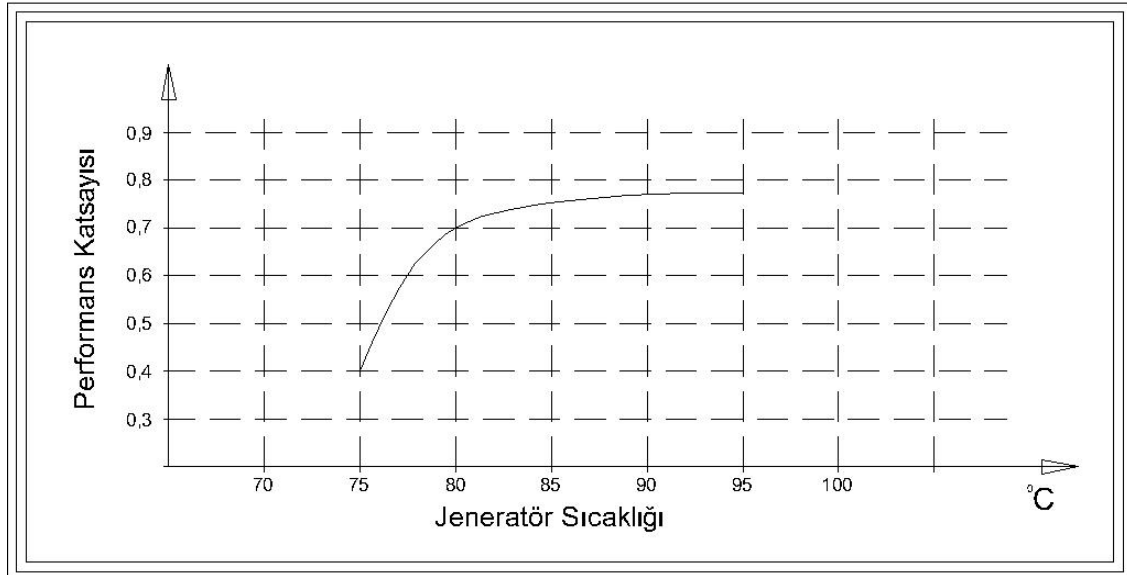
Yukarıda verilen tek kademeli LiBr - H₂O eriyiği kullanılan bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi simülasyonu için COP değeri 1 in altındadır. Maksimum COP değerine ulaşmak için farklı sistem koşulları ile simülasyonlar yapılmalıdır. Aşağıda Bölüm 3.1.3 de jeneratör için farklı giriş çıkış koşulları kullanılarak sistemin COP değerindeki değişim incelenecektir.

3.1.3 Jeneratör Sıcaklığındaki Değişimin Sistem Performansına Etkisinin İncelenmesi

Bu bölümde Şekil 3.1 de tasarım şeması verilen tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans katsayısını incelemek amacıyla termodinamik analiz bölümünde verilen bağıntılar

kullanılarak, bilgisayar yardımıyla farklı jeneratör sıcaklıkları için performans katsayısı hesabı yapılacak ve sonuçlar grafik halinde gösterilecektir. Bunun için 75°C ile 95°C sıcaklıkları arasında belirli aralıklarla sıcaklık değerleri alınarak bu sıcaklık değerleri için sistemdeki elemanların ısı kapasiteleri hesaplanmış ve hesaplanan ısı kapasiteleri yardımıyla elde edilen COP değerleri kullanılarak çizilen grafik Şekil.6 da verilmiştir.

Şekil.6 daki grafik, tek kademeli LiBr - H_2O eriyikli absorpsiyonlu soğutma sistemi için performans katsayısının jeneratör sıcaklığı ile değişimini göstermektedir. Farklı jeneratör sıcaklıkları için COP değerleri hesabı yapılırken jeneratör sıcaklığı dışındaki koşullar, Bölüm 3.1 de verilen koşullar ile aynı kabul edilmiştir. Bu sayede sadece jeneratör sıcaklığındaki değişimin sistem performansına etkisi incelenmiştir.

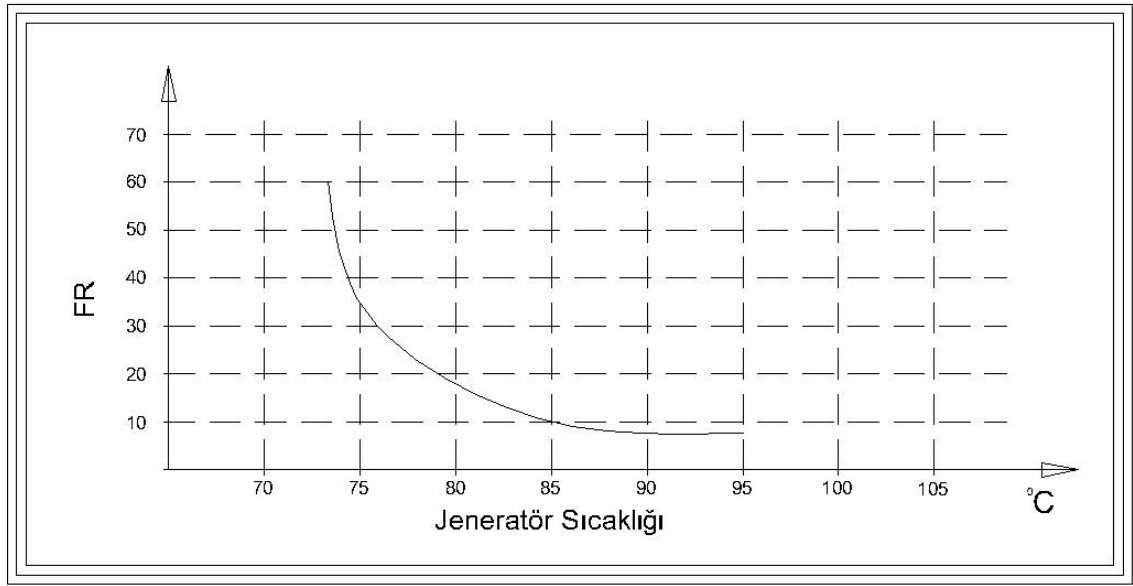


Şekil 3.6 Tek kademeli H_2O - LiBr eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi için performans katsayısının jeneratör sıcaklığı ile değişimi

Şekil 3.6 da verilen grafikte görüldüğü gibi jeneratör sıcaklığındaki artış, belirli bir noktaya kadar sistem performansında iyileşme sağlamaktadır. Şekil 3.1 de verilen absorpsiyonlu soğutma sistemi için 75°C jeneratör sıcaklığında COP değeri yaklaşık olarak 0.4 dür ve jeneratör sıcaklığı 75°C değerinden daha yüksek değerlere çıktığında sistem performansında önemli bir artış görülür. Ancak jeneratör sıcaklığı 85°C değerinin üzerine çıktığında sistem performansındaki artış hızında azalma görülür. Jeneratör sıcaklığı 90°C değerine ulaştığında COP değerindeki artış hızı oldukça azalmıştır. Jeneratör sıcaklığı 95°C olduğunda ise COP değeri 0,78 civarındadır. Bölüm 3.1 de belirtildiği gibi LiBr - H_2O eriyikli tek kademeli

absorbsiyonlu soğutma sisteminde jeneratör için üst çalışma sıcaklığı limiti 95°C olarak seçilmiştir. Bu sayede suyun buharlaşması ve kristalizasyon gibi sorunların ortaya çıkması engellenir.

Ayrıca jeneratörün çalışma sıcaklığı yükseldikçe jeneratördeki $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$ eriyiğinden ayrıştırılan su buharı miktarı da artar. Dolayısıyla sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarında da artış olur. Bu durum da FR değerinin azalmasına neden olur. FR değerinin azalması ise ısıtıcı kapasitesini düşürür ve bu durumda aynı miktarda soğutma yapmak için daha az iş harcanıldığından COP değeri artar.



Şekil 3.7 Tek kademeli $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi için FR nin jeneratör sıcaklığı ile değişimi

Benzer şekilde jeneratör sıcaklığı için 80°C den daha düşük değerlere inildikçe COP değerinde ani bir düşüş görülür. Bunun sebebi de 80°C den daha düşük sıcaklıklarda FR değerindeki ani artıştır. FR oranının artması, sistemde aynı miktarda soğutma yapabilmek için daha fazla iş harcanmasını gerektirir. Bu da COP değerinde düşüşe neden olur.

Şekil 3.7 de tek kademeli $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ eriyiği kullanılan bir sistem için FR değerinin jeneratör sıcaklığına bağlı değişimini gösteren grafik verilmiştir. Grafiği oluşturmak için 75°C ile 95°C sıcaklık aralığı için belirli noktalarda FR değerleri hesaplanmış ve elde edilen değerler kullanılarak grafik elde edilmiştir. Şekil 3.7 deki grafikte görüldüğü gibi jeneratör sıcaklığındaki

artış FR değerinin azalmasını sağlamaktadır. 85°C jeneratör sıcaklığı için FR değeri yaklaşık olarak 10 iken 75°C jeneratör sıcaklığında FR değeri 35 olarak hesaplanmıştır.

3.2 Tek Kademeli NH_3 - H_2O Akışkan Çifti Kullanılan Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tanıtımı ve Çalışma Prensipleri

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri için günümüze kadar pek çok farklı akışkan çifti denenmiş olup, bu akışkan çiftlerinden sadece küçük bir bölümü tüm dünyada yaygın olarak kabul görmüştür. Bunun sebebi, bu tip sistemlerde kullanılacak akışkan çiftinden beklenen özelliklerin yerine getirilmesindeki zorluklardır. Soğutucu akışkan - çözücü çiftinden beklenen özellikler Bölüm 3.4 de ayrıntılı olarak verilmiştir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde H_2O - LiBr soğutucu akışkan – çözücü çiftinden sonra kullanımı en yaygın olan soğutucu akışkan – çözücü akışkan çiftlerinden bir diğeri de NH_3 - H_2O akışkan çiftidir. H_2O - LiBr akışkan çiftinde olduğu gibi NH_3 - H_2O akışkan çifti de, absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanım için gereken özelliklerin birçoğunu sağlamaktadır. Bu tür sistemlerde H_2O - LiBr soğutucu akışkan – çözücü çifti kullanılan sistemlerden farklı olarak sistemdeki soğutucu akışkan NH_3 dır ve dolayısıyla sistemde NH_3 dolaşır. Bu sayede bu tip sistemlerin soğutmada 0°C değerinin altına inmeleri ve yaklaşık -10°C sıcaklık değerine kadar soğutma yapmaları mümkündür.

Sistemin tasarım şeması önceki bölümde verilen Şekil.1 deki tek kademeli H_2O - LiBr eriyiği kullanılan sisteme ait tasarım şeması ile aynıdır. Ancak kullanılan akışkan çiftinin farklı olması nedeniyle Şekil 3.1 deki sistem için referans noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi gibi termodinamik özellikler oldukça farklıdır. Bunun sonucu olarak da sistem elemanlarına ait hesaplanan ısı kapasiteleri ve sistem performans katsayısı da farklıdır. Bölüm 3.2.1 de bu durum daha ayrıntılı olarak incelenecektir.

3.2.1 Sisteminin Termodinamik Analizinin Yapılması ve Performans Katsayısının Hesabı

Bu bölümde, Bölüm 3.1 de verilen tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemine ait tasarım şeması (Şekil 3.1) ve sıcaklık değerleri kullanılarak NH_3 - H_2O akışkan çifti kullanılan tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemi için performans katsayısı hesaplanacaktır. Bunun için yine önceki bölümde oluşturulan termodinamik bağıntılardan ve kabullerden yararlanılacaktır. NH_3 - H_2O karışımının istenilen sıcaklık ve derişimdeki entalpi değerlerini hesaplamak için, bu

karışım için özel olarak hazırlanmış diyagramdan yararlanılmıştır. NH_3 - H_2O akışkan çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi için önceki bölümde verilen tasarım şeması olarak Şekil 3.1 de verilen H_2O - LiBr kullanılan tek kademeli sistemle aynı olarak seçilmesinin sebebi, her iki tip sistemin de performansı hakkında bilgi edinerek karşılaştırma yapılmasını sağlamaktır.

Çizelge 3.3 de NH_3 - H_2O akışkan çifti kullanılan tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi için referans noktalarındaki termodinamik özellikleri görülmektedir. Burada akışkan debileri Bölüm 2.2 de verilen (3.3) ve (3.4) bağıntıları yardımıyla hesaplanmıştır. Benzer şekilde h_5 entalpi değerini hesaplamak için yine Bölüm 3.1.1.2 de verilen (1.8) bağıntısı kullanılmış ve bu değer yardımıyla T_5 sıcaklık değeri elde edilmiştir.

Çizelge 3.3 Şekil 3.1 de verilen çevrim için sıcaklık - basınç - derişim - kütle – derişiklik oranı - entalpi değerlerinin referans noktalarına göre derişimleri (NH_3 - H_2O)

Referans	T ($^{\circ}\text{C}$)	P (kPa)	X (%)	M (kg/s)	h (kJ/kg)
1	90	1553,8	45	4,285	160,5
2	57	614,9	45	4,285	1,633
4	35	614,9	58,7	3,285	-81,1
5	60,4	1553,8	58,7	3,285	39,35
6	90	1553,8	100	1	1631,5
7	40	1553,8	100	1	367,1
8	10	614,9	100	1	1453,3

Sistem elemanlarının ısı kapasitelerini hesaplamak için (3.5), (3.6), (3.7) ve (3.8) bağıntıları kullanılır. Çizelge 3.4 de NH_3 - H_2O akışkan çifti kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi için Bölüm 2.2 de verilen bağıntılar yardımıyla hesaplanan sistem elemanlarına ait ısı kapasite değerleri tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 3.4 Şekil 3.1 de verilen çevrim sistem elemanlarının $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ akışkan çifti kullanılması durumunda ısı kapasiteleri

Sistem Elemanı	Kapasite [kJ/kg.]
Jeneratör	1958,7
Kondenser	1264,5
Buharlaştırıcı	1086,4
Absorber	1784,7
Pompa	4,07

Sistemin performansını gösteren COP değerinin hesaplanmasında 3.17 bağıntısından yararlanılır. Burada pompa işi, küçük bir değer olduğundan ihmal edilmiştir. Buna göre;

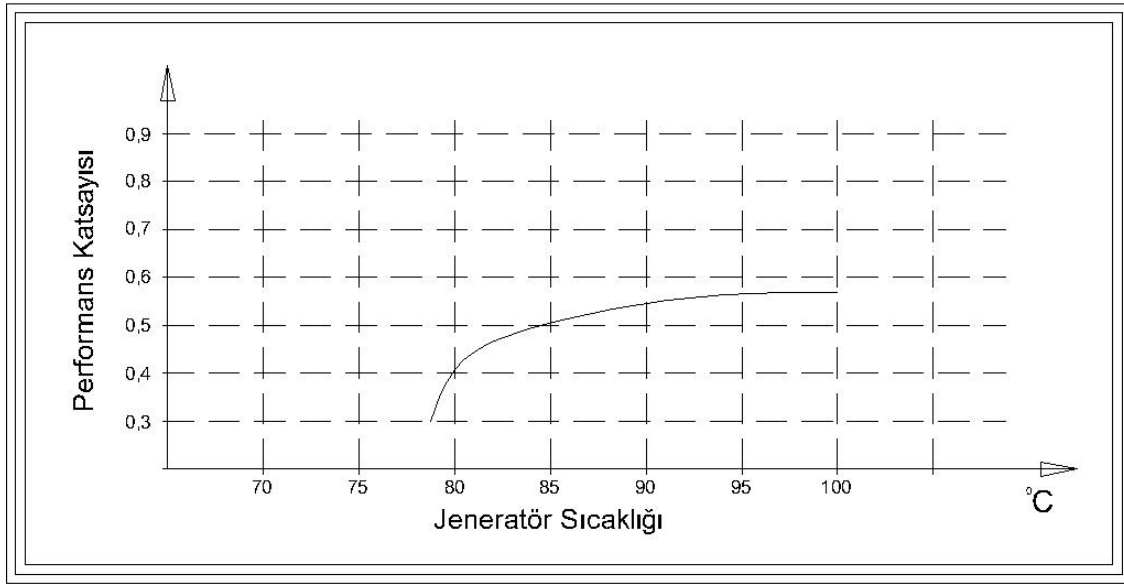
$$\text{COP} = \frac{1086,4}{1958,7} = 0,554 \text{ olarak hesaplanır.}$$

Bölüm 2.2 de hesaplanan $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ eriyikli absorpsiyonlu soğutma sisteminde olduğu gibi $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ akışkan çifti kullanılan sistemde de COP değeri 1 in altındadır. Her ne kadar bu tip sistemler için performans katsayısını 1 ve 1 in üzerindeki değerlere çıkarmak mümkün olmasa da, yine de bazı iyileştirmeler yapmak mümkündür. Bunun için farklı çevre koşulları altında sistem için simülasyonlar yapılarak ideal COP değeri elde edilmeye çalışılır.

3.2.2 Jeneratör Sıcaklığındaki Değişimin Sistem Performansına Etkisinin İncelenmesi

Bu bölümde Şekil 3.1 de tasarım şeması verilen tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde akışkan çifti olarak $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ kullanılması durumunda performans katsayısını incelemek amacıyla, bilgisayar yardımıyla farklı jeneratör sıcaklıkları için performans katsayısı hesabı yapılacak ve sonuçlar grafik halinde gösterilecektir. Bunun için Bölüm 3.1.3 de yapıldığı gibi 75°C ile 95°C sıcaklıkları arasında belirli aralıklarla sıcaklık değerleri alınarak bu sıcaklık değerleri için sistemdeki elemanların ısı kapasiteleri hesaplanmış ve hesaplanan ısı kapasiteleri yardımıyla elde edilen COP değerleri kullanılarak çizilen grafik Şekil.8 de verilmiştir.

Farklı jeneratör sıcaklıkları için COP değerleri hesabı yapılırken jeneratör sıcaklığı dışındaki koşullar, Bölüm 3.1.2 de verilen koşullar ile aynı kabul edilmiştir. Bu sayede sadece jeneratör sıcaklığındaki değişimin sistem performansına etkisi incelenmiştir.

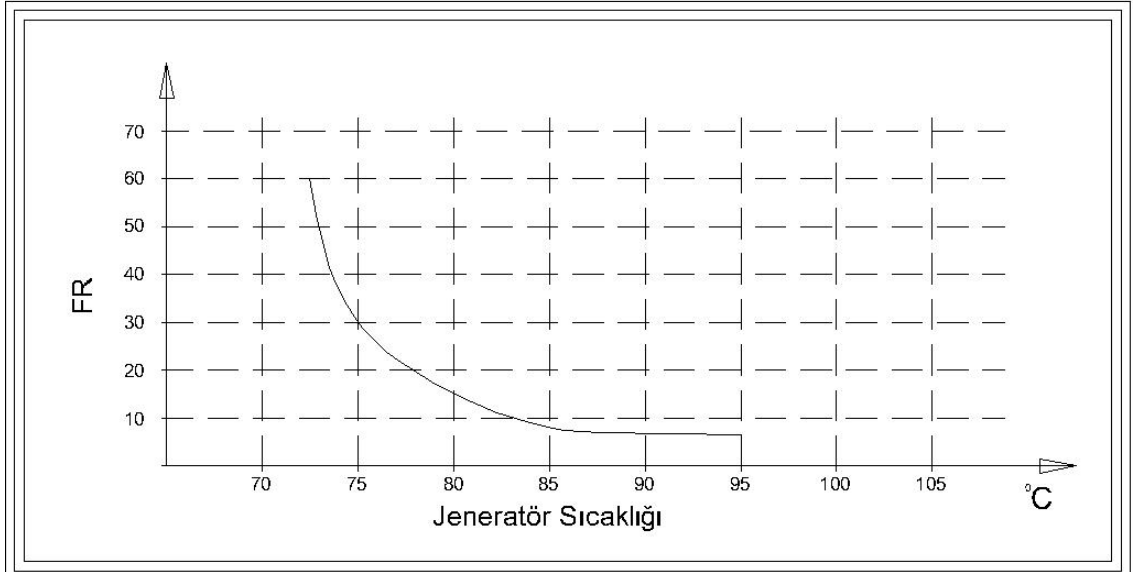


Şekil 3.8 Tek kademeli $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi için performans katsayısının jeneratör sıcaklığı ile değişimi

Şekil 3.8 de tek kademeli $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemi için performans katsayısının jeneratör sıcaklığı ile değişim grafiği verilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi jeneratör sıcaklığındaki artış belirli bir noktaya kadar performans katsayısında artış sağlamaktadır. 80°C jeneratör sıcaklığı için performans katsayısı 0,4 iken jeneratör sıcaklığı 90°C değerine çıkarıldığında sistem performans katsayısı yaklaşık 0,54 olur. Jeneratör sıcaklığı 90°C nin üzerine çıktığında ise performans katsayısındaki artış hızı önemli ölçüde azalır ve 95°C değerinden itibaren sıcaklık artışı performans katsayısında önemli bir değişikliğe sebep olmaz.

$\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ akışkan çifti kullanılan sistemlerde, $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ kullanılan sistemlerden farklı olarak sistemde soğutucu akışkan olarak su yerine amonyak dolaşır. Bu yüzden jeneratör sıcaklığının artması $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ karışımından daha fazla amonyak ayrıştırılmasını sağlar ve bu durumda da jeneratörden çıkan $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ çözeltisinin derişimi azalır. Ayrıca sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarında da artış görülür. Bu durum da FR değerinin azalmasına neden olur. FR değerinin azalması ise ısıtıcı kapasitesini düşürür ve bu durumda da aynı miktarda soğutma yapmak için daha az iş harcanacağından dolayı performans katsayısı artar.

85°C den daha düşük sıcaklıklara inildikçe sistem performansında ani bir düşüş görülür. Bunun nedeni ise FR değerinin artmasıdır. FR değeri arttıkça, sistemden aynı miktarda soğutma elde etmek için daha fazla iş harcanması gerekir. Bu durum da COP değerinde düşüşe neden olur.

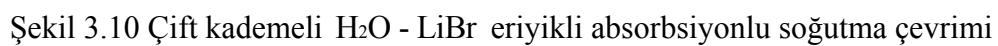


Şekil 3.9 Tek kademeli NH_3 - H_2O eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi için FR nin jeneratör sıcaklığı ile değişimi

Şekil 3.9 da tek kademeli NH_3 - H_2O eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemi için FR değerinin jeneratör sıcaklığına bağlı değişimini gösteren grafik verilmiştir. Grafiği oluşturmak için 70°C ile 95°C sıcaklık aralığı için belirli noktalarda FR değerleri hesaplanmış ve elde edilen değerler kullanılarak grafik elde edilmiştir. Şekil.7 deki grafikte görüldüğü gibi jeneratör sıcaklığındaki artış FR değerinin azalmasını sağlamaktadır. 85°C jeneratör sıcaklığı için FR değeri yaklaşık olarak 8 iken 75°C jeneratör sıcaklığında FR değeri 30 olarak hesaplanmıştır.

3.3 Çift Kademeli LiBr - H_2O Eriyiği Kullanılan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Tanıtımı ve Sistemin Çalışma Prensipleri

Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde COP değeri genellikle 1 in altındadır ve bu değer mekanik sıkıştırımlı çevrimlere kıyasla daha düşüktür. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimine ilave edilecek bir jeneratör ile sistem performansında artış sağlamak mümkündür. Bu sistemde birinci jeneratör dışarıdan ısı enerjisi verilerek yüksek sıcaklık ve basınç koşullarında çalışır. İkinci jeneratör ise birinci jeneratörden çıkan yoğuşma ısısı ile çalışır. Her iki jeneratörden çıkan soğutucu akışkan da buharlaştırıcıya gönderilir. Bu yöntemle soğutma gücü artırılarak COP değerinde iyileşme sağlanır. Ancak bu sistemler, tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerine kıyasla daha karmaşıktır ve sistem elemanları için hassas



Yukarıda belirtildiği gibi absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin tek kademeli uygulamalarında COP değeri genellikle 1 in üzerine çıkamaz. Bu değer kompresyonlu soğutma çevrimleri ile

kiyaslandığında düşük kalmaktadır. Çift kademeli sistemlerde ise daha yüksek COP değerleri elde etmek mümkündür. Özellikle güneş enerjisi, jeotermal enerji veya atık egzoz ısısı gibi maliyeti sıfıra yakın bir enerji kaynağı ile birlikte kullanıldığında bu tip sistemler oldukça avantajlı hale gelmektedir. Çift kademeli sistemlerdeki iki adet jeneratör kullanılması, daha fazla soğutucu akışkan elde etmemizi sağlar ve bu sayede daha fazla soğutma kapasitesi elde edilir. Bu bölümde çift kademeli jeneratör kullanılan bir sistem için termodinamik büyüklükler değiştirilerek sistem performansı incelenecektir.

Şekil 3.10 da görülen çift kademeli sistemde evaporatör, kondenser, absorber, iki jeneratör ve iki ısı değiştirici bulunmaktadır. Sistemi bütün olarak değerlendirdiğimizde üç ayrı basınç bölgesine ayırabiliriz. Birinci jeneratör yüksek basınç bölgesini, ikinci jeneratör ve kondenser orta basınç bölgesini, evaporatör ve absorber ise düşük basınç bölgesini oluşturur. Birinci jeneratördeki yüksek basınç, bir pompa ile sağlanır. İkinci jeneratör ve kondenserin ihtiyacı olan daha düşük basınç değeri ise basınç düşürücü vanalar ile sağlanır. Absorber da düşük basınç oluşturmak için akışkan tekrar bir kısılma vanasından geçirilir, evaporatörün ihtiyacı olan düşük basınç ise bir kısılma vanası ile sağlanır.

Bu sistemde kullanılan soğutucu akışkan- çözücü çifti olan $H_2O - LiBr$ için, H_2O soğutucu akışkan, $LiBr$ çözücü olarak kullanılmaktadır. Şekil 3.10 da görüldüğü gibi absorber den çıkan $H_2O - LiBr$ çözeltisi önce ikinci eşanjöre girer. Burada da bir miktar daha ısındıktan sonra birinci jeneratöre gider ve bir miktar soğutucu akışkanın buharlaşması sağlanır. Buharlaşan su ardından ikinci jeneratöre gider ve burada ısınıp verip ikinci jeneratörden ayrılır. Soğutucu akışkan ikinci jeneratörden çıktıktan sonra bir basınç düşürücü vanadan geçer ve basıncı, kondenser basıncına düşürülmüş olur.

Bu durumda Şekil 3.10 daki sistemde görülen 5 noktasındaki $LiBr$ derişimi artmıştır. Bu çözelti birinci eşanjörden geçer ve burada bir miktar ısı bırakır. Ardından bir basınç düşürücü vana yardımıyla basıncı ikinci jeneratör basıncına düşürülür. İkinci jeneratörde de çözeltiden bir miktar daha su buharlaşır. Buharlaşan su Şekil 3.10 da görülen 12 noktasını izleyerek kondensere gider. İkinci jeneratörden çıkan yüksek derişime sahip eriyik ise ikinci eşanjöre gider. Burada eriyik bir miktar ısı verdikten sonra bir basınç düşürücü vana yardımıyla basıncı absorber basıncına düşürülür ve ardından absorbere girer.

Her iki jeneratörden de geçerek kondensere gelen su buharı burada sistemden ısı atılarak yoğuşturulur ve sıvı halde kondenserden çıkarak genleşme vanasına gider. Genleşme vanasından çıkan düşük basınçtaki su evaporatöre gider ve burada çevreden ısı alarak buharlaşır ve böylece soğutma gerçekleştirilmiş olur.

En son adımda ise evaporatörden çıkan su buharı absorbere gider buradaki yüksek derişimli eriyik tarafından absorbe edilir. Absorber da gerçekleşen bu reaksiyon ekzotermiktir. Sistem performansını artırmak amacıyla absorber da oluşan ısı, soğutma suyu yardımıyla sistemden uzaklaştırılır. Evaporatörden gelen su buharı ile daha seyreltik hale gelen eriyik, bir pompa yardımıyla tekrar ikinci eşanjöre gönderilerek çevrimin devam etmesi sağlanır.

Bu sistemde birinci ve ikinci eşanjörler, jeneratörlerden çıkan yüksek derişiklikteki eriyiklerin ısılarının, düşük derişiklikteki eriyiğe verilmesinde kullanılırlar. Bu sayede jeneratörde eriyiğe verilmesi gereken ısı miktarı azaltılarak sistemin soğutma etkinliğinde, yani COP değerinde iyileşme sağlanır. İki jeneratör kullanımı daha fazla su buharı elde edilmesini sağlar. Böylece evaporatördeki soğutma etkisi artırılarak daha yüksek bir COP değeri elde edilmesi sağlanır.

3.3.1 Çift Kademeli H₂O - LiBr Eriyikli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemindeki Elemanlar İçin Termodinamik Bağlıntıların Oluşturulması

Termodinamiğin 1. Kanunu'ndan kullanılarak her bir sistem elemanı için aşağıdaki bağıntılar oluşturulur. Aşağıdaki bölümde her bir eleman için bu kanundan yararlanılarak sistem etkinliğinin hesaplanması için gerekli bağıntılar çıkarılmıştır.

3.3.1.1 Absorber

Absorber dan çıkan kütle miktarı olan m_v değerini hesaplamak için aşağıdaki bağıntılardan yararlanılır. Şekil 3.11 de absorber için akışkan giriş ve çıkışları şematik olarak görülmektedir.

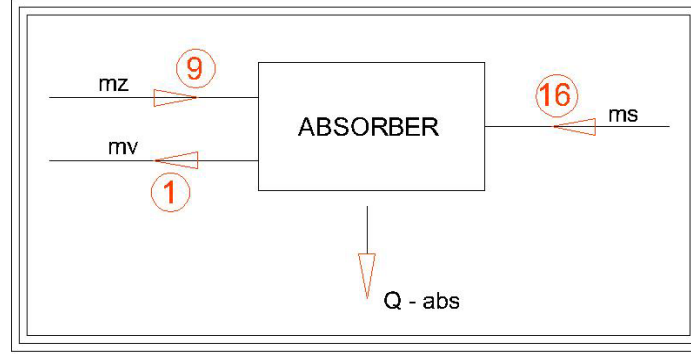
$$m_v = m_z + m_s \quad (3.21)$$

$$X_{17} * m_z = m_v * X_1 \quad (3.22)$$

3.21 ve 3.22 eşitlikleri yardımıyla;

$$m_s = \frac{X_{17}}{X_{17} - X_1} \quad (3.23)$$

Burada m_s ; evaporatöre giren su kütlesi, X_{17} ; ikinci jeneratörden çıkan çözelti derişiklik oranı, X_1 ;birinci jeneratöre giren çözelti derişiklik oranıdır. Burada m_v değeri ayrıca birinci jeneratöre giren kütle miktarına eşittir.



Şekil 3.11 İki kademeli H₂O - LiBr eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi absorber için akışkan giriş çıkış şeması

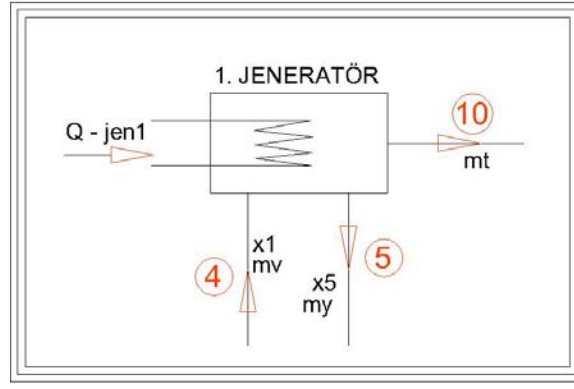
3.3.1.2 1. Jeneratör

Birinci jeneratörden çıkan su buharı kütlesi olan m_t değerini hesaplamak için aşağıdaki bağıntılardan yararlanılır. Şekil 3.12 de 1. jeneratör için akışkan giriş ve çıkışları şematik olarak gösterilmiştir.

$$m_v = m_y + m_t \quad (3.24)$$

$$X_1 * m_v = m_y * X_5 \quad (3.25)$$

$$m_v = m_t * \left(\frac{X_5}{X_5 - X_1} \right) \quad (3.26)$$



Şekil 3.12 İki kademeli H₂O - LiBr eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi 1. jeneratör için akışkan giriş çıkış şeması

Birinci jeneratörden çıkan su buharı kütlesi olan m_t değerini bulmak için (3.24), (3.25) ve (3.26) denklemlerinden yararlanılır. Buna göre;

$$m_v = m_t * \frac{X_5}{X_5 - X_1} = m_s * \frac{X_{17}}{X_{17} - X_1} \quad (3.27)$$

$$m_t = m_s * \frac{X_{17}}{X_{17} - X_1} * \frac{X_5 - X_1}{X_5} \quad (3.28)$$

Birinci jeneratörden çıkan çözelti kütlesi olan m_y değerini bulmak için aşağıdaki bağıntılardan yararlanılır.

$$m_v = m_y + m_t \quad (3.29)$$

$$X_1 * m_v = m_y * X_5 \quad (3.30)$$

3.29 ve 3.30 eşitlikleri yardımıyla

$$m_y = m_t * \frac{X_1}{X_5 - X_1} \quad (3.31)$$

Birinci jeneratör için ısı kapasitesi ise aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$Q_{j1} = m_y * h_5 + m_t * h_{10} - m_v * h_4 \quad (3.32)$$

3.3.1.3 2. Jeneratör

İkinci jeneratörden çıkan su buharı kütlesi olan m_u değerini bulmak için aşağıdaki bağıntılardan yararlanılır. Şekil 3.13 de 2. jeneratör için akışkan giriş ve çıkışları şematik olarak verilmiştir.

$$m_u = m_t * \frac{X_{17} - X_5}{X_{17}} \quad (3.33)$$

$$m_y = m_u * \frac{X_{17}}{X_{17} - X_5} \quad (3.34)$$

$$m_y = m_t * \frac{X_1}{X_5 - X_1} = m_u * \frac{X_{17}}{X_{17} - X_5} \quad (3.35)$$

(3.33), (3.34) ve (3.35) eşitlikleri yardımıyla

$$m_u = m_t * \frac{X_1}{X_5 - X_1} * \frac{X_{17} - X_5}{X_{17}} \quad (3.36)$$

İkinci jeneratörden çıkan çözelti kütlesi olan m_z değerini bulmak için aşağıdaki bağıntılardan yararlanılır.

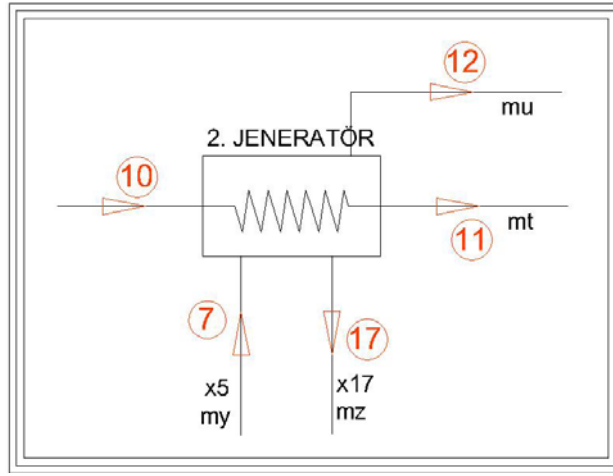
$$m_y = m_z + m_u \quad (3.37)$$

$$X_5 * m_y = m_z * X_{17} \quad (3.38)$$

$$m_u = m_s - m_t \quad (3.39)$$

(3.37) ve (3.38) denklemleri yardımıyla

$$m_z = m_u * \frac{X_5}{X_{17} - X_5} \quad (3.40)$$



Şekil 3.13 İki kademeli H₂O - LiBr eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi 2. jeneratör için akışkan giriş çıkış şeması

İkinci jeneratör için ısı kapasitesi ise aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$Q_{j2} = m_z * h_{17} + m_u * h_{12} - m_y * h_7 \quad (3.41)$$

3.3.1.4 Kondenser

Kondenser soğutma kapasitesine eşit olan Q_{kon} değerini hesaplamak için aşağıdaki bağıntıdan yararlanılır.

$$Q_{kon} = m_t * (h_{13} - h_{14}) + m_u * (h_{12} - h_{14}) \quad (3.42)$$

3.3.1.5 Evaporatör

Evaporatörün soğutma kapasitesine eşit olan Q_{ev} değerini hesaplamak için aşağıdaki bağıntıdan yararlanılır.

$$Q_{ev} = m_s * (h_{16} - h_{15}) \quad (3.43)$$

3.3.1.6 Absorber

Absorber in soğutma kapasitesine eşit olan Q_{abs} değerini hesaplamak için aşağıdaki bağıntıdan yararlanılır.

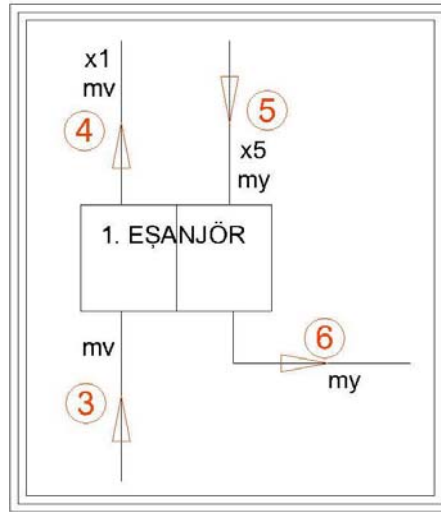
$$Q_{abs} = m_v * h_9 + m_s * h_{16} - m_v * h_1 \quad (3.44)$$

3.3.1.7 1. Eşanjör

Birinci eşanjörden eriyik çıkış entalpisi olan h_4 değerini bulmak için aşağıda verilen bağıntılardan yararlanılır. Şekil 3.14 de 1. Eşanjör için akışkan giriş ve çıkışları şematik olarak verilmiştir.

$$Q_{e1} = m_v * (h_4 - h_3) = m_y * (h_5 - h_6) \quad (3.45)$$

$$h_4 = \frac{m_y}{m_v} * (h_5 - h_6) + h_3 \quad (3.46)$$



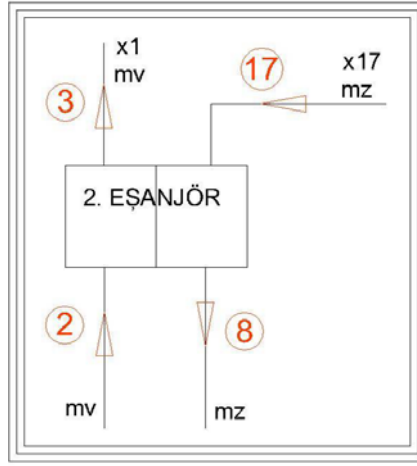
Şekil 3.14 İki kademeli H₂O - LiBr eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi
1. eşanjör için akışkan giriş çıkış şeması

3.3.1.8 2. Eşanjör

İkinci eşanjörden eriyik çıkış entalpisi olan h_3 değerini bulmak için aşağıda verilen bağıntılardan yararlanılır. Şekil 3.15 de 2. Eşanjör için akışkan giriş ve çıkışları şematik olarak verilmiştir.

$$Q_{e2} = m_v * (h_3 - h_2) = m_y * (h_{17} - h_8) \quad (3.47)$$

$$h_3 = \frac{m_z}{m_v} * (h_{17} - h_8) + h_2 \quad (3.48)$$



Şekil 3.15 İki kademeli H₂O - LiBr eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi
2. eşanjör için akışkan giriş çıkış şeması

3.3.1.9 Eriyik Pompası

Şekil 3.10 da verilen sistemde kullanılan pompa için aşağıdaki bağıntılar oluşturulabilir.

$$\Delta h_p = V_1 * (P_2 - P_1) \quad (3.49)$$

$$W_p = m_v * \Delta h_p \quad (3.50)$$

Burada V özgül hacim, W pompa gücü, h entalpidir.

3.3.2 Sistemin Termodinamik Analizinin Yapılması ve Sistem Performans Katsayısının Hesaplanması

Soğutma sistemlerinin performansını gösteren COP değeri, harcanan birim iş başına sistemin ürettiği soğutma miktarına karşılık gelen bir değerdir.

$$COP_{sis} = \frac{Q_{ev}}{Q_{j1} + W_p} \quad (3.51)$$

(3.51) eşitliği yardımıyla önceki bölümde verilen bağıntılar ve sistem elemanlarının çalışma sıcaklıkları kullanılarak COP değeri kolaylıkla hesaplanabilir ve sistem performansı hakkında

değerlendirme yapılabilir. (1.51) eşitliğinde pompa işi küçük değerlerde olduğunda ihmal edilebilir.

Şekil 3.10 da verilen sistem tasarım şemasından yararlanılarak aşağıda verilen (3.52) ile (3.58) arasındaki eşitliklerinin yazılması mümkündür.

$$m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m_v \quad (3.52)$$

$$m_5 = m_6 = m_7 = m_y \quad (3.53)$$

$$m_8 = m_9 = m_{17} = m_z \quad (3.54)$$

$$m_{14} = m_{15} = m_{16} = m_s \quad (3.55)$$

$$m_{11} = m_{12} = m_{13} = m_t \quad (3.56)$$

$$m_{12} = m_u \quad (3.57)$$

$$m_{14} = m_{12} + m_{13} = m_t + m_u \quad (3.58)$$

Performans katsayısı hesaplamak için sistemin referans noktalarındaki sıcaklık, basınç ve derişim değerlerinin bilinmesi gereklidir. Bu yüzden referans noktaları için kabuller yapılarak termodinamik özellikler belirlenir. Her referans noktası için yapılan kabuller liste halinde aşağıdadır.

- Sistemde 1 kg soğutucu akışkan (su) dolaşmaktadır.
- 1. Jeneratörden su buharı çıkış sıcaklığı $140^\circ C$ ve basıncı 76 kPa dır.
- 1. Jeneratörden eriyik çıkış sıcaklığı $150^\circ C$, basıncı 76 kPa, derişimi % 62 dir.
- 1. Jeneratöre eriyik giriş sıcaklığı $125^\circ C$, basıncı 76 kPa, derişimi % 58,3 dür.
- 2. Jeneratörden suyun çıkış sıcaklığı $92^\circ C$ ve basıncı 13 kPa dır.
- 2. Jeneratörden su buharının çıkış sıcaklığı $103^\circ C$ ve basıncı 13 kPa dır.
- Kondensere giren suyun sıcaklığı $51^\circ C$ ve basıncı 13 kPa dır.

- Kondenserden çıkan suyun sıcaklığı 35°C ve basıncı 13 kPa dır.
- Evaporatöre giren suyun sıcaklığı 5°C ve basıncı 0,873 kPa dır.
- Evaporatörden çıkan su buharı sıcaklığı 5°C ve basıncı 0,873 kPa dır.
- Absorber a giren eriyik sıcaklığı 54°C , basıncı 0,873 kPa ve derişimi % 65 dir.
- Absorber dan çıkan eriyik sıcaklığı 40°C , basıncı 0,873 kPa ve derişimi % 58,3 dir.
- 2. Isı değiştiriciye giren fakir eriyik sıcaklığı 40°C , basıncı 76 kPa ve derişimi % 58,3
- 2. Isı değiştiriciye giren zengin eriyik sıcaklığı 110°C , basıncı 13 kPa, derişimi % 65,25
- 2. Isı değiştiriciden çıkan fakir eriyik sıcaklığı $85,5^{\circ}\text{C}$, basıncı 76 kPa, derişimi % 58,3
- 2. Isı değiştiriciden çıkan zengin eriyik sıcaklığı 54°C , basıncı 13 kPa, derişimi % 65,25
- 1. Isı değiştiriciye giren fakir eriyik sıcaklığı $85,5^{\circ}\text{C}$, basıncı 76 kPa ve derişimi % 58,3
- 1. Isı değiştiriciye giren zengin eriyik sıcaklığı 150°C , basıncı 76 kPa, derişimi % 62,1
- 1. Isı değiştiriciden çıkan fakir eriyik sıcaklığı $125,5^{\circ}\text{C}$, basıncı 76 kPa, derişimi % 58,3
- 1. Isı değiştiriciden çıkan zengin eriyik sıcaklığı $104,9^{\circ}\text{C}$, basıncı 13 kPa, derişimi % 65,2

Şekil 3.10 da verilen çift kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemi için referans noktalarındaki sıcaklık, basınç, derişim, çözeltili kütlesi ve entalpi değerleri Çizelge 3.5 de verilmiştir. Çizelge 3.5 yardımıyla belirtilen giriş çıkış koşulları için sistemin COP değerini hesaplamak mümkündür.

(3.26) denkleminde, absorber den çıkan çözeltili kütlesi;

$$m_v = 1 * \left(\frac{0,65}{0,65 - 0,58} \right) = 9,29 \text{ kg/s}$$

(3.28) denkleminde, 1. jeneratörden çıkan su buharı kütlesi;

$$m_t = 1 * \left(\frac{0,65}{0,65 - 0,58} \right) * \left(\frac{0,62 - 0,58}{0,62} \right) = 0,6 \text{ kg/s}$$

(3.31) denkleminde, 1. jeneratörden çıkan çözeltili kütlesi;

$$m_y = 0,6 * \frac{0,58}{0,62 - 0,58} = 8,7 \text{ kg/s}$$

(3.36) denkleminde, 2. jeneratörden çıkan su buharı kütlesi;

$$m_u = 0,6 * \left(\frac{0,58}{0,62 - 0,58} \right) * \left(\frac{0,65 - 0,62}{0,65} \right) = 0,402 \text{ kg/s}$$

(3.40) denkleminde, 2. jeneratörden çıkan çözelti kütlesi;

$$m_z = 0,402 * \frac{0,62}{0,65 - 0,62} = 8,31 \text{ kg/s}$$

Çizelge 3.5 Şekil 3.10 da verilen çevrim için sıcaklık - basınç - derişim - kütle derişiklik oranı - entalpi değerlerinin referans noktalarına göre değışimleri

Referans	T (°C)	P (kPa)	X (%)	M (kg/s)	h (kJ/kg)
1	40	0,87	58,3	9,39	107
2	40	76	58,3	9,39	107
3	85	76	58,3	9,39	196
4	125	76	58,3	9,39	276
5	150	76	61,95	8,84	333
6	105	76	61,95	8,84	248
7	103	13	61,95	8,84	248
8	54	13	65,25	8,39	172
9	54	0,87	65,25	8,39	172
10	140	76	0	0,55	2735
11	92.11	13	0	0,55	397
12	103	13	0	0,45	268
13	51	13	0	0,55	397
14	35	13	0	1	147
15	5	0,87	0	1	147
16	5	0,87	0	1	2510
17	110	13	65,25	8,39	272

Soğutucu akışkan – çözücü karışımlarının fiziksel özellikleri, bu karışımlar için hazırlanan denge diyagramları yardımıyla hesaplanabilir. Ek 5 de bu eriyik için hazırlanmış denge diyagramı görülmektedir. Bu diyagramda yatay eksenle sıcaklık ve düşey eksenle doyma basıncı görülmektedir. Diyagramda görülen çapraz hatlar ise eriyik konsantrasyonlarını göstermektedir. Diyagramın en sağındaki eğimli hat ise kristalleşme sınırını gösteren eğridir. Bu hattın sol tarafında eriyik sıvı haldedir, sağ tarafında ise eriyik içerisindeki LiBr katılaşmaya, yani kristalleşmeye başlar. Bu diyagramlar yardımıyla sistemde dolaşan eriyik içerisindeki LiBr nin her nokta için kristalleşme durumu hakkında fikir edinilebilir. Bu sayede tasarlanan sistemin uygulanabilir olup olmadığına karar verilmesinde önemli rol oynar.

(3.43) denkleminden, evaporatör soğutma kapasitesi;

$$Q_{ev} = 1 * (2510 - 147) = 2363 \text{ kJ/s}$$

Çizelge 3.5 de verilen sıcaklık, basınç ve derişim değerleri yardımıyla Ek 5 de verilen diyagramdan h_1 entalpi değeri;

$$h_1 = h_2 = 108 \text{ kJ/kg}$$

(3.46) denkleminden h_4 entalpi değeri;

$$h_4 = \frac{8,7}{9,29} * (333 - 248) + 196 = 275,6 \text{ kJ/kg}$$

(3.48) denkleminden h_3 entalpi değeri;

$$h_3 = \frac{8,31}{9,29} * (272 - 172) + 107 = 196 \text{ kJ/kg}$$

h_4 ve h_3 entalpileri kullanılarak ve Ek 5 deki entalpi - derişiklik diyagramı yardımıyla T_3 ve T_4 sıcaklık değerleri elde edilir. Buna göre Ek 5 den T_3 sıcaklığı $85^\circ C$ ve T_4 sıcaklığı da $125^\circ C$ olarak bulunur.

(3.32) denkleminde 1. jeneratör ısı kapasitesi;

$$Q_{i1} = 8,7 * 333 + 0,6 * 2734 - 9,29 * 275,6 = 1977 \text{ kJ/s}$$

(3.41) denkleminde 2. jeneratör ısı kapasitesi;

$$Q_{i2} = 8,31 * 272 + 0,402 * 2680 - 8,7 * 248 = 1180 \text{ kJ/s}$$

(3.42) denkleminde kondenser ısı kapasitesi;

$$Q_{kon} = 0,6 * (397 - 147) + 0,402 * (2680 - 147) = 1168 \text{ kJ/s}$$

(3.44) denkleminde absorber ısı kapasitesi;

$$Q_{abs} = 8,31 * 172 + 1 * 2510 - 9,29 * 107 = 2945 \text{ kJ/s}$$

(3.49) ve (3.50) denklemlerinden pompa gücü;

$$\Delta h_p = 0,0006 * (76 - 0,87) = 0,045 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ kPa}$$

$$W_p = 9,39 * 0,045 = 0,422$$

Yukarıda referans numaraları verilen bağıntılar yardımıyla yapılan hesaplamalar sonunda (3.51) eşitliği yardımıyla sistemin performans katsayısı hesaplanabilir. Bu hesaplamada pompa işi küçük değerde olduğundan ihmal edilmiştir. Buna göre;

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{ev}}}{Q_{\text{j1}} + W_p} \cong \frac{Q_{\text{ev}}}{Q_{\text{j1}}}$$

$$\text{COP} = \frac{2363}{1977} = 1.195$$

Bu hesaplamada çift kademeli sistem kullanılarak COP değerinin 1 den büyük olması sağlanmıştır. Çift kademeli sistemde daha fazla soğutucu akışkan elde edilmekte ve bu sayede soğutma kapasitesi artırılarak daha fazla soğutma yükü elde edilmektedir.

3.3.3 Farklı Çevre Koşulları İçin Performans Katsayısı Değişiminin İncelenmesi

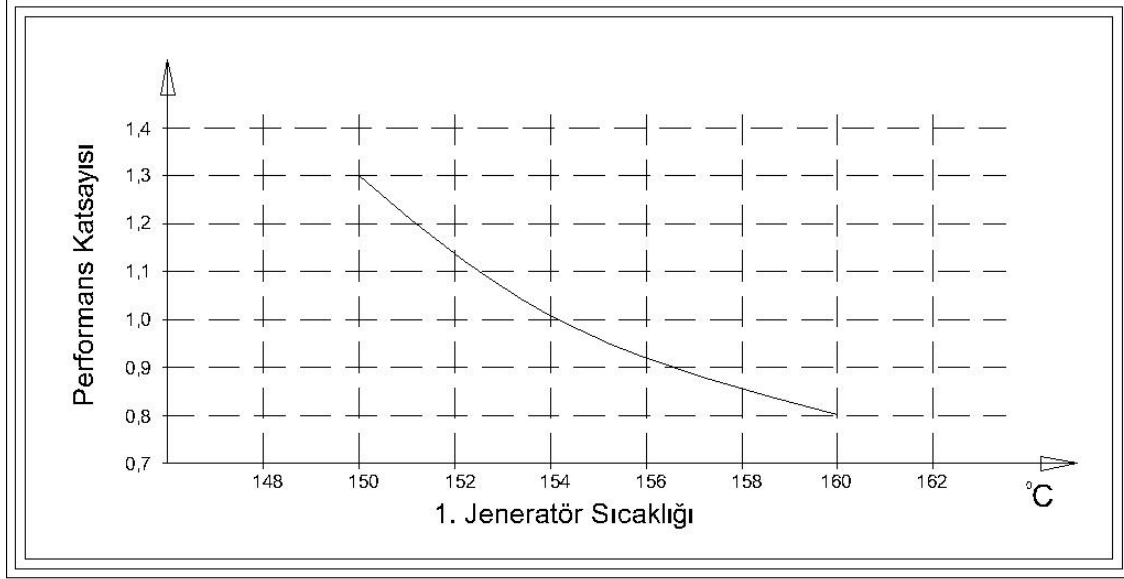
Bu bölümde Şekil 3.10 da tasarım şeması verilen tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans katsayısını incelemek için termodinamik analiz bölümünde verilen bağıntılar kullanılarak, bilgisayar yardımıyla farklı jeneratör sıcaklıkları için simülasyonlar yapılacaktır ve sonuçlar grafik halinde gösterilecektir. Sistem koşulları için önceki bölümde yapılan kabuller esas alınacak ve sadece ilgili sistem elemanına ait koşulların değişimi incelenecektir.

3.3.3.1 1. Jeneratör Sıcaklığının Sistem Performansına Etkisi

Bu bölümde Şekil 3.10 da verilen LiBr - H₂O eriyiği kullanan çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans katsayısının incelenmesi için termodinamik analiz bölümünde oluşturulan bağıntılardan yararlanılmıştır.

Şekil 3.16 da çift kademeli H₂O - LiBr Eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi için performans katsayısının 1.jeneratör sıcaklığı ile değişim grafiği verilmiştir. Bu simülasyonlarda sıcaklık değeri minimum 150°C olarak kabul edilmiştir. Bunun nedeni daha önceki bölümde belirtildiği gibi LiBr nin kristalleşmesinden dolayı daha düşük sıcaklıklarda sistemin çalışmasının mümkün olmamasıdır. Şekil 3.16 da görüldüğü gibi 150°C jeneratör sıcaklığı için performans katsayısı 1,3 iken sıcaklık 160°C değerine doğru yükseldikçe performans katsayısında önemli bir düşüş gerçekleşir. 160°C jeneratör sıcaklığı için hesaplanan performans katsayısı değeri yaklaşık 0,8 olarak hesaplanır.

Şekil 3.16 da görüldüğü gibi çift kademeli jeneratör kullanımı sistem performansında oldukça önemli bir iyileşme sağlamaktadır. Bu sistemle tek kademeli sistemlere kıyasla daha fazla soğutucu akışkan elde edilmekte ve bu sayede soğutma kapasitesi artırılmaktadır.



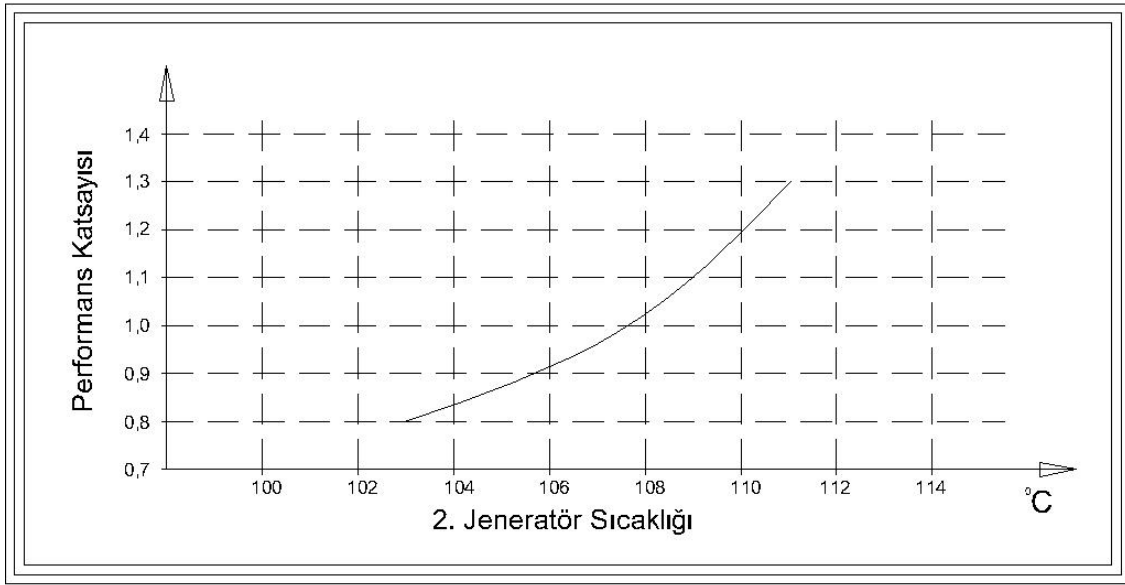
Şekil 3.16 Çift kademeli H₂O - LiBr eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi için performans katsayısının 1.jeneratör sıcaklığı ile değişimi

3.3.3.2 2. Jeneratör Sıcaklığının Sistem Performansına Etkisi

Bu bölümde çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri için 2. jeneratör sıcaklığının sistem performansına etkisi incelenmiştir. Şekil 3.10 da verilen tasarım şeması yardımıyla ve termodinamik analiz bölümünde verilen bağıntılar ve yapılan kabuller kullanılarak farklı jeneratör sıcaklıkları için sistem performans katsayıları hesaplanmıştır.

Şekil 3.17 de çift kademeli H₂O - LiBr eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi için performans katsayısının 2.Jeneratör sıcaklığı ile değişimi grafiği verilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi 102 °C sıcaklığında performans katsayısı değeri 0,7 iken sıcaklık yükseldikçe performans katsayısı değerinde iyileşme görülür ve 110°C için yaklaşık 1,3 değeri elde edilir.

Sistemin sorunsuz bir biçimde çalışabilmesi ve kristalizasyon ve buharlaşma gibi problemlerin ortaya çıkmaması için 1. jeneratörde olduğu gibi 2. jeneratörde de çalışma sıcaklıkları belirli sınırlar arasında tutulmuştur.



Şekil 3.17 Çift kademeli H₂O - LiBr eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevrimi için performans katsayısının 2.jeneratör sıcaklığı ile değişimi

1. Jeneratör ve 2. Jeneratör performans katsayılarının sıcaklıkla değişim grafikleri karşılaştırıldığında performans eğrilerinin tamamen farklı oldukları görülür. 1. Jeneratör sıcaklığındaki artış, sistem performansını olumsuz etkilerken ikinci jeneratör sıcaklığındaki artış sistemin performansında iyileşme sağlar.

3.4 Soğutucu Akışkan – Çözücü Çiftinin Özellikleri

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılacak ideal bir soğutucu akışkan - çözücü çiftinin bazı özelliklere sahip olması beklenir. Bu özellikler aşağıda sıralanmıştır.

- Tasarlanan absorpsiyonlu soğutma sistemi için belirlenen sıcaklık, basınç ve derişim değerlerinin hiçbirinde soğutucu akışkan – çözücü çifti katı fazda bulunmamalıdır. Herhangi bir yerde meydana gelebilecek kristalizasyon, eriyik akışını durdurur ve sistemin devre dışı kalmasına neden olur.
- Soğutucu akışkan soğurucuya kıyasla çok daha kolay buharlaşabilmelidir. Böylece soğutucu akışkan ile çözücü birbirinden daha kolay ayrılır.
- Soğutucu akışkan – çözücü çiftinin zamanla özeliğinin değişmemesi beklenir.
- Sistemde kullanılan soğutucu akışkan – çözücü maddeleri, sistemde korozyona neden olmamalıdır veya korozyon önleyici maddeler kullanılmalıdır.

- Çözücü madde ile soğurucu madde arasında yüksek bir reaksiyona girme eğilimi olmalıdır.
- Sistemde kullanılan akışkanlar için, özellikle konutlarda kullanılan sistemlerde zehirli olmayan ve yanmaz türde olanları tercih edilmelidir.

Yukarıda verilen soğutucu akışkan – çözücü çiftinden beklenen özelliklerin hepsini birden sağlanmak mümkün olmayabilir. Fakat $H_2O - LiBr$ ve $NH_3 - H_2O$ çiftleri bu isteklerin önemli bir kısmını yerine getirdikleri için en çok tercih edilen soğutucu akışkan – çözücü çiftleridir. $H_2O - LiBr$ ve $NH_3 - H_2O$ akışkan çiftlerinin dışında metil – amin, çeşitli organik tuzlar, çeşitli organik çözücüler gibi maddelerin kullanıldığı bazı akışkan çiftleri de denenmiştir. Bu ve bunlar dışındaki bazı yeni akışkan çiftleri için de henüz kararlılık ve korozyon bilgileri yeterli düzeyde değildir. Ancak korozyon ve kristalleşme gibi bazı problemler, bazı katkı maddeleri ile engellenebilir. Bu konu üzerinde yapılan çalışmalar devam etmektedir.

4. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN GÜNEŞ ENERJİSİ İLE ENTEGRASYONU

Bu bölümde ilk olarak güneş enerjisi ile ilgili bazı genel bilgiler verilecek, ardından güneş enerjisi ile beslenen absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin yapısı ve çalışma prensipleri açıklanarak, güneş enerjisinin absorbsiyonlu soğutma sistemlerine entegrasyonu hakkında bilgi verilecektir.

4.1 Güneş Enerjisi Kullanımı

Günümüzde enerjinin yoğun olarak kullanıldığı ve gelecekte enerji kullanım oranında artış beklenen başlıca alanlar, ısıl proses uygulamaları, iklimlendirme uygulamaları ve ısı pompalarıdır. Bu uygulamalarda günümüzde ağırlıklı olarak fosil yakıtlar kullanılmaktadır. Ancak fosil yakıt kullanımı yanında destek olarak güneş enerjisinin de kullanılmasıyla birlikte daha temiz ve daha az maliyetli işletme maliyetine sahip sistemlerin oluşturulması sağlanır.

Güneş enerjisinin iklimlendirmede ve soğutmada kullanılması, bu ihtiyaçların daha fazla olduğu yaz aylarında güneş ışıınının çok daha fazla olması sebebiyle daha ekonomik hale gelmektedir. Güneş enerjisinin en önemli dezavantajı, konvansiyonel enerji kaynaklarının sahip olduğu kesintisiz olma özelliğinin bulunmamasıdır. Bu yüzden güneş enerjisi, başka bir enerji türüne dönüştürülerek depolanması gerekmektedir. Bu da ek bir maliyet gerektirir. Ayrıca bu tip sistemlerin performansı bölgesel ve mevsimsel koşullara doğrudan bağlıdır.

Dünyanın birçok ülkesinde parabolik oluk tipi güneş kolektörleri kullanılarak güneş enerjisinden elektrik enerjisi elde edilmektedir. Bu amaçla Amerika'da 50 MW güce sahip bir tesis kurulmuştur. Bu tesisin ihtiyacı olan enerjinin $\frac{3}{4}$ lük kısmı güneş enerjisinden sağlanmaktadır. Bu tip sistemlerin elektrik üretim maliyeti, güneş toplayıcı teknolojisindeki gelişmeler sayesinde gittikçe daha düşük olmaktadır. Bu sistemlerde kullanılan parabolik odaklayıcı oluk tipi güneş kolektörleri sayesinde düzlemsel kolektörlere kıyasla çok daha yüksek sıcaklık değerlerine ulaşmak mümkündür. Şekil.1 de Amerika Birleşik Devletleri'nin Arizona eyaletinde Kramer-Junction şirketi tarafından kurulan ve güneş enerjisinden elektrik enerjisi üretimi yapılan santrale ait bir resim görülmektedir.



Şekil 4.1 Arizona’da bulunan 50 MW güce sahip güneş santralinin görünümü

4.2 Parabolik Güneş Kolektörlerinin Çalışma Prensipleri

Parabolik yoğunlaştırıcı güneş kolektörleri yüksek sıcaklık gerektiren uygulamalarda tercih edilen kolektörlerdir. Bu kolektörler sayesinde düzlemsel kolektörlere kıyasla çok daha yüksek sıcaklıklara ulaşmak mümkündür. Bu tip kolektörleri, üzerine düşen ışınmı bir doğru üzerine odaklayan kolektörler olarak tanımlayabiliriz. Düzlemsel kolektörlerde 100°C üzerinde sıcaklıklara ulaşmak mümkün olmadığı halde bu yöntem sayesinde 280°C sıcaklığına ulaşmak mümkündür. Ancak bu tip kolektörlerin maliyeti daha yüksektir. Bu tip sistemlerde güneşi takip sisteminin bulunması zorunludur ve bu da sistem maliyetinin daha da artmasına neden olmaktadır. Ayrıca güneşi takip etme işlemi büyük bir hassasiyet gerektirmektedir. Bunun nedeni odaklamada meydana gelecek az miktarda bir sapmanın bile büyük ısı kayıplarına neden olmasıdır. Parabolik oluk tipi kolektörlerde emici yüzeyin küçük olması ısı kayıplarının az olmasında etkilidir. Ancak bu tip kolektörler sadece direkt güneş ışınlımından faydalanabildikleri için düzlemsel kolektörlere kıyasla optik kayıpları daha fazla olacaktır. Bu tip kolektörlerin uygulama alanları ise; absorpsiyonlu soğutma sistemleri için buhar elde etme, konut işyeri ısıtma ve elektrik enerjisi üretimidir. Şekil.19 da Solitem adlı firma tarafından tasarımı ve imalatı yapılan tipik bir parabolik oluk tipi yoğunlaştırıcı güneş toplayıcıya ait resim verilmiştir. Bu tip güneş kolektörleri için geliştirme çalışmaları halen devam etmekte ve kullanım alanları genişletilmektedir.



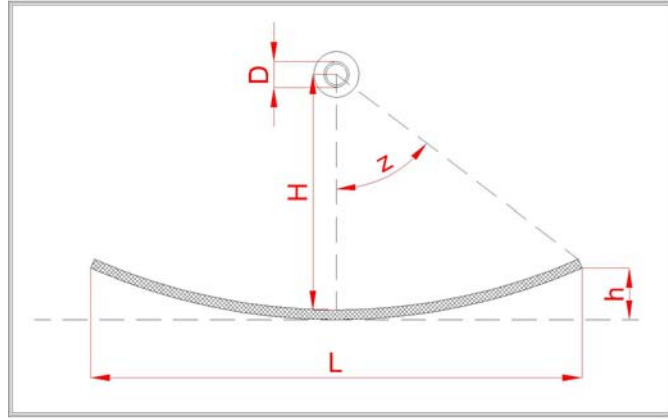
Şekil 4.2 Parabolik oluk tipi güneş kolektörü

Parabolik oluk tipi güneş kolektörlerinde en önemli parametrelerden biri de yoğunlaştırma oranıdır. Bu oran kolektör açıklık alanının emici yüzey alanına oranı olarak tanımlanır. Buna göre yoğunlaştırma oranını hesaplamak için (4.1) bağıntısı kullanılır.

$$YO = \frac{A_{ay}}{A_{ey}} \quad (4.1)$$

Parabolik oluk tipi kolektörlerde emici yüzeyin küçük olması, ısı kayıplarının az olmasını sağlar. Ancak bu tip kolektörler sadece direkt güneş ışınımından yararlanabildikleri için optik kayıpları fazladır. Bu tip kolektörlerde açılım alanı üzerine düşen güneş ışınımı yansıtıcı kaplama ile emici yüzey üzerine yansıtılır ve emici yüzey içerisindeki akışkanın ısıtılması sağlanmaktadır. Emici yüzey ise yüksek geçirgenliğe, düşük yansıtıcı özelliğe sahip ve yüksek sıcaklığa dayanıklı bir cam tüp içerisine konularak ısı kayıplarının azaltılması amaçlanır. Toplayıcı yüzey yüksek yansıtıcılık oranına sahip olması amacıyla 0,5 mm. kalınlığında alüminyum sac levhadan imal edilmiştir ve yansıtma oranı %88 dir.

Parabolik oluk tipi kolektörlerin ısı verimleri, ışınım şiddetine, çalışma sıcaklığına, malzeme özelliklerine ve takip sistemine bağlı olarak değişir. Şekil.3 de parabolik oluk tipi bir güneş kolektörüne ait temel geometrik ölçülendirme verilmiştir.



Şekil 4.3 Parabolik oluk tipi güneş kolektörünün temel geometrik ölçüleri

Çizelge 4.1 de Solitem firması tarafından imalatı yapılmış olan parabolik oluk tipi güneş kolektörü için tasarım değerleri belirtilmiştir.

Çizelge 4.1 Parabolik güneş kolektörü için temel boyutlar

ELEMAN	SEMBOL	DEĞER	BİRİM
Kolektör Uzunluğu	U	5000	mm
Toplam Açıklık	L	1800	mm
Toplam Yükseklik	h	260	mm
Odak Uzaklığı	H	780	mm
Emici Boru Çapı	D	38	mm
Açıklık Açısı	z	60	deg

Parabolik yansıtıcı yüzey için yüzey eğri fonksiyonu üretici firma tarafından aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$y = \frac{x^2}{4 * H} \quad (4.2)$$

Çizelge.1 de verilen temel boyutlar referans alındığında yansıtıcı yüzey odak uzaklığını gösteren H değeri 780 mm. olduğuna göre Şekil 4.3 de verilen parabolik kolektör için yüzey eğrisi fonksiyonu denklem (4.3) deki gibi elde edilir.

$$y = \frac{x^2}{3120} \quad (4.3)$$

Buna göre parabolik yüzey (4.3) denklemi esas alınarak üretilmiştir. Parabolik yüzeyin odağında bulunan emici yüzey için CrNi çelik boru kullanılmıştır. Boru dış çapı 38,1 mm ve et kalınlığı 1.25 mm. dir. Konveksiyon yoluyla oluşabilecek ısı kayıplarını azaltmak amacıyla emici yüzeyin üzerine yerleştirilen cam boru ise 65 mm. çapında ve 2,2 mm. et kalınlığındadır.

Parabolik oluk tipi kolektörlerde iş akışkanına aktarılan net ısı enerjisi miktarını hesaplamak için denklem (4.4) den yararlanılır. Burada $\dot{Q}_G$ güneş ışınlarından emilip ısıya dönüştürülen enerjiyi, $\dot{Q}_K$ ise kayıp enerjiyi ifade eder. Buna göre;

$$\dot{Q}_{IA} = \dot{Q}_G - \dot{Q}_K \quad (4.4)$$

$\dot{Q}_G$ değerini hesaplamak için ise aşağıdaki bağıntı oluşturulur.

$$\dot{Q}_G = I * \eta_{op} \quad (4.5)$$

Denklem (4.5) de belirtildiği gibi optik verim güneş ışınlarının emilerek sisteme aktarılmasında rol oynayan bir faktördür. Ayrıca optik verimin bağlı olduğu bazı faktörler vardır. Bunları sırasıyla aşağıdaki şekilde tanımlayabiliriz.

ρ : Yansıtıcı yüzey için ışını yansıtma verimidir. Yukarıda verilen 0,5 mm. kalınlıktaki cilalı alüminyum tabaka için bu değer 0,88 dir.

n : Güneş ışınlarının geliş açısı için düzeltme faktörüdür. Diğer bir deyişle güneş takip mekanizmasının verimliliğini belirtir. Bu değer doğu – batı yönünde tek eksenle takip için 0,95 ve tüm eksenlerde takip için 1 alınabilir.

τ : Cam borunun sahip olduğu ışık geçirgenlik verimini gösterir. Bu sistemde τ değeri 0,92 olarak alınmıştır.

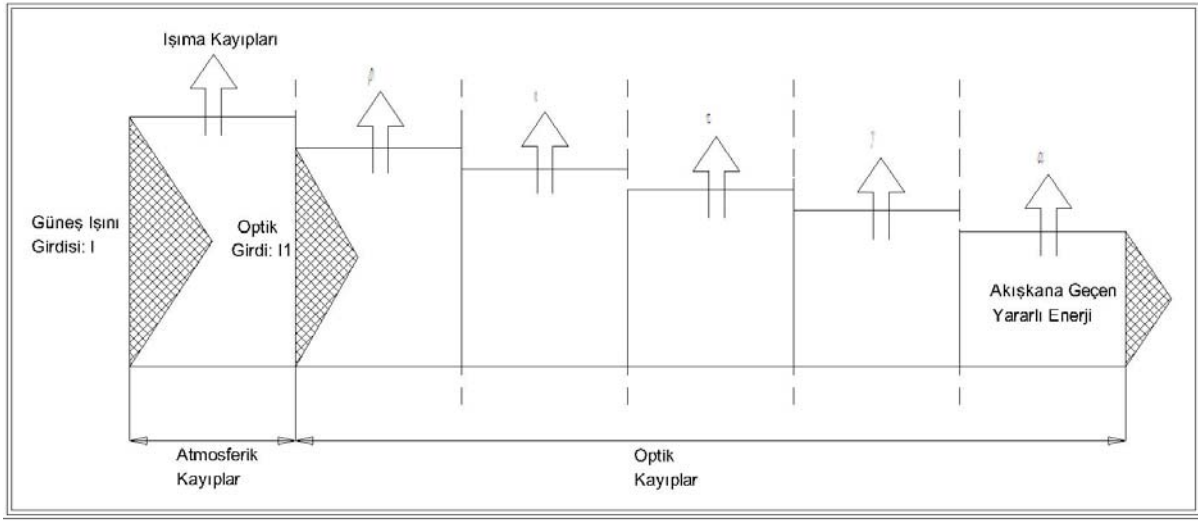
γ : Yansıtıcı yüzey üzerindeki kirliliği ifade eden verim değeridir. Temiz bir yüzey için bu değer ortalama olarak 0,95 kabul edilir.

α : Emici boru için güneş ışınlarını yutma oranını gösteren değerdir. Bu değer emici borunun yapıldığı malzemeye bağlı olarak değişiklik gösterir. CrNi malzeme için bu değer 0,94 dır.

Buna göre parabolik kolektörün optik verimini hesaplamak için aşağıda verilen (4.6) bağıntısı oluşturulur.

$$\eta_{op} = \rho * n * \tau * \gamma * \alpha \quad (4.6)$$

Şekil 4.4 de güneş kolektörüne gelen güneş ışınımı için atmosferik kayıpların ve optik kayıpların görüldüğü enerji akış şeması verilmiştir.



Şekil 4.4 Güneş ışınımı için enerji akış şeması

(4.6) bağıntısında görüldüğü gibi optik verim birçok değişkene bağlıdır ve yukarıda verilen değerler için parabolik kolektörün optik verimi hesaplandığında $\eta_{op} = 0,69$ değeri elde edilir.

Kolektör üzerine düşen ısı miktarını hesaplamak için ise (4.7) bağıntısından yararlanılır.

$$Q_g = A_{kol} * I * \eta_{op} \quad (4.7)$$

(4.7) bağıntısındaki A_{kol} değeri, kolektör üzerine düşen direkt güneş ışınım alanını gösteren değerdir. Bu değer (4.8) bağıntısı yardımıyla hesaplanır.

$$A_{kol} = L_{kol} * (B_{kol} - D_{eb}) \quad (4.8)$$

Q_K değeri ise, emici boru yüzey alanına, emici boru dış yüzey sıcaklığına ve dış ortam sıcaklığına bağlı bir değeridir. Parabolik oluk tipi güneş kolektörleri için genel verim ifadesi ise denklem (4.9) de verilmiştir.

$$\eta = \frac{Q_{IA}}{I * A_{kol}} \quad (4.9)$$

4.3 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Parabolik Oluk Tipi Kolektörler ile Uygulaması

Bu bölümde parabolik oluk tipi güneş kolektörleri ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutucunun (chiller) birlikte kullanıldığı sistem tanıtılacak ve sistemin çalışma prensipleri anlatılacaktır. Sistemi 4 ana eleman üzerinde ele almak mümkündür. Buna göre sistem;

- Buhar jeneratörü
- İki kademeli absorpsiyonlu soğutucu
- Soğutma kulesi
- Parabolik oluk tipi güneş kolektörleri

Bunların dışında sistemde pompa ve kısılma vanası gibi elemanlar bulunmaktadır. Sisteme ait tasarım şeması Şekil 4.5 de verilmiştir.

4.3.1 Sistemde Bulunan Elemanlarının Tanıtımı ve Özellikleri

Bu bölümde Şekil 4.5 de verilen sistemde bulunan temel elemanlar tanıtılacak ve teknik özellikleri verilecektir.

4.3.1.1 Buhar Jeneratörü

Absorpsiyonlu soğutma ünitesine girecek olan akışkanın önceden belirlenmiş bir basınç ve sıcaklık değerinde olması gereklidir. Bu basınç ve sıcaklık ayarlaması buhar jeneratörü yardımıyla gerçekleştirilir. Bu sayede güneş kolektörlerinden gelen yüksek basınç ve sıcaklıktaki kızgın su, chiller basınç ve sıcaklığına ayarlanır. Ek 1 de sistemde kullanılan 150 kg/h buhar

kapasitesine sahip ve 4 bar işletme basıncında çalışan buhar jeneratörünün resmi ve teknik özellikleri verilmiştir.

4.3.1.2 İki Kademeli Absorbsiyonlu Soğutucu (Chiller)

Soğutucu akışkan – çözücü çiftli olarak LiBr - H₂O kullanılan ve sistemde soğutma yükünün elde edildiği ekipmandır. Bu ekipman ile ilgili bilgiler 3. Bölüm’de detaylı olarak verilmiştir ve verim hesaplamaları yapılmıştır. Çift kademeli chiller tercih edilmesinin nedeni, performans katsayılarının yüksek olmasıdır. Ek 3 de çift kademeli absorbsiyonlu soğutucuya (chiller) ait teknik bilgiler verilmiştir.

4.3.1.3 Soğutma Kulesi

İki kademeli absorbsiyonlu soğutucu içerisinde gerçekleşen çevrimlerde sistem verimini artırmak amacıyla kondenser ve absorberden ısı atılmasını sağlayan sistem elemanıdır. Ek 2 de soğutma kulesine ait resim ve teknik özellikler verilmiştir.

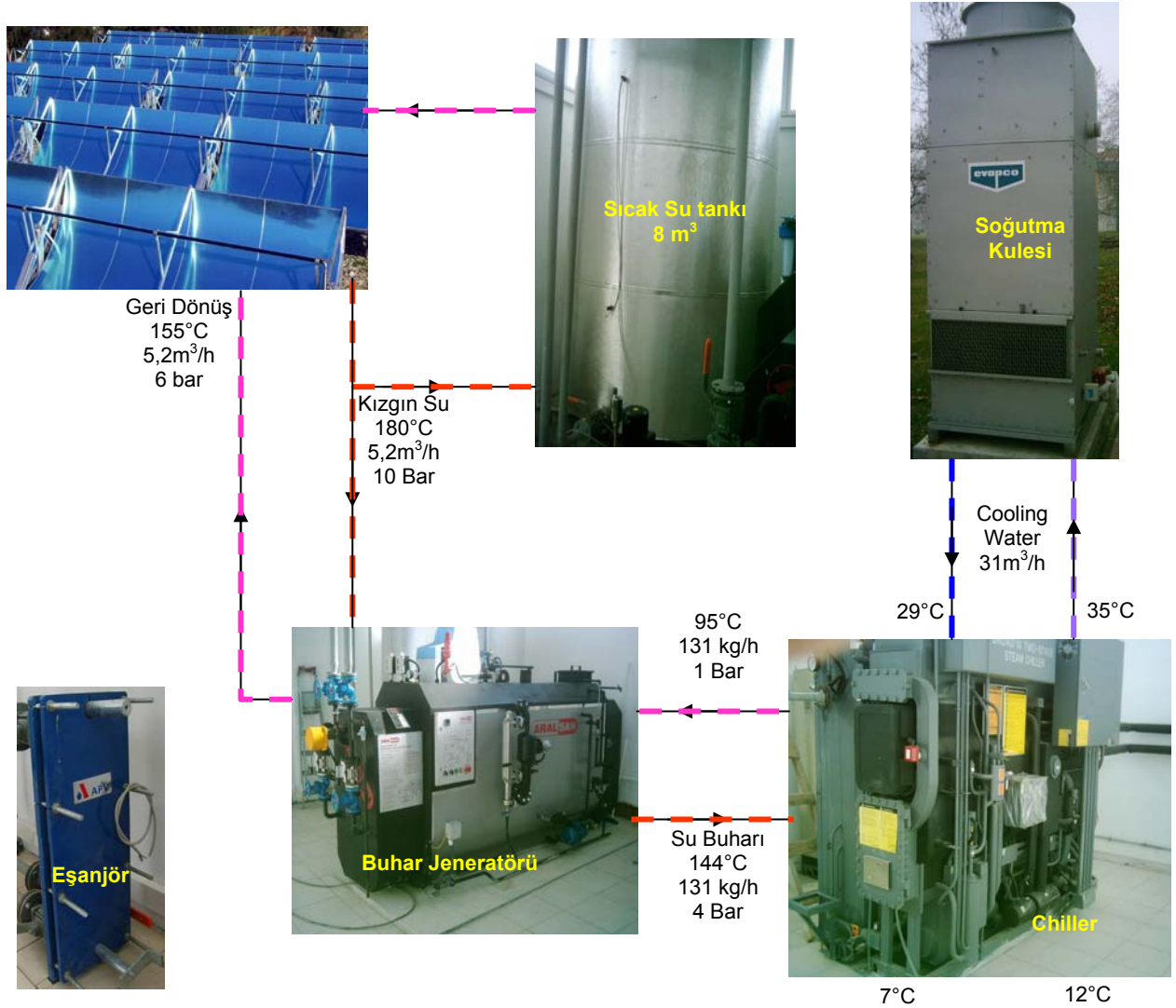
4.3.1.4 Parabolik Oluk Tipi Güneş Kolektörleri

Parabolik kesitli toplayıcılar ve parabolün odağında bulunan absorban borudan oluşan bir çeşit termal yoğunlaştırıcı sistemdir. Parabolik kolektörler hakkında detaylı bilgi Bölüm 4.2 de verilmiştir. Sistemde kullanılan kolektörler doğu batı ekseninde güneşi takip mekanizmasına sahiptir ve güneşin doğuşundan batışına kadar güneşi takip eder. Açıklık alanına düşen güneş ışınımının parabolik toplayıcının odağında bulunan absorban boruya odaklanmasıyla 180°C sıcaklığında kızgın su elde edilir.

4.3.2 Sistemin Çalışma Prensipleri ve Teorik Verimi

Parabolik oluk tipi güneş kolektörleri ve çift kademeli absorbsiyonlu soğutucunun birlikte kullanıldığı sistem tasarım şeması Şekil 4.5 de verilmiştir. Sistemde 36 adet parabolik oluk tipi kolektörden elde edilen 10 bar basınç ve 180°C sıcaklığındaki kızgın su, buhar jeneratörüne gönderilir. Güneş kolektörlerinden gelen yüksek basınçlı kızgın su buhar jeneratöründe absorbsiyonlu soğutucuyu beslemek için gerekli olan 4 bar basınç ve 144°C sıcaklığındaki buhara dönüştürülür. Elde edilen buhar iki kademeli absorbsiyonlu soğutucunun (chiller)

beslenmesinde kullanıldıktan sonra soğutucudan 1 bar basınç ve 95°C sıcaklıkta su olarak ayrılarak tekrar güneş panellerine gönderilir. Absorbsiyonlu soğutucunun buhar tüketimi yaklaşık 130 kg/h dir. İki kademeli absorbsiyonlu soğutucunun yapısı ve çalışma prensipleri önceki bölümde verilmiştir.



Şekil 4.5 Parabolik oluk tipi güneş kolektörleri ile beslenen absorbsiyonlu soğutma sistemi tasarım şeması

Güneş kolektörü devresinde suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark 25°C seçilmiştir. Kolektörler birbirine seri bağlıdır ve azami çalışma basıncı 12 bardır. Kolektör devresine 6 bar basınç ve 155°C sıcaklıkta giren su, doğrusal odaklı kolektörlerden geçerek 10 bar basınç ve 180°C sıcaklıkta kolektör devresinden ayrılır.

Güneş enerjisinin kesintili olması nedeniyle sistemde stok tankı kullanılmaktadır. Bu tank izole edilmiş ve yüksek basınca dayanıklı şekilde tasarlanmış olmalıdır. Bu sistemde kullanılan stok tankı 8 m^3 lük kapasiteye sahiptir. Stok tankı kapasitesi belirlenirken absorpsiyonlu soğutucunun buhar tüketimi dikkate alınır. Stok tankına gündüz güneş ışınımının yüksek olduğu saatlerde kolektörlerden elde edilen 10 bar basınç ve 180°C sıcaklıktaki kızgın su depolanır. Stok tankı içerisindeki suyun sıcaklığı sensörler ile kontrol edilir. Sıcaklık önceden belirlenmiş bir değerin altına indiğinde bir miktar su tekrar güneş panellerine gönderilerek sıcaklığının yükselmesi sağlanır. Bu sayede geceleri veya bulutlu havalarda stok tankına depolanan kızgın su kullanılarak sistemin kesintisiz olarak çalışması amaçlanır.

Sistemde absorber ve kondenser sıcaklığını düşürmek amacıyla soğutma kulesi bulunmaktadır. Soğutma suyunun kuleye giriş sıcaklığı 35°C ve çıkış sıcaklığı 29°C dir. Soğutma suyu kuleden çıktıktan sonra tekrar absorpsiyonlu soğutucuya gönderilir.

Sistemde kullanılan kolektörler güneş takip mekanizmasının yanı sıra şiddetli yağmur ve rüzgâr gibi olumsuz hava koşullarından etkilenmemesi için 270° dönebilecek şekilde dizayn yapılmalıdır. Güneş takip mekanizması sistemdeki önemli parametrelerden biridir. Bu sistemin son derecede hassas bir şekilde çalışması gerekir. Odaklama işleminde meydana gelebilecek az miktarda kaçıklık, sistem veriminde önemli düşüşe neden olur. Sistemde bulunan emniyet tedbirlerinden biri de bu odaklamada meydana gelen kaçıklık durumunda sıcaklığın önemli derecede azalması üzerinedir. Sistemde ani basınç yükselmesi durumunda bir otomasyon ile kolektörlerin takip mekanizması 1° kaydırılarak odaklama bozularak basıncın ve sıcaklığın aşırı miktarda artışı engellenir.

Güneşi takip eden kolektörlerin hareketi çelik halat ve kasnaklar yardımıyla gerçekleştirilir. Bu hareketin kontrolü bilgisayar otomasyonu ve sensörler kullanılarak iki şekilde sağlanabilir. Birinci yöntem, yıl boyunca günün her saatinde güneşin konumunun yüklendiği bir bilgisayar otomasyonu ile gerçekleştirilir. İkinci yöntem ise sensörler yardımıyla güneş toplayıcılarının sürekli olarak güneş ışınlarına dik konumda tutulması ile gerçekleştirilir.

Ayrıca güneş panellerinden elde edilen kızgın su sistemin kurulduğu tesisin sıcak su ihtiyacının karşılanmasında da kullanılabilir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi için verimi belirleyen en önemli iki faktör; absorpsiyonlu soğutucu (chiller) ve güneş kolektörleridir. Buna göre güneş enerjisi ile beslenen absorpsiyonlu soğutma sisteminin verimi, kolektör verimi ile absorpsiyonlu soğutucunun verimlerinin

arpımına eşittir. Dolayısıyla kolektör veriminin sistem performansı üzerinde doğrudan etkili olduğu söylemek mümkündür.

5. SONUÇLAR - ÖNERİLER

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde jeneratör sıcaklığı, sistemin farklı noktalarında dolaşan akışkan konsantrasyonu önemlidir. Bu çalışmada $H_2O - LiBr$ ve $NH_3 - H_2O$ akışkan çiftleri ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin yapısı ve çalışma prensipleri açıklanmış, her bir sistem elemanı için termodinamik bağıntılar oluşturularak sistem performans katsayısı hesabı yapılmıştır. Bir kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemi için aynı sistemde $H_2O - LiBr$ ve $NH_3 - H_2O$ akışkan çiftleri kullanılması durumunda ayrı ayrı sistem performansı incelenmiş ve bulunan sonuçlar yorumlanmıştır. Yine bir kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemi için farklı jeneratör sıcaklıklarında sistem performansı ve sistemdeki akışkanların FR değerleri incelenmiş ve sonuçlar grafik halinde verilerek yorumlanmıştır. Bunun dışında $H_2O - LiBr$ eriyiğinin kullanıldığı iki kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemi için performans katsayısı hesaplanmış ve yine 1. ve 2. jeneratör sıcaklıklarındaki değişime bağlı olarak performans katsayısındaki ve FR değerindeki değişimler hesaplanmış, sonuçlar grafik halinde verilerek yorumlanmıştır.

Buna göre tek kademeli $H_2O - LiBr$ akışkan çifti kullanılan absorbsiyonlu soğutma sistem için COP değeri 0,776 olarak hesaplanmış iken, aynı sistemde $NH_3 - H_2O$ kullanılması durumunda COP değeri 0,554 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca $H_2O - LiBr$ kullanılan sistemde, pompanın harcadığı enerji 0,024 kJ/s iken, $NH_3 - H_2O$ kullanılan sistemde bu değer 4,07 olmaktadır. Çift kademeli $H_2O - LiBr$ kullanılan sistem için ise COP değeri 1.195 olarak hesaplanmıştır.

Yine bu çalışmada en yeni güneş teknolojilerinden olan doğrusal yoğunlaştırıcı parabolik güneş kolektörlerinin tasarımı, yapısı, çalışma prensipleri ve optik verimlerini etkileyen faktörler üzerinde durulmuş ve absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin parabolik güneş kolektörleri ile entegre kullanıldığı güneş enerjisi ile soğutma yapan sistemin tasarımı ve çalışma prensipleri açıklanmıştır.

Çalışma sonucunda elde edilen bulgular aşağıda maddeler halinde verilmiştir. Buna göre;

- $H_2O - LiBr$ ve $NH_3 - H_2O$ kullanılan tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin her ikisinde de jeneratör sıcaklığının yükselmesi belirli bir noktaya kadar COP değerini artırır.
- Tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde aynı sıcaklık değerleri için akışkan çifti olarak $H_2O - LiBr$ kullanılması durumunda elde edilen COP değeri, $NH_3 - H_2O$ kullanıldığında elde edilen COP değerinden daha yüksektir.

- NH_3 - H_2O akışkan çifti kullanılan sistemlerde, H_2O - LiBr kullanılan sistemlere kıyasla daha fazla pompa gücüne ihtiyaç vardır.
- H_2O - LiBr ve NH_3 - H_2O akışkan çifti kullanılan tek kademeli sistemlerin her ikisinde de jeneratör sıcaklığının artması, FR değerinin artmasına neden olur.
- Aynı koşullarda çalışan H_2O - LiBr kullanılan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin FR değeri NH_3 - H_2O kullanılan sistemin FR değerinden daha yüksektir.
- Çift kademeli H_2O - LiBr eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde COP değeri, tek kademeli sisteme kıyasla daha yüksektir.
- Çift kademeli H_2O - LiBr eriyiği kullanılan sistemlerde 1. jeneratör sıcaklığının artması COP değerini düşürürken 2. jeneratör sıcaklığının artmasıyla birlikte COP değerinde artış görülür.
- Çift kademeli H_2O - LiBr eriyiği kullanılan sistemlerde pompa işi ihmal edilebilecek kadar küçüktür.
- H_2O - LiBr ve NH_3 - H_2O akışkan çiftlerinin dışında, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılabilecek birçok farklı akışkan çifti mevcuttur. Farklı akışkan çiftleri için termodinamik özellikler farklı olacağından sistem performansları ayrı ayrı hesaplanmalıdır.
- Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin güneş enerjisi ile birlikte uygulamalarında güneş kolektörlerinin verimi, sistem performansı üzerinde doğrudan etkilidir.
- Güneş panellerinin verimini etkileyen birçok yapısal ve çevresel faktör vardır. Bu faktörler sistem tasarımında ve işletilmesinde titizlikle değerlendirilmelidir.

KAYNAKLAR

Aghbalou, F., Badia, F., Illa, J., (2004) “Exergetic Optimization of Solar Collector and Thermal Energy Storage System”, University of Lleida, Spain, 14 April 2004

Alizade, S., Bahar, F., ”Design and optimization of an Absorption Refrigeration System Operated by Solar Energy”, Solar Energy, 22:149-168 (1979).

Asdrubali, F., Grignaffini, S., (2004)“Experimental Evaluation of the Performances of a H₂O-LiBr Absorbtion Refrigerator Under Different Service Conditions”, 18 Nov. 2004

Atmaca, İ., Yiğit, A., “Simulation of solar-powered absorption cooling system”, Renewable Energy, 28:1277–1293 (2003).

Aydın T., “Güneş enerjisi ile desteklenmiş LiBr-H₂O soğurmalı iklimlendirme sistemi”, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü., Ankara 97-138 (1998).

Bula, J. A., Navarro L.F., Herrera, D.L. Corredor L.A., “Thermodynamic Simulation of a Solar Absorbtion Refrigeration System Generator and Heat Exchanger”, Department of Mechanical Engineering, Universidad del Notre, Colombia

Casals X.G. (2006). “Solar absorption cooling in Spain: Perspectives and outcomes from the simulationof recent installations” Renewable Energy, 31, 1371–1389

Çoban, N., ”Güneş Enerjisiyle Desteklenmiş LiBr - H₂O Soğurmalı İklimlendirme Sisteminin Ekonomik Analizi ve Diğer İklimlendirme Sistemleriyle Karşılaştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara 54-66 (1991).

Çengel, Y. A., Boles, M. A. (1996) “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, McGraw-Hill Liteartür Yayıncılık, İstanbul

Çolak, L., ”Güneşi Takip eden Parabolik Oluk Tipi Güneş Kollektörlerinin Matematiksel Modellenmesi Tasarımı ve Teknik Optimizasyonu”, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara 89-123 (2000).

Eskin, N., Kılıç, A., “Transient Exergy Analysis For The Performance of Cyclindrical Parabolic Solar Collector”, Mechanical Engineering Faculty, ITU İstanbul

Genceli, O. (1996). “Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri”, Tesisat Mühendisleri Derneği, Teknik Yayınlar:2, İstanbul.

Horuz İ. (2004). “Soğurmalı ısı yükselticilerinde amonyak-su ile lityum bromür-su eriyiklerinin karşılaştırılması”, Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 9, Sayı 2.

İleri, A. (1997). “A Discussion on Performance Parameters for Solid – Aided Absorbtion Cooling Systems”, Renewable Energy, 10:617- 624

Joudi, K. A., Lafta, A. H., (2000) "Simulation of a Simple Absorbtion Refrigeration System", Baghdad University, Iraq, 15 November 2000

Kas, Ö., (2001) "Alternatif Performans Kriterlerine Dayalı Olarak Soğutma Makineleri ve Isı Pompalarının Dizayn Parametrelerinin Belirlenmesi", Yıldız Teknik Üniv. FBE

Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz R., (2003) "A Comparison Between H_2O -LiBr and NH_3 - H_2O Solutions in Single Stage Absorbtion Refrigeration System", DEÜ Mühendislik Fakültesi, Türkiye, Mayıs 2003

Koroneos, C., Spachos, T., Moussiopoulos, N., (2001) "Exergy Analysis of Renewable Energy Sources" Aristotle University, Greece, 22 May 2001

Lee, Shun-Fu, Sheriff, S. A. (2001) "Thermodynamic Analysis of a LiBr/ H_2O Absorbtion System for Cooling and Heating Application", Int. J. Energy Res., 25: 1019:1031

Li, Z.F., Sumathy, K., (2000) "Simulation of a Solar Absorbtion Air Conditioning System", University of Hong Kong, 19 April 2000

Li, Z.F., Sumathy, K., (2000) "Simulation of a Solar Absorbtion Air Conditioning System", University of Hong Kong, 19 April 2000

Li, Z. F., Sumathy, K., "Technology development in the solar absorption airconditioning systems", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 4:267-293 (2000).

Li Z.F., K. Sumathy (2003). "A computational study on the performance of a solar air-conditioning system with a partitioned storage tank", Applied Energy, 28, 1683–1686.

Li Z. F., K. Sumathy (2001). "Simulation of a solar absorption air conditioning system", Energy Conversion & Management, 42, 313–327.

Lokurlu, A., (2005) "Parabolik Toplayıcı Sistemlerin Uygulaması", Solitem Group, Ekim 2005

Öztürk, İ., T., (2005) "Güneş Enerjisinden Absorbsiyon Teknolojisi Yardımı ile Güç Üretimi", Kocaeli Üniversitesi, Türkiye, Kasım 2005

Öztürk, A., Kılıç, A., Yavuz, H., "Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları" 4. Basım

Tozer, R. M., James, R. W., (1996) "Fundamental Thermodynamics of Ideal Absorbtion Cycles", Waterman Gore, London UK, South Bank University, London, UK, 9 Oct. 1996

Siddiqui, M.A., "Optimum generator temperatures in four absorption cycles using different sources of energy", Energy Conversion., 34(4):251-266(1993).

Tozer. R., Syed. A. "Extended T-s Diagrams for aqueous LiBr/water Absorption Refrigeration Cycles", International Journal of Refrigeration, 28:689-697 (2005).

Tozer, R. M., James, R. W. (1997) “Fundamental Thermodynamics of Ideal Absorbtion Cycles”, Int. J. Refrigeration, 20: 120 – 135

Yakar, G., Karabacak, R., Deda Altan, B., “Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri ile Mekanik Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinin Etkinlik ve Ekserji Verimlilikleri Yönünden Karşılaştırılmaları” Pamukkale Üniversitesi, Türkiye, 8 Mart 2004

**Ek 1 Güneş Enerjisi ile Beslenen Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi –
Buhar Jeneratörü İçin Teknik Veriler**



Şekil 6.1 Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan buhar jeneratörü

Buhar Kapasitesi	150 kg/h
Isıl Kapasite	86400 kcal/h (105 kW)
Doymuş Buhar Sıcaklığı	151 °C
İşletim Basıncı	4.0 Bar
Dizayn Basıncı	16.0 Bar
Test Basıncı	24.0 Bar
İlk Devir Basıncı	% 96
Marka – Model	Aralsan - ABR-EN 150

Ek 2 Güneş Enerjisi ile Beslenen Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi –

Soğutma Kulesi İçin Teknik Veriler



Şekil 6.2 Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan soğutma kulesi

Soğutma Kapasitesi: 210.7 kW

Giriş Çıkış Sıcaklığı: 35-29 °C

Marka – Model: Transklima – Evapco ICT 4-84

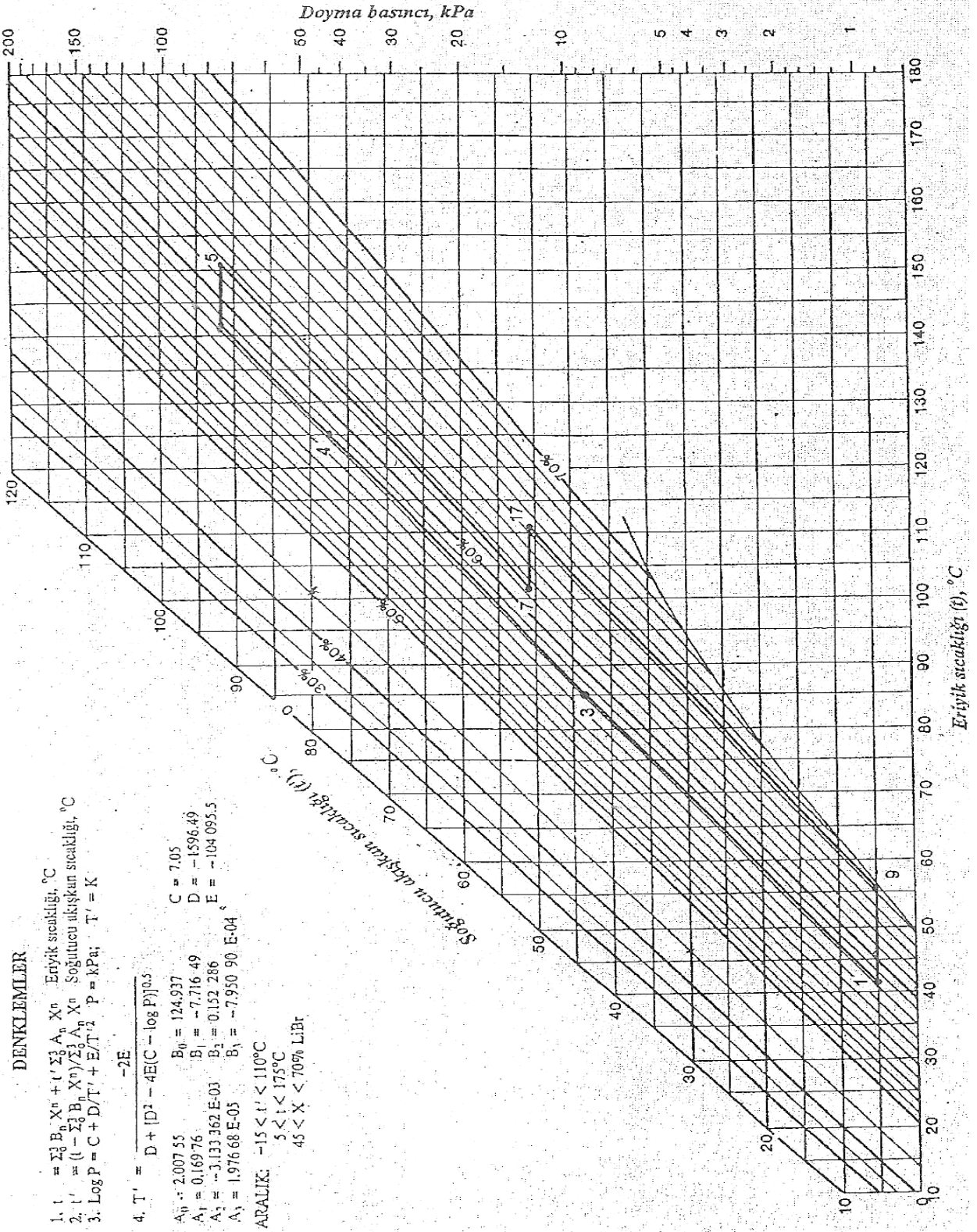
İki Kademeli Absorbsiyonlu Soğutucu İçin Teknik Veriler



Şekil 6.3 Absorbsiyonlu soğutma sisteminde iki kademeli soğutucu

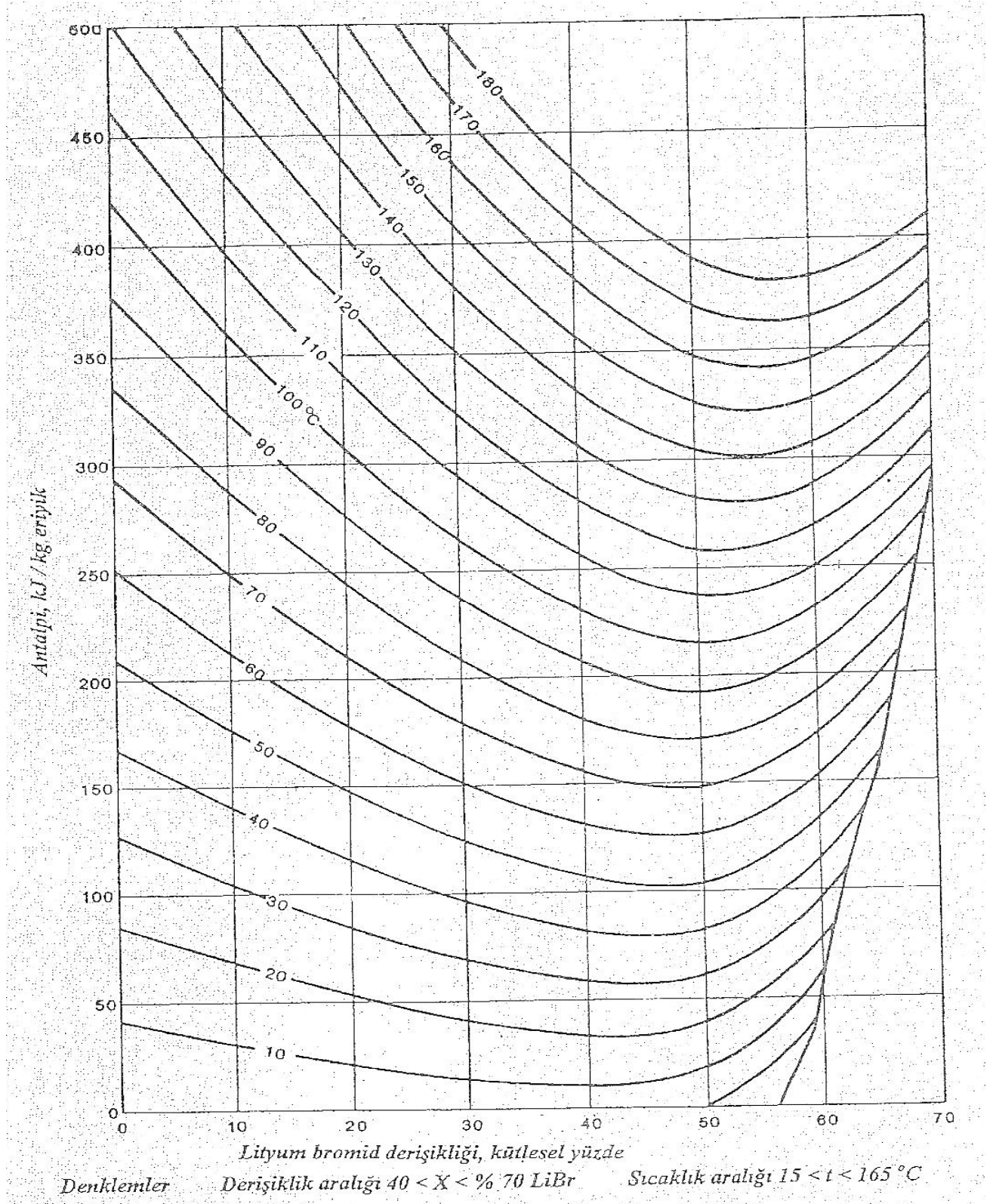
Soğutma Kapasitesi:	116 kW
Soğutulmuş Suyun Debisi:	20 m ³ / h
Soğutulmuş Su Basınç Düşümü:	0.03 Mpa
Soğutulmuş Su Giriş-Çıkış Sıcaklıkları:	12 °C - 7 °C
Soğutma Suyu Akışı:	31.4 m ³ / h
Soğutma Suyu Giriş-Çıkış Sıcaklıkları:	35 °C - 29 °C
Soğutma Suyu Basınç Düşümü:	0.07 Mpa
Buhar Tüketimi (Buhar Jeneratörü):	156 kg/h
Buhar Basıncı:	0.4 Mpa
LiBr Çözeltisi Miktarı:	0.8 ton
Soğutucu Toplam Ağırlığı:	4.0 ton
Azami Buhar Tüketimi (Chiller):	131 kg/h
Marka – Model:	BROAD - IC54.1-0.15Tİ-S

Ek 4 LiBr Eriyiği İçin Eriyik Çevrimini Gösteren Diyagram



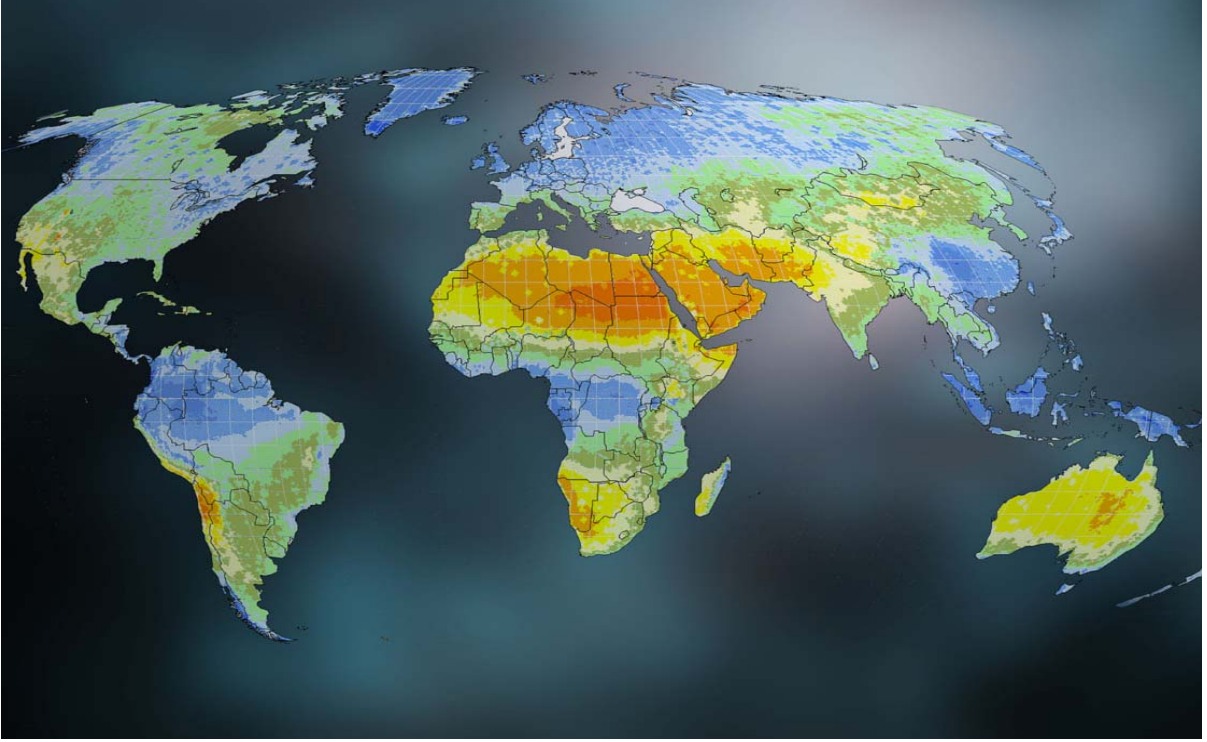
Şekil 6.4 LiBr eriyiği için eriyik çevrimini gösteren diyagram

Ek 5 LiBr Eriyiği İçin Entalpi Derişiklik Diyagramı

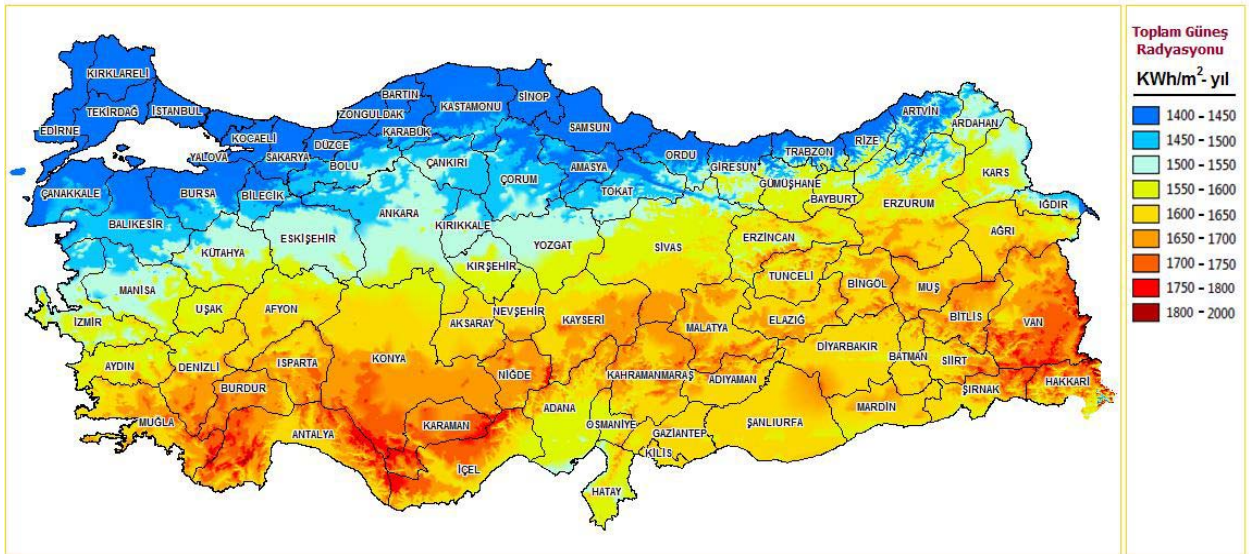


Şekil 6.5 LiBr eriyiği için entalpi derişiklik diyagramı

Ek 6 Güneş Potansiyeli Haritaları



Şekil 6.6 Dünya güneş potansiyeli haritası



Şekil 6.7 Türkiye güneş potansiyeli haritası

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 10.05.1983

Doğum yeri Adapazarı

Lise 1999-2002 Sakarya Atatürk Lisesi

Lisans 2002-2007 Yıldız Üniversitesi Makine Fakültesi
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği

Yüksek Lisans 2007-2010 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği

Çalıştığı Kurum

2008-2010 Çizgi Lojistik Yatçılık San. Dış Tic. Ltd. Şti.