

**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİMDALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ TEZLİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI**

**TEK ETKİLİ ABSORBSİYONLU BİR SOĞUTMA SİSTEMİNDE
İLAVE BİR ISI DEĞİŞTİRİCİ EKLENMESİNİN ETKİLERİ:
TERMODİNAMİK ANALİZ**

HAZIRLAYAN

TURGUT ŞAŞMAZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ANKARA – 2021

**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİMDALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ TEZLİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI**

**TEK ETKİLİ ABSORBSİYONLU BİR SOĞUTMA SİSTEMİNDE
İLAVE BİR ISI DEĞİŞTİRİCİ EKLENMESİNİN ETKİLERİ:
TERMODİNAMİK ANALİZ**

HAZIRLAYAN

TURGUT ŞAŞMAZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TEZ DANIŞMAN

PROF. DR. TAHİR YAVUZ

ANKARA – 2021

BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Fen Bilimleri Enstitüsü Tezli Yüksek Lisans çerçevesinde Turgut ŞAŞMAZ tarafından hazırlanan bu çalışma, aşağıdaki jüri tarafından Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Savunma Tarihi: 11 / 08 / 2021

Tez Adı: Tek Etkili Absorpsiyonlu Bir Soğutma Ssisteminde İlave Bir Isı Değiştici Eklenmesinin Etkileri: Termodinamik Analiz

Tez Jüri Üyeleri (Unvanı, Adı - Soyadı, Kurumu)

İmza

Başkan (Danışman): Prof. Dr. Tahir YAVUZ

Başkent Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü

.....

Prof. Dr. Mehmet E. ARICI

KTÜ Makine Mühendisliği Bölümü

.....

Dr. Öğr. Üyesi Levent ÇOLAK

Başkent Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü

.....

ONAY

Prof. Dr. Ömer Faruk ELALDI

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Tarih: ... / ... /

BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS / DOKTORA TEZ ÇALIŞMASI ORJİNALLİK RAPORU

Tarih: 01 / 09 / 2021

Öğrencinin Adı, Soyadı: Turgut ŞAŞMAZ

Öğrencinin Numarası: 21820019

Anabilim Dalı: Fen Bilimleri Enstitüsü

Programı: Makine Mühendisliği Tezli Yüksek Lisans

Danışmanın Unvanı/Adı, Soyadı: Prof. Dr. Tahir YAVUZ

Tez Başlığı: Tek Etkili Absorpsiyonlu Bir Soğutma Sisteminde İlave Bir Isı Değişici Eklenmesinin Etkileri: Termodinamik Analiz

Yukarıda başlığı belirtilen Yüksek Lisans/Doktora tez çalışmamın; Giriş, Ana Bölümler ve Sonuç Bölümünden oluşan, toplam 101 sayfalık kısmına ilişkin, 30 / 07 / 2021 tarihinde şahsım/tez danışmanım tarafından Turnitin adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan orijinallik raporuna göre, tezimin benzerlik oranı % 6'dır. Uygulanan filtrelemeler:

1. Kaynakça hariç
2. Alıntılar hariç
3. Beş (5) kelimedenden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç

“Başkent Üniversitesi Enstitüleri Tez Çalışması Orijinallik Raporu Alınması ve Kullanılması Usul ve Esaslarını” inceledim ve bu uygulama esaslarında belirtilen azami benzerlik oranlarına tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edileceği muhtemel durumda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve yukarıda vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Öğrenci İmzası:.....

ONAY

Tarih: ... / ... /

Öğrenci Danışmanı Unvan, Ad, Soyad, İmza:

.....

ÖZET

Turgut ŞAŞMAZ

TEK ETKİLİ ABSORBSİYONLU BİR SOĞUTMA SİSTEMİNDE İLAVE BİR ISI DEĞİŞTİRİCİ EKLENMESİNİN ETKİLERİ: TERMODİNAMİK ANALİZ

Başkent Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

2021

Dünyada iklimlendirme ve soğutma sistemleri genel olarak ve çoğunlukla buhar sıkıştırımlı veya buhar emme sistemleri ile yapılmaktadır. Bu sistemler yüksek oranda enerji çekmektedirler. Güneş enerjisinin veya herhangi bir atık enerji kaynağının optimum şekilde kullanılmasına ve bunun sonucunda çok büyük tasarrufların sağlanmasına yol açabilen uygun bir atık enerji kullanma sistemi tasarlamak, kullanılan elektrik enerjisi miktarını azaltır ve global ısınma yönünden pozitif etkilere sahip olacağı düşünülmektedir. Bu çalışmanın amacı güneş enerjisi ile desteklenmiş, absorbsiyon yataklı, soğurmalı bir iklimlendirme sisteminin termodinamik ve ekserji analizlerinin yapılmasıdır. Temel çalışmada akışkan çiftlerinin ekserji analizi ve termodinamik analizler ile hangisinin daha verimli olduğunu anlaşılmaya çalışılmıştır. Bunun yanı sıra temel tek kademeli soğurmalı sisteme ek bir ısı değiştirici daha ilave edilerek sistem verimliliğinin ne kadar arttığı gözlemlenmiştir. Çalışmada, Sistemin performans açısından performans katsayısı (COP) emici sıcaklığı, jeneratör sıcaklığı ve konsantrasyon farkları göz önünde bulundurularak performans kriterleri irdelenmiş, absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik ve ekserji analizleri yapılmış ve ekserji yıkımları elde edilmiştir. Atıl enerji olarak güneş enerjisinin kullanımına odaklanmış olup aynı zamanda absorbsiyon yatakları konvansiyonel buhar sıkıştırma kompresörlerinin yerini almıştır. İklim koşulları göz önünde bulundurularak herhangi bir yerde absorbsiyonlu sistemler devreye alınabilir. Çalışmada Amonyak-Lityum Nitrat çiftinde COP artışı 0,494'den 0,85'e çıkararak en büyük artışı göstermiştir. Lityum Bromür-Su çalışma çiftinde COP artışı 0,556'den 0,749'a çıkararak en büyük ikinci artışı göstermiştir. Bunu 0,458 den 0,584 ye çıkan Amonyak-sodyumtiyosiyanit ve 0,541 de 0,57 e çıkan Amonyak-Su çifti izlemiştir.

ANAHTAR KELİMELER: Güneş Enerjisi; Güneş Paneli; Soğutma Sistemi; İklimlendirme Sistemi; Absorbsiyon; entropi üretimi; ekserji analizi.

ABSTRACT

Turgut ŞAŞMAZ

EFFECTS OF ADDITIONAL HEAT EXCHANGERS IN A SINGLE-ACTING ABSORBATION COOLING SYSTEM: THERMODYNAMIC ANALYSIS

Baskent University Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

2021

Air conditioning and cooling systems in the world are generally and mostly made with vapor compression or vapor absorption systems. These systems draw a high amount of energy. It is thought that designing an appropriate waste energy utilization system, which can lead to the optimum use of solar energy or any waste energy source and as a result, to provide huge savings, will reduce the amount of electrical energy used and have positive effects in terms of global warming. The aim of this study is to conduct thermodynamic and exergy analyzes of an absorption air conditioning system supported by solar energy. In the basic study, it has been tried to understand which one is more efficient by exergy analysis and thermodynamic analysis of fluid pairs. In addition, by adding an additional heat exchanger to the basic single-stage absorption system, it has been observed how much the system efficiency has increased. In the study, the performance criteria of the system were examined by considering the coefficient of performance (COP), absorber temperature, generator temperature and concentration differences, thermodynamic and exergy analyzes of absorption cooling systems were made and exergy destructions were obtained. Focusing on the use of solar energy as inert energy, absorption beds have replaced conventional vapor compression compressors at the same time. Absorption systems can be commissioned anywhere, taking into account the climatic conditions. In the study, the COP increase in the Ammonia-Lithium Nitrate couple showed the greatest increase from 0.477 to 0.85. The COP increase in the Lithium Bromide-Water study pair showed the second largest increase, from 0.556 to 0.749. This was followed by the Ammonia-sodium thiocyanide pair, which increased from 0.458 to 0.584, and the Ammonia-Water couple, which increased from 0.541 to 0.57.

KEYWORDS: Solar Energy; NLP panel; Cooling system; Air Conditioning System; Absorbtion; entropy production; exergy analysis.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	iii
ŞEKİLLER LİSTESİ	vi
TABLolar LİSTESİ	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	x
1. GENEL BİLGİLER, TEZİN AMAÇ VE KAPSAMI	1
1.1. Giriş	1
1.2. Literatür Araştırması	3
1.3. Tezin Amaç ve Kapsamı	9
2. SİSTEMİN TANIMLANMASI	11
2.1. Giriş	11
2.2. Lityum Bromür- Su Sistemi	19
2.3. Amonyak- Su Sistemi	21
2.4. Amonyak- Lityum Nitrat ($\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$) Sistemi	23
2.5. Amonyak- Sodyum Tiyosiyanat ($\text{NH}_3\text{-NaSCN}$) Sistemi	24
2.6. Alternatif ve Optimize Edilmiş Çevrim	24
3. MATEMATİKSEL FORMULASYONLAR VE YAPILAN ÇALIŞMALAR	26
3.1. Giriş	26
3.2. Termodinamiğin 1. Ve 2. Yasasına Göre Hesaplamalar	26
3.3. Ekserji Dengesi Hesaplamaları	28
3.4. Sistemin Toplam Ekserji Kaybı	29
3.5. Ekserji Verimi	29
3.6. Sistemin Toplam Entropi Üretimi	30
3.7. LiBr-H ₂ O Solüsyonun Termodinamik Özelliklerine İlişkin Hesaplamalar	30
3.7.1. Solüsyon Entalpi Hesabı	30
3.7.2. Solüsyon Entropi Hesabı	32
3.8. Amonyak-Su Çalışma Çiftinin Termodinamik Özellikleri İlgili Hesaplamalar ..	33
3.8.1. Entalpi Hesapları	33
3.8.2. Entropi Hesapları	34
3.9. Amonyak – Lityum Nitrat Çiftinin Termodinamik Özellikleri İlgili Hesaplamalar	34
3.9.1. Amonyak- Lityum Nitrat ($\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$) Entalpi Hesaplamaları	34

3.10.	Amonyak – Sodyum Tiyosiyanat Çiftinin Termodinamik Özellikleri İlgili Hesaplamalar.....	35
3.10.1.	Amonyak- Sodyum Tiyosiyanat (NH ₃ -NaSCN) Entalpi Hesaplamaları	35
3.10.2.	Amonyak- Sodyum Tiyosiyanat(NH ₃ -NaSCN) Entropi Hesaplamaları.....	35
3.11.	Çevrimler İçin Hesaplama Denklemleri	36
3.12.	Güneş Enerjisi Değerleri	41
4.	BULGULAR VE İRDELEMELER.....	42
4.1.	GİRİŞ	42
4.2.	Lityum Bromür-Su Çifti İçin Bulgular	50
4.3.	Amonyak-Su Çifti İçin Bulgular	54
4.4.	Alternatif Akışkanlar İçin Bulgular	57
4.4.1.	Amonyak-Lityum Nitrat İçin Bulgular	57
4.4.2.	Amonyak- Sodyum Tiyosiyanat İçin Bulgular	61
4.5.	Jeneratör Giriş Sıcaklığının Etkisi	64
4.6.	Eveparatör Giriş Sıcaklığının Etkisi	66
4.7.	Absorber Giriş Sıcaklığının Etkisi.....	68
4.8.	Kondenser Giriş Sıcaklığının Etkisi	70
4.9.	Alternatif ve Optimize Edilmiş Çevrim İçin Bulgular.....	72
4.9.1.	Alternatif Optimize Edilmiş Li-Br Su Çifti İçin Bulgular.....	82
4.9.2.	Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak Su Çifti İçin Bulgular.....	85
4.9.3.	Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak Lityum Nitrat Çifti İçin Bulgular ..	88
4.9.4.	Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak Sodyum Tiyosiyanit Çifti İçin Bulgular	91
5.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER	97
5.1.	Sonuçlar	97
5.2.	Öneriler.....	99
	KAYNAKLAR:	102

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Sürekli soğurmalı bir soğutma çevriminin iki aşaması.....	11
Şekil 2.2. Absorbsiyon ve soğutucu karışım ayırma prosesi.....	12
Şekil 2.3. Soğutma Sistemin Blok Diyagramı.....	12
Şekil 2.4. Çift Etkili ve Tek Etkili Absorbsiyon Döngüsü P-T Diyagramalar.....	13
Şekil 2.5. Tek etkili endüstriyel bir yapıya sahip absorbsiyonlu soğutma Sisteminin yapısı.....	14
Şekil 2.6 Tek kademeli sistemin LnP ve h diyagramı.....	15
Şekil 2.7 Tek kademeli soğurma sistemin basınç ve sıcaklık diyagramı.....	15
Şekil 2.8 Geleneksel LiBr-su soğurmalı soğutma çevriminin şematik diyagramı.....	19
Şekil 2.9 Kristalleşme Sıcaklığının Lityum Bromür Konsantrasyonuna Bağlı Değişimi.....	21
Şekil 2.10 Geleneksel amonyak-su soğurmalı soğutma çevriminin Şematik diyagramı.....	22
Şekil 2.11 Güneş enerjili geleneksel amonyak-su soğurmalı soğutma çevriminin Şematik gösterimi.....	23
Şekil 2.12 Alternatif ve Optimize Edilmiş Tek kademeli Çevrim.....	25
Şekil 3.1. Güneş Enerjili absorbsiyon Çevrimi	36
Şekil 4.1 Kaynak [20] ve Tez Excel Hesapları Doğrulama Grafikleri 1.....	47
Şekil 4.2 Kaynak [20] ve Tez Excel Hesapları Doğrulama Grafikleri 2.....	47
Şekil 4.3 Excel Hesaplama Tabloları Açıklamaları	49
Şekil 4.4 Yapılan Hesaplamalar İçin Akış Diyagramı.....	50
Şekil 4.5 Su-Lityum Bromür çifti yüzde olarak yıkım oranları.....	53
Şekil 4.6 Amonyak - su çifti yüzde olarak yıkım oranları.....	57
Şekil 4.7 Amonyak-Lityum Nitrat çifti yüzde olarak yıkım oranları.....	60
Şekil 4.8 Amonyak-Sodyum Tiyosiyanat çifti yüzde olarak yıkım oranları.....	63
Şekil 4.9 Jeneratör Giriş Sıcaklığının COP Üzerindeki Etkisi	64
Şekil 4.10 Jeneratör Giriş Sıcaklığının Toplam Ekserji kaybı Üzerine Etkisi	65
Şekil 4.11 Jeneratör Giriş Sıcaklığının Toplam Entropi Üretimi Üzerine Etkisi	65
Şekil 4.12 Jeneratör Giriş Sıcaklığının Ekserji Verimi Üzerine Etkisi.....	66
Şekil 4.13 Evaporatör Giriş Sıcaklığının COP Üzerine Etkisi	66
Şekil 4.14 Evaporatör Giriş Sıcaklığının Toplam Ekserji Kaybı Üzerine Etkisi.....	67
Şekil 4.15 Evaporatör Giriş Sıcaklığının Toplam Entropi Üretimi Üzerine Etkisi.....	67

Şekil 4.16	Evaporatör Giriş Sıcaklığının Ekserji Verimi Üzerindeki Etkisi.....	68
Şekil 4.17	Absorber Giriş Sıcaklığının COP Üzerindeki Etkisi	68
Şekil 4.18	Absorber Giriş Sıcaklığının Toplam Ekserji Kaybı Üzerine Etkisi.....	69
Şekil 4.19	Absorber Giriş Sıcaklığının Toplam Entropi Üretimi Üzerine Etkisi.....	69
Şekil 4.20	Absorber Giriş Sıcaklığının Ekserji Verimi Üzerine Etkisi.....	70
Şekil 4.21	Kondenser Giriş Sıcaklığının COP Üzerine Etkisi	71
Şekil 4.22	Kondenser Giriş Sıcaklığının Toplam Ekserji Kaybı Üzerine Etkisi.....	71
Şekil 4.23	Kondenser Giriş Sıcaklığının Toplam Entropi Üretimi Üzerine Etkisi	72
Şekil 4.24	Kondenser Giriş Sıcaklığının Ekserji Verimi Üzerine Etkisi.....	72
Şekil 4.25	Lityum Bromür-Su Çifti Jeneratör Giriş Sıcaklığının Etkisi	83
Şekil 4.26	Lityum Bromür-Su Çifti Evaporatör Giriş Sıcaklığının Etkisi	83
Şekil 4.27	Lityum Bromür-Su Çifti Absorber Giriş Sıcaklığının Etkisi	84
Şekil 4.28	Lityum Bromür-Su Çifti Kondenser Giriş Sıcaklığının Etkisi.....	85
Şekil 4.29	Amonyak-Su Çifti Jeneratör Giriş Sıcaklığının Etkisi	86
Şekil 4.30	Amonyak-Su Çifti Evaporatör Giriş Sıcaklığının Etkisi	86
Şekil 4.31	Amonyak-Su Çifti Absorber Giriş Sıcaklığının Etkisi	87
Şekil 4.32	Amonyak-Su Çifti Kondenser Giriş Sıcaklığının Etkisi	88
Şekil 4.33	Amonyak-Lityum Nitrat Çifti jeneratör Giriş Sıcaklığının Etkisi.....	89
Şekil 4.34	Amonyak-Lityum Nitrat Çifti Evaporatör Giriş Sıcaklığının Etkisi.....	89
Şekil 4.35	Amonyak-Lityum Nitrat Çifti Absorber Giriş Sıcaklığının Etkisi	90
Şekil 4.36	Amonyak-Lityum Nitrat Çifti Kondenser Giriş Sıcaklığının Etkisi.....	91
Şekil 4.37	Amonyak-Sodyum Tiyosiyanit Çifti Jeneratör Giriş Sıcaklığının Etkisi	92
Şekil 4.38	Amonyak-Sodyum Tiyosiyanit Çifti Evaporatör Giriş Sıcaklığının Etkisi... ..	93
Şekil 4.39	Amonyak-Sodyum Tiyosiyanit Çifti Absorber Giriş Sıcaklığının Etkisi	93
Şekil 4.40	Amonyak-Sodyum Tiyosiyanit Çifti Kondenser Giriş Sıcaklığının Etkisi... ..	94

TABLolar LİSTESİ

Sayfa

Tablo 2.1. Üzerinde çalışma yapılmakta olan soğutma prosesi akışkan çiftleri.....	18
Tablo 2.2 Lityum bromürün kimyasal ve fiziksel özellikleri.....	20
Tablo 3.1. Entalpi hesabı için A, B ve C katsayı değerleri.....	31
Tablo 3.2. Denklem 3.25 için katsayı değerleri.....	32
Tablo 3.3. Denklem 3.26 için katsayı değerleri.....	32
Tablo 3.4 Eşitlik 3.27,3.28,3.29,3.30 ve 3.31 için katsayılar.....	34
Tablo 3.5 Türkiye'nin Güneş Enerji Potansiyelinin Bölgelere Göre Yıllık Dağılımı.....	41
Tablo 4.1. Kontrol Amaçlı Karşılaştırmalı Bulgular Tablosu.....	45
Tablo 4.2 Excel Hesaplama Sayfası kontrol çıktıları.....	46
Tablo 4.3 Lityum bromür-su çalışma çiftli için bulgular – 1.....	52
Tablo 4.4 Lityum bromür-su çalışma çiftli için bulgular – 2.....	52
Tablo 4.5 Lityum bromür-su çalışma çiftli için bulgular – 3.....	53
Tablo 4.6 Amonyak-su çalışma çiftli için bulgular – 1.....	55
Tablo 4.7 Amonyak -su çalışma çiftli için bulgular – 2.....	56
Tablo 4.8 Amonyak -su çalışma çiftli için bulgular – 3.....	56
Tablo 4.9 Amonyak-Lityum Nitrat çalışma çiftli için bulgular – 1.....	59
Tablo 4.10 Amonyak-Lityum Nitrat çalışma çiftli için bulgular – 2.....	59
Tablo 4.11 Amonyak-Lityum Nitrat çalışma çiftli için bulgular – 3.....	60
Tablo 4.12 Amonyak-Sodyum Tiyosiyanat çalışma çiftli için bulgular – 1.....	62
Tablo 4.13 Amonyak-Sodyum Tiyosiyanat çalışma çiftli için bulgular – 2.....	62
Tablo 4.14 Amonyak-Sodyum Tiyosiyanat çalışma çiftli için bulgular – 3.....	63
Tablo 4.15 Alternatif Optimize Edilmiş Lityum Bromür-su Çalışma Çiftli İçin Bulgular-1.....	74
Tablo 4.16 Alternatif Optimize Edilmiş Lityum Bromür-su Çalışma Çiftli İçin Bulgular-2.....	74
Tablo 4.17 Alternatif Optimize Edilmiş Lityum Bromür-su Çalışma Çiftli İçin Bulgular-3.....	75
Tablo 4.18 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Su Çalışma Çiftli İçin Bulgular-1.....	76
Tablo 4.19 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Su Çalışma Çiftli İçin Bulgular-2.....	76
Tablo 4.20 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Su Çalışma Çiftli İçin Bulgular-3.....	77

Tablo 4.21 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Lityumnitrat Çalışma Çiftli İçin Bulgular-1.....	78
Tablo 4.22 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Lityumnitrat Çalışma Çiftli İçin Bulgular-2.....	78
Tablo 4.23 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Lityumnitrat Çalışma Çiftli İçin Bulgular-3.....	79
Tablo 4.24 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Sodyum Tiyosiyanit Çalışma Çiftli İçin Bulgular-1.....	80
Tablo 4.25 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Sodyum Tiyosiyanit Çalışma Çiftli İçin Bulgular- 2.....	80
Tablo 4.26 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Sodyum Tiyosiyanit Çalışma Çiftli İçin Bulgular-3.....	81
Tablo 4.27 Alternatif Optimize Edilmiş Sistem İle Karşılaştırmalı Tablo.....	82

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

E	Özgül Ekserji
\dot{E}	Ekserji akışı
\dot{W}	İş akışı
V	Hız
G	yer çekimi ivmesi
Z	yükseklik
P	basınç
V	hacim
P	yoğunluk
μ	dinamik viskozite
M	moleküler ağırlık
CT	mutlak sıcaklık
Sur	çevre
\dot{Q}	Isı Transferi
\dot{S}	Entropi üretimi
\dot{m}	kütle akış debisi
h	Entalpi
s	entropi
W	İş
T	Sıcaklık
H	verim
A	alan
X	kalite (kuruluk derecesi)
\bar{X}	ortalama kuruluk
K	Solüsyonun ısı iletkenlik katsayısı
SC	Güneş Paneli
Evp	Evaporatör (buharlaştırıcı)
Abs	absorber (emici)
RHX	soğutucu ısı değiştiricisi
SHX	solüsyon (çözelti) ısı değiştiricisi
P	solüsyon pompası
Va	soğutucu genleşme valfi
COP	performans katsayısı
COP _c	karnot performans katsayısı
Tot	total
Bdv	basınç düşürme valfi
Ev	genleşme valfi
Kon	kondansör
Jen	jeneratör
He	ısı değiştirici
İn	içeri
out	Dışarı
D	Ekserji yıkımı
Ph	Fiziksel
Ch	Kimyasal
Sol	solüsyon
Bdv	basınç düşürücü valf

EI	elektrik enerjisi
Sv	sıvı
Bh	buhar
Kbh	kızgın buhar
Opt	optimize edilmiş
Gen	üretilen
Rad	ışık

1. GENEL BİLGİLER, TEZİN AMAÇ VE KAPSAMI

1.1. Giriş

Bu tezin amacı, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde çoklu karışım çalışma çiftlerinin ve güneş destekli absorpsiyonlu soğutmanın termodinamik ve ekserji analizleri ile birlikte tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin tezin içeriğinde anlatılan alternatif çevrim ile karşılaştırılmasıdır. Bu çalışmada temel soru, soğutma sistemindeki temel çalışma çiftlerinin değişmesi ile birlikte, tezde teklif edilen tek kademeli alternatif absorpsiyonlu soğutma çevriminin sistemin temel COP katsayısına olan etkisi ve ekserji verimi üzerindeki etkisinin artırılıp artırılamadığıdır. Bir başka önemli nokta ise yeni alternatif tek kademeli çevrimin literatürde bulunan klasik tek kademeli çevrimini yerini alarak, elde edilmiş olan sonuçlar ile çift kademeli çevrime rakip olabilip olamayacağıdır. Çalışmada karşılaştırılan çalışma sıvısı çiftleri Su-Lityum-bromür ve Amonyak-Su olarak seçilmiş olup, bunun yanında $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ve $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ sistemleri de lityum bromür-su ve amonyak-su çiftleri analizleri ile alternatif tek kademeli çevrimin etkinliğinin klasik tek kademeli çevrime olan üstünlüğü araştırılmak istenmektedir.

Absorpsiyonlu buzdolabı sistemleri son yıllarda araştırmacıların artarak ilgisini çekmektedir. Isı ile çalışan sistemler elektriğe göre daha üstün olabilirler, ucuz atık ısı, güneş, biokütle veya jeotermal enerjiden yararlanırlar. Bu ısı ile çalışan soğutma sistemleri soğutma işlemi için uygulanabilir ve ekonomik bir seçenekler olurlar. En yaygın absorpsiyon sistemleri $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çevrimleridir. Hem $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sistemine hem de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ sistemlerinden daha iyi performans gösteren çalışma çiftleri de aranmaktadır. Bunun için $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ve $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ döngülerinin $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ sistemlerine alternatif olabileceği düşünülmektedir. Bu nedenle, bu tezde, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ analizleri yanında $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ve $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ performanslarının da karşılaştırmaları yapılmak istenmekte ve tezde önerilmiş olan alternatif çevrimde $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ve $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ çalışma çiftler ininde etkinliği görülmek istenmektedir.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde çalışma sıvıları doğa ile uyumlu olup, ozon tabakasına zarar vermeyen çevreci bir sistem ortaya çıkartır. Bu nedenle tez de önerilmiş olan alternatif tek kademeli çevrim ile elde edilmek istenen COP ve ekserji verimi

hesaplamaları sonuçları ile bu sistemin klasik sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinin verimi karşısında ne derece etkin olabileceği de görülmek istenmektedir.

Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemine alternatif bir çevrim önerilmiş olup, COP ekserji verimi sayısında artış sağlanmaya çalışılmıştır. Önerilmiş olan çevrim absorber ve jeneratör arasında bulunan solüsyon ısı değiştiricisine ek bir ısı değiştiricisi daha kademeye alınarak sağlanmıştır. Bunun la birlikte çevrimdeki solüsyon ısı değiştiricisinin etkinliği ve önemi de ortaya çıkarılmıştır. Bu çalışmada tek ve bir etkili standart bir absorpsiyon yataklı soğutma ve iklimlendirme sistemi ve önerilen yeni çevrim ile yapılmış olan olan ekserji verimi ve COP katsayısı karşılaştırmaları başlıca iki adet çalışma çifti ile birlikte karşılaştırılmıştır. Yeni alternatif çevrimin önemi bu iki çalışma çiftine ek olarak seçilmiş olan iki adet alternatif çalışma çifti ile de ortaya konulmaya çalışılmıştır.

Literatürdeki mevcut tek kademeli sisteme ikinci birer adet daha solüsyon ısı değiştiricisi, genişleme valfi ve solüsyon pompası eklenmiştir. Optimize edilmiş ve absorpsiyonlu bir soğutma sisteminde, kompresyonlu bir çevrimde kompresör görevini gören absorber, jeneratör ve solüsyon ısı değiştiricisi üçlüsü arasında iyileştirme yoluna gidilmiştir. Çalışmada elde edilmek istenen sonuç; literatürdeki tek kademeli soğurmalı sistemlerde COP artışı, Toplam entropi üretimi düşüşü, toplam ekserji kaybı düşüşü ve ekserji veriminde artış sağlamaktır. Bu durum istediğimiz bir durum olup sistemin en önemli ekipmanları olan Absorber ve Jeneratör ekipmanlarında yapılan iyileştirmenin olumlu yönde olduğunu göstermektedir. Ayrıca geleneksel tek kademeli sisteme eklenmiş olan ikinci bir solüsyon ısı değiştiricisi ile elde edilmiş olan yeni çevrim, başlıca $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkanları yanında $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ve $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ akışkanlarının performanslarının da karşılaştırmaları yapılarak en etkin çalışma çiftinin seçilmesi de istenmektedir.

Çalışmada tek etkili absorpsiyonlu sistemlerinde literatürde standart olarak bulunan genişleme valfi, solüsyon ısı pompası ve solüsyon ısı değiştiricisine ek olarak, literatürde tek kademeli sistemlerde bulunmayan birer adet daha solüsyon ısı değiştiricisi, genişleme valfi ve solüsyon pompası eklenmek istenmektedir. Bu şekilde soğurmalı soğutma sistemleri için literatüre alternatif bir çevrim daha eklenmek istenmekte olup, bu alternatif ve optimize edilmiş sistemin tek kademeli sistemlerden daha performanslı olduğu gösterilmek istenmektedir.

Çalışmada karşılaştırılmış olan çalışma sıvısı çiftleri Su-Lityum-bromür ve Amonyak-Su olarak seçilmiştir. Bunun yanında $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ve $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ sistemleri de lityum bromür-su ve amonyak-su çiftleri ile karşılaştırılmıştır. $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ve $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ döngülerinin $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ sistemlerine alternatif olabileceği düşünülmektedir. Bu nedenle, bu çalışmada, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ analizleri yanında $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ve $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ performanslarının da karşılaştırmaları yapılmıştır. Bu karşılaştırmalar hem tek kademeli sistem için hem de tez de edilmek istenen ve literatüre eklenmek istenen alternatif çevrimler için yapılmak istenmektedir. Bu şekilde 4 adet çalışma çifti içinde tek kademeli sistemlere nazaran performans artışı gösterilmiş olmuştur.

1.2. Literatür Araştırması

Absorpsiyon ile soğutma sistemlerinin tasarlanması günümüzde birçok makale ve çalışmaya konu olmuştur. Farklı absorpsiyon yatakları ile farklı yaklaşımlarla tasarımlar yapılmakta, deneyler düzenlenmekte ve bunların ekserji analizleri günümüzde makalelere konu olmaktadır.

Soheil Mohtarama vd. “Exergy analysis of a multi mixture working fluid absorption refrigeration cycle” isimli çalışmalarında, su ve lityum-bromür olarak seçilen çoklu karışım çalışma sıvısı ile soğurmalı soğutma döngünün ekserji analizlerini yapmışlardır[1]. Simülasyon sonuçlarında en büyük ekserjiyi yok oluş oranı soğurucuda bulunmuştur. Isı değişim oranının artırılması ve dolayısıyla sıcaklık değişiminin azaltılması ile iyileştirme yapılabileceği sonucuna varmışlardır.

İlhami Horuz, “Absorpsiyonlu Isı Yükselticisi Takviyeli Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri” isimli çalışmasında, absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma performans katsayısı olan STK değerlerinin sınırlı kaldığını, söylemiştir [2]. Atık ısı kaynağı sıcaklığının sisteme özgü bir değerden sonra atmasının STK değerinde bir artış yaratmadığını gözlemlenmediğini ve STK'nın artırılması için çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri ön plana çıktığını vurgulanmıştır. Horuz çalışmasında alternatif bir döngü göstermekte. Bu alternatif döngü düşük sıcaklıklı ısı kaynağından tahrikli bir absorpsiyonlu yükselticisi kullanarak tek kademeliye olan mecburiyeti ortadan kaldırmayı hedeflemiştir.

Pongsid Sriksirin, Satha Aphornratana ve Supachart Chungpaibulpatana, “A review of absorption refrigeration Technologies” isimli çalışmasında, absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerine detaylı derleme yapmışlardır [3]. Bu çalışmanın amacını, soğurmalı soğutma teknolojileri hakkında temel arka plan sağlamak ve mevcut literatürleri gözden geçirmek olarak vurgulamışlardır. Bu derleme sonucunda absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde alınan patentler ile bu sistemin diğer soğutma sistemlerine rakip olabileceğini göstermişlerdir.

Pratul Thapar vd. “A COMPARATIVE REVIEW OF NH₃-H₂O AND H₂O-LiBr BASED VAPOR ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEMS” isimli çalışmasında, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin enerji israfını azaltma ve mevcut enerji kaynaklarını verimli kullanma kabiliyetini göz önüne sermiştir [4]. Bu sistem ayrıca Hidrokloroflorokarbonlar ve Kloro-florokarbonlar gibi geleneksel soğutucu akışkanlar yerine kullanılabileceğini söylemişlerdir. Ozon tabakasının incelmeye ve küresel ısınma sorunu bu sistem kullanılarak azaltılabilir. Öncelikli olarak kullanılan çevre dostu VARS, NH₃-H₂O ve LiBr-H₂O karışımıdır. Thapar vd. çalışmalarında NH₃-H₂O ve LiBr-H₂O sisteminin verimliliğini etkileyebilmiş çeşitli parametreleri gözden geçirmişlerdir. İncelemeden LiBr-H₂O tabanlı sistemin COP'sinin NH₃-H₂O tabanlı sistemlerin her zaman daha iyi olduğu sonucuna varmışlardır.

Boonrit Prasartkaew, “Performance Test of a Small Size LiBr-H₂O Absorption Chiller” isimli çalışmasında, yenilenmiş veya geliştirilmiş küçük boyutlu bir absorpsiyonlu soğutucunun performansı üzerine deneysel bir araştırma sunmaktadır [5]. Bu çalışmanın temel amacı, deneyim kazanmak ve absorpsiyonlu soğutucunun nasıl inşa edileceğini bilmektir. Soğutucunun performansı yerel hava koşulları altında incelenmiştir. Deneysel sonuçlar, geliştirilen soğutucunun nominal kapasitenin yaklaşık% 75'inde çalıştırılabileceğini ve bu soğutma kapasitesinin mevcut iklimlendirme odasının soğutma yükünü karşıladığını göstermiştir.

Zeki YILMAZOĞLU, “TEK ETKİLİ BİR ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ” isimli çalışmasında, tek kademeli, LiBr-H₂O çalışma çifti içeren ve güneş enerjisi ile desteklenmiş absorpsiyon yataklı bir soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmıştır [6]. Buhar sıkıştırılabilecek ve kompresyonlu bir iklimlendirme sistemi kullanımı yerine, bu, soğurmalı iklimlendirme sistemlerin kullanıldığı durumlarda, sistemin enerji verimliliğine ve sistemin

sürdürülebilirliğine büyük katkı yapmasını beklenmektedir. Sistemin tasarımından elde ettiği data'lara göre COP ve ekserjitik COP sırasıyla 0,71 ve 0,17 olarak kayda geçmiştir. Bu çalışma ve bu çalışmanın sonuçları ile termo ekonomik analiz yapılarak optimum ısı transfer yüzeyi alanları hesaplanırsa, sistemin performansı da arttırılabilir yorumuna varılmıştır.

Ezaz Ahmad Ansari ve Sohail Bux, "Study of Ammonia Water Vapour Absorption Refrigeration Chiller Run by Solar Thermal Energy" isimli çalışmalarında, güneş enerjisi destekli, su ve amonyak çalışma çifti içeren bir absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerine çalışmışlardır [7]. Çalışmada çeşitli türdeki buhar soğurma sistemlerinin termodinamik bulgularının ve performans değerlendirmelerinin kapsamlı bir incelemesini yapmışlardır. Bu çalışmada güneş destekli termal soğutucunun fizibilitesi, termodinamik yönleriyle ve ekonomik olarak doğa ve çevre dostu olarak incelenmiştir.

Jonathan Ibarra-Bahena ve Rosenberg J. Romero, "Performance of Different Experimental Absorber Designs in Absorption Heat Pump Cycle Technologies: A Review" isimli çalışmaları, absorpsiyonlu soğutma sistemlerine genel bir bakış olup, "jeneratör boyutunu küçültmek için kütle aktarımı en önemli olgudur"; yorumu yapılmaktadır [8]. Bu çalışmada soğurmalı ısı pompası çevrimlerinde çalışma farklı soğurucu tasarımlarının ana deneysel sonuçlarının bir incelemesi sunulmuştur. Çalışmada Absorber in, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin en önemli bileşeni olduğu ve genel olarak performansının, tüm absorpsiyon cihazlarının boyut ve enerji beslemesini doğrudan etkilediği vurgulanmıştır.

Özay AKDEMİR ve Ali GÜNGÖR, "ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ; VERİMLERİNİ ARTIRMAK İÇİN GELİŞTİRİLEN ÇEVİRİMLER" isimli çalışmalarında, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin verimlerinin arttırılması gerektiğini vurgulamışlardır [9]. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri soğutma için olduğu kadar ısıtma içinde kullanılabilirler. Bu sistemler atık ısı enerjilerin ve yenilenebilir ısı enerjilerin kullanılmasında en uygun sistemlerdir. Soğutucu akışkanın devir daim etmesi için diğer sistemlerde kompresörler bulunurken, absorpsiyon yataklı soğurmalı sistemlerde bu işlem absorber ve jeneratörden oluşan akuple bir sistem ile gerçekleştirilir. Yazar bu çalışmasında, sistem verimini arttırmak için yapılan iyileştirmeleri incelenmiştir.

Sachin Kaushik ve S. Singh, "Thermodynamic Analysis of Vapor Absorption Refrigeration System and Calculation of COP" isimli çalışmalarında, termodinamiğin

birinci ve ikinci yasalarının kullanılması ile bu tip döngülerin performans katsayısı (COP) için üst ve alt sınırlar türetmişlerdir [10]. Sonuç olarak, bu üst ve alt sınırların, döngünün bileşenlerinin çevresel sıcaklıklarına bağlı olmanın yanı sıra, soğutkanların, emicilerin ve bunların karışımlarının termodinamik özelliklerine de bağlı olduğu ve sistemin COP değerinin, sistem sıcaklıklarından büyük ölçüde etkilendiği anlaşılmıştır.

Dillip Kumar Mohanty, Abhijit Padhiary, “Thermodynamic Performance Analysis of a Solar Vapour Absorption Refrigeration System” isimli çalışmalarında, bu tür absorpsiyonlu soğutma sistemlerine güç sağlamak için güneş enerjisinin kullanılması büyük miktarda enerji tasarrufu sağlayabileceği görüşünü savunmuşlardır [11]. Sunulan çalışmada, bir güneş buharı soğurma sisteminin tasarımına ve sistemin performans analizine odaklanmıştır. Bu çalışmanın sonucunun gerekçelerini araştırmak için bir hata analizi sistemi de çalıştırılarak performans katsayısı (COP) açısından performansı, soğurucu sıcaklığı, jeneratör sıcaklığı ve yoğunlaşma farkı değerler incelenmiştir. Yapılan çalışmada sonuçlar, soğutma sisteminin, belirli bir yerin iklim koşullarını göz önünde bulundurarak tasarlanması gerektiğini göstermiştir.

Virang H Oza ve Nilesh M Bhatt, “Thermodynamic Analysis of Ammonia-Water Absorption Refrigeration System with Ejector” isimli çalışmalarında, amonyak-su ile çalışan absorpsiyonlu bir soğutma sisteminin ejektör eklenerek çalıştırılması üzerine çalışmışlardır [12]. Absorpsiyonlu soğutma çevriminin klasik ekipmanlarının yanına bir de ejektör ekleyip termodinamik analizlerini yapmışlardır. Geleneksel absorpsiyon sisteminin sonuçları, kombine ejektör absorpsiyon sistemi ile karşılaştırılmış ve jeneratör sıcaklığının sistemin performansına etkisi incelenmiştir. Bu bütünleştirilmiş sistemin COP'si, geleneksel döngüye kıyasla% 14.98 ile% 33.47'ye yükselmiştir.

Salem M. Osta-Omar ve Christopher Micallef, “Mathematical Model of a Lithium-Bromide/Water Absorption Refrigeration System Equipped with an Adiabatic Absorber” isimli çalışmalarının amacı, çalışma sıvısı olarak lityum-bromür-su çifti kullanan bir adyabatik absorber ihtiva eden soğutma sisteminin termodinamik analizi için matematiksel bir model geliştirmek olmuştur [13]. Çalışmadaki matematiksel modelden elde edilen sonuçlar, temel parametrelerin sistemin genel performansı üzerindeki etkisini araştırmak için kullanılmıştır. Jeneratör sıcaklığındaki artış ve adyabatik absorber sıcaklıklarının düşürülmesi ile sistemin COP'sinin artırılacağı vurgusu yapılmıştır. Bu sonuçlar ile yeni absorpsiyonlu soğutma çevrimleri üretilebilir.

Jasim Abdulateef, Sameer Dawood Ali ve Mustafa Sabah Mahdi, “Thermodynamic Analysis of Solar Absorption Cooling System” isimli çalışmasında, bir MATLAB programı yazılmış olup, bu program bileşenlerin geri döndürülemez kayıplarını ve sistemin toplam entropi üretimini araştırmak için kullanılmıştır [14]. COP performans katsayısındaki eğilim çalışmada sunulmuştur. Sonuçlar, hem COP hem de entropi üretiminin jeneratör ve evaporatör sıcaklıklarıyla orantılı olduğunu göstermiştir. COP ve tersinmezlik, kondansatör ve absorber sıcaklıkları ile ters orantılı çıktığı gibi, güneş kolektörü, sistemin toplam yıkım kayıplarının en büyük kısmını oluşturmuştur.

Farshad Panahi Zadeh, “The Energy and Exergy Analysis of Single Effect Absorption Chiller” isimli çalışmasında, Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını, tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji verimliliği analizleri için kullanmıştır [15]. Çalışmada Su - lityum bromür çözeltisinin entropisini değerlendirmek için deneysel bir korelasyon da kullanılmıştır. Sonuçlar, çeşitli çalışma koşullarında jeneratör ve absorber da maksimum ekserji yıkımının meydana geldiğini ve bu bileşenlerin kondansatör ve buharlaştırıcıdan ziyade enerji ve ekserjik verimlilik üzerinde daha büyük etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Çalışmada yine daha önceki literatür kayıtları gibi jeneratör ve absorber ikilisinin absorpsiyonlu soğutma sisteminin en önemli bileşenleri olduğu ifade edilmiştir.

Satish Raghuvanshi, Govind Maheshwari, “Analysis of Ammonia –Water (NH₃-H₂O) Vapor Absorption Refrigeration System based on First Law of Thermodynamics”, isimli çalışmalarında, tek kademeli Amonyaklı su çalışma çiftine sahip absorpsiyon yataklı, soğurmalı bir iklimlendirme sisteminin özelliklerini ve performansını değerlendirmek için deneysel çalışmalar yapmışlardır [16]. Termodinamik, kütle ve ısı transfer denklemleri ile çalışmada yer alan akışkanlarının termodinamik özelliklerin ide tanımlayan uygun denklemler ile değerlendirmeler yapılmıştır. Her bileşen için enerji analizi gerçekleştirilmiş ve soğutma çevrimi için sayısal sonuçlar Tablo halinde verilmiştir. Sonuç olarak, Jeneratöre giden çıkış suyu sıcaklığını sabit tutulması ve giriş suyu sıcaklığının artmasıyla sistemin performans katsayısı azalmış, Jeneratör Sıcaklığı arttıkça, sistemin COP'si düşmüş, kondenser sıcaklıklarını artırdıkça sistemin Performans Katsayısı düşmüş, absorber sıcaklıklarını artırdıkça sistemin Performans Katsayısı düşmüş, ısı eşanjörünün etkinliği arttıkça, sistemin COP'si de artmıştır.

Ridha Ben Iffa, Lakhdar Kairouani, Nahla Bouaziz, “Analyze and Comparison of a LiNO₃-NH₃ Absorption System Operating at Three Pressure Levels” isimli çalışmalarında, bir sıkıştırma-soğurma makinesi ile ilgili bir hibrit soğutma sistemi önermişlerdir [17]. Çalışma sıvısı olarak NH₃-LiNO₃ kullanmış ve üç basınç seviyesinde çalıştırılmıştır. Absorber iki basınç seviyesi arasında çalışan tek kademeli soğutma sisteminin aksine, evaporatör basıncı ve kondenser basıncı arasında alınan bir ara basınçtan alınmıştır. Önerilen yeni sistem incelenmiş ve geleneksel makineyle karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucu elde edilen sayısal sonuçların analizleri, önerilen yeni sistemin performansının geleneksel tek kademeli döngüye göre daha iyi olduğunu göstermiştir. Çalışma, ara basıncın performans artışı üzerindeki büyük etkisini gözler önüne sermiş ve sistemin düşük entalpi kaynaklarında çalışmasını sağlayarak jeneratör sıcaklığını düşürme üzerindeki büyük etkisini ortaya koymuştur.

Jasim Abduleef, Sameer Dawood Ali ve Mustafa Sabah Mahdi, “Thermodynamic Analysis of Solar Absorption Cooling System” isimli çalışmalarında, güneş destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizlerini incelemişlerdir [18]. Sistem bileşenlerinin birer birer geri döndürülemez kayıplarını ve sistemin toplam entropi üretimini araştırmak için entropi üretimine dayalı bir hesaplama kodu MATLAB'da yazılmıştır. Jeneratör, buharlaştırıcı, kondansatör ve absorber sıcaklıkları ile ısı eşanjörü etkinliklerinin değişimi ile performans katsayısındaki değişim eğrileri bu çalışmada gösterilmiştir. Sonuçlar, hem COP hem de toplam entropi üretiminin jeneratör ve evaporatör sıcaklıklarıyla orantılı olduğunu göstermiştir. COP ve tersinmezlikler kondansatör ve soğurucu sıcaklıkları arttıkça azalmıştır. Ayrıca, güneş kolektörü, sistemin toplam yıkım kayıplarının en büyük kısmını ihtiva etmiştir. Sırası ile jeneratör ve absorber gelmiştir. Bu ekipmanların tasarım yönü ile daha fazla iyileştirme gerektirdiği görülmüştür.

Cafer Solum vd. “ÇİFT ETKİLİ LiBr-H₂O AKIŞKANLI ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNDE TERMODİNAMİKSEL BÜYÜKLÜKLERİN SİSTEM PERFORMANSINA ETKİLERİ” isimli çalışmalarında, LiBr-Su çalışma çifti kullanılmış olan bir iki etkili absorpsiyon yataklı soğutma sistemindeki termodinamik sel hesaplamalar ile hesaplanan büyüklüklerinin sistem genel performansına olan etkilerini incelemişlerdir [19]. Sistem elemanlarının sıcaklık ve basınçları değiştirilmiş ve değişen bu sıcaklık ve basınç girdilerine göre sistemin COP'si ölçülmüştür. Çalışma sonucu ortaya çıkan değerler iki etkili bir absorpsiyon yataklı soğutma sisteminde basınç ve

sıcaklıkların son derece dikkatli seçilmesi gerektiğini göstermiştir. Normal olarak iki etkili absorpsiyon yataklı bir soğutma sisteminin performans değerinin birin üzerine çıktığı pek görülmemiştir. Fakat bu çalışmada COP nin birin üstüne çıktığı gözlemlenmiştir.

Farshad Panahi Zadeh, “The Energy and Exergy Analysis of Single Effect Absorption Chiller” isimli çalışmasında, yine termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları, soğutma amacı ile kullanılan tek etkili absorpsiyonlu bir soğutucunun enerji ve ekserjik verimliliğini değerlendirmek için kullanmıştır [20]. Çalışma deneysel korelasyonlar üzerine kurgulanmış olup çevrimin herhangi bir noktada su / lityum bromür çözeltisinin entropisi değerlendirilmiştir. Çalışma sonuçları jeneratörde ve absorber da maksimum ekserji yıkımının meydana geldiğini ve enerji ve ekserjik verimlilik üzerinde daha büyük etkiye sahip olduklarını göstermiştir. Bu şekilde bu tezde de savunulduğu gibi jeneratör ve absorber bütünü sistemin en önemli bileşenleri olduğu ifade edilmiştir. Sonuçlar ekserji tahribatı nedeniyle ekserjik verimliliğin enerji verimliliğinden daha düşük olduğunu göstermiştir.

Literatür araştırmasına göre tezde savunulan ve önerilen sistemin güneş enerjisi destekli olmasının gerektiğine karar verilmiştir. Bu duruma göre tezde bölgemiz iklim koşullarına da değinilmiştir. Literatür araştırması sonuçları sistemin en önemli bileşenlerinin jeneratör ve absorber ın bira araya gelmesi gerektiğini vurgulamıştır. Ayrıca bu iki komponent arasına solüsyon ısı değiştiricisi eklenerek COP artırımına gidilmektedir. Bu tezde bu üç komponent yeni bir çevrim önerisi ile geliştirilmeye çalışılmıştır. Klasik çevrimde kullanımda olmayan ya da kullanılan tek ısı değiştiricisi ile elde edilen COP değerinin artırılması gerekliliği literatür araştırması sonucu görülmüştür. Bu durumda yeni önerilen sistemde ikini bir solüsyon ısı değiştiricisi kullanılmıştır.

1.3. Tezin Amaç ve Kapsamı

Literatür araştırması sonucunda Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde COP katsayısının ve Ekserji veriminin Standart kompresyonlu soğutma çevrimlerine nazaran çok düşük olduğu görülmüştür. Özellikle tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde COP katsayısı 0,5-0,6 arasında seyretmektedir. Absorpsiyonlu

iklimlendirme ve soğutma sistemlerinin soğutma performans katsayısı kompresyonlu ve buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerine göre oldukça düşüktür. Özellikle bu çalışmada kullanılan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin COP değeri 0,75 üzerine çıkamaz. Bunun yanı sıra literatür araştırması sonucu absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde COP artışı sağlayan alternatif çevrimlerin araştırıldığı görülmektedir.

Bu çalışmanın amacı;

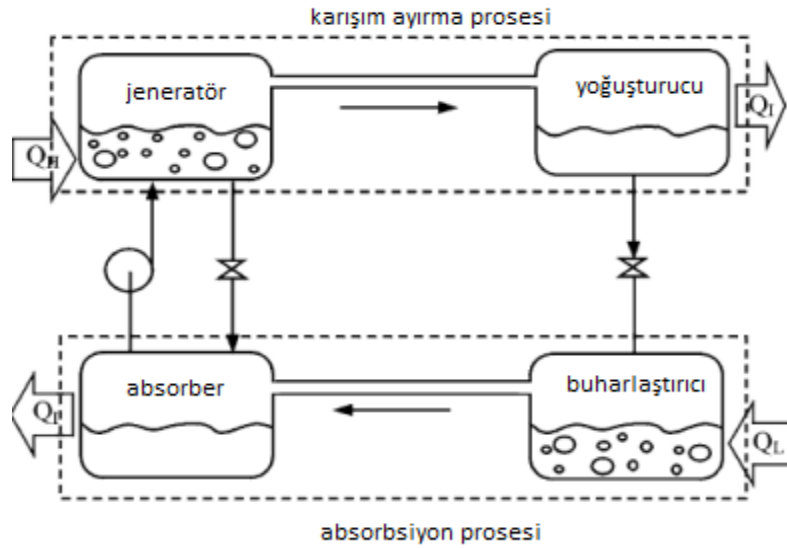
- Güneş enerjisi ile desteklenmiş, absorpsiyon yataklı, soğurmalı bir iklimlendirme sisteminin termodinamik ve ekserji analizlerini yapmak,
- Akışkan çiftlerinin ekserji analizi ile hangisinin daha verimli olduğunu belirlemek,
- Tek etkili sisteme eklenen ilave ısı değiştiricisinin etkinliğini ölçmek,
- Dört adet çalışma çiftini aynı dış ortam ve aynı soğutma kapasitesi ile kıyaslamak.

Tez kapsam olarak; beş bölümden oluşmaktadır. Tezin giriş kısmında tez hakkında elde edilmek istenen sonuçların özeti, daha önce bu konuda yapılan çalışmalardan özet bilgiler verilmiştir. Sistemin Tanımlanması kısmında ise üzerinde çalışılan sistem, geliştirilmek istenen alternatif sistem hakkında bilgiler ve çalışmada irdelenen akışkan çiftleri hakkında bilgiler verilmiştir. Matematiksel Formülasyonlar kısmında tez de yapılan hesaplamalarda kullanılan temel denklemler verilmiştir. Tezin Bulgular ve İrdemeler kısmında çalışmada üzerinde kullanılan tek kademeli standart sistemde ve tezde geliştirilmek istenen alternatif tek kademeli sistemde, dört adet çalışma çiftinin, ekipman giriş sıcaklıklarının artmasına verdiği tepkiler ve alternatif çevriminin performans artış bulguları verilmiş ve irdelenmiştir. Sonuçlar kısmında elde edilen sonuçlar verilmiş, daha sonra yapılacak olan çalışmalar için öneriler verilmiş ve çalışmada elde edilmiş sonuçların yorumları yapılmıştır.

2. SİSTEMİN TANIMLANMASI

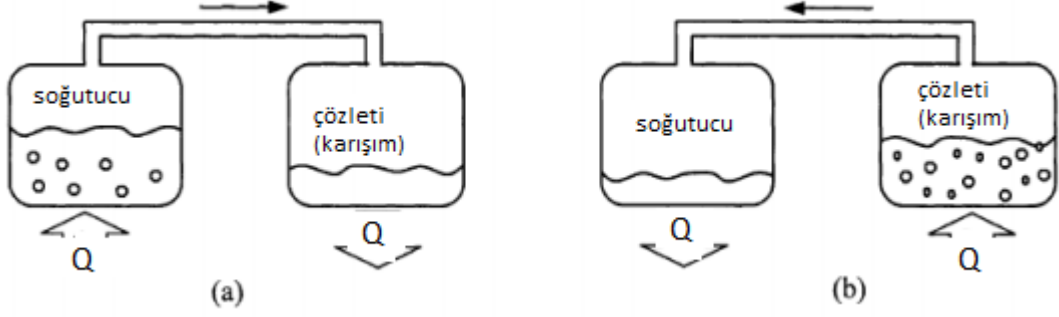
2.1. Giriş

Soğurmalı(absorbsiyonlu) soğutma sistemlerinin çevriminde iki farklı akışkan yer alır. Çevrimde dolaşan bu iki farklı akışkandan birisine soğutucu akışkan denmektedir ve bu akışkan aynı mekanik soğutma sistemlerinde olduğu gibi buharlaştırıcıda buhara dönerek soğutma yükünün soğutulan ortamdan çekilmesini sağlamaktadır. Diğer akışkana ise yutucu, soğurucu (absorbent) akışkan denir. Bu soğuran akışkan, Şekil 2.1 dede görüldüğü gibi soğutma çevriminin belirli kısımlarında soğutucu akışkan ile çözelti oluşturup, çözelti şeklinde soğutucu akışkanı taşımaktadır [2].



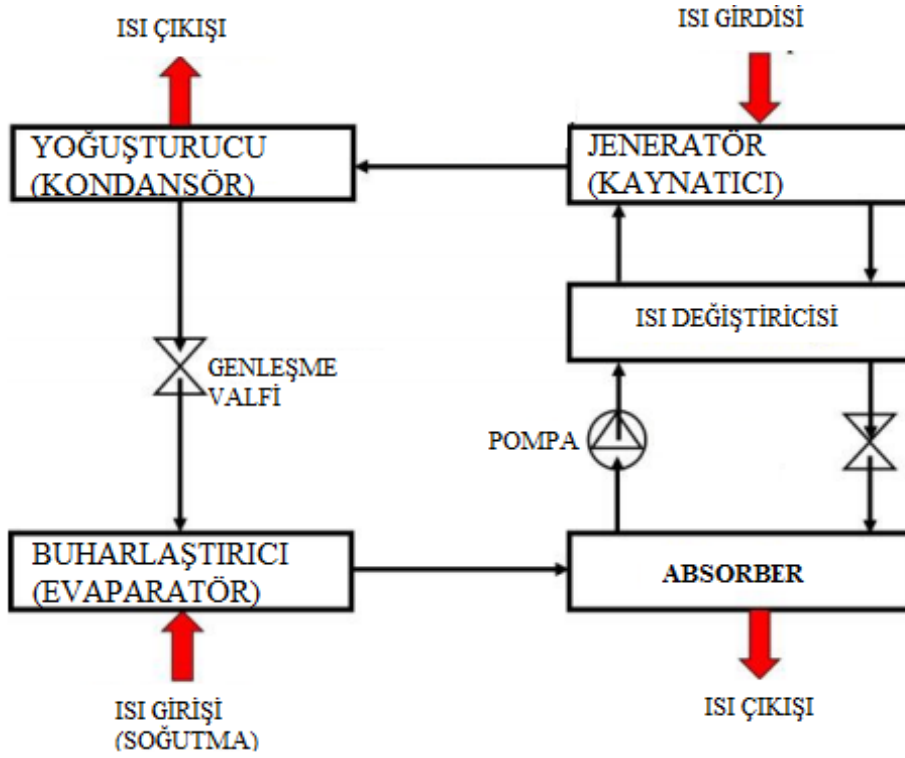
Şekil 2.1 Sürekli soğurmalı bir soğutma çevriminin iki aşaması [3]

Absorbsiyonlu soğutma çevrimindeki iki aşama Şekil 2.1 de görülmektedir. Absorbsiyon süreci ve soğutucuyu ayırma süreci çevrimin bu iki aşamasıdır. Şekil 2.2 (a)'da görüldüğü gibi absorbsiyon süreci için iki hazne içerisinde soğutucu madde ve karışım bulunmaktadır. Sol haznede bulunan soğutucu maddeye ısı verilmesiyle moleküller buharlaşır. Bu buharlaşma süreci ısı çeken bir süreçtir. Buharlaşan akışkan Sağ haznede bulunan karışım tarafından emilerek basınç düşürülmektedir. Emilme işlemi dışarı ısıveren bir süreçtir. Şekil 2.2 (b)'de de görüldüğü gibi, sağ haznede bulunan karışıma ısı verilmesiyle soğutucu akışkan buharlaşır. Bu ısı çeken bir süreçtir. Buhar Sol kaba doğru hareket eder. Bu arada kaptan ısı çekilerek yoğuşma sağlanmaktadır [3].

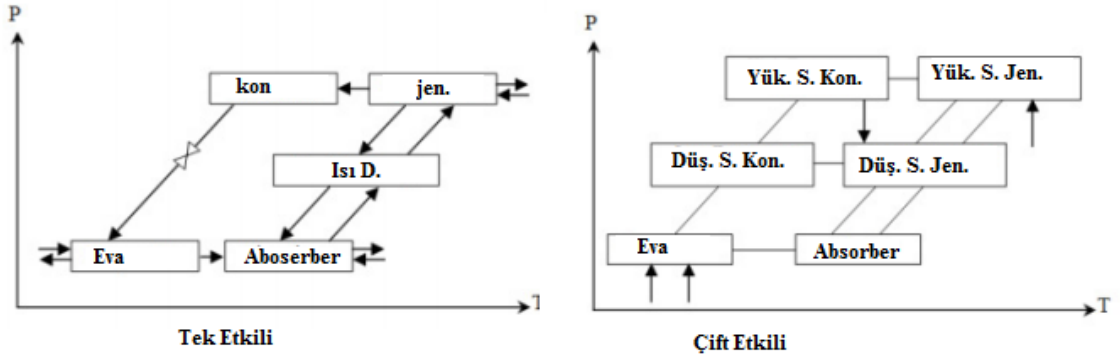


Şekil 2.2. Absorbsiyon ve soğutucu karışım ayırma prosesi [3]

Son yıllarda soğurma sistemli soğutma çevrimlerinde lityum bromür-su ve amonyak – su çalışma çiftleri çok yaygın olarak kullanılan akışkan çiftlerini oluşturmaktadır. Sisteme ait basitleştirilmiş bir blok diyagram Şekil 2.3 de verilmiştir [1]. Şekil 2.4 de tek kademeli ve çift kademeli sistemlerin blok diyagramları verilmiştir.



Şekil 2.3. Soğutma Sistemin Blok Diyagramı [1,4]

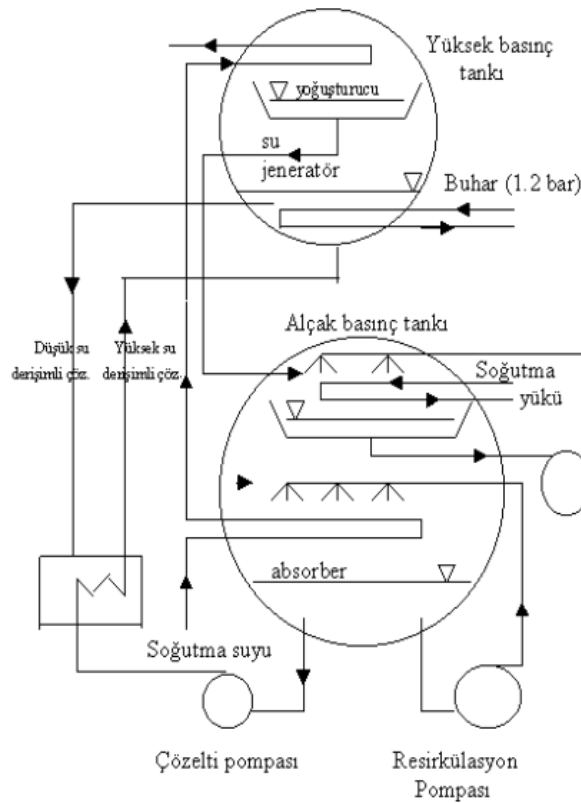


Şekil 2.4. Çift Etkili ve Tek Etkili Absorbsiyon Döngüsü P-T Diyagramalar [1,5]

Soğurma sistemli soğutma sistemleri genel olarak atık ısıların çıktıları ile kullanılmaktadır. Bu tip soğutma sistemleri tek kademeli ve birden çok kademeli olarak çalışabilirler. Bu tip soğutma sistemlerinde soğutma sistemlerinin performans göstergesi olan “Soğutma Tesir Katsayısı” faktörü daha çok kullanılmaktadır. “Soğutma Tesir Katsayısı” tek kademeli bir soğutma sisteminde sınırlı kalabileceğinden sistemdeki kademe sayısı birden çok kademeye çıkartılabilir. Atık kaynak sıcaklığı yani ısı kaynağı değeri ne kadar artarsa artsın, sistemin “Soğutma Tesir Katsayısı” nda bir değişim gözlemlenmediği düşünülürse, tek kademeli sistemden çift kademeli sisteme geçilmesi “Soğutma Tesir Katsayısı” nın artışında önemli bir rol oynayacağı gibi gerektiği yerde çift kademenin de üzerine çıkılabilir. Atık kaynak sıcaklığı yeterince yüksek değil ise tek kademeli sistemin kullanılması mecburiyetini doğurmaktadır ve bu çift kademeli bir sisteme göre performans düşüklüğü ile kendini gösterir [2]. Böyle bir durumda sistemin performansını artırmak için atık ısı kaynağının sıcaklığı artırılabilir. Bunun için güneş enerjili bir sistemde panel tipi güneş sisteminden vakum borulu ya da yoğunlaştırılmalı güneş toplayıcılarına geçilebilir.

Şekil 2.5’de endüstriyel amaçla kullanılmakta olan bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin genel şekli verilmiştir. Yüksek ve düşük basınç ekipman gurubu olmak üzere iki basınç seviyesi gösterilmiştir. Yüksek basınç kademesi içinde yoğuşturucu ve jeneratör yer almakta olup, düşük basınç kademesi içinde ise buharlaştırıcı ve soğurucu ekipmanları yer almaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin soğutma etkinlik katsayıları (COP) kompresyonlu ve buhar sıkıştırılmalı sistemlere kıyasla çok düşük elde edilmektedir. Tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin COP’si tam çalışma koşullarında 0,7 yi geçmez iken buhar sıkıştırılmalı bir sistemin COP’si 4,5-5 arasında elde

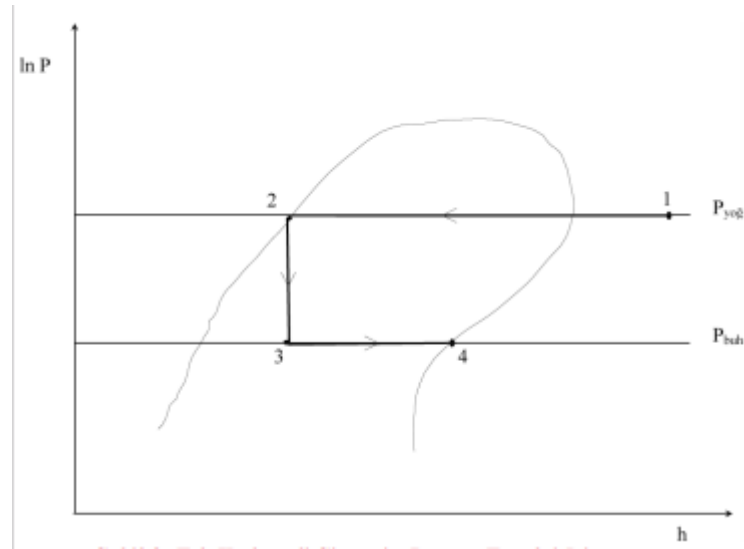
edilmektedir. Bu amaçla iki etkili, üç etkili ve çok etkili absorpsiyonlu soğutma sistemleri ve hibrid kullanımlar üzerinde birçok çalışma yapılmaktadır [6]. Aynı zamanda performans artırımına gidilmesi gerektiğinde artan güneş ışınımını değerlendirmek makuldür. Tek etkili sistemlerde jeneratör sıcaklığı yaklaşık 100°C civarındadır. Tek etkili absorpsiyon sistemlerinde panel tipi güneş kolektörleri yeterli olurken iki etkili bir sistemde jeneratör sıcaklığı yaklaşık 145 °C civarında olacağı için vakum borulu ya da parabolik tip kolektörlerin kullanılması tavsiye edilir [6].



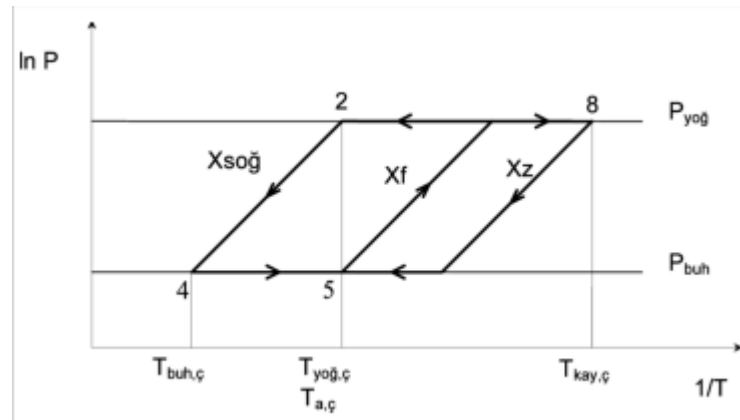
Şekil 2.5. Tek etkili endüstriyel bir yapıya sahip absorpsiyonlu soğutma sisteminin yapısı [6]

“Basınç kayıpları ihmal edildiğinde, kaynatıcı, yoğuşturucu basıncında, absorber ise buharlaştırıcı basıncındadır” [2]. Sistemin genel olarak çalışma prensibine baktığımızda, yoğuşturucudan doymuş akışkan olarak çıkan soğutucu akışkan, kısılma vanasına akar ve buharlaştırıcı basıncı yoğuşturucu basıncından daha ufak olduğu için genişleme vanasında buharlaştırıcı basıncına kadar genişletilir. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıda soğutulan ortamdan ısı çekerek buharlaşır. Buharlaştırıcıdan çıkan

soğutucu akışkan genelde doymuş ya da kızgın buhar fazındadır ve soğutucu akışkan yoluna absorber a girerek devam eder. Absorber da, soğutucu akışkan ısı eşanjörün den geçirilip çözelti bakımından fakir bir halde bulunan solüsyona ısı verir ve ardından kısılma vanası ile basıncı düşürülerek absorber a gelen çözelti bakımından zengin olan solüsyon, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını emer. Emilim (absorbsiyon) işlemi sırasında absorber dan ne kadar iyi ısı çekilirse emilim işlemi o kadar iyi gerçekleşir. Absorber içinde tekrar çözelti bakımında fakir hale gelen solüsyon, pompa ile tekrar kaynatıcıya sevk edilir. Absorber dan kaynatıcıya gönderilen fakir solüsyon, kaynatıcıdan dönen zengin solüsyon ile ısı eşanjörün de ısıtılarak verim artırma yoluna gidilir [2]. Şekil 2.1' de gösterilen tek kademeli soğurmalı soğutma sistemin lnP-entalpi ve sıcaklık-basınç diyagramları Şekil 2.6 ve Şekil 2.7 de verilmiştir [2].



Şekil 2.6 Tek kademeli sistemin lnP ve h diyagramı [2]



Şekil 2.7 Tek kademeli soğurma sistemin basınç ve sıcaklık diyagramı [2]

Absorbsiyonlu sistemlerde temel elemanların işlevlerini detaylı bir şekilde açıklamak gerektiğinde şu açıklamaları yazabiliriz.

Pompanın görevi şu şekilde açıklanır: Mekanik bir yaklaşımla sıvı fazındaki akışkanların hareket etmesi ve bir yerden bir yere aktarılması pompa yardımı ile sağlanır. Pompalar enerji çeken ekipmanlardır. Pompalar birçok enerji kaynağında faydalanabilirler. Bunların başında manuel, elektrik enerjisi, motorlar ve rüzgâr enerjisi gelir [7].

Yoğuşturucu (Kondansatör) ün görevi şu şekilde açıklanır: Yoğuşturucu nun amacı soğutucu akışkan buharını yoğuşturup sıvı faza getirmektir. İçinde kondansatör soğutma sıvısı tüpleri vardır. Bu soğutma sıvısı tüpleri içinde soğutucu sıvı akar ve sistemin soğutucu akışkan buharı bu soğutucu sıvı tüplerinin dışında kalan alanı kaplar. Buhardan tüp içindeki soğutma akışkanına ısı transferi olur ve tüp yüzeylerinde sistemin soğutucu akışkanı yoğuşur. Yoğuşup buhar fazından sıvı fazına geçen ana sistem soğutucu akışkanı kondansatör den çıkıp genleşme valfine gelir [7].

Jeneratörün amacı, soğutucu buharını sistemin geri kalanına teslim etmektir. Bunu soğutucu akışkanın çözültiden ayırarak gerçekleştirir. Jeneratörde, solüsyon sıcak buhar ya da sıcak su içeren düşey borulardan akar. Çözelti ısıyı emerek, çözeltinin kaynaması ile soğutucu buharlaşarak karışımdan ayrılır. Bu şekilde karışımın kalanı daha yoğunlaştırılmış bir hal almış olur. Bu yoğunlaştırılmış karışım absorber a geri aktarılır [7].

Buharlaştırıcı (Evaporatör) ün görevi şu şekilde açıklanır: çevrimdeki suyu ısıtmaktır. Evaporatör deki düşük basınç ile soğutma suyu, Evaporatör içinden geçen soğutulan ortamın sıcak akışkanını ihtiva eden tüp demetlerinin üzerinden geçerek buharlaştırılır [7].

Absorber in görevi şu şekilde açıklanır: Absorber içinde, soğutucu akışkan buharı emici akışkan ve çözelti tarafından soğurur. Bu soğurma işlemi sırasında, soğutucu akışkan buharı yoğuşarak sıvı fazını alır ve bu şekilde açığa çıkan ısı absorber tüp demeti tarafından ortamdaki uzaklaştırılır. Bundan sonra fakir olan absorbent (emici) solüsyon jeneratöre geri pompalanır. Jeneratörde oluşan sıcak soğutucu akışkan buharları jeneratörden kondansatöre geçer [7].

Bu tip soğutma sistemlerinde sistemin ve çevrimin hiçbir noktasında akışkanların ve solüsyonun katı faza geçmesi istenmez. Katı faza geçen akışkanlar sistemi tıkır ve çalışmasına engeller. Bundan dolayı çalışma çifti seçimine göre ve çevre etkileri göz önünde bulundurularak solüsyonun ve akışkanların kristalleşme sıcaklığı çevrimin her noktasında kontrol edilmelidir [2].

Bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin performansı kritik olarak çalışma sıvılarının termodinamik özelliklerine bağlıdır. Emici soğutucu akışkanın karışımı kimyasal olarak kararlı, toksik olmayan ve patlayıcı olmayan özellikte olmalıdır. En önemli termofiziksel özellikler şunlardır [8]:

- Soğutucu ve emici çözelti,
- Soğutucunun buharlaşma ısısı,
- Çözelti ısısı,
- Emici çözünürlüğü,
- Isı kapasitesi,
- Viskozite,
- Yoğunluk,
- Yüzey gerilimi ve termal iletkenlikte soğutucu akışkan ve emici çözelti [8].

Ayrıca, entropi üretimini azaltmak için çalışma çifti dikkatlice seçilmelidir. Entropiyi azaltmak için emici çalışma sıcaklıkları ortam sıcaklığına yakın olmalıdır. Çalışma çifti, Isı transferini iyileştirmek, emici alanını azaltmak ve entropi üretimini düşük tutmak için yüksek ısı iletkenliğine sahip olmalıdır [8].

Tablo 2,1’de üzerinde çalışmalar yapılan akışkan çiftleri verilmiştir [9]. Tablo 2,1 e bakıldığında absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan akışkan çiftleri görüldüğü gibi, seçilen çalışma çiftindeki akışkanların hangisinin soğurulduğu (soğutucu akışkan) ve hangisinin soğurucu (absorbent) olduğu görülmektedir.

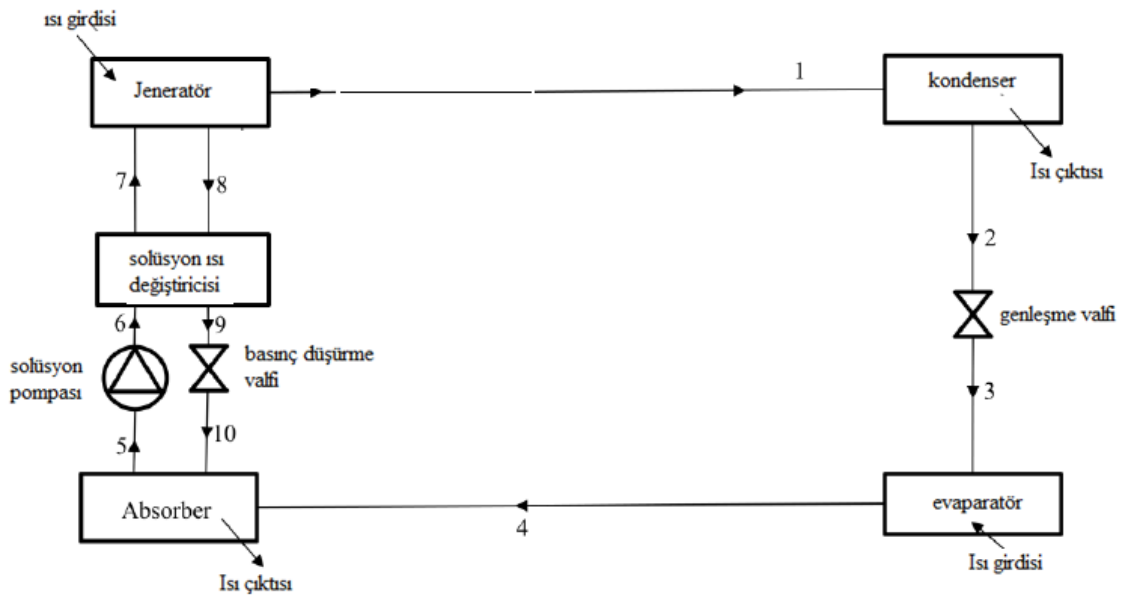
Tablo 2.1. Üzerinde çalışma yapılmakta olan soğutma prosesi akışkan çiftleri [9]

SOĞUTUCU AKIŞKAN	ABSORBENT
Amonyak	Kalsiyumklorür (CaCl_2)
Amonyak	Stronsiyumklorür (SrCl_2)
Amonyak	Heptanol
Amonyak	Trietanol amin
Amonyak	Gliserol
Amonyak	Silikon yağ
Amonyak	Lidyum nitrat (LiNO_3)
Amonyak	Lidyum bromid (LiBr_2)
Amonyak	Çinko bromid (ZnBr)
Amonyak	Sodyumtiosiyanat (NaSCN)
Amonyak	Lidyumtiosiyanat (LiSCN)
Amonyak	N Metil 2 pirrolidon (NMP)
Amonyak	Metil ϵ kaprolactan (MCL)
Amonyak	Dimetil metil fosfonat (DMMP)
Amonyak	Tetraetilen glikol dimetil eter (DMETEG)
Amonyak	Dimetil formamid (DMF)
Su	Lidyum bromür (LiBr)
Metil amin	Su
Metil klorid	Tetraetil glikol
R 12	Dimetilasitamid
R 12	Siklohexanon
R 21	Dimetil etil ester
R 22	Dimetil formamid
R 22	Siklohexanon
R 22	Dimetil asit amid

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri klasik buhar sıkıştırırmalı sistemler ile kıyaslandığı zaman çeşitli avantajları ve dezavantajları ortaya çıkar. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde hareketli parçaların az olmasından yani kompresör ihtiva etmediğinden dolayı çok daha sessiz çalışabilirler. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde buhar sıkıştırırmalı sistemlerinde kullanılan elektrik enerjisinden çok daha az enerji çekmektedir. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri % 0 ila %100 arasında değişebilen soğutma yükü sağlayabilir. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri kolay ayarlanabilir, kontrol edilebilirler Absorbsiyonlu soğutma sistemleri daha az bakım isteyen ve daha uzun ömürlü sistemlerdir. Buhar sıkıştırırmalı sistemlerde bulunan kompresör olmadığı için sürtünmelerden kaynaklanan güç kayıpları ve aşırı kızdırma problemleri bu sistemlerde söz yoktur. Sıcaklıktaki değişimler genişleme valfi ile küçük değişimlerle kontrol altında tutulabilir. Bu tip sistemlerde Evaporatör basınç ve sıcaklıklarında azalma olduğunda soğutma kapasitesi çok etkilenmez. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutma yükü hızlı bir şekilde sağlanır [10]. İlk yatırım maliyetleri yüksektir. Fakat bakım gerektirmemesi ve arızalanmanın az olması sistemi uzun dönemde avantajlı yapar [9].

2.2. Lityum Bromür- Su Sistemi

Orta dereceli sistemler ve özellikle 50 °C'nin üzerindeki sıcaklıklarda hava şartlandırma sistemleri için uygundur. Burada su soğutucu akışkan ve lityum bromür de soğurucu (emici) akışkan görevi üstlenir [10]. Lityum Bromür –Su çalışma çiftinin absorpsiyon döngüsü temel olarak kondansatör, jeneratör, Evaporatör ve soğurucu dan oluşur. Jeneratör, soğutucuyu çözültiden ayırarak, soğutucu buharını sistemin geri kalanına iletir. Borulardan akan su ve çözelti dikey olarak yüksek sıcaklıkta enerji kaynağına sahip buhar veya sıcak olan yatay tüplerin üzerine düşer. Kondansatörün amacı, soğutucu buharlarını yoğunlaştırmaktır. Kondansatörde, ısı soğutucudan sabit basınç altında çekilir. Bir tüp demeti içeren buharlaştırıcı, soğutulan dolaşım suyu sistemini taşır. Daha düşük bir basınçta Evaporatöre, soğutucu akışkan su dolaşım suyundan ve soğutucu akışkan buharından emilerek buharlaştırılır. Oluşan kaptaki basıncı artma eğilimindedir. Absorber da bir buhar emilim sisteminin emicisi içinde, soğutucu buharı çözelti tarafından emilir. Soğutucu olarak buhar emilir, buhardan sıvıya yoğunlaşarak buharlaştırıcıda elde edilen ısı salınır [2,11].



Şekil 2.8 Geleneksel LiBr-su soğurmalı soğutma çevriminin şematik diyagramı [12]

Sistemin çalışma çiftinde emici olan absorber ismini, emilen ise absorbent ismini alır. Isı, kondansatörden ve absorbent ten soğutma suyuna doğru dışarı atılır. Soğutulan ortamdaki ısı buharlaştırıcıya çekilir. Absorber dan gelen sıvı çözelti daha sonra jeneratöre pompalanır. Kolektörden gelen ısıyı alan jeneratör emdiği absorbenti serbest

bırakır ve bu absorbant kondansatöre iletilir. Soğutucu akışkan, soğutucu akışkan ısı değiştiricisi sinden geçer, genişler ve buharlaştırıcıya yönlenir. Lityum bromür, lityum gibi alkali metal tuzu içerir. Havada ayrışmaz; Bu Şekilde istikrarlı bir karışımdır. Bunun kimyasal ve fiziksel zellikleri Tablo 2.2’de verilmiştir [1].

Tablo 2.2 Lityum bromürün kimyasal ve fiziksel zellikleri [1]

Lityum yüzdesi	7.99%
brom yüzdesi	92.01%
Erime sıcaklığı	547 ° C or 1017 °F
Kaynama Sıcaklığı	1265 ° C or 2309 °F
Moleküler ağırlık	86.856 Grams/mole
has ağırlık	3.464 at 25 ° C or 77 °F
Alkalinlik	3.464 at 25 ° C or 77 °F
Alkalinlik	Neutral

Absorbsiyon sistemi konvansiyonel sistemlere ek olarak emici, pompa, genişleme valfi ve jeneratör ihtiva eder ve sistem basıncılı ve yüksek basıncılı bir alan olan iki bölümden oluşur. Lityum Bromür Su iftli için buharlaştırıcıdan çıkan buharlaştırılmış çıkış suyu, hat boyunca emiciye girer ve daha sonra doymuş lityum ile karışır. Jeneratörden geçen bromid çözeltisi daha sonra, çözünmüş buharlaşmış su olarak emilir.

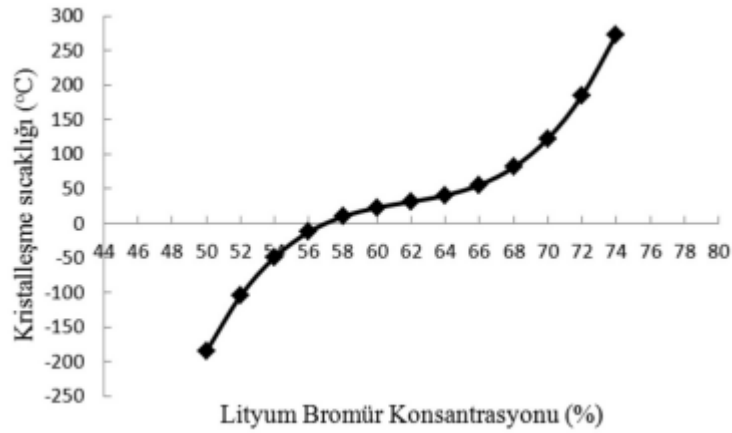
Bu işlem ekzotermiktir ve soğuk suyun bobini çözelti sabit bir sıcaklıkta tutulana kadar ısıyı emer. Emici zelti sıcaklığı solüsyon sıcaklığındaki artış nedeniyle düşük tutulur. Bu nedenle, çözelti tarafından emilebilir. Su-lityum bromürün seyreltilmesi ile yüksek basınc kullanılarak jeneratöre aktarılır. Suyun bir kısmı Jeneratör ısı ile buharlaştırılır ve buharlaşan suyun bir kısmı yoğunlaştırıcıya gider. Konsantre basınc çözeltisi su-lityum bromid genişleme vanasından geçerek azalır ve sonunda emiciye geri döner [1].

Güneş enerjili absorbsiyon döngüsü, jeneratör, kondansatör, Evaporatör ve soğurucu. Bu ana bileşenler bir ısı eşanjörü, iki genişleme valfi ve bir pompa ile üç bölüme ayrılır. Jeneratör, soğutucuyu çözeltiden ayırarak, soğutucu buharını sistemin geri kalanına iletir. Borulardan akan su ve çözelti dikey olarak yüksek sıcaklıkta enerji kaynağına sahip buhar veya sıcak olan yatay tüplerin üzerine düşer. Kondansatörün amacı, soğutucu buharlarını yoğunlaştırmaktır. Kondansatörde, ısı soğutucudan sabit basınc altında çekilir. Bir tüp demeti içeren buharlaştırıcı, soğutulan dolaşım suyu

sistemini taşır. Daha düşük bir basınçta Evaporatöre, soğutucu akışkan su dolaşım suyundan ve soğutucu akışkan buharından emilerek buharlaştırılır. Oluşan kaptaki basıncı artma eğilimindedir. Absorber da bir buhar emilim sisteminin emicisi içinde, soğutucu buharı çözelti tarafından emilir. Soğutucu olarak buhar emilir, buhardan sıvıya yoğunlaşarak buharlaştırıcıda elde edilen ısı salınır [13].

Sistem performansı, güneş kolektöründen gelen ısı miktarının artması ve azalması ile ve güneş panelindeki sıcaklığının değişmesi ile artar veya azalır [14,15].

Şekil 2.9'da ise lityum bromür emilimine ve konsantrasyonuna bağlı olarak solüsyonun kristalleşmeye yaklaştığı ve kristalleşme sıcaklığı verilmiştir. Şekil 2,9' da görüleceği üzere lityum bromür oranı arttıkça, kristalleşme sıcaklığı artmaktadır [2].



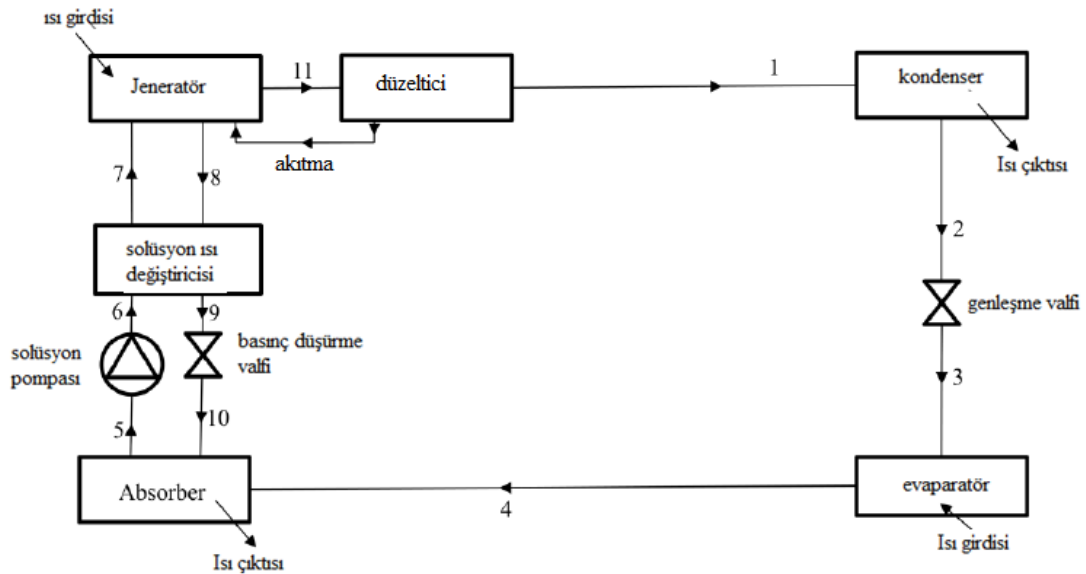
Şekil 2.9 Kristalleşme Sıcaklığının Lityum Bromür Konsantrasyonuna Bağlı Değişimi [2]

2.3. Amonyak- Su Sistemi

Sistem genel olarak 50 C altındaki uygulamalarda ve düşük sıcaklı için kullanılır. Burada amonyak soğutucu ve su emici görevi üstlenir [10]. Sistemin ana ekipmanları; bir emici, bir pompa, bir jeneratör ve bir basınç düşürme valfinden oluşur. Bu çalışma çiftinde NH₃ soğutucu olarak kullanılırken su ise emici görevi üstlenir. Sistem içinde

amonyak emicideki soğuk su tarafından emilir. Bu şekilde oluşan çözeltiye aqua amonyak çözeltisi denir [16].

Şekil 2.10 da amonyak- su çalışma çiftine sahip sistemin şematik blok diyagramı gösterilmektedir [12]. Sıvı haldeki soğutucu, soğutulan ortamdaki ısıyı emerek buharlaştırıcıda buharlaşır ve ortaya çıkan düşük basınçlı buhar absorber'a aktarılır. Burada jeneratörden dönen zayıf ve fakir çözelti tarafından emilir. Fakir çözelti ise ısı eşanjöründe soğutulur ve basınç düşürme valfi ile kısıldıktan sonra absorbera gelir. Güçlü çözelti absorber da oluşur ve jeneratör basıncına pompalanır. Jeneratörde, jeneratöre eklenen ısı ile az miktarda su ile birlikte amonyak buharının ayrılması sağlanır. Jeneratörden ayrılan çözeltiden su buharını çıkarmak için bir doğrultucu eklenmelidir. Su uçucu olduğu için amonyak su karışımı kondansatöre ulaşmadan önce düzeltici jeneratör ve kondansatör arasına konmalıdır. Düzeltilerde su amonyaktan ayrılır ve amonyak kondansatöre doğru yoluna devam eder [12].

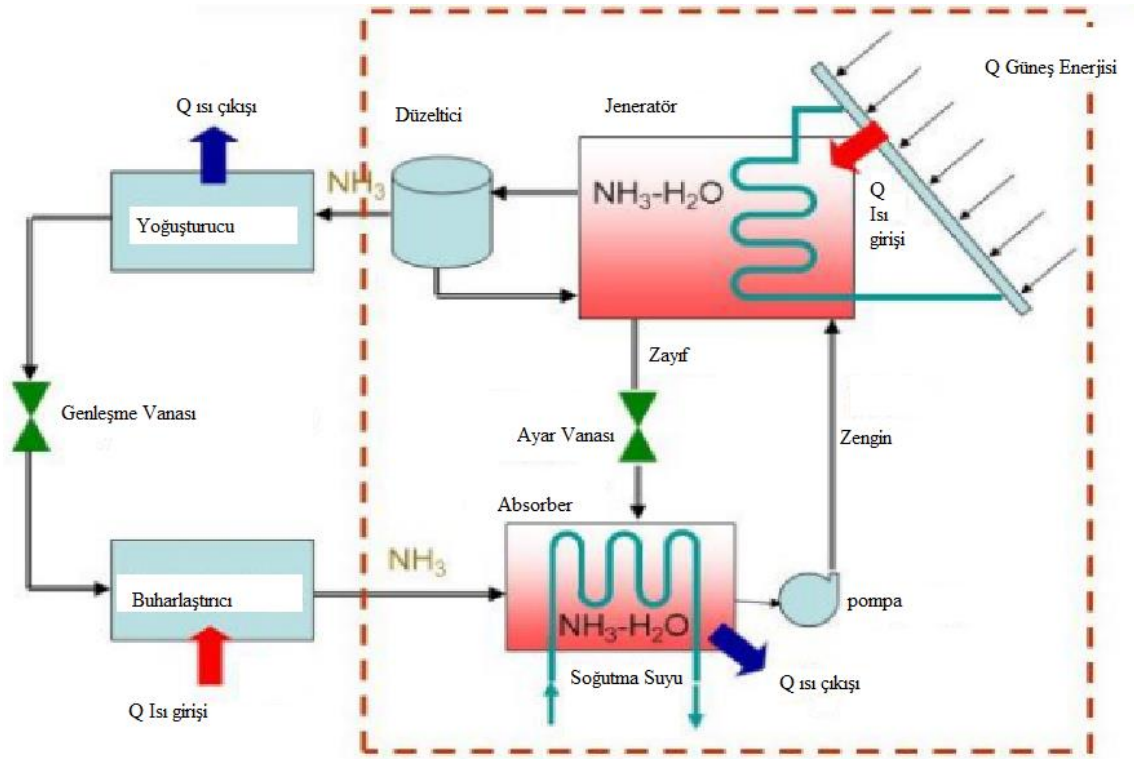


Şekil 2.10 Geleneksel amonyak-su soğurmalı soğutma çevriminin şematik diyagramı [12]

Sistemdeki düzelticinin görevi şu şekilde açıklanabilir: Bir düzeltici, alternatif akımı direkt akıma çeviren, bir veya birden fazla diyotlar içeren elektrikli bir alettir. Bir diyot, tek yönlü bir vana gibi çalışır ve elektrik akımı sadece bir yönde akar. Bu prosese düzeltme (rektifikasyon) denir. Bir düzeltici şu şekillerde olabilir: katı hal diyotları gibi

birkaç farklı fiziksel formda, vakum tüp diyotları, cıva ark vanaları, silikon kontrollü doğrultucular ve diğer çeşitli silikon bazlı yarı iletkenler [7].

Amonyaklı suyun emilim döngüsünde, ortam koşullarında amonyak emilir ve ardından karışım kaynatılarak amonyak sudan ayrılır. Amonyak buharlaştırıcısındaki buharlaşma sırasında çok fazla ısı emer, bu da onu kabul edilebilir bir soğutma işlemi yapar. Amonyak-su çözeltisinin rehabilitasyonu, doğrudan ısıtma ile yapılır [1]. Şekil 2.11’ de Güneş enerjili geleneksel amonyak-su soğurmalı soğutma çevriminin şematik diyagramı verilmiştir [7].



Şekil 2.11 Güneş enerjili geleneksel amonyak-su soğurmalı soğutma çevriminin şematik gösterimi [7]

2.4. Amonyak- Lityum Nitrat ($\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$) Sistemi

Bazı araştırmacılar çalışma sıvıları olarak NH_3 - LiNO_3 kullanan farklı emme makineleri modellerini de incelemişlerdir. Absorbsiyon makinesi altı ana ekipmandan oluşur. Bunlar Evaporatör, emici(absorber), pompa, jeneratör, kondansatör ve genleşme valfidir. Bir soğurma soğutma döngüsünü modellemek için, soğutma döngüsünün her bileşenini modellemek yeterlidir [17].

Şu iyi bilinmektedir ki tek kademeli bir absorpsiyon soğutma sisteminin basınç seviyeleri: Evaporatör basıncı ve kondansatör basıncıdır. $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ çalışma çiftini kullanan geleneksel bir absorpsiyon emilim makinesi, $95\text{ }^\circ\text{C}$ 'nin altında bir jeneratör sıcaklığı ile çalışamaz. Ayrıca Evaporatör ve kondansatör sıcaklığı sabit olup sırasıyla -10 ve $40\text{ }^\circ\text{C}$ 'ye sabitlenir. Böyle bir durumda performans katsayısı (COP) $0,34$ 'ü geçemez. Bunu düşünerek yapılan hesaplamalar aşağıdaki varsayımlar ile yapılır [17].

- Her ana bileşendeki sıcaklık eşittir.
- Soğutucu akışkan buharı, emici girişindeki zengin çözelti ve jeneratör çıkışındaki fakir çözelti ile termodinamik olarak dengededir.
- Jeneratör çıkışındaki akışkan, buhar kalitesi ile birlikte doymuş durumdadır.

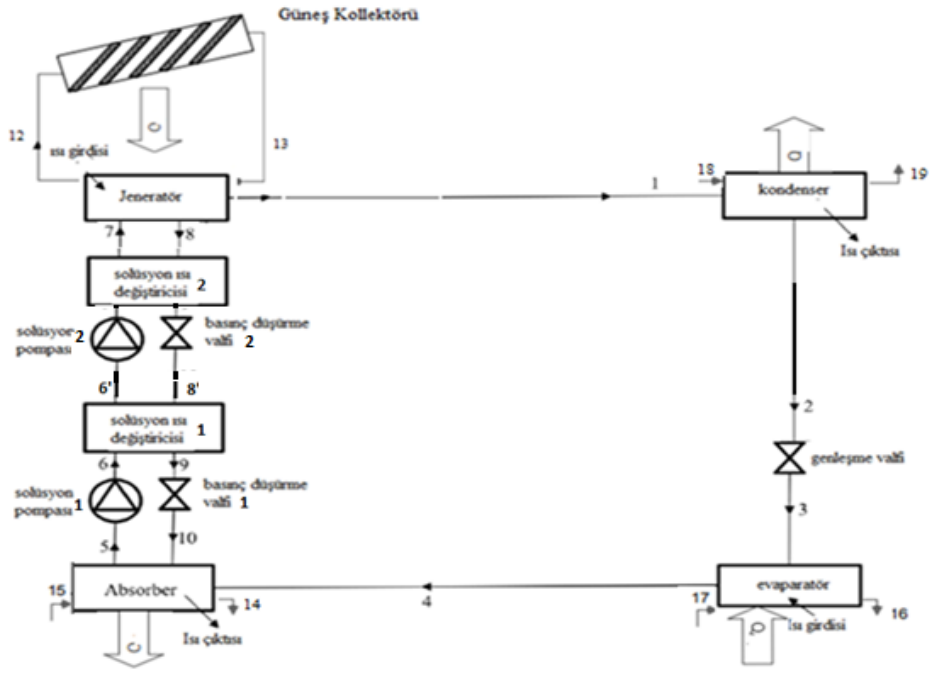
Bu çalışma çiftinde amonyak (NH_3) soğutucu akışkan olup lityum nitrat LiNO_3 emici akışkandır.

2.5. Amonyak- Sodyum Tiyosiyanat ($\text{NH}_3\text{-NaSCN}$) Sistemi

Bu çalışma çiftinde amonyak (NH_3) soğutucu akışkan olup Sodyum Tiyosiyanat ($\text{NH}_3\text{-NaSCN}$) emici akışkandır. Amonyak-Sodyum Tiyosiyanat, Lityum Bromür-Su ve Amonyak – Su sistemlerine alternatif akışkan olarak kullanılır [17,35].

2.6. Alternatif ve Optimize Edilmiş Çevrim

Bu en uygun şekle sokma yapılırken ve literatüre yeni bir çevrim eklenmeye çalışılırken literatürde kullanılan klasik tek kademeli çevrimlere ek olarak jeneratör ve absorber arasına ikinci birer adet daha solüsyon ısı değiştiricisi, genişleme valfi ve solüsyon pompası eklenmiştir. Tezin amacı, tek kademeli çevrimler için COP ve ekserji veriminde ki literatür değerleri üzerindeki artış, Toplam entropi üretimi ve toplam ekserji kaybındaki literatür değerleri altında seyreden bir düşüş olmuştur. Bu alternatif çevrim için kullanılan sistemin çevrimi aşağıdaki Şekil 2.12 de verilmiştir.”



Şekil 2.12 Alternatif ve Optimize Edilmiş Tek kademeli Çevrim.

3. MATEMATİKSEL FORMULASYONLAR VE YAPILAN ÇALIŞMALAR

3.1. Giriş

Bu bölümde tez de yapılan irdelemeler ve yapılan hesaplamalar da kullanılan temel ve en önemli denklemlerin açıklaması yapılmıştır.

Yapılan hesaplamalar termodinamik kanunlara dayanır ve bu termodinamik ilkeler temel olarak termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarıdır. Bu çalışmada termodinamik verim, ek olarak ekserji verimliliği ve performans katsayıları (COP) bulguları ortaya konulmuştur. Bu çalışmada bu termodinamik ilkelere sadık kalınmıştır. Bu çalışmada ekserji yıkımları termodinamik hesaplara ek olarak elde edilmiştir.

3.2. Termodinamiğin 1. Ve 2. Yasasına Göre Hesaplamalar

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizleri ve ekserji analizleri bu çalışmada yapılmıştır. Ekserji analizi, tüm döngü ve termodinamik yasalar kullanılarak hesaplanmıştır. Sistemin bileşenleri termodinamik ve ekserji açısından karşılanmıştır. Son olarak performans katsayısı ve ekserji verimi elde edilmiştir. Termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına dayanan performans denklemleri, sistemin her bileşeni için uygulanmıştır. Termodinamiğin birinci kanununun denklemleri enerji dengesi temelinde yazılmıştır. Termodinamiğin ikinci yasasında, entropi nedeniyle sistemdeki yıkım kayıpları göz önünde bulundurulmuştur. Sistem karalı olarak kabul edilmiş ve genişleme işlemi için cihazda sabit entalpi varsayımı yapılmıştır. [18]. Çalışma şartları için bazı kabuller yapılması gerekir.

Sistemin çalışma şartları için yapılan kabuller şu şekildedir ve bu çalışma şartları hesaplamalarda girdi olarak ta kullanılmıştır [19].

- Evaporatör den çıkan soğutucu, doymuş buhar şartlarında ve Evaporatör sıcaklığında alınmıştır. Burada kuruluk değeri $X = 1$ olarak alınır.
- Kondansatörden çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında sudur. Kondansatör sıcaklığına eşit alınmıştır. Burada kuruluk değeri $X = 0$ olarak alınır.
- Absorber yatağından çıkan çözeltili, absorbera eşit basınçta ve absorbera eşit sıcaklıkta olup denge halinde kabul edilmiştir.

- Jeneratörden çıkan çözelti, jeneratör sıcaklığı ve jeneratör basıncında denge halinde kabul edilmiştir.
- Jeneratör çıkışındaki su kızgın buhar fazındadır ve kızgın buharın sıcaklığı jeneratör sıcaklığı ile aynı olarak alınmıştır.
- Sistemin basınç kayıpları göz ardı edilmektedir.
- Sistemin çevre ile olan enerji alış verişi izole haldedir, sistem adiyabatik olarak düşünülmüştür.
- Sistemde iş girişi yoktur.
- Aynı sıcaklık ve soğurulma oranı için, dengedeki ve dengesiz haldeki entalpi değerleri eşit olarak alınmıştır.
- Sistem sürekli rejim şartlarında işlediği varsayılmıştır.
- Sistemdeki çevrenin temel sıcaklığı ve basıncı 25 C ve 1 atm kabul edilmiştir.
- Çözeltideki kimyasal ekserji ve kimyasal ekserji kaybı, ilgili çalışmaların çoğunda ihmal edilmiş olup, bu çalışmada da ihmal edilmiştir [50].

Ekserjinin analizi, termodinamiğin temel 1. ve 2. yasalarından oluşur. Kararlı durum için kontrol hacmi ve sürdürülebilir akış kontrol hacmi aşağıda gösterilmiştir [1,15].

$$\dot{Q}-\dot{W}=\sum\dot{m}_{out}(h_{out}+V_{out}^2/2+gz_{out})-\sum\dot{m}_{in}(h_{in}+V_{in}^2/2+gz_{in}) \quad (3.1)$$

$$\dot{S}_{gen}=\sum\dot{m}_{out}\dot{s}_{out}-\sum\dot{m}_{in}\dot{s}_{in}+\dot{Q}/T_0 \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{sur}=-\dot{Q} \quad (3.3)$$

Q'u Denklemler (1) ve (2) 'den elimine edersek ve tersine çevrilebileceğinden entropi üretimini yok sayarsak, ekserji için denklem şu şekilde yazılabilir [1].

$$E=(h-h_0)-T_0(s-s_0)+V^2/2+gz \quad (3.4)$$

Bir sistemin performansı ekserji yıkımına göre değerlendirilir. Bir sistemin ilk durumdan denge durumuna gelirken maksimum olabilen geri dönüşlü işi olarak söylenebilir [1]. Gerekli ihmaller ile tüm sistemin ekserji denklemi şu şekilde olur.

$$\dot{E}=\dot{E}_{ph}+\dot{E}_{ch} \quad (3.5)$$

Fiziksel ekserji akışı, mekanik ve termal dengede iken mümkündür [1].

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m}[(h-h_0)-T_0(s-s_0)] \quad (3.6)$$

S_0 ve h_0 , sırasıyla entropi ve entalpi olduğu durumlarda Kütle akışı ekserjisi:

$$E=[h_{(T,X)}-h_0]-T_0[s_{(t,X)}-s_0] \quad (3.7)$$

Kimyasal dengeye, mekanik denge ve termik malzeme akışı ile ortamla sabitlendiğinde ulaşılabilir. Sistem bileşenleri içerisinde kimyasal reaksiyonlar meydana gelmediğinden, emici sıvının kimyasal durumu sabittir.

$$\dot{E}_D = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (3.8)$$

$$\dot{E}_D = \Sigma \dot{E}_{in} - \Sigma \dot{E}_{out} - \dot{Q}(1-T_0/T) - \dot{W} \quad (3.9)$$

Eşitlik (3.9) ün sağ tarafı giriş ve çıkış ekserji alanına ait iki ilk terime sahiptir bu arada üçüncü ve dördüncü terimler ekserji transferi ile alakalıdır.

$$YD_{i,j} = \dot{E}_{Dj} / \dot{E}_{Dtot} \quad (3.10)$$

Performans katsayısı (COP), Evaporatör tarafından soğutma sisteminden alınan enerjinin harcanan enerji veya yapılan iş miktarına oranını gösterir [1].

$$COP = \dot{Q}_{evp} / (\dot{Q}_{evp} + \dot{W}_{El}) \quad (3.11)$$

İkinci verimlilik yasası, buharlaştırıcıda sistemin kazandığı faydalı ekserji oranını gösterir.

3.3. Ekserji Dengesi Hesaplamaları

Özgül Ekserji veya bir sıvı akışının ekserjisi aşağıdaki gibi tanımlanabilir [20].

$$E = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.12)$$

Eşitlikte verilen h ve s değerleri entalpi ve entropiyi, h_0 ve s_0 değerleri, akışkanın çevre sıcaklığındaki entalpi ve entropisini ifade etmektedir [21].

Absorbsiyonlu sistemi oluşturan her bir elemanı birer kontrol hacmi olarak alırsak, tersinmezlik veya ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir [22].

$$\Delta E = \Sigma \dot{m}_{in} E_{in} - \Sigma \dot{m}_{out} E_{out} - [\Sigma \dot{Q}(1-T_0/T)_{in} - \Sigma \dot{Q}(1-T_0/T)_{out} + \Sigma \dot{W}] \quad (3.13)$$

4.14 eşitliğindeki terimlerin ilk iki tanesi seçilen kontrol hacmine giren ve çıkan akışların ekserjisini göstermek olup, üçüncü ve dördüncü terim ise sabit bir sıcaklıkta geçen ısının ekserjisini tanımlamaktadır. Son terim ise seçtiğimiz kontrol hacmine giren ya da çıkan işin ekserjisidir. Absorbsiyonlu sistemlerde solüsyon pompası dışında iş yapılmadığı varsayılır ise neredeyse seçilmiş olan bütün kontrol hacimlerinde iş terimi ihmal edilebilir [22]. Ekserji yıkımı bir özellik olmadığından ekserji yıkımı değeri kesinlikle eksi sonuç alamaz, fakat bunun aksine, ekserji bir özelliktir ve aynı diğer özellikler gibi, bir sistemin ekserjisindeki değişim artı, eksi veya sıfır değerlerini alabilir. Ekserji yıkımının pozitif değer alması “Tersinmez hal değişimine”, Ekserji yıkımının sıfır değer alması ise “Tersinir hal değişimini” gösterir [49].

3.4. Sistemin Toplam Ekserji Kaybı

Absorbsiyonla çalışan bir soğutma sisteminin toplam ekserji kaybı, sistemin bütün elemanlarının ayrı ayrı ekserji kayıplarının toplamına eşit olup bu sistem için aşağıdaki gibi yazılır [23].

$$\Delta E_{\text{tot}} = \Delta E_{\text{bdv}} + E_{\text{ev}} + E_{\text{abs}} + E_{\text{evp}} + E_{\text{kon}} + E_{\text{jen}} + E_{\text{he}} + E_{\text{p}} \quad (3.14)$$

3.5. Ekserji Verimi

Absorbsiyonlu bir soğutma sisteminin ekserji veriminin diğer bir adı da ikinci yasa verimidir. Ekserji veriminde sistemden çıkan ekserjinin sisteme girdi olan ekserjiye oranı alınır. Ekserji verimi diğer bir adı ile ikinci yasa verimi şu şekilde hesaplanır [45].

$$\eta_{\text{ekserji}} = \frac{\text{Çıkan Özgül Akış Ekserjisi}}{\text{Giren Özgül Akış Ekserjisi}} \\ = \frac{[(\dot{m}(E_{\text{out}} - E_{\text{in}}))_{\text{yoğuşmuşsu}}]}{[(\dot{m}(E_{\text{in}} - E_{\text{out}}))_{\text{buhar}}] + W_{\text{pompa}}} \quad (3.15)$$

Burada T_b buharlaştırıcı yani Evaporatör ün ortalama sıcaklığını ve T_h ise jeneratörün ortalama sıcaklıklarını ifade etmektedir.

Isıtma uygulamalarında ekserji verimini bulmak için absorber ve yoğuşturucudaki soğutma suyu ekserjisinin jeneratördeki ısı kaynağının ekserjisine oranını almak gerekir [22].

3.6. Sistemin Toplam Entropi Üretimi

Sistemin toplam entropi üretim oranı, her birindeki entropi üretim oranının toplamına eşittir ve aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir [1].

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{tot}} = & \dot{S}_{\text{sc}} + \dot{S}_{\text{jen}} + \dot{S}_{\text{evp}} + \dot{S}_{\text{kon}} + \dot{S}_{\text{abs}} + \dot{S}_{\text{RHX}} + \dot{S}_{\text{SHX}} + \dot{S}_{\text{p}} + \dot{S}_{\text{Va1}} \\ & + \dot{S}_{\text{Va2}} \end{aligned} \quad (3.16)$$

3.7. LiBr-H₂O Solüsyonun Termodinamik Özelliklerine İlişkin Hesaplamalar

LiBr-H₂O çözeltisinin termodinamik özellikleri Patek ve Klomfar'dan alınmıştır [25]. Suyun özellikleri benzetim modelinde bir iç prosedür uygulanarak Talbi ve Agnew denklemlerini kullanarak belirlenebilir [20]. Güneş enerjisi toplayıcı hesaplamalarının performansı Abduleef kullanılarak hesaplanır [21]. Bunun yanı sıra termodinamik özellikler aşağıdaki formüller yardımı ile hesaplanabilir [24].

3.7.1. Solüsyon Entalpi Hesabı

LiBr-H₂O solüsyonun entalpisi (kJ/kg); LiBr kalitesine X (%) ve solüsyon sıcaklığına göre (°C) şu şekilde bulunur [26].

Solüsyon konsantrasyon aralığı 40 < X < 70 % LiBr ve solüsyon sıcaklık aralığı 15°C < T < 165°C için [26]:

T = Solüsyon sıcaklığı (°C)

h = entalpi (kJ/kg)

X = Kalite (kuruluk) % LiBr

CT= Sıcaklık (°C)

$$h = \Sigma A + T \cdot \Sigma B + \Sigma C \cdot T^2 \quad (3.17)$$

$$\Sigma A = A_0 + A_1 \cdot X + A_2 \cdot X^2 + A_3 \cdot X^3 + A_4 \cdot X^4 \quad (3.18)$$

$$\Sigma B = B_0 + B_1 \cdot X + B_2 \cdot X^2 + B_3 \cdot X^3 + B_4 \cdot X^4 \quad (3.19)$$

$$\Sigma C = C_0 + C_1 \cdot X + C_2 \cdot X^2 + C_3 \cdot X^3 + C_4 \cdot X^4 \quad (3.20)$$

Solüsyon konsantrasyon aralığı $0 < X < 40 \%$ için [24,26]:

$$h = [CA_0 + CA_1 \cdot X + CA_2 \cdot X^2 + T \cdot (CB_0 + CB_1 \cdot X + CB_2 \cdot X^2)] \cdot 2,326 \quad (3.21)$$

$$T = (CT \cdot 9 / 5) + 32 \quad (3.22)$$

$$CA_0 = -33,1054264$$

$$CA_1 = 0,13000636$$

$$CA_2 = 0,00097096$$

$$CB_0 = 1,0090734$$

$$CB_1 = -0,01377507$$

$$CB_2 = 0,000085131$$

Tablo 3.1. Entalpi hesabı için A, B ve C katsayı değerleri [26]

A0	-2024,33	B0	18,2829	C0	-0,03701
A1	163,309	B1	1,16918	C1	0,002888
A2	-4,88161	B2	0,03248	C2	-8,1E-05
A3	0,063029	B3	-0,0004	C3	9,91E-07
A4	-0,00029	B4	1,85E-06	C4	-4,4E-09

Bunun yanı sıra Entalpi değeri aşağıdaki şekillerde deki gibide hesaplanabilir [27].

$$h_{in} = 104.753 + (4.1868T_{in} - 104.67) \quad (3.23)$$

Denklem (3.23), su-lityum bromür entalpisini hesaplar. Dahası, bu çözüm için entropi verileri aşağıdaki gibi hesaplanır ve su-lityum bromürün entalpsi, konsantrasyonu ve sıcaklığına göre aşağıdaki gibi elde edilir [1,5].

$$h = E_1(X) + E_2(X)T + E_3(X)T^2 \quad (3.24)$$

$$E_1(X) = -2024.18588321 + 163.2976010204X + 4.881268653177X^2 + 6.30250843X10^{-2}X^3 - 2.91350364X10^{-4}X^4$$

$$E2(X) = 18.2816227619 - 1.169094163968X + 3.24785672X10^{-2}X^2 - 4.03390218X10^{-2}X^3 + 1.85192774 X10^{-6}X^4$$

$$E3(X) = 3.70056321X10^{-2} + 2.88756514X10^{-3}X - 8.13075689X10^{-5}X^2 + 9.91097142X10^{-7}X^3 - 4.44381071X10^{-9}X^4$$

3.7.2. Solüsyon Entropi Hesabı

Solüsyonun entropi hesaplamalarında 40°C den büyük sıcaklıklar için kullanmış deneysel eşitliklere göre [15]:

$$S = \sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 B_{ij} X^j T^i \quad (3.25)$$

Solüsyonun 40 ≤ T ≤ 210 °C sıcaklık değerleri arasında ve 40 ≤ X ≤ 65 kuruluk değerleri arasında aşağıdaki denklem kullanılır [15].

$$S = A_1 + A_2 + A_3 T^2 + A_4 X + A_5 XT + A_6 XT^2 + A_7 X^2 + A_8 X^2 T + A_9 X^3 + A_{10} X^4 \quad (3.26)$$

Tablo 3.2. Denklem 3.25 için katsayı değerleri [26]

i	Bi0	Bi1	Bi2	Bi3
0	5,13E-01	-1,39E-02	2,92E-05	9,04E-07
1	1,23E-02	-9,16E-05	1,82E-08	-7,99E-10
2	-1,36E-05	1,07E-07	-1,38E-09	1,53E-11
3	1,02E-08	0	0	0

Tablo 3.3. Denklem 3.26 için katsayı değerleri [26]

A1	A2	A3	A4	A5
-1,02E+03	1,10E-01	-1,04E-02	1,036935E+02	5,870E-2
A6	A7	A8	A9	A10
8,63E-05	-3,2668	3,17E-04	4,10E-02	-1,79E-04

3.8. Amonyak-Su Çalışma Çiftinin Termodinamik Özellikleri İlgili Hesaplamalar

Amonyak-su çiftinin termodinamik özellikleri üzerinde çalışılmış ve çeşitli eşitlikler oluşturulmuştur. Bu eşitlikler, kaynama ve yoğuşma sıcaklıkları, özgül entalpi, özgül hacim, özgül entropi ve özgül ekserji üzerinedir [30].

3.8.1. Entalpi Hesapları

Amonyanın entalpisi doymuş sıvı ve doymuş buhar sıcaklığına bağlıdır olup bunun yanı sıra kızgın buhar fazında, sıcaklık ve basınca bağlı olarak değişir. Saf amonyanın entalpisinin hesaplanması için gerekli eşitlikler eşitlik 3.27, 3.28 ve 3.29 de verilmiştir [30,32,33].

$$h_{sv}(T)=2,326(b_0+b_1(T.1,8+32)) \quad (3.27)$$

$$h_{bh}(T)=c_0+c_1T+c_2T^2+c_3T^3 \quad (3.28)$$

$$h_{kbh}(P,T)=2,326[(d_0(T.1,8+32)+d_1)+P(d_2(T.1,8+32)+d_3)] \quad (3.29)$$

Eşitlik 3.27, 3.28 ve 3.29 için katsayı değerleri Tablo 3.4 de verilmiştir [33].

Amonyak- Su solüsyonunun entalpisi, sıcaklık ve konsantrasyona göre de değişmektedir. Bunun için ilgili eşitlikler 3.30 ve 3.31 de verilmiştir [33].

$$h(T,\bar{X})=100.\sum_{i=1}^{16} a_i((T+273,16)/273,16-1)^{m_i} \cdot \bar{X}^{n_i} \quad (3.30)$$

$$\bar{X}=(18,015X)/(18,015X+17,03(1-X)) \quad (3.31)$$

3.30 ve 3.31 eşitliğinin katsayıları Tablo 3.4 de verilmiştir [30,33].

Tablo 3.4 Eşitlik 3.27,3.28,3.29,3.30 ve 3.31 için katsayılar [33]

i	m _i	n _i	a _i	i	m _i	n _i	a _i
1	0	1	7,61080.10 ⁰	9	2	1	2,84179.10 ⁰
2	0	4	2,56905.10 ¹	10	3	3	7,41609.10 ⁰
3	0	8	-2,47092.10 ²	11	5	3	8,91844.10 ²
4	0	9	3,25952.10 ²	12	5	4	-1,61309.10 ³
5	0	12	-1,58854.10 ⁰	13	5	5	6,22106.10 ²
6	0	14	6,19084.10 ¹	14	6	2	-2,07588.10 ²
7	1	0	1,14314.10 ¹	15	6	4	-6,87393.10 ⁰
8	1	1	1,18157.10 ¹	16	8	0	3,50716.10 ⁰

i	a	b	c	d
0	6,59924	42,318716	1443,5	5,0669.10 ⁻¹
1	-1721,24882	1,11063342	1,0577	620,97863
2	-112599,5598	-	7,66.10 ⁻³	1,5.10 ⁻⁴
3	-	-	1,10.10 ⁻⁵	4,061.10 ⁻²

3.8.2. Entropi Hesapları

Karışımın entropi değerlerini veren denklem Patek, J., Klomfar, J. ‘nin “Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system; International Journal of Refrigeration” isimli çalışmasında verilmiştir [30].

3.9. Amonyak – Lityum Nitrat Çiftinin Termodinamik Özellikleri İlgili Hesaplamalar

3.9.1. Amonyak- Lityum Nitrat (NH₃-LiNO₃) Entalpi Hesaplamaları

İlgili çalışma çifti için entalpi hesap eşitliği, eşitlik 3.32 da verilmiştir [35]. İlgili eşitlik sıcaklık ve kuruluk faktörüne göre değişmektedir.

$$h(T,X) = A + B(T - 273.15) + C(T - 273.15)^2 + D(T - 273.15)^3 \quad 3.32$$

Eşitlik 3.33 daki A,B,C ve D değerleri için aşağıdaki eşitlikler 3.33, 3.34, 3.35, 3.36 ve 3.37 eşitlikleri verilmiştir [35].

$$A = -215 + 1570(0.54 - X)^2 \text{ Eğer } X \leq 0.54 \quad 3.33$$

$$A = -215 + 689(X - 0.54)^2 \text{ Eğer } X \geq 0.54 \quad 3.34$$

$$B = 1.15125 + 3.3826X \quad 3.35$$

$$C = 10^{-3} (1.099 + 2.3965X) \quad 3.36$$

$$D= 10^{-5} (3.93333X)$$

3.37

3.10. Amonyak – Sodyum Tiyosiyanat Çiftinin Termodinamik Özellikleri İlgili Hesaplamalar

NH₃-NaSCN çözeltisi ile çalışan sistemler için, termodinamik özellikler çok önemlidir. Bu çalışma çiftinin entalpi ve entropi değerleri için literatürde birçok denklem geliştirilmiştir. NH₃-NaSCN karışımı için termodinamik özellikler Infante Ferreira tarafından incelenmiştir [36]. NH₃ soğutucu akışkan görevi üstlenirken NaSCN ise emici görevini üstlenmiştir.

3.10.1. Amonyak- Sodyum Tiyosiyanat (NH₃-NaSCN) Entalpi Hesaplamaları

İlgili çalışma çifti için entalpi hesap eşitliği, eşitlik 3.38 de verilmiştir [35,36]. İlgili eşitlik sıcaklık ve kuruluk faktörüne göre değişmektedir.

$$h(T,X) = A + B(T - 273.15) + C(T - 273.15)^2 + D(T - 273.15)^3 \quad 3.38$$

Eşitlik 4.39 deki A,B,C ve D değerleri için aşağıdaki eşitlikler 3.39, 3.40, 3.41 ve 3.42 eşitlikleri verilmiştir [35,36].

$$A = 79.72 - 1072X + 1287.9 X^2 - 295.67X^3 \quad 3.39$$

$$B = 2.4081 - 2.2814X + 7.9291 X^2 - 3.5137X^3 \quad 3.40$$

$$C = 10^{-2} (1.255X - 4 X^2 - 3.06X^3) \quad 3.41$$

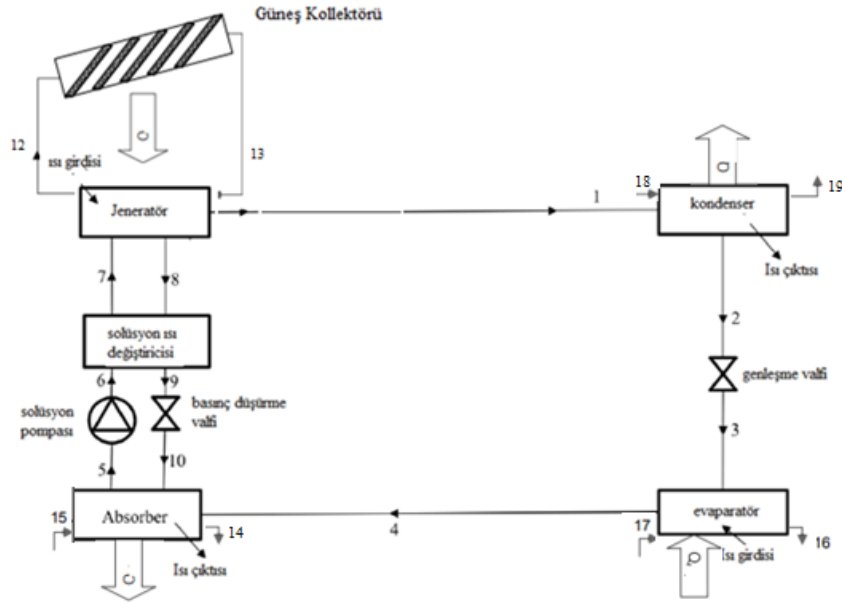
$$D = 10^{-5} (-3.33X + 10 X^2 - 3.33X^3) \quad 3.42$$

3.10.2. Amonyak- Sodyum Tiyosiyanat(NH₃-NaSCN) Entropi Hesaplamaları

Entropi denklemlerinde, entropinin basınç bağımlılığı ihmal edilebilir olarak değerlendirilebilir, sonuç olarak entropi bir karışım konsantrasyonunun fonksiyonudur ve sadece ilgili sıcaklığa bağlıdır. Bu varsayımına bağlı olarak, sürekli konsantrasyonlarda, 25 ° C'de NH₃-NaSCN entropisi Mohamad Mehyo, Hakan Ozcan, Ahmed Hassan'nın 2018 yılında "Thermodynamic Analysis of a Power Plant Waste Heat Driven Absorbtion Refrigeration System isimli yapmış olduğu çalışmadaki gibi hesaplanabilir.

3.11. Çevrimler İçin Hesaplama Denklemleri

Şekil 3.1. yardımı ile her ekipmanı birer kontrol hacmine alıp, her ekipmanın termal eşitliklerini yazalım [14].



Şekil 3.1. Güneş Enerjili absorpsiyon Çevrimi

Güneş paneli için;

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_{13}(h_{12} - h_{13}) \quad (3.43)$$

$$\dot{S}_{sc} = \dot{m}_{13}(s_{12} - s_{13}) - \dot{Q}_{rad}/T_{sc} \quad (3.44)$$

Jenaratör için;

$$\dot{Q}_{jen} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_7 h_7 \quad (3.45)$$

$$\dot{S}_{jen} = \dot{m}_8 s_8 + \dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_{12} s_{12} - \dot{m}_7 s_7 - \dot{m}_{13} s_{13} \quad (3.46)$$

Buharlaştırıcı (Evaporatör) için;

$$\dot{Q}_{evp} = \dot{m}_4 (h_4 - h_3) \quad (3.47)$$

$$\dot{S}_{evp} = \dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_{16} s_{16} - \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_{17} s_{17} \quad (3.48)$$

Kondansatör için;

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_1(h_1 - h_2) \quad (3.49)$$

$$\dot{S}_{kon} = \dot{m}_{1S1} + \dot{m}_{18S18} - \dot{m}_{2S2} - \dot{m}_{19S19} \quad (3.50)$$

Absorber için;

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_5h_5 \quad (3.51)$$

$$\dot{S}_{abs} = \dot{m}_{5S5} + \dot{m}_{14S14} - \dot{m}_{10S10} - \dot{m}_{4S4} - \dot{m}_{15S15} \quad (3.52)$$

Solusyon Pompası İçin;

$$\dot{W}_p = \dot{m}_6(h_6 - h_5) \quad (3.53)$$

$$\dot{S}_p = \dot{m}_6(s_6 - s_5) \quad (3.54)$$

Genleşme valfi için;

$$\dot{m}_2h_2 = \dot{m}_3h_3 \quad (3.55)$$

$$\dot{S}_{v1} = \dot{m}_3(s_3 - s_2) \quad (3.56)$$

Basınç düşürme valfi için;

$$\dot{m}_9h_9 = \dot{m}_{10}h_{10} \quad (3.57)$$

$$\dot{S}_{v2} = \dot{m}_{10}(s_{10} - s_9) \quad (3.58)$$

Solusyon ısı değiştiricisi için;

$$\epsilon_{SHX} = (T_8 - T_9) / (T_8 - T_6) \quad (3.59)$$

$$\dot{Q}_{SHX} = \dot{m}_8(h_8 - h_9) = \dot{m}_7(h_7 - h_6) \quad (3.60)$$

$$\dot{S}_{SHX} = \dot{m}_7s_7 + \dot{m}_9s_9 - \dot{m}_8s_8 - \dot{m}_6s_6 \quad (3.61)$$

Sistem'in toplam entropi üretim oranı, her bileşenin entropi üretim oranının toplamıdır

bu nedenle,

$$\dot{S}_{tot} = \dot{S}_{sc} + \dot{S}_{jen} + \dot{S}_{evp} + \dot{S}_{kon} + \dot{S}_{abs} + \dot{S}_p + \dot{S}_{v1} + \dot{S}_{v2} + \dot{S}_{SHX} \quad (3.62)$$

Seçilen entropi üretim \dot{S}_{tot} boyutsuz entropi üretimi olarak tanımlanır ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$COP = \dot{Q}_{evp} / (\dot{Q}_{jen} + \dot{W}_p) \quad (3.63)$$

$$COP_c = ((T_{gen} - T_{abs}) / T_{gen}) (T_{evp} / (T_{kon} - T_{evp})) \quad (3.64)$$

Güneş paneli verimi ise;

$$\eta_{sc} = Q_{sc} / (A_{sc} I) \quad (3.65)$$

Şekil 3.1 yardımı ile her ekipmanı birer kontrol hacmine alıp, her ekipmanın ekserji eşitliklerini yazalım.

Jeneratör girişi için

$$E_{jen7} = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0) \quad (3.66)$$

$$E_{jen13} = (h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0) \quad (3.67)$$

Jeneratör çıkışı için

$$E_{jen8} = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0) \quad (3.68)$$

$$E_{jen1} = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (3.69)$$

$$E_{jen12} = (h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0) \quad (3.70)$$

Jeneratör kaybı için

$$E_{jen} = m_7 E_{jen7} + m_{13} E_{jen13} - m_8 E_{jen8} - m_1 E_{jen1} - m_{12} E_{jen12} \quad (3.71)$$

Kondansatör girişi için

$$E_{kon18} = (h_{18} - h_0) - T_0(s_{18} - s_0) \quad (3.72)$$

$$E_{kon1} = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (3.73)$$

Kondansatör çıkışı için

$$E_{kon2} = (H_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad (3.74)$$

$$E_{kon19} = (h_{19} - h_0) - T_0(s_{19} - s_0) \quad (3.75)$$

Kondansatör kaybı için

$$E_{kon} = m_{18} E_{kon18} + m_1 E_{kon1} - m_2 E_{kon2} - m_{19} E_{kon19} \quad (3.76)$$

Evaporatör girişi için

$$E_{evp3} = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (3.77)$$

$$E_{evp17} = (h_{17} - h_0) - T_0(s_{17} - s_0) \quad (3.78)$$

Evaporatör çıkışı için

$$E_{evp4} = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) \quad (3.79)$$

$$E_{evp16} = (h_{16} - h_0) - T_0(s_{16} - s_0) \quad (3.80)$$

Evaporatör kaybı için

$$E_{evp3} E_{evp3} + m_{17} E_{evp17} - m_4 E_{evp4} - m_{16} E_{evp16} \quad (3.81)$$

Emici (absorber) girişi için

$$E_{abs15} = (h_{15} - h_0) - T_0(s_{15} - s_0) \quad (3.82)$$

$$E_{abs10} = (h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0) \quad (3.83)$$

$$E_{abs4} = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) \quad (3.84)$$

Emici çıkışı için

$$E_{abs5} = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (3.85)$$

$$E_{abs14} = (h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0) \quad (3.86)$$

Emici kaybı için

$$E_{abs} = m_{15} E_{abs15} + m_{10} E_{abs10} + m_4 E_{abs4} - m_5 E_{abs5} - m_{14} E_{abs14} \quad (3.87)$$

Genleşme valfi girişi için

$$E_{ev2} = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad (3.88)$$

Genleşme valfi çıkışı için

$$E_{ev3} = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (3.89)$$

Genleşme valfi kaybı için

$$E_{ev}=m_2 E_{ev2} - m_3 E_{ev3} \quad (3.90)$$

Basınç düşürücü valf girişi için

$$E_{bdv9} = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0) \quad (3.91)$$

Basınç düşürücü valf çıkışı için

$$E_{bdv10} = (h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0) \quad (3.92)$$

Basınç düşürücü valf kaybı için

$$E_{bdv} = m_9 E_{bdv9} - m_{10} E_{bdv10} \quad (3.93)$$

Solüsyon pompası girişi için

$$E_{p5} = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (3.94)$$

Solüsyon pompası çıkışı için

$$E_{p6} = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (3.95)$$

Pompa ekserji kaybı için

$$E_p = m_6 E_{p6} - m_5 E_{p5} \quad (3.96)$$

Solüsyon ısı değiştiricisi girişi için

$$E_{SHX6} = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (3.97)$$

$$E_{SHX8} = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0) \quad (3.98)$$

Solüsyon ısı değiştiricisi çıkışı için

$$E_{SHX7} = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0) \quad (3.99)$$

$$E_{SHX9} = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0) \quad (3.100)$$

Solüsyon ısı değiştiricisi ekserji kaybı için

$$E_{SHX} = m_6 E_{SHX6} + m_8 E_{SHX8} - m_7 E_{SHX7} - m_9 E_{SHX9} \quad (3.101)$$

Güneş Paneli girişi için

$$E_{SC12} = (h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0) \quad (3.102)$$

Güneş Paneli çıkışı için

$$E_{SC13} = (h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0) \quad (3.103)$$

Güneş paneli ekserji kaybı için

$$E_{SC} = m_{12} E_{SC12} - m_{13} E_{SC13} \quad (3.104)$$

3.12. Güneş Enerjisi Değerleri

Güneş Panelinin entropi hesabında eşitlik 4.84 de verildiği gibi güneş paneline düşen ışımanın miktarına ihtiyaç bulunmaktadır. Türkiye'nin içinde bulunduğu enlemler ve boylamlar göz önünde bulundurularak ve coğrafi konumu da düşünülerek, ortalama toplam ışıma şiddeti 1314 kWh m²/yıl ve günlük toplam 3.6 kWh m² olduğu belirlenmiştir [37]. Elektrik İşleri Etüt İdaresi Genel Müdürlüğünden (EİE) temin edilmiş olan güneş dağılım haritası Tablo 3.5 de verilmiş olup, sistemde kullanılmış olan güneş paneli ne düşen ışıma değeri iç Anadolu bölgesinden seçilmiştir.

Tablo 3.5 Türkiye'nin Güneş Enerji Potansiyelinin Bölgelere Göre Yıllık Dağılımı [37]

Bölge	Ortalama Işınım Şiddeti kWh/m ² -yıl	En çok Işınım Şiddeti (Haziran) kWh/m ²	En az Işınım Şiddeti (Aralık) kWh/m ²	Ortalama Güneşlenme Süresi h/yıl	En çok güneşlenme Süresi (Haziran) h	En az güneşlenme süresi (Aralık) h
Güneydoğu Anadolu	1.460	1.980	729	2.993	407	126
Akdeniz	1.390	1.869	476	2.956	306	101
Doğu Anadolu	1.365	1.863	431	2.664	371	96
İç Anadolu	1.314	1.855	412	2.628	381	98
Ege	1.304	1.723	420	2.738	373	165
Marmara	1.168	1.529	345	2.409	351	87
Karadeniz	1.120	1.315	409	1.971	273	82

4. BULGULAR VE İRDELEMELER

4.1. GİRİŞ

Bu bölümde yapılan hesaplamalar sonucu 2 adet temel çalışma çiftimiz ve 2 adet yedek çalışma çiftimiz için elde edilen sonuçlar ve karşılaştırmalar verilmiştir. Yapılan çalışmada Excel eşitlik Tabloları hazırlanmış ve yapılan hesaplamalarda girdiler Excel de yazılan hücrelere girilerek çıktılar yine Excel hücrelerinde elde edilmiştir. Her iterasyon için hesaplamalar ayrı ayrı yapılmış ve çizilen grafikler bu çıktılara göre yine Excel de çizilmiştir. Yapılan literatür taramasında ilgili sistemin atıl ısı yükü güneş panellerinden karşılandığı için bu çalışmada da jeneratör giriş sıcaklığı elde etmek için güneş destekli bir sistem düşünülmüştür. Sistemdeki güneş toplayıcı için yüksek sıcaklıktaki iterasyonlarında karşılayabilmesi için “vakum borulu” tip bir güneş kolektörü düşünülmüştür.

Güneş destekli bir emme soğutma çevrimi için, sistemin giriş parametreleri bilinmelidir. Sistem çevre sıcaklığı 25 °C ve sistem çevre basıncı 1 atm olarak alınmıştır. Bu durumda sistem çevre sıcaklığı entalpisi 104.928 kJ/kg ve entropi değeri 0.3672 kJ/kg.K alınabilir [2]. Sistemde soğutulmak istenen ortamın sıcaklığı 50 °C derece olarak alınmıştır. Bunun başlıca sebebi Lityum bromür-su çifti 50 C üzeri uygulamalarda kullanılırken, Amonyak-Su çifti 50 °C altında kullanılmaktadır [10]. Burada asıl amaç iki çalışma çifti içinde ortak bir soğutulan ortam sıcaklığı yaratıp, 50 °C derece limitinin birbirlerine karşı bir çalışma üstünlüğü yaratmamasını sağlamaktır. Tersinirliğin temel olarak nedeni yüksek sıcaklık değişimli ısı transferinden kaynaklanır. Sıcaklık değişimini azaltmak ve tersinirliği azaltmak ısı aktarımı artırılarak iyileştirmeye gidilebilir [1]. Ekserji yıkımına yol açan süreçlerde, buna sebep olan tersinmezliklerin önemli nedenleri: Sürtünme kayıpları, Hassas sıcaklık transfer sıcaklık farkları ve Sınırsız genişlemedir [1].

T_{gen} , T_{evp} , T_{cond} ve T_{abs} değerleri için ve diğer girdi değerleri içi varsayımda bulunulmuş olan sıcaklıklar aşağıdaki gibidir ve karşılaştırılması yapılan olan tüm çalışma çiftleri içinde içinde değerler aynı olarak alınmıştır. [1].

$T_{jen}= 90\text{ °C}$, $T_{evp}= 50\text{ °C}$, $T_{kond}= 25\text{ °C}$, $T_{abs}= 40\text{ °C}$, $\eta_p=100\%$, soğutma kapasitesi $\dot{Q}_{evp}=100\text{ kW}$

Çalışma şartları için yapılan kabuller şu şekildedir [38]:

- Kondansörden çıkan harici soğutucu sıvı, doymuş sıvı şartlarında sudur ve kondansatör sıcaklığına eşit alınmıştır. Burada kuruluk değeri $X = 0$ olarak alınır.
- Kondansöre giren harici soğutucu sıvı, doymuş su buharı olup kondansatör sıcaklığına eşittir. Bu arada kuruluk değeri $X=1$ olarak alınır.
- Kondansörden çıkan dâhili soğutucu sıvı, doymuş sıvı olup burada kuruluk değeri $X = 0$ olarak alınır.
- Kondansöre giren harici soğutucu sıvı, doymuş buharı olup bu arada kuruluk değeri $X=1$ olarak alınır.
- Evaporatör den çıkan harici soğutucu, doymuş buhar şartlarında ve Evaporatör sıcaklığında alınmıştır. Burada kuruluk değeri $X =1$ olarak alınır.
- Evaporatör e giren harici soğutucu, doymuş sıvı ve Evaporatör sıcaklığından 5 derece yüksek alınmıştır. Burada kuruluk değeri $X=0$ olarak alınır.
- Evaporatör e giren dâhili (çevrim suyu) soğutucu, doymuş sıvı ve kondansatör sıcaklığında alınmıştır. Burada kuruluk değeri $X=0$ olarak alınır.
- Evaporatör den çıkan dâhili (çevrim suyu) soğutucu, doymuş buhar ve kondansatör sıcaklığında alınmıştır. Burada kuruluk değeri $X=1$ olarak alınır.
- Absorber yatağından çıkan solüsyon, absorber ile aynı basınca sahip ve absorber ile aynı sıcaklığa sahip olup, denge halindedirler.
- Absorber a giren harici soğutucu akışkan doymuş su buharı ve absorber sıcaklığında alınmıştır. Burada kuruluk değeri $X=1$ olarak alınır.
- Absorber dan çıkan harici soğutucu akışkan doymuş sıvı su olup ve absorber sıcaklığında alınmıştır. Burada kuruluk değeri $X=0$ olarak alınır.
- Güneş panelinden çıkıp Jeneratöre giren harici soğutucu akışkan doymuş su buharı olup ve jeneratör sıcaklığında alınmıştır. Burada kuruluk değeri $X=1$ olarak alınır.
- Güneş panelinden dönen ve Jeneratörden çıkan harici soğutucu akışkan doymuş sıvı su olup ve jeneratör sıcaklığında alınmıştır. Burada kuruluk değeri $X=0$ olarak alınır.
- Jeneratör ekipmanından çıkan solüsyon, bu ekipman ile aynı sıcaklığa sahip ve jeneratör ile aynı basınca sahip olup denge halindedirler.
- Sistemin basınç kayıpları göz önünde bulundurulmamaktadır.
- Sistemin çevreyle olan enerji alış verişi izole haldedir.

- Sistemde iş girişi yoktur.
- Aynı sıcaklık ve çözünme için, denge halindeki ve dengesiz haldeki entalpi değerleri eşit olarak alınmıştır.
- Sistem sürekli rejim şartlarında işlemektedir.
- $Q_{evp} = 100 \text{ kW}$. 100 kW soğutma kapasiteli bir sistem tasarlanmıştır.
- Kimyasal Ekserji ve Kimyasal ekserji kayıpları çok düşük olduğu için ihmal edilmiştir.

Bu çalışmada verilen değerler Excel hesaplama sayfası ile hesaplanmıştır. Excel hesaplama sayfasında hesaplanan bu değerlerin doğruluğu Kaynak [20] kullanılarak kontrol edilmiştir. Kaynak [20] ye girdi oluşturan sıcaklık ve konsantrasyon değerleri ve bu değerlerden elde edilen entalpi ve entropi değerleri excel hesaplama sayfasına işlenmiş ve karşılaştırma için tablo 4.1 oluşturulmuştur. Bu girdiler ile, bu çalışma için oluşturulmuş olan excel hesaplama sayfası ile özgül ekserji ler için kaynak [20] deki değerler ile yaklaşık aynı değerler elde edilmiştir. Tablo 4.1 de bu karşılaştırma görülebilir. Bu çalışmadaki kontrol noktaları ile referans [20] deki kontrol noktaları farklı olduğu için Tablo 4.1 de sol tarafa kırmızı ile bu çalışmadaki kontrol noktalarına denk gelen numaralar yazılmıştır. Tablo 4.2 ise Kaynak [20] girdileri, bu tez için oluşturulan excel hesaplama sayfaları sonucu elde edilen tablonun tümünü göstermektedir. Tablo 4.1, tablo 4.2, şekil 4.1 ve şekil 4.2 tez için oluşturulan excel hesaplama sayfalarının doğruluğunu ölçmek için verilmiştir. Karşılaştırmalarda LiBr-Su çalışma çifti kullanılmıştır.

Tablo 4.1. Kontrol Amaçlı Karşılaştırmalı Bulgular Tablosu [20]

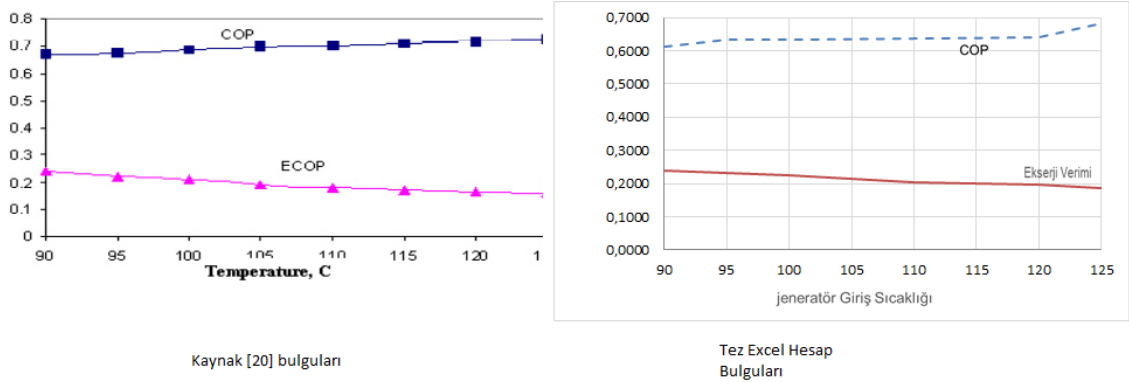
Tezdeki Kontrol Noktaları	Kaynak [20] kontrol noktaları	Kaynak [20] Sıcaklık Girdileri	Kaynak [20] Entalpi Girdileri	Kaynak [20] Entropi Girdileri	Kaynak [20] Özgül Ekserji Çıktıları	Kaynak [20] girdilerine göre Excel İle hesaplanan Tezdeki Özgül Ekseji Çıktıları
5	1	40	107,1	0,2379	6,403	6,404
6	2	40	107,1	0,2379	6,403	6,404
7	3	67	160,5	0,3986	11,9	12,54
8	4	81	202,7	0,4505	36,47	43,415
9	5	55	153,8	0,3087	29,88	31,809
10	6	55	153,8	0,3087	29,88	31,809
1	7	73,36	2632	8,599	72,72	72,582
2	8	34	142,4	0,5579	-19,27	-19,582
3	9	5,002	142,4	0,5579	-19,27	-19,582
4	10	5	2510	9,024	-176	-176,068
12	11	115	2699	7,183	561,8	562,916
13	12	95	398	1,25	29,93	28,584
15	13	28	117,3	0,4088	0,06333	0,106
14	14	33	138,2	0,4777	0,443	0,474
18	15	28	117,3	0,4088	0,06333	0,106
19	16	32	134	0,464	0,3401	0,357
17	17	14	58,73	0,2097	0,8688	0,868
16	18	9	37,8	0,1361	1,862	1,871

Tablo 4.2 Excel Hesaplama Sayfası kontrol çıktıları

Kontrol Noktası	Sıcaklık (C)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (Kj/kg.K)	Kütle Debisi (kg/san)	x (%Li-Br)	Özgül Ekserji (kj/kg)
1	73,360	2632,000	8,599	0,040	0,000	72,582
2	34,000	142,400	0,558	0,040	0,000	-19,225
3	5,002	142,400	0,558	0,040	0,000	-19,225
4	5,000	2510,000	9,024	0,040	0,000	-176,068
5	40,000	107,100	0,238	0,934	0,583	6,404
6	40,000	107,100	0,238	0,934	0,583	6,404
7	67,000	160,500	0,399	0,934	0,583	17,540
8	81,000	202,700	0,451	0,974	0,630	43,415
9	55,000	153,800	0,309	0,974	0,630	31,809
10	55,000	153,800	0,309	0,974	0,630	31,809
12	95,000	2699,000	7,184	0,067	0,000	562,916
13	115,000	398,000	1,250	0,067	0,000	28,584
14	33,000	138,200	0,478	1,090	0,000	0,474
15	28,000	117,300	0,409	1,090	0,000	0,106
16	9,000	37,800	0,136	4,778	0,000	1,871
17	14,000	58,730	0,210	4,778	0,000	0,868
18	28,000	117,300	0,409	0,853	0,000	0,106
19	31,000	134,000	0,464	0,853	0,000	0,357

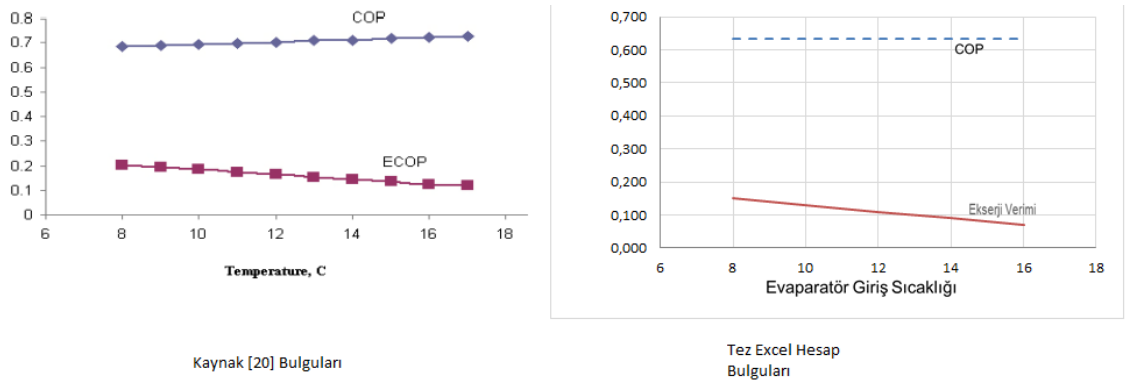
Tablo 4.2 de “kontrol noktası” ile ifade edilen sütundaki sayılar Şekil 2.12 ve Şekil 2.8 deki çevrim görsellerinin kontrol noktalarıdır. Alternatif çevrim için Tablo 4.2 ye ek olarak 6’ ve 8’ kontrol noktaları bölüm 4.9 daki Tablolara eklenmiştir. “Sıcaklık” sütununda kontrol noktalarındaki akışkanın sıcaklığını vermektedir. Bu sıcaklıklar hesaplamalar için girdi oluşturmuştur. “Basınç” sütununda kontrol noktalarındaki akışkanın basınçları görülmektedir. Bu basınç değerleri hesaplamalar için girdi oluşturmuştur. “X” ile gösterilen sütunda solüsyonun karışım oranları bulunmaktadır. Bu oran hesaplamalar için girdi oluşturur. “Entalpi”, “Entropi” ve “Kütle Debisi” sütunları, “Sıcaklık” “Basınç” ve bu bölümde ve yukarıda verilen diğer girdiler sonunda çıktı oluşmaktadır. Bu çıktılar ise “Ekserji” ve diğer sonuç Tablolarındaki “COP”, “Ekserji Verimi”, “Ekserji Yıkımı”, “Isı Transfer Oranı”, “Toplam Entropi Üretimi” ve “ Ekserji Kaybı” Sütunları için girdi oluşturmaktadır.

Şekil 4.1 de jeneratör giriş sıcaklığının COP ve Ekserji Verimi çıktılarının jeneratör giriş sıcaklığına göre değişmesi gösterilmiştir. Şekil 4.1 de soldaki grafik kaynak[20] den alınmıştır. Soldaki grafik kaynak [20] deki şekil 4 tür. Sağdaki grafik ise tez için oluşturulan excel hesaplama sayfalarından alınmıştır. Excel hesaplama sayfalarındaki çıktıları elde etmek için kaynak [20] deki girdiler kullanılmıştır. Bulgular yaklaşık örtüşmektedir.



Şekil 4.1 Kaynak [20] ve Tez Excel Hesapları Doğrulama Grafikleri 1

Şekil 4.2 de Evaporatör giriş sıcaklığının COP ve Ekserji Verimi çıktılarının evaporatör giriş sıcaklığına göre değişmesi gösterilmiştir. Şekil 4.2 de soldaki grafik kaynak[20] den alınmıştır. Soldaki grafik kaynak [20] deki şekil 5 tir. Sağdaki grafik ise tez için oluşturulan excel hesaplama sayfalarından alınmıştır. Excel hesaplama sayfalarındaki çıktıları elde etmek için kaynak [20] deki girdiler kullanılmıştır. Bulgular yaklaşık örtüşmektedir.



Şekil 4.2 Kaynak [20] ve Tez Excel Hesapları Doğrulama Grafikleri 2

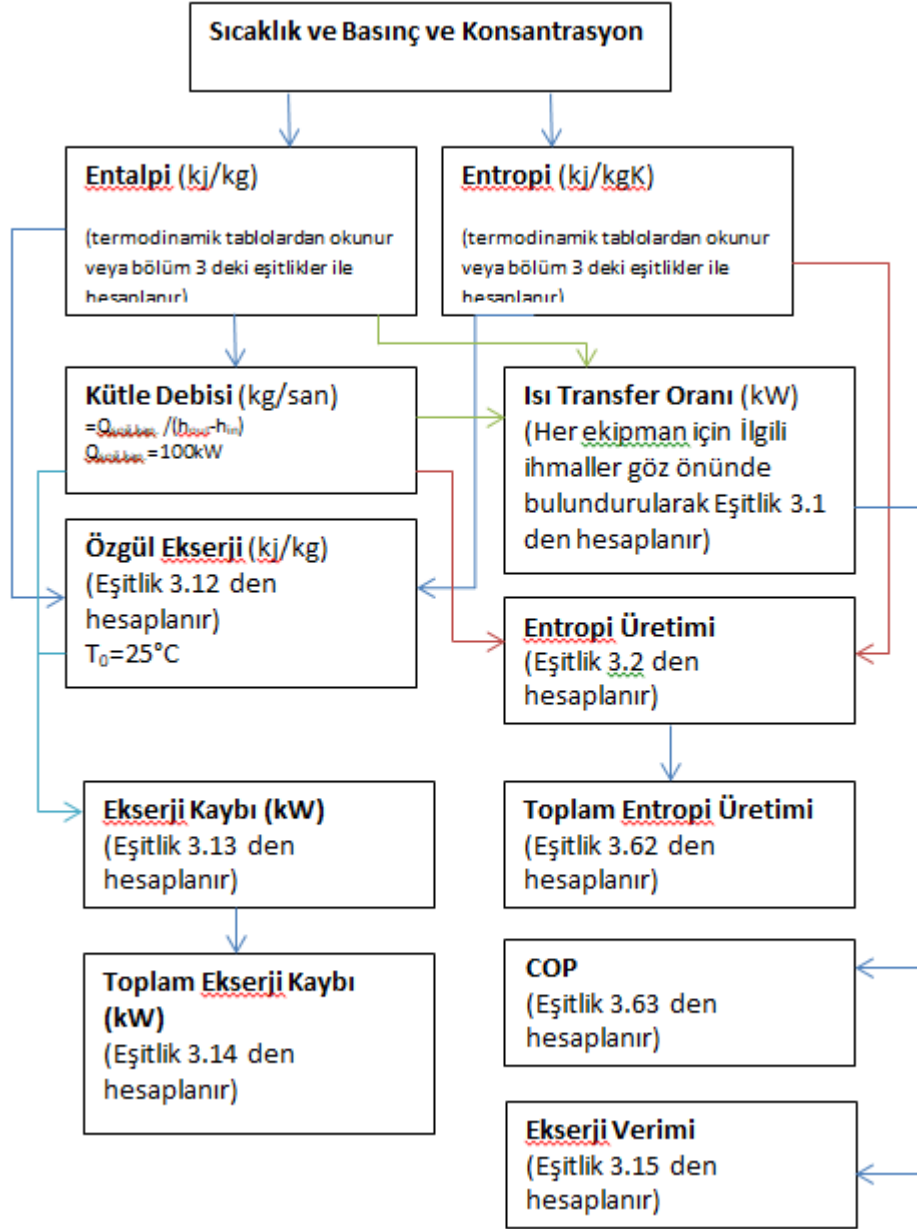
İlgili hesaplamalar için bütün denklemler Bölüm 3 de verilmiştir. Bölüm 3.11 de, çalışmanın takip eden sayfalarındaki girdi ve sonuç Tablolarındaki değerlerin hesaplanması için denklemler, bu teze özel olarak sadeleştirilerek verilmiştir. Ayrıca Excel hesaplamaları sonucu, tezin Bulgular bölümünde verilen tabloların açıklamalarını içeren bir görsel Şekil 4.3 de verilmiştir. Şekil 4.4 de ise yapılan hesaplamalar için akış diyagramı verilmiştir.

Kontrol Noktası	Sıcaklık (C)	Basınç (kpa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (Kj/kg.K)	Kütle Debisi (kg/san)	X	Özgül Ekserji (kj/kg)
Kontrol Noktası sayıları bu kolona yazılır	İlgili kontrol noktasına denke gelen akışkanın sıcaklık girdileri bu kolona yazılır	İlgili kontrol noktasına denke gelen akışkanın basınç girdileri bu kolona yazılır	İlgili kontrol noktasına denke gelen akışkanın termodinamik tablolardan okunan ya da Bölüm 3 de verilen eşitlikler ile hesaplanan entalpi değerleri bu kolona yazılır	İlgili kontrol noktasına denke gelen akışkanın termodinamik tablolardan okunan ya da Bölüm 3 de verilen eşitlikler ile hesaplanan entropi değerleri bu kolona yazılır	Kütle debisini excel hesaplar ve bu kolona işler. İlgili hesaplama 100kW lik bir soğutma sistemi referans alınarak ve ilgili kontrol noktasındaki entalpi değeri kullanılarak hesaplanır.	Solüsyon oluşturan akışkanların konstantrasyon oranları her kontrol noktasına göre bu kolona yazılır	İlgili kontrol noktasına göre özgül akış ekserjisi değerini excel hesaplayıp bu kolona işler. Genel formül:(h-ho)-To(s-so) dir.

Ekipman	Yüzde Yıkım (%)	Ekipman	Isı Transfer Oranı (kW)	Ekipman	Entropi Üretimi (Kj/s.K)	Ekipman	Ekserji Kaybı
Absorber	Her ekipman için ekserji yıkım oranları bu kolona yazılır. Excel tarafından hesaplanır.	Qsc	Her ekipmanın excel tarafından hesaplanan ısı transfer oranları bu bölüme yazılır. Genel formül=kütle debisi x (çıkan entalpi-giren entalpi) şeklindedir.	Ssc	Her ekipmanın entropi üretimi excel tarafından hesaplanıp bu bölüme yazılır. Genel formül=kütle debisi x(çıkan entropi-giren entropi) şeklindedir	Ψsc	Her ekipmanın ekserji kaybı değerini excel hesaplayıp bu bölüme işler. Genel formül =kütle debisi x (çıkan ekserji-giren ekserji) şeklindedir.
Jeneratör		Qjen		Sjen		Ψjen	
Evaporatör		Qevp		Sevp		Ψeva	
Isı değiştirici		Qkon		Skon		Ψkon	
Kondenser		Qabs		Sabs		Ψabs	
Pompa		Qshx		Sshx		ΨSHX	
Güneş Panel		Wp		Wp		Ψp	
Genel Sistem	100	COP	Sistem genel COP değeri bu bölüme excel tarafından hesaplanıp yazılır.COP=Qevp/Qjen+Wp) şeklindedir.	Sev	Ψev	Ψbdv	
				Toplam	Sistemin toplam entropi üretimi excel tarafından hesaplanıp bu bölüme yazılır.	Toplam	Sistemin toplam ekserji kaybı excel tarafından hesaplanıp bu bölüme yazılır.
						ηekserji	Sistemin ekserji verimini excel hesaplayıp bu bölüme işler Genel formül,ηekserji=(Qevp(1-To/Tb))/(Qjen(1-To/Th)+Wp) şeklindedir.

Ekipman	Giren Ekserji	Çıkan Ekserji	Ekserji Yıkımı	Yüzde Yıkım (%)
Absorber	Her ekipmana giren kontrol noktalarına göre ekserji miktarı bu bölüme, excel tarafından hesaplanıp yazılır.	Her ekipmandan çıkan kontrol noktalarına göre ekserji miktarı bu bölüme, excel tarafından hesaplanıp yazılır.	Her ekipmana giren ekserji miktarı ile çıkan ekserji miktarı farkını excel hesaplayıp bu bölüme yazar.	Ekserji yıkımını excel hesaplayıp bu bölüme yazar.
Jeneratör				
Evaporatör				
Isı değiştirici				
Kondenser				
Pompa				
Güneş Panel				
Genel Sistem				

Şekil 4.3 Excel Hesaplama Tabloları Açıklamaları



Şekil 4.4 Yapılan Hesaplamalar İçin Akış Diyagramı

4.2. Lityum Bromür-Su Çifti İçin Bulgular

Soğutucu akışkanın su olduğu bilinerek 1,2,3,4,12,13,14,15,16,17,18 ve 19 a kadarki olan kontrol noktalarındaki entalpi, entropi ve basınç değerli termodinamiğin sıvı buhar karışımı Tablosu ve kızgın buhar Tablolarından okunarak Tabloya yazılmıştır. Çünkü bu noktalarda soğutucu akışkan olarak su dolaşmaktadır. Devrede 5,6,7,8,9 ve 10 numaralı kontrol noktalarında Lityum Bromür- Su çözeltisi dolaşmaktadır. Bu kontrol

noktalarında entalpi, entropi ve basınç değerli bölüm 3 de verilen eşitlikler yardımı ile hesaplanmıştır.

Devre için kütle korunum denkleminin uygulanması ile aşağıdaki eşitlikler yazılabilir [13]:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_7 - \dot{m}_8$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10}$$

Ekserji girişi ve çıkışı eşsizdir bunun sebebi enerjiden farklı olarak ekserji hesaplarında koruma ilkesi yoktur [25,39]. Bu nedenle, ekserji girişleri ve çıkışları, her bileşende ekserji kütledebisine oranla hesaplanmıştır. Lityum bromür ve suyun aktığı pozisyonlar gösterilmiştir. Döngünün solunda sadece soğutucu akışkan akar, sağ tarafta, yol 1'den ise en yüksek ekserji oranları ve yüksek sıcaklık çıkışları ile seyreltme için çıkış bulunur. Çözelti genleşme valfinden, sabit entalpi işlemi göz önünde bulundurulur ve entropi değişikliklerinin olmadığı varsayılmaktadır. Burada ekserji denge durumundadır. Sistemin enerji bileşenleri için ekserji yıkımını ve her ekipman için ekserji girişi / çıkışı bulunur [1]. Daha sonra COP elde edilir. Elektrik akımı tarafından pompaya iş girişi sınırlıdır. Çalışmada bölüm 3 de verilmiş olan eşitlikler ile gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalarda sıcaklık, basınç ve konsantrasyon girdiler olup, entalpi, entropi, kütle debisi ve Özgül Ekserji çıktıları gösterir. Özgül Ekserji, ilgili kontrol noktasındaki akışkanın sıcaklığı ile bu akışkanın çevre şartlarına göre yani ölü durumuna göre hesaplanır. Yapılan hesaplamalar, her kontrol noktası ve lityum bromür-su çalışma çifti için aşağıdaki Tablo 4,3 de verilmiştir. Tablo 4.4 de ekserji yıkım değerleri, her ekipman için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Tablo 4.5 de ise COP, toplam entropi üretimi, ekserji kayıpları ve ekserji verimi için hesaplanmış değerler verilmiştir.

Tablo 4.3 ün çıktıkları, Tablo 4.4 ve Tablo 4.5 e girdi teşkil etmiştir. Şekil 4.5 de Su-Lityum Bromür çifti için yüzde olarak ekipmanların yıkım oranları verilmiştir.

Tablo 4.3 Lityum bromür-su çalışma çiftli için bulgular – 1

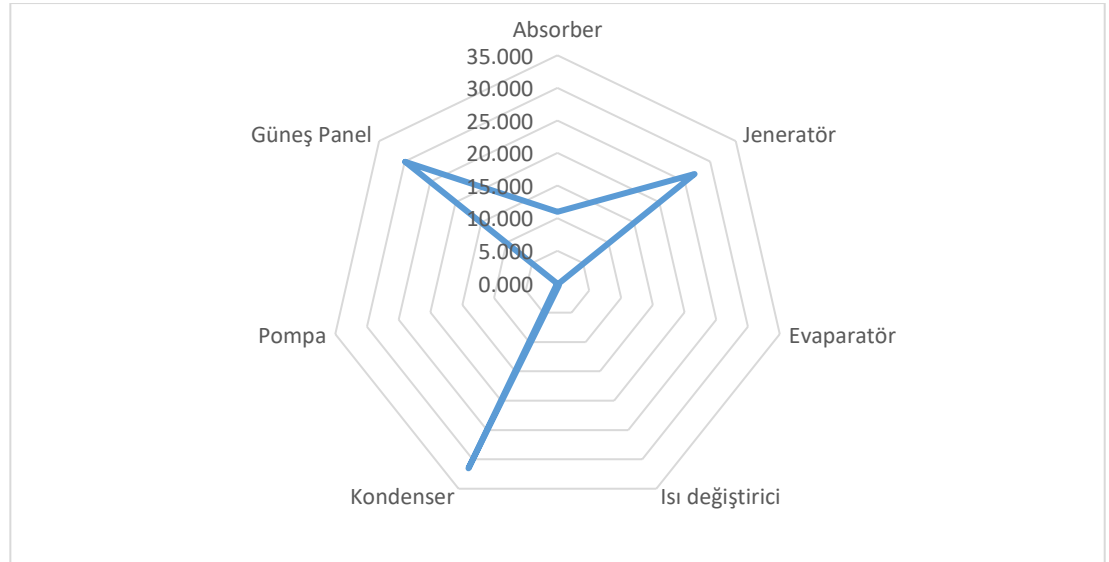
Kontrol Noktası	Sıcaklık (C)	Basınç (kpa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (Kj/kg.K)	Kütle Debisi (kg/san)	x (%Li-Br)	Özgül Ekserji (kj/kg)
1	90.000	70.140	2660.100	7.479	0.041	0.000	434.412
2	50.000	12.349	209.330	0.704	0.041	0.000	4.095
3	50.000	0.890	209.330	0.704	0.041	0.000	4.095
4	50.000	0.890	2592.100	8.076	0.041	0.000	188.447
5	40.000	0.890	107.080	0.230	0.934	0.580	108.346
6	40.000	6.630	106.120	0.230	0.934	0.580	107.386
7	69.700	6.630	164.820	0.410	0.934	0.580	112.446
8	90.000	6.630	230.130	0.480	0.975	0.630	153.267
9	54.900	6.630	165.950	0.300	0.975	0.630	142.727
10	54.900	0.890	165.950	0.300	0.975	0.630	142.727
12	90.000	70.140	376.920	1.193	0.078	0.000	26.053
13	90.000	70.140	2660.100	7.479	0.078	0.000	434.412
14	40.000	7.380	167.570	0.573	1.000	0.000	1.463
15	40.000	7.380	2574.300	8.257	1.000	0.000	116.798
16	45.000	188.450	188.450	0.639	0.042	0.000	2.615
17	50.000	12.350	2592.100	8.076	0.042	0.000	189.860
18	25.000	3.170	104.890	0.367	0.953	0.000	-1.511
19	25.000	3.170	2547.200	8.558	0.953	0.000	1.414

Tablo 4.4 Lityum bromür-su çalışma çiftli için bulgular - 2

Ekipman	Giren Ekserji (kj/kg)	Çıkan Ekserji (kj/kg)	Ekserji Yıkımı (kj/kg)	YüzdeYıkım (%)
Absorber	259.525	109.809	149.716	10.965
Jeneratör	546.858	179.320	367.539	26.919
Evaporatör	193.955	191.062	2.894	0.212
Isı değiştirici	260.653	255.173	5.480	0.401
Kondenser	435.923	5.509	430.415	31.524
Pompa	108.346	107.386	0.960	0.070
Güneş Panel	434.412	26.053	408.360	29.909
Genel Sistem	2239.674	874.311	1365.363	100.000

Tablo 4.5 Lityum bromür-su çalışma çiftli için bulgular - 3

Ekipman	Yüzde Yıkım (%)	Ekipman	Isı Transfer Oranı (kW)	Ekipman	Entropi Üretimi (Kj/s.K)	Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)
Absorber	10.965	Q _{sc}	178.923	S _{sc}	0.489	Ψ _{sc}	32.112
Jeneratör	26.919	Q _{jen}	178.923	S _{jen}	0.103	Ψ _{jen}	30.100
Evaporatör	0.212	Q _{evp}	100.000	Sevp	0.009	Ψ _{eva}	0.268
Isı değiştirici	0.401	Q _{kon}	2328.449	S _{kon}	7.532	Ψ _{kon}	14.770
Kondenser	31.524	Q _{abs}	2405.950	S _{abs}	8.089	Ψ _{abs}	160.919
Pompa	0.070	Q _{shx}	7.736	S _{shx}	0.007	Ψ _{SHX}	5.548
Güneş Panel	29.909	W _p	0.897	W _p	0.000	Ψ _p	0.897
Genel Sistem	100.000	ε _{SHX}	0.702	Sev	0.000	Ψ _{ev}	0.000
		COP	0.556	S _{bdv}	0.000	Ψ _{bdv}	0.000
				Toplam	16.229	Toplam	244.613
						η _{ekserji}	0,243



Şekil 4.5 Su-Lityum Bromür çiftli yüzde olarak yıkım oranları

4.3. Amonyak-Su Çifti İçin Bulgular

Soğutucu akışkanın amonyak olduğu bilinerek 1,2,3,4 ve 11 e kadarki olan kontrol noktalarındaki entalpi, entropi ve basınç değerli termodinamiğin sıvı buhar karışımı Tablosu ve kızgın buhar Tablolarından okunarak Tabloya yazılmıştır. Bunun yanı sıra saf amonyak entalpi ve entropi değerlerini bulmak için bölüm 3 de verilen eşitliklerden faydalanılmıştır. Devrede 5,6,7,8,9 ve 10 nolu kontrol noktalarında Amonyak - Su çözeltisi dolaşmaktadır. Bu kontrol noktalarında entalpi, entropi ve basınç değerli bölüm 3 de verilen eşitlikler yardımı ile hesaplanmıştır. Evaporatör, jeneratör güneş paneli arası, kondansatör den ve absorberdan gerek ısıyı vermek gerekse ısı çekmek için kullanılan akışkan su dur.

Devre için kütle korunum denkleminin uygulanması ile aşağıdaki eşitlikler yazılabilir [13]:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_7 - \dot{m}_8$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10}$$

Ekserji girişleri ve çıkışları, her bileşende ekserji kütlesinin debisine oranla hesaplanmıştır. Çözelti genleşme valfinde, sabit entalpi işlemi göz önünde bulundurulur ve entropi değişikliklerinin olmadığı varsayılmaktadır. Burada ekserji denge durumundadır. Sistemin enerji bileşenleri için ekserji yıkımını ve her ekipman için ekserji girişi / çıkışı bulunur [1]. Daha sonra COP elde edilir. Elektrik akımı tarafından pompaya iş girişi sınırlıdır. Çalışmada bölüm 3 de verilmiş olan eşitlikler ile gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalarda sıcaklık, basınç ve konsantrasyon girdiler olup, entalpi, entropi, kütle debisi ve Özgül Ekserji çıktıları gösterir. Yapılan hesaplamalar, her

kontrol noktası ve Amonyak-su çalışma çifti için aşağıdaki Tablo 4,6 da verilmiştir. Tablo 4.7 de ekserji yıkım değerleri, her ekipman için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Tablo 4.8 de ise COP, toplam entropi üretimi, ekserji kayıpları ve ekserji verimi için hesaplanmış değerler verilmiştir. Tablo 4.6 nın çıktıları, Tablo 4.7 ve Tablo 4.8 e girdi teşkil etmiştir. Şekil 4.6 da Amonyak-su çifti için yüzde olarak ekipmanların yıkım oranları verilmiştir.

Tablo 4.6 Amonyak-su çalışma çiftli için bulgular – 1

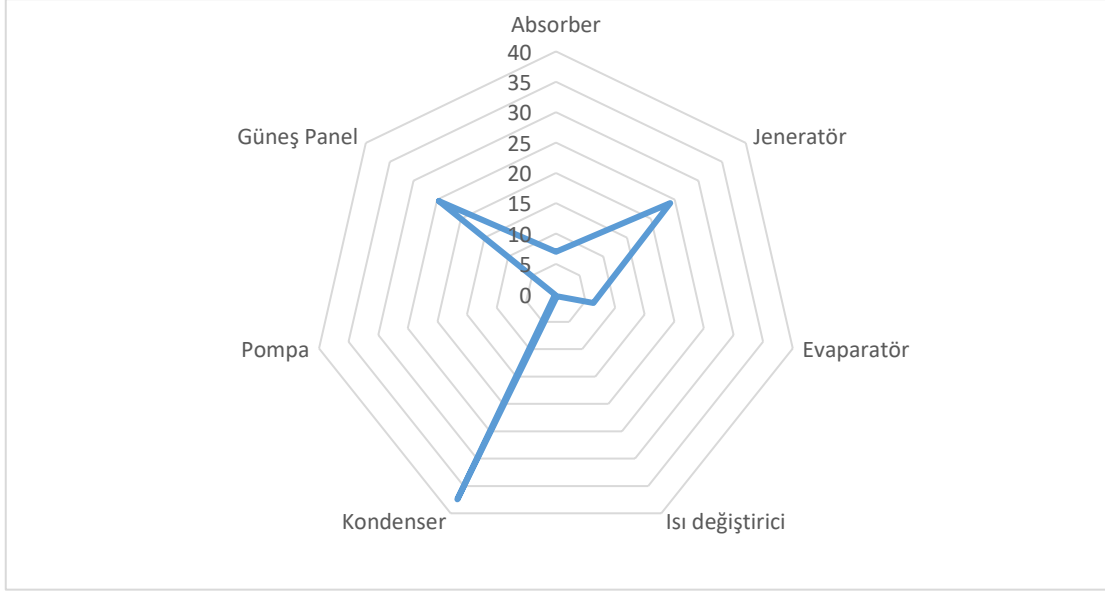
Kontrol Noktası	Sıcaklık (C)	Basınç (kpa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (Kj/kg.K)	Kütle Debisi (kg/san)	X (%NH3)	Özgül Ekserji (kj/kg)
1	90.000	1553.820	1885.949	4.344	0.068	1.000	626.539
2	50.000	1553.820	421.170	1.511	0.068	1.000	5.905
3	50.000	614.950	421.170	1.511	0.068	1.000	5.905
4	50.000	614.950	1471.260	4.760	0.068	1.000	88.621
5	40.000	614.950	288.540	1.037	0.347	0.580	1.655
6	40.000	1553.820	291.182	1.037	0.347	0.580	4.297
7	69.700	1553.820	427.449	1.457	0.347	0.580	15.442
8	90.000	1553.820	490.505	1.624	0.415	0.450	24.830
9	54.900	1553.820	318.461	1.147	0.415	0.450	-5.265
10	54.900	614.950	318.461	1.147	0.415	0.450	-5.265
12	90.000	70.140	376.920	1.193	0.081	0.000	26.053
13	90.000	70.140	2660.100	7.479	0.081	0.000	434.412
14	40.000	7.380	167.570	0.573	0.791	0.000	1.463
15	40.000	7.380	2574.300	8.257	0.791	0.000	116.798
16	45.000	12.350	188.450	0.639	0.042	0.000	2.615
17	50.000	12.350	2592.100	8.076	0.042	0.000	189.860
18	25.000	3.170	104.890	0.367	0.953	0.000	-1.511
19	25.000	3.170	2547.200	8.558	0.953	0.000	1.414

Tablo 4.7 Amonyak-su çalışma çiftli için bulgular – 2

Ekipman	Giren Ekserji (kj/kg)	Çıkan Ekserji (kj/kg)	Ekserji Yıkımı (kj/kg)	Yıkım (%)	Yüzde
Absorber	111.533	3.118	108.415		6.520
Jeneratör	449.855	50.883	398.972		23.996
Evaporatör	195.766	91.236	104.530		6.287
Isı değiştirici	29.127	10.177	18.950		1.139
Kondenser	625.028	7.319	617.709		37.334
Pompa	1.655	4.297	2.642		0.158
Güneş Panel	434.412	26.053	408.360		24.561
Genel Sistem	1847.375	193.082	1659.578		100

Tablo 4.8 Amonyak -su çalışma çiftli için bulgular – 3

Ekipman	Yüzde Yıkım (%)	Ekipman	Isı Transfer Oranı (kW)	Ekipman	Entropi Üretimi (Kj/s.K)	Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)
Absorber	6.520	Qsc	184.093	Ssc	0.503	Ψsc	33.04
Jeneratör	23.996	Qjen	184.093	Sjen	0.041	Ψjen	14.79
Evaporatör	6.287	Qevp	100	Sevp	0.087	Ψeva	2.143
Isı değiştirici	1.139	Qkon	2328.448	Skon	7.615	Ψkon	39.58
Kondenser	37.334	Qabs	1903.806	Sabs	6.520	Ψabs	94.52
Pompa	0.158	Qshx	24.144	Sshx	0.052	ΨSHX	8.62
Güneş Panel	24.561	Wp	0.915	Wp	0	Ψp	0.915
Genel Sistem	100	εSHX	0.702	Sev	0	Ψev	0
		COP	0.540	Sbdv	0	Ψbdv	0
				Toplam	14.82	Toplam	193.62
						ηekserji	0.236



Şekil 4.6 Amonyak - su çifti yüzde olarak yıkım oranları

4.4. Alternatif Akışkanlar İçin Bulgular

4.4.1. Amonyak-Lityum Nitrat İçin Bulgular

Soğutucu akışkanın Amonyak olduğu bilinerek 1,2,3,4,12,13,14,15,16,17,18 ve 19 a kadarki olan kontrol noktalarındaki entalpi, entropi ve basınç değerli bölüm 3 de verilen eşitlikler ile hesaplanmıştır. Devrede 5,6,7,8,9 ve 10 numaralı kontrol noktalarında Amonyak-Lityum Nitrat çözeltisi dolaşmaktadır. Bu kontrol noktalarında entalpi, entropi ve basınç değerli yine bölüm 3 de verilen eşitlikler yardımı ile hesaplanmıştır.

Devre için kütle korunum denkleminin uygulanması ile aşağıdaki eşitlikler yazılabilir [13]:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_7 - \dot{m}_8$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10}$$

Ekserji girişi ve çıkışı eşsizdir bunun sebebi enerjiden farklı olarak ekserji hesaplarında koruma ilkesi yoktur [25,39]. Bu nedenle, ekserji girişleri ve ıkışları, her bileşende ekserji kütlesinin debisine oranla hesaplanmıştır. Döngünün solunda sadece soğutucu akışkan akar, sağ tarafta, yol 1'den ise en yüksek ekserji oranları ve yüksek sıcaklık ıkışları ile seyreltme için çıkış bulunur. Çözelti genleşme valfinde, sabit entalpi işlemi göz önünde bulundurulur ve entropi değişikliklerinin olmadığı varsayılmaktadır. Burada ekserji denge durumundadır. Sistemin enerji bileşenleri için ekserji yıkımını ve her ekipman için ekserji girişi / çıkışı bulunur [1]. Daha sonra COP elde edilir. Elektrik akımı tarafından pompaya iş girişi sınırlıdır. Çalışmada bölüm 3 de verilmiş olan eşitlikler ile gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalarda sıcaklık, basınç ve konsantrasyon girdiler olup, entalpi, entropi, kütle debisi ve Özgül Ekserji ıktıları gösterir. Yapılan hesaplamalar, her kontrol noktası ve Amonyak-Lityum nitrat çalışma çifti için aşağıdaki Tablo 4,9 da verilmiştir. Tablo 4.10 da ekserji yıkım değerleri, her ekipman için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Tablo 4.11 de ise COP, toplam entropi üretimi, ekserji kayıpları ve ekserji verimi için hesaplanmış değerler verilmiştir. Tablo 4.9 nın ıktıları, Tablo 4.10 ve Tablo 4.11 e girdi teşkil etmiştir. şekil 4.7 de Amonyak-Lityum Nitrat ifti için ekipmanların yüzde olarak yıkım oranları verilmiştir.

Tablo 4.9 Amonyak-Lityum Nitrat çalışma çiftli için bulgular – 1

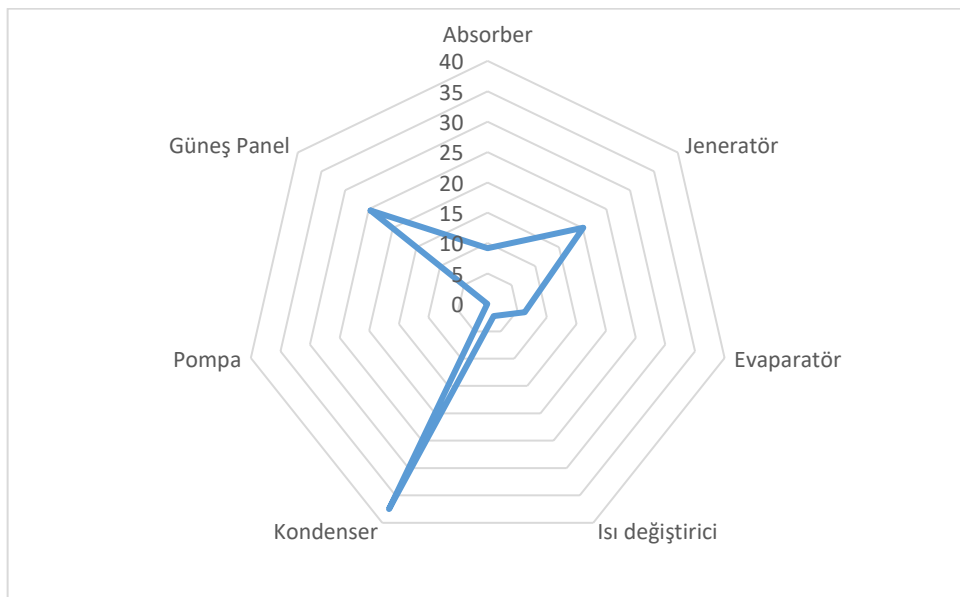
Kontrol Noktası	Sıcaklık (C)	Basınç (kpa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (Kj/kg.K)	Kütle Debisi (kg/san)	x (%NH3)	Özgül Ekserji (kJ/kg)
1	90.000	1553.820	1885.949	4.344	0.068	1.000	626.539
2	50.000	1553.820	421.170	1.511	0.068	1.000	5.905
3	50.000	614.950	421.170	1.511	0.068	1.000	5.905
4	50.000	614.950	1471.260	4.760	0.068	1.000	88.621
5	40.000	614.950	-90.407	0.760	1.106	0.535	-18.932
6	40.000	1553.820	-91.367	0.760	1.106	0.535	-19.892
7	69.700	1553.820	10.135	1.090	1.106	0.535	-16.731
8	90.000	1553.820	71.089	1.056	1.174	0.384	51.924
9	54.900	1553.820	-32.602	0.815	1.174	0.384	20.050
10	54.900	614.950	-32.602	0.815	1.174	0.384	20.050
12	90.000	70.140	376.920	1.193	0.088	0.000	26.053
13	90.000	70.140	2660.100	7.479	0.088	0.000	434.412
14	40.000	7.380	167.570	0.573	0.968	0.000	1.463
15	40.000	7.380	2574.300	8.257	0.968	0.000	116.798
16	45.000	12.350	188.450	0.639	0.042	0.000	1.201
17	50.000	12.350	2592.100	8.076	0.042	0.000	189.860
18	25.000	3.170	104.890	0.367	0.953	0.000	-1.511
19	25.000	3.170	2547.200	8.558	0.953	0.000	1.414

Tablo 4.10 Amonyak-Lityum Nitrat çalışma çiftli için bulgular – 2

Ekipman	Giren Ekserji (kJ/kg)	Çıkan Ekserji (Kj/kg)	Ekserji Yıkımı (kJ/kg)	Yıkım (%)	Yüzde
Absorber	136.848	-17,470	154.318		9.32
Jeneratör	417.681	77.976	339.705		20.517
Evaporatör	195.766	89.822	105.943		6.39
Isı değiştirici	32.031	3.319	28.713		1.73
Kondenser	625.028	7.319	617.709		37.307
Pompa	-18.932	-19.892	0.960		0.0579
Güneş Panel	434.412	26.053	408.360		24.663
Genel Sistem	1822.834	167.127	1655.707		100

Tablo 4.11 Amonyak-Lityum Nitrat çalışma çiftli için bulgular – 3

Ekipman	Yüzde Yıkım (%)	Ekipman	Isı Transfer Oranı (kW)	Ekipman	Entropi Üretimi (Kj/s.K)	Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)
Absorber	9.32	Q _{sc}	201.029	S _{sc}	0.549	Ψ _{sc}	36.079
Jeneratör	20.517	Q _{jen}	201.029	S _{jen}	0.222	Ψ _{jen}	86.303
Evaporatör	6.39	Q _{evp}	100	S _{evp}	0.0875	Ψ _{eva}	2.201
Isı değiştirici	1.73	Q _{kon}	2328.448	S _{kon}	7.615	Ψ _{kon}	39.582
Kondensör	37.307	Q _{abs}	2328.955	S _{abs}	7.877	Ψ _{abs}	162.14
Pompa	0.057	Q _{shx}	9.502	S _{shx}	0.081	Ψ _{SHX}	33.93
Güneş Panel	24.66	W _p	1.0618	W _p	0	Ψ _p	1.06
Genel Sistem	100	ε _{SHX}	0.702	S _{ev}	0	Ψ _{ev}	0
		COP	0.494	S _{bdv}	0	Ψ _{bdv}	0
Toplam					16.434	Toplam	361.31
						η _{ekserji}	0.215



Şekil 4.7 Amonyak-Lityum Nitrat çifti yüzde olarak yıkım oranları

4.4.2. Amonyak- Sodyum Tiyosiyanat İçin Bulgular

Soğutucu akışkanın Amonyak olduğu bilinerek 1,2,3,4,12,13,14,15,16,17,18 ve 19 a kadarki olan kontrol noktalarındaki entalpi, entropi ve basınç değerli bölüm 3 de verilen eşitlikler ile hesaplanmıştır. Devrede 5,6,7,8,9 ve 10 numaralı kontrol noktalarında Amonyak-Sodyum Tiyosiyanat çözeltisi dolaşmaktadır. Bu kontrol noktalarında entalpi, entropi ve basınç değerli yine bölüm 3 de verilen eşitlikler yardımı ile hesaplanmıştır.

Devre için kütle korunum denkleminin uygulanması ile aşağıdaki eşitlikler yazılabilir [13]:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_7 - \dot{m}_8$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10}$$

Ekserji girişi ve çıkışı eşsizdir bunun sebebi enerjiden farklı olarak ekserji hesaplarında koruma ilkesi yoktur [25,39]. Bu nedenle, ekserji girişleri ve çıkışları, her bileşende ekserji kütesinin debisine oranla hesaplanmıştır. Döngünün solunda sadece soğutucu akışkan akar, sağ tarafta, yol 1'den ise en yüksek ekserji oranları ve yüksek sıcaklık çıkışları ile seyreltme için çıkış bulunur. Çözelti genişleme valfinde, sabit entalpi işlemi göz önünde bulundurulur ve entropi değişikliklerinin olmadığı varsayılmaktadır. Burada ekserji denge durumundadır. Sistemin enerji bileşenleri için ekserji yıkımını ve her ekipman için ekserji girişi / çıkışı bulunur [1]. Daha sonra COP elde edilir. Elektrik akımı tarafından pompaya iş girişi sınırlıdır. Çalışmada bölüm 3 de verilmiş olan eşitlikler ile gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalarda sıcaklık, basınç ve konsantrasyon girdiler olup, entalpi, entropi, kütle debisi ve Özgül Ekserji çıktıları gösterir. Yapılan hesaplamalar, her kontrol noktası ve Amonyak-Sodyum tiyosiyanat

çalışma çifti için aşağıdaki Tablo 4.12 de verilmiştir. Tablo 4.13 de ekserji yıkım değerleri, her ekipman için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Tablo 4.14 de ise COP, toplam entropi üretimi, ekserji kayıpları ve ekserji verimi için hesaplanmış değerler verilmiştir. Tablo 4.12 nin çıktıları, Tablo 4.13 ve Tablo 4.14 e girdi teşkil etmiştir. Şekil 4.8 de Amonyak-Sodyum tiyosiyanat çifti için ekipmanların yüzde olarak yıkım oranları verilmiştir.

Tablo 4.12 Amonyak-Sodyum Tiyosiyanat çalışma çiftli için bulgular – 1

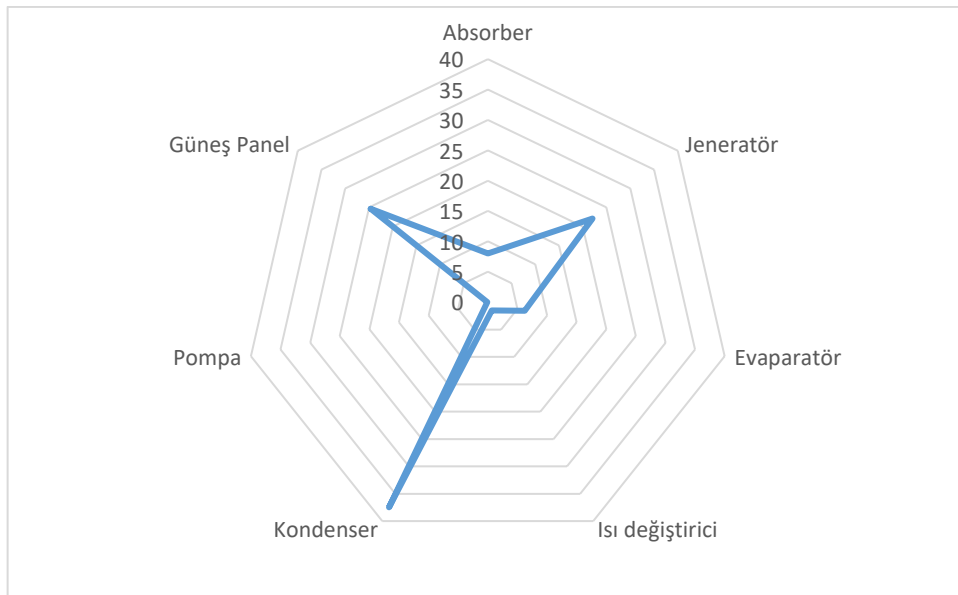
Kontrol Noktası	Sıcaklık (C)	Basınç (kpa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (Kj/kg.K)	Kütle Debisi (kg/san)	x (%NH3)	Özgül Ekserji (kj/kg)
1	90,000	1553,820	1885,949	4,344	0,068	1,000	626,539
2	50,000	1553,820	421,170	1,511	0,068	1,000	5,905
3	50,000	614,950	421,170	1,511	0,068	1,000	5,905
4	50,000	614,950	1471,260	4,760	0,068	1,000	88,621
5	40,000	872,8271	-67,433	0,750	1,48295	0,535	28,684
6	40,000	872,8271	-68,393	0,750	1,48295	0,535	27,724
7	69,700	1901,523	-10,823	1,033	1,48295	0,535	0,960
8	90,000	1104,223	46,264	1,056	1,55122	0,374	44,017
9	54,900	430,8054	-27,945	0,800	1,55122	0,374	46,095
10	54,900	430,8054	-27,945	0,800	1,55122	0,374	46,095
12	90,000	70,140	376,920	1,193	0,095	0,000	26,053
13	90,000	70,140	2660,100	7,479	0,095	0,000	434,412
14	40,000	7,380	167,570	0,573	0,937	0,000	1,463
15	40,000	7,380	2574,300	8,257	0,937	0,000	116,798
16	45,000	12,350	188,450	0,639	0,042	0,000	1,201
17	50,000	12,350	2592,100	8,076	0,042	0,000	189,860
18	25,000	3,170	104,890	0,367	0,953	0,000	-1,511
19	25,000	3,170	2547,200	8,558	0,953	0,000	1,414

Tablo 4.13 Amonyak-Sodyum Tiyosiyanat çalışma çiftli için bulgular – 2

Ekipman	Giren Ekserji (kj/kg)	Çıkan Ekserji (kj/kg)	Ekserji Yıkımı (kj/kg)	Yüzde Yıkım (%)
Absorber	162.893	30.147	132.746	8.002
Jeneratör	435.372	70.070	365.303	22.023
Evaporatör	195.766	89.822	105.943	6.387
Isı değiştirici	71.742	47.056	24.686	1.488
Kondenser	625.028	7.319	617.709	37.422
Pompa	28.685	27.725	0.960	0.057
Güneş Panel	434.412	26.053	408.360	24.618
Genel Sistem	1953.898	298.191	1655.707	100

Tablo 4.14 Amonyak-Sodyum Tiyosiyanat çalışma çiftli için bulgular – 3

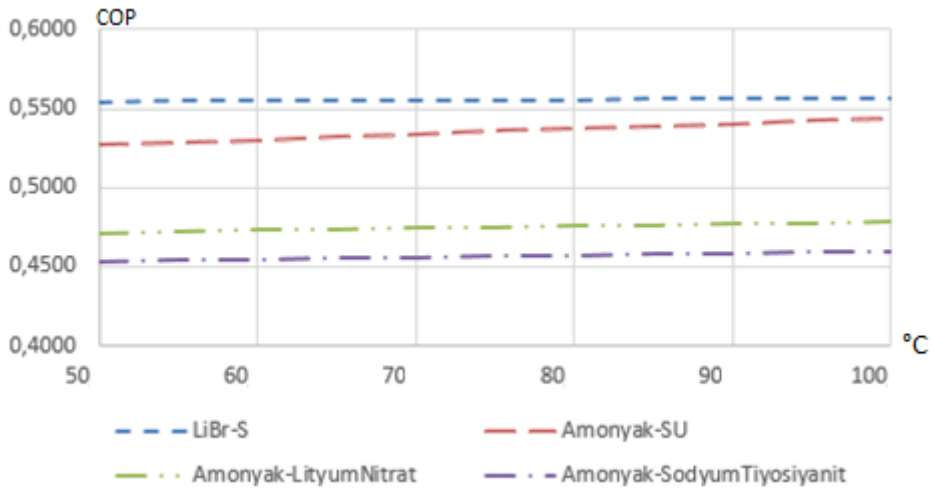
Ekipman	Yüzde Yıkım (%)	Ekipman	Isı Transfer Oranı (kW)	Ekipman	Entropi Üretimi (Kj/s.K)	Ekipman	Ekserji kaybı (kW)
Absorber	8.00	Qsc	216.57	Ssc	0.592	Ψ_{sc}	38.868
Jeneratör	22.02	Qjen	216.57	Sjen	0.193	Ψ_{jen}	70.895
Evaporatör	6.387	Qevp	100	Sevp	0.087	Ψ_{eva}	2.201
Isı değiştirici	1.49	Qkon	2328.448	Skon	7.615	Ψ_{kon}	39.582
Kondenser	37.422	Qabs	2256.258	Sabs	7.657	Ψ_{abs}	143.14
Pompa	0.057	Qshx	29.7426	Sshx	0.022	Ψ_{SHX}	36.466
Güneş Panel	24.663	Wp	1.423	Wp	0	Ψ_p	1.423
Genel Sistem	100	ϵ_{SHX}	0.702	Sev	0	Ψ_{ev}	0
		COP	0.458	Sbdv	0	Ψ_{bdv}	0
				Toplam	16.169	Toplam	332.57
						ekserji	0.202



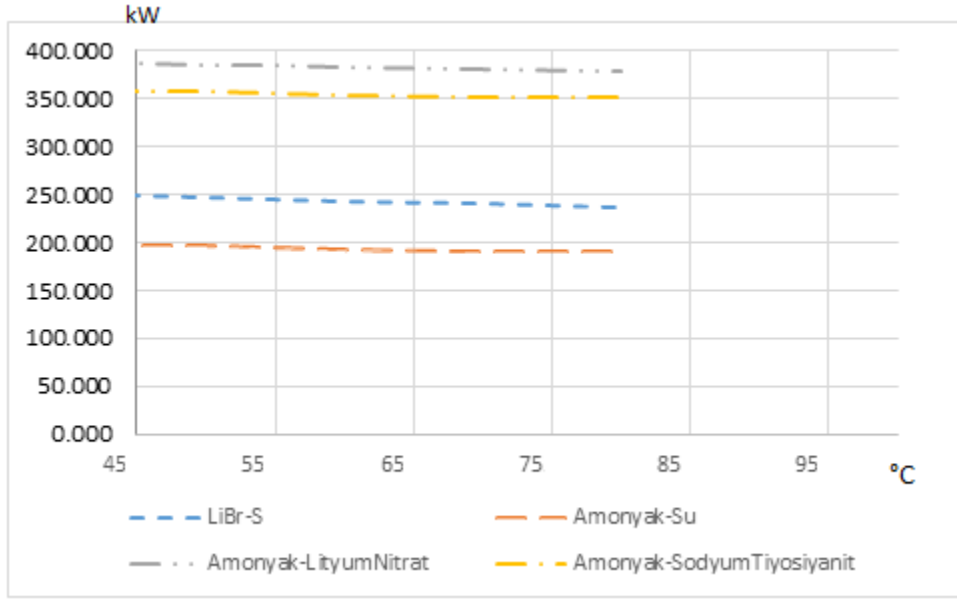
Şekil 4.8 Amonyak-Sodyum Tiyosiyanat çiftli yüzde olarak yıkım oranları

4.5. Jeneratör Giriş Sıcaklığının Etkisi

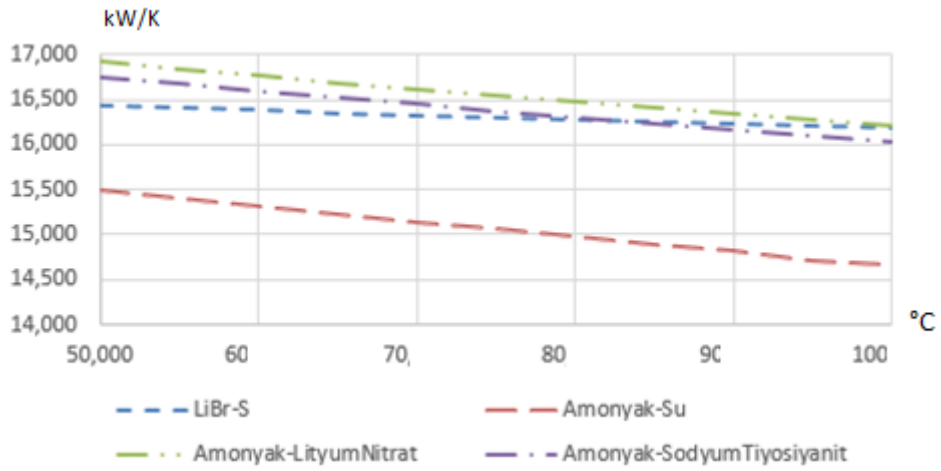
Jeneratör giriş sıcaklığı arttıkça 4 çalışma çiftinin de COP si artmakta ve ekserji verimi düşürmektedir. Toplam ekserji kaybı ve toplam entropi üretimi değerleri düşmektedir. Şekil 4.9 da görüldüğü gibi jeneratör giriş sıcaklığı arttıkça COP nin her akışkan çifti için arttığı görülebilir. Şekil 4.10 de görüldüğü gibi jeneratör giriş sıcaklığı arttıkça toplam ekserji kaybının her akışkan çifti için düştüğü görülebilir. Şekil 4.11 de görüldüğü gibi jeneratör giriş sıcaklığı arttıkça toplam entropi kaybının her akışkan çifti için düştüğü görülebilir. Şekil 4.12 de görüldüğü gibi jeneratör giriş sıcaklığı arttıkça ekserji veriminin her akışkan çifti için azaldığı görülebilir. Aşağıdaki grafiklerde, ekipman giriş sıcaklıkları arttıkça COP ve ekserji veriminin arttığı durumlar istenen durumlar olup, toplam entropi üretimi ve toplam ekserji kaybının arttığı durumlar ise olumsuz durumlardır.



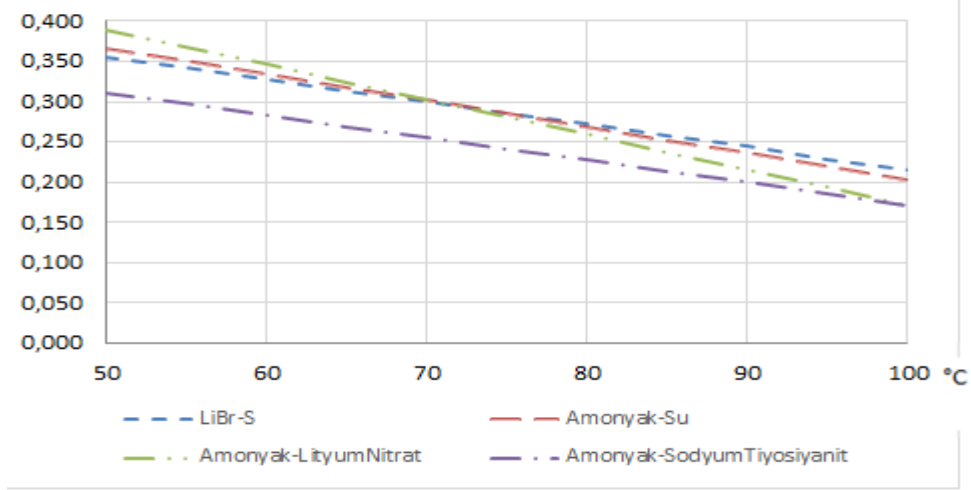
Şekil 4.9 Jeneratör Giriş Sıcaklığının COP Üzerindeki Etkisi



Şekil 4.10 Jeneratör Giriş Sıcaklığının Toplam Ekserji kaybı Üzerine Etkisi



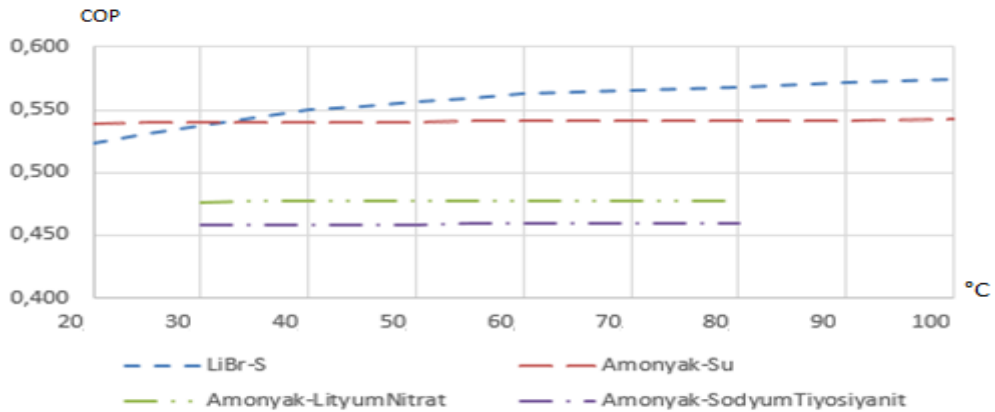
Şekil 4.11 Jeneratör Giriş Sıcaklığının Toplam Entropi Üretimi Üzerine Etkisi



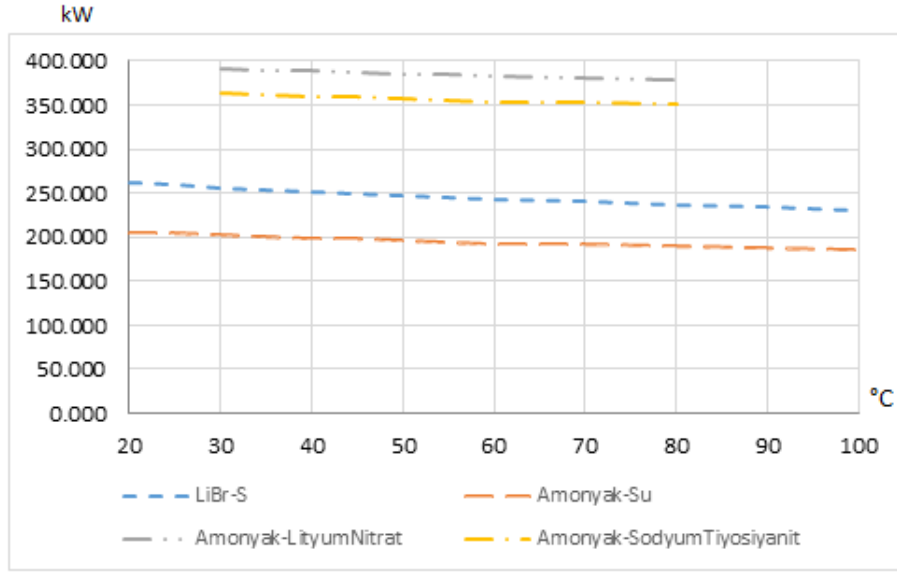
Şekil 4.12 Jeneratör Sıcaklığının Ekserji Verimi Üzerine Etkisi

4.6. Evaporatör Giriş Sıcaklığının Etkisi

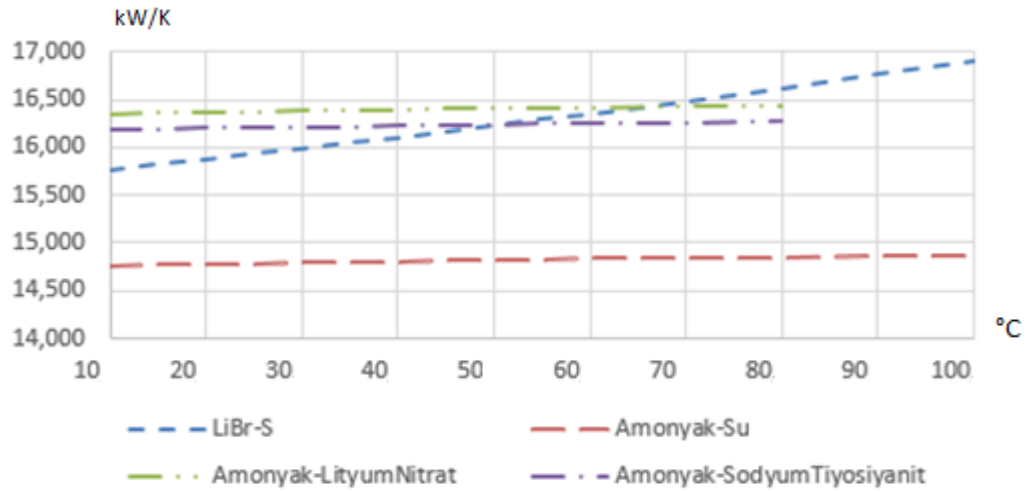
Evaporatör giriş sıcaklığı arttıkça 4 çalışma çiftinin de COP, ekserji verimi ve toplam entropi üretimi artmakta, toplam ekserji kaybı değeri düşmektedir. Şekil 4.13 de görüldüğü gibi evaporatör giriş sıcaklığı arttıkça COP nin her akışkan çifti için arttığı görülebilir. Şekil 4.14 de görüldüğü gibi evaporatör giriş sıcaklığı arttıkça toplam ekserji kaybının her akışkan çifti için düştüğü görülebilir. Şekil 4.15 de görüldüğü gibi evaporatör giriş sıcaklığı arttıkça toplam entropi üretiminin her akışkan çifti için arttığı görülebilir. Şekil 4.16 de görüldüğü gibi evaporatör giriş sıcaklığı arttıkça ekserji veriminin her akışkan çifti için arttığı görülebilir. Aşağıdaki grafiklerde, ekipman giriş sıcaklıkları arttıkça COP ve ekserji veriminin arttığı durumlar istenen durumlar olup, toplam entropi üretimi ve toplam ekserji kaybının arttığı durumlar ise olumsuz durumlardır.



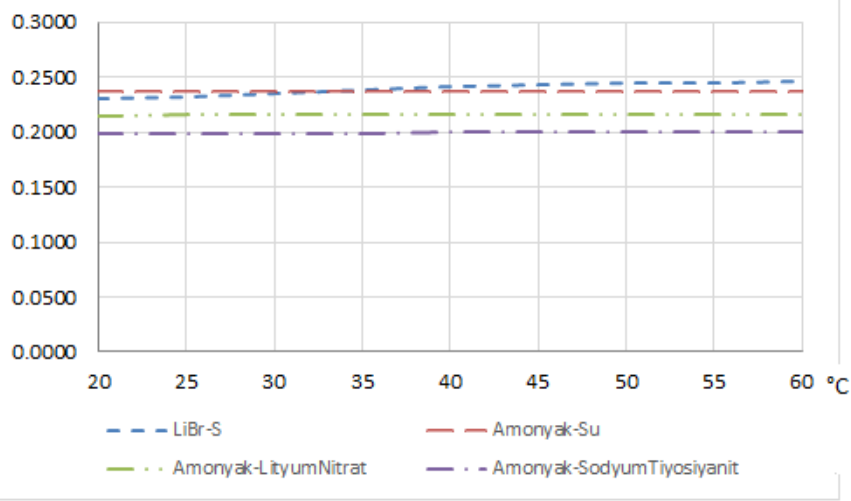
Şekil 4.13 Evaporatör Giriş Sıcaklığının COP Üzerine Etkisi



Şekil 4.14 Evaporatör Giriş Sıcaklığının Toplam Ekserji Kaybı Üzerine Etkisi



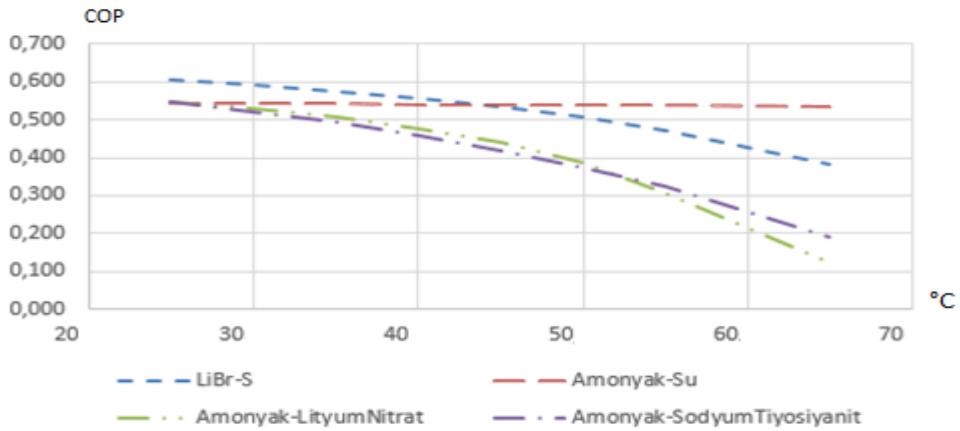
Şekil 4.15 Evaporatör Giriş Sıcaklığının Toplam Entropi Üretimi Üzerine Etkisi



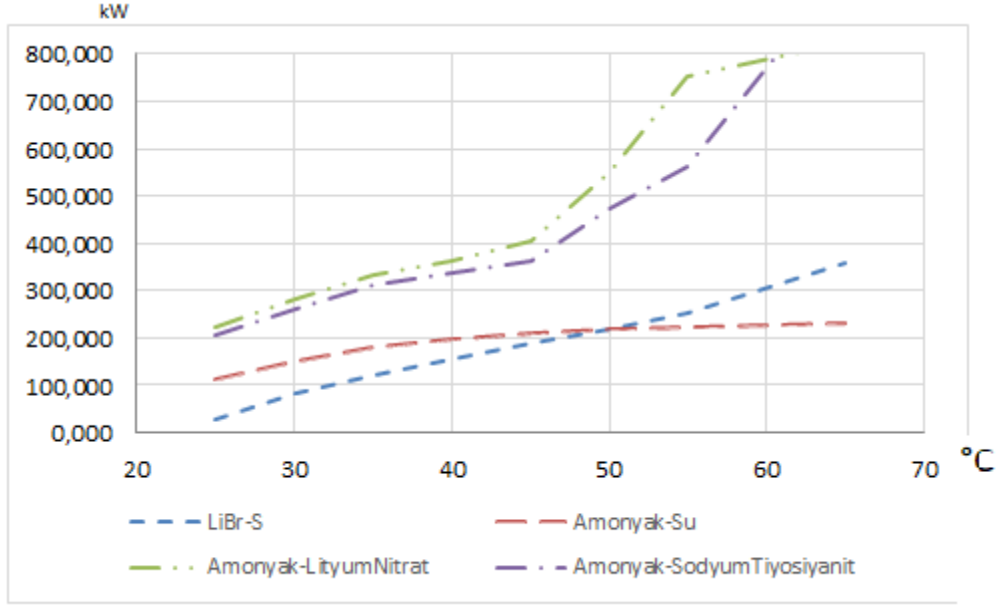
Şekil 4.16 Evaporatör Giriş Sıcaklığının Ekserji Verimi Üzerindeki Etkisi

4.7. Absorber Giriş Sıcaklığının Etkisi

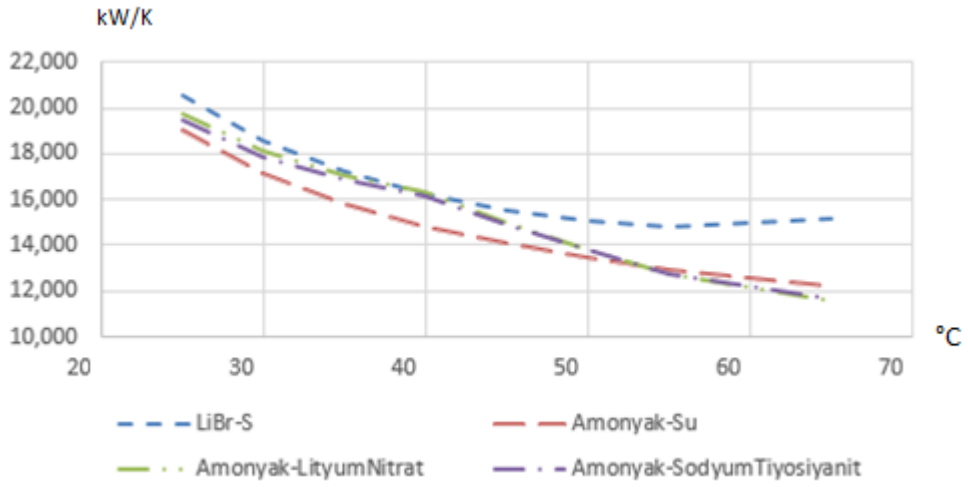
Absorber giriş sıcaklığı arttıkça 4 çalışma çiftinin de COP, ekserji verim, toplam entropi üretimi düşmekte toplam ekserji kaybı artmaktadır. Şekil 4.17 de görüldüğü gibi absorber giriş sıcaklığı arttıkça toplam ekserji kaybının her akışkan çifti için düştüğü görülebilir. Şekil 4.18 de görüldüğü gibi absorber giriş sıcaklığı arttıkça toplam ekserji kaybının her akışkan çifti için arttığı görülebilir. Şekil 4.19 da görüldüğü gibi absorber giriş sıcaklığı arttıkça toplam entropi üretiminin her akışkan çifti için düştüğü görülebilir. Şekil 4.20 de görüldüğü gibi absorber giriş sıcaklığı arttıkça topeksjerji veriminin her akışkan çifti için düştüğü görülebilir. Aşağıdaki grafiklerde, ekipman giriş sıcaklıkları arttıkça COP ve ekserji veriminin arttığı durumlar istenen durumlar olup, toplam entropi üretimi ve toplam ekserji kaybının arttığı durumlar ise olumsuz durumlardır.



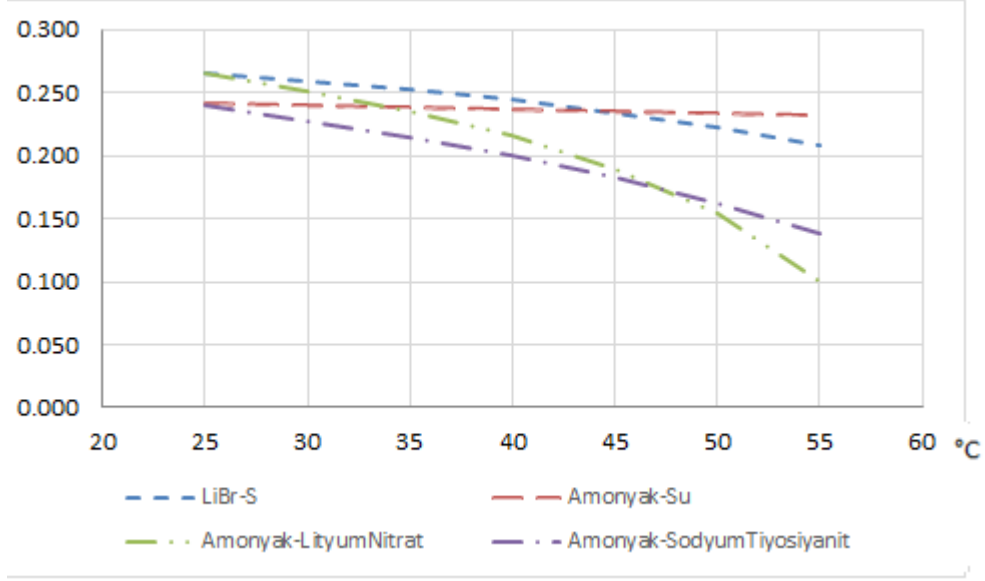
Şekil 4.17 Absorber Giriş Sıcaklığının COP Üzerindeki Etkisi



Şekil 4.18 Absorber Giriş Sıcaklığının Toplam Ekserji Kaybı Üzerine Etkisi



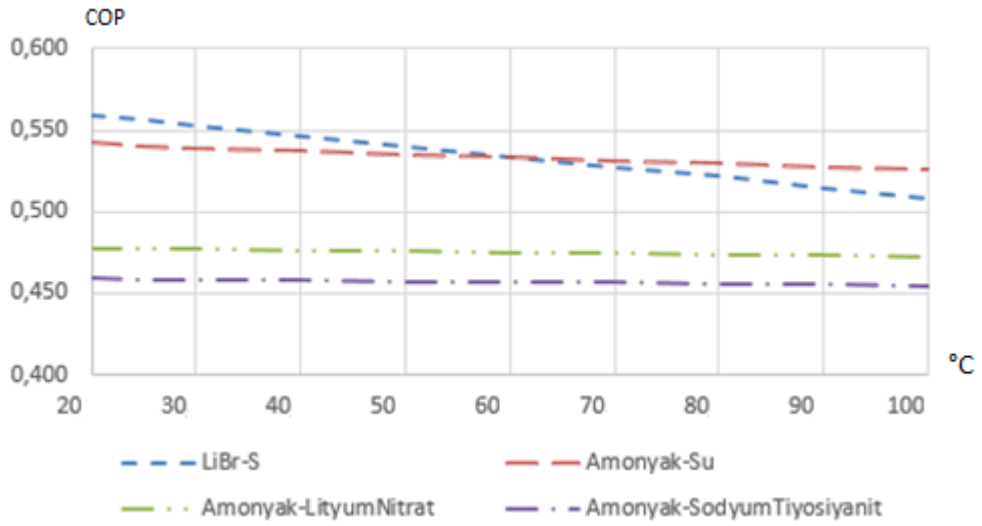
Şekil 4.19 Absorber Giriş Sıcaklığının Toplam Entropi Üretimi Üzerine Etkisi



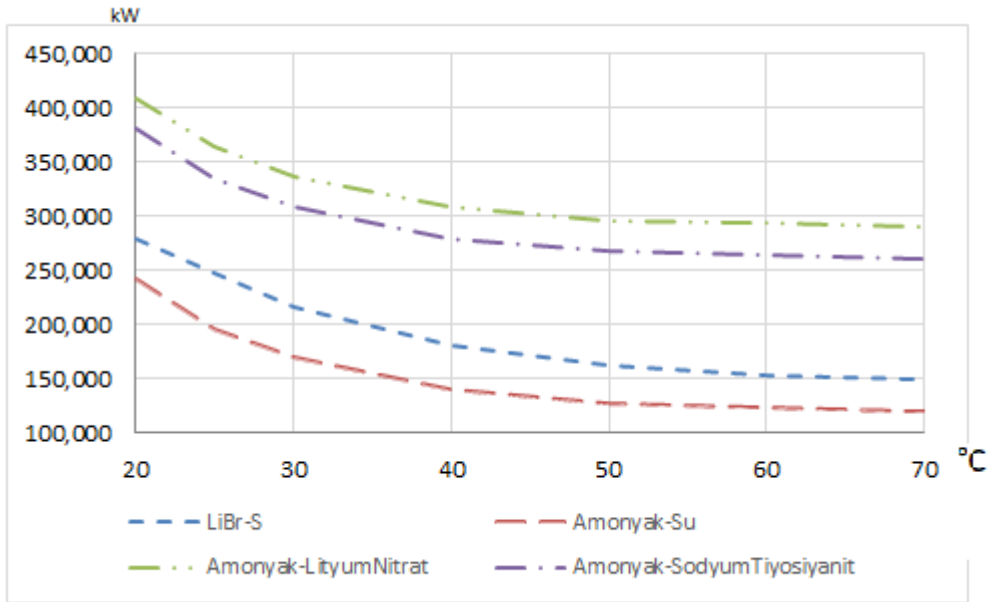
Şekil 4.20 Absorber Giriş Sıcaklığının Ekserji Verimi Üzerine Etkisi

4.8. Kondenser Giriş Sıcaklığının Etkisi

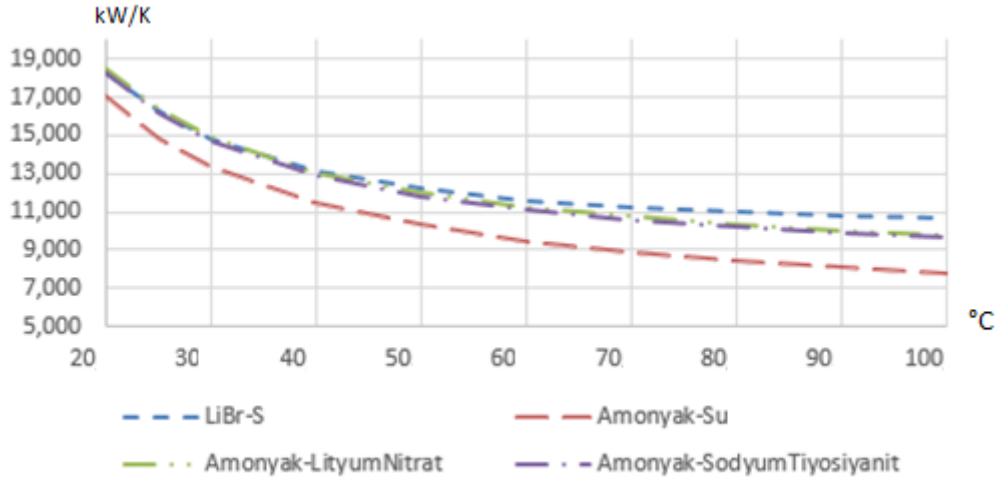
Kondenser giriş sıcaklığı arttıkça 4 çalışma çiftinin de COP, ekserji verimi, toplam ekserji kaybı ve toplam entropi üretimi değerleri düşmektedir. Şekil 4.21 de görüldüğü gibi kondenser giriş sıcaklığı arttıkça COP nin her akışkan çifti için düştüğü görülebilir. Şekil 4.22 de görüldüğü gibi kondenser giriş sıcaklığı arttıkça toplam ekserji kaybının her akışkan çifti için düştüğü görülebilir. Şekil 4.23 de görüldüğü gibi kondenser giriş sıcaklığı arttıkça toplam entropi üretiminin her akışkan çifti için düştüğü görülebilir. Şekil 4.24 de görüldüğü gibi kondenser giriş sıcaklığı arttıkça ekserji veriminin her akışkan çifti için düştüğü görülebilir. Aşağıdaki grafiklerde, ekipman giriş sıcaklıkları arttıkça COP ve ekserji veriminin arttığı durumlar istenen durumlar olup, toplam entropi üretimi ve toplam ekserji kaybının arttığı durumlar ise olumsuz durumlardır.



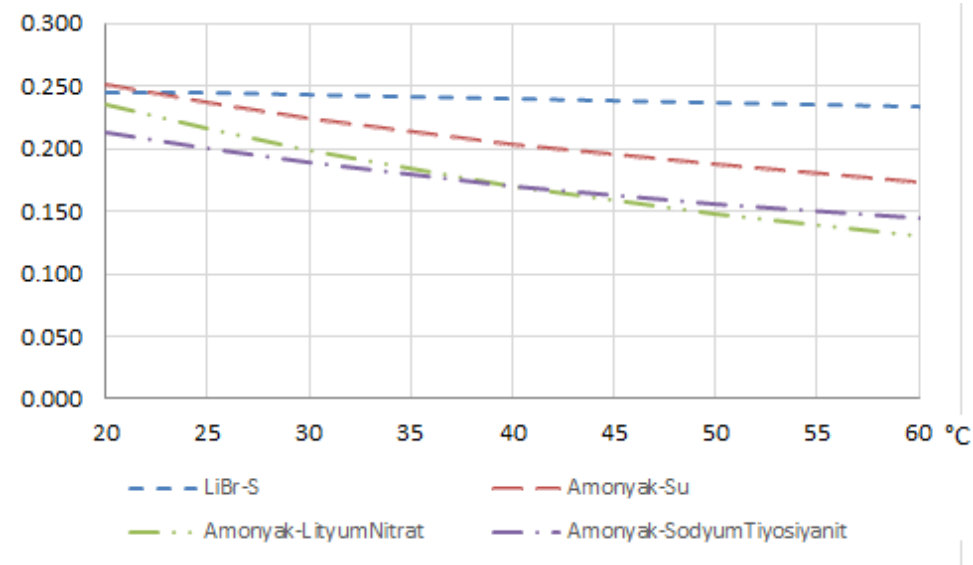
Şekil 4.21 Kondenser Giriş Sıcaklığının COP Üzerine Etkisi



Şekil 4.22 Kondenser Giriş Sıcaklığının Toplam Ekserji Kaybı Üzerine Etkisi



Şekil 4.23 Kondenser Giriş Sıcaklığının Toplam Entropi Üretimi Üzerine Etkisi



Şekil 4.24 Kondenser Giriş Sıcaklığının Ekserji Verimi Üzerine Etkisi

4.9. Alternatif ve Optimize Edilmiş Çevrim İçin Bulgular

Sistemin en önemli ekipmanın Absorber dır. COP ve ekserji veriminin optimize edilmesinde önemli rol almaktadır. Fakat klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde kompresörün üstlendiği görevi bu sistemde absorber tek başına yüklenmemektedir. Absorpsiyonlu soğutma çevriminde kompresörün yaptığı işi Şekil 2.3 referans alınarak; jeneratör, absorber ve solüsyon ısı değiştiricisinin yaptığı söylenebilir. Böyle bir durumda COP yi ve ekserji verimini arttırmak için bu üç ekipman komple ekipman olarak ele alınmalı ve klasik buhar sıkıştırırmalı çevrimde de evaporatör ve kondansörün aynı olduğu

düşünülerek absorpsiyonlu soğutma çevriminin optimizasyon işlemi; jeneratör, absorber ve solüsyon ısı değiştiricisi üzerinde odaklanmalıdır. Şekil 2.8 referans alındığında bu üç önemli ekipman arasında solüsyon dolaşmaktadır ve yine aynı şekilde kontrol noktaları olarak 5,6,7,8,9 ve 10 alınmıştır. Optimizasyon işlemi ve Alternatif çevrim Şekil 2.12 de gösterildiği gibi, COP ve Ekserji verimi artırımı işlemi 5,6,7,8,9 ve 10 numaralı kontrol noktaları iyileştirilerek yapılmalıdır. Diğer kontrol noktalarının iyileştirme işlemi klasik kompresyonlu sistemlerde de aynı olduğu için 5,6,7,8,9 ve 10 numaralı kontrol noktalarına odaklanarak sadece absorpsiyonlu soğutma sisteminin iyileştirilmesine odaklanılmış olunur. Belirtilen kontrol noktalarına odaklanarak yapılan bir optimizasyonda COP artırımı, ekserji verimi artırımı, toplam entropi üretiminde düşüş ve ekserji kaybında düşüş beklenmektedir. Bunun için Şekil 2.12 referans alınarak sisteme bir adet daha solüsyon ısı değiştiricisi eklenerek geleneksel tek kademeli sisteme, 6' ve 8' kontrol noktaları eklenmiştir. Yapılan iyileştirme sonucu beklendiği gibi COP artırımı, ekserji verimi artırımı, toplam entropi üretiminde düşüşü ve ekserji kaybında düşüşü elde edilmiş olup takip eden maddeler ilk sistem ile optimize edilmiş sistem arasındaki farkların karşılaştırılması takip eden bölümlerde verilmiştir. Yapılan alternatif çevrimde yeni eklenen solüsyon ısı değiştiricisinin, hali hazırda sistemde bulunan ısı değiştiricisi ile aynı kapasitede olduğu varsayılmaktadır. Daha yüksek verimde çalışan bir solüsyon ısı değiştiricisi üzerinde durulmuş ve kontrol noktalarına göre değişen değerler Tablo 4.15 den Tablo 4.22 ye kadar olan Tablolar da verilmiştir.

Tek kademeli sistemde elde edilmiş veriler ile kıyaslanması; jeneratör sıcaklığının etkisi, Absorber sıcaklığının etkisi, kondenser sıcaklığının etkisi ve evaporatör sıcaklığının etkisi ile kıyaslanması takip eden bölümlerde verilmiştir.

Çalışmada bölüm 3 de verilmiş olan eşitlikler ile gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalarda sıcaklık, basınç ve konsantrasyon girdiler olup, entalpi, entropi, kütle debisi ve Özgül Ekserji çıktıları gösterir. Yapılan hesaplamalar, her kontrol noktası ve Lityumbromür-Su çalışma çifti için aşağıdaki Tablo 4,15 de verilmiştir. Çalışmanın bu bölümündeki Tablolarda 6' ve 8' kontrol noktaları eklenmiştir. Bunun sebebi standart çevrime ek olarak alternatif sistemde fazladan, ikinci bir solüsyon ısı değiştiricisinin kullanılmasıdır. Tablo 4.16 da ekserji yıkım değerleri, her ekipman için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Tablo 4.17 de ise COP, toplam entropi üretimi, ekserji kayıpları ve ekserji verimi için hesaplanmış değerler verilmiştir. Tablo 4.15 nin çıktıları, Tablo 4.16 ve Tablo 4.17 ye girdi teşkil etmiştir.

Tablo 4.15 Alternatif Optimize Edilmiş Lityum Bromür-su Çalışma Çiftli İçin
Bulgular-1

Kontrol Noktası	Sıcaklık (C)	Basınç (kpa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (Kj/kg.K)	Kütle Debisi (kg/san)	x (%Li-Br)	Özgül Ekserji (kj/kg)
1	90.000	70.140	2660.100	7.479	0.041	0.000	434.412
2	50.000	12.349	209.330	0.704	0.041	0.000	4.095
3	50.000	0.890	209.330	0.704	0.041	0.000	4.095
4	50.000	0.890	2592.100	8.076	0.041	0.000	-98.647
5	40.000	0.890	107.080	0.230	0.934	0.580	108.346
6	40.000	6.630	106.120	0.230	0.934	0.580	107.386
6'	69.700	6.630	164.820	0.410	0.934	0.580	112.446
7	89.700	6.630	214.424	0.510	0.934	0.580	132.250
8	90.000	6.630	230.130	0.480	0.975	0.630	153.267
8'	54.900	0.890	165.950	0.300	0.975	0.630	142.727
9	34.900	6.630	116.346	0.200	0.975	0.630	122.923
10	34.900	0.890	116.346	0.200	0.975	0.630	122.923
12	90.000	70.140	376.920	1.193	0.000	0.000	26.053
13	90.000	70.140	2660.100	7.479	0.000	0.000	434.412
14	40.000	7.380	167.570	0.573	0.711	0.000	1.463
15	40.000	7.380	2574.300	8.257	0.711	0.000	116.798
16	45.000	188.450	188.450	0.639	0.042	0.000	2.615
17	50.000	12.350	2592.100	8.076	0.042	0.000	189.860
18	25.000	3.170	104.890	0.367	0.953	0.000	-1.511
19	25.000	3.170	2547.200	8.558	0.953	0.000	1.414

Tablo 4.16 Alternatif Optimize Edilmiş Lityum Bromür-su Çalışma Çiftli İçin
Bulgular-2

Ekipman	Giren Ekserji (Kj/kg)	Çıkan Ekserji (Kj/kg)	Ekserji Yıkımı (Kj/kg)	Yüzde Yıkım (%)
Absorber	239.721	109.809	129.912	7.575
Jeneratör	587.679	168.780	418.900	24.424
Evaporatör	193.955	-96.032	289.987	16.908
Isı değiştirici	274.977	235.369	39.608	2.309
Kondenser	432.901	5.509	427.392	24.919
Pompa	108.346	107.386	0.960	0.056
Güneş Panel	434.412	26.053	408.360	23.809
Genel Sistem	2271.92	556.874	1715.119	100.000

Tablo 4.17 Alternatif Optimize Edilmiş Lityum Bromür-su Çalışma Çiftli İçin
Bulgular-3

Ekipman	Yüzde Yıkım (%)	Ekipman	Isı Transfer Oranı (kW)	Ekipman	Entropi Üretimi (Kj/s.K)	Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)
Absorber	7.575	Qsc	132.599	Ssc	0.361	Ψ_{sc}	23.798
Jeneratör	24.424	Qjen	132.599	Sjen	0.068	Ψ_{jen}	19.891
Evaporatör	16.908	Qevp	100.000	Sevp	0.009	Ψ_{eva}	11.982
Isı değiştirici	2.309	Qkon	2328.449	Skon	7.532	Ψ_{kon}	14.770
Kondenser	24.919	Qabs	1711.546	Sabs	5.775	Ψ_{abs}	96.625
Pompa	0.056	Qshx	9.760	Sshx	0.071	Ψ_{SHX}	14.609
Güneş Panel	23.809	Wp	0.897	Wp	0.000	Ψ_p	0.897
Genel Sistem	100.000	ϵ_{SHX}	1.102	Sev	0.000	Ψ_{ev}	0.000
		COP	0.749	Sbdv	0.000	Ψ_{bdv}	0.000
				Toplam	13.816	Toplam	182.571
						ηekserji	0.328

Çalışmada bölüm 3 de verilmiş olan eşitlikler ile gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalarda sıcaklık, basınç ve konsantrasyon girdiler olup, entalpi, entropi, kütle debisi ve Özgül Ekserjiçıkları gösterir. Yapılan hesaplamalar, her kontrol noktası ve Amonyak-Su çalışma çifti için aşağıdaki Tablo 4,18 de verilmiştir. Tablo 4.19 da ekserji yıkım değerleri, her ekipman için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Tablo 4.20 de ise COP, toplam entropi üretimi, ekserji kayıpları ve ekserji verimi için hesaplanmış değerler verilmiştir. Tablo 4.18 nin çıktıları, Tablo 4.19 ve Tablo 4.20 ye girdi teşkil etmiştir.

Tablo 4.18 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Su Çalışma Çiftli İçin Bulgular-1

Kontrol Noktası	Sıcaklık (C)	Basınç (kpa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (Kj/kg.K)	Kütle Debisi (kg/san)	x (%Li-Br)	Özgül Ekserji (kj/kg)
1	90,000	1553,820	1885,949	4,344	0,068	1,000	626,420
2	50,000	1553,820	421,170	1,511	0,068	1,000	5,905
3	50,000	614,950	421,170	1,511	0,068	1,000	5,905
4	50,000	614,950	1471,260	4,740	0,068	1,000	94,700
5	40,000	614,950	288,540	1,040	0,347	0,580	0,799
6	40,000	1553,820	291,182	1,040	0,347	0,580	3,442
6'	69,700	1553,820	427,449	1,457	0,347	0,580	15,442
7	89,700	1553,820	455,309	1,500	0,347	0,580	30,488
8	90,000	1553,820	490,505	1,624	0,415	0,450	24,184
8'	54,900	1553,820	318,461	1,145	0,975	0,450	-5,117
9	34,900	1553,820	290,601	0,913	0,415	0,450	36,261
10	34,900	614,950	290,601	0,913	0,415	0,450	36,261
12	90,000	70,140	376,920	1,193	0,076	0,000	26,053
13	90,000	70,140	2660,100	7,479	0,076	0,000	434,412
14	40,000	7,380	167,570	0,573	0,722	0,000	1,463
15	40,000	7,380	2574,300	8,257	0,722	0,000	116,798
16	45,000	12,350	188,450	0,639	0,042	0,000	2,615
17	50,000	12,350	2592,100	8,076	0,042	0,000	189,860
18	25,000	3,170	104,890	0,367	0,953	0,000	-1,511
19	25,000	3,170	2547,200	8,558	0,953	0,000	1,414

Tablo 4.19 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Su Çalışma Çiftli İçin Bulgular-2

Ekipman	Giren Ekserji (kj/kg)	Çıkan Ekserji (kj/kg)	Ekserji Yıkımı (kj/kg)	Yükde Yıkım (%)
Absorber	28.668	120.240	91.572	8.226
Jeneratör	-3.654	470.673	474.327	42.609
Evaporatör	93.189	190.660	97.471	8.756
Isı değiştirici	60.445	66.749	6.304	0.566
Kondenser	7.319	5.905	1.414	0.127
Pompa	3.442	15.442	12.001	1.078
Güneş Panel	1.463	434.412	432.950	38.892
Genel Sistem	190.870	1304.081	1113.211	100.000

Tablo 4.20 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Su Çalışma Çiftli İçin Bulgular-3

Ekipman	Yüzde Yıkım (%)	Ekipman	Isı Transfer Oranı (kW)	Ekipman	Entropi Üretimi (Kj/s.K)	Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)
Absorber	8.226	Q _{sc}	174.438	S _{sc}	0.477	Ψ _{sc}	31.307
Jeneratör	42.609	Q _{jen}	174.438	S _{jen}	0.015	Ψ _{jen}	11.033
Evaporatör	8.756	Q _{evp}	100.000	Sevp	0.089	Ψ _{eva}	1.728
Isı değiştirici	0.566	Q _{kon}	2328.449	Skon	7.615	Ψ _{kon}	39.574
Kondenser	0.127	Q _{abs}	1737.811	S _{abs}	5.890	Ψ _{abs}	104.510
Pompa	1.078	Q _{shx}	26.046	S _{shx}	0.593	Ψ _{SHX}	24.191
Güneş Panel	38.892	W _p	0.916	W _p	0.000	Ψ _p	0.916
Genel Sistem	100.000	ε _{SHX}	1.102	Sev	0.000	Ψ _{ev}	0.000
		COP	0.570	S _{bdv}	0.000	Ψ _{bdv}	0.000
				Toplam	14.680	Toplam	213.258
						η _{ekserji}	0.249

Çalışmada bölüm 3 de verilmiş olan eşitlikler ile gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalarda sıcaklık, basınç ve konsantrasyon girdiler olup, entalpi, entropi, kütle debisi ve Özgül Ekserjiçıkları gösterir. Yapılan hesaplamalar, her kontrol noktası ve Amonyak-Lityum Nitrat çalışma çifti için aşağıdaki Tablo 4,21 de verilmiştir. Tablo 4.22 da ekserji yıkım değerleri, her ekipman için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Tablo 4.23 de ise COP, toplam entropi üretimi, ekserji kayıpları ve ekserji verimi için hesaplanmış değerler verilmiştir. Tablo 4.21 nin çıktıkları, Tablo 4.22 ve Tablo 4.23 ye girdi teşkil etmiştir.

Tablo 4.21 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Lityumnitrat Çalışma Çiftli İçin

Bulgular-1

Kontrol Noktası	Sıcaklık (C)	Basınç (kpa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (Kj/kg.K)	Kütle Debisi (kg/san)	X (%Li-Br)	Özgül Ekserji (kj/kg)
1	90.000	1553.820	1885.949	4.344	0.068	1.000	626.539
2	50.000	1553.820	421.170	1.511	0.068	1.000	5.905
3	50.000	614.950	421.170	1.511	0.068	1.000	5.905
4	50.000	614.950	1471.260	4.760	0.068	1.000	88.621
5	40.000	614.950	-81.559	0.76	1.226	0.580	16.458
6	40.000	1553.820	-82.519	0.760	1.226	0.580	17.418
6'	69.700	1553.820	10.135	1.090	1.226	0.535	23.104
7	89.700	1553.820	85.016	1.3122	1.226	0.535	14.446
8	90.000	1553.820	71.089	1.056	1.294	0.384	47.982
8'	54.900	1553.820	-32.277	0.815	1.294	0.384	16.434
9	34.900	1553.820	-87.608	0.5928	1.294	0.384	31.260
10	34.900	614.950	-87.608	0.593	1.294	0.384	31.200
12	90.000	70.140	376.920	1.193	0.051	0.000	317.077
13	90.000	70.140	2660.100	7.479	0.051	0.000	726.850
14	40.000	7.380	167.570	0.573	0.519	0.000	1.463
15	40.000	7.380	2574.300	8.257	0.519	0.000	116.798
16	45.000	12.350	188.450	0.639	0.042	0.000	2.615
17	50.000	12.350	2592.100	8.076	0.042	0.000	188.447
18	25.000	3.170	104.890	0.367	0.953	0.000	-0.098
19	25.000	3.170	2547.200	8.558	0.953	0.000	1.414

Tablo 4.22 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Lityumnitrat Çalışma Çiftli İçin

Bulgular-2

Ekipman	Giren Ekserji (kj/kg)	Çıkan Ekserji (kj/kg)	Ekserji Yıkımı (kj/kg)	Yüzde Yıkım (%)
Absorber	147.998	17.921	130.077	7.844
Jeneratör	741.296	365.060	376.236	22.689
Evaporatör	194.352	91.236	103.116	6.218
Isı değiştirici	65.401	45.705	19.695	1.188
Kondenser	626.637	7.319	619.318	37.348
Pompa	16.458	16.418	0.040	0.002
Güneş Panel	726.850	317.077	409.773	24.711
Genel Sistem	2518.993	860.736	1658.257	100.000

Tablo 4.23 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Lityumnitrat Çalışma Çiftli İçin
Bulgular-3

Ekipman	Yüzde Yıkım (%)	Ekipman	Isı Transfer Oranı (kW)	Ekipman	Entropi Üretimi (Kj/s.K)	Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)
Absorber	7.844	Qsc	116.531	Ssc	0.317	Ψ_{sc}	20.914
Jeneratör	22.689	Qjen	116.531	Sjen	0.006	Ψ_{jen}	66.255
Evaporatör	6.218	Qevp	100.000	Sevp	0.088	Ψ_{eva}	2.084
Isı değiştirici	1.188	Qkon	2328.449	Skon	7.615	Ψ_{kon}	40.930
Kondenser	37.348	Qabs	1250.190	Sabs	4.152	Ψ_{abs}	86.167
Pompa	0.002	Qshx	-0.001	Sshx	0.117	Ψ_{SHX}	26.162
Güneş Panel	24.711	Wp	1.177	Wp	0.000	Ψ_p	1.177
Genel Sistem	100.000	ϵ_{SHX}	1.102	Sev	0.000	Ψ_{ev}	0.000
		COP	0.850	Sbdv	0.000	Ψ_{bdv}	0.077
Toplam					12.296	Toplam	243,767
						nekserji	0.369

Çalışmada bölüm 3 de verilmiş olan eşitlikler ile gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalarda sıcaklık, basınç ve konsantrasyon girdiler olup, entalpi, entropi, kütle debisi ve Özgül Ekserji çıktıları gösterir. Yapılan hesaplamalar, her kontrol noktası ve Amonyak- Sodyum Tiyosiyanit çalışma çifti için aşağıdaki Tablo 4,24 de verilmiştir. Tablo 4.25 de ekserji yıkım değerleri, her ekipman için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Tablo 4.26 de ise COP, toplam entropi üretimi, ekserji kayıpları ve ekserji verimi için hesaplanmış değerler verilmiştir. Tablo 4.24 nin çıktıları, Tablo 4.25 ve Tablo 4.26 ya girdi teşkil etmiştir.

Tablo 4.24 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Sodyum Tiyosiyanit Çalışma Çiftli İçin Bulgular-1

Kontrol Noktası	Sıcaklık (C)	Basınç (kpa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (Kj/kg.K)	Kütle Debisi (kg/san)	x (%Li-Br)	Özgül Ekserji (kJ/kg)
1	90	1553.82	1885.948	4.344	0.068	1.000	626.420
2	50	1553.82	421.17	1.511	0.068	1.000	5.876
3	50	614.95	421.17	1.511	0.068	1.000	5.876
4	50	614.95	1471.26	4.760	0.068	1.000	88.740
5	40	872.827	-67.433	0.750	1.48295	0.535	28.684
6	40	872.827	-68.393	0.750	1.48295	0.535	27.724
6'	69.7	1901.522	-10.823	1.033	1.48295	0.535	0.960
7	89.7	2989.667	19.711	1.056	1.55122	0.535	24.641
8	90	1104.223	46.264	1.056	1.55122	0.374	44.017
8'	54.9	430.8054	-27.945	0.800	1.55122	0.374	46.095
9	34.9	228.9171	-73.028	0.6095	1.55122	0.374	57.781
10	34.9	228.9171	-73.028	0.6095	1.55122	0.374	57.781
12	90	70.14	376.920	1.193	0.074	0.000	25.904
13	90	70.14	2660.100	7.479	0.074	0.000	434.442
14	40	7.38	167.570	0.573	0.937	0.000	1.314
15	40	7.38	2574.300	8.257	0.937	0.000	127.824
16	45	12.35	188.450	0.639	0.042	0.000	1.112
17	50	12.35	2592.100	8.076	0.042	0.000	189.950
18	25	3.17	104.890	0.367	0.953	0.000	-1.392
19	25	3.17	2547.200	8.558	0.953	0.000	1.414

Tablo 4.25 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Sodyum Tiyosiyanit Çalışma Çiftli İçin Bulgular-2

Ekipman	Giren Ekserji (kJ/kg)	Çıkan Ekserji (kJ/kg)	Ekserji Yıkımı (kJ/kg)	Yıkım (%)	Yüzde
Absorber	185.605	29.998	155.607		9.215
Jeneratör	459.083	69.921	389.162		23.046
Evaporatör	195.825	89.852	105.973		6.275
Isı değiştirici	82.422	71.742	10.680		0.632
Kondenser	625.028	7.289	617.739		36.582
Pompa	28.685	27.725	0.960		0.057
Güneş Panel	434.442	25.904	408.538		24.193
Genel Sistem	2011.090	322.430	1688.660		100.000

Tablo 4.26 Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak-Sodyum Tiyosiyanit Çalışma
Çiftli İçin Bulgular-3

Ekipman	Yüzde Yıkım (%)	Ekipman	Isı Transfer Oranı (kW)	Ekipman	Entropi Üretimi (Kj/s.K)	Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)
Absorber	9.215	Qsc	169.943	Ssc	0.464	Ψ_{sc}	30.514
Jeneratör	23.046	Qjen	169.943	Sjen	0.065	Ψ_{jen}	42.414
Evaporatör	6.275	Qevp	100.000	Sevp	0.088	Ψ_{eva}	2.199
Isı değiştirici	0.633	Qkon	2328.449	Skon	7.616	Ψ_{kon}	39.690
Kondenser	36.582	Qabs	2256.258	Sabs	7.327	Ψ_{abs}	171.75
Pompa	0.057	Qshx	53.050	Sshx	0.124	Ψ_{SHX}	21.563
Güneş Panel	24.193	Wp	1.424	Wp	0.000	Ψ_p	1.424
Genel Sistem	100.000	ϵ_{SHX}	1.102	Sev	0.000	Ψ_{ev}	0.000
		COP	0.584	Sbdv	0.000	Ψ_{bdv}	0.000
Toplam					15.684	Toplam	309.55
						ηekserji	0.258

Tablo 4.27 de, aynı çevresel şartlarda, aynı soğutma kapasitesi için, ekipmanlarda giriş sıcaklığı aynı tutularak, dört adet çalışma çifti için, standart tek kademeli çevrimin ve alternatif optimize edilmiş çevrimin; COP, Toplam Ekserji Kaybı, Toplam Entropi Üretimi ve Ekserji verim çıktılarının karşılaştırmalı Tablosu verilmiştir. Tablo 4.27 de iyileşme gösteren dataların 4 adet çalışma çiftinde de olduğu gösterilerek yeni sistem tasarımının Tek etkili bir sistemden daha performanslı olduğu vurgulanmak istenmektedir.

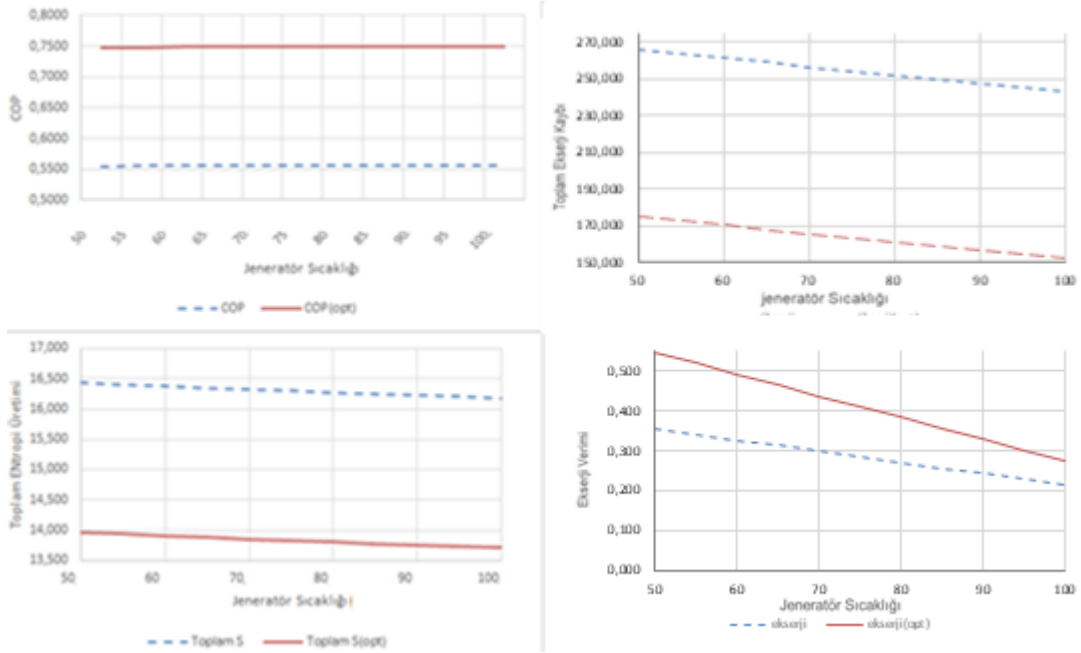
Tablo 4.27 Alternatif Optimize Edilmiş Sistem İle Karşılaştırmalı Tablo

	Lityum Bromür-Su		Amonyak-Su		Amonyak-Lityum Nitrat		Amonyak-Sodyumtiyosiyanit	
	İlk sistem	Alternatif Optimize Edilmiş sistem	İlk sistem	Alternatif Optimize Edilmiş sistem	İlk sistem	Alternatif Optimize Edilmiş sistem	İlk sistem	Alternatif Optimize Edilmiş sistem
COP	0,5561	0,7490	0,541	0,57	0,494	0,850	0,458	0,5840
Toplam Ekserji Kaybı (kW)	244,613	182,571	213,258	193,626	361,311	243,767	332,579	309,556
Toplam Entropi Üretimi (kW/K)	16,229	13,816	14,820	14,6	16,434	12,296	16,170	15,684
Ekserji Verimi	0.243	0.328	0.236	0.249	0.215	0.369	0.202	0.258

4.9.1. Alternatif Optimize Edilmiş Li-Br Su Çifti İçin Bulgular

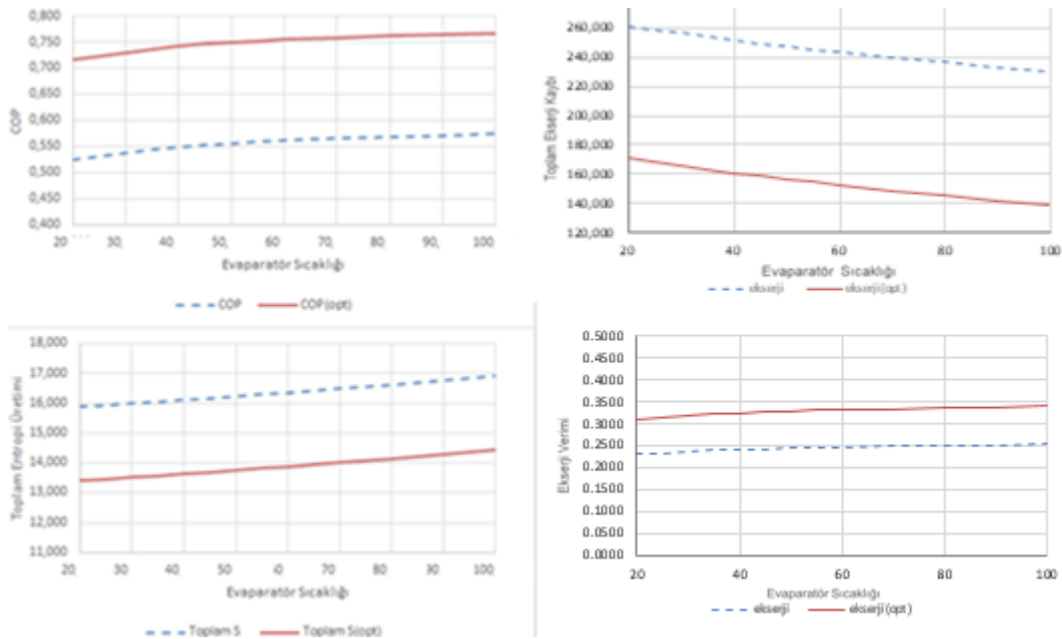
Aşağıdaki grafikler tek kademeli sistem ve literatüre eklenmek istenen yeni sistemin karşılaştırmalarını içermektedir. Grafikler de verilen ve kırmızı tek çizgi ile verilen datalar yeni eklenmek istenen sistemin çıktılarını, mavi kesik çizgiler ile verilen datalar literatürdeki klasik tek kademeli soğurmalı sistemin çıktılarıdır. Aşağıdaki grafiklerde sıcaklıklar ekipmanların giriş sıcaklıkları olup °C cinsindedir. Ekserji verimi ve COP nin birimi olmayıp Toplam entropi üretiminin birimi Kw/K ve Toplam ekserji kaybının birimi ise kW cinsindedir.

Şekil 4.25 e bakıldığında, Jeneratör giriş sıcaklığının artışı ile COP de artış ve ekserji veriminde düşüş, toplam entropi üretiminde ve toplam ekserji kaybında ise düşme yaşanmıştır. Ekserji veriminde düşüş haricinde bu istenen bir durumdur. Giriş sıcaklığının artışı olumlu bir etki etmiştir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.



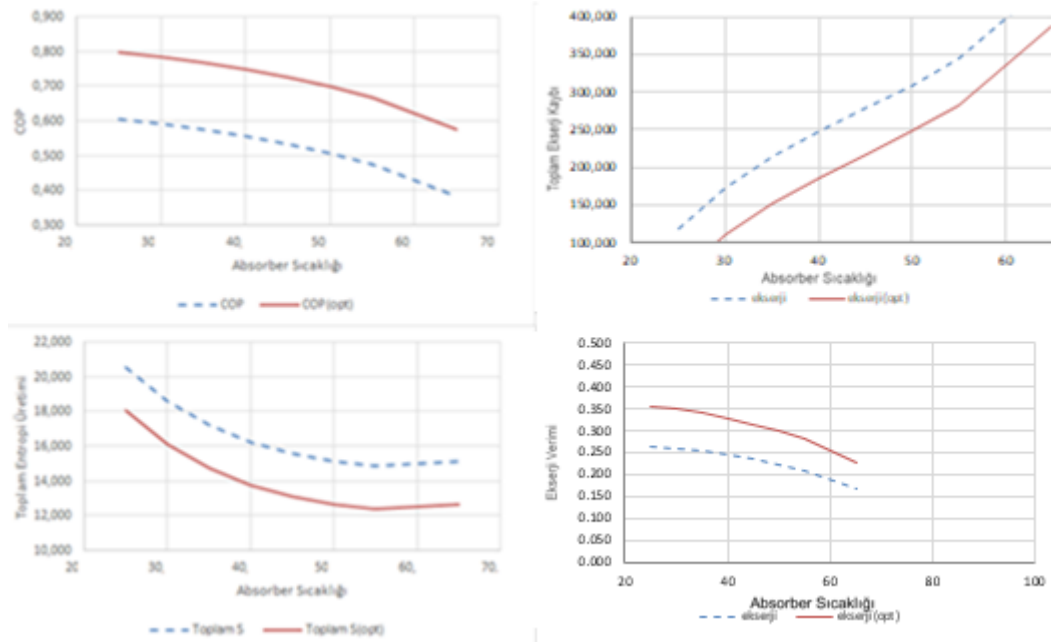
Şekil 4.25 Lityum Bromür-Su Çifti Jeneratör Giriş Sıcaklığının Etkisi

Şekil 4.26 ya bakıldığında, evaporatör giriş sıcaklığının artışı ile COP ve ekserji veriminde artış yaşanmıştır, bu istenen bir durumdur. Toplam entropi üretiminde artış yaratmıştır. Bu istenen bir durum değildir. Toplam ekserji kaybında ise düşme yaşanmıştır. Bu istenen bir durumdur. Giriş sıcaklığının artışının olumlu yönde bir etki ettiği söylenebilir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.



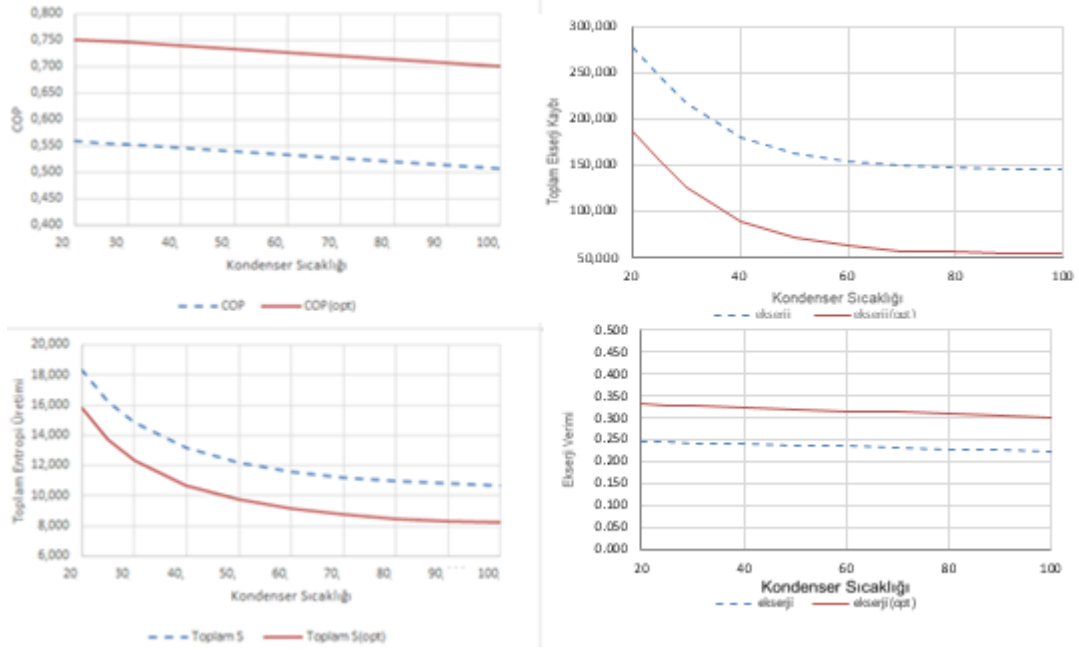
Şekil 4.26 Lityum Bromür-Su Çifti Evaporatör Giriş Sıcaklığının Etkisi

Şekil 4.27 ye bakıldığında, absorber giriş sıcaklığının artışı ile COP ve ekserji veriminde düşüş yaşanmıştır. Bu olumlu bir durum değildir. Toplam entropi üretiminde düşüş yaşanmış olup bu olumlu bir durumdur. Toplam ekserji kaybında ise artma yaşanmıştır. Bu istenen bir durum değildir. Giriş sıcaklığının artışı olumsuz etki etmiştir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.



Şekil 4.27 Lityum Bromür-Su Çifti Absorber Giriş Sıcaklığının Etkisi

Şekil 4.28 e bakıldığında, kondenser giriş sıcaklığının artışı ile COP, ekserji verimi, toplam entropi üretimi ve toplam ekserji kaybında düşüş yaşanmıştır. Toplam entropi üretiminin ve toplam ekserji kaybında düşme yaşanması olumlu bir durum olup COP ve ekserji veriminde düşüş istenmemektedir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.

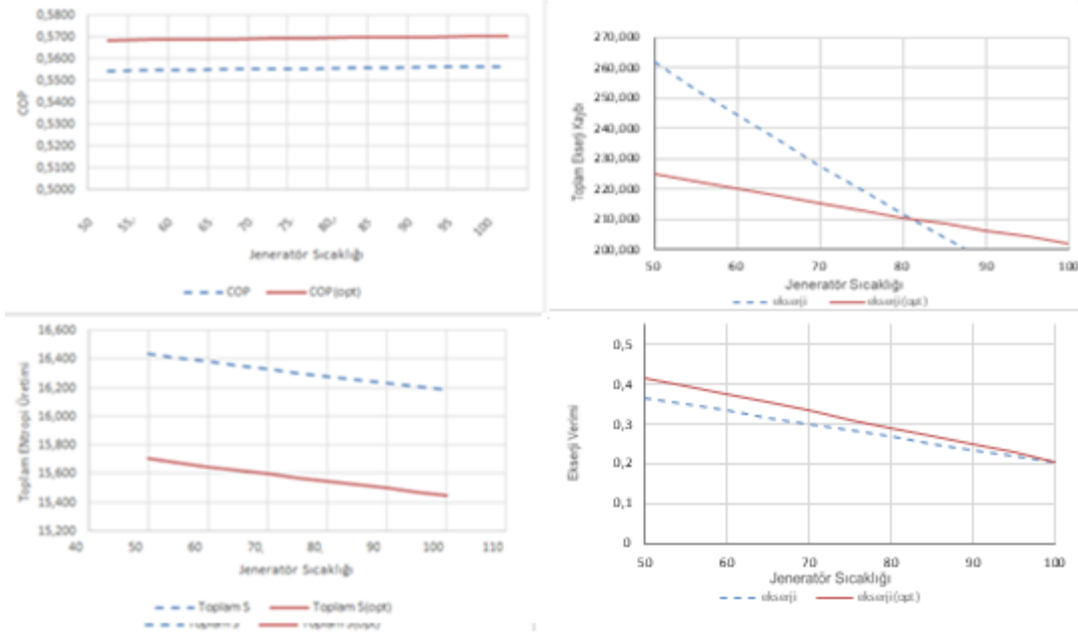


Şekil 4.28 Lityum Bromür-Su Çifti Kondenser Giriş Sıcaklığının Etkisi

4.9.2. Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak Su Çifti İçin Bulgular

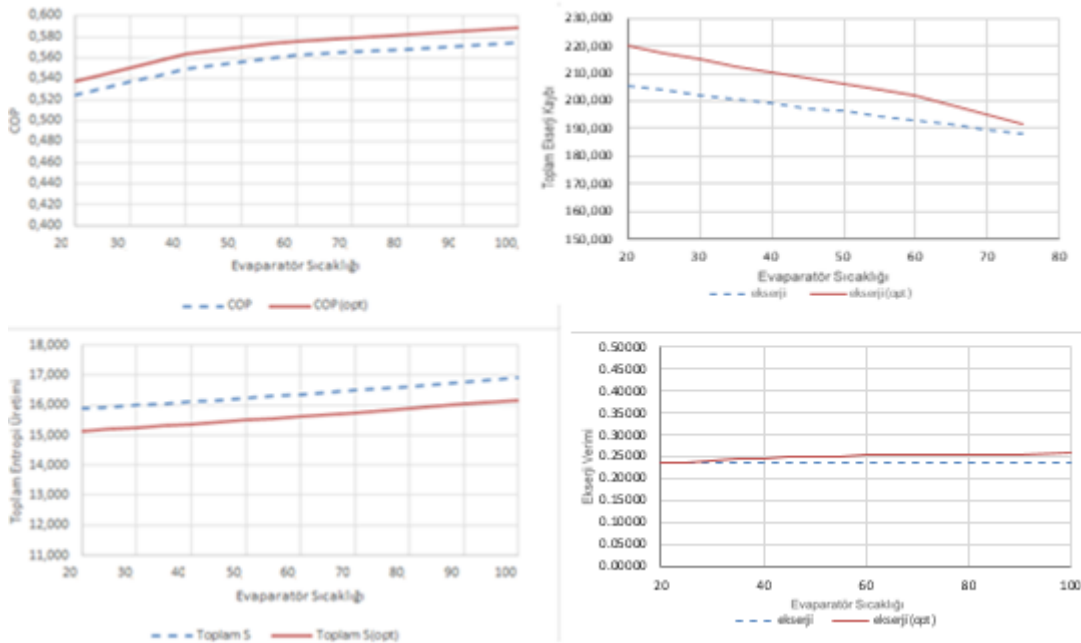
Aşağıdaki grafiklerde sıcaklıklar ekipmanların giriş sıcaklıkları olup °C cinsindedir. Ekserji verimi COP nin birimi olmayıp Toplam entropi üretiminin birimi Kw/K ve Toplam ekserji kaybının birimi ise kW cinsindedir.

Şekil 4.29 a bakıldığında, jeneratör giriş sıcaklığının artışı ile COP de artış, ekserji veriminde düşüş, toplam entropi üretiminde ve toplam ekserji kaybında ise düşme yaşanmıştır. Ekserji veriminin düşmesi haricinde bu istenen bir durumdur. Giriş sıcaklığının artışı olumlu bir etki etmiştir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.



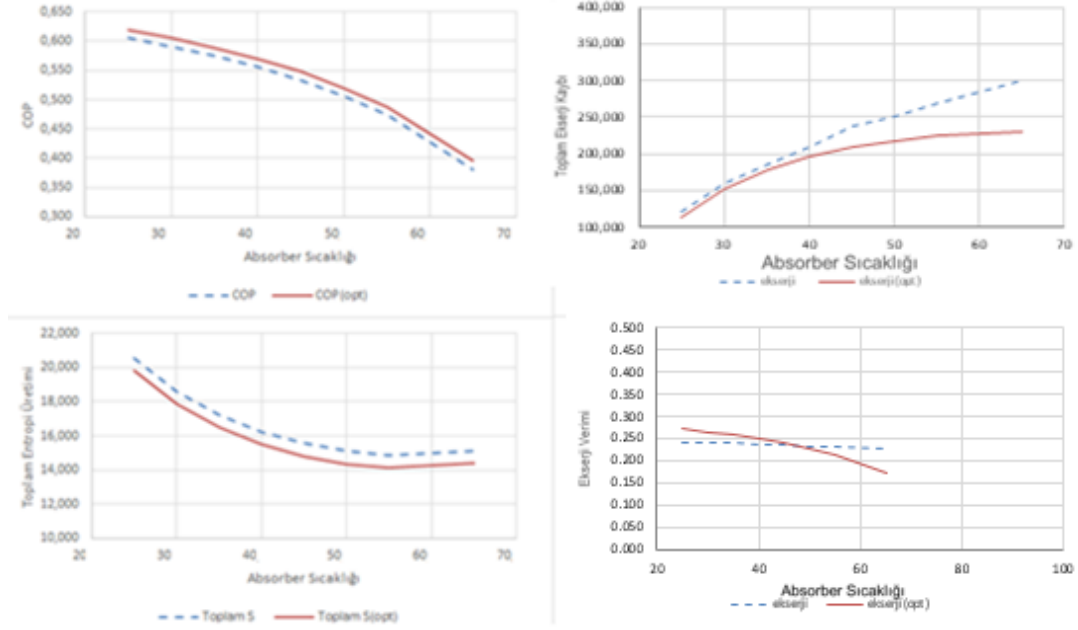
Şekil 4.29 Amonyak-Su Çifti Jeneratör Giriş Sıcaklığının Etkisi

Şekil 4.30 a bakıldığında, evaporatör giriş sıcaklığının artışı ile COP ve ekserji veriminde artış yaşanmıştır, bu istenen bir durumdur. Toplam entropi üretiminde artış yaratmıştır. Bu istenen bir durum değildir. Toplam ekserji kaybında ise düşme yaşanmıştır. Bu istenen bir durumdur. Giriş sıcaklığının artışının olumlu yönde bir etki ettiği söylenebilir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.



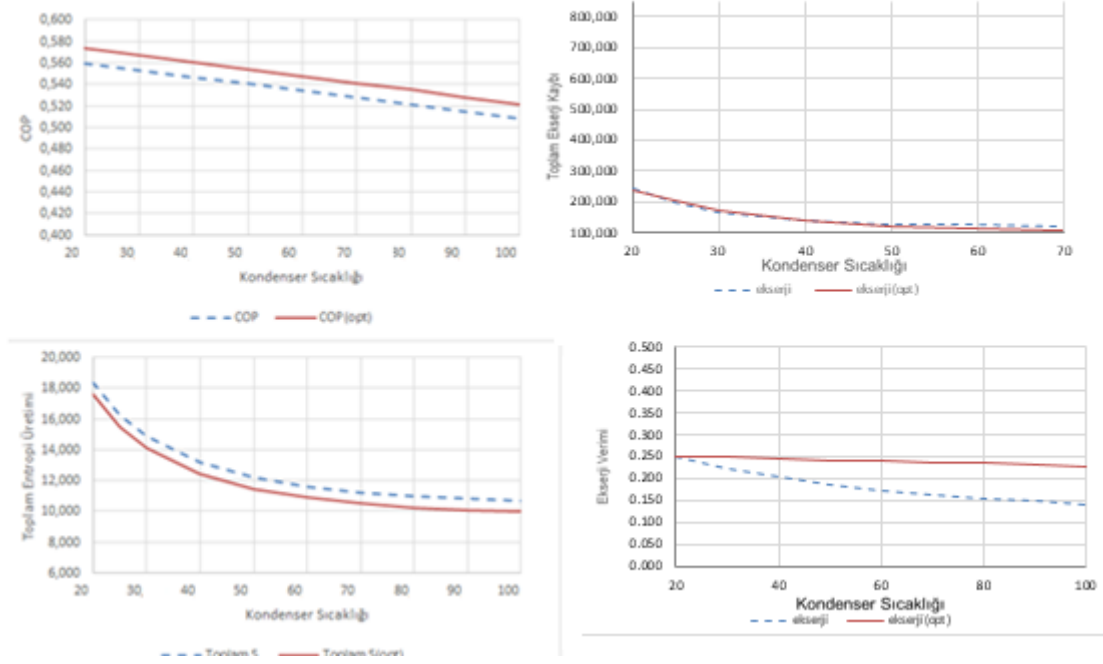
Şekil 4.30 Amonyak-Su Çifti Evaporatör Giriş Sıcaklığının Etkisi

Şekil 4.31 e bakıldığında, absorber giriş sıcaklığının artışı ile COP ve ekserji veriminde düşüş yaşanmıştır. Bu olumlu bir durum değildir. Toplam entropi üretiminde düşüş yaşanmış olup bu olumlu bir durumdur. Toplam ekserji kaybında ise artma yaşanmıştır. Bu istenen bir durum değildir. Giriş sıcaklığının artışı olumsuz etki etmiştir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.



Şekil 4.31 Amonyak-Su Çifti Absorber Giriş Sıcaklığının Etkisi

Şekil 4.32 ye bakıldığında, kondenser giriş sıcaklığının artışı ile COP, ekserji verimi, toplam entropi üretimi ve toplam ekserji kaybında düşüş yaşanmıştır. Toplam entropi üretiminin ve toplam ekserji kaybında düşme yaşanması olumlu bir durum olup COP ve ekserji veriminde düşüş istenmemektedir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.

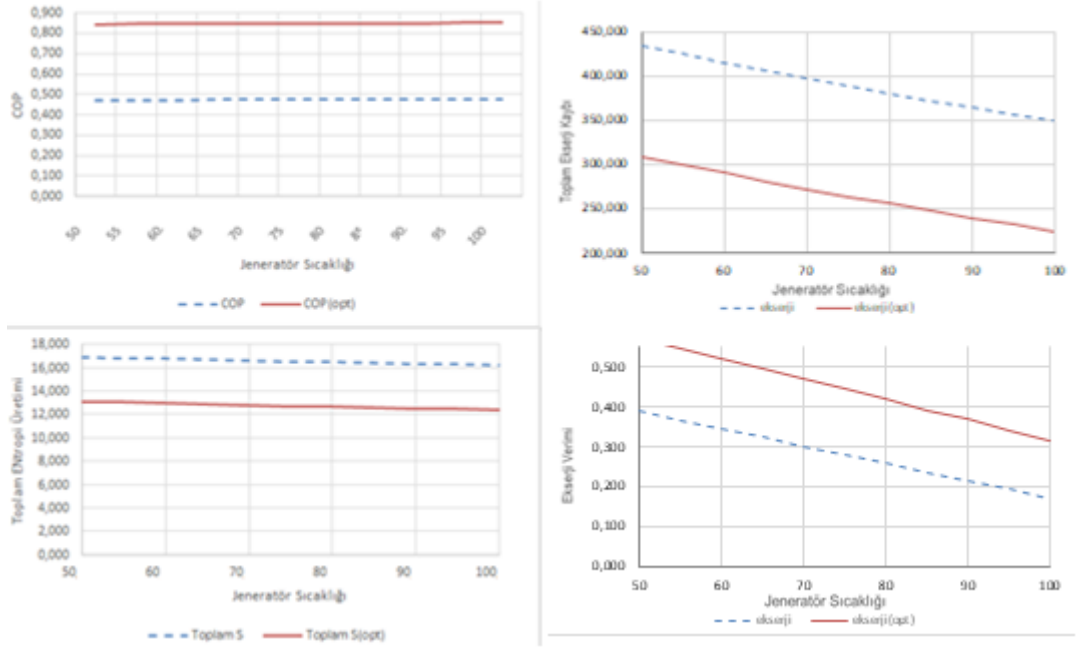


Şekil 4.32 Amonyak-Su Çifti Kondenser Giriş Sıcaklığının Etkisi

4.9.3. Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak Lityum Nitrat Çifti İçin Bulgular

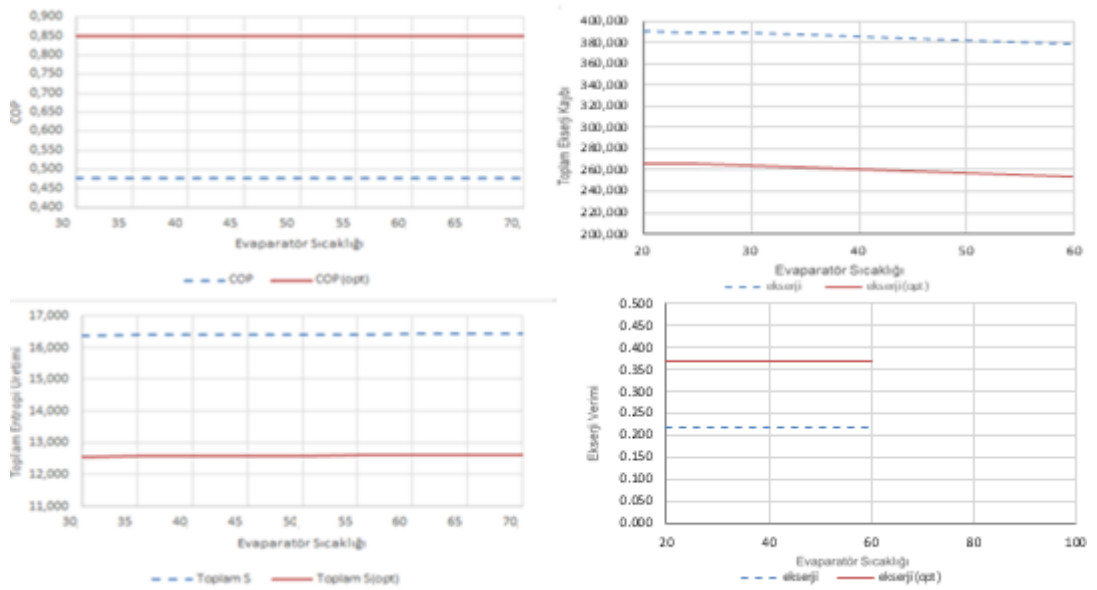
Aşağıdaki grafiklerde sıcaklıklar ekipmanların giriş sıcaklıkları olup °C cinsindedir. Ekserji verimi COP nin birimi olmayıp Toplam entropi üretiminin birimi Kw/K ve Toplam ekserji kaybının birimi ise kW cinsindedir.

Şekil 4.33 de Jeneratör giriş sıcaklığının artışı ile COP de artış, ekserji veriminde düşüş, toplam entropi üretiminde ve toplam ekserji kaybında ise düşme yaşanmıştır. Ekserji verimini düşmesi haricinde bu istenen bir durumdur. Giriş sıcaklığının artışı olumlu bir etki etmiştir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.



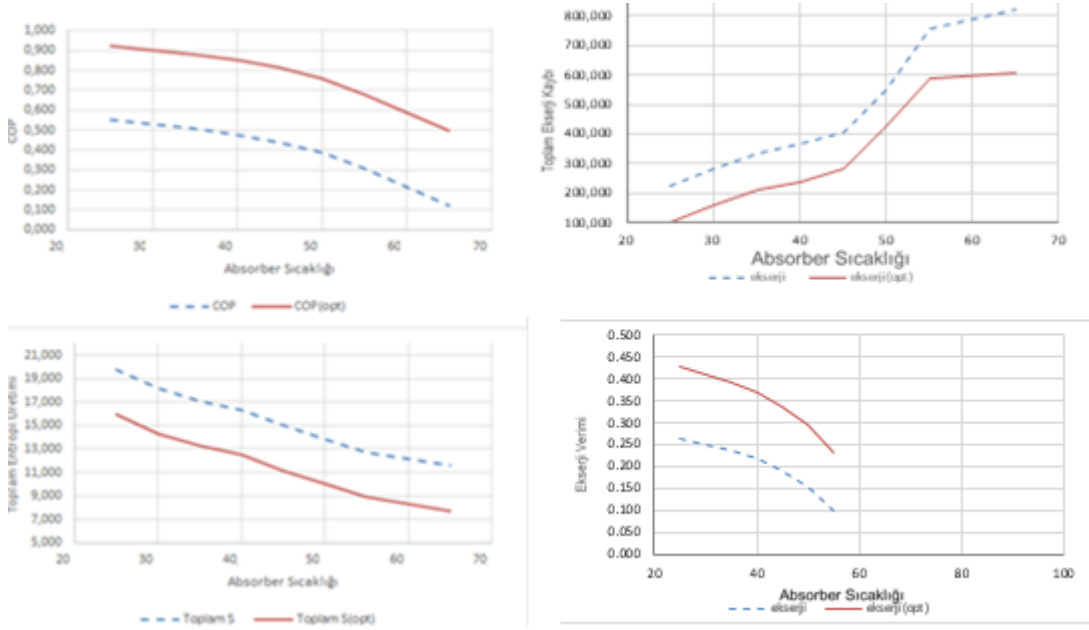
Şekil 4.33 Amonyak-Lityum Nitrat Çifti jeneratör Giriş Sıcaklığının Etkisi

Şekil 4.34 de evaporatör giriş sıcaklığının artışı ile COP ve ekserji veriminde artış yaşanmıştır, bu istenen bir durumdur. Toplam entropi üretiminde artış yaratmıştır. Bu istenen bir durum değildir. Toplam ekserji kaybında ise düşme yaşanmıştır. Bu istenen bir durumdur. Giriş sıcaklığının artışının olumlu yönde bir etki ettiği söylenebilir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.



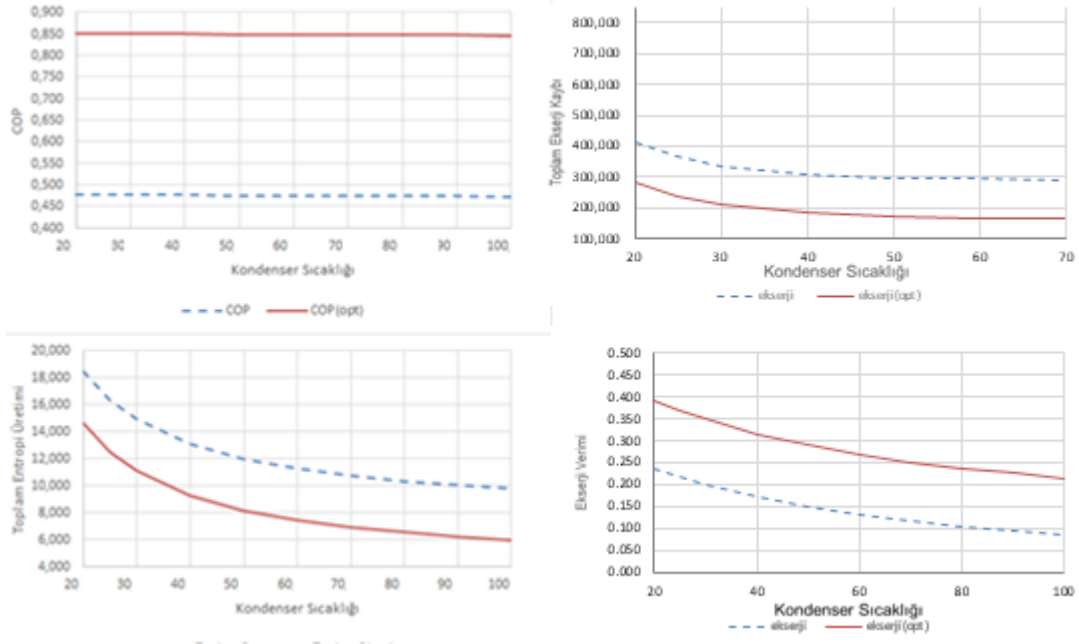
Şekil 4.34 Amonyak-Lityum Nitrat Çifti Evaporatör Giriş Sıcaklığının Etkisi

Şekil 4.35 de absorber giriş sıcaklığının artışı ile COP ve ekserji veriminde düşüş yaşanmıştır. Bu olumlu bir durum değildir. Toplam entropi üretiminde düşüş yaşanmış olup bu olumlu bir durumdur. Toplam ekserji kaybında ise artma yaşanmıştır. Bu istenen bir durum değildir. Giriş sıcaklığının artışı olumsuz etki etmiştir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.



Şekil 4.35 Amonyak-Lityum Nitrat Çifti Absorber Giriş Sıcaklığının Etkisi

Şekil 4.36 da kondenser giriş sıcaklığının artışı ile COP, ekserji verimi, toplam entropi üretimi ve toplam ekserji kaybında düşüş yaşanmıştır. Toplam entropi üretiminin ve toplam ekserji kaybında düşme yaşanması olumlu bir durum olup COP ve ekserji veriminde düşüş istenmemektedir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.

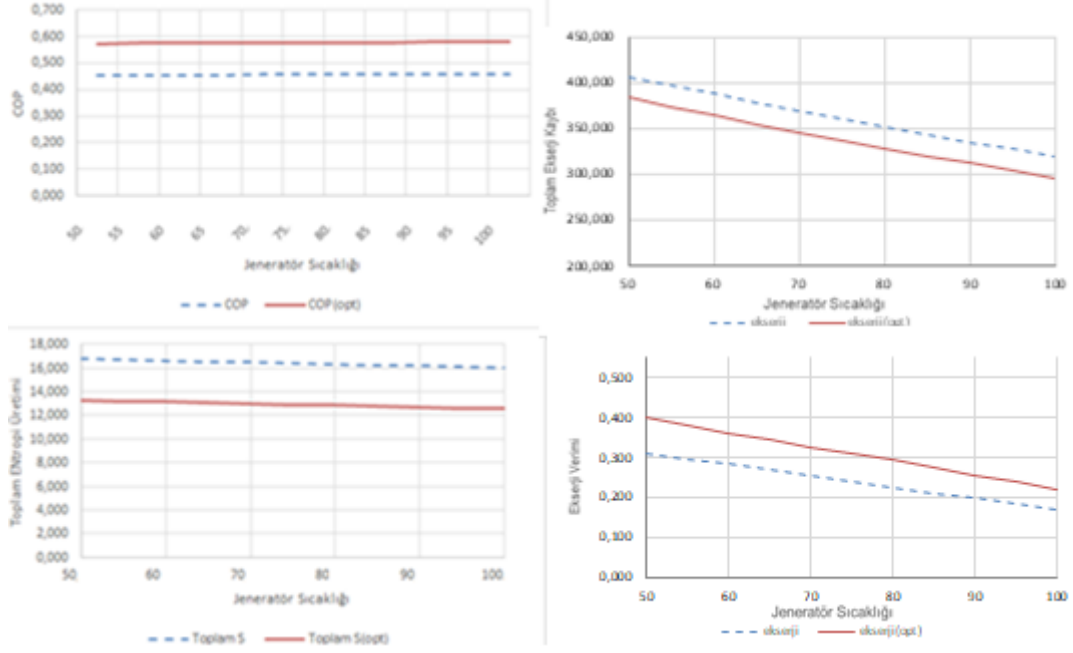


Şekil 4.36 Amonyak-Lityum Nitrat Çifti Kondenser Giriş Sıcaklığının Etkisi

4.9.4. Alternatif Optimize Edilmiş Amonyak Sodyum Tiyosiyanit Çifti İçin Bulgular

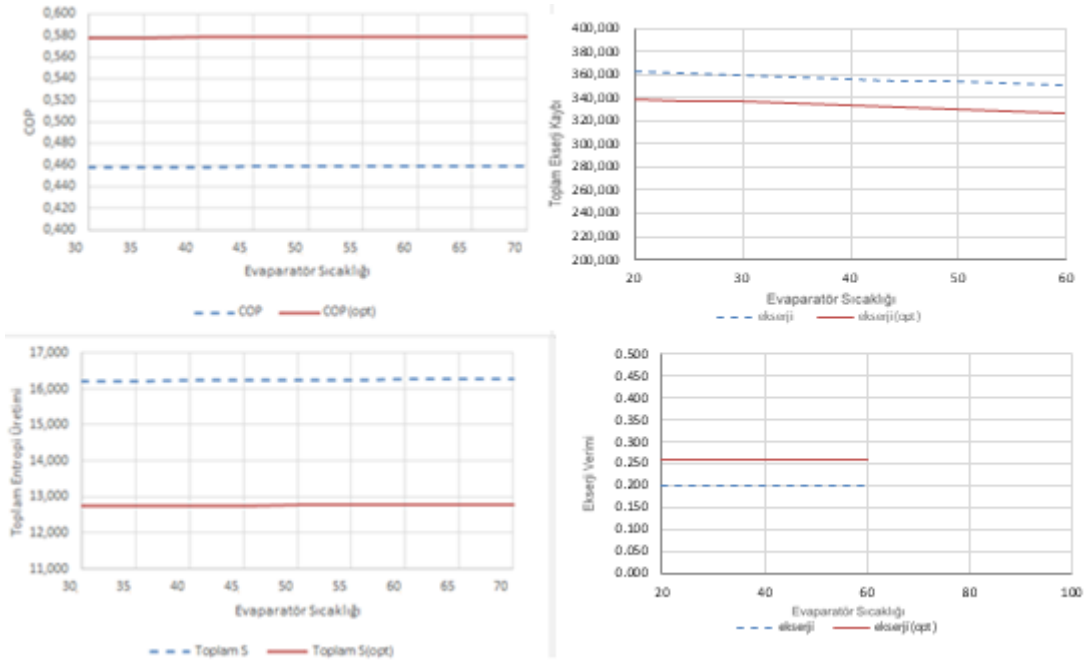
Aşağıdaki grafiklerde sıcaklıklar ekipmanların giriş sıcaklıkları olup °C cinsindedir. Ekserji verimi COP nin birimi olmayıp Toplam entropi üretiminin birimi Kw/K ve Toplam ekserji kaybının birimi ise kW cinsindedir.

Şekil 4.37 de jeneratör giriş sıcaklığının artışı ile COP de artış, ekserji veriminde düşüş, toplam entropi üretiminde ve toplam ekserji kaybında ise düşme yaşanmıştır. Ekserji veriminin düşmesi haricinde bu istenen bir durumdur. Giriş sıcaklığının artışı olumlu bir etki etmiştir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.



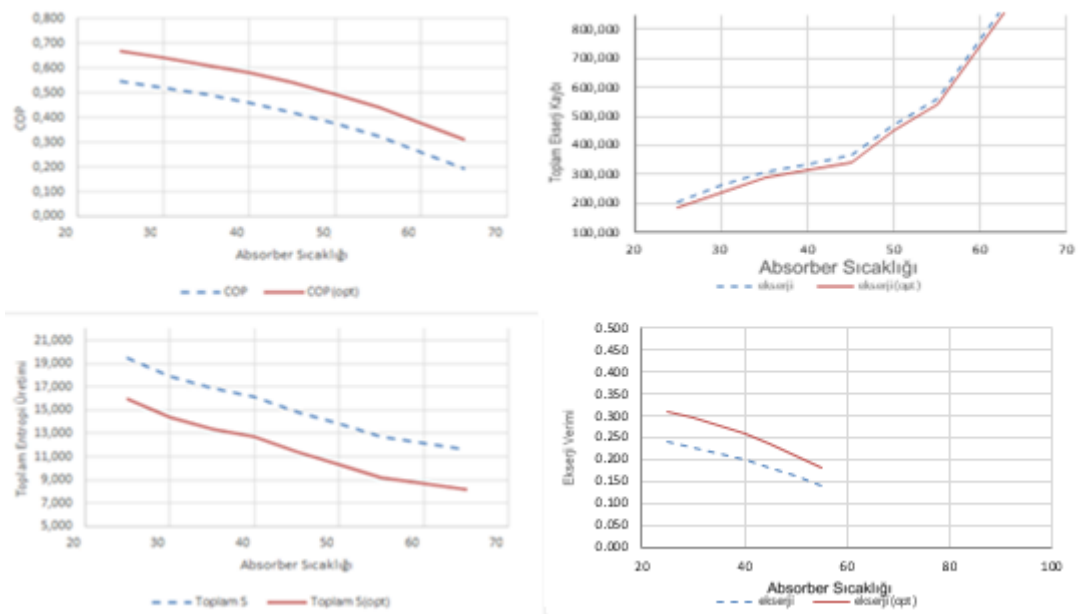
Şekil 4.37 Amonyak-Sodyum Tiyosiyanit Çifti Jeneratör Giriş Sıcaklığının Etkisi

Şekil 4.38 de evaporatör giriş sıcaklığının artışı ile COP ve ekserji veriminde artış yaşanmıştır, bu istenen bir durumdur. Toplam entropi üretiminde artış yaratmıştır. Bu istenen bir durum değildir. Toplam ekserji kaybında ise düşme yaşanmıştır. Bu istenen bir durumdur. Giriş sıcaklığının artışının olumlu yönde bir etki ettiği söylenebilir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.



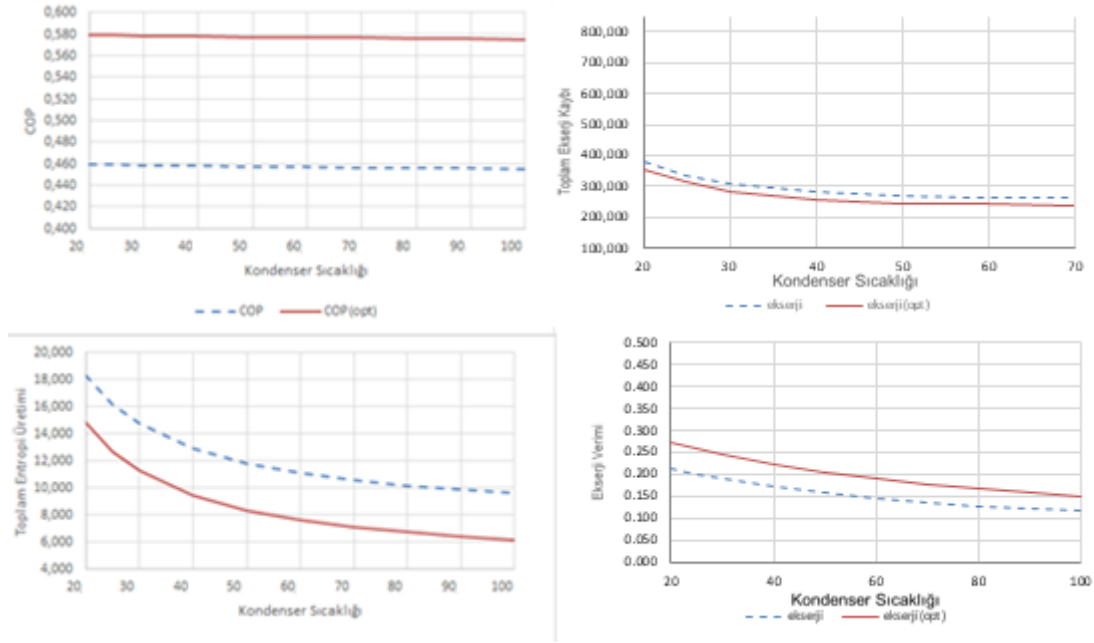
Şekil 4.38 Amonyak-Sodyum Tiyosiyanit Çifti Evaporatör Giriş Sıcaklığının Etkisi

Şekil 4.39 da absorber giriş sıcaklığının artışı ile COP ve ekserji veriminde düşüş yaşanmıştır. Bu olumlu bir durum değildir. Toplam entropi üretiminde düşüş yaşanmış olup bu olumlu bir durumdur. Toplam ekserji kaybında ise artma yaşanmıştır. Bu istenen bir durum değildir. Giriş sıcaklığının artışı olumsuz etki etmiştir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.



Şekil 4.39 Amonyak-Sodyum Tiyosiyanit Çifti Absorber Giriş Sıcaklığının Etkisi

Şekil 4.40 da kondenser giriş sıcaklığının artışı ile COP, ekserji verimi, toplam entropi üretimi ve toplam ekserji kaybında düşüş yaşanmıştır. Toplam entropi üretiminin ve toplam ekserji kaybında düşme yaşanması olumlu bir durum olup COP ve ekserji veriminde düşüş istenmemektedir. Alternatif çevrim COP ve ekserji verimi grafikleri standart çevrim üzeri, toplam entropi üretimi ve ekserji kaybı grafikleri ise standart çevrim altında elde edilmiştir. Bu alternatif çevrim ile elde edilmek istenen bir durumdur.



Şekil 4.40 Amonyak-Sodyum Tiyosiyanit Çifti Kondenser Giriş Sıcaklığının Etkisi

İkinci yasa verimi olarak ta bilinen ekserji verimliliği bir sistemin geri dönüşümlü çalışma koşullarındaki performansına göre nasıl bir etkinlik sağladığını göstermektedir. Ekserji verimi, sistemin yararlı iş çıktısının tersine çevrilebilir iş çıktısına oranı olarak da tanımlanabilir. Bölüm 4.9 daki tüm grafiklere bakıldığında, ekserji verimini yüksek tutmak gerekir. Ekserji verimini yüksek olması, sistemin yararlı iş çıktısının daha fazla olduğu anlamını taşır. Absorber yatağı sıcaklığı düştükçe daha iyi bir soğurma gerçekleştirmektedir. Buda daha kaliteli bir çözelti oluşmasına yol açar. Bu durumdan absorber sıcaklığının düşük olmasının sistem üzerinde olumlu bir etkisi olduğu yorumuna varılır. Kondenser sıcaklığının yüksek olması soğutma sistemlerinde atık ısının atıldığı ortamın sıcak olduğu anlamına gelmektedir. Böyle bir durumda sistemin bütünü, atık ısıyı sistemin içinden uzaklaştırmada zorlanmaktadır. COP ve ekserji veriminin düşmesine

bağlı olarak, kondenser giriş sıcaklığının yüksek olması soğutma sisteminin bütününe olumsuz yönde etki etmektedir. Yukarıdaki grafiklere bakıldığında İlgili ekipmanların giriş sıcaklıklarını arttırarak toplam ekserji kaybını düşürdüğümüz iterasyonlar sistem için faydalıdır. Yukarıdaki grafiklere bakıldığında entropi üretiminin sıfırdan büyük olduğu ekipmanlar güneş paneli, jeneratör, kondenser, absorber, ısı değiştiricileri olarak bulunmuştur. En büyük entropi üretimi ise absorber da çıkmıştır. Entropi üretiminin sıfır olduğu ekipmanlar ise pompa, genişleme valfi ve basınç düşürme valfi olarak bulunmuştur. Entropi üretiminin sıfır olması sonucu bu ekipmanların içten tersinir olduğu sonucu çıkmıştır.

Bölüm 4.9 daki grafiklere bakıldığında, LiBr-Su ve amonyak-su çalışma çiftleri karşılaştırması yapılıncaya, çalışmada ortaya atılan sistem standart tek kademeli çevrime nazaran COP artışı, ekserji verimi artışı, toplam entropi üretimi düşüşü ve toplam ekserji kaybı düşüşü sonuçları ortaya çıkarmıştır. Bu sistemin olumlu yönde etki ettiği anlamına gelir. Ayrıca bu sonuçlar kontrol grubu çalışma çiftleri olan amonyak-sodyumtiyosiyanit ve amonyak-lityumnitrat çalışma çiftlerinde de aynı olduğu için alternatif tek kademeli çevrim performans üstünlüğünü standart tek kademeli çevrim üzerinde göstermiştir.

Bölüm 4.9 daki grafiklere bakıldığında, çalışmada tavsiye edilen alternatif tek kademeli sistem standart tek kademeli bir çevrimden daha iyi bir performans sergilemiş olsa da çift kademeli bir çevrimin performans değerlerine çıkamamıştır. Bu durumda üzerinde çalışılmış olan çevrim maliyetin düşük olması istenen yerlerde ve çift kademeli çevrim soğutuculardan ebat olarak daha küçük olacağı için yer sıkıntısı yaşanan yerlerde standart tek kademeli sistemlere alternatif olarak tercih edilebilir.

Bulgular incelendiğinde Jeneratör sıcaklığı arttıkça 4 çalışma çiftinin de COP de artış, ekserji verimi düşüşü, toplam ekserji kaybı ve toplam entropi üretimi değerleri düşmektedir. Jeneratör sıcaklığı daha çok arttıkça sistemin COP değeri stabil bir hale gelmektedir. COP artış eğrisi yavaş yavaş yataylaşmaktadır. Jeneratör sıcaklığı arttıkça toplam ekserji kaybı da aynı şekilde yataylaşmaktadır. Jeneratör giriş sıcaklığı arttıkça toplam entropi üretimi tüm sistemlerde düşerek yataylaşma eğilimindedir. Aynı şekilde ekserji verimi de yatay bir hal almaktadır. Bulgulara bakıldığında çalışma çiftleri, jeneratörde sıcakta ortamlarda daha az bir soğurma oranına sahiptir. Zayıf ve güçlü çözelti arasındaki konsantrasyon farkı arttıkça ve jeneratör sıcaklığı arttıkça ekserji yıkımı da

artmıştır. Artma eğiliminde olan COP, jeneratör sıcaklığı arttıkça sabit bir değer olmaya gitmektedir.

Evaporatör sıcaklığının artması, bu durumda soğutulan hacmin sıcaklığının artması, 4 çalışma çiftinin de COP, ekserji verimi ve toplam entropi üretiminde artma, toplam ekserji kaybı değeri düşme olarak görülmektedir.

Absorber sıcaklığını arttırmak, 4 çalışma çiftinin de COP, ekserji verimi, toplam entropi üretimi düşmekte neden olmakta ve toplam ekserji kaybında artmaya neden olmaktadır. COP düşüş eğiminde de bir yataylaşma eğilimi görülmüştür. Bunun anlamı COP düşüşü yataylaşmaktadır. Absorber Sıcaklıkları arttıkça ve yükseldikçe sistemin Performans Katsayısı azaldığı görülmüştür. Aynı şekilde ekserji verimi de yataylaşarak düşmekte iken toplam ekserji kaybı artış göstermiştir. Toplam entropi üretimi ise yataylaşarak düşme eğilimindedir.

Kondenser sıcaklığı arttıkça 4 çalışma çiftinin de COP, ekserji verimi, toplam ekserji kaybı ve toplam entropi üretimi değerleri düşmektedir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Çağımızda yenilebilir enerji çalışmaları ile soğutma sistemlerinde absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerinde çalışmalar yürütülmektedir. Yapılan çalışmalar ve deneyler ise bu sistemlerin soğutma performanslarının konvansiyonel sistemler yanında düşük kaldığını göstermektedir. Bu yüzden bu sistemlerde yapılabilen her türlü iyileştirme ve performans artışı önem taşımaktadır. Tek etkili absorpsiyonlu bir soğutma sisteminde mevcut olan solüsyon ısı değiştiricisine ek olarak ilave bir solüsyon ısı değiştiricisi eklenerek, literatürde mevcut olan tek etkili sistemin performans değerleri arttırılmaya çalışılmıştır. Bu şekilde literatüre yeni bir tek etkili, optimum absorpsiyonlu soğutma sistemi eklenmeye çalışılmıştır. Bu çalışmadaki optimizasyon ifadesi ile anlatılmak istenen, mevcut tek etkili sistemin boyutları ve fiyatının göz önünde bulundurulmasıdır. Çalışma yapılırken mevcut tek etkili sistemin boyutlarında ve fiyatında bir artışın olmaması istenmiştir. Asıl karşılaştırma çalışma çiftleri, Lityum Bromür-Su ve Amonyak-Su olarak seçilmiştir. Fakat yapılan iterasyonlarda ortaya çıkan performans artışı trendlerinin doğruluğunu anlayabilmek için Amonyak-Lityum Nitrat ve Amonyak-Sodyumtiyosiyanit çalışma çiftleri de aynı iterasyonlara tabi tutulmuş ve sonuçlar paylaşılmıştır. Absorpsiyonlu soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin soğutma performans katsayısı buhar sıkıştırılmalı ve kompresyonlu soğutma sistemlerine göre oldukça düşüktür. Özellikle bu çalışmada kullanılan tek ve bir etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin COP değeri 0,75 üzerine çıkamaz. Bu çalışma ve tez de tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma ya da iklimlendirme sistemi ve dört adet çalışma çifti için enerji, termodinamik ve ekserji analizleri yapılmıştır. Termal analizler ile her bir akımın kütle debileri ve her bir elemanın ısı yükleri bulunmuştur. Sistemin elemanlarında ortaya çıkan tersinmezliklerin miktarı ekserji analizi yaparak bulunur. Ekserji kayıpları göz önünde bulundurularak tersinmezlikler ile ilgili yorum yapılabilir. Ekserji kaybının küçük olması elemanlarda tersinmezliklerin daha az olduğu anlamına gelir. Bu çalışma yapılırken kimyasal ekserji göz ardı edilmiştir. Ekserji girişi ve çıkışı, ekserji kütesinin akış hızı yoluyla her bileşen üzerinde hesaplanmıştır. Dahası, her bir bileşende ekserjinin tahrip edilmesi de elde edilmiştir. Ekserji ve termodinamik analizler bu soğutma döngüleri üzerinde gerçekleştirilmiştir.

Yapılan bu çalışmadan elde edilen sonuçlar,

1. Termodinamiğin birinci yasa çıktılarına göre sistemlerdeki en iyi etkinlik katsayısı 0,556 ile Lityum Bromür-Su çiftinde yakalanmıştır. Alternatif sistem ile Lityum Bromür-Su çalışma çiftinde COP artışı 0,556'den 0,749'a çıkararak en büyük ikinci artışı göstermiştir. Ekserji analizi ile termodinamiğin ikinci yasaya bağlı etkinlik katsayısına bakıldığında yine en yüksek katsayılarından biri Lityum Bromür-Su çiftinde bulunmuştur. 0.243 bulunan ekserji verimi alternatif çevrim ile 0.328 e çıkmıştır. Buna karşılık toplam entropi üretimi 16,229 kJ/s.K, toplam ekserji kaybı ise 244,613 kW bulunmuştur. Toplam ekserji kaybı 244,613 den 182,571 e düşerek en iyi performansı lityum bromür-su çifti göstermiştir. Entropi üretimi 16,229 dan 13,816 ya düşerek en iyi ikinci performansı göstermiştir.
2. Termodinamiğin birinci yasa çıktılarına göre sistemlerdeki en iyi ikinci etkinlik katsayısı 0,541 ile Amonyak-Su çiftinde yakalanmıştır. Alternatif sistem ile Amonyak-Su çalışma çiftinde COP artışı 0,541'den 0,57'ye çıkararak en az artışı göstermiştir. Ekserji analizi ile termodinamiğin ikinci yasaya bağlı etkinlik katsayısına bakıldığında, 0,236 den 0.249 s çıkararak performans artışı göstermiştir. Buna karşılık toplam entropi üretimi 14,820 den 14,6 KJ/s.K e düşerek en az performansı göstermiştir.
3. Termodinamiğin birinci yasa çıktılarına göre sistemlerdeki en iyi üçüncü etkinlik katsayısı 0,494 ile Amonyak-Lityum nitrat çiftinde yakalanmıştır. Alternatif sistem ile Amonyak-lityum nitrat çalışma çiftinde COP artışı 0,494'den 0,850'ye çıkararak en büyük artışı göstermiştir. Ekserji analizi ile termodinamiğin ikinci yasaya bağlı etkinlik katsayısına bakıldığında, 0,215 den 0,369 a çıkararak en yüksek performans artışını göstermiştir. Buna karşılık toplam entropi üretimi 16,434 den 12,296 KJ/s.K e düşerek en iyi performansı göstermiştir.
4. Termodinamiğin birinci yasa çıktılarına göre sistemlerdeki en düşük etkinlik katsayısı 0,458 ile Amonyak-sodyumtiyosiyanit çiftinde yakalanmıştır. Alternatif sistem ile Amonyak-lityum nitrat çalışma çiftinde COP artışı 0,458'den 0,5840'a çıkararak performans artışı göstermiştir. Ekserji analizi ile termodinamiğin ikinci yasaya bağlı etkinlik katsayısına bakıldığında, 0,202 den 0,258 e çıkararak performans artışı göstermiştir. Buna karşılık toplam entropi üretimi 16,170 den 15,684 KJ/s.K e düşerek en az performansı göstermiştir. Aynı şekilde toplam ekserji kaybı 332,579'dan 309,556 kW a düşerek en az düşüşü göstermiştir.

5. Güneş panellerini sistem dışında tutarsak ekserji kaybının en çok yaşandığı takım jeneratör ve kondansatör olarak görülmüştür. Hesaplama sonuçları, en yüksek ekserji yıkımı oranının güneş panelinden sonra kondansatör ve jeneratörde gerçekleştiğini göstermektedir. Bulgular incelendiğinde pompa en düşük ekserji yıkımı yüzdesine sahiptir. Belirtilen çalışma şartlarında en yüksek COP ve ekserji verimi Lityum Bromür-Su çiftine aittir. Daha sonra Amonyak-Su çifti gelmektedir. Düşük sıcaklıkta çalışması gereken ekipmanların düşük sıcaklıkta çalışması ile ve yüksek sıcaklıkta çalışması gereken ekipmanların yüksek sıcaklıkta çalışması ile COP artışı gözlemlenmiştir.

5.2. Öneriler

- Jeneratörde ve diğer ekipmanlarda meydana gelen ekserji kaybı önemli bir kısmını, dış ısı kaynağı çalışma sıvıları ile çalışma sıvısı arasındaki sıcaklık farkı oluşturur. Bu nedenle, sistem performansını iyileştirmek için tasarımlarına dayanarak bu bileşenlere özellikle dikkat edilmelidir.
- Absorber, jeneratör ve solüsyon ısı değiştiricisi üçlüsü absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin en önemli bileşenlerindedir. Absorber içinde daha az ekserji üretmek için daha verimli geliştirilmeler gerekmektedir.
- Gerekli iterasyon sayısı arttırıldıkça COP değerinin daha fazla yükselmeye müsait olduğu yorumu, yapılabilir. COP artış eğrisinin grafikte sağa gittikçe yavaş yavaş yataylaşan bir eğri olduğunu ve bu eğri üzerinde herhangi bir noktada eğriye çekilen olan teğetin artış ivmesi olduğu düşünelim. Elde edilen sonuçlar bu teğetin henüz artış ivmesinin yüksek olduğu bir noktada çekilmiş ve COP değerinin tam yataylaşması beklenilmeden iterasyonlar son bulmuştur. Ekserji verimi eğrisinin de COP artış eğrisine benzer bir eğri olduğu görülmüştür. Fakat iterasyonların başladığı nokta, ekserji verimi artış eğrisinde, COP artış eğrisine nazaran daha yukarıda ve eğrideki yataylaşmanın daha fazla olduğu bir noktadır. Bu durumda COP artış ivmesi ekserji verimi artış eğrisinden daha fazla olarak seyretmiştir. Bu değer artış eğrisinin yavaş yavaş yataylaşacağı ve tek etkili bir sistemde zamanla COP ve ekserji verimi artış ivmesinin sıfırlanacağı unutulmamalıdır.
- Daha düşük sıcaklıkta daha iyi verim alınabileceğinin düşünülmemesi sebebi ise çalışma çiftlerinde meydana gelen solüsyonların düşük sıcaklıkta kristalleşme

noktasına ulaşması ve kristalleşmenin sistemin çalışmasını durdurmasıdır. Bunun yanı sıra yapılan literatür araştırmalarında Amonyak-Su çalışma çiftinin diğer üç çalışma çiftinden daha yüksek sıcaklıkta çalıştırılması önerilmiştir.

- Çevre şartları düşünüldüğünde, yapılan iterasyonlar ile sistemin bir süre sonra denge haline geleceği yorumu yapılabilir. Bu durumda sistemin kullanılabilirliği de sifıra yakındır. Ekserji veriminin artışının yavaş olmasının en büyük sebeplerinden biri budur. İlerde yapılacak olan çalışmalarda iterasyon sayısı artırılıp bu eğrinin yataylaştıktan sonra düşmeye başlayıp başlamayacağı konusunda yorum yapılabilir.
- İlgili sistemin deneysel verileri bulunmamakta olup ileride yapılacak olan çalışmalarda ilgili sistemin deney düzeneği hazırlanarak elde edilen bulgular araştırılabilir.
- Bunun yanı sıra jeneratör giriş sıcaklığını çok fazla arttırmak çok yüksek ekserji kayıplarına yol açar. Fakat COP de kayda değer bir artış sağlamak için jeneratör giriş sıcaklığının da arttırılması gerekmektedir. COP artışı için absorber giriş sıcaklığını düşürmekte bir yoldur. Fakat bu durumda da absorber giriş sıcaklığını fazla düşürmek çalışma çiftinde kristalleşmeye yol açar.
- Yapılan iterasyonların sonuçlarına bakılarak her ekipmanın optimum giriş sıcaklığı seçilerek alternatif tek kademeli çevrim ile uygulanması sonucu daha yüksek COP değerlerine çıkmak olası gözükmektedir. İleride yapılacak olan çalışmalarda deneysel bir düzenek kurularak bu değerler doğrulanabilir. Deneysel düzenek sonucu elde edilen olan değerler bu çalışmadaki değerlerden bir miktar farklılık gösterebilir. Bunun ana sebebi bölüm dört te verilen varsayımların pratikte göz arda edilemeyeceğinden kaynaklanır.
- İlerde yapılacak olan deneysel ve teorik çalışmalarda fiziksel ekserji yıkımının eksi çıktığı durumlarda ortaya çıkabilir. Bu çevresel koşulların (T0 ve P0) uygun olmadığı anlamına gelir. Buna dikkat edilmeli ve çevre şartları sistemdeki çalışma akışkanlarına uygun seçilmelidir. Unutulmamalıdır ki bölüm 3.3. de bahsedildiği gibi ekserji eksi çıkabilir ama ekserji yıkımı eksi bir değer alamaz. Unutulmamalıdır ki Ekserji yıkımının pozitif değer alması “Tersinmez hal değişimine”, Ekserji yıkımının sıfır değer alması ise “Tersinir hal değişimini” gösterir.

- Tezde yapılan hesaplamalar Excel üzerinden yapılmış olup ileri ki çalışmalarda Interactive Thermodynamics gibi programların kullanılması daha doğru sonuçlar alınmasına katkı sağlayacaktır.

KAYNAKLAR:

- [1] S. Mohtaram, M. Omid, Ji Lin, Hongguang Sun, Wen Chen; “Exergy analysis of a multi mixture working fluid absorbtion refrigeration cycle”; Case Studies in Thermal Engineering 15 (2019) 100540
- [2] İ. HORUZ; “Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Takviyeli Çift Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri”; Tesisat Mühendisliği; Sayı 146 ;Mart/Nisan 2015
- [3] P. Srihirin, S. Aphornratana, Supachart Chungpaibulpatana; “A review of absorbtion refrigeration Technologies”; Renewable and Sustainable Energy Reviews 5; (2001) 343–372
- [4] P. Thapar, D. Chawla, K. Dalal, H. Nanda, R. Garjola; “A COmparative Review Of NH₃ -H₂O And H₂O-LiBr Based Vapor ABSorption Refrigeration Systems”; Thapar et al. 2019, IIOABJ, Vol. 10, s. 7-11
- [5] B. Prasartkaew; “Performance Test of a Small Size LiBr-H₂O Absorbtion Chiller”; Energy Procedia 56 (2014) 487 – 497
- [6] M. Zeki YILMAZOĞLU; “TEK ETKİLİ BİR ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ”; Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der. Cilt 25, No 2, 397-404, 2010
- [7] E.A. Ansari, S. Bux; “Study of Ammonia Water Vapour Absorbtion Refrigeration Chiller Run by Solar Thermal Energy”; International Journal of Scientific Engineering and Research (IJSER); Volume 5;Issue 7;July 2017 p: 385-388
- [8] J. Ibarra-Bahena, Rosenberg J. Romero; “Performance of Different Experimental Absorber Designs in Absorbtion Heat Pump Cycle Technologies”: A Review; Energies 2014, 7, 751-766; doi:10.3390/en7020751

- [9] Ö. Akdemir, A.Güngör; “Absorpsiyonlu Soğutma Sistemeleri; Verimlerinin Arttırmak İçin Geliştirilen Çevrimler” V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Ve Sergisi
- [10] S. Kaushik , Dr. S. Singh; “Thermodynamic Analysis of Vapor Absorbtion Refrigeration System and Calculation of COP”; International Journal For Research In Applied Sc. Ganesh, S. N., Srinivas, T.;Evpluation of thermodynamic properties of ammonia water mixture up to 100 bar for power application systems; Journal of Mechanical Engineering; s: 25-39; 2011
- [11] D. Kumar Mohanty, A. Padhiary; “Thermodynamic Performance Analysis of a Solar Vapour Absorbtion Refrigeration System”; International Journal of Enhanced Research in Science Technology & Engineering, ISSN: 2319-7463 Vol. 4 Issue 4, April-2015, pp: (45-54)
- [12] V. H. Oza, N. M. Bhatt; “Thermodynamic Analysis of Ammonia-Water Absorbtion Refrigeration System with Ejector”; International Journal of Mechanics and Solids; ISSN 0973-1881 Volume 13, Number 2 (2018); pp. 95-110; Research India Publications
- [13] S. M. Osta-Omar, C. Micallef; “Mathematical Model of a Lithium-Bromide/Water Absorbtion Refrigeration System Equipped with an Adiabatic Absorber”; 17 Kasım 2016
- [14] J.Abdulateef, S. Dawood Ali, M. S. Mahdi; “Thermodynamic Analysis of Solar Absorbtion Cooling System”; Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences 60, Issue 2 (2019) 233-246
- [15] Zadeh, F., P., Bozorgan, N.; “The energy and exergy analysis of single effect absorbtion chiller”; Majlesi Journal of Mechanical Engineering; 2011; 4(4), 19-26.

- [16] S. Raghuvanshi, G. Maheshwari; “Analysis of Ammonia –Water (NH₃-H₂O) Vapor Absorbtion Refrigeration System based on First Law of Thermodynamics”; International Journal of Scientific & Engineering Research Volume 2, Issue 8, August-2011 1 ISSN 2229-5518
- [17] R. B. Iffa, L. Kairouani, N. Bouaziz; “Analyze and Comparison of a LiNO₃-NH₃ Absorbtion System Operating at Three Pressure Levels”; Conf rence Internationale des Energies Renouvelables (CIER’13) Sousse, Tunisie – 2013
- [18] J. Abdulateef, S. Dawood Ali, M. S. Mahdi; “Thermodynamic Analysis of Solar Absorbtion Cooling System”; Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences 60, Issue 2 (2019) 233-246
- [19] C. Solum, İ. Koç, Y. Altuntaş; “Çift Etkili LiBr-H₂O Akışkanlı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Termodinamiksel Büyüklüklerin Sistem Performansına Etkileri”; Havacılık Ve Uzay Teknolojileri Dergisi; Ocak 2011 Cilt:5 Sayı:1 (19-26)
- [20] Zadeh, F., P., Bozorgan, N.;. “The energy and exergy analysis of single effect absorbtion chiller”; Advanced Design and Manufacturing Technology, Vol. 4/ No. 4/ September- 2011; s. 19-26
- [21] Gomri, R.;. “Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorbtion cooling systems”; Energy Conversion and Management, 51, 1629–1636.; 2010
- [22] Lee, S.F., Sherif, S.A.; “Thermodynamic analysis of a lithium bromide/water absorbtion system for cooling and heating applications”; International Journal of Energy Research, 25, 1019-1031;2001

- [23] Talbi M., Agnew, B.; “Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning”, *Applied Thermal Engineering*, 22, 693-702; 2002.
- [24] Gomri, R.; “Second law comparison of single effect and double effect vapour absorbtion refrigeration system”s; *Energy Conversion and Management*; 50; 1279–1287; 2009
- [25] B. Jahani, B. Mohammadi, “A Comparison Between The Application of Empirical and ANN Methods For Estimation Of Daily Global Solar Radiation In Iran”, *Theor. Appl. Climatol.* 137 (1–2) (2019) 1257–1269.
- [26] Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A., Wrobel, L.C., “Design and construction of a LiBr–water absorbtion machine”, *Energy Conversion and Management*; 2003, 44, 2483–2508.
- [27] C. Rubio-Maya C., Pacheco-Ibarra J.J., Belman-Flores J.M., Galvan-Gonzales R.S., Mendoza-Covarrubias C.;, “NLP model of a LiBrH₂O absorbtion refrigeration system for the minimization of the annual operating cost”; *Applied Thermal Engineering* 37, 10-18, Mexico;2012
- [28] Sun, D.W.; “Thermodynamic design data and optimum design maps for absorbtion refrigeration systems”; *Applied Thermal Engineering*; 1997; 17(3), 211-221.
- [29] B. Prasartkaew; “Performance Test of a Small Size LiBr-H₂O Absorbtion Chiller”; *Energy Procedia* 56 (2014) 487 – 497
- [30] Patek, J., Klomfar, J.; “Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system”; *International Journal of*

Refrigeration; 18; s:228-234; 1995I ENC E And Engineering Technology; Vol. 2
Issue II, February 2014; ISSN: 2321-9653

- [31] T.K. Gogoi , D. Konwar; “Exergy analysis of a H₂O–LiCl absorbtion refrigeration system with operating temperatures estimated through inverse analysis”;Energy Conversion and managment 110 S436-447; 2016
- [32] A. Sözen, Ö. E. Ataer; “Amonyak/Su İle Çalışan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Isı Değiştiricilerinin Performansa Etkisi”; IV Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi; s:403-413
- [33] Ö. Kaynaklı, R.Yamankaradeniz; “H₂O-LiBr ve NH₃-H₂O Eriyiği Kullanan tek Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması”; DEÜ Mühendislik Fakültesi, Fen ve Mühendislik Dergisi, Cilt:5, Sayı:2, s. 73-87, Mayıs 2003
- [34] Flores V.H.F., Román J.C., Alpírez G.M.; “Performance Analysis of Different Working Fluids for an Absorbtion Refrigeration Cycle”; American Journal of Environmental Engineering, 4(4A), 1-10; 2014.
- [35] Da-Wen Sun; “Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorbtion refrigeration systems”; Energy Conversion and Management; Volume 39, Issues 5–6, Mart–Nisan 1998, Sayfa 357-368
- [36] M. Mehyo, H. Ozcan, A. Hassan; “Thermodynamic Analysis of a Power Plant Waste Heat Driven Absorbtion Refrigeration System”; Proceedings of the 4th World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering (MCM'18); Madrid, Spain – August 16 – 18, 2018
- [37] O. Taşkın, T. Korucu; “Kahramanmaraş İli Güneş Enerjisi Potansiyeli ve Kullanım Olanakları”; KSÜ Doğa Bil. Derg., 17(4), 2014

- [38] C. Solum, İ. Koç, Y. Altuntaş; “Çift Etkili LiBr-H₂O Akışkanlı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Termodinamiksel Büyüklüklerin Sistem Performansına Etkileri”; Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi, Ocak 2011, Cit: 5 Sayı: 1 (19-26)
- [39] R. Moazenzadeh, B. Mohammadi, “Assessment of bio-inspired metaheuristic optimisation algorithms for estimating soil temperature”, *Geoderma* 353 (2019) 152–171.-----6
- [40] D. K.Mohanty, A. Padhiary; “Thermodynamic Performance Analysis of a Solar Vapour Absorbtion Refrigeration System”; *International Journal of Enhanced Research in Science Technology & Engineering*, ISSN: 2319-7463 Vol. 4 Issue 4, April-2015, pp: (45-54)
- [41] A. A. Khoso, A. F. Abassi, S. Qureshi; “Thermodynamic Analysis of Solar assisted vapour absorbtion air conditioning System”; *International Journal of Modern Research in Engineering & Management (IJMREM) Volume2;Issue 4; Pages 01-06; April 2019 ISSN: 2581-4540*
- [42] J.Wang, R. Yan, Z. Wang, X. Zhang, G. Shi; “Thermal Performance Analysis of an Absorbtion Cooling System Based on Parabolic Trough Solar Collectors”; 9 October 2018
- [43] Patek, J., and J. Klomfar. "A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr–H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range." *International Journal of Refrigeration* 29, no. 4 (2006): 566-578.
- [44] Talbi, M. M., and B. Agnew. "Exergy analysis: an absorbtion refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids." *Applied Thermal Engineering* 20, no. 7 (2000): 619-630.

- [45] B. H. Gebreslassie , M. Medrano , D. Boer; “Exergy analysis of multi-effect water–LiBr absorbtion systems: From half to triple effect”; *Renewable Energy* 35 (2010) 1773–1782
- [46] Abdulateef, J. M. "Combined solar-assisted ejector absorbtion refrigeration system." Department of Mechanical and Materials Engineering. Bangi, Malaysia, Univeristi Kebangssan Malaysia Doctoral (2010).
- [47] C.A.Infante Ferreira; “Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions”; *Solar Energy* Volume 32, Issue 2, 1984, Sayfa 231-236
- [48] D.Cai, G. He, Q.Tian, W.Tang; “Exergy analysis of a novel air-cooled non-adiabatic absorbtion refrigeration cycle with NH₃-NaSCN and NH₃-LiNO₃ refrigerant solution”; *Energy Conversion and Management*; Volume 88; December 2014;p66-78
- [49] M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner, M. B. Bailey; “Fundamentals of Engineering Thermodynamics”; 8.edition; p.381
- [50] Bai Xi; “Energy Analysis and Exergy Analysis of a New Type Solar Air Conditioning System”; In 3rd International Conference on Electromechanical Control Technology and Transportation (ICECTT 2018); pages 33-40