

T.C.
UŞAK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DİFUZYON ABSORPSİYON SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE
NANOPARTİKÜL KULLANIMININ ISIL PERFORMANSA ETKİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Sinan SUNAL

HAZİRAN 2019

UŞAK

T.C.
UŞAK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DİFUZYON ABSORPSİYON SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE
NANOPARTİKÜL KULLANIMININ ISIL PERFORMANSA ETKİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Sinan SUNAL

UŞAK 2019

Kabul ve Onay Sayfası

Sinan SUNAL tarafından hazırlanan Difüzyon Absorpsiyon Soğutma Sistemlerinde Nanopartikül Kullanımının Isıl Performansa Etkisi adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Abdullah YILDIZ
Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Abdullah YILDIZ (Jüri Başkanı)
Makine Mühendisliği, Uşak Üniversitesi

Doç. Dr. Canan KANDİLLİ
Makine Mühendisliği, Uşak Üniversitesi

Dr. Öğretim Üyesi Gökhan GÜRLEK
Makine Mühendisliği, Ege Üniversitesi

Tarih: 23/08/2019

Bu tez ile U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans / Doktora derecesini onamıştır.

Doç. Dr. Murat Kemal KARACAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Sinan SUNAL



DİFUZYON ABSORPSİYON SOĞUTMA SİTEMLERİNDE NANOPARTİKÜL KULLANIMININ ISIL PERFORMANSA ETKİSİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Sinan SUNAL

**UŞAK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Haziran 2019

ÖZET

Bu tez kapsamında, çalışma akışkanı olarak amonyak-su-helyum ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$) ve ısı kaynağı olarak elektrikli rezistans kullanan difüzyon absorpsiyonlu soğutma (DAR) sisteminde bakır oksit (CuO) ve titanyum dioksit (TiO_2) nano partikülünün enerji ve ekserji performansına etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Sisteme 110 ml amonyak su çözeltisine amonyak su derşiminin ağırlıkça % 0,68'i olan 0,66 gr CuO ve TiO_2 nano partikülü eklenmiştir. En yüksek enerji verimi 0,377 olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı sistemde elde edilirken, en düşük enerji verimi 0,226 olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çalışma akışkanlı sistemden elde edilmiştir. Enerji veriminin aksine, en yüksek ekserji verimi 0,701 olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çalışma akışkanlı sistemde hesaplanırken, en düşük ekserji verimi 0,597 olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı sistemde hesaplanmıştır. Sonuç olarak, CuO ve TiO_2 nano partiküllerinin enerji verimini sırasıyla % 13,32 ve % 66,75 arttırdığı, enerji veriminin aksine CuO ve TiO_2 nano partiküllerinin ekserji verimini sırasıyla % 3,42 ve % 17,53 azalttığı gözlemlenmiştir.

Bilim Kodu : 625.04.00

Anahtar kelimeler : Difüzyon, absorpsiyon, soğutma sistemleri, termodinamik, enerji, ekserji,

Sayfa Adeti : 73

Tez yöneticisi : DOÇ.DR.ABDULLAH YILDIZ

**THE EFFECT OF NANOPARTICLE USAGE ON THERMAL
PERFORMANCE IN DIFFUSION ABSORPTION COOLING SYSTEMS**

(M.Sc. Thesis)

Sinan SUNAL

**UNIVERSITY OF UŞAK
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES**

HAZİRAN 2019

ABSTRACT

In this thesis, the energy and exergy performance of copper oxide (CuO) and titanium oxide (TiO₂) nanoparticles in the diffusion absorption cooling (DAR) system using ammonia-water-helium (NH₃-H₂O-He) as the working fluid and electrical resistance as the heat source. effect was investigated experimentally. 0.66 g of CuO and TiO₂ nanoparticles, 0,68% by weight of ammonia water concentration, were added to 110 ml of ammonia water solution. The highest energy efficiency was obtained in NH₃-H₂O-He + TiO₂ working fluid system as 0.377, while the lowest energy efficiency was obtained from NH₃-H₂O-He working fluid system as 0.226. Contrary to energy efficiency, the highest exergy efficiency was calculated as 0,701 in NH₃-H₂O-He working fluid system, while the lowest exergy efficiency was calculated as 0,597 in NH₃-H₂O-He + TiO₂ working fluid system. As a result, it was observed that CuO and TiO₂ nanoparticles increased the energy efficiency of 13.32% and 66.75% respectively, and unlike energy efficiency, the exergy efficiency of CuO and TiO₂ nanoparticles decreased 3.42% and 17.53%, respectively.

Science Code : 625.04.00

Keywords : Diffusion, absorption, cooling systems, thermodynamics, energy, exergy,

Number of page: 73

Supervisor : DOÇ.DR.ABDULLAH YILDIZ

TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanmasında değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Doç. Dr. ABDULLAH YILDIZ'a, laboratuvarında görevli tüm çalışma arkadaşlarıma ve yardımlarını ve desteklerini esirgemeyen, bilgilerini ve deneyimlerini bizimle paylaşan hocam Doç. Dr. Mustafa Ali ERSÖZ'e verdikleri desteklerden ötürü teşekkür ederim.

Çalışmalarım boyunca maddi, manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan aileme teőekkürü bir borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	viii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	ix
RESİMLERİN LİSTESİ	x
SİMGELER VE KISALTMALAR	xi
1.GİRİŞ.....	1
2.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	4
3. DENEYSEL ÇALIŞMA	22
3.1. Absorpsiyon Soğutma Sisteminin Tasarımı	22
3.2.Nano Akışkanının Hazırlanması	24
3.3. Deneysel Aparat.....	27
4. TERMODİNAMİK ANALİZ	28
4.1. Enerji Analizi	28
4.1.1. Jeneratör ve kabarcık pompası.....	28
4.1.2. Saflaştırıcı	29
4.1.3. SHX (çözelti ısı değiştiricisi).....	30
4.1.4. Kondanser (Yoğuşturucu).....	30
4.1.5. Evaporatör (Buharlaştırıcı)	31
4.1.6. Emici/Soğurucu (Absorber).....	31
4.1.7. COP (Enerji Performansı Katsayısı).....	31

4.2. Ekserji Analizi	32
4.2.1. Jeneratör ve kabarcık pompası.....	33
4.2.2.Saflaştırıcı	33
4.2.3. SHX (Çözeltili Isı değiştiricisi).....	33
4.2.4. Kondanser (Yoğuşturucu).....	33
4.2.5. Evaporatör (Buharlaştırıcı)	34
4.2.6. Emici/Soğurucu (Absorber).....	34
4.2.7. Diğer Bileşenler	34
4.2.8. EXCOP (Ekserji Performansı).....	34
5. SONUÇLAR VE TARTIşMA.....	35
6. SONUÇLAR.....	54
7. KAYNAKLAR.....	56
ÖZGEÇMİş.....	59

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2. 1. Literatür Taraması Özet Çizelgesi.....	13
Çizelge 3.2. 1. CuO Nano Partikülün Teknik Özellikleri.....	25
Çizelge 3.2. 2. TiO ₂ Nano Partikülün Teknik Özellikleri	26
Çizelge 5. 1. Hesaplamalarda kullanılan ortalama değerler	48
Çizelge 5. 2. Deneysel Olarak Hesaplanan Kütle Akış Hızı ve Kütle Konsantrasyon Oranının Değerleri.....	48
Çizelge 5. 3. Akışkan çiftlerinin termodinamik özellikleri	49
Çizelge 5. 4. Enerji Analiz Sonuçları	49
Çizelge 5. 5. Ekserji Analiz Sonuçları.....	52

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1.1. Bir Difüzyon Absorpsiyon Soğutma Sisteminin Şematik Bir Görünümü [21]	23
Şekil 5. 1. NH ₃ -H ₂ O-He Deney ölçüm sonuçları	36
Şekil 5. 2. NH ₃ -H ₂ O-He+CuO Deney ölçüm sonuçları	37
Şekil 5. 3. NH ₃ -H ₂ O-He+TiO ₂ Deney ölçüm sonuçları	38
Şekil 5. 4. Çevre sıcaklığının zamana bağlı grafiği	39
Şekil 5. 5. Kaynatıcı giriş sıcaklığının zamana bağlı değişimi.....	39
Şekil 5. 6. Isı Değiştirici fakir çözelti girişi sıcaklığının zamana bağlı değişimi.....	40
Şekil 5. 7. Kaynatıcı ortalama sıcaklığının zamana bağlı grafiği.....	40
Şekil 5. 8. Kaynatıcı çıkışı sıcaklığının zamana bağlı grafiği	41
Şekil 5. 9. Saflaştırıcı çıkışı sıcaklığının zamana bağlı grafiği	42
Şekil 5. 10. Yoğuşturucu çıkışı sıcaklığının zamana bağlı grafiği	42
Şekil 5. 11. Buharlaştırıcı girişi sıcaklığının zamana bağlı grafiği	43
Şekil 5. 12. Buharlaştırıcı çıkışı sıcaklığının zamana bağlı grafiği	44
Şekil 5. 13. Soğurucu giriş sıcaklığının zamana bağlı grafiği	44
Şekil 5. 14. Soğurucu çıkış sıcaklığının zamana bağlı grafiği.....	45
Şekil 5. 15. Isı değiştirici girişi (zengin) sıcaklığının zamana bağlı grafiği.....	45
Şekil 5. 16. Isı değiştirici çıkışı (fakir) sıcaklığının zamana bağlı grafiği	46
Şekil 5. 17. Akışkanlı sistemlerin zamana bağlı basınç grafiği.....	47
Şekil 5. 18. DAR sisteminin her bir Ekipmanı için Enerji Analiz değerleri	50
Şekil 5. 19. Akışkan Çiftlerin Enerji Performans Katsayısı	51
Şekil 5. 20. Kontrol Hacimlerinin Ekserji Yıkım Değerleri.....	52
Şekil 5. 21. Akışkan çiftlerinin ekserji verimi değerleri.....	53

RESİMLERİN LİSETESİ

Resim	Sayfa
Resim 3.1. 1. Bir Difüzyon Absorpsiyon Soğutma Sisteminin Şematik Bir Görünümü	22
Resim 3.2. 1. CuO Karışımın Yapılması ve Deney Setine Şarj Edilmesi	25
Resim 3.2. 2. TiO ₂ Karışımın Yapılması ve Deney Setine Şarj Edilmesi.....	26



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
a	Ortam
abs	Absorber
calc	Hesaplanan değer
cond	Kondanser
dest	Yıkım
eval	Ölçülen değer
evap	Evaporatör
gen	Jeneratör (üreteç)
heater	Isıtıcı
i	İç soğutmalı
ig	İnert gaz
in	Giriş
k	Yer-konum
mass	Kütle
o	Restricted dead state
other	Boru hatları ve çözelti deposu
out	Çıkış
ps	Poor solution (kötü çözüm)
rect	Safılaştırıcı
rs	Zengin çözüm
shx	Solüsyon ısı eşanjörü
total	Genel toplam
work	İş

Kısaltmalar **\dot{E}_x** **\dot{m}** **\dot{Q}** **Ψ** **COP****EXCOP****DAR** **h** **P** **s** **T** **X** **Açıklama**

Ekserji Oranı (W)

Kütle Akış Hızı ($kg\ s^{-1}$)

Isı Aktarım Hızı (KW)

Kullanılabilirlik ($kJ\ kg^{-1}$)

Enerji Performansı Katsayısı

Ekserji Performans Katsayısı

Difüzyon Absorpsiyonlu Soğutma

Entalpi ($kJ\ kg^{-1}$)

Basınç (bar)

Entropi ($kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$)

Sıcaklık (K)

Çözeltide Amonyak Kütle Oranı

1. GİRİŞ

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin buzdolaplarında kullanılması çok eski yıllara kadar uzanmaktadır. Elektriğin nadir kullanıldığı zamanlarda buzdolaplarında soğutma sistemi olarak ısı gücü ile çalışan bu sistemi kullanmışlardır. Sonraki dönemlerde elektrik enerjisinin daha sık kullanılması ile birlikte bu sistem yerini kompresörlü soğutma sistemine bırakmıştır [1]. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde en sık kullanılan çalışma akışkanı LiBr - H₂O ve NH₃ - H₂O çözeltilisidir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanların çevreye zarar vermemesi, sistemin sadece elektrikle değil yenilenebilir enerji kaynakları ve LPG, doğalgaz gibi kaynakların kullanılması ile sistem kullanılmasında katkıda bulunmuştur. Ayrıca sessiz çalışma ortamı sağlaması ve çevrim oluşturan parçaların hareketli olmaması hem bakım maliyeti ve sürecini olumlu yönde etkilemiş hem de bu soğutma sisteminin önemini arttırmıştır.

Konfor denilince akla gelenlerden birisi de “Soğutma”dır. Bir maddenin veya ortamın sıcaklığını onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısının alınması işlemine soğutma denir [2].

Soğutma işleminin gerçekleşebilmesi için ısı enerjisinin sıcaklığı düşük bir ortamdaki, sıcaklığı daha yüksek bir ortama doğru akması gerekir. Bilindiği gibi Clausius’un Termodinamiğin II. Kanunu ile ilgili ifadesine uygun olarak; işlemler topluluğundan meydana gelen herhangi bir çevrimde, çevrim dışarıdan bir güç almadan düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı alarak, daha yüksek sıcaklıktaki bir diğer kaynağa ısı veremez. Dolayısıyla soğutma olayının gerçekleşebilmesi için çevrim dışarıdan ek bir güce gereksinim duyar [3].

Günümüzde soğutulacak malzemeye, miktarına, soğutma yapılacak yere, istenilen sıcaklık değerine, vb. nedenlere bağlı olarak değişiklik gösteren soğutma çevrimleri kullanılmaktadır. Soğutma çevrimlerinden uygulamada en çok rastlanılanları aşağıdaki şekilde sıralanabilir [2].

- Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi,
- Hava Soğutma Çevrimi,
- Isı Pompası Çevrimi,
- Yayınımlı Soğurmalı Soğutma Çevrimi,
- Diğer Soğutma Çevrimleri:
 - o Termoelektrik Soğutma,
 - o Vorteks Tüpü,
 - o Paramagnetik Soğutma,
 - o Sterling Çevrimi,
 - o Termo Akutik Soğutma,
 - o Absorpsiyon/Sıkıştırma Çevrimi.

Absorpsiyonlu soğutma sistemleriyle mekanik buhar sıkıştırma sistemlerinin karşılaştırılması [4].

1. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde hareketli parçaların az olmasından dolayı sessiz çalışabilmektedirler.
2. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında avantajlıdır. Bunun nedeni buhar sıkıştırırmalı sistemdeki kompresördeki sürtünmelerden dolayı güç kayıplarının ve aşırı kızdırma problemleri bu sistemlerde söz konusu değildir.
3. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri kolay ayarlanabilir, kontrol edilebilir ve uzun ömürlüdür.
4. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri % 0-100 arasında değişebilen soğutma yükü sağlayabilir.
5. Sıcaklık değişimleri, genişleme valfindeki küçük değişimlerle korunabilir.
6. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde buharlaştırıcı basınç ve sıcaklıklarında azalma olduğunda soğutma kapasitesinde çok az bir düşme olur.

7. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde hızlı bir soğutma yükü sağlanır.
8. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde buhar sıkıştırımlı sistemlerinde kullanılan elektrik enerjisinin % 2-9 kullanılmaktadır.
9. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin farklı elemanlarının küçük bir alana yerleştirme gerekliliğinde simetrik olarak yerleştirmeyeyle etkili bir çalışma sağlanabilmektedir.
10. İlk yatırım maliyetlerinin yüksek olmasına rağmen bakım gerektirmemesi ve arızalanmanın az olması sistemi avantajlı kılmaktadır.



2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde, difüzyon absorpsiyon soğutma sistemlerinin enerji analizi ile ilgili bir çok çalışma mevcuttur.

Arslan vd.; buzdolabı uygulamasında kullanılan amonyak-su-helyum üçlüsünün çalışma akışkanı olarak kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sisteminin farklı ısı girdileri için (60 W, 70 W ve 80 W) enerji analizi yapmıştır. Enerji analizde, sıcaklık ölçümleri yapılmış, geliştirilen bilgisayar programıyla deneysel olarak ısı kayıp ve kazançlarını belirlemiştir. Belirlenen bu ısı kayıplarının bir kısmının, sistemde çevrimin tamamlanabilmesi için, mutlaka dışarı atılmak zorunda olduğunu belirtmiş, fakat bazı bölgelerde gereksiz ısı kayıpları mevcut olduğunu ifade etmiştir. Bu bölgelerdeki ısı kayıplarının mümkün olduğunca azaltılması sonucunda ise sistemin soğutma etkenlik katsayısında belirgin bir iyileşmenin meydana geleceğini yapılan analiz sonucunda ortaya koymuştur. Sistem performansını 60 W, 70 W ve 80 W için sırasıyla 0,2338, 0,2364 ve 0,2254 olarak hesaplamışlardır [1]. Özbaş; yayımlı (difüzyonlu) soğurmalı soğutma (YSS) sistemi deneysel ve teorik olarak incelemiştir. YSS sisteminde soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu akışkan olarak su ve difüzör olarak helyum gazı kullanmıştır. Tasarım ve imalatı yapılan sistem için elektrik enerjisini, alternatif enerji kaynaklarından LPG ve yenilenebilir enerji kaynaklarından güneş enerjisini ısı kaynağı olarak tercih etmiştir. Elektrik ısıtıcılı sistemin performansını arttırmak amacıyla iki ayrı tasarım geliştirmiştir: (i) Ön soğutmalı sistemde yapısal değişiklik yapılarak ön soğutmasız sistem (YSS2) imal etmiştir. (ii) Ön soğutmalı sistemin absorber girişine yerleştirilen bir ejektörün kullanıldığı sistemin (YSS3) tasarım ve imalatı yapmıştır. Elektrik enerjisi ile yapılan deneylerde iç ortam sıcaklığı 3°C ile en iyi sonuca ön soğutmalı ejektörlü sistemde (YSS3) ulaşılırken, soğutma tesir katsayısı bakımından dolaşım oranının yüksek olmasından dolayı ön soğutmasız sistemde (YSS2) % 27 ile en iyi verim elde edilmiştir. Ayrıca ejektör kullanımı ile ön soğutmalı sistemin performansının % 26 arttığı gözlemlenmiştir [3].

Chen vd.; ısı değiştiricili yeni bir jeneratöre sahip bir DAR sistemi tasarlamış ve üretmiştir. Bu sistemin test sonuçlarını orijinal jeneratör tasarımına sahip bir DAR sistemi ile karşılaştırmışlardır. Yeni sistemin COP değerini orijinal jeneratör tasarımına kıyasla, % 50 arttığı sonucuna ulaşmışlardır [5]. Sriksirin vd.; hava soğutmalı ekipman yerine su soğutmalı ekipman içeren bir DAR sistemi tasarlamıştır. Güvenlik nedenlerinden dolayı hidrojen yerine yardımcı gaz olarak helyumu seçmişlerdir. Matematiksel modelden hesaplanan sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlar ve evaporatör ve soğurucu kütle transfer performanslarının sistem performansı üzerinde güçlü bir etkisi olduğunu ortaya koymuşlardır [6]. Koyfman vd.; DAR sistemindeki kabarcık pompasının performansı üzerine deneysel bir araştırma yapmışlardır. Çalışma sıvısı olarak organik bir çözücü ve hidroklorofloro karbon soğutucu akışkan çözeltisi kullanmışlardır. Kabarcık pompasının performansının ısı girişine bağlı olarak değiştiğini gözlemlemişlerdir [7]. Zohar vd. Electrolux Sweden tarafından üretilen yardımcı inert (soygaz) gaz olarak hidrojen ve helyum kullanan amonyak-su çalışma akışkanlı difüzyon absorpsiyonlu soğutma (DAR) sistemi için termodinamik bir model geliştirmişler ve sistemin performansını bilgisayar simülasyonu ile parametrik olarak incelemişlerdir. Sistemin her bir bileşeni için kütle ve enerji korunum denklemleri geliştirilmiş ve sayısal olarak çözülmüştür. Modeli, DAR sistemleri için daha önce yayınlanan deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulamışlardır. Farklı koşullar altında sistem performansını araştırarak, en iyi performansı 0.2-0.3 aralığında ki zengin çözelti amonyak kütle derişiminde elde etmişler ve zayıf çözelti konsantrasyonunu 0.1 olarak önermişlerdir. İ inert gaz olarak helyumun hidrojenle daha üstün olduğunu ve helyum ile çalışan DAR sisteminin performans katsayısının hidrojenle çalışan sistemden % 40'a kadar daha fazla olduğunu ortaya koymuşlardır. [8]. Zohar vd, yardımcı inert gaz olarak hidrojen kullanan amonyak-su difüzyon absorpsiyonlu soğutma (DAR) sistemi için termodinamik bir modele dayanarak, buharlaştırıcı girişinden önce yoğuşma alt soğutması olan ve olmayan, iki DAR sisteminin performansını karşılaştırmışlardır. İki çevrimin performansını bilgisayar simülasyonları ile parametrik olarak araştırmışlardır. Her iki sistemin tüm ekipmanı için kütle ve enerji korunum denklemlerini sayısal olarak çözmüşlerdir. Yoğuşma alt soğutmasız DAR sisteminin soğutma performans katsayısının (COP) yoğuşma alt soğutmalı sistemine nazaran % 14-20 daha yüksek olduğunu bulmuşlardır [9]. Zohar vd., üç farklı jeneratör ve kabarcık pompası tasarımı için ayrıntılı termodinamik modeller geliştirmişlerdir: Birinci tasarımda, zayıf

çözeltiye ısı aktarımı olmadan zengin çözeltiye ısı girişi olmaktadır. İkinci tasarımda, halka şeklindeki zayıf çözeltiye ısı transferi ile zengin çözeltiye ısı girişi; ve (c) zayıf çözelti yoluyla zengin çözeltiye ısı girişi, böylece ayrıca soğutucuyu zayıf çözeltilerden deforme etme, halka şeklindeki zayıf çözeltiye ısı aktarımı (ticari sistemlerde kullanılan bir konfigürasyon) ve jeneratör ve kabarcık pompası tasarımlarında farklılık gösteren üç DAR sisteminin performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Aynı ısı girişi için, ikinci tasarımın en yüksek soğutucu akışkan miktarını çözdüğü ve ilk tasarımın en düşük seviyeyi çözdüğünü tespit etmişlerdir. Üçüncü tasarımın, COP açısından ikinci tasarıma kıyasla daha az etkili olduğunu ortaya koymuşlardır. İlk tasarımın, ısının doğrudan zengin çözeltiye verilmesine rağmen en düşük performansa sahip olduğunu ifade etmişlerdir [10]. Jakob vd.; güneş enerjisiyle çalışan amonyak-su difüzyon absorpsiyon soğutma makinesinin deneysel ve simülasyon sonuçlarını karşılaştırmıştır. Maksimum COP değerini 0.38 olarak bulmuş ve simülasyon sonuçları ölçülen verilerle iyi bir uyum sergilemiştir [11]. Zohar vd.; organik soğurucu (DMAC - dimetilasetamid) ve beş farklı soğutucu akışkan (R22, R32, R124, R125 ve R134a) ve inert gaz olarak helyum ile çalışan bir DAR sisteminin performansı sayısal olarak incelenmişler ve amonyak-su ve helyum ile çalışan aynı sistemin performansı ile karşılaştırmışlardır. Tüm sistemler için jeneratör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak performans katsayısı (COP) ve zengin ve zayıf çözelti konsantrasyonları ile ilgili benzer davranışlar gözlemlenmiştir. Yeni maddelerle tipik jeneratör sıcaklığının 150 ° C olduğu, ancak daha düşük COP, daha yüksek buharlaştırıcı sıcaklıkları ve yaklaşık 40 ° C düşük yoğuşma sıcaklıklarına sahip olduğunu ifade etmiştir [12]. Wang vd.; yaptıkları çalışmada ikili soğutucu R23-R134a, soğurucu olarak DMF ve yardımcı inert gaz olarak helyum ile çalışan bir difüzyon absorpsiyonlu buzdolabının (DAR) soğutma performans katsayısını (COP) teorik olarak araştırmışlardır. Teorik analizde, ısıtıcı gücü, kaynak sıcaklığı, çevre sıcaklığı, sistem basıncı, zengin çözelti derişim oranı, saflaştırıcının saflaştırma etkinliği ve soğutucuya katılan helyum oranının performansa etkini incelemişlerdir [13]. Sözen vd.; difüzyon absorpsiyonlu soğutma sisteminin (DAR) performans iyileştirmesi üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deney için, üç DAR çevrimi araştırılmıştır; (i) Endüstride en yaygın kullanılan model olan ön soğutmalı sistem (DAR-1), (ii) ön soğutmasız sistem (DAR-2) (iii) DAR-1'den farklı olarak, DAR-1'in emme girişine bir ejektörün yerleştirildiği sistem (DAR-1WE). Deneysel sonuçlardan, DARS-1WE çevriminin DAR-1 ve DAR-2 çevrimleri ile karşılaştırıldığında

daha yüksek performans gösterdiğini ve soğutma alanının iç sıcaklığını 3.2 °C'ye düşürdüğünü belirlemişlerdir. Başka bir deyişle, önceden belirlenmiş soğutma alanı sıcaklığına ulaşma süresi DARS-1WE'de daha az zaman aldığını bulmuşlardır [14]. Starace vd.; DAR performansı için geliştirdiği yeni termodinamik modelin sonuçlarını Zohar vd. (2009) teorik sonuçları ile karşılaştırmıştır. Çalışmanın ana farkını saf amonyak olarak kabul etmediğini ifade etmiştir. Analiz sonucunda, jeneratör sıcaklığı arttıkça, zengin çözelti kütleli debisinin soğutucu akışkanından daha az olduğunu ve COP değerinin azaldığını bulmuştur. Bu durumun zayıf çözelti içinde amonyak soğutulmasının daha düşük olduğunu ve soğurma sıcaklığının artmasıyla meydana geldiğini belirtmiştir. Amonyak derişimi azaldıkça COP değerinin arttığı bulmuştur. Ayrıca, jeneratör çalışma koşullarının belirli bir aralığında COP değerinin en yüksek değere sahip olduğunu ortaya koymuştur [15]. Starace vd.; difüzyon absorpsiyon soğutucuları tasarımı için model iyileştirmesi yapmışlardır. Buzdolabını % 70.1 H₂O, % 27.9 NH₃ ve % 2.0 Na₂CrO₄ karışımı ile doldurmuş ve 11.5 bar helyum ile basınçlandırmıştır ve deneysel doğrulama için ısıtıcı gücünü değiştirmiştir. Ölçülen ve hesaplanan kütleli debileri karşılaştırılmış ve zayıf karışım kütleli debisi (m_8) ve performans katsayısı (COP) açısından hataları tahmin etmiştir. Mutlak maksimum hatalar T₈'de 1 K, m_8 'de % 2.32 ve COP' de % 5 bulunmuştur ve böylece yeterli bir doğruluğun sağlandığını ifade etmiştir. [16]. Mazouz vd.; ticari bir absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerinde deneysel ve termodinamik araştırmaların sonuçlarını ortaya koymuştur. Bu çalışmada, makinenin özelliklerini ve soğutma kapasitesini değerlendirmek için kararlı hal ve dinamik yöntem olmak üzere iki alternatif deney yöntemi kullanmıştır. 42 W ısıtıcı gücü ve 185 °C jeneratör sıcaklığı için soğutma performans katsayısını 0.12 olarak hesaplamıştır [17]. Ersöz vd.; jeneratöre sağlanan üç farklı ısı girişinin DAR sisteminin enerji performansı üzerindeki etkilerinin deneysel olarak araştırmıştır. Isı girişi olarak 62, 80 ve 115 W olmak üzere üç farklı elektrik direncinin kullanıldığı geleneksel bir DAR sistemi, aynı ortam sıcaklıklarında ve aynı doluluk oranında test edilmiştir. Analizlerde, saflaştırıcı, kondenser, absorber, çözelti ısı değiştiricisi ve borulardan çevreye olan enerji kayıpları, evaporatörden kazanılan enerji ve ayrıca enerji performansı incelemiştir. En yüksek enerji performansı DAR-62 W sistemi için 0.36 olarak hesaplanırken, en düşük enerji performansı DAR-115 W sistemi için 0.30 olarak hesaplanmıştır [18]. Wang vd.; düşük jeneratör sıcaklığında düşük soğutma sıcaklığı elde etmek için karışık florür soğutucular ile çalışan bir DAR sistemi üretmiştir. R23 /

R134a ve R23 / R32 / R134a gruplarından oluşan iki grup karışık florür soğutucu, deneysel olarak test edilmiştir. Absorbant (emici) ve inert gaz olarak sırasıyla N, N-dimetilformamid (DMF) ve helyum kullanılmışlardır. R23 / R134a'ya sahip DAR için, soğutma sıcaklığı, karışık soğutucu buharındaki R23 konsantrasyonundan veya helyum miktarlarından açıkça etkilenmediğini ifade etmişlerdir. R23 / R32 / R134a'ya sahip DAR için, karışık soğutucu buharında optimum bir R32 konsantrasyonu ve optimum bir basınç değeri bulmuşlardır. Düşük sıcaklıklı soğutma uygulamalarında ve düşük dereceli ısı enerjisinin verimli kullanımında karışık florür soğutucu akışkanlarla çalışan DAR sisteminin umut verici bir potansiyele sahip olduğunu ortaya koymuşlardır [19]. Soli vd.; hidrokarbon karışımları ile çalışan DAR sisteminin termodinamik fizibilite çalışmasını yapmışlardır. 150 °C'den düşük jeneratör sıcaklıklarında çalışan(fosil enerji veya güneş enerjisi kullanılabilir) düşük güçte (300 W) bir sistem kullanmışlar ve kondenser ve absorber sıcaklıkları 42 °C eşit almışlardır. İntert gaz helyum ve toplam çalışma basıncı yaklaşık 17.5 bardır. Propilen / heksan, propilen / heptan, propilen / oktan ve propilen / nonan gibi dört farklı ikili karışım için uygun bir yazılım üzerinde modelleme yapmışlardır. Modelin geçerliliğini literatürden elde edilen sonuçlarla karşılaştırarak optimum çalışma koşullarını belirlemişlerdir [20]. Adjidabe vd.; geleneksel enerji kaynağı elektrik ve içten yanmalı motordan gelen egzoz gazından elde edilen iki enerji kaynağı için çalışma akışkanı olarak H₂O-NH₃-H₂ kullanan bir DAR sistemini deneysel olarak analiz etmiştir. Sistem bileşenlerinin her iki enerji kaynağı için davranışını değerlendirmek için dinamik yöntem kullanmışlardır. Elde edilen sonuçlar, her bir bileşenin farklı enerji kaynakları altındaki performansının uyumlu olduğunu göstermektedir. Her iki enerji kaynağı için, buharlaşma sıcaklığı 3°C ve amonyağı kaynatmak için minimum sıcaklığı 140°C civarında olduğunu belirtmişlerdir [21]. Adjibade vd.; bir DAR sisteminin sayısal ve deneysel çalışmasını yapmıştır. Sistemin performansı MATLAB ve EES yazılımı kullanılarak bilgisayar simülasyonu ile araştırmıştır. DAR sistemini zamana bağlı durumunu tahmin etmek için sistemin her bir bileşeni için dinamik bir model geliştirmiş ve sayısal olarak çözmüşlerdir. Deney seti, amonyak-su-hidrojen (NH₃-H₂O-H₂) çözeltisi ile çalışan 0.04 m³ ticari difüzyon absorpsiyonlu bir buzdolabıdır. Zamana bağlı sayısal sonuçlar deneysel verilerle doğrulanmıştır. Elde edilen sonuçlar deney sonuçları ile uyumlu çıkmıştır; sayısal ve deneysel modeller arasındaki nispi hata, her bir bileşenin tüm sıcaklıkları için % 15'i geçmemiştir. Sonuçta, buharlaşma sıcaklığının düşmeye başlaması için minimum başlangıç

sıcaklığının 152 ° C ve gerekli elektrik gücünün 63,8 W olduğunu ortaya koymuşlardır [22]. Jemaa vd.; ticari bir DAR sistemini deneysel olarak analiz etmişlerdir. Sistemin her bir ekipmanının giriş ve çıkışındaki sıcaklıkların yanı sıra kabin ve ortam sıcaklığı da sürekli olarak ölçmüşler ve çeşitli elektrik girişleri için test etmişlerdir. Kabinin toplam ısı transfer katsayısını hem teorik hem de deneysel yöntemler kullanılarak belirlemişler ve 0.2 W/°C olarak bulmuşlardır. Buharlaştırıcı toplam ısı transfer katsayısını, dinamik ve kararlı durum yöntemlerini kullanılarak elde etmişler ve 0,3 W/°C olarak hesaplamışlardır. Son olarak ünitenin soğutma kapasitesi ve performans katsayısı değerlendirmişlerdir. Bu sistemin istenen durumu sağlamak için gerekli ısıtma gücünün 35 W- 45 W aralığında olması gerektiğini bulmuşlardır [23]. Mansouri vd.; kararlı koşullar altında çalışan düşük kapasiteli bir ticari DAR sisteminin deneysel araştırması ve sayısal simülasyonlarını yapmışlardır. Testler farklı ısı giriş koşulları altında gerçekleştirilmiştir. DAR sisteminin optimum çalışması, 0.159 soğutma performans katsayısına (COP) karşılık gelen 167 °C jeneratör sıcaklığında 46 W ısıtıcı girişi ile sağlanmıştır. Sayısal simülasyonları, Aspen-Plus yazılımıyla geliştirilen bir model ile yapılmıştır. Bilgisayar modeli, 46 W, 56 W ve 67 W olmak üzere deneysel verilerle karşılaştırarak doğrulanmıştır. Model tahminleri ile soğutma kapasitesi ve performans katsayısı bakımından deneysel ölçümler arasındaki sapmaların % 1'den az olduğunu ifade etmişlerdir [24]. Chaves vd.; gövde boru buhar jeneratörü ile donatılmış bir DAR sisteminin matematiksel modelini göstermiştir. DAR, amonyak, su ve hidrojen olmak üzere 3 sıvı ile doldurulmuştur. Modelleme, DAR sisteminin simüle etmek için kontrol hacimlerinde kütle ve enerji dengelerini kullanmaya dayanıyordu. Model hesaplamaya izin veren birbirine bağlı 14 ayrı bölümden oluşmaktadır: zayıf ve zengin çözelti konsantrasyonları, jeneratörde ısıtma ve diğer ekipmanlarda ısıtma aktarımı, sistemin bazı ekipmanlarındaki çözeltinin kütleli debisi, sıcaklık ve basınç gibi. Model aynı zamanda, buharın homojenleştirme simülasyonuna, son noktada saflaştırma işlemini tahmin etmeye, yoğunlaşan amonyak derişimi ve kondenser ve diğer ekipmanlardaki ısı kayıplarını tahmin etmeye yönelik çalışmaktadır. Bu olayın diğer difüzyon absorpsiyonlu buzdolabı modellerinde tanımlanmadığını ifade etmiştir. 80 W nominal elektrik gücüne sahip ticari bir buzdolabında deneysel olarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak modeli doğrulamıştır [25].

DAR sisteminin ekserji analizi üzerine literatürde sınırlı sayıda çalışma mevcuttur.

Sözen vd.; amonyakla çalışan DAR sisteminde, ejektörün genellikle kondanser girişinde bulunduğunu, bu çalışmada, ejektörün soğurucu (absorber) girişine yerleştirilmesi durumunda enerji ve ekserji performansı üzerine etkisini araştırmıştır. Bu yeni durumda, enerji performans katsayısının (COP) ve ekserji performans katsayısını (ECOP) sırasıyla % 49 ve % 56 oranında arttığını ve DAR daha düşük jeneratör sıcaklıklarda çalıştığından dolayı dolaşım oranının % 57 azaldığını ortaya koymuştur. Düşük dolaşım oranı nedeniyle, sistem boyutlarının azaltılabileceğini ve sonuç olarak toplam maliyetin azalacağını ifade etmiştir. Isı kaynağı ve soğutma sıcaklıkları sırasıyla 5-15 °C ve 1-3 °C arasında azalmıştır. Ekserji analizleri, enjektörlü DAR soğurucusunun ekserji kaybının diğer bileşenlerden daha yüksek bir ekserji kaybına sahip olduğunu göstermektedir. Bu nedenle, enjektörlü DAR soğurucusunun ekserji kaybını azaltmak için çok bölmeli bir absorber tasarlanabileceğini önermiştir [26]. Ziapour vd.; yardımcı inert gaz olarak helyum kullanan amonyak-su çalışma akışkanlı difüzyon absorpsiyon soğutma ısı borusu (DARHP) çevriminin termodinamik analizi için EES yazılımı kullanılarak bir bilgisayar kodu geliştirmişlerdir. DARHP sisteminin karakteristiklerini elde etmek için, sistemin her bir ekipmanı için kütle ve enerji korunum denklemlerini yazmışlardır. Ayrıca ikinci kanun verimini bilgisayar simülasyonu ile parametrik olarak incelemişlerdir. Modeli, DARHP sistemi için önceden yayınlanmış deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulamışlardır. Farklı koşullar altında çevrim performansı sonuçları incelendiğinde en iyi performansı zengin çözelti bakımından 0.35 amonyak kütle derişimi ve zayıf çözelti bakımından 0.1 derişimde elde edildiğini belirlemişlerdir. Ayrıca, maksimum ekserji kaybının termosifonda meydana geldiğini, evaporatör, kondenser ve soğurucudaki ekserji kayıplarının nispeten daha düşük olduğunu ortaya koymuşlardır. İkinci yasa verimin, artan evaporatör sıcaklığı ile arttığını ve termosifon sıcaklığı arttıkça azaldığını ifade etmişlerdir [27]. Yıldız vd.; difüzyon absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizlerini açıklamışlardır. Deneyde yardımcı inert gaz olarak helyum kullanmışlardır. Bu difüzyon absorpsiyonlu soğutma sisteminin her bir bileşeni için kütle, enerji, ve ekserji dengesi içeren termodinamik bir sistem oluşturarak enerji ve ekserji kayıplarını model ve deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır. En yüksek enerji ve ekserji kayıpları ısı değiştiricisinde olduğunu gözlemlemişlerdir. Deneysel ve teorik analizlerde en yüksek enerji kayıplarını

sırasıyla 25,709 W ve 25,4788 W olarak bulmuşlardır, buna karşılık ekserji ile ilgili kayıplar sırasıyla 13.7933 W ve 13.9976 W olarak hesaplanmıştır. Hem modelden hem de deneysel çalışmalardan elde edilen enerji verimi değerleri 0,1858 olarak bulunmuş fakat bu değerler ekserji verimliliği açısından model ve deney değerlerini sırasıyla 0,0260 ve 0,0356 olarak tespit etmişlerdir [28]. Yıldız vd.; difüzyon absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde yalıtımın enerji ve ekserji performansları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Sonuç olarak, DAR sistemindeki çözelti ısı değiştirici ve saflaştırıcının bir kısmının yalıtımının enerji performansını % 38, ekserji performansını % 57 artırdığını hesaplamışlardır [29]. Yıldız vd.; amonyak su çalışma akışkanlı ve helyum inert gazlı elektrik ve LPG ile çalışan DAR sistemlerinin deneysel olarak enerji, ekserji ve termoeconomik analizlerini gerçekleştirmiştir. Elektrikle çalışan DAR sisteminin enerji ve ekserji performansları sırasıyla 0.393 ve 0.1008, LPG ile çalışan DAR sistemlerinin performans değerleri sırasıyla 0.432 ve 0.1067 olarak hesaplanmıştır. LPG ve elektrik DAR sistemlerinin ekserjetik maliyetleri sırasıyla 2.111 \$/h ve 1.284 \$/h olarak belirlenmiştir. LPG ile çalışan DAR sisteminin termoeconomik ekserji maliyetinin, elektrikle çalışan DAR sisteminden % 64 daha yüksek olduğunu ortaya koymuştur [30]. Taieb vd., çalışma akışkanları olarak amonyak/su/hidrojen kullanan bir DAR için gelişmiş bir simülasyon modeli oluşturmuş ve farklı çalışma koşulları altında cihazın davranışını incelemiştir. Sistem ortam havası ile soğutulmakta ve 200 °C sıcaklıkta güneş enerjili sıcak suyla çalıştırılmaktadır. DAR için ilk önce temel veri için simüle edilmiş ve soğutma kapasitesi 22.3 W ve COP değeri 126 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara dayanarak, sistemin ekserji analizi yapılarak, ekserji yıkımı % 34 ile saflaştırıcıda meydana gelmiştir. İkinci adımda, DAR'ın tüm ısı ekipmanlarının ısı kapasiteleri değerlendirilmiş ve hesaplanan kapasiteler girdi verileri olarak kullanılarak matematiksel bir model oluşturulmuştur. Maksimum COP, kabarcık pompasına verilen değişken ısı değerlerinde oluşmuştur. COP'nin ortam hava sıcaklığına ve soğurucu verimliliğine çok duyarlı olduğunu ortaya koymuştur [31].

Literatürde, difüzyon absorpsiyon soğutma sistemlerinde nano partikül kullanımı üzerine çok az sayıda çalışma mevcuttur.

Sözen vd.; amonyak-su çiftine nano boyutundaki alüminyum (Al_2O_3) partikülünün ilave edilmesinin DAR sistemin ısı performansına etkisini deneysel olarak incelenmişlerdir. Akışkan içine nano partiküllerin eklenmesi, nano partiküller nedeniyle yüzey alanı ve akışkanın ısı kapasitesini arttırdığından dolayı ısı transferinde önemli bir iyileşme sağlandığını ifade etmişlerdir. Deneylelerden, nanopartiküller içeren sistemin, jeneratörden daha iyi ısı soğurma sağladığını ve soğutucunun soğutma/soğurma sıvısından daha hızlı buharlaşmasını sağladığını ortaya koymuştur. Daha kısa ısı transfer süreleri nedeniyle sistemin çalışma süresinin azaldığı gözlemlenmiştir ve istenen sıcaklığın daha hızlı elde edildiğini belirtmiştir. Sonuç olarak, nano akışkansız sistemin COP değerinin 0,213-0,280 arasında değişirken nano akışkanlı sistemin COP değerinin 0,225-0,295 arasında değiştiğini gözlemlenmişlerdir ve nano akışkanlı sistemin performans değerinin nano akışkansız sistem performansından daha iyi olduğunu bulmuşlardır. [32]. Lee vd.; amonyak-su çözeltisinde dağıtılan nano boyutlu yağ damlacıklarının (N-decane) DAR sisteminin performansı üzerine etkisini araştırmışlardır. İkili nanoemülsiyonları yapmak için NH_3 / H_2O çözeltisine N-decane yağı eklenmiş ve kararlı dağılım (disperse) için yüzey aktif madde (surfactants) olarak C12E4 (Polyoxyethylene lauryl ether) ve TWEEN20 (Polyoxyethylen sorbitan monolaurate, C58H114O26) kullanmışlardır. İkili nanoemülsiyon sıvısının, DAR sisteminin COP'sini, NH_3-H_2O kullanan sisteme nazaran % 15 kadar arttırdığını bulmuştur [33].

Çizelge 2. 1. Literatür Taraması Özet Çizelgesi

Yazar ve Yıl	Çalışma Akışkanı	Nano Partikül	Enerji Analizi	Ekserji Analizi	Sonuçlar
Arslan vd. (2004) [1]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Helyum	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> DAR sistemini üç farklı ısı girdisi için (60 W, 70 W ve 80 W) test etmiştir. Enerji analizinde, sıcaklık ölçümleri yapılmış, geliştirilen bilgisayar programıyla deneysel olarak ısı kayıp ve kazançlarını belirlemiştir. Sistem performansını 60 W, 70 W ve 80 W için sırasıyla 0,2338, 0,2364 ve 0,2254 olarak hesaplamışlardır .
Özbaş (2004) [3]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Helyum	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> Yayınımlı (difüzyonlu) soğurmalı soğutma (YSS) sistemi deneysel ve teorik olarak incelemiştir. Isı kaynağı olarak elektrik enerjisi, LPG ve güneş enerjisini kullanmıştır. Elektrik ısıtıcılı sistemin performansını arttırmak amacıyla iki ayrı tasarım geliştirmiştir: (i) Ön soğutmalı sistemde yapısal değişiklik yapılarak ön soğutmasız sistem (YSS2) (ii) Ön soğutmalı sistemin absorber girişine yerleştirilen bir ejektörün kullanıldığı sistemin (YSS3) imalatı yapmıştır. Elektrik enerjisi ile yapılan deneylerde iç ortam sıcaklığı 3°C ile en iyi sonuca YSS3'de ulaşılrken, soğutma tesir katsayısı bakımından dolaşım oranının yüksek olmasından dolayı YSS2'de %27 ile en iyi verimi elde etmiştir. Ejektör kullanımı ile sistemin performansının %26 arttığını gözlemlemiştir.
Chen vd. (1996) [5]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Hidrojen	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> Yeni jeneratöre sahip bir DAR sistemi tasarlamış, üretmiş ve orijinal jeneratör tasarımına sahip bir DAR sistemi ile karşılaştırmışlardır. Yeni sistemin COP değerini orijinal jeneratör tasarımına kıyasla, % 50 arttığı sonucuna ulaşmışlardır.
Srikhirin vd. (2002) [6]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Helyum	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> Hava soğutmalı ekipman yerine su soğutmalı bir DAR sistemi tasarlamıştır. Matematiksel modelden ile deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Evaporatör ve soğurucu kütle transfer performanslarının sistem performansı üzerinde güçlü bir etkisi olduğunu ortaya koymuşlardır.
Koyfman vd. (2003) [7]	Organik çözücü ve hidrokloroflorokarbon soğutucu akışkan çözeltisi	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> DAR sistemindeki kabarcık pompasının performansı üzerine deneysel bir araştırma yapmışlardır. Kabarcık pompasının performansının ısı girişine bağlı olarak değiştiğini gözlemlemişlerdir.

Zohar vd. (2005) [8]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Hidrojen ve NH ₃ -H ₂ O ve inert gaz Helyum	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> • İnert (soy gaz) gaz olarak hidrojen ve helyum kullanan amonyak-su çalışma akışkanlı DAR sistemi için termodinamik model geliştirmişler ve sistemin performansını bilgisayar simülasyonu ile parametrik olarak incelemişlerdir. • Sistemin her bir bileşeni için kütle ve enerji korunum denklemleri geliştirilmiş ve sayısal olarak çözülmüştür. • Modeli, DAR sistemleri için daha önce yayımlanan deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulanmıştır. • En iyi performansı 0.2-0.3 zengin çözelti amonyak kütle derişiminde elde etmişler ve zayıf çözelti konsantrasyonunu 0.1 olarak önermişlerdir. • İnert gaz olarak helyumun hidrojenle daha üstün olduğunu ve helyum ile çalışan DAR sisteminin performans katsayısının hidrojenle çalışan sistemden % 40'a kadar daha fazla olduğunu ortaya koymuşlardır.
Zohar vd. (2007) [9]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Hidrojen	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> • Buharlaştırıcı girişinden önce yoğunlaşma alt soğutması olan ve olmayan, iki DAR sisteminin performansını bilgisayar simülasyonları ile parametrik olarak karşılaştırmışlardır. • Her iki sistemin tüm ekipmanı için kütle ve enerji korunum denklemlerini sayısal olarak çözmüşlerdir. • Yoğunlaşma alt soğutmasız DAR sisteminin soğutma performans katsayısının (COP) yoğunlaşma alt soğutmalı sistemine nazaran % 14-20 daha yüksek olduğunu bulmuşlardır .
Zohar vd. (2008) [10]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Hidrojen	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> • 3 farklı jeneratör ve kabarcık pompası tasarımı için ayrıntılı termodinamik modeller geliştirmişler ve sayısal olarak incelemişlerdir. • Birinci tasarımda, zayıf çözeltiye ısı aktarımı olmadan zengin çözeltiye ısı girişi olmaktadır. • İkinci tasarımda, halka şeklindeki zayıf çözeltiye ısı transferi ile zengin çözeltiye ısı girişi olmaktadır. • Üçüncü tasarımda, zayıf çözelti yoluyla zengin çözeltiye ısı girişi, böylece ayrıca soğutucuyu zayıf çözeltiden deforme etme, halka şeklindeki zayıf çözeltiye ısı aktarımını olmaktadır. • Aynı ısı girişi için, ikinci tasarımın en yüksek soğutucu akışkan miktarını çözdüğü ve ilk tasarımın en düşük seviyeyi çözdüğünü tespit etmişlerdir. • Üçüncü tasarımın, COP açısından ikinci tasarıma kıyasla daha az etkili olduğunu ortaya koymuşlardır. İlk tasarımın, ısının doğrudan zengin çözeltiye verilmesine rağmen en düşük performansa sahip olduğunu ifade etmişlerdir.
Jakob vd. (2008) [11]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Helyum	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> • Güneş enerjisiyle çalışan amonyak-su DAR makinesinin deneysel ve simülasyon sonuçlarını karşılaştırmıştır. • Maksimum COP değerini 0.38 olarak bulmuş ve simülasyon sonuçları ölçülen verilerle iyi bir uyum sergilediğini ortaya koymuştur.

Zohar vd. (2009) [12]	R22, R32, R124, R125, R134a-DMAC ikilileri, NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Helyum	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> Organik soğurucu (DMAC - dimetilasetamid) ve beş farklı soğutucu akışkan (R22, R32, R124, R125 ve R134a) ve inert gaz olarak helyum ile çalışan bir DAR sisteminin performansı olarak incelenmişler ve amonyak-su ve helyum ile çalışan aynı sistemin performansı ile sayısal karşılaştırmışlardır. Yeni maddelerle tipik jeneratör sıcaklığının 150 ° C olduğu, ancak daha düşük COP , daha yüksek buharlaştırıcı sıcaklıkları ve yaklaşık 40 ° C düşük yoğunlaşma sıcaklıklara sahip olduğunu ifade etmiştir.
Wang vd. (2011) [13]	R23- R134a ikilisi ve inert gaz Helyum	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> İkili soğutucu R23-R134a, soğurucu olarak DMF ve yardımcı inert gaz olarak helyum ile çalışan bir DAR sisteminin COP değerini teorik olarak araştırmışlardır. Teorik analizde, ısıtıcı gücü, kaynak sıcaklığı, çevre sıcaklığı, sistem basıncı, zengin çözelti derişim oranı, saflaştırıcının saflaştırma etkinliği ve soğutucuya katılan helyum oranının performansa etkini incelemiştir.
Sözen vd. (2012) [14]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Helyum	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> DAR sisteminin performans iyileştirmesi üzerine deneysel bir çalışma yapmışlar ve 3 DAR çevrimi araştırılmıştır; (i) Endüstride en yaygın kullanılan model olan ön soğutmalı sistem (DAR-1), (ii) ön soğutmasız sistem (DAR-2) (iii) DAR-1'den farklı olarak, DAR-1'in emme girişine bir ejektörün yerleştirildiği sistem (DAR-1WE). DARS-1WE çevriminin DAR-1 ve DAR-2 çevrimleri ile karşılaştırıldığında daha yüksek performans gösterdiğini ve soğutma alanının iç sıcaklığını 3.2 °C'ye düşürdüğünü belirlemiştir.
Starace vd. (2012) [15]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Hidrojen	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> DAR performansı için geliştirdiği yeni termodinamik modelin sonuçlarını Zohar vd. (2009) teorik sonuçları ile karşılaştırmıştır. Çalışmanın ana farkını saf amonyak olarak kabul etmediğini ifade etmiştir. Analiz sonucunda, jeneratör sıcaklığı arttıkça, zengin çözelti kütleli debisinin soğutucu akışkanından daha az olduğunu ve COP değerinin azaldığını bulmuştur. Amonyak derişimi azaldıkça COP değerinin arttığını bulmuştur. Jeneratör çalışma koşullarının belirli bir aralığında COP değerinin en yüksek değere sahip olduğunu ortaya koymuştur.
Starace vd. (2013) [16]	% 70.1 H ₂ O, % 27.9 NH ₃ ve % 2.0 Na ₂ CrO ₄ karışımı ile inert gaz olarak helyum	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> Difüzyon absorpsiyon soğutucuları tasarımı için model iyileştirmesi yapmışlardır. Deneysel doğrulama için ısıtıcı gücünü değiştirmiştir. Ölçülen ve hesaplanan kütleli debileri karşılaştırılmış ve zayıf karışım kütleli debisi (m₈) ve performans katsayısı (COP) açısından hataları tahmin etmiştir. Mutlak maksimum hatalar T8'de 1 K, m8'de % 2.32 ve COP'de % 5 bulunmuştur ve böylece yeterli bir doğruluğun sağlandığını ifade etmiştir.

Mazouz vd. (2014) [17]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Hidrojen	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> Ticari bir DAR sistemi üzerinde deneysel ve termodinamik araştırmaların sonuçlarını ortaya koymuştur. Makinenin özelliklerini ve soğutma kapasitesini değerlendirmek için kararlı hal ve dinamik yöntem olmak üzere iki alternatif deney yöntemi kullanmıştır. 42 W ısıtıcı gücü ve 185 C jeneratör sıcaklığı için soğutma performans katsayısını 0.12 olarak hesaplamıştır.
Ersöz vd. (2015) [18]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Helyum	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none">  farklı ısı girişinin (62, 80 ve 115 W) DAR sisteminin enerji performansı üzerine etkilerini deneysel olarak araştırmıştır. Analizlerde, saflaştırıcı, kondenser, absorber, zelti ısı değiştiricisi ve borulardan çevreye olan enerji kayıpları, evaporatörden kazanılan enerji ve enerji performansını incelemiştir. En yüksek enerji performansını DAR-62 W sistemi için 0.36 olarak hesaplarken, en düşük enerji performansı DAR-115 W sistemi için 0.30 olarak hesaplamıştır.
Wang vd. (2017) [19]	R23- R134a ve R32 ve inert gaz Helyum	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> Düşük jeneratör sıcaklığında düşük soğutma sıcaklığı elde etmek için karışık florür soğutucular ile çalışan bir DAR sistemi üretmiştir. R23/R134a'ya sahip DAR için, soğutma sıcaklığı, karışık soğutucu buharındaki R23 konsantrasyonundan veya helyum miktarlarından açıkça etkilenmediğini ifade etmişlerdir. Düşük sıcaklıklı soğutma uygulamalarında ve düşük dereceli ısı enerjisinin verimli kullanımında karışık florür soğutucu akışkanlarla alışan DAR sisteminin umut verici bir potansiyele sahip olduğunu ortaya koymuşlardır.
Soli vd. (2017) [20]	Propilen / Hekzan, Propilen / Heptan, Propilen / Oktan Propilen / Nonan ve inert gaz Helyum	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> Hidrokarbon karışımları ile alışan DAR sisteminin termodinamik fizibilite çalışmasını yapmışlardır. 150 C'den düşük jeneratör sıcaklığlarında çalışan (fosil enerji veya güneş enerjisi kullanılabilir) düşük güçte (300 W) bir sistem kullanmışlar ve kondenser ve absorber sıcaklığları 42 C eşit almışlardır. Propilen / heksan, propilen / heptan, propilen / oktan ve propilen / nonan gibi dört farklı ikili karışım için uygun bir yazılım üzerinde modelleme yapmışlardır. Modelin geçerliliğini literatürden elde edilen sonuçlarla karşılaştırarak optimum çalışma koşullarını belirlemişlerdir
Adjibade vd. (2017) [21]	NH ₃ -H ₂ O-H ₂ zeltisi	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> Geleneksel enerji kaynağı elektrik ve içten yanmalı motordan gelen egzoz gazından elde edilen iki enerji kaynağı için çalışma akışkanı olarak H₂O-NH₃-H₂ kullanan bir DAR sistemini deneysel olarak analiz etmiştir. Sistem bileşenlerinin her iki enerji kaynağı için davranışını değerlendirmek için dinamik yöntem kullanmışlardır. Elde edilen sonuçlar, her bir bileşenin farklı enerji kaynakları altındaki performansının uyumlu olduğunu göstermektedir. Her iki enerji kaynağı için, buharlaşma sıcaklığı 3 C ve amonyağı kaynatmak için minimum sıcaklığı 140 C civarında olduğunu belirtmişlerdir.

Adjibade vd. (2017) [22]	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ çözeltisi	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> Sisteminin sayısal ve deneysel çalışmasını yapmışlardır. Sistemin performansı MATLAB ve EES yazılımı kullanılarak bilgisayar simülasyonu ile araştırmıştır. Deney seti, amonyak-su-hidrojen ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$) çözeltisi ile çalışan 0.04 m³ ticari difüzyon absorpsiyonlu bir buzdolabıdır. Zamana bağlı sayısal sonuçlar deneysel verilerle doğrulamışlar ve elde edilen sonuçlar deney sonuçları ile uyumlu çıkmıştır; sayısal ve deneysel modeller arasındaki nispi hata, her bir bileşenin tüm sıcaklıkları için % 15'i geçmemiştir. Sonuçta, buharlaşma sıcaklığının düşmeye başlaması için minimum başlangıç sıcaklığının 152°C ve gerekli elektrik gücünün 63,8 W olduğunu ortaya koymuşlardır.
Jemaa vd. (2017) [23]	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ çözeltisi	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> Ticari bir DAR sistemini deneysel olarak analiz etmişlerdir. Kabinin toplam ısı transfer katsayısını hem teorik hem de deneysel yöntemler kullanılarak belirlemişler ve 0.2 W/°C olarak bulmuşlardır. Buharlaştırıcı toplam ısı transfer katsayısını, dinamik ve kararlı durum yöntemlerini kullanarak elde etmişler ve 0,3 W/°C olarak hesaplamışlardır. Son olarak ünitenin soğutma kapasitesi ve performans katsayısı değerlendirmişlerdir. Bu sistemin istenen durumu sağlamak için gerekli ısıtma gücünün 35 W-45 W aralığında olması gerektiğini bulmuşlardır.
Mansouri vd. (2018) [24]	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ çözeltisi	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> Kararlı koşullar altında çalışan düşük kapasiteli bir ticari DAR sisteminin deneysel araştırması ve sayısal simülasyonlarını yapmışlardır. DAR sisteminin optimum çalışması, 0.159 soğutma performans katsayısına (COP) karşılık gelen 167 °C jeneratör sıcaklığında 46 W ısıtıcı girişi ile sağlanmıştır. Sayısal simülasyonları, Aspen-Plus yazılımıyla geliştirilen bir model ile yapılmıştır. Bilgisayar modeli, 46 W, 56 W ve 67 W olmak üzere deneysel verilerle karşılaştırarak doğrulanmıştır. Model tahminleri ile soğutma kapasitesi ve performans katsayısı bakımından deneysel ölçümler arasındaki sapmaların % 1'den az olduğunu ifade etmişlerdir
Chaves vd. (2019) [25]	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ikilisi	-	✓	-	<ul style="list-style-type: none"> Gövde boru buhar jeneratörü ile donatılmış bir DAR sisteminin matematiksel modelini göstermiştir. DAR, amonyak, su ve hidrojen olmak üzere 3 sıvı ile doldurulmuştur. Modelleme, DAR sisteminin simüle etmek için kontrol hacimlerinde kütle ve enerji dengelerini kullanmaya yönelik olduğunu ifade etmişlerdir. Model hesaplamaya izin veren birbirine bağlı 14 ayrı bölümden oluşmaktadır. Bu olayın diğer difüzyon absorpsiyonlu buzdolabı modellerinde tanımlanmadığını ifade etmiştir. 80 W nominal elektrik gücüne sahip ticari bir buzdolabında deneysel olarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak modeli doğrulamıştır

Sözen vd. (2003) [26]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi	-	✓	✓	<ul style="list-style-type: none"> DAR sisteminde, ejektörün genellikle kondenser girişinde bulunduğunu, bu çalışmada, ejektörün soğurucu (absorber) girişine yerleştirilmesi durumunda enerji ve ekserji performansı üzerine etkisini araştırmıştır. Bu yeni durumda, enerji performans katsayısının (COP) ve ekserji performans katsayısını (ECOP) sırasıyla % 49 ve % 56 oranında arttırdığını ve DAR daha düşük jeneratör sıcaklıklarda çalıştığından dolayı dolaşım oranının % 57 azaldığını ortaya koymuştur. Ekserji analizleri, ejektörlü DAR soğurucusunun ekserji kaybının diğer bileşenlerden daha yüksek bir ekserji kaybına sahip olduğunu göstermektedir. Bu nedenle, ejektörlü DAR soğurucusunun ekserji kaybını azaltmak için çok bölmeli bir absorber tasarlanabileceğini önermiştir.
Ziapour vd. (2011) [27]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Helyum	-	✓	✓	<ul style="list-style-type: none"> Difüzyon absorpsiyon soğutma ısı borusu (DARHP) çevriminin termodinamik analizi için EES yazılımı kullanılarak bir bilgisayar kodu geliştirmişlerdir. Ve sistemin her bir ekipmanı için kütle ve enerji korunum denklemlerini yazmışlardır. İkinci kanun verimini bilgisayar simülasyonu ile parametrik olarak incelemişlerdir. Modeli, DARHP sistemi için önceden yayınlanmış deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulamışlardır. Farklı koşullar altında çevrim performansı sonuçları incelendiğinde en iyi performansı zengin çözelti bakımından 0.35 amonyak kütle derişimi ve zayıf çözelti bakımından 0.1 derişimde elde edildiğini belirlemişlerdir. Maksimum ekserji kaybının termosifonda meydana geldiğini, evaporatör, kondenser ve soğurucudaki ekserji kayıplarının nispeten daha düşük olduğunu ortaya koymuşlardır. İkinci yasa verimin, artan evaporatör sıcaklığı ile arttığını ve termosifon sıcaklığı arttıkça azaldığını ifade etmişlerdir.
Yıldız vd. (2013) [28]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Helyum	-	✓	✓	<ul style="list-style-type: none"> DAR sisteminin her bir bileşeni için kütle, enerji, ve ekserji dengesini içeren termodinamik bir sistem oluşturarak enerji ve ekserji kayıplarını model ve deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır. En yüksek enerji ve ekserji kaybının ısı değiştiricide olduğunu gözlemlemişlerdir. Deneysel ve teorik analizlerde en yüksek enerji kayıplarını sırasıyla 25,709 W ve 25,4788 olarak bulmuşlardır, buna karşılık ekserji ile ilgili kayıplar sırasıyla 13.7933W ve 13.9976W olarak hesaplanmıştır. Model ve deneysel çalışmalardan elde edilen enerji verimi 0,1858 olarak bulunurken, model ve deneylerden elde edilen ekserji verimi sırasıyla 0,0260 ve 0,0356 olarak tespit etmişlerdir

Yıldız vd. (2014) [29]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Helyum	-	✓	✓	<ul style="list-style-type: none"> Difüzyon absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde yalıtımın enerji ve ekserji performansları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Sonuç olarak, DAR sistemindeki çözelti ısı değiştirici ve saflaştırıcının bir kısmının yalıtımının enerji performansını % 38, ekserji performansını % 57 artırdığını hesaplamışlardır.
Yıldız vd. (2016) [30]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Helyum	-	✓	✓	<ul style="list-style-type: none"> Elektrik ve LPG ile çalışan DAR sistemlerinin deneysel olarak enerji, ekserji ve termoekonomik analizlerini gerçekleştirmiştir. Elektrikle çalışan DAR sisteminin enerji ve ekserji performansları sırasıyla 0.393 ve 0.1008 olarak hesaplanmıştır. LPG ile çalışan DAR sistemlerinin performans değerleri sırasıyla 0.432 ve 0.1067 olarak hesaplanmıştır. LPG ve elektrik DAR sistemlerinin ekserjetik maliyetleri sırasıyla 2.111 \$/h ve 1.284 \$/h olarak belirlenmiştir. LPG ile çalışan DAR sisteminin termoekonomik ekserji maliyetinin, elektrikle çalışan DAR sisteminden % 64 daha yüksek olduğunu ortaya koymuştur
Taieb vd. (2016) [31]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Hidrojen	-	✓	✓	<ul style="list-style-type: none"> DAR için gelişmiş bir simülasyon modeli oluşturmuş ve farklı çalışma koşulları altında cihazın davranışını incelemiştir. Sistem ortam havası ile soğutulmakta ve 200 °C sıcaklıkta güneş enerjili sıcak suyla çalıştırılmaktadır. DAR için ilk önce temel veri için simüle edilmiş ve soğutma kapasitesi 22.3 W ve COP değeri 126 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara dayanarak, sistemin ekserji analizi yapılarak, ekserji yıkımı % 34 ile saflaştırıcıda meydana gelmiştir. İkinci adımda, DAR'ın tüm ısı ekipmanlarının ısı kapasiteleri değerlendirilmiş ve hesaplanan kapasiteler girdi verileri olarak kullanılarak matematiksel bir model oluşturulmuştur. Maksimum COP, kabarcık pompasına verilen değişken ısı değerlerinde oluşmuştur. COP'nin ortam hava sıcaklığına ve soğurucu verimliliğine çok duyarlı olduğunu ortaya koymuştur.
Sözen vd. (2014) [32]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Helyum	Ağırlıkça % 2 14 mm Al ₂ O ₃	✓	✓	<ul style="list-style-type: none"> Amonyak-su çiftine nano boyutundaki alüminyum (Al₂O₃) partikülünün ilave edilmesinin DAR sistemin ısı performansına etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Akışkan içine nano partiküllerin eklenmesi, nano partiküller nedeniyle yüzey alanı ve akışkanın ısı kapasitesini arttırdığından dolayı ısı transferinde önemli bir iyileşme sağlandığını ifade etmişlerdir. Deneylerden, nanopartiküller içeren sistemin, jeneratörden daha iyi ısı soğurma sağladığını ve soğutucunun soğutma/soğurma sıvısından daha hızlı buharlaşmasını sağladığını ortaya koymuştur. Sonuç olarak, nano akışkansız sistemin COP değerinin 0,213-0,280 arasında değişirken nano akışkanlı sistemin COP değerinin 0,225-0,295 arasında değiştiğini gözlemlemişlerdir ve nano akışkanlı sistemin performans değerinin nano akışkansız sistem performansından daha iyi olduğunu bulmuşlardır.

Lee vd. (2014) [33]	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Helyum	Hacimsel % 0.01-0.08 19 mm N-decane	✓	✓	<ul style="list-style-type: none"> Amonyak-su çözeltisinde dağıtılan nano boyutlu yağ damlacıklarının (N-decane) DAR sisteminin performansı üzerine etkisini araştırmışlardır. İkili nanoemülsiyonları yapmak için NH₃/H₂O çözeltisine N-decane yağı eklenmiş ve kararlı dağılım (disperse) için yüzey aktif madde (surfactants) olarak C12E4 (Polyoxyethylene lauryl ether) ve TWEEN20 (Polyoxyethylen sorbitan monolaurate, C58H114O26) kullanmışlardır. İkili nanoemülsiyon sıvısının, DAR sisteminin COP'sini, NH₃-H₂O kullanan sisteme nazaran % 15 kadar arttırdığını bulmuştur.
Mevcut Çalışma	NH ₃ -H ₂ O ikilisi ve inert gaz Helyum	Ağırlıkça %0,68 CuO ve TiO ₂	✓	✓	<ul style="list-style-type: none"> Çalışma akışkanı olarak amonyak-su-helyum (NH₃-H₂O-He) ve ısı kaynağı olarak elektrikli rezistans kullanan difüzyon absorpsiyonlu soğutma (DAR) sisteminde bakır oksit (CuO) ve titanyum dioksit (TiO₂) nano partikülünün enerji ve ekserji performansına etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. En yüksek enerji verimi 0,377 olarak NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemde elde edilirken, en düşük enerji verimi 0,226 olarak NH₃-H₂O-He çalışma akışkanlı sistemden elde edilmiştir. Enerji veriminin aksine, en yüksek ekserji verimi 0,701 olarak NH₃-H₂O-He çalışma akışkanlı sistemde hesaplanırken, en düşük ekserji verimi 0,597 olarak NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemde hesaplanmıştır. Sonuç olarak, CuO ve TiO₂ nano partiküllerinin enerji verimini sırasıyla %13,32 ve %66,75 arttırdığı, enerji veriminin aksine CuO ve TiO₂ nano partiküllerinin ekserji verimini sırasıyla % 3,42 ve % 17,53 azalttığı gözlemlenmiştir.

Çizelge 2.1.'de görüldüğü gibi DAR sistemlerinin enerji analizi üzerine yoğun bir şekilde çalışılırken (kaynak 1,3,5-25], enerji ve ekserji analizi üzerine kısıtlı bir çalışma mevcuttur. (kaynak 26-31). Son yıllarda DAR sistemlerinin enerji performansını arttırmak amacı ile nano partikül kullanımı ile ilgili çalışmalar devam etmektedir ve literatürde çok az çalışmaya rastlanmıştır (kaynak 32 ve 33). Nano partikül olarak Al_2O_3 ve N-decane kullanılmış ve sistem enerji performansında artışlar gözlenmiştir. Bu çalışmada, nano partikül olarak CuO ve TiO_2 kullanımının hem enerji hem de ekserji performansına etkisi deneysel olarak araştırılmıştır.



3. DENEYSEL ÇALIŞMA

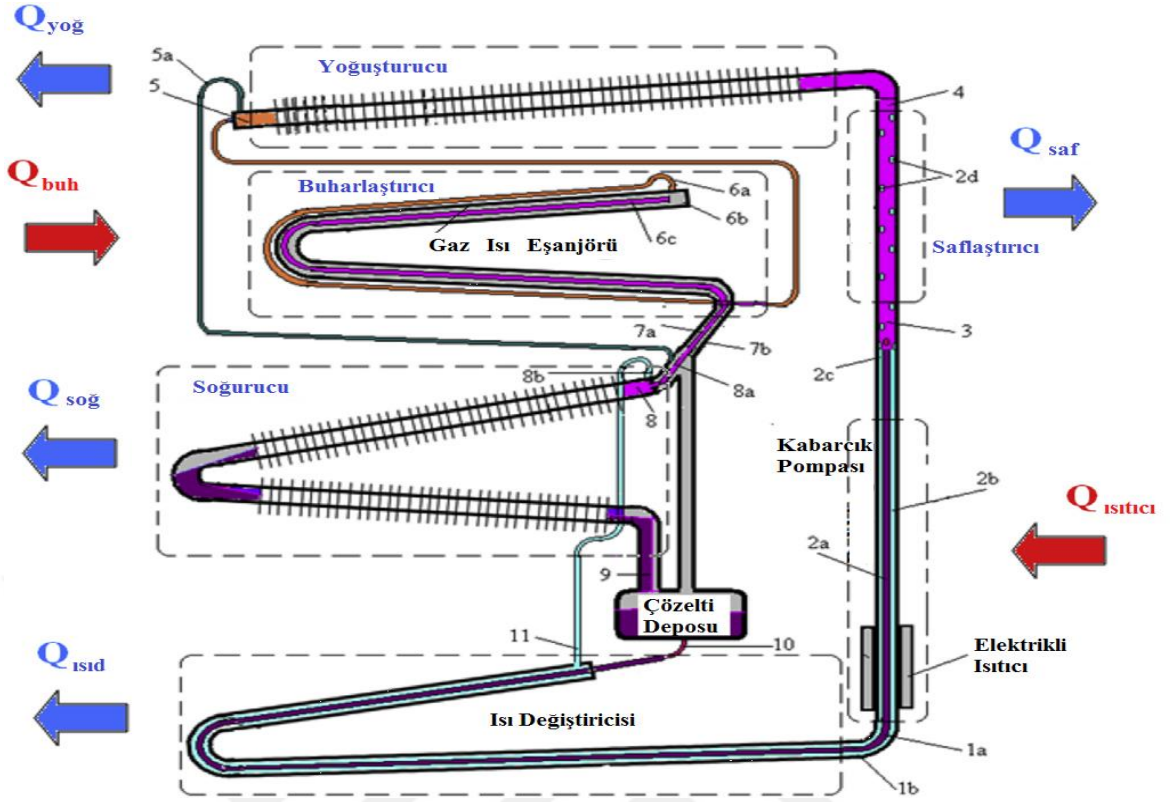
3.1. Absorpsiyon Soğutma Sisteminin Tasarımı

Bu çalışmada, Resim 3.1.1’de verilen DAR sistemi tasarlanmış ve imal edilmiştir. Sisteme %32 amonyak derişiminde 110 ml hacminde amonyak su çözeltisi ve yardımcı gaz olarak 11 bar basınçta helyum gazı şarj edilmiştir.



Resim 3.1. 1. Bir Difüzyon Absorpsiyon Soğutma Sisteminin Şematik Bir Görünümü

Şekil 3.1.1.’de şematik olarak gösterildiği gibi difüzyon absorpsiyon soğutma sistemi jeneratör-kabarcık pompası, saflaştırıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber, ısı değiştirici ekipmanlarından oluşmaktadır.



Şekil 3.1.1. Bir Difüzyon Absorpsiyon Soğutma Sisteminin Şematik Bir Görünümü [27]

Kaynatıcıya verilen elektrik direnci ile oluşan ısı, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ karışımında ki amonyakı homojen olarak karışımın içinden buharlaşarak çözer. Bu çözünme sonrasında amonyak buharı ve amonyak bakımından derişimi azalan çözelti (fakir çözelti) habbecik pompası içinde yükselir. Amonyak buharı 3 noktası olan saflaştırıcıya doğru ilerler ve fakir çözelti ise 2a noktasına geri dönerek ısı değıştiriciden geçip soğurucuya gelir. Sistemde fakir çözeltinin ısı değıştiricisinden geçirilmesinin amacı kaynatıcıda aldığı ısının bir miktarını çözünme işlemi için soğurucudan kaynatıcıya gelen amonyak bakımından derişimi yüksek çözeltiye (zengin çözelti) vermesidir. Saflaştırıcıya gelindiğinde ise amonyak buharı içinde barındırdığı bir miktar su buharından çözünür. Burada gerçekleşen bu çözünme, saflaştırıcıdan çevreye olan ısı geçişi nedeniyle sıcaklığın düşerek su buharının yoğuşması şeklinde gerçekleşir. Yoğuşan su 2d noktasına geri dönerek habbecik pompası çıkışındaki fakir çözelti ile birleşir. Amonyak buharı ise saflık derecesine yaklaşılarak yoğuşturucuya gelir. Yoğuşturucuya (Kondanser) saflık derecesine yakın bir şekilde giren amonyak buharı 4 noktasında yoğuşarak sıvı faza geçiş yapar. Sıvı faza geçemeyen bir miktar amonyak buharı çözelti deposuna (5a noktası) ve sıvı fazdaki amonyak (5 noktası) ise buharlaştırıcıya gelir. Buharlaştırıcı (Evaporatör) sıvı amonyak,

yardımcı gaz olan helyum gazıyla karşılaşır. Bu karşılaşmada kısmi basıncı düşen amonyak, helyum gazı içinde yayılarak buharlaşmaya başlar. Helyum gazı karşılaşmanın olduğu sıcaklık değeri için belirli bir miktar amonyak buharını bünyesine taşır. Buharlaştırıcı içinde amonyak ilerlerken kısmi basıncı artar ve buharlaştırıcı çıkışında tamamen buhar fazına geçebilir. Amonyak buharı ve helyum karışımı soğurucuya gelir. Soğurucuda, amonyak ve helyum gazı karışımını, kaynaticıdan gelen ve ısı değiştiriciden geçen fakir çözelti ile birleşir. Bu bölgede amonyak buharı helyum gazından ayrılır ve fakir çözelti tarafından soğurur. Soğurucu çıkışında helyum gazı saf halde, fakir çözelti ise amonyak bakımından zenginleşerek zengin çözelti olarak çıkar. Zengin çözelti, çözelti deposuna girer ve oradan ısı değiştiricide ön ısıtmadan geçerek kaynaticıya gelir. Böylece sistem çevrimi tamamlanmış olur. Sistem içinde her bir akışkan için üç ayrı çevrim meydana gelir. Bu çevrimler; soğurucu akışkan yani amonyak bakımından fakir olan su çevrimi, soğutucu akışkan (amonyak) çevrimi ve basınç dengeleyici olan yardımcı gaz olan helyum gazı çevrimi olarak açıklanabilir. Soğurucu akışkan çevrimi kaynaticı, ısı değiştirici ve soğurucu arasında meydana gelir. Soğutucu akışkan çevrimi, kaynaticı, saflaştırıcı, yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı, soğurucu, ısı değiştirici ve tekrar kaynaticı arasında meydana gelir. Basınç dengeleyici yardımcı gaz çevrimi ise buharlaştırıcı ile soğurucu arasında gerçekleşir [34].

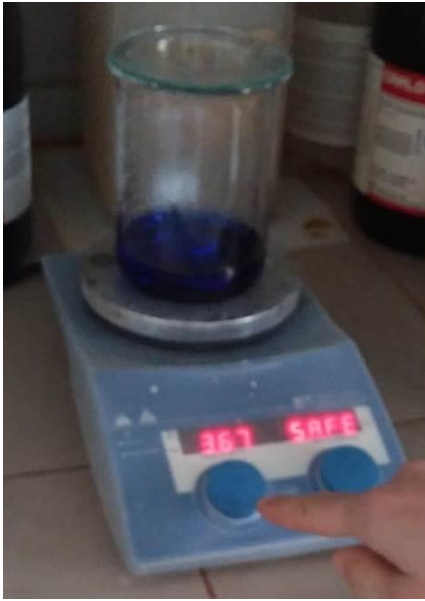
3.2. Nano Akışkanının Hazırlanması

Absorpsiyonlu soğutma sistemin de, elektriğin ısıya dönüştürüldüğü kaynaticıdaki amonyak-su karışımından buhar fazındaki amonyağın daha hızlı ayrılmasını sağlamak amacıyla iş akışkanı içerisine nano partikülleri eklenmektedir [35].

Bu çalışmada, DAR sistemlerinde yaygın olarak kullanılan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çalışma akışkanına ısıl performansı artırmak amacıyla CuO ve TiO_2 nano partikülleri ilave edilmiştir. Sisteme şarj edilen CuO nano tozunun uygulama alanları oldukça geniştir. Termoelektrik malzemelerde, iletken malzemelerde, algılama malzemelerinde, katalizörlerde, seramiklerde ve camlarda uygulanır. TiO_2 nano tozu geniş bir kullanım alanına sahiptir. Kozmetik ve güzellik sektöründen plastik kaplama ve gıda ambalaj

malzemelerine kadar, UV ışınlarına dayanıklı malzeme üretimlerinden cam ve seramik uygulamalarında kullanılır.

İlk olarak, 110 ml amonyak su çözeltisine Çizelge 3.2.1.'de teknik özellikleri verilen ve amonyak su derşiminin ağırlıkça % 0,68'i olan 0,66 gr CuO Nano partikülü ekleyerek 24 saat boyunca karışımı sağlanmıştır (Resim 3.2.2). Hazırlanan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ karışımı sisteme şarj edilmiştir ve yardımcı gaz olarak helyum gazı seçilmiştir.

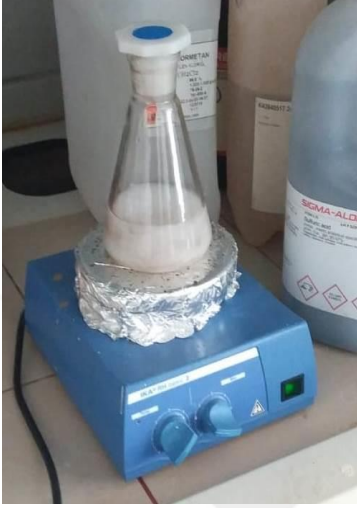


Resim 3.2. 1. CuO Karışımın Yapılması ve Deney Setine Şarj Edilmesi

Çizelge 3.2. 1. CuO Nano Partikülün Teknik Özellikleri

Saflık %	% 99,5
Renk	Siyah
Ortalama partikül boyutu	<77 nm
Özgül yüzey alanı	20 m ² /g
Kitle Yoğunluğu	0,8 gr /cm ³
Yoğunluk	6,5 gr/m ³
Biçim	Küresele yakın
Element Analizi	Ca <0,003 Fe <0,008 Mg < 0,007 Mn <0,003 Co <0,006

İkinci olarak, 110 ml amonyak su çözeltisine Çizelge 3.2.2.'de teknik özellikleri verilen ve amonyak su derşiminin ağırlıkça % 0,68'i olan 0,66 gr TiO₂ nano partikülü ekleyerek 24 saat boyunca karışımı sağlanmıştır (Resim 3.2.3). Hazırlanan NH₃-H₂O-He+TiO₂ karışımı sisteme şarj edilmiştir ve yardımcı gaz olarak helyum gazı seçilmiştir.



Resim 3.2. 2. TiO₂ Karışımın Yapılması ve Deney Setine Şarj Edilmesi

Çizelge 3.2. 2. TiO₂ Nano Partikülün Teknik Özellikleri

Saflık %	% 99,55
Renk	Beyaz
Ortalama partikül boyutu	13 nm
Özgül yüzey alanı	60 m ² /g
Kitle yoğunluğu	0,19 gr/cm ³
Gerçek Yoğunluk	4,1 gr/cm ³
Kurutmada Ağırlık Kaybı	1,0
Ateşlemede Ağırlık Kaybı	3,0
P-H	5,5-6,5
Bileşik Analizi	K 0,0085 Na 0,0076 Fe 0,005 Al 0,005

3.3. Deneylerin Yapılışı

Yapılan tüm deneylerde jeneratör-kabarcık pompasının, saflaştırıcının, yoğurturucu ve buharlaştırıcının giriş-çıkış değerleri, soğutma odası, ortam sıcaklıkları, sistem çalışma basıncı ve enerji tüketimi ölçülmüştür.

Sıcaklık ölçümleri K tipi termokupl (± 0.25 °C) ile yapılmıştır. Giriş-çıkış sıcaklıkları, dış borunun metal yüzeyine temas ettirilerek ölçülmüştür. Soğutma odası ve ortam sıcaklığı ölçmek için termokupl (± 0.2 °C) kullanılır. Sistemin çalışma basıncını ölçmek için ise analog manometre (± 0.2 bar) kullanılmıştır. Elektrik tüketimi elektronik elektrik sayacı (± 0.1 kWh) ile deney süresince 5 dakikada bir kaydedilmiştir. Deneyler 4'er saat yapılmış ve sıcaklık ölçümleri birer dakika ara ile kaydedilmiştir ve 10'ar defa tekrarlanmıştır.

Bu tez kapsamında, ilk olarak çalışma akışkanı olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çözeltisi, yardımcı gaz olarak 11 bar basınçlandırılan helyum gazı ve ısı kaynağı olarak elektrik direnci kullanılan bir DAR sistemi tasarlanmıştır. Sisteme amonyak konsantrasyonu % 32 olan 110 ml amonyak-su çözeltisi şarj edilmiştir. Isı kayıplarını en aza indirmek için jeneratör-kabarcık pompası, ısı eşanjörü sistemi yalıtılmıştır.

İkinci aşamada, çalışma akışkanı olarak 110 ml $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çözeltisine amonyak su derşiminin ağırlıkça % 0,68'i olan 0,66 gr CuO nano partikülü ilave edilerek yeni bir çalışma akışkanı hazırlanmıştır. Yardımcı gaz olarak 11 bar basınçlandırılan helyum gazı ve ısı kaynağı olarak elektrik direnci kullanılmıştır.

Son olarak, çalışma akışkanı olarak 110 ml $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çözeltisine amonyak su derşiminin ağırlıkça % 0,68'i olan 0,66 gr TiO_2 nano partikülü ilave edilerek yeni bir çalışma akışkanı hazırlanmıştır. Yardımcı gaz olarak 11 bar basınçlandırılan helyum gazı ve ısı kaynağı olarak elektrik direnci kullanılmıştır.

4. TERMODİNAMİK ANALİZ

Bu çalışmada, termodinamik analizde aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Boru boyundaki basınç düşüşleri ve hidrostatik basınçlar ihmal edilmiştir;
- Sıvı çözelti (2c) ve kabarcık pompası çıkışı (3) sıcaklıkları eşit alınmıştır. ($T_{2c}=T_3$)
- Jeneratör yalıtıldığından dolayı ve çevreye olan ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
- Evaporatör girişindeki çalışma akışkanı karışımı ve yardımcı gaz adyabatik kabul edilmiştir.
- 5a noktasında hiçbir akış olmadığı kabul edilmiştir.
- Ölü hal sıcaklığı, ölçülen ortam sıcaklığı olarak kabul edilmiştir.

Termodinamik analizlerde, ortalama günlük sıcaklık değerleri ve kararlı durum koşullarındaki basınç değerleri hesaplarda kullanılmıştır. Amonyaklı su çözeltisinin çevrimin kontrol hacimlerinin termodinamik özellikleri REFPROP 9.0 yazılımından elde edilmiştir. Kütle ve enerji ve ekserji dengeleri ve termodinamik özellikleri aynı anda çözülmüştür.

4.1. Enerji Analizi

Termodinamik analizde öncelikle difüzyon absorpsiyon soğutma sisteminin her bir ekipmanı için kontrol hacimleri belirlenir. Sistemin her bir ekipmanı için ısı kayıpları, kazançları ve kapasitelerini içeren kütle ve enerji denge denklemleri aşağıda verilmiştir. Ekipmanla ilgili çeşitli özellikleri alt indisleri Şekil 3.1.1.' de gösterilmiştir.

4.1.1. Jeneratör ve kabarcık pompası

Zengin çözüm (\dot{m}_{1a}) jeneratör-kabarcık pompasına girer. Amonyak buharı elektrik rezistansı tarafından ısı girişi ($\dot{Q}_{ısıtıcı}$) ile zengin çözülden ayrılır. Amonyak buharı (\dot{m}_3)

kabarcık pompasından yükselir ve saflaştırıcıya ulaşır. Kabarcık pompasının çıkışındaki zayıf çözümü (\dot{m}_3), jeneratör aracılığıyla çözelti ısı değiştiricisine geri döner. Termodinamik analizlerde, sıvı çözeltinin (3_a) ve buhar kabarcıklarının (3) kapilerden çıktığı ve jeneratörü aynı sıcaklıkta ($T_{3a}=T_3$) olduğu kabul edilir. Böylece jeneratör-kabarcık pompası için kütle ve enerji dengeleri aşağıda verilmiştir:

$$\dot{m}_{1a} = \dot{m}_3 + \dot{m}_{2c} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{1a}X_{1a} = \dot{m}_3X_3 + \dot{m}_{2c}X_{2c} \quad (2)$$

$$\dot{m}_{1a}h_{1a} + \dot{Q}_{ısıtıcı} = \dot{m}_3h_3 + \dot{m}_{2c}h_{2c} \quad (3)$$

Burada \dot{m} çalışma maddesinin kütle akış hızı (kg s^{-1}), h özgül entalpi (kJ kg^{-1}), $\dot{Q}_{ısıtıcı}$, jeneratördeki elektrik gücü girişidir (W), X amonyak su karışımının kütle oranıdır (11).

4.1.2. Saflaştırıcı

Kaynattıcıdan çıkan buhar, saf soğutucu değildir. Bu durum hala az miktarda emici içerdiği anlamına gelir. Çünkü amonyağın kaynattıcıdan sonra mümkün olduğunca sudan temizlenmiş olarak devreye sevk edilmesi, sistem veriminin artırması bakımından önemlidir. Böylece saflaştırıcıdaki kısmi bir yoğunlaşma ile biraz daha arıtılır. Bu işlemle su ve amonyağın kaynama noktaları oldukça farklı olduğundan su buharı yoğunlaşarak birikir ve saflığa yakın amonyak buharı elde edilir. Emici zengin sıvı tekrar kaynattıcıya düşer. Arıtılmış buharın kütle akışı ve çevreye verilen ısı, aşağıdaki gibi ifade edilen kütle ve enerji dengelerinden ifade edilebilir;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{2d} \quad (4)$$

$$\dot{m}_3X_3 = \dot{m}_4X_4 + \dot{m}_{2d}X_{2d} \quad (5)$$

$$\dot{m}_3h_3 = \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_{2d}h_{2d} + \dot{Q}_{saf} \quad (6)$$

4.1.3. SHX (çözelti ısı değiştiricisi)

Shx'de, jeneratörden çıkan zayıf çözelti (4), emiciden gelen zengin çözeltiliye daha düşük bir sıcaklıkta enerji verir. Shx'i karakterize eden kütle ve enerji dengeleri ve ısı transferi aşağıdaki gibi belirtilmiştir;

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{1a} = \dot{m}_{rs} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{1b} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{ps} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{1b} = \dot{m}_{2c} + \dot{m}_{2d} \quad (9)$$

$$\dot{m}_{1b}X_{1b} = \dot{m}_{2c}X_{2c} + \dot{m}_{2d}X_{2d} \quad (10)$$

$$\dot{m}_{1b}h_{1b} = \dot{m}_{2c}h_{2c} + \dot{m}_{2d}h_{2d} \quad (11)$$

$$\dot{m}_{1b}h_{1b} + \dot{m}_{10}h_{10} = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{1a}h_{1a} + \dot{Q}_{ısıd} \quad (12)$$

4.1.4. Kondanser (Yoğuşturucu)

Kondanser amonyak buharının yoğuşmasını sağlar. Soğutucu akışkan buharı işletme basıncı ile aynı yüksek basınçla sıvının içinde yoğunlaştığı yoğuşturucuya girer. Kondanser için kütle ve enerji dengeleri aşağıda verilmiştir.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (13)$$

$$\dot{m}_4h_4 = \dot{m}_5h_5 + \dot{Q}_{yoğ} \quad (14)$$

4.1.5. Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Kondanseri işletme basıncında bırakan sıvı soğutucu, buharlaştırıcı girişine ulaşır. Burada emiciden gelen inert gaz ile gaz ısı değiştiğinden karışır. Sonuç olarak, sıvı soğutucunun kısmi basıncı düşer ve düşük sıcaklıkta buharlaşmaya başlar. Kütle ve enerji dengeleri ise şu şekilde verilmiştir;

$$\dot{m}_{6a} + \dot{m}_{ig} = \dot{m}_{7b} \quad (15)$$

$$\dot{m}_{6a}h_{6a} + \dot{m}_{ig}h_{ig} + \dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{7b}h_{7b} \quad (16)$$

4.1.6. Emici/Soğurucu (Absorber)

Su amonyak buharını emerek eriyik oluşturur. Sıcaklık düştükçe suyun amonyağı emme kabiliyeti artar. Ancak suyun donma derecesinin altına inilmez. Katılaşma olması istenmez, 0 derece mutlak değerdir. Sistemde soğutucu buhar, jeneratörden dönen zayıf çözelti tarafından emilir ve zengin çözelti deposuna akar. Helyum ve amonyak atıkları buharlaştırıcıya doğru akar. Kütle ve enerji dengeleri ve çevreye verilen ısı aktarımı aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_{ig} = \dot{m}_{7b} + \dot{m}_{8b} \quad (17)$$

$$\dot{m}_9h_9 + \dot{m}_{ig}h_{ig} + \dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{7b}h_{7b} + \dot{m}_{8b}h_{8b} \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{soğ} = \dot{m}_{7b}h_{7b} + \dot{m}_{8b}h_{8b} - \dot{m}_9h_9 - \dot{m}_{ig}h_{ig} \quad (19)$$

4.1.7. COP (Enerji Performansı Katsayısı)

COP (Enerji Performansı Katsayısı), buharlaştırıcı tarafından çıkan ısının, kabarcık pompasında verilen ısıya oranı olarak tanımlanır;

$$COP = \frac{E_{out}}{E_{in}} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{ısıtıcı}} \quad (20)$$

4.2. Ekserji Analizi

Ekserji analizi termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına dayanır. Çevre ile ilgili olarak bir malzemenin veya bir enerji akımının maksimum çalışma potansiyeli olarak tanımlanır. Ekserji analizinde ölçülen ortam sıcaklığı, ölü durum sıcaklığı (T_0) olarak değerlendirilir. Genel ekserji oranı dengesi şöyle ifade edilir.

$$\dot{E}x_{heat} - \dot{E}x_{work} + \dot{E}x_{mass,in} - \dot{E}x_{mass,out} = \dot{E}x_{dest} \quad (21)$$

ve formül açıldığında ise;

$$\Sigma \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \Sigma \dot{m}_{in} \Psi_{in} - \Sigma \dot{m}_{out} \Psi_{out} = \dot{E}x_{dest} \quad (22)$$

\dot{Q}_k , k noktasında T_k sıcaklığında sınırdan geçen ısı transfer hızıdır. \dot{W} çalışma hızıdır ve Ψ , akış enerjisidir. Akışkan akış sistemi için spesifik ekserji ve ekserji oranı denklemleri aşağıda verilmiştir.

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (23)$$

$$\dot{E}x = \dot{m}(h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (24)$$

$$\dot{S}_{gen.} = \Sigma \dot{m}_{out} S_{out} - \Sigma \dot{m}_{in} S_{in} - \Sigma \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (25)$$

Ekserji imhası için, entropi üretimi $\dot{S}_{gen.}$ ilk olarak hesaplanır ve aşağıdaki denklemde kullanılır.

$$\dot{I} = \dot{E}x_{dest} = T_0 \dot{S}_{gen.} \quad (26)$$

4.2.1. Jeneratör ve kabarcık pompası

Jeneratör ve kabarcık pompası için ekserji ifadesi şu şekilde gösterilmiştir.

$$\dot{I}_{\text{ısıtıcı}} = T_0 \left(\dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_{2c} s_{2c} - \frac{\dot{Q}_{\text{ısıtıcı}}}{T_{\text{ısıtıcı}}} - \dot{m}_{1a} s_{1a} \right) \quad (27)$$

4.2.2. Saflaştırıcı

Saflaştırıcı için ekserji ifadesi şu şekilde gösterilmiştir.

$$\dot{I}_{\text{saf}} = T_0 \left(\dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_{2d} s_{2d} + \frac{\dot{Q}_{\text{saf}}}{T_{\text{saf}}} - \dot{m}_3 s_3 \right) \quad (28)$$

4.2.3. SHX (Çözelti Isı değiştiricisi)

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_{1a} = \dot{m}_{rs} \quad (29)$$

$$\dot{m}_{1b} + \dot{m}_{11} = \dot{m}_{ps} \quad (30)$$

$$\dot{I}_{\text{ısid}} = T_0 \left(\dot{m}_{1a} s_{1a} + \dot{m}_{11} s_{11} + \frac{\dot{Q}_{\text{ısid}}}{T_{\text{ısid}}} - \dot{m}_{10} s_{10} - \dot{m}_{1b} s_{1b} \right) \quad (31)$$

$$\dot{I}_{\text{ısid}} = T_0 \left[\dot{m}_{rs} (s_{1a} - s_{10}) + \dot{m}_{ps} (s_{11} - s_{1b}) + \frac{\dot{Q}_{\text{ısid}}}{T_{\text{ısid}}} \right] \quad (32)$$

4.2.4. Kondanser (Yoğuşturucu)

Kondanser için ekserji analizi aşağıdaki denklemden hesaplanır;

$$\dot{I}_{\text{yoğ}} = T_0 \left(\dot{m}_5 s_5 + \frac{\dot{Q}_{\text{yoğ}}}{T_{\text{yoğ}}} - \dot{m}_4 s_4 \right) \quad (33)$$

4.2.5. Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Evaporatör için ekserji analizi aşağıdaki denklemden hesaplanır;

$$\dot{I}_{buh} = T_0 (\dot{m}_{7b} s_{7b} - \dot{m}_{6a} s_{6a} - \dot{m}_{ig} s_{ig} - \frac{\dot{Q}_{buh}}{T_{buh}}) \quad (34)$$

4.2.6. Emici/Soğurucu (Absorber)

Absorber için ekserji analizi aşağıdaki denklemden hesaplanır;

$$\dot{I}_{soğ} = T_0 (\dot{m}_9 s_9 + \dot{m}_{ig} s_{ig} + \frac{\dot{Q}_{soğ}}{T_{soğ}} - \dot{m}_{7b} s_{7b} - \dot{m}_{8b} s_{8b}) \quad (35)$$

4.2.7. Diğer Bileşenler

Diğer bileşenler için boru hatları ve çözelti deposu olarak ekserji analizi aşağıdaki formülden hesaplanır;

$$\dot{I}_{diğer} = \dot{Q}_{diğer} \left(1 - \frac{T_0}{T_{diğer}} \right) \quad (36)$$

4.2.8. EXCOP (Ekserji Performansı)

DAR sisteminin ekserji performansı, eşitlik 37 ile belirlenir.

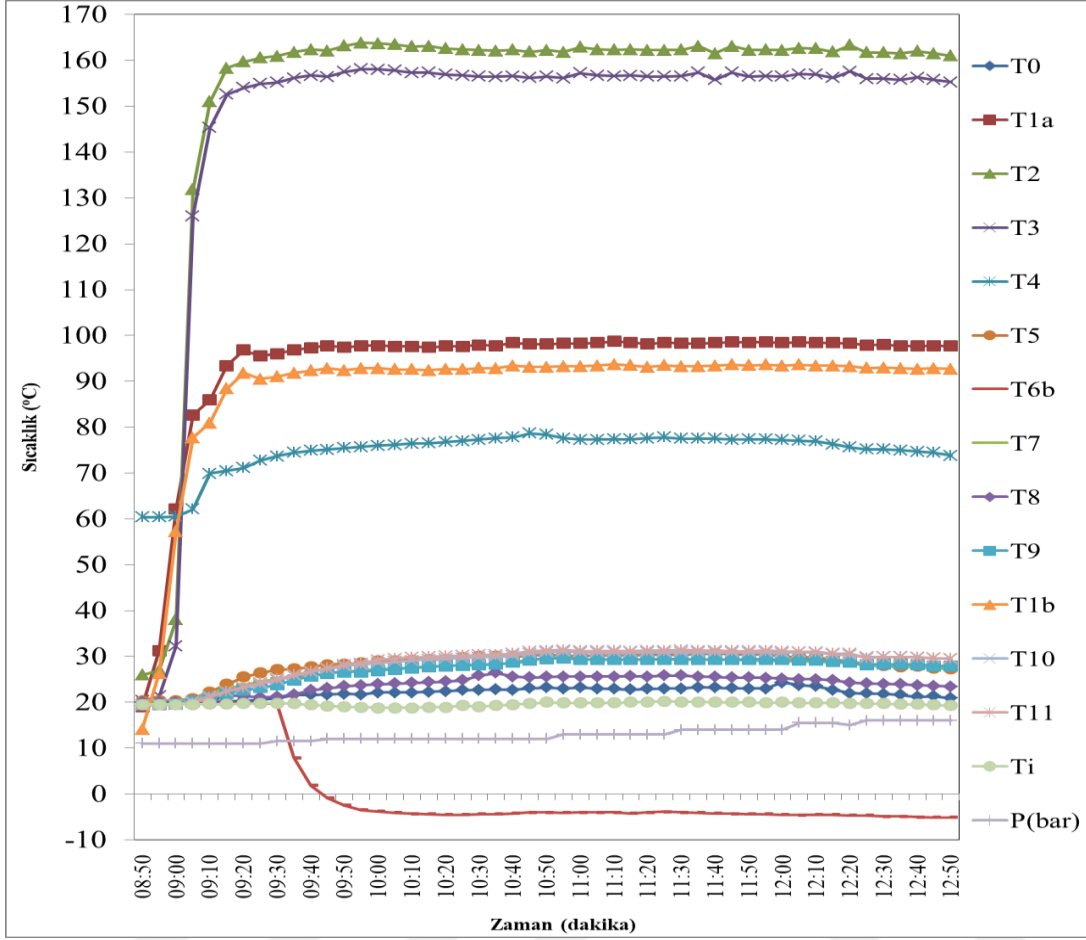
$$EXCOP = 1 - \frac{\dot{E}_{x_{yıkım}}}{\dot{E}_{x_{giren}}} \quad (37)$$

Eşitlikteki hesaplamalar için gerekli termodinamik özellikler (1-37) REFPROP 9.0 yazılımından elde edilmiştir.

5. BULGULAR

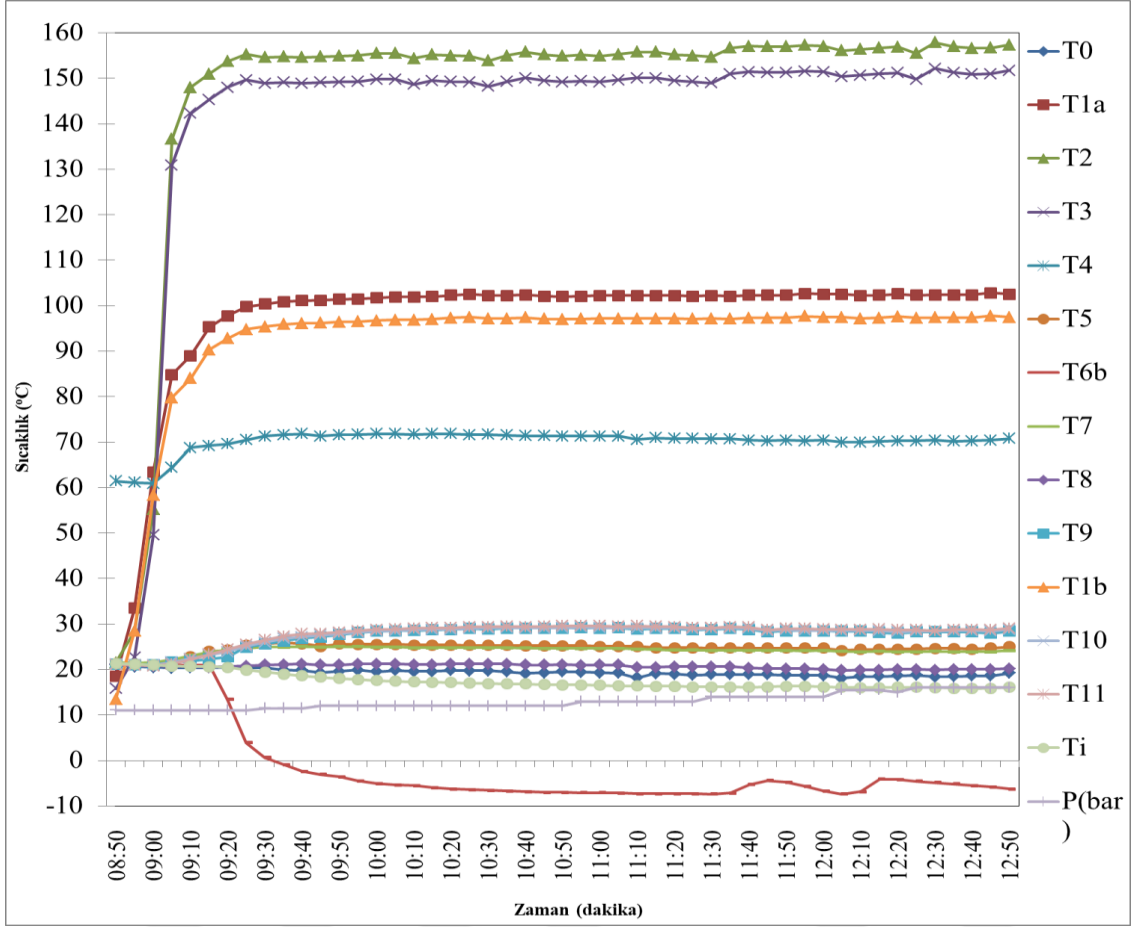
Literatürde farklı absorpsiyon soğutma sistemlerinin deneysel enerji performansı üzerine bir çok çalışma mevcuttur. Bunun yanında deneysel ekserji analizi üzerine az sayıda çalışma vardır. Son yıllarda DAR sistemlerinin performansını arttırmaya yönelik nano partiküllerin kullanımı yaygınlaşmaktadır. Fakat nano partikül kullanım üzerine çok az sayıda çalışma mevcuttur. Bu tez kapsamında, çalışma akışkanı olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ kullanan sistem ile $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanı kullanan DAR sistemlerinin enerji ve ekserji analizleri yapılmış ve karşılaştırılmıştır. Analizlerde, her bir sistemin tüm bileşenleri için enerji kayıp/kazanç, ekserji kayıpları, enerji ve ekserji verimleri hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır.

Deneysel benzer çevre sıcaklığında yapılmıştır. Şekil 5.1, 5.2 ve 5.3'de sırasıyla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ için deney ölçüm sonuçları verilmiştir.



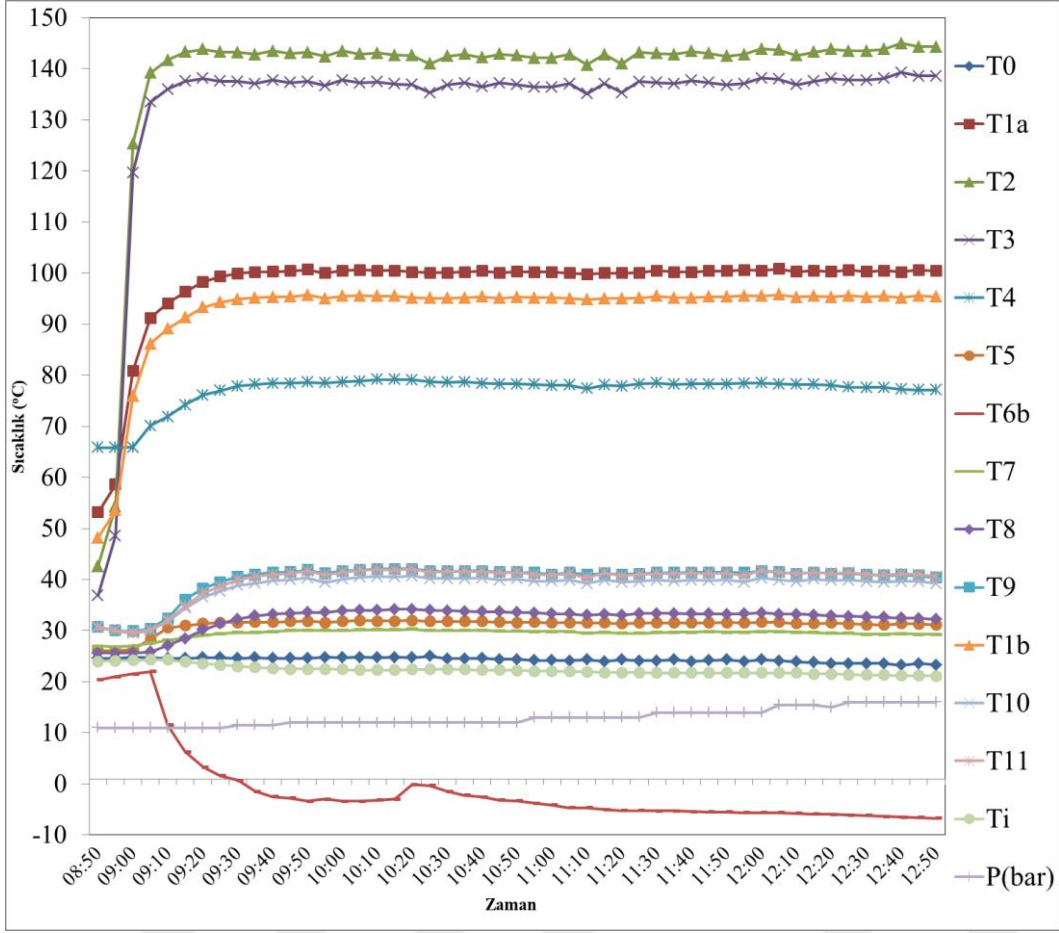
Şekil 5. 1. NH₃-H₂O-He deney ölçüm sonuçları

Şekil 5.1’de görüldüğü gibi sistem soğutmaya geçtikten sonraki kararlı hal 119. dakikadadır. Soğutmaya başladığı andaki kararlı hale geçtikten sonra alınan ortalama sıcaklık değerleri enerji ve ekserji analiz hesapları için kullanılmıştır.



Şekil 5. 2. NH₃-H₂O-He+CuO deney ölçüm sonuçları

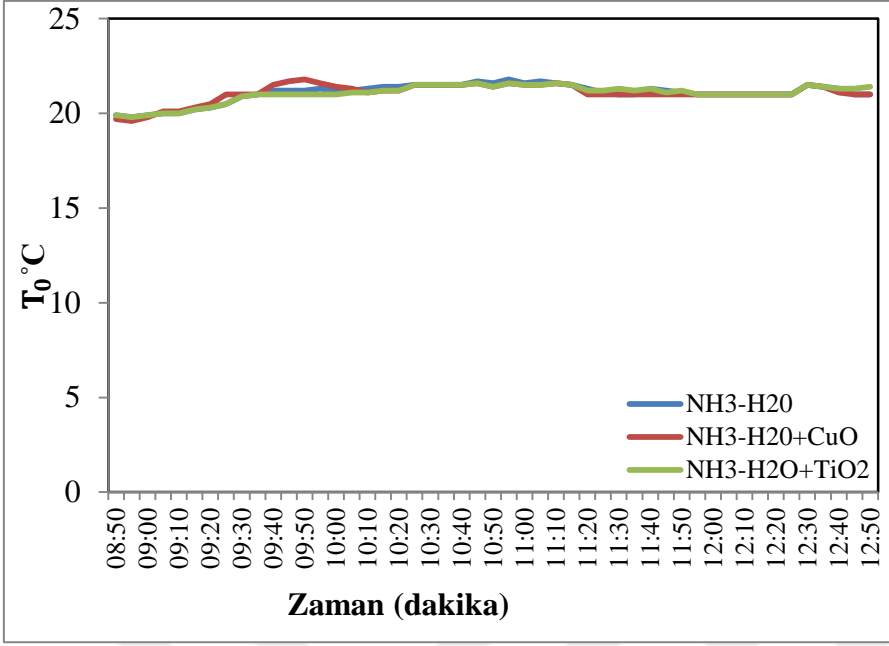
Şekil 5.2’de görüldüğü gibi sisteme CuO nano partikül takviyesi sonucu kararlı koşullar soğutmaya geçtikten sonraki kararlı hal 215. dakikada meydana gelmiştir. Soğutmaya başladığı andaki kararlı hale geçtikten sonra alınan ortalama sıcaklık değerleri enerji ve ekserji analiz hesapları için kullanılmıştır.



Şekil 5. 3. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ deney ölçüm sonuçları

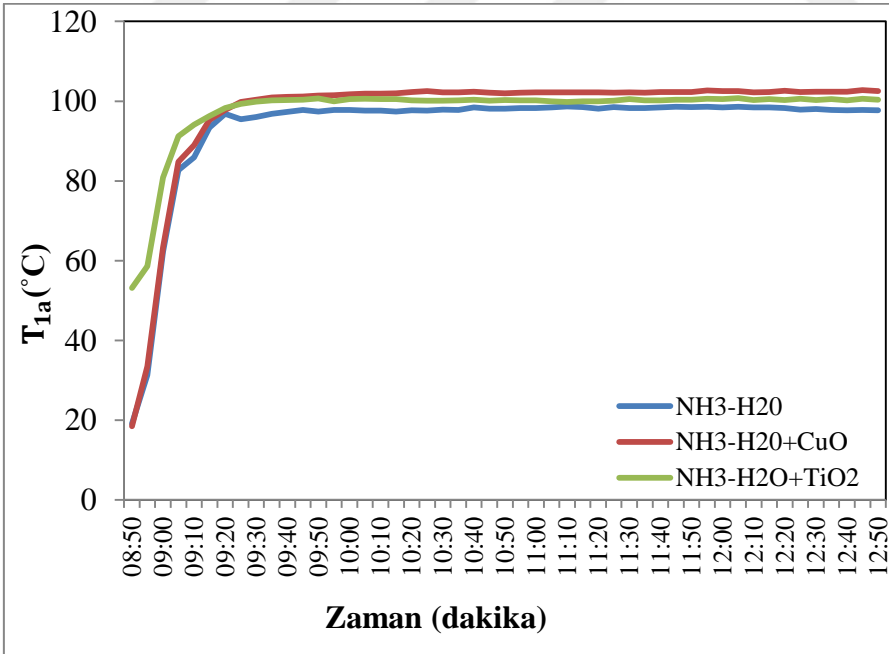
Şekil 5.3’de görüldüğü gibi sisteme TiO_2 nano partikül ilavesi sonucu soğutmaya geçtikten sonraki kararlı hal 143. dakikada oluşmuştur. Soğutmaya başladığı andaki kararlı hale geçtikten sonra alınan ortalama sıcaklık değerleri enerji ve ekserji analiz hesapları için kullanılmıştır.

Şekil 5.4-5.16’de her bir noktada ölçülen zamana bağlı sıcaklık değerleri verilmiştir. Ölçülen sıcaklık değerleri hesaplamaların sağlıklı sonuçlar vermesinde referans olmuş olup hesaplamaların sonuçları çizelgeler ve şekiller halinde aktarılmıştır.



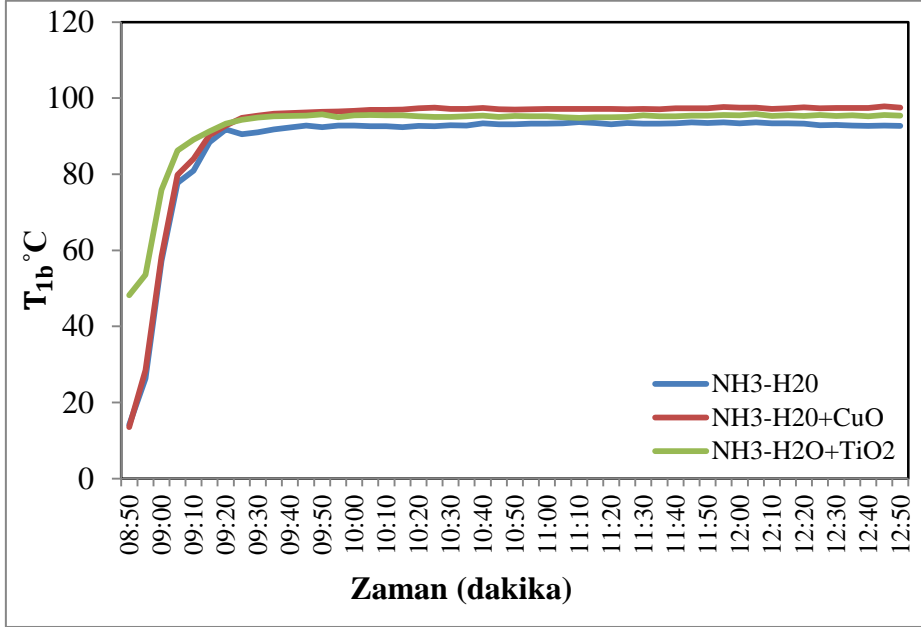
Şekil 5. 4. Çevre sıcaklığının zamana bağlı grafiği

Şekil 5.4'de görüldüğü gibi her çalışma akışkanının çevre sıcaklık koşulları birbirine çok yakın değerde ölçülmüştür. Hesaplamalarda 21 °C alınmıştır.



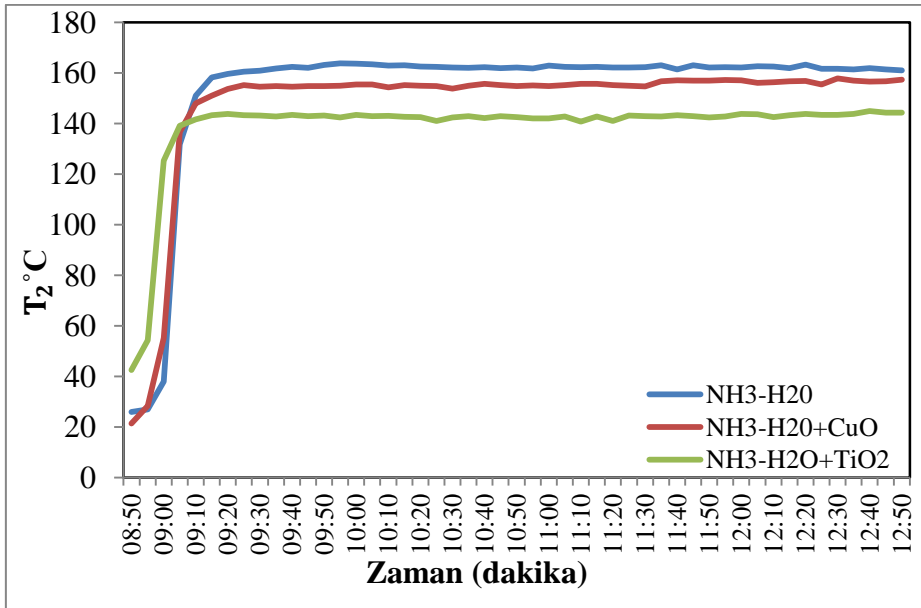
Şekil 5. 5. Kaynatıcı giriş sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Şekil 5.5’de görüldüğü gibi en yüksek kaynatıcı giriş sıcaklığı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ çalışma akışkanı kullanan sistemde elde edilirken en düşük ortalama kaynatıcı giriş sıcaklığı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ kullanan sistemde elde edilmiştir.



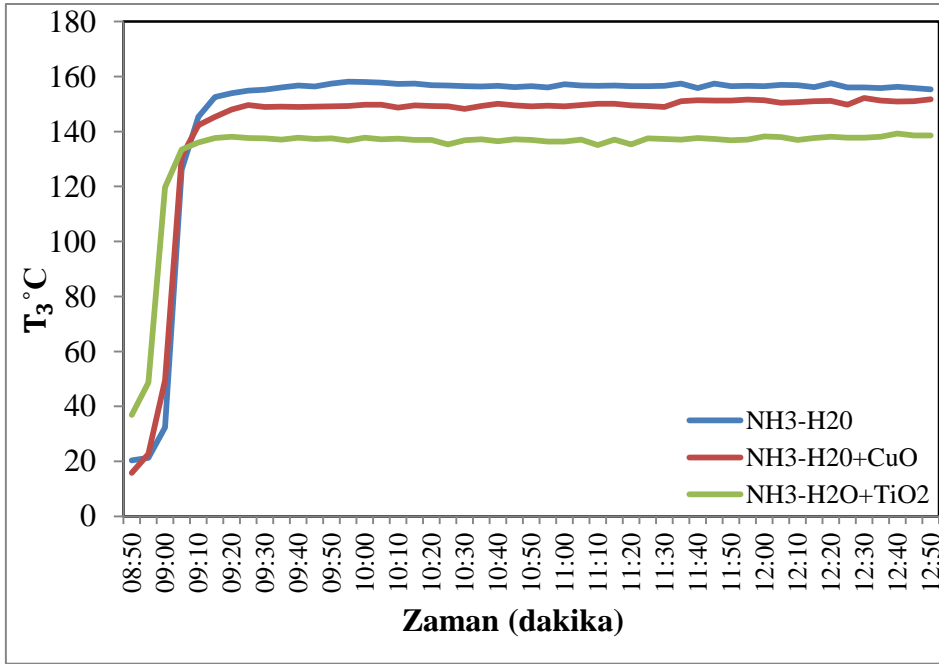
Şekil 5. 6. Isı Değişirici fakir çözelti girişi sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Şekil 5.6’de görüldüğü gibi, fakir çözelti ısı değiştirici giriş sıcaklığı kaynatıcı giriş sıcaklığına benzer olarak en yüksek $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ akışkanlı sistemde oluşurken, en düşük $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ akışkanlı sistemde meydana gelmiştir.



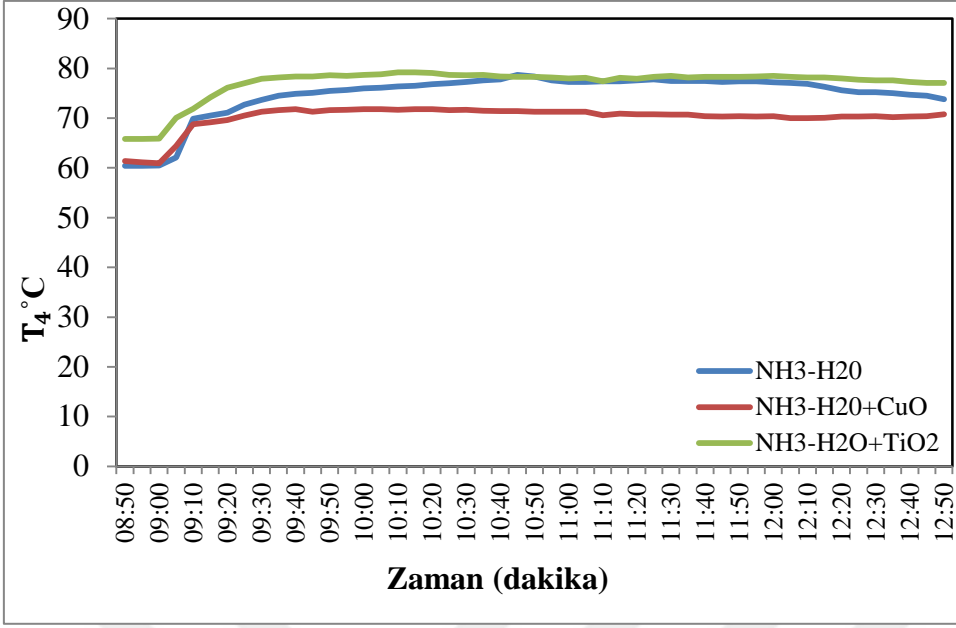
Şekil 5. 7. Kaynatıcı ortalama sıcaklığının zamana bağlı grafiği

Şekil 5.7’de görüldüğü gibi $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ karışımlarının kaynatıcı ortalama sıcaklığı verilmiştir. Kaynatıcı ortalama sıcaklıklarının tam olarak ölçülememesi sebebiyle elde edilen yaklaşık veriler $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ akışkan çifti $161,99\text{ }^\circ\text{C}$ ’ye ulaşmışken $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ karışımında $156,75\text{ }^\circ\text{C}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ karışımında ise $143,23\text{ }^\circ\text{C}$ tespit edilmiştir.



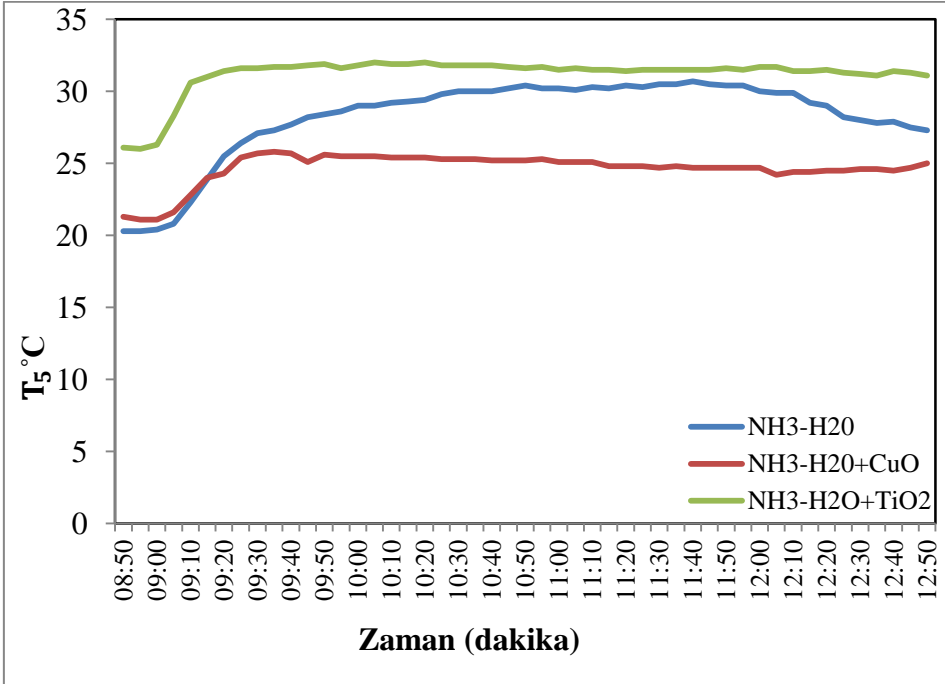
Şekil 5. 8. Kaynatıcı çıkışı sıcaklığını zamana bağlı grafiği

Şekil 5.8’de kaynatıcı çıkış sıcaklıkları zaman grafiği verilmiştir. Ölçülen sıcaklık değerleri kaynatıcı ortalama sıcaklıklarından bir miktar düşüş olduğu görülmüştür. Kaynatıcıdan çıkan buhar aynı sıcaklıkta saflaştırıcıya ilerleyerek buharın içerisinde kalan bir miktar suyun ayırma işlemleri gerçekleşir. Kaynatıcı çıkış sıcaklığı saflaştırıcı giriş sıcaklığına eşit kabul edilmiştir.



Şekil 5. 9. Saflaştırıcı çıkışı sıcaklığının zamana bağlı grafiği

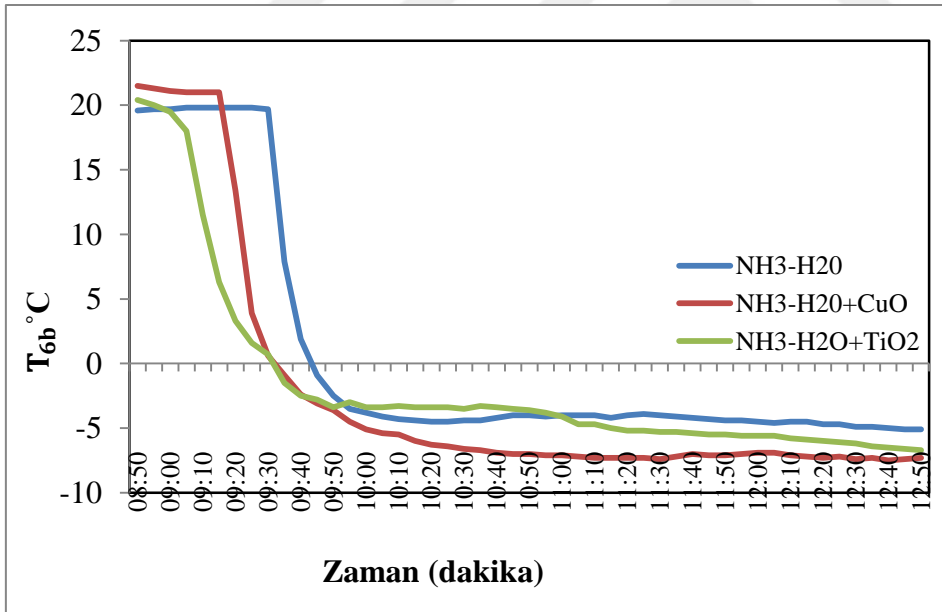
Şekil 5.9'de görüldüğü gibi $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ 76 °C, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ 70,32 °C ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ 78,04 °C ölçülmüştür. Kaynatıcıda elde edilen sıcaklıkların yarısından fazlası saflaştırıcıdan atılmıştır. Saflaştırıcı çıkış sıcaklığı yoğuşturucu giriş sıcaklığı olarak kabul edilerek hesaplarda bu eşitlik kullanılmıştır.



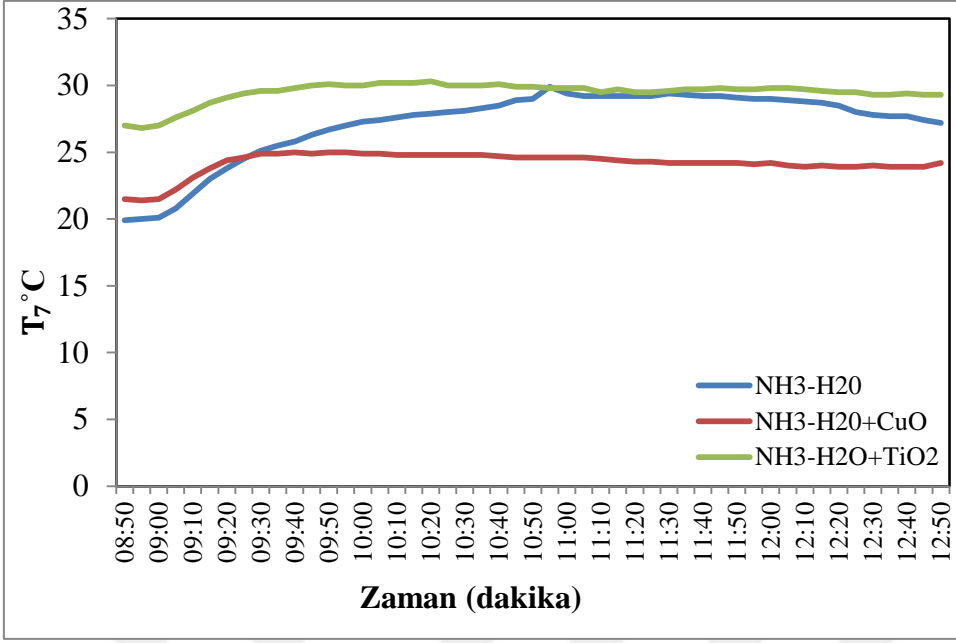
Şekil 5. 10. Yoğuşturucu çıkışı sıcaklığının zamana bağlı grafiği

Saflık derecesine ulaşan amonyak Şekil 5.10'da ki ölçülen sıcaklarda yoğunlaştırıcıya girerek yoğunlaşarak sıvı faza geçiş yapar. Bura yoğunlaşma sırasında dışarıya ısı atılır yoğunlaşmanın $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ karışımında daha düşük sıcaklıkta olduğu $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ karışımında ise daha yüksek sıcaklıkta gerçekleştiği görülmektedir.

Şekil 5.11'de buharlaştırıcının giriş sıcaklıkları görülmektedir. Sıvı amonyak yardımcı gaz olan helyumla karşılaşarak buharlaşmaya başlar. Deneyde soğuma başlangıcı ve kararlı hale geçiş noktası $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ karışımında $-4,39$ °C iken, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ karışımında $-5,02$ °C, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ karışımında ise $-5,76$ °C ortalama değerler bulunmuştur. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ akışkan çiftinde deney de elde edilen sonuçlarda sistemin soğutmaya geçme süresi 54. dakika olmasına rağmen 119. dakika sonrasında kararlı hale geçmiştir. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ akışkan çiftinde 45. dakika da soğutmaya başlamasına rağmen 215. dakika sonrasında kararlı hale geçmektedir. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ karışımı ise 41. dakika da soğutmaya başlasa da ve 143. dakika sonrasında kararlı hale geçmektedir.

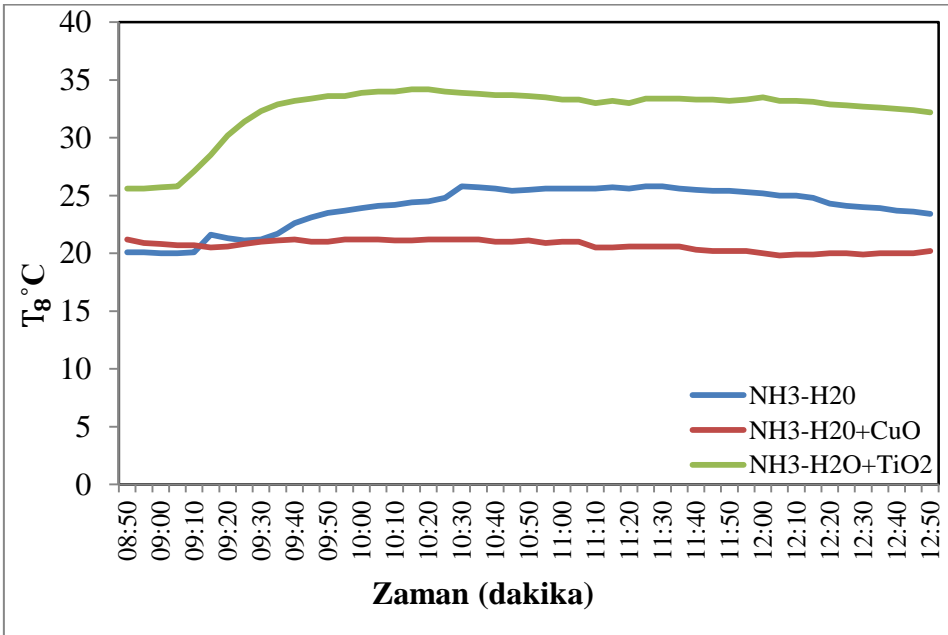


Şekil 5. 11. Buharlaştırıcı girişi sıcaklığının zamana bağlı grafiği



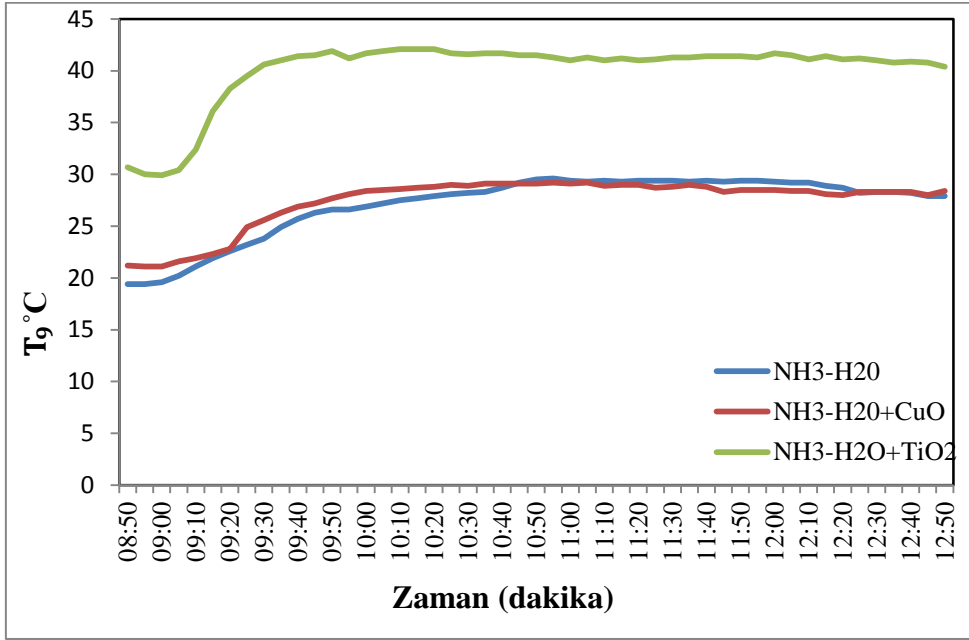
Şekil 5. 12. Buharlaştırıcı çıkışı sıcaklığın zamana bağlı grafiği

Şekil 5.12’de buharlaştırıcı çıkış sıcaklıkları verilmiştir. Buharlaştırıcı çıkışında yardımcı gaz olan helyumla birlikte soğurucuya ulaşan akışkanının sıcaklık değerleri ölçülmüştür. NH₃-H₂O-He kullanan sistemde 28,82 °C iken, NH₃-H₂O-He+CuO çalışma akışkanlı sistemde 23,95 °C, NH₃-H₂O-He+TiO₂ kullanan sistemde 29,59 °C ortalama değerler bulunmuştur.



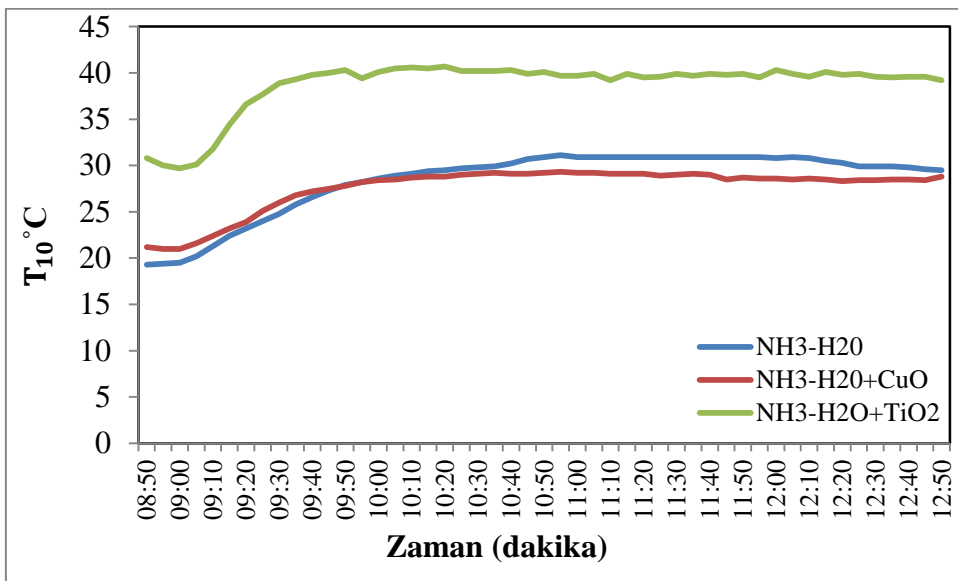
Şekil 5. 13. Soğurucu giriş sıcaklığının zamana bağlı grafiği

Şekilde 5.13’de soğurucu giriş sıcaklıkları sırasıyla verilmiştir. Sıcaklığın düştükçe suyun amonyağı emme kabiliyetinin arttığı bu ölçümlerde sıcaklık verilen akışkan grubun da en yüksek değere $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı sahiptir.



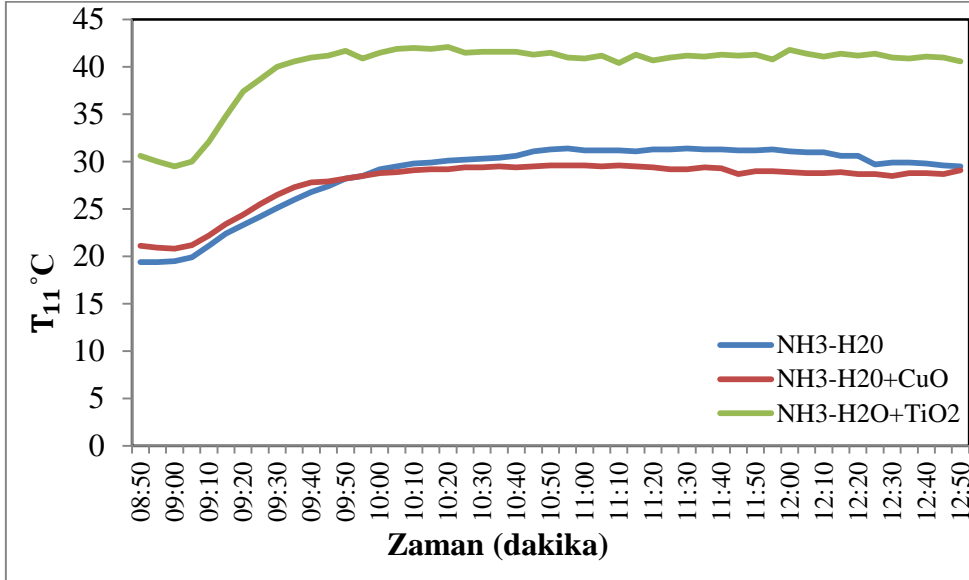
Şekil 5. 14. Soğurucu çıkış sıcaklığının zamana bağlı grafiği

Şekil 5.14’de soğurucu çıkış sıcaklığı zamana bağlı grafiği verilmiştir. En yüksek sıcaklık $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ akışkan çiftinde en düşük $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ kullanan sistemde meydana gelmiştir.



Şekil 5. 15. Isı değiştirici girişi (zengin) sıcaklığının zamana bağlı grafiği

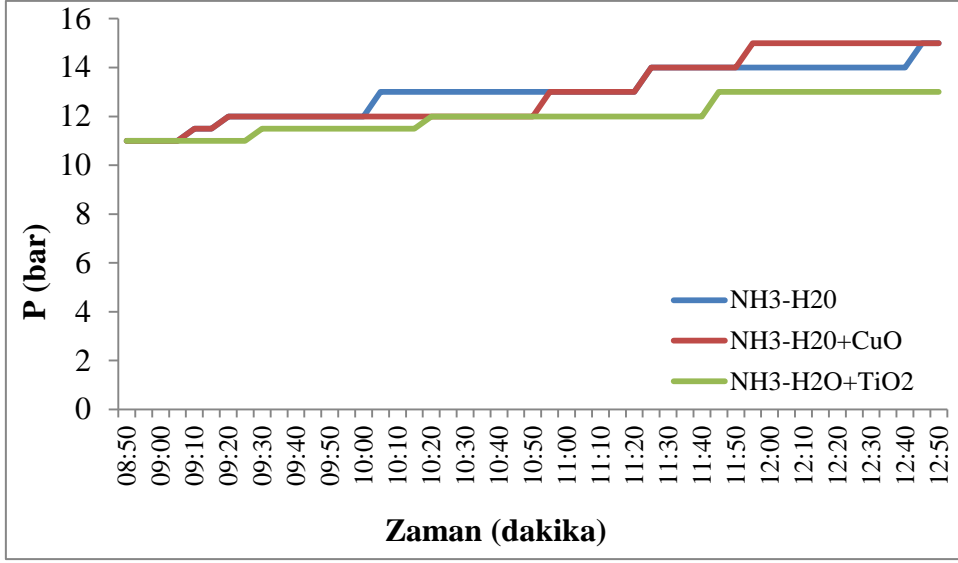
Şekil 5.15’de ısı değiştiricisi (zengin) sıcaklığının zamana bağlı grafiği verilmiştir. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ kullanan sistemde $30,59\text{ }^\circ\text{C}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ akışkanlı çiftinde $28,45\text{ }^\circ\text{C}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ $39,74\text{ }^\circ\text{C}$ ölçölmüştür.



Şekil 5. 16. Isı değiştirici çıkışı (fakir) sıcaklığının zamana bağlı grafiği

Şekil 5.16’de ısı değiştirici çıkışı (fakir) sıcaklığının zamana bağlı grafiği verilmiştir. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ akışkanlı sistemde $30,83\text{ }^\circ\text{C}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ kullanan sistemde $28,75\text{ }^\circ\text{C}$ ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ akışkanlı sistemde $41,15\text{ }^\circ\text{C}$ ölçölmüştür.

Deneylerde, sıcaklık ölçömleriyle beraber önemli bir parametre olan basınç ölçümü de gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.17’de 3 çalışma akışkanı için zamana bağlı basınç değişimi verilmiştir.



Şekil 5. 17. Akışkanlı sistemlerin zamana bağlı basınç grafiği

Şekil 5.17.'da görüldüğü gibi en yüksek basınç değeri $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ kullanılan akışkan çiftinde meydana gelmiştir.

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ akışkan çiftlerinde kullanılan ortalama elektrik tüketimi 63 W olarak ölçülmüştür.

Hesaplamalarda, 3 sistem içinde kararlı hale geçtikten sonra ölçülen değerlerin ortalaması alınarak analizler gerçekleştirilmiştir. Çizelge 5.1'de bu ortalama değerler verilmiştir.

Çizelge 5. 1. Hesaplamalarda kullanılan ortalama değerler

SICAKLIK	NH ₃ -H ₂ O-He	NH ₃ -H ₂ O-He+CuO	NH ₃ -H ₂ O-He+TiO ₂
T1a	98,24	100,56	100,37
T1b	93,24	95,56	95,37
T2	161,49	156,75	143,23
T3	155,79	151,05	137,53
T4	76	70,32	78,04
T5	29,58	24,57	31,41
T6b	-4,39	-5,02	-5,76
T7	28,82	23,95	29,57
T8	25,02	20,01	33,06
T9	29,02	28,1	41,17
T10	30,59	28,45	39,74
T11	30,83	28,75	41,15
P (bar)	13,00	13,00	12,02

Çizelge 5.1'deki ortalama değerlere göre her bir nokta için hesaplanan kütleli debi ve kütle derişim değerleri Çizelge 5.2'de verilmiştir.

Çizelge 5. 2. Deneysel Olarak Hesaplanan Kütle Akış Hızı ve Kütle Konsantrasyon Oranının Değerleri

Noktalar	NH ₃ -H ₂ O-He		NH ₃ -H ₂ O-He+CuO		NH ₃ -H ₂ O-He+TiO ₂	
	X	$\dot{m} (kg s^{-1})$	X	$\dot{m} (kg s^{-1})$	X	$\dot{m} (kg s^{-1})$
1a	0,32	5,36942E-05	0,32	6,28820E-05	0,32	9,97040E-05
1b	0,175	4,29559E-05	0,175	5,06597E-05	0,187	8,18209E-05
2c	0,102	2,62169E-05	0,118	3,52686E-05	0,17	7,29018E-05
2d	0,29	1,67390E-05	0,308	1,53911E-05	0,331	8,91903E-06
3	0,528	2,74773E-05	0,578	2,76134E05	0,728	2,68021E-05
4	0,899	1,07383E-05	0,918	1,22223E-05	0,926	1,78831E-05
5	0,899	1,07383E-05	0,918	1,22223E-05	0,926	1,78831E-05
6a	0,899	1,07383E-05	0,918	1,22223E-05	0,926	1,78831E-05
7a	0,899	1,20641E-06	0,918	1,09175E-06	0,926	1,4291E-06
8a	0,899	1,20641E-06	0,918	1,09175E-06	0,926	1,42910E-06
8b	0,175	4,29559E-05	0,175	5,06597E-05	0,187	8,18209E-05
9	0,32	5,36942E-05	0,32	6,28820E-05	0,32	9,97040E-05
10	0,32	5,36942E-05	0,32	6,28820E-05	0,32	9,97040E-05
11	0,175	4,29559E-05	0,175	5,06597E-05	0,187	8,18209E-05
İg=m8a=m7a	---	1,20641E-06	---	1,09175E-06	---	1,4291E-06

Çalışma akışkanının termodinamik özellikleri REFROP 9.0 ile bulunmuştur ve Çizelge 5.3'de verilmiştir.

Çizelge 5. 3. Akışkan çiftlerinin termodinamik özellikleri

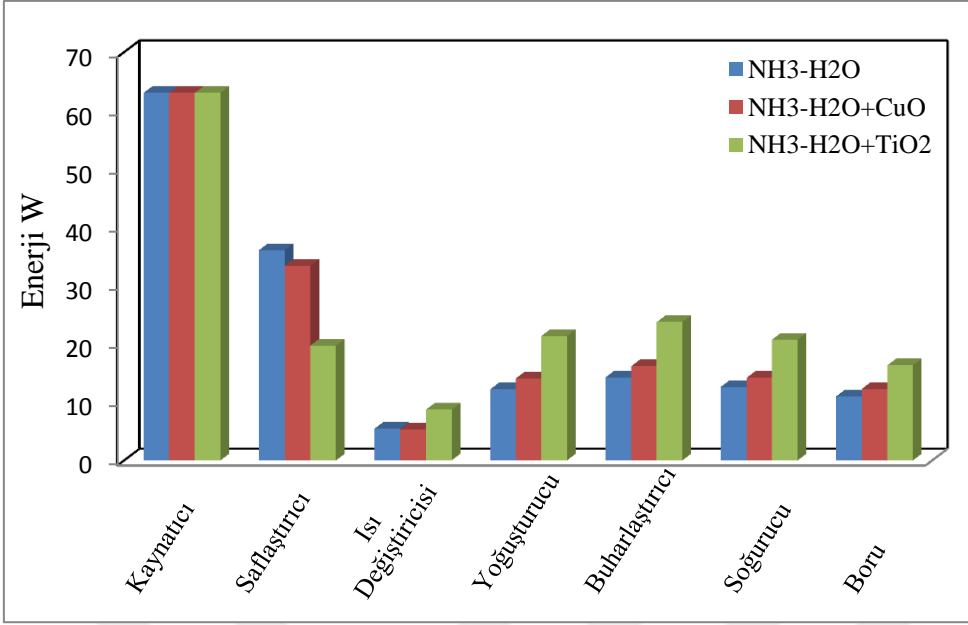
Noktalar	NH ₃ -H ₂ O-He		NH ₃ -H ₂ O-He+CuO		NH ₃ -H ₂ O-He+TiO ₂	
	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1a	334,590	1,678	345,5	1,707	344,60	1,704
1b	562,678	1,453	554,453	1,482	536,385	1,490
2c	653,930	2,145	625,090	2,109	552,820	2,029
2d	419,760	1,868	392,590	1,818	402,050	1,868
3	2322,70	6,819	2269,90	6,792	2128,80	6,724
4	1932,00	6,474	1904,60	6,425	1889,40	6,398
5	369,350	1,758	366,030	1,720	407,630	1,846
6a	322,900	1,397	320,00	1,387	316,60	1,374
7b	1628,70	5,748	1625,90	5,802	1629,10	5,740
8b	51,658	0,638	42,464	0,609	92,528	0,793
9	27,113	0,765	17,724	0,734	67,502	0,896
10	27,113	0,765	17,724	0,734	67,502	0,896
11	51,658	0,638	42,464	0,609	92,528	0,793

Eşitlik (1-20) ile hesaplanan enerji analiz sonuçları verilmiştir.

Çizelge 5. 4. Enerji Analiz Sonuçları

	NH ₃ -H ₂ O-He	NH ₃ -H ₂ O-He+CuO	NH ₃ -H ₂ O-He+TiO ₂
$\dot{Q}_{kay}(W)$	63,00	63,00	63,00
$\dot{Q}_{saf}(W)$	36,049	33,359	19,682
$\dot{Q}_{ısd}(W)$	5,442	5,326	8,689
$\dot{Q}_{yoğ}(W)$	12,175	14,054	21,334
$\dot{Q}_{buh}(W)$	14,230	16,125	23,708
$\dot{Q}_{soğ}(W)$	12,597	14,147	20,700
$\dot{Q}_{boru}(W)$	10,969	12,240	16,303
COP	0,226	0,256	0,377

Çizelge 5.4'de her bir ekipman için enerji analiz sonuçları gösterilmiştir.

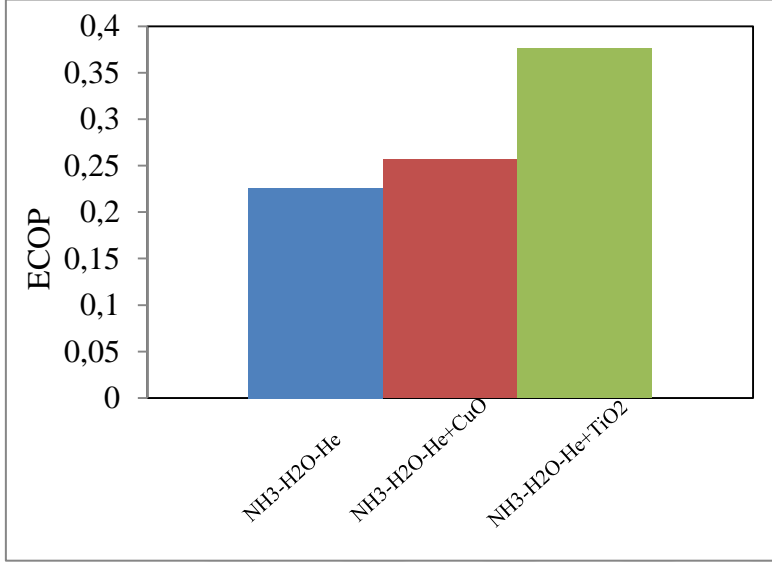


Şekil 5. 18. DAR sisteminin her bir Ekipmanı için Enerji Analiz değerleri

Çizelge 5.4 ve Şekil 5.18'de görüldüğü gibi aynı ısıtıcı gücü ve benzer çevre sıcaklığında, en yüksek enerji kaybı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ kullanan sistemde saflaştırıcıda meydana gelirken, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı sistemde yoğuşturucuda meydana gelmiştir. En düşük enerji kaybı ise 3 sistemde de ısı değiştiricide meydana gelmiştir. En yüksek enerji kazancı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ kullanan sistemde 23,708 W olarak gerçekleşirken en düşük enerji kazancı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çalışma akışkanlı sistemde 14,23 olarak gerçekleşmiştir.

Saflaştırıcıda en yüksek enerji kaybı 36,049 W olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ kullanan sistemde oluşurken, en düşük enerji kaybı 19,682 W olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı sistemde meydana gelmiştir. Isı değiştiricide en yüksek enerji kaybı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ kullanan sistemde 8,689 W olarak hesaplanırken en düşük enerji kaybı 5,326 W olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ kullanan sistemde hesaplanmıştır. Yoğuşturucudan çevreye atılan ısı en yüksek $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ kullanan sistemde 21,334 W olarak gerçekleşirken en düşük ısı atımı 12,175 W olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çalışma akışkanlı sistemde gerçekleşmiştir. Soğurucuda meydana gelen en yüksek enerji kaybı 20,7 W olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı sistemde oluşurken en düşük enerji kaybı 12,597 W olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ kullanan sistemde oluşmuştur. Borularda meydana gelen en yüksek enerji kaybı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı sistemde 16,303 W olarak hesaplanırken en düşük enerji kaybı 10,969 W olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ kullanan sistemde hesaplanmıştır.

Şekil 5.19’de, 3 çalışma akışkanlı sistem için ortalama soğutma performans katsayısı (ECOP) değerleri verilmiştir.



Şekil 5. 19. Akışkan Çiftlerin Soğutma Performans Katsayısı

Şekil 5.19’den görüldüğü gibi, NH₃-H₂O-He, NH₃-H₂O-He+CuO ve NH₃-H₂O-He+TiO₂ çalışma akışkanlı sistemlerden ECOP değeri sırasıyla 0,226, 0,256 ve 0,377 olarak hesaplanmıştır. CuO nano partikülünün soğutma performans katsayısını % 13,32 arttırdığı, TiO₂ nano partikülünün soğutma performans katsayısını % 66,75 arttırdığı gözlenmiştir.

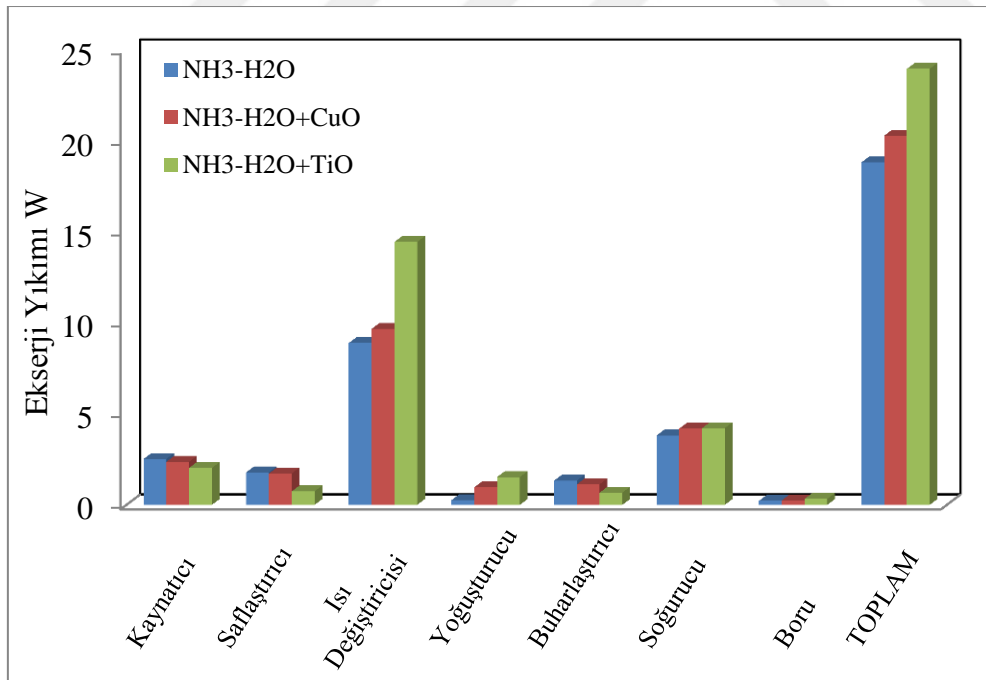
Enerji analizi tek başına, enerji kullanım süreçlerinin tüm yönlerinin tam olarak anlaşılmasında yeterli değildir. Bu yüzden difüzyon absorpsiyon soğutma sisteminde enerji verimliliğini daha iyi anlamak için termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarının yapısına dayanan enerji ve ekserji analizlerinin yapılması gerekmektedir.

Çizelge 5.5’da eşitlik (21-37) ile hesaplanan ekserji analiz sonuçları verilmiştir.

Çizelge 5. 5. Ekserji Analiz Sonuçları

	NH ₃ -H ₂ O-He	NH ₃ -H ₂ O-He+CuO	NH ₃ -H ₂ O-He+TiO ₂
$\dot{I}_{kay}(W)$	2,523	2,368	2,031
$\dot{I}_{saf}(W)$	1,787	1,725	0,743
$\dot{I}_{Isid}(W)$	8,896	9,669	14,448
$\dot{I}_{yoğ}(W)$	0,259	0,963	1,526
$\dot{I}_{buh}(W)$	1,328	1,127	0,669
$\dot{I}_{soğ}(W)$	3,809	4,191	4,215
$\dot{I}_{boru}(W)$	0,219	0,245	0,326
$\dot{I}_{total}(W)$	18,821	20,286	23,958
COP	0,701	0,678	0,597

Şekil 5.20’da her bir ekipman da meydana gelen ekserji yıkım değerleri verilmiştir.

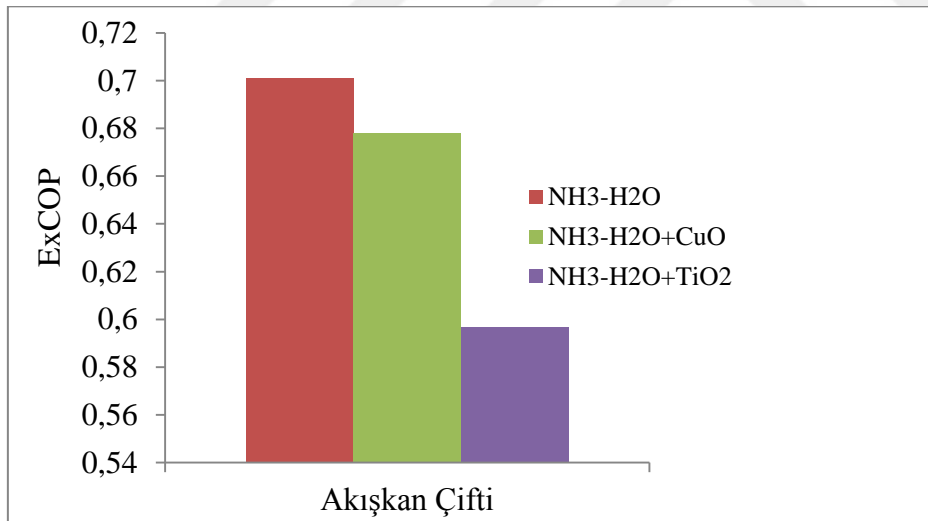


Şekil 5. 20. Kontrol Hacimlerinin Ekserji Yıkım Değerleri

Çizelge 5.5 ve Şekil 5.20’da görüldüğü gibi aynı ısıtıcı gücü ve çevre sıcaklığında, en yüksek ekserji yıkımı 3 çalışma akışkanı için ısı değiştiricisinde meydana gelmektedir. En düşük ekserji yıkımı ise 3 çalışma akışkanı için boru hattında oluşmaktadır.

Safılaştırıcıda en büyük ekserji yıkımı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çalışma akışkanında 1,787 W olarak oluşurken, en düşük ekserji yıkımı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ kullanan sistemde 0,743 W olarak hesaplanmıştır. Isı değiştiricisinde elde edilen en yüksek ekserji yıkımı 14,448 W ile $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ kullanan sistemde hesaplanmış olup, en düşük ekserji yıkımı ise 8,896 W ile $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çalışma akışkanlı sistemde oluşmuştur. Yoğuştırucuda en büyük ekserji yıkımı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ kullanan sistemde 1,526 W olarak bulunurken, en düşük ekserji yıkımı 0,259 W ile $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çalışma akışkanının da görülmüştür. Buharlaştırıcıda hesaplanan en yüksek ekserji yıkımı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ kullanan akışkanda 1,328 W bulunurken, en düşük ekserji yıkımı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanında 0,669 W olarak meydana gelmiştir. Soğurucuda hesaplanan en yüksek ekserji yıkımı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ kullanan sistemde 4,215 W bulunurken, en düşük ekserji yıkımı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çalışma akışkanında 3,809 W hesaplanmıştır.

Şekil 5.21’de 3 çalışma akışkanlı sistem için ortalama ekserji performansı (ExCOP) değerleri verilmiştir.



Şekil 5. 21. Akışkan çiftlerinin ekserji verimi değerleri

Şekil 5.21’de görüldüğü gibi, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı sistemlerden ExCOP değeri sırasıyla 0,701, 0,678 ve 0,597 olarak hesaplanmıştır. Soğutma performans katsayısı (ECOP) aksine nano partiküller ekserji verimini düşürmüştür. CuO nano partikülü amonyak-su çifti kullanan sistemin ekserji verimini % 3,42 azaltırken, TiO₂ nano partikülü ekserji verimini % 17,53 azaltmıştır.

6. TARTIŞMA VE ÖNERİLER

Bu tez kapsamında $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çalışma akışkanı kullanan DAR sisteminin performansı, benzer ısıtıcı gücü ve çevre sıcaklığında CuO ve TiO_2 nano partikülleri ilave edilen sistemlerin performansları ile deneysel olarak karşılaştırılmıştır.

Çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır.

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı sistemler soğutmaya geçtikten sonraki kararlı hale sırasıyla 119. dakika, 215. Dakika ve 143. dakikadan itibaren geçmiştir.

Bu çalışmada şu şekilde sonuçları çıkarabiliriz.

- $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı sistemlerde ortalama elektrik tüketimi 63 W olarak ölçülmüştür.
- TiO_2 nano partikülünün sistemin çalışma basıncını düşürdüğü, CuO nano partikülünün sistem çalışma basıncında her hangi bir etki yaratmadığı gözlemlenmiştir.
- En yüksek enerji kaybı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+CuO}$ çalışma akışkanlı sistemde saflaştırıcıda meydana gelirken, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı sistemde yoğurturucuda meydana gelmiştir.
- En yüksek soğutma kapasitesi $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı sistemde elde edilirken, en düşük soğutma kapasitesi $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ çalışma akışkanlı sistemde elde edilmiştir.
- En yüksek enerji performansı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ kullanılarak sistemde elde edilirken, en düşük soğutma performansı katsayısı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ kullanan sistemde elde edilmiştir.

- TiO_2 nano partikülünün soğutma performans kat sayısını % 66,75, CuO nano partikülünün % 13,32 arttırdığı gözlemlenmiştir.
- 3 sistem içinde en yüksek ekserji yıkımı ısı değiştiricisinde meydana gelirken, en düşük ekserji yıkımı borularda meydana gelmiştir.
- Soğutma performans katsayısının aksine en yüksek ekserji verimi $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ kullanan sistemde elde edilirken, en düşük ekserji verimi $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He+TiO}_2$ çalışma akışkanlı sistemden elde edilmiştir.
- CuO nano partikülünün enerji performans katsayısının aksine ekserji performansını % 3.42 azalttığı, TiO_2 nano partikülünün ekserji verimini % 17,53 azalttığı gözlemlenmiştir.
- İlerleyen çalışmalarda farklı nano partiküllerin DAR sistemlerinde enerji ve ekserji performansı üzerinde etkileri termoekonomik açıdan da incelenebilir.

7. KAYNAKLAR

- [1] Arslan, M. E., Eğrican, A. N., 2004, “Buzdolabı Uygulamasında Kullanılan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 83: 53-63.
- [2] Özbaş, E., 2009 “Yayınımlı soğurmalı soğutma sistemi tasarımı, imali, deneysel ve teorik analizi ile performans iyileştirilmesi”, Doktora tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-2.
- [3] Özbaş, E., 2009 “Yayınımlı soğurmalı soğutma sistemi tasarımı, imali, deneysel ve teorik analizi ile performans iyileştirilmesi”, Doktora tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 10-12.
- [4] Akdemir, Ö., Güngör, A., “Absorpsiyonlu soğutma sistemleri, verimlerini arttırmak için geliştirilen çevrimler” V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Dergisi, Say. 99-112.
- [5] Chen, J., Kim, K. J., Herold, K. E., 1996, “Performance enhancement of a diffusion-absorption refrigerator” *Int. J. Refrigeration* Vol. 19, No. 3, pp. 208-218.
- [6] Srihirin, P., Aphornratana S., 2002, “Investigation of a diffusion absorption refrigerator” *Applied Thermal Engineering* , 2002;22: 1181-93.
- [7] Koyfman, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2003, “An experimental investigation of bubble pump performance for diffusion absorption refrigeration system with organic working fluids”, *Applied Thermal Engineering*, 23 (2003) 1881–1894.
- [8] Zohar A., Jelinek M., Levy A., Borde I., 2005, “Numerical investigation of a diffusion absorption refrigeration cycle” *Int. J. Refrigeration* 2005;28: 515-25.
- [9] Zohar A., Jelinek M., Levy A., Borde I., 2007, “The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the Performance” *Applied Thermal Engineering*, 2007;27: 2213-9.
- [10] Zohar A., Jelinek M., Levy A., Borde I., 2008, “The influence of the generator and bubble pump configuration on the performance of diffusion absorption refrigeration (DAR) system” *Int J. Refrig*, 2008;31: 962-9.
- [11] Jakob U., Eicker U., Schneider D., Taki AH., Cook MJ., 2008, “Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air-conditioning applications” *Applied Thermal Engineering*, 2008;28: 1138-50.
- [12] Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2009, “Performance of diffusion absorption refrigeration cycle with organic working fluids” *Int. J. Refrigeration*, 32 (6), 1241-1246.

- [13] Wang, Q., Gong, L., Wang, J.P., Sun, T.F., Cui, K., Chen, G.M., 2011, “A numerical investigation of a diffusion absorption refrigerator operating with the binary refrigerant for low temperature applications” *Applied Thermal Engineering*, 31:1763-1769.
- [14] Sözen A, Menlik T, Özbas E., 2012, “The effect of ejector on the performance of diffusion absorption refrigeration systems: an experimental study. *Appl Therm Eng*” 2012;33-34:44-53]
- [15] Starace, G., Pascalis, L. D., 2012, “An advanced analytical model of the diffusion absorption refrigerator cycle” *International Journal of Refrigeration*, 35, 605-612.
- [16] Starace, G., Pascalis, L. D., 2013, “An enhanced model for the design diffusion absorption refrigerators” *International Journal of Refrigeration*, 36, 1495-1503.
- [17] Mazouz, S., Mansouri, R., Bellagi, A., Experimental and thermodynamic investigation of an ammonia/water diffusion absorption machine, *Int. J. Refrig.* 45 (2014) 83–91.
- [18] Ersöz, M. A., 2015, “Investigation the effects of different heat inputs supplied to the generator on the energy performance in diffusion absorption refrigeration systems” *International journal of refrigeration* 54 (2015) 10-21.
- [19] Wang, S.K., Wang, J., Wang Q., Wang, Y.L., Zhao, J.Y., Chen, G.M., 2017, “Experimental research on the performance of the diffusion absorption refrigerator with mixed fluoride refrigerants”, *international journal of refrigeration* 81 (2017) 50–59
- [20] Soli, N., Hafsi , N.B., Chaouachi, B., 2017, “Thermodynamic feasibility study of absorption diffusion machine working with hydrocarbons”, *International journal of hydrogen energy* 42 (2017) 8881-8887.
- [21] Adjibade, M.I.S., Thiam, A., Awantb, C., Azilnon, D., 2017, “Experimental analysis of diffusion absorption refrigerator driven by electrical heater and engine exhaust gas”, *Case Studies in Thermal Engineering* 10 (2017) 255–261.
- [22] Adjibade, M.I.S., Thiam, A., Awanto, C., Ndiogou, B.A., Sambou, V., 2017, “Dynamic investigation of the diffusion absorption refrigeration system $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ ”, *Case Studies in Thermal Engineering* 10 (2017) 468–474.
- [23] Jemaa, R.B., Mansouri, R., Boukholda, I., Bellagi, A., 2017, “Experimental characterization and performance study of an ammonia–water–hydrogen refrigerator”, *International Journal of Hydrogen Energy* Volume 42, Issue 13, 30 March 2017, Pages 8594-860.
- [24] Mansouri, R., Bourouis, M., Bellagi, A., 2018, “Steady state investigations of a commercial diffusion-absorption refrigerator: Experimental study and numerical simulations”, *Applied Thermal Engineering* 129 (2018) 725–734.

- [25] F.D. Chaves , M.F.S. Moreira , R.N. Koury , L. Machado , M.F.B. Cortez, Experimental study and modeling within validation of a diffusion absorption refrigerator, *International Journal of Refrigeration* 101 (2019) 136–147.
- [26] Sözen, A., Özalp, M., 2003, “Performance improvement of absorption refrigeration system using triple-pressure-level” *Applied Thermal Engineering*, 23, 1577-1593.
- [27] Ziapour B.M., Tavakoli M., 2011, “Performance study on a diffusion absorption refrigeration heat pipe cycle” *International Journal of Thermal Sciences* 2011;50: 592-598.
- [28] Yıldız, A., Ersöz, M. A., 2013 “Energy and exergy analyses of the diffusion absorption refrigeration system” *Energy*, 60, 407-415.
- [29] Yıldız, M.A. Ersoz, B. Gozmen, Effect of insulation on the energy and exergy performances in DAR systems, *Int. J. Refrig.* 44 (2014) 161–167.
- [30] Yıldız, A., 2016, “Thermoeconomic analysis of diffusion absorption refrigeration systems” *Applied Thermal Engineering* 99 (2016) 23–31.
- [31] Taieb, A., Mejbri, K., Bellagi, A., 2016, “Detailed thermodynamic analysis of a diffusion-absorption refrigeration cycle” *Energy* 115, 418-434.
- [32] Sözen, A., Özbaş, E., Menlik, T., Çakır M. T., Gürü, M., Boran, K., 2014, “Improving the thermal performance of diffusion absorption refrigeration system with alimuna nanofluids: an experimental study” *International Journal of Refrigeration* 44:73-80.
- [33] Lee, J., K., Lee, K., R., Kang, Y., T., 2014, “Development of binary nanoemulsion to apply for diffusion absorption refrigerator as a new refrigerant” *Energy* 78 693-700.
- [34] Yıldız, A., Ersöz M., A., 2013, “Yayınımlı Soğurmalı Soğutma Sisteminin Deneysel İncelenmesi ve Soğutma Verimi Analizi” *11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi – 17/20 Nisan 2013/İzmir*.789-798.
- [35] Sözen, A., Özbaş, E., Menlik, T., Çiftçi, E., İskender, Ü., 2015, “Difüzyonlu absorpsiyonlu mini soğutucularda nanoakışkan kullanımının ekserji performansına etkisi” *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, Ankara, 99-118.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : SUNAL, Sinan
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 01.07.1987 Uşak
Medeni hali : Evli
Telefon : 0 (544) 729 57 02
Faks : 0 (276) 227 52 66
e-mail : sinan.sunal@gmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Uşak Üniversitesi /Makine Mühendisliği Bölümü	Hala
Lisans	Balıkesir Üniversitesi/ Makine Mühendisliği Bölümü	2009
Önlisans	Uşak Üniversitesi /Makine Bölümü	2006
Lise	Uşak Endüstri Meslek Lisesi	2004

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2009-2010	Balıkesir / Tekno1sı	Proje ve Uygulama Mühendisliği
2011	Uşak /Karun Yapı Denetim Ltd.Şti.	Proje ve Uyg. Kontrol Mühendisliği
2012	Uşak/MMO	Asansör ve Proje Kontrol Mühendisliği
2012-.....	Uşak/ Banaz Uşak Yapı Denetim Ltd.Şti.	Proje ve Uygulama Denetçisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayımlar

-

Hobiler

Yöresel Halk Oyunları, müzik, futbol, yürüyüş yapmak,