

# DİFÜZYONLU ABSORBSİYONLU MİNİ SOĞUTUCULARDA NANOAKIŞKAN KULLANIMININ EKSERJİ PERFORMANSINA ETKİSİ

**Adnan Sözen**

Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Ankara asozen@gazi.edu.tr

**Engin Özbaş**

19 Mayıs Üniversitesi, Yeşilyurt MYO, Samsun engin.ozbas@omu.edu.tr

**Tayfun Menlik**

Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Ankara tmenlik@gazi.edu.tr

**Erdem Çiftçi**

Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Ankara erdemciftci@gazi.edu.tr

**Ümit İskender**

Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Ankara uiskender@yahoo.com

## ÖZET

*Bu çalışmada, nano boyutta alumina ( $Al_2O_3$ ) partikülleri içeren amonyak/su çalışma akışkanı kullanılarak Difüzyonlu Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin (DASS) enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Nanopartiküllerin sahip olduğu büyük yüzey alanlarından dolayı akışkanın yüzey alanı ve ısı kapasitesi arttığı için ısı transferinin gerçekleştiği komponentlerdeki ısı geçişi hızlanarak sistemin soğutma sıcaklığına düşüşü hızlanır. Yapılan deneyler, nanopartikül içeren sistemin, jeneratörde daha iyi ısı absorpsiyonu sağladığını ve soğutucunun, soğurucu akışkan içerisinde daha hızlı bir şekilde buharlaştığını göstermiştir. Çalışma akışkan çiftine alumina nanopartiküllerinin eklenmesi sistemin ısı performans katsayısını ve ekserjetik performans katsayısını sırasıyla %55.56 ve %22.8 oranlarında arttırmış, dolaşım oranını (f) ise %51.72 oranında azaltmıştır. En yüksek ekserji kaybı jeneratörde gerçekleşmiştir.*

**Anahtar kelimeler:** Difüzyonlu absorpsiyonlu soğutma sistemi, Ekserji, Nanoakışkan.

## THE EFFECT OF THE USAGE OF NANOFLUID ON EXERGY PERFORMANCE OF DIFFUSION ABSORPTION MINI REFRIGERATION

### ABSTRACT

*In this study, the effects of the passive heat transfer improvement method of coupling ammonia/water with nano-size alumina ( $Al_2O_3$ ) particles were examined in regard to the heat performance of a diffusion absorption refrigeration system (DARS). Adding nanoparticles into the fluid leads to significant improvement in heat transfer since the surface area and heat capacity of the fluid increase due to the high surface area of the nanoparticles. In this study, cooling/absorbent fluid mixtures with  $Al_2O_3$  nanoparticles and their impact on system energy and exergy performance were assessed. The results of experiments indicated that the system with nanoparticles provided better absorption of heat from the generator and faster evaporation of the cooler from the cooling/absorption fluid. Addition of alumina nanoparticles to DARS improved the system's coefficient of performance (COP) and exergetic coefficient of performance (ECOP) by 55.56% and 22.8%, respectively, and reduced the circulation ratio ( $f$ ) by 51.72%. It was found that the highest exergy destruction was in the DARS generator.*

**Keywords:** Diffusion Absorption refrigeration system, Exergy, Nanofluid.

<b>Terminoloji</b>	
h	Entalpi ( $\text{kJkg}^{-1}$ )
$\dot{m}$	Küresel debi ( $\text{kg s}^{-1}$ )
$P_2$	Evaporatör çıkış basıncı (Bar)
Q	Isıtma yükü (W)
$T_2$	Kondenser giriş çıkış sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_3$	Kondenser çıkış sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{4a}$	Sıvı fazdaki düşük basınçlı amonyakın evaporatöre giriş sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{4c}$	Evaporatör giriş sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_5$	Absorber (soğurucu) sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{7b}$	Kazan giriş sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )
U	Belirsizlik
E	Ekserji
d	Damıltıcı (Recrifier)

<b>Kısaltmalar</b>	
COP	Entalpi ( $\text{kJkg}^{-1}$ )
DASS	Küresel debi ( $\text{kg s}^{-1}$ )

<b>Alt indisler</b>	
çid	çözelti ısı değiştirici
evap	Evaporatör
kon	Kondenser
ısı	sıtıcı
ig	İnert(soy) gaz
m	Ölçüm
sf	Saflaştırma
k	Kazan
b	Buhar
s	Sıvı
1-7	DASS üzerindeki ölçüm noktaları

## 1. GİRİŞ

Von Platen ve Munters 1920'li yıllarda difüzyonlu absorpsiyonlu soğutma sistemini bulmuşlardır[1]. Bu çalışmada sistemde yardımcı soy gaz olarak kullanılan helyum ile birlikte iş akışkanı olarak amonyak-su çifti kullanılmıştır. Sınırlı miktarda ısı uygulamalarına dayanan DASS, sessiz çalışma özelliğinden ötürü ev tipi soğutucularda, karavanlarda rekreasyon araçlarında ve özellikle otel odaları ile ofislerde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Ancak DASS, düşük performansa ve soğutma kapasitesine sahiptir. Literatürde DASS'nin performansını artırmayı amaçlayan çok sayıda çalışma vardır[2-8]. Literatürdeki DASS çalışmalarında ısı ve kütle transferini iyileştirmek için 3 metot uygulanmaktadır. Bunlar:

### a) Mekanik işlem:

Zohar ve ark.[2] bir DAS çevriminin performansını evaporatör girişinden önce ön soğutmalı ile ve soğutmasız olarak incelemiş ve karşılaştırmışlardır. Ayrıca bu iki çevriminin performanslarını bilgisayar simülasyonları ile parametrik olarak incelemişlerdir. Çalışmanın sonunda ise ön soğutmalı DAS çevrimine kıyasla ön soğutmasız DAS çevriminin daha yüksek COP değerlerine sahip olduğu (%14-20 oranında) gösterilmiştir.

Sözen ve arkadaşları[3] bir DASS içerisindeki soğurucudan (absorber) önce sisteme bir ejektör ekleyerek sistemdeki değişimleri deneysel olarak gözlemlemişlerdir. Jeneratörden gelen zayıf çözelti eşit miktarda iki parçaya bölünmüş ve sonrasında bu parçalardan birisi ejektörün karışım odasına diğeri ise soğurucuya bağlanmıştır. Deneyler sonucunda elde edilen veriler ejektörsüz DASS ile kıyaslandığında ejektörlü DASS çevriminin daha yüksek performans sergilediğini ortaya koymuştur.

Starace ve Pascalis[4], DAS sisteminde mikrodalga etkileşimli ısı pompası kullanarak daha hızlı bir soğutma etkisi ve başlangıç geçici zamanda azalma elde etmişlerdir.

Zohar ve arkadaşları[5], DASS'nin ana bölümlerinde bulunan baloncukların performansa etkisini incelemişlerdir.

**b) Kimyasal işlem:**

DASS'nin performansını artırmak amacıyla farklı soğutucu ve soğurucu akışkanlar, helyum ve hidrojen gibi basınç dengeleyici gazlarla birlikte kombine olarak kullanılmaktadır[6-8]. R32, R124, R125 ve R134a gibi organik absorbanlar sistemin performansını artırmak amacıyla kullanılmışlardır. Starace ve Pascalis[6], saf amonyağı soğutucu akışkan kabul ederek DASS'nin termodinamik modelini analiz etmişlerdir.

**c) Nanoteknoloji:**

Son yıllarda iş akışkanı içerisine belli oranlarda ve belirli boyutlarda metal oksit partiküllerin eklenmesiyle elde edilen nano akışkanların ısı emilimi ve ısı transferi açısından performansı artırdığı gözlemlenmiştir. Daha önceki çalışmalar ısı borularında, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ve ısı değiştiricilerinde kullanılan nanoakışkanların nano boyutta metal oksitler içerdiğini ve bunların, sistemin performansını artırdığını göstermiştir[9-11]. Yang ve arkadaşlarının[10], nano soğutucu kullanarak gerçekleştirdikleri performans analizlerinin sonuçları sistemin performansını artırma eğiliminde olduğunu göstermiştir. Mahbudal ve arkadaşları [9], ile Kim ve arkadaşları[11], yaptıkları diğer çalışmalarda nano soğutucuların termofiziksel özellikleri ile soğurma özelliklerini belirlemişlerdir.

Odriguez-Minoz ve Belman-Flores[12], ile Yıldız ve Ersöz[13], teorik çalışmalarında konvansiyonel DASS için enerji ve ekserji analizleri yapmışlardır. Literatürde absorpsiyonlu soğutma sistemleri konusunda pek çok çalışma olmasına rağmen difüzyonlu absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile ilgili çalışma sayısı sınırlıdır.

Bu çalışma DASS'de bulunan, elektriğin ısıya dönüştürüldüğü kaynaticıdaki amonyak/su karışımından buhar fazındaki amonyağın daha hızlı ayrılmasını sağlamak amacıyla iş akışkanı içerisine nano partiküllerin eklenmesini inceleyen deneysel bir çalışmayı ortaya koymaktadır. Bir absorpsiyonlu soğutma sisteminde nano parçacıkların kullanımı 4 temel fayda sağlamaktadır:

- I. Soğutucu ve soğurucu arasındaki çözünürlük arttırılabilir.
- II. Soğutucunun ısı iletkenliği ve ısı transferi karakteristikleri arttırılabilir.

- III. Yüzey aktifleştirici ile sürtünme katsayısı ve aşınma hızı azaltılabilir.
- IV. Çalışma akışkanının yüksek ısı kapasitesi ve daha yüksek ısı transfer alanına sahip olması tubulans esnasında oluşan kabarcıkların yatay ısı gradyenin sabitlenmesine neden olmaktadır.

Bu çalışmada, sistemin termodinamik analizinde kullanılmak üzere belirli noktalardan basınç ve sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Isıl sistemlerde sistemin hangi bileşenin daha yüksek ısıl tersinmezliğe sahip olduğu sadece enerji analizi ile değil aynı zamanda ekserji analizi yapılarak belirlenir. Bu amaçla hem nanoakışkanlı hem de nanoakışkansız sistemlerin enerji ve ekserji analizleri yapılarak elde edilen veriler karşılaştırılmıştır. Bunun sonucunda nanoakışkan kullanımının DAS sistemi bileşenlerinin ısı özellikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmayı Ref. 13 de belirtilen çalışmadan ayıran temel özellik, nanopartikül kullanımının sistem performansı ve sistem bileşenleri ile bağlantılı olan kayıplar üzerine etkisinin deneysel olarak incelenmesidir.

Amonyak/su karışımına alümina partikülleri eklemek hidrojen bağlarının sayısını, dolayısıyla karışımın özgül ısını artırır. DASS içerisinde ısı ile birlikte çözültü içeren nanoakışkan kullanmak, iş akışkanı içerisinde bulunan amonyağın jeneratörde hızlıca ayrılmasını ve su içeren nanopartiküllerin soğurucuya geri dönmesini kolaylaştırır. Bu özellik sayesinde, evaporatör ve kondensere gönderilen amonyak içerisinde hiç su buharının bulunmaması sağlanmış olacaktır. Bunun sonucunda; sistem basıncını artırarak ve akabinde sistemde daha yüksek bir dolaşım hızı elde edilerek ve ayrıca gerekli soğutma sıcaklığına daha kısa sürede ulaşarak elektrik enerjisinden tasarruf edilmiş olur.

## 2. DİFÜZYONLU ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ

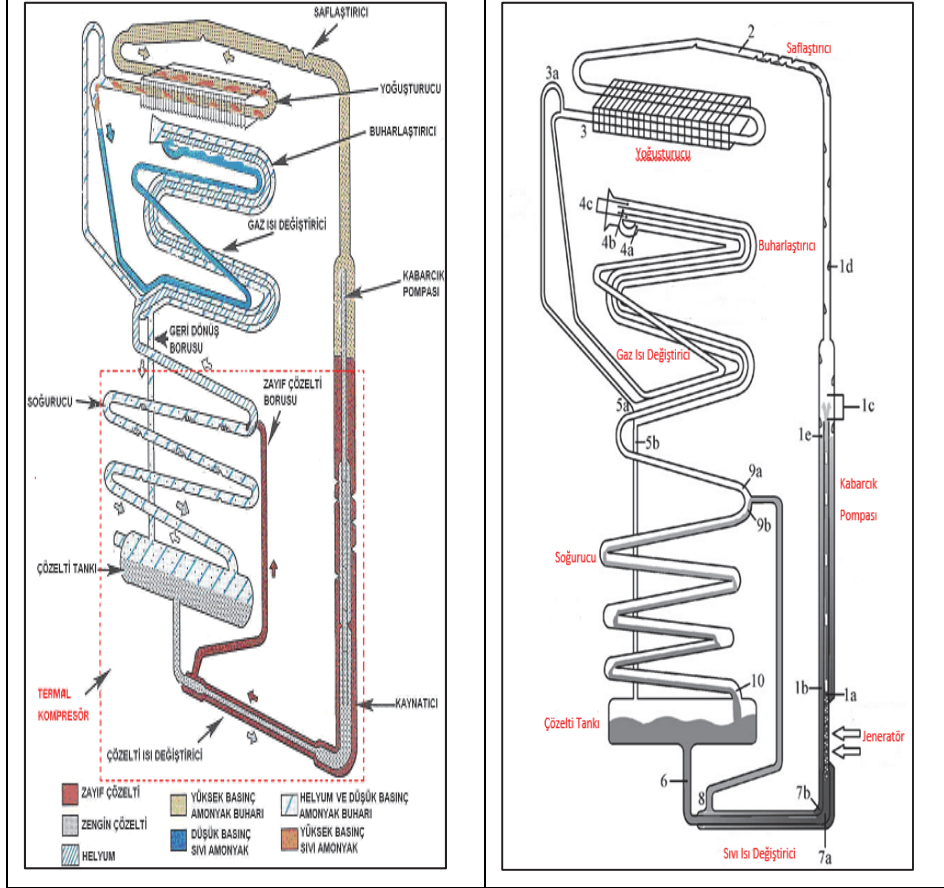
Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kısılma vanası ve kompresör olmak üzere dört ana elemandan oluşmakta olup, verilen iş sayesinde soğutucu akışkanın mekanik olarak kompresör tarafından sıkıştırılması esasına dayanır[40].

Difüzyonlu absorpsiyonlu soğutma çevrimiyle buhar sıkıştırımlı çevrim karşılaştırıldığında birçok benzerlik hemen göze çarpmaktadır. Buharlaştırıcı ile yoğuşturucu soğurmalı soğutma sisteminde de aynen mevcuttur. Fark olarak

kompresör ve kısılma vanasının yerini bir jeneratör ile bir soğurucu almaktadır[2].

Elektrik enerjisinin yaygın olarak kullanılmadığı dönemlerde, buzdolaplarında soğutma sistemi olarak ısı gücü ile çalışan soğurmalı sistem kullanılmıştır. Hatta bu sistem için buzdolabı uygulamasında kullanılan ilk soğutma sistemi de denilebilir. Fakat elektrik enerjisinin yaygınlaşması ile birlikte yerini klasik kompresörlü sisteme bırakmıştır. Kompresörlü sistemlerin buzdolaplarındaki kullanımının yaygınlaşması, soğurmalı soğutma sistemi üzerinde yapılan çalışmaları da uzun bir süre yavaşlatmıştır. Fakat kompresörlü sistemlerdeki gürültü sorununun çözülememiş olması, sessiz çalışma özelliğine sahip olan soğurmalı sistemi kısmen tercih edilir bir hale getirmiştir. Böylelikle soğurmalı sistem üzerinde yapılan çalışmalar son yıllarda tekrar hız kazanmıştır[14].

Difüzyonlu Absorbsiyonlu soğutma (DAS) (Şekil 1) çevrimi ilk olarak 1920 yıllarında İsveç-Stockholm'da bulunan Royal Teknoloji Enstitüsü öğrencilerinden Platen ve Muntres tarafından bulunmuştur ve "Electrolux" ticari ismi ile yıllardır üretilmektedir. Sistem içerisinde, soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu akışkan olarak su ve basınç dengeleyici olarak da hidrojen ve helyum gazı olmak üzere üç çalışma akışkanı bulunur. Hareketli hiçbir parçanın bulunmadığı sistemde, bakım-onarım, gürültü ve titreşim de söz konusu değildir. Karavan ve kamp kullanımı için gaz yağı veya sıvılaştırılmış petrol gazının (LPG) yakılması sonucu elde edilen ısı enerjisi ile soğutucu cihaz çalıştırılabilir. Ayrıca gürültünün en az seviyede olması istenen otel gibi yerlerde de elektrikli ısıtıcı ile sistem sessiz olarak çalıştırılabilir[12].



Şekil 1. Ön soğutmalı difüzyonlu absorpsiyonlu soğutma sistemi.

Büyük kapasiteli soğutmalı soğutma sistemlerinde eriyiğin dolaşımı soğurucu ile jeneratör arasında konan bir mekanik pompa ile sağlanmaktadır. Ev tipi küçük kapasiteli difüzyonlu absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ise buharlaştırıcı ve soğurucu arasında dolaşan hidrojen veya helyum gazının kısmi basıncından yararlanarak soğurucu ile jeneratör arasındaki basınç farkı dengelenir. Böylece sistem basıncının sabit kalması nedeniyle eriyik dolaşımı için mekanik pompaya gerek kalmaz[43].

Pompasız ev tipi difüzyonlu absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışması aşağıda belirtilen iki esasa dayanır;



- a. Yüksek miktarlardaki amonyağın, düşük basınçta soğuk su tarafından emilmesi (soğurulması) ve yüksek sıcaklık ve basınçta ayrılması özelliğine,
- b. Amonyak buharının yüksek basınç ve sıcaklıkta yoğunlaşması ve düşük sıcaklıkta buharlaşma özelliğine bağlıdır[43].

Yapılan deneylerde farklı bölgelerin basınçları ölçülmüş ve aralarında oldukça küçük basınç farkının olduğu gözlemlenmiştir. Sistemin bazı bölgelerinde basınç değerinde küçük değişiklikler gösterse de toplam basınç göz önüne alındığında bu değişikliklerin ihmal edilebilecek seviyelerde olduğu söylenebilir. Bundan dolayı sonraki deneylerde sadece saflaştırıcı ve yoğunlaştırıcı arasında basıncı ölçülmüş ve bu ölçüm değeri sistem basıncı olarak belirlenmiştir. Sistemdeki dolaşım, sabit basınç altında kabarcık pompasının akışkanları yukarıya doğru hareket ettirmesi ve yerçekiminin de akışkanları aşağı yönde hareket ettirmesi ile sağlamaktadır. Aynı zamanda basınç dengeleyici gaz olarak kullanılan hidrojen veya helyumun sistem içindeki bir diğer görevi ise sistemin basıncını belirlemektir[44].

### 3. TEORİK ÇALIŞMA

Enerji ve ekserji metotları ısı sistemlerinin analizinde kullanılan ve iyi bilinen metotlardır. 1. yasa esas alınarak yapılan enerji analizi bir sistemin performansını değerlendirmede yeterli değildir[14]. 2. yasa esas alınarak yapılan ekserji analizi, enerji analizinin dezavantajlarının üstesinden gelmek amacıyla kullanılır. Ekserji analizinde, tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji yıkımı hesaplanır. Ekserji ya da kullanılabilirlik, bir madde tarafından verilen yararlı işin maksimum miktarıdır.

Burada termodinamik analiz için şu kabuller yapılmıştır:

- Sistem basıncı 2 noktadan ölçülen basınçtır.
- Hidrostatik basınç ihmal edilmiştir.
- Sıvı çözelti ve buhar baloncukları jeneratör girişinde ve kılcal borudan çıkışında aynı sıcaklığa sahiptir. ( $T_{1c}=T_{1e}$ )
- Jeneratör ısı olarak yalıtıldığından çevreye olan ısı kaybı ihmal edilmiştir.

- Evaporatör girişindeki soğutucu - soy gaz karışımı adyabatik olarak kabul edilmiştir.
- Şekil 1'de 3a ile gösterilen noktada akış yoktur.
- Ölü hal sıcaklığının ölçülen ortalama sıcaklığa eşit olduğu kabul edilmiştir.

### 3.1. Enerji Analizi:

Termodinamik analizin ilk adımında, DASS'deki her bir bileşenin kontrol hacmi seçilmiştir. (Şekil 1) Sistemdeki her bir bileşen için ısı kayıpların, ısı üretimini ve ısı kapasitelerin içeren kütle ve enerji korunum denklemleri aşağıda detaylı olarak verilmiştir. Sistemin bölgeleri ile ilgili farklı özelliklerin alt indisleri Şekil 1'de gösterilmiştir.

Soğutucu akışkanın buharlaşmasını ve sonrasında sıvı karışımdan ayrılmasını sağlayan, ayrıca çözeltiyi baloncuk pompasına pompalamak için kullanılan elektrik rezistansı, jeneratör için ısı girişi olarak kullanılmıştır. Baloncuk pompası için kütle ve enerji korunum denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\dot{Q}_{1s1} = \dot{m}_{1e}h_{1e} + \dot{m}_{1c}h_{1c} - \dot{m}_{7a}h_{7a}$$

Jeneratörden ayrılan buhar az miktarda soğurucu içerdiğinden, saf soğutucu akışkan olarak hesaba katılmamalıdır. Doğrultucuda kısmen yoğuşma yöntemiyle saflaştırıldıktan sonra saf amonyak elde edilebilir. Soğurucu damlaları fazla olan akışkan jeneratöre geri döner. Saf buharın debisi ve çevreye atılan ısı için kullanılan ifadeler aşağıda verilen kütle ve enerji korunum denklemlerinden elde edilebilir:

$$\dot{Q}_{rect} = \dot{m}_{1c}h_{1c} - \dot{m}_2h_2 - \dot{m}_{1d}h_{1d}$$

Jeneratörden çıkan zayıf çözelti çözelti ısı değiştiricisinden (ÇİD) gelen daha düşük sıcaklıktaki güçlü çözeltiye enerji transfer eder. Kütle ve enerji dengesi ve ÇİD'ni belirten ısı transferi için denklemler aşağıdaki gibi gösterilebilir:

$$\dot{Q}_{ç1d} = \dot{m}_{7b}h_{7b} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_8h_8 - \dot{m}_{7a}h_{7a}$$

Soğutucu akışkan buharı çalışma sisteminin basıncına eşit yüksek bir basınçla kondenserden geçer ve sıvı faza dönüşür. Kondenser için kütle ve enerji korunum denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3$$

Çalışma sistemindeki basınçla aynı basınca sahip sıvı soğutucu akışkan kondenserden çıktığında gaz ısı değiştiricisi aracılığıyla soğurucudn akan soy gaz ile birleşerek evaporatör girişine ulaşır. Sonuç olarak, sıvı soğutucu akışkanın kısmi basıncı azalır ve bu da düşük sıcaklıklarda buharlaşmaya neden olur. Kütle ve enerji korunum denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{5b} h_{5b} - \dot{m}_{4a} h_{4a} - \dot{m}_{ig} h_{ig}$$

Burada;

$$\dot{m}_{4a} + \dot{m}_{ig} = \dot{m}_{5b}$$

şeklindedir.

Güçlü çözelti aşağı yönde evaporatöre doğru akarken, jeneratörden geri dönen zayıf çözelti soğutucu akışkan buharını soğurur.

Kütle ve enerji korunum denklemleri ve çevreye atılan ısı miktarı aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{5b} h_{5b} + \dot{m}_{9b} h_{9b} - \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{ig} h_{ig}$$

### 3.2. Ekserji Analizi:

Ekserji analizi yöntemi, termodinamiğin 1. yasasının sınırlamalarını ortadan kaldırır. Ekserji, termodinamiğin 1. ve 2. yasasını esas alır. Ekserji analizi sistemdeki enerji düşmelerinin lokasyonlarını açıkça göstermektedir ve bu da teknolojik gelişimi ve iyileştirilmiş çalışma şartlarını mümkün kılabilir.

Ekserji analizinin temel amacı anlamlı verimliliği (ekserji) , ekserji kaybı performansını ve nedenlerini tespit etmektir[14].

Bir karışımın ekserji miktarı m bileşenleri ile şu şekilde ifade edilebilir[2] :

$$E = \sum_{n=1}^m x_n h_n - T_0 \sum_{n=1}^m x_n s_n - \sum_{n=1}^m x_n \mu_{n0}$$

Burada  $T_0$ , 25 °C de alınan referans sıcaklık,  $x_n$  kütle fraksiyonu ve  $\mu_{n0}$  ise  $T_0$  ve  $P_0$  değerlerinde n karışımın kimyasal potansiyedir.

Birim zamandaki ekserji yok oluşu:

$$\Delta \dot{E} = \sum \dot{m}_i E_i - \sum \dot{m}_j E_j + \dot{q}(1 - T_0/T) + \dot{W}_{pe}$$

Denklemdaki ilk iki terim sırasıyla ekserji girişinin ortalaması ve akışkanın çıkış hızıdır. Son terim ise sistem tarafından yapılan işi temsil etmektedir. DASS'ndeki her bir bileşen için ekserji yıkımı denklemi aşağıdaki şekilde yazılır:

$$\Delta E_{1s1} = T_0(\dot{m}_{1c}s_{1c} + \dot{m}_{1e}s_{1e} - \frac{\dot{Q}_{heater}}{T_{heater}} - \dot{m}_{7a}s_{7a})$$

Doğrultucu için ekserji yıkımı ise şu denklem kullanılarak hesaplanır:

$$\Delta E_d = T_0(\dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_{1d} s_{1d} - \frac{\dot{Q}_d}{T_d} - \dot{m}_{1c} s_{1c})$$

Isı değiştiricisi için ekserji yıkımı :

$$\Delta E_{ç1d} = T_0[ \dot{m}_6(s_{7a} - s_6) + \dot{m}_{7b}(s_8 - s_{7b}) + \frac{\dot{Q}_{ç1d}}{T_{ç1d}} ]$$

Kondenser için ekserji yıkımı :

$$\Delta E_{kon} = \dot{m}_3 s_3 + \frac{\dot{Q}_{kon}}{T_{kon}} - \dot{m}_2 s_2$$

Evaporatör için ekserji yıkımı :

$$\Delta E_{evap} = \dot{m}_{5b} s_{5b} - \dot{m}_{4a} s_{4a} - \dot{m}_{ig} s_{ig} - \frac{\dot{Q}_{evap}}{T_{evap}}$$

Absorber (Soğurucu) için ekserji yıkımı :

$$\Delta E_{abs} = \dot{m}_{10} s_{10} + \dot{m}_{ig} s_{ig} + \frac{\dot{Q}_{abs}}{T_{abs}} - \dot{m}_{5b} s_{5b} - \dot{m}_{9b} s_{9b}$$

DASS'nin toplam ekserji yıkımı, sistemdeki her bir bileşenin ekserji yıkımının toplamına eşittir:

$$\Delta \dot{E}_t = \sum_i^M \Delta \dot{E}_i$$

Burada M, DAS sistemindeki bileşen sayısıdır.

DASS'nin verimliliği aşağıdaki parametrelere bağlıdır:

1. Sistemin performans katsayısı (COP)
2. Sistemin ekserjetik performans katsayısı (ECOP)
3. Sistemin dolaşım hızı (f )

Sistemin teorik olarak termodinamik analizi deneylerden elde edilmiş yani ölçülen sıcaklık değerleri kullanılarak yapılabilir. Bu şekilde, DASS'nin performans katsayısı şu denklem aracılığıyla hesaplanabilir:

$$COP_{DASS} = \dot{m}_{sf-b} \frac{\dot{Q}_{evap}}{W_{1s1}}$$

$\dot{Q}_{evap}$  ve  $W_{1s1}$  ifadeleri yerlerine yazıldığında,  $COP_{DASS}$

$$COP_{DASS} = \dot{m}_{sf-b} \frac{h_{4c} - h_5}{W_{1s1}}$$

şeklinde ifade edilebilir.

Denklemdaki  $h_{4c}$  ve  $h_5$  değişkenleri sırasıyla  $T_{4c}$  ve  $T_5$  sıcaklıkları ile ilgilidir ve evaporatörün giriş ve çıkış entalpilerini ifade eder.  $h_{4c}$  ve  $h_5$  hesaplamaları için REFPROP 8.0 yazılımı kullanılmıştır. Enerjinin korunumu yasasına bağlı olarak ölçülen sonuçlar dikkate alındığında, amonyak/su karışımı için kütlelel debi değeri REFPROP kullanılarak hesaplanabilir.

Amonyak soğutma işleminden sorumlu olduğu için, saf amonyağın kütleli debisi sistem performansı açısından önemlidir. Buna bağlı olarak, COP'yi belirlemek için kütleli debinin hesaplanması gerekir.

Kaynacıdan saflaştırıcıya doğru ilerleyen amonyak/su buharı karışımının kütleli debisi ( $\dot{m}_{ky-b}$ ) baloncuk pompasının çıkışında kütle ve enerji korunum denklemleri dikkate alınarak hesaplanır.

$$\dot{m}_{1c} = \dot{m}_{ky-s} + \dot{m}_{ky-b}$$

$$x_{1c} \cdot \dot{m}_{1c} = x_{ky-s} \cdot \dot{m}_{ky-s} + x_{ky-b} \cdot \dot{m}_{ky-b}$$

$$h_{1c} \cdot \dot{m}_{1c} + \dot{q}_{ky} = h_{ky-s} \cdot \dot{m}_{ky-s} + h_{ky-b} \cdot \dot{m}_{ky-b}$$

Kondensere doğru akan saf amonyak buharının kütleli debisi ( $\dot{m}_{sf-b}$ ) saflaştırıcı çıkışında kütle korunum denklemi kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{m}_{ky-b} = \dot{m}_{sf-s} + \dot{m}_{sf-b}$$

$$x_{ky-b} \cdot \dot{m}_{ky-b} = x_{sf-s} \cdot \dot{m}_{sf-s} + x_{sf-b} \cdot \dot{m}_{sf-b}$$

Islak buhar konsantrasyonu (x) ve denklemlerde kullanılan entalpi değerleri (h) akışkan gruplarının fiziksel ve kimyasal özelliklerini simülasyonla gösterebilen REFPROP yazılımı ile bulunmuştur.

Denk 16.daki nano soğutucu akışkanlı soğutucunun COP değerini hesaplamak için gereken  $\dot{Q}_{evap}$ , sistem basıncındaki deneysel  $c_p$  değerleri ve denk. 23'ün genişletilmesiyle elde edilen denk. 24 kullanılarak hesaplanmıştır. Özgül ısı ( $c_p$ ) kalorimetrik teknik kullanılarak ölçülmüştür[15].

$$C_p = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_P$$

$$\Delta h = h_{4c} - h_5 = \int_{4c}^5 C_p dT$$

Çeşitli enerji sistemleri için ekserjetik (ekserji ya da ikinci yasa) performansı formülize etmenin pek çok yolu detaylı olarak verilmiştir. [16]

$$ECOP = \frac{|\dot{q}_e(1 - T_0/T_e)|}{\dot{q}_g(1 - T_0/T_g)}$$

DASS'nin dolaşım oranı :

$$f = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_2}$$

#### 4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

DAS sistemlerinin enerji ve ekserji performanslarını belirlemeden önemli belirleyiciler sıcaklık ve sistem basıncı parametreleridir. Bu çalışmada, dış borunun metlik yüzeyine temas eden K tipi termokupl ( $\pm 0.25$  °C) jeneratör, baloncuk pompası, doğrultucu, condenser, evaporator, absorber ve ısı değiştiricisinin giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için kullanılmıştır. sıcaklığını çözelti ısı değiştiricisinin içteki borusundan doğrudan ölçmek imkansızdır. Bu nedenle  $T_{7a}$  sıcaklığının dış borunun yüzeyinden ölçülen sıcaklığa eşit olduğu kabul edilmiştir. Sistemin çalışma basıncı analog manometre, ( $\pm 0.2$  bar) elektrik tüketimi ise elektronik sayaç ( $\pm 0.1$  kWh) yardımıyla ölçülmüştür.

Sistemin seçilen noktalarında ölçülen sıcaklıktaki değişimler Şekil 5'te verilmiştir. Karışımdaki amonyak sistemdeki kaynaticı tarafından sağlanan ısı yardımıyla buharlaştırılmıştır. Şekil 5'te görülen  $T_{7b}$  sıcaklık deney sonuçlarına göre, nano soğutuculu iş akışkanının sıcaklığı yaklaşık 20°C daha yüksektir. Bu, iş akışkanı içerisindeki metal oksitlerin ısı absorpsiyonunu artırması olarak yorumlanabilir. Daha fazla absorpsiyon, sistemin doğrultucu kısmında yer alan az miktardaki su buharının daha hızlı ayrılmasına neden olur. Buna ek olarak, nanopartikül içermeyen iş akışkanının sıcaklığındaki dalgalanmalar deneyin ilk 30 dakikalık bölümünde elimine edilmiştir. Sıcaklıktaki dalgalanmaların az olmasına rağmen, j-kaynaticıdaki amonyakın sıcaklık değişimi genellikle ihmal edilmiştir. (Şekil 5) Bunun sonucu olarak, amonyak tarafından soğurulan ısı miktarı her iki iş akışkanında da sabittir. Buna rağmen, nanoakışkan tarafından kaynaticıdan alınan ekstra ısının amonyak/su karışımından ayrılan su ile taşındığı gözlemlenmiştir. Kondenser girişinde, saf amonyakta bir sıcaklık artışı gözlemlenmesine rağmen, nanoakışkanlı karışımda önemli sıcaklık dalgalanmaları gözlemlenmemiştir. (Şekil 5)

Nanoakışkan kullanıldığında kondenser çıkış sıcaklığı ( $T_3$ ) artmıştır. (Şekil 5) Sıcaklık artışı yaklaşık  $5^{\circ}\text{C}$ 'dir.

Kondenseri terk eden sıvı amonyak, düzenleyici gaz ile evaporatöre taşınmıştır ve kondenserdeki sıcaklık artışından dolayı, amonyak miktarında önemli bir düşüş gözlemlenmiştir. Amonyak miktarındaki azalma sistemin soğutma kapasitesini azaltır çünkü bu durum evaporatörde ölçülen sıcaklık düşüşünün yeterli olmamasına neden olur. Buna rağmen, nanoakışkan içeren iş akışkanı ile evaporatördeki sıcaklık düşüşü daha kısa zaman aralığında meydana gelecektir. Bu, termostatın anahtarlama süresini büyük sıcaklık düşüşünün istenmediği durumlarda azaltacaktır (Şekil 5). Böylelikle enerji tasarrufu sağlanacaktır.

Evaporatör çıkışındaki (amonyak helyum karşımı) sıcaklık değişimi Şekil 5 te görülmektedir. Nanoakışkan içeren iş akışkanının kararlı durum sıcaklığının  $5^{\circ}\text{C}$  daha yüksek olduğu görülmektedir.

Daha önceki çalışmalarda nanoakışkanların basınç düşüşüne neden olduğu bulunmasına rağmen, bu deneylerde ihmal edilebilecek kadar küçük basınç değişimleri olmuştur. Sistem basıncı 2 noktasında, kondenser girişinde ölçülmüştür. Deney devam ettikçe, basınç düşüşü çok az miktarda gözlemlenmiştir (Şekil 6).

Nanoakışkan içeren DASS, nanoakışkan içermeyen DASS'ne göre daha yüksek sistem basıncına sahiptir (Şekil 6). Her iki sistemin maksimum basıncı aynıdır. (180 dakikada 17.5 bar) Basınç DASS'de önemli bir parametredir, çünkü daha büyük sistem basıncı iş akışkanının daha yüksek dolaşım oranına sahip olmasına neden olur. Nanopartiküllerin dolaşım oranını 30 dakikadan 180 dakikaya artırdığı gözlemlenmiştir. Ortalama sıcaklıktaki zamanla değişim şekil 7 de verilmiştir. Sıcaklıktaki artış  $2.7^{\circ}\text{C}$ 'dir.

Bu çalışmanın sonuçları şöyledir: Nanopartikül içeren soğutma/soğurma akışkanları mini DAS sistemlerinde kullanıldığında arzu edilen ortalama soğutma sıcaklığına neden olmuştur.

Bunun yanı sıra, nanopartikül içeren soğutucu/soğurucu akışkanlar sistemin kararlı durum sıcaklığına hızla ulaşmasına neden olmuştur. Şekil 5'de görüldüğü gibi, nanoakışkan içeren DASS'nde evaporatörde  $0^{\circ}\text{C}$  sıcaklığa 20 dakikada ulaşılırken, nanoakışkan içermeyen DASS'nde aynı sıcaklığa 55



dakikada ulaşılmıştır. Nanopartikül içeren çözeltinin nanopartikül içermeyen çözeltiliye kıyasla, termodinamik olarak daha fazla soğurma kabiliyeti olduğu gözlemlenmiştir. Artan ısı absorpsiyonunun tüm soğutma kapasitesinde sınırlı bir iyileşmeye sahip olması beklenmektedir, ama böyle bir sistemin ısı performansının düşük olacağı gerçeğini söylemek de önemlidir.

COP, ECOP ve F değerlerindeki değişimler Şekil 6'da görülmektedir. Sistem kararlı hale geldiğinde nanoakışkan içermeyen sistemin performans katsayısı 180 dakikada % 9,12'ye ulaşmasına rağmen, nanoakışkanlı sistemin performans katsayısı (COP) %14.22 ye ulaşmıştır. Benzer şekilde sistem için ekserjetik soğutma etkinlik katsayısı (ECOP) nanoakışkan içermeyen ve nanoakışkan içeren sistem için sırasıyla % 8.7 ve %10.15'e ulaşmıştır. Bunun sonucunda, nanoakışkan içeren sistemde soğutma etkinlik katsayısı ve ECOP değerinde sırasıyla % 59.92 ve % 16.67 oranında bir iyileşme elde edilmiştir.(Şekil 8)

Nanoakışkan içeren DASS'nin en yüksek COP değerlerine sahip olduğu gözlemlenmiştir. Nanoakışkanın DASS performansına olan olumlu etkisi açıkça gösterilmiştir.

COP değerlerindeki farklılık performans üzerinde ortalama % 59.92 oranında bir yarar göstermiştir. Böyle tip ısı sistemlerin düşük performansları göz önüne alındığında bu değer önemli bir değerdir. Farklı partikül boyutlarının ve miktarlarının sistem performansı üzerine etkileri takip eden çalışmalarda incelenecektir. Bu çalışma; çoğu ilgili alanda gösterildiği gibi, nanoakışkanların DASS'nde ısı performansı artırması bakımından önemli olduğunu göstermiştir.

En büyük ekserji kaybı her iki sistem için de, sistemin jeneratör kısmında meydana gelmiştir. (Şekil 9) Ekserji kaybı nanoakışkanlı sistemin çoğu bileşeninde artmasına rağmen, ısıtıcı bölümünde 2/3 oranında azalmıştır. Bu durum soğutucu akışkan içerisindeki nanopartiküllerin sergilemiş olduğu yüksek ısı absorpsiyon performansının etkisinden dolayı ortaya çıkmıştır.

## 5. ÇALIŞMANIN ÇIKTILARI

Nanoakışkan içeren DASS deneysel analize göre en iyi performansı göstermiştir. DASS'nde ısının soğutucu/soğurucu akışkanlara aktarıldığı kaynatıcıda kullanılan nanoakışkan, ısı transferini artırmıştır. Soğutucu amonyak karışımından daha hızlı ve daha kolay bir şekilde ayrıldığından artan ısı

transferi soğutma etkisine katkıda bulunmuştur. Böylece, artan kaynatıcı sıcaklığı amonyağın, suyun soğurucu akışkan olduğu amonyak/su karışımından daha hızlı ayrılmasına neden olmuştur.

Nanoakışkan içeren DASS nanokışkansız DASS'ne göre soğutma alanı sıcaklığının azalması bakımından daha hızlıdır (0 °C). Dolayısıyla, nanoakışkan içeren sistem enerji tasarrufu açısından çalışma boyunca herhangi bir belirli iç sıcaklığa göre daha iyidir.

Sonuç olarak, nanoakışkan içeren sistemde hem COP hem de ECOP değerlerinde artış meydana gelmiştir. Sistem bileşenlerinin ekserji kaybındaki artış, toplam ısıtıcıdaki ekserji kaybında soğutucu akışkanın jeneratör bölümünde absorberden kolaylıkla ayrılacağı sıcaklığın elde edilmesini kolaylaştırarak ortalama bir düşüşe neden olmuştur.

**Teşekkür :**

Bu çalışma TÜBİTAK tarafından desteklenmiştir. (Proje no:112M039)

**KAYNAKÇA**

1. Von Platen, B.C., Munters, C.G. , Refrigerator, US Patent 1, (1928) 685-764.
2. Zohar,A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance. Applied Thermal Engineering. 27 (13) (2007) 2213-2219.
3. Koyfman, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I, An experimental investigation of bubble pump performance for diffusion absorption refrigeration system with organic working fluids. Applied Thermal Engineering. 23 (2003) 1181-1194.
4. Sözen, A., Menlik, T., Özbaş, E., The effect of ejector on the performance of diffusion absorption refrigeration systems: An experimental study. Applied Thermal Engineering. 33-34 (2012) 44-53
5. Starace, G., De Pascalis, L., An enhanced model for the design diffusion absorption refrigerators, International Journal of Refrigeration, 36 (2013) 1495-1503.
6. Starace, G., De Pascalis, L., An advanced analytical model of the diffusion absorption refrigerator cycle, International Journal of Refrigeration, 35 (2012) 605-612.
7. Rodriguez-Munoz, J.L., Belman-Flores, J.M., Review of diffusion-absorption refrigeration technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 30 (2014) 145-153.
8. Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., The influence of the generator and bubble pump configuration on the performance of diffusion absorption refrigeration (DAR) system, International Journal of Refrigeration, 31 (2008) 962-969.
9. Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., Performance of diffusion absorption refrigeration cycle with organic working fluids. International Journal of Refrigeration. 32 (2009) 1241-1246.
10. Yang , L., Du, K., Bao, S., Wu, Y., Investigations of selection of nanofluid applied to the ammonia absorption refrigeration system. International Journal of Refrigeration. 35 (2012) 2248-2260.
11. Kim, J.K., Lee, J.K., Kang, Y.T., Absorption performance enhancement by nano-particles and chemical surfactants in binary nanofluids. International Journal of Refrigeration. 30 (2007) 50-57
12. Mahbubal, I.M., Fadhilah, S.A., Saidur, R., Leong, K.Y., Amalina, M.A., Thermophysical properties and heat transfer performance of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/R-134a nanorefrigerants, International Journal of Heat and Mass Transfer. 57 (2013) 100-108.
13. Yıldız, A., Ersöz, M.A. Energy and exergy analyses of the diffusion absorption refrigeration system, Energy, 60 (2013) 407-415.
14. Dincer, I. and Rosen, M.A. Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development, Elsevier Science Ltd. (2007)

15. Gailhanou, H., Blanc, P., et al. Thermodynamic properties of illite, smectite and beidellite by calorimetric methods: Enthalpies of formation, heat capacities, entropies and Gibbs free energies of formation, *Geochimica et Cosmochimica Acta*, 89 (2012) 279-301
16. Kotas, T.J. The exergy method of thermal plant analysis. Florida: Kriger Publishing Company. (1995)