

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
TERMODİNAMİK BİLİM DALI**

**ABSORBSİYONLU SOĞUTMA YAPILAN BİR MİNİ BUZDOLABININ
HESAPLAMALI AKIŞKAN DİNAMİĞİ DESTEKLİ EKSERJİ ANALİZİ**

Mustafa ELEGELMEZ

**Danışman
Dr. Öğr. Üyesi Anıl BAŞARAN**



MANİSA-2023

Mustafa
ELEGELMEZ

ABSORBSİYONLU SOĞUTMA YAPILAN BİR MİNİ BUZDOLABININ
HESAPLAMALI AKIŞKAN DİNAMİĞİ DESTEKLİ EKSERJİ ANALİZİ

2023

TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde, akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Mustafa ELEGELMEZ



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER	i
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iii
TABLO DİZİNİ	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ÖZET.....	vi
1.GİRİŞ	1
1.1 Literatür Araştırması	3
2.GENEL BİLGİLER	7
2.1 Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi	8
2.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi ve Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Karşılaştırılması	9
2.3 Amonyak-Su ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) Akışkan Çiftli Çevrimler	10
2.4 Su-Lityum Bromid ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) Akışkan Çiftli Çevrimler	11
2.5 Enerji Regülasyonu	12
3. YÖNTEMLER	14
3.1. Enerji Analizi	16
3.2. Ekserji Analizi	20
3.3. Deneysel Çalışmalar	25
3.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Analizi	31
3.4.1. HAD Hesaplama Bölgesi ve Çözüm Ağı	32
3.4.2. HAD Simülasyon Koşulları	35
3.4.3. Nümerik Yöntemler	38
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	40
4.1. HAD Simülasyon Modelinin Doğrulanması	40
4.2. Enerji ve Ekserji Analizi Bulguları	42
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	51
KAYNAKÇA.....	53
EKLER.....	55
EK A. (ASS’de Kullanılan Amonyakın Karakteristik Özellikleri).....	55

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

CFC	Chlorofluorocarbon (Kloroflorokarbon)
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
COP	Coefficient of Performance (Etkinlik Tesir Katsayısı)
PIV	Particle Image Velocimetry (Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü)
EEI	Energy Efficiency Index (Enerji Verimliliği İndeksi)
ASS	Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi
LPG	Likit Petrol Gazı
LED	Light Emitting Diode (Işık Yayan Diyot)
ÇİD	Çözeltili Isı Değiştirici
CAD	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
MAE	Mean Absolute Error (Ortalama Mutlak Hata Yüzdesi)
Gr	Grashof Sayısı
Ra	Rayleigh Sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
Ėx	Ekserji Akımı, (kW)
h	Entalpi, (kJ/kg)
m	Kütleli debi, (kg/s)
Q	Isı Transfer Akımı, (kW)
s	Entropi, (kJ/kgK)
T	Sıcaklık, (K)
W	İş, (kW)
g	Yer Çekimi İvmesi (m/s ²)
β	Hacimsel Genleşme Katsayısı (1/K)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
Cp	Özgül Isı (kJ/kg-K)
μ	Viskozite (Pa-s)
α	Isıl Yayılm Katsayısı (cm ² /s)

Alt İndisler:

ç: Çıkış

g: Giriş

0: Atmosferik Şartlar (Ölü Hal)

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Ferdinand Carre tarafından icat edilmiş ASS [3, 4].	7
Şekil 2.2. İngiltere'de "Pontifex ve Wood" firması tarafından imal edilmiş absorbsiyonlu soğutma makinesi [3, 4].	7
Şekil 2.3. Birleştirilmiş absorbsiyonlu ve buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi [3, 4].	8
Şekil 2.4. Amonyak-su karışımı absorbsiyonlu soğutma çevrimi [6].	9
Şekil 2.5. Amonyak- su karışımı tek kademeli absorbsiyonlu soğutma çevrimi.	11
Şekil 2.6. Su-Lityum Bromid karışımı tek kademeli absorbsiyonlu soğutma çevrimi [20].	12
Şekil 3.1. Difüzyon absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik görüntüsü.	15
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin şematik görüntüsü.	26
Şekil 3.3. Minibarın ölçüm noktaları ve patlatılmış CAD görseli.	26
Şekil 3.4. ASS'nin ölçüm noktalarının CAD görseli üzerinde gösterimi.	27
Şekil 3.5. ASS'nin sıcaklık ölçüm noktaları ve manometre bağlantısı.	28
Şekil 3.6. ASS'nin jeneratör bölgesinin yalıtılması.	29
Şekil 3.7. ASS'nin çalışma basıncı.	29
Şekil 3.8. Soğutulan kabinin sıcaklık ölçüm noktaları.	30
Şekil 3.9. Kütleli derişim oranları için kullanılan REFPROP 9.0 programı.	30
Şekil 3.10. %37,5 amonyak-su çözeltisi ve 22 bar sistem basıncı için kullanılan T-x grafiği.	31
Şekil 3.11. Hesaplama geometrisi (Computational Domain).	33
Şekil 3.12. Hesaplama geometrisi çözüm ağı (mesh) genel gösterimi.	34
Şekil 3.13. Evaporatör bölgesindeki çözüm ağı yapısı.	34
Şekil 3.14. Minibar kabini genel konstrüksiyonu.	36
Şekil 4.1. HAD simülasyon doğrulaması için sıcaklık ölçümü gerçekleştirilen noktaların CAD üzerindeki transparan görünümü lokasyonları.	41
Şekil 4.2. %37,5 amonyak-su çözeltisi ve 141,8 °C sıcaklık için sıvı fazı kütleli derişim oranı.	43
Şekil 4.3. %37,5 amonyak-su çözeltisi ve 141,8 °C sıcaklık için gaz fazı kütleli derişim oranı.	43
Şekil 4.4. %37,5 amonyak-su çözeltisi ve 62,7 °C sıcaklık için sıvı fazı kütleli derişim oranı.	44
Şekil 4.5. %37,5 amonyak-su çözeltisi ve 62,7 °C sıcaklık için gaz fazı kütleli derişim oranı.	44
Şekil 4.6. Kontrol hacimlerinin ısı transfer hızları.	46
Şekil 4.7. Kontrol hacimlerinin ısı transfer hızı oranları	47
Şekil 4.8. Ekserji yıkımlarının yüzdelik değerleri.	49
Şekil 4.9. Grossman eğrisi üzerinde ekserji yıkımları.	50
Şekil 4.10. Minibarın ekserji verimliliği, ekserji performans katsayısı ve COP değeri.	50

TABLO DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 2.1. Soğutma cihazlarının 2021 yılı için minimum EEI değerleri [21].....	13
Tablo 2.2. Soğutma cihazlarının 2024 yılı için minimum EEI değerleri [21].....	13
Tablo 3.1. Minibar kabin duvarlarının toplam ısı transfer katsayısı (U).....	36
Tablo 3.2. Kabin duvarlardan olan ısı transfer hızları, infiltrasyon ve toplam soğuma yükü.....	37
Tablo 3.3. 12 °C sıcaklıktaki havanın termofiziksel özellikleri.	38
Tablo 3.4. Minibar iç ortam havası için Gr ve Ra sayıları.	39
Tablo 4.1. HAD simülasyon sıcaklıkları ile deneysel ölçümlerim karşılaştırması. ..	41
Tablo 4.2. Deneysel ölçüm verileri.	42
Tablo 4.3. Deneysel olarak hesaplanan kütleli debiler, kütleli değişim oranları ve entalpi değerleri.....	45
Tablo 4.4. Deneysel olarak hesaplanan entropi değerleri.....	47
Tablo 4.5. HAD simülasyon sonuçlarına göre minibar kabindeki entropi üretimi. ..	48
Tablo 4.6. Minibar bileşenlerinde ekserji yıkım değerleri	49

TEŞEKKÜR

Çalışmamın her aşamasında bana destek olan, bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren, lisansüstü öğrenim hayatımın tüm zorlu aşamalarında her yönden yardımcı olan, tecrübeleri ile beni aydınlatan ve desteğini hiç eksik etmeyen, kendisini tanımaktan büyük onur duyduğum sevgili danışman hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi Anıl BAŞARAN' a, yüksek lisans eğitimim sırasında desteği ve absorbsiyonlu soğutma sistemleri konusunda her türlü imkan ve desteği veren ISM Minibar' a, çalışmalarım sırasında manevi desteğini her zaman hissettiğim değerli nişanlım Biyomedikal Mühendisi Irmak ÖCAL' a, öğrenim hayatım boyunca beni maddi ve manevi olarak destekleyen ve hep yanımda olan aileme yürekten teşekkür ederim.

Mustafa ELEGELMEZ
Manisa, 2023

ÖZET

Yüksek Lisans

Absorbsiyonlu Soğutma Yapılan Bir Mini Buzdolabının Hesaplamalı Akışkan Dinamiği Destekli Ekserji Analizi

Mustafa ELEGELMEZ

**Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği
Termodinamik Anabilim Dalı**

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Anıl BAŞARAN

Enerjinin öneminin giderek arttığı bu günlerde, soğutma sistemlerinin performanslarının geliştirilmesi büyük önem arz etmektedir. 2021 yılı itibarı ile Avrupa Birliği (AB) tarafından yayımlanan yeni enerji regülasyonu kapsamında, üretici firmaları enerji verimlilikleri bakımından iyileştirme yapmaya teşvik etmektedir. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerin enerji tüketim değerleri çok iyi olmamasına rağmen kompresörlü ürünlere göre sessiz çalışmaları ve çevre dostu akışkanlar kullanılması sebebi ile özellikle turizm sektöründe öncelikli soğutma sistemlerinden biri olarak görülmektedir. Bu kapsamda, tek kademeli difüzyonlu absorbsiyonlu minibar buzdolabının termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Ele alınan minibar buzdolabında soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu akışkan olarak su, basınç dengeleyici olarak helyum gazı ve güç kaynağı olarak elektrikli rezistans kullanılmıştır. Çalışmada termodinamik analiz için minibar buzdolabı bir deney düzeneği olarak düzenlenmiş ve minibar buzdolabının farklı noktalarından sıcaklık ve basınç ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Deneysel ölçümler hem minibar soğutma kabiniinde hem de absorbsiyonlu soğutma çevriminde gerçekleştirilmiştir. Ele alınan minibarın ekserji analizi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizi ile desteklenmiştir. Deneysel ölçümlerle gerçekleştirilen enerji ve ekserji analizine ek olarak HAD analizi ile soğutulan kabinin entropi üretimi hesaplanmıştır. Bu tez çalışmasında uygulanan HAD yöntemleri sıcaklık ölçümleri ile doğrulanmıştır. Soğutulan kabinin deneysel sıcaklık ölçümleri ile HAD simülasyon sıcaklıkları arasındaki ortalama mutlak hata yüzdesi (MAE) %3,4 olarak bulunmuştur. Analiz sonucuna göre en yüksek ısı transfer hızının 27,2 W ile ayırıcıda meydana geldiği tespit edilmiştir. Bu tez çalışmasında absorbe minibardaki en yüksek ekserji yıkımı 9,02 W ile ısı değiştiricide olduğu sonucuna varılmıştır. Absorbe minibarın ekserji verimliliği 0,719; Etkinlik Tesir Katsayısı (COP) 0,13 olarak bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi, Enerji verimliliği, Etkinlik Tesir Katsayısı (COP), Minibar, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Ekserji

2023, 64 sayfa

ABSTRACT

M.Sc.Thesis

Computational Fluid Dynamics Assisted Exergy Analysis of a Mini Refrigerator with Absorption Cooling

Mustafa ELEGELMEZ

**Manisa Celal Bayar University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering
Department of Thermodynamics**

Supervisor: Dr. Lecturer Anıl BAŞARAN

In these days when the importance of energy is increasing, it is of great importance to improve the performance of cooling systems. As of 2021, within the scope of the new energy regulation published by the European Union (EU), manufacturers are encouraged to make improvements in terms of energy efficiency. Although the energy consumption values of absorption cooling systems are not very good, they are seen as one of the priority cooling systems, especially in the tourism sector, due to their quiet operation and the use of environmentally friendly fluids compared to compressor products. In this context, thermodynamic analysis of a single-stage diffusion-absorption minibar refrigerator was carried out. Ammonia was used as the refrigerant fluid, water as the absorbent fluid, helium gas as the pressure balancer and electrical resistance as the power source in the minibar refrigerator considered. In the study, the minibar refrigerator was arranged as an experimental setup for thermodynamic analysis and temperature and pressure measurements were made from different points of the minibar refrigerator. Experimental measurements were carried out both in the minibar cooling cabinet and in the absorption cooling cycle. The exergy analysis of the considered minibar was supported by the Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis. In addition to the energy and exergy analysis performed with experimental measurements, the entropy production of the cooled cabin was calculated by CFD analysis. CFD methods applied in this thesis study were verified by temperature measurements. The mean absolute percent error (MAE) between the experimental temperature measurements of the cooled cabinet and the CFD simulation temperatures was found to be 3.4%. According to the results of the analysis, it was determined that the highest heat transfer rate occurred in the separator with 27.2 W. In this thesis study, it was concluded that the highest exergy destruction in the absorbed minibar was in the heat exchanger with 9.02 W. The exergy efficiency of the absorb minibar is 0.719; The Efficiency Effect Coefficient (COP) was found to be 0.13.

Keywords: Absorption Cooling System, Energy efficiency, Efficiency Effectiveness (COP), Minibar, Computational Fluid Dynamics (CFD), Exergy

2023, 64 pages

1.GİRİŞ

Dünyada hızla değişen çevresel faktörler ve enerji ihtiyaçlarının çeşitliliği insanoğlunu yeni arayışlara sürüklemiştir. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde (bir diğer adıyla absorbe sistemler) kullanılan akışkanlar ozon tabakasını ve çevreyi koruması bakımından önem arz etmektedir. Çevre dostu sistemler olmasının yanında özellikle yenilenebilir enerji gibi farklı enerji kaynaklarının kullanılabilmesi tercih sebebi haline getirmektedir.

Absorbsiyonlu soğutma çevrimi ile çalışan soğutucu mini buzdolabı olarak tanımlanan absorbe minibarlar diğer soğutma sistemlerine göre enerji verimliliği çok yüksek olmamasına rağmen sessiz çalışması ile avantaj sağlamaktadır. Kompresör gibi sesli çalışan ürünlere karşı Absorbe sistemler bir adım öne çıkmaktadır. Absorbe minibarlar sessiz çalışması sayesinde çeşitli kullanım alanları sunmaktadır. Otel odaları ve araç içi soğutucu minibar ihtiyaçları örnek olarak verilebilir.

Günümüz koşulları düşünüldüğünde kompresörlü ve işletme giderleri fazla olan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin yerini alternatifi olarak görülen absorbsiyonlu sistemlere bırakması düşünülmektedir. Ancak ticari alanda ilk olarak 1950'li yıllarda Amerika ve Japonya'da üretilen absorbsiyonlu sistemler, buhar sıkıştırımlı sistemlerin ilk yatırım maliyetinin azalması ile eski popülerliğini kaybetmeye başlamıştır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde (ASS) ihtiyaç duyulan ısı enerjisinin fazla olmasına karşın çevrimin çalışabilmesi için sağlanması gereken mekanik enerji ihtiyacı oldukça azdır. Bu sebeple bu tip soğutma sistemlerinde ihtiyaç duyulan ısı enerjisini jeotermal veya güneş enerjisi gibi ucuz enerji kaynaklarından temin edilmesi sistemin işletme maliyetlerini azaltmaktadır. Ayrıca absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kloroflorokarbon (Chlorofluorocarbon-CFC) içeren eriyikler kullanılmadığından bu sistemler son derece çevreci soğutma sistemleridir [1].

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu olarak da bilinmektedir. Birinci kanun enerjinin niceliği ile ilgilenirken enerjinin niteliği hakkında bir değerlendirmede bulunmamaktadır. Birinci kanuna göre sisteme giren, çıkan,

sistemde depo edilen ve sistemde üretilen enerji miktarının toplamı sıfırdır. Başka bir deyişle, birinci kanuna göre, sistemle çevrenin etkileşimi sırasında, sistem tarafından kazanılan enerji, çevre tarafından kaybedilen enerjiye eşit olmak zorundadır. Termodinamiğin ikinci kanunu ise sistemdeki niteliği sorgulamakta ve bu analizleri gerçekleştirmek için gerekli olan değerleri içermektedir. İkinci kanun temelinde enerjinin bir türden başka bir türe dönüşümünde birinci kanun gereği enerjinin toplam miktarında değişiklik olmasa bile enerjinin niteliğinde mutlaka bir değişim olacağını savunmaktadır. Termodinamik sistemlerin analizinde birinci kanun analizi ile elde edilecek sonuçların değerlendirilmesi bazı hatalara neden olabilmektedir. Bu nedenle birinci kanun analizi ile ikinci kanun analizinin de yapılması daha doğru sonuçlara ulaşılmasını sağlayacaktır [2].

Soğutma sistemlerindeki temel parametrelerden birisi enerjinin verimli kullanılmasıdır. Absorbe minibarın arkasındaki soğutma komponentlerinin ve iç kabindeki hava akışının incelenip ısı kayıplarının ve ekserji kaybının hesaplanarak sistemin daha verimli hale getirilmesi amaçlanmıştır. Kabindeki hava akışı için entropi üretimi ve ekserji kaybı hesaplarında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri ile incelemeler yapılmıştır. Yapılan tezde absorbe bir minibarın entropi üretimini belirleyerek ekserji kayıpları tespit edilmiştir. Enerji kayıplarının enerji verimliliğine etkileri belirlenerek absorbe minibarın kapsamlı performans analizi yapılmıştır ve performans artırma yolları tespit edilmiştir. Ayrıca enerji kaynağı olarak elektrikli rezistans kullanılmıştır. Rezistansla birlikte $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftleri seçilmiş ve basınç dengeleyici gaz olarak helyum tercih edilmiştir. Deneyler Manisa ilindeki ISM Minibar fabrikasında yapılmıştır. Deney düzeneğinden elde edilen ölçümler, termodinamik kanunlar ışığında enerji ve ekserji analizi için kullanılmıştır. Temin edilen absorbe minibar üzerinde sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Bu sayede enerji kayıplarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Ölçümler absorbe soğutma sistemi komponentlerinin üzerinden alındıktan sonra, ekserji analizleri için bilgisayar ortamında kullanılmıştır. Çözümlemeler Engineering Equation Solver programı ile yapılmıştır. Soğutma kabininin hesaplamalarında akışkanlar dinamiği analizleri için ANSYS Fluent yazılımı kullanılmıştır. Ürün içerisinde hava sirkülasyonunu sağlayabilecek bir fan kullanılmadığı için doğal konveksiyon ile akış analizleri yapılmıştır.

1.1 Literatür Araştırması

Son yıllarda, absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin performanslarının iyileştirilmesi üzerine yapılan çalışmalara olan ilgi artmış ve yapılan bilimsel çalışmalar şu şekilde araştırılmıştır;

Arslan ve Eğrican, (2004) absorbe sistemin üzerindeki ısı kayıplarını tespit ederek sistem performansının artırılması amaçlanmıştır. Özellikle minibarlar üzerinde yapılan çalışmalarda soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu akışkan olarak su ve basınç dengelemek için helyum üzerinden çalışılmıştır. Termodinamiğin birinci Kanunu vasıtasıyla bulunan ısı değerler bilgisayar programı yardımıyla değerlendirilerek sistem üzerindeki performans etkileri tartışılmıştır [3].

Özbaş, (2009) sistem üzerinde amonyak- su kullanılmıştır ve helyum gazı, difüzör olarak tercih edilmiştir. Isı kaynağı için likit petrol gazı (LPG) ve güneş enerjisi üzerinde incelemeler sonrasında bununla ilgili teorik hesaplar yapılmıştır. Ejektör kullanımının sistem performansına katkısı araştırılmıştır. LPG deneylerinde hem soğuma zamanı hem de soğuma bakımından en verimli sonuçlara ulaşılmıştır [4].

Uçar, (2009) $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftli absorbe sistem üzerinde farklı basınçlardaki He gazının etkileri incelenmiştir. %25 ve 410 gram sabit tutularak sırasıyla 5 bar, 10 bar ve 15 bar basınçlarında deneyler yapılmıştır. Sonuç olarak en verimli basınç değerinin 15 bar olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca sistem komponentleri için termodinamiğin birinci kanun analizleri yapılmıştır [5].

Memişoğlu, (2013) ön soğutmalı ve ön soğutmasız yayınlı soğurmalı sistemleri büyük hacimlerde incelemiştir. Bu sistemlerin buhar sıkıştırmalı sistemler ile karşılaştırmasını yapmıştır. Soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu akışkan olarak su ve basınç dengelemek için helyum kullanılmıştır. Sistemin belirli noktalarından ölçüm alarak ısı yükler hesaplanmıştır [6].

Öztaş, (2015) mini absorbe dolaplarda farklı soğurucu akışkan tiplerinin sistem performansına analizini incelemiştir. Temel olarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ akışkanları üzerinde durulmuştur. Farklı oranlarda soğurucu akışkanlar kullanılmış ve optimum değerlerin tespiti amaçlanmıştır. İki akışkan için de %5, %7 ve %9 artırılarak sonuçları belirtilmiştir. LiBr'ün H_2O ya göre soğutucu ile uyumunun daha verimli olduğu sonucuna varılmıştır [7].

Mansouri ve ark., (2017) amonyak-su karışimli absorbe dolaplar için farklı jeneratör güçlerinin sistem performansına etkileri üzerinde durulmuştur. Testlerde 46,56 ve 67 W güçlerinde jeneratörler kullanılmıştır. En verimli jeneratör 167 °C lik sıcaklığa ve 0,159'luk etkinlik tesir katsayısı (Coefficient of Performance-COP) değerine karşılık gelen 46 W gücündeki sistemde elde edilmiştir. Sistem çözümleri Aspen-Plus programı ile numerik olarak hesaplanmıştır ve ölçülen deneysel değerler ile karşılaştırılmıştır. Program ile deneysel değerler arasında %1'lik fark gözlemlenmiştir [8].

Absorbe minibarların performans inceleme yöntemlerinin başında enerji ve ekserji analizleri gelmektedir. Bu kapsamda, absorbe soğutma sistemlerinin enerji analizleri, COP ve ekserji üzerine yapılan çalışmalar literatürde mevcuttur;

Sahoo ve ark., (2004) $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkanı kullanılan bir absorbe sistemin termodinamik ve eksergoekonomik analizleri yapılmıştır. Ekserji hesaplamaları termodinamik kanunları kullanılarak yapılmış ve enerji hesapları maliyet analizleri ile ilişkilendirilmiştir. Sistemin tüm elemanları için ekserji analizleri ve maliyet hesapları yapılarak %1,81 sistem yatırımı ile %14,50 maliyet iyileştirmesi yapılmıştır [9].

Boer ve ark., (2005) absorpsiyon döngüsü analizleri ekserji ve yapısal analiz başlıkları altında incelenmiştir. Yapısal bağ katsayılarının ve minimum sıcaklık farklarının sistem performansına etkisi araştırılmıştır. Ayrıca sistemin termoeekonomik analizleri üstünde durulmuştur. Sistemdeki tersinmezlik etkisi, bileşenlerin tersinmezlikleri üzerinden incelenmiştir. İncelemeleri sonucunda minimum sıcaklık değişikliği durumunda soğutma yükü değerlerinin daha verimli

olduğu anlaşılmıştır. Tek etkili döngü olarak amonyak-su üzerinden çalışma yapılmıştır [10].

Olcayer, (2005) iki kademeli absorpsiyon çevrimindeki tersinmezlikler performans ve ekserji analizleri ile hesaplanmıştır. Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarından faydalanılmıştır. İki kademeli absorbe sistem $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ için örnek çalışma yapılmıştır.

Sistemde kayıp olan ekserjinin büyük bölümü absorbe ve jeneratör kaynaklı olduğu tespit edilmiştir. Absorberden atılan enerjinin jeneratörde kullanılması üzerinde iyileştirmeler yapılmıştır. COP değerinin sistem elemanları üzerindeki etkisi incelenmiştir. Hesaplar REFPROP isimli program ile yapılmıştır. Entropi değer hesaplarıyla çalışmalar genişletilmiştir [2].

Saka, (2010) $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ karışımı kullanılan tek etkili bir absorbe sistem üzerinde termodinamik analizler yapılmıştır. Termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizleri kullanılarak ekserji hesaplamaları yapılmıştır. Eşanjörün sistem verimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Eriyik eşanjörün sisteme daha fazla katkı gösterdiği gözlemlenmiştir. Sistemin komponentleri üzerinde elde edilen entropiler karşılaştırılmış ve sonuç olarak en çok üretim kaynaticıda gözlemlenmiştir [11].

Kaya, (2011) ekserji analizi ile sonlu zaman termodinamiği yöntemlerinin tek etkili absorbe sistem üzerinde uygulanması amaçlanmıştır. $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkanları için incelemeler yapıp sonuçları tartışılmıştır. Engineering Equation Solver ve Mathematica programı yardımıyla sistemdeki tersinmezlikler hesaplanarak bileşenlerin genel performans üzerindeki etkileri tartışılmıştır [12].

Yağcıoğlu, (2018) absorbe sistemlerde farklı akışkan tipleri için incelemeler yapmıştır. $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ve $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ akışkan çiftleri için farklı komponentler üzerinde ekserji analizleri yapılarak sonuçlar gözlemlenmiştir. MATLAB programı ile akış çözümlemeleri yapılmıştır. $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ çiftinin performans değerlerinin diğer çiftlere göre daha verimli olduğunu tespit etmiştir. NaSCN etkinlik tesir katsayısının daha yüksek olduğunu gözlemlenmiştir [1].

Gündüz, (2020) yenilenebilir enerji kaynaklarının absorbe sistemler üzerindeki çalışma durumu incelenmiştir. Güneş enerjisi kaynak olarak kullanılmış, doğaya ve ozon tabakasına verilen tahribatın azaltılması amaçlanmıştır. Sistemdeki tersinmezlikler $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiCl-H}_2\text{O}$ akışkan çiftleri üzerinden çözümlenmiştir. COP değerleri farklı akışkanlar için hesaplanmıştır. Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları üzerinden hesaplamalar yapılmıştır. Antalya ve Kocaeli için ay bazlı güneş enerjisi değerleri hesaplanarak karşılaştırmalar yapılmıştır [13].

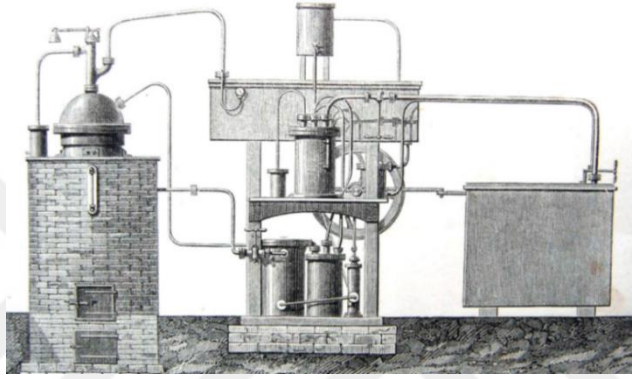
Enerji analizlerine ek olarak akış analizleri performans değerlendirmeleri için akılcı bir yol olmaktadır. Bazı araştırmacılar, absorbe minibarların akış analizleri üzerine çalışmalar gerçekleştirmiştir:

Lacerda ve ark., (2005) ev tipi buzdolabının üstüne yerleştirilmiş dondurucu bölümündeki hava akış durumlarını incelemiştir. Farklı sıcaklık durumlarının etkisi parçacık görüntülerinin hız incelemeleri Parçacık Görüntüleme ve Hız Ölçüm Sistemi (PIV) ile uygulanmıştır. Akış hızının maksimum olduğu yerler alt bölümlerde gözlenmiştir. Sistemdeki sıcaklık değerlerinin önemli etkisi olduğu gözlemlenmiştir. Kompresörün durma ve çalışma etkileri belirtilmiştir [14].

Laguerre ve ark., (2008) ev tipi bir buzdolabında doğal konveksiyon ile hava akışları incelenmiştir. Soğuk duvar yüzey alanının ve sıcaklık değerlerinin etkileri araştırılmıştır. İç hacmin dolu ve boş olduğu durumlar değerlendirilmiştir ve dolu hacmin hava akış hızını azalttığı bulgusuna varılmıştır. Hava hızının en yüksek olduğu yer soğuk yüzeyin alt kısmında görülmüştür ve 0,2 m/s bulunmuştur. Parçacık görüntü incelemeleri PIV sistemi ile deneysel gözlemlenmiştir [15].

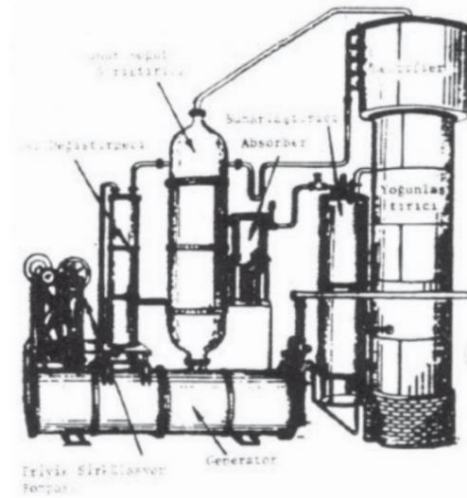
2.GENEL BİLGİLER

Prensip olarak amonyak (Ek A.) ve suyun birbirine karşı olan özelliklerini keşfeden Michael Faraday'dır ve amonyak yoğuşturma denemeleri yaparken ortaya çıkarmıştır. Absorbsiyonlu soğutma sistemi patenti 1860 yılında alınmıştır ve ilk alan kişi Fransız mucit Ferdinand Carre'dir. Ferdinand Carre sistemi 1862 yılında gerçekleştirmiştir. Ferdinand Carre'nin icat etmiş olduğu sürekli çalışan absorbsiyonlu soğutma makinesi Şekil 2.1'de görülmektedir [3, 4].



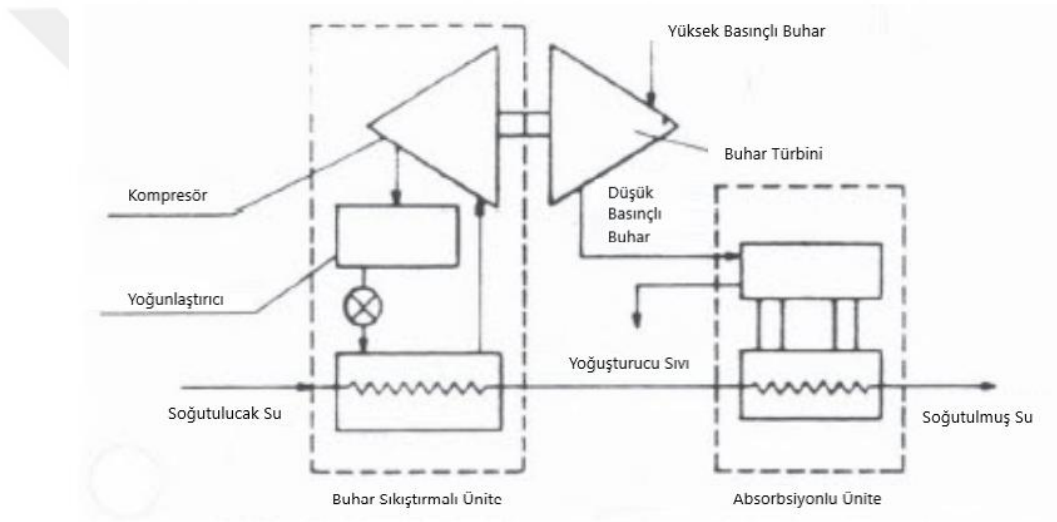
Şekil 2.1. Ferdinand Carre tarafından icat edilmiş ASS [3, 4].

“Pontifex ve Wood” firması 1887 yılında farklı bir absorbsiyonlu soğutma makinesi üretmiştir. Şekil 2.2 de imal edilen absorbsiyonlu soğutma sistemi görülmektedir [3, 4].



Şekil 2.2. İngiltere'de "Pontifex ve Wood" firması tarafından imal edilmiş absorbsiyonlu soğutma makinesi [3, 4].

1900'li yılların başında absorbe sistemlere olan ilgi artmıştır. 1920'li yıllardan sonra tasarım ve teknolojik olarak yapılan çalışmalar Amerika, Almanya, İtalya gibi birçok ülkede devam etmiştir. Bu tarihlerde üretilen en büyük absorpsiyonlu soğutma tesisi 4190 kW'lık soğutma kapasitesine sahiptir. 1950'li yıllara geldiğimizde buhar sıkıştırma mekanik sistemler öncelik kazanmaya başlamıştır. İlginin artma sebebi ise 1950'lerden sonra elektriğin ucuzlaması ve kompresör boyutlandırmalarındaki çeşitliliğin artmış olmasıdır. Absorpsiyonlu soğutma makinesi ile buhar sıkıştırma soğutma makinesi özel uygulamalarla beraber kullanılabilir. Şekil 2.3'te birleştirilmiş absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırma soğutma sistemi görülmektedir [3, 4].

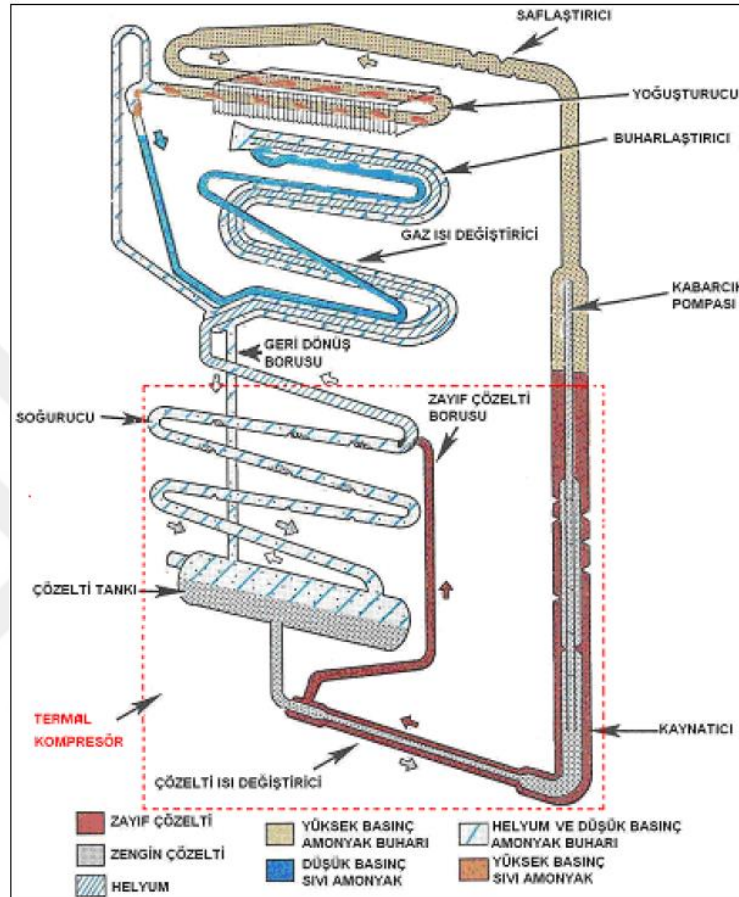


Şekil 2.3. Birleştirilmiş absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırma soğutma sistemi [3, 4].

2.1 Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Amonyak suda çok hızlı eriyen bir maddedir. Ayrıca su ve amonyak karışımı 140 dereceye ısıtıldığı zaman, amonyak sudan tamamen ayrılır. Amonyakın bu özelliklerinden yararlanılarak, absorpsiyonlu soğutma sistemleri yapılmıştır [16]. Isı pompası ya da rezistans enerji kaynağı olarak kullanılabilir. Belirli bir haznede karıştırılan amonyak-su ikilisi enerji kaynağı ile yeterli ısıyı aldıktan sonra su ve amonyak birbirinden ayrılır. Amonyak bakımından zengin eriyik soğurucudan geçerek kondensere gider ve fakir eriyik tırmanış borusuna doğru geri döner. Kondenserde yoğunlaşarak sıvı olarak çıkan amonyak evaporatöre geçerek ortamdan ısı

eker ve soğumayı gerçekleştirir. Sisteme amonyak ve su ile helyum basılır. Helyum ile sıvı amonyağın basınç farkını kullanarak sistem evaporatörden absorbere geçip burada başlangıçta tırmanış borusuna giden zayıf eriyik ile birleşerek tekrardan karışım haznesine geri döner ve çevrim tekrarlanır.



Şekil 2.4. Amonyak-su karışımı absorpsiyonlu soğutma evrimi [6].

2.2 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi ve Mekanik Buhar Sıkıştırma Soğutma Sisteminin Karşılaştırılması

Absorpsiyonlu soğutma çevrimi ile mekanik buhar sıkıştırma soğutma sisteminin arasındaki temel farklar aşağıdaki gibi listelenebilir:

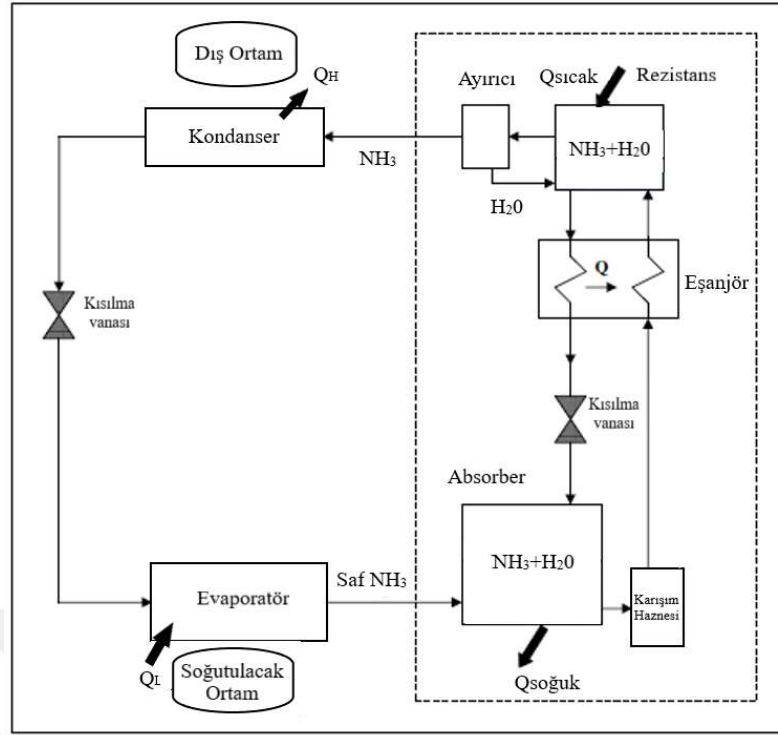
- ✓ ASS'de hareketsiz parça sayısı fazla olmasından dolayı gürültüsüz çalışabilmektedirler.
- ✓ ASS, düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında avantajlıdır. Bunun nedeni buhar sıkıştırma sistemde kompresördeki sürtünmelerden dolayı güç kayıplarının

olması ve aşırı kızdırma problemlerinin bu sistemlerde söz konusu olmamasıdır.

- ✓ ASS'nin kontrolleri kolayca yapılabilir ve uzun süre kullanılabilirler.
- ✓ ASS, %0-100 arasında değişebilen soğutma yükü sağlayabilir.
- ✓ ASS'de buharlaştırıcı basınç ve sıcaklıklarında azalma olduğunda soğutma kapasitesinde kayıp az olur.
- ✓ ASS'de hızlı bir soğutma yükü sağlanır.
- ✓ ASS'de buhar sıkıştırırmalı sistemlerinde kullanılan elektrik enerjisinin %2-9 kullanılmaktadır.
- ✓ ASS'de ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olmasına rağmen bakım gerektirmemesi ve arızalanmanın az olması sistemi avantajlı kılmaktadır.
- ✓ Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sisteminde tek akışkan kullanılırken ASS'de bir soğutucu bir de soğurucu akışkan bulunmalıdır.
- ✓ ASS'de kristalleşme ihtimali bulunurken, buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sisteminde böyle bir ihtimal bulunmamaktadır [6, 7].

2.3 Amonyak-Su ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) Akışkan Çiftli Çevrimler

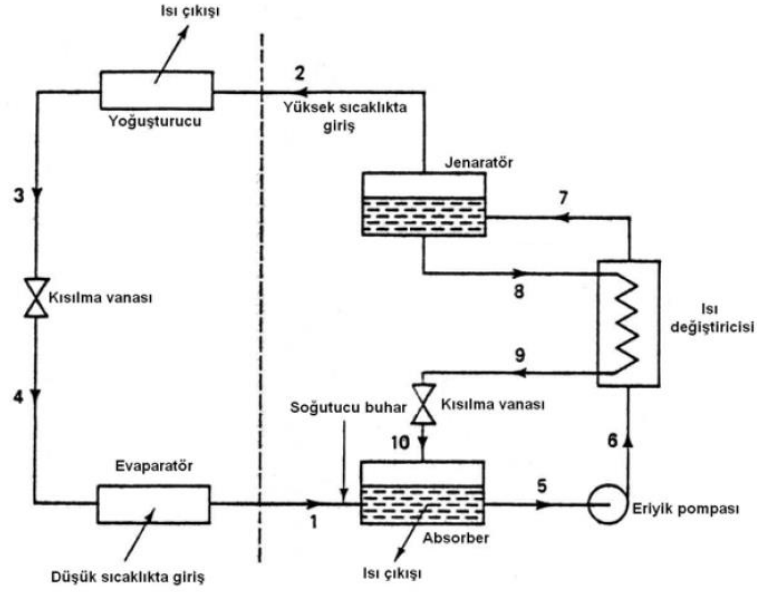
$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ile yapılan soğutmada NH_3 soğutucu, H_2O ise soğurucudur. Kesikli çizgiler ile belirtilen alan NH_3 'ün basıncını yükseltmek için tasarlanmıştır. Şekil 2.5 'de gösterilen $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ikilisi karışım haznesine basılmaktadır. Karışım yer çekiminin etkisi ile eşanjörden geçerek rezistansa ulaşır. Büyük sistemlerde bu işlem pompa yardımıyla yapılmaktadır. Rezistansta ısıtılan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ gerekli sıcaklığa ulaştıktan sonra NH_3 ve H_2O birbirlerinden ayrılır. Amonyak, ayırıcı üzerinden geçerek kondensere ulaşır ve burada ortama ısı atılır. NH_3 ' ten ayrılan H_2O ise kısılma (tırmanış) borusu üzerinden absorbere ulaşır. Kondenserden çıkan sıvı NH_3 , evaporatöre ulaşarak ortamdan ısı çeker ve ortamın soğumasını sağlar. Daha sonra sisteme NH_3 ve H_2O ile basılan helyum sayesinde saf NH_3 absorbere gider. Absorbere gelen saf NH_3 kısılma borusu üzerinde dönen H_2O ile birleşerek $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ oluşturur ve karışım haznesine geri dönerek çevrimi tekrardan başlatır.



Şekil 2.5. Amonyak- su karışımı tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi.

2.4 Su-Lityum Bromid ($H_2O-LiBr$) Akışkan Çiftli Çevrimler

Şekil 2.6' da belirtildiği şekilde soğutulacak ortamdan çektiği ısı sonrasında buharlaşan su, soğurucuya ulaşır. Bu reaksiyon ısı vererek (ekzotermik) gerçekleşir. Soğurucu sıcaklığının düşük olması lityum bromidin soğurulma miktarını artırdığı için soğurucudan çekilen ısı önemlidir. Karışım bir pompa vasıtası ile ısı değiştirici üzerinden kaynatıcıya gönderilir. Isı değiştiricisine dönmüş sıcak lityum bromid ile ön ısıtmaya tabi tutulan çözelti buharlaşır. Ayırıcı yardımıyla ayrılan su kondensere giderken lityum bromid kısılma vanası üzerinden tekrar soğurucuya döner. Buhar fazındaki su kondenserde çevreye ısı verir ve kısılma vanasından geçerek sıvı fazda evaporatöre ulaşarak döngü tamamlanır.



Şekil 2.6. Su-Lityum Bromid karışımı tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi [20].

2.5 Enerji Regülasyonu

Avrupa birliği tarafından belirlenen regülasyonlar 2021 Mart ayından itibaren hayatımızda yeni bir dönem yaratmıştır. Enerji regülasyonu, enerji verimliliğini artırmak amacıyla uygulanmıştır. Bu kapsamda 2021 Mart ayından itibaren belirlenen standartlara uyulmaması durumunda Avrupa'ya ürün satışları mümkün olmamaktadır. Yeni Enerji Etiket Regülasyonu kapsamında, enerji ile ilgili ürünler, ürünün enerji verimliliği hakkında bilgi veren standart bir etiketle etiketlenmelidir. Etiket, A+++'dan (en verimli) G'ye (en az verimli) kadar bir ölçek ve ürünün enerji tüketimi, yıllık enerji maliyetleri ve diğer teknik özellikler gibi bir dizi başka bilgiyi içerir. Etiket, ürün üzerinde ve herhangi bir reklam materyalinde belirgin bir şekilde gösterilmelidir. Enerji Etiket Yönetmeliği, buzdolabı, çamaşır makinesi ve bulaşık makinesi gibi ev aletleri; ampuller ve Light Emitting Diode (LED) lambalar gibi aydınlatma ürünleri; ve bilgisayarlar ve yazıcılar gibi ofis ekipmanları. Kazan, pencere, izolasyon malzemeleri gibi inşaat ve yapı sektöründe kullanılan ürünler için de geçerlidir.

Enerji Etiketleme Yönetmeliği, AB'nin enerji verimliliğini artırmaya ve enerji tüketimini ve sera gazı emisyonlarını azaltmaya yönelik daha geniş çabalarının bir parçasıdır. Tüketicilerin satın aldıkları ürünler hakkında bilinçli seçimler yapmasına yardımcı olmak ve enerji açısından daha verimli ürünlerin kullanımını teşvik etmek için tasarlanmıştır. Soğutma cihazlarının 2021 yılı azami enerji verimlilik değeri (Energy Efficiency Index, EEI) değerleri yüzde olarak Tablo 2.1’de verilmiştir.

Tablo 2.1. Soğutma cihazlarının 2021 yılı için minimum EEI değerleri [21].

	EEI (%)
Bir veya birden fazla taze gıda bölmeli özel düşük gürültülü soğutma cihazı	375
Şeffaf kapılı düşük gürültülü soğutma cihazı	380
Diğer düşük gürültülü soğutma cihazları – dondurucu özellikte bölmesi olan düşük gürültülü çoklu bölmeli cihazlar hariç	300
Şeffaf kapılı şarap saklama cihazları	190
Diğer şarap saklama cihazları	155
Diğer tüm soğutma cihazları – dondurucu özellikte bölmesi olan düşük gürültülü çoklu bölmeli cihazlar hariç	125

2021 yılından sonra bir adım ileriye gidilerek 2024 enerji regülasyonu yayınlanmıştır. Bu bağlamda yıllık tüketim miktarlarını yakalamak daha da zorlaşmıştır. Ürün satışlarını kısıtlama potansiyeli olması sebebi ile üretici firmaların bu konuda çok ciddi hassasiyeti bulunmaktadır. Soğutma cihazlarının 2024 yılı azami EEI değerleri yüzde olarak Tablo 2.2’de verilmiştir.

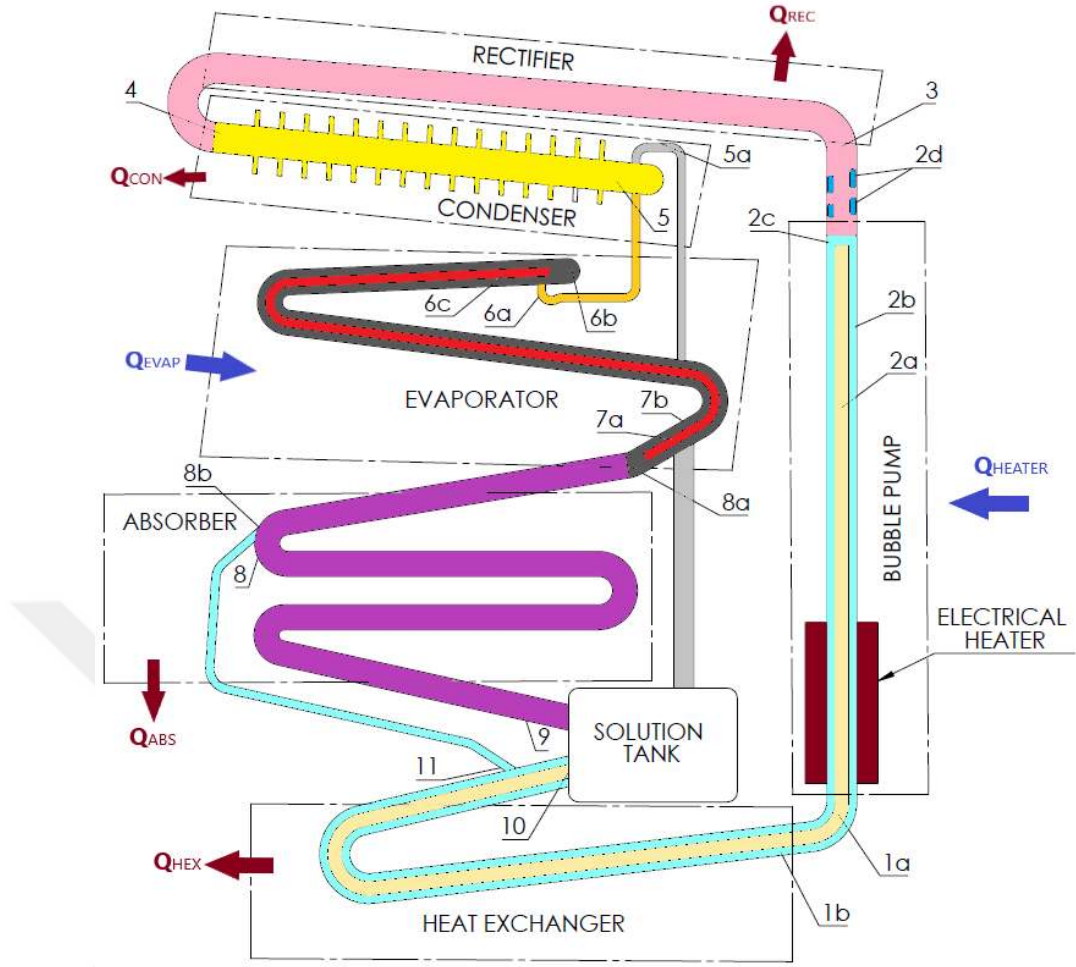
Tablo 2.2. Soğutma cihazlarının 2024 yılı için minimum EEI değerleri [21].

	EEI (%)
Bir veya birden fazla taze gıda bölmeli özel düşük gürültü soğutma cihazı	312
Şeffaf kapılı düşük gürültülü soğutma cihazı	300
Diğer düşük gürültülü soğutma cihazları- dondurucu özellikte bölmesi olan düşük gürültülü çoklu bölmeli cihazlar hariç	250
Şeffaf kapılı şarap saklama cihazları	172
Diğer şarap saklama cihazları	140
Diğer tüm soğutma cihazları- dondurucu özellikte bölmesi olan düşük gürültülü çoklu bölmeli cihazlar hariç	100

3. YÖNTEMLER

Bu çalışmada, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemi deneysel ve nümerik olarak ele alınmıştır. Deneysel ölçümler ve nümerik çözümlemelerden elde edilen veriler ile sistemin enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.1’de ele alınan sistemin şematik görüntüsü bulunmaktadır.

Elektrikli ısıtıcıda verilen ısı enerjisi ile zengin karışım 2b ile gösterilen boruda yükselmeye başlar, 2c noktasına geldiğinde ayırıcıya ulaşır ve amonyak ile su ayrılmaya başlar. 4 noktasında ayrılma tamamlanır ve su 2c noktasından geri döner. Bu geri dönüş işlemi 1b noktası üzerinden devam ederek 8b noktasına kadar ulaşır. 4 noktasında kondensere giren amonyak 5 noktasından yoğunlaşarak çıkar. Yoğunlaşarak çıkan amonyak 6a noktasına, buradan da 6b noktasına yani evaporatör borusuna gelir. 6b noktasında He gazı ile karşılaşan amonyağın kısmi basıncı düşerek He gazı içinde yayılmaya başlar ve buharlaşma gerçekleşir. Evaporatör borusuna evaporatör montajı yapılmaktadır ve böylece minibar iç ortamından ASS’ye ısı aktarımı gerçekleşmektedir. Minibar iç ortamından aktarılan ısı doğal taşınım ile gerçekleşmektedir ve ısı, evaporatör yüzeyinden evaporatör borusuna iletim yoluyla transfer edilerek soğuma gerçekleştirilir. 7a noktasına buharlaşan amonyak 8b noktasındaki su ile birleşerek soğurucuda absorbe edilir. Tekrardan oluşturulan amonyak-su karışımı solüsyon tankına ulaşır. Buradan yerçekiminin etkisi ile elektrikli ısıtıcıya ulaşan karışım tekrardan ısıtılarak ASS çevrimi tekrarlanır.



Şekil 3.1. Difüzyon absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik görüntüsü.

Şekil 3.1'de verilen termodinamik model, aşağıda belirtilen kabullere dayanmaktadır.

- Borular boyunca basınç kayıpları önemsizdir;
- Hidrostatik basınçlar önemsizdir;
- Sistem kararlı hal koşulları altında çalışmaktadır;
- 2c ve 3 durumları kapilerden çıkar ve jeneratörü aynı sıcaklıkta bırakır (yani $T_{2c} = T_3$);
- Elektrikli rezistans termal olarak yalıtılmıştır, bu nedenle çevreye olan ısı kayıpları ihmal edilebilir seviyededir;
- Evaporatörün girişindeki soğutucu ve inert gaz karışımının adyabatik olduğu varsayılır;
- 5'a noktasında akış oluşmaz;
- Ölü hal sıcaklığı, ölçülen ortam sıcaklığı olarak alınmıştır.

3.1. Enerji Analizi

Daha önce belirtildiği üzere, enerji analizleri performans değerlendirmeleri için akılcı bir yol olmaktadır. Bu bölümde, difüzyon absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamiğin birinci yasasına dayanarak enerji analizini gösterilmiştir. Sistemin enerji etkileşimleri ve etkinlik tesir katsayısı (Coefficient of Performance, COP) hesap yöntemlerine yer verilmiştir.

Difüzyon absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini için kontrol hacimleri yaklaşımı uygulanmaktadır. Sistemin her bir bileşeni kontrol hacmi olarak belirlenmiş ve kontrol hacimleri ayrı ayrı bir sistem olarak analiz edilmiştir. Kontrol hacmi yaklaşımı ile oluşturulan sürekli akışlı açık sistemlere kütle ve enerji denge denklemleri uygulanmıştır. Sistem ile çevre arasında ısı transfer hızları ile kütle ile sisteme giren-çıkan enerji transferleri belirlenmiştir. Analiz edilen sistemler ve enerji etkileşimleri Şekil 3.1’de gösterildiği gibidir. Analizde yer verilen eşitliklerde alt indis “g” giren, alt indis “ç” çıkan anlamında kullanılmıştır. Nokta üst indisi ise birim zaman anlamı içermektedir.

Sürekli akışlı açık sistemlere uygulanan kütle korunumu denkliği Eşitlik (3.1)'de verilmiştir;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\text{ç} \quad (3.1)$$

burada, $\dot{m}$ kütle debisini ifade etmektedir.

Sürekli akışlı açık sistemlere uygulanan enerjinin korunumu denkliği Eşitlik (3.2)'de verilmiştir;

$$\sum \dot{m}_g h_g = \sum \dot{m}_\text{ç} h_\text{ç} \quad (3.2)$$

burada, h özgül entalpiyi ifade etmektedir.

Uygulanan çözümlerde çalışma maddesinin kütle akış hızı $\dot{m}$ (kg s^{-1}), h özgül entalpi (kJ kg^{-1}), $\dot{Q}$ ısı kayıp ve kazanç değerleri ($\dot{W}$), X ise $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ karışımının kütle oranıdır.

Jeneratör ve Kabarcık Pompası

Zengin çözelti ($\dot{m}_{1a}$) jeneratör-kabarcık pompasına girer. Amonyak buharı elektrikli rezistans tarafından ($\dot{Q}_{\text{jeneratör}}$) ısıtılarak zengin çözeltiden ayrılır. Kabarcık pompası tarafından yükselen amonyak buharı ($\dot{m}_3$) daha sonra saflaştırıcıya ulaşır. Kabarcık pompasının çıkışında bulunan zayıf çözelti ($\dot{m}_3$), jeneratör vasıtasıyla çözelti ısı değiştiricisine geri döner.

Bu çevrime göre jeneratör-kabarcık pompası için kütle ve enerjinin korunumu denklikleri Eşitlik (3.3), (3.4) ve (3.5)'te verilmiştir;

$$\dot{m}_{1a} = \dot{m}_3 + \dot{m}_{2c} \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_{1a}x_{1a} = \dot{m}_3x_3 + \dot{m}_{2c}x_{2c} \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_{1a}h_{1a} + \dot{Q}_{\text{jeneratör}} = \dot{m}_3h_3 + \dot{m}_{2c}h_{2c} \quad (3.5)$$

burada, $\dot{Q}_{\text{jeneratör}}$ jeneratör tarafından çıkan ısı enerjisini ifade etmektedir. Eşitliklerdeki x değeri ise belirtilen noktalardaki amonyak derişim oranını ifade etmektedir.

Ayırıcı

Buhar kaynatıcıdan çıktıktan sonra saf soğutucu değildir. Bu durum hala az miktarda olsa emici bulunduğu manası taşır. Çünkü amonyağın kaynatıcıdan sonra mümkün olduğunca sudan ayrılmış şekilde kondensere sevk edilmesi, sistem veriminin artırması bakımından önemlidir. Kaynama noktaları farklı olan amonyak ve su ilişkisi sonucunda su buharı yoğunlaşarak birikir ve yer çekiminin etkisi ile kaynatıcıya geri döner. Bu işlemin sonucunda kondenser girişinde saflığa yakın amonyak buharı elde edilir.

Bu çevrime göre ayırıcı için kütle ve enerjinin korunumu denklikleri Eşitlik (3.6), (3.7) ve (3.8)'de verilmiştir;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{2d} \quad (3.6)$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_{2d} x_{2d} \quad (3.7)$$

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{2d} h_{2d} + \dot{Q}_{ayırıcı} \quad (3.8)$$

burada, $\dot{Q}_{ayırıcı}$ ayırıcı tarafından çıkan ısı enerjisini ifade etmektedir.

Çözelti Isı Değiştiricisi (ÇID)

ÇID'da, jeneratörden çıkan zayıf çözelti (4), emiciden gelen zengin çözeltiye daha düşük bir sıcaklıkta enerji verir.

Bu çevrime göre ÇID için kütle ve enerjinin korunumu denklikleri Eşitlik (3.9), (3.10), (3.11), (3.12), (3.13) ve (3.14)'te verilmiştir;

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{1a} \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_{1b} = \dot{m}_{11} \quad (3.10)$$

$$\dot{m}_{1b} = \dot{m}_{2c} + \dot{m}_{2d} \quad (3.11)$$

$$\dot{m}_{1b} x_{1b} = \dot{m}_{2c} x_{2c} + \dot{m}_{2d} x_{2d} \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_{1b} h_{1b} = \dot{m}_{2c} h_{2c} + \dot{m}_{2d} h_{2d} \quad (3.13)$$

$$\dot{m}_{1b} h_{1b} + \dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{1a} h_{1a} + \dot{Q}_{ısı\,değiştirici} \quad (3.14)$$

burada, $\dot{Q}_{\text{ısı değiştirici}}$ ısı değiştirici tarafından çıkan ısı enerjisini ifade etmektedir.

Kondenser (Yoğuşturucu)

Amonyak buharının yoğuşması kondenserde sağlanır. Soğutucu akışkan buharı işletme basıncı sayesinde aynı yüksek basınçla sıvının içinde yoğunlaştığı yoğuşturucuya ulaşır.

Bu çevrime göre kondenser için kütle ve enerjinin korunumu denklikleri Eşitlik (3.15) ve (3.16)'da verilmiştir;

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (3.15)$$

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{Q}_{\text{kondenser}} \quad (3.16)$$

burada, $\dot{Q}_{\text{kondenser}}$ kondenser tarafından çıkan ısı enerjisini ifade etmektedir.

Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Kondenseri işletme basıncında bırakan sıvı soğutucu, buharlaştırıcı girişine ulaşır. Burada emiciden gelen inert gaz ile gaz ısı değiştiricisinde karışır. Sonuç olarak, sıvı soğutucunun kısmi basıncı düşer ve düşük sıcaklıkta buharlaşma gerçekleşir.

Bu çevrime göre evaporatör için kütle ve enerjinin korunumu denklikleri Eşitlik (3.17) ve (3.18)'de verilmiştir;

$$\dot{m}_{6a} + \dot{m}_{ig} = \dot{m}_{7b} \quad (3.17)$$

$$\dot{m}_{6a} h_{6a} + \dot{m}_{ig} h_{ig} + \dot{Q}_{\text{evaporatör}} = \dot{m}_{7b} h_{7b} \quad (3.18)$$

burada, $\dot{Q}_{\text{evaporatör}}$ evaporatör tarafından kazanılan ısı enerjisini ifade etmektedir.

Emici/Soğurucu (Absorber)

Su, amonyak buharını emerek eriyik oluşturur. Sıcaklık düştükçe suyun amonyağı emme kabiliyeti artar. Ancak suyun donma derecesinin altına inilmez. Katılaşma oluşması istenilen bir durum değildir. Bu düşünüldüğünde 0°C mutlak değerdir. Sistemde soğutucu buhar, jeneratörden dönen zayıf çözelti tarafından emilir ve zengin çözelti, çözelti deposuna akar. Helyum ve amonyak atıkları buharlaştırıcıya doğru akar.

Bu çevrime göre soğurucu için kütle ve enerjinin korunumu denklemleri Eşitlik (3.19) ve (3.20)'de verilmiştir;

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_{ig} = \dot{m}_{7b} + \dot{m}_{8b} \quad (3.19)$$

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{ig} h_{ig} + \dot{Q}_{soğurucu} = \dot{m}_{7b} h_{7b} + \dot{m}_{8b} h_{8b} \quad (3.20)$$

Burada, $\dot{Q}_{soğurucu}$ soğurucu tarafından çıkan ısı enerjisini ifade etmektedir.

Etkinlik Tesir Katsayısı (COP)

COP, buharlaştırıcı tarafından kazanılan ısının, kabarcık pompasında rezistans tarafından verilen ısıya oranı olarak tanımlanır ve denkliği Eşitlik (3.21)'de verilmiştir;

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evaporatör}}{\dot{Q}_{jeneratör}} \quad (3.21)$$

3.2. Ekserji Analizi

Enerji analizleri termodinamiğin birinci kanunu ile ilgili iken ekserji analizleri termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını kapsamaktadır. Bir sistem,

içinde bulunduğu çevre ile termodinamik dengede ise çevre ile sistem arasında iş ve ısı etkileşimi oluşmaz. Bu hale “Ölü hal” denir. Ölü hal sıcaklığı T_0 ile ifade edilmektedir. Verilen bir haldeki sistemin sadece çevresi ile etkileşimde bulunup ölü hale geçmesi sonucu elde edilen maksimum faydalı iş o sistemin kullanılabilir enerjisi veya ekserjisi denilmektedir. Bu duruma bakıldığında maksimum faydalı işin oluşturulması için sistemdeki işlemlerin tersinir olması gerektiği anlaşılmaktadır [2].

Enerji ile Ekserji arasında bazı farklar bulunmaktadır. Bu farklar şu şekilde sıralanabilir;

- Enerji yok edilemezken, kullanılabilir enerji yok edilebilmektedir.
- Ekserji, sistemin bütün hallerinde sıfırdan büyük ya da sıfıra eşittir.
- Ekserji, sistemin içinde bulunduğu halin ölü hale göre farkını gösterir.
- Ekserji, sistemler arasında transfer edilebilir ve içlerindeki tersinmezliklerde yok edilebilmektedir [2].

Sürekli akış sistemi için spesifik ekserji ve entropi denklikleri Eşitlik (3.22), (3.23) ve (3.24)’te verilmiştir.

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.22)$$

$$\dot{E}x = \dot{m}(h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.23)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_\text{ç} S_\text{ç} - \sum \dot{m}_\text{g} S_\text{g} - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (3.24)$$

burada, $\dot{Q}_k$, k noktasında sıcaklığında sınırdan geçen ısı transfer hızıdır. Ψ , akış enerjisi olarak belirtilmiştir. Belirtilen noktadaki entropi üretimi s olarak simgelenmiştir.

Ekserji yıkımı için, entropi üretimi $\dot{S}_{\text{üretim}}$ ilk olarak hesaplanır ve aşağıda verilen eşitlik (3.25)’te kullanılır.

$$\dot{I} = \dot{E}x_{\text{yıkım}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.25)$$

Jeneratör ve Kabarcık Pompası

Jeneratör ve kabarcık pompası için ekserji denklemi Eşitlik (3.26)'da belirtilmiştir;

$$\dot{I}_{jeneratör} = T_0 \left(\dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_{2c} s_{2c} - \frac{\dot{Q}_{jeneratör}}{T_{jeneratör}} - \dot{m}_{1a} s_{1a} \right) \quad (3.26)$$

burada, $\dot{I}_{jeneratör}$ jeneratördeki ekserji yıkımını ifade etmektedir.

Ayırıcı

Ayırıcı için ekserji denklemi Eşitlik (3.27)'de belirtilmiştir;

$$\dot{I}_{ayırıcı} = T_0 \left(\dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_{2d} s_{2d} + \frac{\dot{Q}_{ayırıcı}}{T_{ayırıcı}} - \dot{m}_3 s_3 \right) \quad (3.27)$$

burada, $\dot{I}_{ayırıcı}$ ayırıcıdaki ekserji yıkımını ifade etmektedir.

Çözümlü Isı Değiştiricisi (ÇİD)

Isı değiştirici için ekserji denklemi Eşitlik (3.28)'de belirtilmiştir;

$$\dot{I}_{ısı\,değiştirici} = T_0 \left(\dot{m}_{1a} s_{1a} + \dot{m}_{11} s_{11} + \frac{\dot{Q}_{ısı\,değiştirici}}{T_{ısı\,değiştirici}} - \dot{m}_{10} s_{10} - \dot{m}_{1b} s_{1b} \right) \quad (3.28)$$

burada, $\dot{I}_{ısı\,değiştirici}$ ısı değiştiricideki ekserji yıkımını ifade etmektedir.

Kondenser (Yoğuşturucu)

Kondenser için ekserji denklemi Eşitlik (3.29)'da belirtilmiştir;

$$\dot{I}_{kondenser} = T_0 \left(\dot{m}_5 s_5 + \frac{\dot{Q}_{kondenser}}{T_{kondenser}} - \dot{m}_4 s_4 \right) \quad (3.29)$$

burada, $\dot{I}_{kondenser}$ kondenserdeki ekserji yıkımını ifade etmektedir.

Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Evaporatör için ekserji denklemi Eşitlik (3.30)'da belirtilmiştir;

$$\dot{I}_{evaporatör} = T_0 \left(\dot{m}_{7b} s_{7b} - \dot{m}_{6a} s_{6a} - \dot{m}_{ig} s_{ig} - \frac{\dot{Q}_{evaporatör}}{T_{evaporatör}} \right) \quad (3.30)$$

burada, $\dot{I}_{evaporatör}$ evaporatördeki ekserji yıkımını ifade etmektedir.

Emici/Soğurucu (Absorber)

Soğurucu için ekserji denklemi Eşitlik (3.31)'de belirtilmiştir;

$$\dot{I}_{soğurucu} = T_0 \left(\dot{m}_9 s_9 + \dot{m}_{ig} s_{ig} + \frac{\dot{Q}_{soğurucu}}{T_{soğurucu}} - \dot{m}_{7b} s_{7b} - \dot{m}_{8b} s_{8b} \right) \quad (3.31)$$

burada, $\dot{I}_{soğurucu}$ soğurucudaki ekserji yıkımını ifade etmektedir.

Kabin

Kabin için entropi üretimi, kabin yüzeylerindeki ısı transfer hızlarının kabin yüzey sıcaklıklarının oranıdır. Tüm yüzeylerdeki entropi üretiminin toplamı, kabinin entropi üretimini vermektedir. Kabin entropi üretimi Eşitlik (3.32)'de verilmiştir.

$$\dot{S}_{üretim} = \frac{\dot{Q}_{evaporatör}}{T_{evaporatör}} - \sum \frac{\dot{Q}_{duvar}}{T_{duvar}} \quad (3.32)$$

burada, $\dot{Q}_{evaporatör}$ ve $T_{evaporatör}$ sırasıyla evaporatör yüzeyindeki ısı transfer hızı ve yüzey sıcaklığıdır. $\dot{Q}_{duvar}$ ve T_{duvar} kabin duvarlarının yüzeyindeki transmisyon ısı yükü ve duvar yüzey sıcaklıklarını ifade etmektedir. Buna göre, kabin ekserji yıkımı Eşitlik (3.33)'de gösterilmiştir:

$$\dot{I}_{kabin} = \sum \dot{Q}_{duvar} \left(\frac{1 - T_0}{T_{duvar}} \right) - \dot{Q}_{evaporatör} \left(\frac{1 - T_0}{T_{evaporatör}} \right) \quad (3.33)$$

Ekserji Verimliliği

Sistemin ekserji verimliliğini belirlemek için kullanılır. Ekserji verimliliği (ikinci yasa verimi olarak da adlandırılır) genellikle toplam ekserji çıkışının toplam enerji girdisine oranı olarak ifade edilir. Ekserji yıkım denklemleri ve ekserji verimlilik denklemi Eşitlik (3.34), (3.35) ve (3.36)'da gösterilmiştir;

$$\dot{I} = \dot{I}_{jeneratör} + \dot{I}_{ayırıcı} + \dot{I}_{ısı\ değiştirici} + \dot{I}_{kondenser} + \dot{I}_{evaporatör} + \dot{I}_{soğurucu} + \dot{I}_{kabin} \quad (3.34)$$

$$Ex_{ç} = Ex_g - \dot{I} \quad (3.35)$$

$$\varepsilon = \frac{Ex_{ç}}{Ex_g} \quad (3.36)$$

Ekserji Performans Katsayısı

Buharlaştırıcı tarafından kazanılan ekserjinin, Sistemin toplam ekserjisine oranı olarak tanımlanır ve Eşitlikler (3.37) ve (3.38)'de gösterilmiştir;

$$\dot{I}_{sistem} = \dot{I}_{jeneratör} + \dot{I}_{ayırıcı} + \dot{I}_{ısı\ değiştirici} + \dot{I}_{kondenser} + \dot{I}_{evaporatör} + \dot{I}_{soğurucu} \quad (3.37)$$

$$\dot{I}_{COP} = \frac{\dot{I}_{evaporatör}}{\dot{I}_{sistem}} \quad (3.38)$$

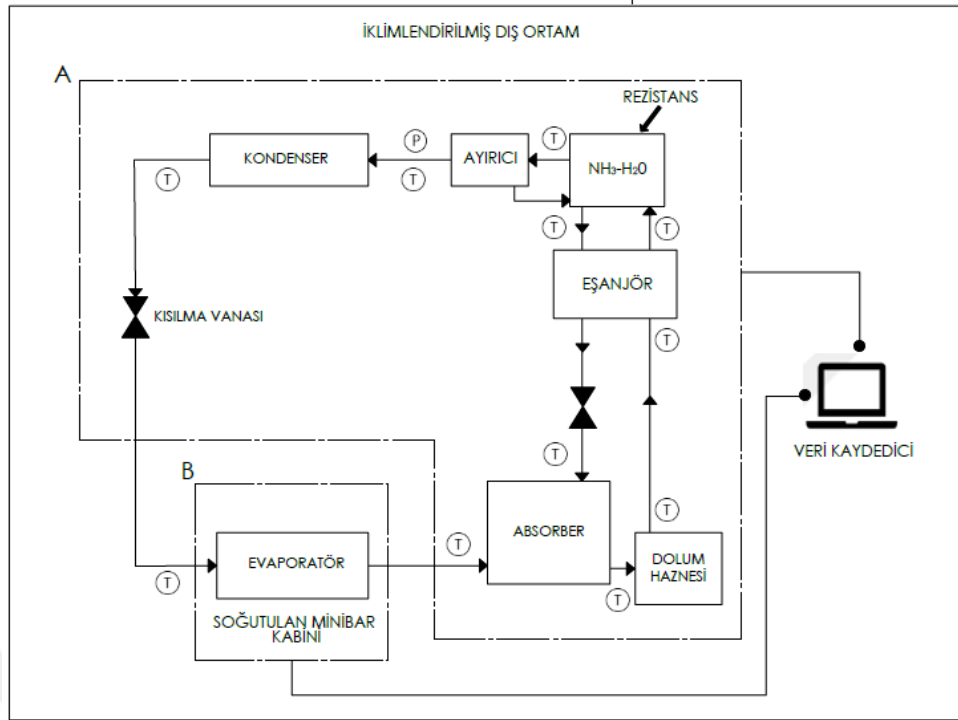
Belirtilen eşitliklerdeki hesaplamalar için gerekli termodinamik özellikler (3.1-3.38) REFPROP 9.0 yazılımından elde edilmiştir.

3.3. Deneysel Çalışmalar

Araştırmalarda deneysel yöntem, bilgiyi en objektif biçimde elde etmeye yarayan bir yöntemdir. Bir sonucu etkileyen birçok parametre (bağımsız değişken) vardır. Bu parametrelerin elde edilmek istenen sonuç (bağımlı değişken) üzerine etkisini ortaya koymanın en güvenilir yolu deneysel çalışmalardır. Deneysel çalışmalar ile değişken parametrelerin kontrolü sağlanabilmekte, sebep-sonuç ilişkisi rahatlıkla gözlenebilmekte ve güvenilir sonuçlar elde edilebilmektedir.

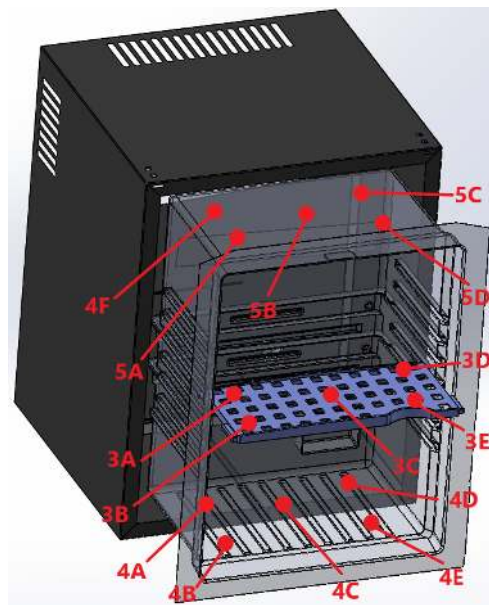
Deney düzeneği olarak ticari olarak satışı gerçekleştirilen bir absorbe minibar kullanılmıştır. Minibar, bir test düzeneği olarak modifiye edilmiştir. Testler sırasında, çevre ortam sabit hava özelliklerini korumak için tüm testler iklimlendirilmiş bir odada yapılmıştır. İklimlendirilmiş oda sıcaklığı (minibar çevre ortam sıcaklığı) 25°C’de sabit tutulmuştur. Deney düzeneğinden elde edilen veriler, ele alınan absorbe minibarın enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmek için kullanılmıştır. Bu tez çalışmasında, ekserji analizi hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile desteklenmiştir. Minibar kabinindeki entropi üretimi HAD simülasyonuna göre belirlenmiştir. Deneysel veriler ayrıca HAD simülasyon modelinin doğrulanması için kullanılmış ve deney düzeneği bu doğrultuda tasarlanmıştır.

Kesikli çizgiler içinde belirtilen A bölgesi ile minibarın dışında kalan ASS temsil edilmiştir. Kesikli çizgiler içinde kalan B bölgesi ile de minibarın içinde kalan ASS temsil edilmiştir. A bölgesi iklimlendirilmiş ortam ile doğrudan temas etmektedir. B bölgesi evaporatör bölgesidir ve minibarın içinde bulunmaktadır. İklimlendirilmiş ortam ile B bölgesi arasında minibarın soğutulan kabini bulunmaktadır. Veri kaydedici cihaz ile A ve B bölgelerine termokupllar vasıtasıyla bağlantı kurularak veri aktarımı yapılmıştır. A ve B bölgelerinden alınan sıcaklık (T) ve basınç (P) konumları belirtilmiştir. Veri kaydedici cihaz 230 V ile çalışmakta, anlık ve toplam tüketim değerlerini kaydetmektedir. Buna göre, deney düzeneğinin şematik görüntüsü Şekil 3.2’de verilmiştir.



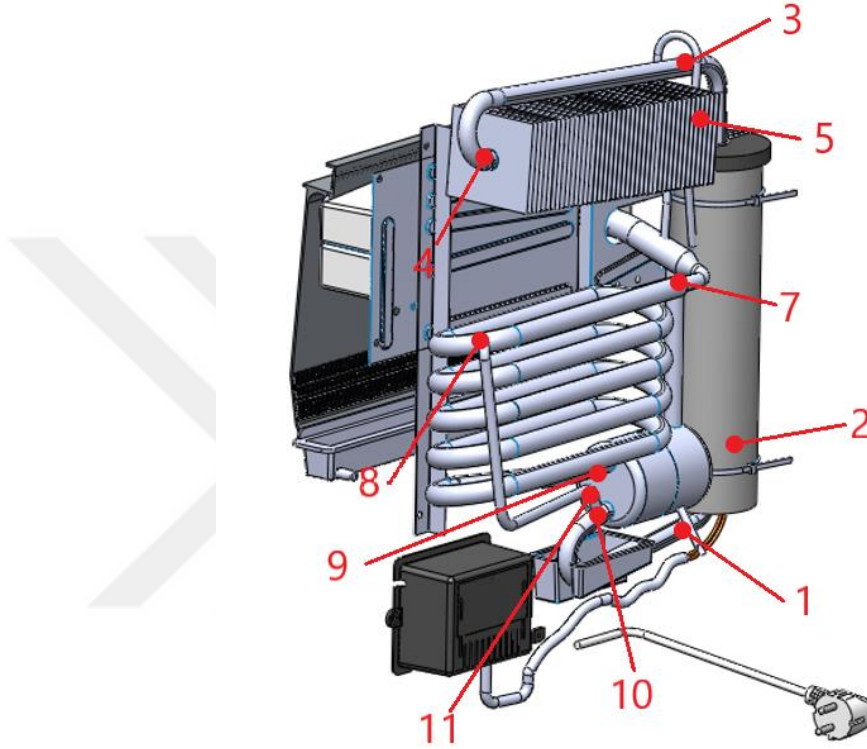
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin şematik görüntüsü.

Veri kaydedici cihazdan gelen termokupllar minibar iç gövdesine yerleştirilmiştir. Minibar iç gövdesine yerleştirilen termokupllara ait ölçüm noktaları Şekil 3.3'teki Bilgisayar Destekli Tasarım (Computer Aided Design, CAD) görselinde belirtilmiştir. Deneysel ölçüm noktalarından elde edilen değerler HAD analizindeki simülasyon sonuçlarının doğrulamasını yapmak için kullanılmıştır.



Şekil 3.3. Minibarın ölçüm noktaları ve patlatılmış CAD görseli.

Veri kaydedici cihazdan gelen termokupllar minibara bağlanan ASS üzerindeki bileşenlerin giriş ve çıkış noktalarına yerleştirilmiştir. ASS iklimlendirilmiş ortamda bulunmaktadır ve ortam sıcaklığı ile direkt temas halindedir. ASS üzerindeki ölçüm noktaları CAD görseli üzerinde Şekil 3.4’te gösterilmiştir.



Şekil 3.4. ASS’nin ölçüm noktalarının CAD görseli üzerinde gösterimi.

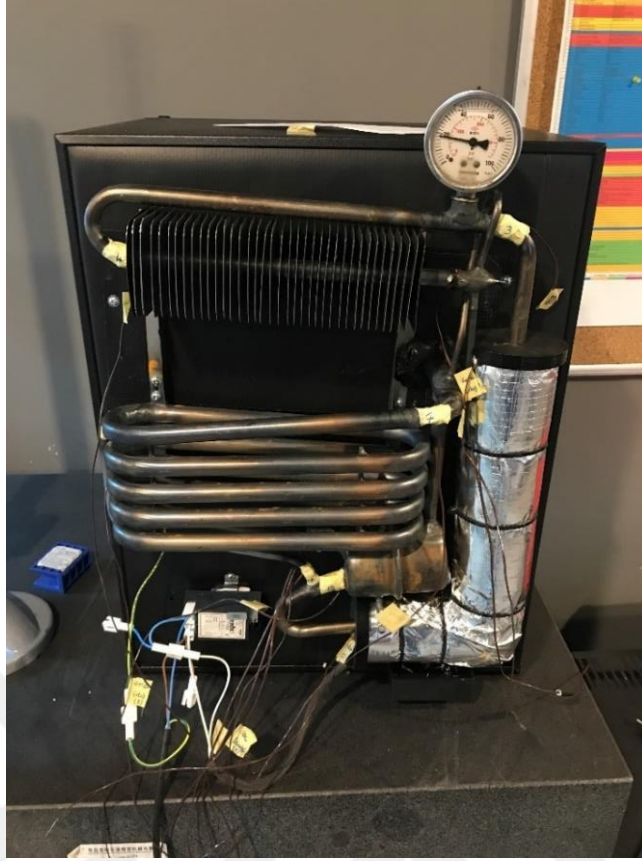
Deneysel olarak yapılan bu çalışmada, bir minibar deney düzeneği olarak imal edilmiştir. İmalatı yapılan AAS, minibarlarda yaygın olarak kullanılan elektrikli ısıtıcı ile test edilmiştir. Kullanılan elektrikli ısıtıcı 62 W gücündedir ve deneylerde %37,5 amonyak-su çözeltisi kullanılmıştır. Test edilen minibar gövdesinin dış ölçüleri 545x401x407 mm ve hacmi 40 L’dir. Evaporatör borusu üzerinde minibar iç ortamının soğumasını hızlandırması için alüminyum evaporatör kullanılmıştır. Deneyler 18 bar helyum gazı basıncı ile tek kademeli olarak yapılmıştır. Yapılan ölçümler bilgisayar destekli otomatik kayıt sistemi ile takip edilmiştir.

Şekil 3.5 ‘de difüzyon ASS’nin sıcaklık ölçüm noktaları ve manometre bağlantısı görülmektedir.



Şekil 3.5. ASS'nin sıcaklık ölçüm noktaları ve manometre bağlantısı.

Yapılan sıcaklık ölçümleri Şekil 3.1'de belirtilen ölçüm noktaları ile aynı düşünülmüştür. Sıcaklık ölçüm noktaları hazırlandıktan sonra ASS'nin jeneratör kısmına elektrikli rezistans bağlanmıştır. Elektrikli rezistans sayesinde suyun amonyaktan ayrılması için jeneratörden geçen amonyak-su karışımı ısıtılmaktadır. Bu düşünüldüğünde elektrikli rezistansın bağlandığı jeneratör bölgesinde ısı kayıplarının en aza indirilmesi gerekliliği tahmin edilebilmektedir. Aynı mantıkla düşünüldüğünde rezistansa yakın bölgede bulunan ısı değiştirici borusunun da yalıtılması önem arz etmektedir. Bu doğrultuda jeneratör bölgesinin ve elektrikli rezistansa yakın bulunan ısı değiştiricinin yalıtımı sağlanmıştır. Şekil 3.6 'da jeneratör bölgesinin yalıtımı görülmektedir.



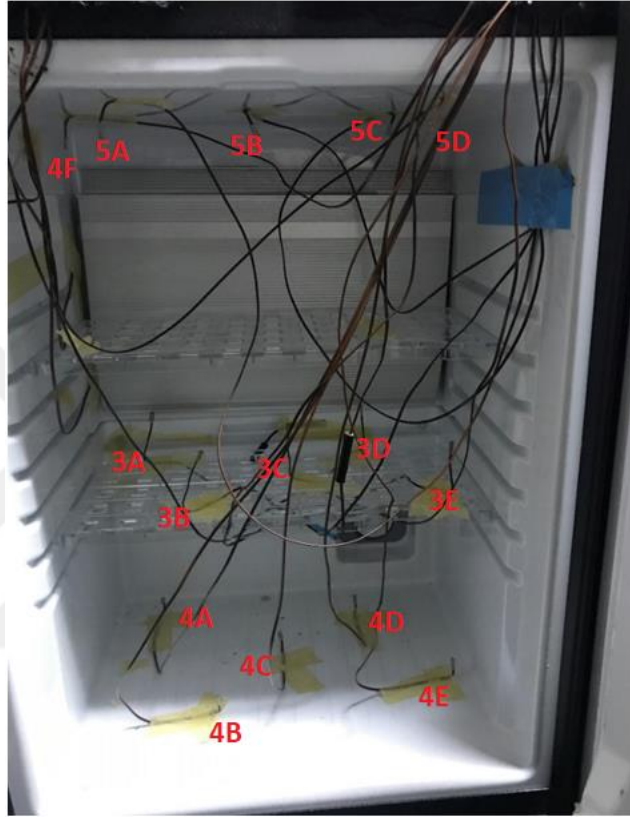
Şekil 3.6. ASS'nin jeneratör bölgesinin yalıtılması.

ASS'nin teste alınması ile manometre basıncı 22 bar ölçülmüştür. Şekil 3.7 'de sistemin çalışma basıncı görülmektedir.



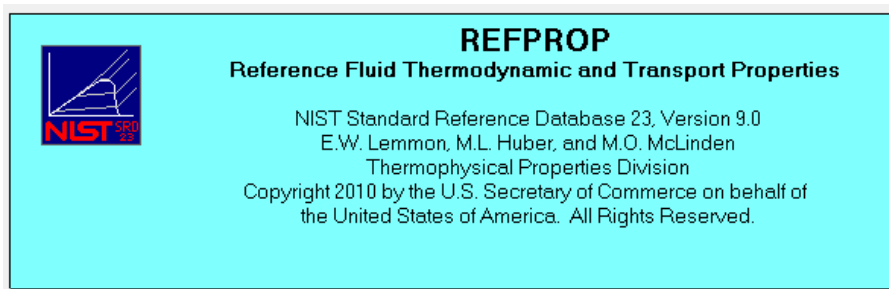
Şekil 3.7. ASS'nin çalışma basıncı.

Daha önce ifade edildiği gibi, kabindeki entropi üretiminin belirlenmesi için HAD simülasyonları gerçekleştirilmiştir. HAD simülasyon modelinin doğrulanması için kabin içerisinde sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Kabin içerisindeki sıcaklık ölçümleri 15 noktadan termokupllar ile gerçekleştirilmiştir. Termokuplların kabin içerisindeki yerleşim yerleri Şekil 3.8’de verilmiştir.



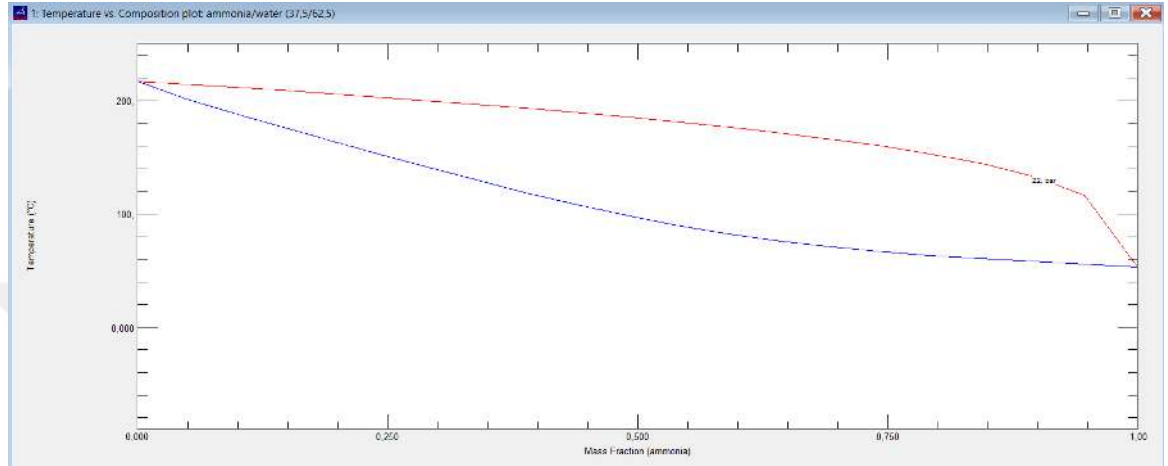
Şekil 3.8. Soğutulan kabinin sıcaklık ölçüm noktaları.

ASS üzerinden alınan sıcaklık ölçümleri ile REFPROP 9.0 programı yardımıyla kütleli derişim oranları bulunmuştur. Şekil 3.9’da REFPROP 9.0 programının görseli bulunmaktadır.



Şekil 3.9. Kütlesel derişim oranları için kullanılan REFPROP 9.0 programı.

Kütlesel derişim oranları bulunurken sisteme uygulanan amonyak oranı ve sistem basıncının bilinmesi gerekmektedir. Daha sonra bu değerler uygulanan amonyak oranına göre T-x grafiğı kullanılarak kütlesel derişim oranları bulunabilmektedir. Şekil 3.10'da %37,5 amonyak-su çözeltisi ve 22 bar sistem basıncı için kullanılan T-x grafiğı verilmiştir.



Şekil 3.10. %37,5 amonyak-su çözeltisi ve 22 bar sistem basıncı için kullanılan T-x grafiğı.

3.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğı (HAD) Analizi

Eşitlik 3.24'e bakıldığında, kontrol hacminin (analiz edilen sistemin) sınırındaki ısı transfer ve sınır sıcaklıklarının entropi üretime etki ettiği görülmektedir. Bu durum, ele alınan minibar soğutma kabininin (minibar iç ortamının) özel olarak ele alınmasını gerektirmektedir. Bu çalışmada, soğutulan kabinin entropi üretimini belirlemek için hesaplamalı akışkanlar dinamiğı (HAD) yöntemlerinden yararlanılmıştır.

Minibar iç ortamından ısı, evaporatör aracılığıyla absorpsiyonlu soğutma çevrimine aktarılmaktadır. Ele alınan sistemde, doğal taşınımlı alüminyum plaka evaporatör olarak kullanılmaktadır. Sistemin çalışması sırasında evaporatörün sıcaklığı düşmekte, iç ortam havası ile evaporatör arasında bir sıcaklık farkı oluşmaktadır. Bu sıcaklık farkı ile iç ortam havasından evaporatöre ısı transfer gerçekleşmektedir. Bu sayede, iç ortamda soğutma etkisi yaratılmaktadır. Diğer

yandan, soğutma ile iç ortam havasının sıcaklığının çevre sıcaklığının altına düşmesi nedeniyle çevreden iç ortama ısı transferi gerçekleşmektedir. Çevreden soğutulan ortamın duvarları boyunca iç ortama transfer olan bu ısı, transmisyon soğutma yükü olarak ifade edilir.

Bu ısı etkileşimleri minibar iç ortamında farklı sıcaklık dağılımlarına ve yüzey sıcaklıklarına neden olmaktadır. Aynı zamanda, Eşitlik 3.24'te ifade edildiği üzere bu durum, minibar iç ortamında bir entropi üretimine neden olmaktadır. Minibar iç ortamı düşünüldüğünde, soğutulan kabinin duvarları sistem sınırları, transmisyon yükleri sınırdaki ısı transfer etkileşimlerini, soğutulan kabinin duvar sıcaklıkları ise sınır sıcaklıkları ifade etmektedir. Bu tez çalışmasındaki minibara benzer sistemlerin analizinde, ısı transfer olduğu sistem sınırı sıcaklıkları genellikle bir termokupl ile noktasal olarak belirlenmektedir. Yüzeyin bir noktasında belirlenen bu sıcaklık, yüzeydeki sıcaklık dağılımı ihmal edilerek yüzey sıcaklığı olarak kabul edilmektedir.

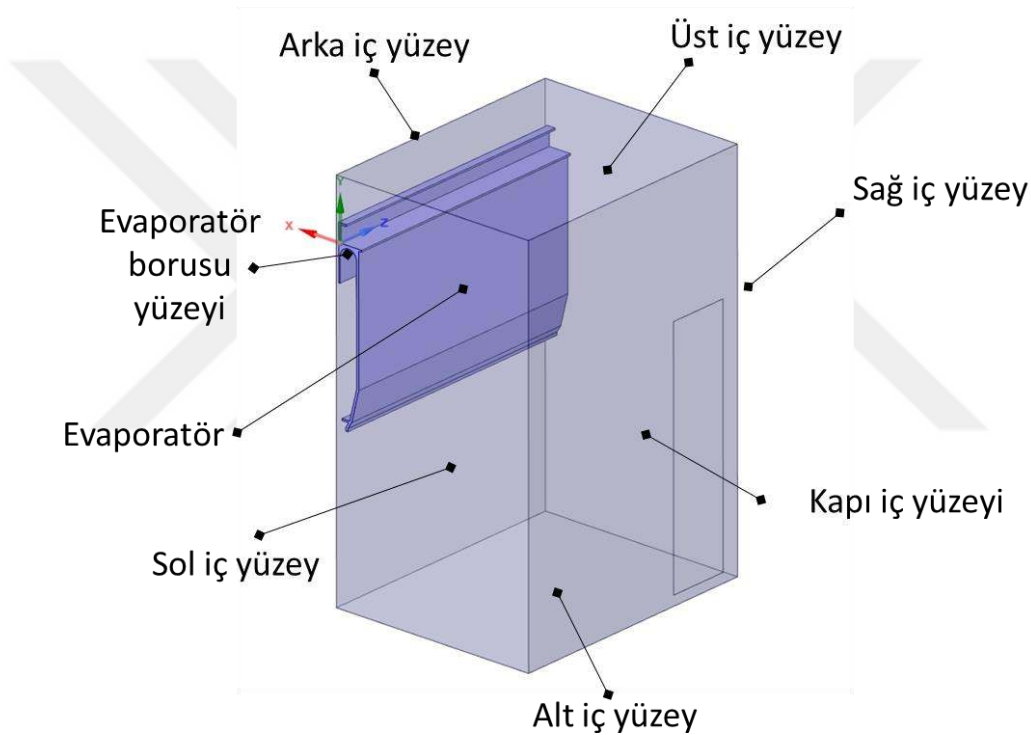
Bu çalışmada, diğer çalışmalardan farklı olarak soğutulan kabin yüzey sıcaklıkları ve sıcaklık dağılımları deneysel olarak doğrulanmış HAD yöntemleri ile belirlenmiş, elde edilen verilere soğutulan kabin entropi üretim hesaplamalarında yer verilmiştir. Böylece, ekserji analizi HAD simülasyonları ile desteklenmiş ve soğutma kabini yüzey sıcaklık dağılımı entropi üretim hesaplamasına dahil edilmiştir.

Bu kapsamda, Solidworks programında çizilmiş olan buzdolabı Ansys Geometry programına okutulmuştur. Ansys Design modular ve Meshing programında geometrik model düzenlenmiş, ağ yapısı oluşturulmuş, malzeme ve sınır şartları tanımlanmıştır.

3.4.1. HAD Hesaplama Bölgesi ve Çözüm Ağı

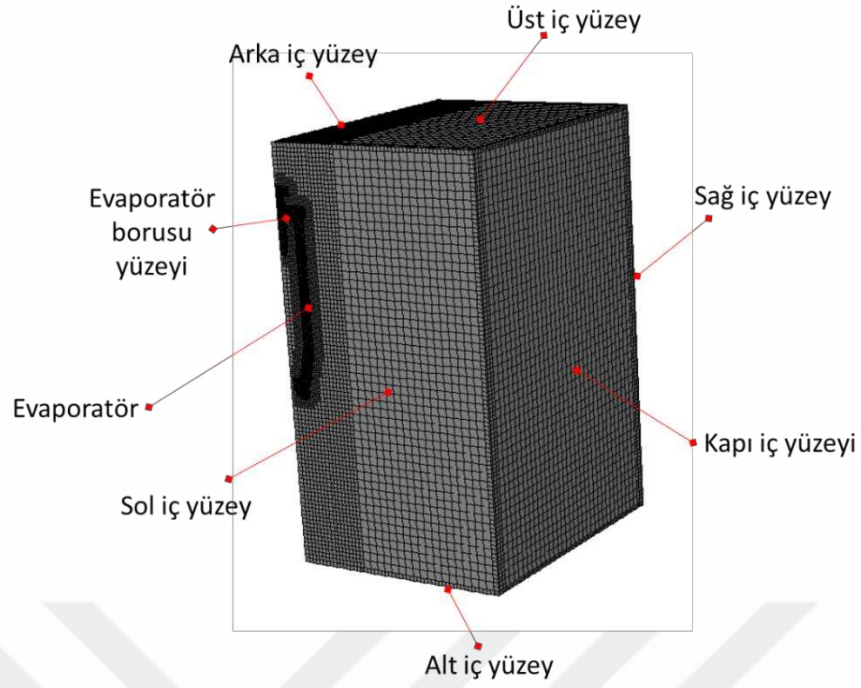
HAD simülasyonları için soğutulan kabin iç ortamı ve evaporatör hesaplama geometrisi (domain) olarak seçilmiştir. Kabin iç yüzeyleri ile evaporatörün montajlandığı evaporatör borusu (Şekil 3.1. 6b borusu) sistemin sınırlarını oluşturmaktadır. Hesaplama geometrisinin görünümü Şekil 3.11'de verilmiştir. Şekil 3.11'de görüldüğü üzere evaporatörde hesaplama bölgesine dahil edilmiş ve

evaporatördeki ısı iletimi dikkate alınmıştır. Şekil 3.11’de kabin iç ortamı sınırları kapı iç yüzeyi, arka iç yüzey, sağ iç yüzey, sol iç yüzey, alt iç yüzey ve üst iç yüzey ile evaporatör borusu yüzeyi olarak gösterilmiştir. Kapı iç yüzeyi, minibar iç ortamının kapı tarafından sınırlanan yüzeyini; arka iç yüzey, sağ iç yüzey, sol iç yüzey, alt iç yüzey ve üst iç yüzey minibar iç ortamının ana gövde tarafından sınırlanan yüzeylerini ifade etmektedir. Evaporatör borusu yüzeyi ise ASS tarafından soğutmanın yapıldığı yüzeydir. Evaporatör borusuna, evaporatör montajlanarak ısı transfer yüzey alanı arttırılmaktadır. Isı iç ortamdan taşınım ile evaporatör yüzeyine, iletim ile evaporatörden evaporatör boruna aktarılmaktadır.



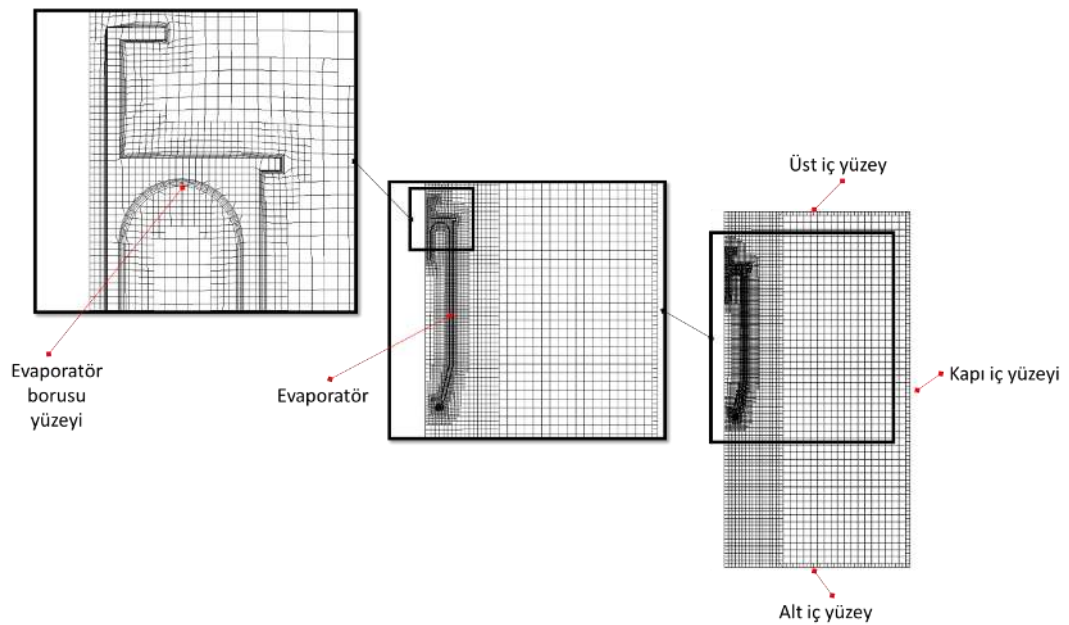
Şekil 3.11. Hesaplama geometrisi (Computational Domain).

Hesaplama geometrisi için Şekil 3.12’de verilen ve 2200000 eleman içeren çözüm ağı (mesh) oluşturulmuştur. İç yüzeylerdeki transmisyon ısı transferi ve evaporatördeki ısı transfer olguları dikkate alınarak çözüm ağı yapısı oluşturulmuştur.



Şekil 3.12. Hesaplama geometrisi çözüm ağı (mesh) genel gösterimi.

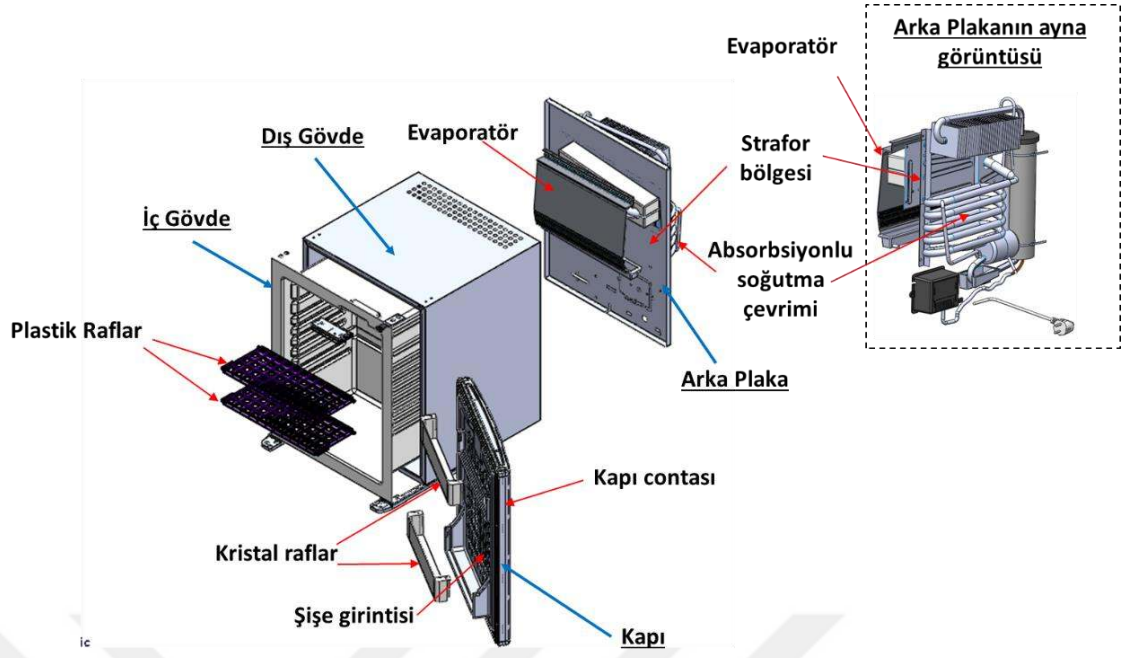
Minibar iç ortamı ele alındığında, evaporatör yüzeyinde doğal taşınım meydana gelmektedir. Evaporatör yüzeyinde meydana gelen doğal taşınım ile minibar iç ortamında hava hareketi olmaktadır. Bu nedenle, evaporatör yüzeyinde daha küçük elemanlar oluşturulmuştur. Evaporatör bölgesindeki çözüm ağı yapısı Şekil 3.13'te sunulmuştur.



Şekil 3.13. Evaporatör bölgesindeki çözüm ağı yapısı.

3.4.2. HAD Simülasyon Koşulları

Nümerik simülasyona konu olan hesaplama bölgesinin sınır koşullarının belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 3.11’de verilen hesaplama bölgesi ele alındığında kabin duvarlarında (hesaplama bölgesinin sınırlarında) transmisyon ısı yükü olarak tanımlanan ısı transferi vardır. İç ortam sıcaklığının çevre ortam sıcaklığından daha düşük olmasından dolayı çevreden iç ortama (hesaplama bölgesine) kabin duvarlarında sürekli rejimde ısı transferi meydana gelmektedir. Kabin duvarlarındaki ısı transfer hızlarının belirlenmesi için her yüzey için kabin duvarlarının toplam ısı transfer katsayısı (U) hesaplanmıştır. Kabin duvarlarının toplam ısı transfer katsayısı duvarı oluşturan katmanların ısı transferi doğrultusundaki kalınlıklarına ve malzemelerin ısı iletkenliklerine bağlıdır. En genel ifade ile toplam ısı transfer katsayısı, kabin konstrüksiyona bağlıdır ve her duvarın konstrüksiyonuna göre ayrı ayrı belirlenmelidir. Bu kapsamda, minibar kabin konstrüksiyonu Şekil 3.14’te verilmiştir. Şekil 3.14’te gösterildiği üzere, minibar kapısında şişe içeceklerin yerleştirilmesi için bir şişe girintisi bulunmaktadır. Bu girintinin bulunduğu yüzeyde duvar kalınlığının incelmeyeine bağlı olarak toplam ısı transfer katsayısı değişmektedir. Bu değişim hesaplamalarda dikkate alınmıştır. Bununla birlikte, ASS’nin kabine montajlanma için arka plakada bir boşluk bırakılmakta, montaj sonrası bu boşluk belirli kalınlıktaki bir strafor ile doldurulmaktadır. Bu strafor bölgesinde arka plakadan (arka duvar) farklı bir toplam ısı transfer katsayısı oluşmaktadır. Şekil 3.14’teki kabin konstrüksiyonuna göre kabin duvarlarındaki (sistem sınırları) toplam ısı transfer katsayısı Tablo 3.1’de verildiği gibi hesaplanmıştır.



Şekil 3.14. Minibar kabini genel konstrüksiyonu.

Tablo 3.1. Minibar kabin duvarlarının toplam ısı transfer katsayısı (U).

Yüzey	Toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
Arka yüzey	0.379
Arka strafor yüzeyi	0.727
Kapı yüzeyi	0.632
Kapı şişe girintisi yüzeyi	0.529
Kapı conta	11.857
Sağ yüzey	0.402
Sol Yüzey	0.402
Alt yüzey	0.485
Üst yüzey	0.522

Bu çalışmada gerçekleştirilen deneysel çalışmalar, iklimlendirilmiş odada gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda, minibar iç ortamı 12 °C sabit sıcaklığa, çevre ortam olan iklimlendirilmiş oda ise 25 °C sabit sıcaklığa ayarlanmıştır. Diğer yandan, minibarın arka yüzünde bulunan ASS'nin kondenserinden atılan ısı sebebiyle arka yüzeydeki hava sıcaklığı 27 °C olarak belirlenmiştir. Aynı zamanda, minibarın tabanında (alt yüzeyin dış kısmı) 24 °C'lik bir hava sıcaklığı olduğu

belirlenmiştir. Arka plakada (arka yüzeyde) yekpare olmayan ve sonradan montajlanan strafor bölgesi ile arka plaka arasında 1 mm'lik bir boşluk bulunmaktadır. Bu boşluk, çevre ortamdaki sıcak havanın iç ortama sızmasına ve infiltrasyon soğutma yüküne neden olduğu tespit edilmiştir. Bu hava sızıntısının neden olduğu infiltrasyon soğutma yükü 0.688 W olarak hesaplanmış ve çözümlemeye dahil edilmiştir. Bu durumda, duvarlardan olan ısı transfer hızları ve toplam soğuma yükü (evaporatörden çekilen ısı transfer hızı) Tablo 3.2'de verilmiştir. Tablo 3.2'de görüldüğü üzere toplam soğutma kapasitesi 8.08 W olarak belirlenmiştir. Evaporatör borusunun yüzey alanı 0.025 m²'dir. Bu durumda, sistemin diğer sınırı olan evaporatör borusundaki ısı transfer akısı-323.2 W/m² olarak belirlenmiştir. Buna göre, nümerik simülasyonda uygulanan sınır koşulları:

- Evaporatör borusunda-323.2 W/m² sabit ısı akısı,
- Kabin duvarlarında Tablo 3.2'de verilen toplam ısı transfer katsayısı ve yüzey sıcaklıklarına bağlı taşınım (konveksiyon) sınır koşullarıdır.

Tablo 3.2. Kabin duvarlardan olan ısı transfer hızları, infiltrasyon ve toplam soğuma yükü.

Yüzey	U [W/m ² K]	Yüzey alanı [m ²]	T _{iç} °C	T _{dış} °C	T _{dış} - T _{iç} °C	Isı akısı [W/m ²]	Q̇ W
Kapı yüzeyi	0,632	0,175576	12	25	13	8,217	1,443
Kapı şişe girintisi	0,529	0,028728	12	25	13	6,873	0,197
Kapı conta	11,857	0,016032	12	25	13	154,143	2,471
Arka yüzey	0,379	0,123017	12	27	15	5,682	0,699
Arka strafor yüzeyi	0,727	0,031125	12	27	15	10,909	0,340
Sol Yüzey	0,402	0,116146	12	25	13	5,223	0,607
Sağ yüzey	0,402	0,116146	12	25	13	5,223	0,607
Üst yüzey	0,522	0,081476	12	25	13	6,780	0,552
Alt yüzey	0,485	0,081674	12	24	12	5,824	0,476
Infiltrasyon		0,000712				966,292	0,688
Toplam:							8,08

3.4.3. Nümerik Yöntemler

HAD simülasyonları için sonlu hacimler nümerik metoduna dayanan ve bir tür HAD yazılımı olan Ansys Fluent 19.3 [22] kullanılmıştır. Minibar kabini içerisinde sabit termofiziksel özelliklere sahip (yoğunluk hariç) hava bulunmaktadır. 12 °C sıcaklıktaki havanın termofiziksel özellikleri Tablo 3.3.'te verilmiştir.

Tablo 3.3. 12 °C sıcaklıktaki havanın termofiziksel özellikleri.

İç ortam sıcaklığı	Yoğunluk ρ	Özgül hacim v	Entalpi h	Özgül ısı C_p	Isıl iletkenlik k	Viskozite μ	Kinematik viskozite ν	Isıl yayılım katsayısı α	Prandtl Pr	Hacim genleşme katsayısı β
(°C)	(kg/m ³)	(m ³ /kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg-K)	(W/m-K)	(Pa-s)	(cm ² /s)	(cm ² /s)	(-)	(1/K)
12	1,2382	0,80764	411,45	1,0062	0,025273	0,000017814	0,14387	0,20286	0,70923	0,003507

Doğal taşınımında akış rejimi, akışkan üzerine etkiyen kaldırma kuvvetinin viskoz kuvvete oranı olan Grashof (Gr) sayısı ile belirlenmektedir. Doğal taşınımında laminar akıştan türbülanslı akışa geçiş, Gr sayısının 10⁸ ve 10⁹ değerleri arasındadır. Simüle edilen evaporatörde olduğu gibi dikey plakalarda kritik Gr sayısı 10⁹'dur. Buna göre Gr sayısı 10⁹'den küçükse evaporatör üzerinde laminar doğal taşınım; Gr sayısı 10⁹'dan büyükse türbülanslı doğal taşınım meydana gelmektedir. Gr sayısı aşağıdaki eşitlikle belirlenmiştir.

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (3.39)$$

burada, g yer çekimi ivmesi (m/s²), β hacimsel genleşme katsayısı (1/K), T_s yüzey sıcaklığı (°C), T_∞ yüzeyden yeterince uzakta akışkan sıcaklığı (°C), L_c geometrinin karakteristik uzunluğu (m) ve ν akışkan kinematik viskozitesini (m²/s) ifade etmektedir.

Doğal taşınımında laminar akıştan türbülanslı akışa geçiş kullanılan diğer bir boyutsuz sayısı Rayleigh (Ra) sayısıdır. Laminar akıştan türbülanslı akışa geçiş bölgesi Ra sayısının 4x10⁸ ve 6x10¹⁰ değerleri arasındadır. Ra sayısı, Prandtl ve

Grashof sayısının çarpımıdır ve Eşitlik 3.40'ta verilen eşitlikle hesaplanmıştır. Hesaplanan Gr ve Ra sayıları Tablo 3.4'te sunulmuştur. Tablo 3.4'e göre, Gr ve Ra sayısı 10^9 'dan küçüktür ve bu nedenle minibar içerisinde hava laminar akış rejimindedir. Bu kapsamda, kabin iç ortamı sürekli rejimde üç boyutlu laminar akışlı doğal taşınım olarak simüle edilmiştir. Kabin içindeki havanın yoğunluk değişiklikleri Boussinesq yaklaşımı ile modellenmiştir. Viskoz ısı kayıpları ve sıkıştırılabilirlik ihmal edilmiştir.

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (3.40)$$

Tablo 3.4. Minibar iç ortam havası için Gr ve Ra sayıları.

g	Gr	Gr/Re	Ra
(m/s ²)	(-)	(-)	(-)
9,81	8,15x10 ⁶	2,04x10 ⁸	5,78x10 ⁶

Yukarıdaki kabullerden hareketle, nümerik simülasyonun yönetici denklemleri olan üç boyutlu akış için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri Eşitlik (3.41) -(3.43) arasında verilmiştir:

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (3.41)$$

$$(\nabla \cdot V)V = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \nabla^2 V - g\beta(T - T_0)k \quad (3.42)$$

$$(\nabla \cdot V)T = \alpha \nabla^2 T \quad (3.43)$$

burada, T_0 referans sıcaklığıdır.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu tez çalışmasında, tek kademeli difüzyon absorpsiyonlu bir buzdolabının termodinamik analizi deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Analizler, deneysel ölçümlere dayanarak termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına göre yapılmıştır.

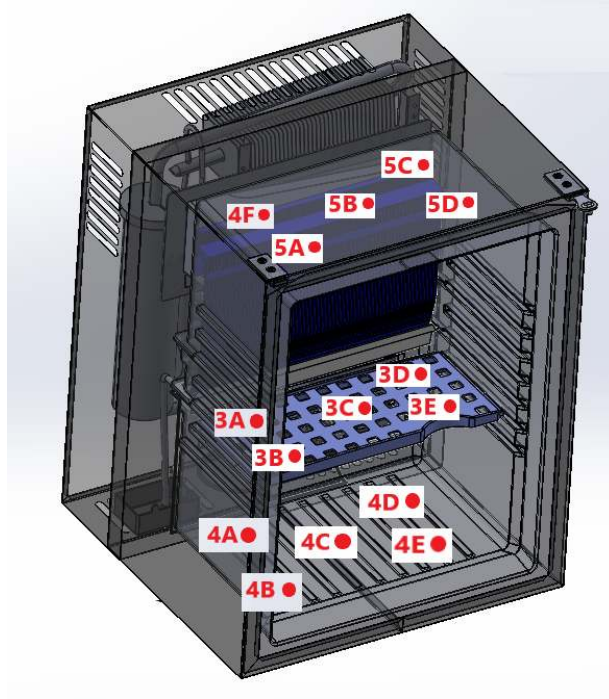
Yapılan deneylerde belirtilen noktaların sıcaklık ölçümleri termokupl yardımıyla yapılmış olup bu termokupllar bilgisayara bağlı olarak otomatik kayıt sistemi ile takibe alınmıştır. Sistem kararlı hale geldikten sonra sıcaklık ölçüm değerleri belirlenmiştir. Sistem kararlı hale gelirken elektrikli rezistansın tam güç ile çalışmasına dikkat edilmiştir.

4.1. HAD Simülasyon Modelinin Doğrulanması

Bu çalışmada ele alınan HAD modelini doğrulamak için simülasyon sonuçları ile deneysel ölçümler karşılaştırmalı ele alınmıştır. Şekil 4.1’de verilen termokupl noktalarının aynı lokasyondaki HAD sıcaklıkları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar Tablo 4.1’de sunulmuştur. Termokupl noktalarının lokasyonları ayrıca Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Tablo 4.1’e göre hem simülasyon hem de deneysel ölçümlerde kabin alt bölgesindeki sıcaklık dağılımının kabin orta ve üst bölgelerine göre daha düşük olduğu görülmektedir. Benzer şekilde hem simülasyon hem de deneysel ölçümlere göre kabin içerisinde en yüksek sıcaklıkların kabin üst bölgelerinde meydana gelmektedir. Simülasyon sonuçları ile deneysel ölçümlere göre sıcaklık dağılımları karşılaştırıldığında, simülasyon sonuçlarının deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu görülmektedir. Bununla birlikte, simülasyon sıcaklıkları ile deneysel sıcaklıkları arasındaki Ortalama Mutlak Hata Yüzdesi (Mean Absolute Error-MAE) değeri %3,6 olarak hesaplanmıştır. HAD modeli ile gerçekleştirilen simülasyonu, %3,6 gibi kıyasla düşük bir hata oranı ile sıcaklıkları tahmin ettiği görülmektedir. Gerçekleştirilen bu doğrulama çalışmalarından bu tez çalışmasında benimsenen HAD yöntemlerinin minibar iç ortam havasının simülasyonunda başarılı olduğu sonucu çıkmaktadır.

Tablo 4.1. HAD simülasyon sıcaklıkları ile deneysel ölçümlerim karşılaştırması.

Lokasyon	Nokta	Simülasyon Sıcaklığı (°C)	Deneysel ölçülen sıcaklık (°C)
Kabin Alt Bölge	4A	10,1	11,9
	4B	10,0	12,3
	4C	10,0	11,5
	4D	9,0	11,8
	4E	10,0	12,3
Kabin Orta Bölge	3A	11,7	12,3
	3B	11,7	12,6
	3C	11,6	12,4
	3D	11,4	12,1
	3E	11,4	12,5
Kabin üst Bölge	4F	15,9	13,4
	5A	19,4	14,7
	5B	19,2	13,9
	5C	19,3	13,9
	5D	19,3	15,4
Ortalama sıcaklıklar		13,3	12,9
Ortalama Mutlak Hata Yüzdesi (%) (Mean Absolute Error-MAE) $MEA = \frac{ T_{den} - T_{sim} }{T_{den}} \times 100$		% 3,6	



Şekil 4.1. HAD simülasyon doğrulaması için sıcaklık ölçümü gerçekleştirilen noktaların CAD üzerindeki transparan görünümü lokasyonları.

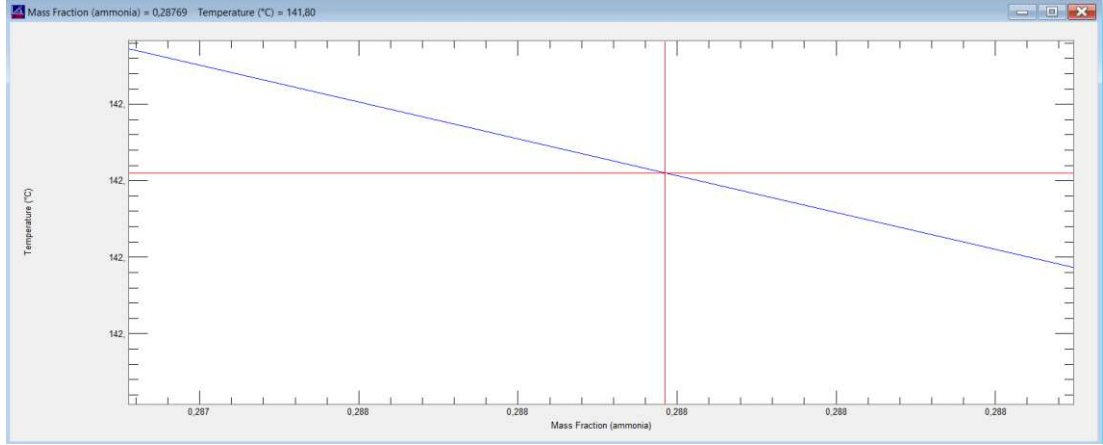
4.2. Enerji ve Ekserji Analizi Bulguları

Deneysel ölçüm verileri Tablo 4.2’de sunulmuştur. Bu veriler, enerji ve ekserji analizinde kullanılmıştır.

Tablo 4.2. Deneysel ölçüm verileri.

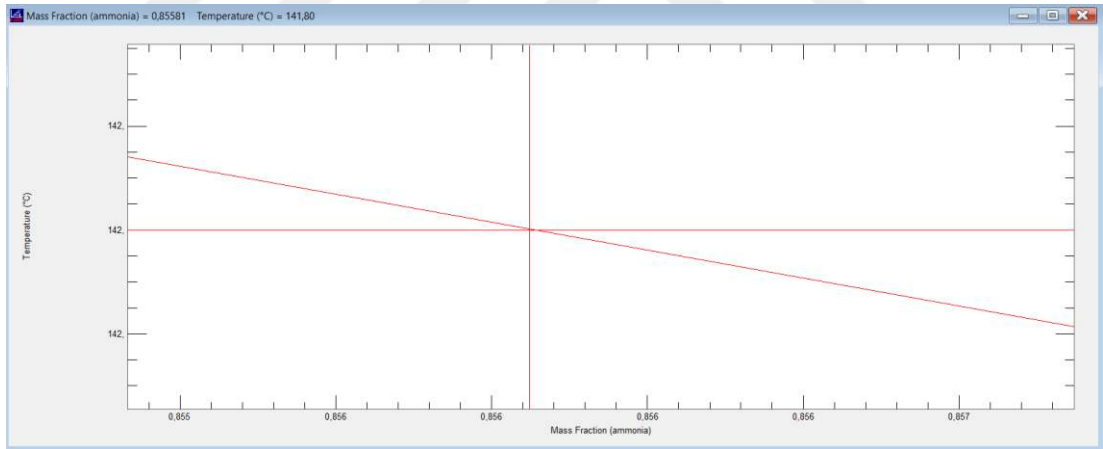
Parametre	Ölçüm Değeri
Jeneratör ısı girişi (W)	62
Sistem basıncı (bar)	22
Amonyak-su konsantrasyonu (%)	37,5
Jeneratör sıcaklığı (°C)	141,8
Isı değiştirici sıcaklığı (°C)	95,8
Ayırıcı sıcaklığı (°C)	62,7
Kondenser sıcaklığı (°C)	42,7
Evaporatör sıcaklığı (°C)	1,5
Soğurucu sıcaklığı (°C)	39,4
Ortam sıcaklığı (°C)	25

Tablo 4.2’deki sıcaklık değerleri REFPROP 9.0 programında kullanılarak Şekil 3.1 üzerindeki noktaların kütleli derişimleri hesaplanmıştır. Şekil 4.2’de %37,5 amonyak-su çözeltisi ve 141,8 °C sıcaklık için sıvı fazı kütleli derişim oranı gösterilmiştir. Ölçülen 141,8 °C sıcaklık değeri 2c noktası civarında bulunduğu için ve sıvı fazı olarak geri döndüğü için kütleli derişim oranı hesaplanırken bu kabuller yapılmıştır.



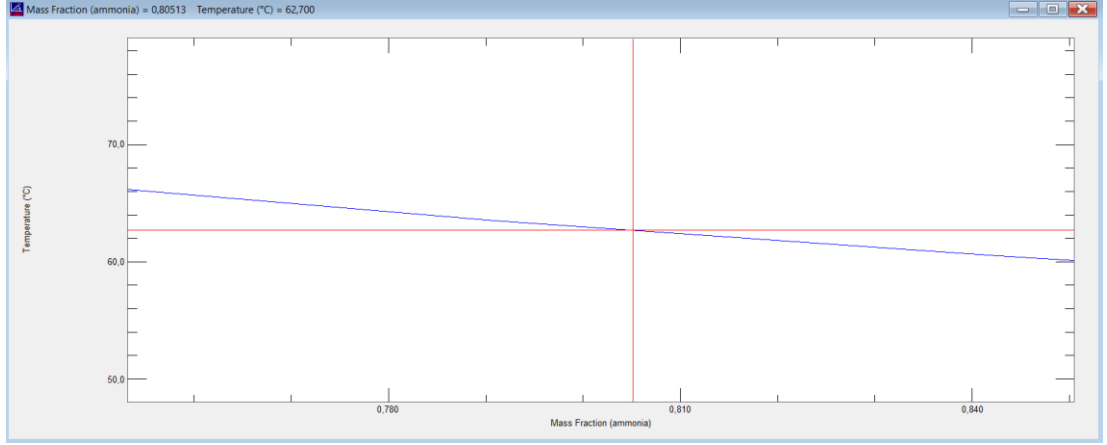
Şekil 4.2. %37,5 amonyak-su çözeltisi ve 141,8 °C sıcaklık için sıvı fazı kütleli derişim oranı.

Jeneratörü gaz fazında terk eden amonyak dikkate alındığında ölçülen 141,8 °C sıcaklığı gaz fazına bakılarak 3 noktası kabulleri yapılmıştır. Şekil 4.3'te %37,5 amonyak-su çözeltisi ve 141,8 °C sıcaklık için gaz fazı kütleli derişim oranı gösterilmiştir.



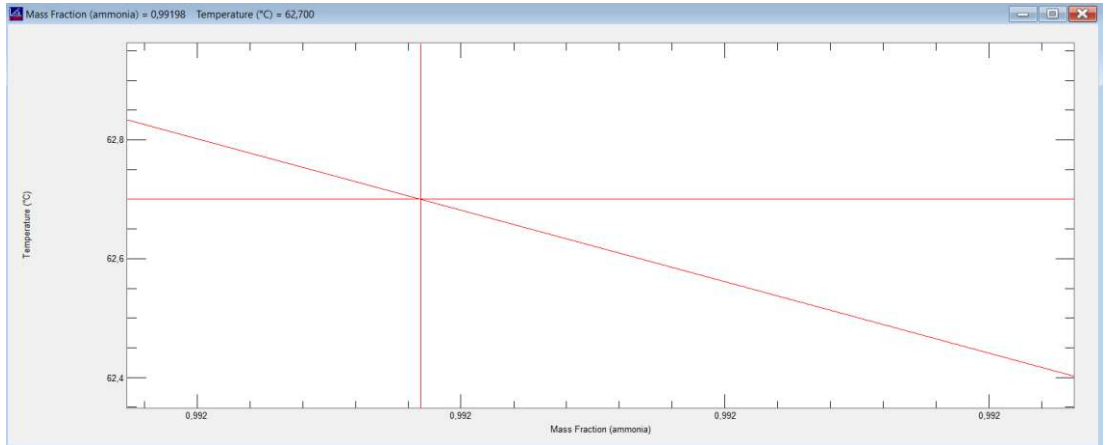
Şekil 4.3. %37,5 amonyak-su çözeltisi ve 141,8 °C sıcaklık için gaz fazı kütleli derişim oranı.

Ayırıcı bölgesine yerleştirilen termokupl değeri ayırıcı orta bölgesinde yer aldığından ortalama ayırıcı sıcaklığı kabul edilerek ayırıcı dönüşünü simgeleyen 2d noktası kabulleri yapılmıştır. Ayırıcıdan dönen su sıvı fazında olacaktır. Bu sebeple Şekil 4.4'te %37,5 amonyak-su çözeltisi ve 62,7 °C sıcaklık için sıvı fazı kütleli derişim oranı gösterilmiştir.



Şekil 4.4. %37,5 amonyak-su çözeltisi ve 62,7 °C sıcaklık için sıvı fazı kütleli derişim oranı.

Ayırıcı bölgesine yerleştirilen termokupl aynı zamanda kondenser girişi üzerinde olduğundan kondenser giriş sıcaklığı kabul edilerek kondenser girişini simgeleyen 4 noktası kabulleri yapılmıştır. Kondensere giren amonyak gaz fazında olacaktır fakat tam anlamıyla sudan ayrılmamış olabileceği için kütleli derişim oranı hesabı yapılması gerekmektedir. Şekil 4.5'te %37,5 amonyak-su çözeltisi ve 62,7 °C sıcaklık için gaz fazı kütleli derişim oranı gösterilmiştir.



Şekil 4.5. %37,5 amonyak-su çözeltisi ve 62,7 °C sıcaklık için gaz fazı kütleli derişim oranı.

Şekil 3.1'de gösterilen 4 noktasından giren amonyak, 7b noktasına gidene kadar aynı oranda bulunacağı için 4, 5, 6a ve 7b noktaları aynı kütleli derişim oranında kabul edilmiştir. Aynı düşünce ile 2c noktası üzerinden dönen su, 8b ve 11 noktalarında da aynı kütleli derişim oranında bulunmaktadır. 9 ve 10 noktaları ise

karışım tüpünün giriş ve çıkış noktaları olduğu için sisteme verilen %37,5 kütleli derişim oranına eşittir.

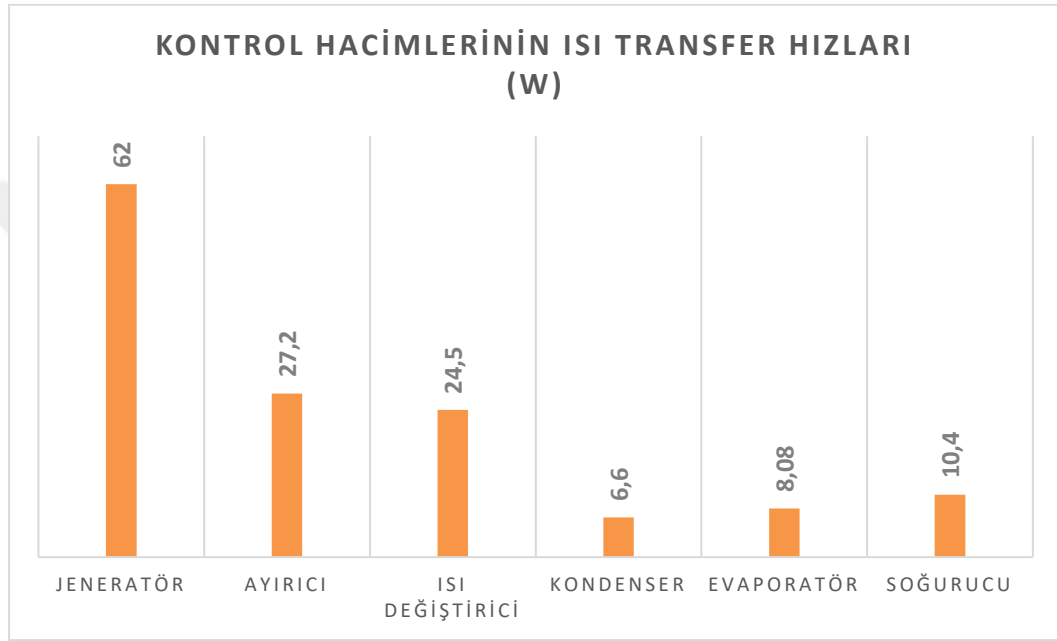
Şekil 3.1’de belirtilen noktalar için kütleli derişim oranları REFPROP 9.0 programı yardımı ile belirlendikten sonra enerji ve ekserji denklemleri (1-36) üzerine yerleştirilecek Engineering Equation Solver programında çözümlerler yapılmıştır. Tablo 4.3’teki değerlere göre her bir nokta için hesaplanan kütleli debi, kütle derişim oranları ve entalpi değerleri Tablo 4.3’te verilmiştir. Ölçüm noktaları Şekil 3.1’de gösterildiği gibi isimlendirilmiştir. Tablo 4.3’te görüldüğü üzere ayırıcıdan ayrılan akışkan derişimi 0.992 olarak tespit edilmiştir. Bu durum, kondensere neredeyse sadece amonyağın iletildiğini göstermektedir.

Tablo 4.3. Deneysel olarak hesaplanan kütleli debiler, kütleli derişim oranları ve entalpi değerleri.

Nokta	X (%)	$\dot{m} (kg s^{-1})$	$h (kJ/kg)$
1a	0,375	0,0001426	330,5
1b	0,348	0,0001366	529
2c	0,287	0,0001206	541,4
2d	0,805	0,000016	435,4
3	0,856	0,00002196	1995
4	0,992	0,000005955	1628
5	0,992	0,000005955	523,1
6a	0,992	0,000005955	326,1
7b	0,992	0,000007373	1630
8b	0,348	0,0001366	88,24
9	0,375	0,0001426	79,84
10	0,375	0,0001426	88,24
11	0,348	0,0001366	330,5

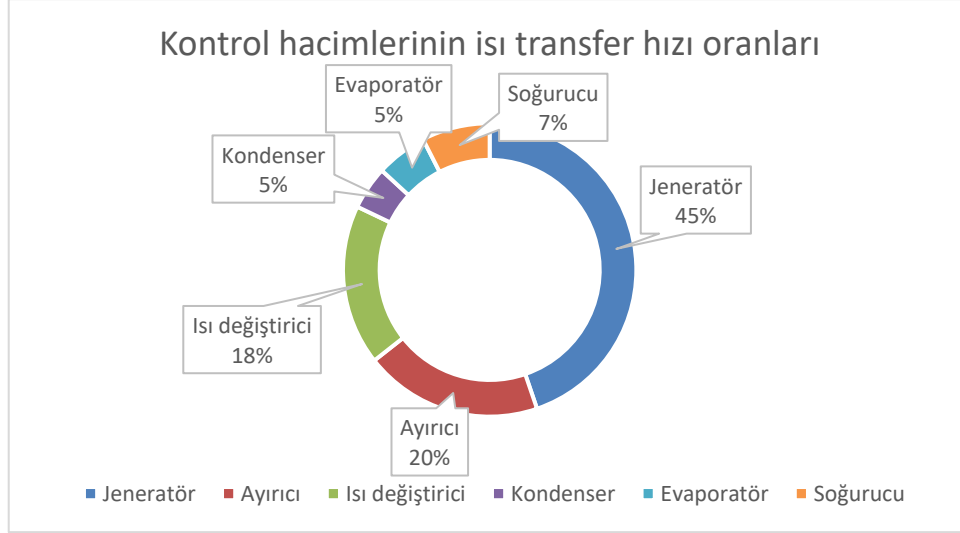
Eşitlik (1-20) ile hesaplanan ısı transfer hızları Şekil 4.6’da verilmiştir. Jeneratörde 62W’lık ısı girişi elektrikli ısıtıcı ile sağlanmaktadır. Bu ısı girişi çevrimi çalıştırmak için gerekli olan girdidir. Evaporatör ve jeneratör dışında diğer bileşenlerde ısı sistemden çevreye transfer edilmektedir. Evaporatörde ise soğutulan ortamdan (minibar iç ortamı) ısı sisteme aktarılmaktadır. Buna göre, sistemden

çevreye olan en yüksek ısı transfer hızı 27,2 W ile ayırıcıda meydana gelmektedir (Şekil 4.6). Ayırıcıyı sırasıyla 24,5 W ile ısı değiştirici, 10,4 W ile soğurucu izlemektedir. Şekil 4.5'ten görüldüğü üzere 6,6 W ile sistemden çevreye olan en düşük ısı transfer hızı kondenserde meydana gelmiştir. Buna karşılık evaporatörde soğutulan ortamdan 8,08 W ısı çekilmiştir. Bu durumda sistemin etkinlik tesir katsayısı (COP) 0,13 olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.6. Kontrol hacimlerinin ısı transfer hızları.

Bileşenlerin ısı transfer hız oranları Şekil 4.7'de gösterilmiştir. Sistemin tamamı düşünüldüğünde jeneratör ve evaporatörden sisteme ısı transferi gerçekleştiği için jeneratör ve evaporatör dışında kalan bileşenler düşünüldüğünde ayırıcı bileşenindeki ısı transfer hızı oranı ASS'nin %20'sini oluştururken kondenser ise ASS'nin %5'ini oluşturmaktadır. Yüzdelik dilime bakıldığında soğurucunun %7'lik bir alana sahip olduğu düşünüldüğünde kondenser ve soğurucudan oluşan ısı transfer hızlarının daha az önem taşıdığı görülmüştür. Ayırıcı bölgesinde gerçekleşen ısı transfer hızı oranı kondensere göre yüksek olmasına karşın ayırıcı bölgesinden ısı atılmasının ASS için avantaj sağlayabileceği düşünüldüğünde, ısı değiştiricideki %18'lik ısı transfer hızı oranının daha önemli olduğu söylenebilir.



Şekil 4.7. Kontrol hacimlerinin ısı transfer hızı oranları

Sistemin ekserji analizi için Şekil 3.1.'de belirtilen noktalardan alınan sıcaklık ölçümleri sonucunda entropi değerleri belirlenmiştir. Belirlenen entropi değerleri Tablo 4.4'te yer almaktadır.

Tablo 4.4. Deneysel olarak hesaplanan entropi değerleri.

Nokta	s (kJ/kgK)
1a	1,716
1b	1,952
2c	2,165
2d	2,052
3	6,345
4	5,48
5	2,101
6a	1,409
7b	5,726
8b	0,9216
9	0,9815
10	0,9216
11	0,9815

Daha önce ifade edildiği gibi, kabindeki entropi üretimi için HAD simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Deneysel doğrulanmış HAD simülasyonlarından kabin duvarlarının (sistem sınırlarının) sıcaklıkları belirlenmiştir. Buna göre, kabin

duvarlarının ortalama yüzey sıcaklıkları, yüzeylerdeki ısı transfer hızları ve entropi üretimi (Eşitlik (3.32)) Tablo 4.5'te verilmiştir.

Tablo 4.5. HAD simülasyon sonuçlarına göre minibar kabindeki entropi üretimi.

Yüzey	$\dot{Q}_{duvar}$ (W)	T_{duvar} (°C)	T_{duvar} (K)	$\dot{Q}_{duvar}/T_{duvar}$ (W/K)
Kapı yüzeyi	1,443	16,107	289,26	0,004988
Kapı şişe girintisi	0,197	18,632	291,78	0,000677
Kapı conta	2,471	23,688	296,84	0,008325
Arka yüzey	0,699	12,791	285,94	0,002445
Arka strafor yüzeyi	0,340	5,563	278,71	0,001218
Sol Yüzey	0,607	14,465	287,62	0,002109
Sağ yüzey	0,607	14,453	287,60	0,002109
Üst yüzey	0,552	21,566	294,72	0,001874
Alt yüzey	0,476	10,941	284,09	0,001674
$\sum \frac{\dot{Q}_{duvar}}{T_{duvar}} = 0,02542$				
Yüzey	$\dot{Q}_{evaporatör}$ (W)	$T_{evaporatör}$ (°C)	$T_{evaporatör}$ (K)	$\dot{Q}_{evaporatör}/T_{evaporatör}$ (W/K)
Evaporatör	8,08	5,867	279,02	0,028957
$\dot{S}_{üretim,kabin} = \frac{\dot{Q}_{evaporatör}}{T_{evaporatör}} - \sum \frac{\dot{Q}_{duvar}}{T_{duvar}} = 0,003537$				

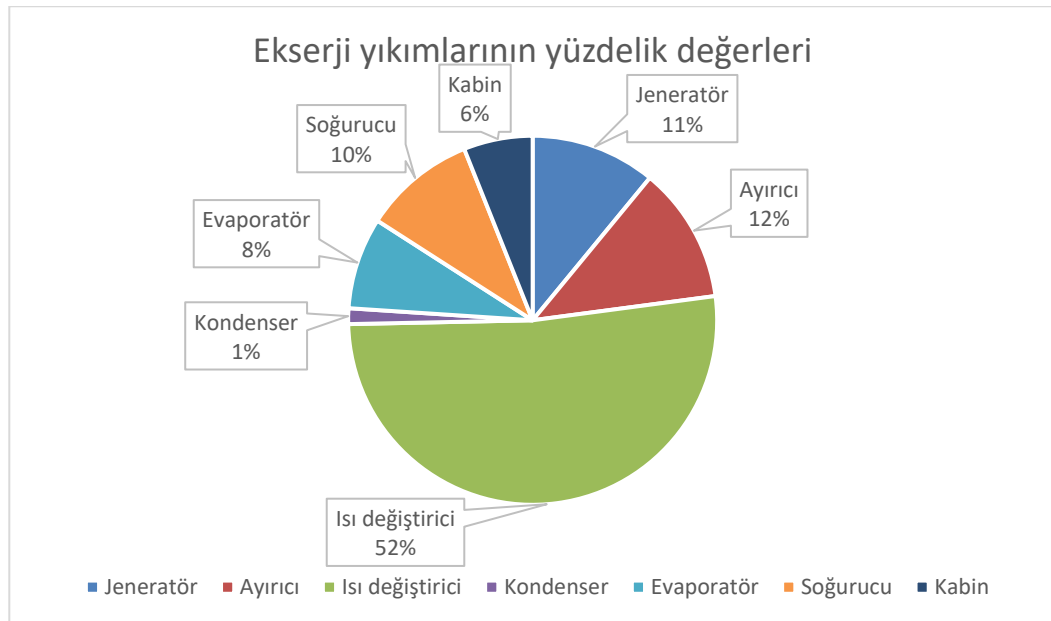
Tablo 4.3, Tablo 4.4 ve Tablo 4.5'teki veriler denklem (1-38) de kullanılıp ekserji değerleri elde edilmiştir. Her bir bileşen için hesaplanan ekserji değerleri Tablo 4.6'da belirtilmiştir. Tablo 4.6 incelendiğinde ısı değiştiricideki 9,02 W ekserji yıkımı dikkat çekmektedir. ASS komponentlerinin yanı sıra 1,054 W hesaplanan kabin ekserji yıkımı, cihaz bileşenlerindeki kayıp ortalamasının altında kaldığı görülmektedir. Kabinden önce soğurucu bölgesine yapılacak bir iyileştirmenin daha faydalı olabileceği görülmektedir. Benzer bir şekilde jeneratör bölgesinde 1,91 W ve ayırıcı bölgesinde 2,08 W hesaplanan yıkım değerleri kabin ekserji yıkım değerinin üzerindedir.

Evaporatör bölgesi kabin içinde kaldığından ikisi bir düşünülüğünde 2,454 W ekserji kaybına eşit gelmektedir. Bu açıdan bakıldığında kabinde yapılacak iyileştirmenin evaporatör ile yapılması önemlidir. Bu toplam değer ısı değiştiriciden sonraki en yüksek ekserji yıkımı olarak değerlendirilebilir.

Tablo 4.6. Minibar bileşenlerinde ekserji yıkım değerleri

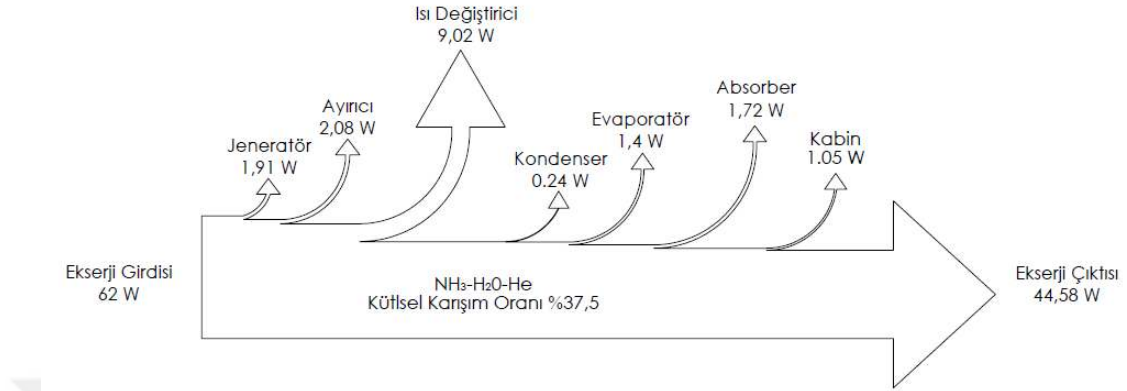
Bileşen	Değer (W)
$\dot{I}_{jeneratör}$	1,91
$\dot{I}_{ayırıcı}$	2,08
$\dot{I}_{ısı\ değiştirici}$	9,02
$\dot{I}_{kondenser}$	0,24
$\dot{I}_{evaporatör}$	1,40
$\dot{I}_{soğurucu}$	1,72
$\dot{I}_{kabin}$	1,05

Şekil 4.8’de ekserji yıkımlarının yüzdelik değerleri belirtilmiştir. Ekserji yıkımlarını sistem kayıpları olarak düşündüğümüzde en yüksek kaybın %52 ile ısı değiştiricide olduğu görülmektedir. Isı değiştiriciyi %12 ile ayırıcı, %11 ile jeneratör, %10 ile soğurucu, %8 ile evaporatör, %6 ile kabin ve %1 ile kondenser takip etmektedir. Kondenserde çok az çıkan ekserji yıkımı düşünüldüğünde sistemi kondenser üzerinden iyileştirmeye çalışmak zaman kaybı olarak görülmektedir. Bunun yerine ısı değiştiricide ciddi oranda ekserji kaybı göze çarpmakta olup sistem iyileştirmesi için öncelik ısı değiştiriciye verilebilir.



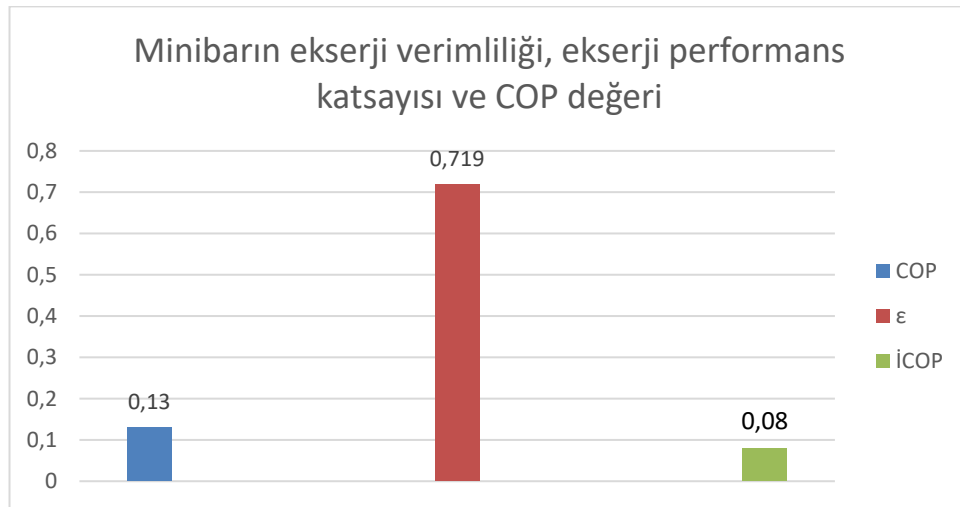
Şekil 4.8. Ekserji yıkımlarının yüzdelik değerleri.

Ekserji verimlilik değerinin daha anlaşılır olması için Grossman eğrisi kolaylık sağlamaktadır. Şekil 4.9’da enerji çıkış oranı Grossman eğrisi üzerinde gösterilmiş ve ekserji verimlilik değeri hesaplanmıştır.



Şekil 4.9. Grossman eğrisi üzerinde ekserji yıkımları.

Ekserji verimlilik değeri hesaplanırken eşitlik 3.36 dikkate alınmıştır ve 0,719 bulunmuştur. Ekserji verimliliği daha önce hesaplanan COP değerinden daha yüksek çıkmıştır. Bileşen üzerindeki enerji kayıpları azaltıldığında ekserji yıkım değerleri azalacaktır ve ekserji verimlilik değeri daha da artacaktır. Ekserji performans katsayısı ise 0,08 hesaplanmıştır. ASS bileşenlerindeki ekserji kayıpları azaltıldığında ekserji performans katsayısı artacaktır. Ekserji verimliliği, ekserji performans katsayısı ve COP değeri Şekil 4.10 da gösterilmiştir.



Şekil 4.10. Minibarın ekserji verimliliği, ekserji performans katsayısı ve COP değeri.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışma kapsamında $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ akışkanı kullanılan ASS'nin performansı deneysel olarak incelenmiş ve termodinamik analizi yapılmıştır. Ayırıcı bölgesine yerleştirilen manometre ile sistem basıncı 22 bar ölçülmüş ve bu değer sistemin çalışma basıncı kabul edilmiştir. Bileşenlerin kütleli derişim oranları, entalpi ve entropi hesapları yapılırken 22 bar basınç ve giriş-çıkış sıcaklıkları dikkate alınmıştır. Elde edilen değerler enerji ve ekserji analizleri için kullanılmıştır. Sonuçlar tablolar ve grafikler halinde verilmiştir.

62 W elektrikli rezistans ile tahrik edilen sistemin ısı transfer hızları incelendiğinde en yüksek ısı transfer hızının 27,2 W ile ayırıcıda meydana geldiği görülmektedir. Ayırıcıya en yakın ısı transfer hızı 24,5 W ile ısı değıştiricide hesaplanmıştır. Kondenserde 6,6 W ve soğurucuda 10,4 W hesaplandığı dikkate alınırsa ayırıcı ve ısı değıştiricideki ısı transfer hızlarına göre daha düşüktür ve nispeten daha az önemlidir. Ayırıcıdan beklenen amonyağın mümkün olduğunca kondensere sudan ayrılarak saf şekilde girmesini sağlamaktır. Ayırıcı üzerinde oluşan ısı transfer hızı ısı değıştiriciden daha fazladır fakat bu ayırıcı bölgesinde istenen bir durumdur. Amonyağın daha düşük ısıda sisteme girmesi kütleli derişim oranını pozitif yönde (Şekil 4.5.) etkilemektedir. Sistemde 0,992 ölçülen kondenser girişindeki kütleli derişim oranı (x) dikkate alındığında neredeyse saf amonyak halinde girdiği görülmektedir. Dolayısıyla ayırıcıdaki ısı transfer hızı ısı değıştiriciden yüksek olmasına rağmen ısı değıştiricideki 24,5 W'lık ısı transfer hızı değeri daha önemlidir.

Soğutulan kabin üzerinden alınan ölçümler (Şekil 4.1.) HAD simülasyonları ile karşılaştırılmıştır. Soğutulan kabinin alt, orta ve üst bölgesindeki 15 farklı noktadan alınan sonuçlar simülasyonda çözdürülmüştür. Ortalama mutlak hata yüzdesi (MAE) %3,4 olarak hesaplanmıştır ve değer makul görülmüştür. Yüzeylerden alınan sıcaklıklar (Tablo 4.5.) ile soğutulan kabinin entropi üretimi hesaplanmıştır ve bu sonuçlar ekserji analizine eklenerek ekserji analizi sonuçlarının doğruluğunu artırmıştır.

Ekserji sonuçları incelendiğinde oluşan en yüksek ekserji yıkımı 9,02 W ile ısı değiştiricide gör÷lmektedir. Kabin bölgesinde oluşan ekserji yıkımının ASS'nin jeneratör, ayırıcı, evaporatör ve soğurucu bileşenlerinden daha az olduğu tespit edilmiştir. HAD analizinden alınan soğutulan kabin sonuçları ile minibarın ASS bileşenlerinin ekserji yıkım sonuçları dikkate alınarak minibarın ekserji verimliliği 0,719 hesaplanmıştır. COP'nin 0,13 hesaplandığı dikkate alındığında ekserji verimliliği daha yüksek bulunmuştur.

Hem enerji hem de ekserji analizleri dikkate alındığında ısı değiştirici bölgesindeki kayıpların fazla oluşu öne çıkmaktadır. Isı değiştirici bölgesindeki yalıtımın yetersiz kaldığı açıkça gör÷lmüştür. Bu bölgedeki yalıtım boyu ısı değiştirici boyunca artırılabilir ya da kullanılan yalıtım malzemesi yerine ısıl iletim katsayısı düşük farklı bir malzeme seçimi yapılabilir. Bu sayede COP'nin artırılması hedeflenebilir. Benzer şekilde kondenser bölgesindeki kayıpların oldukça düşük çıkması sebebi ile kondenserde iyileştirme yapmaya gerek bulunmadığı tespit edilmiştir.

KAYNAKÇA

- [1] Yağcıoğlu, K.Ç. Absorbsiyonlu Bir Soğutma Sisteminde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Termodinamik ve Ekserji Analizi. Necmettin Erbakan Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği, Konya, 2018, 137s. (Yüksek Lisans Tezi).
- [2] Olcayer, A. İki Kademeli $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Performans ve Ekserji Analizleri. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isı Proses, İstanbul, 2005, 110s. (Yüksek Lisans Tezi).
- [3] Arslan, M.E. Eğrican, A.N., Buzdolabı Uygulamasında Kullanılan Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi. Tesisat Mühendisliği Dergisi. 2004, 83, 53-63,
- [4] Özbaş, E. Yayınımlı Soğurmalı Soğutma Sistemi Tasarımı İmalî Deneysel ve Teorik Analizi ile Performans İyileştirilmesi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi, Ankara, 2009, 158s. (Doktora Tezi).
- [5] Uçar, R. $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ Akışkan Çiftli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Basıncın Sistem Performansına Etkisi. Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi, Karabük, 2009, 100s. (Yüksek Lisans Tezi).
- [6] Memişoğlu, A. Ön Soğutmasız Yayınımlı Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin Büyük Hacimlerde Kullanılabilirliğinin Deneysel Olarak İncelenmesi. Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi, Karabük, 2013, 59s. (Yüksek Lisans Tezi).
- [7] Öztaş, S. Difüzyonlu Absorbsiyonlu Mini Soğutma Sistemlerinde Soğurucu Akışkanların Soğutma Performansına Etkisi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kimya Mühendisliği, Ankara, 2015, 118s. (Yüksek Lisans Tezi).
- [8] Mansouri, R., Bourouis, M., Bellagi, A., Steady State Investigations Of A Commercial Diffusion-Absorption Refrigerator: Experimental Study And Numerical Simulations. Applied Thermal Engineering, 2018, 129, 725–734.
- [9] Sahoo, P. K., Misra, R. D., Gupta, A., Sahoo, P.K., Misra, R.D., Gupta, A. Exergoeconomic Optimisation Of An Aqua-Ammonia Refrigeration System. International Journal of Exergy, 2004, Vol. 1 (No. 1), 82-93.
- [10] Boer, D., Medrano, M., Nogués, M., Boer, D., Medrano, M., Nogués, M. Exergy And Structural Analysis Of An Absorption Cooling Cycle And The Effect of Efficiency Parameters, International Journal of Thermodynamics, 2005, Vol. 8 (No. 4), 191-198.

- [11] Saka, K. Tek Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi. Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği, Bursa, 2010, 54s. (Yüksek Lisans Tezi).
- [12] Kaya, A. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Performans Analizi ve Optimizasyonu. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği, 2011, 91s. (Yüksek Lisans Tezi).
- [13] Gündüz, A.H. Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termodinamik Analizi. Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği, Kocaeli, 2020, 96s. (Yüksek Lisans Tezi).
- [14] Lacerda, V. T., Melo, C., Barbosa, J. R., Duarte, P. O. O. Measurements Of The Air Flow Field In The Freezer Compartment Of A Top-Mount No-Frost Refrigerator: The Effect Of Temperature. International Journal of Refrigeration, 2005, 28, 774–783.
- [15] Laguerre, O., ben Amara, S., Charrier-Mojtabi, M. C., Lartigue, B., Flick, D., Experimental Study Of Air Flow By Natural Convection In A Closed Cavity: Application In A Domestic Refrigerator. Journal of Food Engineering, 2008, 85, 547–560.
- [16] <https://sogutmasistemi.com/mesleki-bilgi/absorbsiyonlu-sogutma-calisma-prensibi.html> (Son erişim tarihi: 11 Ocak, 2023).
- [17] <https://www.termodinamik.info/katkilar/absorpsiyonlu-sogutma-sistemlerinin-rolu-ve-etkinligi> (Son erişim tarihi: 11 Ocak, 2023).
- [18] Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S., Yamankaradeniz, N. Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları. Dora Yayınları, Bursa, 2009.
- [19] Akdemir, Ö., Güngör, A. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri; Verimlerini Artırmak İçin Geliştirilen Çevrimler. V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, İzmir, 2001, 99–112.
- [20] Gürsürer, S., Kıncay, O. Çevre Sıcaklığının Li-Br + H₂O Akışkanlı Tek Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimine Etkisinin Ekserji Analizi Temelinde İrdelenmesi. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği, İstanbul, 2015, 117s (Yüksek Lisans Tezi).
- [21] <https://www.resmigazete.gov.tr/eskiler/2021/03/20210325M1-7.htm> (Son erişim tarihi: 11 Ocak, 2023).
- [22] <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent> (Son erişim tarihi: 11 Ocak, 2023).

EKLER

EK A. (ASS'de Kullanılan Amonyakın Karakteristik Özellikleri)

EK A. (ASS'de Kullanılan Amonyakın Karakteristik Özellikleri)

AMONYAK

1. KİMYASAL ÜRÜN VE FİRMA TANIMI



1.1 Ürün Adı : SUSUZ AMONYAK (ANHYDROUS AMMONIA)

Kimyasal Formülü : NH₃

1.2 Kullanım Alanı : Çoğunlukla nitrik asit ve amonyum tuzları imalatı ile üre, boya, ilaç ve plastik gibi organik madde imalatlarında kullanılmaktadır. Renksiz ve kendine özgü keskin kokusu olan bir gaz olan amonyak endüstride en çok azotlu gübre ve nitrik asit üretiminde başlangıç maddesi olarak ve laboratuvarlarda birçok kimyasal maddenin elde edilmesinde zayıf baz olarak kullanılır. Ayrıca, amonyaktan , normal sıcaklıkta basınç uygulandığında kolaylıkla sıvılaştıran bir gaz olması ve oluşan buharlaşma ısısının yüksekliği (327 kcal/g) nedeniyle soğutucu gaz olarak da yararlanılmaktadır.

1.3 Firma Tanımı : Habaş Sınai ve Tıbbi Gazlar İstihsal Endüstrisi A.Ş.

1.4 GBF Yetkili Kişi :

1.5 Acil Durum Telefon : 0 216 453 64 00 (Saat 09:00-18:00 arası)

1.6. Ulusal Zehir Danışma Merkezi : 114

2. TEHLİKELERİN TANIMLANMASI

2.1 Bileşimin veya karışımın sınıflandırılması

Alev Gaz 2 - H221

Basınç Gaz - H280

Akut Tok. 3 - H331

Cilt Aşınd. 1B - H314

Sucul Akut 1 - H400

2.2 Karışımın Etiket sembolü:



GHS04

GHS05

GHS06

GHS09

AMONYAK

İşaret sözcüğü: Tehlike

Zararlılık ifadeleri:

H221 – Alevlenir Gaz
H280 - Basınçlı gaz içerir; ısıtıldığında patlayabilir.
H331- Solunması halinde toksiktir.
H314 – Ciddi cilt yanıklarına ve göz hasarına yol açar.
H400- Sulu ortamda çok toksiktir.
CGA-HG22- Solunum Sistemini Tahriş Eder.

Önlem ifadeleri:

Önlem:
P202 – Bütün önlem ifadeleri okunup anlaşılmadan elleçlemeyin.
P210 - Isıdan, kıvılcımdan, alevden,sıcak yüzeylerden uzak tutun.- Sigara içilmez.
P260 – Gazı solumayın.
P262 – Gözle,siltle ve kıyafetle temas ettirmeyin.
P271 - Sadece dışarıda ve iyi havalandırılan bir alanda kullanın.
P273- Çevreye verilmesinden kaçının.
P280 – Koruyu eldiven, koruyucu kıyafet, göz koruyucu, yüz koruyucu kullanın.
P285 – Yetersiz havalandırma varsa, solunum koruyucu giyin.

Müdahale :

P304+P340 – SOLUNDUĞUNDA: Nefes alıp verme zorlaşmış ise zarar gören kişiyitemiz havaya çıkarın ve kolay biçimde nefes alması için rahat bir pozisyonda tutun.
P311 – Hemen ULUSAL ZEHİR DAANIŞMA MERKEZİNİN 114 NO'LU TELEFONUNU araveya doktoru arayın.
P377 – Gaz sızıntısına bağlı yangın:Sızıntı güvenli olarakturdurulmadan söndürmeyin.
P381 - Güvenli isetüm tutuşturucu kaynaklarını ortadan kaldırın.

Depolama:

P233 – Kabı (Tüpü) sıkıca kapalı tutun.
P403 – İyi havalandırılan yerde depolayın.
P405 – Kilit altında saklayın.
P410 – Güneş ışığından koruyun.

2.3 Diğer Tehlikeler

Amonyak insan dokusuna korozif olup zehirli ve yanıcı bir gazdır. Düşük sıcaklıklarda alevlenme özelliğine sahiptir. Renksiz nahoş kokulu bir gaz olup göz, boğaz ve ciğerlerin yumuşak zarları üzerinde tahrip edici etkiye sahiptir. Yüksek safiyette nefes almayı zorlaştıran larinksal ve broşsal spazm ve ödeme yol açabilir. Solunumun , yoğunluğuna bağlı olarak yanma hissi, nefes darlığı baş ağrısı, yere yığılma ve ölüme sebep olur. Likit Amonyak deri ile temas ederse ciddi yanıklara sebebiyet verir.

3. BİLEŞİMİ / BİLEŞİM HAKKINDA BİLGİLER

Adı	%Hacim	CAS Numarası	EEC Numarası	EC Sınıflandırma	CLP Sınıflandırma
Amonyak	99,8	7664-41-7	231-635-3	R10,R23,R34,R50 S7/9,S16,S18,S26,S33,S36/37/39 ,S45,S61	H221 H280 H331 H314 H400

Not : Mevzuat risk ve güvenlik ibarelerinin açıklaması için 15.maddeye bakınız
11.07.1993 Tarih 21634 sayılı Resmi Gazete'de yayınlanan Tehlikeli Kimyasallar Yönetmeliği'ne göre tehlikeli madde olarak sınıflandırılmıştır.

AMONYAK

4. İLK YARDIM TEDBİRLERİ

4.1 Teneffüs Edilmesi : Kazazedeyi gazla kirlenmiş alandan çabuk uzaklaşmak çok önemlidir. Kazazedeyi solunum cihazı takılarak temiz havalı bir bölgeye taşıyın. Hastanın sıcak ve sakin kalması sağlanmalıdır. Doktor çağırın. Solunum durduysa suni teneffüs uygulayın.

Deri İle Temas : Deri yolu ile temas veya soğuk yanığı durumunda; sıvı bulaşmış elbise çıkarılmalı ve etkilenen bölgeler ılık su ile en az 15 dakika yıkanmalıdır. **Sıcak su kullanılmamalıdır.** Yanık bölge ovulmamalı ve masaj yapılmamalıdır. Yoğun doku donması, soğuk yanığı veya deri yüzeyinin kabarması söz konusu ise hasta hemen bir sağlık kuruluşuna götürülmelidir.

Göz İle Temas : Göz ile temasında, göz kapakları mümkün olduğunca açılarak sıvı haldeki ürünün buharlaşması hızlandırılmalıdır. Göz bölgesi en az 15 dakika boyunca ılık su ile yıkanmalıdır. Hasta ışığa bakamıyorsa , gözler hafif bir bant ile kapatılarak, hemen bir sağlık kuruluşuna götürülmelidir.

4.2 En önemli bulgular ve etkiler : Mevcut ilave bilgi yoktur..

4.3 Acil Tıbbi müdahale ve gerekli özel tedavi : Nefes aldıktan sonra olabildiğince çabuk kortikosteroid sprey ile tedavi uygulayın.

5. YANGIN İLE MÜCADELE YÖNTEMLERİ

5.1 Uygun Söndürme Aracı / Söndürme Yöntemi : Karbon dioksit, kuru kimyasal. Köpük.

Mümkünse , gaz akışı durdurulmalıdır. Acil duruma müdahale edecek görevliler artı basınçlı solunum cihazı takmalı ve bütül kauçuğundan yapılmış koruyucu elbise ile bot giymelidirler. Yangına maruz kalan tüpler alevler söndürüldükten sonra da bir süre daha soğutulmaya devam edilmelidir.

Uygun Olmayan Söndürme Aracı / Yöntemi : Su. (Su ve amonyak bileşimi kuvvetli baz oluşturur, çevre uyumuna dikkat etmek gereklidir.)

5.2 Yanma Sonucu Ortaya Çıkabilecek Zararlı Maddeler : Yok.

5.3 Yangınla Mücadelede Koruyucu Ekipman : Yangın ile mücadele ekibi solunum koruma cihazı takmalı ve alevle dayanıklı elbise giymeli, neopren kauçuk eldiven kullanılmalıdır.

Diğer Bilgileri : Amonyakın düşük sıcaklıklarda alevlenme özelliği vardır. Havada düşük konsantrasyonlardaki gaz tutuşur. Kapalı ortamda gaz yayılması patlama tehlikesi oluşturur. Yangın ortamında tüpler, sıcaktan ötürü artan basınca dayanamayarak şiddetle patlayabilir.

6. KAZA SONUCU GAZ YAYILMASINA KARŞI ALINACAK TEDBİRLER

6.1. Kişisel Tedbirler, Koruyucu Ekipman Ve Acil Durum Prosedürleri

Kişisel Tedbirler : Ürünün yayıldığı bölge derhal boşaltılmalıdır. Ürünün yayıldığı bölgeye girişlerde, uygun koruyucu ekipman kullanılmalıdır. Tehlike bölgesinde sigara içilmemeli, hiçbir alev, ateş veya kıvılcım olmamalıdır. Uygun havalandırma sağlanmalıdır. Uygun koruyucu donanım kullanılmalıdır.

6.2 Çevrede Alınacak Tedbirler : Gaz kaçağı yapan tüp, dikkatlice emniyetli bir alana götürülmeli ve üzerinde hiç bir tamirat yapılmadan HABAŞ A.Ş. aranmalıdır.

6.3 Temizlik Yöntemleri : Etkilenen bölge havalandırılmalıdır. Eğer sızıntı kullanıcının donanımında ise , onarıma başlamadan önce, kesinlikle gaz boruları inert gaz ile süpürülmelidir.

6.4 Diğer Bölümlere Yapılan Atıflar: Bölüm 8 ve 13'e bakınız.

AMONYAK

7. ELLEÇLEME VE DEPOLAMA

7.1 Elleçleme : Sağlam eldivenler giyilmelidir.Satıcı belirtmedikçe bir gaz tüpü kapağından asla kaldırılmamalıdır. Kısa mesafe olsa bile ağır tüpleri nakletmek için tekerlekli bir vasıta veya uygun başka vasıtalar kullanılmalıdır.Kullanılan tüp bir yere sabitlenene kadar valf koruma kapağı çıkarılmamalı, dik durumda kullanım için bekletilmelidir.Gerekli olduğu takdirde uygun göz yüz koruyucu aparatlar takılmalıdır. Uygun bir metod kullanılarak gaz kaçakları kontrol edilmelidir. Kaçak durumunda, ilk yardım yangın söndürme veya korozif malzemelerin seyreltilmesi için yeterli su bulundurulmalıdır.Kullanım esnasında, basıncı düşürmek için uygun basınç düşürücüler (regülatörler) kullanılmalıdır.Tüpü kullanıma sokmadan önce, sisteme geri besleme olmamasına dikkat edilmelidir.Kullanım alanındaki bütün elektriksel sistemlerin gaz için uygun olmasına dikkat edilmelidir. Bir tüpün basıncını arttırmak için asla direkt çıplak alev veya elektrikli ısıtıcı cihazlar kullanılmamalıdır.Tüp asla 45 C' nin üzerindeki bir sıcaklığa maruz bırakılmamalıdır.Bir tüp, satın alınan gazı ihtiva etmek dışında mesela, kaydırmaç veya mesnet olarak kullanılmamalıdır.Yağ, petrol veya diğer kolaylıkla yanabilir maddelerin, oksijen veya diğer oksitleyicileri ihtiva eden tüplerin valfler ile temasa geçmesine asla müsaade edilmemelidir.Tüp çıkış valfleri özellikle yağ ve su gibi kirleticilerden uzak ve temiz tutulmalıdır.Tüpler valflerine veya emniyet cihazlarına hasar verebilecek anormal mekanik şoklardan uzak tutulmalıdır.Asla tüp valfleri veya emniyet cihazları onarılmaya veya üzerinde değişiklik yapılmaya kalkışılmamalıdır.Hasarlı valfler derhal satıcıya bildirilmelidir. Tüp hala teçhizata bağlı olsa bile, gaz kullanımı gerekli değilse, tüp valfi kapalı tutulmalıdır. Tüp teçhizattan ayrılır ayrılmaz tüp kapakları yerleştirilmelidir.

7.2 Depolama : Amonyakla çalışan personelin insan dokusuna korozif olan bu madde ile çalışma için emniyet kurallarını bilmesi gerekir. Amonyak ve kalıntısı tam temizlenmeden amonyak kabının içerisinde veya üzerinde kaynak veya kaynakla kesme yapılmamalıdır. Amonyak sızıntısı koku ile belli olur. İyi bir havalandırmayla havadan hafif olan amonyak buharı boşaltılabilir. Bu olmadığı takdirde havadaki amonyak konsantrasyonu, su sprey edilerek düşürülür. Kaçak olan bir tanktan Amonyak boşaltılmak istenirse içinde yeterli su olan (10 suya , 1 amonyak) bir kaba alınabilir. Amonyak su dolu kabın dibine doğru boşaltılmalıdır. Valf dibinde bir kaçak varsa sıkılarak giderilmeye çalışılır. Giderilmezse valf kapalı halde dışarıya alınır. Amonyak tankı yangının içerisinde kalırsa su ile emniyetli bir mesafeden soğutulur. İtfaiye elemanları koruyucu elbise ve nefes alma ekipmanı giymelidir.

Tüpler çok iyi havalandırılmış bir sahada depolanmalıdır. Depolama esnasında tüp sıcaklığının -40°C'nin altına inmeyecek, 45°C'nin üstüne çıkmayacak şekilde önlem alınmalıdır. Tüpler yangın riskinden ari ve ısı/ tutuşturucu kaynaklardan uzak bir yerde muhafaza edilmelidir. Depolama sahasına "SİGARA İÇİLMEZ" uyarı levhası asılmalıdır. Depolama sahası temiz tutulmalı ve yalnızca yetkili personel girebilmelidir.Depolama sahası, uygun tehlike uyarıcı işaretlerle işaretlenmelidir.Depolan tüpler, devrilmeyecek ve yuvarlanmayacak şekilde tutulmalıdır. Tüp valfleri sıkıca kapatılmalı ve gerekirse valf çıkışları da kapatılmalıdır. Koruyucu kapak yerinde olmalı ve uygun takılmalıdır.Açıkta depolan tüpler paslanmaya ve sert havaya karşı korunmalıdır. Tüpler korozyona sebep olabilecek şartlarda depolanmamalıdır. Dolu ve boş tüpler ayrı ayrı depolanmalı ve ilk önce eski stok kullanılacak şekilde dolu tüpler ayarlanmalıdır. Gaz tüpleri çeşitli kategorilere göre depolama sahasında ayrılmalıdır. Depolama sahasında parlayıcı ve toksik gazlar minimum seviyede tutulmalıdır. Parlayıcı gazlar yanıcı maddelerden uzak tutulmalıdır. Depo sahasında tutulan tüpler periyodik olarak muayene edilmelidir. Tüpler elektrik devresini tamamlayacak şekilde depolanmamalıdır.

7.3 Belirli Son Kullanımlar İçin Tavsiyeler : Yukarıda belirtilenlerin dışında özel kullanım alanları olduğu bilinmektedir. Kullanıcılar, bu özel uygulamalar ile ilgili literatürden edindikleri bilgiler, geçerli metodlar ve prosedürlere bağlı kalmalıdır.

8. MARUZ KALMA KONTROLÜ / KİŞİSEL KORUNMA

8.1 Mesleki Maruz Kalma Limiti:

(TLV-ACGIH) : 25 ppm TWA 8 saat
17 mg/m³ TWA, 8 saat
35 ppm STEL 15 dakika
24 mg/m³ STEL15 dakika

(PEL_OSHA) : 50 ppm TWA , 8 saat
35 mg/m³ TWA

LC₅₀ (LD₅₀ veya LC₅₀: 7338 ppm)

AMONYAK

8.2 Mesleki Maruz Kalma Kontrolleri : Bir davlumbazla cebri havalandırma yapılmalıdır. Maruz kalma seviyesinin üzerinde birikimi önlemek için lokal havalandırma yapılmalıdır. SADECE KAPALI BİR SİSTEMDE KULLANIN.

Solunum Sisteminin Korunması : Tam yüz maskeli solunum koruma cihazı veya bağımsız solunum cihazı acil durumda kullanılmak üzere hazır olmalıdır. Bu donanımı "artı basınç kullanım" konumunda çalıştırın.

Ellerin Korunması : Neopren kauçuktan imal edilmiş koruyucu eldiven giyilmelidir.

Gözlerin Korunması : Yüz siperliği veya göz maskesi kullanılmalıdır.

Cildin Korunması : Çizme veya bütül kauçuk mamül, vücudu tamamen örten koruyucu giysi kullanılmalıdır.

Çevresel Maruziyet Kontrolleri : Deşarjlardan kaçınılmalıdır.

9. FİZİKSEL VE KİMYASAL ÖZELLİKLER

Fiziksel Hali	: Gaz (15 °C 'de 1 atm'de)
Koku / Renk	: Hoş kokulu , Renksiz
Molekül Ağırlık	: 17,031 gr/mol-gr
Kaynama Noktası	: -33 °C (1 atm)
Ergime Noktası	: - 77,7 °C
Kritik Sıcaklık	: 132 °C
Kritik Basınç	: 114,25 bar
Tutuşma Sıcaklığı	: 630 °C
Patlama Sınırı	: % 15-28
Gazın Özgül Ağırlığı	: 0,6 (Hava = 1)
Gaz Yoğunluğu	: 0,7714 g /lt. (0 °C, 1 bar)
Çözünürlük (H ₂ O)	: 530 g/l (20 °C).
Diğer Bilgiler	: Renksiz, keskin kokulu,parlayıcı, zehirleyici, mutajenik, korozif ve tahriş edicidir.

10. KARARLILIK VE REAKTİVİTE

10.1 Reaktivite : Alt bölümde anlatılan etkilere başka hiçbir tepkime tehlikesi yoktur.

10.2 Kimyasal Kararlılık : Normal şartlar altında kararlıdır

10.3 Kaçınılması Gereken Durumlar : Su ve amonyak bileşimi kuvvetli baz oluşturur.

10.4 Kaçınılması Gereken Materyaller : Altın, gümüş, civa, yükseltgen(oksitleyici) maddeler, halojenler, halojenli bileşikler, asitler, bakır, çinko, bakır/çinko alaşımları (Pirinç), kloratlar.

Asitler ve oksitleyici malzemelerle (flor, klor vb→) reaksiyona girer. Bakır, çinko, kalay, pirinç ve birçok metal yüzeyde aşındırıcıdır. Hipoklorit veya diğer halojen kaynaklarla tepkimeye girerek basınca ve sıcaklığa hassas patlayıcı bileşikler oluşturur. Patlayıcı karışım oluşturacağından gümüş ve civa ile temas etmemesi gerekir.

10.5 Tehlikeli Bozunma Ürünleri : Yüksek sıcaklıklarda 840 °C, hidrojen.

11. TOKSİKOLOJİ BİLGİLERİ

Akut Toksisite

LD₅₀ Solunum (sıçan) : 7338 ppm /1 saat

IDLH : 300 ppm

Kronik Toksisite

Kronik zehirlilik : PEL/TLV altındaki konsantrasyonların tekrarlı solunmasından meydana gelen kronik, zararlı etkiler bilinmemektedir.

Kanserojenlik : Kanserojen değildir.

AMONYAK

Tahriş	: Mevcut bilgi yok.
Duyarlılık	: Mevcut bilgi yok.
Üreme Toksisitesi	: Mevcut bilgi yok.
Hedef Organ Etkisi	: Merkezi damar sistemi, Solunum sistemi

Amonyak zehirleyici mutajenik, tahriş edici bir gazdır. Solunum sisteminde tahribata, deri ve gözde ciddi yanıklara ve sebep olabilir. Fizyolojik etkileri aşağıdaki gibidir.

En az rahatsız etmeyen koku	: 5 ppm
Farkedilen Koku	: 20-50 ppm
Uzun süre kalmada rahatsız etmeyen ve sağlığa aykırı gelmeyen durum	: 50-100 ppm
Genel rahatsızlık ve göz yaşarması;	: 150-200 ppm
kısa süreli kalmada etki etmeyen durum	
Öksürük, bronşal spazm	: 1700 ppm
Tehlikeli, 1.5 saat kalma ölümle sonuçlanabilir	: 2000-3000 ppm
Ciddi ödem, nefes almama, çabuk ölüm	: 5000-10000 ppm
Ani ölüm	: 10000 ppm

Genelde 35 ppm'i aşmayan konsantrasyonlarda 15 dakikayı geçmeyen sürede Amonyaklı ortamda durulabilir. Likit amonyak deri ile temas ederse ciddi yanığa sebep olur.

12. Ekolojik Bilgiler

12.1 Ekotoksosite : SUDAKİ ORGANİZMALAR İÇİN SON DERECE TOKSİKTİR.

Toksisite (Balıklar için) : LC50/96saat/ Gökkuşuğu balığı (Cyprinus carpio) : 0.44 mg/l
Toksisite (Su bitkisi için) : EC50/48saat/ Daphnia : 25.4 mg/l
Toksisite (Balıklar için) : LC50/96saat/ (Lepomis macrochirus) : 0.44 mg

12.2 Hareketlilik : Veri bulunmamaktadır.

12.3 Kalıcılık ve Bozunabilirlik : Veri bulunmamaktadır.

12.4 Biyobirikim Potansiyeli : Veri bulunmamaktadır.

12.5 Diğer Ters Etkiler : Ekolojik sistemde pH değişimlerine sebep olabilir

13. Bertaraf Bilgileri

Tehlikeli miktarlarda birikmelerin olabileceği hiç bir ortama boşaltma ve tahliye yapılmamalıdır. Tüplerde kalan gazların bertarafı için HABAŞ A.Ş. ile irtibata geçilmelidir.

14. Taşıma Bilgileri

14.1 ADR :

Parametre	Tanımlama	Uygun	Tehlike Sınıfı	Tehlike Sınıf	Etiket Bilgisi	Sevk Etiketi
-----------	-----------	-------	----------------	---------------	----------------	--------------

AMONYAK

ADR	No	Nakliye Adı		Kodu		
	UN 1005	AMONYAK SUSUZ	2	2 TC	2.3 + 8	Zehirleyici, Korozif Gaz

Tünel Kısıtlama Kodu : (C/D)
Tehlike Numarası : 268
Ambalaj Grubu : -
Ambalajlama Talimatı : P200

ADR Etiketi :



14.2 RID:

UN Numarası : UN 1005
Uygun Nakliye Adı : AMONYAK, SUSUZ
Sınıf : 2
Etiket(ler) : 268
Ambalaj Grubu : -
Ambalajlama Talimatı : P200

14.3 IMDG

UN Numarası : UN 1005
Uygun Nakliye Adı : AMONYAK, SUSUZ
Sınıf : 2
Etiket(ler) : 268
Ambalaj Grubu : -
Ambalajlama Talimatı : P200
Ambalaj Grubu : -
EmS No : F-C S-U
Ambalajlama Talimatı : P200

14.4 IATA

UN Numarası : UN 1005
Uygun Nakliye Adı : AMONYAK, SUSUZ
Sınıf : 2
Etiket(ler) : 268
Ambalaj Grubu : -
Ambalajlama Talimatı : P200
Yolcu ve Kargo Uçağı : Yasak
Sadece Kargo Uçağı : Yasak

14.5 UN Model Mevzuat ADR'ye göre Çevresel Zararlıları : Çevre açısından zararlı sınıflandırılmamıştır.

14.6 Nakliye İçin Kullanıcı Özel Önlemleri : Tüpler, kapaklı olarak nakledilmeli, devrilmeye karşı önlem alınmalı, atılmamalı, çarpmaya maruz kalmamalıdır. Araç veya konteyner üzerinde ters dönmeyecek veya düşmeyecek şekilde istiflenmelidir.

AMONYAK

14.7 Marpol 73/78Ek I ve IBC Koduna öre Toplu Taşımacılık: Bu kapsamda değildir.

15. MEVZUAT BİLGİLERİ

15.1 Bileşik veya karışım için özel sağlık, güvenlik ve çevre mevzuatı/düzenlemeleri

- 11.12.2013 tarih 28848 Sayılı Resmi Gazete - Maddelerin ve Karışımların Sınıflandırılması, Etiketlenmesi ve Ambalajlanması Hakkında Yönetmelik
- Directive - 67/548/EEC-Tehlikeli maddelerin sınıflandırılması, paketlenmesi ve ambalajlanması
- Directive - 99/45/EEC-Tehlikeli müstahzarların sınıflandırılması, paketlenmesi ve ambalajlanması
- Tehlikeli Malların Karayolu ile Uluslararası Taşımacılığı'na İlişkin Avrupa Anlaşması (ADR)
- 96/82/EC(Seveso) Direktifi: Tehlikeli maddeleri içeren büyük tehlikelerin kontrolü
- 98/24/EC Direktifi: İş yerinde kimyasal maddelerle ilgili risklerden çalışanların korunması

15.2 Kimyasal emniyet değerlendirmesi: Kimyasal Emniyet Değerlendirmesi uygulanmamıştır.

15.3 EC Sınıflandırması : F, R12

-Sembol : T,N

-Mevzuat Risk Tanımları : R10, Alevlenebilir.
R23, Solunması halinde toksiktir.
R34, Yanıklara neden olur.
R50, Sudaki organizmalar için toksiktir.

-Mevzuat Güvenlik Tanımları : S7/9, Kabı iyice kapalı halde ve iyi havalandırılan bir ortamda muhafaza edin.
S16,Tutuşturucu kaynaklardan uzak tutunuz-sigara içilmez.
S18, Kap dikkatlice taşınmalı ve açılmalıdır.
S26, Göz ile temasında derhal bol su ile yıkayın ve doktora başvurun.
S33, Statik elektrik boşalmalarına karşı önlem alın.
S36/37/39, Çalışırken uygun koruyucu giysi, koruyucu eldiven, koruyucu gözlük/maske kullanın .
S45, Kaza halinde veya kendinizi iyi hissetmiyorsanız hemen bir doktora başvurunuz.
S61, Çevreyi kontrolsüz verilmesinden kaçının. Özel kullanım talimatına/Güvenlik Bilgi formuna bakın.

16. DİĞER BİLGİLER

Bilgiler ulaşılabilen kaynaklardan iyi niyete ve doğruluğu, geçerliliği, etkinliği her ne suretle olursa olsun herhangi bir dayanak oluşturmaması hususunda herhangi bir teminat oluşturmada bilgi amacı ile hazırlanmıştır.

AMONYAK

PEL-OSHA	: A.B.D İş Güvenliği İşçi Sağlığı İşçi Sağlığı İdaresi'nce İzin Verilen Maruz Kalma Sınırı.
TLV-ACGIH	: Amerika Devlet Sanayi Hijyeni Görevlileri Birliği, Eşik Sınır Değeri.
TWA	: 8 saatlik işgünü boyunca maruz kalınabilecek ortalama miktar.
LD	: Farelerde öldürücü miktar.
LC	: Farelerde öldürücü konsantrasyon

