

**DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN**  
**ISIL ANALİZİ VE TASARIMI**

**Refik Çağrı YALÇIN**

**Haziran, 2012**  
**İZMİR**

# **BİR ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ISIL ANALİZİ VE TASARIMI**

**Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Yüksek Lisans Tezi**

**Makina Mühendisliği Bölümü, Termodinamik Anabilim Dalı**

**Refik Çağrı YALÇIN**

**Haziran, 2012**

**İZMİR**

## YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

REFİK ÇAĞRI YALÇIN tarafından DOÇ.DR. AYTUNÇ EREK yönetiminde hazırlanan “BİR ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ISIL ANALİZİ VE TASARIMI” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.



Doç.Dr. Aytunç EREK

Yönetici



Doç.Dr. Serhan KÜÇÜKA

Jüri Üyesi



Prof.Dr. Vedat DEMİR

Jüri Üyesi



Prof.Dr. Mustafa SABUNCU

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

## TEŞEKKÜR

İlk olarak beni bugünlere getiren her zaman yanımda olan ve bana güvenen hayatımdaki en kıymetli insanlara sevgili aileme en büyük teşekkürü borç bilirim. Özellikle çalışmalarım boyunca bana destek veren ve hep yanımda olan kardeşim Cem YALÇIN'a teşekkür ederim.

Öncelikle bu çalışma boyunca bana yardımlarını esirgemeyen ve çalışmalarımı şaşmaz rehberliği ve denetimi için danışmanım sayın; Doç. Dr. Aytunç EREK ile TÜBİTAK TOVAG-1100148 numaralı projenin yürütücüsü sayın; Prof. Dr. Vedat DEMİR, proje kapsamında birlikte çalışma şansı bulduğum sayın Dr. Tuncay GÜNHAN, Uzman Elektrik Elektronik Mühendisi Nebahat KULDEMİR ve güzel bir çalışma ortamı sağlayan Ege Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümüne teşekkür ederim.

Bu yüksek lisans tezi, TÜBİTAK tarafından desteklenen TOVAG-1100148 numaralı, "Güneş Enerjisi Kaynaklı Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Süt Soğutma Amacıyla Kullanılabilirliği" adlı proje kapsamında yürütölen çalışma çerçevesinde hazırlanmıştır. Projeyi destekleyen TÜBİTAK'a katkılarından dolayı teşekkür ederiz.

Refik Çağrı YALÇIN

## BİR ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ISIL ANALİZİ VE TASARIMI

### ÖZ

Bu çalışmada tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin ısıl analizi ve tasarımı yapılmıştır. Sistem akışkanı olarak LiBr – H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanılmıştır. Absorpsiyonlu sistemin her bir elemanı, ters akışlı ve gövde-boru tipli bir ısı değiştiricisi olarak modellenmiştir. Sistemin her bir noktasındaki entalpi, sıcaklık, basınç ve kütleli debi gibi termodinamik özellikler hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar, tablolar halinde verilmiştir. Termodinamik hesaplamalar sonucunda elde edilen verilerle sistem elemanlarının boyutlandırılması gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen boyutlandırma sonuçları tablolar halinde verilmiştir. Sistem elemanlarından absorber ve evaporatörde düşey borular üzerinden film akışının sağlanabilmesi için özel klavuz yapısı tasarlanmıştır. Tasarlanan bu yapılar çalışmada detaylı olarak verilmiştir. 7,5 kW soğutma kapasitesine sahip tek etkili LiBr – H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımı çalışma kapsamında tamamlanmıştır.

**Anahtar sözcükler:** Absorpsiyonlu soğutma, LiBr, ısıl analiz, absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarımı.

# **THERMAL ANALYSIS AND DESIGN OF AN ABSORPTION COOLING SYSTEM**

## **ABSTRACT**

In this study, a single-effect absorption cooling system thermal analysis and design was performed. The system as fluid LiBr – H<sub>2</sub>O fluid pairs. Each component of the absorption system was modeled as heat exchanger with counter flow and shell-tube type. Thermodynamic properties such as enthalpy, temperature, pressure, mass flow rate in each point of system were calculated. The results obtained were given into tables. Dimensioning of system components was obtained in the data as a result of thermodynamic calculations. Performed dimensioning results were given into tables. For absorber and evaporator of system components to maintain the flow of film through vertical tubes guide structure was designed specially. These structures were designed to study in detail. 7,5 kW cooling capacity of a single-effect LiBr – H<sub>2</sub>O absorption cooling system design were completed under this study.

**Keywords:** Absorption cooling, LiBr, thermal analysis, absorption cooling system design.

## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU.....	ii
TEŞEKKÜR .....	iii
ÖZ.....	iv
ABSTRACT .....	v
<b>BÖLÜM BİR – GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
1.1 Giriş .....	1
<b>BÖLÜM İKİ – ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ .....</b>	<b>7</b>
2.1 Absorpsiyonlu ve Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri .....	7
2.1.1 Absorpsiyonlu ve Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması .....	8
2.2 Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılan Akışkan Çiftleri ve Özellikleri .....	9
2.2.1 LiBr – H <sub>2</sub> O ile NH <sub>3</sub> – H <sub>2</sub> O Akışkan Çiftlerinin Karşılaştırılması .....	11
2.3 Tek Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri.....	12
2.3.1 Tek Etkili LiBr – H <sub>2</sub> O Akışkan Çiftini Kullanan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensipleri .....	12
<b>BÖLÜM ÜÇ – ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ .....</b>	<b>16</b>
3.1 Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi .....	16
3.2. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde LiBr–H <sub>2</sub> O Akışkan Çiftinin Termodinamik Özelliklerinin Bulunması .....	21
3.2.1 LiBr – H <sub>2</sub> O Eriyiğinin Entalpisi .....	22
3.2.2 LiBr – H <sub>2</sub> O Eriyiğinin ve Soğutucu Akışkanın Basıncı ve Sıcaklığı .....	22

3.2.3 LiBr – H <sub>2</sub> O Eriyiğinin Yoğunluğu .....	23
3.2.4 LiBr – H <sub>2</sub> O Eriyiğinin Mutlak Viskozitesi.....	23
3.2.5 LiBr – H <sub>2</sub> O Eriyiğinin Özgül Isısı .....	24
3.2.6 LiBr – H <sub>2</sub> O Eriyiğinin Isı İletim Katsayısı.....	24
3.2.7 Su Buharının Doyma Basıncı .....	25
3.2.8 Doymuş Su Buharının Entalpisi .....	25
3.2.9 Su Buharının Yoğuşma Gizli Isısı .....	25
3.2.10 Doymuş Suyun Yoğunluğu .....	26
3.2.11 Kızgın Su Buharının Entalpisi .....	26
3.2.12 Suyun Özellikleri .....	26
3.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Hesaplamaları .....	27

## **BÖLÜM DÖRT – ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN**

### **TASARIMI.....34**

4.1. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Hesaplamaları Isı Transfer Hesaplamalarında Yararlanılan Eşitlikler .....	35
4.2. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Modellenmesi .....	37
4.2.1 Evaporatörün Modeli.....	37
4.2.2 Absorberin Modeli .....	39
4.2.3 Generatörün Modeli .....	41
4.2.4 Kondenserin Modeli.....	43
4.2.5 Eriyik Isı Değiştiricinin Modeli.....	45
4.2.6 Eriyik Pompası Modeli.....	46
4.2.7 Genleşme Valfinin Modeli .....	47
4.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Boyutlandırılması.....	47
4.3.1 Evaporatörün Boyutlandırılması.....	48
4.3.2 Absorberin Boyutlandırılması .....	50
4.3.3 Generatörün Boyutlandırılması.....	52
4.3.4 Kondenserin Boyutlandırılması .....	54
4.3.5 Eriyik Isı Değiştiricisinin Boyutlandırılması.....	56
4.4. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı.....	58



4.4.1 Evaporatörün Tasarımı .....	58
4.4.2 Absorberin Tasarımı.....	61
4.4.3 Generatörün Tasarımı.....	64
4.4.4 Kondenserin Tasarımı .....	67
4.4.5 Eriyik Isı Değiştirici Tasarımı .....	69
4.4.6 Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımının Montajı .....	71
<b>BÖLÜM BEŞ – SONUÇLAR.....</b>	<b>72</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>75</b>

# BÖLÜM BİR

## GİRİŞ

### 1.1 Giriş

Günümüzde artan enerji ihtiyacını karşılamak ve kullandığımız geleneksel yakıtların yerini yenilenebilir yakıtların almasını sağlamak için yenilenebilir yakıtların kullanıldığı sistemlere geçiş yapılması düşünülmektedir. Son yıllarda üzerinde çalışmaların artarak devam ettiği absorpsiyonlu sistemler yenilenebilir enerji kaynakların kullanılabilceği örnek sistemlerden biridir. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri, birincil generatörün ısı giriş yöntemine ve absorpsiyon döngüsünün tek veya çok etkili olup olmadığına bağlı olarak sınıflandırılmaktadırlar. Tek etkili absorpsiyonlu teknoloji, yaklaşık 0.7 gibi düşük bir soğutma performans katsayısı (COP) sağlar ve 75-120 °C giriş sıcaklık aralığındaki ısı ile çalışır. Çok etkili absorpsiyon teknolojisi ise yüksek COP'ler vermekle birlikte ancak sadece yüksek sıcaklıktaki ısı kaynaklarından yararlanılabildiğinde kullanılabilirler.

Florides, Kalogirou, Tassou ve Wrobel (2003), 1 kW nominal kapasiteli bir lityum bromür-su (LiBr-H<sub>2</sub>O) absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımı ve imalatını yaparak absorpsiyonlu soğutma makinesinde, ısı enerjisi kullanılarak soğutma elde etmişlerdir. Buharlaştırıcı, absorber, eriyik ısı değiştirici, generatör ve kondenser tasarımı da dahil olmak üzere çeşitli aşamalarının tasarımları sunularak, tasarım aşamasında karşılaşılan en önemli sorun, çeşitli bileşenlerin ısı transfer katsayısının (U-değeri) hesaplanması olarak belirtilmiştir. Absorber ve evaporatör için, tek geçişli düşey borulu ısı eşanjörleri kullanılmaktadır. Eriyik ısı değiştirici, bir iç içe borulu ısı değiştirici olarak dizayn edilmiştir. Kondenser ve generatör yatay borulu ısı eşanjörleri kullanarak dizayn edilmiştir. Kondenserin devreye alınmasında saf su buharının U-değerinin belirlenmesi için yeterli denklemler çalışmada verilmiştir. Bir kaynar ısı kaynağı (kaynar havuz) generatörün çalışma şartlarında bu çalışma kapsamında sınırlı olarak ve U-değeri deneysel olarak yayınlanan çalışmadan tahmin edilmiştir.

Şencan (2004), tarafından yürütülen deneysel çalışmada 1 kW'lık soğutma kapasitesine sahip LiBr-su ile çalışan bir absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanmış ve imal edilmiştir. Sistemde çalışma akışkanı olarak LiBr-su eriyiği kullanılmıştır. LiBr-su eriyiğinin termodinamik özelliklerinin belirlenmesi için yeni bir yaklaşım olarak Yapay Sinir Ağları (YSA) metodu kullanılmıştır. Literatürde mevcut matematiksel denklemlerin yerine, YSA metoduyla türetilen denklemler yardımıyla daha hızlı ve daha basit çözümlere ulaşılmıştır. Absorpsiyonlu sistemin her bir elemanı, ters akışlı ve gövde-boru tipli bir ısı değiştiricisi olarak modellenmiştir. Bu modellerden oluşan sistemde termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizleri birlikte yapılmıştır. Sistemin her bir noktasındaki entalpi, entropi, sıcaklık, basınç, kütleli debi gibi termodinamik özellikler hesaplanmıştır. Ayrıca sistemin ekserji analizi yapılarak her bir sistem elemanındaki ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar, tablolar halinde verilmiştir. Soğutma ve ısıtma uygulamaları için absorpsiyonlu sistemin optimum dizayn parametrelerinin belirlenmesi amacıyla, Genetik Algoritma (GA) yöntemiyle sistemin optimizasyonu yapılmıştır. Farklı çalışma şartları altında, soğutma ve ısıtma uygulamaları için absorpsiyonlu sistemin performans katsayıları (COP) ve ikinci kanun verimleri (ekserji verimi) hesaplanmıştır. Ayrıca sistem parametrelerinin, COP ve ekserji verimi üzerine olan etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, grafikler ve tablolar halinde verilmiştir. Çalışmada, absorpsiyonlu sistemin her türlü analizinin yapılabildiği FORTRAN programlama dilinde bir bilgisayar programı yazılmıştır. Absorpsiyonlu sistemin teorik ve deneysel olarak tüm analizleri bu çalışmada verilmiştir.

Bourouis, Vallès, Medrano ve Coronas (2005), çalışmalarında hava soğutmalı LiBr - H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sistemindeki çalışma koşullarında absorber ve kondenser için daha yüksek sıcaklık ve konsantrasyon değerlerine çıkıldığında kristalizasyon riski artmaktadır bundan dolayı kristalizasyonu önlemek için yeni tuz karışımlarının (LiBr + Lil + LiNO<sub>3</sub> + LiCl) kullanılabilirliğini araştırmışlardır. Su buharının absorpsiyonu sırasında dalgalı bir görünüm sergileyen eriyik, laminer düşen eriyik filmi için deneysel bir çalışması sunulmuştur. Soğutma suyu sıcaklık aralığı 30 - 45 °C hava soğutma ısıll koşulları simüle etmek için seçilmiştir. LiBr – su eriyiği sahip aynı deneysel düzeneğinde elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

Deneyisel çalışmada, kontrol değişkenleri: absorber basıncı, eriyik Reynolds sayısı, eriyik konsantrasyonu ve soğutma suyu sıcaklığıdır. Absorber performansı için absorber ısı yükü, kütle absorpsiyon akısı, absorber aşırı soğutma derecesi ve düşen film ısı transfer katsayısı gibi parametreler kullanılarak çözüm elde edilmiştir.

Babadağlı (2005), çalışmasında absorpsiyonlu bir soğutma sistemindeki elemanların termodinamik ve termoekonomik yönden analizlerini yapmıştır. Termodinamiğin I. yasa analizleri yapılarak soğutma performans katsayısı belirlenmiş, daha sonra sisteme termodinamiğin II. yasa analizleri uygulanarak tersinmezlikler ve ekserji kayıpları tespit edilmiştir. İncelemelerde, evaporatör, kondenser, absorber ve generatör sıcaklık değerleri sistemin değişken parametreleri olarak ele alınmıştır ve bunların optimum sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör alanları tespit edilmiştir. Sistemin her bir noktasındaki entalpi, entropi, kütleli debi gibi termodinamik özellikler hesaplanmıştır. Son olarak sistemin tümüne termoekonomik optimizasyon metodu uygulanmıştır. Sistemin termodinamik ve termoekonomik analizleri LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti için yapılmıştır. Soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri Yapay Sinir Ağları (YSA) metodu ile modellenmiş ve her akışkan için termodinamik özellik bağıntıları elde edilmiştir. Bütün analizlerde ve YSA metodu ile soğutucu akışkanların özelliklerinin modellenmesinde MATLAB bilgisayar programı kullanılmıştır.

Kavaklı (2005), çalışmasında Volvo – Penta'dan elde edilen bir dizel motorun deney sonuçlarını incelemiştir. Dizel motora ait deney sonuçlarından otobüslerde absorpsiyonlu soğutma sistemi için gerekli atık ısının bulunduğu görülmüştür. Yapılan hesaplamalarda, sistemin temel elemanlarından olan generatör dizayn edilmiştir. Mevcut klima sistemlerinde kullanılan generatör ısı kapasitesini sağlayan egzoz gazı için generatörde kullanılacak boru sayısı hesaplanmıştır. Ayrıca 100 cm ve 60 cm boyunda, farklı olarak kanatçıklı generatör kullanıldığında egzoz gazından 105 kW'a kadar ısı transfer edildiği görülmüştür. Çalışmanın sonucunda otobüslerde absorpsiyonlu soğutma sistemi için gerekli atık ısının var olduğu, uygun bir generatör dizaynı ile bu ısının değerlendirilebileceği görülmüştür.

Özdenal (2006)'ın çalışmasında, otomobil klima sisteminde egzoz gazındaki atık ısıyı, temel ısı kaynağı olarak kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemini incelemektedir. Araştırmada incelenen absorpsiyonlu soğutma sistemi, 3.2 ila 29.6 kW soğutma kapasitesini sağlayan ve soğutucu olarak su, soğurucu olarak lityum-bromür kullanan sistemdir. Hesaplamalar, 1400 cc motorun farklı devir ve yük değerlerinde ürettiği egzoz gazı atık ısı enerjisi kullanılarak yapılmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemindeki kompresöre gereken güçle kıyaslandığında çok düşük bir elektrik gücüyle çalışan eriyik pompası kullanılmıştır. Sistemde eriyik pompası dışında hareketli parça bulunmadığından, sistem gürültüsüz ve daha az maliyetle çalışabilmektedir. Klasik otomobil klima sistemi ve alternatif absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanan sistem karşılaştırıldığında, egzoz gazı ile sürülen sistemin performansının kabul edilebilir düzeyde olduğu görülmüştür. Ancak araç, düşük hızlarda seyir ve/veya park halinde iken sistem performansı, daha efektif generatör tasarımı ile desteklenmesi gerektiği görülmüştür.

Castro, Oliva, Pérez-Segarra ve Cadafalch (2007), çalışmalarında 2 kW'lık soğutma kapasitesine sahip prototip amaçlı hava soğutmalı bir absorpsiyonlu soğutma sistemi geliştirmişlerdir. Ünite, laboratuarda deneysel test cihazı olarak tasarlanmış ve tasarım değişikliklerini kolaylaştırmak için çıkarılabilir bileşenlerden oluşturulmuştur. Çeşitli testler farklı koşullarda gerçekleştirilmiştir. Deneysel sonuçlar ile sistemin farklı bileşenleri üzerindeki kütle ve enerji denklemlerine dayalı teorik değerlerle karşılaştırılmıştır. Her ısı değiştirici için ayrıntılı simülasyon modelleri geliştirilmiş ve nümerik kodlar elde edilmiştir, tüm sistem simülasyonu için genel ısı transfer katsayıları ve aşırı soğutma (kondenserde) değerlerini hesaplamak için kullanılmaktadır.

Aphornratana, Sriveerakul (2007), çalışmalarında 2 kW soğutma kapasitesine sahip çalışma akışkanı olarak lityum bromür – su kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin çeşitli işletim sıcaklıklarında deneylerini yapmışlardır. Deneyler sonucunda eriyik sirkülasyon oranının (akış oranı), sistem performansı üzerinde güçlü bir etkiye sahip olduğu bulunmuştur. Ölçülen akış oranı teorik varsayımlardan 2-5 kat daha büyük olduğu gözlemlenmiştir. Bu absorberin düşük performansına

bağlı olarak oluşmaktadır. Yapılan deneyler sonucunda eriyik ısı değiştirici kullanımı ile soğutma tesir katsayısının % 60'a kadar artırılabilceği gözlemlenmiştir.

Islam (2008)'in çalışmasında absorpsiyonlu soğutma sisteminde absorber bölümünde yer alan ısı ve kütle transferi süreçlerini deneysel ve kuramsal analiz şeklinde açıklanmıştır. Eriyik giriş sıcaklığı, eriyik debisi, soğutma suyu giriş sıcaklığı, soğutma suyu akış hızı, absorber performansı, absorberde buhar basıncı gibi ana işletim değişkenlerinin etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Absorberde performans ile ilgili ek bilgi almak için geleneksel ısı değiştirici analizi aşağıdaki eriyik ve soğutma suyu akışına ilişkin geometrik detayları dikkate alan bir matematiksel model geliştirilmiştir. Laplace dönüşümü kullanılarak düzenlenen denklemler analitik olarak çözülmüştür. Her yatay eşanjör için belirlenen eriyik konsantrasyonundaki, soğutucu ve eriyik sıcaklığı analiz edilmiştir. Analitik model öngörülleri ve deneysel sonuçlar arasında iyi derecede bir uyum gözlenmiştir. Serpantinli eşanjör olarak tasarlanan absorberdeki soğutma suyu akışı düzenlenmiş ve bu şartlarda absorber yüksekliği boyunca eriyik konsantrasyonu değişimi incelenmiştir.

Söylemez, Büyükalaca, Bulut ve Hilali (2008), gerçekleştirdikleri çalışmalarında tasarımı ve imalatı yapılmış bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin analizini yapmışlardır. Soğutma sisteminde LiBr/Su akışkan çifti kullanılmıştır. Bu akışkan çiftlerinden su, soğutucu akışkan, LiBr ise emici olarak kullanılır. Soğutma sisteminin soğutma kapasitesi 2,5 kW'dır. Ayrıca, 1.3 litrelik bir 4 silindirli motorda, imal edilen soğutma sistemi için gerekli ısı enerjisinin egzoz gazı ile elde edilebilirliği analiz edilmiştir. Analizler, değişik güç ve yük şartlarında yapılmıştır. Yapılan deneyler, soğutma sistemi ile motor birlikte çalışırken, motor verimine ve soğutma sisteminin performansı üzerine yoğunlaşmıştır. Yapılan deneylerde, soğutma sistemi, motor egzoz sistemi üzerine monte edildiği için motorda bir geri basınç artışı olduğu, dolayısıyla yakıt sarfiyatında % 8'lik bir artışa ve % 10 daha düşük verime neden olduğu gözlenmiştir. Fakat egzozdan çekilen enerji artıkça sistemin soğutma kapasitesinin arttığı görülmüştür.

Bereche, Palomino ve Nebra (2009), çalışmalarında tek ve çift etkili LiBr - H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sistemi için bir termoekonomik analizi gerçekleştirmişlerdir. Ana konu olan ekserji maliyeti, soğutma maliyeti, ısı kaynağı ekserji bir fonksiyonu olarak hesaplanmıştır.

Gomri (2010), çalışmasında aynı soğuk çıkışı sağlanan tek etkili ve yarım etkili çevrimler karşılaştırmalı bir çalışma yürütülmektedir. Enerji ve ekserji temelinde hesapları yapılarak verimlilik analizi sunulmaktadır. Yarım etkili sistemin soğutma tesir katsayısı tek etkili sistemin yaklaşık yarım soğutma tesir katsayısına sahip olmasına karşın ekserji verimliliği ikincisinde biraz daha düşüktür. Bu çalışmada, buharlaşma sıcaklığı 4° C tutulduğunda, kondenser ve absorber sıcaklıkları 28° C ile 38° C arasında değişmektedir ve generatör sıcaklığı da 40° C ile 110° C arasında değişmektedir, tek etkili soğutma sisteminde maksimum COP değerleri 0.741 - 0,808 aralığında ve yarı etkili soğutma sistemleri için, 0,408 - 0,435 aralığında bulunmaktadır. Tek etkili soğutma sistemlerinin maksimum ekserji verim değerleri % 14.7 - % 29.6 aralığında ve yarı-etkili soğutma sistemleri için, % 19.6 - % 22.6 aralığındadır.

Acarer (2010), bu çalışmada su soğutmalı yatay ve düşey borular üzerinden film tabakası şeklinde akan LiBr-H<sub>2</sub>O çözeltisinin buharı emme işlemi nümerik olarak incelenmiştir. Film hidrodinamiği için Nusselt'in analitik çözümü kullanılmıştır, ancak bu çözüm, film kalınlığının buhar emilimi ve fiziksel özelliklerin yerel değişimine bağlı olarak değişmesine imkan verecek şekilde değiştirilmiştir. Bu değişikliğin sistemin kütle dengesinde önemli iyileşmeler sağladığı gözlemlenmiştir. Nümerik ayrıştırma için kullanılan ızgara yapısı uzayda sabit olup dikey absorber modeli için dikdörtgen yapıda, yatay absorber modeli için geometri uyumlu yapıdadır. Enerji ve kütle taşınım denklemleri bu ızgara yapıları kullanılarak nümerik olarak ayrıştırılmış ve film yüzeyinde ve boru duvarında sınır şartları bilinmediği için çoklu iteratif yöntemlerle çözülmüştür. Yerel fiziksel özellikler her iterasyon öncesi güncellenmiştir. Her iki modelden elde edilen sonuçlar literatürdeki deneysel sonuçlarla kıyaslanmış ve yaygın olarak kullanılan şartlarda deneysel sonuçlarla çok iyi derecede uyum gözlemlenmiştir.

## **BÖLÜM İKİ**

### **ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ**

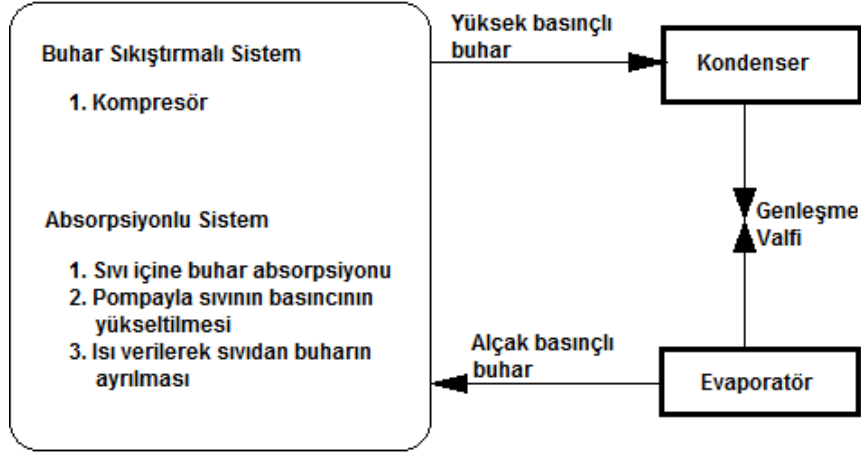
Soğutma teknolojisinde elde edilen gelişmelere paralel olarak enerji tüketiminin artmasıyla birlikte daha az enerji tüketerek daha fazla soğutma kapasitesine ulaşabilecek cihazlar üretmek oldukça önem kazanmıştır. Bu cihazlar için absorpsiyonlu soğutma sistemleri iyi bir örnektir.

1859 yılında Ferdinand Carre, 1825 yılında Michael Faraday'ın keşfettiği absorpsiyon işlemi kullanarak ilk  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  kullanan absorpsiyonlu makineyi geliştirmiş ve 1860 yılında Amerika'da patentini almıştır. Bu patente dayalı olarak geliştirilen makineler buz yapmak ve gıdaları soğutmak için kullanılmış ve soğutucu geliştirme yönündeki çalışmalarda temel dizayn olarak faydalanılmıştır.

#### **2.1 Absorpsiyonlu ve Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri**

Absorpsiyonlu soğutma sistemi bazı yönlerden buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine benzemektedir (Tozer, 1998). Şekil 1.1 de görüldüğü gibi, bir soğutma çevrimi, kondenser, genişleme valfi ve evaporatörden oluşmaktadır. Düşük basınçtaki buhar, evaporatörden sonra yüksek basınçtaki buhara dönüştürülerek kondensere gönderilir. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde bu işlem için kompresör kullanılır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ise, önce uygun bir absorplayıcı sıvı içine düşük basınçtaki soğutucu buharı absorplanır. Absorpsiyon işleminde en temel özellik buharın sıvıya dönüşmesidir. Bu dönüşme sırasında yoğuşma olduğu için açığa çıkan ısı atılmalıdır. İkinci olarak, pompayla oluşan sıvının basıncının artırılmasıdır. Son olarak, absorplanan sıvının, dışarıdan ısı verilerek tekrar sıvı ve buhar olarak ayrışmasıdır. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkan basıncının artırılması için dışarıdan verilen bir mekanik güçle çalışan kompresör kullanıldığı için mekanik-tahrikli çevrim olarak tanımlanır. Absorpsiyonlu soğutma çevriminde, yüksek basınçtaki sıvı karışımından buharı uzaklaştırmak için verilmesi gereken enerji ısı olduğu için ısı-tahrikli çevrim olarak tanımlanır.





Şekil 1.1 Absorpsiyonlu ve Buhar Sıkıştırma Soğutma Sistemleri

### 2.1.1 Absorpsiyonlu ve Buhar Sıkıştırma Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri hareketli parçalarının az olmasından dolayı sessiz çalışabilmektedirler. Hareketli eleman olarak eriyik pompasının motoru aynı soğutma kapasitesindeki buhar sıkıştırma soğutma sistemindeki makinelerin motorlarına kıyasla daha küçüktür.

Buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde istenilen soğutma kapasitesini elde etmek için değişik güçlerde kompresörler kullanılarak yüksek elektrik tüketimine karşılık yüksek tesir katsayısı elde edilebilmektedir. Bunun yanında absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde verim değeri daha düşük olmakla birlikte sistemde kullanılacak enerjiyi yenilenebilir enerji kaynaklarından veya işletmelerin atık ısılarından sağlaması durumunda enerji tüketimini en aza indirdiği için avantajlı konuma gelmektedir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında avantajlıdır. Bunun nedeni buhar sıkıştırma sistemdeki kompresördeki sürtünmelerden dolayı güç kayıplarının ve aşırı kızdırma problemlerinin bu sistemlerde söz konusu olmamasıdır. Çift etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde soğutma tesir katsayısında elde edilen iyileştirmeler absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin avantajını arttırmaktadır.

## 2.2 Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılan Akışkan Çiftleri ve Özellikleri

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri soğutucu akışkan ve absorbent olmak üzere iki akışkan çiftiyle çalışmaktadır. Evaporatörde buharlaşarak soğutma işlemini yapan soğutucu akışkan ve absorberde absorpsiyonu gerçekleştiren absorbenttir. Herhangi bir soğutma uygulamasında önemli olan nokta, uygun akışkan seçimidir.

Tablo 2.1 Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde üzerinde çalışma yapılan akışkan çiftleri (Akdemir ve Güngör, 2001)

Soğutucu Akışkan	Absorbent
Su (H <sub>2</sub> O)	Lityum bromür (LiBr)
Su (H <sub>2</sub> O)	Lityum klorür (LiCl)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Su (H <sub>2</sub> O)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Kalsiyum klorür (CaCl <sub>2</sub> )
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Lityum nitrat (LiNO <sub>3</sub> )
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Lityum bromid (LiBr <sub>2</sub> )
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Stronsiyum klorür (SrCl <sub>2</sub> )
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Sodyumtiosiyanat (NaSCN)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Lityumtiosiyanat (LiSCN)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Çinko bromid (ZnBr)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	N Metil 2 pirrolidon (NMP)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Dimetil metil fosfanat (DMMP)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Dimetil formamid (DMF)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Gliserol (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> O <sub>3</sub> )
Metil amin (CH <sub>3</sub> NH <sub>2</sub> )	Su (H <sub>2</sub> O)
Metil klorid (CH <sub>3</sub> Cl)	Tetraetil glikol (C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> O <sub>4</sub> )
Diklorflormetan (CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub> )	Dimetilasitamid (C <sub>4</sub> H <sub>9</sub> NO)
Diklorflormetan (CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub> )	Siklohexanon (C <sub>6</sub> H <sub>10</sub> O)
Klordinflormetan (CHF <sub>2</sub> Cl)	Dimetil etil ester (C <sub>12</sub> H <sub>15</sub> BrO <sub>2</sub> )
Klordinflormetan (CHF <sub>2</sub> Cl)	Dimetil formamid (C <sub>3</sub> H <sub>7</sub> NO)
Klordinflormetan (CHF <sub>2</sub> Cl)	Siklohexanon (C <sub>6</sub> H <sub>10</sub> O)

Soğutucu akışkan ve absorbent çiftinin özellikleri;

1. Absorbent içinde soğutkanın yüksek çözünürlükte olması gerekmektedir.
2. Çalışma koşullarında sistemde absorbentin katı fazında bulunmaması gerekir. Sistemin herhangi bir yerinde katılaşma nedeniyle tıkanıklık olması durumunda sistem devre dışı kalabilir.
3. Soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısının yüksek olmalıdır. Bu şekilde çevrim minimum akışkan debisiyle sağlanabilir.
4. Viskozitesi düşük olmalıdır. Basınç kayıplarını en aza indirerek absorbentin soğutucu akışkanı kolay absorplaması sağlanır.
5. İşletme basıncının normal seviyelerde olması: Yüksek basınç, sistem elemanlarında iyi bir mukavemet olmasını gerektirir ki bu durum maliyetin artmasına sebebiyet verecektir. Alçak basınçta ise sistem içerisine hava girmesini önleyecek ve kontrol edecek özel ekipmanlarla beraber soğutucu akışkan buharının basınç düşümünü sağlayacak ilave elemanlar gerektirir.
6. Sistemin dayanımı ve sistem elemanlarının güvenilir şekilde uzun ömürlü çalışabilmesi için korozif etkisi olmamalıdır.
7. Patlayıcı, parlayıcı ve kimyasal reaksiyona girerek zehirli gaz oluşumuna sebep olmayacak emniyetli çalışma akışkanı olmalıdır.
8. Uzun çalışma periyotlarında akışkan çifti kararlı olmalıdır.
9. İyi bir absorpsiyon için akışkan çiftinin birbirine karşı ilgisi yüksek olmalıdır.
10. Sistem maliyetinin az olması için kolay elde edilebilir ve fiyatı uygun olmalıdır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde en yaygın kullanılan ve üretilen Lityum bromür (LiBr) – Su (H<sub>2</sub>O), Amonyak (NH<sub>3</sub>)– Su (H<sub>2</sub>O) akışkan çiftleridir. Bu sistemlerin yanında ısı enerjisini belirli bir süreliğine depolama özelliğine sahip Lityum klorür (LiCl)–Su (H<sub>2</sub>O) akışkan çiftiyle çalışan sistemler üretilmiştir.

### ***2.2.1 LiBr – H<sub>2</sub>O ile NH<sub>3</sub> – H<sub>2</sub>O Akışkan Çiftlerinin Karşılaştırılması***

Akışkan çiftlerinde ortak bulunun su, NH<sub>3</sub> – H<sub>2</sub>O soğutma sisteminde absorbent iken, LiBr – H<sub>2</sub>O soğutma sisteminde ise soğutucu akışkan görevini almaktadır. Çalışma akışkanı olarak LiBr–H<sub>2</sub>O kullanılan sistemlerde suyun soğutucu akışkan olmasından dolayı 0°C'nin altına inilmez. NH<sub>3</sub> – H<sub>2</sub>O kullanılan sistemlerde soğutucu akışkanın amonyak olması nedeniyle çok düşük sıcaklıklara inmek mümkündür. Bu nedenle, LiBr–H<sub>2</sub>O kullanılan sistemler daha çok iklimlendirme de kullanım alanı bulurken, NH<sub>3</sub> – H<sub>2</sub>O kullanılan sistemler derin soğutma uygulamalarında kullanılır.

LiBr–H<sub>2</sub>O kullanılan sistemler de soğutucu akışkan olan su; buharlaşma ısısının yüksek olması, maliyetinin düşük, kolay bulunması ve sistemde kaçak olması durumunda amonyak gibi zehirli olmadığı için güvenilirdir. Lityum bromür eriyiğinin belirli bir yoğunlaşma değerinde minimum eriyik sıcaklığı vardır. Bu sıcaklığın altında tuz eriyikten ayrılarak katı hale gelir ve kristalleşme olur. Lityum bromür eriyiğine çeşitli oranlarda tuzlar eklenerek kristalizasyon önlenebilir.

Amonyak bakır ve bakır alaşımlı malzemelerle reaksiyona girerek zarar verdiği için çelik malzeme kullanılması gereği vardır bu nedenle maliyet artar. Amonyak için aynı sıcaklığa karşılık gelen doyma basıncı soğutma akışkanı olarak su kullanılan sistemlere göre çok yüksektir. Bu durum, NH<sub>3</sub>–H<sub>2</sub>O kullanılan sistemlerde et kalınlığı fazla malzeme kullanmasını gerektirir.

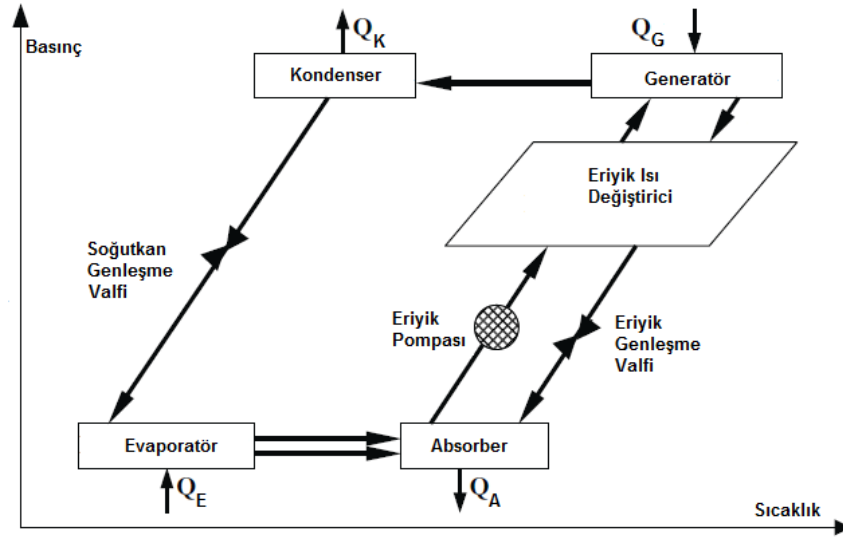
NH<sub>3</sub>–H<sub>2</sub>O kullanılan sistemlerde generatörden kondensere giden hatta amonyakla birlikte bir miktar suyun taşınma riski vardır. Bu nedenle generatör çıkışında su buharını ayırmak için rektifier konulmasını gerekir, bundan dolayı sistem daha karmaşık ve maliyetli olur.

### 2.3 Tek Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri

Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemleri tek generatör bulunduran soğutma çevrimleri olarak tanımlanabilir. Bu sistemlerde düşük sıcaklıktaki ısı girişinin yeterli olmasına karşın bu sistemlerde elde edilen performans katsayıları da düşüktür. Son yıllarda absorpsiyonlu sistemler üzerine hem teorik hem de deneysel pek çok araştırma sürdürülmekte ve bunların büyük kısmı tek etkili absorpsiyonlu LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çiftiyle çalışan sistemler üzerinedir (Onan, 2007).

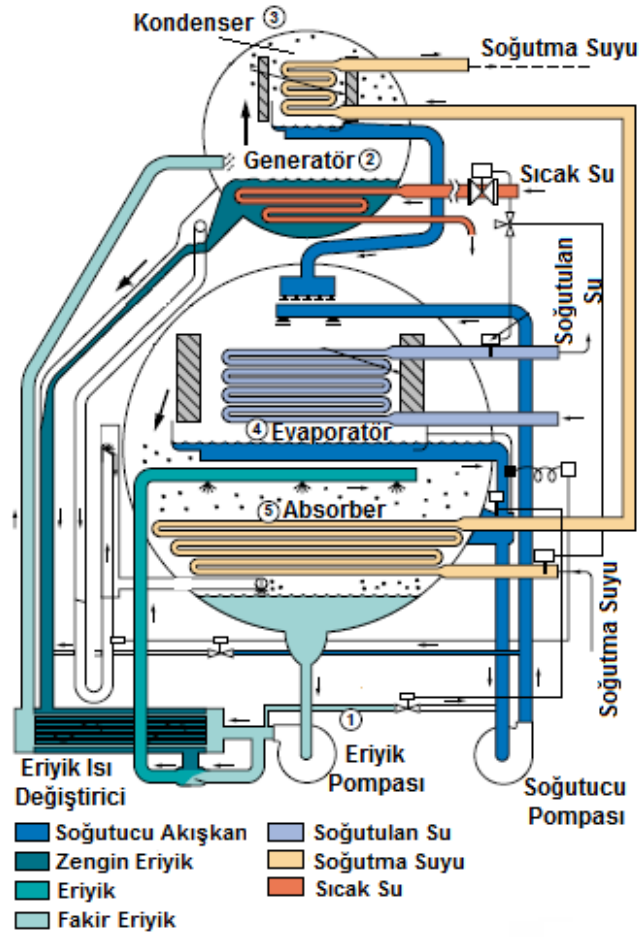
#### 2.3.1 Tek Etkili LiBr - H<sub>2</sub>O Akışkan Çiftini Kullanan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi

Soğutucu akışkan olarak su, absorbent olarak da lityum bromür kullanılan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimi şematik olarak Şekil 2.1'de verilmektedir.



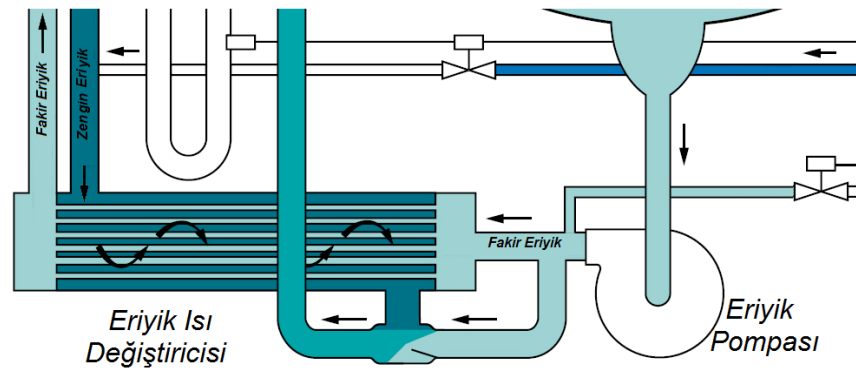
Şekil 2.1 Tek etkili LiBr - H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma çevrimi (ASHRAE, 1997)

Sistemin çalışma prensibi, Şekil 2.2'de verilen tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı üzerinde gösterilen her bir eleman detaylı incelenerek aşağıda anlatılmıştır. (YORK-YIE Tek Etkili LiBr - H<sub>2</sub>O Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi)



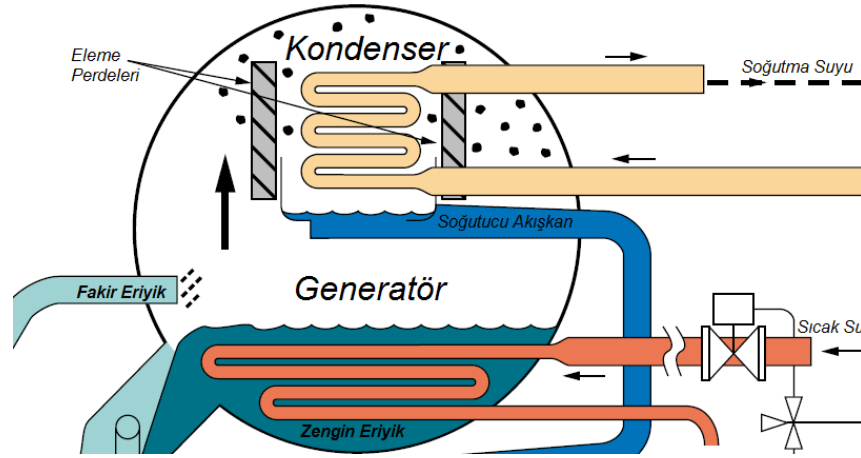
Şekil 2.2 Tek etkili LiBr – H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sistemi  
(YORK-YIE Absorpsiyonlu Çiller)

LiBr bakımından fakir olan eriyik, absorber gövdesinin alt kısmında toplanarak eriyik pompası vasıtasıyla eriyik ısı değiştiricisine pompalanır (Şekil 2.3).



Şekil 2.3 Eriyik Pompası ve Eriyik ısı değiştiricinin detaylı gösterimi (YORK-YIE)

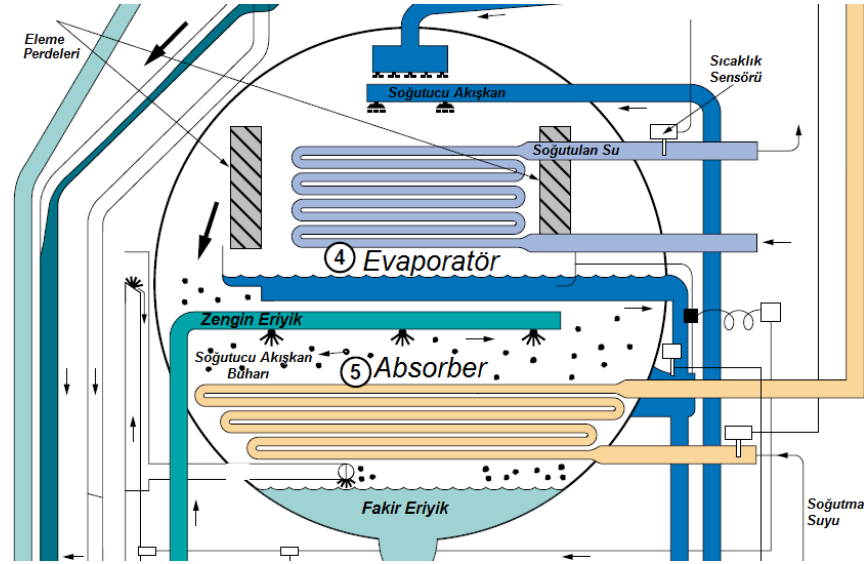
Eriyik ısı değiştiricisinde ön ısıtmaya tabi tutulan fakir eriyik, eriyik ısı değiştiricisinden çıktıktan sonra yukarıdaki Şekil 2.4'de detayı verilen haznedeki generatör bÖlümüne girer ve burada içerisinde sıcak su yada buhar dolaşan boru demetlerince çevrelenir. Generatörde oluşan ısı fakir eriyiğe transfer edildikten sonra, eriyik kaynamaya başlar ve buharlaşma sonucunda LiBr bakımından zenginleşen eriyik (zengin eriyik) generatörün alt kısmında toplanarak eriyik ısı değiştiricisine gönderilir burada fakir eriyik tarafından bir miktar soğutulur. Kaynama sonucunda soğutucu akışkanın bir miktarı buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak generatörden ayrılan soğutkan buharı kondensere girer. Eğer ısı alev yoluyla veriliyorsa generatör alev borusu şeklinde dizayn edilir. Verilecek ısı güneşten de elde edilebilir, bu durumda generatöre direk kolektörlerden sıcak su bağlantısı yapılarak veya bir depo vasıtasıyla ısı aktarılabilir.



Şekil 2.4 Generatör ve Kondenserin detaylı gösterimi (YORK Absorpsiyonlu iller)

Kondenser içerisinde bulunan boru demetine eleme perdelerinden geçerek gelen soğutucu akışkan buharı, boruların yüzeyinde yoğuşmaya başlar. Soğutma suyu soğutma kulesinden yada düşük sıcaklıktaki su kaynağından sağlanarak kondenserde boruların içerisinde dolaştırılarak ısı çekilir. Yoğuşan soğutucu akışkan ise kondenserin en alt kısmında toplanır.

Kondenslerden tamamen yoğuşmuş halde çıkan soğutucu akışkan, Şekil 2.5'te gösterildiği gibi izafi olarak düşük basınçta çalışan evaporatöre girmeden önce genişleme valfinden geçirilerek basıncı düşürülür. Basıncı düşen soğutucu akışkan evaporatörde sıvı fazdan gaz fazına geçer ve soğutma işlemi gerçekleştirilir.



Şekil 2.5 Evaporatör ve Absorberin detaylı gösterimi (YORK Absorpsiyonlu Çiller)

Generatörün alt kısmından alınan ve eriyik ısı değiştiricisinden geçen LiBr bakımından zengin eriyik, püskürtme işlemiyle haznedeki absorbere verilir. Sistemin evaporatöründe oluşturulan soğutucu akışkan buharı absorberdeki daha düşük basınçtan dolayı absorbere akar. Evaporatörden gelen soğutucu akışkan buharı, püskürtülen LiBr zengin eriyiği tarafından absorbe edilir. Soğutucu akışkan buharının absorbe edilmesi esnasında açığa çıkan ısı soğutma suyu ile sistem dışına atılır.

Yukarıda detaylı incelemesi verilen tek etkili LiBr–H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sisteminde görüldüğü gibi eriyik pompası haricinde sistemin çalışması için dış bir mekanik enerjiye ihtiyaç duyulmamaktadır. Generatörde verilen ısı ile sistem çalışmaktadır.



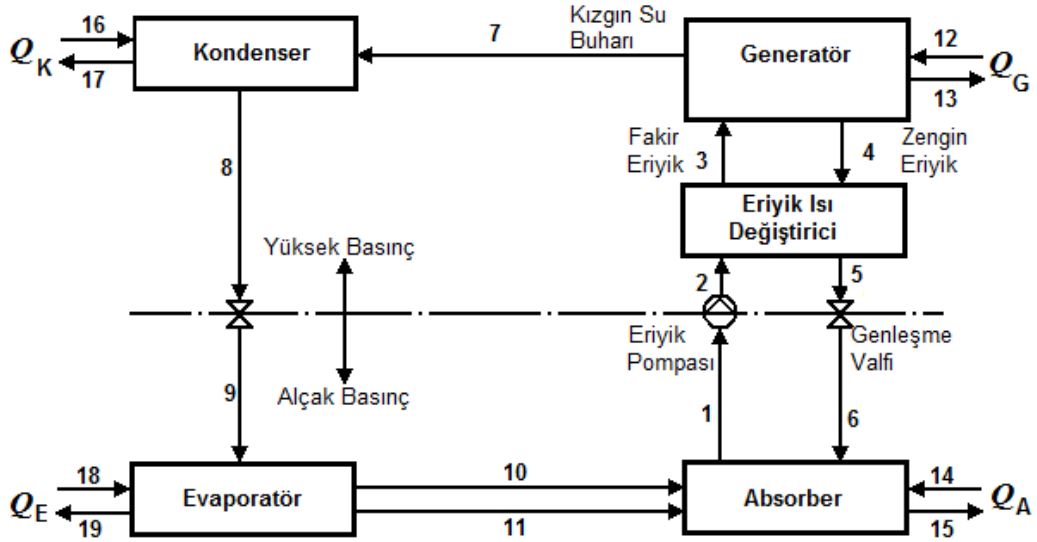
## BÖLÜM ÜÇ

### ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Son yıllarda absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerine hem teorik hem de deneysel pek çok araştırma sürdürülmektedir. Bu sistemlerdeki araştırmaların büyük bir kısmı LiBr – H<sub>2</sub>O akışkan çiftini kullanan tek etkili sistemler üzerinedir. TÜBİTAK TOVAG-1100148 numaralı, "Güneş Enerjisi Kaynaklı Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Süt Soğutma Amacıyla Kullanılabilirliği" adlı proje kapsamında termodinamik ve ısıl analizi yapılan 6 kW soğutma kapasitesine sahip tek etkili LiBr – H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sisteminin işlem adımları takip edilerek 7,5 kW soğutma kapasitesine sahip tek etkili LiBr – H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik ve ısıl analizi yapılmıştır. Bu yöntem kullanılarak yapılan hesaplamalar aşağıda verilmiştir.

#### 3.1 Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi

Tek etkili LiBr – H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sistemin çevrimi şematik olarak Şekil 3.1'de gösterilmiştir. Bu sistemin çalışma prensibi Şekil 3.1 üzerinde gösterilen numaralardan yararlanarak aşağıdaki şekilde özetlenmiştir (Florides ve ark., 2003).



Şekil 3.1 Absorpsiyonlu soğutma çevriminin tüm enerji akışının gösterimi

1 → 2: Absorberde (soğurucuda), soğutucu akışkan ile kendisini absorbe eden akışkandan (absorbent) oluşan eriyik (fakir eriyik), bir pompa yardımıyla eriyik ısı değiştiricisine pompalanır.

2 → 3: Fakir eriyik bir ısı değiştiriciden (eriyik ısı değiştirici) geçer ve bir miktar ısı alır. (Eriyik ısı değiştiricisinde generatörden gelen ve absorbent içeriği bakımından zengin olan eriyik, ısınımsı absorbentçe fakir olan eriyiğe aktararak absorbere geri dönmektedir.)

3 → 4,7: Fakir eriyik generatöre gelir. Generatörde sağlanan ısı enerjisiyle (güneş enerjisi, jeotermal, atık ısı, elektrikli, doğal gazlı ısıtıcı vb.), eriyik içindeki soğutucu akışkan absorbentten ayrılır. Absorbent, zengin eriyik haline gelirken, soğutucu akışkan ise ısıyı üzerine alarak buharlaştığı için kızgın buhar haline geçer.

4 → 5: LiBr konsantrasyonu fazla olarak generatörden ayrılan eriyik (zengin eriyik), eriyik ısı değiştiricisine gider. Zengin eriyik ısı değiştiricide, generatörden aldığı enerjinin bir kısmını absorberden generatöre gitmekte olan fakir eriyiğe vererek ısıtır.

5 → 6: Yüksek basınçta bulunan zengin eriyik genişleme valfi ile basıncı düşürülerek düşük basınçta absorbere gelir.

7 → 8: Generatörden çıkan ve üzerine ısıyı alarak buharlaşarak kızgın buhar haline geçen soğutucu akışkan kondensere doğru yönelir. Kondenserde buhar halindeki soğutucu akışkan, bünyesindeki ısıyı dış ortama vererek sıvı hale geçer.

8 → 9: Yüksek basınçta bulunan sıvı haldeki soğutucu akışkan, bir genişleme valfinden geçerek basıncı düşürerek evaporatöre (buharlaştırıcıya) girer.

9 → 10, 11: Basıncı düşen soğutucu akışkan, ortam ısısını alarak evaporatörde buhar haline geçerken çok az miktarda yoğuşur. Bu az miktardaki yoğuşma ihmal edilecektir.

10 → 1: Soğutucu akışkan buharı absorbere giderek, burada generatörden gelen zengin eriyikle birleşip fakir eriyiği meydana getirir ve çevrim bu şekilde tamamlanarak devam eder.

12 → 13: Generatör sıcak su giriş-çıkışı (Isı enerjisi kaynaklarıyla; güneş enerjisi, jeotermal, atık ısı, elektrikli, doğal gazlı ısıtıcı vb., ısıtılan suyun)

14 → 15: Absorber soğutma suyu giriş-çıkışı (Soğutma kulesinden gelen soğutulan suyun)

16 → 17: Kondenser soğutma suyu giriş-çıkışı (Isıyı üstene alan su soğutma kulesine geri dönen suyun)

18 → 19: Evaporatör soğutma suyu giriş-çıkışı (Seçilen iklimlendirme koşullarına göre elde edilen soğutulan suyun)

LiBr – H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sistemin termodinamik analizi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır (Şencan, 2004).

1. Sistemin termodinamik analizi sürekli rejim şartlarında yapılmıştır.
2. Generatörden ayrılan soğutucu akışkan buharının sıcaklığı ve basıncı, generatör sıcaklığı ve basıncındadır.
3. Kondenserden ayrılan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında saf sudur ve kondenser sıcaklığında kondenserden çıkmaktadır.

4. Evaporatörden ayrılan soğutkan buharı, kuru doymuş buhar şartlarında ve evaporatör sıcaklığındadır.

5. Absorberden ayrılan eriyik, absorber sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.

6. Generatörden ayrılan eriyik, generatör sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.

7. Sistemdeki basınç kayıpları ve sisteme verilen iş girişi ihmal edilmiştir.

8. Absorber, generatör, kondenser ve evaporatör gibi elemanların çevreye ısı kaybı yoktur.

Şekil 3.1'de verilen absorpsiyonlu sistemin enerji ve kütle denge eşitlikleri yapılarak aşağıdaki eşitlikler elde edilmiştir (Florides ve ark., 2003).

Absorberde kütle ve enerji denge denklemleri:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} + \dot{m}_6 \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_{11} x_{11} + \dot{m}_6 x_6 \quad (3.2)$$

$$Q_A = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 \quad (3.3)$$

Generatörde kütle ve enerji denge denklemleri:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad (3.5)$$

$$Q_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad (3.6)$$

Kondenserde kütle ve enerji denge denklemleri:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (3.7)$$

$$x_7 = x_8 \quad (3.8)$$

$$Q_K = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (3.9)$$

Evaporatörde kütle ve enerji denge denklemleri:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (3.10)$$

$$\dot{m}_9 x_9 = \dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_{11} x_{11} \quad (3.11)$$

$$Q_E = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_9 h_9 \quad (3.12)$$

Eriyik ısı değiştiricisinde kütle ve enerji denge denklemleri:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3.13)$$

$$x_2 = x_3 \quad (3.14)$$

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

$$x_4 = x_5 \quad (3.16)$$

$$Q_{EID} = \dot{m}_2 (h_3 - h_2) = \dot{m}_4 (h_5 - h_4) \quad (3.17)$$

Eriyik pompasında kütle ve enerji denge denklemleri:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.18)$$

$$x_1 = x_2 \quad (3.19)$$

$$W = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (3.20)$$

Eriyik tarafındaki genişleme valfinde kütle ve enerji denge denklemleri:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.21)$$

$$x_5 = x_6 \quad (3.22)$$

$$h_5 = h_6 \quad (3.23)$$

Soğutkan tarafındaki genişleme valfinde kütle ve enerji denge denklemleri:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (3.24)$$

$$x_8 = x_9 \quad (3.25)$$

$$h_8 = h_9 \quad (3.26)$$

### **3.2. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde LiBr– H<sub>2</sub>O Akışkan Çiftinin Termodinamik Özelliklerinin Bulunması**

Absorpsiyonlu sistemin tasarım ve simülasyonunun yapılabilmesi için LiBr – H<sub>2</sub>O eriyiğinin basınç, sıcaklık, konsantrasyon, entalpi gibi termodinamik özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir.

### 3.2.1 LiBr – H<sub>2</sub>O Eriyiğinin Entalpisi

Florides ve ark. (2003) tarafından ASHRAE (1997)'de sunulan verilerden elde edilmiştir.

$$h = \Sigma A + T \Sigma B + \Sigma C T^2 \quad (3.27)$$

$$A_0 = -2024,33; A_1 = 163,309; A_2 = -4,88161; A_3 = 0,06302948;$$

$$A_4 = -0,0002913704$$

$$B_0 = 18,2829; B_1 = -1,1691757; B_2 = 0,03248041; B_3 = -0,0004034184;$$

$$B_4 = 0,0000018520569$$

$$C_0 = -0,037008214; C_1 = 0,0028877666; C_2 = -0,000081313015;$$

$$C_3 = 0,00000099116628; C_4 = -0,0000000044441207$$

$$\Sigma A = A_0 x^0 + A_1 x^1 + A_2 x^2 + A_3 x^3 + A_4 x^4$$

$$\Sigma B = B_0 x^0 + B_1 x^1 + B_2 x^2 + B_3 x^3 + B_4 x^4$$

$$\Sigma C = C_0 x^0 + C_1 x^1 + C_2 x^2 + C_3 x^3 + C_4 x^4$$

Değişim aralığı % 40 < x < % 70 LiBr

T = eriyik sıcaklığı (°C), değişim aralığı 15 °C < T < 165 °C

h = entalpi (kJ kg<sup>-1</sup>), x = Eriyik konsantrasyonu

### 3.2.2 LiBr – H<sub>2</sub>O Eriyiğinin ve Soğutucu Akışkanın Basıncı ve Sıcaklığı

Florides ve ark. (2003) tarafından ASHRAE (1997)'de sunulan verilerden elde edilmiştir.

$$\text{Log } P = C + D / (T_S + 273) + E / (T_S + 273)^2 \quad (3.28)$$

$$T_S = (-2E / (D + [D^2 - 4E (C - \text{log } P)]^{0,5})) - 273 \quad (3.29)$$

$$T_E = \Sigma B + T_S \Sigma A \quad (3.30)$$

$$A_0 = -2,00755; A_1 = 0,16976; A_2 = -0,003133362; A_3 = 0,0000197668$$

$$B_0 = 124,937; B_1 = -7,71649; B_2 = 0,152286; B_3 = -0,0007959$$

$$\Sigma A = A_0 x^0 + A_1 x^1 + A_2 x^2 + A_3 x^3$$

$$\Sigma B = B_0 x^0 + B_1 x^1 + B_2 x^2 + B_3 x^3$$

$$C = 7,05; D = -1596,49; E = -104095,5$$

Değişim aralığı % 45 < x < % 70 LiBr

$T_E$  = eriyik sıcaklığı (°C), değişim aralığı 5 <  $T_E$  < 175 °C

$T_S$  = suyun doyma sıcaklığı (°C), değişim aralığı -15 <  $T_S$  < 110 °C

P = doyma basıncı (kPa)

### 3.2.3 LiBr – H<sub>2</sub>O Eriyişinin Yoğunluğu

Florides ve ark. (2003) tarafından Lee, DiGuilio, Jeter ve Teja (1990)'da yaptıkları çalışmada sunulan verilerden elde edilmiştir.

$$\rho_x = 1145,36 + 470,84 (x_0) + 1374,79 (x_0)^2 - (0,333393 + 0,571749 (x_0)) (273 + T) \quad (3.31)$$

Değişim aralığı % 20 < x < % 60

T = Eriyik sıcaklığı (°C), değişim aralığı 0 < T < 200 °C,

$\rho_x$  = Eriyik yoğunluğu (kg m<sup>-3</sup>)

x = Eriyik konsantrasyonu  $x_0 = x / 100$

### 3.2.4 LiBr – H<sub>2</sub>O Eriyişinin Mutlak Viskozitesi

Florides ve ark. (2003) tarafından Lee ve ark. (1990)'da yaptıkları çalışmadan alınmıştır.

$$\mu = \text{EXP}(B) / 1000 \quad (3.32)$$

$$A_1 = -494,122 + 16,3967 x - 0,14511 x^2$$



$$A_2 = 28606,4 - 934,568 x + 8,52755 x^2$$

$$A_3 = 70,3848 - 2,35014 x + 0,0207809 x^2$$

$$B = A_1 + (A_2 / TK) + A_3 \ln (TK)$$

Değişim aralığı % 45 < x < % 65

TK = eriyik sıcaklığı (K)

$\mu$  = mutlak viskozite ( $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$ )

### 3.2.5 LiBr – H<sub>2</sub>O Eriyiğinin Özgül Isısı

Florides ve ark. (2003) tarafından ASHRAE (1997)'de bildirdiklerinden alınmıştır.

$$c_p = 0,0976 x^2 - 37,512 x + 3825,4 \quad (3.33)$$

x = %LiBr

$c_p$  = LiBr eriyiğinin özgül ısısı ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ) [ $R^2=0,9997$ ]

### 3.2.6 LiBr – H<sub>2</sub>O Eriyiğinin Isı İletim Katsayısı

Florides ve ark. (2003) tarafından Abdullagatov ve Magomedov (1997)'de bildirdiklerinden alınmıştır.

$$k = K_1 + D_{12} \quad (3.34)$$

$$K_1 = -0,3081 (x / 100) + 0,62979; K_2 = -0,3191795 (x / 100) + 0,65388$$

$$D_{12} = ((K_2 - K_1) / 20)(TK - 313)$$

TK = eriyik sıcaklığı (K),  $TK \geq 313$  için

x = %LiBr

k = LiBr eriyiğinin ısı iletim katsayısı ( $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ )

### 3.2.7 Su Buharının Doyma Basıncı

Florides ve ark. (2003) tarafından Rogers ve Mayhew (1992)'de sunulan verilerden elde edilmiştir.

$$P = 2 \times 10^{-12} T^6 - 3 \times 10^{-9} T^5 + 2 \times 10^{-7} T^4 + 3 \times 10^{-5} T^3 + 0,0014 T^2 + 0,0444 T + 0,6108 \quad (3.35)$$

$$P = \text{doyma basıncı (kPa)} [R^2=0,9999]$$

$$T = \text{sıcaklık (}^\circ\text{C)}$$

### 3.2.8 Doymuş Su Buharının Entalpisi

Florides ve ark. (2003) tarafından Rogers ve ark. (1992)'de sunulan verilerden elde edilmiştir.

$$h_g = -0,00125397 T^2 + 1,88060937 T + 2500,559 \quad (3.36)$$

$$h_g = \text{doymuş su buharının entalpisi (kJ kg}^{-1}\text{)} [R^2=0,9999]$$

$$T = \text{sıcaklık (}^\circ\text{C)}$$

### 3.2.9 Su Buharının Yoğuşma Gizli Isısı

Florides ve ark. (2003) tarafından ASHRAE (1997)'de sunulan verilerden elde edilmiştir.

$$h_{fg} = -0,00132635 T^2 - 2,29983657 T + 2500,43063 \quad (3.37)$$

$$h_{fg} = \text{yoğuşma gizli ısı (kJ kg}^{-1}\text{)} [R^2=0,9999]$$

$$T = \text{doyma sıcaklığı (}^\circ\text{C)}$$

### 3.2.10 Doymuş Suyun Yoğunluğu

Florides ve ark. (2003) tarafından ASHRAE (1997)'de sunulan verilerden elde edilmiştir.

$$\rho_g = 1 / (0,00001147965 T^4 - 0,00297197798 T^3 + 0,28077931731 T^2 - 11,83083758 T + 202,9035477661) \quad (3.38)$$

$$\rho_g = \text{doymuş suyun yoğunluğu (kg m}^{-3}\text{)} [R^2=0,9986]$$

$$T = \text{doyma sıcaklığı (}^\circ\text{C)}$$

### 3.2.11 Kızgın Su Buharının Entalpisi

Florides ve ark. (2003) tarafından Rogers ve ark. (1992)'de sunulan verilerden elde edilmiştir.

$$h_{sh} = ((h_{SH2} - h_{SH1}) / 100) T + h_{SH1} \quad (3.39)$$

$$T = T_{s,B} - T_{s,D}$$

$$h_{SH1} = 32,508 \ln(P) + 2513,2 ; h_{SH2} = 0,00001 P^2 - 0,1193 P + 2689$$

$$h_{sh} = \text{kızgın su buharı entalpisi (kJ kg}^{-1}\text{)}, [R^2=0,992]$$

$$T_{s,D} = \text{suyun doyma sıcaklığı (}^\circ\text{C)}, T_{s,B} = \text{buhar sıcaklığı (}^\circ\text{C)}$$

$$P_s = \text{buhar basıncı (kPa)}, T = \text{kızgın buhar sıcaklığı (}^\circ\text{C)}$$

### 3.2.12 Suyun Özellikleri

Florides ve ark. (2003) tarafından Rogers ve ark. (1992)'de sunulan verilerden elde edilmiştir.

$$k = -6,5104167 \times 10^{-10} T^4 + 0,00000018923611 T^3 - 2,671875 \times 10^{-5} T^2 + 0,0027103175 T + 0,5520119 \quad (3.40)$$

$$\rho = 0,000015451 T^3 - 0,0059003 T^2 - 0,019075 T + 1002,3052 \quad (3.41)$$

$$\mu = 0,000001 (0,000031538716146 T^4 - 8,913055428199999 \times 10^{-3} T^3 + 0,9795876934 T^2 - 55,4567974 T + 1791,74424) \quad (3.42)$$

$$\nu = 0.000001 (3.1770833333 \times 10^{-8}) T^4 - 0.0000089652777778 T^3 + 0,00098270833333 T^2 - 0,055322222222 T + 1,7876666667) \quad (3.43)$$

$$c_p = 0,000003216145833 T^4 - 0,000798668982 T^3 + 0,0780295139 T^2 - 3,0481614 T + 4217,7377 \quad (3.44)$$

T = su sıcaklığı (°C)

k = ısı iletim katsayısı ( $W m^{-1} \text{°C}^{-1}$ ) [ $R^2 = 0,9999$ ]

$\rho$  = yoğunluk ( $kg m^{-3}$ ) [ $R^2=0,9999$ ]

$\mu$  = mutlak viskozite ( $N s/m^2$ ) ( $kg m^{-1} s^{-1}$ ) [ $R^2 = 0,9999$ ]

$\nu$  = kinematik viskozite ( $m^2 s^{-1}$ ) [ $R^2=0,9999$ ]

$c_p$  = özgül ısı ( $J kg^{-1} K^{-1}$ ) [ $R^2=0,9994$ ]

### 3.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Hesaplamaları

Şekil 3.1'de gösterilen akış şemasını içeren ve 7,5 kW soğutma kapasitene sahip tek etkili LiBr –H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik hesaplaması yukarıda verilen tüm bu eşitlikler kullanılarak Tablo 3.1'de verilen tasarım parametrelerine göre gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3.1 Absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarım parametreleri

Parametre	Sembol	Değeri
Evaporatör kapasitesi	$Q_E$	7,5 kW
Evaporatör çıkış sıcaklığı	$T_{10}$	6 °C
Generatör eriyik çıkış sıcaklığı	$T_4$	90 °C
Fakir eriyik konsantrasyonu	$x_1$	%55 LiBr
Zengin eriyik konsantrasyonu	$x_6$	%60 LiBr
Eriyik ısı değiştirici çıkış sıcaklığı	$T_3$	65 °C
Generatör buhar çıkış sıcaklığı	$T_7$	85 °C
Evaporatörden yoğuşan sıvı	$\dot{m}_{11}$	0,025 $\dot{m}_{10}$

Şekil 3.1’de 10 numaralı referans noktasında evaporatörde bulunan soğutucu akışkan doymuş su buharı olduğundan, evaporatör çıkış basıncı ve entalpisi sırasıyla (3.35) ve (3.36) numaralı eşitlikler yardımıyla bulunmuştur.

$$P_{10} = 0,934 \text{ kPa}; h_{10} = 2511,798 \text{ kJ kg}^{-1}$$

Suyun özgül ısı değeri, 11 numaralı referans noktası için (3.44) numaralı eşitlik yardımıyla bulunmuştur.

$$c_{p11} = 4,202 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

Evaporatör çıkış entalpisi, 11 numaralı referans noktasında evaporatörde bulunan soğutucu akışkan doymuş su buharı olduğundan; (3.45) numaralı eşitlik yardımıyla bulunmuştur.

$$h_{11} = c_{p11} T_{10} \quad (3.45)$$

$$h_{11} = 25,213 \text{ kJ kg}^{-1}$$

LiBr-H<sub>2</sub>O eriyiği 4 numaralı referans noktasında zengin eriyik (%60 LiBr) olduğu için entalpi değeri, değişim aralığı %40 < X < %70 LiBr için (3.27) numaralı eşitlik yardımıyla bulunmuştur.

$$h_4 = 212,191 \text{ kJ kg}^{-1}$$

LiBr-H<sub>2</sub>O eriyiği 4 numaralı referans noktasında zengin eriyik (% 60 LiBr) olduğu için basınç değeri, değişim aralığı %45 < X < %70 LiBr için (3.28) numaralı eşitlik yardımıyla; 2, 3, 4, 5, 7 ve 8 numaralı referans noktalarında basınç değerleri eşit olduğu için söz konusu referans noktalarının basınç değerleri de bulunmuştur.

$$P_4 = 9,662 \text{ kPa}$$

$$P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_7 = P_8 = 9,662 \text{ kPa}$$

Kondenser çıkış sıcaklığı ve özgül ısısı 8 numaralı referans noktasında bulunan soğutucu akışkan doymuş su olduğundan sırasıyla (3.29) ve (3.44) numaralı eşitlikler yardımıyla bulunmuştur.

$$T_8 = 44,3 \text{ } ^\circ\text{C}; c_{p8} = 4.179 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

Kondenser çıkış entalpisi, 8 numaralı referans noktasında kondenserde bulunan soğutucu akışkan doymuş su olduğundan entalpi değeri aşağıda verilen (3.46) numaralı eşitlik yardımıyla; 8 ve 9 numaralı referans noktalarında entalpi değerleri eşit olduğu için söz konusu referans noktalarının entalpi değerleri de bulunmuştur.

$$h_8 = c_{p8} T_8 \quad (3.46)$$

$$h_8 = 185,207 \text{ kJ kg}^{-1}$$

$$h_8 = h_9 = 185,207 \text{ kJ kg}^{-1}$$

Evaporatör çıkış debisi, 10 numaralı referans noktasında evaporatörde bulunan soğutucu akışkan doymuş su buharı ve 11 numaralı referans noktasındaki yoğuşma miktarı toplamından bulunur. Evaporatör çıkış debisi 11 numaralı referans noktasındaki yoğuşma miktarı çok az olduğundan ihmal edilerek bulunmuştur.

$$Q_E = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_9) \quad (3.47)$$

$$\dot{m}_{10} = 0,00322 \text{ kg s}^{-1}$$

Evaporatör çıkış debisi, 11 numaralı referans noktasındaki yoğuşma miktarı aşağıda verilen (3.48) numaralı eşitlik yardımıyla bulunmuştur (Florides ve ark., 2003).

$$\dot{m}_{11} = (2,5 \dot{m}_{10}) / 100 \quad (3.48)$$

$$\dot{m}_{11} = 0,00008 \text{ kg s}^{-1}$$

Evaporatör giriş debisi, evaporatörde kütle ve enerji denge eşitlikleri içerisinde verilen (3.10) numaralı eşitlik yardımıyla bulunmuştur.

$$\dot{m}_9 = 0,00330 \text{ kg s}^{-1}$$

7, 8 ve 9 numaralı referans noktalarında kütleli debi değerleri eşittir.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = 0,00330 \text{ kg s}^{-1}$$

Zengin eriyik (%60 LiBr) debisi, sırasıyla (3.1) ve (3.2) numaralı eşitliklerinde yer alan 11 numaralı referans noktasındaki yoğuşma miktarı çok az olduğundan ihmal edilerek ( $\dot{m}_{11} = 0$ ) yazılan (3.49) numaralı eşitlikler yardımıyla bulunmuştur.

$$\dot{m}_6 = (\dot{m}_{10} x_1) / (x_6 - x_1) \quad (3.49)$$

$$\dot{m}_6 = 0,03965 \text{ kg s}^{-1}$$

4, 5 ve 6 numaralı referans noktalarında kütleli debi değerleri eşittir.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0,03965 \text{ kg s}^{-1}$$

Fakir eriyik (%55 LiBr) debisi, (3.50) numaralı eşitlikler yardımıyla bulunmuştur.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 (x_6 / x_1) \quad (3.50)$$

$$\dot{m}_1 = 0,03965 \text{ kg s}^{-1}$$

1, 2 ve 3 numaralı referans noktalarında kütleli debi değerleri eşittir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = 0,03965 \text{ kg s}^{-1}$$

Evaporatör çıkış basıncı,  $P_{10} = 0,934$  kPa olarak yukarıda bulunmuştur. 1, 6 ve 10 numaralı referans noktalarında basınç değerleri eşittir.

$$P_{10} = P_6 = P_1 = 0,934 \text{ kPa}$$

1 ve 2 numaralı referans noktalarındaki fakir eriyik (%55 LiBr) sıcaklık değerleri eşit olduğu için (3.30) numaralı eşitlik yardımıyla bulunmuştur.

$$T_1 = T_2 = 34,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

1 ve 2 numaralı referans noktalarında fakir eriyik (%55 LiBr) entalpi değerleri eşit olduğu için (3.27) numaralı eşitlik yardımıyla bulunmuştur.

$$h_1 = h_2 = 83,023 \text{ kJ kg}^{-1}$$

3 numaralı referans noktasındaki fakir eriyik (%55 LiBr) entalpi değeri, buradaki sıcaklık değerine bağlı olarak (3.27) numaralı eşitlik yardımıyla bulunmuştur.

$$h_3 = 145,38 \text{ kJ kg}^{-1}$$

5 ve 6 numaralı referans noktalarında zengin eriyik (%60 LiBr) entalpi değerleri eşit olduğu için (3.17) numaralı eşitlik yardımıyla bulunmuştur.

$$h_5 = h_6 = 144,164 \text{ kJ kg}^{-1}$$

Generatör kızgın su buharı çıkış entalpisi, 7 numaralı referans noktasındaki entalpi değeri (3.39) numaralı eşitlik yardımıyla bulunmuştur.

$$h_7 = 2627,985 \text{ kJ kg}^{-1}$$

7,5 kW soğutma kapasitene sahip tek etkili LiBr – H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sistemin termodinamik hesaplarına ilişkin sonuçlar özet olarak Tablo 3.2'de verilmiştir.

Tablo 3.2 Tek etkili LiBr – H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik hesaplama sonuçları

Nokta	h (kJ/kg)	ṁ (kg/s)	P (kPa)	T (°C)	X (% LiBr)	Durum
1	83,023	0,03965	0,934	34,9	55	Fakir eriyik
2	83,023	0,03965	9,662	34,9	55	Fakir eriyik
3	145,38	0,03965	9,662	65	55	Fakir eriyik
4	212,191	0,03965	9,662	90	60	Zengin eriyik
5	144,164	0,03965	9,662	54,8	60	Zengin eriyik
6	144,164	0,03965	0,934	44,5	60	Zengin eriyik
7	2627,985	0,00330	9,662	85	0	Kızgın su buharı
8	185,207	0,00330	9,662	44,3	0	Doymuş su
9	185,207	0,00330	0,934	6	0	Doymuş su
10	2511,798	0,00322	0,934	6	0	Doymuş su buharı
11	25,213	0,00008	0,934	6	0	Doymuş su

7,5 kW soğutma kapasitene sahip tek etkili LiBr – H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan elemanların kapasitelerine ilişkin hesaplamalar aşağıda verilmiştir.

Eriyik pompasında yapılan iş, aşağıda verilen (3.51) numaralı eşitlik yardımıyla bulunmuştur.

$$W_{EP} = \dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1) \quad (3.51)$$



Fakir eriyik (%55 LiBr) yoğunluğu, (3.31) numaralı eşitlik yardımıyla bulunmuştur.

$$\begin{aligned}\rho_x &= 1620,651 \text{ kg m}^{-3} \\ v_1 &= 1 / \rho_x \\ v_1 &= 0,000617 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \text{ (} v : \text{özgül hacim)}\end{aligned}\tag{3.52}$$

$$W_E = 0,214 \text{ W}$$

Absorber kapasitesi, Generatör kapasitesi, Kondenser kapasitesi, Eriyik ısı değiştirici kapasitesi sırasıyla yukarıda verilen (3.3), (3.6), (3.9) ve (3.17) numaralı eşitlikler yardımıyla bulunmuştur.

$$Q_A = 10,047 \text{ kW}, Q_G = 10,631 \text{ kW}, Q_K = 8,071 \text{ kW}, Q_{EID} = 2,472 \text{ kW}$$

Absorpsiyonlu soğutma sistemi için performans katsayısı (COP), evaporatör kapasitesinin generatör kapasitesine oranı olarak tanımlanmış olup aşağıdaki gibi yazılmış ve değeri hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned}\text{COP} &= Q_E / Q_G \\ \text{COP} &= 0,705\end{aligned}\tag{3.53}$$

7,5 kW soğutma kapasitene sahip tek etkili LiBr – H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sistemin kapasitesi hesaplarına ilişkin sonuçlar özet olarak Tablo 3.3'de verilmiştir.

Tablo 3.3 Tek etkili LiBr – H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sisteminin kapasite sonuçları

Parametre	Sembol	Değeri
Evaporatör kapasitesi	$Q_E$	7,5 kW
Eriyik pompasında yapılan iş	$W_{EP}$	0,214 kW
Absorber kapasitesi	$Q_A$	10,05 kW
Generatör kapasitesi	$Q_G$	10,63 kW
Kondenser kapasitesi	$Q_K$	8,07 kW
Eriyik ısı değiştirici kapasitesi	$Q_{EID}$	2,47 kW
Performans katsayısı	COP	0,705

Florides ve ark. (2003) 10 kW soğutma kapasitesine sahip Tablo 3.4'de verilen tasarım parametrelerine uygun olarak tek etkili LiBr – H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sistemini, sistemin termodinamik analizini ve tasarımını yaparak imal etmişlerdir.

Tablo 3.4 Absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarım parametreleri (Florides ve ark., 2003)

Parametre	Sembol	Değeri
Evaporatör kapasitesi	$Q_E$	10 kW
Evaporatör çıkış sıcaklığı	$T_{10}$	6 °C
Generatör eriyik çıkış sıcaklığı	$T_4$	90 °C
Fakir eriyik konsantrasyonu	$X_1$	%55 LiBr
Zengin eriyik konsantrasyonu	$X_6$	%60 LiBr
Eriyik ısı değiştirici çıkış sıcaklığı	$T_3$	65 °C
Generatör buhar çıkış sıcaklığı	$T_7$	85 °C
Evaporatörden yoğuşan sıvı	$\dot{m}_{11}$	0,025 $\dot{m}_{10}$

Florides ve ark. (2003) tarafından yapılan termodinamik hesaplamalara ilişkin sonuçlar özet olarak Tablo 3.5'de verilmiştir.

Tablo 3.5 Tek etkili LiBr – H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik hesaplama sonuçları (Florides ve ark., 2003)

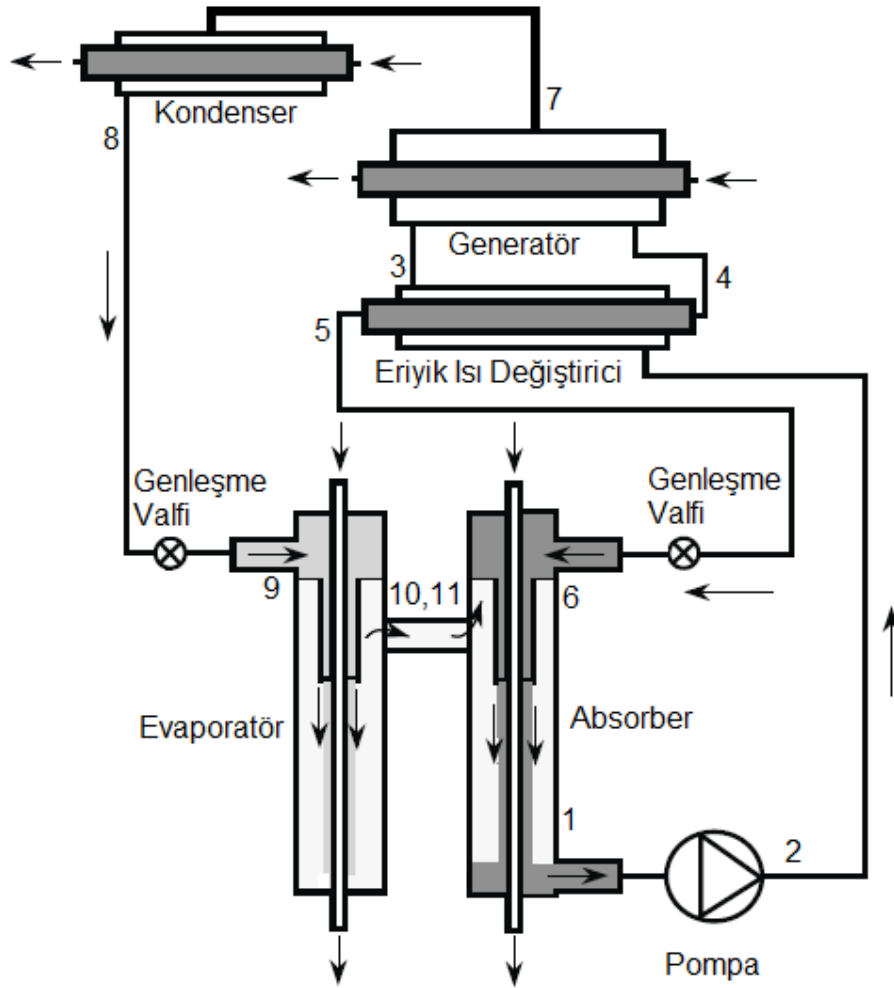
Nokta	h (kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)	P (kPa)	T (°C)	X (% LiBr)	Durum
1	83	0,053	0,934	34,9	55	
2	83	0,053	9,66	34,9	55	
3	145,4	0,053	9,66	65	55	
4	212,2	0,0486	9,66	90	60	
5	144,2	0,0486	9,66	54,8	60	
6	144,2	0,0486	0,934	44,5	60	
7	2628	0,0044	9,66	85	0	Kızgın su buharı
8	185,3	0,0044	9,66	44,3	0	Doymuş su
9	185,3	0,0044	0,934	6	0	Doymuş su
10	2511,8	0,0043	0,934	6	0	Doymuş su buharı
11	23,5	0,00011	0,934	6	0	Doymuş su

Florides ve ark. (2003) tarafından 10 kW soğutma kapasitesine sahip absorpsiyonlu sistemin literatürde verilen sonuçları ile 7,5 kW soğutma kapasitesine sahip absorpsiyonlu sistemin bulunan sonuçları tablolar şeklinde yukarıda verilmiştir.

## BÖLÜM DÖRT

### ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI

7,5 kW soğutma kapasitene sahip tek etkili LiBr – H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sisteminde generatör sıcaklığı 90 °C olarak tasarlanmıştır. Bu parametrelere göre sistemin çalışma şartları için yapılan hesaplama algoritması ile teorik veriler elde edilmiştir. Hesaplamalarda kullanılan eşitlikler, hesaplama işlem adımları ve sonuçları aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.1 Tasarlanan absorpsiyonlu soğutma sistemin şematik olarak gösterimi

#### 4.1. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Isı Transfer Hesaplamalarında Yararlanılan Eşitlikler

Genel olarak ısı transfer miktarı (Q); logaritmik sıcaklık farkı ( $\Delta T_{lm}$ ), ısı transfer yüzeyi (A) ve ısı transfer katsayısı (U) arasındaki bağıntı yardımıyla aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$Q = UA (\Delta T_{lm}) \quad (4.1)$$

Borunun toplam ısı transfer katsayısı (U) aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Yüncü ve Kakaç, 1999).

$$U = \frac{1}{(D_d/D_i)(1/h_i) + (D_d/D_i)F_i + [1/(2k)]D_d \ln(D_d/D_i) + F_d + 1/h_d} \quad (4.2)$$

Eşitlikte;  $F_i$  ve  $F_d$  borunun iç ve dış yüzeyindeki kirlenme faktörlerini,  $k$  ise boru malzemesinin ısı iletim katsayısını göstermektedir.  $h_i$  ve  $h_d$  borunun iç ve dış ısı taşınım katsayılarını göstermektedir.

Absorpsiyonlu sistemin tasarım hesaplamalarında ısı transfer katsayılarının hesaplanmasında değişik durumlar için kullanılan eşitlikler aşağıda verilmiştir. Boru içinde, tam gelişmiş türbülanslı akışta akışkan özelliklerinin sıcaklıkla değişimi ihmal edilemiyorsa, ısı taşınım katsayısının hesaplanması aşağıdaki eşitlik uygundur ve aşağıdaki gibi yazılabilir (Yüncü ve ark., 1999).

$$Nu = \frac{hD}{k} = 1,86 (RePr)^{1/3} \left( \frac{\mu_i}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (4.3)$$

Eşitlikte;  $\mu$  ortalama akışkan sıcaklığındaki viskozite,  $\mu_w$  cidar sıcaklığındaki viskoziteyi göstermektedir.

Boru dışından akan akışkan için ısı taşınım katsayısını veren bağıntı aşağıdaki gibi yazılabilir (Yüncü ve ark., 1999)

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0,36 \left( \frac{GD_e}{\mu A_e} \right)^{0,55} \left( \frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (4.4)$$

Yatay bir borunun dış yüzeyindeki yoğuşma için ısı taşınım katsayısı aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir (Yüncü ve ark., 1999).

$$h_d = 0,725 \left[ \frac{g \rho_{s,d} (\rho_{s,d} - \rho_{b,d}) h_{fg} k_d^3}{\mu_d (T_{ort,d} - T_w) D_d} \right]^{0,25} \quad (4.5)$$

Düşey bir boruda aşağı doğru akan film akış için ısı taşınım katsayısı aşağıdaki eşitlik yardımıyla bulunabilir, film kalınlığı ( $\delta$ ) ise aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir (Florides ve ark., 2003). ( $\nu$  : kinematik viskozite,  $\mu$  : dinamik viskozite)

$$h = \frac{k}{\delta} (0,029 Re^{0,53} Pr^{0,344}) \quad (4.6)$$

$$\delta = \left( \frac{3 Re \nu^2}{g} \right)^{1/3} \quad (4.7)$$

Prandtl sayısı;

$$Pr = (c_p \mu) / k \quad (4.8)$$

Reynolds sayısı;

$$Re = \rho V D / \mu \quad (4.9)$$

Boru içindeki ve boru dışındaki ortalama hız eşitlikleri sırasıyla verilmiştir.

$$V_i = 4 \dot{m} / \pi D_i^2 N \quad (4.10)$$

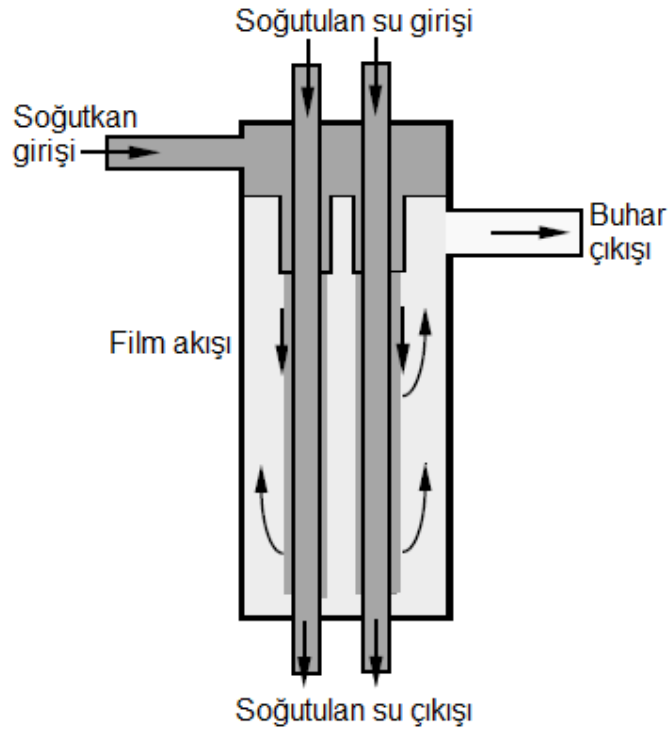
$$V_d = 4 \dot{m} / \pi (D_k^2 - D_d^2) N \quad (4.11)$$

( $D_i$ : Boru iç çapı,  $D_d$ : Boru dış çapı,  $D_k$ : Gövde kovan çapı)

## 4.2. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Modellenmesi

### 4.2.1 Evaporatörün Modeli

Evaporatör modeli olarak, ters ve tek geçişli gövde-boru tipli bir ısı değıştircisi modeli seçilmiştir. Şekil 4.2’de görüldüğü gibi evaporatör, düşey borular etrafında ince film akışı olarak düşünölmekte ve boruların içinden soğutma suyunun geçtiği kabul edilmektedir.



Şekil 4.2 Düşey çalışan evaporatörün şematik olarak gösterimi

Evaporatörde; boru dışından su buharının geçtiği, boru içinden ise ısıyı çekilecek olan suyun geçtiği kabul edilmiştir. Boru içindeki ve dışındaki ısı taşınım katsayıları yukarıda verilen eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır. Evaporatörde, buharlaşan sudan çekilen ısı miktarı, yukarıda verilen termodinamik analizde (3.12) numaralı eşitlik şeklinde ifade edilmiştir.

Isısı çekilen sudan alınan soğutma miktarı, Şekil 4.3 yardımıyla;

$$Q_E = \dot{m}_{18} h_{18} - \dot{m}_{19} h_{19} \quad (4.12)$$

veya

$$Q_E = \dot{m}_{su} c_{p,su} (T_{18} - T_{19}) \quad (4.13)$$

olarak yazılabilir. Ayrıca evaporatör kapasitesi; logaritmik sıcaklık farkı, ısı transfer yüzeyi ve toplam ısı transfer katsayısı arasındaki bağıntıdan yararlanarak aşağıdaki eşitlikteki gibi ifade edilebilir.

$$Q_E = K_E A_E (\Delta T_{lm})_E \quad (4.14)$$

Bu eşitlikte ısı transfer yüzeyi; boru sayısı, boru çapı ve boru uzunluğuna bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$A_E = N \pi DL \quad (4.15)$$

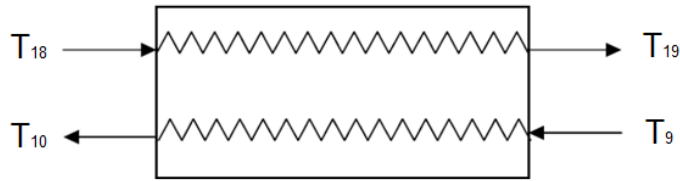
Logaritmik sıcaklık farkı ise Şekil 4.4 dikkate alınarak aşağıdaki eşitlikteki gibi ifade edilir.

$$(\Delta T_{lm})_E = \frac{(T_{18} - T_{10}) - (T_{19} - T_9)}{\ln \frac{(T_{18} - T_{10})}{(T_{19} - T_9)}} \quad (4.16)$$

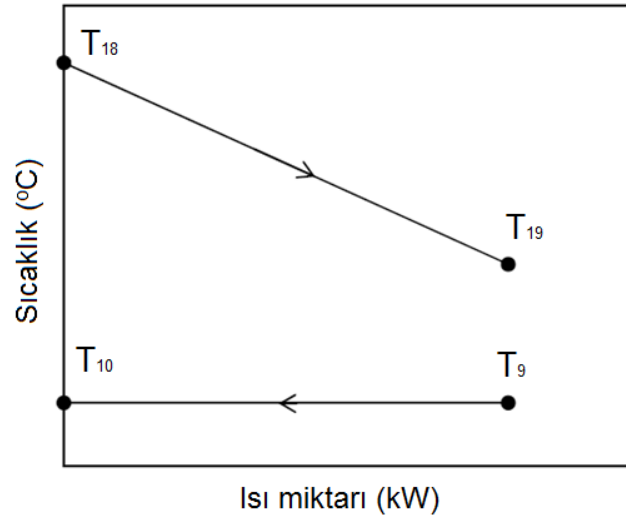
Evaporatörün boyutlarının uygun olması durumunda,

$$K_E A_E (\Delta T_{lm})_E \geq Q_E \quad (4.17)$$

şartı sağlanmalıdır. Boyutlandırma bu eşitlik sağlanana kadar gövde çapı, boru çapı, boru uzunluğu ve boru sayısı değiştirilir. Eşitlik sağlandığında boyutlandırma tamamlanmış olur.



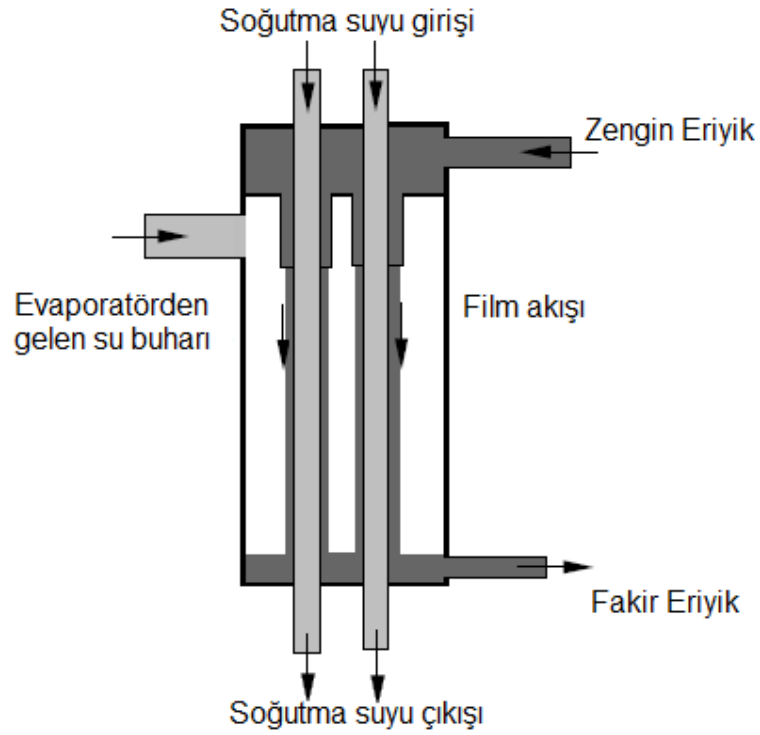
Şekil 4.3 Evaporatörün ters geçişli ısı değiştiricisi olarak gösterimi



Şekil 4.4. Evaporatördeki sıcaklık değişim diyagramı

#### 4.2.2 Absorberin Modeli

Absorber modeli olarak, ters ve tek geçişli gövde-boru tipli bir ısı değiştiricisi modeli seçilmiştir.



Şekil 4.5 Dikey çalışan absorberin şematik olarak gösterimi



Şekil 4.5’de görüldüğü gibi absorber, düşey borular etrafında ince film akışlı olarak düşünülmekte ve boruların içinden soğutma suyunun geçtiği kabul edilmektedir.

Boru içindeki ve dışındaki ısı taşınım katsayıları yukarıda verilen eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır. Absorberde, soğutma suyundan çekilen ısı miktarı, yukarıda verilen termodinamik analizde (3.3) numaralı eşitlik şeklinde ifade edilmiştir. Soğutma suyunun absorberden çekmiş olduğu ısı miktarı Şekil 4.6 yardımıyla:

$$Q_A = \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{15} h_{15} \quad (4.18)$$

veya

$$Q_A = \dot{m}_{su} c_{p,su} (T_{15} - T_{14}) \quad (4.19)$$

olarak yazılabilir. Ayrıca absorber kapasitesi; logaritmik sıcaklık farkı, ısı transfer yüzeyi ve toplam ısı transfer katsayısı arasındaki bağıntı yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$Q_A = K_A A_A (\Delta T_{lm})_A \quad (4.20)$$

Bu eşitlikte ısı transfer yüzeyi; boru sayısı, boru çapı ve boru uzunluğuna bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$A_A = N \pi DL \quad (4.21)$$

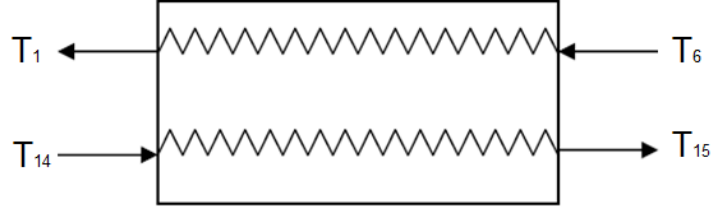
Logaritmik sıcaklık farkı ise Şekil 4.7 dikkate alınarak aşağıdaki eşitlikteki gibi ifade edilir.

$$(\Delta T_{lm})_A = \frac{(T_6 - T_{15}) - (T_1 - T_{14})}{\ln \frac{(T_6 - T_{15})}{(T_1 - T_{14})}} \quad (4.22)$$

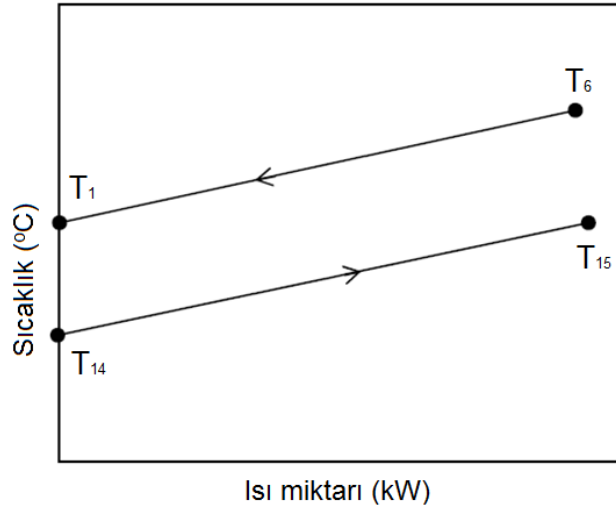
Absorberin boyutlarının uygun olması durumunda aşağıdaki eşitlik sağlanmalıdır.

$$K_A A_A (\Delta T_{lm})_A \geq Q_A \quad (4.23)$$

Boyutlandırmada bu eşitlik sağlanana kadar gövde çapı, boru çapı, boru uzunluğu ve boru sayısı değiştirilir. Eşitlik sağlandığında boyutlandırma tamamlanmış olur.



Şekil 4.6 Absorberin ters geçişli ısı değiştiricisi olarak gösterimi



Şekil 4.7 Absorberdeki sıcaklık değişim diyagramı

#### 4.2.3 Generatörün Modeli

Generatör modeli olarak; sıcak su veya buhar ısıtmalı ters geçişli, gövde boru tipli bir ısı değiştiricisi seçilmiştir. Generatörde; boru içinden sıcak suyun veya buharın geçtiği, boru dışından ise fakir eriyiğin geçtiği kabul edilmiştir. Bu durumda kaynama olayı boru dışında meydana gelmektedir. Boru dışında olan kaynama, su buharının eriyik içinden ayrılması yani buharlaşması şeklindedir. Boru içindeki ve dışındaki ısı taşınım katsayıları yukarıda verilen eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır. Generatörde, soğutucu akışkan buharının birim zamanda verdiği ısı miktarı yukarıda verilen termodinamik analizde (3.6) numaralı eşitlik şeklinde ifade edilmiştir.

Isıtma suyunun generatöre vermiş olduğu ısı miktarı Şekil 4.8 yardımıyla:

$$Q_G = \dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_{13}h_{13} \quad (4.24)$$

veya

$$Q_G = \dot{m}_{su}c_{p,su}(T_{12} - T_{13}) \quad (4.25)$$

olarak yazılabilir. Ayrıca generatör kapasitesi; logaritmik sıcaklık farkı, ısı transfer yüzeyi ve toplam ısı transfer katsayısı arasındaki bağıntı yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$Q_G = K_G A_G (\Delta T_{lm})_G \quad (4.26)$$

Bu eşitlikte ısı transfer yüzeyi; boru sayısı, boru çapı ve boru uzunluğuna bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$A_G = N \pi D L \quad (4.27)$$

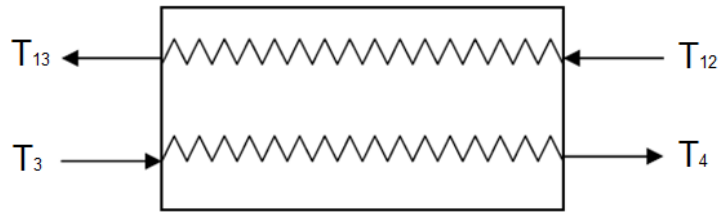
Logaritmik sıcaklık farkı ise Şekil 4.9 dikkate alınarak aşağıdaki eşitlikteki gibi ifade edilir.

$$(\Delta T_{lm})_G = \frac{(T_{12} - T_4) - (T_{13} - T_3)}{\ln \frac{(T_{12} - T_4)}{(T_{13} - T_3)}} \quad (4.28)$$

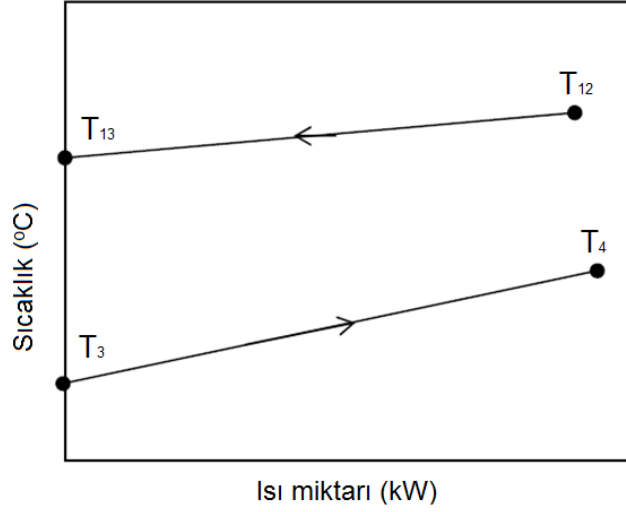
Generatörün boyutlarının uygun olması durumunda aşağıdaki eşitlik sağlanmalıdır.

$$K_G A_G (\Delta T_{lm})_G \geq Q_G \quad (4.29)$$

Boyutlandırmada bu eşitlik sağlanana kadar gövde çapı, boru çapı, boru uzunluğu ve boru sayısı değiştirilir. Eşitlik sağlandığında boyutlandırma tamamlanmış olur.



Şekil 4.8 Generatörün ters geçişli ısı değiştiricisi olarak gösterimi



Şekil 4.9 Generatörün sıcaklık değişim diyagramı

#### 4.2.4 Kondenserin Modeli

Kondenser olarak, ters ve tek geçişli gövde-boru tipli bir ısı değiştiricisi modeli seçilmiştir. Kondenserde; yoğuşmanın borular dışında olduğu, soğutma suyunun ise boru içinden geçtiği kabul edilmiştir. Boru içindeki ve dışındaki ısı taşınım katsayıları yukarıda verilen eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır. Kondenserde, soğutucu akışkan buharının birim zamanda verdiği ısı miktarı yukarıda verilen termodinamik analizde (3.9) numaralı eşitlik şeklinde ifade edilmiştir.

Soğutma suyunun kondenserden çekmiş olduğu ısı miktarı Şekil 4.10 yardımıyla:

$$Q_K = \dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_{17} h_{17} \quad (4.30)$$

veya

$$Q_K = \dot{m}_{su} c_{p,su} (T_{17} - T_{16}) \quad (4.31)$$

olarak yazılabilir. Ayrıca kondenser kapasitesi; logaritmik sıcaklık farkı, ısı transfer yüzeyi ve toplam ısı transfer katsayısı arasındaki bağıntı yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$Q_K = K_K A_K (\Delta T_{lm})_K \quad (4.32)$$

Bu eşitlikte ısı transfer yüzeyi; boru sayısı, boru çapı ve boru uzunluğuna bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$A_K = N \pi D L \quad (4.33)$$

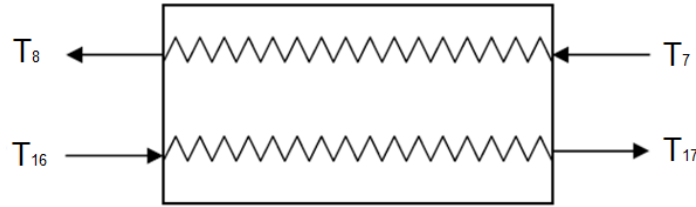
Logaritmik sıcaklık farkı ise Şekil 4.11 dikkate alınarak aşağıdaki eşitlikteki gibi ifade edilir.

$$(\Delta T_{lm})_K = \frac{(T_{16} - T_8) - (T_{17} - T_8)}{\ln \frac{(T_{16} - T_8)}{(T_{17} - T_8)}} \quad (4.34)$$

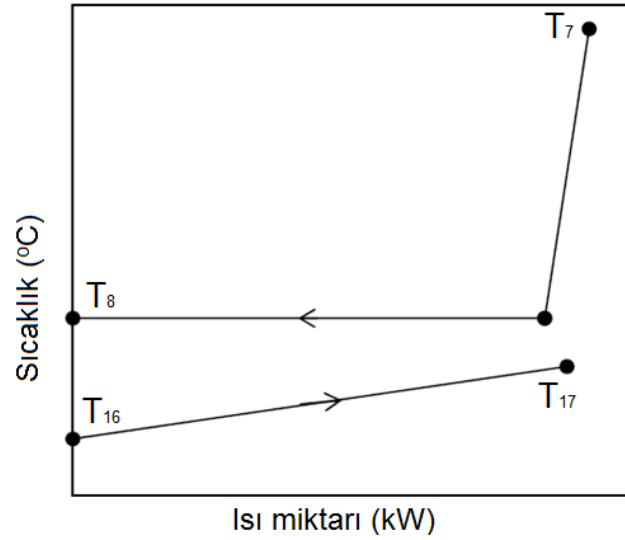
Kondenser boyutlarının uygun olması durumunda aşağıdaki eşitlik sağlanmalıdır.

$$K_K A_K (\Delta T_{lm})_K \geq Q_K \quad (4.35)$$

Boyutlandırmada bu eşitlik sağlanana kadar gövde çapı, boru çapı, boru uzunluğu ve boru sayısı değiştirilir. Eşitlik sağlandığında boyutlandırma tamamlanmış olur.



Şekil 4.10 Kondenserin ters geçişli ısı değiştiricisi olarak gösterimi



Şekil 4.11 Kondenserin sıcaklık değişim diyagramı

#### 4.2.5 Eriyik Isı Değiştiricinin Modeli

Eriyik ısı değiştirici olarak, ters ve tek geçişli gövde-boru tipli bir ısı değiştiricisi modeli seçilmiştir. Eriyik ısı değiştiricisinde; fakir eriyiğin boruların dışında olduğu, zengin eriyiğin ise boru içinden geçtiği kabul edilmiştir. Boru içindeki ve dışındaki ısı taşınım katsayıları yukarıda verilen eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır. Eriyik ısı değiştiricisindeki enerji dengesi yukarıda verilen termodinamik analizde (3.17) numaralı eşitlik şeklinde ifade edilmiştir.

Ayrıca eriyik ısı değiştiricisi kapasitesi; logaritmik sıcaklık farkı, ısı transfer yüzeyi ve toplam ısı transfer katsayısı arasındaki bağıntı yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$Q_{EID} = K_{EID} A_{EID} (\Delta T_{lm})_{EID} \quad (4.36)$$

Bu eşitlikte ısı transfer yüzeyi; boru sayısı, boru çapı ve boru uzunluğuna bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$A_{EID} = N \pi DL \quad (4.37)$$

Logaritmik sıcaklık farkı ise Şekil 4.13 dikkate alınarak aşağıdaki eşitlikteki gibi ifade edilir.

$$(\Delta T_{lm})_{EID} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln \frac{(T_4 - T_3)}{(T_5 - T_2)}} \quad (4.38)$$

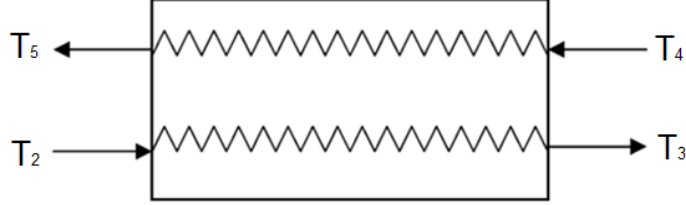
Eriyik ısı değiştiricisinin etkinliği Şekil 4.12 dikkate alınarak aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$\varepsilon = \frac{(T_4 - T_5)}{(T_4 - T_2)} \quad (4.39)$$

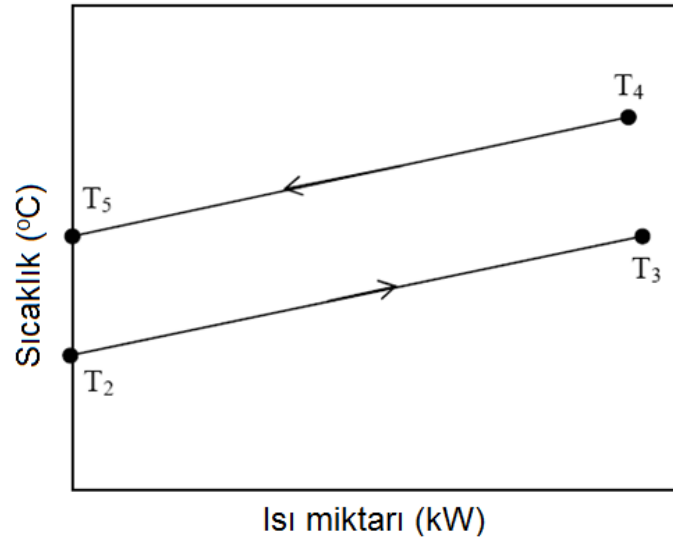
Eriyik ısı değiştiricisinin boyutlarının uygun olması durumunda aşağıdaki eşitlik sağlanmalıdır.

$$K_{EID} A_{EID} (\Delta T_{lm})_{EID} \geq Q_{EID} \quad (4.40)$$

Boyutlandırmada bu eşitlik sağlanana kadar gövde çapı, boru çapı, boru uzunluğu ve boru sayısı değiştirilir. Eşitlik sağlandığında boyutlandırma tamamlanmış olur.



Şekil 4.12 Eriyik ısı değiştiricisinin ters geçişli olarak gösterimi



Şekil 4.13 Eriyik ısı değiştiricisinde sıcaklık değişim diyagramı

#### 4.2.6 Eriyik Pompası Modeli

Absorbsiyonlu sistemlerde, diğer sistem elemanlarının yanında genellikle ihmal edilen bir eleman olan pompa gücü için yukarıda verilen termodinamik analizde (3.20) numaralı eşitlik şeklinde ifade edilmiştir.

Ayrıca pompanın verimine bağlı aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$W = \frac{\dot{m}_1 v (P_2 - P_1)}{\eta_p} \quad (4.41)$$

#### **4.2.7 Genleşme Valfinin Modeli**

Soğutma sistemlerinde kullanılan genleşme valfleri, genellikle termostatik genişleme valfleridir. İdeal olarak izole edilmiş termostatik genleşme valflerinde entalpinin sabit kaldığı söylenebilir. Eriyik genleşme valfi için termodinamik analizde verilen (3.23) numaralı eşitlik şeklinde ifade edilmiştir.

Soğutkan genleşme valfi için de yine yukarıda verilen termodinamik analizde (3.26) numaralı eşitlik şeklinde ifade edilmiştir.

#### **4.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Boyutlandırılması**

LiBr –H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sistemin elemanlarının boyutlandırılmasında, sistemin termodinamik hesaplamalarında (Bölüm 3.3'e bakınız) verilen eşitliklerin yanında, sistemin modellenmesinde (Bölüm 4.2'e bakınız) verilen denklemler kullanılmıştır.

Sistemin tüm elemanlarının boyutlandırılabilmesi amacıyla ısı transfer hesaplamalarında yararlanılan eşitlikler, her bir sistem elemanına uygulanmış ve evaporatör, absorber, generatör, kondenser ve eriyik ısı değiştirici için hesaplama algoritması hazırlanmıştır.

Sistem elemanlarının boyutlandırılmasında, termodinamik analiz bölümünde (Bölüm 3.1'e bakınız) hesaplanan kapasite değerleri dikkate alınmış ve bu kapasiteleri sağlayan ısı transfer alanları, toplam ısı transfer katsayıları ve logaritmik sıcaklık farkı dikkate alınarak hesaplanmıştır. Her bir sistem elemanının ısı transfer alanı için gövde çapı, boru çapı ve boru sayısı hazırlanan hesaplama algoritmasında değiştirilmiş ve uygun boru uzunluğu değerleri hesaplanmıştır.



### 4.3.1 Evaporatörün Boyutlandırılması

Evaporatör, gövde-boru tipli ısı değiştirici olarak tasarlanmıştır. Evaporatörde kullanılacak boru malzemesi bakır olarak seçilmiştir. Hesaplamalarda izlenen işlem adımları, yapılan ön kabuller ve hesaplama sonuçları aşağıda özetlenmiştir.

Tablo 4.1 Evaporatörün boyutlandırılmasında yapılan ön kabuller

Parametre	Sembol	Değeri
Evaporatör kapasitesi	$Q_E$	7,5 kW
Soğutulan su giriş sıcaklığı	$T_{18}$	19,5 °C
Soğutulan suyun debisi	$\dot{m}$	0,3 kg s <sup>-1</sup>
Evaporatörde bulunacak boru iç çapı	$D_i$	8,1 mm
Evaporatörde bulunacak boru dış çapı	$D_d$	9,5 mm
Evaporatör kovan çapı (gövde iç çapı)	$D_k$	181 mm
Evaporatörde bulunacak boru sayısı	$N$	60 adet

Evaporatörde soğutulan suyun çıkış sıcaklığı sırasıyla (4.12) ve (4.13) numaralı eşitlikler yardımıyla;  $T_{19} = 13,52$  °C bulunmuştur. Logaritmik sıcaklık farkı (4.16) numaralı eşitlik ile  $(\Delta T_{lm})_E = 10,217$  °C hesaplanmıştır. Toplam ısı transfer katsayısının bulunabilmesi için soğutulan suyun boru içindeki ve soğutma suyunun boru dışındaki hesaplanan değerleri sırasıyla Tablo 4.2 ve Tablo 4.3'de verilmiştir.

Tablo 4.2 Soğutulan suyun boru içi akış parametreleri

Boru İçindeki Akış	Simge	Kullanılan Eşitlik	Hesaplanan Değer
Ortalama sıcaklık	$T_{ort, i}$	$(T_{18} + T_{19}) / 2$	16,51 °C
Isı iletim katsayısı	$k_i$	3.40	0,5903 W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Yoğunluk	$\rho_{su, i}$	3.41	1000,452 kg m <sup>-3</sup>
Mutlak viskozite	$\mu_i$	3.42	0,0011 kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup>
Kinematik viskozite	$\nu_i$	3.43	1,104 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>
Özgöl ısı	$c_{p, i}$	3.44	4,185 kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Prandtl sayısı	$Pr_i$	4.8	7,84
Reynolds sayısı	$Re_i$	4.9	710,967
Ortalama hız	$V_i$	4.10	0,097 m s <sup>-1</sup>
Nusselt sayısı	$Nu_i$	4.3	6,35
Isı taşınım katsayısı	$h_i$	$h_i = (Nu_i k_i) / D_i$	462,76 W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup>

Tablo 4.3 Soğutma suyunun boru dışı akış parametreleri

Boru Dışındaki Akış	Simge	Kullanılan Eşitlik	Hesaplanan Değer
Ortalama sıcaklık	$T_{ort,d}$	$(T_9 + T_{10}) / 2$	6 °C
Isı iletim katsayısı	$k_d$	3.40	0,5974 W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Yoğunluk	$\rho_{su,d}$	3.41	1001,981 kg m <sup>-3</sup>
Mutlak viskozite	$\mu_d$	3.42	0,0015 kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup>
Kinematik viskozite	$\nu_d$	3.43	1,489 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>
Özgül ısı	$c_{p,d}$	3.44	4,202 kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Ortalama hız	$V_d$	4.11	0,00015 m s <sup>-1</sup>
Reynolds sayısı	$Re_d$	4.9	3518,194
Film kalınlığı	$\delta$	4.7	0,0013 m
Isı taşınım katsayısı	$h_d$	4.6	2132,387 W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup>

Boru ortalama sıcaklığı,  $T_{ort,b} = (T_{ort,i} + T_{ort,d}) / 2 = 11,25$  °C

Kullanılması düşünülen bakır borunun ısı iletim katsayısı, Florides ve ark. (2003) tarafından yapılan çalışmadan alınan aşağıdaki eşitlik yardımıyla;

$$k_b = 4,583333 \cdot 10^{-9} (T)^4 - 2,916667 \cdot 10^{-6} (T)^3 + 6,541667 \cdot 10^{-4} (T)^2 - 0,1108333 (T) + 386 \quad (4.42)$$

$T = T_{ort,b}$  için ısı iletim katsayısı;  $k_b = 384,83$  W m<sup>-1</sup> °C<sup>-1</sup> olarak hesaplanmıştır.

Boru içi ve dışı kirlilik faktörü her bir sistem elemanında  $F_i = F_d = 0,0009$  m<sup>2</sup> °C W<sup>-1</sup> olarak alınmıştır (Florides ve ark. 2003).

Toplam ısı transfer katsayısı eşitlik (4.2) kullanılarak;  $U_E = 312,408$  W m<sup>-2</sup> °C<sup>-1</sup> olarak bulunmuştur.

Isı transfer alanı eşitlik (4.14) kullanılarak;  $A_E = 1,807$  m<sup>2</sup> olarak bulunmuştur.

Evaporatör boyu eşitlik (4.15) kullanılarak;  $L_E = 1,009$  m olarak bulunmuştur.

### 4.3.2 Absorberin Boyutlandırılması

Absorber, gövde-boru tipli ısı değiştirici olarak tasarlanmıştır. Absorberde kullanılacak boru malzemesi paslanmaz elik olarak seçilmiştir. Absorber kapasitesi seilen evaporatör kapasitesine uygun olarak eşitlik (3.3) kullanılarak elde edilmiştir.

Tablo 4.4 Absorberin boyutlandırılmasında yapılan ön kabuller

Parametre	Sembol	Değeri
Absorber kapasitesi	$Q_A$	10,05 kW
Soğuma suyu giriş sıcaklığı	$T_{14}$	27 °C
Soğutma suyu debisi	$\dot{m}$	0,5 kg s <sup>-1</sup>
Absorberde bulunacak boru iç apı	$D_i$	8,1 mm
Absorberde bulunacak boru dış apı	$D_d$	9,5 mm
Absorberde kovan çapı (gövde i apı)	$D_k$	156 mm
Absorberde bulunacak boru sayısı	$N$	44 adet

Absorberde soğutma suyunun çıkış sıcaklığı sırasıyla (4.18) ve (4.19) numaralı eşitlikler yardımıyla;  $T_{15} = 31,81$  °C bulunmuştur. Logaritmik sıcaklık farkı (4.22) numaralı eşitlik ile  $(\Delta T_{lm})_A = 10,078$  °C hesaplanmıştır. Toplam ısı transfer katsayısının bulunabilmesi için soğutma suyunun boru içindeki ve LiBr– H<sub>2</sub>O eriyiğinin boru dışındaki hesaplanan değerleri sırasıyla Tablo 4.5 ve Tablo 4.6'de verilmiştir.

Tablo 4.5 Soğutma suyunun boru içi akış parametreleri

Boru İçindeki Akış	Simge	Kullanılan Eşitlik	Hesaplanan Değer
Ortalama sıcaklık	$T_{ort, i}$	$(T_{14} + T_{15}) / 2$	29,41 °C
Isı iletim katsayısı	$k_i$	3.40	0,6129 W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Yoğunluk	$\rho_{su, i}$	3.41	997,035 kg m <sup>-3</sup>
Mutlak viskozite	$\mu_i$	3.42	0,0008 kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup>
Kinematik viskozite	$\nu_i$	3.43	8,064 10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>
Özgöl ısı	$c_{p, i}$	3.44	4,176 kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Prandtl sayısı	$Pr_i$	4.8	5,49
Reynolds sayısı	$Re_i$	4.9	2218,948
Ortalama hız	$V_i$	4.10	0,221 m s <sup>-1</sup>
Nusselt sayısı	$Nu_i$	4.3	31,22
Isı taşınım katsayısı	$h_i$	$h_i = (Nu_i k_i) / D_i$	2362,92 W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup>

Tablo 4.6 LiBr – H<sub>2</sub>O eriyiğinin boru dışı akış parametreleri

Boru Dışındaki Akış	Simge	Kullanılan Eşitlik	Hesaplanan Değer
Ortalama sıcaklık	$T_{ort,d}$	$(T_1 + T_6) / 2$	39,68 °C
Yoğunluk (giriş)	$\rho_{e,d}$	3.31	1718,23 kg m <sup>-3</sup>
Yoğunluk (çıkış)	$\rho_{e,d}$	3.31	1617,63 kg m <sup>-3</sup>
Mutlak viskozite (giriş)	$\mu_d$	3.32	0,0065 kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup>
Mutlak viskozite (çıkış)	$\mu_d$	3.32	0,0035 kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup>
Özgül ısı (giriş)	$c_{p,d}$	3.33	2,507 kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Özgül ısı (çıkış)	$c_{p,d}$	3.33	1,926 kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Isı iletim katsayısı (giriş)	$k_d$	3.34	0,4358 W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Isı iletim katsayısı (çıkış)	$k_d$	3.34	0,4602 W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Prandtl sayısı (giriş)	$Pr_d$	4.8	31,11
Prandtl sayısı (çıkış)	$Pr_d$	4.8	14,66
Reynolds sayısı	$Re_d$	4.9	286,954
Ortalama hız	$V_d$	4.11	0,544 m s <sup>-1</sup>
Film kalınlığı	$\delta$	4.7	0,0007 m
Isı taşınım katsayısı	$h_d$	4.6	1113,213 W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup>

$$\text{Boru ortalama sıcaklığı, } T_{ort,b} = (T_{ort,i} + T_{ort,d}) / 2 = 34,54 \text{ °C}$$

Kullanılması düşünülen AISI 304L paslanmaz çelik borunun ısı iletim katsayısı, Assael ve Gialou (2003) tarafından yapılan çalışmadan alınan aşağıdaki eşitlik yardımıyla;

$$k_p = k_p(298,15\text{K}) \sum_i A_i \left( \frac{T_{ort,b} + 273,15}{298,15} \right)^i \quad (4.43)$$

$$k_p(298,15 \text{ K}) (\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}) = 14,22, A_0 = 0,3989, A_1 = 0,7200, A_2 = -0,1188$$

$T = T_{ort,b}$  için ısı iletim katsayısı;  $k_p = 14,44 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$  olarak hesaplanmıştır.

Toplam ısı transfer katsayısı eşitlik (4.2) kullanılarak;  $U_A = 608,770 \text{ W m}^{-2} \text{ °C}^{-1}$  olarak bulunmuştur.

Isı transfer alanı eşitlik (4.20) kullanılarak;  $A_A = 1,259 \text{ m}^2$  olarak bulunmuştur.

Absorber boyu eşitlik (4.21) kullanılarak;  $L_A = 0,959 \text{ m}$  olarak bulunmuştur.

### 4.3.3 Generatörün Boyutlandırılması

Generatör, gövde-boru tipli ısı değiştirici olarak tasarlanmıştır. Generatörde kullanılacak boru malzemesi paslanmaz elik olarak seçilmiştir. Generatör kapasitesi seilen evaporatör kapasitesine uygun olarak eşitlik (3.6) kullanılarak elde edilmiştir.

Tablo 4.7 Generatörün boyutlandırılmasında yapılan ön kabuller

Parametre	Sembol	Değeri
Generatör kapasitesi	$Q_G$	10,63 kW
Sıcak su giriş sıcaklığı	$T_{12}$	95 °C
Sıcak suyun debisi	$\dot{m}$	0,5 kg s <sup>-1</sup>
Generatörde bulunacak boru iç apı	$D_i$	11 mm
Generatörde bulunacak boru dış apı	$D_d$	19,044 mm
Generatörde kovan çapı (gövde i apı)	$D_k$	181 mm
Generatörde bulunacak boru sayısı	$N$	36 adet

Generatörde sıcak suyun çıkış sıcaklığı sırasıyla (4.24) ve (4.25) numaralı eşitlikler yardımıyla;  $T_{13} = 89,91$  °C bulunmuştur. Logaritmik sıcaklık farkı (4.28) numaralı eşitlik ile  $(\Delta T_{ln})_G = 12,40$  °C hesaplanmıştır. Toplam ısı transfer katsayısının bulunabilmesi için sıcak suyun boru içindeki ve LiBr– H<sub>2</sub>O eriyiğinin boru dışındaki hesaplanan değerleri sırasıyla Tablo 4.8 ve Tablo 4.9'da verilmiştir.

Tablo 4.8 Sıcak suyun boru içi akış parametreleri

Boru İçindeki Akış	Simge	Kullanılan Eşitlik	Hesaplanan Değer
Ortalama sıcaklık	$T_{ort, i}$	$(T_{12} + T_{13}) / 2$	92,46 °C
Isı iletim katsayısı	$k_i$	3.40	0,6762 W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Yoğunluk	$\rho_{su, i}$	3.41	962,317 kg m <sup>-3</sup>
Mutlak viskozite	$\mu_i$	3.42	0,0003 kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup>
Kinematik viskozite	$\nu_i$	3.43	3,091 10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>
Özgöl ısı	$c_{p, i}$	3.44	4,207 kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Prandtl sayısı	$Pr_i$	4.8	1,86
Reynolds sayısı	$Re_i$	4.9	5387,548
Ortalama hız	$V_i$	4.10	0,152 m s <sup>-1</sup>
Nusselt sayısı	$Nu_i$	4.3	31,157
Isı taşınım katsayısı	$h_i$	$h_i = (Nu_i k_i) / D_i$	1750,64 W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup>

Tablo 4.9 LiBr – H<sub>2</sub>O eriyiğinin boru dışı akış parametreleri

Boru Dışındaki Akış	Simge	Kullanılan Eşitlik	Hesaplanan Değer
Ortalama sıcaklık	$T_{ort,d}$	$(T_3 + T_4) / 2$	77,5 °C
Yoğunluk (giriş)	$\rho_{e,d}$	3.31	1675,58 kg m <sup>-3</sup>
Yoğunluk (çıkış)	$\rho_{e,d}$	3.31	1593,12 kg m <sup>-3</sup>
Mutlak viskozite (giriş)	$\mu_d$	3.32	0,0023 kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup>
Mutlak viskozite (çıkış)	$\mu_d$	3.32	0,0019 kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup>
Özgül ısı (giriş)	$c_{p,d}$	3.33	2,507 kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Özgül ısı (çıkış)	$c_{p,d}$	3.33	1,926 kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Isı iletim katsayısı (giriş)	$k_d$	3.34	0,4908 W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Isı iletim katsayısı (çıkış)	$k_d$	3.34	0,4942 W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Prandtl sayısı (giriş)	$Pr_d$	4.8	9,67
Prandtl sayısı (çıkış)	$Pr_d$	4.8	7,64
Reynolds sayısı	$Re_d$	4.9	272,32
Ortalama hız	$V_d$	4.11	0,609 m s <sup>-1</sup>
Nusselt sayısı	$Nu_d$	4.4	7,073
Isı taşınım katsayısı	$h_d$	$h_d = (Nu_d k_d) / D_d$	928,278 W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup>

$$\text{Boru ortalama sıcaklığı, } T_{ort,b} = (T_{ort,i} + T_{ort,d}) / 2 = 84,98 \text{ °C}$$

Kullanılması düşünülen AISI 304L paslanmaz çelik borunun ısı iletim katsayısı, Assael ve Gialou (2003) tarafından yapılan çalışmadan alınan aşağıdaki eşitlik yardımıyla;

$$k_p = k_p(298,15K) \sum_i A_i \left( \frac{T_{ort,b} + 273,15}{298,15} \right)^i \quad (4.43)$$

$$k_p(298,15 K) (\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}) = 14,22, A_0 = 0,3989, A_1 = 0,7200, A_2 = -0,1188$$

$T = T_{ort,b}$  için ısı iletim katsayısı;  $k_p = 15,53 \text{ W m}^{-1} \text{K}^{-1}$  olarak hesaplanmıştır.

Toplam ısı transfer katsayısı eşitlik (4.2) kullanılarak;  $U_G = 377,576 \text{ W m}^{-2} \text{ °C}^{-1}$  olarak bulunmuştur.

Isı transfer alanı eşitlik (4.20) kullanılarak;  $A_G = 2,271 \text{ m}^2$  olarak bulunmuştur.

Generatör boyu eşitlik (4.21) kullanılarak;  $L_G = 1,054 \text{ m}$  olarak bulunmuştur.

#### 4.3.4 Kondenserin Boyutlandırılması

Kondenser, gövde-boru tipli ısı değiştirici olarak tasarlanmıştır. Kondenserde kullanılacak boru malzemesi bakır olarak seğilmiştir. Kondenser kapasitesi seçilen evaporatör kapasitesine uygun olarak eşitlik (3.9) kullanılarak elde edilmiştir.

Tablo 4.10 Kondenserin boyutlandırılmasında yapılan ön kabuller

Parametre	Sembol	Değeri
Kondenser kapasitesi	$Q_K$	8,07 kW
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	$T_{16}$	30,85 °C
Sıcak suyun debisi	$\dot{m}$	0,5 kg s <sup>-1</sup>
Kondenserde bulunacak boru iç apı	$D_i$	11 mm
Kondenserde bulunacak boru dış apı	$D_d$	19,044 mm
Kondenserde kovan çapı (gövde i apı)	$D_k$	131 mm
Kondenserde bulunacak boru sayısı	$N$	16 adet

Kondenserde soğutma suyu çıkış sıcaklığı sırasıyla (4.30) ve (4.31) numaralı eşitlikler yardımıyla;  $T_{17} = 34,72$  °C bulunmuştur. Logaritmik sıcaklık farkı (4.34) numaralı eşitlik ile  $(\Delta T_{lm})_K = 11,43$  °C hesaplanmıştır. Toplam ısı transfer katsayısının bulunabilmesi için soğutma suyunun boru içindeki ve kızgın su buharının boru dışındaki hesaplanan değerleri sırasıyla Tablo 4.11 ve Tablo 4.12'de verilmiştir.

Tablo 4.11 Soğutma suyunun boru içi akış parametreleri

Boru İçindeki Akış	Simge	Kullanılan Eşitlik	Hesaplanan Değer
Ortalama sıcaklık	$T_{ort, i}$	$(T_{16} + T_{17}) / 2$	32,78 °C
Isı iletim katsayısı	$k_i$	3.40	0,6181 W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Yoğunluk	$\rho_{su, i}$	3.41	995,883 kg m <sup>-3</sup>
Mutlak viskozite	$\mu_i$	3.42	0,0007 kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup>
Kinematik viskozite	$\nu_i$	3.43	7,51 10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>
Özgöl ısı	$c_{p, i}$	3.44	4,177 kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Prandtl sayısı	$Pr_i$	4.8	5,06
Reynolds sayısı	$Re_i$	4.9	4829,973
Ortalama hız	$V_i$	4.10	0,33 m s <sup>-1</sup>
Nusselt sayısı	$Nu_i$	4.3	42,303
Isı taşınım katsayısı	$h_i$	$h_i = (Nu_i k_i) / D_i$	2376,911 W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup>

Tablo 4.12 Kızgın su buharının boru dışı akış parametreleri

Boru Dışındaki Akış	Simge	Kullanılan Eşitlik	Hesaplanan Değer
Ortalama sıcaklık	$T_{ort,d}$	$T_g$	44,3 °C
Isı iletim katsayısı	$k_d$	3.40	0,6336 W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Yoğunluk	$\rho_{su,d}$	3.41	991,215 kg m <sup>-3</sup>
Mutlak viskozite	$\mu_d$	3.42	0,0006 kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup>
Kinematik viskozite	$\nu_d$	3.43	6,081 10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>
Özgül ısı	$c_{p,d}$	3.44	4,178 kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Yoğuşma gizli ısı	$h_{fg,d}$	3.37	2395,895 kJ kg <sup>-1</sup>
Buhar yoğunluğu	$\rho_{b,d}$	3.38	0,0639 kg m <sup>-3</sup>
Isı taşınım katsayısı	$h_d$	4.5	2132,387 W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup>

$$\text{Boru ortalama sıcaklığı, } T_{ort,b} = (T_{ort,i} + T_{ort,d}) / 2 = 38,55 \text{ °C}$$

Kullanılması düşünülen bakır borunun ısı iletim katsayısı, Florides ve ark. (2003) tarafından yapılan çalışmadan alınan aşağıdaki eşitlik yardımıyla;

$$k_b = 4,583333 \cdot 10^{-9} (T)^4 - 2,916667 \cdot 10^{-6} (T)^3 + 6,541667 \cdot 10^{-4} (T)^2 - 0,1108333 (T) + 386 \quad (4.42)$$

$T = T_{ort,b}$  için ısı iletim katsayısı;  $k_b = 382,54 \text{ W m}^{-1} \text{ °C}^{-1}$  olarak hesaplanmıştır.

Toplam ısı transfer katsayısı eşitlik (4.2) kullanılarak;  $U_K = 923,850 \text{ W m}^{-2} \text{ °C}^{-1}$  olarak bulunmuştur.

Isı transfer alanı eşitlik (4.32) kullanılarak;  $A_K = 0,588 \text{ m}^2$  olarak bulunmuştur.

Kondenser boyu eşitlik (4.33) kullanılarak;  $L_K = 0,614 \text{ m}$  olarak bulunmuştur.



### 4.3.5 Eriyik Isı Değiştiricisinin Boyutlandırılması

Eriyik ısı değiştirici, gövde-boru tipli ısı değiştirici olarak tasarlanmıştır ve kullanılacak boru malzemesi paslanmaz çelik olarak seçilmiştir. Eriyik ısı değiştirici kapasitesi, evaporatör kapasitesine uygun olarak eşitlik (3.17) kullanılarak elde edilmiştir.

Tablo 4.13 Eriyik ısı değiştiricisinin boyutlandırılmasında yapılan ön kabuller

Parametre	Sembol	Değeri
Eriyik ısı değiştiricisi kapasitesi	$Q_{EID}$	2,47 kW
Zengin eriyik giriş ve çıkış sıcaklığı	$T_4 - T_5$	90 °C - 54,8 °C
Fakir eriyik giriş ve çıkış sıcaklığı	$T_2 - T_3$	34,9 °C - 65 °C
Eriyik ısı değiştiricisinde bulunacak boru iç çapı	$D_i$	11 mm
Eriyik ısı değiştiricisinde bulunacak boru dış çapı	$D_d$	19,044 mm
Eriyik ısı değiştiricisinde kovan çapı	$D_k$	131 mm
Eriyik ısı değiştiricisinde bulunacak boru sayısı	$N$	24 adet

Eriyik ısı değiştiricisinde logaritmik sıcaklık farkı (4.28) numaralı eşitlik yardımıyla  $(\Delta T_{lm})_{EID} = 22,35$  °C hesaplanmıştır. Toplam ısı transfer katsayısının bulunabilmesi için zengin eriyiğin boru içindeki ve fakir eriyiğinin boru dışındaki hesaplanan değerleri sırasıyla Tablo 4.14 ve Tablo 4.15'de verilmiştir.

Tablo 4.14 LiBr – H<sub>2</sub>O zengin eriyiğinin boru içi akış parametreleri

Boru İçindeki Akış	Simge	Kullanılan Eşitlik	Hesaplanan Değer
Ortalama sıcaklık	$T_{ort,i}$	$(T_4 + T_5) / 2$	72,37 °C
Yoğunluk	$\rho_{e,i}$	3.31	1689,16 kg m <sup>-3</sup>
Mutlak viskozite	$\mu_i$	3.32	0,0030 kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup>
Özgül ısı	$c_{p,i}$	3.33	1,926 kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Isı iletim katsayısı	$k_i$	3.34	0,4733 W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Prandtl sayısı	$Pr_i$	4.8	12,39
Reynolds sayısı	$Re_i$	4.9	57,58
Ortalama hız	$V_i$	4.10	0,01 m s <sup>-1</sup>
Nusselt sayısı	$Nu_i$	4.3	4,931
Isı taşınım katsayısı	$h_i$	$h_i = (Nu_i k_i) / D_i$	212,197 W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup>

Tablo 4.15 LiBr – H<sub>2</sub>O fakir eriyiğinin boru dışı akış parametreleri

Boru Dışındaki Akış	Simge	Kullanılan Eşitlik	Hesaplanan Değer
Ortalama sıcaklık	$T_{ort,d}$	$(T_2 + T_3) / 2$	49,92 °C
Yoğunluk	$\rho_{e,d}$	3.31	1610,948 kg m <sup>-3</sup>
Mutlak viskozite	$\mu_d$	3.32	0,0029 kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup>
Özgül ısı	$c_{p,d}$	3.33	1,926 kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Isı iletim katsayısı	$k_d$	3.34	0,4694 W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
Prandtl sayısı	$Pr_d$	4.8	12,05
Reynolds sayısı	$Re_d$	4.9	273,596
Ortalama hız	$V_d$	4.11	0,0035 m s <sup>-1</sup>
Nusselt sayısı	$Nu_d$	4.3	13,19
Isı taşınım katsayısı	$h_d$	$h_d = (Nu_d k_d) / D_d$	187,18 W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup>

$$\text{Boru ortalama sıcaklığı, } T_{ort,b} = (T_{ort,i} + T_{ort,d}) / 2 = 61,15 \text{ °C}$$

Kullanılması düşünülen AISI 304L paslanmaz çelik borunun ısı iletim katsayısı, Assael ve Gialou (2003) tarafından yapılan çalışmadan alınan aşağıdaki eşitlik yardımıyla;

$$k_p = k_p(298,15K) \sum_i A_i \left( \frac{T_{ort,b} + 273,15}{298,15} \right)^i \quad (4.43)$$

$$k_p(298,15 K) (\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}) = 14,22, A_0 = 0,3989, A_1 = 0,7200, A_2 = -0,1188$$

$T = T_{ort,b}$  için ısı iletim katsayısı;  $k_p = 15,03 \text{ W m}^{-1} \text{K}^{-1}$  olarak hesaplanmıştır.

Toplam ısı transfer katsayısı eşitlik (4.2) kullanılarak;  $U_{EID} = 71,143 \text{ W m}^{-2} \text{ °C}^{-1}$  olarak bulunmuştur.

Isı transfer alanı eşitlik (4.36) kullanılarak;  $A_{EID} = 1,554 \text{ m}^2$  olarak bulunmuştur.

Eriyik ısı değiştiricisi boyu eşitlik (4.37) kullanılarak;  $L_{EID} = 1,08 \text{ m}$  olarak bulunmuştur.

#### 4.4. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı

LiBr –H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sistemin elemanlarının tasarımında, sistemin boyutlandırılmasında (Bölüm 4.3'e bakınız) elde edilen veriler kullanılmıştır.

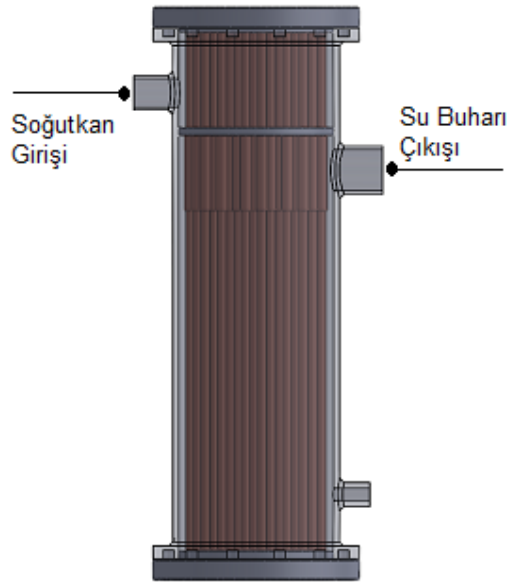
##### 4.4.1 Evaporatörün Tasarımı

Evaporatör, gövde-boru tipli ısı değiştirici olarak tasarlanmıştır. Evaporatör, kondenserden gelen sıvı soğutucu akışkanın buharlaşırken bulunduğu ortamdan ısıyı çektiği ve soğutma etkisinin meydana getirildiği kısımdır. Evaporatörün standart üretime uygun belirlenen tasarım parametreleri Tablo 4.16'da verilmiştir.

Tablo 4.16 Evaporatörün standart üretim değerleri dikkate alınarak belirlenen tasarım parametreleri

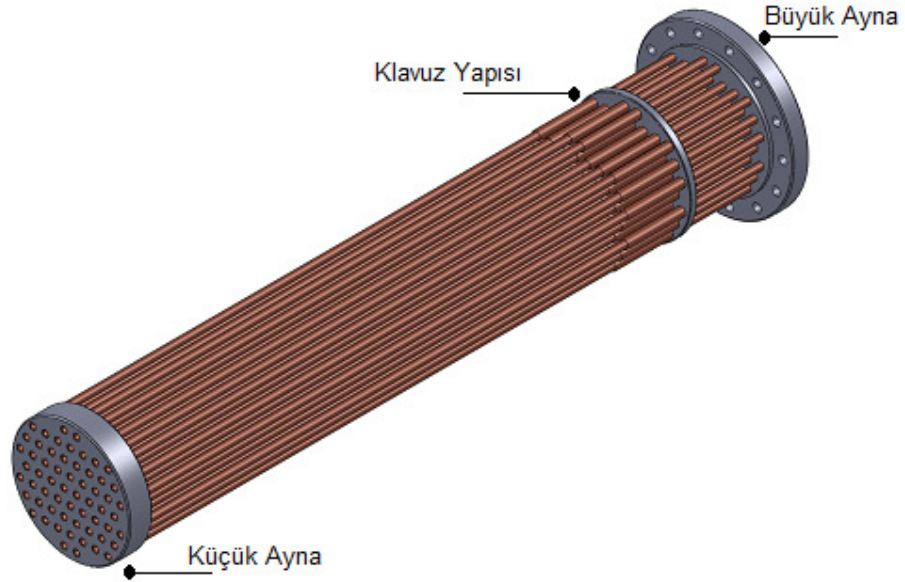
Parametre	Sembol	Değeri
Evaporatörde bakır boru iç çapı	$D_i$	8,1 mm
Evaporatörde bakır boru dış çapı	$D_d$	9,5 mm
Evaporatörde bakır boru boyu	$L_E$	1000 mm
Evaporatörde boru sayısı	N	60 adet

Evaporatörde düşey borular üzerinden ince film akışı Şekil 4.14'de gösterilmiştir.



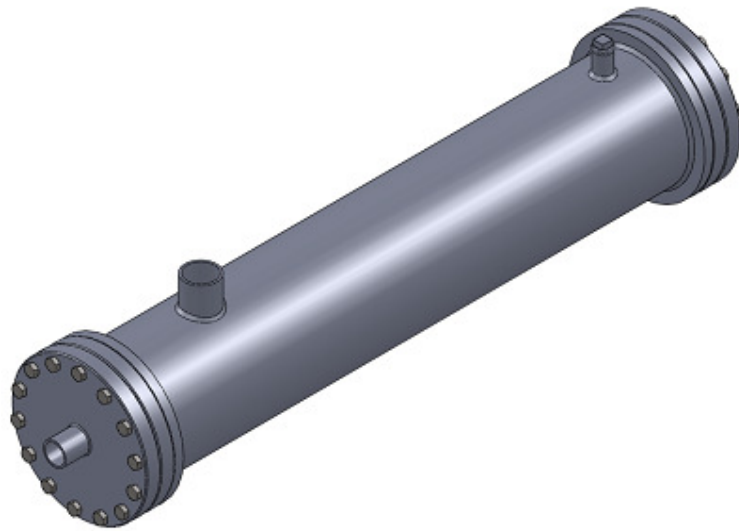
Şekil 4.14 Düşey borularda ince film akışı evaporatör tasarımı

Evaporatör içerisine takılıp sökülmeye uygun bir sepet yapısı (Şekil 4.15'e bakınız) ile soğutma akışkanının borular üzerinde ince film akışının sağlanabilmesi için bir klavuz yapısı oluşturulmuştur.

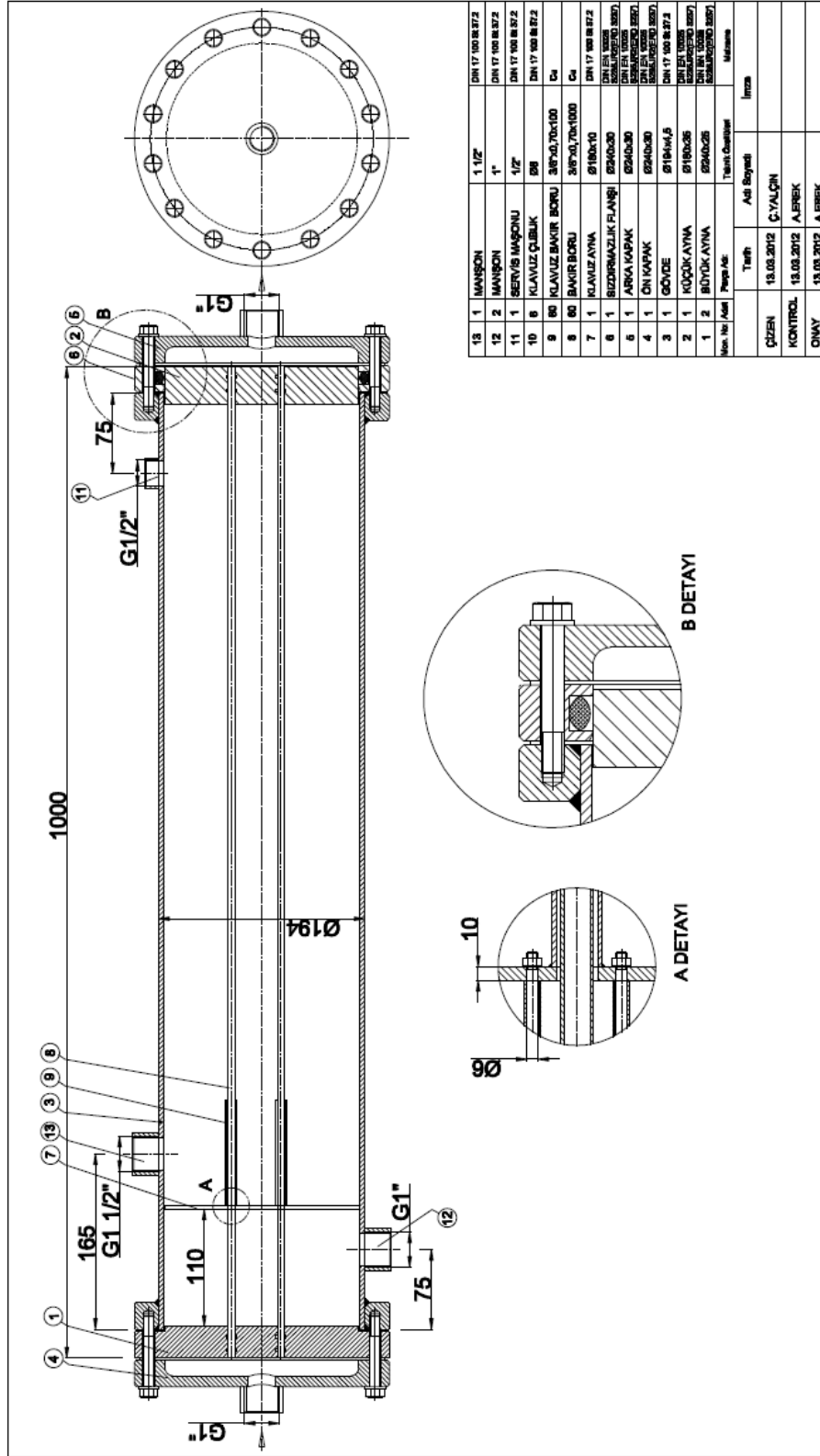


Şekil 4.15 Evaporatörün içindeki sepet yapısı ile klavuz yapısının gösterimi

Evaporatörün boyutlandırılmasında elde edilen tasarım parametrelerine göre gerçekleştirilen tasarım (Şekil 4.16'ya bakınız) ve imalat resmi (Şekil 4.17'e bakınız).



Şekil 4.16 Absorpsiyonlu soğutma sistemindeki evaporatörün tasarımı



Şekil 4.17 Evaporatörün imalata uygun teknik resmi

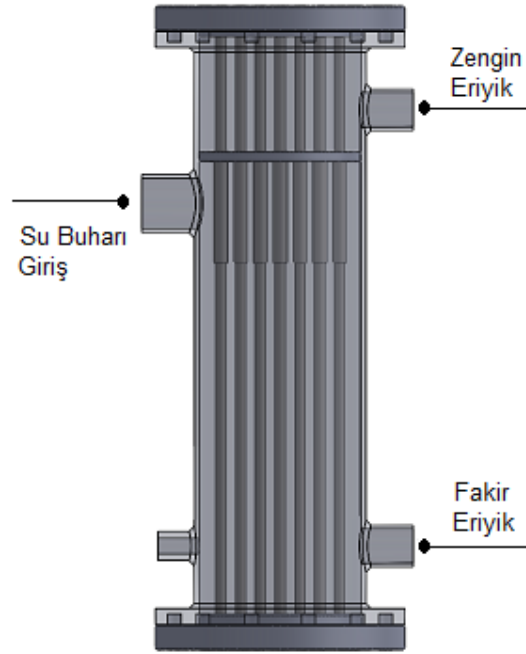
#### 4.4.2 Absorberin Tasarımı

Absorber, gövde-boru tipli ısı değiştirici olarak tasarlanmıştır. Absorber, evaporatörden gelen su buharı ile generatörden gelen LiBr -H<sub>2</sub>O eriyiğinin karıştığı ve absorpsiyon işleminin gerçekleştiği kısımdır. Absorberin standart ettime uygun belirlenen tasarım parametreleri Tablo 4.17'da verilmiştir.

Tablo 4.17 Absorberin standart üretim değerleri dikkate alınarak belirlenen tasarım parametreleri

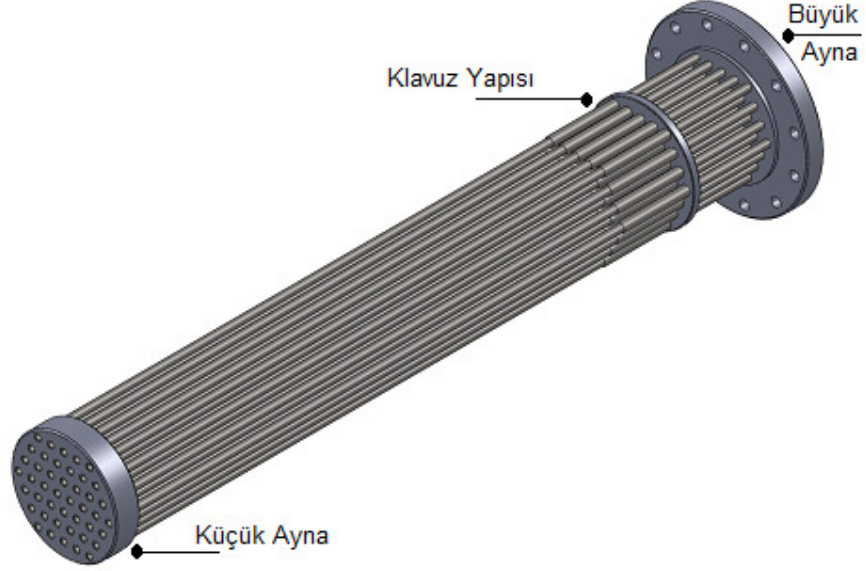
Parametre	Sembol	Değeri
Absorberde paslanmaz elik boru iç apı	D <sub>i</sub>	8,1 mm
Absorberde paslanmaz elik boru dış apı	D <sub>d</sub>	9,5 mm
Absorberde paslanmaz elik boru boyu	L <sub>E</sub>	1000 mm
Absorberde paslanmaz elik boru sayısı	N	44 adet

Absorberde dışey borular üzerinden ince film akışı Şekil 4.18'de gösterilmiştir.



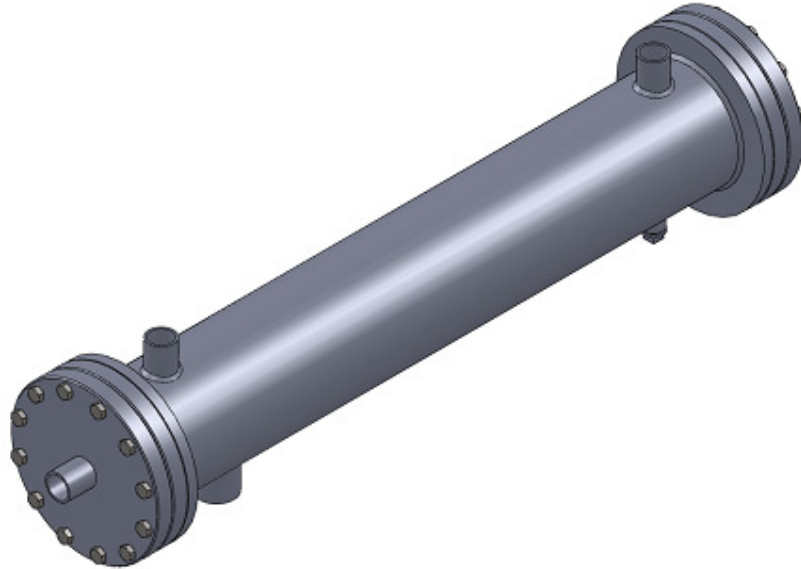
Şekil 4.18 Dışey borularda ince film akışlı absorber tasarımı

Absorber içerisine takılıp soklmeye uygun bir sepet yapısı (Şekil 4.19'a bakınız) ile soğutma akışkanının borular üzerinde ince film akışının sağlanabilmesi için bir klavuz yapısı oluşturulmuştur.



Şekil 4.19 Absorberin içindeki sepet yapısı ile klavuz yapısının gösterimi

Absorberin boyutlandırılmasında elde edilen tasarım parametrelerine göre gerçekleştiren tasarım (Şekil 4.20'ya bakınız) ve imalat resmi (Şekil 4.21'e bakınız).



Şekil 4.20 Absorpsiyonlu soğutma sistemindeki absorberin tasarımı





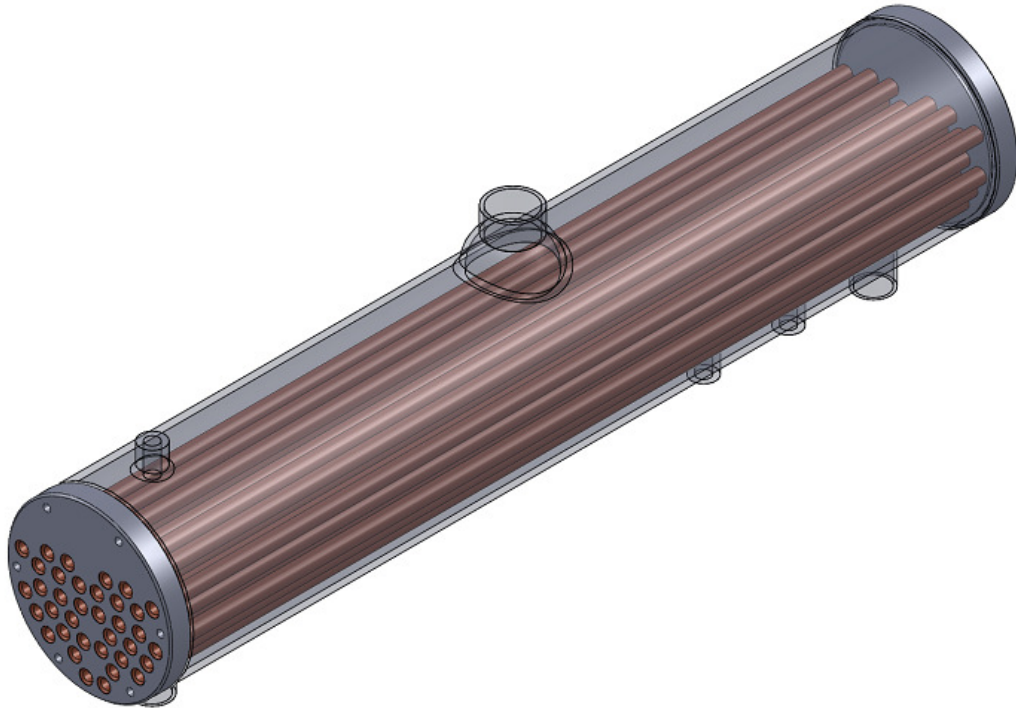
#### 4.4.3 Generatörün Tasarımı

Generatör, gövde-boru tipli ısı değiştirici olarak tasarlanmıştır. Generatörde; boru içinden sıcak suyun geçtiği, boru dışından ise fakir eriyiğin geçtiği kabul edilmiştir. Bu durumda kaynama olayı boru dışında meydana gelmektedir. Boru dışında olan kaynama, su buharının eriyik içinden ayrılması yani buharlaşması şeklindeyir. Generatörün standart üretime uygun belirlenen tasarım parametreleri Tablo 4.18'de verilmiştir.

Tablo 4.18 Generatörün standart üretim değerleri dikkate alınarak belirlenen tasarım parametreleri

Parametre	Sembol	Değeri
Generatörde paslanmaz elik boru iç apı	$D_i$	11 mm
Generatörde paslanmaz elik boru dış apı	$D_d$	19,044 mm
Generatörde paslanmaz elik boru boyu	$L_G$	1000 mm
Generatörde paslanmaz elik boru sayısı	N	36 adet

Generatörde buharlaşmanın kolay olmasını sağlamak için ayna yapısı özel olarak tasarlanmıştır ve bu ayna yapısının kullanıldığı generatör şekil 4.22'de verilmiştir.

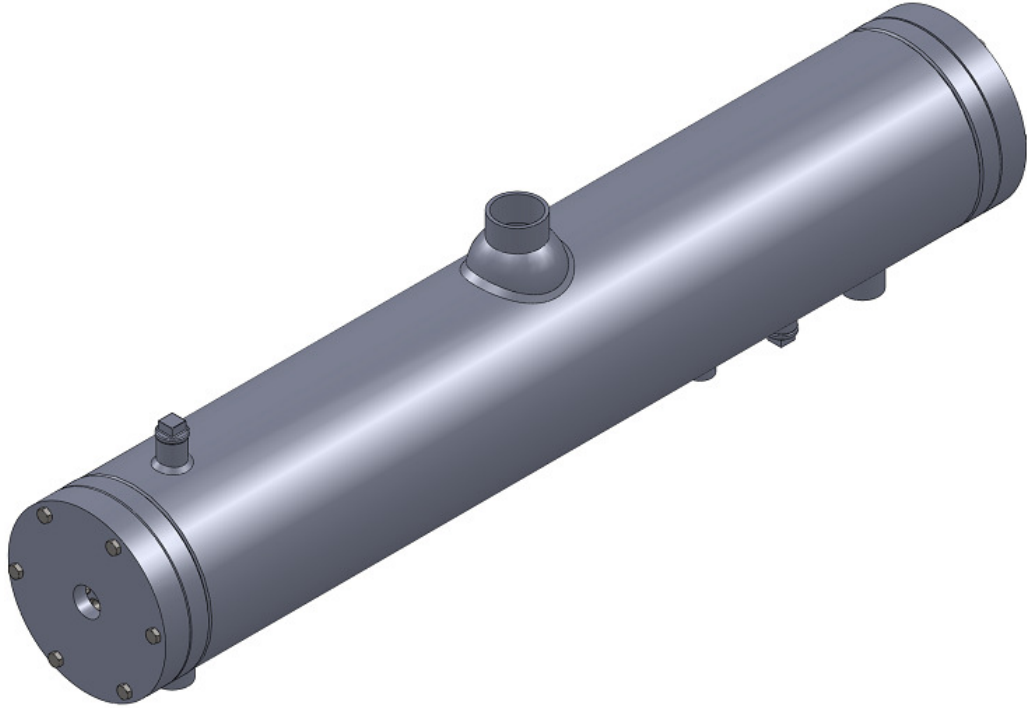


şekil 4.22 Generatörün yapısı ve kullanılan özel ayna yapısının gösterimi

Generatörde elde edilen su buharının 90mm çapında bir bombe kullanılarak buharın bu haznede toplanması ile kondensere su buharının kolay bir şekilde transferinin gerçekleştirilmesi ve su buharı ile taşınabilecek sıvı zerreçiklerinin transferinin de önlenmesi düşünülmektedir.

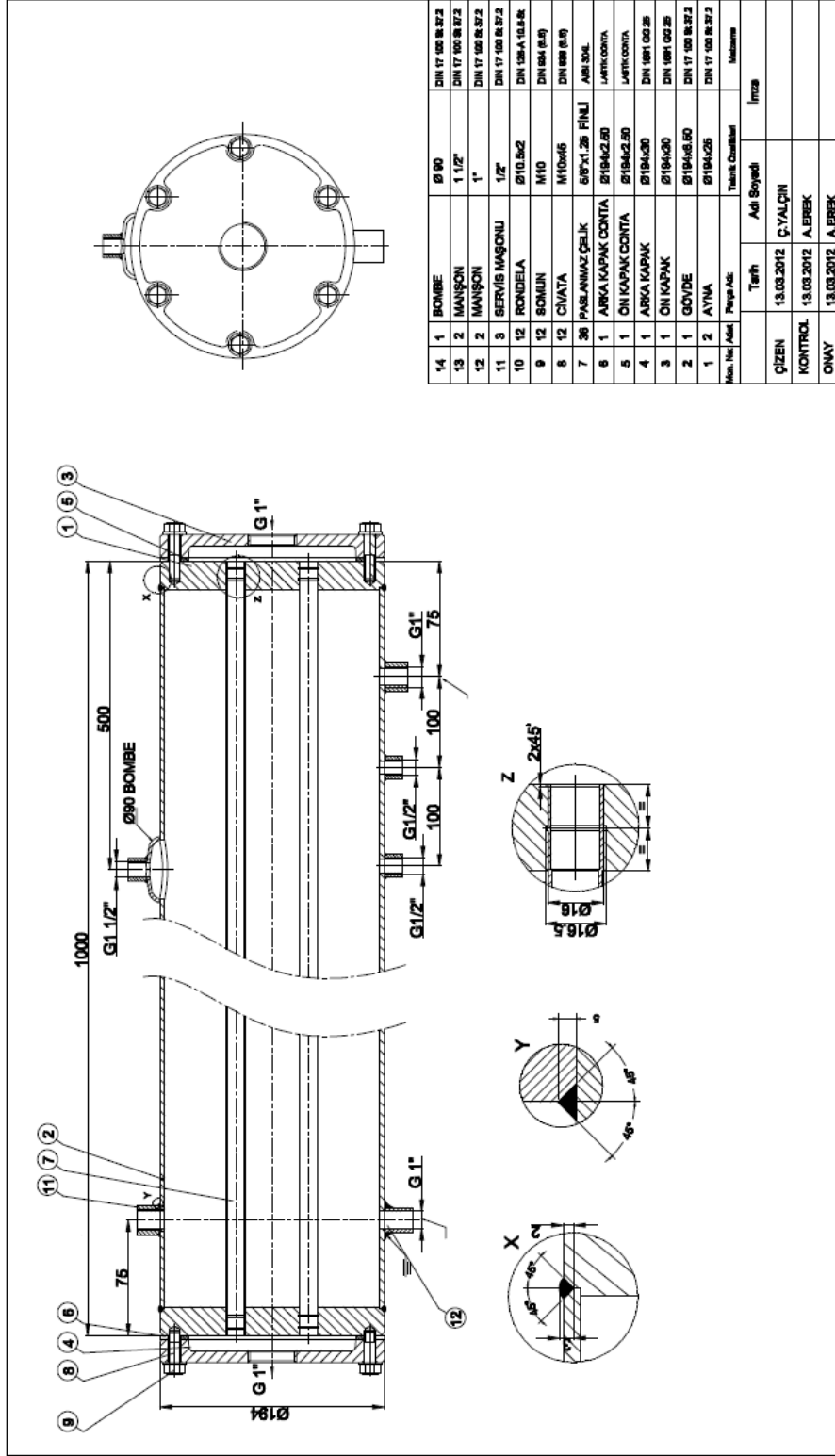
Generatörde, eriyiğin gönderilmesi ve zamanla azalan eriyik miktarının tamamlanması için oluşturulan bir boru hattı ile eriyik deposuna bağlantı yapılmıştır.

Generatörün boyutlandırılmasında elde edilen tasarım parametrelerine göre gerçekleştirilen tasarım Şekil 4.23'de verilmiştir.



Şekil 4.23 Absorpsiyonlu soğutma sistemindeki generatörün tasarımı

Generatörün tasarımının tamamlanmasının ardından imalata hazır hale getirmek için teknik resmi Şekil 4.24'de verilmiştir.



Şekil 4.24 Generatörün imalata uygun teknik resmi

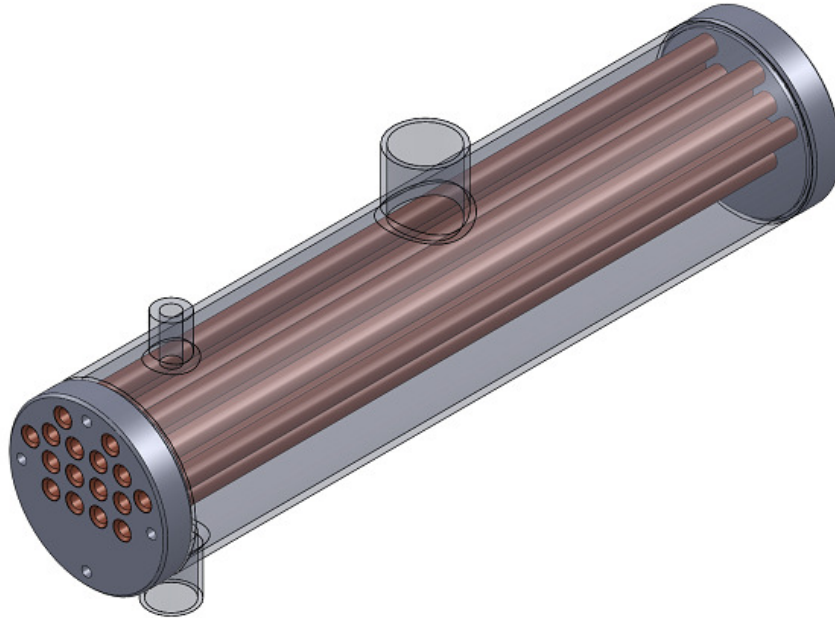
#### 4.4.4 Kondenserin Tasarımı

Kondenser, gövde-boru tipli ısı değiştirici olarak tasarlanmıştır. Kondenserde, generatörden gelen su buharı boruların dışından geçerken boruların içinden geçen soğutma suyu tarafından ısısı alınarak yoğuşma olayı meydana gelmektedir. Kondenser standart üretim uygun belirlenen tasarım parametreleri Tablo 4.19'da verilmiştir.

Tablo 4.19 Kondenserin standart üretim değerleri dikkate alınarak belirlenen tasarım parametreleri

Parametre	Sembol	Değeri
Kondenserde bakır boru iç apı	$D_i$	11 mm
Kondenserde bakır boru dış apı	$D_d$	19,044 mm
Kondenserde bakır boru boyu	$L_G$	600 mm
Kondenserde bakır boru sayısı	$N$	16 adet

Kondenserde yoğuşmanın kolay olmasını sağlamak için ayna yapısı özel olarak tasarlanmıştır ve bu ayna yapısının kullanıldığı kondenser tasarımı Şekil 4.25'de verilmiştir. Kondenserin imalat resmi Şekil 4.26'da verilmiştir.



Şekil 4.25 Kondenserin yapısı ve kullanılan özel ayna yapısının gösterimi



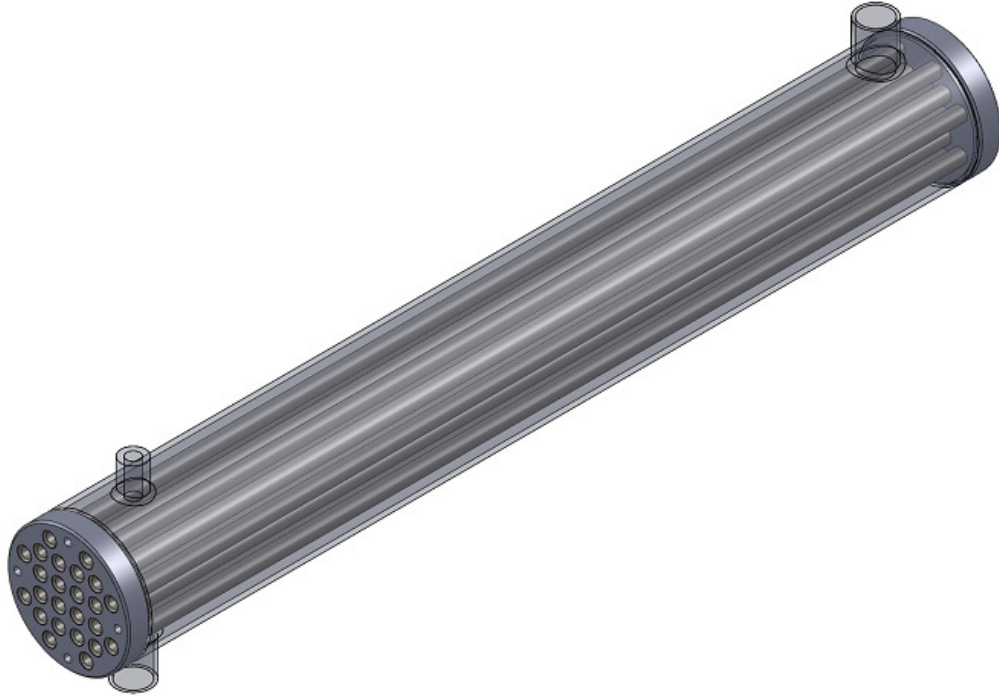
#### 4.4.5 Eriyik Isı Değiştirici Tasarımı

Eriyik ısı değiştirici, gövde-boru tipli ısı değiştirici olarak tasarlanmıştır. Eriyik ısı değiştirici standart üretime uygun belirlenen tasarım parametreleri Tablo 4.20'de verilmiştir.

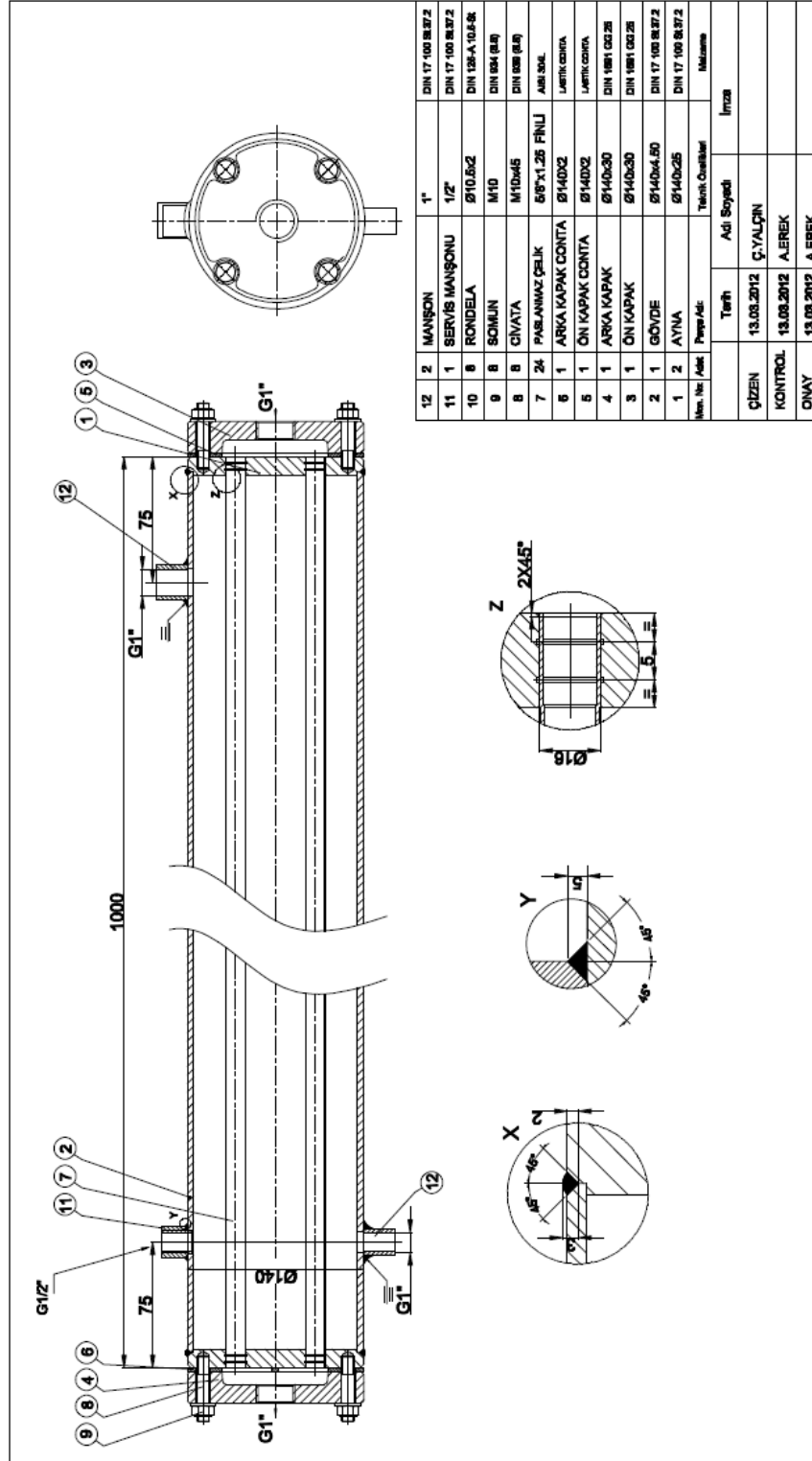
Tablo 4.20 Eriyik ısı değiştiricisinin (E I D) standart üretim değerleri dikkate alınarak belirlenen tasarım parametreleri

Parametre	Sembol	Değeri
E I D paslanmaz çelik boru iç çapı	$D_i$	11 mm
E I D paslanmaz çelik boru dış çapı	$D_d$	19,044 mm
E I D paslanmaz çelik boru boyu	$L_G$	1000 mm
E I D paslanmaz çelik boru sayısı	N	24 adet

Eriyik ısı değiştiricisinde, eriyik pompasından generatöre gönderilen fakir eriyiğin generatörden dönen yüksek sıcaklıktaki zengin eriyik tarafından bir miktar ısı verilerek ön ısıtma işlemi meydana gelmektedir. Eriyik ısı değiştiricinin tasarımı Şekil 4.27'de verilmiştir. Kondenserin imalat resmi Şekil 4.28'de verilmiştir.



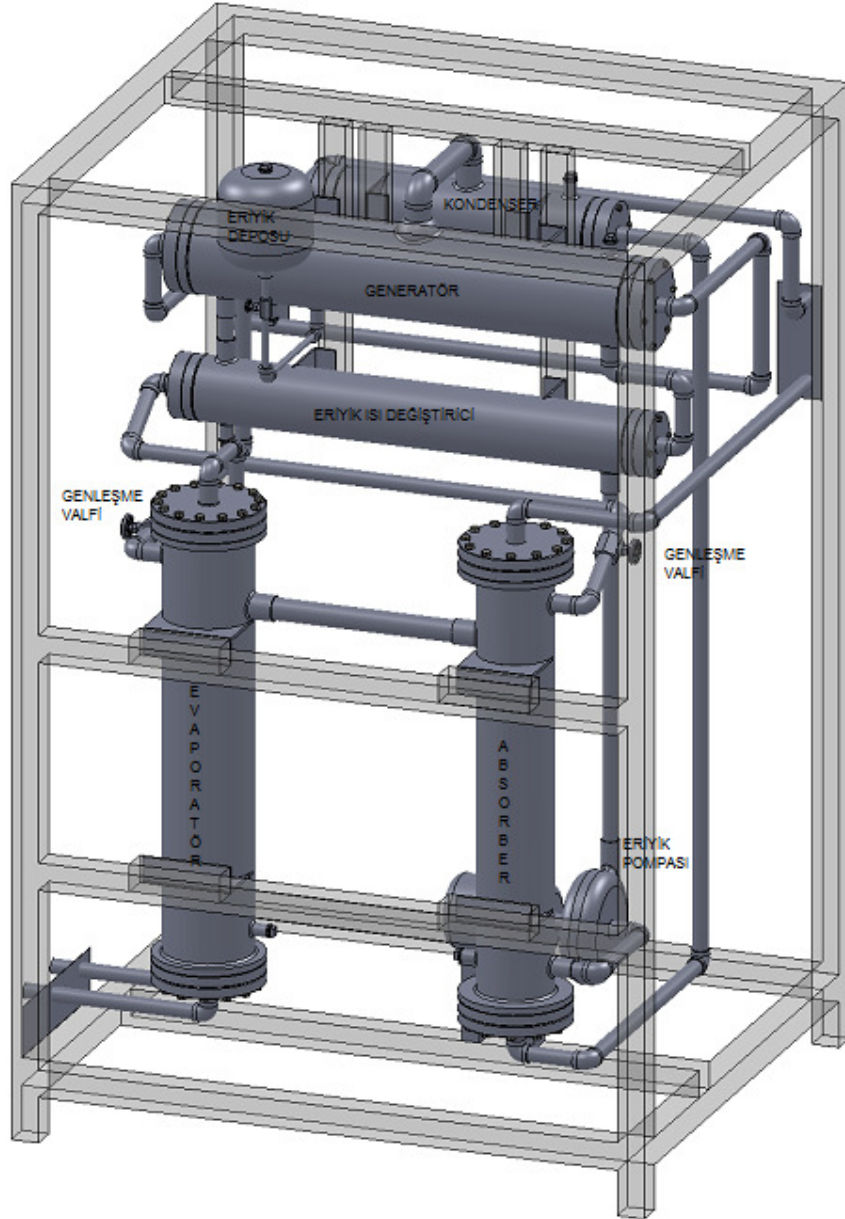
Şekil 4.27 Eriyik ısı değiştirici yapısının gösterim



Şekil 4.28 Eniyik 151 değiştiricisinin imalata uygun teknik resmi

#### 4.4.6 Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımının Montajı

Tek etkili LiBr – H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sisteminin her bir elemanın tasarımını yukarıda verilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin Şekil 4.1'de verilen şematik tasarımına uygun olarak montajı Şekil 4.29'da verilmiştir.



Şekil 4.29 Absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımının montaj resmi



## BÖLÜM BEŞ

### SONUÇLAR

Son yıllarda absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerine hem teorik hem de deneysel pek çok araştırma sürdürülmektedir. Bu sistemlerdeki araştırmaların büyük bir kısmı LiBr – H<sub>2</sub>O akışkan çiftini kullanan tek etkili sistemler üzerinedir. TÜBİTAK TOVAG-110O148 numaralı proje çalışması çerçevesinde 7,5 kW soğutma kapasitene sahip tek etkili LiBr –H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sistemin ısı analizi ve tasarımı tamamlanmıştır.

Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde çalışma akışkanı olarak LiBr-H<sub>2</sub>O ve NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O yaygın olarak kullanılmaktadır. Su yüksek buharlaşma ısısına sahip iyi bir soğutkandır. Amonyak sudan çok daha düşük sıcaklıklarda çalışabildiği için soğutma, dondurma ve iklimlendirme için ideal bir soğutkandır. NH<sub>3</sub> –H<sub>2</sub>O akışkan çifti yüksek generatör sıcaklıkları (120 – 150 °C) ile yüksek performans katsayıları elde etmelerine karşın LiBr– H<sub>2</sub>O akışkan çifti ise düşük generatör sıcaklıklarında (70–95 °C) daha yüksek performans katsayısı sağladığı için NH<sub>3</sub> – H<sub>2</sub>O akışkan çiftine göre daha avantajlıdır. Tasarlanan sistemde yapılan hesaplamalar sonucunda 90 °C generatör sıcaklığı için performans katsayısı değeri 0,705 olarak bulunmuştur.

Tasarlanan sistemde, kondenser ve absorber su soğutmalı olarak seçilmiştir. Bu şekilde bir tasarımla, generatör sıcaklığını düşük tutmak, daha yüksek performans katsayısı sağlamak ve kondenser ile absorber boyutlarını daha küçük tutmak amaçlanmıştır. Yapılan araştırmalar sonucunda, su soğutmalı sistemlerin hava soğutmalı sistemlere nazaran daha düşük generatör sıcaklığında yüksek performans katsayısı değerlerinin elde edildiği görülmüştür (ASHRAE, 1997). Ayrıca su soğutmalı sistemlerde kristalleşme problemi hava soğutmalı sistemlere göre daha azdır (Şencan, 1999). Çünkü kristalizasyon yüksek sıcaklıklarda ve yüksek konsantrasyonda (% LiBr) oluşmaktadır.

Absorpsiyonlu sistemler üzerine yapılan pek çok çalışmada sistemin termodinamik analizi ve bunun yanında az sayıda küçük kapasiteli sistemin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Ancak daha büyük kapasitedeki bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin detaylı tasarımı gerçekleştirilmemiştir.

Generatörde buharın gövdenin üzerinde toplanmasını kolaylaştırmak için ayna yapısı özel olarak tasarlanmış ve ısı değiştiricisindeki boru demeti gövdenin alt kısmında yoğunlaştırılarak düzenlenmiş ve generatörün üst kısmı mümkün olduğunca açık bırakılmıştır. Ayrıca önceki çalışmalarda generatör tasarımları incelendiğinde buhar çıkışının gövdenin sağ veya sol tarafa yakın olduğu görülmüş olup yapılan generatör tasarımında buhar çıkışı gövdenin ortasından yapılmıştır. Generatör gövdesi üst kısımda toplanan buharın, gövdenin orta üst kısmına yerleştirilen bir bombe çıkış yapısı yardımıyla buharın daha kolay transfer edilmesi amaçlanmıştır. Bu bombe yapısı yardımıyla aynı zamanda sıvı zerreciklerinin buhar ile birlikte kondensere gitmesi önlenmiştir.

Kondenser tasarımında yapılan iyileştirmede ise buhar girişinin gövdenin orta kısmından alınması ile gövde içinde buharın daha düzgün dağılması hedeflenmiştir. Kondenserde soğutma suyunun gövdenin altında toplanmasını kolaylaştırmak için ayna yapısı özel olarak tasarlanmıştır ve ısı değiştiricisindeki boru demeti gövdenin üst kısmında yoğunlaştırılarak düzenlenmiş ve kondenserin alt kısmı mümkün olduğunca açık bırakılmıştır.

Evaporatörde düşey boruların üzerinden soğutkanın film tabakası şeklinde akışı esnasında buharlaşmanın gerçekleşmesiyle elde edilecek su buharının içinde sıvı zerreciklerinin olmaması için buhar çıkışı klavuz yapısından daha yukarıda bir noktadan alınarak absorbere gönderilmiştir. Absorberde düşey borular üzerinden akan LiBr-H<sub>2</sub>O eriyiğinin üzerine su buharının gönderilmesi tasarlanmıştır bunun için su buharı girişi klavuz yapısından daha yukarıda bir noktadan alınmıştır böylece su buharının LiBr-H<sub>2</sub>O eriyiği üzerinde daha düzgün dağılması amaçlanmıştır.

LiBr–H<sub>2</sub>O eriyiğinin korozif etkisi dikkate alınarak tasarlanan sistemde; absorber, generatör ve eriyik ısı değiştiricisinde kullanılacak boru malzemesi paslanmaz çelik olarak belirlenmiştir.

TÜBİTAK TOVAG-110O148 numaralı proje çalışması kapsamında 6 kW soğutma kapasitesine sahip tek etkili LiBr–H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sisteminin imal edilmesi ile birlikte Ege Üniversitesi Tarım Makinaları bölümünde kurulacak olan absorpsiyonlu soğutma tesisinde yapılacak denemelerle elde edilecek veriler, aynı işlem adımları takip edilerek termodinamik analizi yapılan 7,5 kW soğutma kapasitesine sahip tek etkili LiBr –H<sub>2</sub>O absorpsiyonlu soğutma sistemi ile birlikte çalışma kapsamında teorik olarak elde edilen verilerle karşılaştırma imkanı olacaktır.

Sonuç olarak, soğutma teknolojisinde elde edilen gelişmelere paralel olarak enerji tüketiminin artmasıyla birlikte daha az enerji tüketerek daha fazla soğutma kapasitesine ulaşabilecek cihazlar üretmek oldukça önem kazanmıştır. Mekanik sıkıştırmalı sistemler yüksek miktarda elektrik enerjisi gerektirdiğinden, yenilenebilir enerji ve atık ısı gibi enerji kaynaklarının kullanılabilirdiğı absorpsiyonlu soğutma sistemleri günümüzde güçlü bir alternatif konumundadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin bu önemli özelliğı sayesinde enerji tasarrufuna büyük katkılar sağlanabilir.

## KAYNAKLAR

- Abdullagatov, I. M. ve Magomedov, U. B. (1997) Measurements of Thermal Conductivity of Aqueous LiCl and LiBr Solutions. *Phys-Chem.*, 101 (4), 708-11
- Acarer, S. (2010). *Numerical Analysis of Absorbers Used in LiBr/H<sub>2</sub>O Absorption Refrigeration*. İzmir : Dokuz Eylül University.
- Akdemir, Ö. ve Güngör, A. (2001). Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri; Verimlerini Artırmak İçin Geliştirilen Çevrimler. *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, 99-112.
- Aphornratana, S. ve Sriveerakul, T. (2007). Experimental Studies of a Single-Effect Absorption Refrigerator Using Aqueous Lithium–bromide: Effect of Operating Condition to System Performance. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32, 658–669.
- ASHRAE. (1997). *Fundamentals Handbook*. Atlanta : 1791 Tulluie Circle, N. E / G A 30329-2305
- Assael, M.J. ve Gialou, K. (2003). Measurement of the Thermal Conductivity of Stainless Steel AISI 304L up to 550K. *International Journal of Thermophysics*, Vol:24, No.4.
- Babadağlı, A. (2005). *Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termoekonomik Optimizasyonu*. Isparta : Süleyman Demirel Üniversitesi.
- Bereche, R. P., Palomino, R.G. ve Nebra, S. A. (2009). Thermoeconomic Analysis of a Single and Double-Effect LiBr / H<sub>2</sub>O Absorption Refrigeration System. *Int. J. of Thermodynamics*, 12, 89-96.

- Bourouis, M., Vallès, M., Medrano, M. ve Coronas, A. (2005). Absorption of Water Vapor in the Falling Film of Water-(LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub> +LiCl) in a Vertical Tube at Air-cooling Thermal Conditions. *International Journal of Thermal Sciences*, 44, 491–498.
- Castro, J., Oliva, A., Pérez-Segarra, C. D. ve Cadafalch, J. (2007). Evaluation of a Small Capacity, Hot Water Driven, Air-Cooled H<sub>2</sub>O-LiBr Absorption Machine. *HVAC&R Research*, 13, No.1.
- Florides, G. A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A. ve Wrobel, L. C. (2003). Design and Construction of a LiBr-Water Absorption Machine. *Energy Conversion and Management*, 44, 2483-2508.
- Gomri, R., (2010). Performance Analysis of Low Hot Source Temperature Absorption Cooling Systems. *International Journal of Ambient Energy*, 37, No.3.
- Islam, R. (2008). Absorption Process of a Falling Film on a Tubular Absorber: An Experimental and Numerical Study. *Applied Thermal Engineering*, 28, 1386–1394
- Kakaç, S. ve Liu, H. (1998). *Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design*. Florida : CRC Press.
- Kavaklı, A. (2005) *Egzoz Gazı ile Çalışan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Otobüslerde Kullanımı*. Balıkesir : Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Lee, R.J., DiGuilio, R.M., Jeter, S.M. ve Teja, A.S. (1990). Properties of Lithium Bromide-Water Solutions at High Temperatures and Concentration. II. Density and Viscosity. *ASHRAE Transactions*, Vol:96 (Part 1), 709-28.

- Onan, C. (2007) *Villa Isıtmasında ve Soğutmasında Güneş Enerjisi Destekli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Ekonomikliğinin Analizi*. İstanbul : Yıldız Teknik Üniversitesi.
- Özdenal, A. (2006) *Motor Egzoz Gazını Isı Kaynağı Olarak Kullanan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi ile Taşıt Kabini Soğutulmasının Teorik İncelenmesi*. Ankara : Gazi Üniversitesi.
- Rogers, G. F. C. ve Mayhew Y. R. (1992). *Thermodynamic and Transport Properties of Fluids* (4th ed.). UK : Blackwell Publishers.
- Söylemez, M. S., Büyükcalaca, O., Bulut, H. ve Hilali, İ. (2008). *Taşıtlarda Egzoz Gazı Isısıyla Çalışan LiBr/H<sub>2</sub>O Akışkan Çiftli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Deneysel Olarak İncelenmesi*. TÜBİTAK Projesi. No.104M422.
- Şencan, A. (1999). *Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı ve S. D. Ü. Oditoryumunda Uygulanabilirliğinin Araştırılması*. Isparta : Süleyman Demirel Üniversitesi.
- Şencan, A. (2004). *Atık Isı ile Çalışan Absorpsiyonlu Sistemlerin Modellenmesi, Ekserji Analizi ve Optimizasyonu*. Isparta : Süleyman Demirel Üniversitesi.
- Tozer, R. M. ve James, R. W., (1997). Fundamental Thermodynamics of Ideal Absorption Cycles. *Int. J. of Refrigeration*, 20, 120-135.
- YORK., (1950). *York Millennium YIA Absorption Chiller*.
- Yüncü, H. ve Kakaç S., (1999). *Temel Isı Transferi*. Ankara : Bilim Yayıncılık.