

**DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI
ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN
TASARIMI, MODELLENMESİ VE ANALİZİ**



Rüştü ÖZCAN

Mart, 2020

İZMİR

GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI, MODELLENMESİ VE ANALİZİ

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Termodinamik Programı

Rüştü ÖZCAN

Mart, 2020

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

RÜŞTÜ ÖZCAN, tarafından PROF. DR. AYTUNÇ EREK yönetiminde hazırlanan “GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI, MODELLENMESİ VE ANALİZİ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.



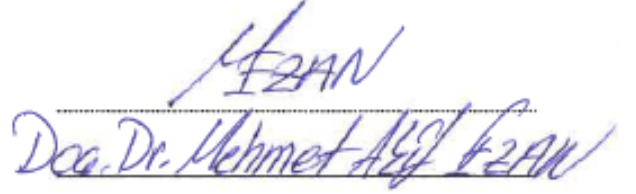
Prof. Dr. Aytunç EREK

Yönetici



Doç. Dr. Orhan Ekren

Jüri Üyesi



Jüri Üyesi



Prof. Dr. Kadriye ERTEKİN

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Öncelikle, hayatımda ilk gördüğüm andan itibaren çok saygı duyduğum ve o günden sonrada sevgimin giderek arttığı Sevgili Eşim Diclehan Kuşcu Özcan'a, benim hayatım boyunca yanımda olduğu için, özellikle yüksek lisans yaparken, yanımda hiçkimse yokken, yaşadığım zorluklarda hep benim yanımda olduğu için teşekkürü borç bilirim.

Bu araştırmamda ilk fikirden son noktaya kadar yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım sayın Prof. Dr. Aytunç EREK'e teşekkür ederim.

Rüşti ÖZCAN

GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI, MODELLENMESİ VE ANALİZİ

ÖZ

Absorbsiyonlu soğutma sistemi; güneş enerjisi, jeotermal enerji gibi yenilenebilir enerjileri veya atık ısıyı, harici bir ısı kaynağı olarak kullanan, çevre dostu sistemlerinden biridir. Bu çalışmada güneş enerjisi kaynaklı tek etkili bir absorbsiyonlu soğutma sistemi incelenmiştir. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde birçok absorbent ve soğutucu çifti kullanılmaktadır. Bu çalışmada gıda ürünlerinin soğutulması ve iklimlendirme sistemlerine daha uygun olarak kullanılan lityumbromür-su akışkan çifti seçilmiştir. Öncelikle seçilen çalışma parametrelerine bağlı olarak kütle ve enerji denklemleri elde edilmiş ve her bir bileşeni ısı güçleri ve ısı transfer alanları hesaplanmıştır. Ayrıca, sistemin önemli bileşenlerinden olan absorberin ısı kapasitesi ve absorberdeki akışkanların ısı taşınım katsayılarının hesaplanması MATLAB ortamında gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sayısal sonuçlar, literatürdeki mevcut çalışmalar ile karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır.

Anahtar kelimeler: Absorbsiyonlu soğutma, absorber sayısal analizi, güneş enerjisi

DESIGN, MODELING AND ANALYSIS OF SOLAR ENERGY BASED ABSORPTION COOLING SYSTEM

ABSTRACT

Absorption cooling system; is one of the environmentally friendly systems that use renewable energies such as solar, geothermal energy or waste heat as an external heat source. In this study, a solar energy-based single effect absorption cooling system is investigated. There are many absorbent and refrigeration pairs used in the absorption cooling system. In this study, LiBr-water pair is chosen as the fluid pair in the cooling system to be used for cooling of the food products and air conditioning. Firstly, mass and energy equations were obtained depending on the selected study parameters and thermal power and heat transfer areas of each component were calculated. Besides, the heat capacity of the absorber which is one of the important components of the system and flows' heat transfer coefficients in it were calculated in MATLAB environment. The obtained numerical results were compared with the existing studies in the literature and verified.

Keywords: Absorption cooling, absorber numeric analysis, solar energy

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	ix
TABLolar LİSTESİ	xi

BÖLÜM BİR - GİRİŞ..... 1

1.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri	1
1.1.1 Soğutma Çevriminde Kullanılan Ana Elemanlar	2
1.1.2 Diğer Soğutma Sistemlerinden Farkları	3
1.1.3 Kullanılan Akışkan Çiftler.....	3
1.1.4 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi	4
1.1.5 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Isıl Enerji Kaynakları.....	5
1.2 Güneş Enerjisinin Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanımı	6
1.3 Literatür Çalışması	7
1.4 Tez Çalışmasının İçeriği ve Motivasyonu.....	11

BÖLÜM İKİ - ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ..... 12

2.1 Tasarım Parametreleri	12
2.2 Yapılan Kabuller	12
2.3 Eriyik ve Suyun Termodinamik Özellikleri İçin Formülasyonlar.....	13

2.3.1 Eriyik ile İlgili Termodinamik Özelliklerin Bulunması	13
2.3.2 Su ile İlgili Termodinamik Özelliklerin Bulunması	15
2.3.3 Boru Malzemeleri ile İlgili Termodinamik Özelliklerin Bulunması	17
2.4 Sistem Elemanlarının Kütle ve Enerji Denklemlerinin Çıkarılması	17
2.4.1 Kondenser	18
2.4.2 Evaporatör.....	18
2.4.3 Absorber	19
2.4.4 Eriyik Isı Değiştiricisi.....	19
2.4.5 Generatör	20
2.4.6 Genleşme Valfleri.....	21
2.4.7 Eriyik Pompası.....	21
2.5 COP Değerinin Hesaplanması.....	22
BÖLÜM ÜÇ - ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI....	23
3.1 Tasarım Hesaplamalarında Kullanılan Denklemler	24
3.2 Sistem Elemanlarının Modellenmesi ve Boyutlandırılması	27
BÖLÜM DÖRT - SAYISAL SONUÇLAR.....	33
BÖLÜM BEŞ - ABSORBER SAYISAL ANALİZİ	52
5.1 Temel Denklemler	53
5.1.1 Boru İçi Soğutma Suyu Enerji Dengesi.....	55
5.1.2 Sınır Şartları.....	56
5.2 Temel Denklemlerin Boyutsuzlaştırılması.....	58

5.2.1 Giriş ve Sınır Koşullarının Boyutsuz Hale Dönüştürülmesi	60
5.3 Ayrıştırma Denklemlerinin Çıkartılması.....	61
5.4 Çözüm Metodu	62
5.5 Analiz Sonuçları	64
BÖLÜM ALTI - SONUÇLAR VE YORUMLAR	71
KAYNAKLAR	72
EKLER	76
EK 1: Simgeler Dizini	77
EK 2: Kısaltmalar Dizini	79
EK 3: Alt İndisler Dizini	80

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi çevriminin şematik gösterimi.....	4
Şekil 1.2 Güneş enerjisi sistemi bağlantı şeması.....	7
Şekil 2.1 Kondenserdeki akış şeması.....	18
Şekil 2.2 Evaporatördeki akış şeması.....	18
Şekil 2.3 Absorberdeki akış şeması.....	19
Şekil 2.4 Eriyik ısı değiştiricisindeki akış şeması.....	20
Şekil 2.5 Generatördeki akış şeması.....	20
Şekil 2.6 Genleşme valflerinin akış şemaları (sol-soğutkan, sağ-eriyik).....	21
Şekil 2.7 Eriyik pompası akış şeması.....	22
Şekil 3.1 Absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımsal gösterimi.....	23
Şekil 3.2 Logaritmik sıcaklık farkı eşitliğinde ifadelerin ısı değiştiricisindeki hali	25
Şekil 3.3 Gövde-boru tip, ters ve tek geçişli kondenserin tasarımsal gösterimi.....	29
Şekil 3.4 Düşey gövde-boru tip, ters ve tek geçişli evaporatörün tasarımsal gösterimi..	29
Şekil 3.5 Düşey gövde-boru tip, ters ve tek geçişli absorberin tasarımsal gösterimi...	30
Şekil 4.1 Absorber çıkışındaki konsantrasyon değerinin verim üzerindeki etkisi.....	49
Şekil 4.2 Generatör çıkış sıcaklığının verim üzerindeki etkisi.....	50
Şekil 4.3 Evaporatör ve kondenser sıcaklığının verim üzerindeki etkisi.....	51
Şekil 5.1 Boru içi soğutma suyunun kontrol hacmi şematik gösterimi.....	55
Şekil 5.2 Gerçek (sol) ve boyutsuz (sağ) kontrol hacimlerinin gösterimi.....	59
Şekil 5.3 İki boyutlu silindirik kontrol hacmi şematik gösterimi.....	61
Şekil 5.4 Film kalınlığı yönü boyunca sıcaklık için ayrıştırma denklemlerinin matris formu.....	64
Şekil 5.5 Film kalınlığı yönü boyunca konsantrasyon için ayrıştırma denklemlerinin matris formu.....	64
Şekil 5.6 Dik absorberdeki film akışın sıcaklık dağılımı	65
Şekil 5.7 Dik absorberdeki film akışın konsantrasyon dağılımı	66
Şekil 5.8 Eksenel yönde soğutma suyu sıcaklığının değişimi	67
Şekil 5.9 Eriyiğin herhangi bir uzunluktaki duvar, yığın ve ara yüzey sıcaklık değerleri	68

Şekil 5.10 Eriyiğin herhangi bir uzunluktaki duvar, yığın ve ara yüzey lityumbromür konsantrasyon değerleri	68
Şekil 5.11 Eriyiğin belirli uzunluk değerinde radyal (film kalınlığı) yönündeki sıcaklık değişimi	69
Şekil 5.12 Eksenel yönde duvardaki ısı akısı değişimi	70
Şekil 5.13 Eksenel yönde kontrol hacimlerinin ısı taşınım katsayıları	70



TABLÖLAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 2.1 Tasarım parametreleri	12
Tablo 2.2 Eriyik ile ilgili termodinamik özellikler.....	13
Tablo 2.3 Su ile ilgili termodinamik özellikler.....	15
Tablo 2.4 Boru malzemesi ile ilgili termodinamik özellikler.....	17
Tablo 3.1 Tüm sistem elemanlarının tasarım parametreleri.....	32
Tablo 4.1 Termodinamik büyüklüklerin referans noktalarındaki değerleri.....	37
Tablo 4.2 Evaporatör için yapılan boyutlandırma analizi.....	42
Tablo 4.3 Absorber için yapılan boyutlandırma analizi.....	43
Tablo 4.4 Eriyik ısı değıştiricisi için yapılan boyutlandırma analizi.....	45
Tablo 4.5 Generatör için yapılan boyutlandırma analizi.....	46
Tablo 4.6 Absorber çıkışındaki konsantrasyon değerin verim üzerindeki etkisi.....	49
Tablo 4.7 Generatör çıkış sıcaklığının verim üzerindeki etkisi.....	50
Tablo 4.8 Evaporatör ve kondenser sıcaklığının verim üzerindeki etkisi.....	51

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Günümüzde, soğutma sistemlerinin, artan ihtiyaçlar doğrultusunda, verim ve kapasitelerinde önemli gelişmeler meydana gelmektedir. Ayrıca, çevreye zarar veren fosil yakıtların yerine çevreye neredeyse zararı olmayan yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması gerekliliği gün geçtikçe daha fazla değer kazanmaktadır. Bu ihtiyaçlara göre ve doğa düşünülerek tasarlanan birçok soğutma sistemi bulunmaktadır.

Soğutma sistemi olarak genellikle buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Bu sistemlerde soğutkanın basıncını yüksek değerleri arttırabilmek için kompresör kullanılmaktadır. Kompresör kullanımı, sistemi maliyetli yapmakta ve gürültülü çalışmasını sağlamaktadır. Bu nedenlerden dolayı buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerine alternatif olan sistemler geliştirilmektedir.

Bunlardan en önemlilerinden biri de absorbsiyonlu soğutma sistemleridir. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kompresör bileşeni bulunmadığından sistemin ilk maliyeti düşüktür, aynı zamanda sistemde kompresör görevi yapan eriyik pompası kullanımı iş girdisini düşürmektedir.

1.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri

Absorbsiyon prensibi, 1700'lü yılların ortalarına kadar uzanan Gerald Nairne ile William Cullen eserlerinde görülmektedir. Absorbsiyonlu soğutma fikri ise ilk olarak 1823 yılında Michael Faraday ile ortaya çıkmıştır (Burget, Byars, ve Schultz, 1999). Bu tarihten sonra pek çok absorbsiyonlu sistem düşünülüp modellenmiştir. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, özellikle yüksek derecedeki atık ısıların enerjisini alarak düşürdüğünden böylelikle doğanın korunmasına katkı sağladığı için birçok alanda kullanılmaktadır. Ayrıca sistemin gerekliliği olan ısıyı, yenilenebilir enerji kaynakları gibi temiz enerjiden elde etmemize olanak sağlamaktadır.

1.1.1 Soğutma Çevriminde Kullanılan Ana Elemanlar

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin klasik soğutma sistemlerinden farkı, kompresör görevini yapan absorber, generatör, eriyik ısı değiştiricisi ile eriyik pompası kullanılmasıdır. Bununla birlikte absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde neredeyse tüm soğutma sistemlerinde mevcut olan kondenser, evaporatör ve genişleme valfi bulunmaktadır. Tüm absorbsiyonlu soğutma sistemi bileşenleri Şekil 1.1’de verilmiştir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde görev alan ana bileşenler; kondenser (yoğusturucu), evaporatör (buharlaştırıcı), absorber, eriyik ısı değiştiricisi ve generatör ile ilgili bilgiler sırasıyla anlatılmıştır.

Kondenserde; generatörde ısı alarak kızgın buhar halini alan soğutkan, kondensere girerek ısını çevreye atar ve yoğunlaşır. Böylelikle soğutkan aşırı soğutulmuş sıvı halini alır ve evaporatöre gönderilerek soğutulacak çevreden gerekli ısıyı çekmesi sağlanır.

Evaporatörde; kondenserde sıvı hale gelen soğutkanın basıncı, genişleme valfi ile evaporatör basıncına düşürüldükten sonra evaporatöre girip gereken soğutma yükünü çevreden absorbe ederek sıvı fazdan tamamen olmasa da gaz fazına geçer. Bu sayede de soğutma olayı gerçekleşmiş olur.

Absorberde; generatörden gelen zengin eriyik absorber boru demetinin üzerinden film akış ile girerken üzerine, evaporatörden gelen soğutkan buhar, püskürtülür. LiBr konsantrasyonu zengin olan eriyik püskürtülen su buharını absorbe ederek soğutur ve fakir eriyiği meydana getirir. Absorberden çıkan fakir eriyik de eriyik pompası ile basıncı artırılarak ısı değiştiricisine gönderilir.

Eriyik ısı değiştiricisinde; absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan eriyik ısı değiştiricisi, fakir eriyiğin generatörden çekilecek ısı miktarını azaltarak, sistem veriminde artma sağlamaktadır. Isı değiştiricisinde görülen en önemli sorunlardan biri

de kristalleşmez. Belirli bir LiBr konsantrasyonunun (yaklaşık %70) üzerine çıkıldığında, lityumbromür artık suyu soğuramaz hale gelip, LiBr katı hal almaktadır. Buna engel olunması için belirli bir sıcaklık altına düşülmemelidir.

Generatörde; çevreden atık ısıyı veya yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilen ısı enerjisi eriyik ısı değiştiricisinden gelen absorbentçe fakir eriyik çözeltisine vererek içerisinde sıvı halde olan su moleküllerinin belirli bir miktarını gaz hale dönüştürmektedir. Ayrıca soğutkan olarak kullanılacak su zengin eriyikten ayrıldığı için generatörden fakir eriyik çözeltisi, evaporatörden gelen gaz halindeki soğutkan ile seyreltilmek üzere, absorbere gönderilir.

1.1.2 Diğer Soğutma Sistemlerinden Farkları

Temelde absorpsiyonlu soğutma sistemleri, klasik buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemlerine çalışma prensibi olarak benzetilmektedir. Absorpsiyonlu sistemlerde, klasik soğutma sisteminin elektrik enerji tüketiminin en fazla olduğu eleman olan kompresör yerine ısı kompresör de denilebilen generatör, absorber, eriyik ısı değiştiricisi ve eriyik pompası bileşenleri kullanılmaktadır (Yiğit, 1990).

Böylelikle, sistemde en fazla elektrik tüketimi yapan eleman olan kompresör olmadığından, enerji tasarrufu sağlanmaktadır. Ayrıca, klasik soğutma sistemlerinde kompresör sistemde çok gürültülü çalışmaktadır; absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kompresör bulunmadığından ve mevcut elemanlar fazla miktarda ses yapmadığından daha sessiz bir kullanıma sahip bir sistemdir.

1.1.3 Kullanılan Akışkan Çiftler

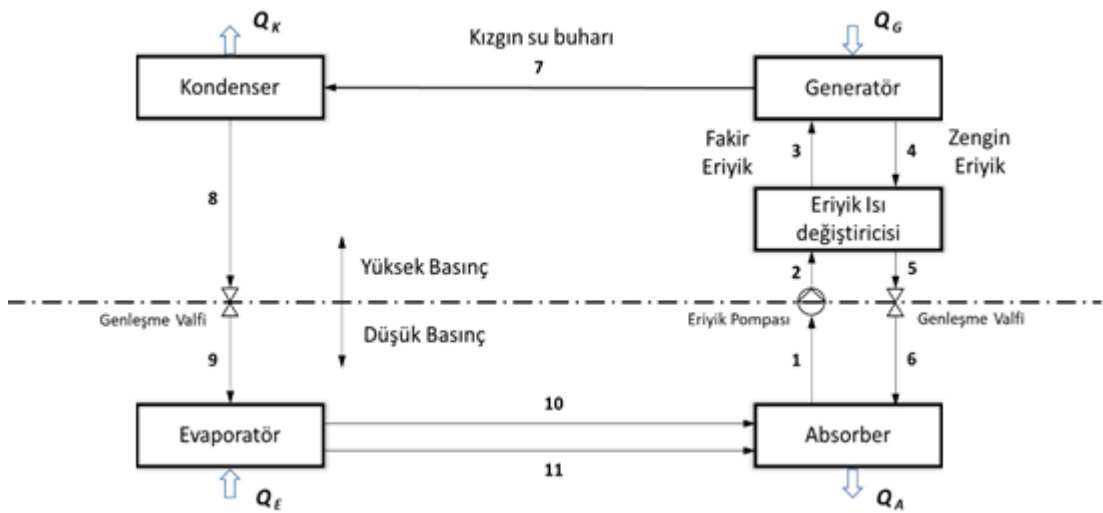
Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, sistemin gereksinimlerine göre seçilmesi gereken ilk ve en önemli adımlardan bir tanesi ise soğutkan çifti seçimidir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılabilir yaklaşık 40 çeşit soğutkan ve 200 çeşit absorbent bileşik mevcuttur. Bu bileşiklerden literatürde en yaygın olarak kullanılanları amonyak-su ve lityumbromür-su çiftidir (Akdemir ve Güngör, 2001).

Sistem gereksinimlerine göre seçim yapılması gerekmektedir, çünkü soğutulmak istenilen alanın yada ürünün kaç dereceye düşürülmesi gerektiği çok önemlidir. Amonyak- su çifti düşünülürse; absorbent olarak su, soğutkan olarak ise amonyak kullanılmaktadır. Soğutkan olarak amonyak kullanılan soğutma sisteminde yaklaşık -10°C 'e kadar soğutma yapılabilir. -

Lityumbromür-su çifti düşünülürse ise sistemde absorbent olarak LiBr, soğutkan olarak da su kullanılmaktadır. Bu yüzden de soğutkan olarak suyun kullanıldığı soğutma sistemlerinde ilgili alan veya ürün maksimum 0°C 'e kadar soğutulabilir. Bu araştırmada evaporatör sıcaklığı olarak 6°C belirlendiğinden LiBr-su soğutkan çifti uygun görülmüştür.

1.1.4 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerin tek etkili ve birden çok etkili çevrim uygulamaları mevcuttur, araştırmada tek etkili absorbsiyonlu soğutma sistemi incelenmiştir. Tek etkili soğutma sisteminin çevriminin şematik gösterimi Şekil 1.1'de gösterilmiştir.



Şekil 1.1 Tek etkili absorbsiyonlu soğutma sistemi çevriminin şematik gösterimi (Yiğit, 1990)

Şekil 1.1’de gösterilen sistemin çalışma prensibi ise;

- | | |
|-------------|--|
| 1 → 2 | Absorberde, soğutkan ile zengin eriyik karışarak fakir eriyik oluşturur ve pompa vasıtasıyla basıncı yükselttilerek eriyik ısı değiştiricisine gönderilir. |
| 2 → 3 | Fakir eriyik ısısı arttırılarak, generatörden daha az ısı çekilmesi sağlanır ve çevrim verimi yükseltilmiş olur. |
| 3 → 4 & 7 | Generatörde soğutkan, fakir eriyik içindeki absorbentten ayrılır, absorbentçe yüksek olan eriyik yani zengin eriyik ise eriyik ısı değiştiricisine geri döner. |
| 4 → 5 | Eriyik ısı değiştiricisinde, zengin eriyiğin generatörden aldığı ısı enerjisinin bir miktarı absorberden generatöre giden fakir eriyiğe aktarılır. |
| 5 → 6 | Yüksek basınçta bulunan zengin eriyik genişleme valfi ile absorber basıncına düşürülür. |
| 7 → 8 | Soğutkan kondensere yüksek basınçta gelerek yoğunlaşır. |
| 8 → 9 | Soğutkan genişleme valfi ile basıncı düşürülür. |
| 9 → 10 & 11 | Soğutkan evaporatörden gerekli soğutma yükünü çeker ve soğutkan olan su büyük miktarı buharlaşır ve az miktarda su ise buharlaşamaz. |
| 10 & 11 → 1 | Buhar halindeki soğutkan absorberde generatörden gelen eriyik tarafından absorbe edilir. |

1.1.5 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Isıl Enerji Kaynakları

Tek etkili bir absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, sistem için gerekli ısı enerjisi için tesiste oluşan atık ısı ve yenilenebilir enerji kaynakları; güneş, rüzgar, jeotermal ve biyokütle gibi kaynaklardan yararlanılmaktadır (Daşkın ve Aksoy, 2014). Bu çalışmada absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan enerji kaynağı güneş enerjisidir.

1.2 Güneş Enerjisinin Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanımı

Güneşten elde edilebilen enerji, güneş çekirdeğindeki hidrojenin helyum gazına dönüşmesi olayı yani füzyon ile oluşmaktadır. Bu enerji miktarı dünya atmosferi dışında yaklaşık 1370 W/m^2 değerindedir, fakat atmosferdeki yansımalarından bu değer yeryüzünde 0 ila 1100 W/m^2 arasına düşmektedir. Bu ortalama enerji bile insanlığın ihtiyacından yani yıllık tüketim miktarının yaklaşık 20 bin katı kadar oldukça yüksektir. Bu yüzden güneş enerjisinden faydalanma gereksinimi ve araştırmalar 1970'lerden bu yana hızla devam etmektedir (Yılmaz, 2018).

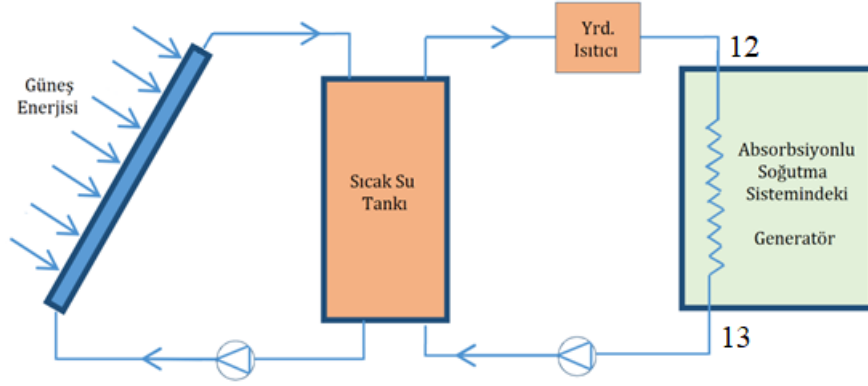
Ülkemiz güneş enerjisi bakımından dünya üzerinde yüksek potansiyele sahip ülkelerden bir tanesidir. Bu potansiyel, yaklaşık yıllık 380 MWh'lik enerji kaynağıdır. Bu kaynak, elektrik enerjisi üretimi, ısıtma ve soğutma sistemleri gibi bir çok proste kullanılmaktadır. Güneşten enerji elde edilmesi için farklı kolektör tipleri mevcuttur (Yılmaz, 2018).

Güneş kolektörleri temel olarak güneşten gelen ışınimleri toplayarak genellikle su olan akışkana aktaran aygıtlardır. Güneş kolektörleri tasarım tiplerine göre farklılık göstermektedir. Bunlar, düzlemsel ve vakum tüplü güneş kolektörleridir ve bu çalışmada verimi daha yüksek olan vakum tüplü kolektör tercih edilmektedir (Hedenberg ve Wallander, 2008).

Vakum tüplü kolektör özellikleri ise üretici firmadan alınmaktadır. Kurulan güneş enerjisi sistemi için ortalama güneş ışınım yoğunluğu 700 W/m^2 olarak alınmaktadır. Her bir kolektör $1,89 \text{ m}^2$ 'lik alanda güneş ışınımını toplayabilmektedir. Bu veriler ve istenen soğutma kapasitesi değerleri ile gereken en az kolektör yüzey alanı hesaplanabilmektedir (Solarbayer).

Absorbsiyonlu soğutma sistemine gereken ısı enerji desteğini sağlayan güneş enerjisi sistemi ve bağlantı şeması Şekil 1.2' de gösterilmektedir. Güneş kolektöründe üretilen ısı enerji sıcak su tankına aktarılmaktadır. Ardından absorbsiyonlu soğutma

sistemi bileşeni olan generatöre ısı transferi yapılmaktadır. Güneş ışımasının az olduğu zamanlarda ise yardımcı ısıtıcı devreye girmektedir (Öz ve diğer., 2007).



Şekil 1.2 Güneş enerjisi sistemi bağlantı şeması (Daşkın ve Aksoy, 2014)

1.3 Literatür Çalışması

Absorbsiyonlu soğutma sistemi ilk kullanıldığı tarihten itibaren literatürde çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmada yararlanılan kaynakların kısaca özetleri kronolojik olarak verilmektedir.

Horuz (1998), amonyak-su akışkan çifti ile LiBr-su akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin; etki katsayıları, soğutma kapasiteleri ile sistemin maksimum ve minimum basınç değerlerini belirleyip karşılaştırmıştır. Ayrıca Carnot çevrimi, LiBr-su ve amonyak-su çifti için; değişken generatör sıcaklıkları için etki katsayısının değişimini ifade etmiştir. Carnot çevriminde COP doğrusal olarak artmakta, amonyak-su ve LiBr-su çiftlerinde ise belirli bir (~ 60 °C) generatör sıcaklığından itibaren artsa bile COP sabit kalmaktadır. Amonyak-su çifti, LiBr-su akışkan çiftine göre daha düşük evaporatör sıcaklık değerleri sağlayabilir, ancak sistem elemanları daha karmaşıktır.

Sun (1998), akışkan çiftleri olarak kullanılan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ve $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin termodinamik analizlerini yapmıştır. Yapılan analizler sonucunda $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ve $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ akışkan çiftlerinin, $\text{NH}_3\text{-}$

H₂O akışkan çiftine uygun bir alternatif olabildiği ve NH₃-NaSCN akışkan çifti NH₃-LiNO₃ akışkan çiftine göre biraz daha iyi sonuçlar verdiği saptanmıştır.

Akdemir ve Güngör (2001), absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin ısıtma ve soğutma amaçlı kullanılarak, çevre koruması ile enerji tasarrufu sağlanmasını anlatmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılabilecek akışkan çiftlerinin, bunların soğutma katsayısı üzerindeki etkilerinin ve mekanik soğutma sistemleriyle kıyaslanması yapılmıştır. Geliştirilmiş absorpsiyonlu çevrimlerin temel amaçlarına göre sınıflandırması yapılmış ve tümünün çalışma prensipleri detaylı şekilde anlatılmış ve etki katsayıları hesaplanıp yorumlanmıştır.

Florides, Kalogirou, Tassou ve Wrobel (2003), LiBr-su akışkan çiftli bir tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamiksel araştırmasını ve boyutlandırılmasını yapmışlar ve birim kW başına hesaplamaları ile fiyat analizini incelemişlerdir. Her bir absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanı için belirli kabuller ışığında ölçülendirme yapılmıştır. Ayrıca literatürde mevcut deneysel çalışmalar ile birim kW başına hesaplamaların karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışmada kullanılan deneysel yollar ile elde edilen termodinamik denklemler belirtilmiştir.

Bakhtiari, Fradette, Legros ve Paris (2011), tek etkili LiBr-su akışkan çiftli 14 kW'lık bir absorpsiyonlu ısı pompasının aritmetik simülasyonu ile deneysel olarak elde edilen termodinamik değerleri karşılaştırmıştır. Kurulan modelden hem termodinamik analiz hem de kullanılan tüm elemanların tasarımsal olarak deneysel sonuçlar elde edilmiştir.

Inzunza, Reyes, Magallanes ve Rivera (2013), LiBr-su akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinden tek etkili, yarım etkili, çift etkili ve ters çift etkili sistemlerini detaylı bir şekilde inceleyip etki katsayılarını karşılaştırmıştır. Tüm sistemlerin kütle ve enerji denklemleri çıkarılıp hesaplanmıştır. Bu sistemler içerisinde en iyi COP değeri çift etkili sistemdir ama en yüksek generatör sıcaklığı (~160°C) da bu sistem de sağlanmalıdır. Yarım etkili sistem ise her ne kadar düşük etki katsayısına sahip olsa da 60°C kaynak sıcaklığında çalışıp fayda sağlayabildiği ve tek etkili

sistemlerin de 80-100°C gibi generatör sıcaklıklarında da uygun COP değerleri verdiği belirtilmiştir.

Daşkın ve Aksoy (2014), güneş enerjisi destekli tek etkili LiBr-su akışkan çiftli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin iklimlendirme amaçlı kullanılmasını simüle edip tasarımı yapmıştır. Gerekli soğutma yükünü hesaplamak için HAP (saatlik analiz programı) kullanılmıştır. Tasarım parametreleri belirlenip sistemin termodinamik analiz sonuçları hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar ile sistemin ihtiyacını sadece güneşten sağlayamadığı fakat bunu kolektör alanını arttırarak veya düzlemsel tip yerine parabolik tip kullanılarak sağlanabileceği belirtilmiştir.

Ketfi, Merzouk, Merzouk, Metenan (2015), güneş enerjisi destekli bir tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans analizini yapmıştır. Parametrik olarak generatör sıcaklığı, absorber sıcaklığı, kondenser sıcaklığı, evaporatör sıcaklığı, ısı değiştiricisi etkinlik katsayısı ve gücü değiştirilip sonuçları görmeyi sağlayacak Matlab programı yazılıp simülasyon oluşturulmuştur. Böylelikle her bir değiştirilmiş generatör sıcaklığı için COP değeri bulunmuştur ve Lansing tarafından sunulan veriler ile karşılaştırılmıştır. Sistemin en yüksek verimi 0.77 ve 92°C generatör sıcaklığında ulaşılmıştır. Sistemin gücünü sağlayacak şekilde de güneş kolektörlerin hesaplanması yapılmıştır.

Ebrahimi, Jones ve Fleischer (2015), tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılabilecek iki fazlı yeni bir ısı geri kazanım sistemini tanımlamakta ve termo-ekonomik analizlerini yapmaktadır. Tasarlanan modelin literatürdeki belirli çalışmalar (Stoecker ve Reed) ile kıyaslanıp güvenilirliği belirtilmiştir. Bu ısı geri kazanım sistemi modeli için ise 4 farklı akışkan (HFC-245fa, HFC-245ca, Su ve HFC1234ZE) karşılaştırılmıştır. Bu akışkanlar içinde HFC1234ZE en yüksek COP değerine sahiptir.

Pandya, Patel ve Mudgal (2016), tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemini EES yazılımı ile modelleyip, termodinamik özelliklerin değerlerini hesaplamıştır. EES ile modellenen yazılımın, Arora ve Kaushik ile Saravanan ve Maiya verileri ile güvenilirliği kıyaslanıp hata oranları verilmiştir. Parametrik olarak Evaporatör

sıcaklığı 5 ile 15 °C arasında, Absorber ve Kondenser sıcaklıkları ise 30 ile 45 °C arasında belirlenip işlem yapılmaktadır. Aynı zamanda belirli evaporatör ve absorber sıcaklığındaki optimum generatör sıcaklığının ne olacağı hesaplanmıştır. Örneğin; ideal generatör sıcaklığı, kondenser sıcaklığı ile artar, evaporatör sıcaklığı ile de azalır. İdeal etki katsayısı (COP) ise evaporatör sıcaklığı ile artar, kondenser sıcaklığı ile de azalır.

Ochoa, Dutra, Henriquez ve dos Santos (2016), LiBr-su çifti kullanılan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin dinamik analizini yapmaktadır. Basit bir akış şeması oluşturulmaktadır. Giriş ve varsayılan değerler girilip tüm ısı transfer katsayıları, ısı yükler ve sıcaklıklar hesaplanmaktadır. Generatör sıcaklığı doymuş su sıcaklığından büyük ise koşul sağlanmış olup akış devam etmektedir. Sıcaklık profilleri ve kütle dengeleri hesaplanıp belirli bir yakınsama kriterine göre kontrol edilmektedir. Bu şartı da sağladıktan sonra ısı transfer katsayıları, basınçlar, ısı yükler ve etki katsayısı belirlenmiş olmaktadır. Bu şekilde bir dinamik modelin akış şeması belirtilmektedir. Simülasyon yardımıyla ve deneysel olarak belirlenen sonuçlar kıyaslanmaktadır. Makalede zaman olarak 2000 sn ve 4000 sn arası değerler gösterilmekte ve 3000. saniyede generatör sıcaklığının 10 °C arttırılıp diğer değerlerin nasıl değiştiğini göstermektedir.

Manu ve Chandrashekar (2016), çip soğutma amacıyla tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sistemini ele almıştır. Absorpsiyon çevrimi ve çiple olan ısı analiz için denklemler Matlab kodu yardımıyla hesaplanmıştır. Çip sıcaklığı'nın etki katsayısı (COP), ısı yük, konsantrasyon, sistemin sıcaklıkları ve basınçları üzerindeki etkisi belirtilmiştir. Çip sıcaklığı arttıkça COP artmakta, ısı yük, debi ve konsantrasyon azalmaktadır.

Salmi, Vanttola, Elg, Kuosa ve Lahdelma (2017), B.Delta37 kargo gemisinin egzoz gazlarından (68-203 °C) kaynaklanan atık ısıyı absorpsiyonlu soğutma sistemine ısı girdisi sağlayıp soğutma elde etmek amaçlamaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemi LiBr-su ve Amonyak-Su olarak iki farklı akışkan çifti ile incelenmektedir. Her iki çevrim için kütle ve enerji denklemleri yardımıyla modelin tüm değerleri hesaplanıp,

literatürdeki çalışmalar ile kıyaslanıp güvenilirliği sağlanmaktadır. Optimum generatör sıcaklığı ve COP değerleri, farklı evaporatör sıcaklık değerleri için hesaplanmaktadır. Ayrıca atık ısı geri kazanımı için 3 farklı yöntem (direkt egzoz gaz ısı değiştiricisi, jacket water ve süpürücü hava soğutma) incelenmektedir. Bu yöntemlerle soğutma gücü potansiyelleri belirlenmektedir ve farklı Ana Motor havasının (ME) yükleri için soğutma kapasiteleri hesaplanmaktadır.

Karaali (2017), tek, yarım ve çift etkili absorpsiyonlu sistemlerini ekserjetik olarak karşılaştırmıştır. Tüm sistem elemanlarının enerji ve ekserji denklemlerinin hesaplanması için Fortran dilinde bilgisayar programı yazılmıştır. Sonuçlardan generatör sıcaklığı arttıkça COP değeri de arttığı ve ekserji kaybı her üç sistemde de en fazla evaporatörde sonra absorberde meydana geldiği saptanmıştır.

1.4 Tez Çalışmasının İçeriği ve Motivasyonu

Literatürde absorpsiyonlu soğutma sistemi ile ilgili bir çok çalışma mevcuttur. Araştırmalarda soğutma sisteminin tipinden kullanılan akışkan çiftine kadar pek çok alana değinilmiştir. Hem teorik hem de deneysel olarak bu tür soğutma sistemleri ve elemanları değerlendirilip incelenmiştir. Kullanılan sistem elemanlarının tasarımı, modellenmesi ve analizi ile ilgili çalışmalar bir çok araştırmacı tarafından çalışılmıştır.

Bu tez çalışmasının içeriği güneş enerjisi destekli, LiBr-su soğutkan çiftli ve tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi ile alakalıdır. Kullanılan ana elemanlarının tasarımı ve modellemesi yapıp gerekli tüm termodinamiksel özellikleri araştırılmış ve aynı zamanda belirlenen ihtiyaçlar doğrultusunda boyutlandırılması yapılmıştır. Hesaplamalara ek olarak literatürdeki bir çok çalışmalara konu olmuş absorber elemanının dış yüzeyindeki film akışın sayısal analizi de yapılmıştır. Film akışta sayısal analiz ile bulunan ısı taşınım katsayı sonuçları ile ısı taşınım korelasyonları yardımıyla bulunan ısı taşınım katsayısı sonuçları karşılaştırılmış ve uygun sonuçlar elde edilmiştir. Bu incelemelerin tek bir araştırmada yer alması ve kaynak olarak da güneş enerjisi gibi yenilenebilir enerji kullanılması tez çalışmasının motivasyonu olmuştur.

BÖLÜM İKİ

ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde termodinamik analizi yapmadan önce tasarım parametreleri belirlenmelidir. Ardından sistemin özellikleri gereği ve hesaplanabilirliği kolaylaştırmak için belli kabuller yapılır. Tüm bu adımlardan sonra sistem elemanlarının giriş ve çıkış değerlerinin termodinamik analizi yapılabilir.

2.1 Tasarım Parametreleri

Şekil 1.1’de şematik olarak gösterilen absorbsiyonlu soğutma sistemin gerekli ihtiyaçları karşılayacak şekilde ilgili referans noktalarının sistem parametreleri belirlenmelidir. Tablo 2.1’de araştırmada uygun görülen tasarım parametreleri, Şekil 1.1’de numaralandırıldığı gibi listelenmiştir (Florides ve diğer., 2003).

Tablo 2.1 Tasarım parametreleri

➤ Evaporatör kapasitesi	$\dot{Q}_E = 5 \text{ kW}$
➤ Evaporatör sıcaklığı	$T_{10} = 6^\circ\text{C}$
➤ Generatör eriyik çıkış sıcaklığı	$T_4 = 90^\circ\text{C}$
➤ Fakir eriyik konsantrasyonu	$x_f = \%55 \text{ LiBr}$
➤ Zengin eriyik konsantrasyonu	$x_z = \%60 \text{ LiBr}$
➤ Eriyik ısı değiştiricisi çıkış sıcaklığı	$T_3 = 65^\circ\text{C}$
➤ Generatör su buharı çıkış sıcaklığı	$T_7 = 88^\circ\text{C}$
➤ Evaporatörden yoğuşan sıvı miktarı	$\dot{m}_{11} = 0,025 \times \dot{m}_{10}$

2.2 Yapılan Kabuller

Bu araştırma için yapılan kabuller listelenmiştir (Florides ve diğer., 2003).

- ✓ Sistem şartları sürekli.
- ✓ Sistemdeki tüm basınç kayıpları, her bir bileşendeki kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ve sisteme verilen iş girişi ihmal edilmiştir.

- ✓ Eriyik ısı değiştiricisi ve genleşme valfleri adyabatik, pompa ise izentropiktir.
- ✓ Generatörden ayrılan soğutkan buharının sıcaklığı ve basıncı, generatör sıcaklığı ve basıncı değerindedir.
- ✓ Kondenserden ayrılan soğutkan, doymuş sıvı şartlarında saf sudur ve kondenser sıcaklığında kondenserden çıkmaktadır.
- ✓ Evaporatörden ayrılan soğutkan buharı, kuru doymuş buhar şartlarında ve evaporatör sıcaklığındadır.
- ✓ Absorberden ayrılan fakir eriyik, absorber sıcaklığı ve basıncında dengededir.
- ✓ Generatörden ayrılan zengin eriyik, generatör sıcaklığı ve basıncında dengededir.
- ✓ Tüm kullanılan elemanların çevreye ısı kaybı ihmal edilmiştir.

2.3 Eriyik ve Suyun Termodinamik Özellikleri İçin Formülasyonlar

Suyun termodinamik özelliklerinin belirlenebilmesi için uzun zamandır pek çok bilim insanı tarafından deneysel ve teorik araştırmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalar sonrasında doğruluğu kabul görmüş ve ispatlanmış denklemler bulunmaktadır. Aynı zamanda LiBr tuzu ile suyun çözeltisi olan eriyik de akışkan olarak belirli bir termodinamik özellikleri vardır.

2.3.1 Eriyik ile İlgili Termodinamik Özelliklerin Bulunması

Isıl analiz için eriyik ile ilgili gerekli tüm termodinamik özellikler Tablo 2.2’de gösterilmiştir. Bu özellikler sırasıyla; basınç, sıcaklık, entalpi, yoğunluk, dinamik viskozite, özgül ısı ve ısı iletim katsayısıdır. Bu formülasyonlar, parantez içinde belirtilen referansta sunulan veriler yardımıyla, Florides ve diğer., (2003)’nin çalışmasında elde edilmiş ve bu tez çalışmasında kullanılmıştır.

Tablo 2.2 Eriyik ile ilgili termodinamik özellikler

Eriyik basıncı ve sıcaklığı (ASHRAE, 1997)	
$\log P = C + D/(T_s + 273) + E/(T_s + 273)^2$	(2.1)
$T_s = (-2E/(D + [D^2 - 4E(C - \log P)]^{0.5})) - 273$	(2.2)
$T_E = \sum B + T_s \sum A$	(2.3)

Tablo 2.2 devamı

$A_0 = -2,00755; A_1 = 0,16976; A_2 = -0,003133362; A_3 = 0,0000197668$ $B_0 = 124,937; B_1 = -7,71649; B_2 = 0,152286; B_3 = -0,0007959$ $\sum A = A_0X^0 + A_1X^1 + A_2X^2 + A_3X^3$ $\sum B = B_0X^0 + B_1X^1 + B_2X^2 + B_3X^3$ $C = 7,05; D = 1596,49; E = -104095,5$ Eriyik Değişim Aralığı (% LiBr) $45 < X < 70$ T_S = Suyun Doyma Sıcaklığı (°C), Değişim Aralığı $-15 < T_S < 110$ °C T_E = Eriyik Sıcaklığı (°C), Değişim Aralığı $5 < T_E < 175$ °C P: Doyma Basıncı (kPa)	
Eriyik entalpisi (ASHRAE, 1997) $h = 1000(\sum A + T \times \sum B + T^2 \times \sum C) \quad (2.4)$ Eriyik Değişim Aralığı (% LiBr) $40 < X < 70$ T_E = Eriyik Sıcaklığı (°C), Değişim Aralığı $15 < T_E < 165$ °C h = Eriyik Entalpisi (J/kg) $A_0 = -2024,33; A_1 = 163,309; A_2 = -4,88161; A_3 = 0,06302948; A_4 = -0,0002913704$ $B_0 = 18,2829; B_1 = -1,1691757; B_2 = 0,03248041; B_3 = -0,0004034184; B_4 = 0,0000018520569$ $C_0 = -0,037008214; C_1 = 0,0028877666; C_2 = -0,000081313015$ $C_3 = 0,00000099116628; C_4 = -0,0000000044441207$ $\sum A = A_0X^0 + A_1X^1 + A_2X^2 + A_3X^3 + A_4X^4$ $\sum B = B_0X^0 + B_1X^1 + B_2X^2 + B_3X^3 + B_4X^4$ $\sum C = C_0X^0 + C_1X^1 + C_2X^2 + C_3X^3 + C_4X^4$	
Eriyik yoğunluğu (Lee, DiGuilio, Jeter ve Teja, 1990) $\rho_x = 1145,36 + 470,84 \times X_0 + 1374,79 \times X_0^2 - (0,333393 + 0,571749 \times X_0) \times (273 + T_E) \quad (2.5)$ Eriyik Değişim Aralığı (% LiBr) $20 < X < 60$ T_E = Eriyik Sıcaklığı (°C), Değişim Aralığı (°C) $0 < T_E < 200$ ρ_x = Eriyik Yoğunluğu (kg/m ³) $X_0 = X / 100$	
Eriyiğin dinamik viskozitesi (Lee, DiGuilio, Jeter ve Teja, 1990) $\mu = \exp(B)/1000 \quad (2.6)$ Eriyik Değişim Aralığı (% LiBr) $45 < X < 65$ T_K = Eriyik Sıcaklığı (°C), μ = Eriyik Dinamik (Mutlak) Viskozitesi (kg/(ms)) $A_1 = -494,122 + 16,3967 \times X - 0,14511 \times X^2$ $A_2 = 28606,4 - 934,568 \times X + 8,52755 \times X^2$ $A_3 = 70,3848 - 2,35014 \times X + 0,0207809 \times X^2$ $B = A_1 + (A_1 / T_K) + A_1 \times \ln(T_K)$	
Eriyik özgül ısısı (ASHRAE, 1997) $c_p = 0,0976 \times X^2 - 37,512 \times X + 3825,4 \quad (2.7)$ X = % LiBr c_p = LiBr eriyiğinin özgül ısısı (J kg ⁻¹ K ⁻¹) [R ² =0,9997]	

Tablo 2.2 devamı

Eriyik ısı iletim katsayısı (Abdullagatov ve Magomedov, 1997)	
$k = K_1 + D_{13}$	(2.8)
$k = K_1 + D_{12}$	(2.9)
T_K = Eriyik Sıcaklığı (K) X = % LiBr k = LiBr eriyiğinin ısı iletim katsayısı ($W m^{-1} K^{-1}$)	
$T_K < 313$ için; $K_1 = -0,3081 \times (X/100) + 0,62979$; $K_3 = -0,291897 \times (X/100) + 0,59821$ $D_{13} = ((K_3 - K_1)/20) \times (313 - T_K)$	
$T_K \geq 313$ için; $K_1 = -0,3081 \times (X/100) + 0,62979$; $K_2 = -0,3191795 \times (X/100) + 0,65388$ $D_{12} = ((K_2 - K_1)/20) \times (T_K - 313)$	

2.3.2 Su ile İlgili Termodinamik Özelliklerin Bulunması

Isıl analiz için su ile ilgili gerekli tüm termodinamik özellikler, Tablo 2.3'te gösterilmiştir. Bu özellikler sırasıyla; su buharının doyma basıncı, doymuş su buharı entalpisi, su buharının yoğunlaşma gizli ısı, doymuş suyun yoğunluğu, kızgın su buharı entalpisi, suyun dinamik viskozitesi, suyun yoğunluğu, suyun özgül ısı ve suyun ısı iletim katsayısıdır. Bu formülasyonlar eriyik özelliklerinde olduğu gibi parantez içinde belirtilen referansta sunulan veriler yardımıyla, Florides ve diğer., (2003)'nin çalışmasında elde edilmiş ve bu tez çalışmasında kullanılmıştır.

Tablo 2.3 Su ile ilgili termodinamik özellikler

Su buharının doyma basıncı (Rogers ve Mayhew, 1992)	
$P = 2 \times 10^{-12} \times T^6 - 3 \times 10^{-9} \times T^5 + 2 \times 10^{-7} \times T^4 + 3 \times 10^{-5} \times T^3 + 0,0014 \times T^2 + 0,0444 \times T + 0,6108$	(2.10)
P = Doyma Basıncı (kPa) [$R^2 = 0,9999$] T = Sıcaklık ($^{\circ}C$)	
Doymuş su buharı entalpisi (Rogers ve Mayhew, 1992)	
$h_g = -0,00125397 \times T^2 + 1,88060937 \times T + 2500,559$	(2.11)
h_g = Doymuş su buharının entalpisi (kJ/kg) [$R^2 = 0,9999$] T = Sıcaklık ($^{\circ}C$)	
Su buharının yoğunlaşma gizli ısı (ASHRAE, 1997)	
$h_{fg} = -0,00132635 \times T^2 - 2,29983657 \times T + 2500,43063$	(2.12)
h_{fg} = Yoğuşma gizli ısı (kJ/kg) [$R^2 = 0,9999$] T = Doyma sıcaklığı ($^{\circ}C$)	

Tablo 2.3 devamı

Doymuş suyun yoğunluğu (ASHRAE, 1997) $\rho_g = 1/(0,00001147965 \times T^4 - 0,00297197798 \times T^3 + 0,28077931731 \times T^2 - 11,83083758 \times T + 202,9035477661) \quad (2.13)$ ρ_g = Doymuş suyun yoğunluğu (kg/m³) [R² = 0,9986] T = Doyma sıcaklığı (°C)
Kızgın su buharı entalpisi (Rogers ve Mayhew, 1992) $h_{sh} = [(h_{SH2} - h_{SH1})/100] \times T + h_{SH1} \quad (2.14)$ h_{sh} = Kızgın su buharı entalpisi (kJ/kg) [R² = 0,992] $T_{s,D}$ = Suyun doyma sıcaklığı (°C) $T_{s,B}$ = Buhar sıcaklığı (°C) P_s = Buhar basıncı (kPa) T = Kızgın buhar sıcaklığı (°C) $T = T_{s,B} - T_{s,D}$ $h_{SH1} = 32,508 \times \ln(P) + 2513,2$ $h_{SH2} = 0,00001 \times P^2 - 0,1193 \times P + 2689$
Suyun kinematik viskozitesi $\nu = 10^{-4} \times (3,177083333 \times 10^{-8} \times T^4 - 8,9652777778 \times 10^{-6} \times T^3 + 9,827083333 \times 10^{-4} \times T^2 - 0,05532222222 \times T + 1,7876666667) \quad (2.15)$ T = Su sıcaklığı (°C) ν = Kinematik viskozite (m²/s) [R² = 0,9999]
Suyun dinamik viskozitesi $\mu = 10^{-6} \times (3,1538716146 \times 10^{-5} \times T^4 - 0,008913055428199999 \times T^3 + 0,9795876934 \times T^2 - 55,4567974 \times T + 1791,74424) \quad (2.16)$ T = Su sıcaklığı (°C) μ = Dinamik (mutlak) viskozite (N*s / m²) (kg/m/s) [R² = 0,9999]
Suyun yoğunluğu $\rho = 0,000015451 \times T^3 - 0,0059003 \times T^2 - 0,019075 \times T + 1002,3052 \quad (2.17)$ T = Su sıcaklığı (°C) ρ = Suyun yoğunluğu (kg/m³) [R² = 0,9999]
Suyun özgül ısısı $c_p = 0,000003216145833 \times T^4 - 0,000798668982 \times T^3 + 0,0780295139 \times T^2 - 3,0481614 \times T + 4217,7377 \quad (2.18)$ T = Su sıcaklığı (°C) c_p = Suyun özgül ısısı (J/kg/K) [R² = 0,9994]
Suyun ısı iletim katsayısı $k = -6,5104167 \times 10^{-10} \times T^4 + 1,8923611 \times 10^{-7} \times T^3 - 2,671875 \times 10^{-5} \times T^2 + 0,0027103175 \times T + 0,5520119 \quad (2.19)$ T = Su sıcaklığı (°C) k = Suyun ısı iletim katsayısı (W/m/C) [R² = 0,9999]

2.3.3 Boru Malzemeleri ile İlgili Termodinamik Özelliklerin Bulunması

Isıl analiz için eriyik ve su ile ilgili özelliklerin yanında bilinmesi gereken sistem elemanlarında kullanılan boru malzemesinin termodinamik özellikleri belirlenmelidir. Boru malzemesinin ısı iletim katsayılarının formülasyonları, paslanmaz çelik ve bakır için Tablo 2.4'te gösterilmiştir. Paslanmaz çelik için formülasyon, parantez içinde belirtilen referansta sunulan veriler yardımıyla, Demir ve diğer., (2013)'nin çalışmasından; bakır için olan formülasyon ise parantez içinde belirtilen referansta sunulan veriler yardımıyla, Florides ve diğer., (2003)'nin çalışmasından elde edilmiş ve bu tez çalışmasında kullanılmıştır.

Tablo 2.4 Boru malzemesi ile ilgili termodinamik özellikler

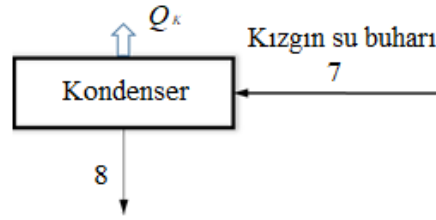
Paslanmaz çelik malzemenin ısı iletim katsayısı (Assael ve Gialou, 2003) $k_p = k_{ps}(298,15 K)[A_0 + A_1((T + 273,15)/298,15) + A_2((T + 273,15)/298,15)^2] \quad (2.20)$ k_p = Paslanmaz çelik ısı iletim katsayısı (W/m/K) [$R^2 = 1$] T = Sıcaklık (°C) $k_{ps}(298,15 K)$ (W/m/K) = 14,22 $A_0 = 0,3989$; $A_1 = 0,72$; $A_2 = -0,1188$
Bakır malzemenin ısı iletim katsayısı (Özışık, 1985) $k_c = 4,583333 \times 10^{-9} \times T^4 - 2,916667 \times 10^{-6} \times T^3 + 6,541667 \times 10^{-4} \times T^2 - 0,1108333 \times T + 386 \quad (2.21)$ k_c = Bakır ısı iletim katsayısı (W/m/K) [$R^2 = 1$] T = Sıcaklık (°C)

2.4 Sistem Elemanlarının Kütle ve Enerji Denklemlerinin Çıkarılması

Soğutma sisteminin beş ana elemanı ve genişleme valfleri ile eriyik pompasının kütle ve enerji denklemleri kabuller yardımıyla çıkartılmıştır. Çıkarılan bu denklemler ile gerekli termodinamik hesaplamalar yapıp tüm elemanların kapasiteleri bulunmuştur. Ardından da COP değeri hesaplanmıştır. Absorber ve generatör için verilen kütle ve enerji denklemlerinde “x” terimi ile gösterilen konsantrasyon oranlarını içeren denklemlerdeki eşitlik, LiBr eriyiği için olan denge bağıntısını göstermektedir.

2.4.1 Kondenser

Kondenserdeki akış Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Kondensere generatörden soğutkan olarak ayrılan su, kızgın su buharı (7 numara) halinde girer ve ısısını ($\dot{Q}_K$) soğutma suyuna aktararak yoğuşmuş şekilde doymuş su (8 numara) halinde kondenserden çıkar.



Şekil 2.1 Kondenserdeki akış şeması

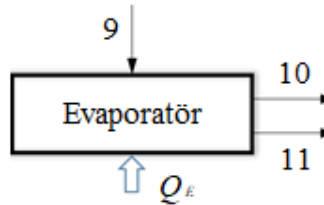
Kondenserde kütle ve enerji denklemleri, Şekil 2.1’de gösterilen akış şemasına göre (2.22) ve (2.23) numaralı eşitlikler ile gösterilmiştir.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (2.22)$$

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (2.23)$$

2.4.2 Evaporatör

Evaporatördeki akış Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Kondenserden gelen soğutkan genleşme valfi ile basıncı düşürülen doymuş su halinde soğutkan (9 numara), çevreden çekilecek ısı miktarını ($\dot{Q}_E$) alıp, doymuş su buharı (10 numara) ve kısmen doymuş su (11 numara) olarak evaporatörden çıkar.



Şekil 2.2 Evaporatör akış şeması

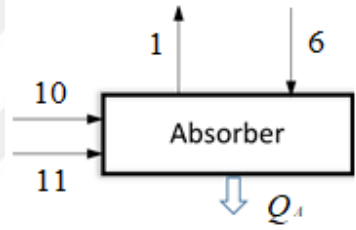
Evaporatörde kütle ve enerji denklemleri, Şekil 2.2’de gösterilen akış şemasına göre (2.24) ve (2.25) numaralı eşitlikler ile gösterilmiştir.

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (2.24)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_9 h_9 \quad (2.25)$$

2.4.3 Absorber

Absorberdeki akış Şekil 2.3’te gösterilmiştir. Evaporatörden gelen doymuş su buharı (10 numara) ve doymuş su (11 numara) ile eriyik ısı değiştiricisinden gelen zengin eriyik (6 numara), ısısını ($\dot{Q}_A$) soğutma suyuna vererek, soğutkan olan suyu absorbe ederek fakir eriyik (1 numara) olarak absorberden çıkmaktadır.



Şekil 2.3 Absorber akış şeması

Absorberde kütle ve enerji denklemleri, Şekil 2.3’te gösterilen akış şemasına göre (2.26), (2.27) ve (2.28) numaralı eşitlikler ile gösterilmiştir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (2.26)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_{11} x_{11} \quad (2.27)$$

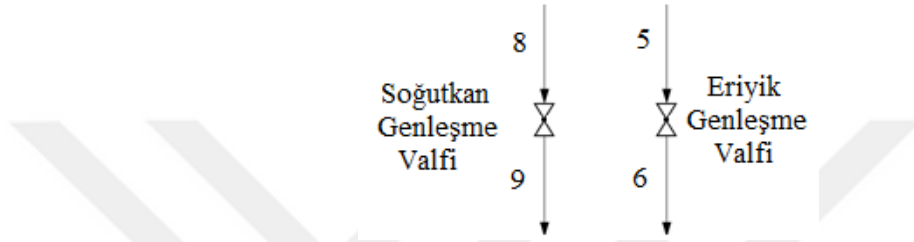
$$\dot{Q}_A = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_1 h_1 \quad (2.28)$$

2.4.4 Eriyik Isı Değiştiricisi

Eriyik Isı Değiştiricisindeki akış Şekil 2.4’te gösterilmiştir. Absorberden çıkıp eriyik pompası ile gereken basınca yükseltilen fakir eriyik (2 numara) generatöre gönderilmeden önce eriyik ısı değiştiricisi ile ara ısıtma yapılarak sistemin verimini arttırmaktadır. Burada zengin eriyik (4 numara) fakir eriyiğe belli miktar ısısını atmaktadır.

2.4.6 Genleşme Valfleri

Genleşme valflerindeki akış Şekil 2.6’da gösterilmiştir. Soğutkan tarafındaki genleşme valfi, kondenserden çıkan yüksek basınçlı doymuş suyu (8 numara), evaporatöre girmeden önce düşük evaporatör basıncına düşürmektedir. Eriyik tarafındaki genleşme valfi ise yüksek basınçlı eriyik ısı değiştiricisinden gelen zengin eriyiği (5 numara), absorbere girmeden önce düşük absorber basıncına düşürmektedir.



Şekil 2.6 Genleşme valflerinin akış şemaları (sol-soğutkan, sağ-eriyik)

Genleşme valflerindeki kütle ve enerji denklemleri, Şekil 2.6’da gösterilen akış şemasına göre (2.35), (2.36), (2.37) ve (2.38) numaralı eşitlikler ile gösterilmiştir.

Soğutkanın geçtiği genleşme valfinde;

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (2.35)$$

$$h_8 = h_9 \quad (2.36)$$

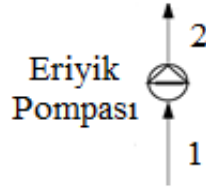
Eriyiğin geçtiği genleşme valfinde ise;

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (2.37)$$

$$h_5 = h_6 \quad (2.38)$$

2.4.7 Eriyik Pompası

Eriyik pompasındaki akış Şekil 2.7’de gösterilmiştir. Absorberden çıkan düşük basınçlı fakir eriyik (1 numara), eriyik ısı değiştiricisi basıncına arttırmak için eriyik pompasına gelir ve basıncı yükselterek fakir eriyik (2 numara) ısı değiştiricisine gönderilir.



Şekil 2.7 Eriyik pompası akış şeması

Eriyik pompasındaki kütle ve enerji denklemleri, Şekil 2.7’de gösterilen akış şemasına göre (2.39) ve (2.40) numaralı eşitliklerde gösterilmiştir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.39)$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (2.40)$$

2.5 COP Değerinin Hesaplanması

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin veriminin hesaplanmasında (2.41) numaralı denklemden yararlanılır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı girdisi olarak güneş enerjisi desteği ile generatörde olmaktadır, yapılan iş ise evaporatörden ısı çekimi ile gerçekleşmektedir. Bu yüzden evaporatör kapasitesi ile generatör kapasitesinin oranı ile verim hesaplanmaktadır.

$$COP = \dot{Q}_E / \dot{Q}_G \quad (2.41)$$

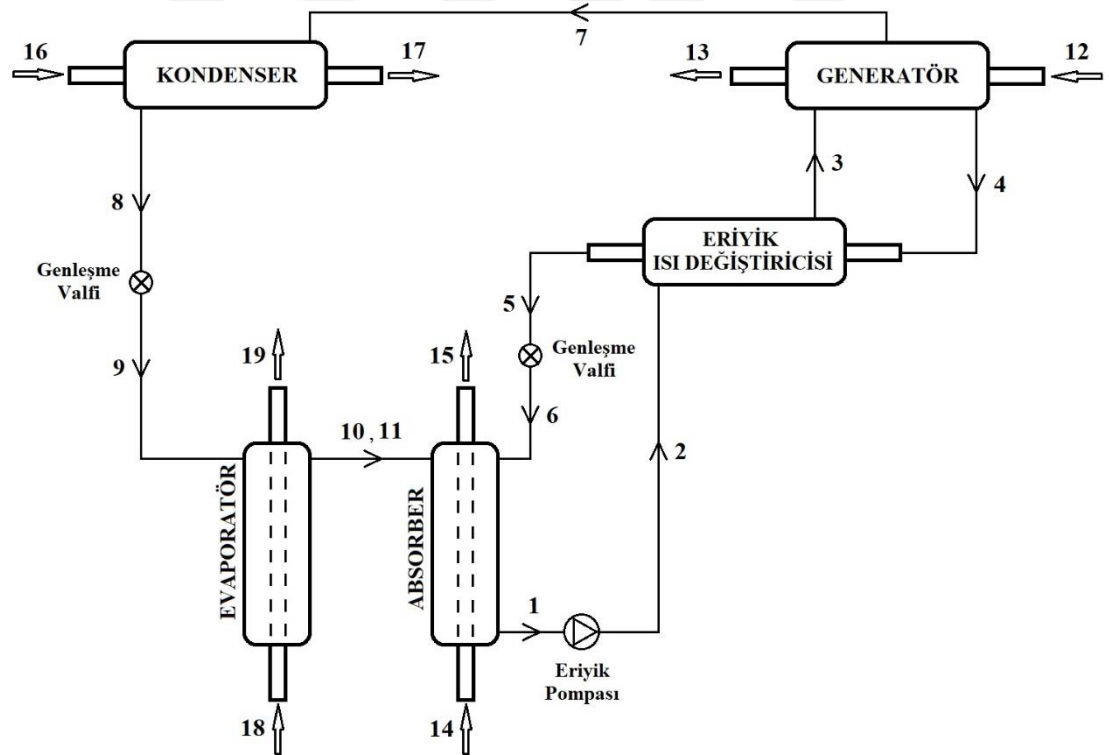
(2.41) numaralı COP formülünde pompa işi ($\dot{W}_p$), diğer kapasite değerlerine oranla ihmal edilebilir (yaklaşık soğutma yükünün otuz binde biri) olduğu için hesaplamaya katılmadığından ifade edilmemiştir.

BÖLÜM ÜÇ

ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI

Tek etkili LiBr-su soğutkan çifti ile çalışan, 5 kW soğutma kapasitesine sahip absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımı yapılmıştır. Şekil 1.1’de şematik olarak gösterilen absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan ana elemanlarının nasıl bir ısı değiştiricisi tipi kullanıldığı ve akışkanların boru içi veya dışından geçeceği, Şekil 3.1’de gösterildiği gibi tasarım parametrelerine uygun bir şekilde belirlenmiştir (Demir ve diğer., 2013).

Generatör, eriyik ısı değiştiricisi ve kondenser; yatay, ters ve tek geçişli ve gövde boru tipli ısı değiştiricisi seçilmiştir. Bununla birlikte, absorber ve evaporatör de ise dikey, ters ve tek geçişli gövde boru tipi bir ısı ısı değiştiricisi seçilmiştir (Demir ve diğer., 2013).



Şekil 3.1 Absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımsal gösterimi (Demir ve diğer., 2013)

3.1 Tasarım Hesaplamalarında Kullanılan Denklemler

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin her bir elemanın ısı transferi hesaplamalarında yararlanılan tüm termodinamik denklemler incelenmektedir. Bu eşitliklerden tüm sistem bileşeni için kullanılan genel bağıntılar verilmektedir.

Öncelikle tasarımın yapılabilmesi için ısı transfer kapasitesinin $[W]$; toplam ısı transfer katsayısı $[W/(m^2 \text{ } ^\circ C)]$, ısı transfer alanı $[m^2]$ ve logaritmik sıcaklık farkı $[^\circ C]$ ile olan bağıntısı (3.1) numaralı eşitlikte verilmiştir (Özışık, 1985; Kakaç ve Liu, 1998).

$$Q = U \times A \times \Delta T_{lm} \quad (3.1)$$

Toplam ısı transferi katsayısı, boru için bağıntı (Özışık, 1985; Kakaç ve Liu, 1998);

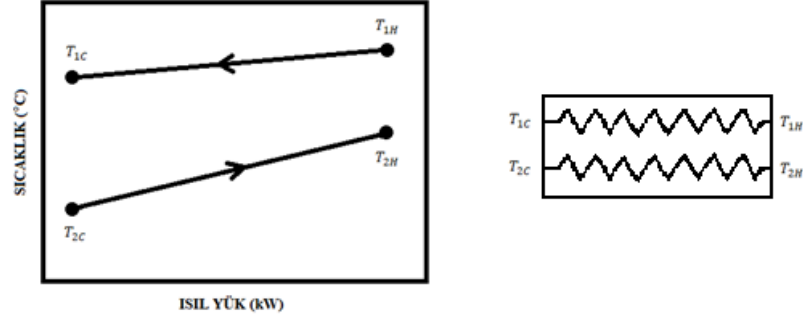
$$U = \frac{1}{(D_d/D_i) \times (1/h_i) + (D_d/D_i) \times F_i + [1/(2k)] \times D_d \times \ln(D_d/D_i) + F_d + 1/h_d} \quad (3.2)$$

Yukarıdaki toplam ısı transferi bağıntısında “ F_i ” ve “ F_d ” olarak gösterilen ifade sırasıyla iç yüzey ve dış yüzey boru kirlenme faktörüdür. Bağıntıdaki “ k ” ifadesi ise seçilen boru malzemesi için ısı iletim katsayısıdır. Florides ve diğer., (2003) çalışmasındaki değerlere göre kirlenme faktörleri $0,00009 [m^2 K/W]$ olarak alınmıştır. Bağıntıdaki diğer değerler olan “ h_i ” ve “ h_d ” ise sırasıyla boru iç ve dış ısı taşınım katsayılarını ifade etmektedir.

Logaritmik sıcaklık farkı için bağıntı;

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{1H} - T_{2H}) - (T_{1C} - T_{2C})}{\ln \left[\frac{(T_{1H} - T_{2H})}{(T_{1C} - T_{2C})} \right]} \quad (3.3)$$

Üstteki bağıntıda her biri ısı değiştiricisi olan soğutma sistemi elemanlarında kendi akışına göre Şekil 3.2’de görüldüğü gibi giriş ve çıkış sıcaklıklarına göre ayrılarak logaritmik sıcaklık farkı hesaplanmaktadır.



Şekil 3.2 Logaritmik sıcaklık farkı eşitliğinde ifadelerin ısı değiştiricisindeki hali (Demir ve diğer., 2013)

Isı taşınım katsayısı hesaplanırken akışın durumuna göre (boru içi/dışı, laminar/türbülans) denklemler değişmektedir. Tasarım parametrelerine göre absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan gerekli bağıntılar gösterilmiştir.

Bağıntıların bazılarında “ Nu ” değeri verilmektedir. Isı taşınım katsayısı ile “ Nu ” arasındaki eşitlik de ilgili hal için kullanılabilecek denklemlerden önce (3.4) eşitliğinde gösterilmiştir. Böylelikle ısı taşınım katsayısı hesaplanabilir.

$$Nu = h_{i,d} \times D_e / k \quad (3.4)$$

Burada “ D_e ” terimi eşdeğer çapı (m), “ k ” terimi akışkanın ısı iletim katsayısını (W/m^2K), “ $h_{i,d}$ ” terimi ise ısı taşınım katsayısını göstermektedir. Alt indis olarak “ i ” boru içi “ d ” ise boru dışını ifade etmektedir.

Boru içi laminar akış için (ASHRAE, 1997; Kakaç ve Liu, 1998; Demir ve diğer., 2013);

$0,48 < Pr < 16700$ ve $0,00444 < (\mu_i/\mu_d) < 9,75$ şartlarında;

$$Nu = 1,86 \times (Re \times Pr \times D_e / L)^{1/3} \times (\mu_i/\mu_d)^{0,14} \quad (3.5)$$

Bu bağıntıdaki “ μ_i ” terimi boru içinde akan akışkanın ortalama sıcaklığındaki viskozitesidir. “ μ_d ” terimi ise akışkanın cidar sıcaklığındaki viskozite değeridir. Ayrıca “ D_e ” terimi eşdeğer çap yani boru içi akış için, boru iç çapı (m) ve “ L ” terimi ise boru uzunluğunu (m) belirtmektedir.

Boru içi akışın türbülanslı hali için (ASHRAE, 1997; Kakaç ve Liu, 1998; Demir ve diğer., 2013);

$0,7 < Pr < 16700$, $Re > 4000$ ve $(L/D) > 60$ şartlarında;

$$Nu = 0,027 \times Re^{0,8} \times Pr^{1/3} \times (\mu_i/\mu_d)^{0,14} \quad (3.6)$$

Boru dışı akış için (Geankoplis, 1983; Yiğit, 1990; Demir ve diğer., 2013);

$$Nu = 0,36 \times \left(\frac{GD_e}{\mu A_e}\right)^{0,55} \times \left(\frac{\mu c_p}{k}\right)^{1/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (3.7)$$

Burada “ D_e ” terimi eşdeğer çap, “ μ_w ” terimi ise cidardaki sıcaklıktaki viskozite değeridir.

Yatay borunun dış yüzeyindeki yoğuşma için (Özışık, 1985; Florides ve diğer., 2003; Demir ve diğer., 2013);

$$h_d = 0,725 \times \left[\frac{g \rho_{s,d} (\rho_{s,d} - \rho_{b,d}) h_{fg} k_d^3}{\mu_d (T_{ort,d} - T_w) D_d} \right]^{0,25} \quad (3.8)$$

Dikey boruda dış yüzeydeki film akış için (Patnaik ve diğer., 1993; Demir ve diğer., 2013);

$$h_d = (k/\delta) \times (0,029 \times Re^{0,53} \times Pr^{0,344}) \quad (3.9)$$

Eşitlikteki “ δ ” terimi film kalınlığını belirtmektedir ve (3.10) numaralı bağıntı ile hesaplanabilir.

$$\delta = \left(\frac{3 \times Re \times \nu^2}{g} \right)^{1/3} \quad (3.10)$$

Bağıntıdaki “ ν ” terimi kinematik viskozite değerini “ g ” terimi ise yerçekimi ivmesi değerini belirtmektedir.

Toplam ısı transferi katsayısını bulabilmek için kullanılan tüm denklemlerde geçen terimlerin hesaplanabilmesi için gerekli bağıntılar (3.11), (3.12), (3.13) ve (3.14) numaralı eşitliklerde gösterilmiştir.

Prandtl;

$$Pr = c_p \times \mu / k \quad (3.11)$$

Reynolds;

$$Re = \rho \times V \times D_h / \mu \quad (3.12)$$

Boru içi ortalama hız;

$$V_i = 4 \times \dot{m} / (\rho \times \pi D_i^2 \times N) \quad (3.13)$$

Boru dışı ortalama hız;

$$V_d = 4 \times \dot{m} / [\rho \times \pi (D_g^2 - D_d^2 \times N)] \quad (3.14)$$

Bu bağıntıdaki “ D_g ” terimi seçilen gövde boru tipi ısı değiştiricisinin kovan iç çapını ifade etmektedir. “ D_d ” terimi ise ısı değiştiricisinde kovanın içindeki “ N ” adet borunun dış çapıdır. Boru içi ortalama hız denklemindeki “ D_i ” terimi de borunun iç çapıdır.

3.2 Sistem Elemanlarının Modellenmesi ve Boyutlandırılması

Sistem elemanlarının tasarlanmasında; kapasite, soğutma/ısıtma suyu giriş debileri ve sıcaklıkları gibi belirli parametrelere göre yukarıdaki eşitlikler yardımıyla her bir sistem bileşeni için toplam ısı transfer katsayısı, ısı transfer yüzey alanı ve gerekli uzunluk değerleri hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar ile sistem elemanının modeli belirlenmiş olur.

Bununla birlikte, alt indislerde belirtilen sistem bileşeninin ısı transfer yüzey alanı ve uzunluk değerlerine göre ve daha önceden seçilmiş olan ısı değiştiricinin cinsi, gövde çapı, gövde içi boruların sayısı ve dış/iç çap değerlerine göre boyutlandırılması

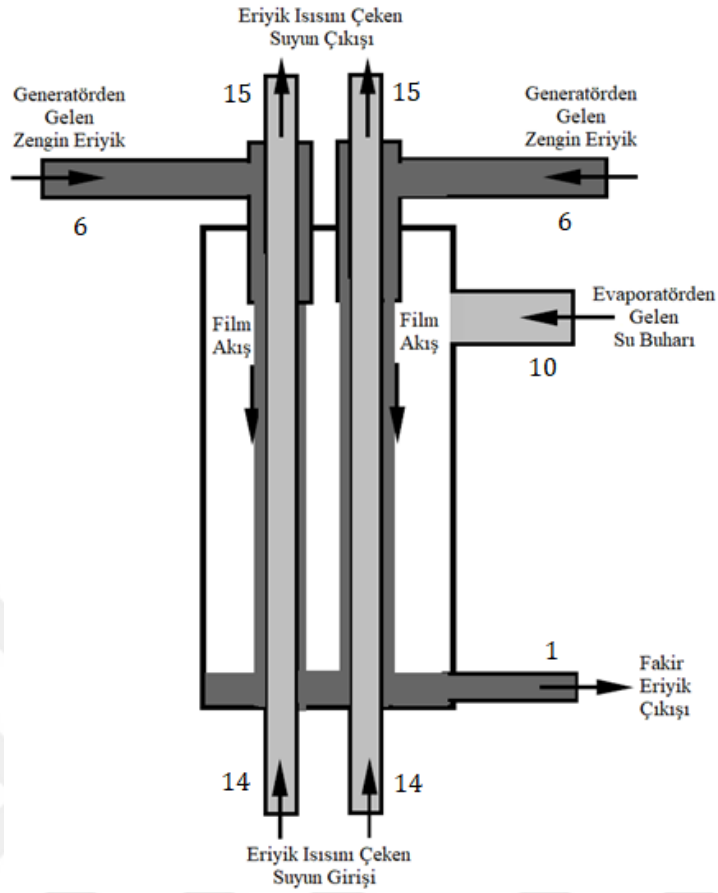
yapılmıştır. Alt indis olarak sırasıyla; kondenser, evaporatör, absorber, eriyik ısı değiştiricisi ve generatör için “K”, “E”, “A”, “EID” ve “G” harfleri kullanılmaktadır. Tüm bu sistem bileşenlerinde modelleme ve boyutlandırma benzer şekilde yapılmaktadır.

Öncelikle, her biri ısı değiştiricisi olan sistem bileşenlerinin ne tip seçileceğine karar verilmelidir. Kondenser, eriyik ısı değiştiricisi ve generatör yatay ve ters geçişli bir gövde-boru tip ısı değiştiricisi; evaporatör ve absorberde ise dikey ve ters geçişli bir gövde-boru tip ısı değiştiricisi belirlenmiştir.

Isı değiştiricilerin tipi belirlendikten sonra sistem elemanındaki akışın nasıl gerçekleşeceğinin belirlenmesi gerekmektedir. Kondenserde; boru içinden soğutma suyu, boru dışından ise soğutkan olarak görev yapan su; evaporatörde; boru içinden soğutma sisteminin amacı gereği soğutulmak istenilen akışkan, boru dışından ise soğutkan olarak görev yapan su; absorberde; boru içinden soğutma suyu, boru dışından ise eriyik; eriyik ısı değiştiricisinde; boru içinden absorbentçe zengin eriyik, boru dışından ise absorbentçe fakir eriyik; son olarak generatörde ise; boru içinden ısıtma suyu, boru dışından ise eriyik geçtiği kabul edilmiştir.

Isı değiştiricilerdeki akışın da belirlenmesinin ardından kullanılan boru malzemesi seçilmelidir. Kondenser ve evaporatörde bakır; absorber, eriyik ısı değiştiricisi ve generatörde ise paslanmaz çelik (AISI 304L) malzeme seçilmiştir. Sistem elemanlarında kullanılan paslanmaz çelik malzemenin Tablo 3.1’de verilen ölçüleri, standartlara uygun üretim yapan Steel Express firmasından alınmaktadır (Steelexpress Limited). Soğutma sistemindeki önemli elemanlardan olan kondenser ve evaporatörde gereken ısı transferini gerçekleştirebilmek için daha iyi bir iletken olan bakır tercih edilmiştir (Florides ve diğer., 2003; Demir ve diğer., 2013).

Sırasıyla, Şekil 3.3, Şekil 3.4 ve Şekil 3.5’te verildiği gibi kondenser, evaporatör ve absorber için tasarımsal gösterimleri verilmektedir. Eriyik ısı değiştiricisi ile generatör tasarım olarak kondenser bileşenine benzediğinden gösterilmemektedir.



Şekil 3.5 Düşey gövde-boru tip, ters ve tek geçişli absorberin tasarımsal gösterimi (Florides ve diğer., 2003)

Absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanlarının boru içinden ve boru dışından geçen akışkanların ısı taşınım katsayıları hesaplanarak toplam ısı transfer katsayıları (3.2) denklemi yardımıyla bulunmaktadır. Her bir bileşenin ısı kapasitesi de (2.23), (2.25), (2.28), (2.31) ve (2.34) denklemlerinden hesaplanmaktadır. Ardından ısı değiştiriciler için (3.1) bağıntısı düzenlenerek (3.15), (3.16), (3.17), (3.18) ve (3.19) numaralı eşitlikler ile elde edilmektedir.

$$\dot{Q}_K \leq U_K \times A_K \times \Delta T_{lm,K} \quad (3.15)$$

$$\dot{Q}_E \leq U_E \times A_E \times \Delta T_{lm,E} \quad (3.16)$$

$$\dot{Q}_A \leq U_A \times A_A \times \Delta T_{lm,A} \quad (3.17)$$

$$\dot{Q}_{EID} \leq U_{EID} \times A_{EID} \times \Delta T_{lm,EID} \quad (3.18)$$

$$\dot{Q}_G \leq U_G \times A_G \times \Delta T_{lm,G} \quad (3.19)$$

Bu bağıntılarda her bir sistem elemanı için eşitliklerdeki şartı sağlayan en küçük ısı transfer yüzey alanları bulunmaktadır. Logaritmik sıcaklık farkları ise (3.3) bağıntısı düzenlenerek (3.20), (3.21), (3.22), (3.23) ve (3.24) numaralı eşitlikler ile hesaplanmaktadır.

$$\Delta T_{lm,K} = \frac{(T_{16} - T_8) - (T_{17} - T_7)}{\ln \left[\frac{(T_{16} - T_8)}{(T_{17} - T_7)} \right]} \quad (3.20)$$

$$\Delta T_{lm,E} = \frac{(T_{18} - T_{10}) - (T_{19} - T_9)}{\ln \left[\frac{(T_{18} - T_{10})}{(T_{19} - T_9)} \right]} \quad (3.21)$$

$$\Delta T_{lm,A} = \frac{(T_6 - T_{15}) - (T_1 - T_{14})}{\ln \left[\frac{(T_6 - T_{15})}{(T_1 - T_{14})} \right]} \quad (3.22)$$

$$\Delta T_{lm,EID} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln \left[\frac{(T_4 - T_3)}{(T_5 - T_2)} \right]} \quad (3.23)$$

$$\Delta T_{lm,G} = \frac{(T_{12} - T_4) - (T_{13} - T_3)}{\ln \left[\frac{(T_{12} - T_4)}{(T_{13} - T_3)} \right]} \quad (3.24)$$

Logaritmik sıcaklık farkları da bulunup gerekli en küçük ısı transfer yüzey alanı hesaplandığına göre, ısı değiştiricilerinin gövde ve boru çaplarına, boru adedi ve uzunluğu değiştirilerek ilgili sistem bileşeni için boyutlandırma tamamlanmış olmaktadır. Tablo 3.1’de sistem elemanlarının tasarım parametreleri listelenmektedir.

Tablo 3.1. Tüm sistem elemanlarının tasarım parametreleri

Sistem Bileşeni Tasarım Parametresi	Kondenser	Evaporatör	Absorber	Generatör	Eriyik Isı Değiştiricisi
Kapasite değeri ($\dot{Q}$) [kW]	5,49	5	6,7	7,2	1,65
Soğutma/Isıtma suyu giriş sıcaklığı [°C]	$T_{16} = 27$	$T_{18} = 20$	$T_{14} = 27$	$T_{12} = 95$	-
Soğutma/Isıtma suyu debisi [kg/s]	$\dot{m}_{16} \& \dot{m}_{17} = 0,5$	$\dot{m}_{18} \& \dot{m}_{19} = 0,3$	$\dot{m}_{14} \& \dot{m}_{15} = 0,5$	$\dot{m}_{12} \& \dot{m}_{13} = 0,5$	-
Boru iç apı (D_i) [m]	0,011	0,0081	0,008	0,011	0,011
Boru dış apı (D_d) [m]	0,01587	0,0095	0,010	0,01587	0,01587
Gövde i apı (D_g) [m]	0,105	0,181	0,156	0,181	0,131
Boru sayısı (N) [adet]	16	60	44	36	24
Zengin eriyik giriş sıcaklığı [°C]	-	-	-	-	$T_4 = 90$
Zengin eriyik çıkış sıcaklığı [°C]	-	-	-	-	$T_5 = 54,87$
Fakir eriyik giriş sıcaklığı [°C]	-	-	-	-	$T_2 = 34,86$
Fakir eriyik çıkış sıcaklığı [°C]	-	-	-	-	$T_3 = 65$
Zengin eriyik debisi [kg/s]	-	-	-	-	$\dot{m}_4 \& \dot{m}_5 = 0,0242$
Fakir eriyik debisi [kg/s]	-	-	-	-	$\dot{m}_2 \& \dot{m}_3 = 0,0264$

BÖLÜM DÖRT

SAYISAL SONUÇLAR

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin kütle ve enerji denklemleri Bölüm 2.4'te detaylı şekilde işlenmiştir. Bu bağıntılar adım adım hesaplanıp gösterilmiştir.

İşlemlere başlamadan önce belirli tasarım değerleri baz alınarak çözümleme yapılmıştır. Öncelikle hesaplamalara, termodinamik analiz için gerekli giriş ve çıkış özellikleri bilinen evaporatörden başlanmaktadır.

Soğutkan olarak görev yapan suyun hali ve evaporatör sıcaklığı bilindiğinden basınç değeri (2.10), entalpi değeri ise (2.11) numaralı denklemlerden hesaplanmıştır.

$$P_{10} = 0,9343 \text{ kPa} ; h_{10} = 2511797,5 \text{ J/kg}$$

Evaporatör çıkışında tam buharlaşma gerçekleşmediğinden belli bir miktarı doymuş su olarak çıkar ve bu akışkanın entalpisi hesaplanabilmesi için öncelikle özgül ısı (2.18) numaralı denklemden hesaplanmıştır.

$$T_{11} \text{ \& } T_9 = T_{10} ; c_{p,11} = 4202,1 \text{ J/(kg} \times \text{K)} ; h_{11} = c_{p,11} \times T_{11} = 25212,5 \text{ J/kg}$$

Generatörden çıkan zengin eriyiğin sıcaklığı ve konsantrasyonu bilindiğinden, entalpisi (2.4), basıncı ise (2.1) numaralı denklemlerden hesaplanmıştır.

$$T_4 = 90 \text{ }^\circ\text{C} ; x_4 = x_z = \% 60 ; h_4 = 212190,9 \text{ J/kg} ; P_4 = 9,6571 \text{ kPa}$$

Generatörden çıkış basıncı ile aynı basınca sahip değerler belirlenmiştir.

$$P_2 \text{ \& } P_3 \text{ \& } P_5 \text{ \& } P_7 \text{ \& } P_8 = P_4 = 9,6571 \text{ kPa}$$

Kondenserden çıkan soğutkan akışkan doymuş su halinde olduğundan ve basıncı belli olduğu için (2.3) numaralı denklemden sıcaklık değeri, (2.18) numaralı denklemden özgül ısı değeri ve son olarak da bu değerler sayesinde entalpi değeri bulunmuştur.

$$T_8 = 44,31 \text{ }^\circ\text{C} ; c_{p,8} = 4178,8 \text{ J/(kg} \times \text{K)} ; h_8 = c_{p,8} \times T_8 = 185169,1 \text{ J/kg}$$

Kondenserden çıkan soğutkan akışkan olan su genişleme valfi ile evaporatör basıncına indirgenir ve genişleme valfi giriş ile çıkış entalpi değerleri eşit olmaktadır.

$$h_9 = h_8 = 185169,1 \text{ J/kg}$$

Evaporatöre giriş ve çıkışındaki entalpi değerleri bilindiğine ve evaporatördeki buharlaşmamış doymuş suyun miktarının çok az olduğundan ihmal edildiğine göre (2.24) numaralı denklemden soğutkan akışkan olan suyun debisi bulunmuştur.

$$Q_E = \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_9 h_9 ; \dot{m}_{10} = 0,00215 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{11} = 0,0025 \times \dot{m}_{10} = 5,4 \times 10^{-5} \text{ kg/sn} ; \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} = 0,0022 \text{ kg/s}$$

Soğutma sisteminde sadece soğutkan akışkan suyun dolaşım yaptığı yerlerde kütle debisi aynıdır.

$$\dot{m}_7 \text{ \& } \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = 0,0022 \text{ kg/s}$$

Absorbere giren zengin eriyik kütle debisi (2.26) ve (2.27) numaralı denklemlerden hesaplanmıştır. Burada $x_{10} = x_{11} = 0$; $x_1 = x_f$ ve $x_6 = x_z$ olduğundan;

$$m_6 = \frac{x_f \times (\dot{m}_{10} + \dot{m}_{11})}{x_z - x_f} = 0,0242 \text{ kg/s}$$

Generatör çıkışından absorbere girişe kadar olan noktalarda kütledebiler eşittir.

$$m_4 \text{ \& } m_5 = m_6 = 0,0242 \text{ kg/s}$$

Absorberden çıkış kütle debisi (2.26) numaralı denklemden hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} = 0,0264 \text{ kg/s}$$

Absorber çıkışından generatöre girişe kadar olan noktalarda kütledebiler eşittir.

$$m_2 \text{ \& } m_3 = m_1 = 0,0242 \text{ kg/s}$$

Evaporatörden çıkış basıncı ile aynı basınca sahip değerler belirlenmiştir.

$$P_1 \text{ \& } P_6 \text{ \& } P_9 \text{ \& } P_{11} = P_{10} = 0,9343 \text{ kPa}$$

Absorber çıkışındaki fakir eriyiğin sıcaklık değeri ile absorbere girişindeki zengin eriyik sıcaklığı (2.3) numaralı denklemden hesaplanmıştır.

$$T_1 = 34,86 \text{ }^{\circ}\text{C} ; T_6 = 44,49 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Absorberden çıkan fakir eriyik sıcaklığı ile pompa çıkışındaki sıcaklık değeri birbirine eşittir. Ayrıca (2.4) numaralı denklemden hesaplanan entalpi değerleri de birbirine eşittir.

$$T_2 = T_1 = 34,86 \text{ }^{\circ}\text{C} ; h_2 = h_1 = 83022,64 \text{ J/kg}$$

Generatöre giren fakir eriyiğin sıcaklığı ve konsantrasyonu belli olduğu için (2.4) numaralı denklemden entalpi değeri hesaplanmıştır.

$$h_3 = 145380,3 \text{ J/kg}$$

Eriyik ısı değiştiricisinden çıkan zengin eriyiğin entalpi değeri (2.31) numaralı denklemden hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 ; h_5 = 144164,3 \text{ J/kg}$$

Genleşme valfinden geçen zengin eriyikte entalpi değeri girişte ve çıkışta aynıdır.

$$h_6 = h_5 = 144164,3 \text{ J/kg}$$

Generatörden çıkan soğutkan akışkan olan suyun kızgın su buharı olan halinin entalpi değeri (2.14) numaralı denklemden hesaplanmıştır.

$$h_7 = 2675737,1 \text{ J/kg}$$

Pompa işi (2.40) numaralı denklemden hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_p = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 = 0,1423 \text{ W}$$

Kondenser kapasitesi (2.23) numaralı denklemden hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 = 5486,1 \text{ W}$$

Absorber kapasitesi (2.28) numaralı denklemden hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_1 h_1 = 6697,9 \text{ W}$$

Eriyik ısı değiştiricisi kapasitesi (2.31) numaralı denklemden hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{EID} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 = 1648,3 \text{ W}$$

Generatör kapasitesi (2.34) numaralı denklemden hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 = 7192,6 \text{ W}$$

(2.41) numaralı denklemden verim değeri hesaplanmıştır.

$$COP = \dot{Q}_E / \dot{Q}_G = 0,6952$$

Kütle ve enerji denklemleri ile her bir elemanın giriş ve çıkış termodinamiksel özellikleri, kapasite değerleri ve verim değeri bulunmuştur. Tablo 4.1’de tüm referans noktalarında bulunan çeşitli büyüklükler gösterilmiştir.



Tablo 4.1 Termodinamik büyüklüklerin referans noktalarındaki değerleri

REFERANS NOKTASI BÜYÜKLÜK	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
KÜTLESEL DEBİ $\dot{m}$ [kg/s]	0,0264	0,0264	0,0264	0,0242	0,0242	0,0242	0,0022	0,0022	0,0022	0,0021	0,00005
ENTALPİ h [kJ/kg]	83,02	83,02	145,4	212,2	144,2	144,2	2675,7	185,2	185,2	2511,8	25,2
BASINÇ p [kPa]	0,9343	0,9343	0,9343	9,6571	9,6571	0,9343	9,6571	9,6571	0,9343	0,9343	0,9343
SICAKLIK T [°C]	34,86	34,86	65	90	54,87	44,49	88	44,31	6	6	6
KONSANTRASYON x [% LiBr]	55	55	55	60	60	60	-	-	-	-	-
AKIŞKANIN HALİ	Fakir Eriyik	Fakir Eriyik	Fakir Eriyik	Zengin Eriyik	Fakir Eriyik	Fakir Eriyik	Kızgın Su Buharı	Doymuş Su	Doymuş Su	Doymuş Su Buharı	Doymuş Su

Tüm sistem elemanlarının ayrıntılı olarak akışlarının termodinamiksel hesaplamaları yapılmıştır. Sırasıyla kondenser, evaporatör, absorber, eriyik ısı değiştiricisi ve generatör ısı değiştiricilerindeki ısı değerler ile gerekli ısı transfer yüzey alanları bulunup boyutlandırılması yapılmıştır. Tüm hesaplamalarda olduğu gibi ısı transferi ile ilgili denklemler MATLAB hesaplama dili ile kodlanıp bulunmuştur.

Kondenserde toplam ısı transferi (3.2) numaralı bağıntıdan hesaplanabilmesi için logaritmik sıcaklık farkı, boru içi ve boru dışı ısı taşınım katsayıları hesaplanmalıdır. Öncelikle logaritmik sıcaklık farkı (3.20) denkleminde hesaplanmıştır.

$$\Delta T_{lm,K} = \frac{(T_{16} - T_8) - (T_{17} - T_7)}{\ln \left[\frac{(T_{16} - T_8)}{(T_{17} - T_7)} \right]} = \frac{(27 - 44,31) - (29,63 - 88)}{\ln \left[\frac{(27 - 44,31)}{(29,63 - 88)} \right]} = 33,78$$

Kondenserde ısı taşınım katsayıları hesaplanırken boru içi ve boru dışı bazı değerlere ihtiyaç duyulmaktadır. Ortalama sıcaklıklar her iki durum için hesaplandıktan sonra akışın termodinamik özellikleri Bölüm 3.1'deki denklemler yardımıyla bulunabilir.

Bu özellikler boru içi soğutma suyu için sırasıyla; özgül ısı, yoğunluk, iç ve dış mutlak viskoziteler, ısı iletim katsayısı, prandtl sayısı, ortalama hız, reynolds sayısı ve nusselt sayısı, boru dışı soğutkan akışkan su için ise özgül ısı, yoğunluk, dinamik viskozite, ısı iletim katsayısı, su buharının yoğuşma gizli ısı ve doymuş su buharının yoğunluğu değerleri bulunmuştur.

Boru içinden geçen soğutma suyu özelliklerinin değerleri;

Ortalama sıcaklıklar;

$$\begin{aligned} \text{Boru içi: } T_{ort,i} &= (T_{16} + T_{17})/2 = 28,31 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \text{Boru dışı: } T_{ort,d} &= T_8 = 44,31 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \text{Kondenser: } T_{ort} &= (T_{ort,i} + T_{ort,d})/2 = 36,31 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Özgül ısı değeri (2.18) numaralı denklemden $[T = T_{ort,i}]$;

$$c_{p,i} = 4177,9 \text{ J/(kg} \times \text{K)}$$

Yoğunluk değeri (2.17) numaralı denklemden $[T = T_{ort,i}]$;

$$\rho_i = 997,4 \text{ kg/m}^3$$

İç mutlak viskozite değeri (2.16) numaralı denklemden $[T = T_{ort,i}]$;

$$\mu_i = 8,25 \times 10^{-4} \text{ kg/(m} \times \text{s)}$$

Dış mutlak viskozite değeri (2.16) numaralı denklemden $[T = T_{ort,i}]$;

$$\mu_d = 6,98 \times 10^{-4} \text{ kg/(m} \times \text{s)}$$

Isı iletim katsayısı değeri (2.19) numaralı denklemden $[T = T_{ort,i}]$;

$$k_i = 0,6112 \text{ W/(m} \times \text{°C)}$$

Prandtl sayısı (3.11) numaralı denklemden;

$$Pr_i = c_p \times \mu / k = 5,64$$

Ortalama hız (3.13) numaralı denklemden;

$$V_i = 4 \times \dot{m}_{16} / (\rho \times \pi D_i^2 \times N) = 0,33 \text{ m/s}$$

Reynolds sayısı (3.12) numaralı denklemden;

$$Re_i = \rho \times V \times D_h / \mu = 4385,3$$

Reynolds sayısı bağıntısındaki “ D_h ” terimi hidrolik çapı ifade eder. Hidrolik çap formülünde ise “ A ” terimi akış kesitinin alanını “ p ” ise ıslak çevreyi göstermektedir.

$$D_h = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi D_i^2 / 4}{\pi D_i} = D_i = 0,011 \text{ m}$$

Nusselt sayısı (3.6) numaralı denklemden ($Re > 4000$);

$$Nu_i = 0,027 \times Re^{0,8} \times Pr^{1/3} \times (\mu_i / \mu_d)^{0,14} = 40,32$$

Isı taşınım katsayısı bağıntısındaki “ D_e ” terimi eşdeğer çapı ifade eder. Eşdeğer çap formülünde hidrolik çap formülündeki gibi “ A ” terimi akış kesitinin alanını “ p ” ise ıslak çevreyi göstermektedir. İkisi arasındaki fark, hidrolik çaptaki ıslak çevre ifadesi akışın değdiği toplam yüzeylerdir; eşdeğer çaptaki ise akışın ısı transferi

gerçekleştirdiği yüzeyleri ifade etmektedir. Boru içindeki eşdeğer çap değeri, eşdeğer çap bağıntısından görüleceği gibi, boru iç çapına eşittir.

$$D_e = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi D_i^2 / 4}{\pi D_i} = D_i = 0,011 \text{ m}$$

Son olarak boru içinde ısı taşınım katsayısı (3.4) numaralı denklemden;

$$h_i = Nu \times k / D_e = 2240,35 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Boru içi ısı taşınım katsayısı bulunduktan sonra boru dışı ısı taşınım katsayısı bulunmuştur. Bunun için ise sırasıyla termodinamiksel değerler elde edilmiştir.

Boru dışından geçen soğutkan akışkan olan ve generatörden kızgın su buharı halinde çıkan suyun özelliklerinin değerleri;

Özgül ısı değeri (2.18) numaralı denklemden $[T = T_{ort,d}]$;

$$c_{p,d} = 4178,8 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

Yoğunluk değeri (2.17) numaralı denklemden $[T = T_{ort,d}]$;

$$\rho_d = 991,22 \text{ kg}/\text{m}^3$$

İç mutlak viskozite değeri (2.16) numaralı denklemden $[T = T_{ort,d}]$;

$$\mu_d = 6,98 \times 10^{-4} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$$

Isı iletim katsayısı değeri (2.19) numaralı denklemden $[T = T_{ort,d}]$;

$$k_d = 0,6336 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$$

Su buharının yoğuşma gizli ısı değeri (2.12) numaralı denklemden $[T = T_{ort,d}]$;

$$h_{fg,d} = 239591,7 \text{ kJ}/\text{kg}$$

Doymuş su buharının yoğunluğu (2.13) numaralı denklemden $[T = T_{ort,d}]$;

$$\rho_{g,d} = 0,064 \text{ kg}/\text{m}^3$$

Son olarak boru dışında ısı taşınım katsayısı (3.8) numaralı denklemden;

$$h_d = 0,725 * \left[\frac{g\rho_d(\rho_d - \rho_{g,d})h_{fg,d}k_d^3}{\mu_d(T_{ort,d} - T_{ort})D_d} \right]^{0.25} = 12125,32 \text{ W}/(m^2 * ^\circ C)$$

Toplam ısı transfer katsayısı hesaplanabilmesi için boru malzemesinin ısı iletim katsayısı hesaplanmalıdır. Bu değer bakır için olan (2.21) numaralı denklemden;

$$k_c = 390,76 \text{ W}/(m \times K)$$

Kondenserde hem boru içi hem de boru dışı ısı taşınım katsayıları ve gerekli değerler hesaplandığına göre toplam ısı transfer katsayısı (3.2) numaralı denklemden;

$$U_K = 1048,51 \text{ W}/(m^2 \times ^\circ C)$$

Kondenser için tasarım parametrelerine ve üstte yapılan termodinamik hesaplamalara göre gerekli en düşük yüzey alanı (3.15) numaralı denklemden bulunabilir.

$$A_K \geq \frac{\dot{Q}_K}{U_K \times \Delta T_{lm,K}} = 0,1549 \text{ m}^2$$

Kondenser yüzey alanı bulunduğuna göre kolaylıkla kondenser uzunluğu hesaplanabilir.

$$L_K = A_K / (N \times \pi D_d) = 0,194 \text{ m}$$

Böylelikle, kondenserdeki akışların termodinamik incelenmesi tamamlanmış olmaktadır.

Kondenserin ardından evaporatör incelemesi yapılmıştır. Diğer tüm sistem elemanlarının boyutlandırılması için gerekli adımlar kondenserdeki gibi yapılmış ve ilgili denklemleri kullanarak sonuçlar elde edilmiştir.

Tablo 4.2’de evaporatör, Tablo 4.3’de absorber, Tablo 4.4’de eriyik ısı değiştiricisi, Tablo 4.5’de ise generatör için yapılan boyutlandırma hesaplamaları gösterilmiştir.

Tablo 4.2 devamı

Tablo 4.2 Evaporatör için yapılan boyutlandırma analizi

Evaporatör; $\Delta T_{lm,E} = \frac{(T_{18} - T_{10}) - (T_{19} - T_9)}{\ln \left[\frac{(T_{18} - T_{10})}{(T_{19} - T_9)} \right]} = \frac{(20 - 6) - (16,015 - 6)}{\ln \left[\frac{(20 - 6)}{(16,015 - 6)} \right]} = 11,9$ Boru içi: $T_{ort,i} = (T_{18} + T_{19})/2 = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ Boru dışı: $T_{ort,d} = (T_9 + T_{10})/2 = 6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ Evaporatör: $T_{ort} = (T_{ort,i} + T_{ort,d})/2 = 12 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Evaporatördeki boru içi akışkan verileri; $c_{p,i} = 4183,8 \text{ J/(kg} \times \text{K)}$ $\rho_i = 1000,14 \text{ kg/m}^3$ $\mu_i = 1,1 \times 10^{-3} \text{ kg/(m} \times \text{s)}$ $\mu_d = 1,3 \times 10^{-3} \text{ kg/(m} \times \text{s)}$ $k_i = 0,5932 \text{ W/(m} \times \text{}^{\circ}\text{C)}$ $Pr_i = c_p \times \mu / k = 7,49$ $V_i = 4 \times \dot{m}_{18} / (\rho \times \pi D_i^2 \times N) = 0,097 \text{ m/s}$ $Re_i = \rho * V * D_h / \mu = 740,05$ $D_h = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi D_i^2 / 4}{\pi D_i} = D_i = 0,0081 \text{ m}$ $Nu_i = 1,86 \times (Re \times Pr \times D_i / L)^{1/3} \times (\mu_i / \mu_d)^{0,14} = 6,316$ $D_e = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi D_i^2 / 4}{\pi D_i} = D_i = 0,0081 \text{ m}$ $h_i = Nu \times k / D_e = 462,54 \text{ W/(m}^2 \times \text{}^{\circ}\text{C)}$
Evaporatördeki boru dışı akışkan verileri; $c_{p,d} = 4202,1 \text{ J/(kg} \times \text{K)}$ $\rho_d = 1001,98 \text{ kg/m}^3$ $\mu_i = 1,5 \times 10^{-3} \text{ kg/(m} \times \text{s)}$ $\mu_d = 1,3 \times 10^{-3} \text{ kg/(m} \times \text{s)}$ $k_d = 0,5674 \text{ W/(m} \times \text{}^{\circ}\text{C)}$ $Pr_d = c_p \times \mu / k = 11,05$ $V_d = 4 \times \dot{m}_9 / [\rho \times \pi (D_g^2 - D_d^2 \times N)] = 0,0001 \text{ m/s}$

Tablo 4.2 devamı

$Re_d = \rho \times V \times D_h / \mu = 2,982$ $D_h = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi (D_g^2 - N \times D_d^2) / 4}{\pi (D_g + N \times D_d)} = 0,0364 \text{ m}$ $\nu_d = 1,49 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ $\delta = \left(\frac{3 \times Re \times \nu^2}{g} \right)^{1/3} = 1,26 \times 10^{-4} \text{ m}$ $h_d = (k/\delta) \times (0,029 \times Re^{0,53} \times Pr^{0,344}) = 530,56 \text{ W}/(\text{m}^2 \times ^\circ\text{C})$
Evaporatörün boyutlandırma analizi; $k_c = 387,42 \text{ W}/(\text{m} \times \text{K})$ $U_E = 216,55 \text{ W}/(\text{m}^2 \times ^\circ\text{C})$ $A_E \geq \frac{Q_E}{U_E \times \Delta T_{lm,E}} = 1,94 \text{ m}^2$ $L_E = A_E / (N \times \pi D_d) = 1,084 \text{ m}$

Tablo 4.3 Absorber için yapılan boyutlandırma

Absorber; $\Delta T_{lm,A} = \frac{(T_6 - T_{15}) - (T_1 - T_{14})}{\ln \left[\frac{(T_6 - T_{15})}{(T_1 - T_{14})} \right]} = \frac{(44,49 - 30,21) - (34,86 - 27)}{\ln \left[\frac{(44,49 - 30,21)}{(34,86 - 27)} \right]} = 10,754$ $\text{Boru içi: } T_{ort,i} = (T_{14} + T_{15})/2 = 28,6 ^\circ\text{C}$ $\text{Boru dışı: } T_{ort,d} = (T_1 + T_6)/2 = 39,68 ^\circ\text{C}$ $\text{Absorber: } T_{ort} = (T_{ort,i} + T_{ort,d})/2 = 34,14 ^\circ\text{C}$
Absorberdeki boru içi akışkan verileri; $c_{p,i} = 4177,85 \text{ J}/(\text{kg} \times \text{K})$ $\rho_i = 997,3 \text{ kg}/\text{m}^3$ $\mu_i = 8,2 \times 10^{-4} \text{ kg}/(\text{m} \times \text{s})$ $\mu_d = 7,3 \times 10^{-4} \text{ kg}/(\text{m} \times \text{s})$ $k_i = 0,6117 \text{ W}/(\text{m} \times ^\circ\text{C})$ $Pr_i = c_p \times \mu / k = 5,6$ $V_i = 4 \times \dot{m}_{14} / (\rho \times \pi D_i^2 \times N) = 0,23 \text{ m}/\text{s}$

Tablo 4.3 devamı

$Re_i = \rho \times V \times D_h / \mu = 2206,98$ $D_h = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi D_i^2 / 4}{\pi D_i} = D_i = 0,008 \text{ m}$ $Nu_i = 1,86 \times (Re \times Pr \times D_i / L)^{1/3} \times (\mu_i / \mu_d)^{0,14} = 7,5781$ $D_e = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi D_i^2 / 4}{\pi D_i} = D_i = 0,008 \text{ m}$ $h_i = Nu \times k / D_e = 579,41 \text{ W}/(\text{m}^2 \times ^\circ\text{C})$
Absorberdeki boru dışı akışkan verileri; $c_{p,d}(\text{giriş}) = 1926,04 \text{ J}/(\text{kg} \times \text{K})$ $c_{p,d}(\text{çıkış}) = 2057,48 \text{ J}/(\text{kg} \times \text{K})$ $c_{p,d}(\text{ortalama}) = 1991,15 \text{ J}/(\text{kg} \times \text{K})$ $\rho_d(\text{giriş}) = 1708,02 \text{ kg}/\text{m}^3$ $\rho_d(\text{çıkış}) = 1620,75 \text{ kg}/\text{m}^3$ $\rho_d(\text{ortalama}) = 1663,6 \text{ kg}/\text{m}^3$ $\mu_d(\text{giriş}) = 0,0049 \text{ kg}/(\text{m} \times \text{s})$ $\mu_d(\text{çıkış}) = 0,0038 \text{ kg}/(\text{m} \times \text{s})$ $\mu_d(\text{ortalama}) = 0,0043 \text{ kg}/(\text{m} \times \text{s})$ $k_d(\text{giriş}) = 0,4488 \text{ W}/(\text{m} \times ^\circ\text{C})$ $k_d(\text{çıkış}) = 0,4545 \text{ W}/(\text{m} \times ^\circ\text{C})$ $k_d(\text{ortalama}) = 0,4523 \text{ W}/(\text{m} \times ^\circ\text{C})$ $Pr_d = c_p \times \mu / k = 18,85$ $V_d = 4 \times \dot{m}_1 / [\rho \times \pi (D_g^2 - D_d^2 \times N)] = 0,001 \text{ m/s}$ $Re_d = \rho \times V \times D_h / \mu = 720,6$ $D_h = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi (D_g^2 - N \times D_d^2) / 4}{\pi (D_g + N \times D_d)} = 0,0334 \text{ m}$ $\nu_d = \mu_d / \rho_d = 2,57 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ $\delta = \left(\frac{3 \times Re \times \nu^2}{g} \right)^{1/3} = 1,13 \times 10^{-3} \text{ m}$ $h_d = (k/\delta) \times (0,029 \times Re^{0,53} \times Pr^{0,344}) = 1030,47 \text{ W}/(\text{m}^2 \times ^\circ\text{C})$

Tablo 4.3 devamı

Absorberin boyutlandırma analizi;
$k_p = 14,43 \text{ W}/(m \times K)$
$U_A = 293,46 \text{ W}/(m^2 \times ^\circ C)$
$A_A \geq \frac{\dot{Q}_A}{U_A \times \Delta T_{lm,A}} = 2,12 \text{ m}^2$
$L_A = A_A/(N \times \pi D_d) = 1,5354 \text{ m}$

Tablo 4.4 Eriyik ısı değıştiricisi için yapılan boyutlandırma

Eriyik ısı değıştiricisi;
$\Delta T_{lm,EID} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln \left[\frac{(T_4 - T_3)}{(T_5 - T_2)} \right]} = \frac{(90 - 65) - (54,87 - 34,86)}{\ln \left[\frac{(90 - 65)}{(54,87 - 34,86)} \right]} = 22,42$
$Boru \text{ içi: } T_{ort,i} = (T_4 + T_5)/2 = 72,44 \text{ }^\circ C$
$Boru \text{ dışı: } T_{ort,d} = (T_2 + T_3)/2 = 49,93 \text{ }^\circ C$
$Eriyik \text{ ısı değıştiricisi: } T_{ort} = (T_{ort,i} + T_{ort,d})/2 = 61,18 \text{ }^\circ C$
Eriyik ısı değıştiricisindeki boru ii akışkan verileri;
$c_{p,i} = 1926,04 \text{ J}/(kg \times K)$
$\rho_i = 1689,12 \text{ kg}/m^3$
$\mu_i = 0,003 \text{ kg}/(m \times s)$
$\mu_d = 0,0029 \text{ kg}/(m \times s)$
$k_i = 0,4732 \text{ W}/(m \times ^\circ C)$
$Pr_i = c_p \times \mu/k = 12,38$
$V_i = 4 \times \dot{m}_4/(\rho \times \pi D_i^2 \times N) = 0,0063 \text{ m/s}$
$Re_i = \rho \times V \times D_h/\mu = 38,41$
$D_h = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi D_i^2/4}{\pi D_i} = D_i = 0,011 \text{ m}$
$Nu_i = 1,86 \times (Re \times Pr \times D_e/L)^{1/3} \times (\mu_i/\mu_d)^{0,14} = 3,53$
$D_e = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi D_i^2/4}{\pi D_i} = D_i = 0,011 \text{ m}$
$h_i = Nu \times k/D_e = 151,65 \text{ W}/(m^2 \times ^\circ C)$

Tablo 4.4 devamı

Eriyik ısı değıştiricisindeki boru dışı akışkan verileri; $c_{p,d} = 2057,48 \text{ J}/(kg \times K)$ $\rho_d = 1610,98 \text{ kg}/m^3$ $\mu_i = 0,0029 \text{ kg}/(m \times s)$ $\mu_d = 0,003 \text{ kg}/(m \times s)$ $k_d = 0,4693 \text{ W}/(m \times ^\circ C)$ $Pr_d = c_p \times \mu / k = 13,34$ $V_d = 4 \times \dot{m}_2 / (\rho \times \pi (D_k^2 - D_d^2 \times N)) = 0,0019 \text{ m/s}$ $Re_d = \rho \times V \times D_h / \mu = 21,61$ $D_h = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi (D_g^2 - N \times D_d^2) / 4}{\pi (D_g + N \times D_d)} = 0,0217 \text{ m}$ $Nu_d = 1,86 \times (Re \times Pr \times D_e / L)^{1/3} \times (\mu_i / \mu_d)^{0,14} = 4,65$ $D_e = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi (D_g^2 - N \times D_d^2) / 4}{\pi \times (N \times D_d)} = 0,011 \text{ m}$ $h_d = Nu \times k / D_e = 74,78 \text{ W}/(m^2 \times ^\circ C)$
Eriyik ısı değıştiricisinin boyutlandırma analizi; $k_p = 15,029 \text{ W}/(m \times K)$ $U_{EID} = 42,92 \text{ W}/(m^2 \times ^\circ C)$ $A_{EID} \geq \frac{\dot{Q}_{EID}}{U_{EID} \times \Delta T_{lm,EID}} = 1,72 \text{ m}^2$ $L_{EID} = A_{EID} / (N \times \pi D_d) = 0,78 \text{ m}$

Tablo 4.5 Generatör için yapılan boyutlandırma

Generatör; $\Delta T_{lm,G} = \frac{(T_{12} - T_4) - (T_{13} - T_3)}{\ln \left[\frac{(T_{12} - T_4)}{(T_{13} - T_3)} \right]} = \frac{(95 - 90) - (91,58 - 65)}{\ln \left[\frac{(95 - 90)}{(91,58 - 65)} \right]} = 12,92$ $\text{Boru içi: } T_{ort,i} = (T_{12} + T_{13}) / 2 = 93,3 \text{ } ^\circ C$ $\text{Boru dışı: } T_{ort,d} = (T_3 + T_4) / 2 = 77,5 \text{ } ^\circ C$ $\text{Generatör: } T_{ort} = (T_{ort,i} + T_{ort,d}) / 2 = 85,4 \text{ } ^\circ C$
--

Tablo 4.5 devamı

Generatördeki boru içi akışkan verileri; $c_{p,i} = 4207,6 \text{ J}/(\text{kg} \times \text{K})$ $\rho_i = 961,7 \text{ kg}/\text{m}^3$ $\mu_i = 2,96 \times 10^{-4} \text{ kg}/(\text{m} \times \text{s})$ $\mu_d = 3,26 \times 10^{-4} \text{ kg}/(\text{m} \times \text{s})$ $k_i = 0,6767 \text{ W}/(\text{m} \times ^\circ\text{C})$ $Pr_i = c_p \times \mu / k = 1,84$ $V_i = 4 \times \dot{m}_{14} / (\rho \times \pi D_i^2 \times N) = 0,12 \text{ m/s}$ $Re_i = \rho \times V \times D_h / \mu = 4347,6$ $D_h = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi D_i^2 / 4}{\pi D_i} = D_i = 0,011 \text{ m}$ $Nu_i = 0,027 \times Re^{0,8} \times Pr^{1/3} \times (\mu_i / \mu_d)^{0,14} = 26,56$ $D_e = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi D_i^2 / 4}{\pi D_i} = D_i = 0,011 \text{ m}$ $h_i = Nu \times k / D_e = 1633,88 \text{ W}/(\text{m}^2 \times ^\circ\text{C})$
Generatördeki boru dışı akışkan verileri; $c_{p,d}(\text{giriş}) = 2057,48 \text{ J}/(\text{kg} \times \text{K})$ $c_{p,d}(\text{çıkış}) = 1926,04 \text{ J}/(\text{kg} \times \text{K})$ $c_{p,d}(\text{ortalama}) = 1991,15 \text{ J}/(\text{kg} \times \text{K})$ $\rho_d(\text{giriş}) = 1601,2 \text{ kg}/\text{m}^3$ $\rho_d(\text{çıkış}) = 1677,2 \text{ kg}/\text{m}^3$ $\rho_d(\text{ortalama}) = 1638,5 \text{ kg}/\text{m}^3$ $\mu_d(\text{giriş}) = 0,0023 \text{ kg}/(\text{m} \times \text{s})$ $\mu_d(\text{çıkış}) = 0,0024 \text{ kg}/(\text{m} \times \text{s})$ $\mu_d(\text{ortalama}) = 0,00234 \text{ kg}/(\text{m} \times \text{s})$ $k_d(\text{giriş}) = 0,4828 \text{ W}/(\text{m} \times ^\circ\text{C})$ $k_d(\text{çıkış}) = 0,4885 \text{ W}/(\text{m} \times ^\circ\text{C})$ $k_d(\text{ortalama}) = 0,4859 \text{ W}/(\text{m} \times ^\circ\text{C})$ $Pr_d = c_p \times \mu / k = 9,59$

Tablo 4.5 devamı

$V_d = 4 \times \dot{m}_3 / [\rho \times \pi (D_g^2 - D_d^2 \times N)] = 0,000986 \text{ m/s}$ $Re_d = \rho \times V \times D_h / \mu = 16,53$ $D_h = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi (D_g^2 - N \times D_d^2) / 4}{\pi (D_g + N \times D_d)} = 0,0239 \text{ m}$ $Nu_d = 1,86 \times (Re \times Pr \times D_e / L)^{1/3} \times (\mu_i / \mu_d)^{0,14} = 4,78$ $D_e = \frac{4 \times A}{p} = \frac{4 \times \pi (D_g^2 - N \times D_d^2) / 4}{\pi (N \times D_d)} = 0,03 \text{ m}$ $h_d = Nu \times k / D_e = 76,85 \text{ W/(m}^2 \times ^\circ\text{C)}$
Generatörün boyutlandırma analizi; $k_p = 15,54 \text{ W/(m} \times \text{K)}$ $U_G = 69,92 \text{ W/(m}^2 \times ^\circ\text{C)}$ $A_G \geq \frac{\dot{Q}_G}{U_G \times \Delta T_{lm,G}} = 7,97 \text{ m}^2$ $L_G = A_G / (N \times \pi D_d) = 1,88 \text{ m}$

Absorbsiyonlu soğutma sistemindeki 5 ana elemanın boyutlandırılması yukarıdaki gibi hesaplanmıştır. Güneş enerjisi sisteminin hesaplamaları ise ilgili bağıntılar yardımıyla bulunmuştur. Öncelikle soğutma sisteminin generatör kapasitesini güneş enerjisi desteği ile sağlamak gerekmektedir. Gerekli kolektör kapasitesi;

$$Q_g \leq \eta_{kol} \times A_{kol} \times I$$

Bağıntıdaki “ η ” terimi (verim) 0,7 ile “ I ” terimi ise (ortalama ışıyım yoğunluğu) 700 W/m² olarak Solarbayer’in CPC 12 model kolektörden alınmıştır. Bu şekilde yapılan hesaplamalar ile gerekli en az kolektör yüzey alanı bulunmaktadır.

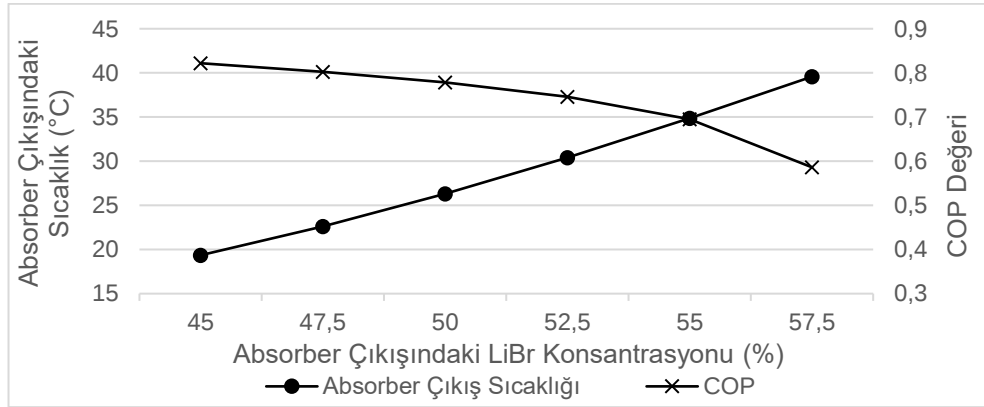
$$A_{kol} \geq \frac{Q_g}{\eta_{kol} \times I} \geq \frac{7,2 \text{ kW}}{0,7 \times 700 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}} \rightarrow A_{kol} \geq 14,69 \text{ m}^2$$

Gerekli en düşük yüzey alanı bulunduktan sonra kolektör alanı 1,89 m² olarak belirli olduğundan en az kolektör sayısı bulunabilir (Hedenberg ve Wallander, 2008).

$$N_{kol} > A_{kol} / 1,89 = 14,69 \text{ m}^2 / 1,89 \text{ m}^2 = 7,8 \rightarrow N_{kol} = 8$$

Yapılan hesaplamaların ardından vakum tüplü kolektör sayısı 8 adet olarak bulunmuştur.

Ayrıca sistem elemanlarının bazı kritik değerlerinin, sistem üzerindeki etkileri parametrik olarak kıyaslanmıştır (Florides ve diğer.,2003). İlk önce Şekil 4.1’de absorber çıkışındaki konsantrasyon değerinin, COP ve absorber çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi gösterilmiş ve değerler Tablo 4.6’da verilmiştir. Buradaki amaçlardan biri, absorber çıkış sıcaklığının belirli bir değer üzerinde olduğunun belirlenmesidir. Belirli bir değer denilen ise absorberdeki soğutma suyunun soğutabilecek bir sıcaklık değerine sahip olmalıdır. Örneğin Şekil 4.1’de konsantrasyon değerini % 45 alırsak, absorberden yaklaşık 20 °C sıcaklığında çıkmalıdır. Bu durumu sağlamak zordur çünkü şebeke suyu kullanıldığı düşünülürse en az 20 °C soğutma suyu sisteme girer ve istenilen sıcaklığa kadar düşüremez. Bir diğer amaç ise verimin nasıl etkileneceğinin belirlenmesidir. Absorbsiyon çıkışındaki sıcaklık değeri yükseldikçe verim değeri artmaktadır, ancak; soğutma suyunun sıcaklığı düşünüldüğünde % 55 konsantrasyon değeri sistemin çalışabilirliği açısından seçilmektedir.

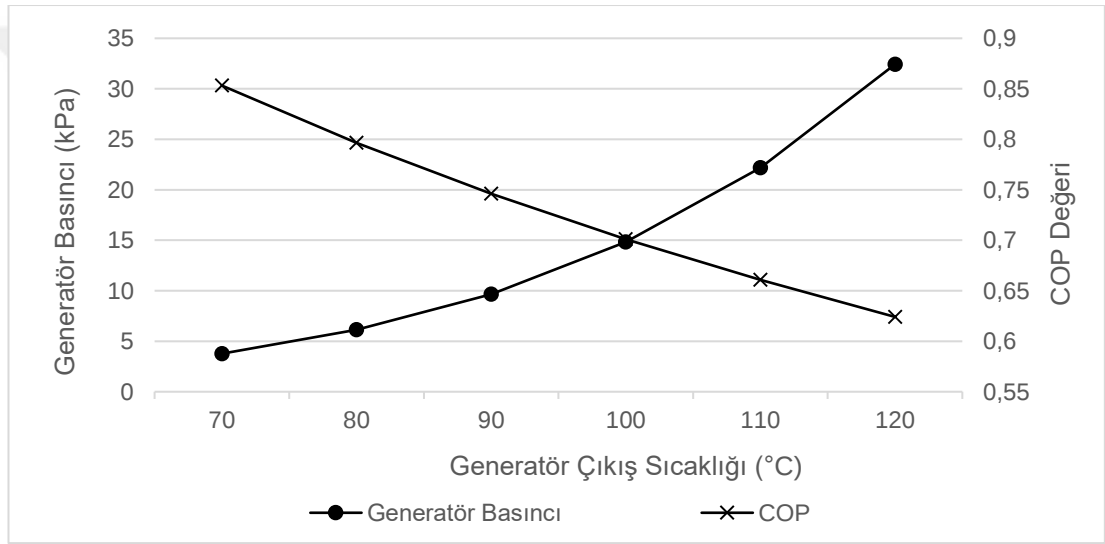


Şekil 4.1 Absorber çıkışındaki konsantrasyonun verim üzerindeki etkisi

Tablo 4.6 Absorber çıkışındaki konsantrasyonun verim üzerindeki etkisi

Absorber çıkışındaki LiBr konsantrasyonu (% LiBr)	45	47,5	50	52,5	55	57,5
Absorber çıkışındaki sıcaklık (°C)	19,6	22,6	26,2	30,3	34,9	39,6
COP değeri	0,82	0,80	0,78	0,75	0,69	0,58

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde daha çok atık ısı veya yenilenebilir enerji kaynaklarından yararlanıldığı için bu ısı kaynaklarının sıcaklık değerleri de önem taşımaktadır (Florides ve diğer.,2003). Şekil 4.2’de görüleceği üzere generatör sıcaklığının, generatör basıncı ile COP üzerindeki etkisi görülmektedir ve değerler Tablo 4.7’de verilmiştir. Generatör sıcaklığı arttıkça oransal olarak daha fazla bir şekilde basınç değeri artmaktadır. Bu durumda basıncın artması kurulum maliyetini etkileyeceği için tercih edilmemelidir. Ayrıca sıcaklık arttıkça, generatöre giren eriyiğe daha fazla ısı transferi yapıp kapasitesi yükseleceği için verim değerinde doğrusal bir azalma meydana gelmektedir.



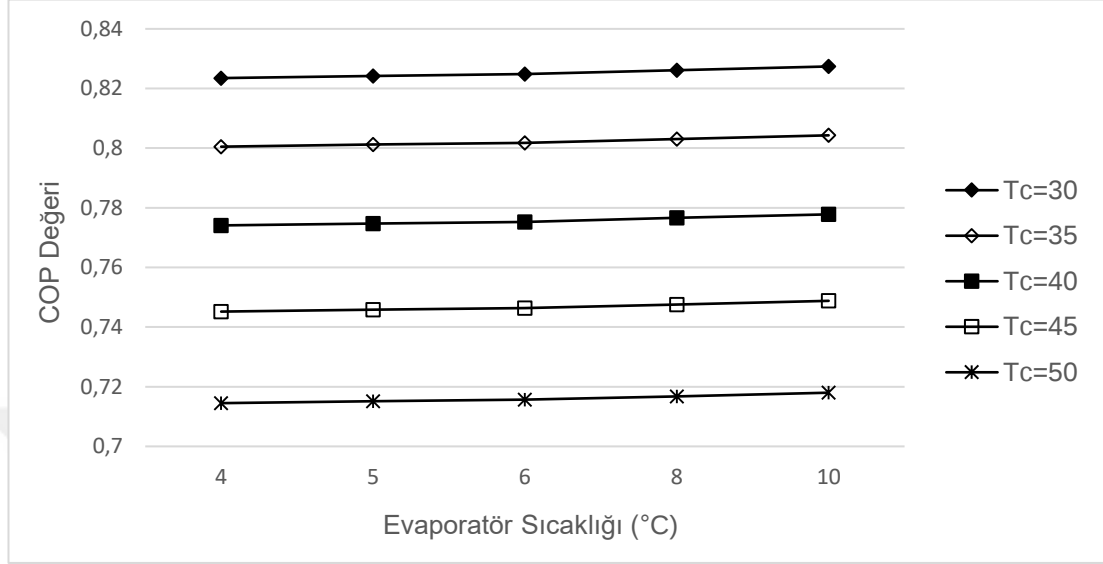
Şekil 4.2 Generatör çıkış sıcaklığının verim üzerindeki etkisi

Tablo 4.7 Generatör çıkış sıcaklığının verim üzerindeki etkisi

Generatör çıkışındaki sıcaklık (°C)	70	80	90	100	110	120
Generatör basıncı (kPa)	4,1	5,9	9,8	14,9	22,3	32,6
COP değeri	0,85	0,80	0,75	0,7	0,66	0,62

Bir diğer ve son olarak karşılaştırma yapılan değerler ise evaporatör ve kondenser sıcaklığının verim üzerindeki etkileri aynı tabloda incelenmiştir. İhtiyaçlara göre değişiklik gösteren evaporatör sıcaklığının ve kondenser sıcaklığının, verimi nasıl etkilediği Şekil 4.3’te gösterilmiş ve değerler Tablo 4.8’de verilmiştir. Evaporatör sıcaklığındaki değişimin verim üzerinde pek etkili olmadığı ancak kondenser sıcaklığındaki azalma ile birlikte verimde ciddi artışlar kolaylıkla görülmektedir.

Kondenser sıcaklığındaki azalma generatör kapasitesinde azalış gerçekleştireceği için verim değeri artmaktadır (Florides ve diğer.,2003).



Şekil 4.3 Evaporatör ve kondenser sıcaklığının verim üzerindeki etkisi

Tablo 4.8 Evaporatör ve kondenser sıcaklığının verim üzerindeki etkisi

Evaporatör Sıcaklığı (°C) \ Kondenser Sıcaklığı (°C)	4	5	6	8	10
30	0,824	0,825	0,825	0,827	0,829
35	0,801	0,801	0,802	0,803	0,805
40	0,774	0,775	0,775	0,776	0,777
45	0,745	0,745	0,746	0,747	0,749
50	0,715	0,715	0,716	0,717	0,718

BÖLÜM BEŞ

ABSORBER SAYISAL ANALİZİ

Bu bölümde, tek etkili LiBr-su akışkan çiftli bir absorbsiyonlu soğutma sistemin elemanlarından olan absorberin sayısal analizi incelenmiştir. Diğer bölümlerde tasarım ihtiyaçlarına uygun şekilde seçilip ilgili termodinamik denklemlerle boyutlandırılması yapılan dik absorberin, boru dışından film akış halinde geçen eriyiğin her bir noktasındaki sıcaklık ve konsantrasyon değerleri gösterilmiştir.

Yapılan film akışın sayısal analizinde, eriyiğin boru üzerinde film kalınlığı boyunca ve absorber uzunluğuna kontrol hacimleri oluşturulmuştur. Oluşturulan her bir hücredeki sıcaklık ve konsantrasyon değerleri hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar için enerji denklemlerinden yararlanılmıştır.

Absorberdeki analiz için belli varsayımlar yapılmıştır. Bu varsayımlar listelenmiştir (Yiğit, 1990).

- ✓ Akış boyunca kütle debisi, film kalınlığı gibi özellikler değişkenlik göstereceği için hesaplama için ihmal edilip sabit kabul edilmiştir.
- ✓ Absorber borusundaki eriyik film akışı sürekli ve boru dış yüzeyi tamamıyla eriyik film akış ile kaplıdır.
- ✓ Eriyik film akışının buhar ile olan arayüzünde buhar basıncı dengesi mevcuttur.
- ✓ Film akış laminar formda akmaktadır ve her kısmında türbülans yada arası olan geçişli formda olmadığı kabul edilir.
- ✓ Eriyik ile evaporatörden gelen buhar arasındaki ısı transferi miktarı eriyiğe göre çok az olduğundan eriyiğe aktarılır.
- ✓ Film akış ile buhar fazı arayüzünde buhar eriyiğe sürükleme kuvveti uygulamaz.
- ✓ Akışta oluşabilecek dağılmalar da ihmal edilmiştir.

5.1 Temel Denklemler

Absorberdeki akışın sayısal analizi için öncelikle enerji denklemini çıkartmak gerekmektedir. Silindirik koordinatlarda sonsuz küçük kontrol hacmi için enerji dengesi bağıntısı (5.1) numaralı denklemde gösterilmiştir (Andberg, 1986).

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho_e h_e)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_e u h_e)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho_e v h_e)}{\partial r} &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_e r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_e \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ &+ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\sum_{i=LiBr}^{H_2O} \rho_e D r \times \frac{\partial C_i}{\partial r} H_i \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\sum_{i=LiBr}^{H_2O} \rho_e D \times \frac{\partial C_i}{\partial z} H_i \right) \\ &+ \frac{\mu_e}{J} \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\mu_e}{J} \frac{\partial P}{\partial z} + \phi \end{aligned} \quad (5.1)$$

Yukarıdaki (5.1) numaralı denklemde genel enerji denge formülü verilmiştir. (5.1) numaralı eşitliğin sol tarafında kalan ilk terim zamanla ilişkili değişiklik göstermediği yani sürekli bir akış olduğu için sıfırdır. Aynı zamanda film akışta boru çapı boyunca herhangi bir hız değeri olmadığından bu terim de ihmal edilip sıfır değerini alır.

(5.1) numaralı eşitliğin sağ tarafında ise üçüncü ve dördüncü terimler, enerjinin kütle difüzyonu ile taşınmasının diğerlerine oranla küçük olduğundan ihmal edilebilir. Bununla beraber, denklemdeki beşinci, altıncı ve yedinci terimler film akış içinde basınç gradyeni ile akış yönü ve viskoz dağılım boyunca yayılma olmadığından dolayı ihmal edilebilir. Ayrıca z yönündeki sıcaklığın ikinci derece gradyeni, birinci terimdeki film kalınlığı boyunca olan sıcaklığın ikinci derece gradyenine göre daha azdır ve böylece ikinci terim de ihmal edilebilir.

Belirlenen varsayımlar ve akış özelliklerinden dolayı enerji denge bağıntısı (5.2)'de gösterildiği gibi indirgenebilir.

$$\frac{\partial(\rho_e u h_e)}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_e r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (5.2)$$

(5.2) numaralı denklem, (5.3) ve (5.4) numaralı eşitlikler yardımıyla tekrar düzenlenirse, belirlenen varsayımlara göre enerji denge bağıntısı (5.5) numaralı eşitlik ile ifade edilmektedir.

$$dh = c_p dT \quad (5.3)$$

$$\alpha_e = k / (\rho c_p) \quad (5.4)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_e \times \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) \quad (5.5)$$

Aynı şekilde enerji denklemini konsantrasyon için dönüştürüp yazarsak (5.6) numaralı denklem elde edilir (Bejan, 1993).

$$\frac{\partial(\rho_e C)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_e u C)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho_e v C)}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\rho_e D r \frac{\partial C}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho_e D \frac{\partial C}{\partial z} \right) \quad (5.6)$$

Enerji denklemi kısmında yapılan varsayımlar aynı şekilde konsantrasyon için uygulandığında (5.7) numaralı bağıntı elde edilir.

$$u \frac{\partial C}{\partial z} = D \times \left(\frac{1}{r} \frac{\partial C}{\partial r} + \frac{\partial^2 C}{\partial r^2} \right) \quad (5.7)$$

Böylelikle silindirik koordinatlarda sıcaklık için ve konsantrasyon için korunum denklemleri çıkarılmıştır.

Navier-Stokes denklemleri kullanılarak hız profilinin yarıçapla değişimini veren bağıntı çıkartılır.

$$u(r) = \frac{\rho_e g \delta^2}{2\mu_e} \times \left(2 \left(\frac{r - r_d}{\delta} \right) - \left(\frac{r - r_d}{\delta} \right)^2 \right) \quad (5.8)$$

Hız bağıntısında “ δ ” terimi film kalınlığını ifade eder ve (5.9) numaralı eşitlik ile hesaplanabilir.

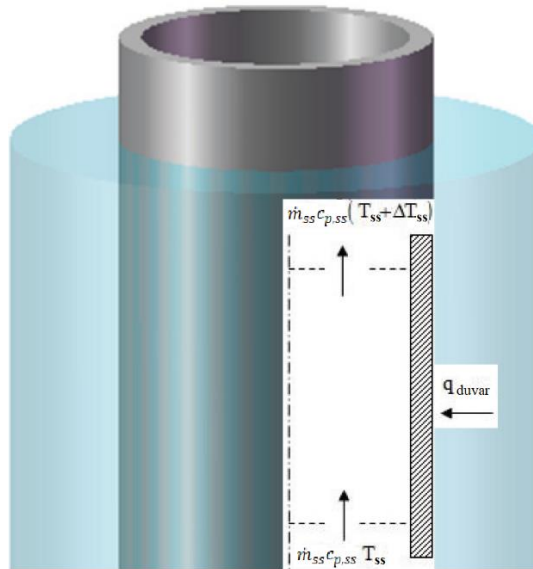
$$\delta = \left(\frac{3\mu_e \times \Gamma_e}{\rho_e^2 g} \right)^{1/3} \quad (5.9)$$

Film kalınlığı eşitliğindeki “ Γ_e ” terimi ise boru dış çevre uzunluğu başına eriyiğin kütleli debisidir ve (5.10) bağıntısı ile bulunur.

$$\Gamma_e = \frac{\dot{m}}{2\pi r_d} \quad (5.10)$$

5.1.1 Boru İçi Soğutma Suyu Enerji Dengesi

Boru içinden geçen soğutma suyu kütleli debisi, boru dışından akan eriyikten çok daha yüksektir. Ayrıca eriyiğin özgül ısı değeri, soğutma suyunkinden daha düşüktür. Bunun sonucu olarak soğutma suyunun ısı kapasitesi eriyiğinkinden çok daha fazladır, bu da eriyiğin sıcaklık artışının, soğutma suyunkinden daha büyük olduğunu göstermektedir. Bu nedenle, boru duvarından soğutma suyuna sabit bir ısı transfer katsayısı varsayarak, soğutma suyu için tek boyutlu bir tanımlama mantıklıdır.



Şekil 5.1 Boru içi soğutma suyunun kontrol hacmi şematik gösterimi (Acarer, 2010)

Boru içinden geçen soğutma suyunun sıcaklığıyla ilgili tek boyutlu enerji dengesi (5.11) numaralı denklemdeki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial T_{ss}}{\partial z} = - \frac{2\pi r_d \times q_{duvar}}{\dot{m}_{ss} c_{p,ss}} \quad (5.11)$$

5.1.2 Sınır Şartları

Absorberdeki film akış için sınır şartları belirtilmiştir. Tüm sınırlar için sıcaklık ve konsantrasyon değişimi denklemleri verilmiştir.

Giriş sınır koşulu;

$$[z = 0] \ \& \ [r_d \leq r \leq r_d + \delta] \ \text{için} \quad (5.12)$$

$$T = T_{in} \ ; \ C = C_{in}$$

Duvardaki sınır koşulu;

$$[0 \leq z \leq L] \ \& \ [r = r_d] \quad (5.13)$$

$$T = T_{ss} + \frac{q_{duvar}}{U} \ ; \ \frac{\partial C}{\partial r} = 0$$

Duvar için sınır koşulu olan (5.13) numaralı denklemde “ U ” terimi, borunun dış yüzeyindeki toplam ısı transferi katsayısıdır ve (5.14) numaralı bağıntıdan hesaplanmaktadır.

$$U = \left[\frac{r_d}{r_i h_{ss}} + \frac{r_d}{k_{duvar}} \times \ln \left(\frac{r_d}{r_i} \right) \right]^{-1} \quad (5.14)$$

Eriyik-buhar ara yüzey sınır koşulu ise bilinmemekte olduğu için hesaplamada bu duruma göre değerlendirilmiştir.

Eriyik ile buharın ara yüzeyindeki su buharının kütledebisi Fick’in birinci kanunu da denilen (5.15) numaralı denklemden hesaplanabilir (Incropera ve DeWitt, 2002).

$$C_{H_2O} \times \dot{m}_{LiBr} - C_{LiBr} \times \dot{m}_{H_2O} = -\rho D \times \frac{\partial C_{LiBr}}{\partial y} \quad (5.15)$$

Buradaki formülde “ $\dot{m}_{LiBr}$ ” terimi, ara yüzeyinde LiBr katı halde olduğu yani uçucu olmadığı için buhar fazıyla karışmayacağından sıfır değerini alır ve (5.16) numaralı eşitliğe indirgenir. Bu eşitlikte “y” değeri yatay plaka için olduğundan dik silindirik koordinatlar için “r” değeri kullanılmaktadır.

$$\dot{m}_{H_2O} = -\rho D \times \frac{1}{C_{LiBr}} \times \frac{\partial C_{LiBr}}{\partial r} \quad (5.16)$$

Buhar ve eriyik ara yüzeyinde (ara yüzeyi belirtmek için alt indis olarak ara yüzün ingilizcesi “interface” kelimesinden gelen kısaltma olan “if” terimi kullanılmıştır.) sıcaklık değerinin (5.17) ve (5.18) numaralı denklemlerden de görülebileceği üzere basıncın ve konsantrasyonun bir fonksiyonudur (Reisul Islam ve diğer., 2006).

$$T_{if} = f(P, C_{if}) \quad (5.17)$$

$$C_{if} = (4,8688 \times 10^{-3} \times P^{-0,188}) \times T_{if} + 0,37794 \quad (5.18)$$

Birim kütle başına film yüzeyinde salınan özgül absorpsiyon ısısı, su buharı entalpisi ile eriyik içindeki suyun entalpisi arasındaki farkı belirtir.

$$h_{abs} = h_g - h_s \quad (5.19)$$

Ara yüzey için toplam ısı akısı (5.20) numaralı denklemden görülebileceği üzere özgül soğurma ısısı ve eriyiğin içindeki suyun kütleli debisidir. Ayrıca toplam ısı akısını, ara yüzeyinde (5.21) numaralı denklem ile de gösterebiliriz. Bu iki denklem eşitliğinden, ara yüzeydeki sıcaklık farkı (5.22) numaralı denklem ile elde edilmektedir.

$$q_{if} = h_{abs} \times \dot{m}_{H_2O} \quad (5.20)$$

$$q_{if} = -k_e \frac{\partial T}{\partial r} \quad (5.21)$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\rho_e D h_{abs}}{k_e} \times \frac{1}{C_{LiBr-if}} \times \frac{\partial C_{LiBr}}{\partial r} \quad (5.22)$$

Ayrıca çıkış için sınır koşulu ise eksenel sıcaklık ve konsantrasyon gradyenlerinin sıfır alınması ile elde edilir.

$$[z = L] \quad \& \quad [r_d \leq r \leq r_d + \delta] \text{ için} \quad (5.17)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0 ; \quad \frac{\partial C}{\partial z} = 0 \quad (5.18)$$

5.2 Temel Denklemlerin Boyutsuzlaştırılması

İlk önce uzunluğun, film akış yarıçapı değerinin boyutsuz değerleri belirlenir. Büyük indislerle yazılanlar boyutsuz değerleri ifade eder.

$$Z = \frac{z}{L} \quad (5.23)$$

$$R = \frac{r - r_d}{\delta} \quad (5.24)$$

Hız profilinin boyutsuz eşitliği ise (5.25) denkleminde gösterilmiştir. Bu bağıntı (5.8) numaralı denklemden türetilmiştir.

$$u(R) = \frac{\rho_e g \delta^2}{2 \mu_e} \times (2R - R^2) \quad (5.25)$$

$$\frac{\partial C}{\partial Z} = \left(\frac{8}{3} \frac{2}{3 \times (2R - R^2)} \times \frac{L}{\delta} \times \frac{1}{Re_e Sc_e} \right) \times \left(\frac{1}{R + r_d/\delta} \times \frac{\partial C}{\partial R} + \frac{\partial^2 C}{\partial R^2} \right) \quad (5.27)$$

5.2.1 Giriş ve Sınır Koşullarının Boyutsuz Hale Dönüştürülmesi

Giriş koşulu;

$$[Z = 0] \quad \& \quad [0 \leq R \leq 1] \text{ için} \quad (5.28)$$

$$T = T_{in} \quad ; \quad C = C_{in}$$

Duvardaki sınır koşulu ise (5.13) numaralı denklemden boyutsuz hali elde edilmiştir;

$$[0 \leq Z \leq 1] \quad \& \quad [R = 0] \quad (5.29)$$

$$T = T_{ss} + \frac{q_{duvar}}{U} = T_{ss} + \left(\frac{k_e}{U \delta} \right) \times \frac{\partial T}{\partial R} \quad ; \quad \frac{\partial C}{\partial R} = 0$$

Eriyik buhar arayüzündeki sınır koşulu;

$$[0 \leq Z \leq 1] \quad \& \quad [R = 1] \quad (5.30)$$

$$\frac{\partial T}{\partial R} = \left(-\frac{\rho_e D \times h_{abs}}{k_e} \times \frac{1}{C_{if}} \right) \times \frac{\partial C}{\partial R}$$

Arayüzdeki konsantrasyon değerinin basınç ve sıcaklık ile ilgili değişiminin boyutsuz hali (5.31) numaralı denklemde gösterilmiştir.

$$C_{if} = (4,8688 \times 10^{-3} \times P^{-0,188}) \times T_{if} + 0,37794 \quad (5.31)$$

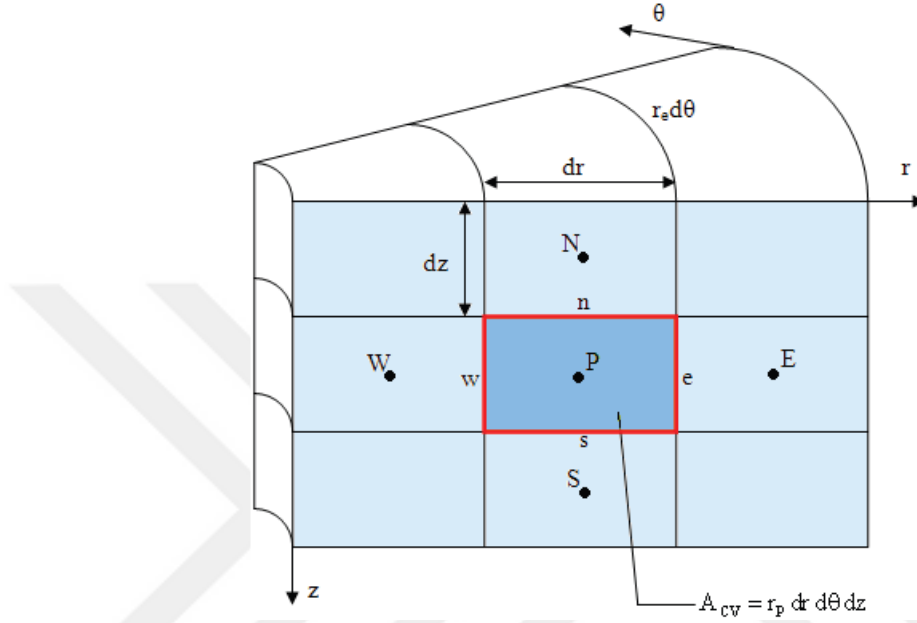
Çıkış sınır koşulunda ise (5.32) numaralı denklemde belirtilmiştir.

$$[Z = 1] \quad \& \quad [0 \leq R \leq 1] \text{ için} \quad (5.32)$$

$$\frac{\partial T}{\partial Z} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial C}{\partial Z} = 0$$

5.3 Ayırıştırma Denklemlerinin Çıkartılması

Ayırıştırma denklemlerinin çıkartılması için sonsuz kontrol hacimler yöntemi kullanılmıştır (Patankar, 1980).



Şekil 5.3 İki boyutlu silindirik kontrol hacmin şematik gösterimi (Acarer, 2010)

Enerji denkleminin (5.26) numaralı bağıntıda boyutsuz halinin bir kontrol hacmi üzerinde integre edilmesi (eksenel yönde; kuzeyden güneye ve radyal yönde ise batıdan doğuya) olarak (5.33) numaralı eşitlikte ifade edilmiştir.

$$\begin{aligned}
 & \int_n^s \frac{\partial T}{\partial Z} dR dZ \\
 &= \int_w^e \left(\frac{8}{3} \frac{2}{3 \times (2R - R^2)} \times \frac{L}{\delta} \times \frac{1}{Re_e Pr_e} \right) \times \left(\frac{1}{R + r_d/\delta} \times \frac{\partial T}{\partial R} \right. \\
 & \quad \left. + \frac{\partial^2 T}{\partial R^2} \right) dR dZ
 \end{aligned} \tag{5.33}$$

İntegral alındığında,

$$\begin{aligned}
& T_s - T_n \\
&= \frac{\Delta Z}{\Delta R} \left(\frac{8}{3} \frac{2}{3 \times (2R - R^2)} \times \frac{L}{\delta} \times \frac{1}{Re_e Pr_e} \right) \times \left(\left(\frac{1}{R + r_d/\delta} \times \frac{T_e - T_w}{\Delta R} \right) \right. \\
&\quad \left. + \frac{\partial T}{\partial R} \Big|_e - \frac{\partial T}{\partial R} \Big|_w \right)
\end{aligned} \tag{5.34}$$

Aynı enerji denkleminde olduğu gibi (5.27)'daki taşınım denklemi de integre edilir ve (5.35) numaralı eşitlik bulunur.

$$\begin{aligned}
& \int_n^s \frac{\partial C}{\partial Z} dR dZ \\
&= \int_w^e \left(\frac{8}{3} \times \frac{2}{3(2R - R^2)} \times \frac{L}{\delta} \times \frac{1}{Re_e Sc_e} \right) \times \left(\left(\frac{1}{R + r_d/\delta} \times \frac{\partial C}{\partial R} \right) \right. \\
&\quad \left. + \frac{\partial^2 C}{\partial R^2} \right) dR dZ
\end{aligned} \tag{5.35}$$

İntegral alındığında,

$$C_s - C_n = \frac{\Delta Z}{\Delta R} \left(\frac{8}{3} \frac{2}{3 \times (2R - R^2)} \times \frac{L}{\delta} \times \frac{1}{Re_e Sc_e} \right) \times \left(\frac{\partial C}{\partial R} \Big|_e - \frac{\partial C}{\partial R} \Big|_w \right) \tag{5.36}$$

5.4 Çözüm Metodu

Enerji ve taşınım denklemlerini kontrol hacmi için ayrıştırdıktan sonra ilk önce denklemdaki, kontrol hacimlerinin yüzeylerindeki sıcaklık ve konsantrasyon değerlerinin hesaplanması için kullanılacak şema belirlenmelidir. Aşağı yöndeki konvektif etkiler, difüzyon etkilerine göre çok daha güçlü olduğu için upwind şema kullanmak daha uygundur. Upwind şema kullanılarak ayrıştırma denklemlerindeki terimler belirtilmiştir.

$$T_s \cong T_P ; T_n \cong T_N ; C_s \cong C_P ; C_n \cong C_N$$

Ayrıca (5.34) ve (5.36) numaralı denklemlerdeki kontrol hacim yüzeyindeki değerlerin hesaplanması için oluşturulan denklemler de (5.37a) ve (5.37b) eşitliklerinde ifade edilmiştir.

$$\left. \frac{\partial T}{\partial R} \right|_e = \frac{T_E - T_P}{\Delta R} ; \left. \frac{\partial T}{\partial R} \right|_w = \frac{T_P - T_W}{\Delta R} \quad (5.37a)$$

$$\left. \frac{\partial C}{\partial R} \right|_e = \frac{C_E - C_P}{\Delta R} ; \left. \frac{\partial C}{\partial R} \right|_w = \frac{C_P - C_W}{\Delta R} \quad (5.37b)$$

(5.34) ve (5.36) numaralı denklemler düzenlenirse;

$$(T_P - T_N) = \frac{\Delta Z}{\Delta R} \left(\frac{8}{3} \frac{2}{3(2R - R^2)} \frac{L}{\delta} \frac{1}{Pr Re} \right) \left[\left(\frac{1}{R + r_d/\delta} \frac{T_E - T_W}{2} \right) + \left(\frac{T_E - T_P}{\Delta R} - \frac{T_P - T_W}{\Delta R} \right) \right] \quad (5.38a)$$

$$(C_P - C_N) = \frac{\Delta Z}{\Delta R} \left(\frac{8}{3} \frac{2}{3(2R - R^2)} \frac{L}{\delta} \frac{1}{Sc Re} \right) \left[\left(\frac{1}{R + r_d/\delta} \frac{C_E - C_W}{2} \right) + \left(\frac{C_E - C_P}{\Delta R} - \frac{C_P - C_W}{\Delta R} \right) \right] \quad (5.38b)$$

Hem sıcaklık için hem de konsantrasyon için bulunan ayrıştırma denklemlerinin çözümü için TDMA yöntemi kullanılmaktadır. Bu algoritma ile absorberdeki film akışın her bir noktasındaki sıcaklık ve konsantrasyon değerleri bulunmaktadır. Bu yöntem ile hesaplama yapılması için (5.39a) ve (5.39b) numaralı bağıntılardaki gibi eşitlik elde edilmelidir. Bunun için (5.38a) numaralı denklemde T_P , T_E ve T_W ; (5.38B) numaralı denklemde ise C_P , C_E ve C_W terimleri eşitliğin sol tarafına diğer terimler ise eşitliğin sağ tarafına gönderilmelidir.

$$a_P T_P + a_E T_E + a_W T_W = b \quad (5.39a)$$

$$a_P C_P + a_E C_E + a_W C_W = b \quad (5.39b)$$

Absorberdeki film akışın sıcaklık ve konsantrasyon değerlerinin analizi için Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'teki matris çözümü çıkarılmıştır. Film akış yönü boyunca Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'te belirtildiği gibi absorbere girişten başlayarak matrisler çözümlenerek sıcaklık ve konsantrasyon değerleri bulunmaktadır. Aynı işlemler iterasyon yapılarak gerçek değerlere yakınsayan değerler bulunmaktadır.

$$\begin{bmatrix} a_{P,1} & a_{E,1} & & & & & \\ a_{W,2} & a_{P,2} & a_{E,2} & & & & \\ & \ddots & \ddots & \ddots & & & \\ & & \ddots & \ddots & \ddots & & \\ & & & \ddots & \ddots & \ddots & \\ & & & & a_{W,n+1} & a_{P,n+1} & a_{E,n+1} \\ & & & & a_{W,n+2} & a_{P,n+2} & \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_{i,1} \\ T_{i,2} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ T_{i,n+1} \\ T_{i,n+2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ b_{n+1} \\ b_{n+2} \end{Bmatrix}$$

Şekil 5.4 Film kalınlığı yönü boyunca sıcaklık için ayrıştırma denklemlerinin matris formu

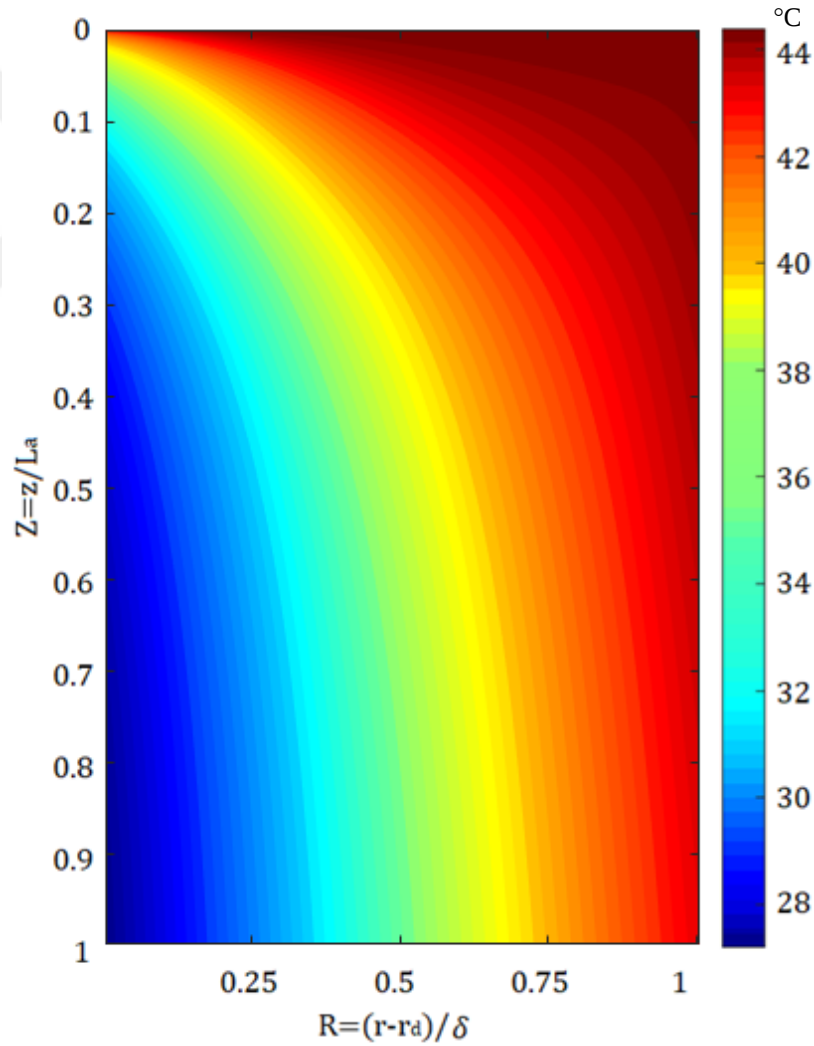
$$\begin{bmatrix} a_{P,1} & a_{E,1} & & & & & \\ a_{W,2} & a_{P,2} & a_{E,2} & & & & \\ & \ddots & \ddots & \ddots & & & \\ & & \ddots & \ddots & \ddots & & \\ & & & \ddots & \ddots & \ddots & \\ & & & & a_{W,n+1} & a_{P,n+1} & a_{E,n+1} \\ & & & & a_{W,n+2} & a_{P,n+2} & \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} C_{i,1} \\ C_{i,2} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ C_{i,n+1} \\ C_{i,n+2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ b_{n+1} \\ b_{n+2} \end{Bmatrix}$$

Şekil 5.5 Film kalınlığı yönü boyunca konsantrasyon için ayrıştırma denklemlerinin matris formu

5.5 Analiz Sonuçları

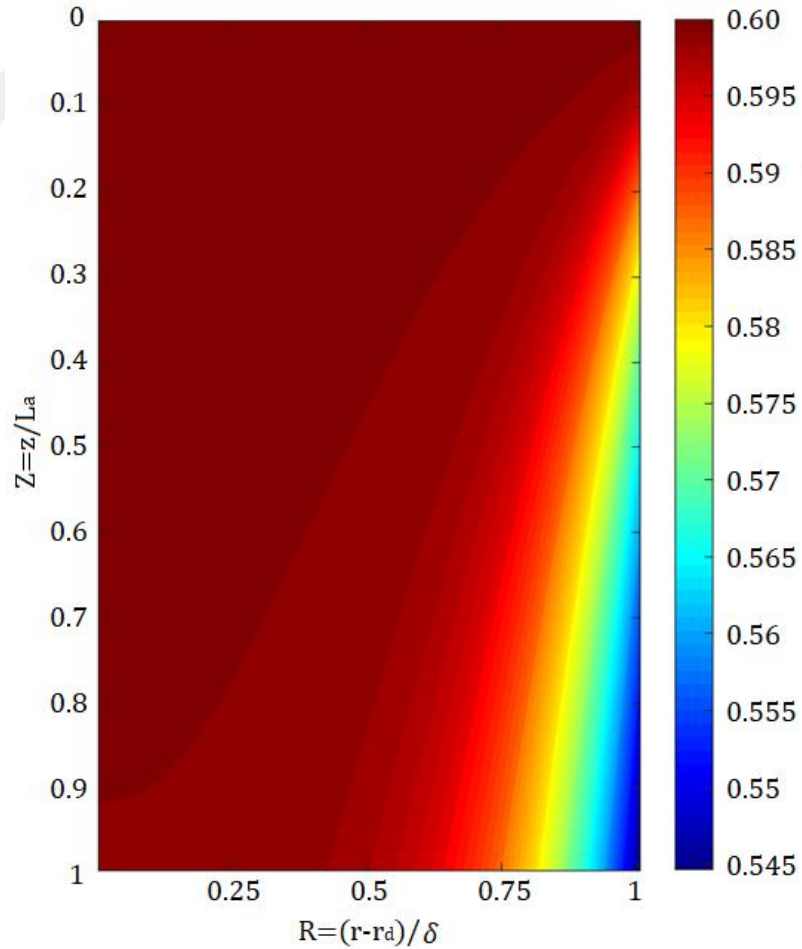
Absorbsiyonlu soğutma sisteminin bileşenlerinden absorberin gerekli kabuller ile parametrelerin belirlenmesinin ardından yapılan analiz ile dik absorberdeki film akışın nasıl bir sıcaklık ve LiBr konsantrasyon dağılımı gösterdiği hesaplanmaktadır.

Şekil 5.4'te verilen matris formu çözümlendiğinde, girişten sırasıyla dZ aralıklarıyla radyal yöndeki film akışın iç noktalarındaki (sınır koşulu olmayan noktalar) sıcaklık değerleri bulunmaktadır. Yeterli iterasyon yapılmasının ardından Şekil 5.6'daki gibi bir sıcaklık dağılımı elde edilmektedir. Bulunan sıcaklık dağılımında duvar sınır koşulundaki değerler, yaklaşık $Z=0,2$ ila $Z=0,3$ değerleri arasında soğutma suyu sıcaklığına gelmektedir. Ara yüzeydeki sıcaklık değerleri ise evaporatörden gelen su buharının kütsel debisi az olduğu için duvar kısmına oranla daha az değişim göstermektedir. Ayrıca absorber çıkış sıcaklığı, kütle ve enerji denklemlerinden yaklaşık $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ bulunmuştur, yapılan analiz sonucunda ise çıkıştaki sıcaklık ortalaması bu değere yakın bir değer bulunmaktadır.



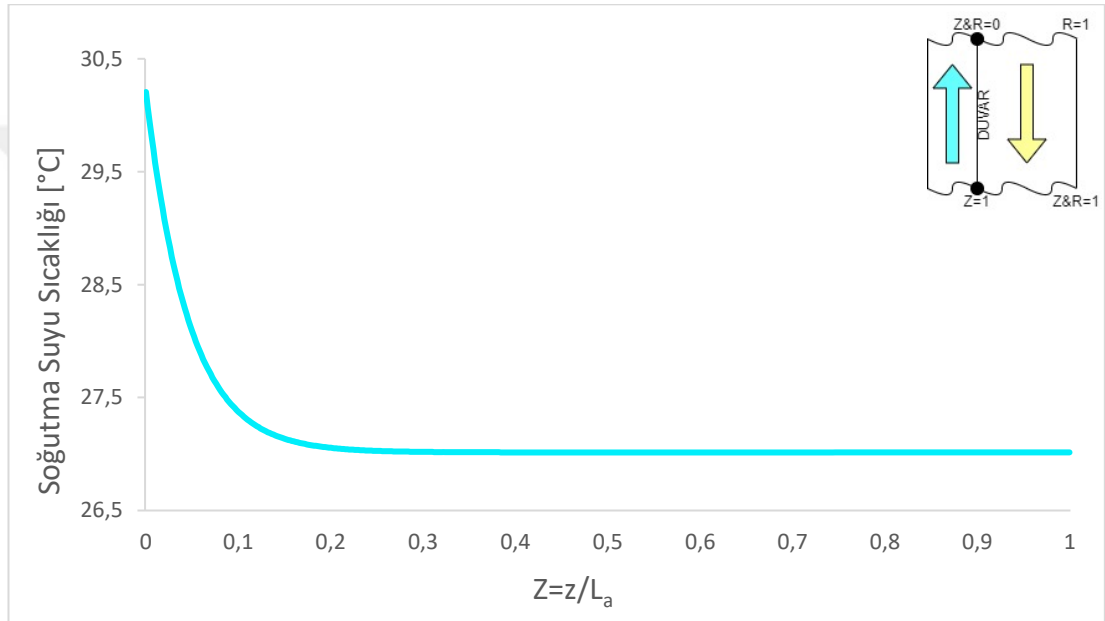
Şekil 5.6 Dik absorberdeki film akışın sıcaklık dağılımı

Şekil 5.5'te verilen matris formu çözümlendiğinde, girişten sırasıyla dZ aralıklarla radyal yöndeki film akışın iç noktalarındaki (sınır koşulu olmayan noktalar) birim LiBr konsantrasyonu değerleri bulunmaktadır. Yeterli iterasyon yapılmasının ardından Şekil 5.7'deki gibi bir konsantrasyon dağılımı elde edilmektedir. Ancak kütle ve enerji denklemlerinden elde edilen absorber çıkışındaki konsantrasyon değeri, eriyik kütle debisinin fazla olduğu için gerekli konsantrasyon değeri elde edilememektedir. Şekil 5.7'den görülebileceği üzere evaporatörden gelen soğuk su buharı eriyik tarafında emilip ara yüzey sınır koşulunda dik absorber uzunluğu boyunca konsantrasyon değeri azalmaktadır. Duvar sınır koşulu tarafında ise su buharının kütledebisinin az olmasından dolayı yeteri kadar film akışın iç taraflarına emilim gerçekleşmediği için konsantrasyon olarak değişim çok sınırlı kalmaktadır. Bu sebeplerden dolayı çıkış konsantrasyon değeri kütle ve enerji denklemlerinde öngörülen gibi 0,55 yerine yaklaşık 0,585 LiBr konsantrasyon değeri çıkmaktadır.



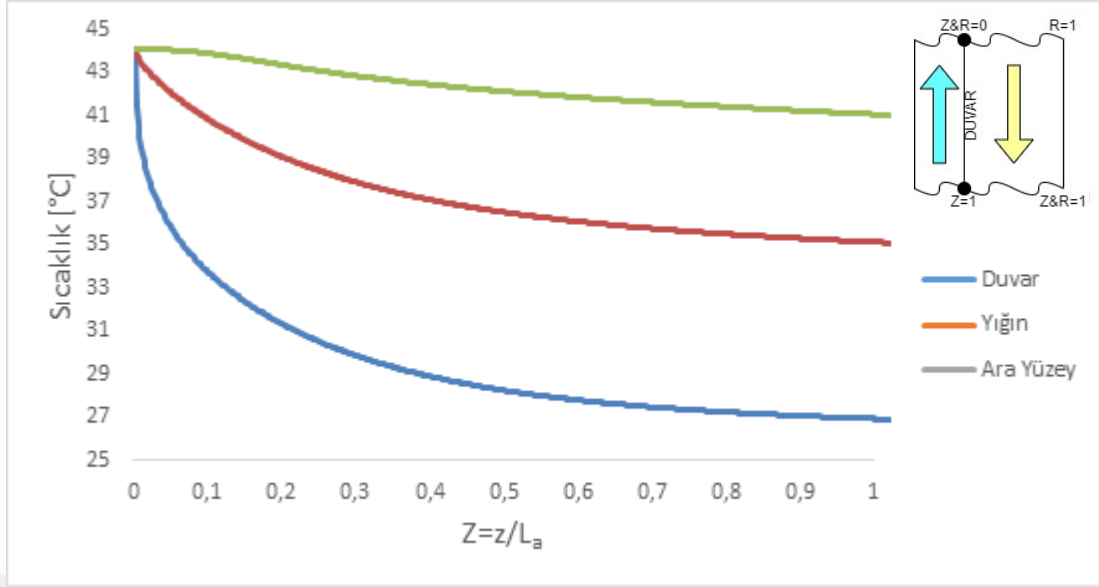
Şekil 5.7 Dik absorberdeki film akışın konsantrasyon dağılımı

Absorber bileşeninde, eriyik ısı değiştiricisinden gelen yüksek sıcaklık ve konsantrasyon değerine sahip LiBr-su eriyiğinin ısısını aktardığı, boru içinden geçen soğutma suyunun sıcaklığının aksel yönde nasıl değiştiği de Şekil 5.8’de verilmektedir. Soğutma suyu giriş sıcaklığı ile eriyik giriş sıcaklığı farkının en yüksek olduğu konum, eriyiğin giriş yaptığı konumdur. Bu yüzden ısı alışverişi en yüksek olduğu yer de burası olmaktadır. Şekil 5.8’de gösterildiği gibi $Z=0$ ile $Z=0,2$ arasında neredeyse tüm ısı transferi gerçekleşmiş olmaktadır.



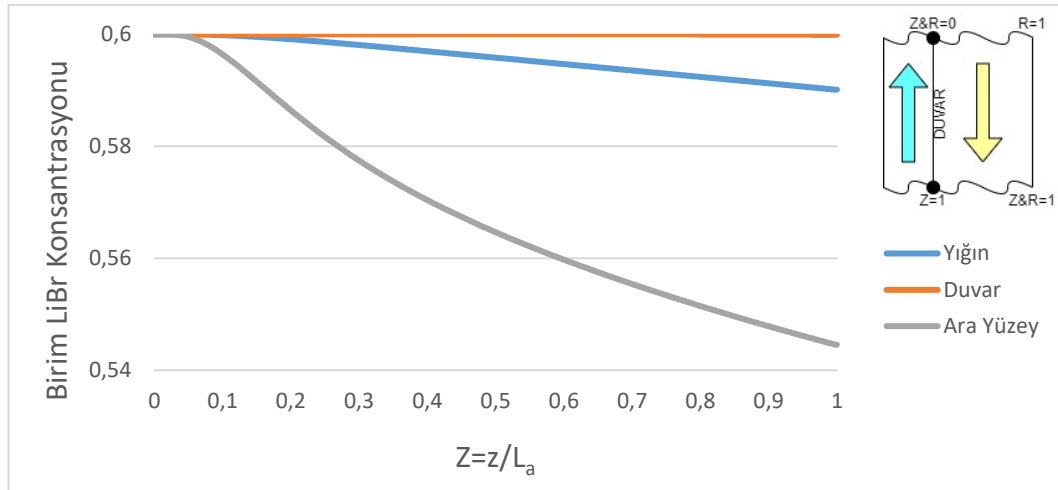
Şekil 5.8 Aksel yönde soğutma suyu sıcaklığının değişimi

Şekil 5.6’da eriyiğin sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Ancak, belirli noktalardaki sıcaklık değişimlerini gösteren grafik de Şekil 5.9’da verilmektedir. Eriyiğin aksel yönde duvar, yığın denilen belirli uzunluk için radyal yöndeki tüm kontrol hacimlerinin sıcaklık değerlerinin ortalaması ve ara yüzeydeki sıcaklık değerleri gösterilmektedir.



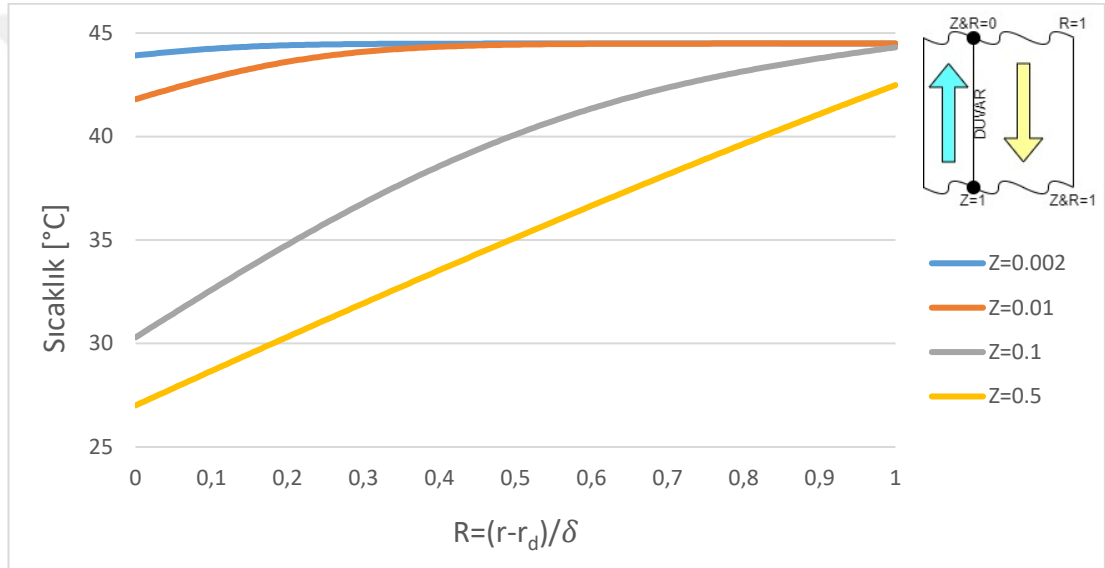
Şekil 5.9 Eriyiğin herhangi bir uzunluktaki duvar, yığın ve ara yüzey sıcaklık değerleri

Şekil 5.7'de eriyiğin LiBr konsantrasyon dağılımı gösterilmektedir. Ancak, belirli noktalarındaki konsantrasyon değişimlerini gösteren grafik de Şekil 5.10'da verilmektedir. Eriyiğin eksenel yönde duvar, yığın denilen belirli uzunluk için radyal yöndeki tüm kontrol hacimlerinin konsantrasyon değerlerinin ortalaması ve ara yüzeydeki konsantrasyon değerleri gösterilmektedir. Beklenildiği gibi ara yüzeyde su buharının emilmesi ile konsantrasyon değerlerinde azalma meydana gelmektedir.



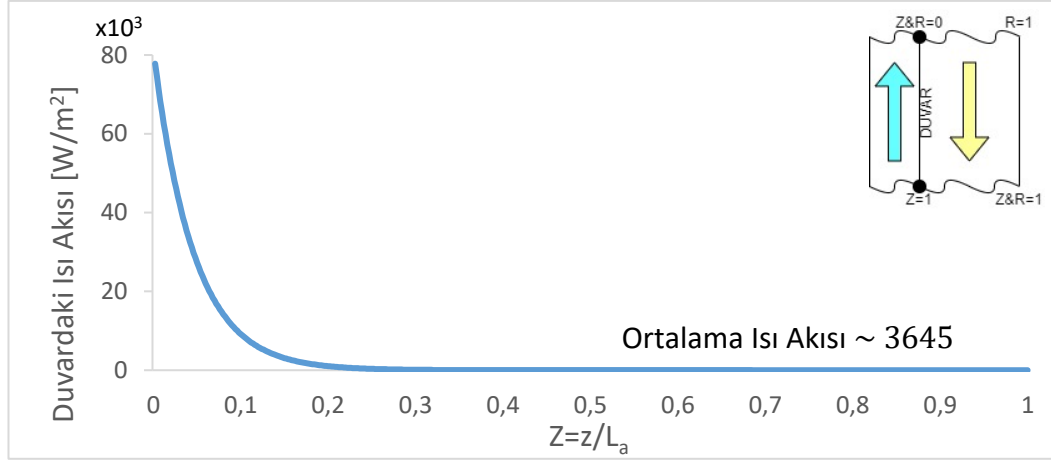
Şekil 5.10 Eriyiğin herhangi bir uzunluktaki duvar, yığın ve ara yüzey LiBr konsantrasyon değerleri

Dik absorberdeki kritik uzunluk değerlerinde radyal yöndeki sıcaklık değişimini gösteren grafik Şekil 5.11’de verilmektedir. $Z=0,002$ yani giriş koşulunun hemen altındaki kontrol hacmi için sıcaklık değerlerinin değişimi, soğutma suyunun sıcaklığı ile arasındaki fark yüksek olduğu için $R=0$ noktasına yakın konumda az da olsa bir azalma ile farkedilmektedir. $Z=0,01$ yani uzunluğun yüzde birlik konumunda ise soğutma suyunun eriyik sıcaklığını ne kadar çok etkilediği gözlemlenebilmektedir. $Z=0,1$ ’de soğutma suyu çok miktarda ısıyı alarak eriyik sıcaklığını duvar sınır koşulunda oldukça düşürmektedir. Uzunluğun yarısında ise hem duvardaki değişim hem de ara yüzeydeki değişim gözlemlenebilmektedir.



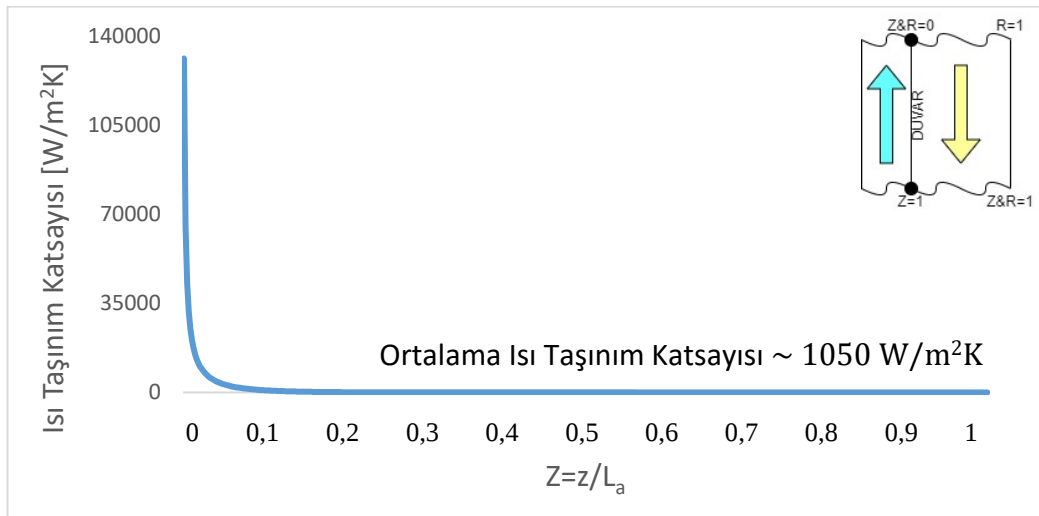
Şekil 5.11 Eriyiğin belirli uzunluk değerinde radyal (film kalınlığı) yönündeki sıcaklık değişimi

Absorberde yapılan analiz ile eksenel yönde soğutma suyuna aktarılan ısı akısı da hesaplanabilmektedir. Herbir birim uzunluk başına meydana gelen ısı akısı değişimi Şekil 5.12’de gösterilmektedir. Ayrıca absorberde gerekli olan kapasite değeri için olması gereken ortalama ısı akısı değeri de, yapılan hesaplamalar sonucunda sağlandığı görülmektedir. Sistemimizdeki absorber elemanında belirlenen boru çapı ve sayısı ile hesaplanabilen ortalama ısı akısı değeri ile analiz yardımıyla bulunan değer birbirlerine çok yakın sonuçlar vermektedir.



Şekil 5.12 Eksenel yönde duvardaki ısı akısı değişimi

Ayrıca yapılan analizler ile eksenel yönde herbir kontrol hacmi için bulunan duvardaki ısı akısı, duvar sınır koşulu sıcaklık değerleri ve belirli uzunluk için radyal yöndeki sıcaklıkların ortalaması yani yığın ortalaması sıcaklık değerleri hesaplandığından, bu değerler yardımıyla ısı taşınım katsayısının sonucu da bulunabilmektedir. Absorberde eksenel yönde herbir kontrol hacmi için ısı taşınım katsayısı değerleri Şekil 5.13’te gösterilmektedir. Isı taşınım korelasyonları kullanılarak, ısı taşınım katsayısı yaklaşık $1030 \text{ W/m}^2\text{K}$ bulunmuş ve sayısal absorber modelinden elde edilen sonuç ile korelasyondan elde edilen değer arasında yaklaşık %2’lik bir fark oluşmuş olup, bu değer uygun olarak görülmektedir.



Şekil 5.13 Eksenel yönde kontrol hacimlerinin ısı taşınım katsayıları

BÖLÜM ALTI

SONUÇLAR VE YORUMLAR

Bu çalışmada güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımı ve analizi gerçekleştirilmiştir. Öncelikle, mevcut soğutma ihtiyacına göre soğutma bileşenlerinin ısıl kapasiteleri, kabuller ve farklı sınır koşulları için termodinamik yaklaşımlar ile hesaplanmıştır. Böylece, her bir bileşenden geçen debi, giriş ve çıkış noktalarındaki sıcaklık, basınç ve entalpi değerleri hesaplanmıştır.

Daha sonra, her bir sistem elemanının tipleri belirlenip modelleri oluşturulmuştur. Oluşturulan modellere göre sistem elemanlarının içerisindeki akış koşulları belirlenmiştir. Seçilen ısı değiştiricilerin tüm termodinamiksel hesapları yapıp sistem elemanlarının kendine özgü toplam ısı transfer katsayıları, gereken en az yüzey alanı ve uzunluk değerleri hesaplanmıştır.

Ayrıca sistem elemanlarının bazı kritik değerlerinin, sistem üzerindeki etkileri parametrik olarak kıyaslanmıştır. Bunlar absorber çıkışındaki konsantrasyonu, generatör sıcaklığı ile evaporatör ve kondenser sıcaklık değerlerinin COP üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Absorber çıkış sıcaklığı değeri için yapılan kıyaslamamanın amacı absorberde kullanılacak soğutma suyu sıcaklığını belirlemektir. Generatör çıkış sıcaklığının artmasıyla sistem verimi artmakta böylece soğutma kapasitesi değeri de artmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemi çevriminde ise evaporatör ve kondenser sıcaklığının ısı verime etkileri incelenmiş ve evaporatörün sıcaklığının değişiminden ziyade kondenser sıcaklığının değişimi verim üzerinde oldukça etkili olduğu bulunmuştur.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin önemli elemanlarından olan absorberin de yapılan tüm tasarım ve modelleme hesaplarının kontrolü için ve aynı zamanda absorberdeki film akışın her bir noktasındaki sıcaklık ve konsantrasyon değerleri sayısal olarak analiz edilmiş ve literatüre katkı sağlanmıştır. Burada elde edilen sonuçların ısı taşınım korelasyonları ile elde edilen sonuçlarla oldukça uyumlu olduğu bulunmuştur.

KAYNAKLAR

- Acarer, S. (2010). *Numerical analysis of absorbers used in LiBr / H₂O absorption refrigeration*. Master Thesis, Dokuz Eylül University, İzmir.
- Akdemir, Ö. ve Güngör, A. (2001). Absorpsiyonlu soğutma sistemleri; verimlerini artırmak için geliştirilen çevrimler. *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, 99-112.
- Andberg, J. W., (1986). *Absorption of vapors into liquid films falling over cooled horizontal tubes*. PhD Dissertation, University of Texas, Austin.
- ASHRAE. (1997). *Fundamentals handbook*. Atlanta: 1791 Tulluie Circle, N. E / G A 30329-2305.
- Assael, M. J., Gialou, K. (2003). Measurement of the thermal conductivity of stainless steel AISI 304L up to 550 K. *International Journal of Thermophysics*, 24 (4), 1145-1158.
- Bakhtiari, B., Fradette, L., Legros, R. ve Paris, J. (2011). A model of analysis and design of H₂O-LiBr absorption heat pumps. *Energy Conversion and Management*, 52, 1439-1448.
- Bejan, A., (1993). *Heat transfer*. Singapore: John Wiley & Sons Inc.
- Burget, L. W., Byars, M. D., Schultz, K., (1999). Absorption systems: the future, more than a niche?. *Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference*, 13-24.
- Daşkın, M. ve Aksoy İ. G. (2014). İklimlendirme amaçlı güneş enerjisi destekli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonu. *Batman Üniversitesi Yaşam Bilimleri Dergisi*, 4 (1), 52-65.

- Dominguez-Inzunza, L. A., Hernandez-Magallanes, J. A., Sandoval-Reyes, M. ve Rivera, W. (2014). Comparison of the performance of single-effect, half-effect, double-effect in series and inverse and triple-effect absorption cooling systems operating with the $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ mixture. *Applied Thermal Engineering*, 66, 612-620.
- Ebrahimi, K., Jones, G. F. ve Fleischer, A. S. (2015). Thermo-economic analysis of steady state waste heat recovery in data centers using absorption refrigeration. *Applied Energy*, 139, 384-397.
- 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 & Management*, 44, 2483-2508.
- Geankoplis, C. J. (1983). *Transport processes: momentum, heat and mass*. Allyn and Bacon Inc, USA.
- Hedenberg, O. ve Wallander, J. (2008). Solar energy for domestic use in southern Brazil. *Högskolan Halmstad*.
- Horuz, İ. (1998). A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 25 (5), 711-721.
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2002). *Fundamentals of heat and mass transfer* (5th ed.). New York: John Wiley & Sons Inc.
- Kakaç, S. ve Liu, H. (1998). *Heat exchangers selection, rating and thermal design*. Boca Raton: CRC Press LLC.

- Karaali, R. (2017). Yarım etkili, tek etkili ve çift etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerin ekserji analizi. *Fırat Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 29 (2), 111-117.
- Ketfi, O., Merzouk, M., Merzouk, N. K. ve Metenan, S. E. (2015). Performance of a single effect solar absorption cooling system (LiBr-H₂O). *Energy Procedia*, 109, 270-278.
- Manu, S. ve Chandrashekar, T. K. (2016). A simulation study on performance evaluation of single-stage LiBr-H₂O vapor absorption heat pump for chip cooling. *International Journal of Sustainable Built Environment*, 5, 370-386.
- Ochoa, A. A. V., Dutra, J. C. C., Henriquez, J. R. G. ve Dos Santos, C. A. C. (2016). Dynamic study of a single effect absorption chiller using the pair. *Energy Conversion & Management*, 108, 30-42.
- Öz, E. S., Özbaş, E., DüNDAR, R. (2007). Vakum tüplü güneşli su ısıtma sistemi ile standart düz kolektörlü güneşli su ısıtma sistemlerinin performans ve verimlerinin deneysel olarak karşılaştırılması. *VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 991-999.
- Özışık, M. N. (1985). *Heat transfer – a basic approach*, New York: McGraw-Hill Book Company.
- Pandya, B., Patel, J. ve Mudgal, A. (2017). Thermodynamic evaluation of generator temperature in LiBr-water absorption system for optimal performance. *Energy Procedia*, 74, 130-138.
- Patankar, S. V. (1980). *Numerical heat transfer and fluid flow*. U.S.A.: Hemisphere Publishing Corporation.

- Patnaik, V., Perez-Blanco, H., ve Ryan, W. A. (1993). A simple model for the design of vertical tube absorbers. *ASHRAE Transactions*. 69-80.
- Reisul Islam, M., Wijesundera, N. E., ve Ho, J. C. (2006). Heat and mass transfer effectiveness and correlations for counter-flow absorbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 4171-4182.
- Rogers, G. F. C. ve Mayhew, Y. R. (1992). *Thermodynamic and transport properties of fluids* (4th ed.). UK: Blackwell Publishers.
- Salmi, W., Vanttola, J., Elg, M., Kuosa, M. ve Lahdelma, R. (2017). Using waste heat of ship as energy source for an absorption refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 115, 501-516.
- Solarbayer, (b.t). *Solar systems brochure*. 28 Şubat 2020, <https://www.solarbayer.com/Vacuum-tube-collector-CPC.html>.
- Steelexpress Limited, (b.t). *304 stainless steel*. 16 Aralık 2019, <https://www.steelexpress.co.uk/non-ferrous/304-stainless-steel.html>
- Sun, D. W. (1998). Comparison of the performance of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ and $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ absorption refrigeration systems. *Energy Conversion & Management*, 39 (5/6), 357-368.
- Yılmaz, H. (2018). *Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin farklı soğutucu akışkan çiftleri için termodinamik analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Isparta.
- Yiğit, A. (1990). *Absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonu*. Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

EKLER

EK-1: Simgeler Dizini

EK-2: Kısaltmalar Dizini

EK-3: Alt İndisler Dizini



EK-1: Simgeler Dizini

A	Alan	[m ²]
C	Konsantrasyon	[birim]
c _p	Özgöl ısı	[J/kgK]
D	Çap	[m]
D	Karışımındaki kütle yayılımı	[m ² /s]
F	Boru kirlenme faktörü	[m ² K/W]
g	Yerçekimi ivmesi	[m/s ²]
h	Entalpi	[kJ/kg]
h	Isı taşınım katsayısı	[W/m ² K]
H	Toplam faz değişim enerjisi	[J]
I	Ortalama ışıınım yoğunluğu	[W/m ²]
k	Isı iletim katsayısı	[W/mK]
L	Uzunluk	[m]
m	Kütlesel debi	[kg/s]
N	Boru sayısı	[adet]
Nu	Nusselt sayısı	[birimsiz]
p	Islak çevre	[m]
P	Basınç	[kPa]
Pr	Prandtl sayısı	[birimsiz]
r	Radyal yöndeki koordinat	[m]
R	Boyutsuz radyal yöndeki koordinat	[birimsiz]
Re	Reynold sayısı	[birimsiz]
Sc	Schmidt sayısı	[birimsiz]
t	Zaman	[s]
T	Sıcaklık	[°C]
u	Hız	[m/s]
U	Toplam ısı transferi katsayısı	[W/m ² K]
V	Hız	[m/s]
z	Eksenel yöndeki koordinat	[m]
Z	Boyutsuz eksenel yöndeki koordinat	[birimsiz]

α	Isı yayılım katsayısı	[m ² /s]
δ	Film kalınlığı	[m]
ΔT	Sıcaklık farkı	[birimsiz]
η	Verim	[birimsiz]
μ	Dinamik viskozite	[Ns/m ²]
ν	Kinematik viskozite	[m ² /s]
π	Pi sayısı	[birimsiz]
ρ	Yoğunluk	[kg/m ³]
$\dot{Q}$	Isıl kapasite	[W]
$\dot{W}_p$	Pompa işi	[W]
x	Konsantrasyon	[birim]

EK-2: Kısaltmalar Dizini

C	Santigrat
COP	Performans katsayısı \ Verim
EES	Engineering equation solver isimli bir hesaplama yazılımı
H ₂ O	Su
J	Jul
K	Kelvin
kg	Kilogram
kW	Kilovat
LiBr	Lityumbromür
LiNO ₃	Lityumnitrat
m	Metre
NaSCN	Sodyum tiyosiyanat
NH ₃	Amonyak
s	Saniye

EK-3: Alt İndisler Dizini

A	Absorber
abs	Mutlak
b	Buhar hali
c	Bakır
C	Düşük olan sıcaklık değeri
d	Boru dışı
e	Eriyik \ eşdeğer (çap değeri için)
E	Evaporatör
EID	Eriyik ısı değiştiricisi
f	Absorbentçe fakir
fg	Sıvı-buhar karışım hali
G	Generatör
h	Hidrolik
H	Yüksek olan sıcaklık değeri
i	Boru içi
if	Ara yüzey
K	Kondenser
kol	Kolektör
lm	Logaritmik
p	Paslanmaz çelik
s	Sıvı hal
ss	Soğutma suyu
w	Duvar
z	Absorbentçe zengin