

38294

**GÜNEŞ ENERJİSİ İLE ÇALIŞAN SOĞURMALI SOĞUTMA
SİSTEMLERİNİN TASARIMLARININ
GELİŞTİRİLMESİ VE İMALİ**

**DOKTORA TEZİ
(MAKİNA EĞİTİMİ)**

**Hüseyin USİA
Kasım 1995**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.



Danışman

Prof.Dr. Ömer Ercan ATAER

Sınav Jürisi

Başkan

: Prof. Dr. Ali Yücel UYAREL



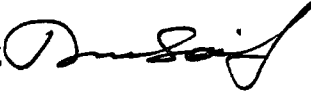
Üye

: Prof.Dr. Ömer Ercan ATAER (Danışman)



Üye

: Doç.Dr. Etem Sait ÖZ



Üye

: Yrd.Doç.Dr. Halit karabulut



Üye

: Yrd.Doç.Dr. Ali KOÇ



Bu Tez Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım
Esaslarına uygundur. 

İÇİNDEKİLER

ÖZ	III
ABSTRACT	IV
TEŞEKKÜR	V
SEMBOLLERİN LİSTESİ	VI
TABLoların LİSTESİ	VIII
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	X
GİRİŞ	1
BÖLÜM 1	
SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ	2
1.1. Giriş.....	2
1.2. SSS'ler İle İlgili Çalışmalar	4
1.3. Bu Çalışmanın Amacı	9
BÖLÜM 2	
SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE TASARIM PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ	11
2.1. Giriş	11
2.2. Çalışma Akışkan Çiftinin Seçimi	11
2.3. Amonyak,Su ve Amonyak/Su Karışımının Termodinamik Özellikleri	14
2.4. Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin Ternodinamik Analizi	24
2.4.1. Buharlaştırıcının Termodinamik Analizi	26
2.4.2. Yoğuşturucunun Termodinamik Analizi	26
2.4.3. Soğurucunun Termodinamik Analizi	27
2.4.4. Ayırıcının Termodinamik Analizi	29
2.5 Analiz sonuçları	31

BÖLÜM 3

SOĞURMALI SOĞUTUCULAR İÇİN PARABOLİK OLUK

TİPİ GÜNEŞ YOĞUNLAŞTIRICILARININ TASARIMI	32
3.1. Giriş	32
3.2. Güneş Yoğunlaştırıcıları	32
3.3. İzleyici Tipi ve İzleme Yönteminin Belirlenmesi	37
3.3.1. Güneşi İzleme Tipinin Seçimi	38
3.3.2. POY'nin Isı Tasarımı	49
3.4. POY'nin ve Sistemin İmali	53
3.5. POY'nin Diğer Elemanlarının İmali	57

BÖLÜM 4

SOĞURMALI SOĞUTUCULAR İÇİN AYIRICI, DİSTİLASYON

KOLUNU VE DEFLAKMATÖR TASARIMI VE İMALİ	59
4.1. Ayırıcıda Toplam Isı Aktarımının Hesaplanması	59
4.2. Kanatçıklardan Atılan Isının Hesaplanması	70
4.3. Distilasyon Kolonunun Tasarımı	74
4.4. Tasarımı Yapılan Elemanların İmali	78

BÖLÜM 5

SONUÇLAR, TARTIŞMA VE ÖNERİLER.....

5.1. Giriş	84
5.2. Teorik Sonuçlar	84
5.3. Deneysel Yöntem ve Deneylerin Yapılışı	93
5.3.1. Deneysel Yöntem	93
5.3.2. Deneylerin Yapılışı	95
5.4. Öneriler	101
KAYNAKLAR.....	103
EKLER	107
ÖZGEÇMİŞ	118

**GÜNEŞ ENERJİSİ İLE ÇALIŞAN SOĞURMALI SOĞUTMA
SİSTEMLERİNİN TASARIMLARININ
GELİŞTİRİLMESİ VE İMALİ
(Doktora Tezi)**

Hüseyin USTA

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Kasım - 1995

ÖZ

Bu çalışmada, parabolik oluk tipi güneş yoğunlaştırıcısı ile çalışan, amonyak soğutuculu su soğuruculu soğurmalı soğutma sisteminin tasarımı, imali yapılmış ve Ankara şartlarında performansı denenmiştir. Parabolik oluk tipi güneş yoğunlaştırıcısının yüzeyi parabolik aynalardan oluşturuldu. Yoğunlaştırıcıda kullanılan 40 mm'lik CrNi soğurucu boru elektrostatik yöntemle siyaha boyandı ve taşıma kayıplarını önlemek için 65 mm çapında bir pyreks boru içerisine yerleştirildi. Odak uzaklığı 28.5 cm olan yoğunlaştırıcının güneşi tek ekseninde izlemesi sağlandı. Sistemi oluşturan her birimin termodinamik analizi ve tasarımı için BASIC dilinde bilgisayar programları geliştirildi. Bu programlar yardımı ile birimlerin ısı tasarımı ve imali yapıldı. Soğurmalı soğutma sisteminin birimlerinin imali Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi atelyelerinde yapıldı. Sistemin performans deneyleri ilgili Türk standartlarına uygun olarak aynı yerde ve Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi terasında gerçekleştirildi.

***DESIGN AND CONSTRUCTION AND PERFORMANCE TESTS OF SOLAR
POWERED ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM***

(Ph.D. Thesis)

Hüseyin USTA

***GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY***

November - 1995

ABSTRACT

In this study the solar powered absorption refrigeration system was designed and constructed. Ammonia and water were used as refrigerant and absorber respectively. Parabolic through type of solar concentrator with the surface area of 3.75 m² was designed and constructed. The performance tests of the system were performed for the climate condition of Ankara. For the reflective surface of the parabolic through concentrator parabolic mirrors were manufactured. Stainless steel pipe of 40 mm outer diameter and 3.70 m length was used as the absorber of the solar concentrator. The outer surface of the pipe, which is the selective surface of the solar concentrator was coated black Ni by using electrostatic method. The stainless steel pipe placed into the 65 mm outer diameter pyrex pipe in order to prevent the convection losses. The solar concentrator which has the focus distance of 28.5 cm was able to trace sun in one axis. For the thermodynamic analysis of absorption refrigerating system and for the thermal and mechanic design of each unit of the system computer programmes were prepared in BASIC languages. The system was manufactured in the workshops of the Technical Education Faculty of the Gazi University and tests were performed according to the related Turkish Standard at Engineering and Architecture Faculty of Gazi University.

TEŞEKKÜR

Bana bu tez konusunu vererek ve çalışmam sırasında her türlü desteği tam bir özveriyle sağladığı için danışmanım Prof.Dr. Ömer Ercan ATAER'e minnet ve şükranlarımı sunarım.



SEMBOLLERİN LİSTESİ

Sembol	Anlamı
A_a	Açıklık alanı (m^2)
A_f	Kanatçıkların yüzey alanı (m^2)
A_y	Soğurucu yüzey alanı (m^2)
C_g	Geometrik yoğunlaştırma oranı
C_I	Işıma şiddeti yoğunlaştırma oranı
C_y	yoğunlaştırma limiti
D	Çap (m)
f	Odak uzaklığı (m)
G_T	Toplam irradyasyon (W/m^2)
I_A	Güneş ışıma şiddeti (W/m^2)
I_R	Yüzey ışıma şiddeti (W/m^2)
L	Soğurucu yüzeyin genişliği (m)
m	Kütle debisi (kg/s)
n	Ortalama yansıtma sayısı
Nu	Nusselt sayısı
p_y	Yüksek basınç (bar)
p_b	Düşük basınç (bar)
q	Birim zamanda aktarılan ısı enerjisi (W)
q_c	Soğutma yükü (W)
q_f	Birim açıklık alanı başına faydalanan ısınım (W/m^2)
R	Evrensel gaz sabiti (8,314 KJ/kmolK)
Re	Reynolds sayısı
S	Yay uzunluğu (m)
t	Raf aralığı (cm)
T	Sıcaklık (°C)
T_α	Ortalama alıcı yüzey sıcaklığı (°C)

<i>Sembol</i>	<i>Anlamı</i>
T_{∞}	Çevre sıcaklığı(°C)
V	Hız (m/s)
W	Açıklık genişliği (m)
x	Kütle derişimi
Y	Molar derişim
α	Soğuruculuk
β	Anlık açı (rad)
ρ	Yansıtıcılık
$\rho_{s\lambda}$	Speküler yansıtıcılık
θ	Kenar açısı (rad)
θ_c	Yarım kabuk açısı (rad)
τ	Geçirgenlik
Ψ	Kenar açısı (rad)
γ	Enlem açısı (rad)

İndisler

a	Ayırıcı
b	Buharlaştırıcı
d	Doyma şartında, dış
i	iç
s	Soğurucu
y	Yoğuşturucu

TABLoların LİSTESİ

<i>Tablo</i>	<i>Sayfa</i>
2.1. Soğutucu-soğurucu Akışkan Çiftlerinin Karşılaştırılması İçin Yapılan Termodinamik Analizde Kullanılan Çalışma Şartları Aralığı	13
2.2. SSS'lerde Sık Kullanılan Üç Farklı Soğutucu/Soğurucu Akışkan Çiftinin Maksimum COP'leri ve Maksimum Değerlerin Elde Edildiği Çalışma Şartları	13
2.3. Denklem (2.1) ve (2.2)'deki Sabitlerin Değerleri	16
2.4. Denklem (2.12) ve (2.13)'deki Sabitlerin Değerleri	17
2.5. Doymuş Sıvı Su İçin Denklem (2.1)'deki Sabitlerin Değerleri	18
2.6. Doymuş Su Buharı İçin Denklem 2.12'deki Sabitlerin Değerleri	19
2.7. Denklem 2.24'deki Sabitlerin Değerleri	21
2.8. Termodinamik Analizde Kullanılan Veriler	25
3.1. Güneş Yansıtma Elemanlarının Speküler Yansıtıcılık Değerleri	37
3.2. Çeşitli İzleme Tipleri ve Etkileme Faktörleri	41
3.3. İzleme Tipinin Seçimi ile İlgili Açıklamalar	42
3.4. Bazı Kaplama Malzemeleri İçin Soğuruculuk ve Yayıcılık	54
3.5. Bazı Örtü Malzemelerinin Yansıtıcılık, Soğuruculuk ve Geçirgenlikleri	56
4.1. Soğurmalı Soğutma Sisteminin Çalışma Parametreleri.....	60
4.2. Soğurmalı Soğutma Sisteminin Belirli Noktalarındaki Termodinamik Özellikleri.....	60
4.3. Kullanılacak Olan Helis Kanatçılarının Özellikleri	82
4.4. Distilasyon Kolonu İmalatı Özellikleri	82

5.1.	SSS'nin Termodinamik Analizinden Elde Edilen Veriler	86
5.2.	Kw Soğutma Yüğü İçin Değışik Çalışma Şartlarında SSS'nin Her Birimindeki Ekserji Kaybı ve Toplam Ekserji Kaybı	87
5.3.	Deney 2'deki Ölçüm Değerleri.....	100



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
1.1. Amonyak/Su Akışkan Çifti Kullanılan SSS'nin Şematik Görünümü	3
3.1. Yoğunlaştırıcı Güneş Kollektörleri	
(a) Nokta üzerine (b) Doğru üzerine yoğunlaştırma.....	34
3.2. POY'nin Parabolik Yüzeyi.....	34
3.3. Güneşi İzleme Sistemleri	38
3.4. İstenilen Boyutta Yansıtıcın Çizim Yolu İle Elde Edilmesi.....	39
3.5. İzleme Tertibatının Elektronik Devresi Tasarımı.....	40
3.6. Kollektör Geometrisi	43
3.7. Yoğunlaştırıcı İçin Güneş Akısının Değişimi	44
3.8. Meridyene Bağlı Yükselme Açısı Değişim Grafiği	45
3.9. Yoğunlaştırıcı ve Soğurucu Yüzey Geometrisi.....	46
3.10. İki Boyutlu Parabolik Ayna Geometrisi	47
3.11. Işın İzleme Diyagramı.....	48
3.12. Silindir Eğrisi ve Odak Hattı Üzerinde Eğimli Gelen Işınlardan Görünümü ve Diyagramı	49
4.1. Ayırıcıda Referans Noktaları	64
4.2. Serpantin Borusunun Kesiti.....	65
4.3. Bir Kanatçığın Kesiti	70
4.4. Ayırıcı, Distilasyon Kolonu ve Bağlantı Elemanları.....	71
4.5. Ayırıcının Şematik Görünümü	72
4.6. Distilasyon Kolonu Deflakmatör ve Ayırıcının Şematik Görünümü	75
4.7. Soğurucu, Ayırıcı ve İmalat Ölçüleri.....	80
4.8. İmalatı Yapılan Sistemin Akış Şeması.....	83

5.1.	Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Kondenser Sıcaklıklarında SSS'nin COP'sinin Ayırıcı Sıcaklığı İle Değişimi (—) $T_a=24^{\circ}\text{C}$, $T_c=23^{\circ}\text{C}$; (- - -) $T_a=27^{\circ}\text{C}$, $T_c=25^{\circ}\text{C}$; (-.-) $T_a=23^{\circ}\text{C}$, $T_c=28^{\circ}\text{C}$	88
5.2.	Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Kondenser Sıcaklıklarında SSS'nin Dolaşım Ayırıcı Oranının Sıcaklığı İle Değişimi	88
5.3.	Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Yoğuşturucu Sıcaklıkları İçin SSS'nin ECOP'unun Ayırıcı Sıcaklığı İle Değişimi	89
5.4.	Farklı Buharlaştırıcı, Soğurucu ve Kondenser Sıcaklıklarında Yoğuşturucunun Boyutsuz Ekserji Kaybının ($\Delta\dot{E}_o/\Delta\dot{E}_l$) Ayırıcı Sıcaklığı İle Değişimi	89
5.5.	Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Kondenser Sıcaklıklarında Buharlaştırıcının Boyutsuz Enerji Kaybının ($\Delta\dot{E}_e/\Delta\dot{E}_l$) Ayırıcı Sıcaklığı İle Değişimi	90
5.6.	Farklı Buharlaştırıcı, Soğurucu ve Kondenser Sıcaklıklarında Soğurucunun Boyutsuz Ekserji Kaybının ($\Delta\dot{E}_s/\Delta\dot{E}_l$) Ayırıcı Sıcaklığı İle Değişimi.....	90
5.7.	Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Kondenser Sıcaklıklarında Ayırıcının Boyutsuz Enerji Kaybının ($\Delta\dot{E}_g/\Delta\dot{E}_l$) Ayırıcı Sıcaklığı İle Değişimi.....	91
5.8.	Farklı Buharlaştırıcı, Soğurucu ve Kondenser Sıcaklıklarında Pompa Ekserji Kaybının ($\Delta\dot{E}_p/\Delta\dot{E}_l$) Ayırıcı Sıcaklığı İle Değişimi	91

5.9.	Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Kondenser Sıcaklıklarında Soğutucu Isı Değiştirgecinin Boyutsuz Ekserji Kaybının ($\Delta\dot{E}_{RHE} / \Delta\dot{E}_t$) Ayırıcı Sıcaklığı İle Değişimi	92
5.10.	Farklı Buharlaştırıcı, Soğurucu ve Kondenser Sıcaklıklarında Karışım Isı Değiştirgecinin Boyutsuz Ekserji Kaybının ($\Delta\dot{E}_{MHE} / \Delta\dot{E}_t$) Ayırıcı Sıcaklığı İle Değişimi	92
5.11.	Farklı Buharlaştırıcı, Soğurucu ve Kondenser Sıcaklıklarında SSS'nin Toplam Ekserji Kaybının ($\Delta\dot{E}_t / q_e$) Ayırıcı Sıcaklığı İle Değişimi	93
5.12.	Tasarımı ve İmali Yapılan Parabolik Oluk Tipi Güneş Yoğunlaştırıcısının Görünümü	94
5.13.	Deneyler Sırasında SSS'nin Görünümü	94
5.14.	Deney 1'den Elde Edilen Çalışma Eğrileri	98
5.15.	Deney 2'den Elde Edilen Çalışma Eğrileri	99

GİRİŞ

Fosil kaynaklı enerji rezervlerinin sınırlı oluşu ve enerji tüketimindeki sürekli artış, günümüzde enerji fiyatlarının artmasına, yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarının araştırılmasına ve bugün kullanılan enerji sistemlerinde enerji tasarrufuna yönelik çalışmalara hız kazandırmıştır. Özellikle 1974 yılında dünyada yaşanan enerji krizi bu çalışmaları hızlandırmıştır.

Güneş en büyük enerji kaynağıdır ve güneş enerjisinden yararlanmada farklı tipte güneş kolektörleri kullanılmaktadır. Türkiye güneş enerjisi açısından zengin bir ülkedir ve bugün 90°C nin altındaki sıcaklık uygulamaları yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Güneş enerjisi uygulama teknolojilerinin geliştirilmesi konusunda pekçok araştırma yapılmaktadır. Güneş enerjisinin uygulama teknolojilerinden birisi de Soğurmalı Soğutma Sistemleri'dir (SSS). SSS'lerin tasarımı ve imali için pekçok deneysel ve teorik çalışmalar yapılmasına rağmen yüksek soğutma etkinliği ile çalışan SSS'lerin tasarımı ve imali için gerekli araştırmalara ihtiyaç vardır.

SSS'lerde çok az mekanik enerjiye ihtiyaç duyulurken sistemin fazla miktarda ısı enerjisine ihtiyacı olmaktadır. Dolayısıyla SSS'ler güneş enerjisi ve jeotermal enerji gibi yenilenebilir enerji kaynakları ve atık ısı enerjisi kullanıldığında daha ekonomik olmaktadır. Bu çalışmada güneş enerjisi ile desteklenmiş bir soğurmalı soğutma sisteminin tasarımı ve imali yapılmıştır. Parabolik oluk tipi güneş yoğunlaştırıcısı ile elde edilen yüksek sıcaklıktaki su SSS'nin ayırıcısında kullanılırken sistem elektrik enerjisi ile takviye edilmiştir. SSS'de ozon tabakasına olumsuz etkisi olmayan amonyak/su soğutucu, soğurucu akışkan çifti kullanılmıştır. Tasarımı ve imali yapılan SSS ve tek yönde güneşi takip eden parabolik oluk tipi güneş yoğunlaştırıcısı Ankara şartlarında denenmiştir.

BÖLÜM 1

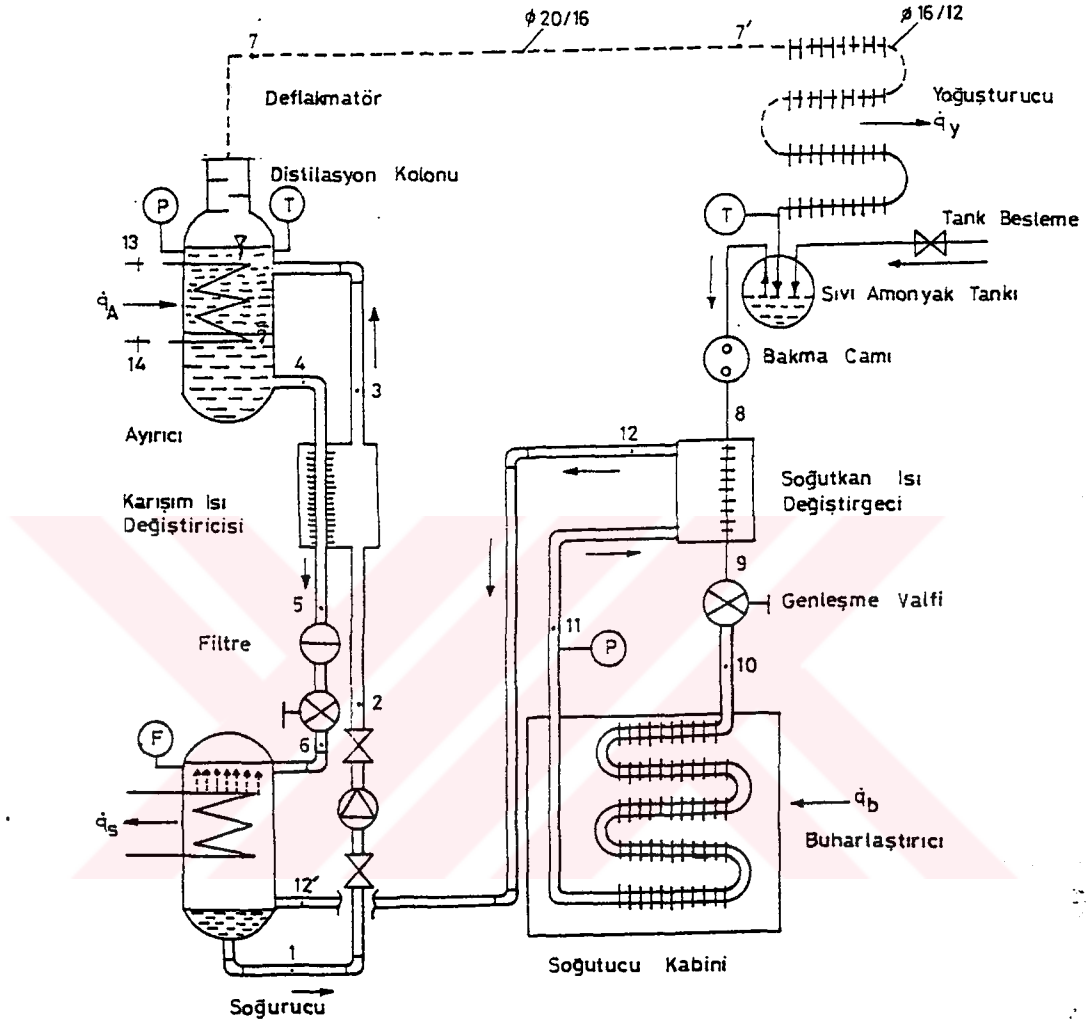
SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ

1.1. Giriş

Soğurmalı Soğutma Sistemleri (SSS) çok az mekanik enerjiyi ihtiyaç duyarken çok miktarda ısı enerjisi ile çalışırlar ve sistemde her türlü ısı kaynağı kullanılabilir. Atık ısıların ve güneş enerjisinin kullanılması durumunda SSS'ler ekonomik olmakta ve diğer soğutma sistemlerine bir alternatif olarak düşünülebilmektedir. Klasik soğutma sistemlerinde kullanılan yoğusturucu, buharlaştırıcı ve genleşme vanası SSS'lerde de kullanılır. Sistemde kompresör yerine soğurucu, pompa, genleşme vanası ve ayırıcı kullanılır. Sıvı fazdaki zengin karışım ayırıcıya pompalanır ve ayırıcıda ısıtılarak soğutucuca zengin buhar karışımı elde edilir. Amonyak derişimi yüksek buhar karışımı yoğusturucuda yoğuşur. Buharlaştırıcıya girmeden genleşme vanasından geçer, basıncı düşer ve buharlaştırıcıda buharlaşır. Düşük basınçtaki karışım buharı sıvı fazdaki fakir karışım tarafından soğurularak çevrim tamamlanır. SSS şematik olarak Şekil 1.1'de görölmektedir.

Şekilde de göröldüğü gibi, buharlaştırıcıdan çıkan düşük basınçtaki karışım buharı soğutucu ısı değıştircisinden geçerek sıcaklığı artar ve soğurucuya girer. Zengin karışım ise ayırıcıdan önce karışım ısı değıştircisinden geçerek sıcaklığı artar ve ayırıcıya girer. Ayırıcı çıkışındaki distilasyon kolonu ve deflakmatör yardımı ile amonyakça zengin karışım elde edilir. Diğer taraftan ayırıcıdan ayrılan fakir karışım, karışım ısı değıştircisinden geçerken soğur ve genleşme vanasında basıncı düşürölerek soğurucuya döner. Yoğusturucudan çıkan sıvı fazdaki

amonyakça zengin karışım ise soğutucu ısı değiştiricisinden geçerken soğutulur ve genişleme vanasında basıncı düşerek buharlaştırıcıya girer.



Şekil 1.1. Amonyak/Su Akışkan Çifti Kullanılan SSS'nin Şematik Görünümü

Soğurmalı soğutma çevriminin termodinamik açıdan soğutma etkinliği limitlidir. T_b buharlaştırıcı ve T_∞ çevre sıcaklığında çalışan bir Carnot soğutma çevriminin soğutma etkinliği ile T_b ve T_∞ sıcaklıklarında çalışan bir Carnot makinasının verimlerinin çarpımı, sistemin maksimum soğutma etkinliğini verir ve

$$(\text{COP})_{\max} = \frac{T_b}{T_a} \frac{T_a - T_{\infty}}{T_{\infty} - T_b} \quad (1.1)$$

şeklinde tanımlanır. Teorik olarak aynı çalışma şartlarında sistemin soğutma etkinliği klasik soğutma sistemlerinin soğutma etkinliğine eşit olması beklenir.

1.2. SSS'ler İle İlgili Çalışmalar

Literatürde SSS'ler ile ilgili teorik ve deneysel olarak yapılmış pek çok çalışma vardır.

Clerx ve Trezek (1), buz üretimi için ve güneş enerjisi ile destekli amonyak-su akışkan çifti ile çalışan soğurmalı soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Sistemin ekonomik analizini de içeren bu çalışmada ekonomik ayırıcı sıcaklık aralığı $82,2^{\circ}\text{C} \leq T_a \leq 204,4^{\circ}\text{C}$ olarak belirlenmiştir. Alt sıcaklık limiti olan $82,2^{\circ}\text{C}$ 'nin altında sistemin COP'si oldukça düşüktür ve ekonomik olmamaktadır. $204,4^{\circ}\text{C}$ sıcaklık limitinin üzerinde ise yüksek basınç sistemin çalışmasını limitlemektedir. $204,4^{\circ}\text{C}$ 'nin üzerinde soğurucuda zayıf eriyiğin konsantrasyonu artmakta ve üst ayırıcı çıkışındaki karışım buharının konsantrasyonu azalmakta, sonuçta sistemin COP'si düşmektedir. 120°C ayırıcı, $-5,6^{\circ}\text{C}$ buharlaştırıcı, 33°C soğurucu ve 36°C yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile sistemin COP si 0,57'dir.

Shiran ve arkadaşları (2) tarafından amonyak-su akışkan çifti ile çalışan bir SSS'nin tasarımı ve sistemin ekonomik yönden irdelenmesi ile ilgili bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada sistemin farklı çalışma şartlarında COP'si ve dolaşım oranı incelenmiştir. Shiran ve arkadaşları analizlerinde soğutucu

akışkanın buharlaştırıcıya giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında 12,22°C sıcaklık farkı olduğunu ve üst ayırıcıdan çıkan buharın saf olmadığını kabul etmişlerdir.

Boursea ve Bugarel (3), amonyak-su ile çalışan soğurmalı ve difüzyonlu soğutma sisteminin 30-40 °C soğurucu, 15~5°C buharlaştırıcı ve 80~150°C ayırıcı sıcaklığı aralığında termodinamik analizini yapmışlardır. Karışım pompası kullanılmayan difüzyonlu SSS de akışkan çiftinin dolaşımı hidrojen gazı ile sağlanmıştır. Boursea ve Bugarel, üst ayırıcıdan çıkan buharın derişimi 0.998 ve kütle debisini de 1 kg/s olarak almışlardır. 30°C soğurucu, 0 °C buharlaştırıcı ve 110 °C ayırıcı sıcaklığı için sistemin COP sini 0.4 olarak bulmuşlardır.

Kouremenos ve arkadaşları (4), amonyak-su akışkan çifti ile çalışan bir SSS'nin ayırıcısında güneş enenjisinden elde ettikleri buharı kullandılar. Bu çalışmada, SSS'nin 130-180°C ayırıcı sıcaklığı, 60°C soğurucu ve yoğunlaştırıcı sıcaklığı, 30°C buharlaştırıcı sıcaklığında ısıl davranışını incelemişlerdir.

Nielsen ve Worsoe-Schmidt (5), yaptıkları çalışmada güneş enerjisi ile çalışan SSS de soğurucu olarak kalsiyum klorid ve stronyum klorid ile soğutucu olarak amonyak kullanmışlardır.

Alvares ve Trepp (6), amonyak-su akışkan çifti ile çalışan bir SSS nin termodinamik analizini yapmışlardır. Bu çalışmada 13 farklı SSS nin COP si incelenmiş ve bunların herbiri için maksimum COP nin elde edildiği çalışma şartları belirlenmiştir. Bu teorik çalışmada SSS nin bazı birimleri arasındaki basınç kayıpları ile ısı değıştircilerindeki tersinmezlikler dikkate alınmıştır.

Özal (7), amonyak-su akışkan çifti ile çalışan bir SSS'nin termodinamik analizini yapmıştır. Bu çalışmada sistem için kurumsal bir model geliştirilmiş ve modelin çözümlenmesinde bilgisayar kullanılmıştır. Sistemin analizinde farklı ayırıcı, soğurucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında çevrimin dolaşım oranı ve COP sinin değişimi incelenmiştir. Çevrimdeki karışım ve soğutucu ısı değiştirgeçlerinin karşı akışlı olduğu varsayılarak etkinlikleri hesaplanmış ve bu etkinlikler kullanılarak akışkanların ısı değiştiricilerinden çıkış sıcaklıkları belirlenmiştir.

Ataer ve Göğüş (8), amonyak-su akışkan çifti ile çalışan bir SSS'nin termodinamik analizini yapmışlardır. Analizde soğutma etkinliği ve dolaşım oranının ayırıcı, soğurucu ve buharlaştırıcı sıcaklıkları ile değişimleri incelenmiştir.

Sözen (9), ekserji analizini de içeren çalışmada bir SSS'nin boyutsuz tersinmezliklerinin çalışma parametreleri ile değişimlerini elde etmiştir. Grafikler halinde verilen sonuçlar literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Kumar (10) 1 kW gücünde ayırıcısı olan bir soğurmalı soğutma sisteminin tasarımını ve imalini yaptı. Soğurucu-soğutucu akışkan çifti olarak LiBr/H₂O kullandı. Deneysel çalışma için tasarlanan deney düzeneğinin toplam performans katsayısının değeri yaklaşık 2~2,5 arasında elde edildi. Bu çalışmanın sonuçlarından soğurmalı sisteminin yüksek sıcaklıklarda çalışma şartları elde etmek için sisteme ayırıcıda yüksek sıcaklıkta ve yüksek oranda ısı enerjisi verilmesi gerektiği görüldü. Deneysel çalışmada ölçülen ve kontrol edilen değişkenler, sıcaklık, basınç ve elektrik gücüdür.

Akıncı (11), Amonyak-su akışkan çifti ile çalışan SSS'nin distilasyon kolonunun tasarımını yapmıştır. Analizde deflakmatör çıkışındaki buhar karışımının deflakmatör sıcaklığında ve kütle kesrinin 0,999 olduğu buharlaştırıcı çıkışındaki karışımın buhar fazında ve buharlaştırıcı sıcaklığında olduğu varsayılmıştır. Sistemin referans noktalarındaki termodinamik özellikleri, distilasyon kolonundaki teorik ve gerçek raf sayıları, kolon etkinliği ve kolon boyutları hesaplanmıştır. Maksimum teorik raf sayısı (150°C ayırıcı ve -20°C buharlaştırıcı sıcaklığında) 4 olarak elde edilmiştir. Kolon tasarımında analitik olarak elde edilen bu sonuçlar, Ponchon-Savarit grafik yöntemi uygulanarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Erdoğan (12), güneş enerjisi ile çalışan ve amonyak-su akışkan ile çifti kullanılan SSS nin tasarımını ve imalini yapmıştır. Bu çalışmada soğutma gücü 1 kW olarak tasarlanmış ve tank içerisindeki 50 l suyun +8°C'ye kadar soğutulması amaçlanmıştır. Tasarım ve imalat 5°C buharlaştırıcı ve 90°C ayırıcı sıcaklığı için yapılmıştır.

Ecevit (13), yoğunlaştırıcı güneş kolektörleri için soğurucu ve yoğunlaştırıcı yüzey elemanlarını deneysel olarak incelemiştir. Çalışmasında soğurucu yüzey için siyah nikel denemiş soğuruculuğunu 0,9 yayıcılığını 0,3 olarak belirlemiştir.

Karaduman (14) çalışmasında parabolik güneş yoğunlaştırıcısının etkinliğini belirlemek için için, pompalı ve doğrudan akışkanı ısıtan sistemle çalışan bir parabolik güneş yoğunlaştırıcısının tasarımı, imali ve performans deneylerini gerçekleştirmiştir. Yoğunlaştırıcıda 145,5 cm uzunluğunda cam kılıflı ve seçici yüzey kaplamalı bir boru, toplayıcı olarak kullanılmıştır. Yansıtıcı parabolik yüzeyin boyu 145,5 cm, eni 114 cm ve çevresel

uzunluğu 134 cm, ve odak uzaklığı 28,5 cm olacak şekilde planlanmıştır. Çalışmada yansıtıcı olarak iki farklı malzeme incelenmiş ve karşılaştırılması yapılmış, kollektör verimine etki eden tasarım parametreleri incelenmiştir.

Collares-Pereira (15), geometrik yoğunlaştırıcısı 1,5 olan PBY tipi güneş kollektörlerinin ısıl performansını test etmiştir. . Bu çalışmada, ilk aşamada bu yoğunlaştırıcının boyutları ve kullanılan malzemeler belirlenmiştir. Çalışmanın ikinci aşamasında güneş yoğunlaştırıcısının anlık verimi, ısı kayıpları ve zaman sabiti deneysel olarak tesbit edilmiştir Bu çalışmanın daha sonraki aşamasında yoğunlaştırıcı güneş kollektörünün performans parametreleri belirlenmiş diğer kollektör tipleri ile karşılaştırılmıştır

Hsieh (16), bir birleşik parabolik yoğunlaştırıcıdaki ısıl süreçleri teorik olarak incelenmiştir.. Bu çalışmada incelenen sistem, bir birleşik parabolik yoğunlaştırıcı ile ısı soğurucu görevi yapan konsantrik ii vakumlu iki borudan oluşur... Sistem içerisinde değişik birimler arasındaki ısı aktarımını belirlemek için 4 adet (lineer olmayan) aynı anda özölmesi gereken denklem seti elde edilmiştir. Kollektör verimini denklemleri Hottel-Whiller, Woertz-Bliss yaklaşımı kullanılarak geliştirilmiştir. Bu denklemler, değişik çalışma şartları altında bir bilgisayar programı kullanılarak kollektör performansını belirlemek için özölmüştür.. Gövdedeki yüksek ısıl dirençten dolayı sonuçlar test edilen pekçok bağımsız parametre için kollektör performansının oldukça stabil olduğunu göstermiştir. Kollektör verimi oldukça yüksek ve geniş çalışma şartları aralığında oldukça küçük değişiklikler gösterir. Bu teorik çalışmadan elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Prapas ve arkadaşları (17), ışın takip tekniği ile BPY kollektörlerin detaylı optik analizini yaptılar. Bu tip yoğunlaştırıcı kollektörlerin faydanabileceği difüz güneş ışımasının yüzdesini belirlediler. Bu oran, konsantrasyon oranının 10'dan küçük olduğu şartlarda oldukça önemlidir. Kollektör performansını etkileyen aşağıdaki parametrelerin etkileri bu çalışmada dikkate alınmıştır :

- a- Difüz gelen ışımanın açısal dağılımı
- b- Direk gelen ışımanın geçirgen bir tabaka yüzeyinde dağılımı
- c- Konsantrasyon sistemin toplam optik hatası

Bir genel PBY tipi kollektör için difüz gelen güneş ışınlarının yararlanılan bölümü ve kabul açısı genel bir POY kollektörünkileri ile karşılaştırıldı.

1.3. Bu Çalışmanın Amacı

Bu çalışmada amonyak-su ile çalışan, güneş enerjisi ile destekli bir SSS'nin ve parabolik oluk tipi güneş yoğunlaştırıcısının tasarımı imali ve performans deneyleri gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada amonyak-su akışkan çifti ile çalışan SSS'nin değişik çalışma şartlarında termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına göre termodinamik analizi yapılmıştır. Bu analiz sonuçları kullanılarak SSS'nin tasarım parametrelerinin değerleri belirlenmiştir.

Ayırıcıda ısı kaynağı olarak yoğunlaştırıcı güneş kollektöründen elde edilen yüksek sıcaklıktaki su kullanıldı ve güneş enerjisinin yeterli olmadığı durumlarda ayırıcıda elektrik enerjisi ile ısıtma sağlandı. SSS'nin yüksek sıcaklık uygulaması olması dikkate alınarak, yoğunlaştırıcı olarak Parabolik Oluk tipi güneş Yoğunlaştırıcısı (POY) seçildi ve imal edildi. Yoğunlaştırıcı

doğu-batı ekseninde yerleştirilerek güneşi kuzey-güney ekseninde bir elektrik devresi ile izlemesi sağlandı. SSS'de akışkan çifti olarak ozon tabakasını etkilemeyen amonyak-su soğutucu-soğurucu akışkan çifti kullanıldı. Sistemin performans deneyleri Ankara şartlarında yapıldı ve sonuçlar irdelendi.



BÖLÜM 2

SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE TASARIM PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ

2.1. Giriş

Bu bölümde, tasarımı ve imali yapılan SSS'nin tasarım parametrelerini belirlemek için sistemin termodinamiğın birinci ve ikinci yasasına göre değişik çalışma şartlarında termodinamik analizi yapılmıştır. Bunun için bu amaçla hazırlanmış bilgisayar programı kullanılmıştır (9). SSS'de kullanılacak soğutucu-soğurucu akışkan çiftinin seçimi Bölüm 2.2'de verilmiştir Termodinamik analizde, amonyak-su akışkan çifti için literatürden alınan ve Bölüm 2.3 de verilen ampirik bağıntılar kullanılmıştır.

2.2. Çalışma Akışkan Çiftinin Seçimi

Soğurmalı soğutma çevrimlerinde çalışma akışkanlarının seçimi oldukça önemlidir. Çevrimin performansı ile çalışma özellikleri soğurucu ve soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerine bağlıdır. Bu özelliklerden bazıları ;

- a) Soğutucu ile soğutucu soğurucu karışımının buhar basıncı,
- b) Soğutucunun buharlaşma ısısı,
- c) Soğutucunun soğurucu içinde eriyebilirliği,
- d) Eriyiğin ısı kapasitesi,

şeklinde sıralanabilir. Akışkan seçiminde kimyasal denge ve soğutucunun viskozitesi de dikkate alınırken akışkanların bulunabilirliğinin ve fiyatlarında gözönünde bulundurulması gerekir.. Soğutucu-soğurucu

çiftlerin belirlenmesinde sistemin farklı çalışma akışkanları için termodinamik analizin yapılması gerekir. Ataer ve Handanoğlu (27) çalışmalarında R21/DMF (dimetil formait), R22/ DEGDME (Dietilen glikol dimetil eter) ve NH₃/H₂O gibi soğurmalı soğutma sistemlerinde sık kullanılan soğutucu-soğurucu akışkan çiftlerinin karşılaştırılması için bir termodinamik analiz yapmışlardır. Analiz, Tablo 2.1 de verilen çalışma şartları kullanılarak yapılmıştır. Bu çalışma şartları aralığında üç değişik akışkan çifti için maksimum etkinlik katsayısının elde edildiği çalışma şartları Tablo 2.2 de verilmiştir. Bu çalışmanın sonuçlarına göre R22/DEGDME akışkan çifti ile çalışan SSS'nin performansı oldukça yüksektir, aynı çalışma şartlarında R21/DMF'nin dolaşım oranı oldukça düşüktür. Diğer taraftan R22/DEGDME'nin buhar basıncı oldukça yüksek, R21/DMF'nin buhar basıncı oldukça düşüktür. R21 ve R22, CFC soğutuculardır ve ozon tabakasını olumsuz yönde etkilemektedirler. Bu nedenle R21 ve R22'nin kullanılmasına limitler getirilmiştir. Amonyak-su çiftinin zehirleyici özelliği vardır. Bu nedenle, iklimlendirme sistemlerinde kullanılmamakla beraber soğutma sistemlerinde sık kullanılmaktadır.

Soğurmalı soğutma sistemlerinde amonyak-su, soğutucu-soğurucu çifti çok sık kullanılır. Amonyak ve suyun kaynama noktaları arasındaki sıcaklık farkı 133°C dir. Bu nedenle buhar fazında amonyak ile bir miktar da su buharlaşır. Amonyakın zehirleyici olması ile amonyak-su eriyiğinin yüksek ısı kapasitesi bu akışkan çiftinin dezavantajlarıdır.

Amonyak-su, soğutucu-soğurucu çiftinin soğutucunun yüksek buharlaşma ısısı, bulunabilirlik, düşük viskozite, yüksek ısı iletim katsayısı düşük fiyat ile soğutucunun soğurucu içerisinde eriyebilirliğinin iyi olması gibi avantajları da vardır. Bu nedenle tasarımı ve imali yapılacak SSS için amonyak-su akışkan çifti seçilmiştir.

Tablo 2.1. Soğutucu-soğurucu Akışkan Çiftlerinin Karşılaştırılması
İçin Yapılan Termodinamik Analizde Kullanılan Çalışma
Şartları Aralığı (27).

Ayırıcı sıcaklığı, T_a	50 ile 130°C
Buharlaştırıcı Sıcaklığı, T_b	-20 ile 10°C
Yoğusturucu sıcaklığı, T_y	27 ile 30°C
Soğurucu sıcaklığı, T_s	25 ile 28°C
Soğutma yükü, $\dot{q}_e$	1 kW

Tablo 2.2. SSS'lerde Sık Kullanılan Üç Farklı Soğutucu/Soğurucu
Akışkan Çiftinin Maksimum COP'leri ve Maksimum
Değerlerin Elde Edildiği Çalışma Şartları (27).

	R21/DMF	R22/DEGME	NH ₃ /H ₂ O
(COP) mak.	0,40	0,79	0,68
Yüksek basınç, p_v bar	2,32	12,26	11,66
Düşük basınç, p_b bar	1,24	6,99	6,15
Ayırıcı sıcaklığı, T_a °C	56	56	72
Buharlaştırıcı sıcaklığı, T_b °C	10	10	10
Yoğusturucu sıcaklığı, T_v °C	24	24	24
Soğurucu sıcaklığı T_s °C	22	22	22

2.3. Amonyak, Su ve Amonyak/Su Karışımının Termodinamik Özellikleri

230 ≤ T ≤ 500 K ve 0.2 ≤ P ≤ 50 bar basınç aralığında Zeigler ve Trepp amonyak, su ve karışımlarının Gibbs serbest enerji fonksiyonları için bağıntılar elde etmişlerdir. Doymuş sıvı amonyağın boyutsuz Gibbs serbest enerji fonksiyonunu

$$\begin{aligned} \hat{g}_{l,NH_3} = & \hat{h}_{10} - \hat{s}_{10} \hat{T}_d + \int_{\hat{T}_0}^{\hat{T}_d} \hat{c}_{p,l,NH_3} d\hat{T}_d - \hat{T}_d \int_{\hat{T}_0}^{\hat{T}_d} (\hat{c}_{p,l,NH_3} / \hat{T}_d) d\hat{T}_d \\ & + (a_1 + a_3 \hat{T}_d + a_4 \hat{T}_d^2) (\hat{P}_d - \hat{P}_0) + a_2 (\hat{P}_d^2 - \hat{P}_0^2) / 2 \end{aligned} \quad (2.1)$$

şeklinde vermişlerdir. Denklem (2.1)'deki boyutsuz sabit basınçtaki molar özgül ısı ;

$$\hat{c}_{p,l,NH_3} = b_1 + b_2 \hat{T}_d + b_3 \hat{T}_d^2 \quad (2.2)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Denklem (2.1) ve (2.2)'de kullanılan boyutsuz parametreler ;

$$\hat{T}_d = \frac{T_d}{T_B} \quad (2.3)$$

$$\hat{P}_d = \frac{P_d}{P_B} \quad (2.4)$$

$$\hat{c}_p = \frac{c_p}{R} \quad (2.5)$$

ve

$$\hat{g} = \frac{g}{RT_B} \quad (2.6)$$

bağıntıları ile tanımlanmıştır. Bu bağıntılardaki T_B sabitinin değeri 100 K, P_B sabitinin değeri 10 bar'dır. R evrensel gaz sabitidir ve değeri 8,314 kJ/kmol K dir. Denklem (2.1) ve (2.2)'deki sabitlerin değerleri Tablo 2.1'de verilmiştir. Gibbs serbest enerji fonksiyonu ile entalpi arasındaki bağıntı ;

$$\hat{h} = -\hat{T}_d^2 \left(\frac{\partial(\hat{g}/\hat{T}_d)}{\partial \hat{T}_d} \right) \hat{P}_d \quad (2.7)$$

şeklinde ifade edilir. Denklem (2.1) ile verilen boyutsuz Gibbs serbest enerji fonksiyonu Denklem (2.7)'de kullanılarak saf amonyağın boyutsuz entalpisi ;

$$\begin{aligned} \hat{h}_{1,NH_3} = & \hat{h}_{10} - b_1 \hat{T}_o - b_2 (\hat{T}_d^2 + \hat{T}_o^2)/2 - b_3 (2\hat{T}_d^3 + \hat{T}_o^3)/3 + b_1 \hat{T}_d + b_2 \hat{T}_d^2 \\ & + b_3 \hat{T}_d^3 - (a_4 \hat{T}_d^2 - a_1) (\hat{P}_d - \hat{P}_o) + a_2 (\hat{P}_d^2 - \hat{P}_o^2)/2 \end{aligned} \quad (2.8)$$

şeklinde yazılabilir. Denklem (2.8) kullanılarak elde edilen doymuş sıvı amonyağın entalpisi ;

$$\bar{h} = \hat{h}.RT_B \quad (2.9)$$

bağıntısı ile "kJ/kmol" birimine dönüştürülebilir.

Tablo 2.3. Denklem (2.1) ve (2.2)'deki Sabitlerin Değerleri (7).

$\hat{h}_{10}$	4,878573
$\hat{s}_{10}$	1,644773
a_1	$3,971423 \cdot 10^{-2}$
a_2	$-1,790557 \cdot 10^{-5}$
a_3	$-1,308905 \cdot 10^{-2}$
a_4	$3,752836 \cdot 10^{-3}$
b_1	$1,634519 \cdot 10^1$
b_2	-6,508119
b_3	1,448937
$\hat{T}_o$	3,2252
$\hat{P}_o$	2,0000

Boyutsuz Gibbs serbest enerji fonksiyonu ile özgül hacim arasındaki termodinamik bağıntı;

$$\hat{v} = \left(\frac{\partial \hat{g}}{\partial \hat{P}_d} \right)_{\hat{T}_d} \quad (2.10)$$

şeklinde ifade edilebilir. Denklem (2.1) ile verilen doymuş sıvı amonyağın boyutsuz Gibbs serbest enerji fonksiyonu Denklem (2.6) ve (2.10)'da kullanılarak doymuş sıvı amonyağın molar hacmi için "m³/kmol" biriminde

$$\hat{v}_{1,NH_3} = R \cdot T_B \frac{10^3}{P_B} \left(a_3 + a_4 \hat{T}_B + a_5 \hat{T}_d^2 + a_6 \hat{P}_d \right) \quad (2.11)$$

bağıntısı elde edilir.

Ziegler ve Trepp amonyağın gaz fazındaki boyutsuz Gibbs serbest enerji fonksiyonun,

$$\begin{aligned}
\hat{g}_{g,NH_3} = & \hat{h}_{go} - \hat{s}_{go}\hat{T}_d + \int_{T_o}^{\hat{T}_d} c_{pg,NH_3} d\hat{T}_d \int_{\hat{T}_o}^{\hat{T}_d} c_{pg,NH_3} / \hat{T}_d d\hat{T}_d + \hat{T}_d \text{Ln} (\hat{P}_d / \hat{P}_o) \\
& + c_1(\hat{P}_d - P_o) + c_2(\hat{P}_d / \hat{T}_d^3 - 4\hat{P}_o / \hat{T}_o^3 + 3\hat{P}_d / \hat{T}_o^4) \\
& + c_3(\hat{P}_d / \hat{T}_d^{11} - 12\hat{P}_o / \hat{T}_o^{11} + 11\hat{P}_o \hat{T}_d / \hat{T}_o^{12}) \\
& + c_4(\hat{P}_d^3 / \hat{T}_d^{11} - 12\hat{P}_o^3 / \hat{T}_o^{11} + 11\hat{P}_o^3 \hat{T}_d / \hat{T}_o^{12}) / 3
\end{aligned} \tag{2.12}$$

bağıntısıyla vermişlerdir. Denklem (2.12)'deki boyutsuz sabit basınçtaki molar özgül ısı

$$\hat{c}_{pg,NH_3} = d_1 + d_2 \hat{T}_d + d_3 \hat{T}_d^2 \tag{2.13}$$

ifadesiyle tanımlanmıştır. Denklem (2.12) ve (2.13)'deki sabitlerin değerleri Tablo 2.4'de verilmiştir.

Tablo 2.4. Denklem (2.12) ve (2.13)'deki Sabitlerin Değerleri (7).

$\hat{h}_{go}$	26,468879
$\hat{s}_{go}$	8,339026
c_1	-1,049377.10 ⁻²
c_2	-8,288224
c_3	-6,647257.10 ⁻²
c_4	-3,045352.10 ⁻³
d_1	3,673647
d_2	9,989629.10 ⁻²
d_3	3,617622.10 ⁻²

Denklem (2.12) ile verilen boyutsuz Gibbs serbest enerji fonksiyonu Denklem (2.7)'de kullanılırsa doymuş amonyak buharının boyutsuz özgül entalpisi için,

$$\begin{aligned}
\hat{h}_{g,NH_3} = & \hat{h}_{go} - d_1 \hat{T}_o - \frac{d_2}{2} (\hat{T}_d^2 + \hat{T}_o^2) - \frac{d_3}{3} (2\hat{T}_d^3 + \hat{T}_o^3) + d_1 \hat{T}_d + d_2 \hat{T}_d^2 \\
& + d_3 \hat{T}_d^3 + c_1 (\hat{P}_d - \hat{P}_o) + 4c_2 \left(\frac{\hat{P}_d}{\hat{T}_d^3} - \frac{\hat{P}_o}{\hat{T}_o^3} \right) \\
& + 12c_3 \left(\frac{\hat{P}_d}{\hat{T}_d^{11}} - \frac{\hat{P}_o}{\hat{T}_o^{11}} \right) + 4c_4 \left(\frac{\hat{P}_d^3}{\hat{T}_d^{11}} - \frac{\hat{P}_o^3}{\hat{T}_o^{11}} \right)
\end{aligned} \tag{2.14}$$

bağıntısı elde edilir. Bu bağıntı Denklem (2.9) ile boyutlu hale dönüştürülebilir.

Ziegler ve Trepp'in doymuş amonyağın sıvı ve gaz fazları için verdikleri boyutsuz Gibbs serbest enerji fonksiyonlarının genel formunu, doymuş suyun sıvı ve gaz fazlarındaki bağıntılar için de kullanmışlardır. Doymuş sıvı su için Denklem (2.1)'deki sabitlerin değerleri Tablo 2.5'de verilmiştir.

Tablo 2.5. Doymuş Sıvı Su İçin Denklem (2.1)'deki Sabitlerin Değerleri (6).

$\hat{h}_{10}$	21,821141
$\hat{s}_{10}$	5,733498
a_1	$2,748796 \cdot 10^{-2}$
a_2	$-4,45025 \cdot 10^{-3}$
a_3	$-8,389246 \cdot 10^{-4}$
a_4	$-1,016665 \cdot 10^{-5}$
b_1	$1,214557 \cdot 10$
b_2	-1,898065
b_3	$2,911966 \cdot 10^{-1}$
$\hat{T}_o$	5,0705
$\hat{P}_o$	3,0000

Doymuş su buharı için Denklem (2.12)'deki sabitlerin değerleride Tablo 2.6 ile verilmiştir.

Tablo 2.6. Doymuş Su Buharı İçin Denklem 2.12'deki Sabitlerin Değerleri (7).

$\hat{h}_{go}$	60,965058
$\hat{s}_{go}$	13,453430
c_1	-2,136131.10 ⁻²
c_2	-3,169291.10
c_3	-4,634611.10 ⁻⁴
c_4	0,0
d_1	4,01970
d_2	5,175550.10 ⁻²
d_3	1,951939.10 ⁻²

Bourseau ve Bugarel amonyak-su karışımının doyma basıncı için,

$$\log P_d = M - \frac{N}{T_d} \quad (2.15)$$

ampirik bağıntısını elde ettiler. Bu bağıntıdaki M ve N'nin değerleri,

$$M = 10,440 - 1,767x + 0,9823x^2 + 0,3627x^3 \quad (2.16)$$

ve

$$N = 2013,8 - 2155,7x + 1540,9x^2 - 194,7x^3 \quad (2.17)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Denklem (2.15)'de basıncı birimi "Paskal", sıcaklık birimi ve x kütle kesridir. Ziegler ve Trepp sıvı fazdaki amonyak/su karışımının boyutsuz Gibbs bağıntısını,

$$\begin{aligned}\hat{g}_{l,m} = & (1-x)\hat{g}_{l,H_2O} + x\hat{g}_{l,NH_3} + \hat{T}_d [(1-x)\text{Ln}(1-x) + x\text{Ln}(x)] \\ & + \left\{ e_1 + e_2\hat{P}_d + (e_3 + e_4\hat{P}_d)\hat{T}_d + e_5/\hat{T}_d + e_6/\hat{T}_d^2 \right. \\ & + \left[e_7 + e_8\hat{P}_d + (e_9 + e_{10}\hat{P}_d)\hat{T}_d + e_{11}/\hat{T}_d + e_{12}/\hat{T}_d^2 \right] (2x-1) \\ & \left. + \left[e_{13} + e_{14}\hat{P}_d + e_{15}/\hat{T}_d + e_{16}/\hat{T}_d^2 \right] (2x-1)^2 \right\} \\ & x(1-x)\end{aligned}\quad (2.18)$$

şeklinde elde ettiler. Denklem (2.18)'deki sabitlerin değerleri Tablo 2.7 de verilmiştir. Denklem (2.18)'deki x amonyağın mol kesridir. Denklem (2.18), Denklem (2.7)'de kullanılarak sıvı fazdaki amonyak/su karışımının molar boyutsuz entalpisi,

$$\begin{aligned}\hat{h}_{l,m} = & (1-x)\hat{h}_{l,H_2O} + x\hat{h}_{l,NH_3} + \left\{ e_1 + e_2\hat{P}_d + 2e_5/\hat{T}_d \right. \\ & + 3e_6/\hat{T}_d^2 + \left[e_7 + e_8\hat{P}_d + 2e_{11}/\hat{T}_d + 3e_{12}/\hat{T}_d^2 \right] (2x-1) \\ & \left. + \left[e_{13} + e_{14}\hat{P}_d + 2e_{15}/\hat{T}_d + 3e_{16}/\hat{T}_d^2 \right] (2x-1)^2 \right\} x(1-x)\end{aligned}\quad (2.19)$$

şeklinde elde edilir.

Zeigler ve Trepp gaz fazındaki amonyak-su karışımının boyutsuz Gibbs serbest enerji fonksiyonunu,

$$\hat{g}_{g,m} = (1-Y)\hat{g}_{g,H_2O} + Y\hat{g}_{g,NH_3} + \hat{T}_d [(1-Y)\text{Ln}(1-Y) + Y\text{Ln}(Y)] \quad (2.20)$$

şeklinde ifade etmişlerdir. Denklem (2.20)'de Y, amonyağın mol derişimidir. Denklem (2.20), Denklem (2.7)'de kullanılarak ve Denklem (2.9) ile gaz fazındaki amonyak/su karışımının özgül entalpisi "kJ/kmol" biriminde,

$$\bar{h}_{g,m} = (1-Y)\bar{h}_{g,H_2O} + Y\bar{h}_{g,NH_3} \quad (2.21)$$

şeklinde elde edilir.

Tablo 2.7. Denklem 2.24'deki Sabitlerin Değerleri (7).

e_1	-4,626129.10
e_2	2,060225.10 ⁻²
e_3	7,292369
e_4	-1,032613.10 ⁻³
e_5	8,074824.10
e_6	-8,461214.10
e_7	2,452882.10
e_8	9,598767.10 ⁻³
e_9	-1,475383
e_{10}	-5,038107.10 ⁻³
e_{11}	-9,640398.10
e_{12}	1,226973.10 ²
e_{13}	-7,582637
e_{14}	6,012445.10 ⁻⁴
e_{15}	5,487018.10
e_{16}	-7,667596.10

Sıvı fazdaki amonyak su karışımının özgül hacmi,

$$v_{l,m} = (1-x) v_{l,H_2O} + x v_{l,NH_3} \quad (2.22)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Shulz (9), faz dengesi şartı ile sıvı ve gaz fazlarında kullanılabilecek bağıntılar arasında ilişkiler kurulabileceğini göstermiştir. Farklı fazlar arasındaki bu ilişkileri,

$$T_l = T_g, \quad (2.23)$$

$$P_l = P_g x, \quad (2.24)$$

$$\mu_{1,H_2O} = \mu_{g,H_2O} \quad (2.25)$$

ve

$$\mu_{1,NH_3} = \mu_{g,NH_3} \quad (2.26)$$

şeklinde ifade etmiştir. Schultz, denge durumunda amonyak/su karışımındaki suyun kimyasal potansiyelini,

$$\mu_{H_2O} = g(T, P, x) - x \left(\frac{\partial g(T, P, x)}{\partial x} \right)_{P,T} \quad (2.27)$$

bağıntısı ile vermiştir. Ziegler ve Trepp tarafından Denklem (2.18) ve (2.20) ile verilen sıvı ve gaz fazlarındaki amonyak/su karışımının Gibbs serbest enerji fonksiyonları önce Denklem (2.27)'de daha sonra Denklem (2.25) ve (2.26)'de kullanılarak denge durumunda gaz fazındaki amonyak/su karışımının mol derişimi için,

$$\begin{aligned} Y = 1 - \exp \left[\left\{ \hat{g}_{1,H_2O} + \hat{T}_d \ln(1-x) + \right\} e_1 + e_2 \hat{P}_d + (e_3 + e_4 \hat{P}_d) \hat{T}_d \right. \\ \left. + e_5 / \hat{T}_d + e_6 / \hat{T}_d^2 x^2 + e_7 + e_8 \hat{P}_d + (e_9 + e_{10} \hat{P}_d) \hat{T}_d \right. \\ \left. + e_{11} / \hat{T}_d + e_{12} / \hat{T}_d^2 \left[(-3x^2 + 4x^3) + \right] e_{13} + e_{14} \hat{P}_d \right. \\ \left. + e_{15} / \hat{T}_d + e_{16} / \hat{T}_d^2 \left[(12x^4 - 16x^3 + 5x^2) - \hat{g}_{g,H_2O} \right] / \hat{T}_d \right] \end{aligned} \quad (2.28)$$

bağıntısı elde edilir.

Amonyanın molar boyutsuz entropisi Gbbs'in serbest enerji fonksiyonuna bağlı olarak,

$$\hat{s} = - \left(\frac{\partial \hat{g}}{\partial \hat{T}_d} \right)_{\hat{P}_d, x} \quad (2.29)$$

şeklinde ifade edilir. Sıvı fazdaki amonyanın boyutsuz Gibbs bağıntısı için verilen Denklem (2.1)'de Denklem (2.2) kullanılarak sıvı fazdaki amonyanın boyutsuz Gibbs serbest enerjisi,

$$\begin{aligned}\hat{g}_{l,NH_3} = & \hat{h}_{10} - \hat{s}_{10} \hat{T}_d + B_1(\hat{T}_d - \hat{T}_o) + B_2(\hat{T}_d^2 - \hat{T}_o^2)/2 + B_3(\hat{T}_d^3 - \hat{T}_o^3)/3 \\ & - \hat{T}_d \left[B_1 \ln(\hat{T}_d / \hat{T}_o) + B_2(\hat{T}_d - \hat{T}_o) + B_3(\hat{T}_d^2 - \hat{T}_o^2)/2 \right] \\ & + (A_1 + A_3 \hat{T}_d + A_4 \hat{T}_d^2) (\hat{P}_d - \hat{P}_o) + A_2(\hat{P}_d^2 - \hat{P}_o^2)/2\end{aligned}\quad (2.30)$$

ifadesi bulunur. Bu ifade Denklem (2.29)'da kullanılarak sıvı fazdaki amonyağın molar boyutsuz entropisi için,

$$\begin{aligned}\hat{s}_{l,NH_3} = & \hat{s}_{10} - B_1 - B_2 \hat{T}_d - B_3 \hat{T}_d^2 + B_1 \ln(\hat{T}_d / \hat{T}_o) + B_1 + 2B_2 \hat{T}_d - B_2 \hat{T}_o \\ & + \frac{3}{2} B_3 \hat{T}_d^2 - \frac{B_3}{2} \hat{T}_o^2 + (A_3 + 2A_4 \hat{T}_d) (\hat{P}_d - \hat{P}_o)\end{aligned}\quad (2.31)$$

ifadesi elde edilir. Denklem (2.17)'deki boyutsuz parametreler Denklem (2.3) ve (2.4) ile verilmiştir. Denklem (2.31)'de kullanılan sabitler Tablo 2.3'de verilmiştir.

Denklem (2.12) ile verilen gaz fazındaki amonyağın boyutsuz Gibbs bağıntısı Denklem (2.13)'de kullanılarak gaz fazındaki amonyağın boyutsuz Gibbs ifadesi,

$$\begin{aligned}\hat{g}_{g,NH_3} = & \hat{h}_{go} - \hat{s}_{go} \hat{T}_d + D_1(\hat{T}_d - \hat{T}_o) + D_2(\hat{T}_d^2 - \hat{T}_o^2)/2 + D_3(\hat{T}_d^3 - \hat{T}_o^3)/3 \\ & - \hat{T}_d \left[D_1 \ln(\hat{T}_d / \hat{T}_o) + D_2(\hat{T}_d - \hat{T}_o) + D_3(\hat{T}_d^2 - \hat{T}_o^2)/2 \right] + \hat{T}_d \ln(\hat{P}_d / \hat{P}_o) \\ & + c_1(\hat{P}_d - \hat{P}_o) + c_2(\hat{P}_d / \hat{T}_d^3 - 4\hat{P}_o / \hat{T}_o^3 + 3\hat{P}_o \hat{T}_d / \hat{T}_o^4) \\ & + c_4(\hat{P}_d^3 / \hat{T}_d^{11} - 12(\hat{P}_o^3 / \hat{T}_o^{11} + 11\hat{P}_o^3 \hat{T}_d / \hat{T}_o^{12})/3\end{aligned}\quad (2.32)$$

şeklinde elde edilir. Denklem (2.32), (2.29)'da kullanılarak amonyağın gaz fazındaki molar boyutsuz entropisi için,

$$\begin{aligned}\hat{s}_{g,NH_3} = & \hat{s}_{go} - D_1 - D_2 \hat{T}_d - D_3 \hat{T}_d^2 + D_1 \ln(\hat{T}_d / \hat{T}_o) + D_1 + 2D_2 \hat{T}_d - D_2 \hat{T}_o \\ & + 3D_3 \hat{T}_d^2 / 2 - D_3 \hat{T}_o^2 / 2 - \ln(\hat{P}_d - \hat{P}_o) - c_2(-3\hat{P}_d / \hat{T}_d^4 + 3\hat{P}_o / \hat{T}_o^4) \\ & - c_3(-11\hat{P}_d / \hat{T}_d^{12} + 11\hat{P}_o / \hat{T}_o^{12}) - c_4(-11\hat{P}_d^3 / \hat{T}_o^{12} + 11\hat{P}_o^3 / \hat{T}_o^{12})/3\end{aligned}\quad (2.33)$$

ifadesi bulunur. Denklem (2.31) ve Denklem (2.33)'de bulunan molar boyutsuz entropi ifadeleri,

$$\bar{s} = \hat{s}.R \quad (2.34)$$

bağıntısı ile "kJ/kmol K" biriminde boyutlu duruma gelirler.

2.4. Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin Termodinamik Analizi

Amonyak-su akışkan çifti ile çalışan SSS'nin termodinamik analizi yapılmış ve sistemin performans parametreleri belirlenmiştir. Güneş enerjisi ile desteklenen SSS'nin bir soğutucu olarak çalışması planlanmıştır. Termodinamik analizde Sözen 'in (9) geliştirdiği bilgisayar programı kullanılmıştır. Termodinamik analizi yapılan sistem Şekil 1.1'de görüldüğü gibi, yoğusturucu, buharlaştırıcı, soğurucu, pompa, genleşme vanaları, ayırıcı ile karışım ve soğutucu ısı değiştiricilerinden oluşur. Birinci ve ikinci yasaya göre yapılan analizde sistemde oluşacak basınç kayıpları, karışım ve soğutucu ısı değiştiricilerindeki tersinmezlikler dikkate alınmıştır.

Analizde;

- a) Ayırıcı çıkışındaki soğutucu buharının, amonyak-su karışımı ve kütle derişiminin $x=0,999$ olduğu,
- b) Ayırıcıdan çıkan zayıf ve zengin eriyiğin ayırıcı sıcaklığında olduğu,
- c) Yoğusturucu çıkışındaki karışımın doymuş sıvı ve yoğusturucu sıcaklığında olduğu,
- d) Buharlaştırıcı çıkışındaki karışımın buhar fazında ve buharlaştırıcı sıcaklığında olduğu,
- e) Soğurucu çıkışındaki zengin eriyiğin, soğurucu sıcaklığında olduğu

varsayılmıştır. Sistemin analizinde kullanılan amonyağın, suyun ve amonyak-su karışımının sıvı ve gaz fazındaki özellikleri literatürden alınmıştır. Sistemin termodinamik analizi ayrıntılı olarak Kaynak (9)'da verilmiştir.

SSS'nin ayırıcısının tasarımında distilasyon kolonu ve deflakmatör de düşünülmüştür. SSS'nin distilasyon kolonunun teorik raf sayısı Akıncı (11) tarafından geliştirilen iteratif yöntem kullanılarak belirlenmiştir. Yöntemde kütle ve enerji denklıkları ile sıvı ve gaz fazındaki denge durumu kullanılarak değişik çalışma şartlarında distilasyon distilasyon kolonunu bilgisayar yardımıyla tasarımı yapılmıştır. 90, 100 ve 110°C ayırıcı sıcaklıklarında, SSS'de distilasyon kolonu kullanılmadan yalnız deflakmatördeki soğutma ile 0,999 amonyak derişiminin elde edilebileceği görülmüştür. Fakat tasarım şartları dışında (off-design), ayırıcı tasarım sıcaklığının üzerine çıkılabileceği dikkate alınarak tasarımda ve imalatda SSS için distilasyon kolonu düşünülmüştür.

Analizde kullanılan veriler Tablo 2.8'de verilmiştir. Tablo 2.8'de görüldüğü gibi termodinamik analiz, farklı çalışma sıcaklıkları ve 0,250 kW soğutma gücü için yapılmıştır.

Tablo 2.8. Termodinamik Analizde Kullanılan Veriler

Soğutma yükü	$\dot{q}_b$	0,25 kW
Buharlaştırıcı sıcaklığı	T_b	-20-10°C
Yoğuşturucu sıcaklığı	T_v	22-28°C
Soğurucu sıcaklığı	T_s	24-30°C
Ayırıcı sıcaklığı	T_a	50-130°C
Ayırıcı çıkışındaki gaz		
karışımının kütle derişimi	x_7	0,999

2.4.1. Buharlaştırıcının Termodinamik Analizi

Buharlaştırıcı çıkışında, amonyak/su karışımının doymuş buhar halinde olduğu kabul edilmiştir. Çevrimin düşük basıncı P_d buharlaştırıcı sıcaklığının Denklem (2.15)'de kullanılması ile hesaplanmıştır ve,

$$P_d = P_{10} = P_{11} = P_{12} \quad (2.35)$$

noktalarındaki basınçlara eşittir. "10" noktasının entalpisi kısıma süreci nedeniyle "9" noktasının entalpisine eşittir ve Denklem (2.19) kullanılarak hesaplanmıştır.

"11" noktasının entalpisi doymuş amonyak/su buharının Denklem (2.21) ile verilen entalpi bağıntısı ve buharlaştırıcı sıcaklığı kullanılarak hesaplanmıştır. Soğurucu kütle debisi iteratif olarak hesaplanmıştır. Buharlaştırıcı için Tablo 2.8'den alınan 0,25 kW soğutma yükü kullanılarak,

$$\dot{q}_b = \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10}) \quad (2.36)$$

bağıntısı yardımı ile $\dot{m}_{10}$ iterasyon için başlangıç değeri hesaplanmıştır. Şekil 1.1'deki noktalar için,

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_7 = \dot{m}_{7'} = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{12'} \quad (2.37)$$

bağıntısı yazılabilir.

2.4.2. Yoğuşturucunun Termodinamik Analizi

Amonyak/su karışımının yoğuşturucudan, doymuş sıvı karışım ve yoğuşturucu sıcaklığında çıktığı kabul edilmiştir. Çevrimin yüksek basıncı P_y , Denklem (2.15)'de yoğuşturucu sıcaklığı kullanılarak hesaplanmıştır,

$$P_y = P_7 = P_8 = P_9 \quad (2.38)$$

ve noktalarındaki basınçlara eşittir. Yoğuşturucuya girişte amonyak/su buharının sıcaklığı T_7 , "7" noktası ile "7'" noktaları arasında makaslama süreci olduğu varsayılarak ve basınç kaybı için,

$$P_7 = P_y + 0,05 P_y \quad (2.39)$$

bağıntısı dikkate alınarak iteratif olarak hesaplanmıştır. "7'" noktasının entalpisi Denklem (2.38) ile Denklem (2.21)'nin kullanılması ile hesaplanmıştır. "8" noktasının entalpisi sıvı fazda doymuş amonyak/su karışımı için Denklem (2.19) kullanılarak hesaplanmıştır.

2.4.3. Soğurucunun Termodinamik Analizi

Alvares ve Trepp'in (6) buharlaştırıcı ve soğurucu arasındaki basınç kayıpları için önerdikleri yaklaşım kullanılarak soğurucu basıncı, P_s

$$P_s = 0,925 P_b \quad (2.40)$$

şeklinde elde edilir. Soğurucudan çıkan amonyak-su zengin eriyiğinin sıcaklığı soğurucu sıcaklığıdır. Bu durum gözönüne alınarak,

$$P_s = P_1 = P_6 \quad (2.41)$$

ifadesi yazılabilir. Soğurucu çıkışındaki karışımın kütle derişimi x_1 , Denklem (2.15)'in "Regula Falsi Yöntemi" ile çözülerek bulunmuştur. Regula Falsi yöntemi kaynak (7)'de açıklanmıştır. Bu kütle derişimi "1" noktasının denge faktörü 0,98 alınmıştır (7). Denklem (2.41) zengin eriyik,

x_s için çözülerek "1" noktasının kütle derişimi hesaplanmıştır. Soğurucuya girişte amonyak/su buharının entalpisi, soğutkan ısı değıştirgeci çıkışındaki entalpiye eşit alınmıştır. Bunun için "12" ve "12'" noktaları arasında makaslama süreci olduğu varsayılmıştır. Böylece "12'" noktasının sıcaklığı $h_{12}=h_{12'}$ olacak şekilde iteratif olarak hesaplanmıştır. Ayrıca "5" ve "6" noktaları arasındaki genleşme valfindeki makaslama sürecinden "5" ve "6" noktalarının entalpileri eşittir ve Denklem (2.19) kullanılarak hesaplanmıştır. Soğurucu için kütle balansı,

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{12'} + \dot{m}_6 \quad (2.42)$$

ve

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_{12'} x_{12'} + \dot{m}_6 x_6 \quad (2.43)$$

şeklinde yazılabilir. Ayrıca,

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (2.44)$$

ve

$$x_4 = x_5 + x_6 \quad (2.45)$$

eşitlikleri de yazılabilir. Denklem (2.43) $\dot{m}_1$ için çözülürse,

$$\dot{m}_1 = \frac{(x_7 - x_4)}{(x_1 - x_4)} \dot{m}_{12'} \quad (2.46)$$

bağıntısı elde edilir. $\dot{m}_4$ Denklem (2.42)'den hesaplanır.

Pompadaki entalpi artışı için,

$$\Delta h_p = v_1 (P_y - P_s) \quad (2.47)$$

ifadesi yazılabilir. Bu bağıntıdaki v_1 , soğurucu çıkışındaki karışımın özgül hacmidir ve Denklem (2.22)'den hesaplanabilir. "1" ve "2" noktası için enerji balansı,

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_1 \Delta h_p = \dot{m}_2 h_2 \quad (2.48)$$

şeklinde yazılarak buradan kütle debileri eşit olduğundan,

$$\Delta h_p = h_2 - h_1 \quad (2.49)$$

ifadesi yazılabilir.

2.4.4. Ayırıcının Termodinamik Analizi

Ayırıcıdan çıkan amonyakça zengin buhar fazındaki karışımın derişiminin sabit ve 0,999 olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca ayırıcıyı terk eden zayıf ve zengin eriyiğin ayırıcı sıcaklığında çıktığı kabul edilmiştir.

Ayırıcı basınç için,

$$P_a = P_y + 0,05P_y \quad (2.50)$$

yaklaşımı kullanılmıştır ve

$$P_a = P_3 = P_4 = P_7 \quad (2.51)$$

olarak alınmıştır. Ayırıcıyı terk eden zayıf eriyiğin kütle derişimi, Denklem (2.16)'in "Regula Falsi Yöntemi" ile çözülerek hesaplandı. Soğurucuda olduğu gibi analizde ayırıcıda da denge durumunun oluşması için yeterli

zaman olmadığı varsayılarak bir denge faktörü yaklaşımı kullanılmıştır. Bu denge faktörü,

$$n_a = \frac{x_s - x_w}{x_s - x_{eq}} \quad (2.52)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Analizde denge faktörü 0,98 alınmıştır. Denklem (2.52) x_w için çözülerek "4" noktasındaki zayıf eriyiğin kütle derişimi hesaplanmıştır. "4" noktasındaki zayıf eriyiğin entalpisi Denklem (2.19) kullanılarak hesaplanmıştır. Karışım ısı değıştirgeci çıkışındaki "3" noktasında zengin eriyiğin entalpisi Denklem (2.19) kullanılarak hesaplanmıştır. Ayırıcı çıkışındaki zengin eriyiğin entalpisi, kütle derişimi 0,999'un Denklem (2.21)'de kullanılmasıyla hesaplanmıştır. Ayırıcı için kütle balans denklemini

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (2.53)$$

veya

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad (2.54)$$

şeklinde yazılabilir. Diğer taraftan enerji balansı denklemini de,

$$\dot{q}_a + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 \quad (2.55)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu ifade de $\dot{q}_a$ ayırıcıya verilen ısı enerjisidir. Ayırıcı içerisindeki deflakmatör ve distilasyon kolonunun analizi bu termodinamik analizin dışında bırakılmıştır.

2.5 Analiz Sonuçları

Tasarımı ve imali yapılan SSS için bir soğurmalı soğutma sisteminde kullanılabilecek soğutucu-soğurucu akışkan çiftleri karşılaştırılmış, özellikle ozon tabakasını etkilemeyen özelliğinden dolayı amonyak-su karışımı soğutucu-soğurucu akışkan çifti olarak seçilmiştir.

Amonyak-su soğutucu soğurucu çifti Sözen (9) tarafından geliştirilen bilgisayar programı ve Bölüm 2.3 de verilen özellikler kullanılarak SSS'nin tasarım parametrelerinin büyüklükleri elde edilmiştir. elde edilen ve tasarımda kullanılan sonuçlar Bölüm 4'de Tablo 4.1 ve 4.2 de verilmiştir. Termodinamiğin ikinci yasası kullanılarak elde edilen sonuçlar Bölüm 5.2 de verilmiştir.

BÖLÜM 3

SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ İÇİN YOĞUNLAŞTIRICI GÜNEŞ KOLLEKTÖRÜ SİSTEMİNİN TASARIMI

3.1. Giriş

Düzlem yüzeyli güneş kollektörlerinde akışkan sıcaklığı düşüktür, yüksek sıcaklık uygulamalarında yoğunlaştırıcı güneş kollektörlerinin kullanılması gerekir. Aynı açıklık alanına gelen güneş ışınlamından düz toplayıcılarla, yoğunlaştıran toplayıcılardan daha fazla miktarda faydalanılabilir, fakat yoğunlaştırıcı toplayıcılarla yüksek sıcaklıklara ulaşılabilir. Böylece sıcaklık seviyesinin artması ile ısı enerjisi olarak kullanılabilir enerji artar. Yoğunlaştırıcı güneş kollektörleri üç amaç için kullanılır.

- a) Güneş enerjisinden kazanılan ısı enerjisinin sıcaklık seviyesini yükseltmek,
- b) Isı kayıpları fazla olan büyük yüzeyleri küçülterek toplayıcının kayıplarını azaltmak, dolayısıyla verimini yükseltmek,
- c) Daha kullanışlı ve ekonomik bir sistem oluşturmak.

Bir yoğunlaştırıcıda ışınlarının düştüğü net alana "açıklık alanı" ve güneş ışınlarını soğuran alana "soğurucu yüzey" denir. Literatürde yoğunlaştırma oranı için iki farklı tanım kullanılır. Bunlar; geometrik ve ışıma şiddeti yoğunlaştırma oranlarıdır. Geometrik yoğunlaştırma oranı; açıklık alanının soğurucu yüzey alanına oranı şeklinde tanımlanır :

$$C_g = \frac{A_a}{A_y} \quad (3.1)$$

Diğer taraftan ısıma şiddeti oranı güneş ısıma şiddetinin yüzey üzerine düşen güneş ısıması şiddetine oranı şeklinde ifade edilir.

$$C_I = \frac{I_A}{I_R} \quad (3.2)$$

C_g için; $C_g > 1$ ve C_I için ; $C_I < 1$ eşitsizlikleri yazılabilir. Geometrik oran C_g , güneş yoğunlaştırıcıları için ve ısıma şiddeti oranı C_I da güneş pilleri için daha uygundur. Bu çalışmada geometrik oranı kullanılmış ve dolayısıyla "yoğunlaştırma" deyimini ile geometrik oran kastedilecektir.

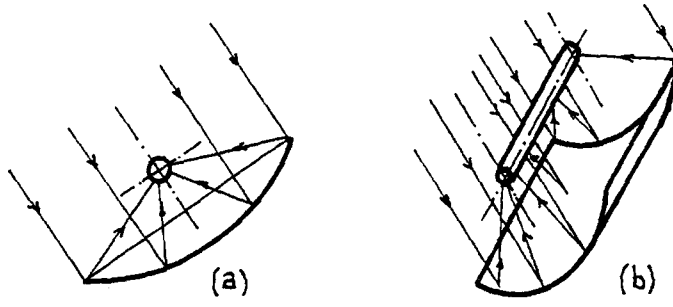
Yoğunlaştırmada önemli bir tanım da "kabul açısı"dır. Kabul açısı; yoğunlaştırıcıyı hareket ettirmeden güneş ışınlarını gördüğü açıdır. Yarım kabul açısından (θ_c 'de) mümkün olabilecek maksimum yoğunlaştırma ;

$$C_y = \frac{1}{\sin \theta_c} \quad (3.3)$$

şeklinde ifade edilir. Teorik olarak güneşin açısal çapı $\Delta \cong 0,27^\circ$ dir. $\theta_c = 0,27^\circ$ için $C_y = 212$ limit değeri hesaplanabilir.

3.2. Güneş Yoğunlaştırıcıları

Yoğunlaştırıcı geometriye bağlı olarak doğru üzerine yoğunlaştırma yöntemi ile 60-300°C, nokta üzerine yoğunlaştırma yöntemi ile de 1100~1400°C sıcaklığa kadar ulaşılabilir. Şekil 3.1a'da görülen nokta üzerine güneş ışınları yoğunlaştıran kollektörler; güneş fırınları, merkezi güç sistemleri v.b. Stirling çevrimi ile çalışan motorlar yüksek sıcaklık gerektiren uygulamalarda, Şekil 3.1b'de görülen doğru üzerine yoğunlaştıran kollektörler ise daha düşük sıcaklık gerektiren sistemlerde kullanılır.

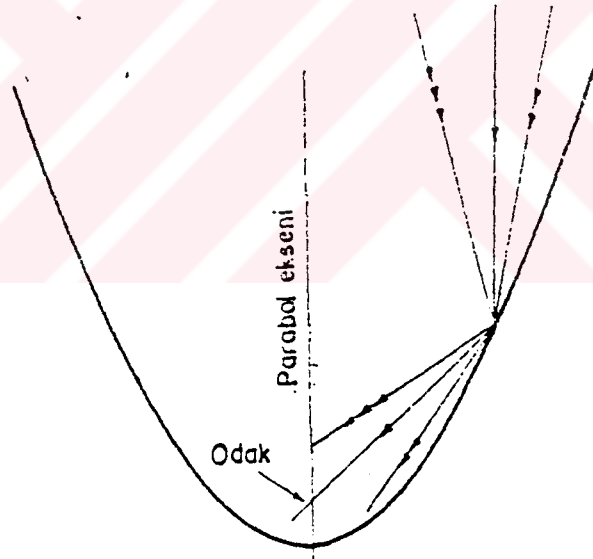


Şekil 3.1. Yoğunlaştırıcı Güneş Kollektörleri

(a) Nokta üzerine

(b) Doğru üzerine yoğunlaştırma

Bu çalışmada SSS'ler için doğru üzerine güneş ışınlarını yoğunlaştıran parabolik yansıtıcı yüzeyler düşünülmüştür. Parabolik yoğunlaştırıcılar, Parabolik Birleşik Yoğunlaştırıcı (PBY) veya Parabolik Oluk tipi Yoğunlaştırıcı (POY) olarak imal edilirler. Bu çalışmada POY tipi yoğunlaştırıcısı seçilmiştir.



Şekil 3.2. POY'nin Parabolik Yüzeyi

POY'ler en çok ve en kolay uygulanan yoğunlaştırıcı tipidir. Soğurucu yüzeyin küçük olması ısı kayıpları azaltırken, yalnız direk güneş ışımasından yararlanmaları nedeniyle optik kayıpları yüksektir. Optik kayıpların azaltılması güneşi izleyici sistem ile mümkündür. POY'lerin ısıl etkinliğine etki eden parametreleri aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz :

- 1- Tasarım parametreleri (yoğunlaştırma oranı, kenar açısı v.b.)
- 2- Malzemelerin özellikleri (yansıtma, soğurma katsayıları)
- 3- Çalışma şartları (ışın şiddeti, izleyici mekanizmasının, izleme yöntemi, çalışma sıcaklığı, kütle debisi)
- 4- Soğurucu yüzeyin özellikleri (soğurucu yüzey geometrisi, vakumlu veya vakumsuz oluşu).

Şekil 3.2'de parabolik yüzeyi görülen POY'nin tasarım parametreleri kollektör verimini önemli ölçüde etkiler. Tasarım parametrelerinin hesaplanmasında kullanılacak formüller aşağıda verilmiştir :

Yarım kabul açısı; $\theta_a = \sin^{-1}(\sin \psi / \pi.C)$

yay uzunluğu; $S = \int_0^{\pi} [1 + (2X/2f)^2]^{1/2} .dx$

Açıklık genişliği $W = S/1,148$ ($\psi=90^\circ$ için)

Odak uzaklığı ; $f=W/4$ ($\psi=90^\circ$ için)

Yoğunlaştırma oranı ; $C = W/\pi.dy = \frac{\sin \psi}{\pi.\sin \theta_a}$

Soğurucu boru üzerine düşen ısı akışını arttırmak için gelen güneş radyasyonu yoğunlaştırılmış olmalıdır. Yansıtma yüzeyi, bu nedenle yüksek speküler yansıtma ile veya bir yansıtma elemanı ile donatılmalı ayrıca soğurucu boruda da güneş ışınları için yüksek speküler geçirgenliğe sahip malzeme kullanılmalıdır.

Yansıtma yüzeyleri çoğunlukla iyice parlatılmış metaller veya bu tip kaplama elemanı ile uygun hale getirilirler. Bu işlem ile her zaman opak yüzey üzerine kaplama yapılarak gerçekleştirilir. Örneğin, bakır üzerine krom veya parlatılmış alüminyum. Yüzeylerin pek çoğunun yansıtması uzun

dalga boyunda gerçekleşecektir. Speküler yansıtma ($\bar{\rho}_s$) değerini bulmak için Integral alınmış güneş spektrum değerini bilmek gerekir veya,

$$\bar{\rho}_s = \frac{\int_0^{\infty} G_{\lambda,rs} \cdot d\lambda}{\int_0^{\infty} G_{\lambda,i} \cdot d\lambda} = \frac{\int_0^{\infty} \rho_{s\lambda} \cdot G_{\lambda,i} \cdot d\lambda}{\int_0^{\infty} G_{\lambda,i} \cdot d\lambda}$$

ifadesi ile hesaplanabilir burada,

$\rho_{s\lambda}$ = speküler spektral yansıtıcılık

$G_{\lambda,rs}$ = güneşin direk ışıması (W/m^2)

Üretici firma verileri daha çok yüzeylerin görünür bölgede ortalama yansıtma değerlerini gösterir ve bu spektral aralık için verilen değer, güneş spektromu için ortalama değer olarak alınamaz.

Tablo 3.1'de güneş radyasyon ışıması için bazı yüzeylerin normal speküler yansıtıcılığının için tipik değerleri verilmiştir. Pratik uygulamada gerçek şartlarda yüzeylerin dayanıklılığı bilinmelidir. Çünkü yüksek speküler yansıtmanın muhafaza edilmesi oldukça zordur. Normal toz ve kir genellikle yıkama ile temizlenebilir, fakat reflektör yüzeyi aşınma ve oksidasyon gibi sebeplerle bozulabilir. Yansıtıcı yüzeyler bazı koruyucu ve dayanıklı yüzey kaplama elemanları ile kaplanabilir, fakat bu tip elemanlar da yansıtıcılığın değerini düşürecek kaplamalardır.

Genellikle paslanmaz çelik, bakır, altın, veya platin ve diğer bazı metaller düşük yansıtma değerine sahiptir. Yukarıda açıklandığı ve Tablo 3.1'de görüldüğü gibi bazı elemanlar yansıtıcı gibi kullanılabilir.

Tablo 3.1. Güneş Yansıtma Elemanlarının Speküler
Yansıtıcılık Değerleri

<i>Yansıtıcı Eleman</i>	<i>Yansıtıcılık</i>
Gümüş	0,94 $\pm$ 0,02
Altın	0,76 $\pm$ 0,03
Alüminyum akrilik	0,86
Çeşitli alüminyum yüzeyler	0,82 - 0,92
Bakır	0,75
Arkası gümüşlenmiş cam plaka	0,88

3.3. İzleyici Tipi ve İzleme Yönteminin Belirlenmesi

POY'lerin açıklık alan normali, güneşten gelen direk ışınlarla çakıştığı zaman ideal odaklama süreci gerçekleşir. Bunun için güneşin iki ekseninde izlenmesi gerekir. Ancak iki eksenli izleme mekanizmaları karmaşık ve ekonomik olmadıklarından güneşin tek ekseninde izlenmesi ekonomik olmakta ve daha basit sistemler gerektirmektedir. Bu nedenle POY'ler genellikle güneşi tek ekseninde izleyecek şekilde tasarlanırlar. Tek eksenli izlemede, direk güneş ışınları ile POY'nin açıklık alan normali arasındaki açı, sistem verimini büyük ölçüde etkileyen bir parametredir.

Tek eksenli izleyiciler temel olarak üç tiptir;

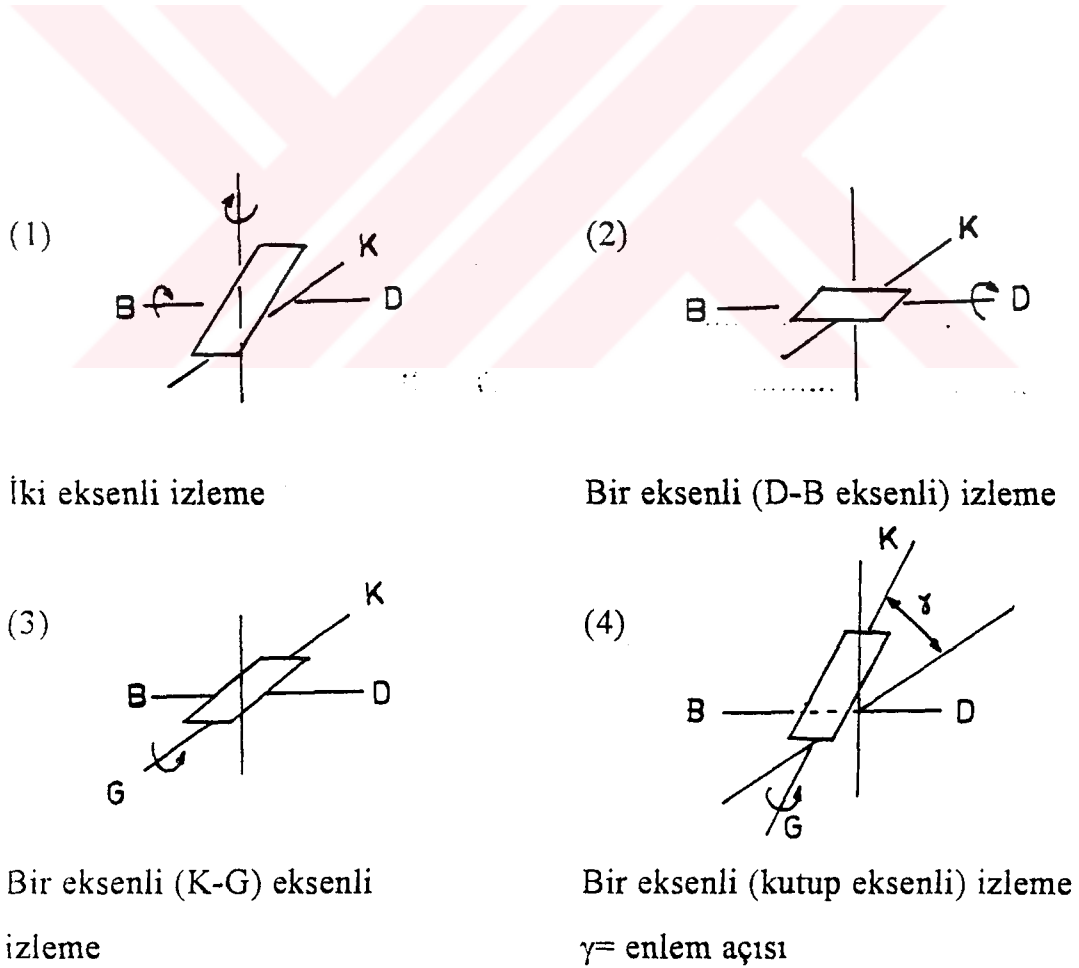
- Bilgisayar kontrollü izleyici,
- Gölge hattı izleyicileri,
- Akış hattı izleyicileri.

Güneş hareketini izleyen kollektörlerde, izleyici tipinin seçimi yanında, izleme yönteminin seçimi de büyük önem taşır. İzleyici seçiminde ilk adım izleme yöntemlerinin tanımlanmasıdır. Daha sonra, bu yöntemlerin

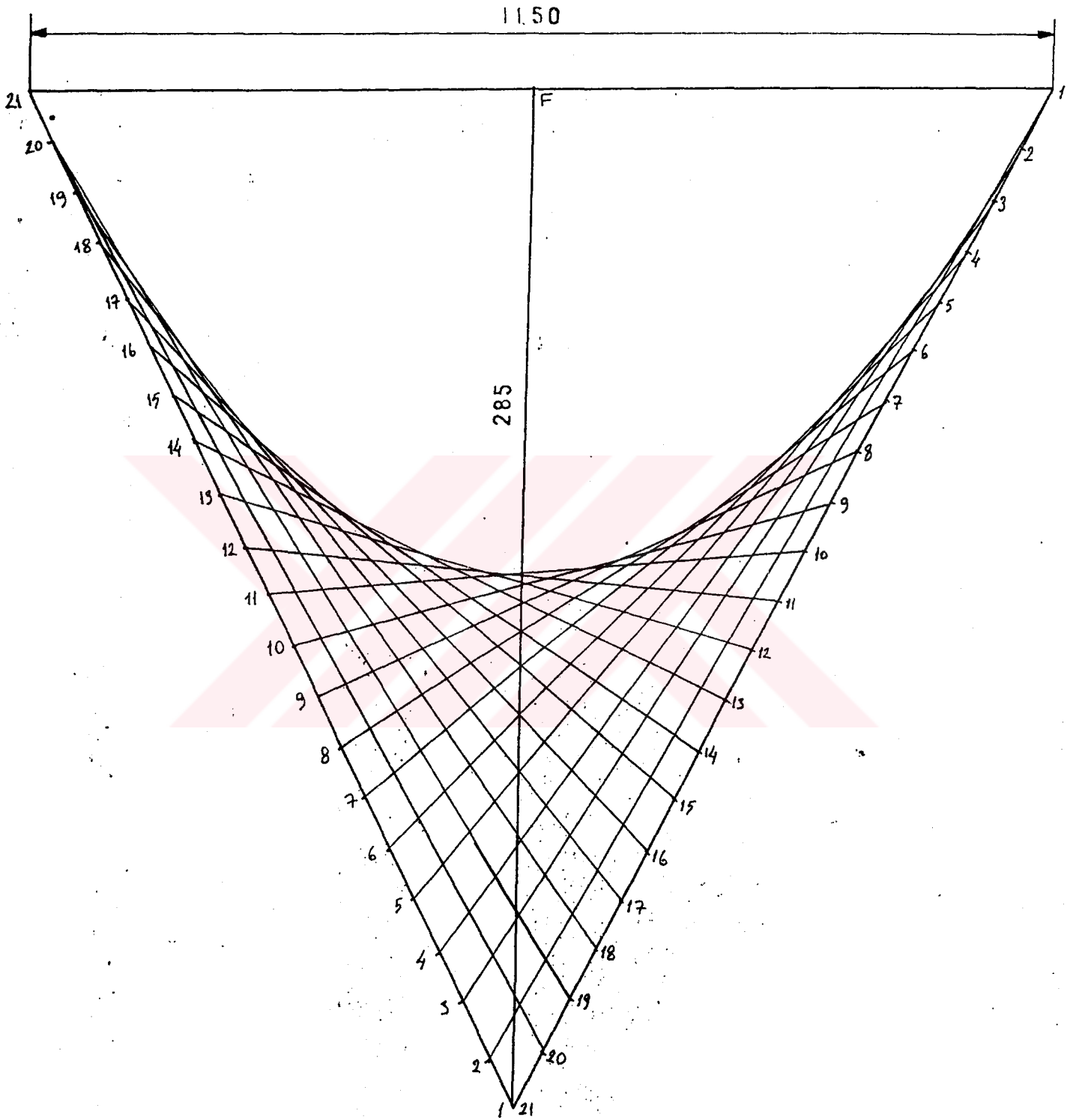
özellikleri, üstünlükleri ve çalışma sırasında karşılaşılabilecek problemlerin bilinmesi gerekir. POY için alternatif izleme yöntemleri Tablo 3.2'de verilmiştir.

3.3.1. Güneşi İzleme Tipinin Seçimi

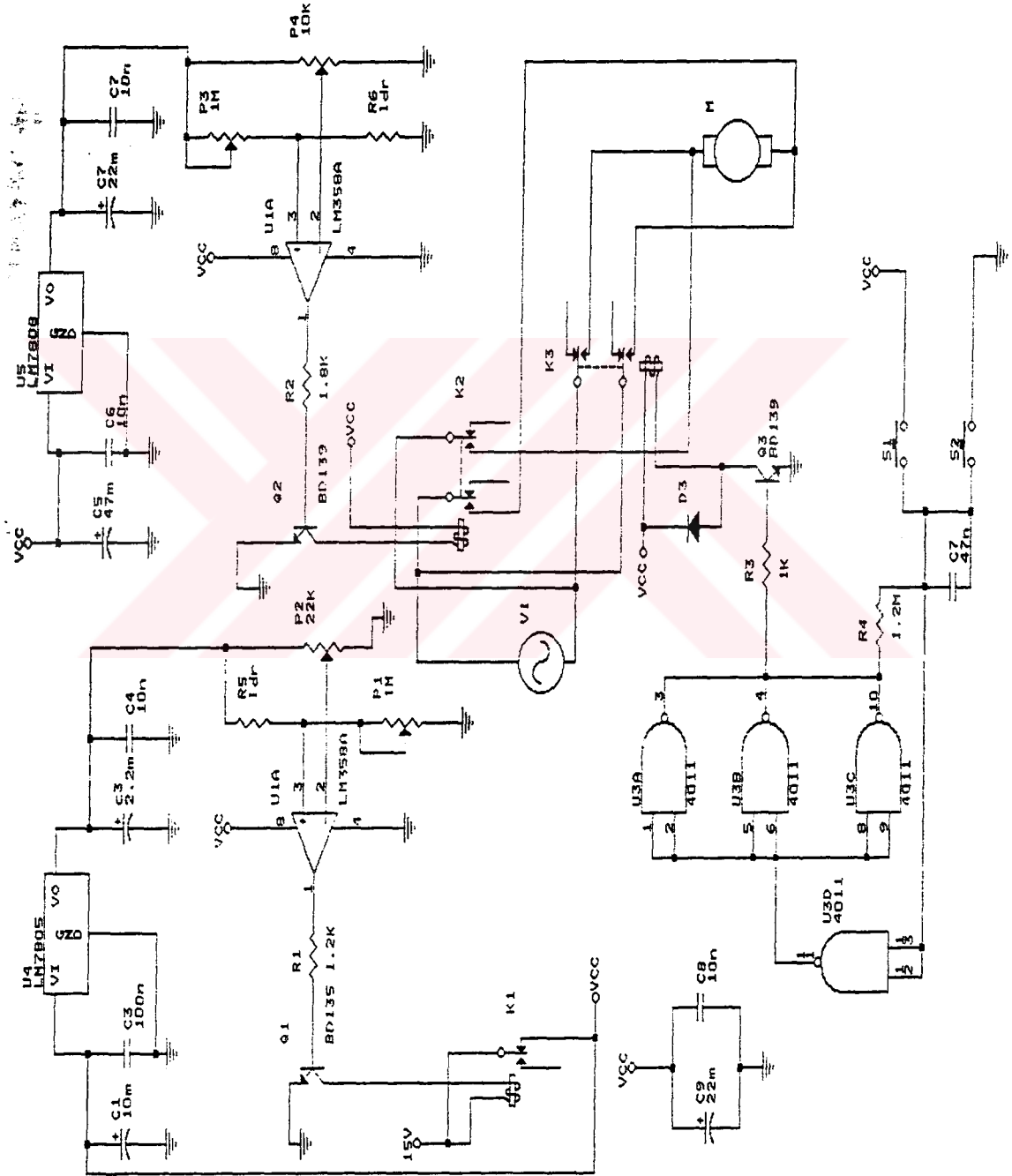
İzleme tipinin seçiminde Şekil 3.3'de verilen alternatifler dikkate alınmıştır. Her alternatifin kısa tanımı ve izleme sistemi ile ilgili açıklamalar Tablo 3.2 ve 3.3'de verilmiştir. Şekil 3.4'de istenilen boyutta parabolik yüzeyin grafik yolu ile elde edilmesi ve Şekil 3.5'de ise güneşi takip sisteminin elektronik devresi şematik olarak görülmektedir.



Şekil 3.3. Güneşi İzleme Sistemleri



Şekil 3.4. İstenilen Boyutta Yansıtıcın Çizim Yolu İle Elde Edilmesi



Şekil 3.5. İzleme Tertibatının Elektronik Devresi Tasarımı

Tablo 3.2. Çeşitli İzleme Tipleri ve Etkileme Faktörleri (14)

No	Tanım	Etkileme Faktörü (b)	Açıklamalar (a)
1.	Birbirine dik iki eksen etrafında dönme ile güneş ışınlarının yüzeye normal olarak düşmesi sağlanır.	1	Saatlik veya mevsimlik değişim yük. Çünkü güneş sürekli takip ediliyor.
2.	Doğu-batı ekseni boyunca yerleştiriliyor ve doğu-batı ekseni etrafında döndürülüyor. Anlık maksimum güneş enerji elde etmek sürekli ayarlama	$(\sin^2 \delta + \cos^2 \delta \cos^2 \omega)^{1/2}$	Mevsimlik önemli bir değişim yok, fakat saatlik değişimler oldukça büyük.
3.	Yerleştirme kuzey-güney ekseni boyunca aynı eksen etrafında döndürülüyor. Anlık maksimum güneş enerjisini elde etmek sürekli ayarlama	$[(\sin \sin + \cos \cos \cos \omega)^2 + \cos^2 \sin^2]^{1/2}$	Saatlik önemli bir değişim yok fakat mevsimlik değişimler oldukça büyük
4.	Kutup ekseni boyunca yerleştiriliyor ve bu eksen etrafında döndürülüyor. Anlık maksimum güneş enerjisini elde etmek sürekli ayarlama.	$\cos \delta$	Saatlik önemli bir değişim yok, fakat bölgenin enlem açısına bağlı olarak mevsimlik bazı değişimler oldukça önemli.

a. İzleme tipinin seçimi ile ilgili diğer açıklamalar Tablo 3.2'de verilmiştir.

b. Etkilenme faktörü = $\cos \beta$. β = anlık açı

c. Atmosferik şartlar bütün seçeneklerde aynı olduğu için dikkate alınmamıştır.

γ = enlem açısı.

Tablo 3.3. İzleme Tipinin Seçimi ile İlgili Açıklamalar (14)

1. İki eksenli izleme

- Bilgisayar kontrollu izleme sistemi izleme açılarının hesaplanması için gereklidir.
- Rüzgar etkisi problem yaratır. Boru bağlantıları zor olacaktır.

2. Doğu-batı doğrultusunda yerleştirerek yatay ekseninde sürekli izleme

- Gün doğuşunda ve gün batımında kollektörün izleme açısı aynı büyüklükte olacaktır.
- Pompa durumunda ve izleyicide önemli problemler ve bozulmalar olabilir.
- İzleyici sistem ya basit bir şekilde başa döner veya bir mikro bilgisayar yardımı ile kontrol edilir.
- Yıllık toplanan enerji iki eksenli sisteme göre % 32.8 daha az olacaktır

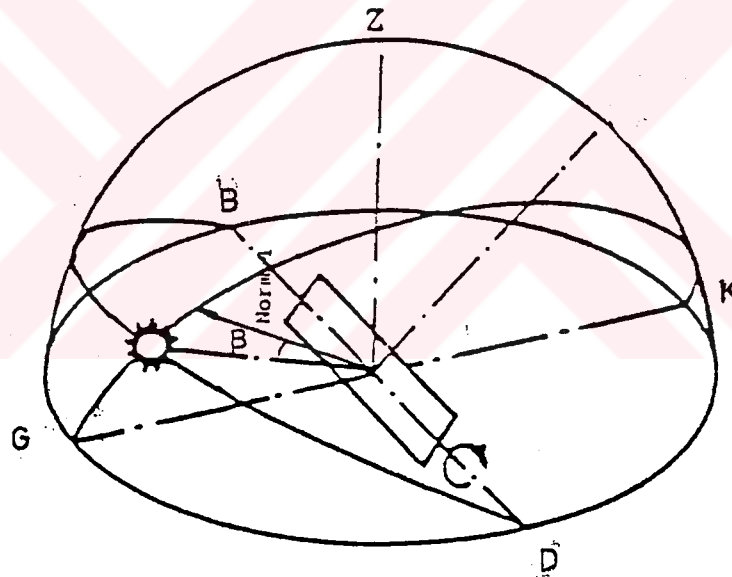
3. Kuzey-güney yatay ekseninde sürekli izleme

- Güneşli izlemede geniş bir günlük açısal yola ihtiyaç vardır. Bu yüzden izleyicinin maliyeti yüksek olacaktır.
- Yıllık toplanan enerji, iki eksenli toplayıcıdan % 22,7 daha azdır ve $\gamma=35^\circ$ için doğu-batı yatay eksenliden % 15 daha iyidir.

4. Kuzey-güney kutup ekseninde sürekli izleme

- Kutup ekseninde izlemede, iki eksenli izleme ile mümkün olan ışımaya % 4 oranında yaklaşılr. Doğu-batı yatay eksenli izlemeden ($\gamma=35^\circ$) yaklaşık % 30 daha fazladır.
- Rüzgar etkisi büyük problem oluşturabilir. Çünkü kollektör bölgesel enlem açısına eşit bir açı ile eğimlidir (Yer eksenine paralel).
- Güneş saatlik izlenir. Dolayısıyla günbatımından gün doğuşuna ayar gerektir.

Yoğunlaştırıcı eksen, yatay konumdadır ve doğu-batı yönünde sabittir. Kuzey-güney yönündeki izlemede performans eğrisi Şekil 3.7’de görülmektedir.



Şekil 3.6. Kollektör Geometrisi

Kollektör normali ile güneş ışınlımı arasındaki açı için ifade:

$$\cos \beta = (\sin^2 \delta + \cos \delta \cos^2 w)^{1/2}$$

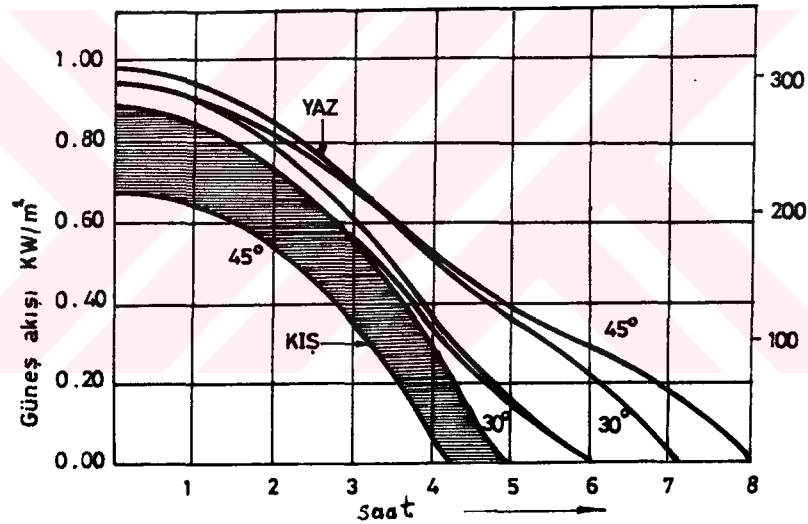
şeklinde verilir. Bu ifadedeki;

w = saatlik açıdır ve yerel meridyene göre güneşin açısal değişmesini gösterir. Eksende saatte 15° 'dir, sabahleyin negatif öğleden sonra pozitifler.

δ = Eğim açısı öğleyen güneşin yatayla yaptığı açısal pozisyonudur. Ekvatora göre kuzeyde pozitiftir ve değeri $-23,45^\circ \leq \delta \leq 23.45^\circ$ arasındadır ve,

$$\delta = 23,45^\circ \sin \left(360 \cdot \frac{(284 + n)}{365} \right)$$

şeklinde ifade edilir. Bu ifadedeki ; n = yılın günüdür.



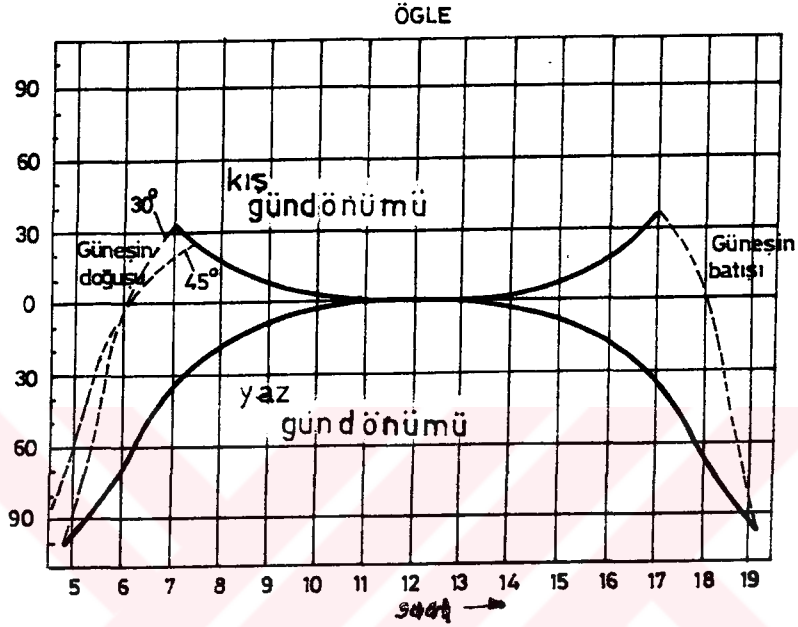
Şekil 3.7. Yoğunlaştırıcı İçin Güneş Akısının Değişimi

Şekil 3.7, yoğunlaştırıcının güneş akı değişiminin doğu-batı dönme eksenini ve güneş ışığının kuzey-güney doğrultusundaki günlük hareketini gün ve mevsimin fonksiyonu olarak göstermektedir.

Şekil 3.8, meridyen açısındaki değişmeyi (izlemede oluşan açıyı) yaz için öğleyin tepe ile mesafeyi ve gündönümlerini gösterir. Bunlar simetrik

iki eğridir. Fakat kış eğrisi günbatımı ve gündoğumu hatları ile kısaltılmıştır.

Şekil 3.8'de kollektörün kuzey-güney değişme açısı grafiği ile yatay doğu-batı eksenindeki dönme ve öğleyin güneş pozisyonu görülmektedir.



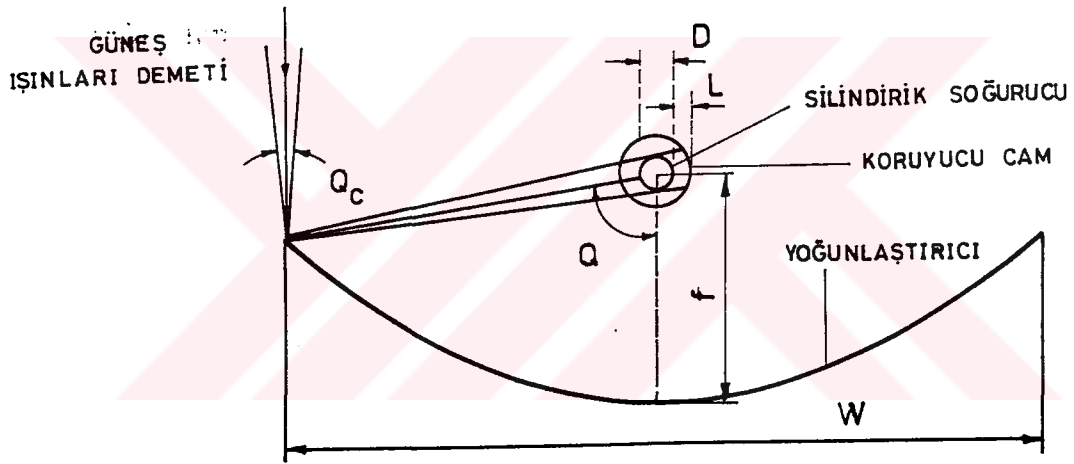
Şekil 3.8. Meridyene Bağlı Yükselme Açısı Değişim Grafiği

Belli bir güneş enerjisi uygulaması için POY'nin tasarımında yoğunlaştırıcı soğurucu karakteristiklerinin ve boyutlarının uygun şekilde belirlenmesi oldukça zordur. Belli bir sıcaklık gerektiren özel bir uygulama için yoğunlaştırıcı boyutu soğurucu geometrisi, boyutları ve yüzey karakteristikleri, değişik destekler, kontrol ve diğer özellikler dikkatlice seçilmelidir. Bu seçimdeki kriter ekonomikliğe, dönüşüm verimine, toplam ağırlığa, malzemenin kolayca bulunabilmesine, kolayca imal edilmesine veya bunların kombinasyonuna ve diğer parametrelere bağlıdır.

Şekil 3.9'da görüldüğü gibi yoğunlaştırıcı için ilk ana tasarım değişkenleri kenar açısı ve açıklık genişliği (aperture width), diğer taraftan

soğurucu için geometri ve genişlik (veya çap) veya soğurucu yüzey ve cam ile soğurucu yüzey arasındaki boşluğun genişliğidir.

Bir parabolik ayna geometrisi Şekil 3.10'da görülmektedir. Paraboloid yüzeyin bir eğim merkezi vardır ve bu merkezden bir teğet küre oluşturulabilir. Yüzeyden yansıyan ışınlar odak üzerine düşerler. Şekilde ayrıca iki uç ışın çifti görülmektedir. Bu ışınlar paraboloid yüzey üzerine çarptıktan sonra 90° açı yaparak saparlar ve odak üzerine düşerler. Bu özel ışınlar paraboloid yüzeyin merkez bölümüne teğettirler.



f : odak uzaklığı

θ : kenar açısı

w : yoğunlaştırıcının genişliği

D : silindirik yüzeyin çapı

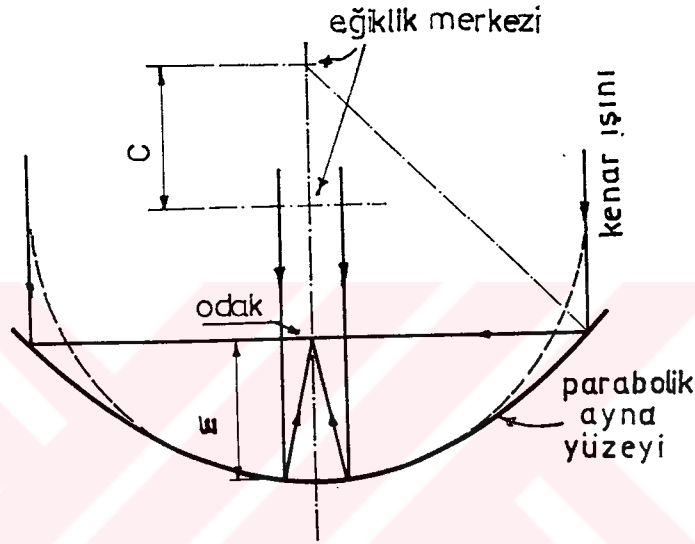
θ_c : kabul açısı

L : yoğunlaştırıcı yüzeyin genişliği

Şekil 3.9. Yoğunlaştırıcı ve Soğurucu Yüzey Geometrisi

Eğimin etken merkezi yüzeye dik olarak gelen ışınlarla kenar ışınların normalinin kesiştiği noktadadır ve Şekil 3.10'da görüldüğü gibi C uzunluğu E uzunluğuna eşittir.

Işıkların yüzeye çarptığı konumdaki paraboloid yüzeyin normalinin oluşturduğu parabolik eğiminin etkin merkezi eksen üzerindedir ve gelen ışınların eğim merkezinden farklıdır. Paraboloid aynalar yalnız eksen üzerinde görüntüler oluştururlar, uç ışınlar odakta geçmezler fakat birbirlerine paralel olarak giderler.

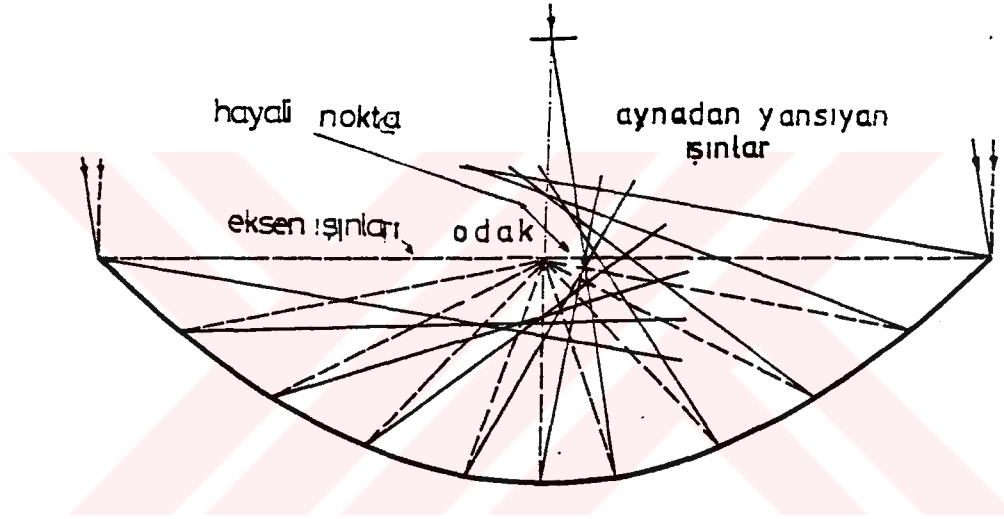


Şekil 3.10. İki Boyutlu Parabolik Ayna Geometrisi

Bir paraboloidin odağı veya parabolik oluk tipi kollektörlerin odak çizgisi kollektör performansı için oldukça önemlidir.

Şekil 3.11'de bir parabolik yüzey için eksenden sapmış ışınların yolu görülmektedir. Eksenel olarak gelen ışınların görüntü konumları noktalı olarak gösterilmiştir. Uzunluklarına dik yöndeki düzlem içerisinde kabul açısındaki değişiklerin neden olduğu hatalar, optik görüntü hataları yukarıda açıklandı. Silindir eksenin düzlemindeki kabul açısındaki değişimler için geometri oldukça farklıdır. Bu geometri Şekil 3.12'de görülmektedir. Burada bir silindirik ayna (başka bir deyişle bir dairesel veya parabolik silindir odak çizgisi ve ekseni üstüne gelen özelliğe sahip silindirler) geometrisi

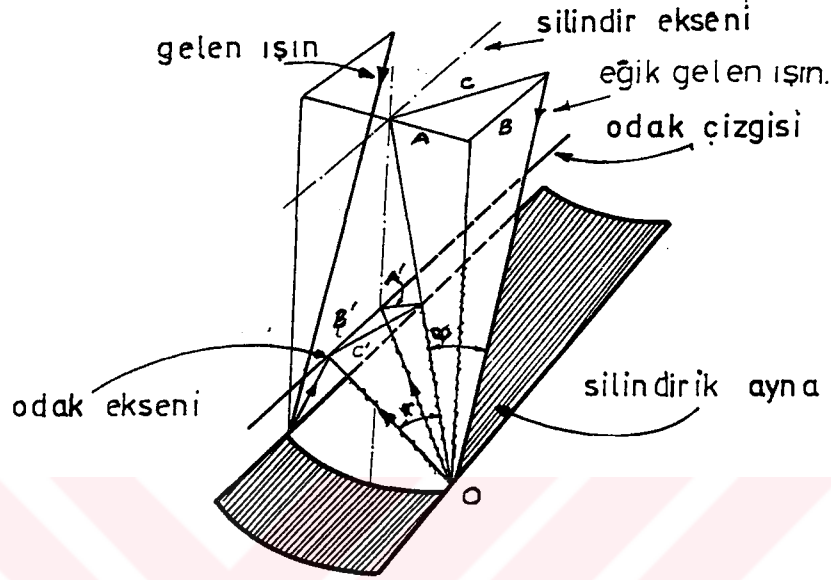
silindir eksen planında kabul açılarının değişmesi nedeniyle oldukça değişiktir. Şeklin geometrisi Şekil 3.12'de görülmektedir. Burada bir silindirik ayna dairesel veya parabolik silindire sahip ve eksene uygunluğu görülmektedir. Parabolik silindirden dolayı bu eksen ayna eğiminin etki merkezidir ki aynada normalden uzaktır. Burada kazanılan ışınlar ayna üzerine düşer. Gelen ışını tanımlayan açılar yarıçap vektörüne göre o andaki etki noktasının yarıçap vektörünün yaptığı A ve B açılarıyla iki dik bileşenlerine ayrılabilirler ki C ile orantılıdır.



Şekil 3.11. Işın İzleme Diyagramı

Şekil 3.12'de her iki üçgende de C kenarının karşısındaki açılar, gelen ışınların yansıması ve etki açılarına özdeş ve eşittir. Yansıma ve kırılmanın temel kuralı; yansıyan (kırılan) ışın planı bir şekilde ayna normaline eşit açı yapacak şekilde ve Snell'in yansıma kanununa uygun olarak aynadan yansır. Bu yüzden kabul edilen üçgenler ABCO ve A'B'C'O benzerdirler ve üçgenlerin elemanlarının hepsi eşittir. Bu üçgenden dolayı A ve A' üçgenlerinin sahip oldukları normal yüzeyler tarafından sadece odak hattını tanımlamış olmalı ve B kenarına paralel olmalıdır.

Odak hattı konumunun sabit olması yüzünden güneş kollektörleri için silindirik aynalar kullanışlı, buna karşılık eğik ışınların gelmesi nedeniyle odak hattının konumundaki büyük değişimler yüzünden silindirik lensler karmaşıktır.



Şekil 3.12. Silindir Eğrisi ve Odak Hattı Üzerinde Eğimli Gelen Işınlardan Görünümü ve Diyagramı

Sonuç olarak Şekil 3.11'de görülen yanlışlıklar için özel bir itina gösterilmekle birlikte; iyi bir verime sahip yoğunlaştırıcı şekli imalatı için, bütün tasarım parametreleri, çarpma modeli, reflektör şekli ve açılar dikkatle seçilmelidir.

3.3.2. POY'nin Isıl Tasarımı

POY'lerin ısı tasarımını düzlem yüzeyli kollektörler gibi yapılabilir. Birim açıklık alanında soğurulan ışıma; yoğunlaştırıcı yüzeyin ve soğurucu yüzeyin optik özelliklerinden bulunabilir (19).

Birim açıklık alanında faydalanılan güneş ışıını :

$$\dot{q}_f' = \frac{\dot{q}_f}{A_a} = I_d \rho_s \gamma (\tau_\alpha)_{ae} - K_k \frac{A_a}{A_y} (T_\alpha - T_\infty) \quad (3.4)$$

Burada;

$\dot{q}_f$ = birim açıklık alanı başına faydalanılan ışıını (W/m²)

I_d = güneş ışıını akısı

ρ_s = yoğunlaştırıcının speküler yansıtma oranı

γ = yansıtılan ışıınların soğurucu yüzeye düşen kısmı

(τ_α) = soğurucu yüzeyin yutma parametresi

T_α = ortalama soğurucu yüzey sıcaklığı

T_∞ = çevre sıcaklığı

K_k = ısı kayıp katsayıları

$\partial \ell$ = soğurucu yüzey

Yoğunlaştırıcılarda enerji balansı için önemli ısı akılarını gözönüne almak gerekir. Açıklık alanının saydam bir örtü ile örtüldüğü (cam gibi) kabul edilir. Soğurucu yüzey için ısı akıları, ısı balansı denkleminde yerine konulursa Denklem (3.4) den daha karmaşık bir denklem takımı elde edilir. Bazı denklemler non-lineer olduğundan iteratif yöntemle çözüm elde edilir. Bu denklemleri inceleyecek olursak :

1- Soğurucu yüzey tarafından soğurulan, doğrudan (speküler) veya yansıyarak gelen güneş ışıını (0,3-30 μ m dalga boyu aralığında)

$$\dot{q}_d = I_d \tau_{ad} \rho_s^n \alpha_{ae} \left(1 + \rho_s^{2n} \rho_a \rho_s\right) \frac{A_a}{A_y} \quad (3.5)$$

2-Soğurucu yüzey tarafından yutulan yayılı güneş ışıını

$$\dot{q}_{y,al} = I_y \bar{\tau}_{oy} \rho_y^n \alpha_{ae} \frac{A_a}{A_y} \quad (3.6)$$

3- Soğurucu yüzey ile örtü arasında taşınım ile ısı geçişi

$$\dot{q}_{t,al} = \bar{h}_{t,al} (T_{al} - T_{\delta}) \quad (3.7)$$

4- Soğurucu yüzey ile örtü arasında ışıma ile ısı geçişi (örtü ışımasını geçirmiyor)

$$\dot{q}_{l,al} = \frac{\tau (T_{al}^4 - T_{\delta}^4)}{1/\epsilon_{al} + 1/\epsilon_{\delta} - 1} = h_{l,al} (T_{al} - T_{\delta}) \quad (3.8)$$

burada;

$$h_{l,al} = \frac{\tau (T_{al}^2 + T_{\delta}^2) (T_{al} + T_{\delta})}{1/\epsilon_{al} + 1/\epsilon_{\delta} - 1} \quad \text{dir.} \quad (3.9)$$

Böylece soğurucu yüzey tarafından birim zamanda elde edilen faydalı güneş enerjisi ;

$$Q_f = (q_{d,al} + q_{y,al} - q_{t,al} - q_{l,al}) A_{al} \quad (3.10)$$

şeklinde bulunabilir. Denklemlerdeki;

I_d, I_y : direkt ve yayılı güneş ışıının şiddeti

$\tau_{\delta d}$: örtünün geliş açısına bağlı direkt güneş ışıının geçirgenlik katsayısı

$\tau_{\delta y}$: örtünün yayılı güneş ışıının geçirgenlik katsayısı

n : yansıtıcı yüzeydeki ortalama yansıtma sayısı

ρ_{δ} : örtünün yansıtıcılığı

ρ_s, ρ_y : sırasıyla yüzeyin speküler ve difüz yansıtıcılığı

α_{al}, ρ_{al} : sırasıyla soğurucu yüzeyin soğuruculuğu ve yansıtıcılığı ($\alpha_{al} + \rho_{al} = 1$) ,

$\bar{h}_{t,al}$ = soğurucu yüzey-örtü arasındaki ısı taşınım katsayısı (bu şekildeki ısı taşınım katsayısı iki paralel levha için verilen bağıntılardan bulunabilir)

T_{al}, T_{δ} = soğurucu yüzey ve örtü sıcaklıkları ;

C = yoğunlaştırma oranı

Örtü sıcaklığının bulunması için ısı balansı denklemi örtü için yazılmalıdır. Örtüye soğurucu yüzeyden saçılan ısıya karşılık çevreye taşıma ve ışıma ısı kayıpları olur. T_{∞} çevre sıcaklığı olarak alınırsa

1- Örtüden çevreye taşıma ile olan ısı kaybı ;

$$\dot{q}_{t,\delta} = \bar{h}_{t,\delta} (T_{\delta} - T_{\infty}) \quad (3.11)$$

2- Örtüden çevreye ışıma ile olan ısı kaybı ;

$$\dot{q}_{l,\delta} = \tau \epsilon_{\delta} (T_{\delta} - T_{\text{çev}}) = \bar{h}_{l,\delta} (T_{\delta} - T_{\infty}) \quad (3.12)$$

şeklinde yazılabilir. Denklemden,

$h_{t,\delta}$ = örtü yüzeyinden ısı aktarım katsayısı ;

$$h_{l,\delta} = \tau \epsilon_{\delta} (T_{\delta}^2 + T_{\text{çev}}^2) (T_{\delta} + T_{\infty}) \quad (3.13)$$

ısınlımla ısı geçiş katsayısı örtünün ısı kapasitesi ihmal edilirse,

$$(q_{t,al} + q_{l,al}) A_{al} = (q_{t,\delta} + q_{l,\delta}) A_{ac} \quad (3.14)$$

denklemden örtü sıcaklığı hesaplanabilir.

Işıma ile ısı aktarımını doğrusal şekle getirecek yaklaşık örtü sıcaklığı için;

$$x = (\bar{h}_{t,\delta} + \bar{h}_{l,\delta}) / (\bar{h}_{t,al} + \bar{h}_{l,al}) \quad (2.15)$$

tanımı kullanılarak

$$T_{\delta} = \frac{T_{al} + xCT_{\infty}}{1 + xC}$$

ifadesi yazılabilir. Bu ifade Denklem (3.11) ve (3.12) de yerine konursa,

$$q_{t,\delta} = \frac{\bar{h}_{t,\delta}}{1 + xC} (T_{al} - T_{\infty})$$

$$q_{l,\delta} = \frac{\bar{h}_{l,\delta}}{1 + xC} (T_{al} - T_{\infty})$$

Isı kayıpları ise,

$$(q_{t,\delta} + q_{l,\delta})A_{aç} = \frac{(\bar{h}_{t,\delta} + \bar{h}_{l,\delta})}{1 + xC} (T_{al} - T_{\infty}) \quad (3.16)$$

şeklinde ifade edilebilir (19).

3.4. POY'nin ve Sistemin İmali

POY üç temel elemana sahiptir. Bunlar;

- a) Soğurucu yüzey,
- b) Soğurucu etrafındaki cam koruyucu,
- c) Yoğunlaştırıcı yüzey,

a) Soğurucu Yüzey

POY'nin temel elemanı soğurucudur. Soğurucu için uzunluğu 3,00 m, ve iç çap 4,0 cm olan bir boyut düşünüldü. CrNi paslanmaz çelik borudan imal edildi. Bu çelik borularda yüzeyin soğuruculuğu 0,3'tür. Bu nedenle yüzeyin soğurma özelliğini artırmak için bir yüzeyin kaplanması gerekir. Ecevit (13) çalışmasında CrNi boruda kullanılan siyah nikel kaplama ile soğuruculuğu $\alpha=0,9$ ve yayıcılığı $\epsilon=0,3$ olarak elde etmiştir. Seçici yüzey kaplamalarında soğuruculuğun yayıcılığa oranı bir mukayese faktörüdür. Bazı kaplamalar için bu oran Tablo 3.4'de verilmiştir. Kayıpları azaltmak için yüzeyin soğuruculuğunun yüksek olması istenir.

Tablo 3.4. Bazı Kaplama Malzemeleri İçin Soğuruculuk ve Yayıcılık

Kaplama Tipi	α	ϵ	α/ϵ
Galvanizli çelik üzerine siyah nikel	0,90	0,12	7,42
Parlak nikel üzerine siyah krom	0,87	0,088	10
Parlak nikel üzerine (çinko veya nikel oksit ve sülfat)	0,93	0,11	8,46
Siyah nikel	0,88	0,066	13,3
Pbs (Al üzerine)	0,89	0,20	4,45
CuO, (Al üzerine)	0,85	0,11	7,23

Güneş ışımalarının % 98'i elektromanyetik dalga spektrumunda, 0,3~3 μm dalga boyu aralığındadır. Dolayısıyla bu bölgede yüzeyin soğuruculuğu yüksek, yayıcılığı düşük olmalıdır.

POY'lerde odaklama oldukça önemli bir faktördür. Gün boyunca odaklama düzeltilmeli ve odak doğrusunu soğurucu üzerinde tutabilmek için

Şekil 3.3'de görüldüğü gibi yoğunlaştırıcı devamlı bir şekilde güneşi izlemelidir. DB yatay yerleştirmede KG doğrultusunda güneşi takip eden yoğunlaştırıcıda güneş ışınları soğurucunun tüm boyunu öğle saatlerinde, eğer yoğunlaştırıcı boyu soğurucu boyuna eşitse aydınlatır. Öğleden sonra soğurucu borunun aydınlanan uzunluğu yoğunlaştırıcı uzunluğundan kısadır. Buna neden DB yönünde güneşi izlemenin yeterli olmamasıdır.

b) Cam Boru

Soğurucu borunun dışına yerleştirilen bir cam boru ile taşıma ile ısı kaybının önlenmesi amaçlanmıştır. Soğurucu ile cam boyu arasındaki boşluk hava ile doludur. Bu amaçla yüksek sıcaklığa dayanıklı pyreks cam boru kullanılmıştır. Cam borunun uzunluğu 3 m, dış çapı 70 mm et kalınlığı 2,2 mm dir. Çünkü 2,5 mikronun altındaki dalga boyları için camın ortalama geçirgenliği yaklaşık 1,0 dır. Yüksek sıcaklık uygulamaları için optimum cam kalınlığı belirlenebilir. Cam 0,3 μm ile 3,0 μm arasındaki normal güneş ışımalarının yaklaşık % 91'ini geçirir, fakat 3~30 μm uzun dalga boyundaki soğurucu yüzeyin yaydığı ışımayı geçirmez.

Herhangi bir camın üzerine düşen normal anlık ışıma için soğuruculuğu camın geçirgenliği ve yansıtıcılığı biliniyorsa aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanabilir.

$$\tau_t + \alpha_t + \rho_t = 1,0$$

Bazı örtü malzemesi olarak kullanılabilecek maddelerin direkt normal geçirgenlikleri ve soğuruculukları Tablo 3.5'de verilmiştir.

Tablo 3.5. Bazı Örtü Malzemelerinin Yansıtıcılık, Soğuruculuk ve Geçirgenlikleri

Cam	Geçirgenlik (τ)	Soğuruculuk (α)	Yansıtıcılık (ρ)
Pyreks	0,90	0,02	0,08
Klasik pencere camı (1/8")	0,87	0,04	0,09
Düzgün tabaka (1/4")	0,77	0,16	0,07
Isı soğurucu tabaka (1/4")	0,41	0,53	0,06
Çift pencere camı	0,76	0,04+0,04	- - -
Çift düzgün plaka	0,60	0,07+0,10	- - -

Bir pyreks camın geçirgenliği, yüksek verime ulaşmak için oldukça önemlidir. Camın geçirgenliğinin yaklaşık değerini bulmak için pironometre ve multimetre kullanılır. Önce toplam güneş ışıma direkt olarak pironometre ile ölçülür daha sonra pyreks boru pironometreden 20 cm mesafeye anlık gelen güneş ışın demetinin yolu üzerine yerleştirilir ve toplam ışıma (G'_T) tekrar ölçülür. Bu ölçümlerde pyreks camın geçirgenliği,

$$\tau^2 = \frac{G'_T}{G_T}$$

bağıntısından hesaplanır. Pyreks camın geçirgenliği deneysel verilerden hesaplanabilir.

c) Yansıtıcı Yüzey

POY'nin bir başka önemli elemanı parabolik reflektördür. Reflektör için uzunluk 3,0 m genişlik 120 cm düşünülmüş ölçülerdir. Reflektör malzemesi için ayna kullanılması düşünülmüş, ayna için hazırlanacak

profile göre cam fırınlanarak istenilen eğime kavuşması sağlanmıştır. Ayrıca bu kollektör ayarlı ayaklar üzerine yerleştirilerek ve güneşi takip edici sisteme bağlanmıştır.

3.5. POY'nin Diğer Elemanlarının İmali

SSS'ler yüksek sıcaklık uygulamaları olarak bilinirler ve yüksek sıcaklık uygulamalarında güneş ışımasının yoğunlaştırılması gerekir. Bu çalışmada, literatürde verilen tasarım yöntemleri kullanılarak parabolik oluk tipi güneş yoğunlaştırıcısının tasarımı ve imali yapılmıştır. Parabolik oluk tipi yoğunlaştırıcıların, açıklık alan normali direk ışınlarla çakıştığı zaman ideal odaklama gerçekleşir. Parabolik güneş yoğunlaştırıcıları teorik olarak maksimum konsantrasyona sahiptir ve ekonomik nedenlerden bu yoğunlaştırıcılar genellikle güneşi tek ekseninde izleyecek şekilde tasarlanırlar. Bu çalışmada güneşi tek ekseninde takip eden 3,75 m² yüzey alanına sahip bir parabolik oluk tipi, doğrusal odaklayıcı güneş yoğunlaştırıcısının tasarımı ve imali yapılmıştır. Yoğunlaştırıcı 40 mm iç çapında ve 1 mm kalınlığında krom/nikel paslanmaz çelik borudan yapılmıştır ve borunun soğurucu dış yüzü elektrostatik yöntemle mat siyah boya ile kaplanmıştır. Taşıma kayıplarını önlemek için soğurucu boru, 60 mm iç çapında, yüksek sıcaklıklara dayanıklı pyreks, cam boru içerisine yerleştirilmiştir. Genelde bu tür pyreks boruların düşük dalga boylarında yansıtıcılıkları ihmal edilebilecek kadar düşüktür.

Parabolik yansıtıcı yüzey, 12 parça yarım parabolik aynadan oluşmuştur. Ayna camlarının imali için çelik kalıplar hazırlanmış ve 4 mm kalınlığındaki camlar kalıp üzerinde fırınlanarak parabolik yüzeyler oluşturulmuştur. Daha sonra, parabolik camlar ayna halinde getirilmiştir. Çevre şartlarından etkilenmemesi için camların arka yüzeyleri boyanmıştır.

Yoğunlaştırıcının soğurucu borusunun ekseninin yerden yüksekliği 110 cm ve odak uzaklığı 28,5 cm dir. Yoğunlaştırıcı doğu/batı yönünde yerleştirildi ve güneşi kuzey/güney yönünde takip etmesi sağlanmıştır.

Güneşi takip sistemi elektronik devre yardımıyla ve fotosellerle sağlanmıştır. Takip sistemi, güneş ışınlarının olmadığı durumlarda çalışmayacak şekilde, güneş ışınlarının olduğu durumlarda odaklamayı sağlayacak şekilde tasarlanmış ve imal edilmiştir. Takip sisteminin imalatında, 200 devir/dakika hıza sahip, iki yönde hareket edebilen 220 Volt ile çalışan bir elektrik motoru kullanılmıştır. Bu hız bir sonsuz dişli redüktör mekanizması ile 8 devir/dakikaya düşürülmüştür. Bu redüktör mekanizması ile aynı zamanda frenleme de sağlanmıştır. Mekanik tasarımda redüktör çıkışına bir kapling bağlanmış ve çıkış milinin sistemi, yoğunlaştırıcının deneysel olarak belirlenen ağırlık merkezinden tahrik etmesi sağlanmıştır.

Güneş, yoğunlaştırıcısı da ısınan sıcak su pompalanarak su tankına veya ayırıcıya gitmesi sağlanmıştır. Sıcak su bağlantıları basınca ve sıcaklığa dayanıklı esnek bağlantı elemanları ile yapılmıştır. Sıcak suyun hacimsel debisi rotometre ile, sıcaklıklar bakır kanstuntın termo-elemanlarla ölçülmüştür. POY tipi parabolik yansıtıcı yüzeyin ayrıntılı tasarımı ve imali Bölüm 5.3.2 de verilmiştir.

BÖLÜM 4

SOĞURMALI SOĞUTUCULAR İÇİN AYIRICI, DİSTİLYASYON KOLONU VE DEFLAKMATÖR TASARIMI VE İMALİ

4.1. Ayırıcıda Toplam Isı Aktarım Katsayısının Hesaplanması

Ayırıcı içerisindeki ısıtıcı serpantin için toplam ısı aktarım katsayısı, bu bölümde hesaplandı. Ayırıcının tasarımında kullanılan veriler Tablo 4.1 de görülmektedir. Şekil 4.1'de verilen referans noktalarındaki termodinamik özellikler Tablo 4.2'de verildi. Bu veriler ekte verilen BASIC dilinde yazılmış bilgisayar programı kullanılarak sistemin termodinamik analizinden elde edildi. Serpantin borularının amonyak-su tarafından helis tipi kanatçıklar kullanıldı. Kullanılan helis kanatçıkların özellikleri Tablo 4.3'de görülmektedir. Serpantin boruları için, iç çapı 16 mm, dış çapı 20 mm olan çelik-çekme boru düşünüldü. Güneş kollektör sisteminden ayırıcıya gelen sıcak suyun kütle debisi 0,1 kg/s alınarak, serpantin içerisindeki sıcak suyun hızı;

$$V = \frac{4\dot{m}}{\rho\pi d^2} \quad (4.1)$$

bağıntısından $V=2,21$ m/s hesaplanmıştır. Sıcak su için hızın bu değeri kullanılarak Reynolds sayısı ;

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{(960,6)(2,21)(0,016)}{289 \times 10^{-6}} \quad (4.2)$$
$$Re = 1,17 \times 10^5$$

şeklinde hesaplanır. Reynolds sayısı

Tablo 4.1. Soğurmalı Soğutma Sisteminin Çalışma Parametreleri

Sistemin Çalışma Parametreleri		
Soğutma Sisteminin Etkinliği	COP	0,4113538
Pompanın Toplam Verimi	EP	0,6
Sistemin Dolaşım Oranı	DO	32,20067
Pompa İşi	WP	6,066x10 ⁻³ [kW]
Ayırıcıda Sisteme Verilen Isı Enerjisi	QA	0,5976382 [kW]
Soğurucuda Atılan Isı Enerjisi	QS	0,7064287 [kW]
Sistemin Soğutma Gücü	QB	0,25 [kW]
Karışım Isı Değiştiricisi Etkinliği	EK	0,7996608
Soğutucu Isı Değiştiricisi Etkinliği	ES	0,7995359

Tablo 4.2. Soğurmalı Soğutma Sisteminin Belirli Noktalarındaki Termodinamik Özellikleri

NOKTA	T [K]	h [kJ/kg]	P [bar]	x	m [kg/s]
1	309,15	-79,35462	3,111615	0,416936	6,92958x10 ⁻³
2	309,2447	-77,8955	14,32335	0,4169636	6,92958x10 ⁻³
3	359,2536	154,1817	14,32335	0,4169636	6,92958x10 ⁻³
4	369,15	201,2834	14,32335	0,398309	6,71438x10 ⁻³
5	321,246	-19,7187	13,111615	0,398309	6,71438x10 ⁻³
6	321,4102	-19,7187	14,32335	0,398309	6,71438x10 ⁻³
7	369,15	1461,707	13,64128	0,999	2,151999x10 ⁻⁴
7'	368,3092	1461,707	13,64128	0,999	2,151999x10 ⁻⁴
8	310,15	175,657	13,64128	0,999	2,151999x10 ⁻⁴
9	295,766	105,7154	3,3609	0,999	2,151999x10 ⁻⁴
10	295,8261	105,7154	3,3639	0,999	2,151999x10 ⁻⁴
11	268,15	1262,367	3,3609	0,999	2,151999x10 ⁻⁴
12	301,7305	1342,629	3,111615	0,999	2,151999x10 ⁻⁴
12'	301,0699	1342,629	3,111615	0,999	2,151999x10 ⁻⁴

2300'den büyük olduğundan, boru içerisindeki su türbülanslı akış şartlarındadır. Boru içerisindeki türbülanslı akış şartlarında;

$$Nu_d = 0,023.Re^{0,8} Pr^{0,3} \quad (4.3)$$

bağıntısı kullanılabilir. Serpantin borularının dış yüzü amonyak-su karışımı ile temas halindedir. Boruların dış yüzünde havuz tipi kaynama şartlarının gerçekleşeceği varsayılmıştır. Serpantin borusu için toplam ısı aktarım katsayısı ;

$$U_c A_c = \frac{1}{\frac{1}{(\eta_o).(h.A)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_o A)_c} + R_w + \frac{1}{(hA)_h} + \frac{R''_{f,h}}{A_h}} \quad (4.4)$$

bağıntısından hesaplanabilir. Görüldüğü gibi kanatçıklar soğuk akışkan tarafında kullanılmıştır. Denklem (4.4) deki

η_o : bir kanatçığın sıcaklık etkinliğini gösterir ve;

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (4.5)$$

bağıntısından hesaplanır. Bu bağıntıdaki A_f kanatçık yüzey alanı ve A toplam yüzey alanıdır. Kanatçık yüzey alanı;

$$A_f = \left[\left(\frac{\pi.d_k^2}{4} - \frac{\pi.d_{bd}^2}{4} \right) \cdot 2 + \pi d t_k \right] \cdot n \cdot L \quad (4.6)$$

bağıntısından hesaplanmıştır. Bu bağıntıdaki "n" birim uzunluktaki kanatçık sayısıdır ve değeri 500 adet/m'dir. Bu değerler kullanılarak,

$$A_f / L = \left[\left(\frac{\pi \cdot (0,05)^2}{4} - \frac{\pi \cdot (0,02)^2}{4} \right) \cdot 2 + \pi \cdot (0,05) \cdot (0,0005) \right] \cdot 500$$

$A_f / L = 1,6886 \text{ m}^2 / \text{m}$ bulunur. Diğer taraftan serpantinin kanatçiksız ve toplam alanı sırasıyla ;

$$A_p / L = \pi \cdot 0,02 \cdot (1 - 500 \times 0,0005)$$

$$A_p / L = 0,0471 \text{ m}^2 / \text{m}$$

$$A / L = A_f / L + A_p / L = 1,6886 + 0,0471$$

$$A / L = 1,7357 \text{ m}^2 / \text{m}$$

Şeklinde hesaplanmıştır. Denklem (4.5)'teki (η_f) kanatçığın ısı verimidir ve helis tipi kanatçıklar için değeri ;

$$\eta_f = 0,74$$

alınmıştır. Bu veriler kullanılarak η_o 'ın değeri ;

$$\eta_o = 0,762$$

bulunur. Serpantin borusu içerisinde sıcak su türbülanslı akış şartlarında akmaktadır ve zorunlu taşıma ile ısı transferi oluşmaktadır.;

Doğal taşıma şartlarında Nusselt sayısı için ;

$$Nu_d = c(Gr.Pr)^m \quad (4.7)$$

bağıntısı önerilmiştir. Bu bağıntıdaki Grashof sayısının değeri ;

$$Gr_D = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot d^3}{\gamma^2} \quad (4.8)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir. Serpantin içerisindeki sıcak suyun sıcaklığı 95°C olarak kabul edilmiştir. Dittus-Boelter'in önerdiği Denklem (4.3) ile verilen korelasyondan ;

$$Nu = 0,023.(Re_D)^{0,8} .(Pr_D)^{0,3}$$

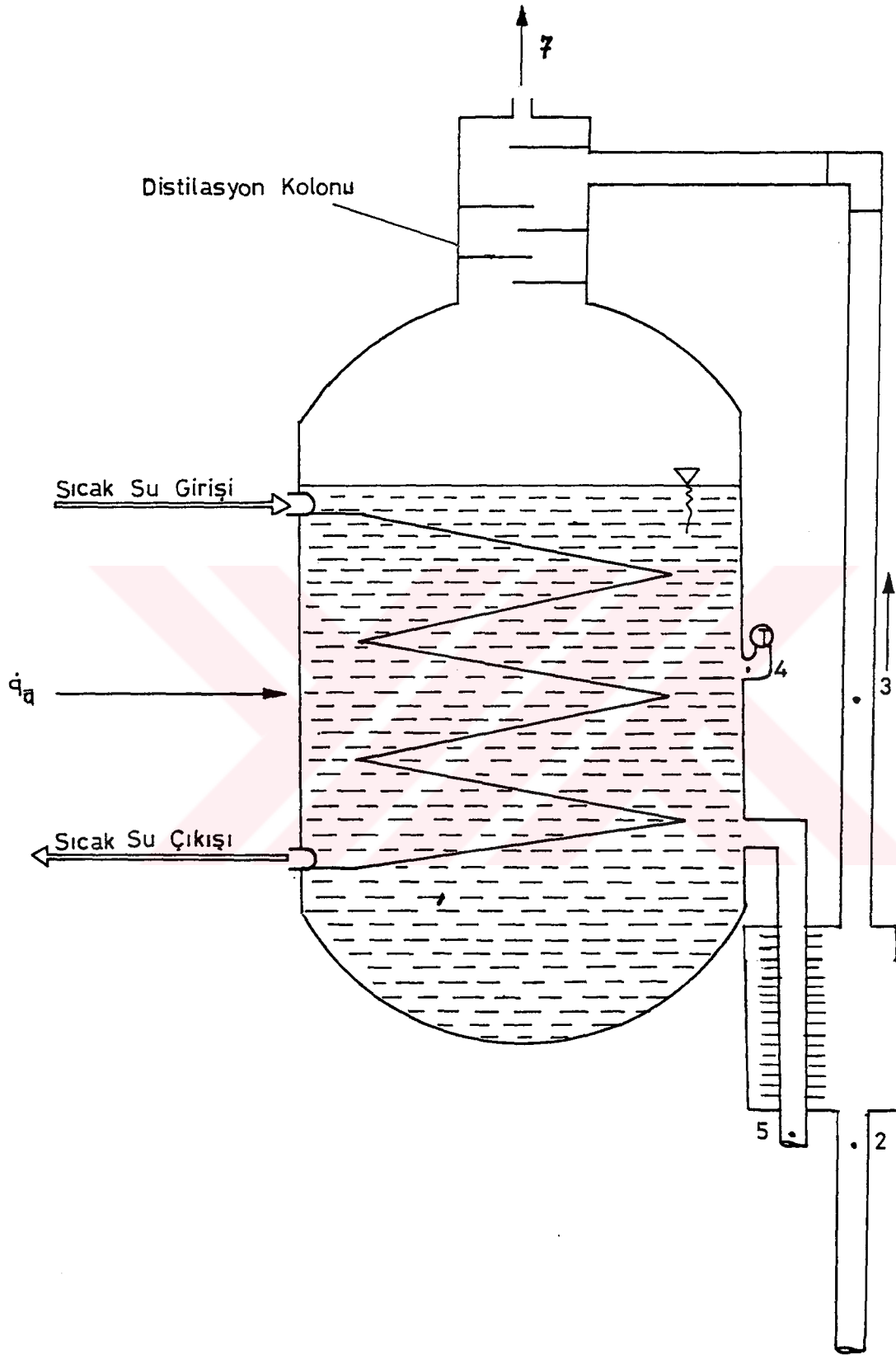
$$Nu = 311$$

bulunur.

Ayırıcıdaki serpantinlerde sıcak sudan amonyak-su ortamına aktarılan ısı enerjisi ;

$$\dot{q} = U.A.\Delta T$$

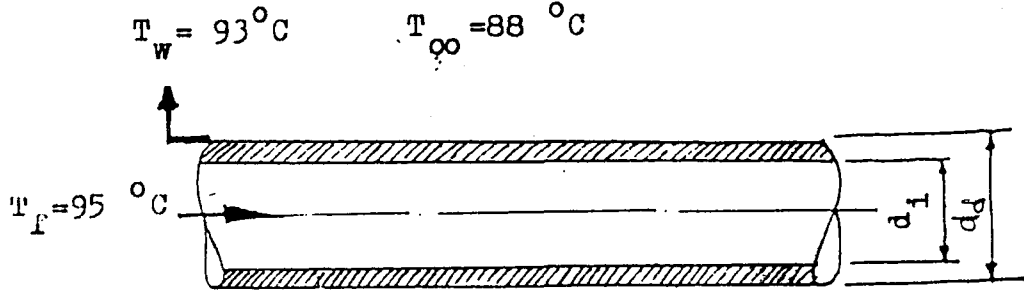
bağıntısı kullanılarak hesaplanabilir. Bu bağıntıdaki $\dot{q}$ değeri Tablo 4.1'den 0,598 kW olarak alınır.



Şekil 4.1. Ayırıcıda Referans Noktaları

Ayırıcının tasarımında yapılan kabuller;

- Boru çeperindeki sıcaklık düşüşü $\Delta T = 2^\circ\text{C}$ alındı. Bu durumda çeper sıcaklığı $T_w = (95 - 2) = 93^\circ\text{C}$ olur Şekil (4.2).
- Isı transferinin, havuz tipi kaynama (pool boiling) ile olduğu kabul edildi.



$$d_i / d_d = 0,016 / 0,02$$

Şekil 4.2. Serpantin Borusunun Kesiti

Boru çeperinin bitişiğindeki amonyak-su karışımı için film sıcaklığı ;

$$T_f = \frac{T_w + T_\infty}{2} = \frac{93 + 88}{2} \approx 90,5^\circ\text{C}$$

Sıcak su serpantininden, havuz kaynama şartları altında amonyak-su ortamına verilen ısı enerjisi için ;

$$\dot{q} = U.A.\Delta T$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanabilir. Bu bağıntıdaki $\dot{q}$ değeri Tablo 4.1'den 0,598 kW olarak alınarak ;

$$U_c A_c = 0,299 \text{ W/K bulunur.}$$

Denklem (4.4) 'de " R_w " boru çeperindeki iletim direncidir ve ;

$$R_w = \frac{\ln(r_d / r_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L}$$

bağıntısından hesaplanabilir. Bu bağıntıda $k = 69 \text{ W/mK}$ alınarak ;

$$R_w = \frac{\ln(20/16)}{2 \cdot \pi \cdot 69 \cdot L} = 5,15 \times 10^{-4} \text{ K/W}$$

değeri bulunur. Yine (4.4) no'lu bağıntıda kullanılan (R_f'') değeri, boru çeperindeki yüzey kirlilik faktörü olup, sıcak ve soğuk akışkan tarafları için 0,0002 değerine sahiptir (20).

Soğuk akışkan tarafı için (h_c)'nin hesaplanması ;

Havuz tipi kaynamada, kabarcıklı kaynama bölgesinde, yüzey ısı akısındaki değişim çok büyük olsa bile yüzey sıcaklığı çok yavaş yükselir.

Yüzey sıcaklığı ekseriyetle amprik bir bağıntıyla, aşağıdaki şekilde ifade edilebilir ;

$$T_w = T_{SAT} + \psi \cdot \Delta^n \quad (4.9)$$

Bu bağıntıdaki (ψ) ve (n) sıvı ve buharın fiziksel özelliklerine bağlı sabitlerdir, (n)'in değeri normal olarak 0,25 ile 0,50 arasında olacaktır. Yıllar boyunca bu konuda pek çok sayıda boyutsuz bağıntılar yayınlanmıştır. Bu bağıntılar aşağıdaki şekildedir ;

$$Nu = C_l \cdot R_e^x \cdot P_r^y \quad (4.10)$$

Bu bağıntı zorunlu taşıma şartlarındaki ve tek fazdaki akışkanlar için geliştirilen bağıntılardan andırımla (anoloji) yazılmıştır. Bu boyutsuz parametreler karakteristik parametrelerin boyutsuz hale getirilmesinden elde edilmiştir. Örneğin, pek çok alternatif içerisinde denklemler ile verilen yüzeyden ayrılırken kabarcık çapı karakteristik uzunluk olarak kullanılabilir. Nusselt ve Reynolds sayılarının oluşturulmasında;

$$Nu = \frac{h}{k_f} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)} \right]^{1/2} \quad (4.11)$$

Rohsenow [20], yüzeye doğru olan sıvı hızının kullanılması sonucu Reynolds sayısını ;

$$Re = \frac{\phi}{i_{fg} \cdot \rho_f} \cdot \left[\frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)} \right]^{1/2} \cdot \frac{\rho_f}{\mu_f} \quad (4.12)$$

şeklinde tanımladı. Rohsenow tarafından önerilen bağıntı " $c_{s,f}$ " sabitini de içerir. Bu sabit, çekirdek oluşum özelliklerinin herhangi bir sıvı yüzey kombinasyonundaki özelliğidir ve ;

$$Nu = \frac{1}{c_{s,f}} \cdot Re^{(1-n)} \cdot Pr_f^{-m} \quad (4.13)$$

şeklinde yazılır. Bu ifade tekrar düzenlenirse ;

$$\left[\frac{c_{p,f} \cdot \Delta T_{SAT}}{i_{fg}} \right] = c_{s,f} \cdot \left[\frac{\phi}{\mu_f \cdot i_{fg}} \cdot \left(\frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)} \right)^{1/2} \right]^n \cdot \left[\frac{c_p \cdot \mu}{k} \right]_f^{m+1} \quad (4.14)$$

bağıntısı elde edilir. Bu bağıntıdaki n 'in değeri 0,33 ve m 'in değeri 0,7'dir.

Denklem (4.12)'den Reynolds sayısını hesaplamak için, öncelikle (4.14) eşitliğinden ϕ yüzey ısı akısının hesaplanması gerekir. $c_{s,f}$ değeri, Collier tarafından, literatürde bulunmayacak kombinasyonlar için ilk aşamada 0,013 olarak önerdi. Yukarıdaki bağıntılarda kullanılan parametreler ;

h : Buharlaştırma entalpisi (J/kg)

ϕ : Yüzey ısı akısı [W/m^2]

$\psi = \frac{N}{A}$: Birim yüzeyde oluşan yeni kabarcık sayısı

A : Akış alanı [m^2]

σ : Yüzey gerilmesi [N/M]

m : mol ağırlığı [kmol/kg]

μ_f : Sıvının dinamik viskozitesi,

(4.14) no'lu bağıntıdan ϕ : Yüzey ısı akısını veren ifade ,

$$\phi = \mu_f \cdot h \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_f - \rho_g)}} \cdot \sqrt[n]{\frac{c_{p,f} \cdot \Delta T_{SAT}}{h \cdot c_{s,f} \cdot Pr_f^{m+1}}}$$

şeklindedir. Burada gerekli olan sabitlerin ilgili tablolardan alınarak;

$$\mu_f = 283,1 \times 10^{-6} \text{ [N.s/m}^2\text{]}$$

$$h = 2257 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\sigma = 58,8 \times 10^{-3} \text{ [N/m]}$$

$$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$\rho_f = 492,05 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\rho_g = 0,613 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$n = 0,33$$

$$m = 0,7$$

$$\Delta T_{SAT} = 6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$c_{s,f} = 0,013$$

$$c_{p,f} = 5408,683 \text{ j/kg K}$$

$$P_{r,f} = 1,74$$

değerleri elde edilir. ve ($\emptyset$) yüzey ısı akısı bağıntısında yerlerine konulursa;

$$\emptyset = 1,727293 \text{ W/m}^2$$

değeri bulunur. Bulunan bu ($\emptyset$) değerini (4.12) no'lu eşitlikte yerine koyarsak. Reynolds sayısı ;

$$Re = 1,02326 \times 10^{-5}$$

bulunur. Daha sonra, $n=0,33$ ve $m=0,7$ için ve $P_{r,f} = 1,74$ alınarak Nusselt sayısı (4.13) no'lu eşitlikten ;

$$Nu = 0,023$$

ve (4.11)'de yerine yazılarak (h_c) değeri ;

$$h_c = 1115,797 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

olarak bulunur.

Serpantin Borusunun Uzunluğunun Hesabı :

Serpantin borusu için toplam ısı aktarım katsayısı bağıntısından; birim serpantin boyunca amonyak tarafı ısı aktarım katsayısı ile alan çarpımı ;

$$U_c A_c / L = 31,10697 \text{ W/m K}$$

$$\dot{q}_a = U_c \cdot A_c \cdot \Delta T$$

idi. Burada $\dot{q}_a \cong 598 \text{ W}$ ve $\Delta T = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ alınarak ;

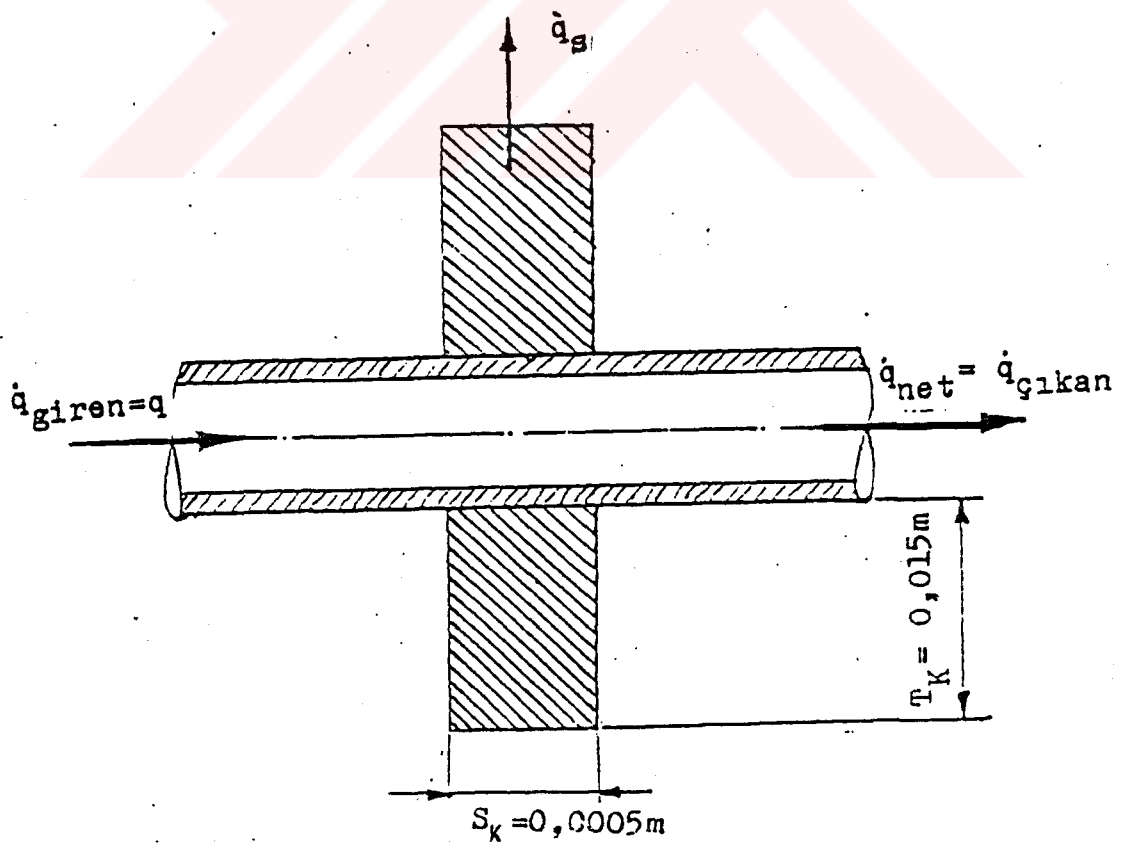
$$L = \frac{q_a}{\frac{A_c \cdot U_c \cdot \Delta T}{L}}$$

serpantin boyu ;

$L = 9,61 \text{ m}$ bulunur.

4.2. Kanatçıklardan Atılan Isının Hesaplanması

Bunun için, bir kanatçık elemanı ele alalım Şekil (4.3).



Şekil 4.3. Bir Kanatçığın Kesiti

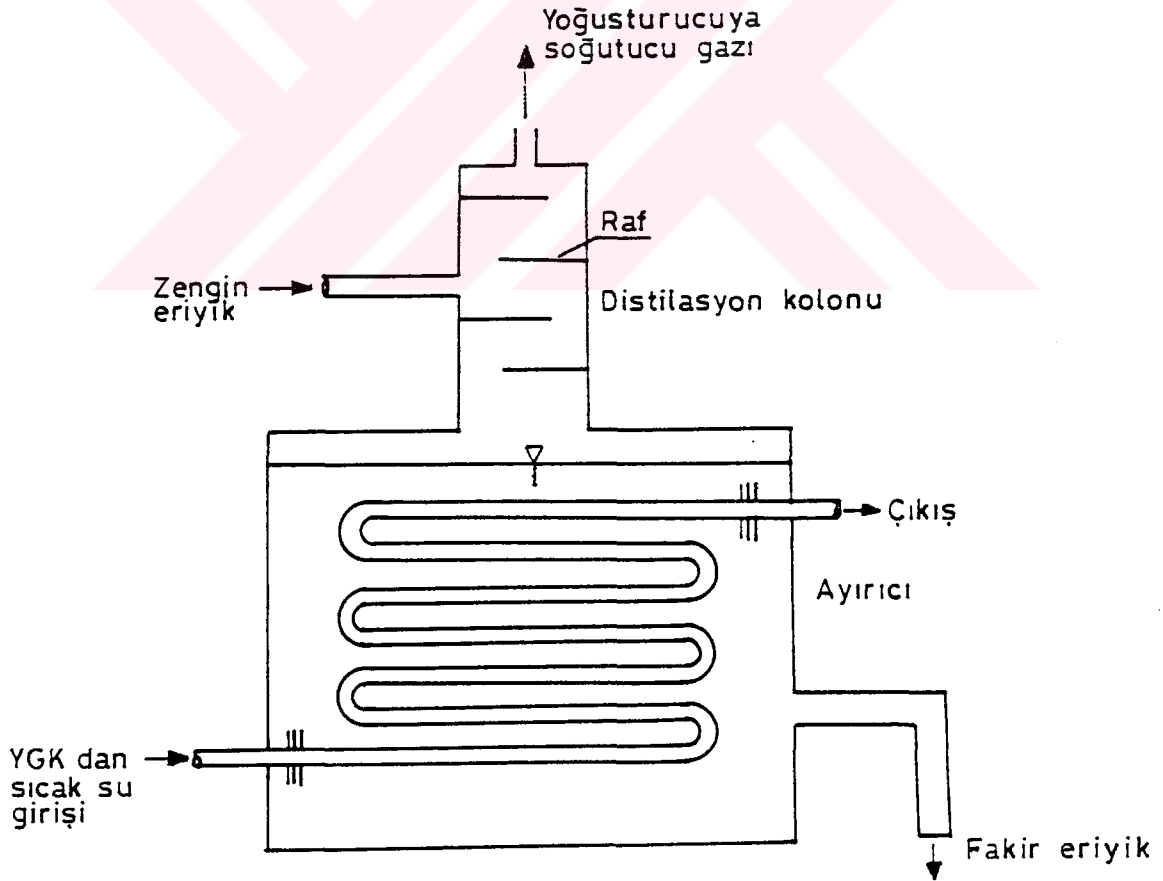
Ayırıcının yerel tasarımında Denklem (4.15) ile verilen bağıntıda bu hesaplanan L serpantin boyu sonunda, net ısının "0" olması gerekir;

$$\dot{q}_{NET} = \dot{q}_{TOPLAM} - \dot{q}_{SOĞ.} \quad (4.15)$$

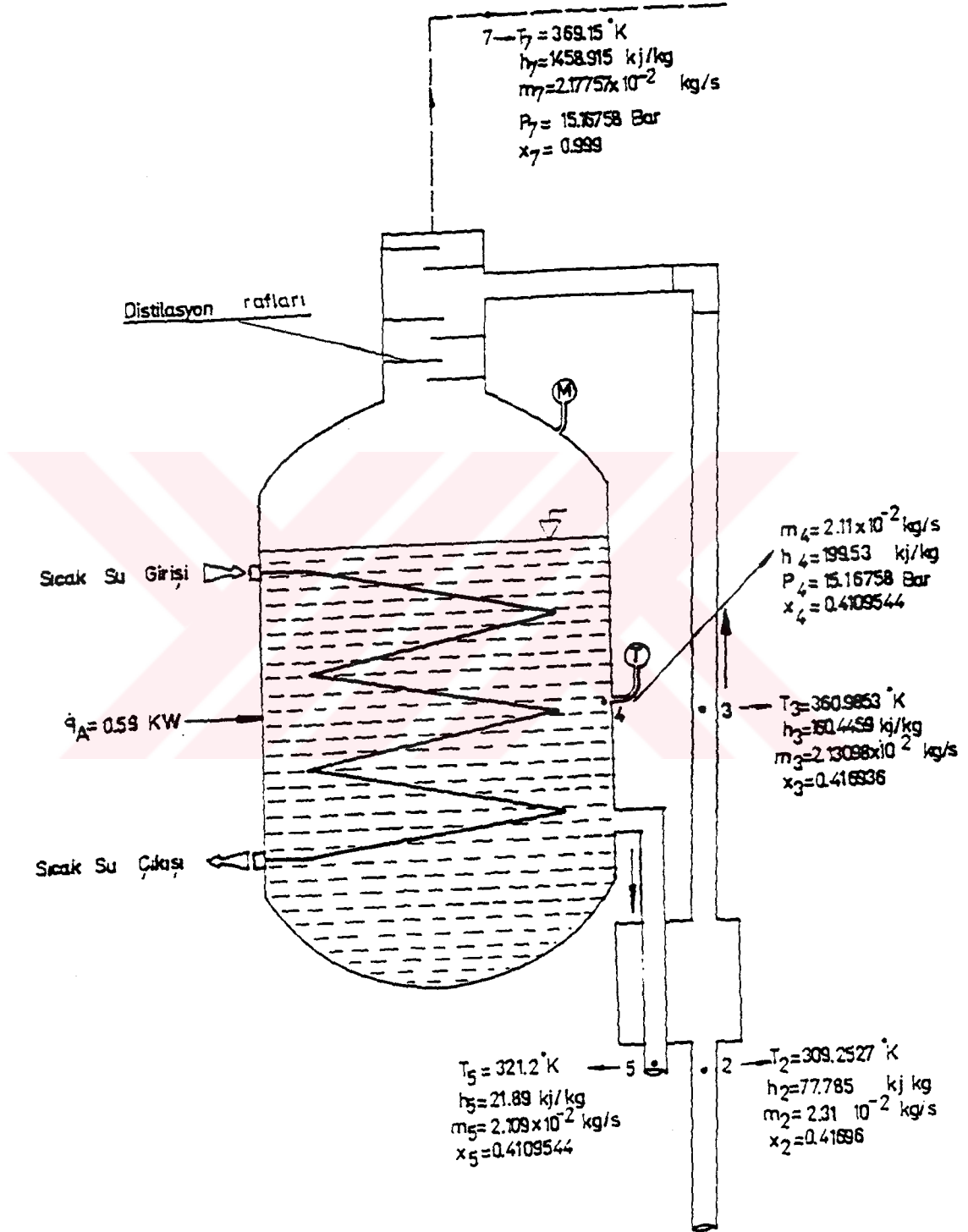
Bu bağıntıda $\dot{q}_{TOPLAM}$ POY'den gelen ve serpantinde dolaşan suyun amonyak-su karışımına aktardığı ısıdır. $\dot{q}_{SOĞ.}$ bir kontrol hacminden amonyak-su ortamına atılan ısıdır ve;

$$\dot{q}_{SOĞ.} = U_K \cdot A_{KH} \cdot \Delta T_K$$

bağıntısı ile ifade edilir. Bu bağıntıdaki A_{KH} kontrol hacminin dış yüzey alanıdır Şekil (4.4).



Şekil 4.4. Ayırıcı, Distilasyon Kolonu ve Bağlantı Elemanları



Şekil 4.5. Ayırıcının Şematik Görünümü

şeklinde hesaplanabilir. Burada U_c , toplam ısı aktarım katsayısı olup ;

$$U_c A_c = \frac{1}{\frac{1}{(\eta_o)(hA)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_o \cdot A_c)} + R_{w_k} + \frac{1}{(hA)_h}}$$

ile hesaplanabilir. R_w , çeper iletim direncidir ve aşağıdaki şekilde hesaplanabilir ;

$$R_w = \frac{\ln((d_i + 2t)/d_i)}{2\pi \cdot k \cdot L}$$

$$R_w = \frac{\ln((0,016 + 0,004)/0,016)}{2\pi \cdot 69 \cdot 0,05}$$

$$R_w = 0,0103 \quad K/W$$

bulunur. Burada (t) borunun et kalınlığıdır.

Soğuk akışkan tarafı kanatçık alanı ; Denklem (4.6) gibi hesaplanarak

$$A_c = 3.372 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ bulunur.}$$

Sıcak akışkan tarafı alanı ;

$$A_h = \pi \cdot d_d \cdot L$$

$$A_h = \pi \cdot 0,02 \cdot 0,05 = 3,14 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$U_c A_c = 2,846 \times 10^{-2} \text{ W/K}$$

$$q_s = U_c \cdot A_c \cdot \Delta T_k$$

İlk kontrol hacmi için ;

$$q_s = 2,846 \times 10^{-2} (93 - 88) = 0,142 \text{ W}$$

ve toplam ayırıcı için;

$$\Sigma q_s = 682,31 \text{ W}$$

bulunur Ayırıcının şematik görünümü Şekil 4.5’de verilmiştir.

4.3. Distilasyon Kolonunun Tasarımı

Distilasyon Kolonu, POY'den gelen sıcak suyun sıcaklığının 110°C'yi aşma ihtimali üzerine ve de amonyak gazı içerisinde askıda kalan su buharını, çarptırarak amonyak gazından ayırmak amacıyla tasarlanmıştır ve distilasyon kolonunun tasarımında aşağıdaki varsayımlar yapılmıştır;

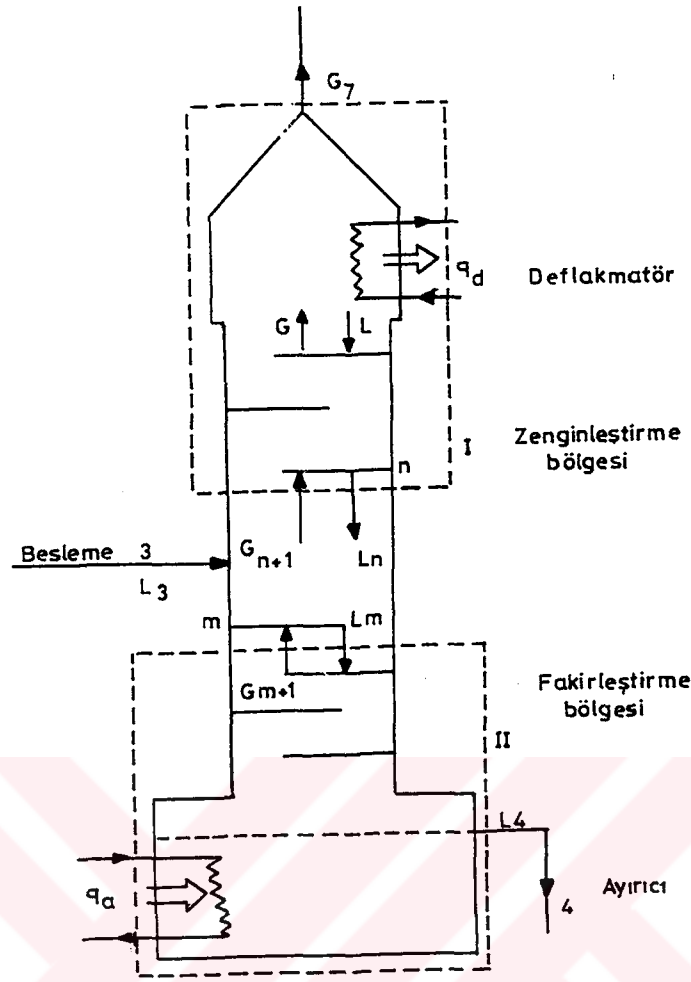
a) Deflakmatör çıkışındaki buhar amonyak/su karışımı ve karışımdaki amonyağın kütle kesri 0,999'dur.

b) Her bir rafta buhar-sıvı dengesi oluşmuştur.

c) Her bir raftaki basınç kaybı 0,008 bar (800 Pa)'dır.

d) 3 noktasından kolona giren amonyak-su karışımı doymuş sıvı şartlarındadır.

Teorik raf sayısı dönüş akı oranının 0,1 değeri için belirlenmiştir. Tasarım aşağıdaki işlem basamaklarına dayalı olarak yapılır. SSS'nin



Şekil 4.6. Distilasyon Kolonu Deflaktör ve Ayırıcının Şematik Görünümü

distilasyon kolonunun teorik raf sayısı, kütle ve enerji denklıkları ile sıvı, gaz fazındaki denge durum denkliği kullanılarak, değişik çalışma şartlarında iteratif olarak bilgisayar kullanılarak belirlenmiştir. Çalışmada, teorik raf sayısının belirlenmesinde kolon, zenginleştirme ve fakirleştirme bölgesi olarak iki bölüme ayrılmıştır. Distilasyon kolonunun şematik resminde görüldüğü gibi deflaktör ile beslemenin yapıldığı raf arası zenginleştirme bölgesi, ayırıcı ile besleme dahil, besleme rafı arasındaki bölgede fakirleşme bölgesi olarak tanımlanmıştır. Deflaktörden kolona dönen sıvı karışımın deflaktörden ayrılan buhar karışımına oranı dönüş akı oranı, R_f olarak tanımlanmış olup ;

$$R_f = \frac{L_7}{G_7} \quad (4.16)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Deflakmatörden ısı çekildiği için buradan çıkan gaz fazındaki amonyak/su karışımı G_7 , deflakmatörden distilasyon kolonuna dönen sıvı fazda amonyak/su karışımı da L_7 dir. Şekil 4.6'da görülen 1 no'lu kontrol hacmi için karışım ve soğurucu kütle denklilikleri ;

$$G_{n+1} = L_n + G_7 \quad (4.17)$$

ve

$$G_{n+1} \cdot Y_{n+1} = L_n \cdot X_n + G_7 \cdot Y_7 \quad (4.18)$$

şeklinde ifade edebiliriz. Benzer şekilde diğer raflar için de bu tür bağıntılar yazabiliriz. (4.18) no'lu bağıntıdaki Y_{n+1} gaz fazındaki kütle derişimini, X_n ise sıvı fazdaki kütle derişimini ifade eder. I no'lu kontrol hacmi için enerji denkliği ;

$$G_{n+1} \cdot h_{gn+1} = L_n \cdot h_{ln} + G_7 \cdot h_7 + \dot{q}_d \quad (4.19)$$

şeklinde yazılır. Toplam dönüş akı oranı koşullarında deflakmatör çıkışındaki buhar karışımının kütle debisi $G_7=0$ deflakmatörden kolona dönen sıvı karışımının kütle debisi 13 noktasından yükselen buhar karışımının kütle debisine eşittir. Bu durum ;

$$L_7 = G_{13}, G_{14} = L_{13} \text{ ve } X_7 = Y_{13}, X_{13} = Y_{14} \quad (4.20)$$

şeklinde ifade edilir. Deflakmatör için enerji denkliği ;

$$\dot{q}_d = L_7 \cdot h_{g7} - G_{13} \cdot h_{g13} \quad (4.21)$$

şeklinde yazılır. Akıncı (11) tarafından yapılan çalışmalar sonucunda alınan değerlerden, deflakmatörde çekilen ısı $\dot{q}_D = 40 \text{ W}$ olarak belirlenmiştir.

Kolon çapı, taşma yüzdesi, raf düzeni ve raf aralığı seçiminde geliştirilmiş olan ampirik bağıntılar kullanılmıştır (6). Tasarım gerçekleştirilirken kolon çapı 10 cm alınmış ve delikli raf tipi seçilmiştir. Raf düzeni; raf türünün belirlenmesi, raf üzerindeki deliklerin düzenlenmesi ve raf alanlarının belirlenmesine bağlı olarak yapılır. Raf düzenlenmesini sınırlayan limitler literatürde verilmiştir. Distilasyon kolonlarında, raf etkinliği ve kolon etkinliği olmak üzere iki etkinlik söz konusudur. Herhangi bir raf için belirli çalışma koşullarında raf etkinliği belirlenerek gerçek raf sayısı ;

$$\text{Gerçek raf sayısı} = \frac{\text{Teorik raf sayısı}}{\text{Raf etkinlik faktörü}}$$

ifadesi kullanılarak hesaplanır. SSS'nin ayırıcı sıcaklığının $150 \leq T_a \leq 120$ aralığında raf etkinliği % 54,3 ile % 65,7 arasında değişirken gerçek raf sayısı da 2 ile 6 arasında değişmektedir.

Raf alanları, kolon kesit alanına dayalı olan (A_t) taşıma borusu alanı (A_d), delik alanı (A_h), net alan (A_n) ve aktif alan (A_a) olarak tanımlanan alanları içerir. Çapraz akışlı raf için bu alanlar arasındaki ilişkiler ;

$$A_d = 0,12 A_t \quad (4.22)$$

$$A_n = 0,88 A_t \quad (4.23)$$

$$A_a = A_t - 2A_d = 0,76 A_t \quad (4.24)$$

$$A_h = 0,10 A_t \quad (4.25)$$

şeklinde verilmiştir. Taşma borusu alanı A_d 'nin yüksek değeri, boruda düşük sıvı hızı sağlar ve köpüğün sönmesine neden olur. Delik alanının fazla olması aşırı sızmaya, az olması yüksek basınç düşüşüne neden olur. Delik boyutları genellikle 3-12 mm aralığında alınır. Tasarımda 3 mm delik çapı seçilmiştir. Raf ve kolon tasarımında kullanılan veriler Tablo 4.3'de verilmiştir.

Deflakmatörde kullanılan serpantin uzunluğu benzer şekilde hesaplanmış ve 16 mm iç çapında dikişsiz çelik-çekme boru serpantin olarak kullanılmıştır. Deflakmatörün ters akışlı bir ısı değiştirgeci olduğu düşünülerek yapılan hesaplamalarda deflakmatörde kullanılan boru uzunluğu 0,5 m bulunmuş ve imalatda da serpantin boyu 0,5 m alınmıştır. Burada tasarımı yapılamayan yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı ve soğurucu boyutları başka bir araştırmadan alınmıştır.

4.4. Tasarımı Yapılan Elemanların İmali

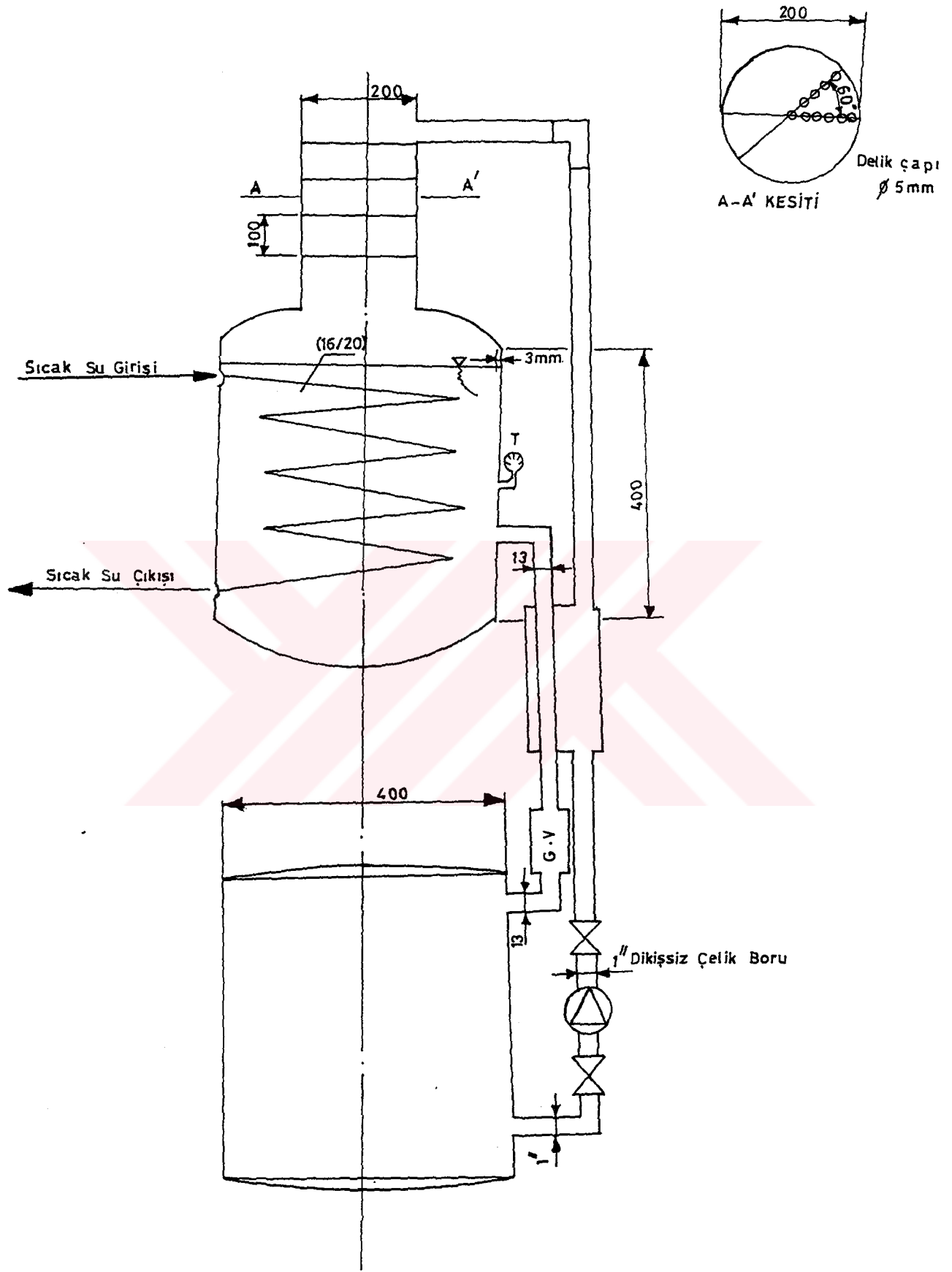
SSS'yi oluşturan her bir birimin tasarımı için bilgisayar programları geliştirilmiş ve bu programlarla birimlerin ısı ve mekanik tasarımı yapılmıştır. Birimlerin imalatında, amonyak/su ile reaksiyona girmeyecek (compatibility) düşük karbonlu çelik malzemeler kullanılmıştır. Ayırıcı 3 mm kalınlığında, 40 cm çapında silindirik gövde ve 4 mm kalınlığında alt ve üst bombeli yüzeylerden oluşmuştur. Ayırıcı içerisine 1 m uzunluğunda kanatlı sıcak su serpantini monte edilmiştir. Ayırıcıya, güneş enerjisinin yeterli olmadığı durumlarda kullanılmak üzere 1 kW gücünde bir elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir. Ayırıcının hemen üzerine 20 cm dış çapında 3 mm

kalınlıkta bir distilasyon kolonu yerleştirilmiştir. Distilasyon kolonunda 4 adet delikli raf tasarlanmıştır.

SSS'nin soğurucusu, 1 mm kalınlığında sacdan imal edilmiştir ve 40 cm çapında, 35 cm boyundadır. İçerisine kanatsız 1 m uzunluğunda soğutucu serpantin yerleştirilmiştir. SSS'yi oluşturan birimler arasındaki bağlantılar çelik borularla yapılmış, bağlantı elemanlarının kullanılmasından kaçınılmış ve bağlantılar kaynakla yapılmıştır.

SSS'nin yoğuşturucusu hava soğutmalı olarak tasarlanmış ve soğutma kabininin dış arka yüzüne yerleştirilmiştir. SSS'nin buharlaştırıcısı, Arçelik 450 tipi (450 dm^3 iç hacimli) bir soğutucunun kabininin iç arka yüzüne yerleştirilmiştir. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı serpantinleri dikişsiz düşük karbonlu iç çapı 16 mm çelik borudan imal edilmiş ve üzerine 5 mm yükseklikte spiral kanatlar geçirilmiştir. Yoğuşturucu serpantin boyu 14 m, buharlaştırıcı serpantin boyu 7 m ve serpantin borusu iç çapı 20 mm'dir (28).

SSS'yi oluşturan birimlerin montajından sonra sistem 15 bar basınçta hava ile test edilmiştir. Sistemin yüksek basıncı ayırıcıya monte edilen bir basınç manometresi ile ölçülürken, sistemin düşük basıncı buharlaştırıcıda bir başka manometre ile ölçülmüştür. Ayrıca sistemi oluşturan birimlerdeki akışkan sıcaklıkları Bakır/Kanstantin termo elemanlarla ölçülmüştür. Soğurucudan çıkan zengin karışımın debisi düşüktür ve yüksek basınca pompalanması gerekir. Bunu sağlamak için sistemde dişli pompa grubu kullanılmıştır. İmalatta, debinin ayarlanması ve pompanın kontrolü için pompadan önce ve sonra iki adet küresel bir filtreden geçirilmiş ve daha sonra genleşme vanasında, düşük basınca genişletilmiştir. Fakir karışımın soğurucuya yağmurlama sistemi ile girmesi sağlanmıştır (Şekil 4.7).



Şekil 4.7. Soğurucu, Ayırıcı ve İmalat Ölçüleri

SSS'lerin tasarımında soğutucu-soğurucu akışkan çiftinin seçimi oldukça önemlidir. Uygulama şartları ve akışkan çiftinin özellikleri bu seçimi etkiler. Bu çalışmada akışkan çiftinin seçiminde, Şekil 1.1'de şematik olarak görülen SSS'nin üç farklı akışkan çifti için termodinamik analizi yapılmıştır. Analizde SSS'lerde çok sık kullanılan R22/DEGDME, R21/DMF ve $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ akışkan çiftleri, değişik çalışma şartlarında karşılaştırılmıştır.

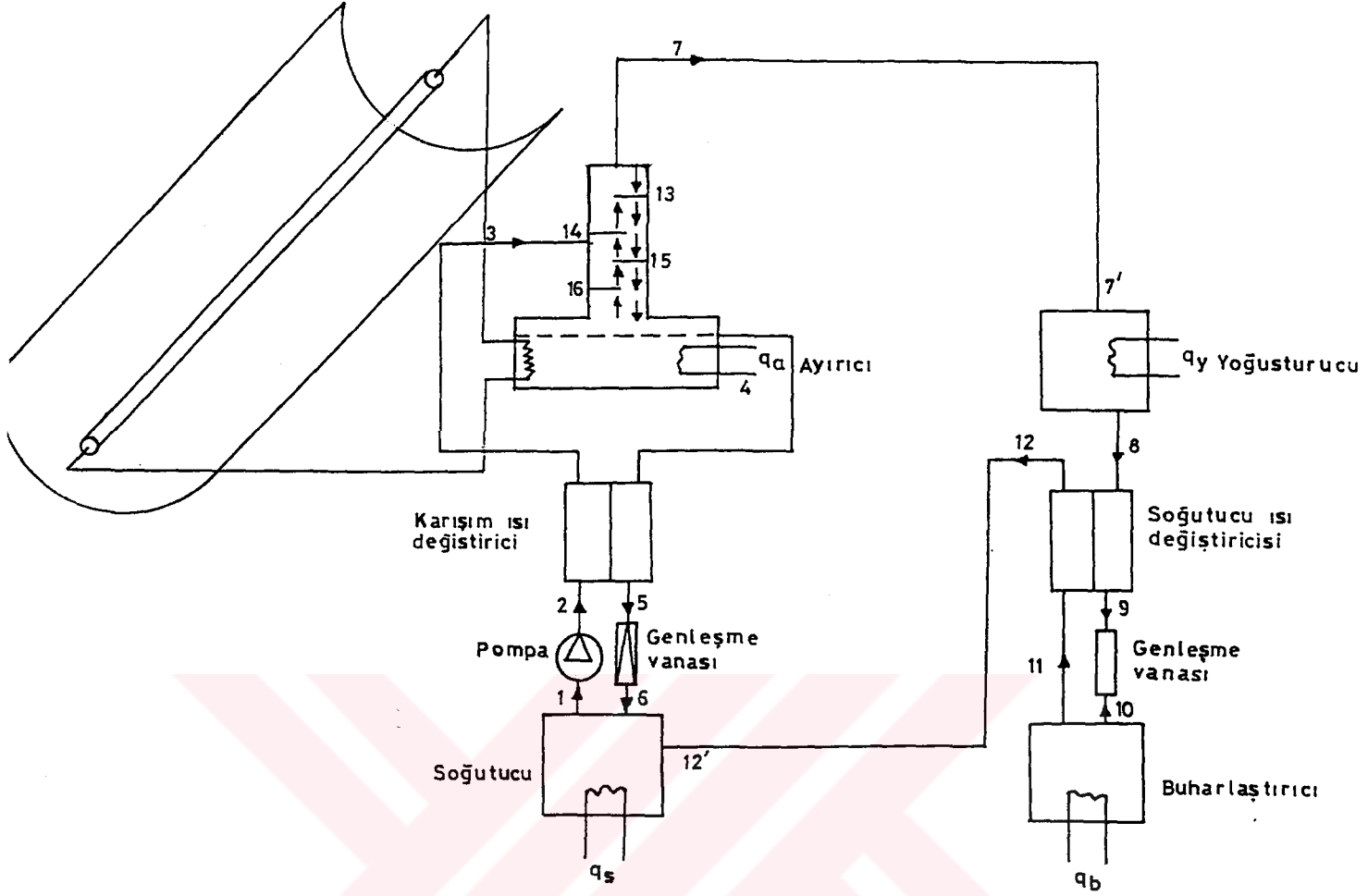
Tasarımı ve imali yapılan SSS'nin, güneş enerjisi ile ayırıcıda soğutucu sıcaklığının 90°C ye çıkabileceği düşünülmüştür. Bu durum dikkate alınırsa, tasarımı ve imali yapılan SSS, Ankara şartlarında yalnız yaz aylarında kısmen çalışabilir ve kış aylarında çalışması durumunda yardımcı ısıtıcıya ihtiyaç olacaktır. Daha küçük ayırıcının daha düşük tasarım sıcaklığında sistemin COP'side düşmektedir.

Tablo 4.3. Kullanılacak Olan Helis Kanatçılarının Özellikleri

Helis Kanatçık Kalınlığı [mm]	SK	0,5
Kanatçık Yüksekliği [mm]	TK	0,015
Kanatçık Adımı [m]	ADI	0,4
Kanatçık Verimi	η_f	0,74
Kanatçık Isı Etkinliği	η_o	0,762
Kanatçık Sayısı	Nse	500
Kanatçık Malzemesi ve Isı İletim Katsayısı [W/mK]	$K_{\text{Kanatçık}}$	Çelik-69

Tablo 4.4. Distilasyon Kolonu İmalatı Özellikleri

Raf Tipi,	Delik
Raf Aralığı, t [cm]	10
Raf Düzeni,	Karşı Akışlı
Delik Çapı, d_h [mm]	5
Delik Merkezleri Arası Uzaklık, P' [mm]	6
Delik Düzeni,	Eşkenar Üçgen
Taşıma Yaklaşımı, F^*	% 30
Set Yüksekliği, h_{ow} [mm]	30
Raf Kalınlığı, r_t [mm]	1,5
Taşıma Borusu Açıklığı, [mm]	25
Zengin Eriyik Giriş Borusu Çapı	1"
Fakir Eriyik Dönüş Borusu Çapı [mm]	0,013
Distilasyon Kolonları Arasındaki Aç	60°
Distilasyon Kolonu Raf Açıklığı [m]	0,4



Şekil 4.8. İmalatı Yapılan Sistemin Akış Şeması

BÖLÜM 5

SONUÇLAR, TARTIŞMA VE ÖNERİLER

5.1. Giriş

Tasarıma yönelik sonuçlar, termodinamiğin birinci ve ikinci yasası kullanılarak yapılan analizden elde edilmiştir. Bu sonuçlar kullanılarak, değişik çalışma şartlarında, sistemin performans parametreleri belirlenmiş ve sonuçlar Bölüm 5.2'de verilmiştir. Bu teorik sonuçlar kullanılarak SSS'nin tasarımı ve imali yapılmıştır. İmali yapılan SSS'nin performans deneyleri Bölüm 5.3'de verilmiştir.

5.2. Teorik Sonuçlar

Amonyak/su karışımı ile çalışan ve güneş enerjisi ile takviye edilen SSS'nin ilk aşamada termodinamik analizi yapılmıştır. Termodinamik analizde değişik çalışma şartlarında sistemin çalışma parametreleri belirlenmiştir. Daha önceki bölümlerde açıklandığı gibi, değişik çalışma şartlarında sistemin belirlenen COP, ECOP ve dolaşım oranı hesaplanmıştır. Bunun yanında SSS'nin her birim'deki çevreyle olan birim zamandaki ısı transferi ve birimlerin ekserji kayıpları ile her referans noktasındaki termodinamik şartlar belirlenmiş ve sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

Bölüm 2 de verilen bağıntılar ve analiz yöntemi kullanılarak Şekil 4.8 deki referans noktalarındaki sıcaklık, basınç, amonyak değişimi ve kütle debisi ile özgül entalpi, entropi ve ekserji hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar Tablo 5.1'de verilmiştir. Değişik çalışma şartlarında SSS'yi oluşturan birimlerdeki ekserji kayıpları Tablo 5.2'de verilmiştir. Benzer

tablolar her birimin çevre ile olan ısı alışverişi içinde elde edilmiştir. Farklı buharlaştırıcı, soğurucu ve yoğuşturucu sıcaklıklarında sistemin COP, dolaşım oranı ECOP ve boyutsuz ekserji kayıplarının farklı çalışma şartlarındaki değerleri elde edilmiştir. Farklı buharlaştırıcı, soğurucu ve yoğuşturucu sıcaklıklarında SSS'nin COP'sinin ayırıcı sıcaklığı ile değişimi Şekil 5.1'de, dolaşım oranının ayırıcı sıcaklığı ile değişimi Şekil 5.2'de verilmiştir. Farklı buharlaştırıcı, soğurucu ve yoğuşturucu sıcaklıklarında SSS'nin Ekserjetik Coefficient of Performansının (ECOP) ayırıcı sıcaklığı ile değişimide Şekil 5.3'de verilmiştir. Farklı buharlaştırıcı, soğurucu ve kondenser sıcaklıklarında yoğuşturucu, buharlaştırıcı, soğurucu, ayırıcı, pompa, soğutucu ve karışım ısı değiştiricilerinin ve SSS'nin toplam ekserji kaybının ayırıcı sıcaklığı ile değişimi Şekil 5.4, 5.5, 5.6, 5.7, 5.8, 5.9, 5.10 ve 5.11 de verilmiştir.

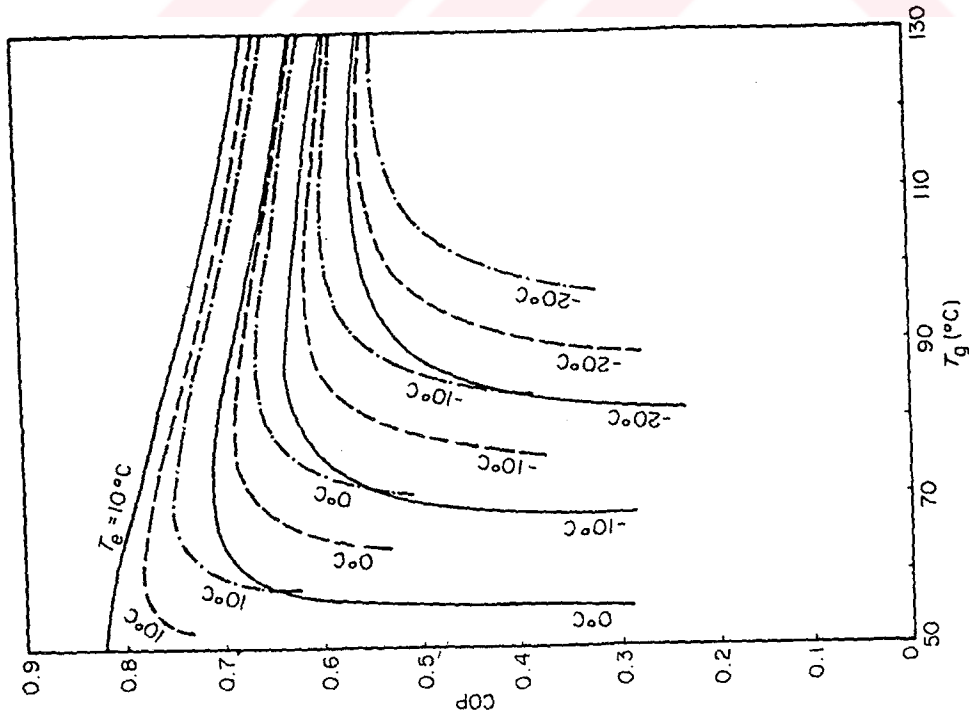
Sonuç olarak termodinamiğin birinci ve ikinci yasası kullanılarak yapılan bu analizde sistemi oluşturan birimlerden akışkanın giriş ve çıkış şartları, çevre ile olan ısı alışverişi ile her birimdeki ekserji kayıpları hesaplanmıştır. İkinci yasa kullanılarak yapılan analiz sonuçlarından sistemin en verimsiz birimi ve verimsizlik nedenleri belirlenmiştir. Bu nedenler giderilmeye çalışılmıştır. Bunun yanında bu sonuçlar kullanılarak sistemin tasarım parametreleri belirlenmiştir.

Tablo 5.2. Kw Soğutma Yüğü İçin Değişik Çalışma Şartlarında SSS'nin Her Birimindeki Ekserji Kaybı ve Toplam Ekserji Kaybı

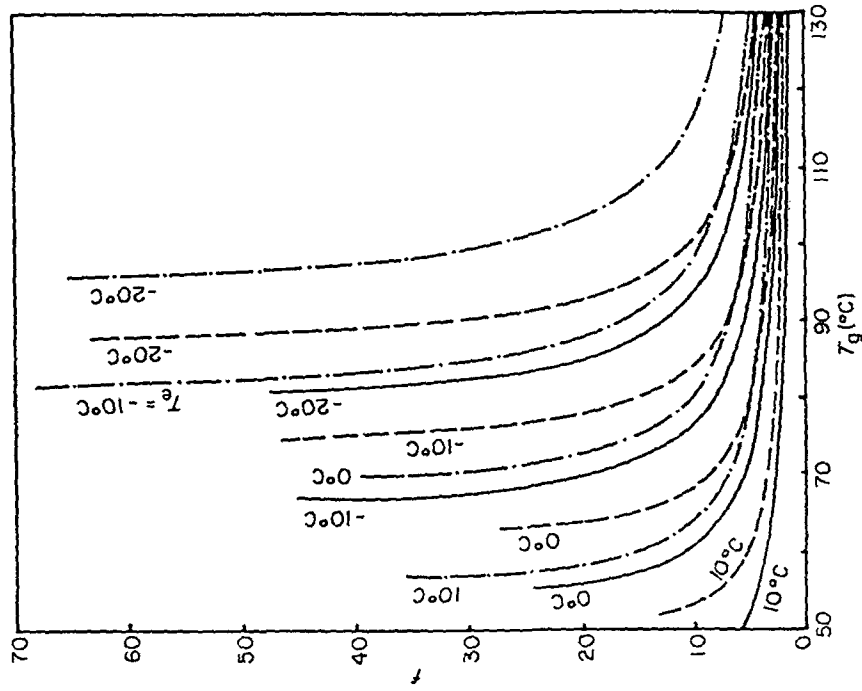
Çalışma Şartları												
No.	T _a (°C)	T _c (°C)	T _e (°C)	T _g (°C)	ΔĖ _c (W)	ΔĖ _e (W)	ΔĖ _a (W)	ΔĖ _p (W)	ΔĖ _g (W)	ΔĖ _{MHE} (W)	ΔĖ _{RHE} (W)	ΔĖ _i (W)
1	24	22	-20	100	30,0	316,7	86,4	0,5	27,3	55,9	4,6	521,4
2	24	22	-10	130	44,9	226,9	138,3	0,2	100,1	45,3	2,7	558,4
3	24	25	0	80	32,4	144,4	66,3	0,4	34,8	22,9	1,6	302,8
4	24	28	10	130	66,2	67,5	120,5	0,2	148,2	27,9	0,7	431,2
5	27	22	-20	80	44,9	226,9	150,5	0,2	91,8	44,8	0,7	561,8
6	27	25	0	80	32,4	144,4	76,7	0,4	27,9	23,4	1,6	306,8
7	27	28	10	130	66,2	67,5	135,5	0,2	137,0	28,5	0,7	435,6
8	30	22	-10	130	44,9	226,9	162,4	0,2	83,7	44,0	2,7	564,8
9	30	25	0	80	32,4	144,3	87,5	0,5	21,3	24,1	1,6	311,7
10	30	28	10	130	66,2	67,5	149,5	0,2	126,8	28,8	0,7	439,7

Tablo 5.1. SSS'nin Termodinamik Analizinden Elde Edilen Veriler

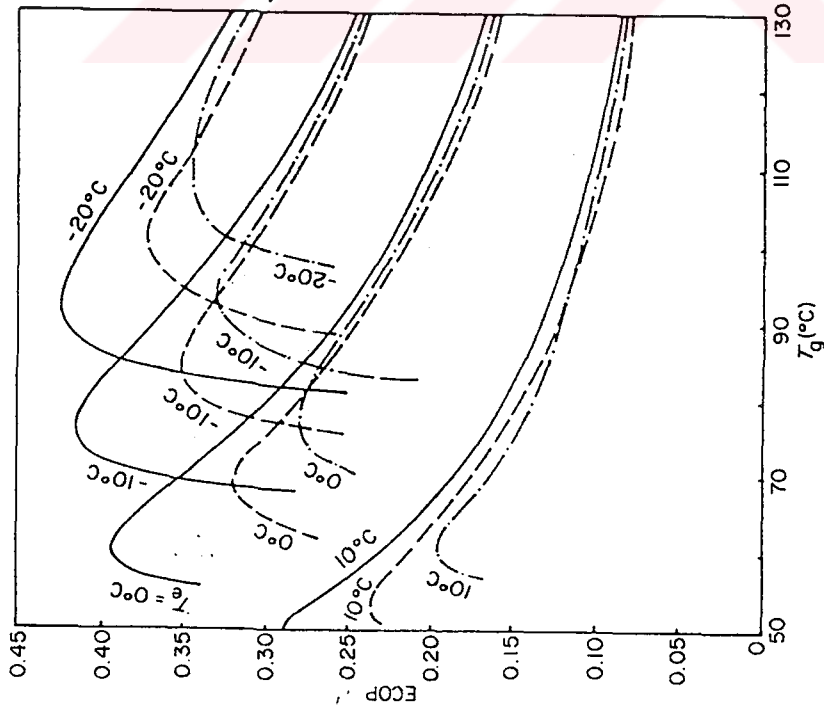
Referans Noktası	T (°C)	P (bar)	x	m (g s ⁻¹)	h (kJ kg ⁻¹)	s (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	E (kJ kg ⁻¹)
1	24,0	2,571	0,459	2,37	-138,65	2,032	-734,43
2	24,04	9,094	0,459	2,37	-137,80	2,031	-733,09
3	81,53	9,094	0,459	2,37	127,49	2,847	-707,07
4	130,00	9,094	0,170	1,54	444,43	4,532	-884,26
5	45,41	9,094	0,170	1,54	66,22	3,479	-953,71
6	45,50 ^a	2,571	0,170	1,54	66,22	3,482	-954,54
7	130,00	9,094	0,999	0,83	1562,43	5,150	52,82
7'	129,59	8,661	0,999	0,83	1562,43	5,173	45,97
8	22,00	8,661	0,999	0,83	102,43	0,378	-8,15
9	11,02	8,661	0,999	0,83	50,64	0,198	-7,52
10	11,06 ^a	2,764	0,999	0,83	50,64	0,201	-8,41
11	-10,00	2,764	0,999	0,83	1255,82	4,777	-144,58
12	15,59	2,764	0,999	0,83	1316,44	4,997	-148,44
12'	15,00	2,571	0,999	0,83	1316,44	5,031	-158,53



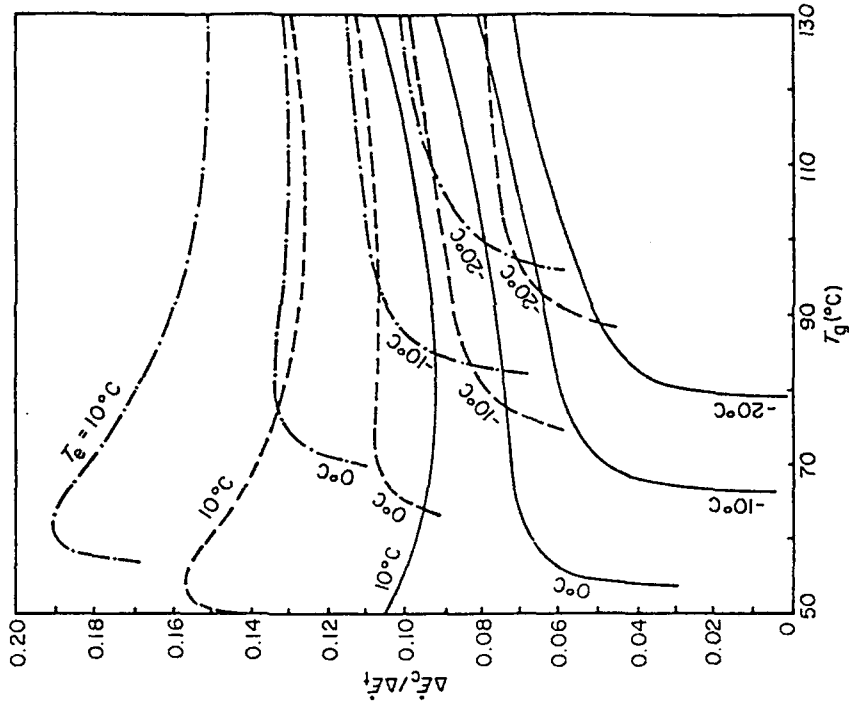
Şekil 5.1. Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Kondenser Sıcaklıklarında SSS'nin COP'sinin Ayrıcı Sıcaklığı İle Değişimi (—) $T_a=24^\circ\text{C}$, $T_c=23^\circ\text{C}$; (---) $T_a=27^\circ\text{C}$, $T_c=25^\circ\text{C}$; (-.-) $T_a=23^\circ\text{C}$, $T_c=28^\circ\text{C}$



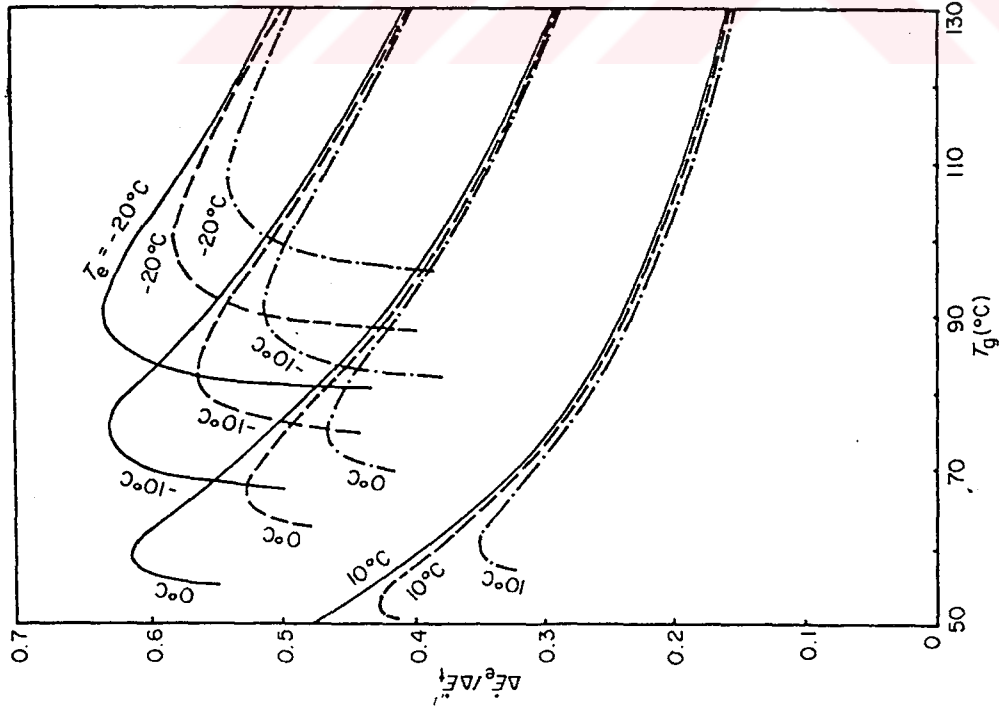
Şekil 5.2. Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Kondenser Sıcaklıklarında SSS'nin Dolaşım Oranının Sıcaklığı İle Değişimi (Bkz. Şekil 5.1)



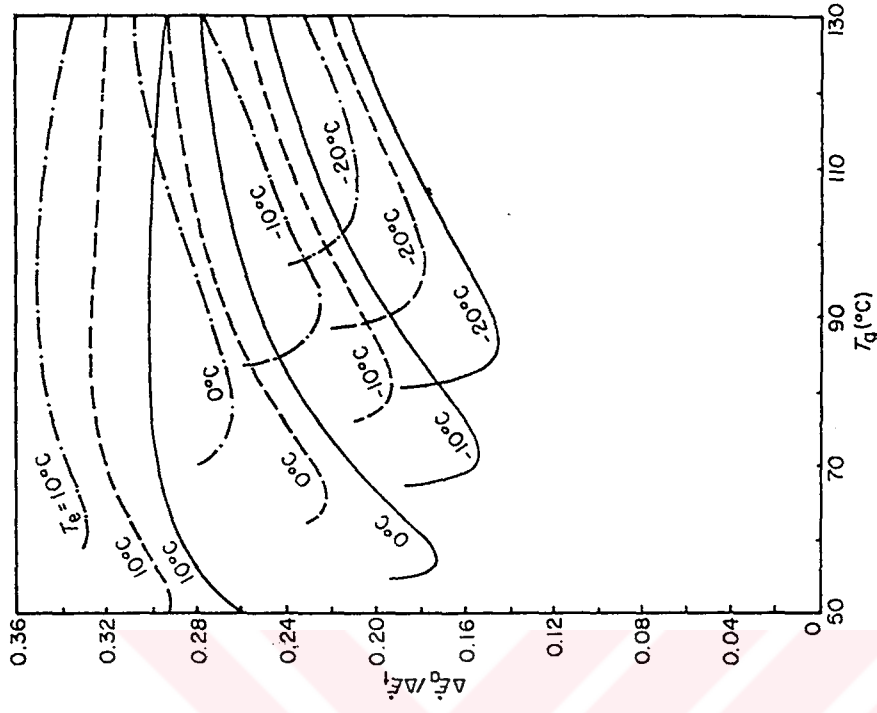
Şekil 5.3. Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Yoğuşturucu Sıcaklıkları İçin SSS'nin ECOP'unun Ayırıcı Sıcaklığı ile Değişimi (Bkz. Şekil 5.1)



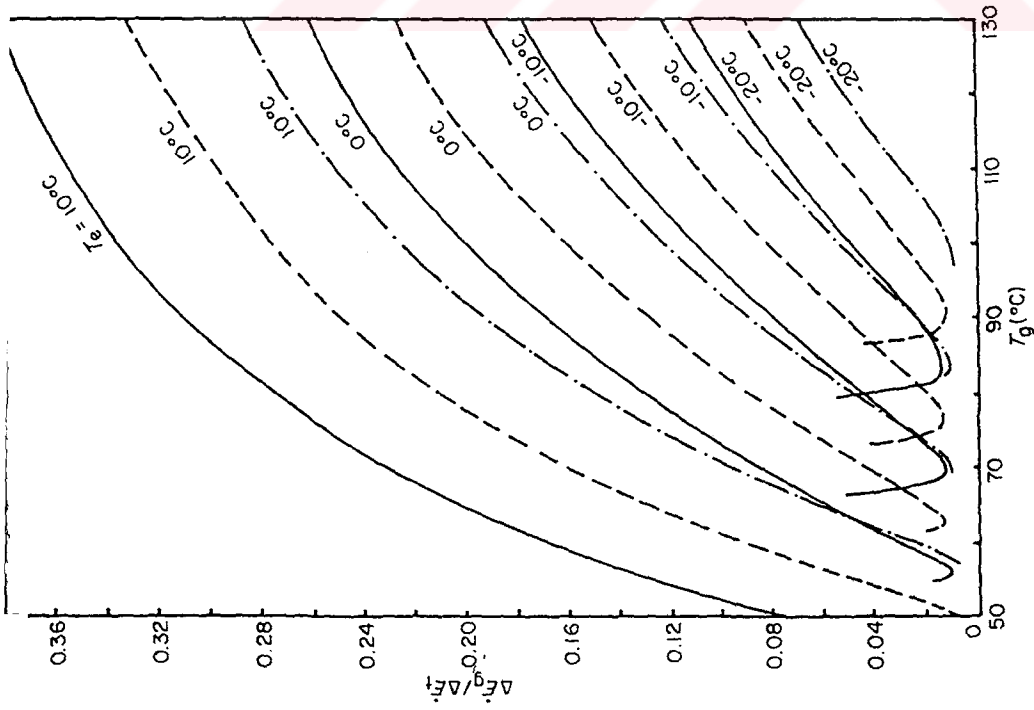
Şekil 5.4. Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Kondenser Sıcaklıklarında Yoğuşturucunun Boyutsuz Ekserji Kaybının $(\Delta \dot{E}_c / \Delta \dot{E}_t)$ Ayırıcı Sıcaklığı ile Değişimi (Bkz. Şekil 5.1).



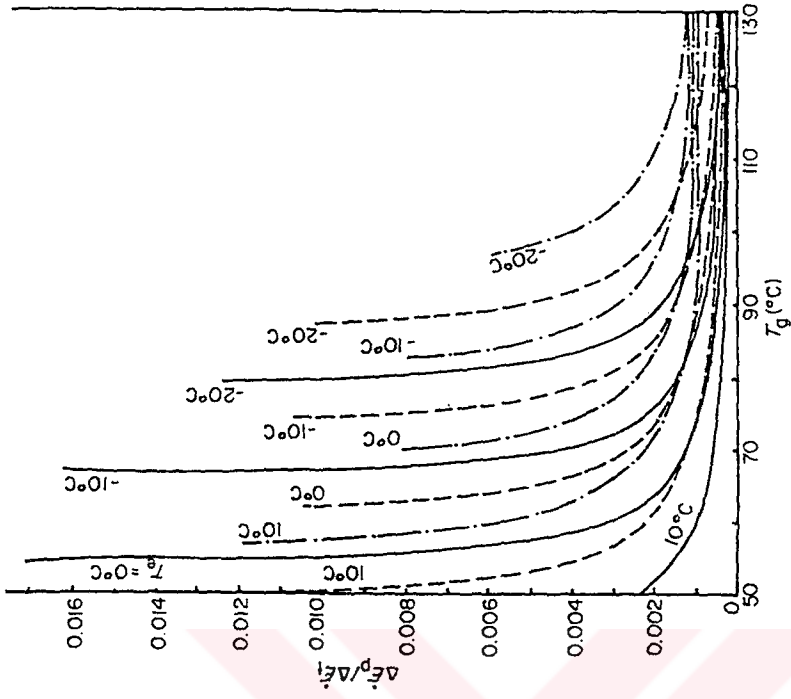
Şekil 5.5. Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Kondenser Sıcaklıklarında Buharlaştırıcının Boyutsuz Ekserji Kaybının ($\Delta \dot{E}_e / \Delta \dot{E}_t$) Ayrıcı Sıcaklığı İle Değişimi (Bkz. Şekil 5.1).



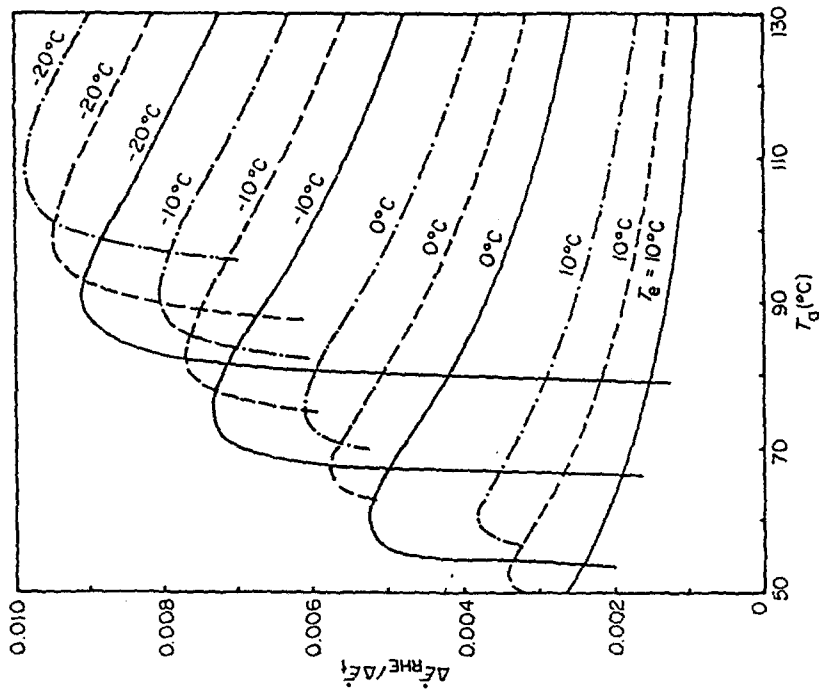
Şekil 5.6. Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Kondenser Sıcaklıklarında Soğurucunun Boyutsuz Ekserji Kaybının ($\Delta \dot{E}_e / \Delta \dot{E}_t$) Ayrıcı Sıcaklığı İle Değişimi (Bkz. Şekil 5.1).



Şekil 5.7. Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Kondenser Sıcaklıklarında Ayrıcının Boyutsuz Ekserji Kaybının $(\Delta\dot{E}_g/\Delta\dot{E}_t)$ Ayrıcı Sıcaklığı İle Değişimi (Bkz. Şekil 5.1).

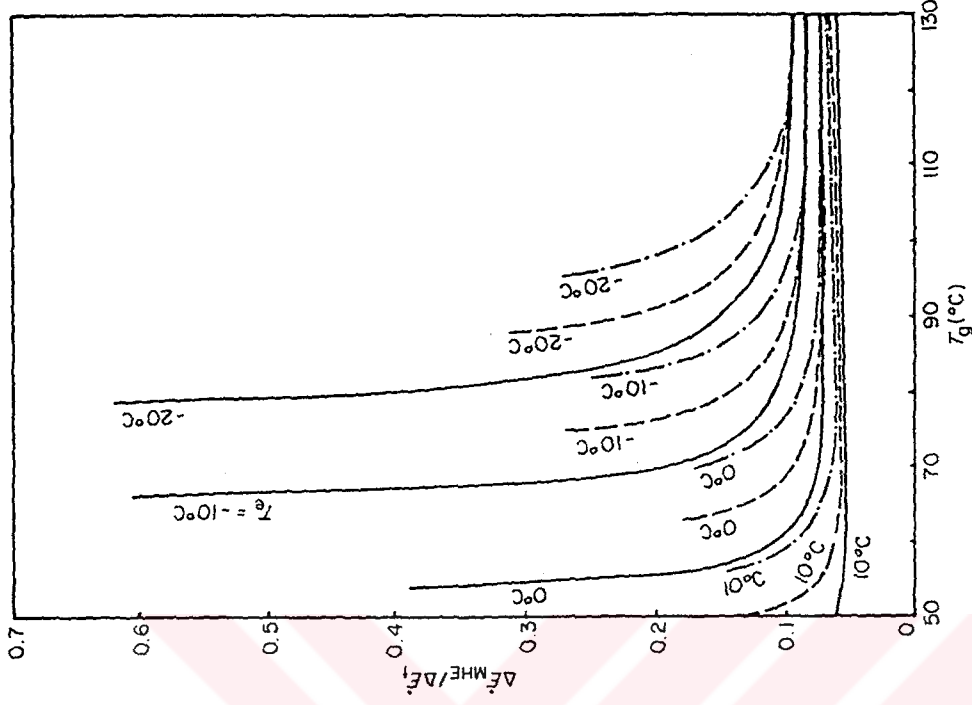


Şekil 5.8. Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Kondenser Sıcaklıklarında Pompa Ekserji Kaybının $(\Delta\dot{E}_a/\Delta\dot{E}_t)$ Ayrıcı Sıcaklığı İle Değişimi



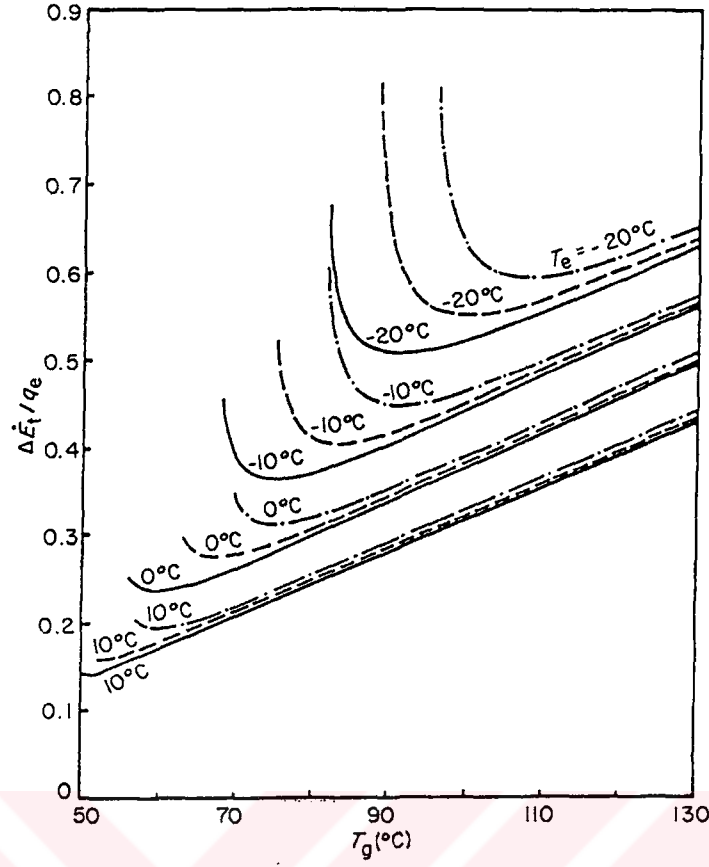
Şekil 5.9. Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Kondenser Sıcaklıklarında Soğutucu Isı Değiştirgecinin Boyutsuz Ekserji Kaybının ($\Delta \hat{E}_{RHE} / \Delta \hat{E}_1$)

Ayrıcı Sıcaklığı İle Değişimi (Bkz. Şekil 5.1).



Şekil 5.10. Farklı Buharlaştırıcı, Soğutucu ve Kondenser Sıcaklıklarında Karışım Isı Değiştirgecinin Boyutsuz Ekserji Kaybının ($\Delta \hat{E}_{MHE} / \Delta \hat{E}_1$)

Ayrıcı Sıcaklığı İle Değişimi (Bkz. Şekil 5.1)

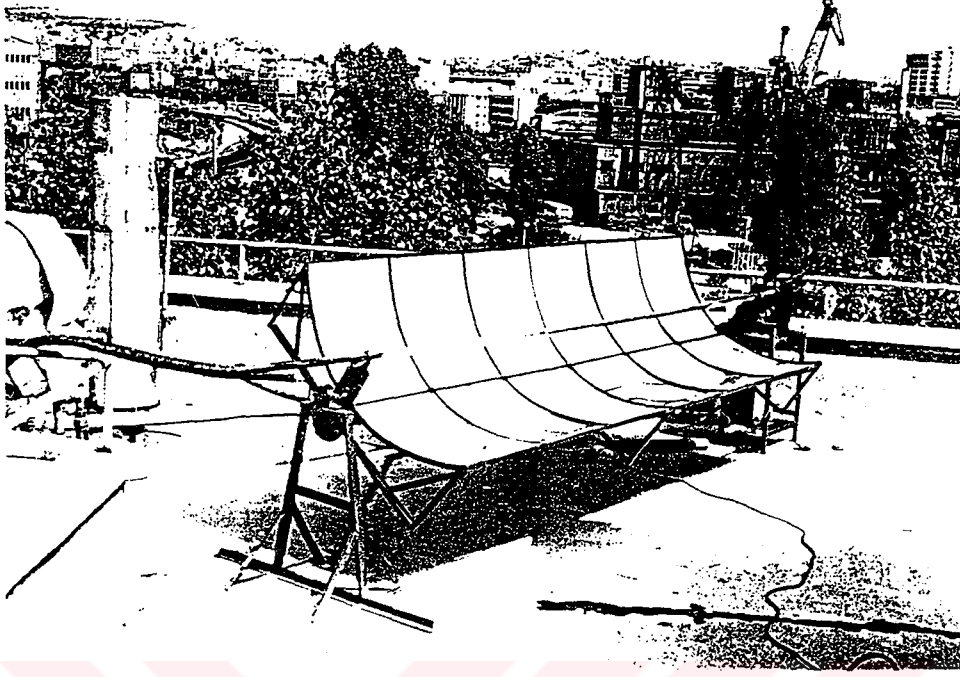


Şekil 5.11. Farklı Buharlaştırıcı, Soğurucu ve Kondenser Sıcaklıklarında SSS'nin Toplam Ekserji Kaybının ($\Delta\dot{E}_t/q_e$) Ayırıcı Sıcaklığı İle Değişimi (Bkz. Şekil 5.1)

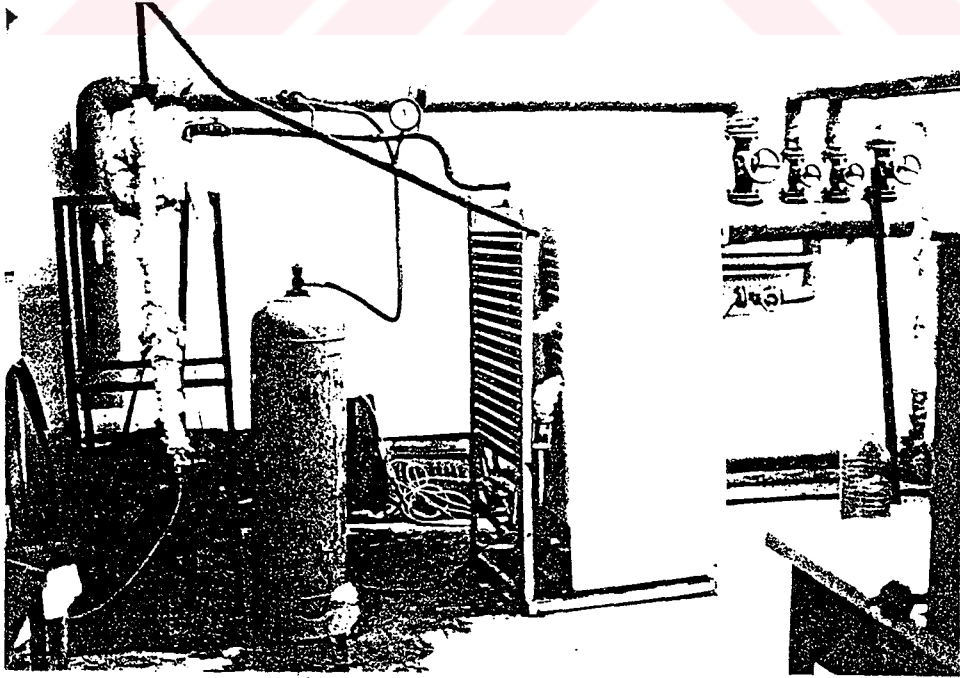
5.3. Deneysel Yöntem ve Deneylerin Yapılışı

5.3.1. Deneysel Yöntem

Deneyler süresince basınçlar sistem üzerine monte edilen Amonyakca uygun monometreleri ile ölçüldü, sıcaklıklar bakır-constan termokupul kullanılarak Data-logger ile kaydedildi. Sistemin görünüşü Şekil 5.12 ve 5.13 de görülmektedir.



Şekil 5.12. Tasarımı ve İmali Yapılan Parabolik Oluk Tipi
Güneş Yoğunlaştırıcısının Görünümü



Şekil 5.13. Deneyler Sırasında SSS'nin Görünümü

Sistemde yüksek basınç ölçümü ayırıcı ile yoğunlaştırucu arasına yerleştirilen manometre ile, düşük basınç ölçümü ise buharlaştırıcı ile soğurucu arasına yerleştirilen manometre ile ölçüldü. Sıcaklık ölçümlerinde kullanılan bakır/kanstintın termo elemanlar ayırıcı dış yüzeyine, yoğunlaştırucu yüzeyine, buharlaştırıcı yüzeyine ve soğurucu yüzeyine yapıştırılarak, yüzey sıcaklıkları ölçüldü. Ölçümler 5'er dakika ara ile yapıldı. Soğutma iç sıcaklığı termometre ile ölçüldü. Ölçümler, Tablo 5.3, Şekil 5.14 ve 5.15'de verilmiştir.

5.3.2. Deneylerin Yapılışı

Tasarımı ve imali yapılan SSS ile çok sayıda ve uzun süreleri alan deneylerde tasarım şartlarına ulaşmak için sistemin değişik birimlerinde pekçok düzeltmeler ve değişiklikler yapılmıştır. Sistemin tasarımında ve imalinde ilk aşamada karşılaşılan sorunlar;

1. Uygun (Compatible) malzeme temini
2. Yüksek basınçta gaz sızıntısının önlenmesidir.

$\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ soğutucu-soğurucu çifti ile çalışan SSS de malzemelerin NH_3 ile uyumlu (Compatible) ve yüksek basınç ve yüksek sıcaklığa dayanıklı olması gerekir. Klasik soğutma sistemlerinde kullanılan prinç, bakır elemanlı malzemeler SSS'de kullanılamaz.

SSS'de kullanılan elemanların piyasadan temini mümkün değildir. Bu nedenle yoğunlaştırucu ve buharlaştırıcı serpantinleri imal edilmiştir, sistemdeki akışkan taşıyıcı borular basınca dayanıklı düşük karbon içerikli borulardan imal edilmiştir.

Deneyler SSS'nin kurulmasından sonra ilk iki yıl yaz aylarında olmak üzere Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesinde yapılmış ve daha sonra sistem Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi laboratuvarlarına taşınmıştır. Burada yapılan çeşitli olumlu değişiklikler sonucunda sistemin etkinliği artırılmıştır. Bunun için soğurucu içerisine yerleştirilen serpantinlerden başka dış kısmına da su cebi yapılmıştır. Ayırıcıdaki sıvı seviyesindeki belirsizliğin sistemin çalışmasını güçleştirdiği görülerek, ayırıcı üzerinde belirlenen minimum ve maksimum sıvı seviyesini kontrol edecek bir sıvı seviye kontrol cihazı sisteme monte edilmiştir. Seviye elektrodlarıyla bu cihaz pompaya kumanda ederek, ayırıcıdaki sıvı seviyesi belirlenen maksimum düzeye geldiğinde pompayı durdurmaktadır. Bu sayede sistemin çalışması otomatik hale gelmektedir. Ayrıca pompada görülen basma yüksekliği sorunu, temin edilen Bürülör dişli yağ pompası ile giderilmiştir. Böylece bu tür çalışmalarda görülen dolaşım problemi çözülmüş, akışkanın kolaylıkla yol alması ve yüksek basınçlarla dolaşımı sağlanmıştır.

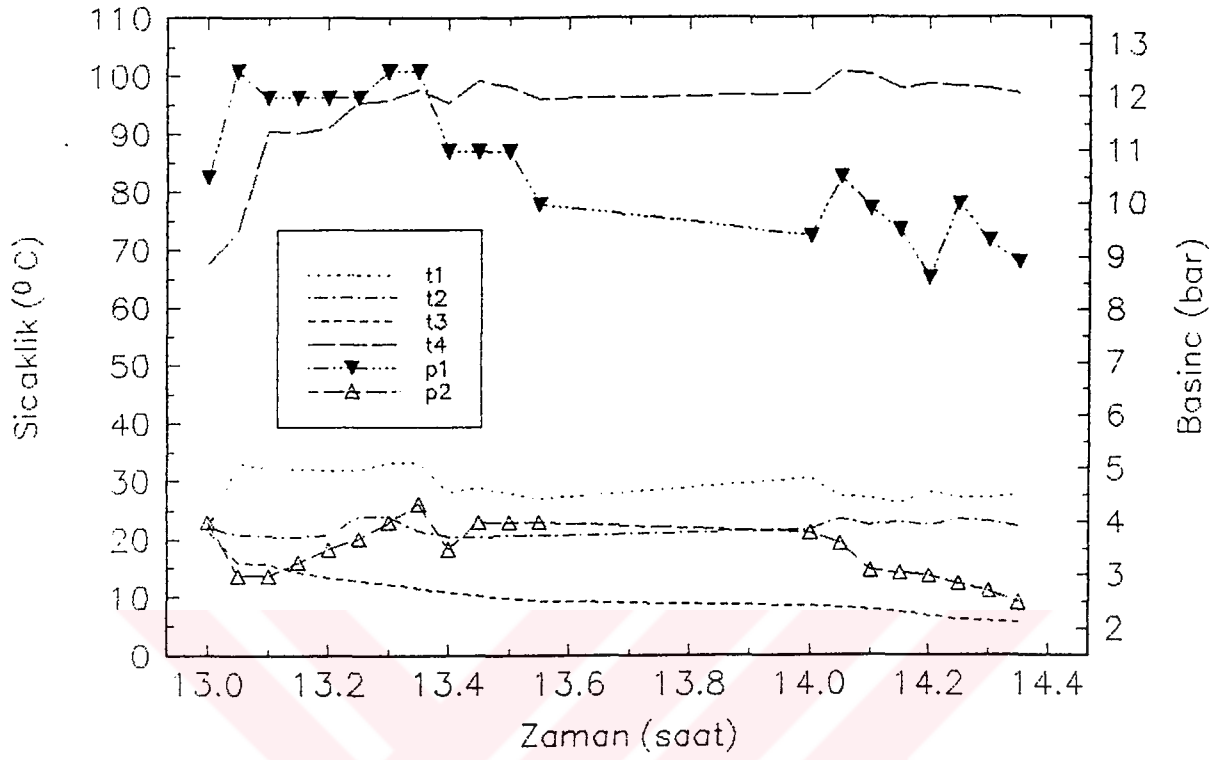
Deney çalışması başlangıcında sistemin havası bir vakum pompası ile boşaltılmış ve sistem içerisine piyasadan temin edilen $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ karışımı konmuştur. Karışımın zenginleştirilmesi için yine piyasadan temin edilen sıvı amonyak tankı ile NH_3 gazı SSS'ye enjekte edilmiştir. Uzun süre sistem soğutularak verilen NH_3 gazı ile karışımın zenginleşmesi sağlanmıştır.

Deney sırasında zengin karışım soğurucu olan ayırıcıya pompalandı, bu sırada genleşme valfleri kapalı duruma getirildi. Sonra ayırıcıdaki karışım ısıtılmaya başlandı. Basınç 12 bar civarında sabit tutularak yoğunlaştırucuda amonyakın yoğunlaşması sağlandı. Bu sırada sıcaklığın 90°C olduğu gözlemlendi. Gözetleme camından bakılarak kondenser çıkışı gözlemlendi, kondenser çıkışında yoğunlaşan amonyak miktarının sıvı toplama kabını

doldurması ile genleşme valfleri açılarak sistem soğutma durumuna geçirildi. Soğutmanın süreklilik kazanması için soğurucuda soğurulan akışkan kütesinin soğutucu genleşme valfinden geçen akışkan kütesine eşit olması gerektiği düşünülerek, buharlaştırıcı basıncının sabit ve düşük seviyede (maksimum 4 bar) kalmasına dikkat edildi. Bunu sağlamak için, soğurucu sıcaklığı soğutucu genleşme valfi debisi ayarının uyumu uzun denemeler sonucunda gerçekleştirildi.

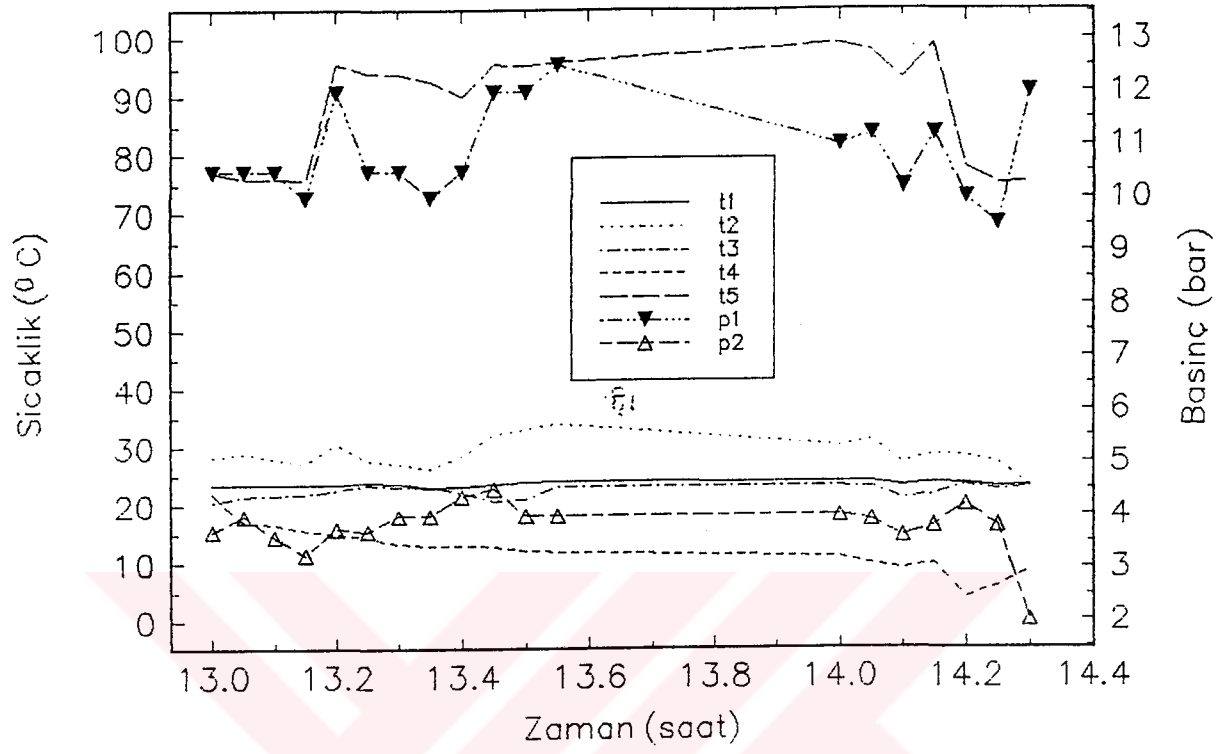
Yapılan deneylerden seçilmiş örnek Şekil 5.14 ve Şekil 5.15'de ve ayrıca Şekil 5.15'de ölçümler Tablo 5.3'de verilmektedir. Şekillerden görüldüğü gibi; sistemde pompanın devreye girip çıkması ile yüksek basınçta dalgalanmalar meydana gelmiş ve teorik olarak hesaplanan 16.2 bar'a yaklaşılmış, fakat ulaşamamıştır. Bunun sebebi olarak göstergelerin ve karışımın zenginliğinin yetersizliği söylenebilir.

Teorik olarak hesaplanan yoğuşturucu ve soğurucu, ayırıcı sıcaklıklarına ulaşılmıştır. Soğurucu düzenli soğutularak soğurmanın devamlılığı sağlanmıştır.



- t_1 : Kondenser sıcaklığı (°C)
 t_2 : Soğurucu sıcaklığı (°C)
 t_3 : Buharlaştırıcı sıcaklığı (°C)
 t_4 : Ayırıcı sıcaklığı (°C)
 P_1 : Yüksek basınç (bar)
 P_2 : Düşük basınç (bar)

Şekil 5.14. Deney 1'den Elde Edilen Çalışma Eğrileri



- t_1 : Çevre sıcaklığı (°C)
 t_2 : Kondenser sıcaklığı (°C)
 t_3 : Soğurucu sıcaklığı (°C)
 t_4 : Buharlaştırıcı sıcaklığı (°C)
 t_s : Ayırıcı sıcaklığı (°C)
 P_1 : Yüksek basınç (bar)
 P_2 : Düşük basınç (bar)

Şekil 5.15. Deney 2'den Elde Edilen Çalışma Eğrileri

Tablo 5.3. Deney 2'deki Ölçüm Değerleri

SAAT	T ₁ (Çevre) (°C)	T ₂ (Kondenser) (°C)	T ₃ (Soğurucu) (°C)	T ₄ (Buharlaş) (°C)	T ₅ (Ayrıcı) (°C)	P _Y (Yük.Basınç) (Bar)	P _A (Alçak.Basınç) (Bar)
13.00	23,478	28,415	20,575	22,110	77,157	10,5	4,0
13.05	23,559	28,960	21,607	17,100	76,115	10,5	3,70
13.10	23,600	28,005	21,755	16,760	76,105	10,5	3,60
13.15	23,556	27,170	21,860	15,607	75,835	10,0	3,25
13.20	23,627	30,570	22,605	15,110	95,610	12,0	3,75
13.25	23,907	27,675	23,480	14,395	94,110	10,5	3,70
13.30	23,670	27,110	23,120	13,400	93,880	10,5	4,0
13.35	23,107	26,315	23,100	13,001	92,615	10,0	4,0
13.40	23,223	28,370	22,110	13,005	90,118	10,5	4,35
13.45	23,470	32,110	20,670	12,890	95,515	12,0	4,5
13.50	23,907	33,000	21,010	12,118	95,435	12,0	4,0
13.55	24,001	34,005	23,165	12,000	95,915	12,5	4,0
14.00	23,970	30,110	23,175	10,935	99,115	11,0	4,0
14.05	23,968	30,90	22,980	9,810	97,835	11,2	3,9
14.10	23,200	27,147	20,878	8,948	93,137	10,2	3,6
14.15	23,670	28,653	21,615	9,864	99,137	11,2	3,8
14.20	23,570	28,353	23,373	3,940	77,811	10,0	4,2
14.25	23,117	27,201	22,379	5,905	75,112	9,5	3,8
14.30	23,198	23,100	22,991	8,570	75,307	12,0	2,5

5.4. Öneriler

1- Görüldüğü gibi tasarımı ve imali yapılan SSS 250 N gücündeki bir sistem için yapılmıştır. Başlangıçta tasarım daha küçük kapasitede yapılmış olsaydı daha olumlu sonuçlar elde edilebilirdi. Bu çalışmada SSS'nin kapasitesi 1 KW alınmasına rağmen daha sonra soğutma gücü 250 W'a düşürülmüştür. Buna rağmen 250 W'da yüksek bir soğutma gücüdür. 100~150 W gibi daha düşük bir soğutma gücüne sahip bir sistemin tasarımı daha olumlu sonuçlar verebilir.

2- Soğurucunun performansı SSS'nin performansını büyük ölçüde etkilemektedir. Bu nedenle SSS'nin soğurucusu daha hassas sonuçlar verecek şekilde imal edilmelidir.

3- Başlangıçta pompa seçiminde büyük zorluklarla karşılaşılmış ve denemeler sonunda piyasadan kolayca temin edilebilen paletli ve dişli tip yağ pompalarının sistem için uygun olduğu görülmüştür.

4- Başlangıçta tasarlanmamış olmasına rağmen ayırıcı içerisinde karışım seviyesini ayarlamak için monte edilen seviye kontrol elemanı SSS'nin çalışmasını olumlu yönde etkilemiştir. Seviye kontrol elemanı üst seviyede pompayı durdurmuş alt seviyede pompayı çalıştırmıştır. Bu sayede ayırıcıdaki sıvı seviyesi her zaman istenilen sınırlar içerisinde kalmıştır. Pompanın debi ayarına da gerek kalmamıştır. Özellikle büyük kapasitedeki SSS'lerde seviye kontrol elemanı kesinlikle kullanılmalıdır.

5- Malzeme seçimi SSS'nin tasarımında çok önemlidir. Tasarımda düşük karbonlu çelik tercih edilmeli, sistemde kullanılan borular dikişsiz çelik borular olmalıdır. Kaynak sızdırmaları için gerekli titizlik gösterilmelidir.

6- Yoğunlaştırıcı güneş kolektörlerinin performansı difüz ısımanın olduğu direkt ısımanın olmadığı şartlarda oldukça düşüktür, o nedenle Ankara gibi yeterli direkt ısımanın olmadığı yerlerde POY'lerin verimleri oldukça küçüktür.



KAYNAKLAR

1. CLERX, M., and TREZEK, G.J., "Performance of An Aqua-ammonia Absorbtion Solar Refrigerator at Sub-freezing Evaporator Conditions", Solar Energy, 29, 45-54, 1982.
2. SHIRAN, Y., SHITZER, A. and DEGANI, D., "Computerized Desingn and Economic Evaluation of an Aqua-ammonia Solar Operater Absorption System", Solar Energy, (1982).
3. BOURSEAU, P., and BUGAREL, R., "Refrigeration par Cycle a Absorption des Systemes $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ et $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ ", International Journal of Refrigeration, 9, 206-214 (1986).
4. KOUREMENOS, D.A., "A Tutorial on Reversed $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ Absorption Cycles for Solar Applications", Solar Energy, 39, 186-195, (1987).
5. NIELSEN, P.B., and WORSOE-SCHMIDT "Development of a Solar-Powered Solid-Absorption Refrigeration System" Denmark, August (1977)
6. ALVARES, S.G., and TREPP, Ch., "Simulation of A Solar Driven Aqua-ammonia Absorption Refrigeration System", Part 1: Mathematical Rescription and System Optimisation, International Journal of Refrigeration, (1987).
7. ÖZAL, L., "Amonyak Soğutuculu Su Soğuruculu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi", Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gazi Üniversitesi, Ankara (1988).
8. ATAER, Ö.E., and GÖĞÜS, Y., "Comparative Study of Irreversibilities in an Aqua-Ammonia Absorption Refrigeration System", International Journal of Refrigeration, 14, 86-92, (1991).

9. SÖZEN, A., "Amonyak-Su Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin Analizi ve Isıl Süreçlerdeki Tersinmezliklerin Karşılaştırılması", Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gazi Üniversitesi, Ankara (1990).
10. KUMAR, P., Study of Solar Absorption Cooling Systems, Department of Chemical Gaz Engineering, University of Salford Enqland 1981.
11. AKINCI, F., "Amonyak-su ile Çalışan Soğurmalı Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi ve Distilasyon Kolununun Tasarımı", Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gazi Üniversitesi, Ankara (1991).
12. ERDOĞAN, İ., "Güneş Enerjisi ile Çalışan Amonyak-Su Soğurmalı Sisteminin Tasarımı ve İmali", Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gazi Üniversitesi, Ankara (1992).
13. ECEVİT, A., Güneş Enerjisinde Yoğunlaştırıcı Toplaç, Türkiye Bilimsel ve Teknik Araştırma Kurumu, Temel Bilimler Araştırma Grubu, TBAG.586, 1985 ANKARA.
14. KARADUMAN, A., Parabolik Güneş Kollektörü Sisteminin Tasarımı ve Yapımı. Yüksek Lisans Tezi. ODTÜ 1989.
15. COLLARES - PEREIRA , A, "Economic Optimisation of Stationary Non- Evacuated CPC Solar Collector ". Proc Intersol 85, 9th Biennial Congress ISES Vol 2, 1194-1198 1985.
16. HSIEH, C.K., "Termal Analysis of CPC Collectors "Department of Mechanical Engineering , University of Florida Gainesville, U.S.A. 1981.
17. PRAPAS, D, E., NORTON, B., and PROBERT, S,D., "Parabolic - Trough, Solar -Energy Collectors, Possesing Small Concentration Ratios ". Solar Energy, Technology Bedford MKL 3OAL England.

18. KUMAR, S., PREVOST, M. and BUGAREL, R., "Comparison of Various Working Pairs for Absorption Refrigeration Systems: Applications of R21 and R22 as Refrigerants", International Journal of Refrigeration, 14, 304-310, (1991).
19. KILIÇ, A., ÖZTÜRK, A., "Güneş Enerjisi" İstanbul, 1993.
20. ROHSENOW, W.M., "Handbook of Heat Transfer". McGraw - Hill, New York 1973.
21. SHIRAN, Y., "Computerized Design and Economic Evaluation of an Aqua- Ammonia Solar Operated Absorbtion System". Solar Energy 29 . 1982
22. KÜLÜNK, H., "Silindirik Parabolik Reflektör Kollektör Sisteminde Enerji Kazancı". Mühendis ve Makina Sayı 354 Cilt 30 1989
23. JETER, S.M., "Geometrical Effects on the Performance of trough Collectors". School of Mechanical Engineering, Georgia Institute of Technology, Atlanta U.S.A. 1982
24. KARABULUT, H., "Absorbsiyonlu soğutma Sistemi ile Taşıtların İçerisinin Eksoz Gazı Enerjisi ile Soğutulması". Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üni. Fen Bilimleri Enstitüsü 1987.
25. YEŞİLATA, B., Yoğunlaştıran Güneş Kollektörleri İçin Güneş Hareketini İzleyen Sistemler ve Örnek Bir Uygulama. Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniv. Elazığ, 1981.
26. BABAWALE, Z.A., Teorical Study of an Absorption Refriparation System Powered by CPC Solar Collectors for Aplication at near equatorial Latitudes. City University of London July 1988.

- 27 . ATAER,.E., and HANDANOĞLU , E., "Thermodynamic Analysis of Absorbtion Refrigeration Systems for the Choice of Working Fulids",.Doğa, Turkish Journal of Thermal Sciences,15, 1991, 29-38
- 28 ZIRZAKIRAN, M., Hazırlanmakta olan Doktora tezi Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.



E K L E R



```

'*****
'  AMONYAK/SU AKISKAN CIFTI ILE CALISAN  SOGURMALI SOGUTUCUNUN
'  TERMODINAMIK ANALIZI
'*****
TY = 310.15: ' ***** YOGUSTURUCU SICAKLIGI
TS = 309.15: '***** SOGURUCU SICAKLIGI
TB = 268.15: '***** BUHARLASTIRICI SICAKLIGI
TA = 369.15: '***** AYIRICI SICAKLIGI
TORR = 277.15: '***** SOGUTULACAK ORTAMIN SICAKLIGI
TCEV = 303.15: '***** ANKARA ICIN CEVRE SICAKLIGI
QBUH = .25: ' ***** SOGUTMA YUKU (KW)
X7 = .999: '***** AYIRICI CIKISINDA SOG.KUTLE KONSANTRASYONU
R = 8.314: '***** GAZ SABITI [KJ/KMOL K]
PI = 3.1415926#: '*****
GYER = 9.81: '***** YER CEKIMI IVMESI [M/S2]
KKK = 0
'***** CEVRIMIN DUSUK BASINCI: PB, [BAR]
X10 = X7
Y11 = X10
X11 = Y11
'***** BUHARLASTIRICI CIKISINDA GAZ KARISIMI
T1 = TS
T = TB
X = X11
GOSUB 4760
PB = P / (10 ^ 5)
'***** CEVRIMIN YUKSEK BASINCI; PY [ BAR ]
T = TY
X = X7
GOSUB 4760
PY = P / (10 ^ 5)
'***** X1'IN HESAPLANMASI
P = PB * 10 ^ 5 * .925
P1 = P
P12US = P / (10 ^ 5)
T = TS
GOSUB 4800
X1EQ = X
'***** X4'UN HESAPLANMASI
P = PY * 1.05 * 10 ^ 5
P2 = P
P3 = P / 10 ^ 5
P4 = P3
P5 = P3
P6 = P1
T = TA
GOSUB 4800
XEQ4 = X
NG = .98: ' ***** AYIRICIDAKI DENG FAKTORU
NGS = .98: ' ***** SOGURUCUDAKI DENG FAKTORU
X1 = X4 + NGS * (X1EQ - X4)
X2 = X1
X8 = X7
X9 = X7
X12 = X7
X12US = X7
X4 = X1 - NG * (X1 - XEQ4)
X5 = X4
X6 = X4
'***** H8'IN HESABLANMASI
X = X7

```

```

P = PY
T = TY
T8 = TY
GOSUB 5350
GOSUB 5100
GOSUB 5740
X = X7
GOSUB 6220
H8 = H * R * TBB / MK
'***** BASLANGIC DEGERI OLARAK H10'NIN HESAPLANMASI
P = PB
T = TB
X = X7
P12 = PB
GOSUB 5350
GOSUB 5100
GOSUB 5740
X = X7
GOSUB 6220
H10 = H * R * TBB / MK
H9 = H10
'***** H11'UN HESABLANMASI
T = TB
P = PB
Y1 = Y11
X = Y1
GOSUB 5430
GOSUB 5510
GOSUB 5590
GOSUB 6220
H11 = H * R * TBB / MK
'***** H1'IN HESABLANMASI
T = TS
P = PB * .925
X = X1
GOSUB 5350
GOSUB 5100
GOSUB 5740
X = X1
GOSUB 6220
H1 = H * R * TBB / MK
'***** H4'UN HESABLANMASI
T = TA
P = PY * 1.05
X = X4
GOSUB 5350
GOSUB 5100
GOSUB 5740
X = X4
GOSUB 6220
H4 = H * R * TBB / MK
'***** POMPADAN DOLAYI ENTALPI ARTISI HP'NIN HESABLANMASI
T = TS
P1 = PB * .925
P2 = PY * 1.05
X = X1
GOSUB 4960
'***** H2'NIN HESABLANMASI
H2 = H1 + HP
'***** M11'IN HESABLANMASI
'***** T2 SICAKLIGI
T = TS
X = X1

```

900

```

      P = PY * 1.05
      GOSUB 5350
      GOSUB 5100
      GOSUB 5740
920   X = X1
      GOSUB 6220
930   H2T = H * R * TBB / MK
940   IF ABS(H2 - H2T) < .1 THEN GOTO 980
960   T = T + .001
970   GOTO 900
980   T2 = T
990   M11 = QBUH / (H11 - H10)
1000  '***** M1 'IN HESABLANMASI
1010  M12 = M11
      X3 = X1
1020  M1 = M12 * (X7 - X4) / (X3 - X4)
      M4 = M1 - M12: M2 = M1
1030  '***** SOGUTUCU ISI DEGISTIR. ISI KAPASITE ORANIN. HESAPLANMASI
1040  IDE1 = 30
1050  T8 = TY
      T11 = TB
      IF KKK > 0 THEN GOTO 1060
1070  T = T8
      GOTO 1080
1060  T = (T8 + T9) / 2
1080  GOSUB 5860
1090  GOSUB 6010
1100  X = X7
1110  CMAX = M11 * (CPLNH3 * X + CPLH20 * (1 - X))
      IF KKK < 1 THEN GOTO 1111
      T = (T11 + T12) / 2
      GOTO 1112
1111  T = T11
1112  GOSUB 5910
1150  GOSUB 5960
1160  CMIN = M11 * (CPGNH3 * X + CPGH20 * (1 - X))
1180  Z = CMIN / CMAX
1200  '***** ISI DEGISTIR. TRANSFER BIRIM SAYISININ (NTU) HESAPLANMASI
1210  A = M11
1220  UA1 = A ^ 12
1230  UA = IDE1 * UA1 ^ (1 / 10)
1240  ' *** [UA] TOPLAM ISI TRANSFER KATSAYISI*ISI DEGISTIRICISININ ALANI
1250  N = UA / CMIN
1260  EE = (1 - EXP(-N * (1 - Z))) / (1 - Z * EXP(-N * (1 - Z)))
1280  T12 = T11 + EE * (T8 - T11)
      IF KKK < 1 THEN GOTO 1300
      TT9 = T9
1300  T9 = T8 - CMIN / CMAX * (T12 - T11)
      KKK = KKK + 1
      IF ABS(TT9 - T9) < .02 THEN GOTO 1320
      IF KKK > 0 THEN GOTO 1030
1320  '***** H9 ,H10 'UN HESAPLANMASI
1330  T = T9: P = PY: X = X7: X7US = X7
1340  GOSUB 5350
1350  GOSUB 5100
1360  GOSUB 5740
1370  X = X7
1380  GOSUB 6220
1390  H9 = H * R * TBB / MK
1400  H10 = H9
1410  MD = QBUH / (H11 - H10)
1430  IF ABS(M11 - MD) < .000001 THEN 1470
1440  M11 = MD
1450  GOTO 1050

```

```

1470 IF EE >= .795 AND EE <= .8 THEN GOTO 1510
1480 IDE1 = IDE1 - .05
1490 GOTO 1050
1510 EE1 = EE
1520 '***** T10 SICAKLIGI
1530 P = PB
      X = X7
      T = T9
1540 T = T + .01
1550 GOSUB 5350
1560 GOSUB 5100
1570 GOSUB 5740
1580 X = X7
      GOSUB 6220
1590 H10G = H * R * TBB / MK
1610 IF ABS(H10G - H9) < .1 THEN GOTO 1630
1620 X = X7
      P = PB
      GOTO 1540
1630 T10 = T: H10 = H9
1650 '***** H12'NIN HESAPLANMASI
1660 T = T12
      X = X7
      P = PB: Y1 = X7
1670 GOSUB 5430
1680 GOSUB 5510
1690 GOSUB 5590
1700 GOSUB 6220
1710 H12 = H * R * TBB / MK
1720 '***** H12US NUN HESAPLANMASI
1730 X = X7: P = PB * .925
      Y1 = X7
      T = T12
1740 T = T - .01
1750 GOSUB 5430
1760 GOSUB 5590
1770 GOSUB 6220
1780 H12US = H * R * TBB / MK
1800 IF ABS(H12US - H12) < .1 THEN GOTO 1820
1810 GOTO 1740
1820 T12US = T: H12US = H12
      P6 = P
1830 '***** M1'IN HESABLANMASI
1840 X3 = X1
      M12 = M11
      M7US = M11
1841 IF ABS(X3) < ABS(X4) THEN 4738
1850 M1 = M12 * (X7 - X4) / (X3 - X4)
      M4 = M1 - M12
1851 M2 = M1
      M3 = M2
      M5 = M4
      M6 = M4
1860 '***** KARISIM ISI DEGISTIRICISININ ANALIZI
1870 T4 = TA
1880 T = T4
1890 GOSUB 5860
1900 CH2 = CPLNH3
1910 GOSUB 6010
1920 CH1 = CPLH2O
1930 CH = (CH1 * (1 - X4) + CH2 * X4)
1940 M = M4
1950 '***** ISI DEGISTIRI. TRANSFER BIRIM SAYISININ (NTU) HESAPLANMASI
1960 IDE2 = 20

```

```

1970 CMIN = M * CH
1980 UA = IDE2 * M ^ (.9)
1990 '**** [ UA ] TOPLAM ISI TRANSFER KATSAYISI*ISI DEGISTIRICI.ALANI
2000 N = UA / CMIN
2030 T = T2
      GOSUB 5860
      CH2 = CPLNH3
2040 GOSUB 6010
2050 CH1 = CPLH20
      CMAX = (CH1 * (1 - X1) + CH2 * X1) * M1
2070 Z = CMIN / CMAX
2080 EE = (1 - EXP(-N * (1 - Z))) / (1 - Z * EXP(-N * (1 - Z)))
2100 IF EE >= .75 AND EE <= .8 THEN GOTO 2140
2110 IDE2 = IDE2 - .05
2120 GOTO 1970
2140 EE2 = EE
2150 '***** T5 SICAKLIGI
2160 T5 = T4 - EE2 * (T4 - T2)
2170 '***** H5 VE H6 NIN HESAPLANMASI
2180 P = PY * 1.05
      T = T5
2190 GOSUB 5350
2200 GOSUB 5100
2210 X = X4
2220 GOSUB 5740
2230 X = X4
2240 GOSUB 6220
2250 H5 = H * R * TBB / MK
2260 '***** T6 SICAKLIGI
2270 X = X4
      P = PB * .925
      T = T5
2271 '***** SICAKLIK ICIN BASLANGIC DEGERI
2280 T = T + .001
2290 GOSUB 5350
2300 GOSUB 5100
2310 X = X4
      GOSUB 5740
2320 X = X4
      GOSUB 6220
2330 H6 = H * R * TBB / MK
2350 IF ABS(H6 - H5) < .1 THEN GOTO 2370
2360 GOTO 2280
2370 T6 = T
      H6 = H5
2380 ' T3 SICAKLIGI
2390 T3 = T2 + (T4 - T5) * CMIN / CMAX
2400 ' H3 ENTALPISI
2410 P = PY * 1.05
      T = T3
      P7 = P
2420 GOSUB 5350
2430 GOSUB 5100
2440 X = X1
2450 GOSUB 5740
2460 X = X1
2470 GOSUB 6220
2480 H3 = H * R * TBB / MK
2490 ' H7 ENTALPISI
2500 T7 = TA
2510 T = T7
      P = PY * 1.05
      Y1 = X7
      P8 = PY

```

```

P9 = PY
P10 = PB
P11 = PB
2511 P7US = P8
2520 GOSUB 5430
2530 GOSUB 5510
2540 GOSUB 5590
2550 X = Y1
2560 GOSUB 6220
2570 H7 = H * R * TBB / MK
2580 ' T7US SICAKLIGININ HESAPLANMASI
2590 P = PY
      Y1 = X7
2600 T = T7
2610 T = T - .01
2620 GOSUB 5430
2630 GOSUB 5510
2640 GOSUB 5590
2650 X = Y1
2660 GOSUB 6220
2670 H7US = H * R * TBB / MK
2680 IF ABS(H7 - H7US) < .1 THEN GOTO 2710
2700 GOTO 2610
2710 T7US = T
      H7US = H7
2720 M7 = M11
      M8 = M11
      M9 = M11
      M10 = M11
      M12 = M11
2721 M12US = M11
2730 QAY = M7 * H7 + M4 * H4 - M1 * H3
2740 '***** CEVRIMIN PERFORMANS KATSAYISI; COP
2750 COP = QBUH / (QAY + M1 * HP)
2760 '***** CEVRIMIN DOLASIM ORANI
2770 DOO = M1 / M7
3900 '***** DOLASIM ICIN GEREKLI OLAN IDEAL POMPALAMA ISI
3910 WPOM = (H2 - H1) * M1: '[KW]
      'POMPANIN TOPLAM VERIMI; EE3
      EE3 = .6
      WPOM = EE3 * WPOM
3911 '***** YOGUSTURUCUDA ATILAN ISI ENERJISI
3912 QYOG = M7 * (H7US - H8)
3913 '***** SOGURUCUDA ATILAN ISI ENERJISI
3914 QSOG = M12 * H12US + M6 * H6 - M1 * H1
GOTO 4731

```

```

4300 LPRINT "-----"
4301 LPRINT "      NOK.          T          H          P          X
4302 LPRINT "      [ K]          [KJ/KG]          [BAR]          [
4311 LPRINT "-----"
4312 LPRINT "      "; 1; "      "; T1; "      "; H1; "      "; P1; "      "; X1; "      "; M1
4313 LPRINT "      "; 2; "      "; T2; "      "; H2; "      "; P2; "      "; X2; "      "; M2
4314 LPRINT "      "; 3; "      "; T3; "      "; H3; "      "; P3; "      "; X3; "      "; M3
4315 LPRINT "      "; 4; "      "; T4; "      "; H4; "      "; P4; "      "; X4; "      "; M4
4316 LPRINT "      "; 5; "      "; T5; "      "; H5; "      "; P5; "      "; X5; "      "; M5
4317 LPRINT "      "; 6; "      "; T6; "      "; H6; "      "; P6; "      "; X6; "      "; M6
4318 LPRINT "      "; 7; "      "; T7; "      "; H7; "      "; P7; "      "; X7; "      ";
4319 LPRINT "      7'; "      "; T7US; "      "; H7US; "      "; P7US; "      "; X7US; "
4328 LPRINT "      "; 8; "      "; T8; "      "; H8; "      "; P8; "      "; X8; "      ";
4329 LPRINT "      "; 9; "      "; T9; "      "; H9; "      "; P9; "      "; X9; "      "; M
4330 LPRINT "      "; 10; "      "; T10; "      "; H10; "      "; P10; "      "; X10; "      "
4331 LPRINT "      "; 11; "      "; T11; "      "; H11; "      "; P11; "      "; X11; "
4332 LPRINT "      "; 12; "      "; T12; "      "; H12; "      "; P12; "      "; X12; "
4333 LPRINT "      12'; "      "; T12US; "      "; H12US; "      "; P12US; "      "; X12US;

```

```

4334 LPRINT "-----"
4340 LPRINT
LPRINT "
LPRINT "
LPRINT "          SISTEMIN CALISMA  PARAMETRELERI"
LPRINT "
LPRINT "  SOGUTMA SISTEMININ ETKINLIGI          ;COP  "; COP
LPRINT "  POMPANIN TOPLAM VERIMI                ;EP   "; EE3
LPRINT "  SISTEMIN DOLASIM ORANI                 ;DO   "; DOO
LPRINT "  POMPA ISI                             ;WP   "; WPOM; " KW"
LPRINT "  AYIRICIDA SIST. VERILEN ISI ENERJISI    ;QA   "; QAY; "  KW"
LPRINT "  SOGURUCUDA ATILAN ISI ENERJISI         ;QS   "; QSOG; "  KW
LPRINT "  SITEMIN SOGUTMA GUCU                   ;QB   "; QBUH; "  KW
LPRINT "  KARISIM ISI DEGISTIRI. ETKINLIGI      ;EK   "; EE2
LPRINT "  SOGUTUCU ISI DEGISTIRI. ETKINLIGI     ;ES   "; EE1
LPRINT "
4731 GOTO 4740
4738 PRINT "SYSTEM BU CALISMA SARTLARINDA CALISAMAZ"
4740 END
' ***** ALTPROGRAMLAR
4750 ' ***** BASINC HESABI
4760 A = 10.44 - 1.767 * X + .9823 * X ^ 2 + .3627 * X ^ 3
4770 B = 2013.8 - 2155.7 * X + 1540.9 * X ^ 2 - 194.7 * X ^ 3
4780 P = 10 ^ (A - (B / T))
4790 RETURN
4800 '***** REGULA FALSI YONTEMI [X]
4810 XL = 0: XR = 1: ' XL(BASLANGIC),XR (BITIS) SINIRLARI
4820 NMAX = 2000: ' NMAX(MAXIMUM ITERASYON SAYISI)
4830 EPS = .001: ' EPS (HATA MIKTARI)
4840 DEF FNF (X) = (.3627 * T + 194.7) * X ^ 3 + (.9823 * T - 1540.9) * X ^ 2
+ (-1.767 * T + 2155.7) * X + 10.44 * T - 2013.8 - (LOG(P) / LOG(10))
* T
4850 N = 1
4860 XA = FNF(XL): XB = FNF(XR)
4870 X = (XR * XA - XL * XB) / (XA - XB)
4880 FX = FNF(X)
4890 IF ABS(FX) <= EPS THEN RETURN
4900 IF N > NMAX THEN PRINT "KOK BULUNAMADI:": STOP
4910 N = N + 1: S = XB * FX
4920 ON SGN(S) + 2 GOTO 4930, 4950, 4940
4930 XL = X: GOTO 4870
4940 XR = X: GOTO 4870
4950 PRINT N; "ITERASYONDA KOK="; X: RETURN
4960 ' ***** DOYMUS NH3'UN SIVI FAZDAKI OZGUL HACMI VN [M3/KG]
4970 J1 = 3.971423 * 10 ^ -2: J2 = -1.790557 * 10 ^ -5: J3 = -1.308905
* 10 ^ -2: J4 = 3.752836 * 10 ^ -3
4980 Q = T / TBB: PBB = 10
4990 VN = R * TBB * ((J1 + J3 * Q + J4 * Q ^ 2) / PBB + J2 * P1 / (PBB ^ 2))
/ (100 * 17)
5000 K1 = 2.748796 * 10 ^ -2: K2 = -1.016665 * 10 ^ -5: K3 = -4.452025
* 10 ^ -3: K4 = 8.389246 * 10 ^ -4
5010 ' ***** DOYMUS H2O'NUN SIVI FAZDAKI OZGUL HACMI VH [M3/KG]
5020 VH = R * TBB * ((K1 + K3 * Q + K4 * Q ^ 2) / PBB + K2 * P1 / (PBB ^ 2))
/ (100 * 18)
5030 V = X * VN + (1 - X) * VH
5040 HP = V * (P2 - P1) * 100
5050 RETURN
5070 ' *****
5080 ' ***** GIBBS FONKSIYONU ILE ENTALPILERIN BULUNMASI
5090 ' *****
5100 ' ***** DOYMUS H2O'NIN SIVI FAZDAKI ENTALPISI
5110 HOLR = 21.821141#: AL1 = 2.748796 * 10 ^ -2: AL2 = -1.016665 * 10 ^ -5
: AL3 = -4.452025 * 10 ^ -3
5120 AL4 = 8.389246 * 10 ^ -4: TBB = 100: PBB = 10
5130 TOLR = 5.0705: POLR = 3: SOLR = 5.733498

```

```

5140 BL1 = 1.214557 * 10: BL2 = -1.898065: BL3 = 2.911966 * 10 ^ -1
5150 PP = P / PBB: Q = T / TBB
5160 HLH2O = HOLR - BL1 * TOLR - BL2 * (Q ^ 2 + TOLR ^ 2) / 2 - BL3 * (2
* Q ^ 3 + TOLR ^ 3) / 3 + BL1 * Q + BL2 * Q ^ 2 + BL3 * Q ^ 3
- (AL4 * Q ^ 2 - AL1) * (PP - POLR) + AL2 * (PP ^ 2 - POLR ^ 2) / 2
5170 RETURN
5180 '***** DOYMUS H2O'UN SIVI FAZDAKI GIBBS FONKSIYONUN HESAPLANMASI
5190 BL1 = 1.214557 * 10: BL2 = -1.898065: BL3 = 2.911966 * 10 ^ -1
5200 HOLR = 21.821141#: AL1 = 2.748796 * 10 ^ -2: AL2 = -1.016665 * 10 ^ -5
: AL3 = -4.452025 * 10 ^ -3
5210 AL4 = 8.389246 * 10 ^ -4
5220 TOLR = 5.0705: POLR = 3: SOLR = 5.733498
5230 Q = T / TBB: PP = P / PBB
5240 GLH2O = HOLR - Q * SOLR + BL1 * (Q - TOLR) + BL2 * (Q ^ 2
- TOLR ^ 2) / 2 + BL3 * (Q ^ 3 - TOLR ^ 3) / 3 - Q * (BL1 * LOG(Q
/ TOLR) + BL2 * (Q - TOLR) + BL3 * (Q ^ 2 - TOLR ^ 2) / 2) + (AL1
+ AL3 * Q + AL4 * Q ^ 2) * (PP - POLR) + AL2 * (PP ^ 2 - POLR ^ 2) / 2
5250 RETURN
5260 '***** H2O NUN SIVI FAZDAKI KIMYASAL POTANSİYELİ
5270 PP = P / PBB: Q = T / TBB
5280 E1 = -4.626129 * 10: E2 = 2.060225 * 10 ^ -2: E3 = 7.292369:
E4 = -1.032613 * 10 ^ -2
5290 E5 = 8.074825 * 10: E6 = -8.461214 * 10: E7 = 2.452882 * 10:
E8 = 9.598768 * 10 ^ -3
5300 E9 = -1.475383: E10 = -5.038107 * 10 ^ -3: E11 = -9.640398 * 10:
E12 = 1.226973 * 10 ^ 2
5310 E13 = -7.582637: E14 = 6.012445 * 10 ^ -4: E15 = 5.487018 * 10:
E16 = -7.667596 * 10
5320 X = 18 * X / (17 - X * (17 - 18)): 'MOLAR KONSANTRASYON
5330 WH2O = GLH2O + Q * LOG(1 - X) + (E1 + E2 * PP + (E3 + E4 * PP) * Q +
E5 / Q + E6 / Q ^ 2) * X ^ 2 + (E7 + E8 * PP + (E9 + E10 * PP) * Q
+ E11 / Q + E12 / Q ^ 2) * (-3 * X ^ 2 + 4 * X ^ 3) + (E13 + E14 * PP
+ E15 / Q + E16 / Q ^ 2) * (12 * X ^ 4 - 16 * X ^ 3 + 5 * X ^ 2)
5340 RETURN
5350 '***** DOYMUS NH3'UN SIVI FAZINDAKİ ENTALPİSİ
5360 HOR = 4.878573: AR1 = 3.971423 * 10 ^ -2: AR2 = -1.790557 * 10 ^ -5:
AR3 = -1.308905 * 10 ^ -2
5370 AR4 = 3.752836 * 10 ^ -3: PBB = 10: TBB = 100
5380 TOR = 3.2252: POR = 2
5390 BN1 = 1.634519 * 10: BN2 = -6.508119: BN3 = 1.448937
5400 PP = P / PBB: Q = T / TBB
5410 HLNH3 = HOR - BN1 * TOR - BN2 * (Q ^ 2 + TOR ^ 2) / 2 - BN3 * (2
* Q ^ 3 + TOR ^ 3) / 3 + BN1 * Q + BN2 * Q ^ 2 + BN3 * Q ^ 3
- (AR4 * Q ^ 2 - AR1) * (PP - POR) + AR2 * (PP ^ 2 - POR ^ 2) / 2
5420 RETURN
5430 TBB = 100: PBB = 10
'***** DOYMUS NH3'UN GAZ FAZINDAKİ ENTALPİSİ
5440 PP = P / 10: Q = T / 100
5450 DK1 = 3.673647: DK2 = 9.989629 * 10 ^ -2: DK3 = 3.617622 * 10 ^ -2
5460 HOGH3 = 26.468879#: CK1 = -1.049377 * 10 ^ -2: CK2 = -8.288225:
CK3 = -6.647257 * 10 ^ 2: CK4 = -3.045352 * 10 ^ 3: TOR = 3.2252:
POR = 2
5470 GK1 = HOGH3 - DK1 * TOR - DK2 * (Q ^ 2 + TOR ^ 2) / 2 - DK3 * (2
* Q ^ 3 + TOR ^ 3) / 3 + DK1 * Q + DK2 * Q ^ 2 + DK3 * Q ^ 3
5480 GK2 = CK1 * (PP - POR) + 4 * CK2 * (PP / Q ^ 3 - POR / TOR ^ 3) + 12
* CK3 * (PP / Q ^ 11 - POR / TOR ^ 11) + 4 * CK4 * (PP ^ 3 / T ^ 11
- POR ^ 3 / TOR ^ 11)
5490 HGNH3 = GK1 + GK2
5500 RETURN
5510 '***** DOYMUS H2O'UN GAZ FAZINDAKİ ENTALPİSİ
5520 DHK1 = 4.01917: DHK2 = -5.17555 * 10 ^ -2: DHK3 = 1.951939 * 10 ^ -2
5530 HHOGH3 = 60.965058#: CHK1 = 2.136131 * 10 ^ -2: CHK2 = -3.169291 * 10:
CHK3 = -4.634611 * 10 ^ 4: CHK4 = 0: SOGR = 13.45343#: TOR = 5.0705:
POR = 3

```

R

```

5540 PP = P / 10: Q = T / 100
5550 GHK1 = HHOGR - DHK1 * TOR - DHK2 * (Q ^ 2 + TOR ^ 2) / 2 - DHK3 * (2
* Q ^ 3 + TOR ^ 3) / 3 + DHK1 * Q + DHK2 * Q ^ 2 + DHK3 * Q ^ 3
5560 GHK2 = CHK1 * (PP - POR) + 4 * CHK2 * (PP / Q ^ 3 - POR / TOR ^ 3)
+ 12 * CHK3 * (PP / Q ^ 11 - POR / TOR ^ 11) + 4 * CHK4 * (PP ^ 3
/ T ^ 11 - POR ^ 3 / TOR ^ 11)
5570 HGH20 = GHK1 + GHK2
5580 RETURN
5590 '***** DOYMUS NH3/H2O KARISIMININ GAZ FAZINDAKI ENTALPISI
5600 H = (1 - Y1) * HGH20 + Y1 * HGNH3
5610 RETURN
5700 '***** GAZ FAZINDAKI AMONYAGIN KUTLE KONSANTRASYONU
5710 Y1 = 1 - EXP((WH20 - GGH20) / Q)
5720 Y = 17 * Y1 / (17 * Y1 + (1 - Y1) * 18)
5730 RETURN
5740 '***** DOYMUS NH3-H2O KARISIMININ SIVI FAZDAKI ENTALPISI
E5 = 8.074825 * 10: E6 = -8.461214 * 10: E7 = 2.452882 * 10:
E8 = 9.598768 * 10 ^ -3
E9 = -1.475383: E10 = -5.038107 * 10 ^ -3: E11 = -9.640398 * 10:
E12 = 1.226973 * 10 ^ 2
E13 = -7.582637: E14 = 6.012445 * 10 ^ -4: E15 = 5.487018 * 10:
E16 = -7.667596 * 10
E1 = -4.626129 * 10: E2 = 2.060225 * 10 ^ -2: E3 = 7.292369:
E4 = -1.032613 * 10 ^ -2
PP = P / PBB: Q = T / TBB
X = 18 * X / (17 - X * (17 - 18))
H = HLH20 * (1 - X) + HLNH3 * X + (E1 + E2 * PP + 2 * E5 / Q + 3 * E6
/ Q ^ 2 + (E7 + E8 * PP + 2 * E11 / Q + 3 * E12 / Q ^ 2) * (2 * X - 1)
+ (E13 + E14 * PP + 2 * E15 / Q + 3 * E16 / Q ^ 2) * (2 * X - 1) ^ 2)
* X * (1 - X)
RETURN
5830 '***** DOYMUS NH3-H2O KARISIMININ SIVI FAZDAKI ENTALPISI
5840 H = (1 - X) * HH20 + X * HNH3 + GF
5850 RETURN
5860 ' ***** NH3'UN SIVI FAZDAKI [CP]'SI
5870 B1 = 16.34519: B2 = -6.508119: B3 = 1.448937
Q = T / TBB
CPLNH3 = (B1 + B2 * Q + B3 * Q ^ 2) * R / 17
5900 RETURN
5910 '***** NH3'UN GAZ FAZINDAKI [CP]'SI
5920 D1 = 3.673647: D2 = 9.989629 * 10 ^ -2: D3 = 3.617622 * 10 ^ -2
5930 Q = T / TBB
5940 CPGNH3 = (D1 + D2 * Q + D3 * Q ^ 2) * R / 17
5950 RETURN
5960 '***** H2O'UN GAZ FAZDAKI [CP]'SI
5970 DH1 = 4.01917: DH2 = -5.17555 * 10 ^ -2: DH3 = 1.951939 * 10 ^ -2
5980 Q = T / TBB
5990 CPGH20 = (DH1 + DH2 * Q + DH3 * Q ^ 2) * R / 18
6000 RETURN
6010 '***** H2O'UN SIVI FAZDAKI [CP]'SI
6020 BH1 = 12.14557: BH2 = -1.898065: BH3 = .2911966
6030 Q = T / TBB
6040 CPLH20 = (BH1 + BH2 * Q + BH3 * Q ^ 2) * R / 18
6050 RETURN
6060 '***** REGULA FALSI YONTEMI [T]
6070 TLL = 5 + 273.14: TRR = 170 + 273.14: REM TLL(BASLANGIC),
'TRR (BITIS) SINIRLARI
6080 NMAX = 2000: REM NMAX(MAXIMUM ITERASYON SAYISI)
6090 EPS = .001: REM EPS (HATA MIKTARI)
6100 DEF FNFA (T) = (.3627 * T + 194.7) * X ^ 3
+ (.9823 * T - 1540.9) * X ^ 2 + (-1.767 * T + 2155.7) * X
+ 10.44 * T - 2013.8 - (LOG(P) / LOG(10)) * T
6110 N = 1
6120 TAA = FNFA(TLL): TBB = FNF(TRR)

```

```

6130 T = (TRR * TAA - TLL * TBB) / (TAA - TBB)
6140 FT = FNFA(T)
6150 IF ABS(FT) <= EPS THEN RETURN
6160 IF N > NMAX THEN PRINT "KOK BULUNAMADI:": STOP
6170 N = N + 1: S = TBB * FT
6180 ON SGN(S) + 2 GOTO 6190, 6210, 6200
6190 TLL = T: GOTO 6130
6200 TRR = T: GOTO 6130
6210 PRINT N; "ITERASYONDA KOK ="; T: RETURN
6220 '***** KARISIMIN MOL KUTLESİ
6230 X = 18 * X / (17 - X * (17 - 18))
6240 MK = 17 * X + 18 * (1 - X)
6250 RETURN

```

ÖZGEÇMİŞ

Hüseyin USTA, 1954 Ankara'nın Beypazarı İlçesine bağlı Karaşar beldesinde doğdu. İlk öğrenimini köyünde, orta öğrenimini Ankara'da tamamladı Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Bölümünü bitirdikten sonra 1982 yılında; G.Ü. Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği bölümünü, 1988 yılında G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsünü bitirdi. 1976-1985 yılları arasında Meslek liselerinde öğretmen olarak çalıştı, 1985'ten beri G.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi Makina Bölümü Enerji Anabilim Dalında öğretim görevlisi olarak çalışmaktadır. Evli ve üç çocuk babasıdır.

