

14298

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN SİMÜLASYONU

DOKTORA TEZİ

Y. Müh. Abdulvahap YİĞİT

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 23 Ekim 1989

Tezin Savunulduğu Tarih : 2 Ocak 1990

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Nilüfer EĞRİCAN

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Osman GENÇELİ

Prof. Dr. Ü. Doğan ARINÇ

T. C.
Yükseköğretim Kurulu
Dokümantasyon Merkezi

OCAK 1990

ÖNSÖZ

Güneş enerjisinin oldukça bol olduğu ülkemizde, bu tükenmez enerji kaynağının iyi bir şekilde değerlendirilmesi ülkemiz çıkarları açısından son derece önemlidir. Ayrıca, bir çok endüstriyel tesislerde çok miktarda atık enerjinin (buhar,gaz,vs.) çok az bir kısmı değerlendirilebilmektedir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri veya absorpsiyonlu ısı pompaları hem güneş enerjisi ve hem de atık enerji kaynaklı olarak çalışabilen sistemlerdir. Bu sistemlerin çok iyi bir şekilde incelenerek, ülkemiz şartlarında uygulamaya konulmasının faydalı olacağı ve bu çalışmanın da bu yönde atılmış bir adım olduğu inancındayım.

Böylesine önemli bir konuda çalışmaya beni yönelten ve her türlü yardımlarını esirgemeyen sayın hocam Prof. Dr. A. Nilüfer Eğrican'a burada teşekkür etmeyi bir borç bilirim. Ayrıca düzeltmelerde yardımcı olan U.Ü. Mühendislik Fakültesi araştırma görevlilerinden Enver Atik'e, şekillerin çizilmesinde yardımlarını esirgemeyen Dr. Reşat Özcan ve teknik ressam Gülsüm Ceşen'e tezin yazılmasında ve hazırlanmasında yardımları dokunan tüm ESAR elemanlarına teşekkürlerimi sunarım.

15.Ekim.1989, BURSA

Mak. Yük. Müh. Abdulvahap YİĞİT

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖZET	viii
SUMMARY	ix
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
1.1. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tanıtılması ..	1
1.2. Konu İle İlgili Önceki Çalışmalar	3
1.3. Çalışmanın Amacı	6
BÖLÜM 2. TERMODİNAMİK ÇEVİRİM	12
2.1. Termodinamik Analiz	12
2.1.1. Tersinir Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Soğutma Tesir Katsayısı	13
2.1.2. Teorik Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Soğutma Tesir Katsayısı	14
2.2. Sistemde Kullanılan Akışkan Çiftleri	17
2.2.1. LiBr - Su Eriyiğinin ve Suyun Termodinamik Özelliklerinin Bulunması	18
BÖLÜM 3. FİLM ABSORBER	21
3.1. Absorpsiyon Olayı	22
3.2. Film İçindeki Hız, Sıcaklık ve Derişiklik Dağılımlarını Veren Denklemlerin Çıkartılması .	24
3.3. Diferansiyel Denklemlerin Sayısal Çözümü	27
3.4. Isı ve Kütle Transfer Katsayılarının Hesaplanması	30
3.5. Akış Hidrodinamiği ve Kararlılığı	31
BÖLÜM 4. SOĞUTMA SİSTEMİNİN MODELLENMESİ	34
4.1. Absorber Modeli	34
4.2. Buharlaştırıcı Modeli	35
4.3. Kaynatıcı Modeli	38
4.4. Isı Değiştiricisi Modeli	40
4.5. Yoğuşturucu Modeli	40
4.6. Pompa Modeli	41
4.7. Kısılma Vanası	42

BÖLÜM 5. SİMULASYON VE ÇÖZÜM TEKNİĞİ	43
5.1. Şart Bağlantılarının Tesbiti	43
5.2. Bilgisayar Simülasyonu ve Çözüm Tekniği	44
5.3. Bilgisayar Programı	47
BÖLÜM 6. SONUÇ VE İRDELEME	50
KAYNAKLAR	72
EK-A Kullanılan Isı Taşınım Katsayılarını Veren Bağlantılar	75
EK-B Isı Değiştiricisi Büyüklüklerinin Tanıtılması	77
EK-C Bilgi İşlem Akış Diyagramı	82
EK-D Kaynatıcı Sıcaklığı	86
EK-E Bilgisayar Programı	88
ÖZGEÇMİŞ	104

SEMBOLLER

A:	: Isı Geçiş Alanı (m^2)
A_1, A_2	: Katsayı Sabitler
C	: Derişiklik ($kmol/m^3$)
c_p	: Özgöl Isı (kJ/kgK)
D	: Kütle Difüzyon Katsayısı (m^2/s)
D	: Çap (m)
DO	: Doluşım Oranı
G	: Kütle Hızı (kg/m^2s)
g	: Yerçekimi İvmesi (m/s^2)
H	: Entalpi (kJ)
h	: Birim Kütle İçin Entalpi (kJ/kg)
h	: Isı Taşınım Katsayısı (kW/m^2K)
h_m	: Kütle Taşınım Katsayısı (m/s)
J	: Kütle Akısı ($kmol/m^2s$)
K	: Toplam Isı Geçiş Katsayısı (kW/m^2K)
K_y	: Kayıp İş (kJ)
k	: Isı İletim Katsayısı (kW/mK)
L	: Uzunluk (m)
m	: Kütle (kg/s)
N	: Boru Sayısı
n	: Molekülşel Akı ($kmol/s$)
Nu	: Nusselt Sayısı
P	: Basınç (Pa)
R	: Yarıçap (m)
r	: Silindirik koordinat (m)
S	: Entropi (kJ/K)
Sh	: Sherwood Sayısı
s	: Birim Kütle İçin Entropi (kJ/kgK)
T	: Sıcaklık (K)
U	: İç Enerji (kJ)
u	: Birim Kütle İçin İç Enerji (kJ/kg)
v	: Hız (m/s)
v	: Özgöl Hacim (m^3/kg)

X : Kütle Derişikliği (kg LiBr/kg Eriyik)
x : Kuruluk Derecesi
x,y,z : Kartezyen Koordinatlar

 α : Isıl Yayılma Katsayısı (m^2/s)
 ϵ : Isı Değiştiricisi Etkenliği
 η : Verim
 θ : Açı,açısal koordinat
 λ : Absorpsiyon Isısı (kJ/kmol)
 μ : Dinamik Viskozite (kg/ms)
 ν : Kinematik Viskozite (m^2/s)
 ρ : Yoğunluk (kg/m^3)
Q : Isı (kW)
q : Birim Yüzeyden Geçen Isı (kW/m^2)
 σ : Yüzey Gerilimi (N/m)
W : Güç (kW)
w : İş (kJ)

ALT İNDİSLER

AB : Absorbere Ait Büyüklükler
BUH : Buharlaştırıcıya Ait Büyüklükler
b : Ortalama Karışım Büyüklükleri,buhara ait büyüklükler
cid : Cidar
DS : Doymuş Su
d : Doyma
E : Eriyik Isı Değiştiricisi
e : Eriyik, eşdeğer büyüklükler
FAK : Fakir Eriyik (LiBr Bakımından)
g : Gaza ait büyüklükler
KAY : Kaynatıcıya ait büyüklükler
KDB : Kuru Doymuş Buhar
KRS : Kristallenme
L,1 : Sıvıya Ait Büyüklükler
o : Başlangıç Büyüklükleri
ort : Ortalama Büyüklükler

P : Pompaya Ait Büyüklükler,sabit basınç
SÇA : Absorber Su Çıkış
SÇB : Buharlaştırıcı Su Çıkış
SÇK : Kaynatıcı Su Çıkış
SÇY : Yoğuşturucu Su Çıkış
SGA : Absorber Su Giriş
SGB : Buharlaştırıcı Su Giriş
SGK : Kaynatıcı Su Giriş
SGY : Yoğuşturucu Su Giriş
s : Suya Ait Değerler
YOG : Yoğuşturucuya Ait Büyüklükler
y : Yüzey Değerleri
ZEN : Zengin Eriyik(LiBr Bakımından)



ÖZET

Bu çalışmada, enerji kaynağı olarak her türlü ısı enerjisini kullanan absorpsiyonlu soğutma sisteminin modeli elde edildi ve simülasyonu yapıldı.

Önce soğutma sistemi elemanlarından olan absorber, çok detaylı bir şekilde incelendi. Absorber, film akışlı, dik borulu olarak düşünüldü. Akışın dik bir boru dışından olduğu ve boru cidar sıcaklığının, boru boyunca, lineer olarak değiştiği kabul edilerek, ısı geçiş, kütle geçiş ve sınır şart bağıntıları yazıldı. Ortaya çıkan simültane kısmî türevli diferansiyel denklemlerin çözümü için, sonlu fark denklemleri yazılarak bilgisayar yardımıyla, akış kalınlığı ve boru boyunca sıcaklık ve derişiklik dağılımları elde edildi. Elde edilen sıcaklık ve derişiklik dağılımlarından faydalanılarak, ısı taşınım ve kütle taşınım katsayıları bulundu.

Soğutma sisteminin diğer elemanlarının herbiri, kovan-boru tip-
li ısı değıştiricisi olarak düşünöldü ve bilgisayar modelleri elde edildi. Absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerinde daha önce yapılan çalışmalarda, ısı değıştiricisi hesaplarında, parametre olarak toplam ısı geçiş katsayısı ile ısı geçiş alanının çarpımı (KxA) alınmıştır. Bu çalışmada ise, soğutma sisteminin her bir elemanı için, akış şekline ve akışkan tipine bağılı olarak, boru içindeki ve dışındaki ısı taşınım katsayıları hesaplandı, bu değerler yardımıyla toplam ısı geçiş katsayısı bulundu. Herbir eleman için ısı değıştiricisi boyutlandırılması yapılarak, soğutma sistemi elemanlarının boyutları bulundu.

Soğutma sistemi üzerinde parametrik çalışma yapılarak, sistem parametrelerinin soğutma tesir katsayısına (STK) ve sistem elemanlarının boyutları üzerine tesirleri incelendi.

Elde edilen neticeler, grafikler ve tablolar halinde gösterilerek yorumları yapıldı ve daha önceden yapılan teorik ve deneysel çalışmalarla karşılaştırıldı.

SIMULATION OF ABSORPTION COOLING SYSTEM

SUMMARY

Absorption air conditioning units are among the most versatile water chillers available as standard commercial units. They may be energized by steam or hot water over a very wide range of input temperature and this range is made still wider if the energizing temperature is optimized according to existing loads and cooling tower water temperature. The effective range of energizing temperature for typical commercial units runs from 115°C down to 45°C as cooling tower water temperature ranges from 30°C down to 10°C . Since the building load diminishes as the outdoor ambient and cooling tower water temperature drop, there is seldom a problem of meeting the needed capacity through this whole range of conditions.

The energy sources for which absorption equipment was initially designed was usually to make use of process heat or turbine exhausts instead of disposing of such heat in condensers, thus wasting it. A large portion of such heat is available at about 110 – 115°C , which became the design point for most commercial absorption equipment. But as the need for greater energy conservation and better utilization emerged, it soon became apparent that greater attention to low-temperature energization was needed. As solar cooling has come under consideration, using the heat from solar collectors to energize the absorption equipment, the benefits of lower temperature energization have become more important since collectors themselves can collect much more heat at the lower and intermediate temperatures than if all the heat is collected and stored at the highest temperature needed. In fact it is doubtful that any solar cooling system using conventional flat plate solar collectors can be competitive without having an arrangement to utilize low temperature heat over as great a portion of the season as possible.

With the development of working absorption systems, there has been a growing need for reliable and effective system simulations. Several computer models have been described in the literature, dealing with a variety of applications, cycles and working substances [1-13]. The results of some of these models have been compared with experimental data and found to be in good agreement. The simulation codes have proved to be a very valuable tool for research and development and for improvements in design to be implemented in manufacturing.

The simulation studies are quite superficial. Heat and mass transfer processes of the cooling system in absorber, which is extremely effective on coefficient of performance (COP) is not taken into

consideration. Also mathematical models for the other components of the system are taken to be simple. For these components each being considered as heat exchangers, product of overall heat transfer coefficient and total heat transfer surface (KA) is taken as a parameter and calculation of heat transfer coefficient is excluded.

Absorption of gases and vapors in liquids are encountered in numerous applications in the chemical technology. These processes normally involve simultaneous heat and mass transfer in the gas-liquid system. The heat of absorption gives rise to temperature gradients leading to the transfer of heat; the temperature influences the vapor pressure-concentration equilibrium between the two phases which in turn affects the exchange of mass.

The combined heat and mass transfer process does not lend itself easily to mathematical analysis. Many studies of absorption problems described in the literature have considered the heat and mass transfer separately, neglecting the coupling between them. Fortunately, in many real cases the heat interaction is small and the process may be considered isothermal. In some processes, however, the effect of heat transfer is important and cannot be neglected. A typical example is when the absorbate is a vapor with high heat of absorption, such as water. Furthermore, there is growing interest in processes where mass transfer is initiated specifically to produce a temperature change. One such example, from which the present study originated, is in absorption heat pumps for heating or cooling. There the heat transfer accompanying the mass transfer is of primary importance.

Only recently some work have been published on combined heat and mass transfer in falling films [14-19]. This thesis presents an attempt to improve upon the models described earlier and eliminate some of their limitations. The model, for a falling film of absorbent solution in laminar flow, aims at the calculation of the heat and mass transfer coefficients for typical wall conditions and finding their dependence on the systems parameters.

In the study principals of operation of an absorption cooling system is explained first. Then various cooling machine models, manufactured by a variety of companies, are introduced. Some information about the working fluid pairs used in cooling systems is provided and calculation of LiBr-Water properties by computer is explained. Also some information is given about the relations used in programming.

In chapter II cooling system is analyzed. COP of cooling system based on Carnot Cycle is determined first. Later the equation giving COP of the system, is obtained theoretically.

Absorption of a gas or vapor into a laminar falling film on the surface of a vertical tube, which is one of the major parts of this thesis, is studied in Chapter III. Necessary boundary conditions are

provided to solve simultaneous parabolic partial-differential Equation which are obtained by diffusion and energy equations characterizing absorption process. In formulating this model, the following assumptions have been made:

- (1) The liquid solution is Newtonian and its physical properties are constant and independent of temperature and concentration.
- (2) The mass of vapor absorbed per unit time is small compared to the mass flow rate of the liquid. Therefore, it is assumed that the latter is constant, and so are the film thickness and average flow velocity.
- (3) There is no heat transfer in the vapor phase.
- (4) There are no natural convection effects in the film due to temperature or concentration differences (This assumption is in fact a corollary of the first one).
- (5) Diffusion thermal effects are negligible.
- (6) Vapor pressure equilibrium exists between the vapor and liquid at the interface.

To solve these partial differential equations Crank-Nicholson Method, (an implicit numerical solution method) was used. These equations were expressed in finite difference form in cylindrical coordinates. Solutions for temperature and concentration variations were obtained by applying these equations in discretized flow field. These solutions were used in determining heat transfer coefficient from the bulk of fluid to the wall and mass transfer coefficient from the interface to the bulk of the liquid. Stability analysis which is an important film absorber problem was performed.

Each component of the cooling system was modelled as shell and tube type and single-pass cross-flow heat exchangers. Overall heat-transfer coefficients were calculated and calculation for determination of dimensions, by using logarithmic mean temperature difference, (LMTD) were performed for each component. Individually modelled components were combined to complete the unique system simulation.

There are some constraints for cooling system operation. These relations were dictated by physico-chemical processes and heat transfer. Crystallization problem arises at two different points of the system. One is the point at which rich solution, which comes from generator, leaves heat exchanger. The other is the weak solution leaving absorber. For these two points restrictive parameter for the system operation is crystallization temperature. For each component which were considered as heat exchangers, some constraints were determined depending on heat transfer direction.

It presents the algorithm for the solution procedure to find which operating conditions (output) enable the system to operate safely. The computer simulation is based on three practical assumptions

- (1) The temperature in the condenser and in the absorber are both the same.

- (2) The minimum temperature in the absorber is above the corresponding crystallization temperature.
- (3) The pressure drops between the generator and condenser, and between the evaporator and absorber are both 0.3 kPa.

The main input data are temperatures and heat load. Through computer calculations the other variables are found.

The computer programme was written in FORTRAN 77.

The main program calls the individual unit subroutines, which have been specified by the user, thus composing the complete system subroutines referring to calculation for each unit can be called in any order and the connection between different subroutines is made automatically by the program.

In its present form, the program contains unit subroutines for the following components: an absorber, a generator, a recuperator (liquid-to-liquid heat exchanger), a condenser and an evaporator. In addition, there are a lot of FUNCTION subroutines. Each of them calculated a specific thermodynamic property at different points in the system.

The program, simulating the cooling system, was run for various parameters and some results were obtained. One of these results is velocity, temperature and concentration distributions along the film thickness and length for a falling film over a vertical tube surface. The validity of the present approach was verified by comparing the results with some other theoretical and experimental one. Also Nusselt and Sherwood numbers were calculated by using previously obtained temperature and concentration distributions. Film temperature at the end of the tube is the same of solution temperature while leaving absorber. Therefore this temperature is taken as absorber temperature in the iterations. Nusselt and Sherwood numbers used to determine heat transfer coefficient (h) and mass transfer coefficient (h_m) respectively. Thus necessary properties were obtained to determine absorber dimensions.

Overall heat-transfer coefficient was determined for each component by using heat transfer coefficients for inner and outer heat transfer surfaces of the tube. This made it possible to determine the dimensions of each component corresponding to specific input parameters by using computer program. The developed computer program is a general one so to allow utilization of different input parameters in determining the dimensions. Various parameters were tried.

Calculations with variable parameters led us to evaluate COP variation with these parameters. COP shows a parabolic increase as the generator inlet water temperature increases but this increase slows down considerably after a certain temperature. There are constraints for upper and lower values of generator inlet temperature. Both values shift up with increasing condenser temperature. It was observed that the same tendency in condenser temperature results with a decrease in

COP. Upper and lower values of condenser temperature were restricted too. This restriction is put by crystallization and decay of concentration differences. Upper and lower limits changed depending on generator inlet water temperature. COP increased with evaporator temperature, but it was seen to be unchanged with evaporator cooling capacity.

Condenser temperature was found to be effective on some dimensions. An increase in this temperature increases absorber and heat exchanger cooling surfaces, while the dimensions of the other components remains unchanged. Increasing generator temperature, on the other hand, increased absorber and heat exchanger dimensions considerably but condenser dimensions slightly. It didn't effect dimensions of the others. When evaporator temperature increased so did the boiler dimensions while absorber and heat exchanger dimensions decreased.

Results were compared with those of similar studies and confirmed well.

Consequently, in this study the performance of a detailed simulation of a cooling system is given and the effects of absorber on the system is outlined.

I. GİRİŞ

1.1. ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TANITILMASI

Çeşitli endüstriyel tesislerdeki atık ısı enerjisinin değerlendirilmesi ve tükenmez bir enerji kaynağı olan güneş enerjisinin kullanılması, enerjinin pahalı olduğu günümüzde önem kazanmıştır. Bu açıdan dış enerji kaynağı olarak her türlü ısı enerjisini kullanabilen ısı pompaları, ısıtma ve soğutma yapmak için kullanılabilir. Isı pompaları, iki farklı enerji kaynağı arasında çalışan ve düşük sıcaklıktaki enerji kaynağından ısı çekip, yüksek sıcaklıktaki enerji kaynağına ısı veren ve termodinamiğin ikinci kanuna göre, bu işlemi yapabilmek için dışardan enerji alan sistemlerdir. Isı pompası bir ortamdan ısı çekmek için kullanılırsa soğutma makinası, ortama ısı vermek için dizayn edilirse ısı pompası ismini alır.

Isı pompaları, genel olarak buhar sıkıştırmalı, su buharı püskürtmeli ve absorpsiyonlu olmak üzere üç tiptir. Bu çalışmada incelenecek olan, absorpsiyonlu soğutma makineleri(veya ısı pompası), açık veya kapalı çevrimli olmak üzere ikiye ayrılırlar. Açık çevrimli absorpsiyonlu soğutma çevrimleri sadece iklimlendirme işlemlerinde ve küçük yükler için kullanılabilirler. Kapalı çevrimli sistemler ise, her türlü soğutma işlemi için ve istenilen büyüklükte dizayn edilebilirler. Absorpsiyonlu sistemlerin, dış hava sıcaklığının yüksek ve soğutma suyunun az bulunduğu yörelerde, büyük tesislerde kullanılması çok uygundur.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimi, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine oldukça benzerdir. Soğutma yükü, soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşmasıyla karşılanır. Buhar sıkıştırmalı çevrimdeki mekanik işlemin yerini, absorpsiyonlu soğutma sisteminde, fiziko-kimyasal işlemler almıştır(Şekil 1.1-b).

Absorpsiyonlu soğutma çevriminde iki farklı akışkan dolaşır. Bunlardan birisi soğutucu akışkandır. Bu akışkan buharlaştırıcıda buharlaşarak soğutma yükünün ortamdan çekilmesini sağlar. Diğer akışkan, yutucu(absorbent) akışkandır. Bu akışkan çevrimin belirli bir kısmında soğutucu akışkanı taşır. Şekil 1.1-a' dan görüleceği üzere, soğutma sistemini meydana getiren başlıca elemanlar kaynatıcı, yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı, absorber ve sıvı-sıvı ısı değiştiricisi(Ekonomizer) olarak tanımlanır. Soğutucu akışkan, soğutma sisteminin her tarafında dolaşır. Yutucu akışkan ise sadece kaynatıcı, absorber ve ısı değiştiricisi arasında dolaşır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibi şöyledir; absorberden çıkıp bir pompa vasıtasıyla ısı değiştiricisinden geçerek ısınan LiBr bakımından fakir eriyik kaynatıcıya gelir. Burada, dışardan verilen ısıyla, soğutucu akışkan buharının tamamı buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terkeden soğutucu buharı, yoğunlaştırıcıya girer. Kaynatıcı da eriyik içinden soğutucu buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik(zengin eriyik), ısı değiştiricisinden geçip, fakir eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner. Kaynatıcıdan buharlaşarak yoğunlaştırıcıya giren soğutucu buharı burada yoğunlaşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından büyüktür. Her iki basınç mutlak olarak atmosfer basıncının altındadır. Basınç kayıpları düşünülmezse, kaynatıcı yoğunlaştırıcı basıncında, absorber ise buharlaştırıcı basıncındadır. Yoğunlaştırıcıdan tamamen yoğunlaşmış olarak çıkan soğutucu akışkan, izafi olarak düşük basınçta çalışan buharlaştırıcıya girmeden evvel bir kısılma vanasından geçirilir. Buharlaştırıcıya kısılarak giren soğutucu akışkan, burada buharlaşarak gerekli soğutma yükünü ortamdan çeker. Buharlaştırıcıdan kızgın veya doymuş halde çıkan soğutucu buharı absorbere girer. Absorberde, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısılma vanasında absorber basıncına kısılan zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını yutar(absorbe eder). İşlem esnasında ısı açığa çıkar. Yutma işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için, açığa çıkan ısının, absorberden atılması gerekir. Absorber içinde tekrar fakir hale gelen eriyik (fakir eriyik), bir pompa vasıtasıyla tekrar kaynatıcıya gönderilir. Isı kayıplarını azaltmak için, absorberden kaynatıcıya gönderilen fakir eriyik, kayna-

tıcıdan dönen zengin eriyik tarafından bir ısı değıştiricisinde ısıtılır. Pompaya verilen küçük bir enerji haricinde, absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışması için dış bir mekanik enerjiye ihtiyaç yoktur. Kaynatıcıda verilen ısı enerjisiyle sistem çalışır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, soğutucu akışkan iki kere buharlaştırılıp yoğunlaştırılmaktadır. Oysa buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde bu işlem bir kere olur. İlave buharlaşma-yoğuşma, mekanik enerjinin yerini alan fiziko-kimyasal bir işlemdir. Absorpsiyonlu soğutma sistemindeki kaynatıcı ve absorber, buhar sıkıştırmalı soğutma sistemindeki kompresörün yerini almış olmaktadır(Şekil 1.1).

Çeşitli firmalar tarafından üretilen farklı tiplerde absorpsiyonlu soğutma makinaları vardır. Şekil 1.2' de ARKLA Firması tarafından üretilen dört ayrı bölmeli soğutma makinasının şematik görünüşü verilmiştir. Şekil 1.3' de TRANE Firması tarafından üretilen iki bölmeli soğutma makinası, Şekil 1.4' de CARRIER Firması tarafından üretilen soğutma makinası görülmektedir. İki bölmeli sistemlerde kaynatıcı ve yoğunlaştırıcı ayrı, buharlaştırıcı ve absorber ise ayrı bir bölme içinde bulunmaktadır.

1.2. KONU İLE İLGİLİ ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Burada, yirminci yüzyılın başından itibaren absorpsiyonlu soğutma makinaları üzerinde artarak devam eden çalışmalar özetlenmiştir.

Amonyak-Su çifti ile çalışan ilk absorpsiyonlu soğutma makinası Ferdinand Carre tarafından 1859 yılında yapıldı.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan ikili karışımlar üzerinde tam bir araştırma 1913 yılında Edmund Altenkirch tarafından yapılmıştır. 1979 yılında McNelly [1], LiBr-Su akışkan çiftinin fiziksel ve termodinamik özelliklerini tablo ve diyagramlar halinde yayınlamıştır.

LiBr-su akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu ısı pompası ve

soğutma makinası üzerindeki çalışmalar deneysel, parametrik ve simülasyon olmak üzere üç farklı şekilde yapılmaktadır. Yapılan çalışmaların en önemli olanları burada özetlenmiştir.

Absorpsiyonlu soğutma makinasının kararlı haldeki simülasyonu Astiz [2] tarafından yapılmış ve herbir elemanın ısı transfer olaylarında göz önüne alınarak, toplam ısı geçiş alanı ile ısı transfer katsayısının çarpımı (KxA) parametre olarak kullanılmış fakat toplam ısı transfer katsayısının hesabına kadar gidilmemiştir. Güneş enerjisi kaynaklı bir absorpsiyonlu soğutma makinasının geçici rejimde simülasyonunu yapan Blinn [3]; ARKLA Firmasının ürettiği soğutma makinalarının performans değerlerinden faydalanmıştır. Klein ve McInden [4], model bir ısı pompası üzerinde hem deneysel hemde simülasyon çalışması yapmışlardır. Model ısı pompasının performans değerleri simülasyonda kullanılmıştır. Bu çalışmada da ısı transfer hesaplarında modelden alınan ısı geçiş alanı ile ısı transfer katsayısının çarpımı (KxA) parametre olarak kullanılmış ve deneysel sonuçlarla, simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması yapılmıştır. Grussman ve Michelson [5] tarafından yapılan simülasyon çalışması, çözüm tekniği açısından diğer çalışmalardan farklıdır. Bu çalışmada, sistem elemanları içindeki fiziko-kimyasal, termodinamik ve ısı transferi olaylarını karakterize eden denklemler yazılmış, elde edilen nonlineer denklem takımı, sayısal metodlar ve bilgisayar yardımıyla çözülerek, sistemin her noktasındaki özellikler ve sistem performans değerleri bulunmuş, fakat sistem boyutlandırılmasına gidilmemiştir. Kaushik ve Chandra [6] çift tesirli bir soğutma makinasının simülasyonunu yaparak, deneysel sonuçlara uygunluğunu ve tek tesirli soğutma makinasına göre avantajlarını ortaya koymuşlardır. Muneer ve Uppal [7], YAZAKI Firması tarafından üretilen bir soğutma makinasının performans değerlerini kullanarak, bu soğutma makinasının simülasyonunu yapmışlar ve güneş enerjisi kaynaklı olarak düşündükleri sistemin enerji ihtiyacının güneşten karşılanan miktarının aylara dağılımını elde etmişlerdir.

Absorpsiyonlu ısı pompası ve soğutma makinaları üzerinde yapılan deneysel çalışmalarda oldukça fazladır. Keizer [8], yaptığı çalışmada, absorpsiyonlu soğutma makinalarında kullanılan iki farklı tipteki absorberin, soğutma sistemi üzerindeki tesirlerini incelemiştir.

Landauro-Parades, Watson ve Holland [5] , yaptıkları deneysel çalışmada, cam elemanlardan kurdukları soğutma sisteminin performans eğrilerini elde etmişlerdir. Aynı araştırma grubu, yaptıkları başka deneysel çalışmaların sonucunda buldukları soğutma sisteminin karakteristik eğrilerini yayınlamışlardır[10, 11] . Orta güçteki bir soğutma makinasının dizaynı ve deneysel çalışmaları Wendell [12] tarafından yapılmıştır. Mezon [13] , 100 kW gücündeki bir ısı pompasını dizayn ederek, performans eğrilerini çıkarmıştır.

Gaz veya buharın ince bir sıvı filmi ile absorpsiyonu işlemi, birçok araştırmacı tarafından farklı yaklaşım ve kabullerle incelenmiştir. Absorpsiyonlu ısı pompası ve soğutma makinalarında kullanılan akışkan çiftleri için, ısı transferide en az kütle transferi kadar önemlidir. Burada kütle transferini, ısı transferi ile birlikte ele alan çalışmalardan bir kısmı özetlenmiştir. Yih ve Seagrave [14] yaptıkları çalışmada, laminer akış halinde, sıcaklık gradyenini göz önüne alarak absorpsiyon olayını incelemişlerdir. Bu çalışmada, sıcaklık profili lineer kabul edilmiş ve akış uzunluğu boyunca sıcaklık değişimi de ihmal edilmiştir. Nakoryakov ve Grigor`eva [15, 16] , üst üste yayınladıkları makalelerde, laminer akış hali için, ısı transferini de düşünerek gaz absorpsiyonu olayını, farklı kabullerle ele almışlardır. Bu çalışmalarda hız profili lineer kabul edilmiş, fakat akış yönünde sıcaklık değişimi ihmal edilmemiştir. Gerçekte ise, laminer akış halinde hız profilinin parabolik olduğu bilinmektedir [17] . Grossman [17] , eğik bir düzlem üzerinde, laminer akış halinde, hız profilini parabolik alarak ve her iki yönde sıcaklık değişimlerini hesaba katarak, absorpsiyon olayını incelemiş, olayları karakterize eden denklemleri çıkarıp bu denklemleri analitik ve yarı nümerik çözerek sıcaklık ve derişiklik dağılımlarını elde etmiştir. Yüksel[18] absorpsiyon işlemini deneysel olarak incelemiş ve kızılötesi ışınlarla ölçmeler yaparak, kütle ve ısı transfer katsayılarını bulmuştur. Grossman [19] ,absorpsiyon olayını, türbülanslı akış halinde incelemiş ve elde edilen denklemleri analitik ve yarı nümerik olarak çözmüştür.

1.3. ÇALIŞMANIN AMACI

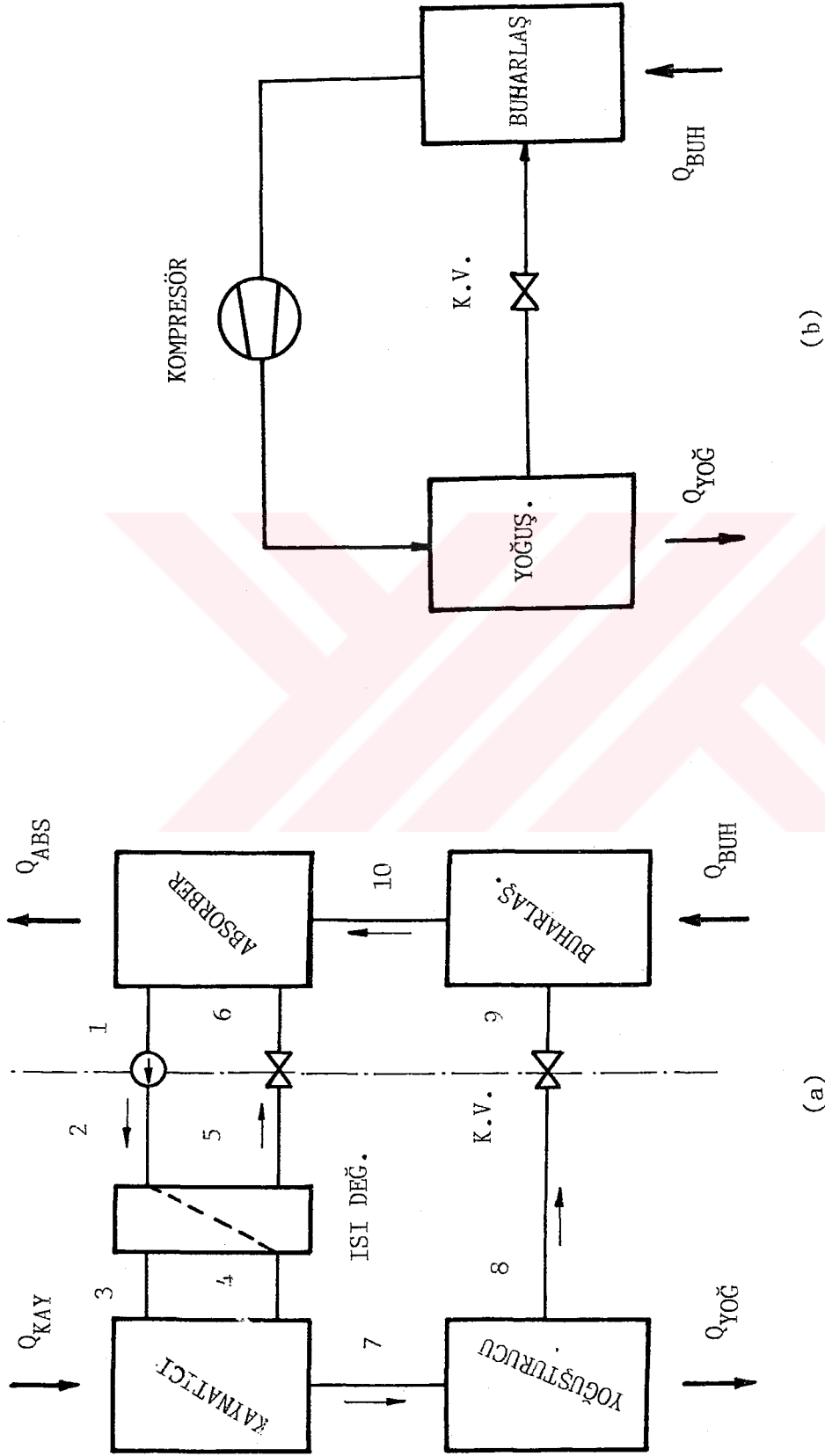
Bölüm 1.2' den görüleceği üzere, absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerinde yapılan deneysel ve teorik çalışmalar oldukça fazla olmasına rağmen, özellikle yapılan simülasyon çalışmaları fazla detaylı değildir. Daha önceden yapılan simülasyon çalışmalarında, soğutma sistemi elemanları basitçe ele alınmıştır . Soğutma sisteminin performansı üzerinde çok büyük tesiri olan absorber, basitleştirilmiş ve absorber içindeki ısı ve kütle geçiş olayları üzerinde durulmamıştır. Sistemin diğer elemanlarının ısı transfer olayları kabaca incelenmiş ve ısı transferi hesaplarında en fazla (KxA) hesabına kadar gidilmiş ve sistem boyutlandırılması üzerinde pek durulmamıştır.

Bu çalışmada, sistem elemanlarının modellenmesi çok daha detaylı bir şekilde yapıldı. Seçilen absorber tipine bağlı olarak, absorber içindeki hız, sıcaklık ve derişiklik dağılımlarını elde etmek için gerekli olan, ısı ve kütle geçiş olaylarını karakterize eden, diferansiyel denklemler çıkartıldı. Bu denklemler sayısal metodlar yardımıyla bilgisayarda çözümlenerek, sıcaklık ve derişiklik dağılımları elde edildi. Isı transferi olayını karakterize eden ısı transfer katsayısı ile, kütle transferini karakterize eden kütle transfer katsayıları bulundu. Soğutma sisteminin diğer elemanlarından olan kaynatıcı, buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcı ve ısı değıştiricisi boyutlandırılmasının yapılabilmesi için gerekli olan toplam ısı transfer katsayıları, akış şekli ve akışkan tipine bağlı olarak, bulundu. Böylece, birer kovan boru tipli ısı değıştiricisi olarak düşünölen herbir elemanın modelleri çıkartılarak, bunların birleştirilmesiyle tüm sistemin simülasyonu yapıldı.

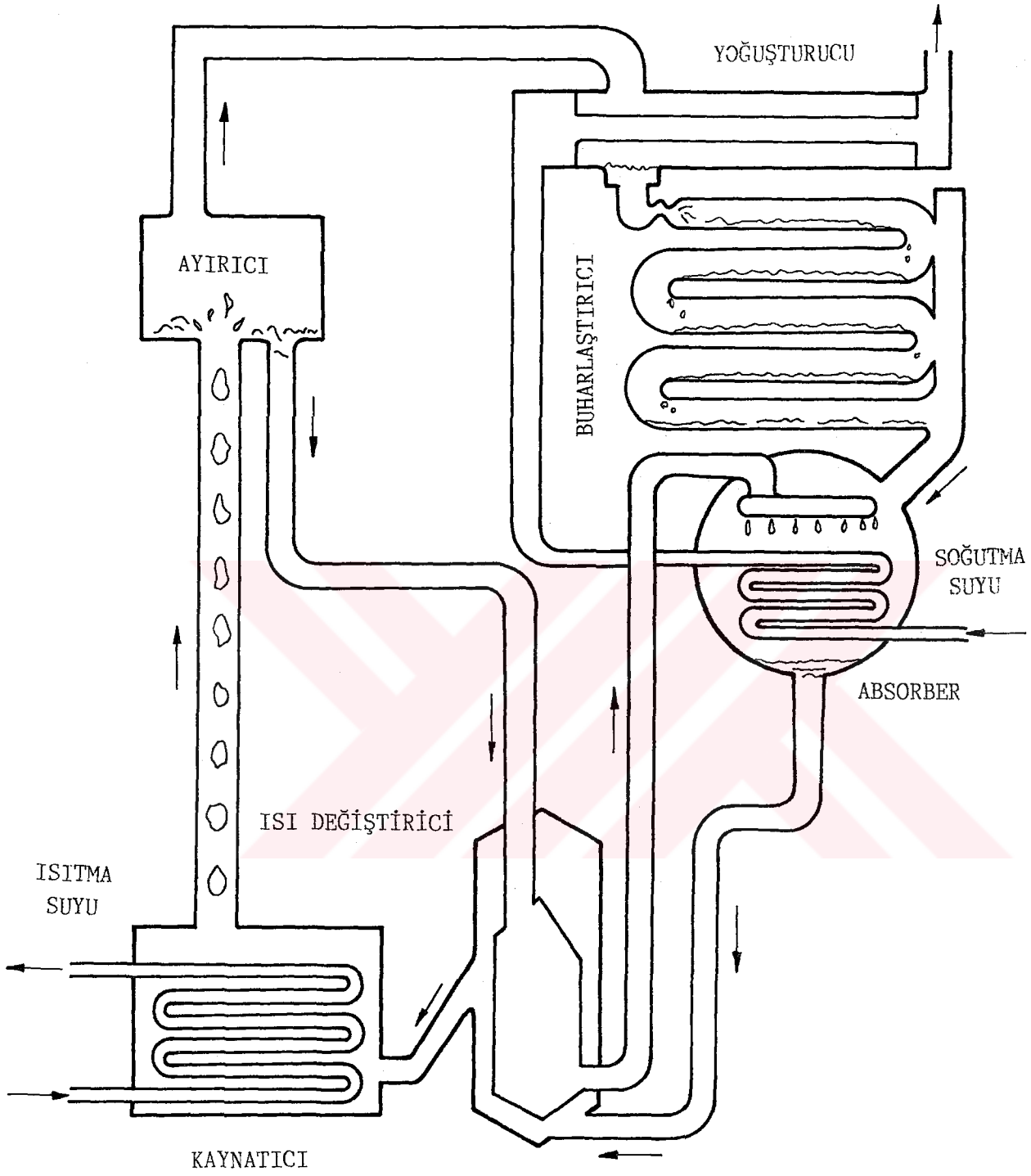
Simülasyonu yapılan absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerinde parametrik çalışma yapılarak, soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı ve sistem elemanlarının boyutlarının değışimi incelendi. Böylece, ileriki aşamada yapılacak bir deneysel çalışma için gerekli altyapı meydana getirildi.

Elde edilen sonuçlar, tablo ve diyagramlar halinde gösterilerek, daha önceden yapılan çalışmalarla karşılaştırıldı ve aradaki benzerlik ve farkların yorumu yapıldı.

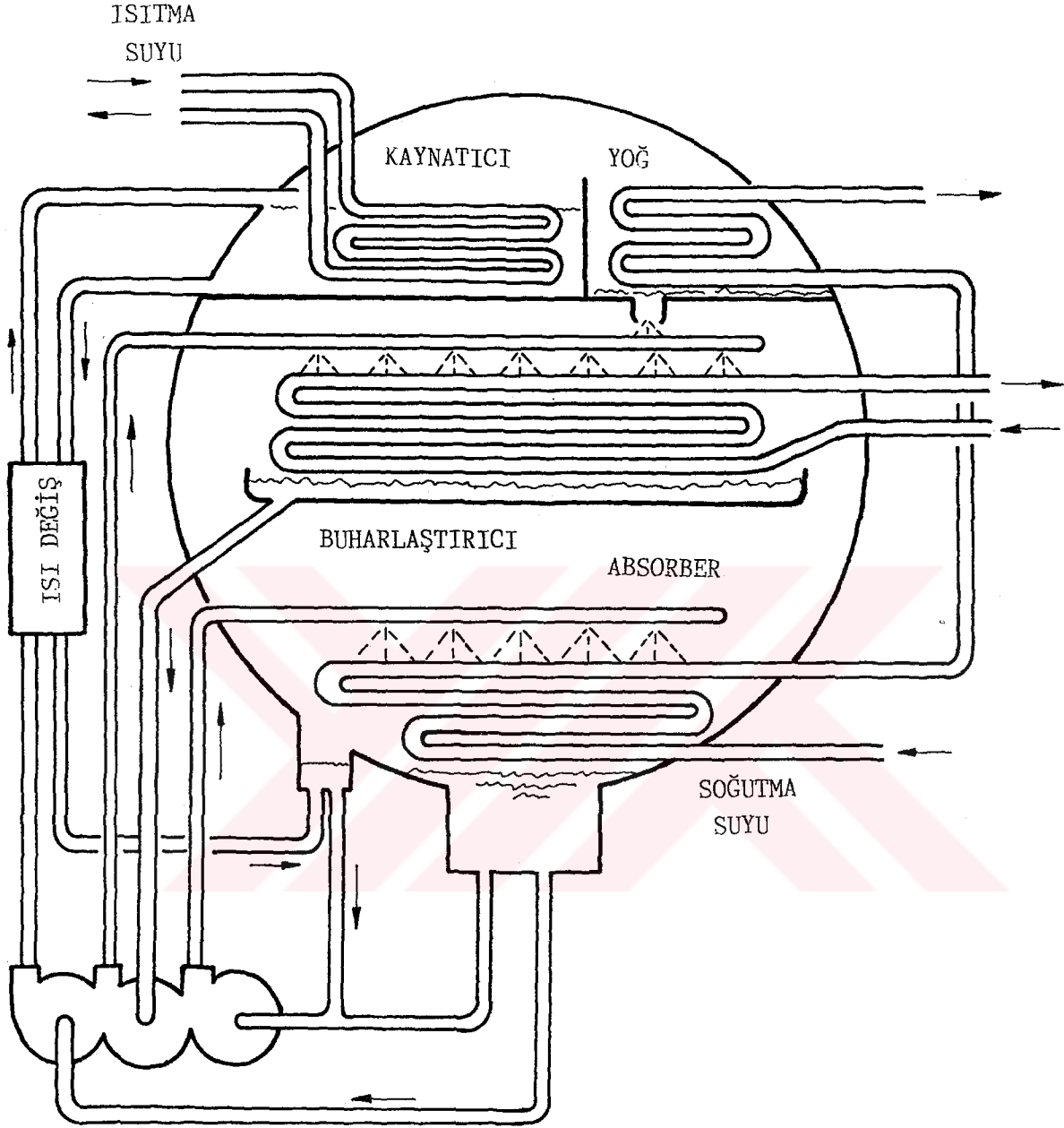




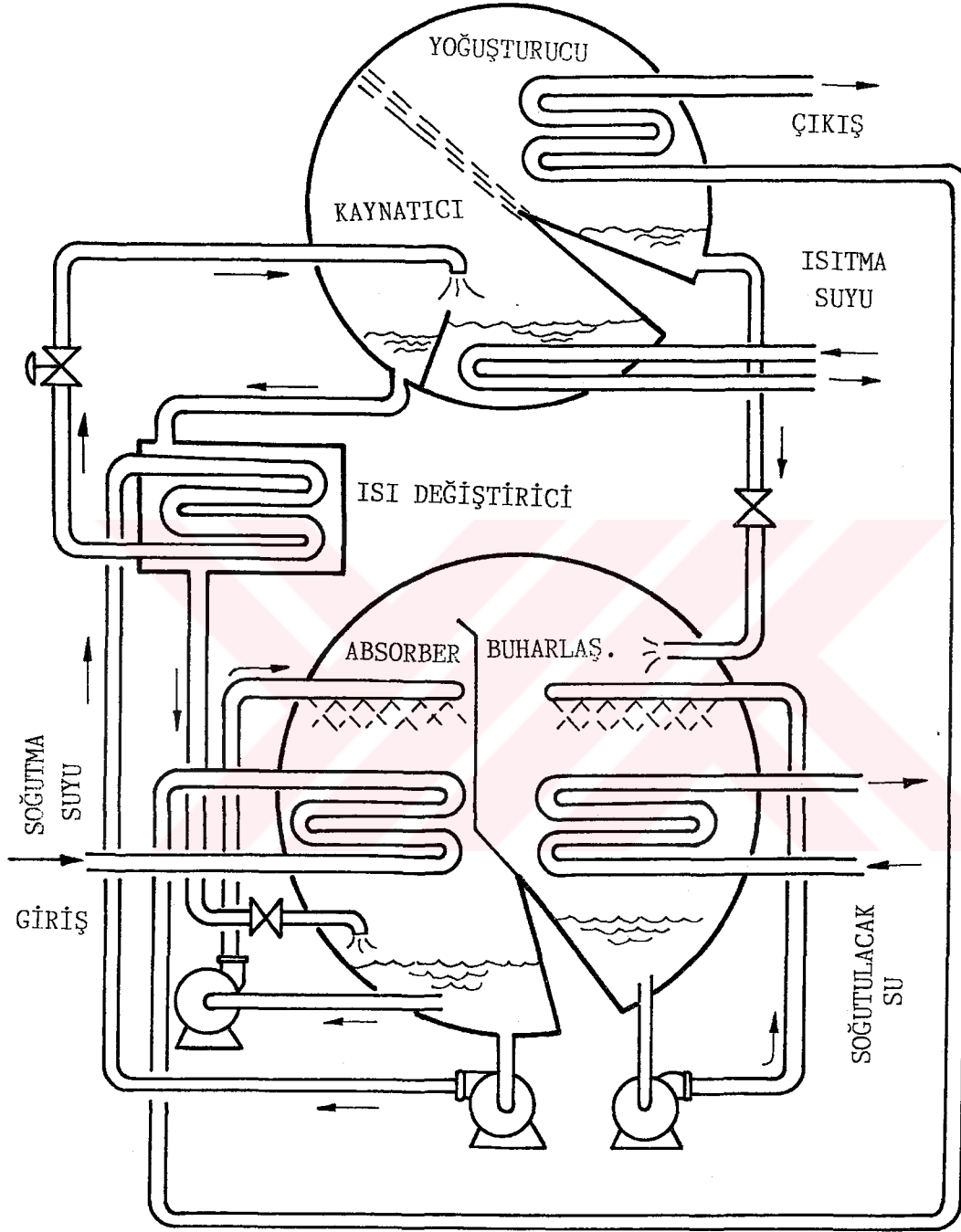
Şekil 1.1 : Absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin şematik gösterimleri
(a): Absorpsiyonlu, (b): Buhar sıkıştırımlı



Şekil 1.2 : ARKLA Firması tarafından üretilen dört ayrı bölmeli absorpsiyonlu soğutma sistemi



Şekil 1.3 : TRANE Firması tarafından üretilen absorpsiyonlu soğutma makinası



Şekil 1.4 : CARRIER Firması tarafından üretilen absorpsiyonlu soğutma makinası

II. TERMODİNAMİK ÇEVİRİM

2.1 TERMODİNAMİK ANALİZ

Absorpsiyonlu soğutma sistemi, ideal Carnot çevrimi olarak düşünüldüğünde, termodinamik sistemin analiz edilmesi için termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarının yazılması gerekir. Genel halde çevrim için termodinamiğin birinci kanunu,

$$\Delta U = \sum Q_i + W \quad (2.1)$$

şeklinde dir. Burada, ΔU ; sistem sınırları içindeki iç enerji değişimi, $\sum Q_i$; toplam ısı giriş ve çıkışı ve W ; toplam iş alışverişidir.

Termodinamiğin ikinci kanunu ise,

$$\Delta S = \sum \frac{Q_i}{T_i} + \frac{K_y}{T_o} \quad (2.2)$$

dir. Burada, ΔS ; sistem sınırları içindeki entropi değişimi, T_i ; bölge (eleman) sıcaklığını, T_o ; çevre sıcaklığını ve K_y ; kayıp işi göstermektedir.

Bir soğutma sisteminde, olay bir çevrim boyunca gerçekleştiğinden, $\Delta U = \Delta S = 0$ olur. Eriyik pompasının işi ihmal edilirse ($W_p = 0$), Şekil 2.1'deki sisteme göre termodinamiğin birinci kanunu,

$$Q_{KAY} + Q_{BUH} + Q_{AB} + Q_{YOÇ} = 0 \quad (2.3)$$

şeklini alır.

Yine Şekil 2.1'e göre termodinamiğin ikinci kanunu yazılırsa;

$$\frac{Q_{KAY}}{T_{KAY}} + \frac{Q_{BUH}}{T_{BUH}} + \frac{Q_{AB}}{T_{AB}} + \frac{Q_{YOĞ}}{T_{YOĞ}} + \frac{K}{T_o} = 0 \quad (2.4)$$

olur.

Bu soğutma sisteminin termodinamik olarak mümkün olabilmesi için soğutma sistemi, (2.3) ve (2.4) eşitliğini sağlamalı ve (2.4) eşitliğindeki kayıp iş (K_y) pozitif değer olmalıdır.

2.1.1 TERSİNİR ABSORPSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN SOĞUTMA TESİR KATSAYISI

İdeal absorpsiyonlu soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısı,

$$STK = \frac{Q_{BUH}}{Q_{KAY}} \quad (2.5)$$

bağıntısıyla tarif edilir.

Tersinir ideal bir çevrim için kayıp işin sıfır olduğu düşünülerek, (2.3) ve (2.4) eşitlikleri şu şekilde düzenlenebilir;

$$1 + x + y + z = 0 \quad (2.6)$$

$$1 + ax + by + cz = 0 \quad (2.7)$$

$$\text{Burada, } x = \frac{Q_{BUH}}{Q_{KAY}}, y = \frac{Q_{AB}}{Q_{KAY}}, z = \frac{Q_{YOĞ}}{Q_{KAY}}$$

$$\text{şeklindedir. Ayrıca, } a = \frac{T_{KAY}}{T_{BUH}}, b = \frac{T_{KAY}}{T_{AB}}, \text{ ve } c = \frac{T_{KAY}}{T_{YOĞ}} \text{ dir.}$$

Tersinir Carnot Çevrimi için

$$\frac{Q_{BUH}}{T_{BUH}} = \frac{Q_{YOĞ}}{T_{YOĞ}} \quad (2.8)$$

olduğundan (2.8) eşitliği, (2.4) eşitliğine taşınacak olursa, (2.7) eşitliğinden

$$1 + 0 + by + 0 = 0 \quad (2.9)$$

elde edilir. (2.6), (2.7) ve (2.9) eşitliklerinden x çözülecek olursa;

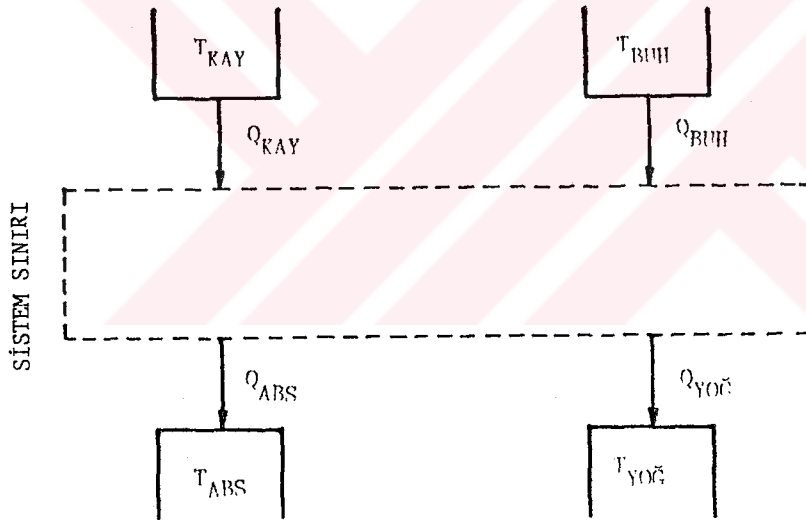
$$x = (STK)_{\text{ter}} = c \left[\frac{b - 1}{b \cdot (a - c)} \right] \quad (2.10)$$

bulunur. Diğer bir ifadeyle

$$(STK)_{\text{ter}} = \frac{T_{\text{BUH}}}{T_{\text{KAY}}} \frac{(T_{\text{KAY}} - T_{\text{AB}})}{(T_{\text{YOĞ}} - T_{\text{BUH}})} \quad (2.11)$$

şeklindedir.

İdeal absorpsiyonlu soğutma çeviriminde, (2.11) eşitliğinden görüleceği üzere, soğutma tesir katsayısı çevre özelliklerinden bağımsızdır.



Şekil 2.1 : İdeal absorpsiyonlu soğutma makinası

2.1.2 TEORİK ABSORPSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN SOĞUTMA TESİR KATSAYISI

Absorpsiyonlu soğutma çevriminin teorik tersinmez soğutma tesir katsayısını bulabilmek için çeşitli kabuller yapılması gerekir.

1. Değişik elemanların sıcaklıkları üniform ve sabit değerdedir.

2. Kaynatıcı ve yoğuşturucu basıncı, yoğuşma sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncıdır
3. Buharlaştırıcı ve absorber basıncı, buharlaşma, sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncıdır.
4. Kaynatıcıdan ayrılan soğutucu akışkan buharının sıcaklığı ve basıncı, kaynatıcı sıcaklığı ve basıncındadır.
5. Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş sıvı halindedir ($x=0$).
6. Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu buharı, kuru doymuş buhar halindedir ($x=1$).
7. Absorberden ayrılan eriyik, absorber basınç ve sıcaklığında denge halindedir.
8. Kaynatıcıdan ayrılan eriyik, kaynatıcı sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
9. Aynı sıcaklık ve derişiklik için, denge halindeki entalpi ile dengesiz haldeki entalpi eşittir.
10. Absorber, kaynatıcı, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı gibi elemanların çevreye ısı kaybı yoktur.
11. Sistemde basınç kaybı meydana gelmemektedir.
12. Sisteme iş girişi ihmal edilebilir.

Özellikle yukarıda belirtilen (11) ve (12) kabullerini pratikte gerçekleştirmek çok zordur. Buharlaştırıcı ve absorber arasındaki çok küçük basınç düşümleri bile buharlaştırıcı sıcaklığını büyük ölçüde etkiler.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimi için kararlı halde termodinamiğin birinci kanunu yazılırsa,

$$0 = Q_{KAY} + Q_{BUH} + Q_{YOĞ} + Q_{AB} + Q_O + W \quad (2.12)$$

olur (10) ve (12) kabullerinden; $Q_O = W = 0$ dır. Buradan;

$$0 = Q_{KAY} + Q_{BUH} + Q_{YOĞ} + Q_{AB} \quad (2.13)$$

eşitliği elde edilir.

Açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu ve süreklilik denklemi hatırlanıp, 1 kg soğutucu buharı için ($\dot{m}_7 = 1 \text{ kg}$), Şekil 1.1-a'ya göre, kaynatıcı için bu denklemler yazılırsa,

$$0 = Q_{\text{KAY}} + \dot{m}_3 h_3 - h_7 - \dot{m}_4 h_4 \quad (2.14)$$

$$0 = \dot{m}_3 - 1 - \dot{m}_4 \quad (2.15)$$

olur. (2.15) eşitliği (2.14) eşitliğine taşınırsa,

$$Q_{\text{KAY}} = h_7 + \dot{m}_3 (h_4 - h_3) - h_4 \quad (2.16)$$

bulunur.

Buharlaştırıcı için termodinamiğin birinci kanunu yazılırsa,

$$Q_{\text{BUH}} = h_{10} - h_9 \quad (2.17)$$

olur.

Sistemin termodinamik analizini yapabilmek için,

$$DO = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} \quad (2.18)$$

tarifi yapılır. Burada DO; dolaşım oranıdır. (2.16), (2.17) ve (2.18) eşitlikleri (2.5) eşitliğine taşınacak olursa soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı için,

$$STK = \frac{h_{10} - h_9}{h_7 + DO (h_4 - h_3) - h_4} \quad (2.19)$$

eşitliği bulunur.

Yukardaki eşitlikten görüleceği üzere, soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı, soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısına ($h_{10} - h_9$) büyük ölçüde bağlıdır. Soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısı ne kadar büyükse, soğutma tesir katsayısı o kadar büyük olacaktır. Dolaşım oranı ise eşitliğin paydasında olduğu için, artan dolaşım oranıyla soğutma tesir katsayısı azalacaktır. **Dolaşım oranı**, kristalizasyon olayı ve film kararlılığı ile direk ilgili olduğundan, pratikte belirli bir değerin altına düşmemesi gerekir. Bu büyüklük pratikte 10 ile 20 arasında değişir.

2.2. SİSTEMDE KULLANILAN AKIŞKAN ÇİFTLERİ

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan bir çok akışkan çifti vardır. Fakat günümüzde pratikte kullanılan başlıca akışkan çiftleri şunlardır;

- a) Soğutucu akışkan olarak amonyak , yutucu akışkan olarak su-amonyak eriyiği;
- b) Soğutucu akışkan olarak amonyak, yutucu akışkan olarak su-amonyak ve hidrojen eriyiği;
- c) Soğutucu akışkan olarak su, yutucu akışkan olarak LiBr-su eriyiği;
- d) Soğutucu akışkan olarak dichloromethane , yutucu akışkan olarak demethoxytetraethylene glycol eriyiği;
- e) Soğutucu akışkan olarak amonyak, yutucu akışkan olarak sodium thiocyanate (NaSCN) ve amonyak eriyiği.

Açık çevrimli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan çiftleri ise;

- f) Soğutucu akışkan olarak su, yutucu akışkan olarak lithium chloride-su eriyiği;
 - g) Soğutucu akışkan olarak su, yutucu akışkan olarak triethylene glycol-su eriyiği;
- şeklinde sıralanır.

Son yıllarda absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan en önemli akışkan çiftleri olarak LiBr-su ve amonyak-su göze çarpmaktadır. Bu akışkan çiftlerinden LiBr-su akışkan çifti, diğer çiftlere nazaran daha avantajlı görülmektedir. Bu akışkan çiftinin başlıca avantajları şöylece sıralanabilir;

- Aynı sıcaklıklar arasında çalışan diğer akışkan çiftlerine göre daha yüksek soğutma tesir katsayısı sağlar.
- Bu sistemlerde ilave bir rektifikasyon kolonuna ihtiyaç olmadığından nisbeten basit elemanlardan meydana gelir.
- Dolaşım pompası için gerekli olan mekanik iş çok azdır. Bu

iş, amonyak - su çifti ile çalışan sistemin işinin yüzde biri kadardır.

Yukarda sayılan avantajların yanında, LiBr-su akışkan çiftiyle çalışan soğutma sisteminin bazı dezavantajları da vardır. Bunlar;

-Buharlaştırıcı sıcaklığı, suyun donma noktası ile sınırlanmıştır. Bu akışkan çifti sadece iklimlendirme tesisatlarında kullanılabilir.

-Kristallenme olayı, çevrimin çalışma şartlarını sınırlar.

-Soğutma sistemi, düşük basınçlarda çalışır. Bu durum önlenemeyen hava sızmalarına sebep olur.

LiBr - su akışkan çiftiyle çalışan soğutma sistemleri, ilave olarak korrozyon ve ısı transferi gibi küçük bazı problemlerine rağmen, bugün en kullanışlı ve ekonomik soğutma sistemleridir.

2.2.1 LiBr - SU ERİYİĞİNİN VE SUYUN TERMODİNAMİK ÖZELİKLERİNİN BULUNMASI

LiBr - su akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kristallenme sıcaklığının bulunması önemlidir. Bu sıcaklık deneysel sonuçlardan faydalananarak, derişikliğin bir fonksiyonu olarak en küçük kareler metoduyla, 3. dereceden bir polinomla ifade edilmiştir [20] .

$$T_{KRS} = a_0 + a_1 X + a_2 X^2 + a_3 X^3 \quad (2.20)$$

Burada, X yüzde olarak derişikliği göstermektedir. Bu eşitlik, $0.55 \leq X \leq 0.68$ aralığında geçerlidir.

Su, su buharı ve LiBr-su eriyiğinin özelliklerini bulmak için aşağıdaki termodinamik eşitliklerden ve orjinal kaynaklardan faydalanılmıştır.

1. Islak bölgedeki suyun doyma basıncı [21];

$$PD = \text{FONK1} (TD)$$

$$\begin{aligned} \log_{10} PD = A - \frac{B}{TD} - C \log_{10} TD + D TD + \\ + \frac{E C (F - TD)}{F TD} \log_{10} (F - TD) \end{aligned} \quad (2.21)$$

2. LiBr - su eriyiğinin basıncı [22];

$$P = \text{FONK2}(X,T)$$

$$P = 10^b \quad (2.22)$$

$$\begin{aligned} b = A + B X + \frac{C}{T} + \frac{D X}{T} + E X^2 + \frac{F X^2}{T} + \frac{\check{G}}{T^2} + \frac{H X}{T^2} + \\ + I X^3 \end{aligned} \quad (2.23)$$

3. LiBr - su eriyiğinin entalpisi [22];

$$H = \text{FONK3}(X,T)$$

$$h = A + B X + C T + D X^2 + E T^2 + F T X^2 \quad (2.24)$$

4. Eriyikten ayrılan saf haldeki doymuş su buharının entalpisi [23] ;

$$H = \text{FONK4}(X,P)$$

$$h = A + B X + C b + D X^2 + F X b \quad (2.25)$$

$$b = \ln \left(\frac{P}{\check{G}} \right) \quad (2.26)$$

5. Saf doymuş su buharının entalpisi [23] ;

$$H = \text{FONK5}(T)$$

$$h = h_o \sum a_i \left(\frac{T_n}{T_o} \right)^i \quad (2.27)$$

6. Saf doymuş suyun entalpisi [23] ;

$$H = \text{FONK}(T)$$

$$h = P_c V_c \sum a_n T_{rx}^n \quad (2.28)$$

bağıntılarından yakardaki özellikler bulunur. Bağıntılarda geçen PD ve TD, doyma basıncı ve sıcaklığıdır. A, B, C, D, E, F, Ğ, H, I katsayı sabitleridir. P_c ve V_c ; kritik basınç ve hacimdir.

Burada geçen katsayı sabitlerin değerleri EK-E`deki program listesinde verilmiştir.



III. FİLM ABSORBERLER

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı ve boyutları üzerinde çok etkili olan sistem elemanlarından birisi de absorberdir. Çeşitli gayeler için kullanılan başlıca üç tip absorber vardır.

- Püskürtmeli(Spray) Absorber
- Film Absorber
- Kabarcıklı(buble) Absorber

Yapılan bu çalışmada, uygun tipte bir absorber seçimi önde gelen adımlardan birisidir. Yapılan teorik çalışmaya ve soğutma sisteminde kullanmaya elverişli bir absorber seçilmelidir. Absorpsiyon (yutma) olayını, teorik olarak, en basit bir şekilde incelemeye elverişli olması ve aşağıda sayılan avantajları sebebiyle film absorberler bu işlem için uygundur. Bu tip absorberlerin avantajları şunlardır;

- Hidrostatik basınç düşümü yoktur,
- Büyük yüzeyler sebebiyle yüksek oranlarda ısı ve kütle transferi için uygundur,
- Çok ince film sebebiyle ısı taşınım katsayısı yüksektir.

Yukarıda sayılan avantajlarının yanında, film absorberler bazı dezavantajlara da sahiptir:

- Film karacılılığı olarak tarif edilen, sıvı filminin boru uzunluğu boyunca tüm boru yüzeyini ıslatmasını sağlamak zordur,
- Viskozitesi küçük akışkanlar için kullanılabilir.

Film absorberlerdeki sıvının ince bir film halinde akışını sağlamak ve gelen debiyi eşit olarak borulara dağıtmak, konstrüktif olarak zordur. Film akışı, borunun iç veya dış yüzeyi boyunca olabilir. Bu çalışmada filmin, dairesel dik bir borunun dış yüzeyi boyunca olduğu düşünülmüştür.

Sistemin soğutma tesir katsayısı ve sistem boyutları üzerindeki tesirinin büyüklüğünden dolayı, absorberin detaylı bir şekilde incelenmesi gerekmektedir. Sanayide gazların ayrıştırılmasında kullanılan film absorberler ile absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan film absorberler, birkaç noktadan büyük farklılıklar gösterirler.

Soğutma makinalarında, absorber içindeki kısmi basınç izafi olarak büyüktür. Soğutucu akışkan buharı saf veya safa yakındır. Sanayide kullanılan absorberlerde ise, absorbe edilen gazın kısmi basıncı izafi olarak düşüktür.

Gaz-sıvı oranı soğutma makinalarında yüksektir. Bu oranın yüksek olması, derişikliklerinde büyük değışmelere sebep olur ve absorbe re giren gazın(veya buharın) tamamı absorbe edilir.

Sanayide kullanılan absorberlerde, gaz kolayca absorbe edilemez. Soğutma makinalarında kullanılan gaz ise kolayca absorbe edilebilir olmalıdır.

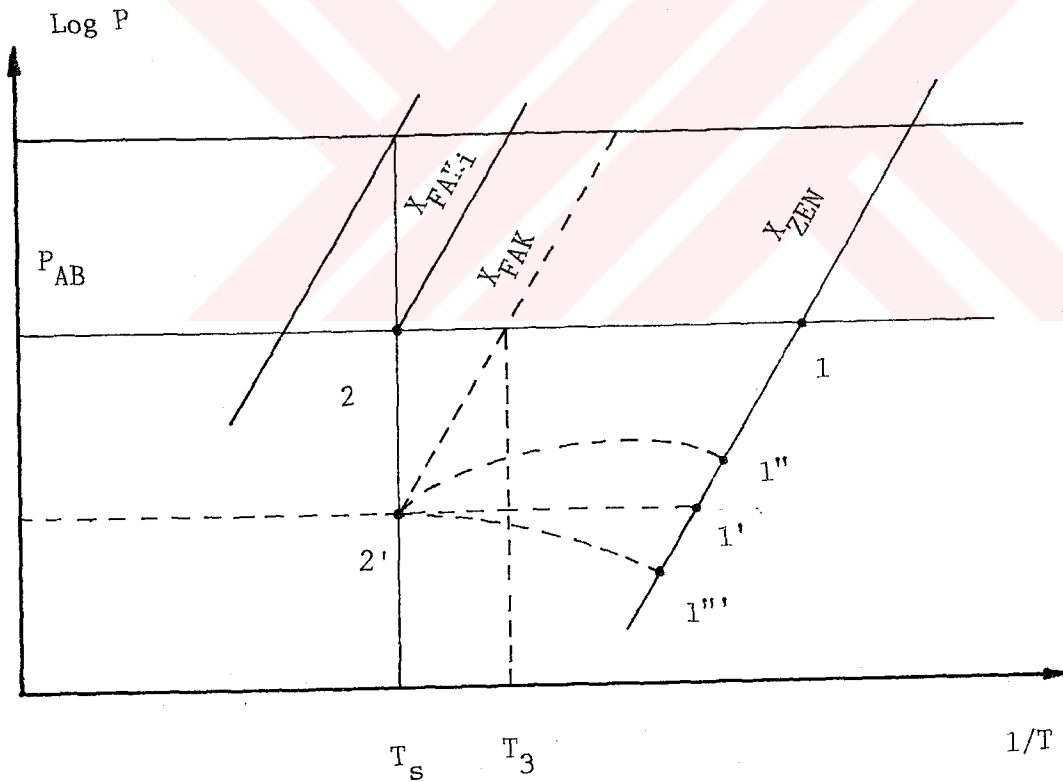
Soğutma makinalarının absorberlerinin en önemli özelliklerinden birisi ise açığa çıkan ısı miktarıdır. Bu absorberlerde, absorpsiyon (yutma) olayı esnasında ortaya büyük miktarda ısı çıkmaktadır. Yutma işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için, açığa çıkan bu ısının atılması gerekir. Bu yüzden soğutma makinalarının absorber dizaynında, esas olarak ısı transferi göz önüne alınır [8].

3.1 ABSORPSİYON OLAYI

Absorpsiyonlu soğutma makinalarında kullanılan absorberlerde ısı transferi, kütle transferinden daha önemlidir. Çünkü absorpsiyon olayı, büyük ölçüde ısı transferi ile kontrol edilebilir. Absorpsiyon olayına tesir eden büyük faktör, absorber soğutma suyu özellikleridir [24].

Isı ve kütle transferinin gerçekleşmesi için bir potansiyel bulunmalıdır. Bu potansiyel, ısı transferi için sıcaklık gradyenidir. Kütle transferi için bu potansiyel, derişiklik, basınç veya sıcaklık gradyeni olabilir.

Absorpsiyon olayı, $\log P - 1/T$ diyagramında Şekil 3.1'de görülmektedir. 1-2 çizgisi boyunca absorpsiyon işlemi, ideal bir absorpsiyon işlemini göstermektedir. Yani tüm absorber boyunca denge mevcuttur. Bu durumda ısı transferi direnci ihmal edilebilir. Bunun sonucu olarak, absorberden ayrılan eriyiğin sıcaklığı, absorber soğutma suyu sıcaklığına eşit olur ($T_2 = T_s$). Gerçek kütle transferi denge şartlarında meydana gelmez. Absorpsiyon olayı 1'-2' veya ısı transferine bağlı olarak 1''-2', 1'''-2' eğrileri boyunca meydana gelebilir.



Şekil 3.1 : Absorpsiyon olayı

En genel halde absorber verimi aşağıdaki gibi tarif edilir [8];

$$\eta_{AB} = \frac{\text{Absorber içindeki derişiklik değışimi}}{\text{Absorber içindeki ideal derişiklik değışimi}}$$

Bu genel ifadeden hareketle, şekil 3.1'den absorber verimi yazılırsa

$$\eta_{AB} = \frac{X_{FAK} - X_{ZEN}}{X_{FAK_i} - X_{ZEN}} \quad (3.1)$$

bulunur. Bu bağıntıdaki X_{ZEN} ; zengin eriyik derişikliği, X_{FAK} ; fakir eriyik derişikliği, X_{FAK_i} , fakir eriyik ideal derişikliğidir. (3.1) bağıntısından görüleceği gibi, absorber verimini artırmak için;

$(X_{FAK_i} - X_{ZEN})$ farkının azaltılması,

$(X_{FAK} - X_{ZEN})$ farkının artırılması gerekir.

Absorberin, soğutma sistemi üzerindeki büyük tesirinden dolayı, veriminin mümkün olduğu kadar yüksek tutulması gerekir.

3.2 FİLM İÇİNDEKİ HIZ, SICAKLIK VE DERİŞİKLİK DAĞILIMLARINI VEREN DENKLEMLERİN ÇIKARILMASI

Şekil 3.2, dik bir boru etrafından ince film akış halinin şematik bir gösterimidir. En genel halde hız, sıcaklık ve derişiklik dağılımları bu şekil üzerinde görülmektedir.

Sıvı haldeki eriyik, dik boru etrafından kendi ağırlığı ile aşağı doğru akmaktadır. Soğutucu buharı, P_v sabit basıncında durgun haldedir. $z=0$ noktasında eriyik T_o sıcaklığında ve C_o derişikliğindedir. Girişteki eriyik basıncı P_{vo} , soğutucu akışkan buharının basıncından farklıdır. Bu fark kütle transferi için gerekli potansiyeli

meydana getirir. Eriyik sıvı yüzeyi boyunca, soğutucu akışkan buharı absorbe edilir. Bu absorpsiyon esnasında ısı açığa çıkar. Açığa çıkan bu ısı boru cidarlarından dışarı atılır. Akış tek boyutludur, yani sadece z eksenini boyunca hız mevcuttur. Akışkan kendi ağırlığıyla aktığı için film kalınlığı, debi, yoğunluk ve viskozite yardımıyla kolayca bulunabilir [25]. Burada Π ıslak yarıçaptır ($\Pi = \pi D$).

$$Y_{\max} = \left(\frac{3 \text{ Re } v^2}{g} \right)^{1/3}, \text{ Re} = \frac{G}{\Pi \mu} \quad (3.2)$$

Boru etrafından film akış halinde, parabolik hız dağılımı Şekil 3.2'ye göre şöyle ifade edilebilir [25];

$$v_z = \frac{\rho g R^2}{4 \mu} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 + 2 a^2 \ln \frac{r}{R} \right] \quad (3.3)$$

Burada a ; bir katsayıdır. Silindirik koordinatlarda çıkarılan bu eşitlik, film kalınlığı boyunca hız dağılımını verir.

Yukarıda tarif edilen tipte bir absorpsiyonda, olayı karakterize eden diferansiyel denklemler çıkartılırken aşağıdaki kabuller yapılmıştır;

- Eriyik Newtoniyen bir akışkandır, fiziksel özellikleri sabittir, sıcaklık ve derişiklikten bağımsızdır.
- Birim zamanda absorbe edilen buhar miktarı, eriyik sıvı debisi ile karşılaştırıldığında, çok azdır. Bu yüzden akış film kalınlığı sabit kabul edilebilir.
- Buhar fazında ısı transferi yoktur.
- Film içindeki sıcaklık ve derişiklik farkı sebebiyle doğal taşınım yoktur.
- Difüzyon ısı etkileri ihmal edilebilir.
- Yüzeyde, sıvı ve buhar arasında buhar dengesi mevcuttur.

Bu kabuller altında eş zamanlı (simultane) ısı ve kütle transferi olayları için, kararlı rejimde enerji ve difüzyon denklemleri şu şekilde yazılabilir [25];

$$v_z \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (3.4)$$

$$v_z \frac{\partial C}{\partial z} = D \left(\frac{\partial^2 C}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial C}{\partial r} \right) \quad (3.5)$$

(3.4) ve (3.5) denklemlerinin çıkartılmasında, akış uzunluğu boyunca olan ısı iletimi, film kalınlığı yönündeki ısı iletimine göre çok küçük olduğundan ihmal edilmiştir. Bu denklemlerdeki α ; ısı yayılma katsayısı, D; kütle difüzyon katsayısıdır.

Yukarıda çıkarılan denklemlerin çözülebilmesi için sınır şart ve bağıntılarının da bilinmesi gerekir. Bu sınır şart ve bağıntıları, yukarıda kabuller ve tarifler ışığında şöyledir.

$$\begin{aligned} z = 0 \text{ da } T &= T_o \quad C = C_o \\ r = R \text{ de } T &= T_{cid} \text{ ve } \frac{\partial C}{\partial r} = 0 \\ r = aR \text{ de } T &= T_y \text{ ve } C = C_y \end{aligned} \quad (3.6)$$

Burada T_y ve C_y ; yüzey sıcaklığı ve derişikliğidir. T_y ve C_y birbirine bağılı ve z koordinatının bir fonksiyonudur. Sıvı eriyik ile gazın temasta olduğu ortak yüzey için sınır bağıntıları yazılabilir. Bunlar sırasıyla denge şartı, kütle difüzyonu ve ısı iletimi eşitlikleri olarak isimlendirilir ve şöyle ifade edilir;

$$F(T_y, C_y) = P_v = \text{sabit} \quad (3.7)$$

$$D \left(\frac{\partial C}{\partial r} \right) = \dot{n}_y \quad (3.8)$$

$$k \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) = \dot{n}_y \lambda(T_y, C_y) \quad (3.9)$$

Burada, λ ; absorpsiyon ısısı, $\dot{n}_y$; yüzeydeki molekölse akıdır.

Yüzey sınır şart bağıntıları olarak yazılan yukarıdaki eşitliklerden (3.8) ve (3.9) bağıntıları birleştirilirse;

$$k \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) = D \left(\frac{\partial C}{\partial r} \right) \lambda(T_y, C_y) \quad (3.10)$$

elde edilir.

Absorbentin (yutulan akışkan) sahip olduğu bazı özelliklerden dolayı ilâve bağıntılar yazılabilir. Aşağıdaki iki özeliğe sahip ab-

sorbentlere lineer absorbent ismi verilir [17];

- Sabit basınçta sıcaklık ve derişiklik arasındaki bağıntı lineerdir,

$$C = A_1 T + A_2 \quad (3.11)$$

- Absorpsiyon ısısı sabittir, sıcaklık ve derişiklikten bağımsızdır;

$$\lambda (T_y, C_y) = \lambda = \text{sabit}$$

LiBr-su akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma makinalarında yutulan madde (absorbent) soğutucu buharı yani sudur. Su, lineer absorbent olarak kabul edilebilir. Böylece yüzey için iki tane sınır bağıntısı elde edilmiş olur. Bu bağıntılar;

$$k \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) = \lambda D \left(\frac{\partial C}{\partial r} \right) \quad (3.12)$$

$$C_y = A_1 T_y + A_2$$

şeklindedir.

3.3 DİFERANSİYEL DENKLEMLERİN SAYISAL ÇÖZÜMÜ

Yukarıda verilen (3.4) ve (3.5) parabolik kısmî türevli diferansiyel denklemleri sayısal olarak çözmek için bir sonlu fark metodu olarak geliştirilen Crank-Nicolson Metodu kullanıldı [26].

Bölüm 3.2'de çıkarılan (3.4) bağıntısının ikinci tarafı, şekil 3.3'e göre, merkezi farklar cinsinden silindirik koordinatlarda ifade edilirse;

$$\begin{aligned} \nabla^2 T = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) = & \frac{T_{j+1} - 2T_j + T_{j-1}}{\Delta r^2} + \\ & \frac{1}{r} \frac{T_{j+1} - T_{j-1}}{2\Delta r} \quad (3.13) \end{aligned}$$

bulunur.

Crank - Nicolson Metodu, merkezi farklar cinsinden (3.4) ve (3.5) bağıntılarına uygulanacak olursa;

$$v_z \frac{T_j^n - T_j^{n-1}}{\Delta z} = \frac{\alpha}{2} \left[\left(\frac{T_{j+1}^n - 2T_j^n + T_{j-1}^n}{\Delta r^2} + \frac{1}{r} \right. \right. \\ \left. \left. \frac{T_{j+1}^n - T_{j-1}^n}{2\Delta r} \right) + \left(\frac{T_{j+1}^{n-1} - 2T_j^{n-1} + T_{j-1}^{n-1}}{\Delta r^2} \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{1}{r} \frac{T_{j+1}^{n-1} - T_{j-1}^{n-1}}{2\Delta r} \right) \right] \quad (3.14)$$

$$v_z \frac{C_j^n - C_j^{n-1}}{\Delta z} = \frac{D}{2} \left[\left(\frac{C_{j+1}^n - 2C_j^n + C_{j-1}^n}{\Delta r^2} + \frac{1}{r} \right. \right. \\ \left. \left. \frac{C_{j+1}^n - C_{j-1}^n}{2\Delta r} \right) + \left(\frac{C_{j+1}^{n-1} - 2C_j^{n-1} + C_{j-1}^{n-1}}{\Delta r^2} \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{1}{r} \frac{C_{j+1}^{n-1} - C_{j-1}^{n-1}}{2\Delta r} \right) \right] \quad (3.15)$$

eşitlikleri elde edilir. Bu eşitlikler yeniden düzenlenirse,

$$\left(\frac{2 v_z \Delta r^2}{\alpha \Delta z} + 2 \right) T_j^n - \left(\frac{\Delta r}{2r} + 1 \right) T_{j+1}^n + \left(\frac{\Delta r}{2r} - 1 \right) T_{j-1}^n = \\ = \left(\frac{2 v_z \Delta r^2}{\alpha \Delta z} - 2 \right) T_j^{n-1} + \left(\frac{\Delta r}{2r} + 1 \right) T_{j+1}^{n-1} \\ + \left(1 - \frac{\Delta r}{2r} \right) T_{j-1}^{n-1} \quad (3.16)$$

$$\left(\frac{2 v_z \Delta r^2}{D \Delta z} + 2 \right) C_j^n - \left(\frac{\Delta r}{2r} + 1 \right) C_{j+1}^n + \left(\frac{\Delta r}{2r} - 1 \right) C_{j-1}^n = \\ = \left(\frac{2 v_z \Delta r^2}{D \Delta z} - 2 \right) C_j^{n-1} + \left(\frac{\Delta r}{2r} + 1 \right) C_{j+1}^{n-1} +$$

$$+ \left(1 - \frac{\Delta r}{2r} \right) C_j^{n-1} \quad (3.17)$$

şeklini alır.

Bu diferansiyel denklemlerin sayısal çözümlerinin yapılabilmesi için (3.16) ve (3.17) eşitliklerine ilâve olarak sınır şart ve bağıntılarının da sonlu farklar cinsinden ifade edilmesi gerekir. (3.6) ve (3.12)'deki sınır şart ve bağıntıları merkezi sonlu farklar cinsinden yazılacak olursa;

$$\begin{aligned} z = 0 \quad \text{da} \quad T &= T_o \quad \text{ve} \quad C = C_o \\ r = R \quad \text{de} \quad T &= T_{cid} \quad \text{ve} \quad C_{cid} = C_{cid-1} \quad (3.18) \\ r = aR \quad \text{de} \quad T &= T_y \quad \text{ve} \quad C = C_y \end{aligned}$$

ve

$$C_y = A_1 T_y + A_2 \quad (3.19)$$

$$k (T_y - T_{y-1}) = \lambda D (C_y - C_{y-1})$$

olur.

Bütün akış alanına sonlu fark denklemlerinin uygulanabilmesi için, akış alanının ağlara bölünmesi gerekir. Akış alanı, film kalınlığı boyunca M ve film akış uzunluğu boyunca N parçaya bölünecek olursa, M x N çarpımı kadar sıcaklık ve derişiklik oluşturulmuş olmaktadır. Bu noktalardaki sıcaklık ve derişikliğin bulunabilmesi için, M x N'lik denklem takımlarının N defa çözülmesi gerekir. Yani akış uzunluğu boyunca her bir Δz artımı için M x M'lik bir denklem takımı, Δz aralığının her noktasındaki sıcaklık ve derişikliği verecektir. İşlemler N x Δz aralığında son bulacaktır. Anlatılan çözüm metoduyla teşkil edilen ağın her noktasındaki sıcaklık ve derişiklik dağılımları bulundu.

Yukardaki (3.18) ve (3.19) bağıntılarından görüleceği üzere, $z = 0$ ve $r = R$ noktasında, sıcaklık dağılımında süreksiz bir bölge bulunacaktır. Bu bölgedeki sıcaklık dağılımının sonlu farklar metoduyla bulunabilmesi mümkün değildir. Ancak analitik bir metodla bu bölgedeki

sıcaklık dağılımı bulunabilir.

Böyle bir analitik çözümü Grossman [17] vermiştir. Bu bölgenin çok küçük olması nedeniyle, ısı transferi katsayısı üzerinde tesiri çok küçüktür. Bu sebeble bu çalışmada bu bölge göz önüne alınmadı.

3.4 ISI VE KÜTLE TRANSFER KATSAYILARININ HESAPLANMASI

Film absorberlerde, boru cidarına yakın bölgedeki ısı taşınım katsayısı ile sıvı-buhar temas yüzeyine yakın bölgedeki kütle taşınım katsayılarının bilinmesi gerekir.

Lineer artan cidar sıcaklığına sahip dik bir boru dışından akış halinde, cidar yakınındaki ısı taşınım katsayısını bulabilmek için, bulunan sıcaklık dağılımından faydalanılır.

Cidar yakınında Fourier ifadesi yazılırsa,

$$q = -k \frac{dT}{dr} \Big|_{r=R} = -k \frac{\Delta T}{\Delta r} \Big|_{r=R} \quad (3.20)$$

olur. Bu bağıntı yardımıyla cidardan iletilen ısı akısı bulunabilir. Burada k ; ısı iletim katsayısıdır.

Film akışı için Newton'un soğutma ifadesi yazılırsa;

$$q = h (T_b - T_{cid}) \quad (3.21)$$

olur. Burada T_b ; ortalama karışım sıcaklığıdır. Ortalama karışım sıcaklığının bulunması için şu bağıntı verilmiştir [25];

$$T_b (Z) = \frac{\langle v_z T \rangle}{\langle v_z \rangle} = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^{Y_{max}} r T v_z dr d\theta}{\int_0^{2\pi} \int_0^{Y_{max}} r v_z dr d\theta} \quad (3.22)$$

(3.20) ve (3.21) bağıntılarından ısı taşınım katsayısı çekilirse;

$$h = \frac{-k \left. \frac{\Delta T}{\Delta r} \right|_{r=R}}{(T_b - T_{cid})} \quad (3.23)$$

elde edilir. (3.22) bağıntısından bulunan T_b , (3.23) bağıntısında yerine konur ve (3.23) bağıntısından ısı taşınım katsayısı hesaplanır.

Sıvı-buhar ara yüzeyindeki kütle taşınım katsayısı benzer yolla bulunur. Fick Kanunu;

$$J = -D \left. \frac{dC_A}{dr} \right|_{r=aR} = -D \left. \frac{\Delta C_A}{\Delta r} \right|_{r=aR} \quad (3.24)$$

şeklinde ifade edilir. Newton'un soğutma ifadesine benzer şekilde;

$$J = h_m (C_y - C_b) \quad (3.25)$$

ifadesi yazılır.

Ortalama karışım derişikliğini veren ifade şöyledir [25] .

$$c_b(z) = \frac{\langle v_z C \rangle}{\langle v_z \rangle} = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^{Y_{max}} r C v_z dr d\theta}{\int_0^{2\pi} \int_0^{Y_{max}} r v_z dr d\theta} \quad (3.26)$$

(3.24) ve (3.25) bağıntılarından kütle taşınım katsayısı bulunacak olursa,

$$h_m = \frac{-D \left. \frac{\Delta C_A}{\Delta r} \right|_{r=aR}}{(C_y - C_b)} \quad (3.27)$$

olur. (3.26) bağıntısından bulunacak C_b , (3.27) bağıntısında yerine konulacak olursa, kütle taşınım katsayısı bulunur.

3.5 AKIŞ HİDRODİNAMİĞİ VE KARARLILIĞI

Dik bir boru etrafından ince bir sıvı filmi üzerindeki gaz hızı düşük olduğundan, bu akış tek fazlı basit bir akış olarak kabul edilir. Bu akış hali için Re sayısı şöyle tarif edilir [25];

$$Re_L = \frac{G}{\Pi \mu} \quad (3.28)$$

Tarif edilen Re_L sayısının aldığı değere bağlı olarak üç akış bölgesi bulunur. Bu bölgeler; [27]

- Düzgün yüzeyli laminar akış
- Dalgalı " " "
- Türbülanslı akış bölgeleridir.

Bu akış bölgelerinin birinden diğerine geçişi gösteren boyutsuz sayılar vardır. Düzgün yüzeyli laminar akıştan, dalgalı yüzeyli laminar akışa geçiş için sıvı özelliklerine bağlı olarak tarif edilen boyutsuz sayı şöyledir [28];

$$K_L = \frac{\rho_L \sigma^3}{g \mu_L^4} \quad (3.29)$$

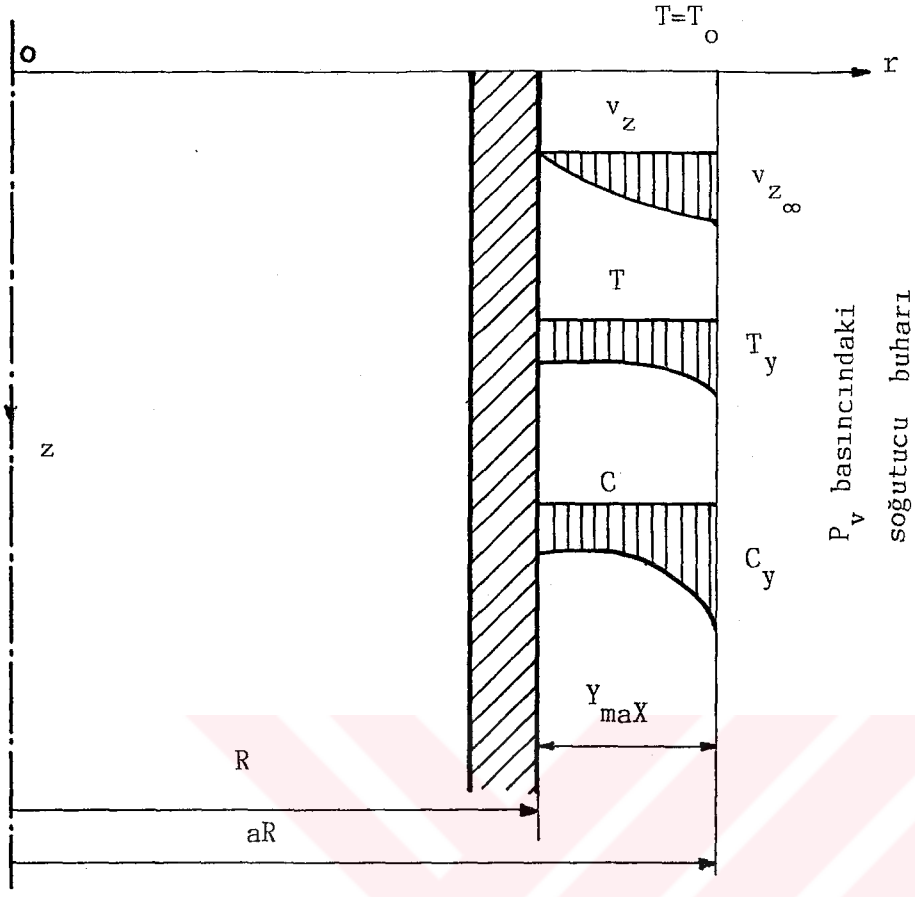
Bu boyutsuz sayıya bağlı olarak Re_L sayısı şu şekilde tarif edilmiştir [28];

$$Re_L = 0.306 K_L^{1/10} \quad (3.30)$$

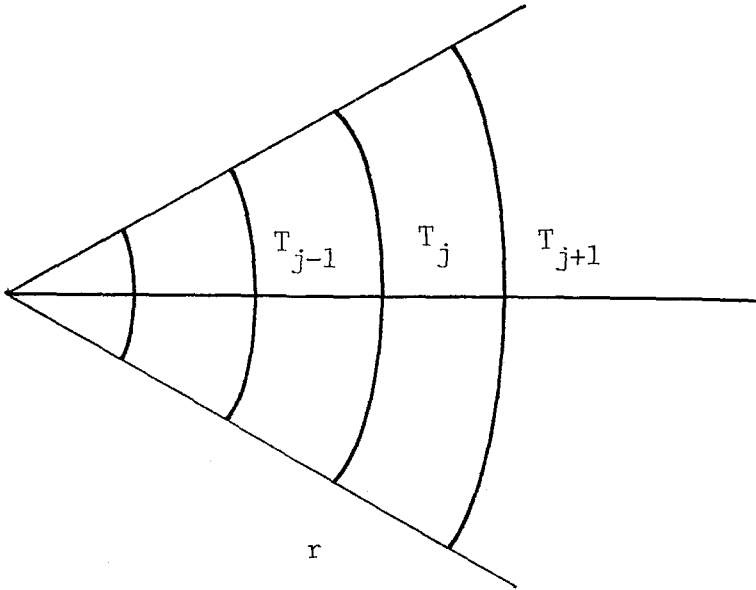
Düzgün yüzeyli laminar akış; $Re_L = 5 \div 10$ arasında, türbülanslı akış ise $Re_L \geq 400$ olduğunda ortaya çıkar [28].

Sıvı filminin tüm boru yüzeyini ıslatması arzu edilir. Akış yoğunluğu (debi) yeterli değilse, ince sıvının film şeklinde akışı bozulacak ve akış bölünerek ince sıvı jetleri şeklini alacaktır. Bu durumda akışın homojenliği bozulacak, ısı ve kütle transfer oranlarında gözle görülür bir azalma olacaktır.

Dalgalı laminar akış halinde, gaz sıvı temas yüzeyi boyunca dalgalar meydana gelir. Bu dalgaların şekli, periyodu, ısı ve kütle transferine tesirleri detaylı olarak incelenmiştir. Dalgalı akışın, ısı ve kütle transferini artırıcı bir etki yaptığı ortaya konulmuştur [8]. Dalgalı akış ve film kararlılığı çok geniş bir konu olduğundan, bu çalışmanın kapsamı dışında tutulmuştur.



Şekil 3.2 : Dik bir boru etrafından film akış halinde hız, sıcaklık ve derişiklik dağılımı



Şekil 3.3 : Akış bölgesinin ağılara ayrılmış hali

IV. SOĞUTMA SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

Absorpsiyonlu bir soğutma sisteminin (Şekil 1.1.a) başlıca elemanları, absorber buharlaştırıcı, kaynatıcı, yoğusturucu, ısı değiştirici, kısılma vanası, pompa ve kontrol elemanlarıdır. Bu çalışmanın hacminde, kontrol elemanlarının simülasyonu yapılmamıştır. II. bölümde termodinamik analizi yapılan soğutma sistemi elemanlarının ısı transferi analizleri bu bölümde yapılmıştır.

4.1 ABSORBER MODELİ

Absorberin modellenmesi ve analizi III. bölümde yapıldığından bu bölümde sadece boyutlandırılması yapılmıştır (Şekil 4.1).

Düşey borular etrafında ince film akışlı olarak düşünülen absorber, ters geçişli bir ısı değiştiricisi olarak boyutlandırılacaktır. Borular içinde akan akışkan soğutma suyudur. Boru içinden akan suyun ısı taşınım katsayısı EK-A da verilmiştir. Boru dışından film akış halinde ısı taşınım katsayısı ise III. bölümde hesaplandı. Boru et kalınlığının ihmal edilmesi durumunda, EK-A'da verilen bağıntı ile toplam ısı transfer katsayısı bulunmuştur.

Absorber analizi ve boyutlandırılmasının yapılabilmesi için, absorbere giren soğutma suyunun sıcaklığı ve debisinin bilinmesi gerekir. Absorberin birim uzunluğu boyunca, soğutma suyu sıcaklığı artışının eşit olduğu kabul edildi. Yani soğutma suyunun sıcaklığının lineer arttığı varsayılmıştır.

Termodinamik analiz yardımıyla absorberden çekilen ısı,

$$Q_{AB} = \dot{m}_e (h_1 - h_6) - \dot{m}_b h_{10} \quad (4.1)$$

bağıntısından bulunur. Burada $\dot{m}_e$, eriyik debisi, $\dot{m}_b$, ise barlağan akışkan debisidir.

len büyüklükler yardımıyla bulunur. Boruların bir düzlem üzerine kare şeklinde dizildiği kabul edilmiştir. Buharlaştırıcı için, yönlütici levhalar arasındaki uzaklığın, kovan çapına oranı 0.3 olarak seçilmiştir. Bu değeri keyfi olarak seçilen bir değeriştir [29] .

Buharlaşıran sudan çekilen ısı miktarı, termodinamik analiz yardımıyla, Şekil 4.2`ye göre;

$$Q_{BUH} = \dot{m}_b (h_{10} - h_9) \quad (4.6)$$

olur.

Isısı çekilen sudan çekilen soğutma yükü,

$$Q_{BUH} = c_{ps} \dot{m}_s (T_{SGB} - T_{SQB}) \quad (4.7)$$

bağıntısından bulunur. $\dot{m}_s$ debisi kontrol edilerek, T_{SQB} sıcaklığı $T_{SQB} \geq T_{BUH}$ olacak şekilde (4.7) bağıntısından bulunur.

Buharlaştırıcı için logaritmik sıcaklık farkı Şekil 4.2`den;

$$\Delta T_m = \frac{(T_{SGB} - T_{BUH}) - (T_{SQB} - T_{BUH})}{\ln \frac{T_{SGB} - T_{BUH}}{T_{SQB} - T_{BUH}}} \quad (4.8)$$

şeklinde yazılır.

Isı değıştiricisi için logaritmik sıcaklık farkı kullanılarak,

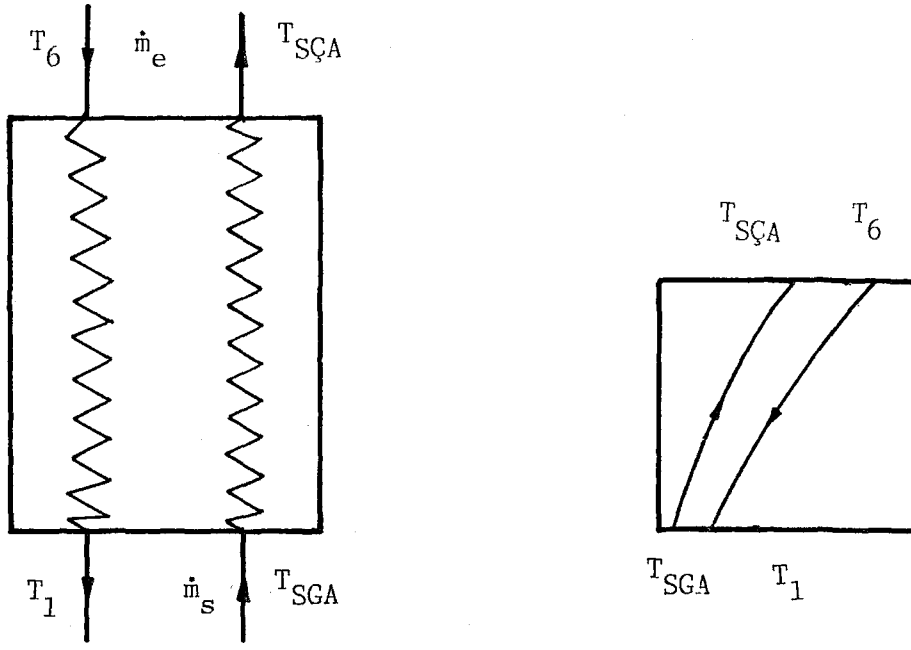
$$Q_{BUH} = K A \Delta T_m \quad (4.9)$$

bağıntısından ısı geçişi hesaplanır.

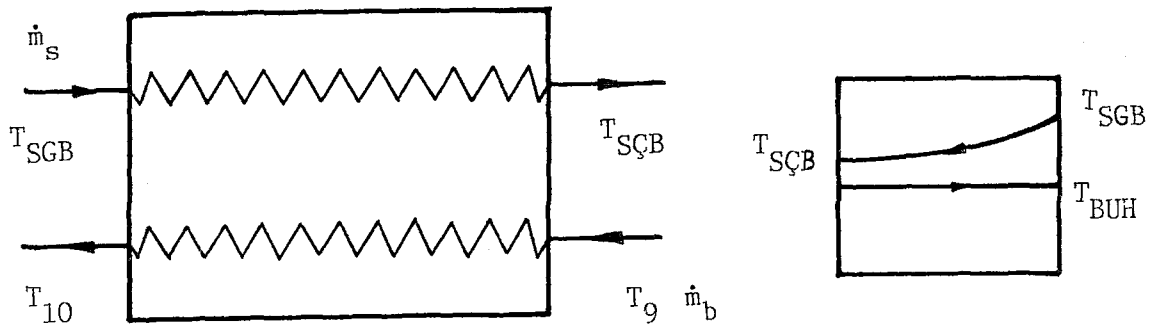
Crane ve Gregg [30] tarafından teklif edilen ısı değıştiricisi boyutlandırılması metoduyla hesaplar yapıldı. Isı değıştiricisi boyutlarının uygun olması halinde,

$$K A \Delta T_m \geq Q_{BUH} \quad (4.10)$$

olması gerekir. Boyutlandırmada, (4.10) eşitliği sağlanana kadar kovan çapı, boru çapı, boru uzunluğu ve sayısı değıştirilir. Eşitlik sağlandığında boyutlandırma tamamlanmış olur.



Şekil 4.1 : Ters geçişli ısı değıştircisi olarak absorberin gösterimi



Şekil 4.2 : Ters geçişli ısı değıştircisi olarak buharlaştıracınının gösterimi

4.3 KAYNATICI MODELİ

Kaynatıcı modeli olarak, sıcak su veya buharla ısıtmalı ters geçişli kovan-boru tipli ısı değiştiricisi secildi. Isıtma suyu veya buharı borular içinden akmaktadır. Su veya su buharının boru içinden akışı halinde, ısı taşınım katsayısı EK-A`da verilen bağıntı yardımıyla bulundu. Fakir eriyik boru dışından akmaktadır. Yani kaynamanın boru dışında olduğu kabul edildi. Buradaki kaynama, su buharının, eriyik içinden ayrılması yani buharlaşması şeklindedir. EK-A 'da verilen bağıntı yardımıyla, boru demetinin dışında akış hali için ısı taşınım katsayısı bulundu. Kovan-boru tipli ısı değiştiricisinde, boruların bir düzlem üzerinde kare şeklinde dizildiği ve yöneltici levha aralığının, kovan iç çapına oranı 0.3 olarak alındı [29] .

Kaynatıcıda eriyiğin birim zamanda almış olduğu ısı miktarı, termodinamik analiz yardımıyla, Şekil 4.3`den;

$$Q_{KAY} = \dot{m}_e (h_4 - h_3) + \dot{m}_b h_7 \quad (4.11)$$

bulunur.

Isıtma suyunun vermiş olduğu ısı miktarı ise,

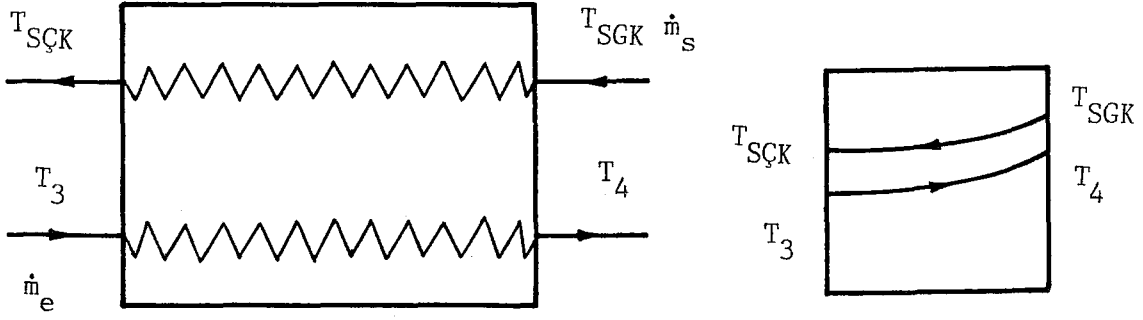
$$Q_{KAY} = c_{ps} \dot{m}_s (T_{SGK} - T_{SÇK}) \quad (4.12)$$

bağıntısından hesaplanır. Su debisi ($\dot{m}_s$) kontrol edilerek, $T_{SÇK} > T_3$ olacak şekilde $T_{SÇK}$ bulunur.

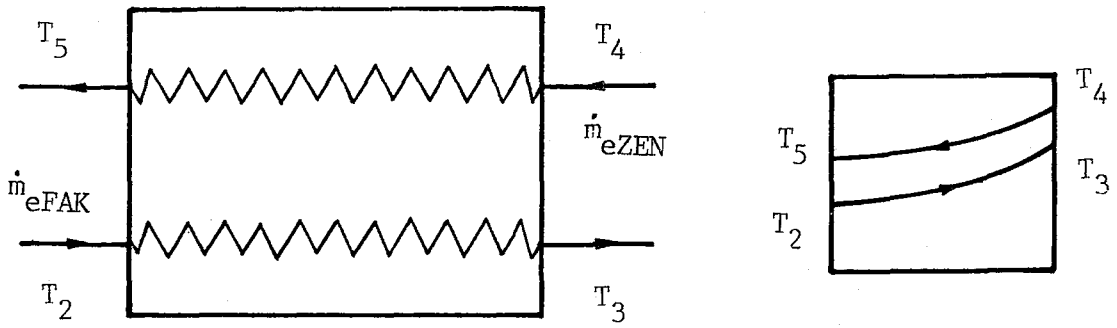
Kaynatıcı boyutlandırması, buharlaştırıcının boyutlandırılmasında uygulanan metodla yapıldı. Burada logaritmik sıcaklık farkı, Şekil 4.3`den

$$\Delta T_m = \frac{(T_{SGK} - T_4) - (T_{SÇK} - T_3)}{\ln \frac{(T_{SGK} - T_4)}{(T_{SÇK} - T_3)}} \quad (4.13)$$

şeklinde tarif edilir



Şekil 4.3 : Ters geçişli ısı değıştiricisi olarak kaynatıcının gösterimi



Şekil 4.4 : Ters geçişli eriyik ısı değıştiricisi modeli

4.4 ISI DEĞİŞTİRİCİSİ MODELİ

Borular içinden ve dışından zengin ve fakir eriyiğin geçtiği ters geçişli, kovan - boru tipli ısı değiştiricisi olarak seçilen ısı değiştiricisi (ekonomizör), Rohsenow [31] 'un teklif ettiği metodla boyutlandırıldı. Şekil 4.4 , böyle bir eriyik ısı değiştiricisi modelini göstermektedir.

4.5 YOĞUŞTURUCU MODELİ

Yoğuşturucu modeli olarak kovan-boru tipli, ters geçişli bir ısı değiştiricisi seçildi. Yoğuşturucu, soğutucu akışkanın kızgınlığının alındığı ve yoğuşma olmak üzere iki bölgeden meydana gelmiştir. Kızgınlığın alındığı bölgedeki ısı miktarı büyük olduğundan ihmal edilemez. Yoğuşturucuda yoğuşmanın borular içinde olduğu, soğutucu suyun ise boru demetinin dışından aktığı kabul edildi (Şekil 4.5).

Kızgınlığın alındığı bölge, bir önceki 4.4 Bölümünde modeli çıkarılan bir ısı değiştiricisi gibi düşünülüp, boyutlandırma oradakine benzer şekilde yapıldı. Kızgınlığın alındığı bölgede, boru dışından soğutma suyu, borular içinden ise kızgın su buharı aktığı kabul edildi.

Yoğuşma bölgesinin boyutlandırılması, buharlaştırıcıda uygulanan metodla yapıldı. Yoğuşturucuda boruların bir düzlem üzerinde kare şeklinde dizildiği ve yöneltici levha aralığının levha iç çapına oranı 0.3 olduğu kabul edildi [29] .

Yoğuşma bölgesinde, soğutucu akışkan buharının birim zamanda verdiği ısı miktarı, termodinamik analiz yardımıyla, Şekil 4.5 ' den

$$Q_{YOG} = \dot{m}_b (h_{KDB} - h_{DS}) \quad (4.36)$$

yazılabilir.

Burada h_{KDB} , kuru doymuş su buharının entalpisi, h_{DS} ; doymuş suyun entalpisidir.

Soğutucu akışkanın çekmiş olduğu ısı miktarı Şekil 4.5`den;

$$Q_{YOG} = c_{PS} \dot{m}_s (T_{SÇI} - T_{SGY}) \quad (4.37)$$

olur.

Soğutma suyu debisi kontrol edilerek, $T_{YOG} > T_{SÇI}$ olmak üzere, su çıkış sıcaklığı bulunur.

Boyutlandırma hesabı, buharlaştırıcının boyutlandırılmasında uygulanan metodla yapıldı. Yoğuşma bölgesi için logaritmik sıcaklık sıcaklık farkı, Şekil 4.5`e göre;

$$\Delta T_m = \frac{(T_8 - T_{SGY}) - (T_8 - T_{SÇI})}{\ln \frac{(T_8 - T_{SGY})}{(T_8 - T_{SÇI})}} \quad (4.38)$$

şeklinde tarif edilmiştir.

4.6 POMPA MODELİ

Absorpsiyonlu (LiBr-su) soğutma sistemi simülasyonunda genellikle ihmal edilen bir eleman olan pompa gücü için termodinamiğin I. kanunundan Şekil 1.1`e göre;

$$W = \dot{m}_e (h_2 - h_1) \quad (4.39)$$

elde edilir.

Güç ayrıca aşağıdaki bağıntıdan yararlanılarak bulunabilir;

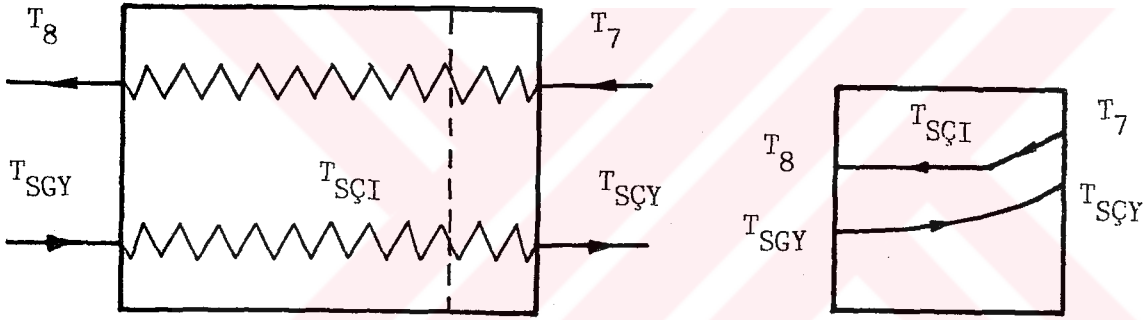
$$W = \frac{\dot{m}_e v (P_2 - P_1)}{\eta_p} \quad (4.40)$$

4.7 KISILMA VANASI

Soğutma sistemlerinde kullanılan kısılma vanaları, genellikle termostatik kısılma vanalardır. İyice izole edilmiş kısılma vanalarında entalpinin sabit kaldığı kabul edilebilir. Buna göre Şekil 1.1`den;

$$h_8=h_9=h=\text{sabit}$$

olduğu görülür.



Şekil 4.5 : Ters geçişli ısı değiştiricisi olarak yoğuşturucunun gösterimi

V. SİMÜLASYON VE ÇÖZÜM TEKNIĞİ

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin bilgisayarla simülasyonu ve simüle edilen bütün sistemin şart bağıntılarının çıkarılıp sistemin sayısal çözümünün yapılması bu çalışmanın amaçlarından birisidir. Sayısal çözüm tekniklerinin detaylarına bu çalışmada girilmeyecektir.

5.1 ŞART BAĞINTILARININ TESBİTİ

Tüm sistemin ve sistem elemanlarının çalışma bölgeleri şartlarını sınırlayan bazı eşitlik veya eşitsizlikler vardır. Bu bağıntıların bir kısmı faz diyagramları, bir kısmı ise termodinamiğin dört kanunundan faydalanılarak çıkarılmıştır. LiBr-su akışkan çifti ile çalışan sistemlerde, absorber ve kaynatıcı içinde ve arasında cereyan eden olaylar karışım termodinamiği esaslarına uygun olmalıdır. LiBr-su eriyiğinin derişiklik, basınç ve sıcaklığı arasındaki bağıntılar çıkarılarak, her noktada eriyiğin bu bağıntılara uyması sağlanmalıdır. Faz diyagramları yardımıyla eriyiğin buharlaşma ve katılaşma bölgeleri kontrol edilmelidir. LiBr-su akışkan çiftiyle çalışan sistemlerde kristalizasyon olduğu pratikten bilinmektedir. O halde kritik olan noktalar da kristallenme kontrolü yapılmalıdır. LiBr-su çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin kristallenme ihtimali en fazla olan kritik iki nokta vardır. Şekil 1.1(a)'ya göre bu noktalar 1 ve 5 noktalarıdır.

O halde bu noktalar için şart bağıntıları,

$$T_1 > T_{KRS}(X_{FAK})$$

$$T_5 > T_{KRS}(X_{ZEN})$$

olur.

Isı değiştiricisi olarak modellenen kaynatıcı, buharlaştırıcı,

yoğusturucu ve ısı değiştiricisinin termodinamik olarak mümkün olabilmesi için aşağıda çıkarılan bazı bağıntıların sağlanması gerekir. Bu elemanlardaki ısı geçişi yönleri, şekil 1.1 (a)'da belirtilen yönlerdir. Her bir elemandaki sıcaklıklar, belirtilen yönlerdeki ısı transferini gerçekleştirilecek şekilde olmalıdır. Termodinamiğin II. kanununa göre ısı kendiliğinden sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama akabilir. Soğuk bir ortamdan sıcak bir ortama ısı aktarabilmek için ortada bir ısı pompası olması gerekir. Bütün elemanlar için şekil 1.1 (a), şekil 4.1, şekil 4.2, şekil 4.3, şekil 4.4 ve şekil 4.5'e göre, yukardaki bağıntılar göz önünde tutularak şu bağıntılar yazılabilir:

<u>Absorber</u>	<u>Isı Değiştirici</u>	
$T_6 > T_{SA}$	$T_4 > T_3$	
$T_1 > T_{SA}$	$T_5 > T_2$	
		(5.2)
<u>Buharlaştırıcı</u>	<u>Yoğusturucu</u>	
$T_{SB} > T_{BUH}$	$T_7 > T_{SY}$	
$T_{SB} > T_{BUH}$	$T_{YOĞ} > T_{SI}$	
<u>Kaynatıcı</u>	$T_8 > T_{SY}$	
$T_{SK} > T_4$		
$T_{SK} > T_3$		

5.2 BİLGİSAYAR SİMOLASYONU VE ÇÖZÜM TEKNİĞİ

Bölüm II'de termodinamik analizi ve Bölüm IV'de modellenmesi yapılan soğutma sistemi elemanlarının bir araya getirilmesi ile tüm sistemin simülasyonu yapılmıştır. Simülasyonu yapılan soğutma sisteminin bilgisayar yardımıyla her noktasındaki özeliklerinin, ısı ve iş alışverişlerinin, soğutma tesir katsayısının ve her bir elemanın boyutlarının bulunması için belirli bir çözüm tekniğinin uygulanması gerekir.

Sistemin bilgisayar yardımıyla çözümünde farklı araştırmacılar tarafından farklı yaklaşımlar ve metodlar geliştirilmiştir. Grossman [5] lineer olmayan denklem takımını çözerek sonuca gitmiştir. [2,4,6,7] kaynaklarında yapılan çalışmalarda, çözümün yapılabilmesi için bazı başlangıç parametrelerinin seçilmesi gerekir. Bu çözüm metodunda, T_{KAY} , T_{BUH} , T_{YOG} , ϵ_E ve Q_{BUH} başlangıç değeri olarak seçilir ve diğer büyüklükler mevcut bağıntılar yardımıyla hesaplanır. Diğer bir çözüm metodunda [9] X_{ZEN} , X_{FAK} ve Q_{BUH} başlangıç değerleri olarak seçilir ve diğer büyüklükler mevcut bağıntılardan bulunur. Bu çözüm metodunda, absorber girişinde ve çıkışındaki sıcaklıklar, bu noktalarda hesaplanan kristallenme sıcaklığının üzerinde seçilerek hesaplamalar yürütülür.

Bu çalışmada ise yukardaki metodlardan farklı bir çözüm tekniğiyle sonuçlar elde edildi. Bu çözüm metodunda; kaynatıcı sıcaklığı, absorber çıkış sıcaklığı, kaynatıcı su giriş sıcaklığı, ısı değiştiricisi ve kaynatıcı etkenliğine bağlı olarak hesaplanmıştır [3]. Ayrıca kristallenme sıcaklığı, absorber giriş ve çıkış noktasında hesaplanarak sistemin çalışma bölgesinin kristallenme sıcaklığı dışında tutulması sağlanmıştır. Bu çözüm tekniğinin algoritması aşağıdaki adımlardan meydana gelmiştir.

- 1- T_{BUH} , T_{YOG} , T_{SGK} , Q_{BUH} , ϵ_E ve ϵ_{KAY} seçilir.
- 2- Yoğusturucu basıncı, yoğusturucu sıcaklığından bulunur (doyma basıncı).
- 3- Buharlaştırıcı basıncı, buharlaştırıcı sıcaklığından bulunur (doyma basıncı).
- 4- Pratikte absorber sıcaklığı, yoğusturucu sıcaklığına çok yakındır. O halde $T_{AB} = T_{YOG}$ kabul edilebilir.
- 5- Yukarıda seçilen ve bulunan değerlerden, $T_{KAY} = f(\epsilon_E, T_{KAY}, T_{AB}, T_{SGK})$ sıcaklığı hesaplanır (EK-D) [3].
- 6- T_{KAY} ve P_{YOG} değerleri yardımıyla eriyik denge denkleminde, $X_{ZEN} = f(T, P)$ bulunur.
- 7- T_{AB} ve P_{BUH} değerleri yardımıyla eriyik denge denkleminde, $X_{FAK} = f(T, P)$ bulunur.
- 8- Absorber çıkış noktasındaki kristallenme sıcaklığı bulunarak, absorber çıkış sıcaklığının bu sıcaklığın üstünde kal-

ması kontrol edilir.

- 9- Absorber giriş noktasındaki kristallenme sıcaklığı bulunarak, absorber giriş sıcaklığının bu sıcaklığın üstünde kalması kontrol edilir.
- 10- X_{ZEN} ile X_{FAK} karşılaştırılarak, $X_{ZEN} > X_{FAK}$ olması kontrol edilir.
- 11- Bölüm II'de termodinamik olarak çıkarılan bağıntılar, akışkan özelliklerini veren bağıntılar kullanılarak, soğutma sisteminin her noktasındaki özellikler, ısı ve iş alışverişleri ve soğutma tesir katsayısı bulunur.
- 12- Boyutlandırması yapılacak olan sistem elemanlarına giriş parametreleri seçilir. Bu parametreler debi, giriş suyu sıcaklıkları ve akışkanların fiziksel ve termodinamik özellikleridir.
- 13- Absorber giriş parametreleri olarak, soğutucu su giriş sıcaklıkları ve soğutucu su debileri verilir. Absorberde sıcaklık ve derişiklik dağılımları sonucunda bulunan çıkış derişikliği ve sıcaklığı, termodinamik analizle bulunan çıkış sıcaklığı ve derişikliği ile karşılaştırılır. Her iki değer $\Delta\epsilon_1$ farkı ile yakınsayana kadar işlemler tekrarlanır. Bulunan en son sıcaklık ve derişiklik dağılımlarına göre kütle ve ısı taşınım katsayıları bulunur.
- 14- EK-A yardımıyla ve bulunan ısı taşınım katsayısı kullanılarak absorber boyutlandırması yapılır.
- 15- Absorber için şart bağıntılarının kontrolü yapılır.
- 16- Kaynatıcı için şart bağıntıları kontrolü yapılarak kaynatıcının boyutlandırılması yapılır.
- 17- Yoğusturucu için şart bağıntıları kontrolü yapılarak yoğusturucu boyutlandırılır.
- 18- Buharlaştırıcı için şart bağıntıları kontrolü yapılarak, buharlaştırıcı boyutlandırılır [32, 33, 34].
- 19- Isı değıştiricisi boyutlandırılması yapılır.
- 20- Kaynatıcı ve ısı değıştiricisinin bulunan gerçek etkenliği ile başlangıçta seçilen etkenlikler karşılaştırılır. Eğer her iki değer arasındaki fark belirli bir büyüklük

ile eşitlik sağlanmıyorsa yeni etkenlikler olarak ısı değiştiricisi hesapları sonucunda bulunan etkenlikler alınıp, işlemler 5. adımdan itibaren tekrarlanır. Eşitlik sağlandığında bilgisayar programı, seçilen belirli parametreler için boyutlandırmayı tamamlamış olur.

Bilgisayar programı, soğutma sistemi giriş parametrelerinin her değeri için çalışacak şekilde yapıldı. Bu programla her türlü giriş şartları için sistemin teorik analizini ve boyutlandırmasını yapmak mümkündür.

5.3 BİLGİSAYAR PROGRAMI

Bilgisayar programı, bir ana program ve bir çok alt programlardan meydana gelmiştir. Sistem elemanları simülasyonunu yapan alt programlar, ayrı ayrı çalıştırıldıktan sonra ana programa bağlandı. Eriyik, su ve su buharının özelliklerini hesaplayan bir çok alt program yapıldı. Bu bölümde kısaca bu alt programlar hakkında bilgiler verilecektir. Alt programlar SUBROUTINE ve FUNCTION olmak üzere iki farklı türde yapılmıştır. FUNCTION alt programları daha çok akışkan özelliklerini ayrı ayrı bulmada kullanılmıştır.

SUBROUTINE ABSER: Absorber elemanının boyutlandırmasını yapar. Boyutlandırma da gerekli bazı değerleri almak için ABS1 adlı bir alt programı çağırır.

SUBROUTINE ABS1: Sonlu farklar metodunu kullanarak bir boru etrafında film akış halindeki eriyiğin su buharını absorbe etmesi halinde, film içindeki sıcaklık ve derişiklik dağılımını ve bunlara bağlı olarak ısı ve kütle taşınım katsayılarını bulur.

SUBROUTINE GAUS: Gauss eliminasyon metodu ile n bilinmeyenli n adet lineer denklem takımını çözer.

SUBROUTINE ES: Rohsenow'un teklif ettiği basit boyutlandırma metoduyla tersgeçişli kovan-boru tipli ısı değiştiricisini boyutlandırır.

SUBROUTINE YOG: Bölüm IV'de modellenmesi yapılan yoğuşturucunun boyutlandırmasını yapar.

SUBROUTINE İZTA: NTU metoduyla ters geçişli yoğuşturucu veya buharlaştırıcı için $KxA(\text{yüzey} \times \text{ısı transfer katsayısı})$ çarpımını hesaplar.

SUBROUTINE BUHCI: Bölüm IV'de modellenmesi yapılan buharlaştırıcının boyutlandırılmasını yapar.

SUBROUTINE KAZ: Bölüm IV'de modellenmesi yapılan kaynatıcının boyutlandırılmasını yapar.

SUBROUTINE XH: Eriyiğin entalpisi ve derişikliği belli iken sıcaklığını hesaplayan program.

FUNCTION ERAN: Eriyiğin derişikliği ve sıcaklığı belli iken entalpisini hesaplayan program.

FUNCTION ERBAS: Eriyiğin derişikliği ve sıcaklığı belli iken basıncını hesaplayan program.

FUNCTION ERSIC: Eriyiğin derişikliği ve basıncı belli iken sıcaklığını bulan program.

FUNCTION ERKON: Eriyiğin sıcaklığı ve basıncı belli iken derişikliğini bulan program.

FUNCTION DYBA: Islak su buharının sıcaklığı belli iken doyma basıncını bulan program.

FUNCTION ANDS: Doymuş suyun entalpisini, doyma sıcaklığı belli iken bulan program.

FUNCTION ANKB: Eriyik üzerindeki kızgın su buharının entalpisini, derişiklik ve basınç belli iken bulan program.

FUNCTION TKR: Eriyik kritik sıcaklığını, derişiklik belli iken bulan program.

FUNCTION ANDB: Su buharının doyma sıcaklığı belli iken, kuru doymuş haldeki entalpisini bulan program.

FUNCTION ÖZHC: Eriyiğin özgül hacmini, sıcaklığı ve derişikliği belli iken bulan program.

SUBROUTINE ALAN: NTU metoduyla ters geçişli ısı değiştiricisinin KxA çarpımını bulan program.



VI. SONUÇ VE İRDELEME

Yapılan çalışmanın en önemli kısmından birisini oluşturan absorber boyutlandırılması ve absorberin soğutma sistemi üzerine tesirini incelemek için, öncelikle absorber içindeki sıcaklık ve derişiklik dağılımının bulunması gerekir.

Bölüm III'de anlatıldığı gibi, absorberin matematik modeli kurulup, ısı ve kütle transferi olaylarını karakterize eden diferansiyel denklemler yazıldı.

Yazılan simültane diferansiyel denklemlerin çözülebilmesi için, gerekli olan başlangıç ve sınır değerlerinin bilinmesi gerekir. Eriyiğin absorbere sabit sıcaklık ve derişiklikte girdiği kabul edilerek, başlangıç değerleri tespit edildi (Şekil 3.2). Sınır şartı olarak, boru cidarı için, sabit cidar sıcaklığı veya sabit ısı akısı kabullerinden birisi alınabilir. Absorpsiyonlu soğutma makinalarında kullanılan absorberler için sabit cidar sıcaklığı kabulü uygundur [17]. Bu çalışmada boru cidar sıcaklığının, akış boyunca soğutma suyu sıcaklığına bağlı ve lineer olarak arttığı kabul edildi. Böylece sabit cidar sıcaklığı yerine, biraz daha gerçekçi bir boru cidar sıcaklığı kabul edilmştir.

Eş zamanlı simültane, parabolik, kısmi türevli diferansiyel denklemlerin Crank-Nicolson Metoduyla çözümünde; sonlu fark denklemlerinin yazılması için, seçilen ağ aralığının büyüklüğünün çözümün yakınsamasında çok önemli olduğu görüldü. Yapılan çözümde akış, film kalınlığı boyunca 10 ve akış uzunluğu boyunca 200 aralığa bölündü. Ağ aralığının biraz daha artırılması halinde, çözümün yakınsamadığı görüldü. Böylece çözümün yakınsaması için ağ aralığının uygun seçilmesi gerektiği sonucuna varıldı.

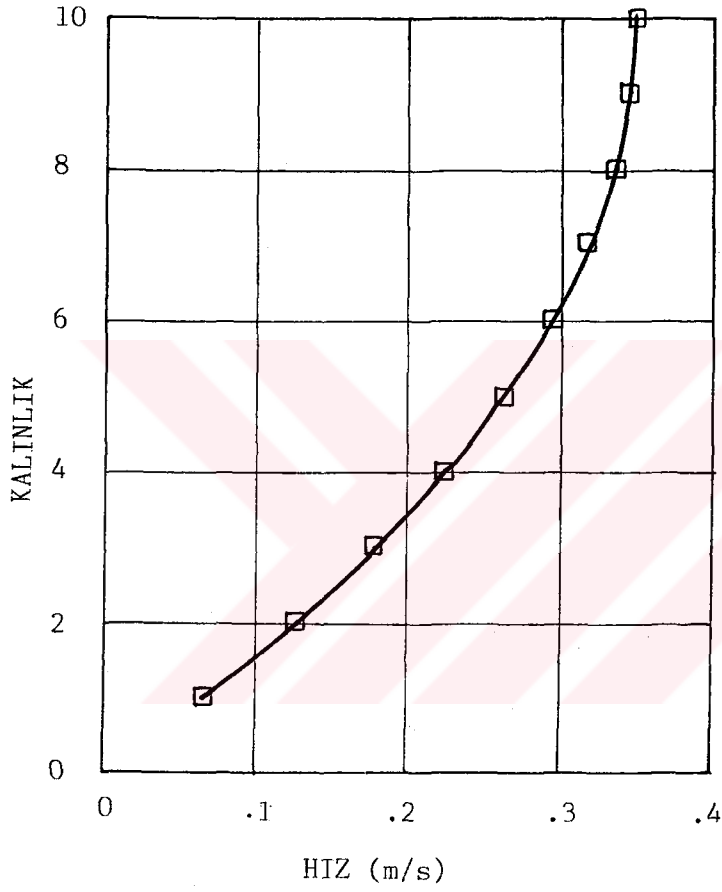
Sonlu fark denklemlerinin akış bölgesine uygulanması neticesinde elde edilen denklem takımlarının bilgisayar yardımıyla, Gauss Eliminasyon Metoduyla çözülmesi sonucunda akış bölgesi üzerinde oluşturulan

ağın her bir noktasındaki sıcaklık ve derişiklik bulundu. Tam gelişmiş laminar film akış olarak kabul edilen akış içindeki hız dağılımı bulundu.

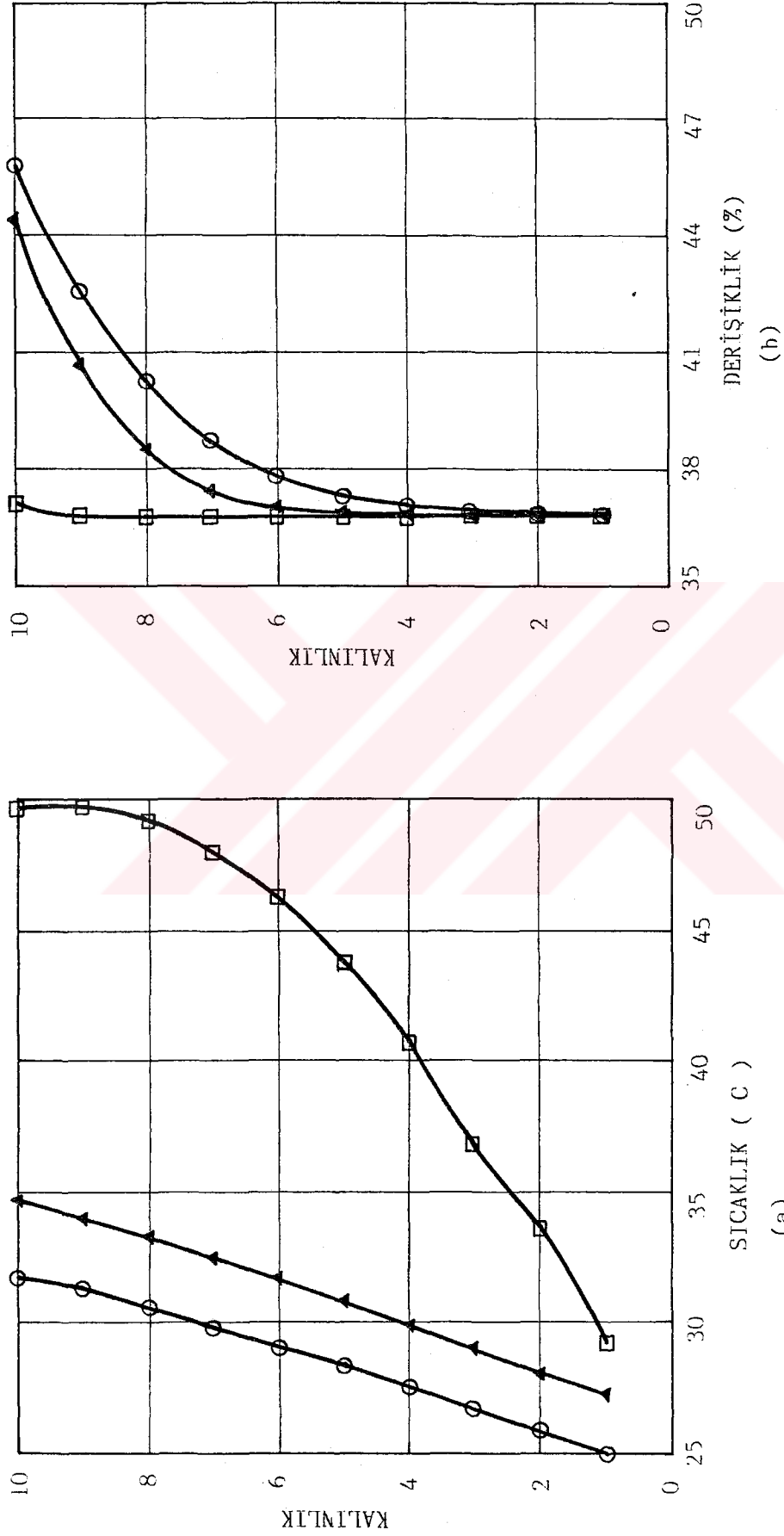
Dik borular etrafında film akışlı olarak düşünölen absorberlerin boru uzunluğu ve boru çapı, soğutma sistemi parametrelerinin değişmesiyle değişmektedir. Boru uzunluğu, boru çapına göre oldukça büyüktür. $L/D_0 = 140$ alınarak, absorber içindeki hız, sıcaklık ve derişiklik dağılımları bulunmuştur. Ayrıca bulunan sonuçlar, eğik bir düzlem üzerinden film akış hali için, Grossman [17] tarafından yapılan analitik çözüm sonuçları ile karşılaştırıldı. Sabit hız kabulü ile yapılan diğör bir analitik çözüm ise Grigor'eva [15,16] tarafından yapılmıştır. Yapılan bu analitik çözümler ile karşılaştırmalar yapılarak, çalışmanın doğruluğı gösterildi. Ayrıca eğik bir düzlem üzerinden film akış halinde elde edilen sonuçlara uygunluğu diyağramlar üzerinde gösterilmiştir.

Şekil 6.1 ; dik bir boru etrafından laminar film akış halinde parabolik hız dağılımını göstermektedir. Bu dağılım $Re=40$, $Pr=23$ değerleri için elde edilmiştir

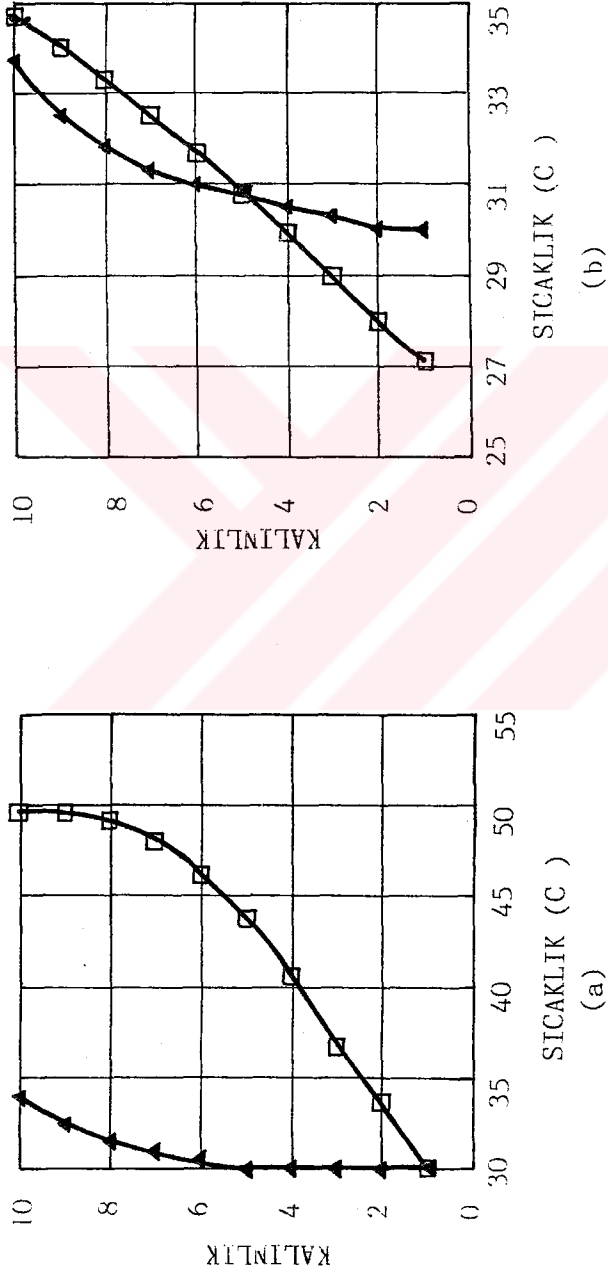
Şekil 6.2-a 'dan göröldüğü gibi, boru giriş kesitinde film kalınlığı boyunca sıcaklık değişimi oldukça fazladır. Giriş kesitinden uzaklaştıkça (z koordinatı arttıkça) kalınlık boyunca sıcaklık değişimi gittikçe azalmakta ve belirli bir uzaklıktan sonra bu değişim sabit kalmaktadır. Eriyiğın boruya giriş kesitinde sıcaklık değişiminin fazla olması, eriyik giriş sıcaklığı ile boru cidar sıcaklığı arasındaki farkın büyük olmasından kaynaklanmaktadır. Girişten uzaklaştıkça bu fark azaldığından sıcaklık değişim profilleri yumuşak hale gelmektedir. Eğik bir düzlem üzerinde film akış halinde sıcaklık dağılımını analitik yolla bulan Grossman [17]'in, sınır şartı olarak boru cidar sıcaklığını eriyik giriş sıcaklığına eşit aldığından, eriyik giriş bölgesinde elde ettiğı sıcaklık profili farklılık göstermektedir. Şekil 6.3 'den göröleceğı üzere bu bölgede, film yüzeyine kadar sabit kalan sıcaklık film yüzeyinde büyük bir artış göstermektedir. Giriş bölgesinden uzaklaştıkça, her iki çalışma sonucu elde edilen, sıcaklık profilleri arasındaki fark ortadan kalmaktadır.



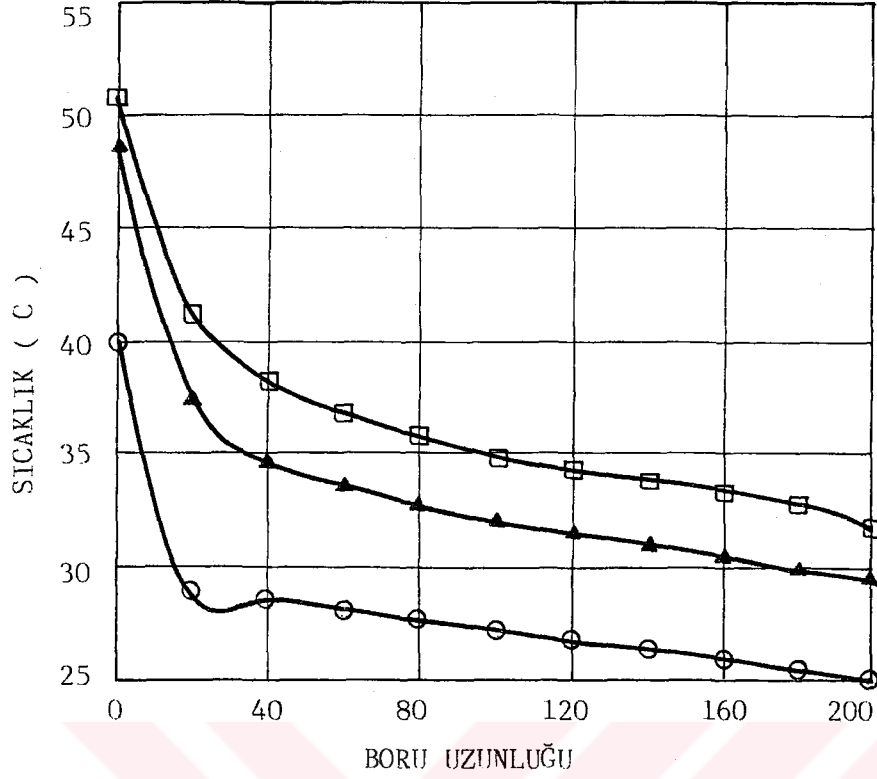
Şekil 6.1 :Dik bir boru etrafından laminar film akışı halinde hız dağılımı



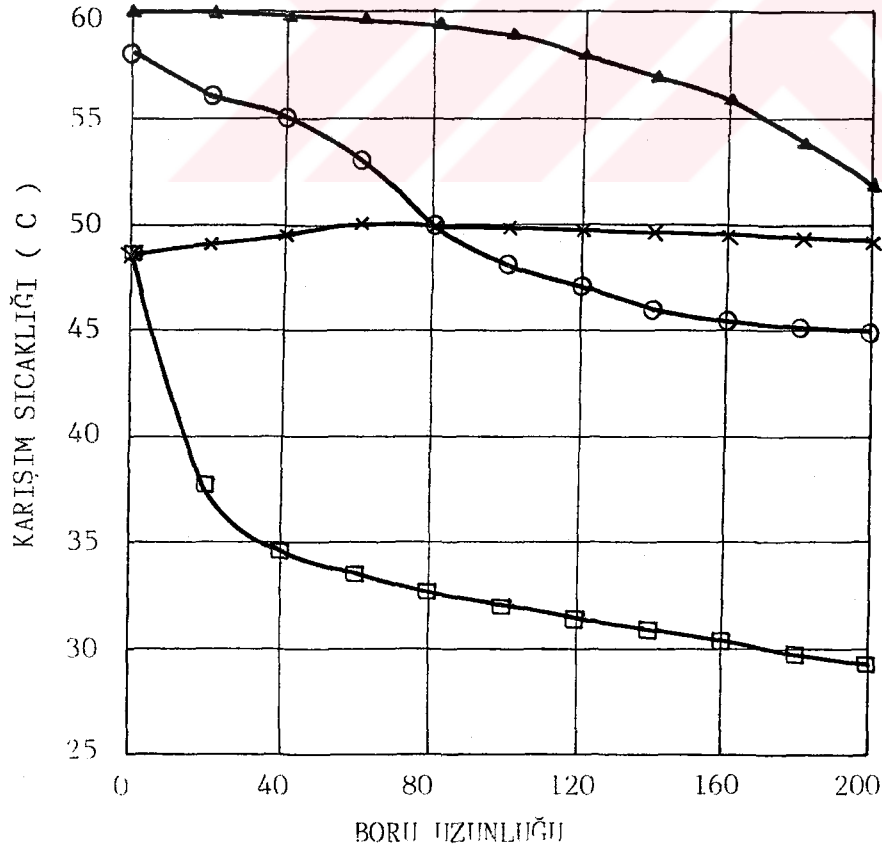
Şekil 6.2 : Film kalınlığı boyunca sıcaklık ve derişiklik dağılımları
□: Giriş kesitinde, ▲: Boru ortasında, o: Boru sonunda
(a): Sıcaklık, (b): Derişiklik



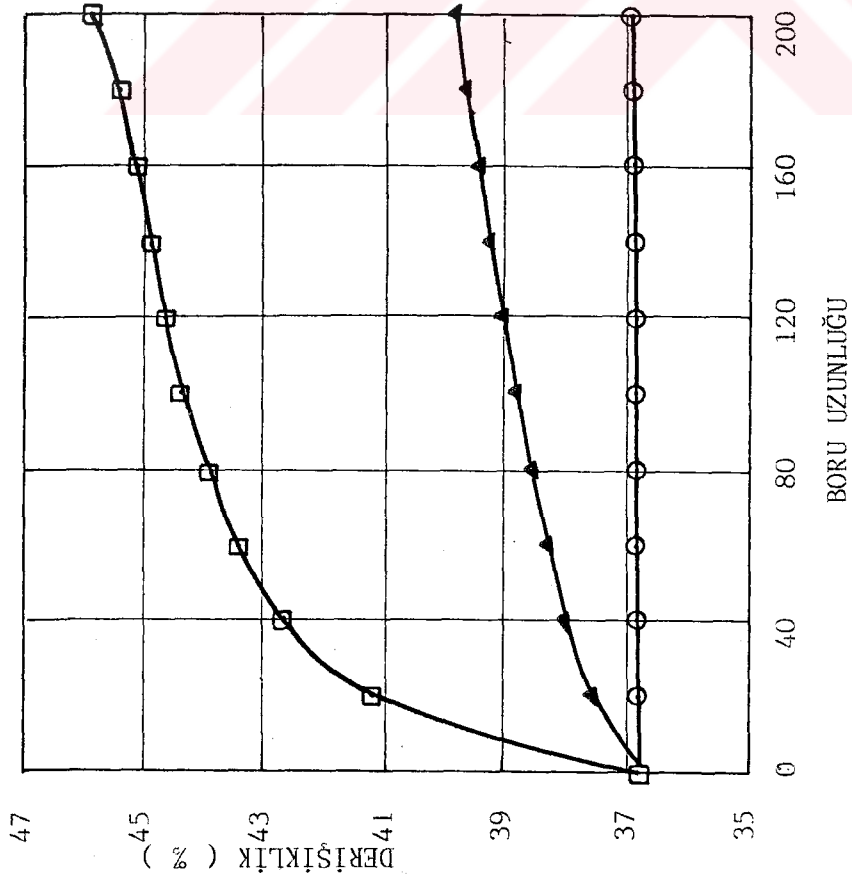
Şekil 6.3 : Film kalınlığı boyunca sıcaklık değişimi
□: Mevcut çalışma, ▲: Grossman
(a): Giriş kesiti, (b): Boru ortası



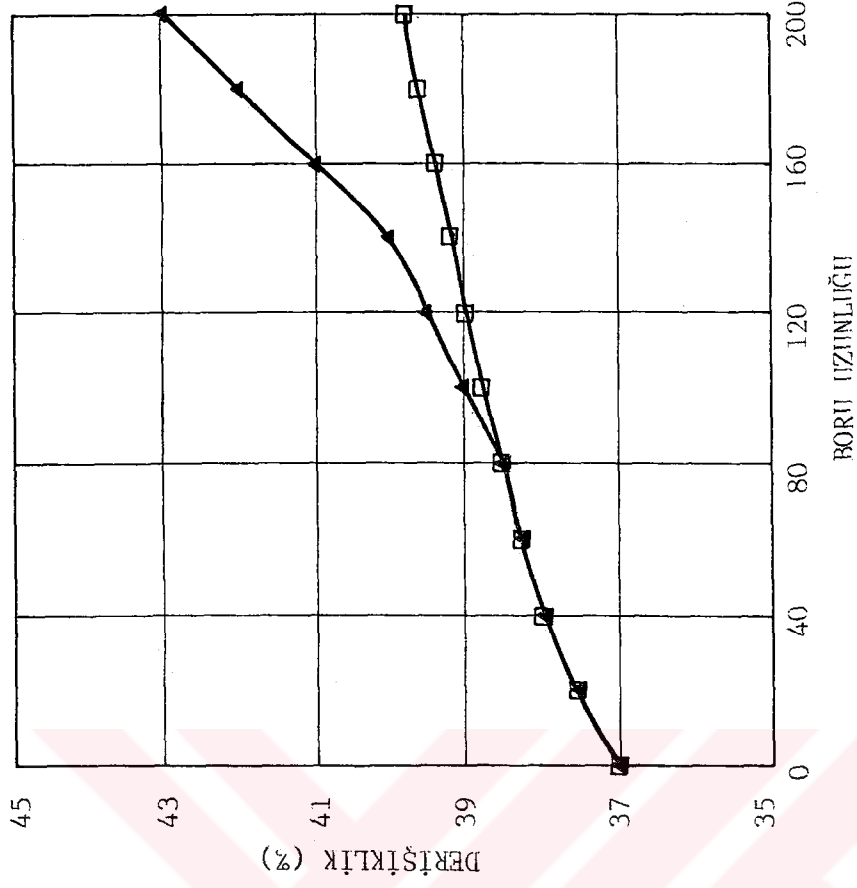
Şekil 6.4 : Boru uzunluğu boyunca sıcaklık değişimleri
o : Cidar , ▲: Karışım , □: Yüzey



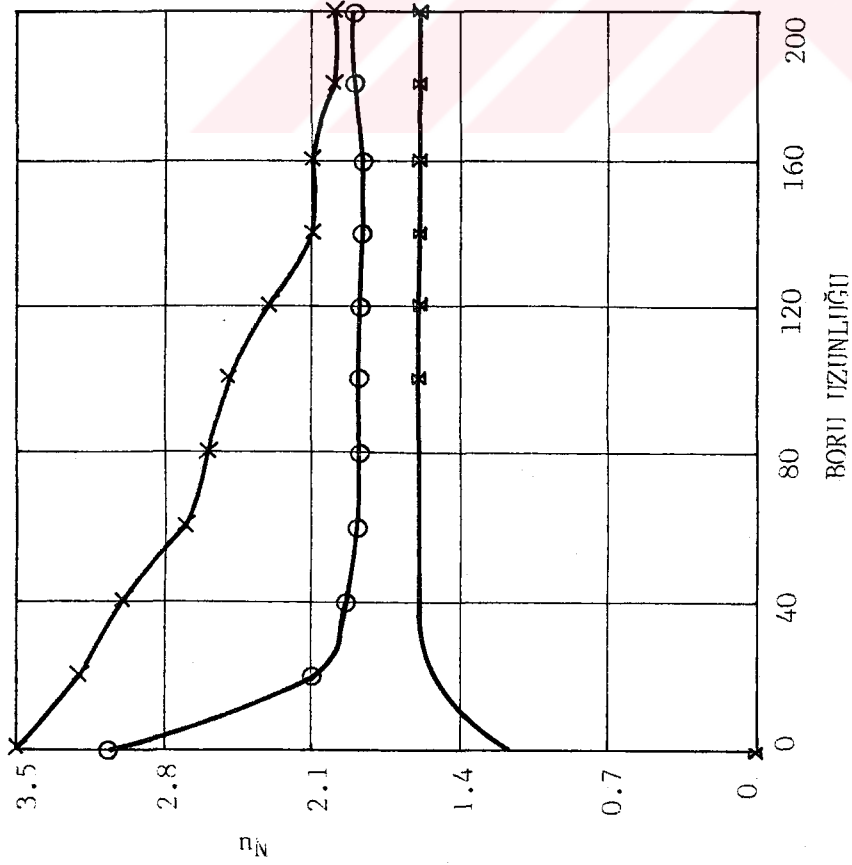
Şekil 6.5 : Boru uzunluğu boyunca karışımı sıcaklığı değişimi
□: Mevcut çalışma, x: Grossman, o: Butz, ▲: Yüksel



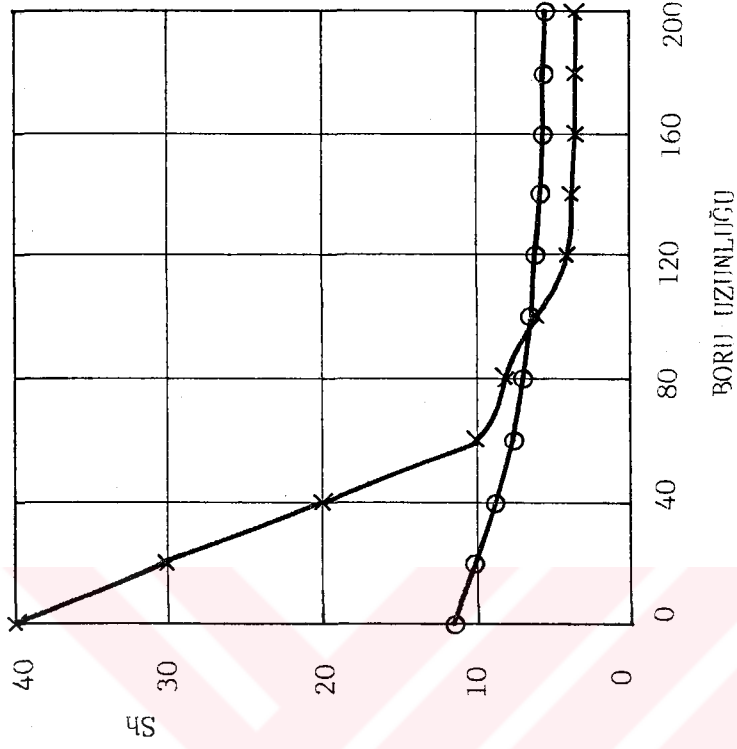
Şekil 6.6 : Boru uzunluğu boyunca derişiklik değışimleri
o: Cedar , ▲: Karışım , □: Yüzey



Şekil 6.7 : Karışım derişikliğinin boru boyunca değışimi
□: Mevcut çalışma, ▲: Grossman



Şekil 6.8 : Nusselt Sayısının boru uzunluğu boyunca değişimi o : Mevcut çalışma, x : Grigor'eva, X : Grossman



Şekil 6.9 : Sherwood Sayısının boru uzunluğu boyunca değişimi o : Mevcut çalışma, x : Grigor'eva

Film kalınlığı boyunca derişiklik değişimi şekil 6.2-b 'de görölmektedir. Elde edilen derişiklik profilleri, Grossman [17]'in elde ettiği profillere çok benzerdir. Girişe yakın bölgelerde derişiklik belirli bir kalınlıktan sonra, yüzeye yaklaştıkça, hızla artmaktadır. Girişten uzaklaştıkça derişiklik profilleri değişmekte ve tüm sıvı kalınlığı boyunca bir değişim görölmektedir.

Film akışı yönünde sıcaklık profilleri şekil 6.4 ve şekil 6.5 de görölmektedir. Giriş kesitinden uzaklaştıkça boru cidar sıcaklığı gittikçe lineer olarak artacaktır. Tüm giriş kesitinde süreksiz bir bölge vardır. Bu eğri Yüksel [18] ve Butz ve Stephan [24] tarafından elde edilen eğrilere uyum gösterir (şekil 6.4). Boru cidar sıcaklığı, eriyik giriş sıcaklığından çok küçük olduğundan akış boyunca eriyik film sıcaklığı azalır. Giriş bölgesinde hızlı azalma gösteren sıcaklık profili, boru sonuna doğru yumuşamaktadır. Boru sonuna doğru soğutma suyuna verilen ısı, buharın yoğunlaşmasıyla ortaya çıkan ısıya eşit duruma gelmektedir. Boru boyunca karışım sıcaklığının değişimi ve Butz Stephan [24], Yüksel [18], Grossman [17], Grigoreva [15,16] tarafından elde edilen sıcaklık profilleri şekil 6.5 'de görölmektedir. Eğrilerdeki sapmalar sınır şartlarından kaynaklanmaktadır.

şekil 6.6 ve şekil 6.7 film akışı boyunca derişiklik dağılımlarını göstermektedir. Derişiklik yani eriyik içindeki LiBr miktarı, giriş bölgesinden uzaklaştıkça artmaktadır. Buna karşılık su miktarı azalmaktadır. şekil 6.6 derişiklik profillerini ve şekil 6.7 karışım derişiklik profillerini yüzde su olarak göstermektedir. şekil 6.7 'de eğrileri verilen her iki çalışma birbirinden belirli sapmalar göstermesine rağmen profillerin benzerliği görölmektedir.

Elde edilen sıcaklık ve derişiklik dağılımlarından faydalanarak, ısı taşınım ve kütle taşınım katsayıları, bunlara bağlı olarak da Nu ve Sh sayıları hesaplandı. Isı taşınım katsayısı, giriş şartlarına ve absorber boyutlarına bağlı olarak 1500-2000 W/mk arasında bulundu. Yüksel [18], yaptığı deneysel çalışmada, ısı taşınım katsayısını, Re sayısına bağlı olarak 1500 W/mk civarında bulmuştur.

Nu sayısının akış uzunluğu boyunca değişimi şekil 6.8 'de gös-

terildi. Bu şekilden görüleceği üzere, Nu sayısı boru boyunca azalmakta ve belirli bir değerde sabit kalmaktadır. Nu sayısı 1.85 değeri civarında bir salınım göstermektedir. Grigor'eva ve Nakoryakov [16] yaptıkları çalışmada Nu sayısının 2.00, Grossman [17] ise Nu sayısının 1.60 değerine asimtotik olarak yaklaştığını bulmuşlardır. Akış uzunluğu boyunca eğrinin gidişi, Grossman [17]'in verdiği eğriden, sınır şartlarının farklı olması sebebiyle, farklılık göstermektedir. Sh sayısının boru uzunluğu boyunca değişimini gösteren eğri Şekil 6.9 'da görülmektedir. Bu eğrinin değişimi Grossman [17] tarafından bulunan eğri ile uyum göstermektedir. Borunun belirli bir uzunluğundan sonra eğrinin sabit bir değer etrafında salınım yaptığı görülmektedir. Bu çalışmada bu değer 5.4 bulunmuştur. Grossman [17] 3.45, Grigor'eva ve Nakoryakov[16] ise 3.00 olarak bulmuşlardır.

Absorber büyüklükleri ve absorber parametrelerinin sistem üzerine tesiri oldukça önemlidir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin tesir kat-sayısını etkileyen önemli parametre, absorber sıcaklığıdır [8]. Bundan önce yapılan simülasyon çalışmalarında absorber sıcaklığı giriş parametresi olarak alınmıştır.

Bu çalışmada ise, absorber sıcaklığı için bir başlangıç değeri verildi. Bir sonraki adımda bu absorber sıcaklığına bağlı olarak absorber içindeki sıcaklık dağılımı elde edildi. Bulunan sıcaklık dağılımından faydalanılarak bulunan absorber çıkış sıcaklığı, kabul edilen sıcaklık ile karşılaştırıldı. İki sıcaklık arasındaki fark belirli bir Δt farkından küçükse, işleme son verildi, değilse yeni absorber sıcaklığı, bulunan sıcaklık olarak alınıp, eşitlik sağlanıncaya kadar işlemlere devam edildi. Böylece gerçeğe yakın bir absorber sıcaklığı bulundu.

Absorber dizaynı yapılırken, ilk karşılaşılan problem, film absorberlerin en büyük dezavantajlarından biri olan film kararsızlığıdır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde dolaşan akışkan debisi nispeten küçük olduğundan, absorber içindeki boru sayısı, ısı transferine göre, arttıkça buna bağlı olarak her bir boru etrafındaki film kalınlıkları azalmakta ve film kararsızlığı ortaya çıkmaktadır. Giriş bölgesinde meydana gelen bu kararsızlık, sıcaklık ve derişiklik profillerini etkilemekte ve profillerde dalgalanmalar meydana getirmektedir. Karşı-

laşılan film kararsızlığı problemi, bu tip absorberlerin absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde az kullanılmasının ana sebebidir. Bu çalışma sonucunda elde edilen en önemli sonuçlardan birisi de budur.

Eğer sistem ısı pompası olarak dizayn edilecekse, film absorberler, püskürtmeli absorberlerden daha uygundur. Film absorberlerde ısı transferinin çok iyi olması, bu tip absorberlerin ısı pompalarında tercih edilmesinin en önemli sebebidir. Ayrıca absorber içine basınç kayıplarının çok az olması, büyük kapasiteli ısı pompalarında bu tip absorberlerin kullanılmasını kolaylaştırır.

Yapılan çalışmanın önemli bir kısmını meydana getiren simülasyon, soğutma sistemi hakkında çok geniş bilgiler verdi. Her şeyden önce soğutma sisteminin çalışma bölgeleri tespit edildi. Çeşitli sistem parametrelerinin, soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı ve sistem boyutları üzerindeki tesirleri ortaya konuldu.

Absorber veya yoğuşturucu sıcaklığının, soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı üzerindeki etkisi Şekil 6.10 'da görülmektedir. Yoğuşturucu veya absorber sıcaklığı arttıkça, soğutma tesir katsayısında, giderek artan bir azalma görülmektedir. Ayrıca soğutma sisteminin çalışma sıcaklığı aralığı, absorber(yoğuşturucu) sıcaklığı ile alttan ve üstten sınırlıdır. Örneğin, kaynatıcıya su giriş sıcaklığının 370K olması halinde, yoğuşturucu sıcaklığı en fazla 312K olabilmektedir. Kaynatıcıya su giriş sıcaklığının 380K olması halinde ise yoğuşturucu sıcaklığı 315K'e çıkmaktadır. Minimum absorber sıcaklığı ise 300K'den 306K'e çıkmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklığının maksimum sıcaklığın üzerinde olması halinde $X_{ZEN} \leq X_{FAK}$ olacağından sistem çalışamaz duruma gelir. Yoğuşturucu sıcaklığı minimum sıcaklığın altında olması halinde ise, absorber giriş sıcaklığı kristallenme sıcaklığının altına düşeceğinden kristalizasyon meydana gelir.

Absorber (yoğuşturucu) sıcaklığının sistem boyutları üzerine tesiri, Tablo 6.1 'de görülmektedir. Bu tablodan görüleceği üzere, artan yoğuşturucu veya absorber sıcaklığına bağlı olarak absorber boyutlarında bir artma görülmektedir. Bunun sebebi ise, dolaşım oranının artmasıdır. Dolaşım oranı veya diğer bir değişle, buharlaşan akışkan mikta-

rı arttığı için, buna bağlı olarak absorberde yoğuşan buhar ve ortaya çıkan ısı artacaktır. Artan ısı miktarına bağlı olarak, absorber alanında da bir artma görülecektir. Isı değiştiricisinin boyutlarında da büyük bir artış görülür. Yoğuşturucu sıcaklığı 306K iken dolaşım oranı (NO) 8.3'dır. Yoğuşturucu sıcaklığının 312K olması halinde ise dolaşım oranı 30.33 olmaktadır. İşte bu çok büyük artış, absorber ve ısı değiştiricisi boyutlarını büyük oranda değiştirmektedir. Yani eriyiğin dolaştığı soğutma sistemi elemanlarında bir artma görülürken, diğer eleman boyutlarında bir değişiklik olmamaktadır.

Tablo 6.1 Yoğuşturucu (Absorber) sıcaklığına Göre Sistem Elemanlarının Boyutları. $T_{SGK} = 370K$, $Q_{BUH} = 10.5 kW$
 $T_{BUH} = 278 K$, $T_{SGY} = T_{YOG} - 8.0 K$

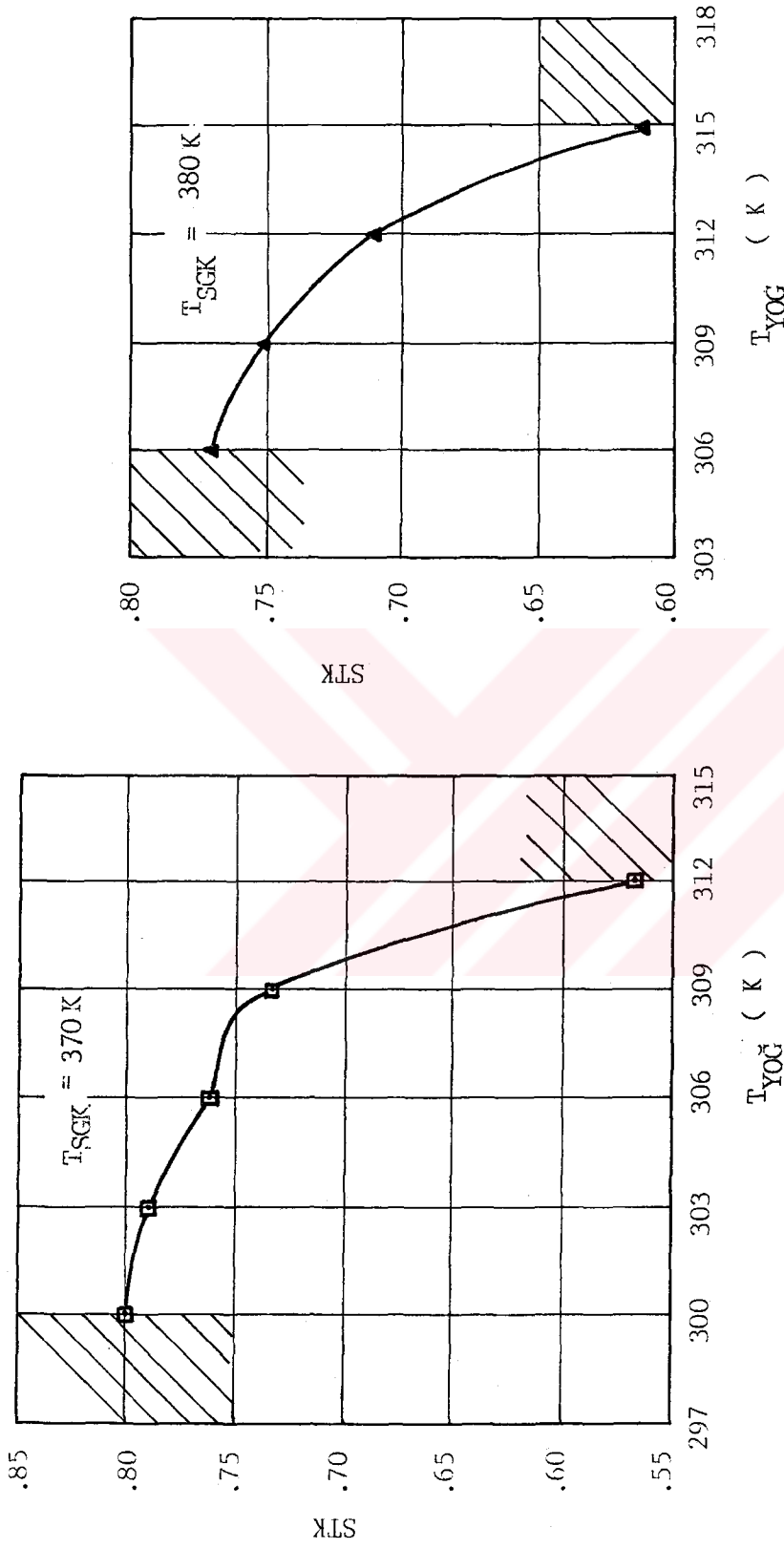
	$T_{YOG} = T_{AB}$ (K)	A (m ²)	N	L (m)	D _O (m)
ABS	306	0.625	2	4.0	0.025
	309	0.736	3	3.5	"
	312	1.238	4	4.0	"
KAY	306	16.01	51	4.0	0.025
	309	16.01	51	4.0	"
	312	16.01	51	4.0	"
YOG	306	12.41	51	1.5	0.025
	309	12.41	51	1.5	"
	312	12.41	51	1.5	"
BUH	306	3.88	33	1.5	0.025
	309	3.88	33	1.5	"
	312	3.88	33	1.5	"
ISI DEĞ	306	4.019	32	2.0	0.025
	309	4.898	39	2.0	"
	312	17.835	142	2.0	"

Kaynatıcı giriş sıcaklığının veya kaynatıcı sıcaklığının, soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı üzerine tesiri Şekil 6.11'de görülmektedir. Bu şekilde görüldüğü gibi, artan kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak soğutma tesir katsayısında (STK) azalan bir artış görülmektedir. Soğutma sisteminin çalışma bölgesi alttan ve üstten kaynatıcı sıcaklığı ile sınırlanmıştır. Bu maksimum ve minimum sıcaklıklar, yoğunlaştırucu sıcaklığına göre değişir. Örneğin, yoğunlaştırucu sıcaklığı 306K ise soğutma sisteminin çalışabileceği minimum kaynatıcı su giriş sıcaklığı, 355K'dir. Bu sıcaklığın daha altına inildiğinde, $X_{ZEN} \leq X_{FAK}$ olacağından sistem çalışmaz. Aynı yoğunlaştırucu sıcaklığı için maksimum kaynatıcı su giriş sıcaklığı, 380K olur. Bu sıcaklığın üstüne çıkıldığında, eriyiğin absorbere giriş sıcaklığı kristallenme sıcaklığının altına düşeceğinden sistemde kristalizasyon meydana gelir. Yoğunlaştırucu sıcaklığı 309K olduğunda, maksimum kaynatıcı su giriş sıcaklığı 385K ve minimum kaynatıcı su giriş sıcaklığı ise 360K olur.

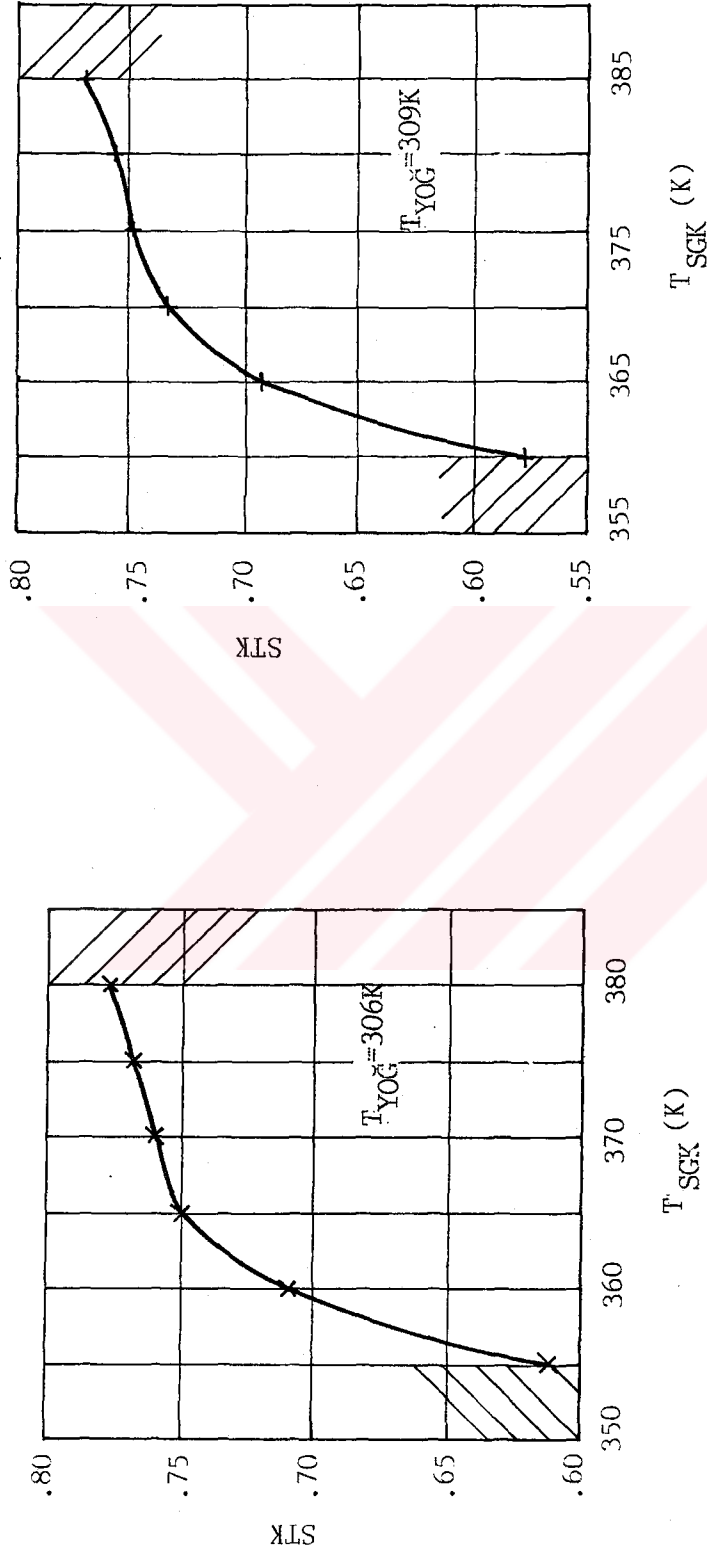
Tablo 6.2; kaynatıcı suyu giriş sıcaklığına göre, sistem elemanlarının boyutlarındaki değişmeyi göstermektedir. Tablodan görüleceği üzere, artan su giriş sıcaklığına bağlı olarak, absorber ve ısı değiştiricisi boyutlarında azalma görülmektedir. Özellikle ısı değiştiricisi boyutlarındaki azalma çok fazladır. Bu azalma dolaşım oranının (DO) azalmasından kaynaklanmaktadır.

Dolaşım oranının çok yüksek değer aldığı kaynatıcı su giriş sıcaklığı, 355K dir. Bu sıcaklıkta dolaşım oranı 38.0 olmaktadır. Bu sıcaklıkta zengin ve fakir eriyiğin derişiklikleri arasındaki fark küçüktür. Bu farkın küçük olması, Bölüm III'de anlatıldığı gibi, absorber verimini düşürdüğünden, absorber boyutları büyümekte ve sistemin soğutma tesir katsayısı azalmaktadır.

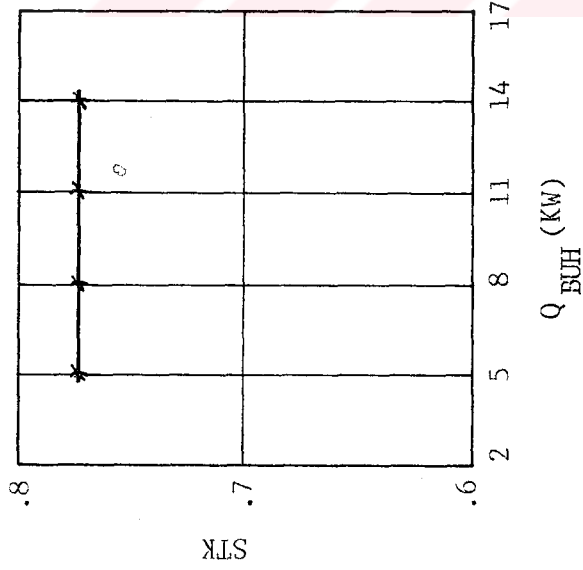
Kaynatıcıya giren su sıcaklığının değişimi, yoğunlaştırucu boyutlarını çok az arttırırken, kaynatıcı ve buharlaştırıcı boyutlarına tesir etmemektedir. Kaynatıcı ve buharlaştırıcıdaki sıcaklık farkları değişmediği gibi, soğutucu akışkan debiside sabit kaldığından, bu elemanların boyutları aynı kalmaktadır. Yoğunlaştırucu boyutlarındaki küçük değişiklik ise, ısı taşınım katsayısı hesaplamalarında ortaya çıkan küçük hatalardan kaynaklanmaktadır.



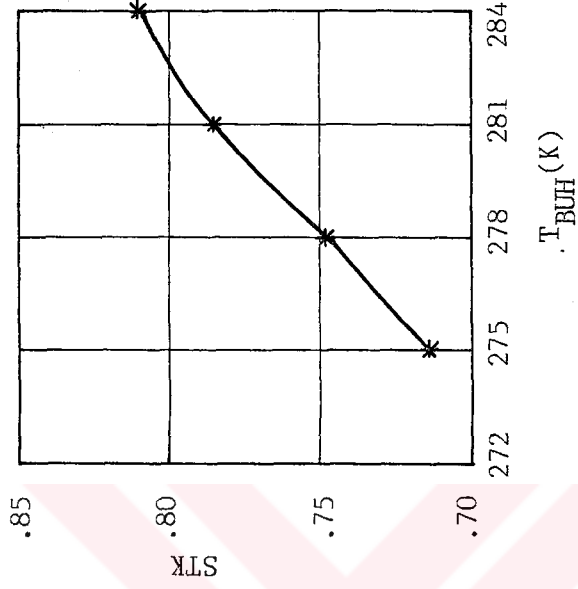
Şekil 6.10 : Soğutma tesir katsayısının yoğunlaştırucu(absorber) sıcaklığına göre değişimi. $T_{BUH} = 278$ K, $Q_{BUH} = 10.5$ kW



Şekil 6.11 : Soğutma tesir katsayısının kaynatıcı su giriş sıcaklığına göre değişimi. $T_{BUH} = 278 K$, $Q_{BUH} = 10.5 kW$



Şekil 6.12 : Soğutma tesir katsayısının buharlaştırıcı yüküne göre değişimi
 $T_{YOĞ}=306K$, $T_{SGK}=365K$, $T_{BUH}=280K$



Şekil 6.13 : Soğutma tesir katsayısının buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi
 $Q_{BUH}=10.5kW$, $T_{YOĞ}=306K$, $T_{SGK}=365K$

Tablo 6.2 Kaynatıcı Suyu Giriş Sıcaklığına Göre Sistem

Elemanları Boyutları, $T_{\text{YOĞ}} = 306\text{K}$, $Q_{\text{BUH}} = 10.5 \text{ kW}$,
 $T_{\text{BUH}} = 278\text{K}$

	T_{SGK} (K)	A (m^2)	N	L (m)
ABS	355	1.243	4	4.0
	360	0.85	3	4.0
	365	0.729	3	3,5
	370	0.625	2	4.0
	375	0.57	2	4.0
	380	0.529	2	3.5
KAY	355	16.09	51	4.0
	360	"	"	"
	365	"	"	"
	370	"	"	"
	375	"	"	"
	380	"	"	"
YOĞ	355	11.532	51	1.5
	360	11.657	"	"
	365	12.411	"	"
	370	12.411	"	"
	375	12.536	"	"
	380	13.290	"	"
BUH	355	3.88	33	1.5
	360	"	"	"
	365	"	"	"
	370	"	"	"
	375	"	"	"
	380	"	"	"
ISI DEĞ	355	17.08	136	2.0
	360	8.03	64	"
	365	4.898	39	"
	370	4.019	32	"
	375	2.512	20	"
	380	2.38	19	"

Buharlaştırıcıdan çekilen ısı yükünün, soğutma sisteminin tersir katsayısı üzerine etkisi, Şekil 6.12'de görülmektedir. Şekil incelendiğinde, STK'nın sabit kaldığı ve buharlaştırıcı yükü ile değişmediği anlaşılr.

Soğutma sistemi elemanlarının boyutları ise, Tablo 6.3'den görüleceği üzere, soğutma yüküne bağlı olarak büyümektedir. Boyutlardaki artış, yoğusturucu, kaynatıcı, ısı değıştiricisinde ve buharlaştı-
rıcıda daha belirgindir. Absorberde ise daha az bir değışim görülür.

Tablo 6.3 Soğutma Yüküne Göre Sistem Elemanlarının Boyutları

$$T_{YOĞ}=306K, T_{SGK} = 365K, T_{BUH}= 280K$$

	Q_{BUH} (kW)	A (m ²)	N	L (m)	D_o (m)
ABS	5	0.266	2	3.0	0.025
	9	0.477	2	3.5	0.025
	13	0.745	3	3.5	0.025
	17	1.065	4	3.5	0.025
KAY	5	10.362	33	4.0	0.025
	9	16.01	51	4.0	0.025
	13	27.94	89	4.0	0.025
	17	47.1	150	4.0	0.025
YOĞ	5	4.632	18	1.5	0.025
	9	8.16	33	1.5	0.025
	13	16.202	64	1.5	0.025
	17	-	-	-	-
BUH	5	0.942	8	1.5	0.025
	9	2.11	18	1.5	0.025
	13	7.53	64	1.5	0.025
	17	-	-	-	-
ISI DEĞ	5	1.632	13	2.0	0.025
	9	3.26	26	2.0	0.025
	13	4.89	39	2.0	0.025
	17	5.77	46	2.0	0.025

Tablo 6.3'den görüleceği üzere, buharlaştırıcı ve yoğusturucu, 17 kW buharlaştırıcı yükü için boyutlandırılmamıştır. Bunun sebebi ise her iki elemanın sıcaklıkları (5.2) şart bağıntılarını sağlamadığından, yukardaki sıcaklık ve debi şartlarında dizaynları mümkün değildir. Buharlaştırıcıdan çekilen yükün 17kW ve daha büyük değerlerde olması halinde, yoğusturucu soğutma suyu debisinin artırılması veya giriş sıcaklığının düşürülmesi gerekir. Buharlaştırıcıya giren soğutulan suyun da, ya debisinin artırılması veya giriş sıcaklığının yükseltilmesi gerekir.

Buharlaştırıcı sıcaklığının soğutma sisteminin tesir katsayısı üzerine tesiri Şekil 6.13'de görülmektedir. Soğutma tesir katsayısı, buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla, yaklaşık lineer olarak artmaktadır. Bu sonucu (2.11) eşitliğinden görmek mümkündür.

Artan buharlaştırıcı sıcaklığıyla, absorber ve buharlaştırıcı basınçları yükselmektedir. Artan absorber basıncıyla, absorber çıkış derişikliği azalmakta ve böylece absorber içindeki derişiklik farkı büyümekte, bu durum absorber veriminin yükselmesine sebep olmaktadır.

Artan buharlaştırıcı sıcaklığı, dolaşım oranının azalmasına neden olmakta, azalan dolaşım oranı ise (2.19) eşitliğinden görüleceği üzere soğutma tesir katsayısını büyötmektedir.

Buharlaştırıcı sıcaklığına bağılı olarak sistem elemanlarının boyutlarının değışimi, Tablo 6.4'den görölmektedir. Absorber ve ısı değıştiricisi boyutlarında bir azalma, buna karşılık kaynatıcı boyutlarında bir artma görölür. Önceden belirtildiğı gibi artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile dolaşım oranında bir azalma görölür. Azalan dolaşım oranı ise eriyik debisinin izafi olarak azalması demek olduğundan, eriyiğın dolaştığı absorber ve ısı değıştiricisi boyutlarında bir azalma görölür. Buharlaşan soğutucu buharının izafi olarak artması ise, kaynatıcı boyutlarında artış meydana getirir.

Tablo 6.4 Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Sistem Elemanlarının

Boyutları $Q_{BUH} = 10.5 \text{ kW}$, $T_{YOG} = 306\text{K}$, $T_{SGK} = 365\text{K}$,

$$T_{SGB} = T_{BUH} + 10 \text{ K}$$

	T_{BUH} (K)	A (m ²)	N	L (m)	D _o (m)
ABS	275	0.477	2	3.5	0.025
	278	0.444	2	3.0	"
	281	0.403	2	3.0	"
	284	0.373	2	3.0	"
KAY	275	16.01	51	4.0	0.025
	278	16.01	51	4.0	"
	281	20.09	64	4.0	"
	284	27.94	89	4.0	"
YOĞ	275	12.411	51	1.5	0.025
	278	12.411	51	1.5	"
	281	12.411	51	1.5	"
	284	12.411	51	1.5	"
BUH	275	3.88	33	1.5	0.025
	278	3.88	33	1.5	"
	281	3.88	33	1.5	"
	284	3.88	33	1.5	"
ISI DEĞ	275	6.53	52	2.0	0.025
	278	4.89	39	2.0	"
	281	3.26	26	2.0	"
	284	2.38	19	2.0	"

Bu çalışmada; ısı değiştiricisi olarak düşünülen her bir elemanın etkenliklerinin, sistem üzerinde tesirleri de incelendi. Kaynatıcı ve ısı değiştiricisi etkenliklerindeki değişikliklerin, soğutma sisteminin tesir katsayısı ve boyutları üzerindeki tesirleri gösterilmiştir.

Isı değiştiricisi etkenliği (ϵ_E); 0.5 ve kaynatıcı etkenliği (ϵ_{KAY}); 0.6 alındığında, sistemin soğutma tesir katsayısı (STK) 0.734 bulundu. Diğer bütün parametreler sabit tutularak, ısı değiştiricisi etkenliği; 0.55 ve kaynatıcı etkenliği; 0.58 alındığında, soğutma tesir katsayısı 0.737 bulundu. Kaynatıcı alanı 16 m² den 20 m² ye çıktı, ısı değiştiricisi alanı ise 4.898 m² den 4.144 m² ye düştü. Görüldüğü gibi, etkenliklerdeki küçük değişmeler boyutlarda büyük farklılıklara sebep olmuştur.

Bu çalışmada elde edilen sonuçların, yapılan benzer çalışmalarla karşılaştırılması da yapıldı. Arkla, Model WF36 tipli bir absorpsiyonlu soğutma makinasının performans sonuçları ile [35], aynı parametrelerle yapılan bu çalışma sonuçları Tablo 6.5 de karşılaştırılmıştır.

Tablo 6.5 den görüleceği üzere,yapılan çalışma sonuçları, ARKLA WF36 model absorpsiyonlu soğutma makinası performans sonuçlarına oldukça yakındır.

Tablo 6.5 Aynı Parametrelerle Her İki Çalışmanın Karşılaştırılması

	ARKLA MODEL WF36	Mevcut Çalışma
T_{SGK}	364K	365K
Q_{KAY}	14.655kW	14.023kW
T_{SGY}	304K	306K
Q_{BUH}	10.5kW	10.5kW
$Q_{AB} + Q_{YOĞ}$	25.75kW	24.5kW
STK	0.72	0.74

Değişiklikler ve çevrim sıcaklıkları esas alınarak yapılan benzer teorik çalışmalardan, Rozenfeld ve diğerleri [36] ve Landauro-Parades [9] tarafından yapılan çalışmalarla, bu tez çalışmasında bulunan sonuçlar ise Tablo 6.6 da karşılaştırılmıştır.

Tablo 6.6 Yapılan Benzer Teorik Çalışmaların Karşılaştırılması

	Rozenfeld ve diğer	Landauro - Parades	Mevcut Çalışma
X_{FAK}	0.607	0.605	0.59
X_{ZEN}	0.646	0.65	0.645
T_{BUH}	8.6	7.4	5.0
T_{KAY}	93.0 K	99.6 K	98 K
T_{AB}	41.0 K	42.9 K	42.0 K
$T_{YOĞ}$	38.0 K	42.5 K	42.0 K
STK	0.70	0.63	0.699

Tablo 6.6 da yapılan üç teorik çalışmanın karşılaştırılması görülmektedir. Her üç çalışma sonuçlarının birbirine olan yakınlığı göstermektedir ki, mevcut çalışma sonucu bulunan değerler, teorik olarak soğutma sistemlerini karakterize eden değerlerdir.

Böylece Tablo 6.5 de deneysel sonuçlara uygunluğu ve Tablo 6.6 da teorik çalışma sonuçlarına yakınlığı gösterilen bu çalışma ile, absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonu ve buna bağlı olarak parametrik incelenmesi yapılmış olmaktadır.

Bu çalışma, ilerde yapılacak deneysel bir çalışmanın temeli olarak hedeflenmiş ve bu hedefe varmıştır. Soğutma sisteminin çeşitli parametre ve büyüklüklerinin sistemin soğutma tesir katsayısı ve boyutlarına ne şekilde tesir ettiği bu çalışmada ortaya konulmuştur.

KAYNAKLAR

- [1] McNEELY, L. A. ,Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide, ASHRAE Trans Vol. 85 (1), pp. 413-434, 1979
- [2] ASTIZ, E.A.J., Dynamic Simulation of a Solar Powered Absorption Cycle, Master Thesis, Universty of Marlyland, U.S.A. 1976
- [3] BLINN, J.C., Simulation of Solar Absorption Air Canditioning, Master of Science, Universty of Wisconsin-Madison, 1979
- [4] KLEIN, S.A. and McLINDEN, M.O., Steady-State Modeling of Absorption Heat Pumps with a Comparison to Experiments, ASHRAE Trans. HI-85-36, No: 1
- [5] GROSSMAN, G. and MICHELSON, E., A Moduler Computer Simulation of Absorption Systems, ASHRAE Trans HI-85-36, No: 2
- [6] KAUSHIK, S.C. and CHANDRA, S., Computer Modeling and Parametric Study of a double Effect Generation Absorption Refrigeration Cycle, Energy Covers. Mymt., Vol. 25, No: 1, pp. 9-14, 1985
- [7] MUNER, T. and UPPAL, A.H., Modelling and Simulation of a Solar Absorption Cooling System, Applied Energy, Vol. 19, pp. 209- 229, 1985
- [8] KEIZER, C., Absorption Cooling Machines, Ph. D. Thesis, Delf University of Technology, U.S.A., 1980
- [9] LANDAURO-PARADES, J.M., WATSON F.A., and HOLLAND, F.A., Experimental Study of the Operating Characteristic of a Water-Lithium Bromide Absorption Cooler, Chom. Eng. Res. Des. Vol. 61, pp. 362-370, 1983
- [10] KUMAR, P., DEVOTTA, S. and HOLLAND, F.A., Effect of Flow Ration on the Performance of an Experimental Absorption Cooling System, Chem. Eng. Res. Des. Vol. 62, pp. 194-196, 1984
- [11] KUMAR, P., SANE, M.G., DEVOTTA, S. and HOLLAND, F.A., Experimental Studies with an Absorption System for Simultaneous Cooling and Heating, Chem. Eng. Res. Des. Vol. 63, pp. 133-136, 1985
- [12] WENDELL, J.B., An Absorption Machine For Solar Cooling, ASHRAE Trans. PH-79-3, No: 2
- [13] MEZON, J., Experimental Study of a 100 kW prototype Loop for an Industrial High-Temperature Absorption Heat Pump, ABsorption Heat Pumps Congress, Paris, 20-22 March 1985

- [14] YIH, S.M. and SEAGRAVE, R.C., Mass Transfer in Laminar Falling Liquid Films with Accompanying Heat Transfer and Interfacial Shear, *Int. J. Heat Mass Transfer*. V. 23, pp. 749-758, (1980)
- [15] GRIGOR'EVA, N.I. and NAKORYAKOV, V.E., Combined Heat and Mass Transfer Problem During Film Absorption in Drops and Films *İnzh. Fiz. Zh.*, V. 32, pp. 399-405, 1977
- [16] NAKORYAKOV, V.E. and GRIGOR'EVA, N.I., Calculation of Heat and Mass Transfer in Non-Isothermal Absorption in the Entrance Region Falling Film, *Teor. Osn. Khim. Tekhnol.*, V. 14, pp. 483-488, 1980
- [17] GROSSMAN, G., Simultaneous Heat and Mass Transfer in Film Absorption Under Laminar Flow, *Int. J. Heat Mass Transfer* V. 26, pp. 357-371, 1983
- [18] YÜKSEL, M.L., Gaz Absorpsiyonunda Birbirine Bağımlı Isı ve Kütle Transferi, 5. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Taşkışla, İSTANBUL, 1985
- [19] GROSSMAN, G., Simultaneous Heat and Mass Transfer in Absorption of Gases in Turbulent Liquid Films, *Int. J. Heat Mass Transfer*, V. 27, pp. 2365-2374, 1984
- [20] BORYTA, D.A., Solubility of lithium Bromide in Water Between-50 and 100 C (45 to 70 % Lithium Bromide), *J. Chem. Eng. Data*. V. 15 (1), pp. 142-144, 1970
- [21] KEENAN, J.H., KEYES, F.G. and MOORE, J.G., *Steam Tables*, John Wiley, P. 141, New York, 1969
- [22] DEMBECKI, F. and GAZINSKI, B., Approximation Formulae for Determining Thermodynamic Properties of Lithium Bromide-Water Solutions, *Arc. Termody.* V. 1 (2), pp. 97-108, Pol. 1980
- [23] GAZINSKI, B., Dependences Describing the Thermodynamics and Physical Properties of Water and Steam. *Chłodnictwo*, V. 15 (8), pp. 13-17, Polo, 1980
- [24] DIETER, B. and STEPHAN, K., Modelling and Simulating the Dynamic Behaviour of a Falling Film Absorber, *Absorption Heat Pumps Congress*, Paris, 20-22 March 1985
- [25] BIRD, R.B., STEWART, W.E. and LIGHTFOOT, E.N., *Transport Phenomena*, John Wiley Sons Inc., 1960
- [26] GERALD, C.F., *Applied Numerical Analysis*, Addison-Wesley Pub. Com., U.S.A, 1980
- [27] ERICKSON, D.C., A High Temperature Moncorrosive Absorption Working pair, *Absorption Heat Pumps Congress*, Paris, 20-22 March 1985
- [28] BRAUER, H., *Strömung und Wärmeübergang bei Rieselfilmen*, VDI-Forschungsheft, p. 457, 1956

- [29] HEDH, Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere Pub. Cor., 1983
- [30] CRANE, R and GREGG, R., Programm for Evaluation of Shell-and-Tube Heat Exchanger, Chem. Eng., July 25, 1983
- [31] ROHSENOW, M. W., Heat Exchangers Basic Methods, Heat Exchangers Congress, Istanbul, August 4-15, 1980
- [32] TURAGA, M and GOY R.W., Refregerant Side Heat Transfer and Pressure Drop Estimates for Direct Expansion Coils. A Rewiev of Works in North American Use, Refrigeration, V. 8, N: 3, May 1985
- [33] KERN, D.Q. and KRAUS, A.D., Extended Surface Heat Transfer, McGRAW-Hill Book Co., New York 1972
- [34] KERN, D.Q., Process Heat Transfer, McGRAW-Hill Book Co., New York, 1950
- [35] ARKLA Industries Inc., Arkla Industries-Specific Products, Evansville, Indiana, ARKLA Industries Inc.
- [36] ROZENFELD, L.M., SHMUILOV, N.G. and ZAC. B.S., Improving the Construction of a Lithium Bromide Absorption Refrigeration Machine, Kholod Tekh., V. 8, pp. 10-13, S.S.C.B.

KULLANILAN ISI TAŞINIM KATSAYILARINI VEREN BAĞINTILAR EK-A

Boru içinden türbülanslı akış halinde, ısı taşınım katsayısını veren iki farklı denklem kullanılmıştır. Bunlardan birisi, Dittus - Boelter eşitliğidir. Bu eşitlik küçük sıcaklık farkları için uygundur [31].

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (EKA1)$$

Burada n katsayısı ısıtma halinde $n = 0.4$ ve soğutma halinde $n = 0.3$ olur. Bu eşitliğin geçerli olduğu aralık ise,

$$0.7 < Pr < 100, Re > 10^4 \text{ ve } L/D > 60$$

dır.

Sıcaklıkla viskozitenin çok keskin olarak değiştiği akışkanlar için, büyük sıcaklık farklarında Sieder and Tate Eşitliği uygundur [34]. Bu eşitlik;

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_{ort}}{\mu_{cid}} \right)^{0.14} \quad (EKA2)$$

şeklindedir. Bu eşitlikte, μ_{ort} ortalama akışkan sıcaklığındaki viskozite, μ_{cid} cidar sıcaklığındaki viskozitedir. Bu eşitliğin geçerli olduğu aralık

$$0.7 < Pr < 16700, Re > 10^4 \text{ ve } \frac{L}{D} > 60$$

değerlerindedir.

Dikey tip yoğuşturucularda, yoğuşmanın boru içinde olduğu hal için ısı taşınım katsayısı aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır [29].

$$\frac{h}{k} \left[\frac{\mu^2}{\rho_1 (\rho_1 - \rho_g) \cdot g} \right]^{1/3} = 0.023 Re^{1/4} Pr^{0.33}, \quad Re > 40 \quad (EKA3)$$

ve

$$\frac{h}{k} \left[\frac{\mu^2}{\rho_1 (\rho_1 - \rho_g) \cdot g} \right]^{1/3} = 1.1 \text{ Re}^{-1/3}, \quad \text{Re} \leq 40 \quad (\text{EKA4})$$

Boru demetine dik akış halinde ısı taşınım katsayısı veren bağıntı aşağıdaki gibidir [34];

$$\frac{hD_e}{k} = 0.36 \left(\frac{G \cdot D_e}{\mu A_e} \right) \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_{\text{ort}}}{\mu_{\text{cid}}} \right)^{0.14} \quad (\text{EKA5})$$

Burada D_e ve A_e ; eşdeğer çap ve akış kesitidir. Bunların nasıl hesaplanacağı EK-B`de verilmiştir.

Buharlaştırmanın boru içinde olduğu durum için, ısı taşınım katsayısını veren bağıntı şu şekilde verilmiştir [32];

$$2.5 \cdot 10^{10} < \text{Re}^2 k_f < (1.5) 10^{12}$$

$$X_{\text{çık}} > 0.9, \quad k_f = \frac{Q_{\text{BUH}}}{G \cdot h_{\text{bs}}}$$

$$h_{\text{ort}} \left(\frac{D}{k} \right) = 0.021 \text{ Re}^{0.8} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.4} \quad (\text{EKA6})$$

Burada k_f ; buharlaştırıcıda çekilen toplam soğutma yükünün, buharlaşma gizli ısısına oranıdır. $X_{\text{çık}}$; çıkış kuruluk derecesidir. h_{bs} , buharlaşma gizli ısısıdır.

ISI DEĞİŞTİRİCİSİ BÜYÜKLÜKLERİNİN TANITILMASI EK-B

Pratikte en fazla kullanılan ısı değiştiricileri, kovan-boru tipli ısı değiştiricileridir. Böyle bir ısı değiştiricisinin şematik gösterini Şekil B.1 de verilmiştir.

Kovan-boru tipli bir ısı değiştiricisinin dairesel ve boyuna kesitleri ve bazı önemli boyut ve büyüklükleri, Şekil B.2, Şekil B.3, Şekil B.4 ve Şekil B.5 de görülmektedir.

Isı değiştiricisi boyutlandırma hesapları için gerekli olan L_{bb} 'nin seçilmesi gerekir (Şekil B.5). Bu çalışmada yapılan bütün boyutlandırma işlemlerinde $L_{bb} = 0.03$ m olarak alınmıştır [29]. Yöneltilici levha aralığının, levha iç çapına oranı ise 0.3 olarak alınmıştır [29]. Boru iç çapı D_i ve boru dış çapı D_o , standart değerlere bağlı olarak seçilir. Kovan çapı D_s , standart kovan çaplarından seçilir.

Boru demetine dik akış halinde eşdeğer kesit alanı,

$$A_e = \frac{D_s \cdot C' \cdot B}{L_{tp}} \quad (\text{EKB1})$$

bağıntısından hesaplanır [33]. Burada,

$$C' = L_{tp} - D_o$$

$$B = D_s \cdot 0.3$$

şeklindedir,

Kovan içindeki boru sayısını veren bağıntı, tek geçişli hal için [29];

$$N_{tt} = \frac{0.78 D_{ctl}^2}{C_1 L_{tp}} \quad (\text{EKB2})$$

olur. Buradaki C_1 , kare diziliş halinde 1 değerini alır [29]. Ayrıca,

$$D_{otl} = D_s - L_{bb}$$

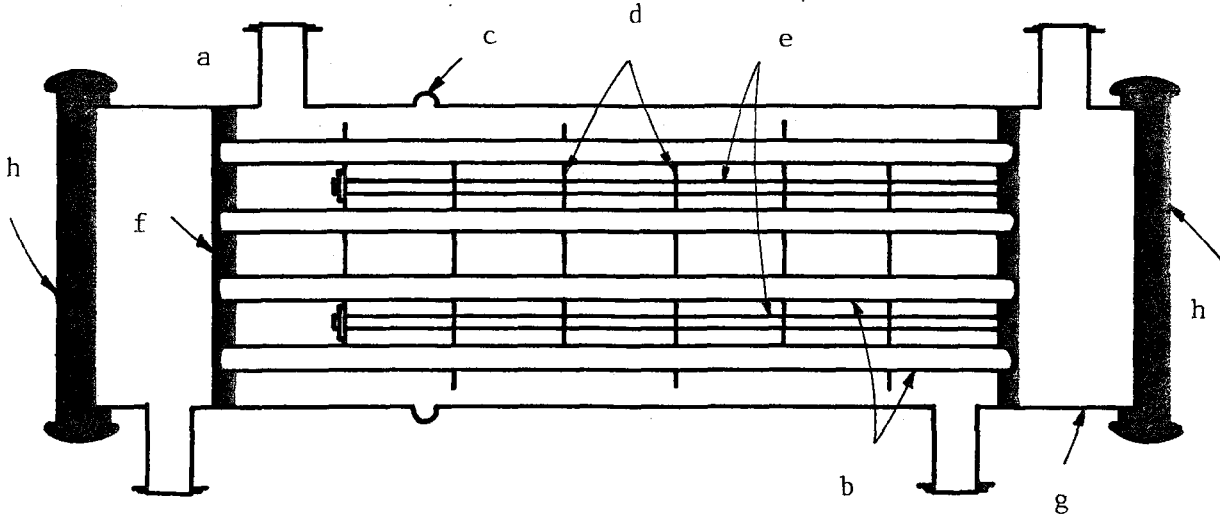
$$D_{ctl} = D_{otl} - D_o$$

olarak tarif edilir (Şekil B.5).

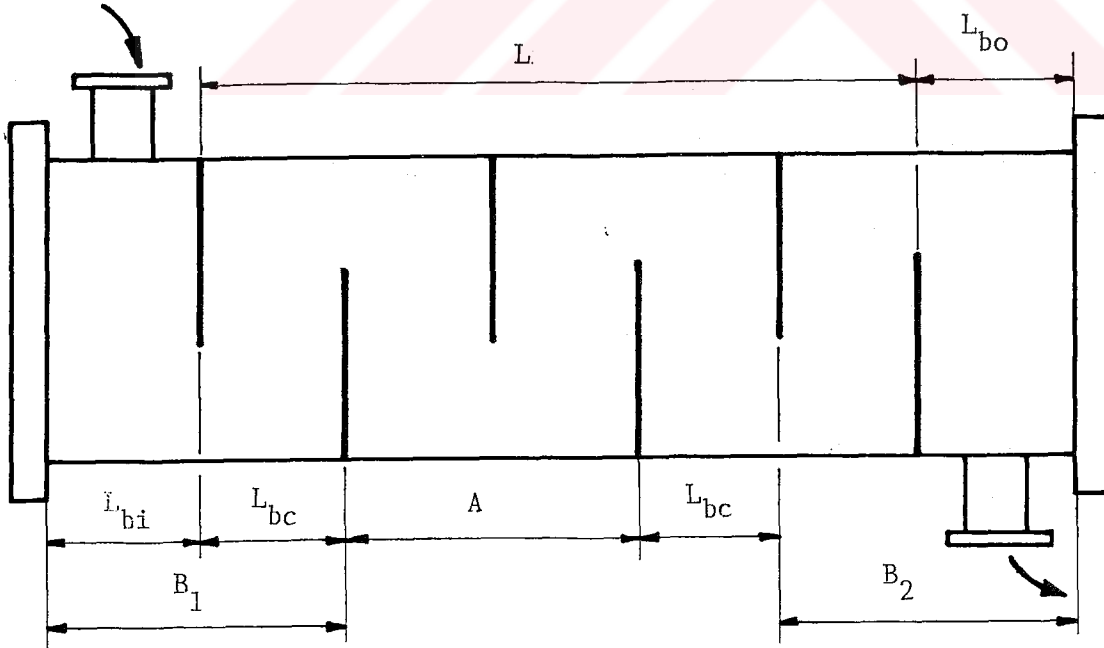
Boru dışından, boru demetine dik akış hali için, eşdeğer çap [33];

$$D_e = \frac{(L_{tp}^2 - \pi \frac{D_o^2}{4}) \cdot 4}{\pi \cdot D_o}$$

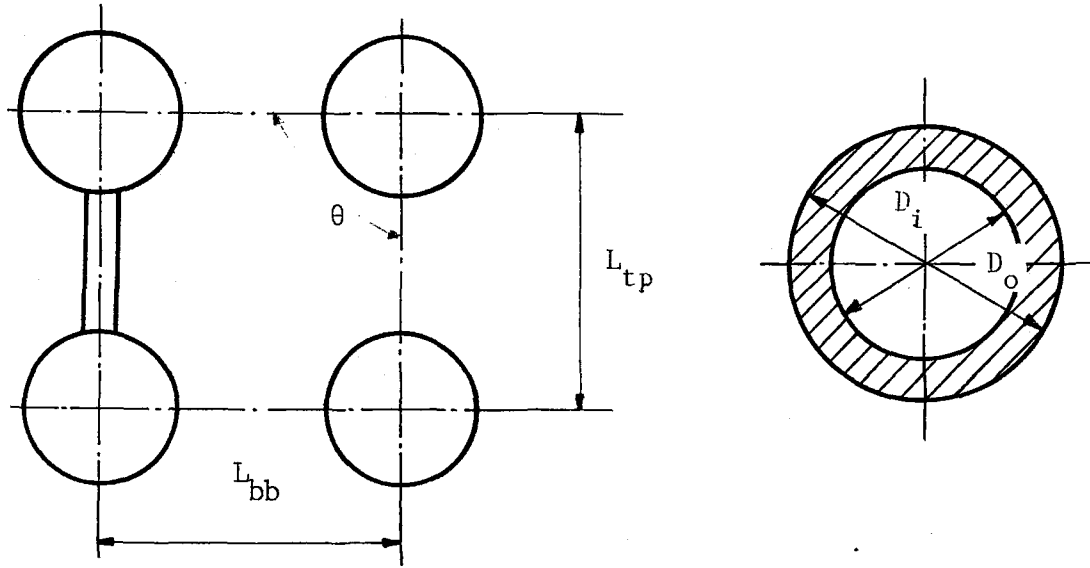
olur.



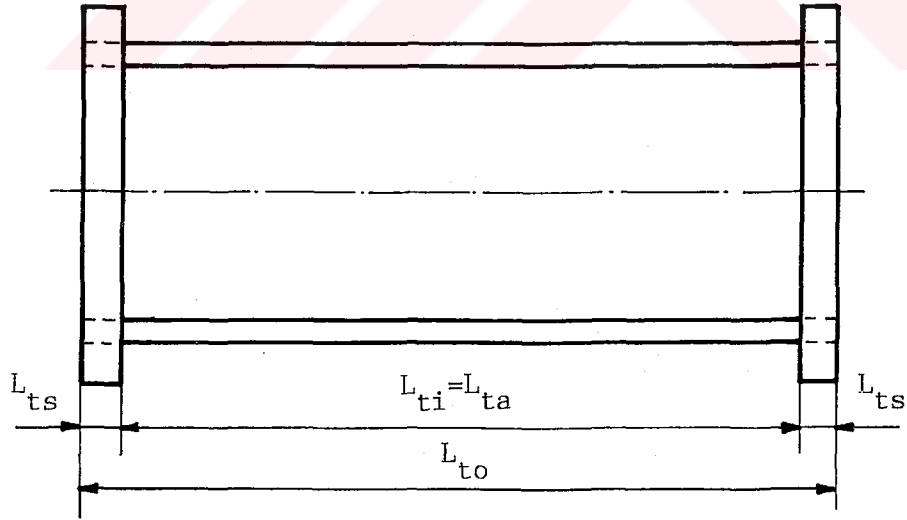
Şekil B.1 : Kovan - Boru Tipli bir ısı değıştiricisinin şematik gösterimi
(a): Levha, (b): Borular, (c): Genişleme bağlantısı, (d): Yöneltilici levhalar, (e): Bağlantı çubukları, (f): Sabit boru aynası, (g): Lüleli kanallar, (h): Kafa



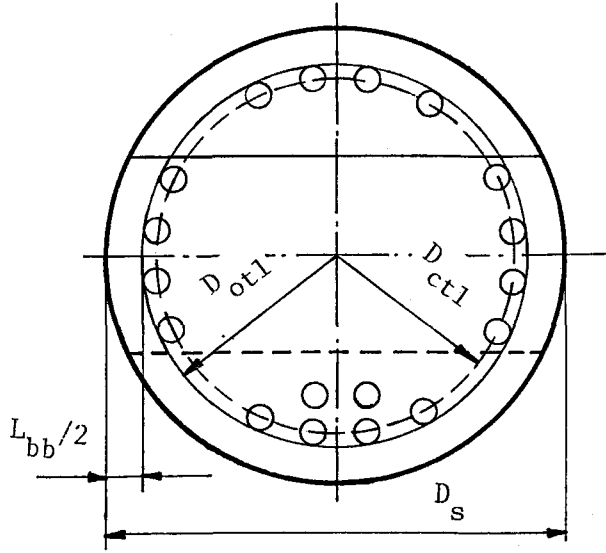
Şekil B.2 : Kovan - Boru Tipli bir ısı değıştiricisinin boyuna bazı boyutları



Şekil B.3 : Kare diziliş halindeki boruların bazı boyutları



Şekil B.4 : Kovan - Boru Tipli ısı değıştiricisi uzunluklarının gösterimi



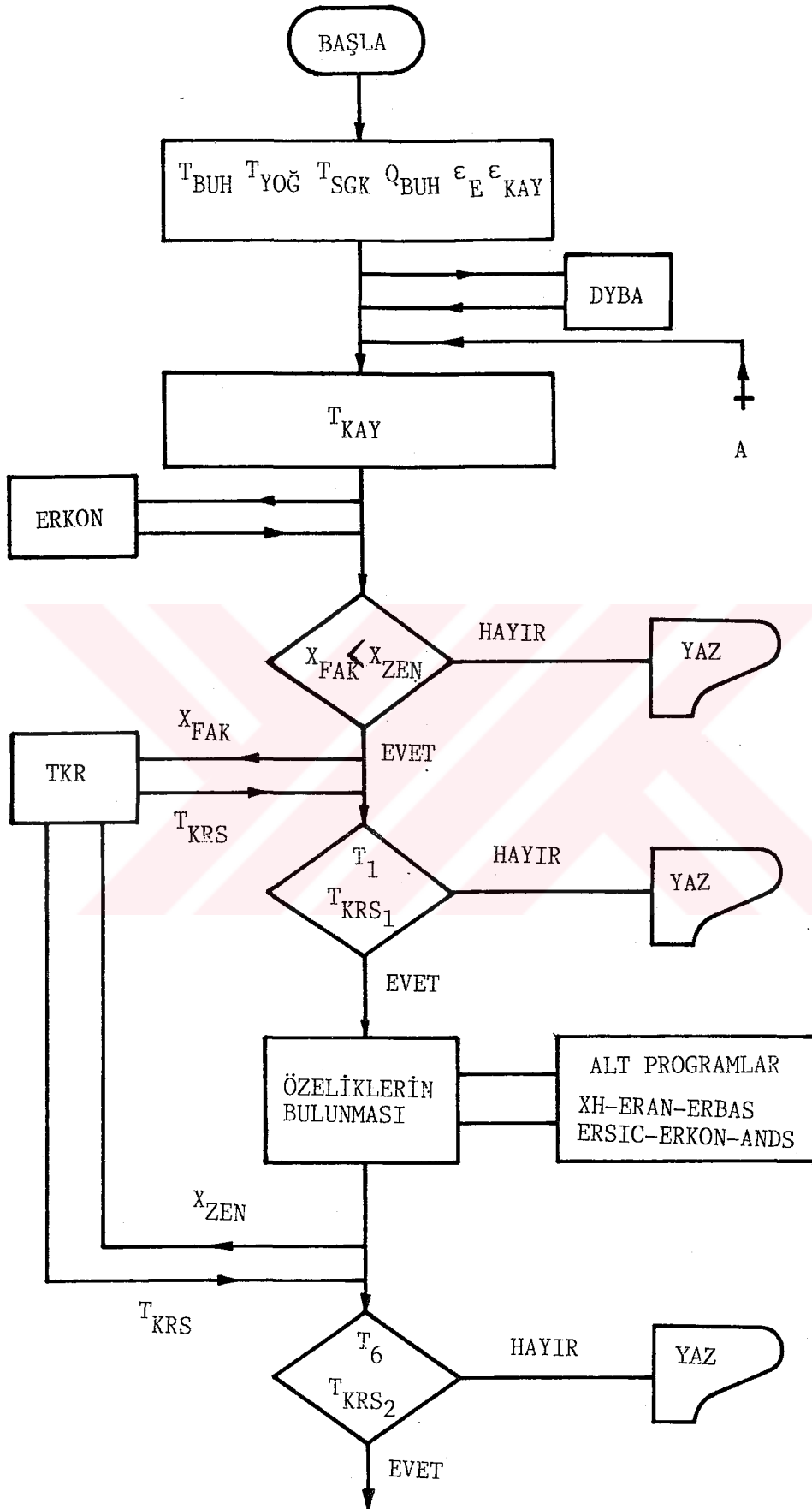
Şekil B.5 : Kovan - Boru Tipli ısı değıştiricisinin dairesel kesitine ait bazı boyutların gösterimi

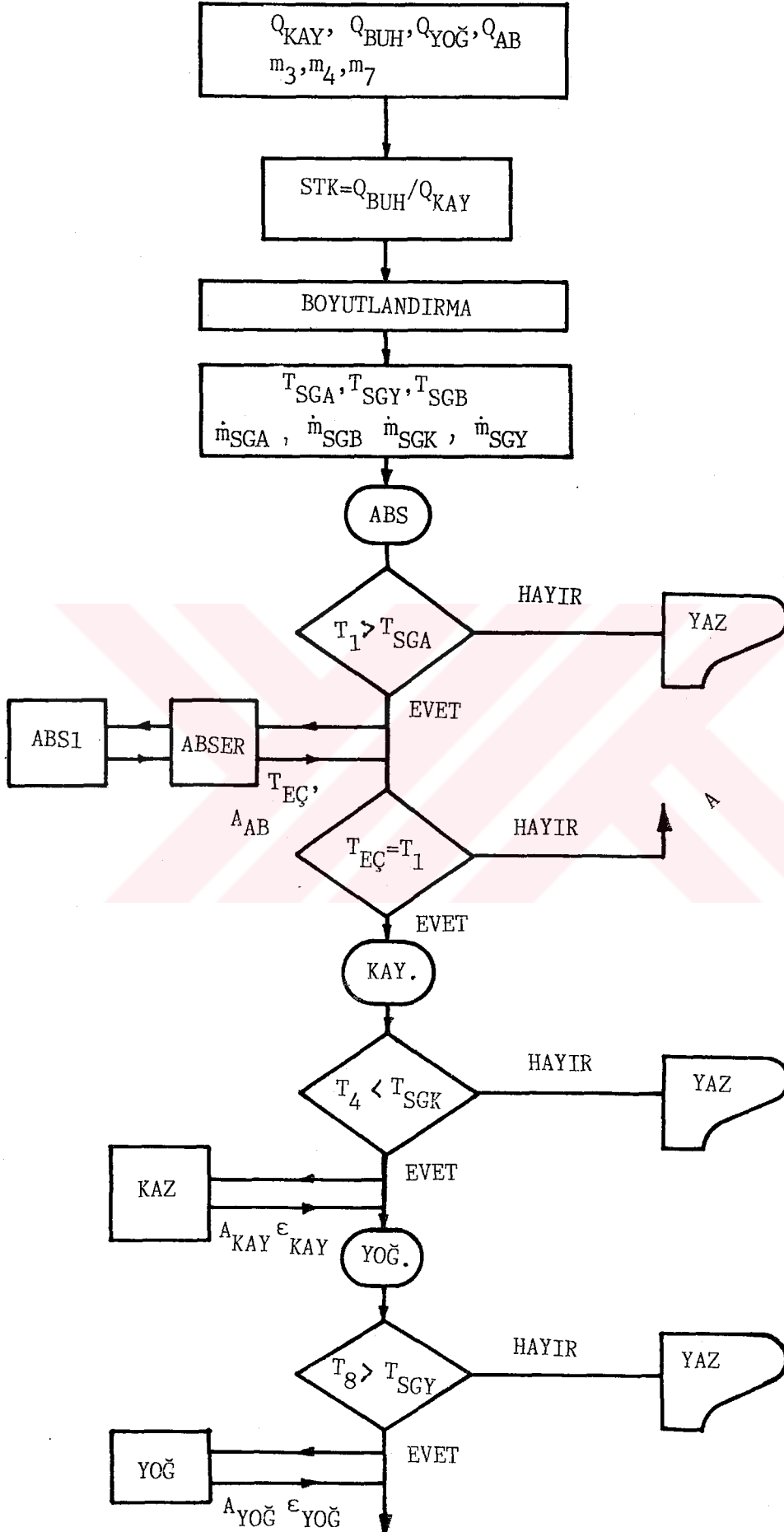
BİLGİ İŞLEM AKIŞ DİYAGRAMI EK-C

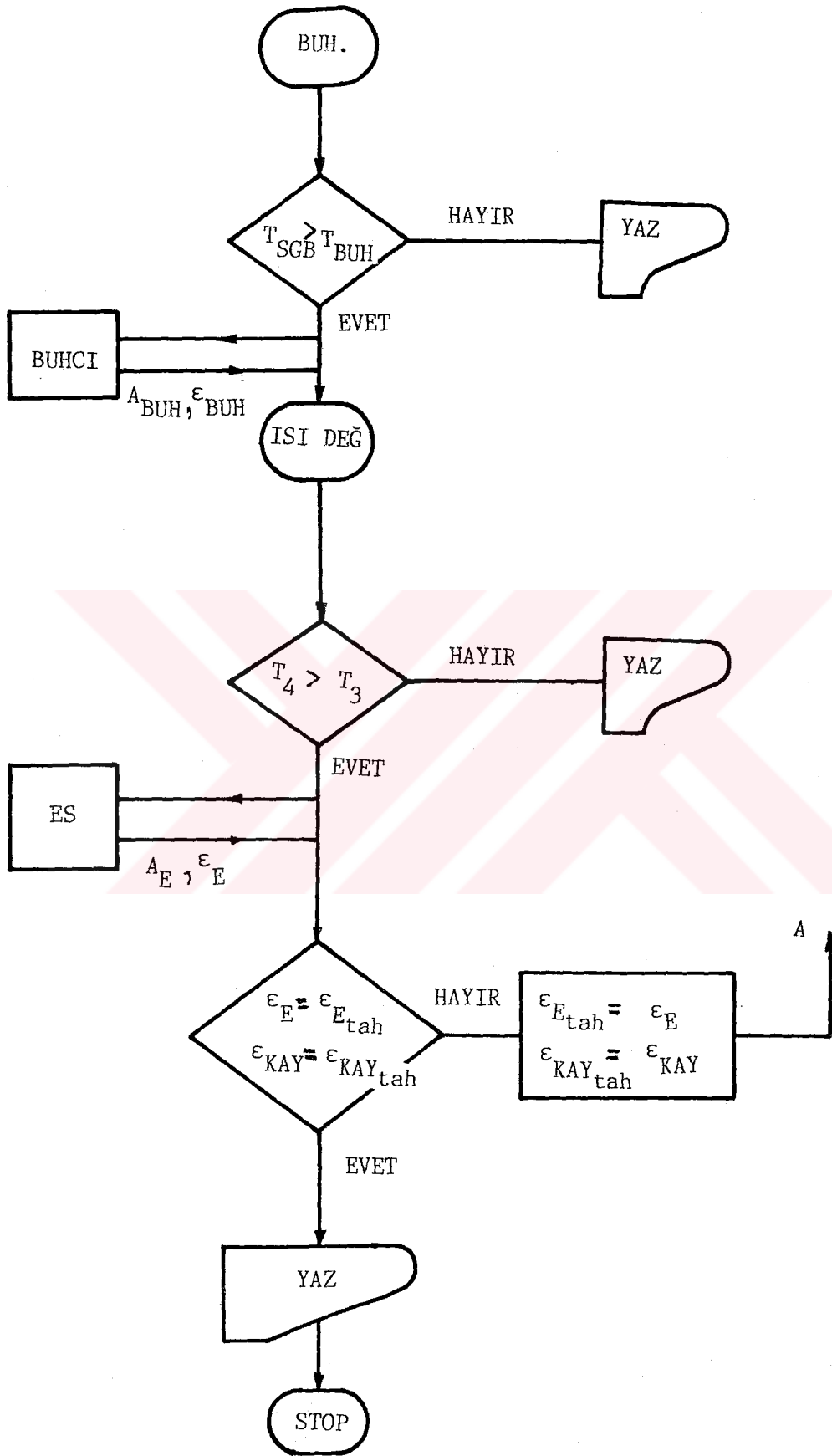
Absorpsiyonlu soğutma sisteminin bütününi simüle eden bilgisayar programının tanıtımı Bölüm 5.3 de yapıldığından ve bilgisayar programının liste çıkışı EK-E`de verildiğinden bu kısımda bilgi işlem akış diyagramı özet olarak verilmiştir.

Programda geçen " tah " alt indisi tahmini değerlere ait büyüklüklere aittir.









KAYNATICI SICAKLIĞI EK-D

Bir ısı değıştiricisi olarak düşünölen kaynaticıda, eriyiğö verilen ısı miktarı, Şekil 2.2 esas alınarak;

$$Q_{KAY} = \epsilon_{KAY} (m_e C_p)_{FAK} (T_{SGK} - T_2) \quad (EKD1)$$

şeklindedir.

Kaynaticı için zamana bağılı enerji denkleml yazılırsa,

$$C_{KAY} \frac{dT_{KAY}}{dt} = \epsilon_{KAY} (m_e C_p)_{FAK} (T_{SGK} - T_2) - (m_e C_p)_{FAK} (T_{KAY} - T_2) \quad (EKD2)$$

olur.

Isı değıştiricisi için,

$$\epsilon_E (T_{KAY} - T_{ABS}) = T_2 - T_{ABS} \quad (EKD3)$$

veya

$$T_2 = \epsilon_E T_{KAY} + (1 - \epsilon_E) T_{ABS} \quad (EKD4)$$

bağıntısı yazılabilir.

(EKD2) ve (EKD4) bağıntıları birleştirilirse;

$$\frac{dT_{KAY}}{dt} = \frac{(m_e C_p)_{FAK}}{C_{KAY}} \{ \epsilon_{KAY} T_{SGK} + (1 - \epsilon_{KAY}) T_{ABS} (1 - \epsilon_E) [1 - \epsilon_E (1 - \epsilon_{KAY})] T_{KAY} \} \quad (EKD5)$$

olur. Bu denklem yeniden düzenlenirse,

$$\frac{dT_{KAY}}{dt} = \frac{(m_e C_p)_{FAK}}{C_{KAY}} [1 - \epsilon_E (1 - \epsilon_{KAY})] .$$

$$\frac{\epsilon_{KAY} T_{SGK} + (1 - \epsilon_E)(1 - \epsilon_{KAY}) T_{ABS}}{1 - \epsilon_E(1 - \epsilon_{KAY})} - T_{KAY}] \quad (EKD6)$$

olur. Kararlı rejimde eşitliğin birinci tarafı sıfır olur. Buradan T_{KAY} çekilirse,

$$T_{KAY} = \frac{\epsilon_{KAY} T_{SGK} + (1 - \epsilon_E)(1 - \epsilon_{KAY}) T_{ABS}}{1 - \epsilon_E(1 - \epsilon_{KAY})} \quad (EKD7)$$

bulunur.

BİLGİSAYAR PROGRAMI EK-E

Bilgisayar programının listesi verilmiştir.



C BLOCK DATA

```
BLOCK DATA
COMMON /BOY/DO(8),D1(8),ADIM(8),XL(10),DEN(14),DEI(14)
DATA DO/0.01,.014,.018,.02,.025,.03,.038,.0445/
DATA D1/.007,.01,.014,.016,.02,.025,.033,.0395/
DATA ADIM/.0135,.019,.024,.026,.032,.038,.047,.055/
DATA XL/.5,.75,1.,1.25,1.5,2.,2.5,3.,3.5,4./
DATA DEN/.15,.2,.25,.3,.35,.4,.5,.6,.7,.8,.9,1.,1.1,1.2/
DATA DEI/.16,.211,.265,.316,.347,.398,.500,.590,.69,.79,.888,
%.988,1.086,1.186/
END
```

C ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN SİMULASYONU

```
C ***** ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ *****
C *** SOĞUTMA SİSTEMİNİN ÇESİTLİ NOKTALARI:
C 1: ABSORBER ÇIKIŞ VE POMPA GİRİŞİ,2:POMPA ÇIKIŞI VE ESANJOR GİRİŞİ
C 3:ESANJOR ÇIKIŞI KAYNATICI GİRİŞİ,4:KAYNATICI ZENGİN ERIYIK ÇIKIŞI
C 5:ERİYİĞİN ESANJOR ÇIKIŞI VE VANA GİRİŞİ,6:VANA ÇIKIŞI VE ABSORBER GİRİŞİ
C 7:SU BUHARI KAYNATICI ÇIKIŞI YOGUSTURUCU GİRİŞİ,8:YOGUSTURUCU ÇIKIŞI
C 9:KISILMA VANASI ÇIKIŞI BUHARLASTIRICI GİRİŞİ,10:BUHARLASTIRICI ÇIKIŞI
```

```
COMMON /BOY/DO(8),D1(8),ADIM(8),XL(10),DEN(14),DEI(14)
DATA SICB,DPKY,DPBA/310.,.3,.3/
DATA VISF,VISZ,YOGF,YOGZ,CPF,CPZ,PRF,PRZ,XKIF,XKIZ/4.537E-3,
%.067E-3,1699.,1795.,1.956,1.977,20.32,27.,4.366E-4,4.435E-4/
DATA VISO,YOGO,CPO,PRO,XKIO/5.3E-3,1747.,1.966,23.7,4.4E-4/
DATA VISS,YOGS,CPS,XKIS,PRS/993.414E-6,998.,4.182,.597E-3,6.96/
DATA DP1,DP2,YCO,PI,BGI/.3,.3,9.8,3.14,2489./
DATA VISB,YOGB,CPB,XKIB,PRB/.00835E-3,.007257,1.866,.0182E-3,.86/
OPEN(UNIT=1,FILE='DOKPDI',STATUS='OLD')
```

C *** ESANJORE AİT DATALARIN OKUTULMASI ***

```
READ(1,*)(DO(I),I=1,8)
READ(1,*)(D1(I),I=1,8)
READ(1,*)(XL(I),I=1,10)
READ(1,*)(ADIM(I),I=1,8)
READ(1,*)(DEN(I),I=1,14)
READ(1,*)(DEI(I),I=1,14)
TSGAB=298.
TSGK=370.
DO 46 II=275,290,3
DO 46 JJ=5,17,3
QBUH=JJ
TB=II
TY=TSGAB+8.
WRITE(*,*)'TB QBUH TSGAB SICB TY TSGK'.TB,QBUH,TSGAB,SICB,TY,TSGK
TEC=0.
EFSK=.6
EPSE=.5
T1=TY*1.
67 T8=TY*1.
T10=TB
P10=DYBA(T10)
P1=P10*1.
XAB=ERKON(T1,P1)
H1=ERAN(XAB,T1)
T2=0.
H2=H1*1.
CALL XH(T2,XAB,H2)
P8=DYBA(T8)
P4=P8+DP1
30 TK=(EFSK*TSGK+(1-EPSE)*(1-EPSK)*T2)/(1-EPSE*(1-EFSK))
T4=TK*1.
WRITE(*,*)'TSGK TK TY TSGAB QBUH',TSGK,TK,TY,TSGAB,QBUH
XKA=ERKON(T4,P4)
H4=ERAN(XKA,T4)
68 P1=P10*1.
IF(XKA.LE.(XAB+.5)) THEN
WRITE(*,*)'XKA XAB T1 T4',XKA,XAB,T1,T4
WRITE(*,*)'XKA DEGERI (XAB+.5) DEĞERİNDEN KUCUK'
GO TO 46
ELSE
TKIR1=TKR(XAB)
END IF
IF(T1.GE.TKIR1) GO TO 222
WRITE(*,*)'T1 TKIR1',T1,TKIR1
WRITE(*,*)'ABSORBER ÇIKIŞI KRİTİK SICAKLIK ALTINDA'
```

```
GO TO 46
222 WRITE(*,71)
71  FORMAT(5X,'BASINC',5X,'SICAKLIK',4X,'KONSANT',5X,'ANTALPI',/5X,
&'(KPA)',5X,'(KELVIN)',5X,'(YUZDE)',4X,'(KJ/KG)')
61  FORMAT(4F12.5,5X,'CEVRIM NOKTASI=',I2)
C *** TERMODINAMIK ANALIZE GORE CESITLI NOKTALARIN OZELIKLERININ BULUNMASI ***
C 30  T4B=(EPSK*TSK+(1-EPSE)*(1-EPSK)*T1)/(1-EPSE*(1-EPSK))
C    WRITE(*,*)'T4B',T4B
    N=1
    IKIR1=IKR(XAB)
    IF(T1.LE.IKIR1) THEN
    WRITE(*,*)'ABSORBER CIKISI KRITIK SICAKLIK ALTINDA'
    ELSE
    WRITE(*,61)P1,T1,XAB,H1,N
    END IF
    N=4
    WRITE(*,61)P4,T4,XKA,H4,N
    P2=P4+2.*DP2
    WPK=-OZHC(T1,XAB)*(P2-P1)
    H2=H1+(-WPK)
    T2=0.
    CALL XH(T2,XAB,H2)
    N=2
    WRITE(*,61)P2,T2,XAB,H2,N
    WK=XAB/(XKA-XAB)
    WA=XKA/(XKA-XAB)
    P5=P4-DP1
    P6=P1+(.5*DP1)
    IKR6=IKR(XKA)
    T5=T2*1.
    H5=ERAN(XKA,T5)
    H5=H4-EPSK*(H4-H5)
    T5=0.
    CALL XH(T5,XKA,H5)
C  ERIGIYIN ANTALPISI SICAKLIK VE KONSANTRASYONUN FONKSIYONUDUR
C  6 VE 7 NOKTALARININ SICAKLIK LARIDA ESIT OLUR
    H6=H5*1.
    T6=T5*1.
    N=6
    IF(T6.LE.IKR6) THEN
    WRITE(*,*)'ABSORBER GIRIS SICAKLIGI KRITIK SICAKLIK ALTINDA'
    WRITE(*,*)'T6 IKR6',T6,IKR6
    GO TO 46
    ELSE
    WRITE(*,61)P6,T6,XKA,H6,N
    END IF
    N=5
    WRITE(*,61)P5,T5,XKA,H5,N
    T3=0.
    H3=WK/WA*(H4-H5)+H2
    N=3
    P3=P4-DP1
    CALL XH(T3,XAB,H3)
    WRITE(*,61)P3,T3,XAB,H3,N
    H7=ANKB(XKA,P4)
    N=7
    X7=0.
    T7=IK
    WRITE(*,61)P4,T7,X7,H7,N
    N=8
    H8=ANDS(T8)
    WRITE(*,61)P8,T8,X7,H8,N
    H9=H8*1.
    P9=P10
    H9S=ANDS(T10)
    H9B=ANDB(T10)
    IF(H9.GT.H9S.AND.H9.LT.H9B) THEN
    T9=TB
    ELSE
    IF(H9.LT.H9S) THEN
    WRITE(*,*)'9 NOKTASI ASIRI SOGUMUS BOLGE'
    ELSE
    WRITE(*,*)'9 NOKTASI KIZGIN BOLGEDE'
    END IF
    END IF
    N=9
    WRITE(*,61)P9,T9,X7,H9,N
    H10=ANDB(T10)
```

```

N=10
WRITE(' ',61)F10,T10,X7,H10,N
EQB=H10-H9
DEBIS=QBUH/EQB
DEBIK=DEBIS*WK
DEBIA=DEBIS*WA
FR=XAB/(XKA-XAB)
56 WP=DEBIA*WPK
QAB=DEBIA*H1-DEBIK*H6-DEBIS*H10
OK=DEBIS*H7+DEBIK*H4-DEBIA*H3
COP=QBUH/OK
WRITE(' ','COP DEBIS DEBIK DEBIA',COP,DEBIS,DEBIK,DEBIA)
WRITE(' ','FR WP QAB OK',FR,WP,QAB,OK)
C *** SISTEMIN CESITLI ELAMANLARININ BOYUTLANDIRILMASI ***
WRITE(' ','ABSORBER BOYUTLARI')
TSGA=TSGAB-273.
IF(TSGAB.GE.T6) THEN
WRITE(' ','SU GIRIS SICAKLIGI BUYUK')
GO TO 46
ELSE
IF(T6.LT.(TSGAB+DTSS)) THEN
WRITE(' ','ABSORBER GIRIS SICAKLIGI KUCUK')
GO TO 46
ELSE
TEC=T1-273.
END IF
END IF
IF((TEC-1.).LE.TSGA) THEN
WRITE(' ','ABSORBER CIKIS SICAKLIGI KUCUK')
GO TO 46
ELSE
TGAB=T6-273.15
CALL ABSER(TSGA,TSCA,TGAB,TEC,DEBIK,XKA,DEBIS,QAB,DDA,NTA,XLUA,
&XC,KLM)
IF(KLM.GE.50) GO TO 46
CCE=DEBIK*CPZ
CALL IZTA(CCE,TSGA,TGAB,TSCA,TEC,EPGA,XNTUA,AKA)
WRITE(' ','EPGA XNTUA AKA',EPGA,XNTUA,AKA)
END IF
58 TEC=TEC+273.15
WRITE(' ','T1 TEC',T1,TEC)
GO TO 39
IF(ABS(TEC-T1).LE.1.) GO TO 39
T1=TEC
XAB=XC
GO TO 67
39 TKIR=TKR(XC)
IF(TEC.GT.TKIR) GO TO 35
WRITE(' ','ABSORBER CIKIS SICAKLIGI KRIS. SICAKLIGINDAN KUCUK')
GO TO 46
35 OK=DEBIS*H7+DEBIK*H4-DEBIA*H3
38 COP=QBUH/OK
SDK=.7
IF(T4.LT.(TSGK-3.)) GO TO 37
WRITE(' ','KAZAN CIKIS SICAKLIGI COK BUYUK')
WRITE(' ','T4 TSGK',T4,TSGK)
GO TO 46
37 WRITE(' ','KAZAN BOYUTLARI')
50 TSCK=TSGK-OK/(SDK*CPS)
IF((TSCK-2.).LE.T3) GO TO 53
AKAZ=0.
XLK=0.
NK=0.
CALL KAZ(OK,TSGK,TSCK,T3,T4,SDK,DEBIA,VISO,YOGO,CPO,
1PRO,XK10,DP1,DP2,YCO,PI,AKAZ,XLK,NK,DICK,DDR,EI,SIH)
GO TO 40
53 WRITE(' ','KAZAN SU DEBISI .7 DEN BUYUK')
40 QY=DEBIS*(H8-H7)
WRITE(' ','YOGUSTURUCU BOYUTLARI')
C TSGY=TSCA+273.15
TSGY=TSGAB
IF((T8-2.).LE.TSGY) THEN
WRITE(' ','YOG CIKIS SICAKLIGI KUCUK')
GO TO 46
ELSE
CALL YOG(T7,T8,TSGY,QY,DEBIS)
END IF
WRITE(' ','BUHARLASTIRICI BOYUTLARI')

```

```
CALL BUHCI(T9,T10,SICB,DEBIS,QBUH)
AES=0.
XLES=0.
NES=0.
WRITE(*,*)'ISI ESANJORU'
CF=DEBIA*CPF
CZ=DEBIK*CPZ
CALL ALAN(CF,CZ,T2,T4,T3,T5,EPSEH,XNTUE,AKE)
WRITE(*,*)'EPSE XNTUE AKE',EPSE,XNTUE,AKE
CALL ES(T4,T5,T2,T3,DEBIA,DEBIK,VISF,VISZ,YOGF,YOGZ,CPF,CPZ,
1PRF,PRZ,XKIF,XKIZ,DP1,DP2,YCO,PI,AES,XLES,NES,DICE,DDE,DSE)
WRITE(*,*)'AES XLES NES DIC DD DS',AES,XLES,NES,DICE,DDE,DSE
WRITE(*,*)'EPSE EPSEH EPSK EPSKH',EPSE,EPSEH,EPSK,EPSKH
IF(ABS(EPSEH-EPSE).LE..1) THEN
IF(ABS(EPSKH-EPSK).LE..1) GO TO 70
ELSE
EPSE=EPSEH
EPSK=EPSKH
END IF
GO TO 30
70 WRITE(*,*)'QAB QBUH OK,QY,DEBIA,DEBIK',QAB,QBUH,OK,QY,DEBIA,DEBIK
46 WRITE(*,*)'COP XAB XKA WP',COP,XAB,XKA,WP
CONTINUE
STOP
END
```



```
C ABSORBER BOYUTLANDIRILMASI
C INCE SIVI FILMLI ABSORBER
  SUBROUTINE ABSER(T1G,T1C,TGK,TCKT,DEBIK,XKA,DEBIS,QAB,DD,NT,XLU
    %,XCİK,KLM)
    COMMON /BOY/DO(8),D1(8),ADIM(8),XL(10),DEN(14),DEI(14)
    OPEN(UNIT=1,FILE='ABSDI',STATUS='OLD')
    READ(1,*)VIS1,YOG1,XCP1,XK11,FR1
    READ(1,*)FI,CPI,DF1,DF2,YCO
C BORU ICINDEN AKAN SU DEBISININ TAYINI
  NT=2
  W1=.75
  KKK=0.
93  I=5
  M=8
90  XLU=XL(M)
94  DIC=D1(I)
  DD=DO(I)
  XHAB=0.
  T1C=T1G-QAB/(W1*XCP1)
  DTSS=T1C-T1G
  IF(KKK.GE.1) GO TO 91
58  CALL ABS1(XLU,XKA,DD,NT,DEBIK,DEBIS,TGK,T1C,DTSS,XHAB,XCİK,TCK
    &,KLM)
  IF(KLM.GT.50) GO TO 46
  XH2=XHAB
91  IF(T1C.LE.TGK) GO TO 57
  WRITE(*,*)'ABSORBER GIRIS SICAKLIGI KUCUK'
  GO TO 31
57  IF(QAB.EQ.0)GO TO 31
C ALT PROGRAMDAN NTU METODU ILE A*K HESABI
C ABSORBER SINIR SARTI OLARAK SABIT YUZEY SICAKLIGI ALINMISTIR
C ESANJOR BOYUTLARI VE BORU SAYISI HESABI
C BORU ICINDEKI ISI TASINIM KATSAYISI HESABI
  AX1=PI/4*DIC*DIC
  G1=W1/(AX1*NT)
  RE1=G1*DIC/VIS1
  SAB=.023*XK11*FR1**.4/VIS1**.8
  XH1=SAB*G1**.8/DIC**.2
C BORU DISINDAN AKIS ICIN TASINIM KATSAYISI HESABI
  IK=1/XH1*(1+(DIC*XH1)/(DD*XH2))
C TOPLAM ISI TRANSFER KATSAYISI VE ESANJOR BOYUTLARI HESABI
  TOPK=1/IK
10  DT1=TGK-T1C
  DT2=TCKT-T1G
  DTM=(DT1-DT2)/ALOG(DT1/DT2)
  AAB=-QAB/(TOPK*DTM)
  AAH=NT*FI*DD*XLU
  FDI=AAH-AAB
  IF(FDI.GE.0.) GO TO 30
  M=M+1
  IF(M.GT.10) GO TO 27
  KKK=KKK+1
  GO TO 90
27  I=I-1
  IF(I.LE.2) GO TO 26
  KKK=KKK+1
  GO TO 94
26  NT=NT+1
  KKK=0.
  GO TO 93
30  WRITE(*,*)'DD,DIC,A,NT,XLU T1C',DD,DIC,AAB,NT,XLU,T1C
  WRITE(*,*)'XH1 XH2 TOPK W1 DEBIK',XH1,XH2,TOPK,W1,DEBIK
31  TCKT=TCK
46  RETURN
  END

C BIR GAZIN ABSORBSIYONUNDA KONSANTRASYON VE SICAKLIK DAGILIMINI VEREN
C ALTPROGRAM SICAKLIK(C) KONSANTRASYON(KMOL/M3) RA:BUHARIN GIZLI BUHARLASMA
C ISISI(KJ/MOL) CP:COZELTININ OZGUL ISISI(KJ/K KG) XD:FAZLAR ARASI
C KUTLE TRANSFER KATSAYISI(M2/S) XIK:COZELTININ ISI ILETIM KATSAYISI
C (KJ/M H K) XNU:COZELTININ VISKOZITESI(M2/S) RO:COZELTININ YOGUNLUGU
C (KG/M3) OLARAK KULLANILMISTIR.
  SUBROUTINE ABS1(XMAX,XGIR,DD,NT,DEBIK,DEBIS,TO,TC,DTSS,OXHAB,XCİK
    %,TCK,KLM)
  DIMENSION V(10),TB(200),T(10,200),C(10,200),A(10,11),X(10),VY(10)
  T,CB(200),BUY(10),TCS(200)
  OPEN(UNIT=2,FILE='RBB',STATUS='NEW')
  DATA N,H,CP,XD,XIK,XNU/200,10,1.8,1.86E-9
```

```

1,4.435E-4,3.38E-6/
DATA DELTA,DELT,DELF/.2,0.2,.7/
DATA RA,RO,XK1,XK2/45000.,1651.,-.4861,61.25/
DATA GE,BETA,XMU,XMSU,PI/9.81,90.,6.067E-3,18.,3.14/
CO=(1.-XGIR/100.)*(RO/XMSU)
ADIS=3.14*DD*XMAX
DELTSS=DISS/(N*1.)
56 RE2=DEBIK/(3.14*DD*NT*XMU)
YMAX=(RE2*XNU*XNU*3./GE)**(1./3.)
XA=XIK/(RO*CP)
FRS=XNU/XA
TCS(1)=TC
DO 6 I=1,M
T(I,1)=T0*1.
6 C(I,1)=CO*1.
T(1,1)=(TCS(1)+T0)/2.
XLE=XD/XA
XLAN=(XD*RA)/XIK
DELR=YMAX/M
DELX=XMAX/N
RR=DD*.5
YCF=RR+YMAX
CARA=YCF/RR
XK3=(DELR*DELR*2.)/(XA*DELX)*2.
XK4=(DELR*DELR*2.)/(XD*DELX)*2.
XK5=(RO*GE*RR*RR)/(4.*XMU)
XX=0.
XHABT=0.
SSHT=0.
SNUT=0.
NN=0.
QWT=0.
XKUT=0.
DO 100 L=2,N
KLM=0
XX=XX+DELX
TCS(L)=TCS(L-1)-DELTSS
T(1,L)=TCS(L)*1.
TIAH=T(10,L-1)*1.
50 TY=TIAH*1.
KLM=KLM+1
DO 5 I=1,M
DO 5 J=1,M+1
5 A(I,J)=0.
A(10,11)=TY*1.
A(1,11)=TCS(L)*1.
DO 101 I=2,9,7
UZX=RR+I*DELR
V(I)=XK5*(1.-(UZX/RR)**2.+2.*CARA*CARA*ALOG(UZX/RR))
BUY(I)=DELR/(2.*UZX)
A(I,I)=XK3*V(I)+2.
101 A(I,11)=(XK3*V(I)-2.)*T(I,L-1)+T(I+1,L-1)*(BUY(I)+1)+T(I-1,L-1)*
I(1.-BUY(I))
A(2,11)=A(2,11)+TCS(L)*(1.-BUY(2))
A(9,11)=A(9,11)+TY*(1.+BUY(9))
A(2,3)=-(BUY(2)+1.)
A(9,8)=BUY(9)-1.
A(10,10)=1.
A(1,1)=1.
DO 10 I=3,8
UZX=RR+I*DELR
V(I)=XK5*(1.-(UZX/RR)**2.+2.*CARA*CARA*ALOG(UZX/RR))
BUY(I)=DELR/(2.*UZX)
A(I,I)=XK3*V(I)+2.
A(I,I-1)=BUY(I)-1.
A(I,I+1)=-(BUY(I)+1.)
10 A(I,11)=(XK3*V(I)-2.)*T(I,L-1)+T(I+1,L-1)*(BUY(I)+1.)+T(I-1,L-1)*
I(1.-BUY(I))
CALL GAUS(M,A,X)
DO 36 J=1,10
36 T(J,L)=X(J)
CTAH=XK1*T(10,L)+XK2
CY=CTAH*1.
A(10,11)=CY*1.
DO 102 I=1,9,8
UZX=RR+I*DELR
V(I)=XK5*(1.-(UZX/RR)**2.+2.*CARA*CARA*ALOG(UZX/RR))
BUY(I)=DELR/(2.*UZX)

```

```

102 A(I,I)=XK4*V(I)+2.
A(I,11)=(XK4*V(I)-2.)*C(I,L-1)+C(I+1,L-1)*(BUY(I)+1)
A(1,11)=A(1,11)+C(2,L-1)*(1.-BUY(1))
A(9,11)=A(9,11)+CY*(1.+BUY(9))+C(8,L-1)*(1.-BUY(9))
A(1,2)=(-1.+BUY(1))-(BUY(1)+1.)
A(9,8)=BUY(9)-1.
A(10,10)=1.
DO 11 I=2,8
  UZK=RR+I*DELR
  V(I)=XK5*(1.-(UZK/RR)**2.+2.*CARA*CARA*ALOG(UZK/RR))
  BUY(I)=DELR/(2.*UZK)
  A(I,I)=XK4*V(I)+2.
  A(I,I-1)=BUY(I)-1.
  A(I,I+1)=-(BUY(I)+1.)
11 A(I,11)=(XK4*V(I)-2.)*C(I,L-1)+C(I+1,L-1)*(BUY(I)+1.)+C(I-1,L-1)*
  *(1.-BUY(I))
  CALL GAUS(M,A,X)
DO 37 J=1,M
  C(J,L)=X(J)
37 C(J,L)=X(J)
38 XKAR=(T(10,L)-T(9,L))-(XLAN*(C(10,L)-C(9,L)))
C WRITE(2,*)'L KLM XKAR TTAH TCS',L,KLM,XKAR,TTAH,TCS(L)
IF((ABS(XKAR)).LE.DELTA) GO TO 244
IF(KLM.GT.50) GO TO 47
IF(XKAR.GT.0) THEN
  TTAH=TTAH-DELF
ELSE
  TTAH=TTAH+DELT
END IF
GO TO 50
244 CTOP=0.
VTOP=0.
BTOP=0.
DO 12 I=1,M
  UZK=RR+I*DELR
  V(I)=XK5*(1.-(UZK/RR)**2.+2.*CARA*CARA*ALOG(UZK/RR))
  BTOP=BTOP+V(I)*T(I,L)
  CTOP=CTOP+V(I)*C(I,L)
12 VTOP=VTOP+V(I)
  TB(L)=BTOP/VTOP
  CB(L)=CTOP/VTOP
  IF(I(2,L).LE.T(1,L)) GO TO 100
  NN=NN+1
  OW=(I(2,L)-T(1,L))*XIK/DELR
  AKY=(C(10,L)-C(9,L))*XD/DELR
  DEBS=AKY*XMSU
  XKUT=XKUT+DEBS
  XHAB=OW/(TB(L)-TCS(L))
  XBET=AKY/(C(10,L)-CB(L))
  SNU=XHAB*YMAX/XIK
  SSH=XBET*YMAX/XD
  WRITE(2,*)'TB CB XHAB SNU XBET SSH',TB(L),CB(L),XHAB,SNU,XBET,SSH
  SNUT=SNUT+SNU
  SSHT=SSHT+SSH
  QWT=QWT+QW
  XHABT=XHABT+XHAB
100 CONTINUE
  TCK=TB(N)
  CCIK=CB(N)
  XCIK=(1-(CCIK*XMSU/1699))*100.
  OXHAB=XHABT/NN
  ORSH=SSHT/N
  ORNU=SNUT/NN
  ORQW=QWT/NN
  ORKAK=XKUT/N
  BNS=ORKAK*ADIS*NT
  BQW=ORQW*ADIS*NT
  WRITE(2,8)
8 FORMAT(/15X,'KONSANTRASYON DAGILIMI (KMOL/M3)')
  WRITE(2,9)((C(I,J),I=1,M),J=1,N)
9 FORMAT(10F7.3)
  WRITE(2,7)
7 FORMAT(/15X,' SICAKLIK DAGILIMI (C)')
  WRITE(2,200)((T(I,J),I=1,M),J=1,N)
200 FORMAT(10F7.3)
  GO TO 47
46 WRITE(2,*)'ABSORBER GIRIS SICAKLIGI KUCUK'
47 RETURN
END

```

```
C LINEER DENKLEM TAKIMININ GAUSS ELIMINASYON METODUYLA COZUMU
C I:SATIR J:SUTUN A(I,J):ARTIRILMIS KATSAYILAR MATRISI
  SUBROUTINE GAUS(N,A,X)
  REAL KESIR
  DIMENSION A(10,11),X(10)
  M=N+1
  L=N-1
C K=1,2,3,... SUTUNLARININ SIRAYLA PIVOT ELEMANLARININ EN BUYUK
C OLMASINA AIT KONTROL VE DUZELTME
  DO 12 K=1,L
    JJ=K
    BUY=ABS(A(K,K))
    KP1=K+1
C MUMKUN OLAN EN BUYUK PIVOT ELEMANININ SECIMI
    DO 7 I=KP1,N
      AB=ABS(A(I,K))
      IF(BUY-AB)6,7,7
    6 BUY=AB
    7 JJ=I
    7 CONTINUE
C SATIR DEGISIMI GEREKLIMIDIR?
  IF(JJ-K)8,10,8
C SATIR DEGISIMI
  8 DO 9 J=K,M
    SAK=A(JJ,J)
    A(JJ,J)=A(K,J)
    A(K,J)=SAK
  9 A(K,J)=SAK
C YENI MATRISIN ELEMANLARININ HESABI
  10 DO 11 I=KP1,N
    KESIR=A(I,K)/A(K,K)
    DO 11 J=KP1,M
      A(I,J)=A(I,J)-KESIR*A(K,J)
    DO 12 I=KP1,N
      A(I,K)=0.
C GERIYE IKAME ILK ADIMI
  X(N)=A(N,M)/A(N,N)
C GERIYE IKAMENIN DIGER ADIMLARI
  DO 14 NN=1,L
    TOP=0.
    I=N-NN
    IM1=I+1
    DO 13 J=IM1,N
      TOP=TOP+A(I,J)*X(J)
    13 TOP=TOP+A(I,M)-TOP
    14 X(I)=(A(I,M)-TOP)/A(I,I)
  RETURN
END
```

```

SUBROUTINE ES(T1G,T1C,T2G,T2C,W1,W2,VIS1,VIS2,YOG1,YOG2,C1,C2,
&PR1,PR2,XK11,XK12,DP1,DP2,YCO,PI,A,BL,N,DIC,DD,DS)
COMMON /BOY/DO(8),D1(8),ADIM(8),XL(10),DEN(14),DEI(14)
XLBB=.03
SC=1.
XK1=0.092*VIS1**0.2/(YCO*YOG1)
XK2=0.092*VIS2**0.2/(YCO*YOG2)
XK3=0.023*XK11*PR1**0.4/VIS1**0.8
XK4=0.023*XK12*PR2**0.4/VIS2**0.8
XK5=DP1/DP2
M=5
100 DIC=D1(M)
DD=DO(M)
XLTP=ADIM(M)
XK7=(XK3/XK4)*(XK2*XK5/XK1)**(1/3)*(DD/DIC)**0.2*(W1/W2)**0.2
XK8=(1/XK3)*(1+DIC/DD*XK7)
SICF1=T1G-T1C
SICF2=T2G-T2C
DT1=T1G-T2C
DT2=T1C-T2G
IF(DT1.LE.0.OR.DT2.LE.0.) THEN
WRITE(*,*)'SICAKLIK FARKLARI EKSI'
GO TO 80
ELSE
DIM=(DT1-DT2)/ALOG(DT1/DT2)
END IF
XK9=C1*SICF1/(4*DIM)
XK10=(DP1/(XK1*XK8*XK9))**0.5
G1=XK10*1.
XK11=W1*4/(G1*PI)
XK12=PI*XK8*XK9*XK10**0.2*XK11
XK6=(W1*DD/(W2*DIC))**0.4*(XK2*XK5/XK1)**(1/3)
F2=G1/XK6
BL=XK9*XK8*DIC**1.2*G1**0.2
N=XK11/DIC**2
A=PI*DIC*N*BL
DO 10 I=1,6
IF(BL.LE.XL(I)) GO TO 20
CONTINUE
N=N+5
BL=A/(PI*DIC*N)
IF(N.GE.1000) GO TO 5
GO TO 70
20 BL=XL(I)
XLTP=ADIM(M)
DCTL=(N*(SC1*XLTP**2)/.78)**(0.5)
DOTL=DCTL*DD
DS=DOTL*XLBB
QAN=W1*C1*SICF1
TOPK=1/((XK8*DIC**0.2)/G1**0.8)
QHES=N*PI*DIC*TOPK*BL*DIM
IF((ABS(QHES-QAN)).LE.1) GO TO 60
M=M-1
IF(M.LI.1) GO TO 85
GO TO 100
60 A=PI*DIC*N*BL
DO 64 I=1,14
IF(DS.LE.DEI(I)) GO TO 65
CONTINUE
64 DS=DEI(I)
WRITE(*,*)'TOPK W1 W2',TOPK,W1,W2
GO TO 80
85 WRITE(*,*)'YAKINSAMADI'
80 RETURN
END

```

C. KOVAN-BORU TIFLI YOGUSTURUCU

```

SUBROUTINE YOG(T1G,T1C,T2G,Q,W1)
COMMON /BOY/DO(8),D1(8),ADIM(8),XL(10),DEN(14),DEI(14)
OPEN(UNIT=1,FILE='DATYG',STATUS='OLD')
READ(1,*)VIS2,YOG2,C2,XK12,PR2,BGI
READ(1,*)DP1,DP2,YCO,PI
READ(1,*)VIS1,YOG1,C1,XK11,PR1
READ(1,*)SYOG,GYOG
C YOGUSTURUCU IKI BOLGE OLARAK INCELENECEKTIR
C BIRINCI BOLGE KIZGIN BUHARIN KIZGINLIGININ ALINDIGI BOLGEDIR

```

```
C IKINCI BOLGE YOGUSMA BOLGESIDIR
C YOGUSTURUCU BOLGELERI Q2: YOGUSMA ISISI Q1:KIZGINLIK ISISI
  HYOGS=ANDS(T1C)
  HYOGB=ANDB(T1C)
  SBGI=ANDB(T1C)-ANDS(T1C)
  Q2=-SBGI*W1
  Q1=Q-Q2
C BORU DISINDAN AKAN SU DEBISININ TAYINI
  W2=0.75
10  TSC2=T2G-Q2/(W2*C2)
  T2C=T2G-Q/(W2*C2)
  IF(TSC2.LT.(T1C-3).AND.T2C.LT.T1G) GO TO 20
  WRITE(*,*)'YOG. DEBISI 0.75 DEN BUYUK'
  GO TO 26
20  BC2=W2*C2
C BOYUTLANDIRMADA ESAS OLARAK YOGUSMA BOLGESI ALINACAKTIR
C ALT PROGRAMDAN KIZGIN BOLGENIN ISI TRANSFER YUZEYININ HESABI
  CALL ES(T1G,T1C,TSC2,T2C,W1,W2,VIS1,VIS2,YOG1,YOG2,C1,C2,
  IPRI,FR2,XKI1,XKI2,DF1,DF2,YCO,PI,A1,XL1,N,DIC,DD,DS)
C ALT PROGRAMDAN NTU METODU ILE YOGUSMA BOLGESI A^K HESABI
  CALL IZTA(BC2,T2G,T1C,TSC2,T1C,EPS,XNTU,AK)
  WRITE(*,*)'EPSY XNTUY AKY',EPS,XNTU,AK
  IJ=5
C YOGUSMA BOLGESI ESANJOR BOYUTLARI VE BORU SAYISI HESABI
C LEVHA BORU TOPLI ISI ESANJORU HESABI
C DOGRU UZERINDE KARE DIZILIS HALINDE
C YONELICI LEVHA ARALIGI/LEVHA IC CAPI=0.3 OLARAK SECILMISTIR
75  I=5
  K=1
70  DIC=D1(I)
  DD=DD(I)
  XLBB=0.03
  SC1=1.
76  DS=DEI(K)
  BAR=.3*DS
  DOTL=DS-XLBB
  DCTL=DOTL-DD
  XLTP=ADIM(I)
  CUS=XLTP-DD
  ALEV=DS*CUS*BAR/XLTP
  NT=0.78*DCTL**2/(SC1*XLTP**2)
  BOY=XL(IJ)
  ALAN=PI*DD*NT*BOY
C BORU ICINDEKI ISI TASINIM KATSAYISI HESABI
  AX1=PI/4*DIC*DIC
  G1=W1/(AX1*NT)
  RE1=G1*DIC/VIS1
  BR=((VIS1*VIS1)/(SYOG*(SYOG-GYOG)*YCO))**.3333
  IF(RE1.GT.40) THEN
  XH1=0.023*XKI1*RE1**(.25)*PR1**.33/BR
  ELSE
  XH1=XKI1*1.1*RE1**(-1/3)/BR
  END IF
C BORULARIN DISINDAN AKIS ICIN ESDEGER CAPI HESABI
C BORU DISINDAN AKIS ICIN TASINIM KATSAYISI HESABI
  DES=(XLTP*XLTP-PI*DD*DD/4.)/(PI*DD)**4.
  SAB=(W2*DES/(VIS2*ALEV))**.55*PR2**(1/3)
  XH2=(.36*SAB*XKI2)/DES
  JK=1/(XH1*(DIC/DD))+1/XH2
C TOPLAM ISI TRANSFER KATSAYISI VE ESANJOR BOYUTLARI HESABI
  TOPK=1/JK
  DT1=T2G-T1C
  DT2=TSC2-T1C
  DIM=(DT1-DT2)/ALOG(DT1/DT2)
  TER=Q2/(DIM*ALAN)*TK
  IF(TER.LE.1) GO TO 88
  IF(K.GE.14) GO TO 66
  K=K+1
  GO TO 76
66  IF(IJ.GE.10) GO TO 67
  IJ=IJ+1
  GO TO 75
88  TALAN=ALAN*A1
  WRITE(*,*)'XH1 XH2 DES TSC2 T2C',XH1,XH2,DES,TSC2,T2C
  WRITE(*,*)'TOPK W1 W2',TOPK,W1,W2
  WRITE(*,25)DD,DIC,DS,TALAN,NT,BOY
25  FORMAT(5X,'DD=',F8.5,5X,'DIC=',F8.5,5X,'KOVAN CAPI=',F8.4,
  1/5X,'ALAN=',F8.3,5X,'BORU SAYISI=',I4,5X,'UZUNLUK=',F7.3)
```

```
GO TO 26
67 WRITE(' ','YAKINSAMADI'
26 RETURN
END
C
C C YOGUSTURUCU VEYA BUHARLASTIRICI HESABINI NTU METODU ILE YAPAN
C C ALTPROGRAM
SUBROUTINE IZTA(CMIN,ICG,THG,ICC,THC,EPS,XNTU,AK)
EPS=(ICG-ICC)/(ICG-THG)
XNTU=0.
7 EPS1=1-EXP(-XNTU)
IF(ABS(EPS1-EPS).LT.0.1) GO TO 5
IF(EPS-EPS1)4,5,6
6 XNTU=XNTU+1.
GO TO 7
4 XNTU=XNTU-0.01
GO TO 7
5 AK=XNTU*CMIN
RETURN
END
C BUHARLASTIRICI BOYUTLANDIRILMASI
C KOVAN-BORU TIPLI BUHARLASTIRICI
SUBROUTINE BUHCI(T1G,T1C,ICG,W1,Q)
COMMON /BOY/DO(8),D1(8),ADIM(8),XL(10),DEN(14),DEI(14)
OPEN(UNIT=2,FILE='DOKPYG',STATUS='OLD')
READ(2,*)VIS2,YOG2,C2,XKI2,PR2,BGI
READ(2,*)DP1,DP2,YCO,PI
READ(2,*)VIS1,YOG1,C1,XKI1,PR1
C KIZDIRMA FAZLA OLMADIGI ICIN KIZGIN BOLGE IHMAL EDILECEKTIR
W2=0.45
10 ICC=ICG-Q/(W2*C2)
IF(ICC.ge.(T1G+3.)) GO TO 20
WRITE(' ','SU DEBISI 0.45 DEN BUYUK'
GO TO 26
20 BC2=W2*C2
CALL IZTA(BC2,ICG,T1G,ICC,T1C,EPS,XNTU,AK)
WRITE(' ','EPSB XNTUB AKB',EPS,XNTU,AK)
C LEVHA BORU TIPLI ISI ESANJORU
C DOGRU UZERINDE KARE DIZILIS HALINDE
C YONELTICI LEVHA ARALIGI/LEVHA IC CAPI=0.3 OLARAK SECILMISTIR.
IJ=5
75 I=5
K=1
70 DIC=D1(I)
DD=DO(I)
XLBB=0.03
SC1=1.
76 DS=DEI(K)
BAR=.3*DS
DOTL=DS-XLBB
DCTL=DOTL-DD
XLTF=ADIM(I)
CUS=XLTF-DD
ALEV=DS*CUS*BAR/XLTF
NT=0.78*DCTL**2/(SC1*XLTF**2)
BOY=XL(IJ)
ALAN=PI*DD*NT*BOY
AX1=PI/4*DIC**2.
G1=W1/(AX1*NT)
RE1=G1*DIC/VIS1
DES=(XLTF*XLTF-PI*DD*DD/4.)/(PI*DD)**4.
SAB=(W2*DES/(VIS2*ALEV))**.55*PR2**(1/3)
XH2=(.36*SAB*XKI2)/DES
SBGI=ANDR(T1C)-ANDS(T1C)
XKF=Q/(W1*SBGI)
SIN=RE1**2.*XKF
IF(SIN.GT.2.5E10.AND.SIN.LT.1.5E12) THEN
CAR=(C1*VIS1/XKI1)**.4
XH1=.021*RE1**.8*CAR*XKI1/DIC
ELSE
XH1=.0082*RE1**.8*XKF**.4
END IF
IK=1/(XH1*(DIC/DD))+1/XH2
IOFK=1/IK
DI1=ICG-T1C
DI2=ICC-T1G
```



```

DTM=(DT1-DT2)/ALOG(DT1/DT2)
IER=Q/(DIM*ALAN)*TK
IF(IER.LE.1) GO TO 88
IF(K.GE.14) GO TO 66
K=K+1
GO TO 76
66 IF(IJ.GE.10) GO TO 67
IJ=IJ+1
GO TO 75
88 WRITE(*,*)'XH1 XH2 DES ICC',XH1,XH2,DES,ICC
WRITE(*,*)'TOPK W1 W2',TOPK,W1,W2
WRITE(*,25)DD,DIC,DS,ALAN,NT,BOY
25 FORMAT(5X,'DD=',F12.5,/5X,'DIC=',F12.5,/5X,'KOVAN CAPI=',F10.3,
1/5X,'ALAN=',F12.5,/5X,'BORU SAYISI=',14./5X,'UZUNLUK=',F10.3)
GO TO 26
67 WRITE(*,*)'YAKINSAMADI'
26 RETURN
END

SUBROUTINE KAZ(QK,TS GK,TSCK,T3,T4,SDK,DEBIA,VISO,YOGO,
&CPO,PRO,XK10,DP1,DP2,YCO,PI,AKAZ,XLK,NK,DICK,DDK,EPSK)
COMMON /BOY/DO(8),D1(8),ADIM(8),XL(10),DEN(14),DEI(14)
DATA VISS,YOGS,CPS,PRS,XKIS/3.1E-4,990.,4.212,1.95,.678E-3/
CER=CPO*DEBIA
CSU=SDK*CPS
CALL IZTA(CER,T3,TS GK,T4,TSCK,EPSK,XNTUK,AKK)
WRITE(*,*)'EPSK XNTUK AKK',EPSK,XNTUK,AKK
IJ=5
WRITE(*,*)'SDK DEBIA',SDK,DEBIA
C LEVHA BORU TIPLI ISI ESANJORU HESABI
C DOGRU UZERINDE KARE DIZILIS HALINDE
C YONELTICI LEVHA ARALIGI/LEVHA IC CAPI=0.3 OLARAK SECILMISTIR
75 I=5
K=1
70 DIC=D1(I)
DD=D0(I)
XLBB=0.03
SC1=1.
76 DS=DEI(K)
BAR=.3*DS
DOIL=DS-XLBB
DCTL=DOIL-DD
XLTP=ADIM(I)
CUS=XLTP-DD
ALEV=DS*CUS*BAR/XLTP
NT=0.78*DCTL**2/(SC1*XLTP**2)
BOY=XL(IJ)
ALAN=PI*DD*NT*BOY
IF(ALAN.GT.150.) GO TO 67
D11=TS GK-T4
D12=TSCK-T3
DTM=(DT1-DT2)/ALOG(DT1/DT2)
AX1=PI/4.*DIC*DIC
G1=SDK/(AX1*NT)
RE1=G1*DIC/VISS
NU1=0.027*RE1**.8*PRS**(1/3)
XH1=XKIS*NU1/DIC
DES=(XLTP*XLTP-PI*DD*DD/4.)/(PI*DD)**4.
SAB2=(DEBIA*DES/(VISO*ALEV))**.55*PRO**(1/3)
XH2=(.36*SAB2*XK10)/DES
IF(XH1.EQ.0.) GO TO 67
TK=1/(XH1*(DIC/DD))+1/XH2
TOPK=1/TK
IER=QK/(DIM*ALAN)*TK
IF(IER.LE.1) GO TO 88
IF(IJ.GE.10) GO TO 66
IJ=IJ+1
GO TO 75
66 K=K+1
IF(K.GE.14) GO TO 67
GO TO 76
88 WRITE(*,*)'TOPK W1 W2 XH1 XH2 TSCK',TOPK,SDK,DEBIA,XH1,XH2,TSCK
WRITE(*,25)DD,DIC,DS,ALAN,NT,BOY
25 FORMAT(5X,'DD=',F12.5,/5X,'DIC=',F12.5,/5X,'KOVAN CAPI=',F10.3,
1/5X,'ALAN=',F12.5,/5X,'BORU SAYISI=',14./5X,'UZUNLUK=',F10.3)
GO TO 26
67 WRITE(*,*)'YAKINSAMADI'

```


26 RETURN
END

C SOLISYONUN ANTALPISI VE KONSANTRASYONU BELLİ İKEN SICAKLIĞINI
C BULAN ALTPROGRAM

C T(K) X(YUZDE) H(KJ/KG)
SUBROUTINE XH(TS,X,H)
DIMENSION T(2000),FF(1000)
DATA A,B,C,D,E,F/274.8131,-18.1928,3.347794,0.1630912,
&9.7762E-04,-2.50282E-02/
N=1000
EPS=0.001
T(1)=50.
DO 10 K=2,N
FF(K-1)=(1./C)*(H-A-B*X-D*X*X-E*T(K-1)**2-F*T(K-1)*X)
T(K)=FF(K-1)
TOL=(T(K)-T(K-1))/T(K)
TOL=ABS(TOL)
IF(TOL.LT.EPS) THEN
GO TO 20
ELSE
GO TO 10
END IF
10 CONTINUE
20 TS=T(K)+273.15
RETURN
END

C ERIYİĞİN TERMODİNAMİK ÖZELİKLERİNİ HESAPLAYAN ALTPROGRAMLAR
C F(KN) T(K) X(YUZDE) H(KJ/KG)

FUNCTION ERAN(XN,TN)
DATA A,B,C,D,E,F/274.8131,-18.19218,3.347794,0.1630912,
&9.7762E-04,-2.50282E-02/
TNN=TN-273.15
ERAN=A+B*XN+C*TNN+D*XN**2+E*TNN**2+F*TNN*XN
RETURN
END

FUNCTION ERBAS(XN,TN)
DATA A,B,C,D,E,F,G,H,AI/8.9284,.1065353,-2542.67505,23.628028,
&-2.39038435E-03,-0.203040454,58119.20435,-2907.097183,
&1.50252522E-05/
BB=A+B*XN+C/IN+D*XN/TN+E*XN*XN+F*XN*XN/TN+G/(TN*TN)+
IH*XN/(TN*TN)+AI*XN**3.
ERBAS=0.001*10.**3*(BB)
RETURN
END

FUNCTION ERSIC(X,P)
DIMENSION T(1000),FFF(1000)
DATA A,B,C,D,E,F,G,H,AI/8.9284,.1065353,-2542.67505,23.628028,
&-2.39038435E-03,-0.203040454,58119.20435,-2907.097183,
&1.50252522E-05/
P=P*1000.
N=1000
EPS=0.001
T(1)=1./(273.15+90.)
DO 10 K=2,N
FFF(K-1)=(1./C)*(LOG10(P)-A-B*X-D*X*T(K-1)-E*X**2-F*X**2*T(K-1)
&-G*T(K-1)**2-H*X*T(K-1)**2-AI*X**3)
T(K)=FFF(K-1)
TOL=(T(K)-T(K-1))/T(K)
TOL=ABS(TOL)
IF(TOL.LT.EPS) THEN
GO TO 20
ELSE
GO TO 10
END IF
10 CONTINUE
20 ERSIC=T(K)**(-1)
F=P*0.001
RETURN
END

FUNCTION ERKON(TN,PN)

DATA A,B,C,D,E,F,G,H,A1/8.9284,.1065353,-2542.67505,23.628028,
&-2.39038435E-03,-0.203040454,58119.20435,-2907.09183,
&1.50252522E-05/
XN=55.

```

24  BB=A+B*XN+C/TN+D*XN/TN+E*XN*XN+F*XN*XN/TN+G/(TN*TN)+
    1H*XN/(TN*TN)+A1*XN**3.
    FI=0.001*10.** (BB)
    IF((ABS(FN-FI)).LT.0.05) GO TO 22
    IF(FN-FI)23,22,21
23  XN=XN+.5
    GO TO 24
21  XN=XN-.005
    GO TO 24
22  ERKON=XN
    RETURN
    END

```

C ISLAK SU BUHARININ DOYMA BASINCINI BULAN ALTPROGRAM

```

C T(K) P(KPA)
  FUNCTION DYBA(TN)
  DIMENSION F(8)
  DATA PWC,IWC/22.129,647.3/
  DATA F/-741.9242,-29.72100,-11.55286,-0.8685635,0.1094098,0.43999
  1,0.2520658,0.05218684/
  TC=IWC-273.15
  T=TN-273.15
  TAU=1000./TN
  AA=TAU*10.**(-5)*(TC-T)
  SUM=0.
  DO 10 J=1,8
  SUM=SUM+F(J)*(0.65-0.01*T)**(J-1)
10  CONTINUE
  PFWC=PWC*1000.
  DYBA=PFWC*EXP(AA*SUM)
  RETURN
  END

```

C DOYMUS SUYUN ANTALPISINI BULAN ALTPROGRAM

```

C T(K) H(KJ/KG)
  FUNCTION ANDS(ID)
  DIMENSION B(10)
  DATA B/-0.165490395E-2,0.3917685214E2,-0.2188690656E2,
  10.375627969E3,-.3515858806E4,.1958269621E5,-.6501332671E5,
  1.1274040873E6,-.1359376648E6,.6112873010E5/
  DATA IWC,TWRO,PWC,VWC/647.3,.42198,22.129,.00317/
  TRN=ID/IWC
  TRX=TRN-TWRO
  SUM=0.
  DO 30 K=1,10
  SUM=SUM+B(K)*TRX**(K-1)
30  CONTINUE
  ANDS=PWC*VWC*SUM*10**3
  RETURN
  END

```

C KIZGIN SU BUHARININ ANTALPISINI HESAPLAYAN ALTPROGRAM

```

C X(YUZDE) F(BAR)
  FUNCTION ANKB(XN,PN)
  DATA A,B,C,D,E,F,H/2487.655,-1.7683398,13.620636,
  14.1147791E-2,2.2855197,0.16050307,133.3333/
  FN=PN*1000
  BB=LOG(PN/H)
  FN=A+B*XN+C*BB+D*XN**2+E*BB**2+F*XN*BB
  ANKB=FN
  FN=FN*.001
  RETURN
  END

```

C KRITIK SICAKLIGI HESAPLAYAN ALTPROGRAM

```

C X(YUZDE) T(K)
  FUNCTION IER(XN)
  DATA A0,A1,A2,A3/-0.244828251E5,0.119660035E6,
  1-0.193206970E6,0.104338263E6/
  XN=XN/100.
  IER=A0+A1*XN+A2*XN**2+A3*XN**3
  XN=XN*100.

```

RETURN
END

```
C KURU DOYMUS SU BUHARININ ENTALPISINI BULAN ALTPROGRAM
C TN(K) H(KJ/KG)
  FUNCTION ANDB(TN)
  DIMENSION A(8)
  DATA A/2.50096,0.1843054,1.95911E-4,-1.2737746E-2,9.38497E-4,
1-8.0477568E-3,2.7325329E-3,-3.4714286E-4/
  TOP=0.
  TNN=TN-273.15
  DO 20 M=1,8
  TOP=TOP+A(M)*(TNN/100.)**(M-1)
20 CONTINUE
  ANDB=1000.*TOP
  RETURN
  END
```

```
C ERIYIGIN OZGUL HACMINI BULAN ALTPROGRAM
  FUNCTION OZHC(T,X)
  YOG30=993.4336+735.2706*X+402.0451*X*X+1028.731*X**4.
  YOG50=985.7007+731.1280*X+402.4513*X*X+1002.390*X**4.
  YOG6=((T-30)*(YOG50-YOG30))/20.+YOG30
  OZHC=1/YOG6
  RETURN
  END
```

```
C TERS GECISLI ISI ESANJORU HESABINI YAPAN ALTPROGRAM
C NTU METODU
  SUBROUTINE ALAN(CC,CH,TCG,THG,TCC,THC,EFS,XNTU,AK)
  IF(CC.LT.CH) GO TO 2
  IF(CC.EQ.CH) GO TO 2
  CMIN=CH
  CMAX=CC
  EFS=(CC*(TCC-TCG))/(CH*(THG-TCG))
  GO TO 3
2 CMAX=CH
  CMIN=CC
  EFS=(CH*(THG-THC))/(CC*(THG-TCG))
3 XNTU=0.
  C=CMIN/CMAX
  OC=1-C
7 EFS1=(1-EXP(-XNTU*OC))/(1-C*EXP(-XNTU*OC))
  IF(ABS(EFS1-EFS).LT..05) GO TO 5
  IF(EFS-EFS1)4,5,6
6 XNTU=XNTU+.5
  GO TO 7
4 XNTU=XNTU-.01
  GO TO 7
5 AK=XNTU*CMIN
  RETURN
  END
```

ÖZGEÇMİŞ

Abdolvahap Yiğit 1961 yılında Pertek'de doğdu. İlk ve orta öğrenimini Elazığ'da yaptıktan sonra 1977'de İ.T.Ü. Makina Fakültesi Makina Bölümünde başladığı öğrenimini 1982'de mezuniyetle tamamladı. Aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü'nde Yüksek Lisansa başladı ve 1983 yılında bitirdi. Aynı yıl, aynı enstitü'de doktora öğrenimine başladı.

1983'de Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi'ne asistan olarak girdi. Halen Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümü'nde araştırma görevlisidir.