

Dikey Derin Dondurucularda Sistem Optimizasyonu

Tuğba Sarıçay

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Haziran 2010

System Optimization in Upright Freezers

Tuğba Sarıçay

DOCTORAL DISSERTATION

Department of Mechanical Engineering

June 2010

Dikey Derin Dondurucularda Sistem Optimizasyonu

Tuğba Sarıçay

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Termodinamik-Enerji Bilim Dalında
DOKTORA TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof.Dr. L. Berrin Erbay

Haziran 2010

ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Doktora öğrencisi Tuğba Sarıçay'ın DOKTORA tezi olarak hazırladığı “Dikey Derin Dondurucularda Sistem Optimizasyonu” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

Danışman : Prof Dr. L. Berrin ERBAY

İkinci Danışman : -

Doktora Tez Savunma Jürisi:

Üye : Prof Dr. L. Berrin ERBAY

Üye : Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Üye : Doç. Dr. Haydar ARAS

Üye : Yrd. Doç. Dr. Necati MAHİR

Üye : Yrd. Doç. Dr. Mustafa Ertunç TAT

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Nimetullah BURNAK

Enstitü Müdürü

ÖZET

Bu tez çalışmasında, başta buharlaştırıcı soğutma kapasitesi ve ısı geçiş performansının iyileştirilmesi olmak üzere, soğutma sistemi elemanlarında yapılacak iyileştirmelerle enerji tüketiminin azaltılması amaçlanmaktadır. Gerekli iyileştirmelerin buharlaştırıcı akış sıralaması, yoğuşturucu boru sayısı ve boru aralıkları, kapileri boru uzunluğu ve kompresör COP değerinin değiştirilmesiyle elde edilebileceği tespit edilmiştir.

Bu çalışmada, açık levha borulu (tube on sheet-TOS) buharlaştırıcıya sahip dikey derin dondurucuda, soğutkan göçü ısıtma etkisinin sıcak raflar yerine soğuk raflara yönlendirilmesi sağlanacak şekilde boru akış sıralamaları belirlenerek buzdolabı performansına etkileri ve enerji tüketim değerleri karşılaştırılmıştır.

Buharlaştırıcı içinde akış karakterinin belirlenmesi amacıyla görselleme çalışması yapılmıştır. Sistem performansını etkileyen en önemli uygulamalardan biri olan kapileri-dönüş borusu hattındaki ısı değiştiricinin veriminin artırılması amacıyla, ısı değiştiricinin yerini ve olması gereken uzunluğunu belirleyecek parametrik deneyler yapılmıştır. Kapileri-dönüş borusu ısı değiştiricisi yerinin ve kapileri uzunluğunun derin dondurucu COP'sine ve kapasite-denge karakteristiğine etkileri incelenmiştir.

Yoğuşturucu pas sayısının ve pas aralıklarının sistem performansına etkileri incelenmiştir. Derin dondurucuda diğer komponentler sabit tutulurken farklı COP'ye sahip kompresörler kullanılarak en uygun soğutma sistemi belirlenmiştir.

Tez çalışması boyunca yapılan deneylerden elde edilen veriler analiz edilerek, derin dondurucu buzdolabında sistemin COP değerini veren ampirik bir bağıntı elde edilmiştir. Elde edilen bağıntı, sistemin evaporasyon ve kondansasyon sıcaklığına bağlı olarak sistem için COP değerini vermektedir.

Anahtar Kelimeler: Derin dondurucu, Buharlaştırıcı, Yoğuşturucu, Kılcal (kapileri) boru, Kompresör, Akış görselleme

SUMMARY

In this thesis project; it is aimed to decrease the energy consumption of the product by optimizing the cooling system components starting with cooling capacity and heat transfer performance of the evaporator. It is determined that required optimization should be done by optimizing evaporator flow arrangement, condenser pass quantity and distance, capillary tube length, and COP of the compressor.

In this thesis, a refrigerant flow path in order to prevent the refrigerant migration by guiding the refrigerator to cold shelves instead of hot shelves on an upright freezer which has a Tube-On-Sheet (TOS) evaporator has been studied and their effects on the energy consumption values has been observed.

Flow visualization has been studied in order to determine the flow characteristic of the refrigerant. Parametrical experiments have been carried out to determine the length and position of the heat exchanger which is the one of the most important applications on the capillary tube and suction pipe line. Effectiveness of the capillary tube-suction pipe line heat exchanger on the COP of the system and capacity – balance characteristic.

Effect of the condenser pass quantity and pass distances on the system performance has been observed. Keeping other components in the upright freezer constant, variety of compressors with different COP values has been used to determine the optimum configuration of the cooling system.

An empirical correlation for the system COP of the upright freezer has been found using the experiments conducted during the thesis study. The correlation gives the COP value of the system with respect to the evaporation and condensation temperatures of the system.

Keywords: Upright Freezer, Evaporator, Condenser, Capillary Tube, Compressor, Flow Visualization

TEŞEKKÜR

Bu doktora tez çalışması olanağını sağlayan, yorumları ve yapıcı eleştirileri ile çalışmaya yön veren, teorik ve deneysel her sorunumla yakından ilgilenen, engin bilgi ve tecrübesini paylaşarak çalışmamı yöneten, değerli hocam Sayın Prof. Dr. L.Berrin ERBAY'ya teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmasının Arçelik A.Ş Buzdolabı İşletmesi AR-GE Merkezinde yapılmasını sağlayan, AR-GE Yöneticisi Sayın Haldun DİNGEÇ'e, Sistem Tasarım Takım Lideri Sayın Veysi ERCAN'a ve tüm sistem takımı çalışanlarına teşekkür ederim. Deney tesisatının kurulmasından devreye alınmasına kadar her aşamada büyük katkıları bulunan AR-GE Teknisyenlerine ve akış görselleme çalışmalarındaki katkılarından dolayı Sayın Vasi Kadir ERTİŞ'e teşekkürü bir borç bilirim.

Yaşamım boyunca beni karşılıksız seven ve destekleyen AİLEME

Teşekkür ederim...

Eskişehir, 2010

Tuğba SARIÇAY

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	3
2.1 Sistemin bütünü ele alan çalışmalar.....	3
2.2 Sistemi bileşen bazında ele alan çalışmalar.....	6
2.3 Akış Görselleme Çalışmaları.....	21
3. İKİ FAZLI AKIŞLAR.....	25
3.1 Yatay Borularda İki Fazlı Akış Formları.....	25
3.2 Dikey Borularda İki Fazlı Akış Formları.....	28
3.3 Yatay Borular İçinde Buharlaştırma ve Yoğuşma için Akış Rejim Haritaları.....	29
3.4 Dikey Borular İçinde Buharlaştırma için Akış Rejim Haritaları.....	36
4. SOĞUTMA SİSTEMİ.....	40
4.1 İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	40
4.2 Buzdolabı Soğutma Sistemi.....	41
3.2.1 Kompresör.....	43
3.2.2 Yoğuşturucu.....	48
3.2.3 Kapileri (Kılcal) Boru.....	55
3.2.4 Buharlaştırıcı.....	61
5. DENEY DÜZENEGİ.....	65
5.1 Soğutucu Düzenegi.....	65
5.2 Veri Toplama Ünitesi.....	68
5.2.1 Ölçüm sistemi.....	69
5.2.2 Sıcaklık ölçümü.....	70
5.2.3 Basınç Ölçümü.....	70
5.2.4 Güç ve enerji ölçümü.....	71
5.2.5 Gerilim ve akım ölçümü.....	71
5.3 Belirsizlik Analizi.....	72

6. DENEY SONUÇLARI	77
6.1 Buharlaştırıcı Akış Sıralamasının Etkileri	77
6.2 Kapileri Uzunluğunun Etkileri.....	79
6.3 Kapileri –Dönüş Hattı Isı Değiştiricisi Etkileri	83
6.4 Yoğuşturucu Boruları Arası Mesafenin (Pas Aralıklarının) Etkisi.....	88
6.5 Yoğuşturucu Boru (Pas) Sayısının Etkileri.....	89
6.6 Kompresör COP değişiminin etkileri	90
7. AKIŞ GÖRSELLEME ÇALIŞMASI DENEY DÜZENEĞİ	92
7-1 Hızlı kamera sistemi	92
7.2 Soğuk Işık Kaynaklı Boroskop Sistemi	93
7.3 Ledli Beyaz Işık Kaynağı	94
7.4 Akış Görselleme Çalışması.....	94
8. VERİLERİN ANALİZİ VE SİSTEM COP KORELASYONU	99
8.1 En küçük kareler yöntemi ve regresyon analizi.....	99
8.2 Regresyon modelinin çözümlenmesi ve uyumunun değerlendirilmesi	101
9. SONUÇLAR.....	102
KAYNAKLAR.....	105
ÖZGEÇMİŞ	

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1 Sattar vd.nin deney düzeneği.....	6
2.2 Kim'in deney seti.....	8
2.3 Horuz vd.'nin deney seti.....	9
2.4 Ereğ'in sayısal modeli.....	10
2.5 (a)WOT yoğunlaştırıcı, (b)yoğunlaştırıcunun temel birimleri, (c) WOT yoğunlaştırıcı parametreleri.....	12
2.6 Mevcut tasarımla optimize edilmiş tasarımların karşılaştırılması.....	13
2.7 Kanatlı borulu yoğunlaştırıcunun nodları.....	14
2.8 Lee vd.nin deney düzeneği.....	15
2.9 Melo'nun deney düzeneği.....	17
2.10 Kim'in deney düzeneği.....	18
2.11 Huo vd.nin deney düzeneği.....	20
2.12 Huo vd.nin 10 bar basınç ve 4,26 mm iç çaplı boruda elde ettikleri akış çeşitleri	21
2.13 Rittidech vd. deney düzeneyi.....	22
2.14 Wang vd.'nin deney düzeneği.....	23
3.1 Yatay boruda iki fazlı akış formları.....	26
3.2 Dikey bir boruda yukarı doğru akışta oluşabilecek iki fazlı akış formları.....	29
3.3 Yerçekimi etkisinde yatay boruda evaporasyon akış örneği.....	30
3.4 Yerçekimi etkisinde yatay boruda kondensasyon akış örneği.....	30
3.5 Kattan – Thome – Favrat tarafından oluşturulan akış çeşit haritası.....	31
3.6 Dairesel bir boru içinde kesitsel ve çevresel kısımlar.....	34
3.7 Dikey bir buharlaştırıcı borusu içindeki akış rejimleri.....	37
3.8 Dikey borular için Fair'in oluşturduğu iki fazlı akış rejim haritası.....	38
3.9 Dikey borular için Hewit ve Roberts'in oluşturduğu iki fazlı akış rejim haritası.....	39
4.1 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı.....	41
4.2 Buzdolabı soğutma çevrimi.....	42
4.3 Örnek bir kompresöre ait patlatılmış resim.....	45

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.4 Arka duvar yoğuşturucu.....	45
4.5 Adyabatik kapileri boruda basınç ve sıcaklık değişimleri.....	48
4.5 Diabatik kapileri boru basınç ve sıcaklık değişimleri.....	57
4.6 Diabatik kapileri boru (a) akış diyagramı (b) p-h diyagramı (c) bitişik (lateral) (d) Eş merkezli (concentric).....	60
4.7 Levha borulu (TOS) buharlaştırıcı.....	62
5.1 Yüksek kapasiteli soğutucuda kullanılan kompresör.....	63
5.2 Derin dondurucu kabini ve plaka borulu (TOS) buharlaştırıcı.....	64
5.3 Derin dondurucuda kullanılan termostat bulbu'nun yerleşimi.....	65
5.4 Veri toplama ünitesi.....	65
5.5 Bourdon Haenni marka basınç algılayıcısı.....	68
6.1 Farklı boylarda kapileri boruların kapasite-denge eğrileri.....	79
6.2 Kondenser sıcaklığına bağlı olarak COP'lerin kapileri uzunluklarına göre karşılaştırılması.....	80
6.3 Coaxial kapileri-dönüş borusu geometrisi ve kesit görünüşü.....	81
6.4 Kapileri-Dönüş borusu ısı değiştirici hattı (spirler kompresör tarafında).....	82
6.5 Kapileri-Dönüş borusu ısı değiştirici hattı (spirler buharlaştırıcı tarafında).....	82
6.6 Kapileri boyunca sıcaklık dağılımı.....	84
7.1 Akış görselleme için hazırlanan buharlaştırıcı prototipi.....	92
7.2 Buharlaştırıcı borusu üzerinde yoğuşmayı önlemek amacıyla yapılan cam boru uygulaması.....	92
7.3 Kompresör ilk kalkış anında buharlaştırıcı girişinde yatay boru akışı.....	93
7.4 Buharlaştırıcı yatay borularında akış.....	94
7.5 Buharlaştırıcı levhaları arasında dikey borularda akış.....	95
7.6 Dönüş borusunda dikey borularda akış.....	95
8.1 Regresyon modeli ile deney sonuçlarının uyumu.....	98

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa</u>
2.1 Mevcut WOT Kondanserin Tasarım Parametreleri ve Geometrik Dataları.....	12
2.2 Sayısal Analizde Kullanılan Termodinamiksel ve Geometrik Parametreler.....	19
5.1 Ölçüm Cihazlarına Ait Doğruluk Değerleri.....	70
6.1 Farklı Akış Sıralamalı Buharlaştırıcıları İçin 25°C Enerji Deneyi Paket Sıcaklıklarının Kabin İçindeki Dağılımı.....	75
6.2 Timer kontrollü 25°C enerji deneyinde akış sıralaması farklı buharlaştırıcıların karşılaştırılması.....	76
6.3 10°C NDO Deneylerinde Farklı Kapileri Uzunlukları İçin Kabin İçi Raf Sıcaklıkları.....	78
6.4 25°C NDO Deneylerinde Farklı Kapileri Uzunlukları İçin Kabin İçi Raf Sıcaklıkları.....	78
6.5 32°C NDO Deneylerinde Farklı Kapileri Uzunlukları İçin Kabin İçi Raf Sıcaklıkları.....	78
6.6 Kapileri yerleşimine göre kabin içi raf sıcaklıkları değişimi ve enerji tüketimleri.....	84
6.7 Kapileri-ısı değiştirici hattı yerleşim yerine göre sistem COP'lerinin karşılaştırılması.....	85
6.8 Yoğuşturucu Pas Aralıklarına Göre Kabin İçi Raf Sıcaklıkları Değişimi ve Enerji Tüketimleri.....	86
6.9 Yoğuşturucu Pas Sayılarına Göre Kabin İçi Raf Sıcaklıkları Değişimi ve Enerji Tüketimleri.....	87
6.10 Farklı COP'lere Sahip Kompresörlerde Enerji Tüketimi Değerlerinin Karşılaştırılması.....	88

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
A	Alan (mm^2)
A_i	Boru iç yüzey alanı (mm^2)
A_k	Kanat yüzey alanı (mm^2)
A_o	Boru dış yüzey alanı (mm^2)
A_w	Tel yüzey alanı (mm^2)
A_t	Toplam alan (mm^2)
B_o	Kaynama sayısı
c_p	Özgül ısı (J/kgK)
d	Çap (mm)
D_e	Eşdeğer boru çapı (mm)
d_i	Boru iç çapı (mm)
d_o	Boru dış çapı (mm)
d_w	Tel çapı (mm)
\dot{Q}_{buh}	Buharlaştırıcı ısı kapasitesi
\dot{m}	Debi (kg/ms)
\dot{W}_{komp}	Kompresör işi
f	Kompresör çalışma frekansı
Fr	Froude sayısı
g	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
G	Soğutkanın kütleli debisi (kg/s)
H	Isı değiştirici yüksekliği (mm)
h	Taşınım ile ısı transfer katsayısı ($\text{W/m}^2\text{K}$)
h_i	Soğutkan tarafı ısı taşınım katsayısı ($\text{W/m}^2\text{K}$)
h_o	Hava tarafı ısı taşınım katsayısı ($\text{W/m}^2\text{K}$)
h_c	Taşınım ile ısı transferi ($\text{W/m}^2\text{K}$)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
h_{Ld}	Referans sıvı seviyesi (mm)
h_m	Katmanlı akış için taşınım ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
h_r	Işınım ile ısı transferi (W/m ² K)
$h_{komp,gir}$	Kompresör giriş entalpisi (W/m ² K)
$h_{komp,cik}$	Kompresör çıkış entalpisi (W/m ² K)
$h_{buh,gir}$	Buharlaştırıcı giriş entalpisi (W/m ² K)
$h_{buh,cik}$	Buharlaştırıcı çıkış entalpisi (W/m ² K)
h_1	Kapileri giriş entalpisi (W/m ² K)
h_2	Kapileri çıkış entalpisi (W/m ² K)
j_g^*	Wallis boyutsuz soğutkan hızı
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
k_p	Llevhanın ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_w	Telin ısı iletim katsayısı (W/mK)
L	Uzunluk (mm)
L_{in}	Dönüş borusu-kapileri ısı değiştirici giriş uzunluğu (mm)
Nu	Nusselt sayısı
n_t	Pas sayısı
P	Basınç (bar)
p_i	Faz arayüzey uzunluğu
p_G	Buhar ile temasta olan kuru çeperinin çevresi
p_L	Borunun ıslak çeperinin çevresi
p_t	Teller arası mesafe (mm)
p_w	Borular arası mesafe (mm)
q	Isı akısı (W/m ²)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
Re	Reynolds sayısı
Re_{eq}	Eşdeğer Reynolds sayısı
Re_l	Sıvı fazın Reynolds sayısı
Re_v	Buhar fazın Reynolds sayısı
r	Yarıçap (mm)
r_i	Boru iç yarıçapı (mm)
r_o	Boru dış yarıçapı (mm)
Ra	Rayleigh sayısı
s_t	Boruların çap oranı aralığı
s_w	Tellerin çap oranı aralığı
T_{buh}	Buharlaştırma sıcaklığı (K)
T_o	Ortam sıcaklığı (K)
T_{ex}	Çevre yüzeylerin sıcaklığı (K)
t_p	Levha kalınlığı (mm)
$T_{liquid,in}$	Sıvı fazın giriş sıcaklığı (K)
$T_{vapour,in}$	Buhar fazının giriş sıcaklığı (K)
$T_{vapour,out}$	Buhar fazının çıkış sıcaklığı (K)
$T_{yoğ}$	Yoğuşma sıcaklığı (K)
U_r	Belirsizlik
x	Kuruluk derecesi
x_{IA}	Aralıklı–halkasal akış geçişinin sınır çizgisi
X_{tt}	Lockhart-Martinelli parametresi
\dot{V}	Hacimsel debi (m ³ /h)
V_{sil}	Kompresör strok hacmi (m ³)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
W	Genişlik (mm)
We	Weber sayısı
ξ_{ph}	Sürtünme katsayısı
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
ρ_v	Buhar fazın yoğunluğu (kg/m^3)
ρ_l	Sıvı fazın yoğunluğu (kg/m^3)
μ_v	Buhar fazın dinamik viskozitesi (kg/ms)
μ_l	Sıvı fazın dinamik viskozitesi (kg/ms)
α_g	Katmanlı akış için buharın boşluk oranı
ε	Dönüş borusu-kapileri ısı değiştirici performansı
ΔT	Sıcaklık farkı
ΔP	Basınç düşüşü
σ	Stefan-Boltzman sabiti ($\text{W/m}^2\text{K}^4$)
ε_{app}	Isıl yayılım
η	Verim
η	Kanat verimi
η_v	Hacimsel verimlilik

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
ACRC	Air Conditioning and Refrigeration Center
AR-GE	Araştırma ve Geliştirme
COP	Coefficient of Performance
EES	Engineering Equation Solver
mm	Milimetre

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
m	Metre
ml	Mililitre
K	Kelvin
ln	Doğal logaritma
log	Logaritma
NDO	No door opening
R134a	1,1,1,2-Tetrafloretan
R600a	Isobutane
REFPROP	Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties
RT	Runtime
TC	Thermocouple
TOS	Tube on sheet
WOT	Wire on tube

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Dünyadaki enerji kaynaklarının hızla tükeniyor olması enerjinin doğru, ekonomik ve verimli kullanılması ihtiyacını beraberinde getirmiştir. Ekonomik üretimin ana unsuru olan ve hayat kalitemizi iyileştiren enerjinin kullanımından vazgeçilemeyecek olması nedeniyle enerji kaynaklarını daha verimli kullanacak yöntemlerin araştırılması öncelik kazanmıştır. Bu durum birçok kuruluşu enerji kullanımı ile ilgili araştırmalar yapmaya yönlendirmiştir. Yapılan araştırmalar, enerji tüketiminde en büyük pay sahibinin konutsal ihtiyaçlar amacıyla kullanılan enerji olduğunu göstermiştir. Bu nedenle, konutlarda sürekli çalışarak gün boyu enerji tüketmek durumunda olan buzdolabı ve derin dondurucuların enerji tüketimlerinin azaltılması önem kazanmıştır.

Buzdolabı veya derin dondurucu soğutma sisteminin enerji tüketiminin, bu soğutma sistemine ait elemanların performanslarıyla doğrudan ilgili olması nedeniyle soğutma sistemi elemanlarının performanslarının belirlenerek optimum şartlarda çalışan sistemin ortaya çıkarılması gerekmektedir.

Yurtiçinde pazar hakimiyetinin korunması, küresel rekabette daha büyük pazar payı elde edilmesi ve marka bilinirliğinin artırılması açısından ürün gamının enerji tüketimi düşük ürünlerle genişletilmesi önem taşımaktadır. Bu çalışma ile enerji tüketimlerinin azaltılması ve yerli üreticinin ürün kalitesinin yükseltilerek uluslararası pazarda geçerliliğinin artırılmasında önemli katkılar sağlanmış olacaktır.

Bu çalışmada, yüksek soğutma kapasiteli derin dondurucuda sistem elemanlarının performanslarının belirlenmesi ve yapılacak değişikliklerin sistem performansı ve enerji tüketimi üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Levha borulu buharlaştırıcıda akış sıralamaları değiştirilerek, durma periyodu esnasında soğutkan göçünün neden olduğu ısıtma etkisinin daha soğuk raflara yönlendirilmesiyle

sistem performansında iyileştirme sağlanmaya çalışılmıştır. Kapileri uzunluğunun ve kapileri dönüş borusu ısı değiştiricisinin kapileri üzerindeki yerinin sistem üzerinde etkileri araştırılmıştır. Yoğuşturucu pas aralığının ve pas sayısının değişiminin sistem performansı ve enerji tüketimine etkileri belirlenmiştir. Kapasiteleri aynı olan farklı COP'lere sahip kompresörler enerji tüketimleri açısından karşılaştırılmışlardır. Ayrıca buharlaştırıcıdaki iki fazlı akışın belirlenmesi amacıyla hızlı kamera sistemi kullanılarak, buharlaştırıcıdaki akış tipleri görsel olarak incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda ise regresyon analizi ile ampirik sistem performansı korelasyonu oluşturulmuştur.

Bu tezde, ikinci bölümde, derin dondurucu ve buzdolaplarında sistemin bütününe ele alan ya da komponent bazında inceleyen çalışmalara yer verilmiştir. Buharlaştırıcıda daha önce yapılan görselleme çalışmaları da bu bölümde anlatılmıştır. Üçüncü bölümde, deneysel çalışma öncesi sistemin detaylı olarak anlaşılabilmesi için ideal ve buzdolabındaki gerçek buhar sıkıştırma soğutma çevrimi anlatılarak, sistem komponentler bazında ayrıntılı olarak anlatılmıştır.

Dördüncü bölümde, buzdolabı soğutma çevrimi sırasında meydana gelen iki fazlı akış anlatılarak, akış formları tanımlanmıştır. Ayrıca buharlaştırma ve yoğuşurma sırasındaki akış haritaları açıklanmıştır. Beşinci bölümde ise, tez çalışmasında kullanılan soğutucu düzeneği ve deneyler süresince meydana gelen değişimlerin takip edilerek kaydedilmesini ve bilgisayar ortamında analiz edilebilir hale gelmesini sağlayan veri toplama ünitesi ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Ayrıca deneysel çalışmanın doğruluğunu, ölçme cihazlarından ve deney setinin yapısından kaynaklanabilecek hataların ortaya konması açısından belirsizlik analizi yapılmıştır.

Altıncı bölümde, deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlar açıklanmıştır. Yedinci bölümde, buharlaştırıcı içinde gerçekleşen iki fazlı akışın hızlı kamera sistemiyle görsellenmesine yer verilmiştir. Sekizinci bölümde, regresyon analizi yardımıyla deneylerden elde edilen veriler analiz edilerek sistem COP korelasyonu oluşturulmuştur. Dokuzuncu bölümde ise, tez çalışmasında elde edilen sonuçlar kısaca özetlenmiştir.

BÖLÜM 2

ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

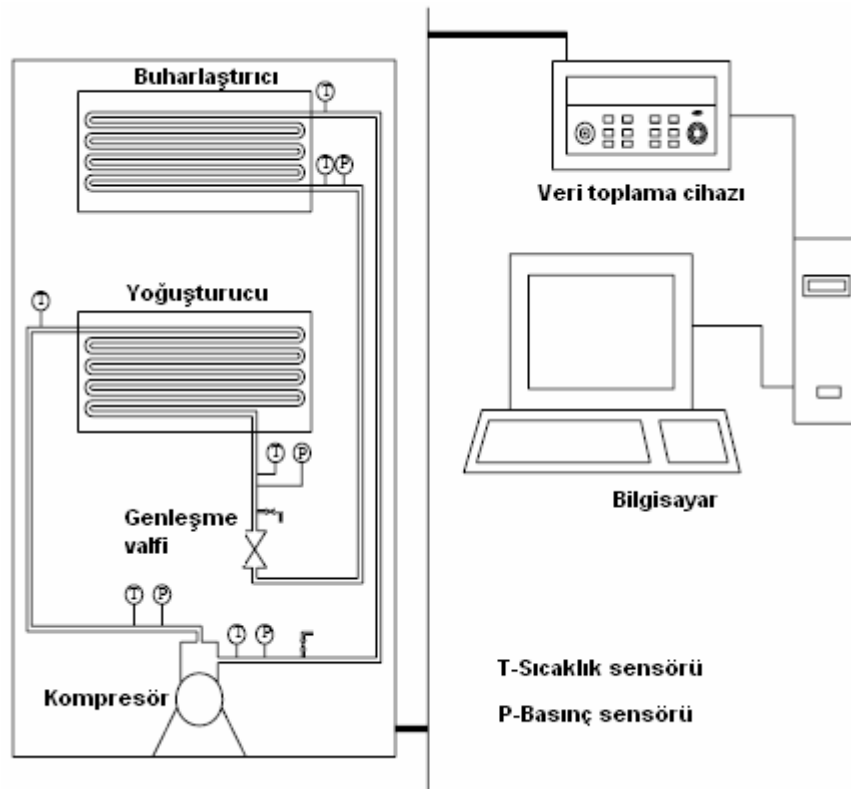
Bu bölümde, “Dikey derin dondurucularda sistem optimizasyonu” konulu tez çalışmasında faydalanılmak üzere literatürde yer alan çalışmalara yer verilmiştir. Literatür araştırmasında konuyla birebir ilgili bir çalışmaya rastlanmaması sebebiyle, literatür araştırması soğutma sistemlerini ısı değiştiricilerine, kompresörüne ve kapilerisine göre incelemek için seçilen çalışmalardır. Yapılan çalışmalar sistemin ya bütününe ya da sistemi bileşenlerini incelemiştir. Sistemin bütününe ele alan çalışmalarda optimizasyonda amaç fonksiyonu olarak ekserji analizi ya da performans katsayısına odaklanıldığı görülmüştür. Sistemi bileşen bazında ele alan çalışmalarda ise ele alınan bileşenin performansını arttırmaya yönelik iyileştirmeler üzerinde durulmuştur. Tez çalışmasında, buharlaştırıcı üzerinde akış görselleme çalışmaları yapılması nedeniyle literatürde bulunan çalışmalara yer verilmiştir.

2.1 Sistemin bütününe ele alan çalışmalar

Gürler (2006) çalışmasında, modelleme ve iyileştirme potansiyelinin belirlenmesi için, soğutucu akışkan olarak R134a ve R600a kullanılan ev tipi buzdolaplarının ekserji analizini yapmıştır. Tüm sistem bileşenlerinin her birindeki ekserji kayıpları deneysel olarak elde edilen ortalama ölçülen parametreler için hesaplanmıştır ayrıca çalışma deneylerle desteklenmiştir. 4 adet kompresör numunesi ile ilgili testler yapılmış, 25 °C ortam sıcaklığında, iki adeti R134a, iki adeti R600a ile çalışan kompresör aynı cihaz üzerine sıra ile monte edilerek ilgili sonuçlar alınmıştır. R600a’lı kompresörlerin enerji ve performans yönünden daha verimli oldukları ve incelen üründe kompresör veriminin oldukça yüksek olduğunu belirtmiştir. Yoğuşturucu ve kılcal boru verimi için R600 soğutkanlı test sonuçlarında verimin daha yüksek olduğunu bulmuştur. Bunların yanı sıra buharlaştırıcı veriminde de R600a’nın veriminin R134a’ya göre daha yüksek olduğu gözlenmiştir. Çalışmada R134a ve R600a’lı sistemlerde genel olarak aşırı kızdırma verimi düşük çıktığı sonucuna varmıştır. R600a’lı testlerde verim daha yüksek olmasına rağmen istenen seviyeye ulaşamadığını fakat sistemin verimlilik açısından en zayıf kısmı aşırı kızdırma

olduğunu söylemiştir. Buharlaştırıcı çıkışı ile kompresör girişindeki sıcaklık farkları daha yüksek olsaydı, daha verimli olacağı belirtmiştir. Bu kısımdaki verimi artırmak için kılcal ile dönüş borusunun oluşturduğu ısı değiştirici kısmı uzatılabileceğini söylemiştir. Bu sayede dönüş borusu daha sıcak olur ve kompresöre giren gazın sıcaklığı artırılabilir sonucuna varmıştır. Dönüş borusu ve kılcalın uzatılması maliyet açısından yüksektir çünkü bu bileşenler bakır malzemeden üretilmektedir. Alüminyum kılcal ve dönüş borusu maliyet açısından daha uygun olduğu fakat alüminyumun ısı iletimi bakıra göre daha düşük olduğu için kılcal ve dönüş borusunun alüminyum olması sistemin verimini düşüreceğini belirtmiştir. Buradaki ısı transferini artırmak için kılcalı dönüş burusuna lehimlemek yerine kılcalı dönüş borusunun içinden geçirmek metodu uygulanabilir ve bu tür uygulamalar mevcut olduğunu söylemiştir. Bu uygulamaların dezavantajı ise kılcal dönüş borusu içinden geçirildiği için iki tane kaynak noktası olması sebebiyle bu kaynak noktalarından gaz kaçağı olabileceğini belirtmiştir. Enerji en fazla yoğunlaştırıcıda harcandığı, elektriksel ve mekanik kayıpların yoğunlaştırıcıda harcanan enerjiye göre daha düşük olduğu sonucuna varmıştır.

Sattar vd. (2007), R134a ile çalışmak üzere tasarlanmış buzdolabını, hidrokarbon ve karışımları olan soğutucu akışkanların kullanım olasılıklarını araştırmak için test birimi olarak kullanmışlardır. Soğutucu olarak hidrokarbon (Saf bütan, izobütan ve propan, bütan ve izobütan karışımları) kullanılan buzdolabı incelenmiş ve R134a soğutkanı kullanılan buzdolabıyla karşılaştırmışlardır. Yoğuşurucu sıcaklığı ve buharlaştırıcı sıcaklığının COP üzerine etkisi, soğutucu etkisi, yoğuşurucu görevi, kompresör işi ve ısı kayıp oranını inceleyip, hidrokarbon ve R134a ile deney boyunca buzdolabının enerji tüketimi ölçmüşlerdir. Buzdolabı komponentlerinin akışkan giriş/çıkış sıcaklıkları T tipi ısı çiftleriyle ölçülmüş ve ısı çift sensörleri kompresör, yoğuşurucu ve buharlaştırıcı giriş ve çıkışlarına Şekil 2.1’de görüldüğü gibi sabitlemişlerdir.



Şekil 2.1 Sattar vd.nin deney düzeneği (Sattar vd., 2007)

Sonuçlar kompresörün sırasıyla izobütan ve bütan soğutkan olarak kullanıldığında 28°C ortam sıcaklığında, R134a'ya göre %3 ve %2 daha az enerji harcadığını belirlemişlerdir. Hidrokarbonların ve bunların karışımlarının enerji tüketimleri ve COP'leri hidrokarbonun buzdolaplarında soğutkan olarak kullanılabilirliklerini gösterdiğini bulmuşlardır. COP ve bu deneyde bulunan diğer sonuçlara göre, buzdolabında hidrokarbonların soğutkan olarak kullanılmasının pozitif etki gösterdiği sonucuna varmışlardır.

Yenidünya (2002), buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin termodinamik analizi yapmış, düşük evaporasyon sıcaklıklarında (-40°C ve 0°C), 40°C yoğuşturucu sıcaklığında, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kapasiteleri, kompresör gücü, soğutucu akışkanın kütle debisi, basınç oranı ve sistemin COP'sini belirlemiştir. Derin dondurucuda R134a, R290, R404a, R407a, R407C, R410A, R507 ve R502 soğutkanları analiz yapılmak için seçilmiştir. Bu soğutkanlar kullanılarak her bir soğutucu akışkan için elde edilen sonuçları karşılaştırmışlardır. R134a, R502, R290 ve özellikle alternatif

soğutucu akışkanlarının, soğutma etkinlik katsayıları yüksek olduğu görülmüştür. Kompresör gücü ve soğutucu akışkanın kütle debisi açısından R407C uygun bir alternatif soğutucu akışkan olduğu sonucuna varmıştır. Çevrimin yüksek ve düşük basınçları dikkate alındığında R134a ve R407C alternatif soğutucu akışkanların basınçlarının düşük olduğu ve seçimlerinin uygun olduğunu gözlemiştir.

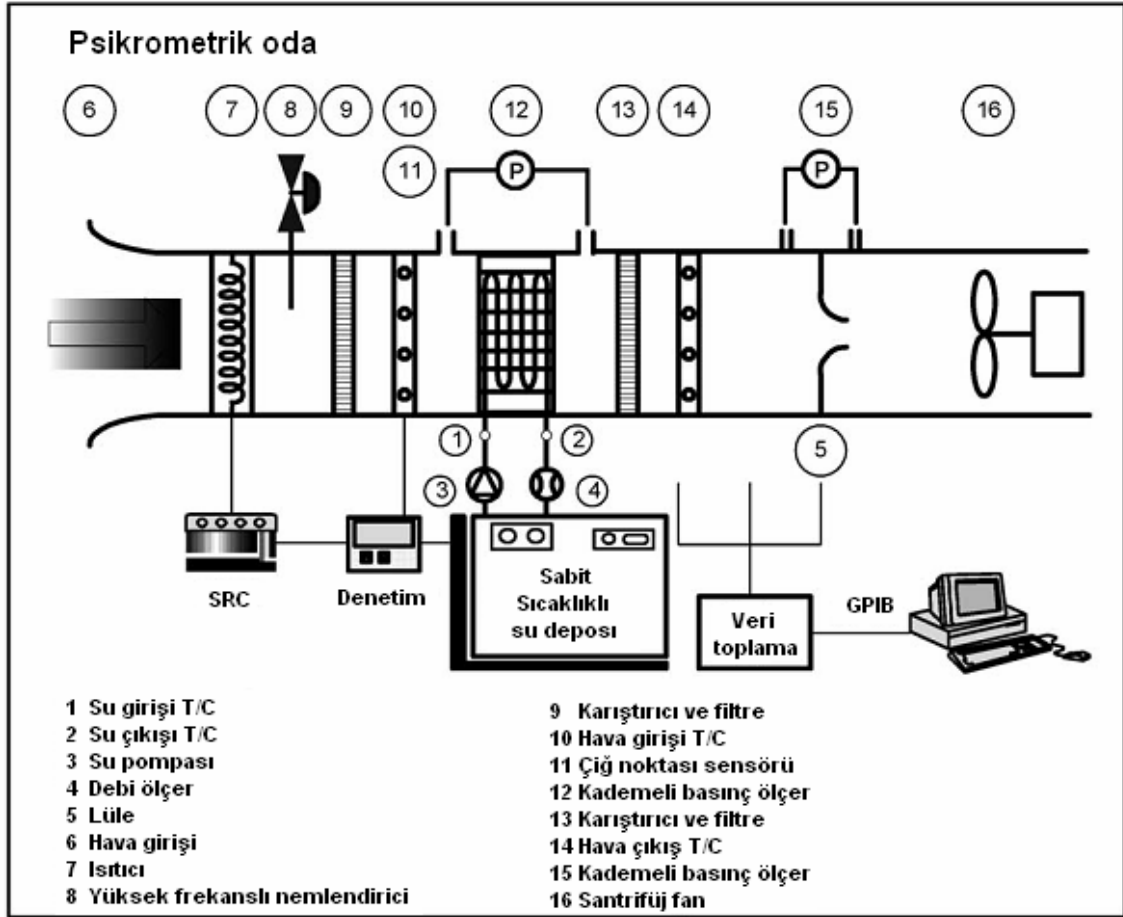
Willatzen vd. tarafından 1998 yılında iki fazlı ısı değiştiricilerin geçici rejim davranışları matematik model tanımlayarak incelenmiştir. Kütle ve enerji korunumunu temsil eden tek boyutlu kısmi diferansiyel denklemler ve boru cidarı enerji denklemini ısı değiştiriciler için üç ayrı bölgeye (sıvı, iki faz ve buhar) ayrılarak tanımlamışlardır. İki fazlı ısı değiştiricileri için denklemler yazılırken yığın hareketli sınır modeli kullanmışlardır.

2.2 Sistemi bileşen bazında ele alan çalışmalar

Rocha vd. (1997), ısı ve kütle geçişinden ısı geçiş katsayısı deneysel olarak tanımlanarak bir ve iki sıralı ve plaka kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinin 2 boyutlu ısı geçiş analizini yapmışlardır. Borular dairesel ve eliptik olarak iki farklı şekilde tanımlanmıştır. Kanattaki ve hava akışındaki sıcaklık dağılımı ve kanat etkenliği Reynolds sayısının fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Kanatlı-borulu ısı değiştiricilerde, eliptik borular için kanat etkenliğinin yeni sayısal sonuçları, borular için yayınlanmış olan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Borulara göre eliptik borularda, kanat etkenliğinin %18 daha fazla olduğu gözlenmiştir. Basınç düşüşünde ise %25'in üzerinde bir azalma meydana geldiği sonucunu bulmuşlardır.

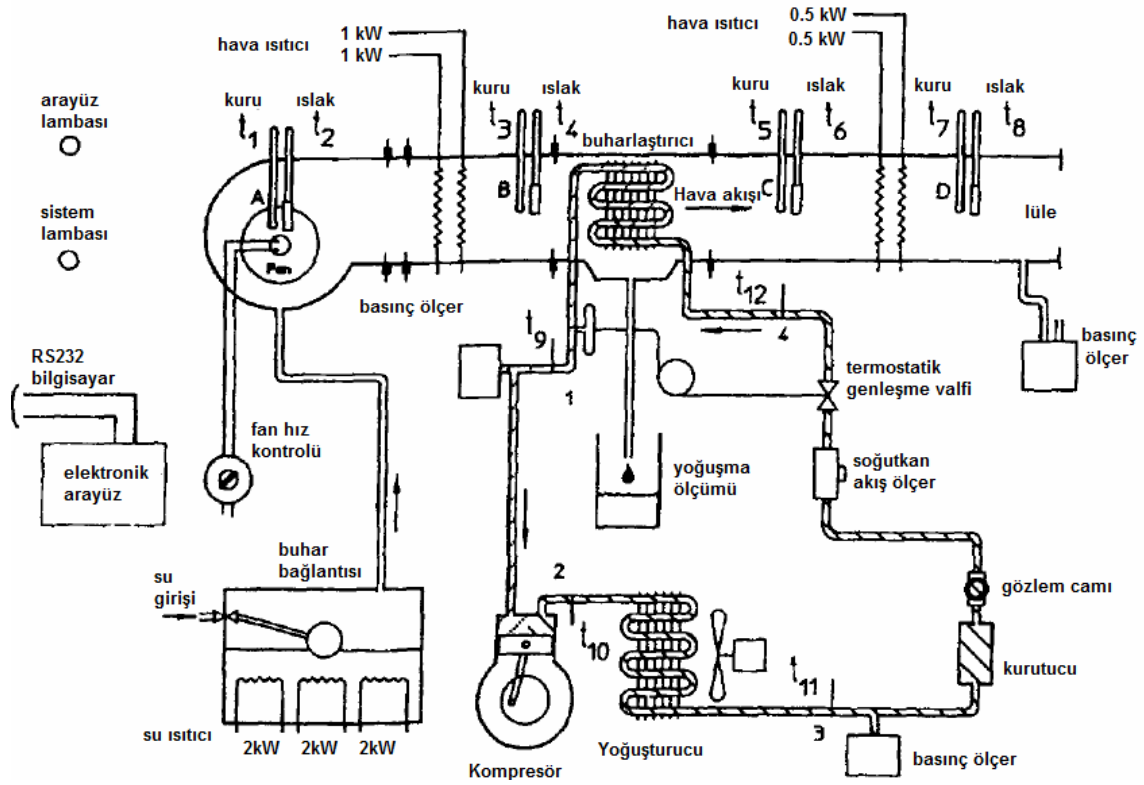
Kim ve Kim (2005), geniş kanat aralıklı plaka kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinin optimum tasarımında kullanılabilen deneysel veriler geliştirmişlerdir. Çalışmalarında, kanat aralıkları, boru sıra sayıları ve boru dizilişleri farklı olan 22 ısı değiştirici test edilmiştir. Şekil 2.2'de çalışmalarında kullandıkları deney seti verilmiştir. Kanat aralığının azalması ve boru sıra sayısının artmasıyla hava tarafı ısı geçiş katsayısı azalttığı görülmüştür. Dört sıralı ısı değiştiricinin ısı geçiş katsayısındaki azalma, kanat aralığı 15 mm'den 7,5 mm'ye azaldığında ve Reynolds sayısı 500-900 aralığında değiştiğinde yaklaşık olarak %10 olduğu bulunmuştur. Düzgün sıralı boru dizilişle

karşılaştırıldığında, kaydırılmış sıralı boru dizilişi ısı geçiş performansını %10'dan daha fazla artırdığı bulunmuştur. Bütün kanat aralıkları için, boru sıra sayısı 1'den 4'e kadar arttığında ısı geçiş katsayısında azalma gözlemlenmiştir.



Şekil 2.2 Kim'in deney seti (Kim ve Kim, 2005)

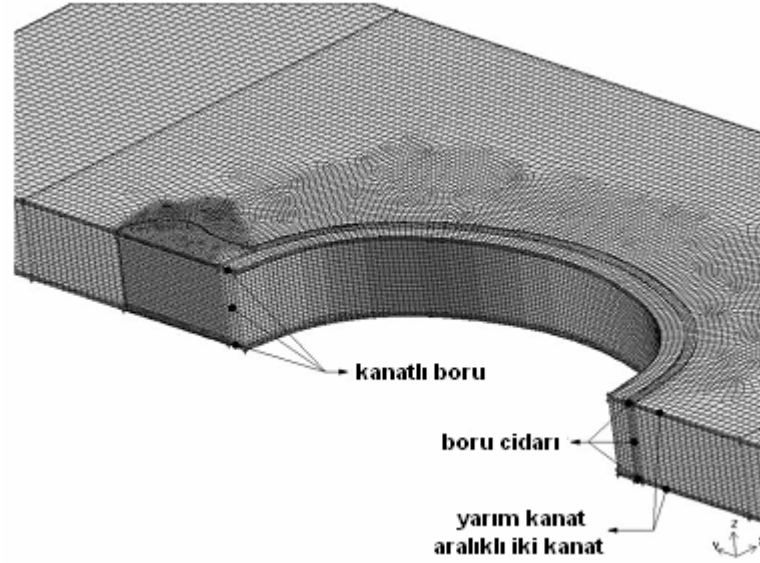
Horuz vd. (1998), soğutma kapasitesini ve toplam ısı transfer katsayısını belirlemek için hava soğutmalı plaka kanatlı borulu buharlaştırıcıların performansını teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Horuz vd.'nin çalışmalarında kullandıkları deney seti Şekil 2.3'te verilmiştir. Buharlaştırıcı, hava hızı, kanat aralığı, boru çapı, buharlaştırıcı sıcaklığı, soğutkan tipi ve karlanma yüksekliği parametreler ile birlikte analiz edilmiştir.



Şekil 2.3 Horuz vd.'nin deney seti (Horuz vd.,1998)

Deneysel ve teorik incelemeler sonucunda, hava hızı artarken, kütle akış oranı da arttığından daha fazla ısı geçişi sağlanacağı bulunmuştur. Kanat aralığının artırılması, ısı geçişini artırmasına rağmen toplam alan azalacağı için daha az ısı geçişi olduğu görülmüştür. Ayrıca boru çapı arttığında ısı geçişinin arttığı, buzlanma (frost) yüksekliği arttığında ise soğutma kapasitesinin düştüğü sonuçlarına varılmıştır. Soğutkanlar R717, R22, R502, R134a ve R12 sırasıyla iyi performans göstermişlerdir.

Erek vd. (2005), plaka kanatlı ve borulu ısı değiştiricilerinde ısı geçişi ve basınç düşüşü üzerine kanat geometrisindeki değişimin etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Analizlerinde FLUENT yazılımını kullanmışlardır. Şekil 2.4'te görüldüğü gibi modelde, simetri nedeniyle sadece yarım kanat ve boru üzerinde çalışılmıştır.



Şekil 2.4 Ereğ'in sayısal modeli (Ereğ vd.,2005)

Kanatlar arasındaki mesafenin basınç düşüşü üzerine önemli etkiye sahip olduğu hız arttıkça daha küçük basınç düşüşü değerlerine ulaşıldığı görülmüştür. Daha büyük ısı geçiş ve basınç düşüşü değerleri, ısı geçiş yüzeyinin artması nedeniyle kanat yüksekliği arttığında bulunmuştur. Boru kalınlığı azaltıldığında, ısı geçişi artarken basınç düşüşünün azaldığı görülmüştür. Bu çalışmanın bir başka önemli sonucu da, dairesel yerine eliptik boru kullanıldığında, ısı değiştirici boyunca ısı transferinin arttığı görülmüştür. Boruların eliptikliği arttırıldığında ise, ısı geçişi artıp, basınç düşüşü azaldığı sonucuna varmışlardır.

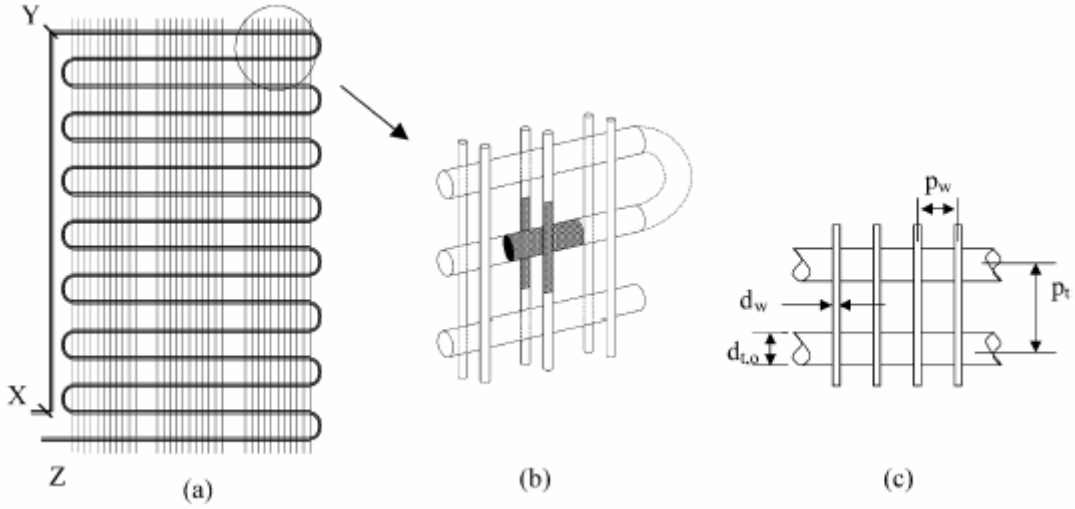
Bansal vd. (2001), çalışma ev tipi buzdolabı/donduruculardaki “egg-crate” tipi buharlaştırıcıların kanat yoğunluğu, yüksekliği ve kalınlığını değiştirerek ve sürekli hal simülasyon modelini kullanarak parametrik bir ısı geçişi çalışmasını sunmaktadır. Simülasyonlar kanat parametrelerinin geniş bir aralığında gerçekleştirilmiştir. Simülasyon modeli buharlaştırıcı kapasitesi, UA ve buharlaştırıcıdan geçen havadaki sıcaklık düşüşünü değişen parametreler için tahmin etmektedir. Birim ağırlık başına maksimum buharlaştırıcı kapasitesine karşılık gelen optimum ısı geçişi performansına sahip olan geometrik olarak iyileştirilmiş bir buharlaştırıcı önerilmiştir.

Turaga vd.(1998), kanatlı borulu ısı değiştircilerin performansı üzerine sarım (coil) geometrisi ve akışkan akış parametrelerinin etkilerini deneysel olarak araştırmıştır. Isı değiştircilerde kanat yoğunluğu ve boru sıra sayısı değiştirilmiştir. Boru dış çapı, akış yönünde ve akışa dik yönde borular arası mesafe gibi parametreler sabit bırakılmıştır. Deneysel ıslak ve kuru şartlar altında yapılmıştır. Kanat yoğunluğunun artması toplam yüzey alanını arttırdığından ısı geçişinin artmasına neden olduğu halde j-Coulburn faktörünün azalmasıyla sonuçlanmıştır.

şeker (1999), kanatlı borulu türden bir nofrost buzdolabı buharlaştırıcısının karlanmış haldeki performansı teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Buharlaştırıcı zerindeki hava akışını ve buzdolabı soğutma sistemini simüle eden bir deney düzeneği oluşturularak buharlaştırıcının toplam ısl geçirgenliği (UA) ve hava tarafı basınç düşümü incelenmiştir. Buharlaştırıcı üzerinden akacak hava, iklimlendirme kabininde istenilen sıcaklığa ve neme getirilmektedir. Koşullandırılmış hava, hava tüneline gönderilir ve test buharlaştırıcısının üzerinden geçirilmiştir. Daha sonra hava tünelini terk ederek havanın debisi, debi ölçüm modülünde ölçülmüştür. Buharlaştırıcı boruları içinde dolaşan R134a soğutkanının evaporasyon sıcaklığını ayarlamak için buzdolabı soğutma sistemini simüle eden bir soğutma sistemi kurulmuştur. Teorik kısımda ise karlanmış koşullar altında çalışan buharlaştırıcının matematik modeli oluşturulmuştur. Bu model, bir bilgisayar programı olarak da ifade edilmiştir. Oluşturulan matematik model, her iki akışkanın buharlaştırıcı girişindeki özelliklerini ve buharlaştırıcının geometrik özelliklerini bir input dosyasından okuyarak, toplam ısl geçirgenliği ve hava tarafı basınç düşümünü hesaplamamıştır.

Bansal ve Chin (2003) tarafından, farklı tel ve boru çaplarının ve iki tel-iki boru arasındaki mesafenin tel borulu yoğuşturucunun kapasitesine etkisi incelenmiştir. Buna ek olarak, optimizasyon formülü yoğuşturucunun üretim maliyetleri göz önüne alınarak tanımlanmıştır.

Yoğuşturucu ve temel birimleri şekil 2.5'te ayrıntılı olarak gösterilmiştir. P_w ve d_w , sırasıyla teller arasındaki mesafeyi ve tellerin çapını, p_t ve $d_{t,o}$ borular arasındaki mesafeyi ve boru çapını temsil etmektedir.



Şekil 2.5 (a)WOT yoğuşturucu, (b)yoğuşturucunun temel birimleri, (c) WOT yoğuşturucu parametreleri (Bansal ve Chin, 2003)

Çalışmada, model sonlu elemanlar metodu ve termodinamik korelasyonlarla birlikte değişken iletkenlik yaklaşımı kullanılarak geliştirilmiş ve Fortran 90 programlama dili kullanılarak yazılmıştır. Mevcut yoğuşturucunun tasarım parametreleri Tablo 2.1’de verilmiştir.

Tablo 2.1 Mevcut WOT kondanserin tasarım parametreleri ve geometrik dataları (Bansal ve Chin, 2003)

Boru Malzemesi	
Boru dış çapı, $d_{t,o}$ (mm)	4.5
Boru aralığı, p_t (mm)	45
Toplam boru uzunluğu (m)	18.10
İç akış alanı (m^2)	9.62×10^{-6}
İç ıslak alan (m^2)	0.1990
Dış ısı transfer alanı (m^2)	3.248
Sıra sayısı	26
Tel çapı, d_{wi} (mm)	1
Tel aralığı, p_{wi} (mm)	4.8
Tel sayısı (çift)	81

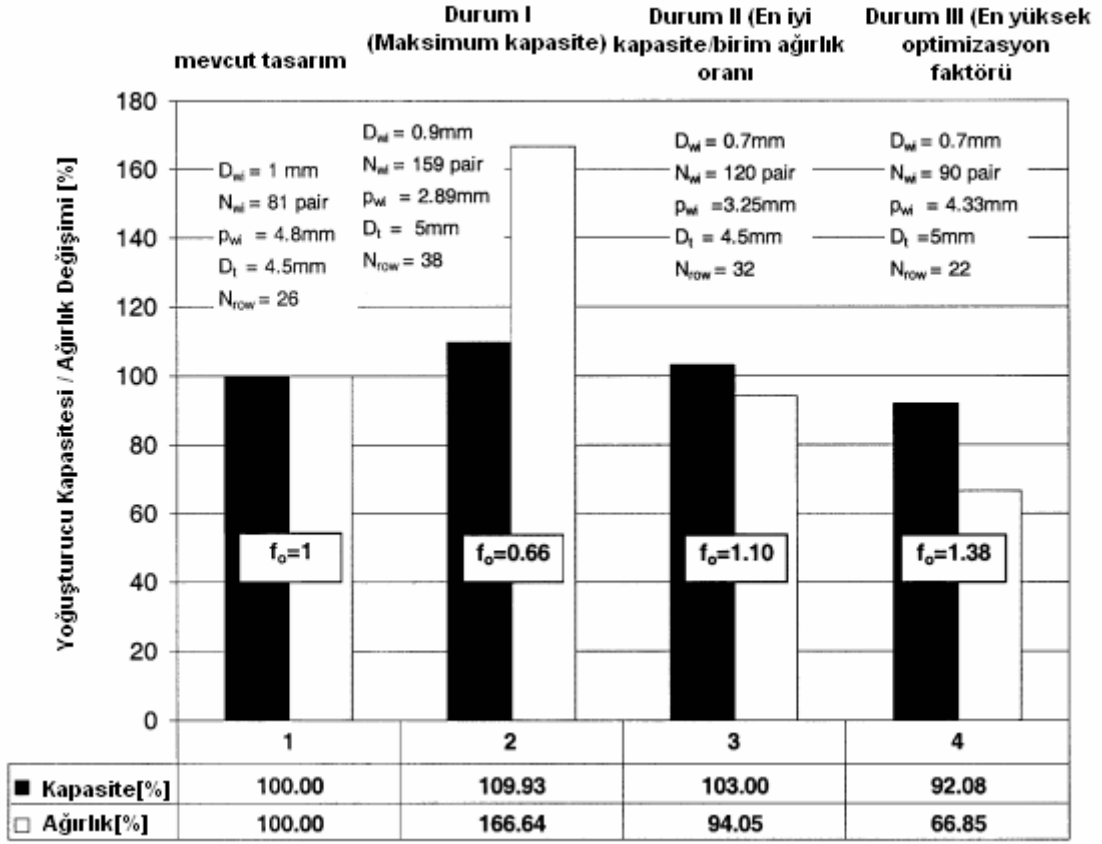
Çalışmada, geliştirilmiş yoğuşturucu tasarımında daha ekonomik bir çözüm bulmak için optimizasyon faktörü f_o , yararlı bir parametre olarak tanımlanmıştır. Bu, birim ağırlıkta maksimum kapasiteyi sağlayan optimum ısı değiştirici tasarımı bulmayı

sağlar. Optimum tasarımın birim ağırlıktaki yoğuşturucu kapasitesinin, mevcut tasarıma oranı olarak aşağıdaki formülle ifade etmişlerdir.

$$f_o = \frac{\dot{Q}_{opt}/w_{opt}}{\dot{Q}_{\%100}/w_{\%100}} \quad (2.1)$$

burada, \dot{Q}_{opt} ve $\dot{Q}_{\%100}$ sırasıyla, optimum ve mevcut tasarımın yoğuşturucu kapasitesini, w_{opt} ve $w_{\%100}$, optimum ve mevcut tasarımın yoğuşturucu ağırlığını ifade eder. Optimum yoğuşturucu tasarımında, yoğuşturucunun birim ağırlıkta en iyi kapasiteye sahip olması için $f_o > 1$ olması beklenmektedir.

Optimizasyon işlemi, tel yoğunluğu, tel çapı, boru çapı ve boru aralığı kullanılmıştır. Birim ısı transfer alanında kullanılan malzeme en etkin kullanımını bulmak için 1000'in üzerinde simülasyon yapmışlardır. Genellikle, daha küçük kapasiteli yoğuşturucular için optimizasyon faktörü f_o , daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. Yoğuşturucunun ağırlığındaki artış nedeniyle yüksek yoğuşturucu kapasitelerinde kötüleştiği sonucuna varmışlardır. Simülasyon sonuçlarından elde edilen 3 önemli sonuç Şekil 2.6'da gösterilmiştir.

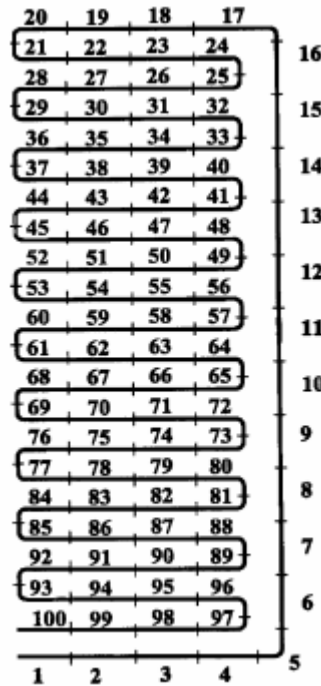


Şekil 2.6 Mevcut tasarımla optimize edilmiş tasarımların karşılaştırılması (Bansal ve Chin,2003)

Birinci durumda yoğuşturucu maksimum kapasiteye sahiptir. Bu kapasite artışının sonucu olarak yoğuşturucu ağırlığı, mevcut tasarımdan %66,64 daha fazla fakat yoğuşturucu kapasitesinin %9,93 arttığını bulmuşlardır. Bu durumda, optimizasyon faktörü 1'in altına (0,66) düştüğünü görmüşlerdir. Bu yüzden, 1.durumun en uygun tasarım olmadığı görülmüştür. 2.durum, mevcut tasarımın kondanser ağırlığının azaltılmasıyla birlikte, yoğuşturucu kapasitesinin artırılması nedeniyle optimum tasarımı sağlamaktadır. Bu çalışmayla optimal tasarım, daha küçük tel çapı, daha geniş kanatlar ve boru yoğunluğu kullanılarak bulunmuştur. Tel çapının 1 mm'den 0,7 mm'ye azaltılmasının yanı sıra, teller arasındaki mesafe 4,85'den 3,25'e azaltılmıştır. Yoğuşturucu kapasitesi %3 artmış ve ağırlıkta %5,95 azalma olmuştur. Geliştirilmeye açık olsa da bu durum, en iyi yoğuşturucu tasarımı olduğu sonucuna varmışlardır. Bu tasarım için optimizasyon faktörü 1,10 değerine ulaştığı bulunmuştur. 3.durumdaki tasarım parametreleri kullanılarak, en yüksek optimizasyon faktörüne

(1,38) ulaşılmıştır. Yoğuşturucu ağırlığının %34 azaltılmasıyla en ekonomik tasarım olmasına rağmen yoğuşturucu kapasitesinde de %8 azalma meydana geldiği görülmüştür. Eğer kapasite azaltılması bazı durumlarda kabul edilebilirse, 3.durumun en ekonomik olduğunu söylemişlerdir.

Bir yoğuşturucunun zamana bağlı performansının tahminin dağılımlı parametre modelini Porthial vd. (2006), makalelerinde anlatmışlardır. Bu model ile buzdolabının sıcaklık dağılımı, boru sıcaklığı, soğutkanın fazı, soğutkan kütesinin zaman ve pozisyona göre fonksiyonu tahmin edilebilmektedir. Verimli iki seviyeli iterasyon metodu, lineer olmayan denklemler kümesini çözmeden sayısal sonuçlar elde etmek amacıyla ortaya konulmuştur. R12 soğutkanlı, kanatlı yoğuşturucusu olan 340L hacimli bir buzdolabı örnek olarak seçilmiştir ve bu dolapta zamana bağlı sonuçlar görülmek amacıyla testler yapılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde görülmüştür ki teorik model, deneysel sonuçlarla kıyaslandığında dinamik tepkilere gayet mantıklı yaklaşımlar sunmuştur. Sıcaklığın, basıncın, debinin, sıvı ve gaz soğutkan miktarlarının, buzdolaplarında ısı transferinin zamana bağlı davranışları sunulmuştur. Yoğuşturucu, 100 parçaya bölünüp matematiksel modelleme yapmışlardır ve kanatlı borulu yoğuşturucu nodlar Şekil 2.7’de gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Kanatlı borulu yoğuşturucunun nodları (Porthial vd.,2006)

Modelleme sonucu ile teorik sonuçlar karşılaştırıldığında, yoğuşturucu çıkış sıcaklığı teorik hesapta %8 düşük, yoğuşturucu giriş sıcaklığı teorik hesapta %12 yüksek çıktığını bulmuşlardır.

Zamana bağlı tepkilerde ise büyük bir çakışma görülmüştür. Güç tüketimi değerleri %2,5 hata ile aynı çıktığı görülmüştür.

Kararlı (steady-state) halde

1-20 noktaları arası aşırı kızgın (superheated)

20-85 arası doymuş (saturated)

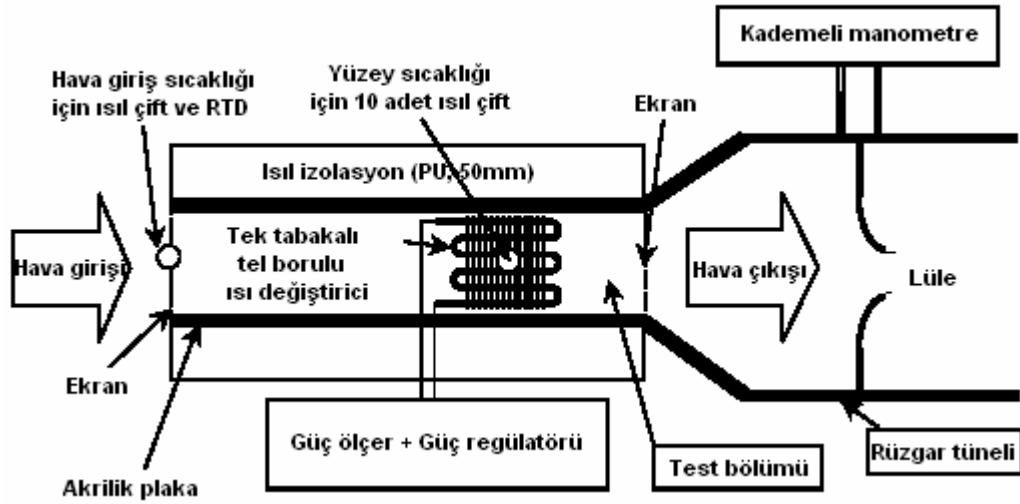
85-100 arası aşırı soğutulmuş (subcooled) olmaktadır.

Zamana bağlı çözümde yoğuşturucu sıcaklık dağılımını lineer düşünmek yanlış sonuçlara götürdüğünü belirtmişlerdir.

Soğutkan ile yoğuşturucu dış yüzey sıcaklık farkları, yoğuşturucu girişinde, çıkışa göre daha yüksek olduğu bulunmuştur. Bunun nedeninin de tek ve iki fazlı ısı transfer katsayılarının ve soğutkan sıcaklıklarının farklı olmasından kaynaklandığını belirtmişlerdir.

İlk dakikalarda, soğutkan ve hava arasında çok fazla sıcaklık farkı olduğu için ısı transferinde ve COP'de artışın hızlı olduğu, ama bu sıcaklık farkı düştükçe, ısı transferinde ve COP'de düşüş gözlemlendiği belirtilmiştir. Ayrıca, kompresörde durma ve kalkma, COP'de artışa sebep olduğu, bu nedenle kompresörün daha iyi kontrol edilebilmesi gerektiğini söylemişlerdir.

Lee vd. (2001), çalışmada tek tabakalı örnekler kullanılarak telli borulu (wire-on-tube) tipi ısı değiştiricilerde hava tarafı ısı taşınım katsayısını elde etmek için deneyler yürütmüşlerdir. Çalışmalarında kullandıkları deney düzeneği Şekil 2.8'de gösterilmiştir. Deney sonuçları kullanılarak, literatürde mevcut bir korelasyon için korelasyon faktörü belirlenmiştir. Sonuçlar sayısal sonuçlar ve deney verileri arasında %3.7'lik bir fark olduğunu göstermişlerdir. Mevcut korelasyonun kullanılması halinde bu fark %24.7 değerinde olduğunu belirtmişlerdir.



Şekil 2.8 Lee vd.nin deney düzeneği (Lee vd.,2001)

Bu çalışmada R134a ile çalışan tersinmez bir ters rankine çevrimi için COP Grazzini ve Rinaldi (2001) tarafından elde edilmiştir. Verilen dış akışkan sıcaklıklarında maksimum COP'yi kütle akışlarının, boyutların ve sıcaklık farklarının bir fonksiyonu olarak bulmak için bir simülasyon programı geliştirmişlerdir. Kontrol değişkenlerinin çok sayıda olması nedeniyle maksimum COP değerini belirlemek için sayısal bir optimizasyon yöntemi kullanmışlardır. Önerdikleri yöntemin hızlı ve kabul edilebilir bir yaklaşıklık ile maksimumu üretmekte olduğu belirtmişlerdir. Verilen bir soğutma gücü ve önceden tanımlanmış sıcak ve soğuk su akımlarının giriş sıcaklıkları için soğutucu akışkanın buharlaşma ve yoğuşma basınçları, ısı değiştirici boyutları ve su debileri sağlamışlardır. Isı değiştirici alanı COP'yi yakından etkilediği böylece her maksimum ısı değiştiricilerin verilen alanı için optimum termodinamik çalışma şartlarını belirlediği sonucuna varmışlardır.

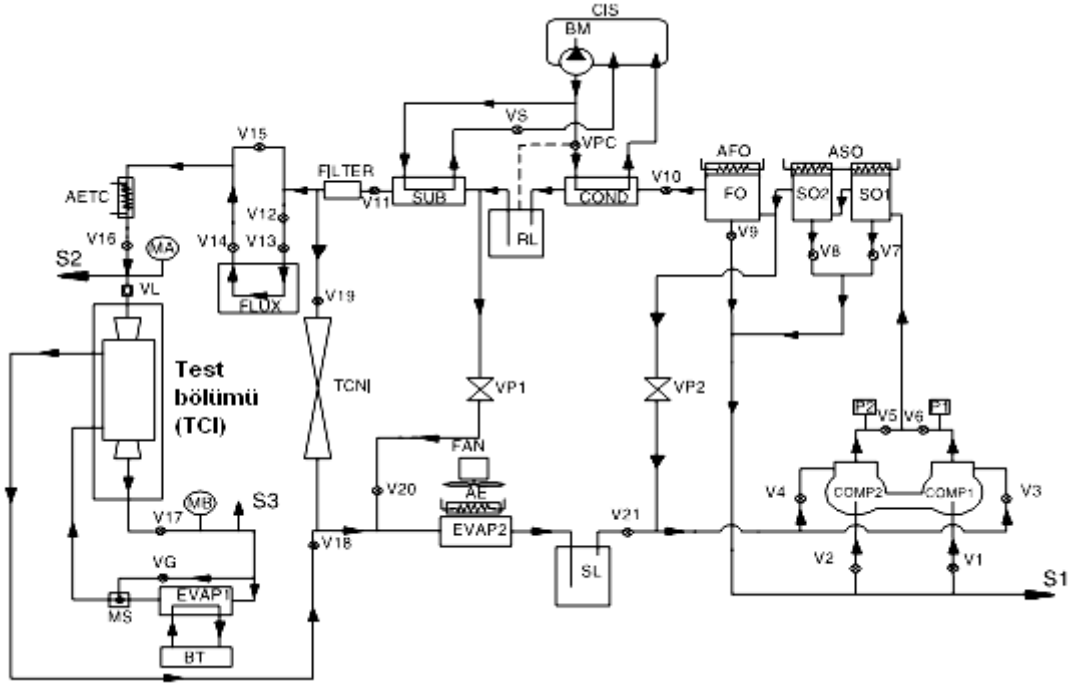
Tanımlanan yazılım, önerilen basit çevrimin hızlı termodinamik optimizasyonuna imkan sağladığı belirtilmiştir. Sonuçların literatürdekiler ile uyumlu olduğu ve yüksek verim söz konusu olduğunda ısı değiştiricilerin önemini vurgulamışlardır. Isıl tersinmezliklerden kaynaklanan entropi değişimi sıcaklık düşük olduğunda daha büyük olması nedeniyle soğuk kısmı sıcak olana göre daha büyük boyutlandırmışlardır. Maksimum COP, $UA_c > UA_h$ olduğunda elde edilmektedir.

Buharlaştırıcı daha iyi verim ve daha düşük logaritmik ortalama sıcaklık gerektirdiğini belirtmişlerdir.

Ayrıca, daha büyük COP daha düşük ısı değiştirici verimine karşılık geldiği, başka bir değişle, sistem için en iyi çalışma koşulları, bileşen optimizasyonuna karşılık gelenlerden farklıdır çünkü içinde buldukları olayların doğrusal olmadığı belirtilmiştir. Bu yüzden bir optimum bulmak için sistemin tamamı modellenmesi gerektiğini ifade etmişlerdir. Optimumun kendisi yalnızca çevrimin değil aynı zamanda dış parametrelerinde fonksiyonu olduğunu, ısıl tersinmezliklerin azaltılması, ters çevrimlerin verimini artırmada en güçlü yöntem olarak doğrulandığını söylemişlerdir.

Melo vd (2002), R12, R134a ve R600a ile kılcal boru akış karakteristiklerini inceledikleri deney düzeneği kurmuşlar. R600a soğutkan ile diadiyabatik kılcal boruda ısı değiştiricisi performansı üzerine çalışma yapmıştır.

Deney düzeneğinde, iki adet hermetik kompresör (COMP1, COMP2), su soğutmalı bir kondanser (COND), bir evaporatör (EVAP), dört adet kısılma elemanı (TCI, TCNI, VP1, VP2) bulunmaktadır. İlk kısılma elemanı TCI testin üzerinde yapıldığı kapileri olmakta ve TCNI sadece deney seti bakım halindeyken kullanılmaktadır. Diğer iki valf (VP1 ve VP2) evaporasyon basıncını gerekli miktarda soğutkanı by-pass etmek yoluyla kontrol etmektedirler. Aynı zamanda defrost durumu için evaporatör üzerine bir adet elektrikli ısıtıcı (AE) yerleştirilmiştir. Kondanser basıncı, debisi basınç ayar valfi (VPC) tarafından kontrol edilen su akışıyla ayarlanmaktadır. Aşırı soğutucu (SUB) ve ısıtıcı (AETC) yardımıyla soğutkanın kapileri girişinde istenen sıcaklıklarda olması sağlanmaktadır. Kompresör ve kondanser arasında iki adet yağ tutucu ve bir yağ filtresi bulunmaktadır.



Şekil 2.9 Melo'nun deney düzeneği (Melo vd.,2002)

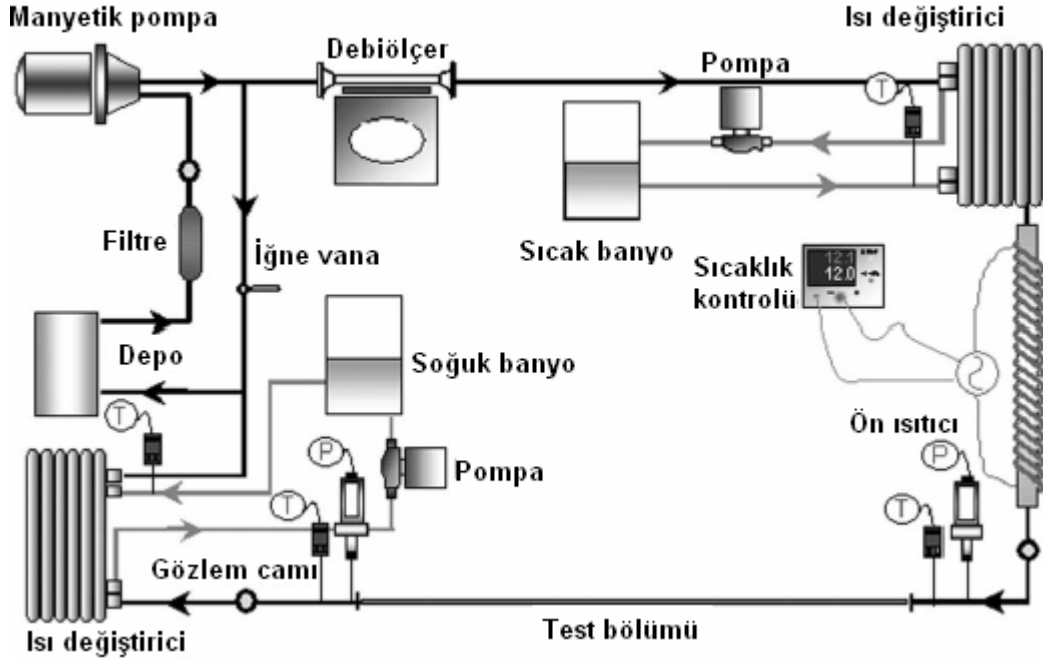
DeneySEL çalışmaların sonucunda ilgili parametrelere (giriş basıncı P_{in} , aşırı soğuma S_{ub} , emme borusu giriş sıcaklığı T_{in} , kılcal boru iç çapı D , emme borusu iç çapı D_s , kılcal boru uzunluğu L , ısı değiştirici boyu L_{tc} ve adiyabatik kılcal boru boyu L_e) bağlı olarak kütleSEL debi ve ısı değiştiricisi dönüş borusu tarafı çıkış sıcaklığını veren ampirik korelasyonlar elde edilmiştir. İlgili eşitlikler aşağıda verildiği gibidir.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{amp} = & -7,1650 + 0,1755P_{in} + 0,8454L + 12,7275D + 0,0276S_{ub} + 0,0960L_{tc} \\ & - 0,0005P_{in}T_{in} - 0,0150S_{ub}L_e - 1,6512DL + 0,0027L_{tc}D_s \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{amp} = & 10,0861 + 2,3625P_{in} + 2,4964S_{ub} + 5,3390D + 11,4987L_{tc} - 3,1265D_s \\ & + 0,144P_{in}D_s - 4,4467S_{ub}D + 0,2263T_{in}L_{tc} - 0,0728LL_e \end{aligned}$$

Kim vd. (2002), deneylerinde tek numune kullanarak farklı kondensasyon basınçlarında ve subcool derecelerinde ölçümler yapılmıştır. R407c ve R410a soğutkanları ile adiyabatik şartlar altında çalışmışlardır. Deneyde 5 farklı iç çap (1.2 mm, 1.3 mm, 1.5 mm, 1.7 mm, 2.0 mm), 3 farklı boy (500 mm, 1000 mm, 1500 mm), 3 farklı subcool derecesi (1.5, 5.0, 10) ve 3 farklı sarım çapında (40 mm, 120 mm, 200

mm) deneyler yapmışlardır. Ayrıca deney numunelerinin iç yüzey pürüzlülüğünü stylus tip bir profilmetre ile ölçülmüştür. Çalışmalarında kullandıkları deney düzeneği Şekil 2.10'da verilmiştir.



Şekil 2.10 Kim'in deney düzeneği (Kim vd.,2002)

Björk ve Palm (2006), ev tipi bir buzdolabında değişen genişleme cihazı kapasitesi, soğutkan şarjı ve ortam sıcaklığının etkisinin deneysel sonuçlarını elde etmişlerdir. Geniş bir aralıkta enerji tüketiminin değişken GCK ve şarja duyarsız olduğu bulunmuştur. Ayrıca optimum şarj miktarı düşük ortam sıcaklığında arttığı bulunmuştur. Bu çalışmalarında bir ev tipi buzdolabı/dondurucu için kapileri boru uzunluğunun ve şarj miktarının nasıl tespit edileceğine dair deneysel prosedürü tanımlamışlardır.

Bansal ve Xu (2002), diadiyabatik kılcal boruda soğutkan akışını hazırladıkları model yardımı ile incelemişlerdir. Parametre olarak yoğuşma sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı, kılcal boru girişindeki aşırı soğuma sıcaklığı, dönüş borusu girişinde aşırı kızma miktarı, adiabatik bölgenin uzunluğu, ısı değiştiricisi boyu uzunluğu ve kılcal borunun iç çapı belirlenmiştir. Kılcal borulardaki akışın karakteristiğini belirlemek için kurulan ve kütle, momentum ve enerjinin korunum yasalarını içeren sayısal bir model

anlatılmaktadır. Kurulan sayısal modelde, soğutkan olarak R134a kullanılmış ve model içerisinde hem termodinamiksel hem de geometrik parametrelerin etkileri ni incelemişlerdir. Sınır şartlarından birinin değişimi sonucunda kılcal borusunun performansında meydana gelen farklılık karşılaştırılmış ve akış karakteristiğinde meydana gelen değişim de temel fizik yasalarının bakış açısından hareketle açıklanmıştır. Sayısal model kullanılarak gerçekleştirilen sayısal analizde kullanılan termodinamiksel ve geometrik parametreler Tablo 2.2’de verilmiştir.

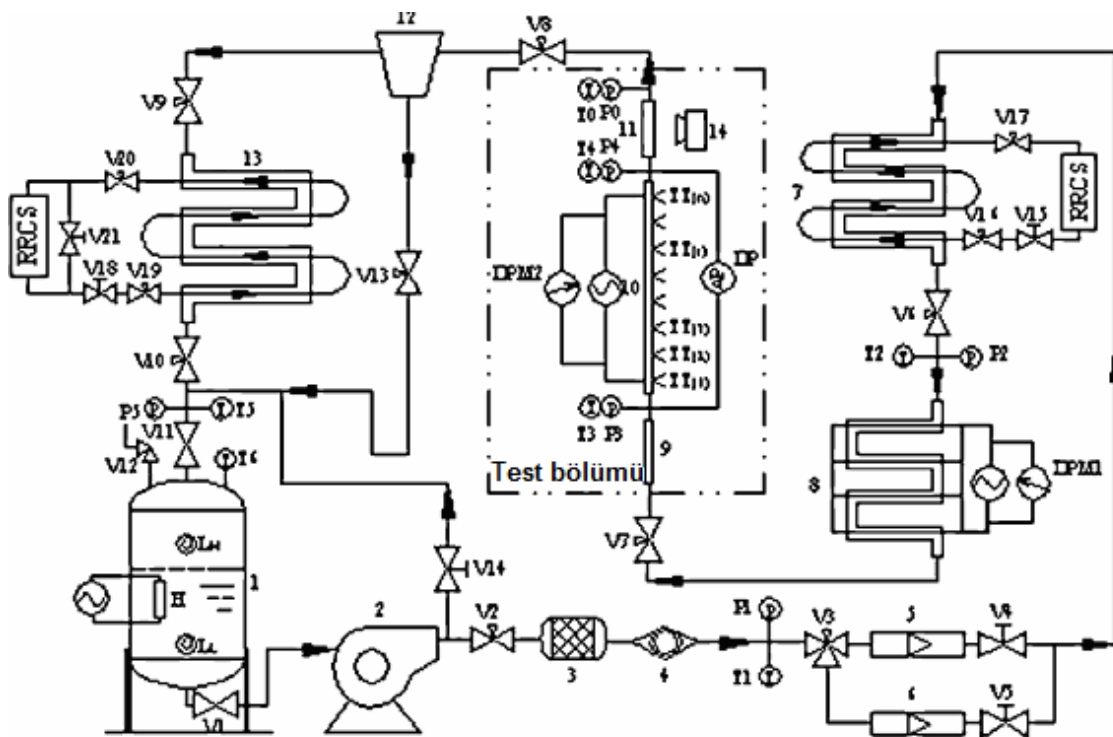
Tablo 2.2 Sayısal Analizde Kullanılan Termodinamiksel ve Geometrik Parametreler

Parametreler	Değer
Kılcal boru giriş uzunluğu	0,7 m
Isı değiştirici uzunluğu	1 m
Kılcal boru iç çapı	0,66 mm
Kılcal boru dış çapı	2 mm
Dönüş borusu iç çapı	6,6 mm
Dönüş borusu dış çapı	10 mm
Kılcal boru iç yüzeyinin pürüzlülüğü	0,00046 mm
Dönüş borusu dış yüzeyinin pürüzlülüğü	0,00046 mm
Buharlaşma sıcaklığı	258,15 K
Yoğuşma sıcaklığı	308,1 K
Dönüş borusundaki aşırı kızma miktarı	2 K
Kılcal borusu girişindeki aşırı soğuma	1 K

Çalışmada, kılcal borunun oluşturduğu basınç düşümü etkisi ile bu etkiye zıt yönde tepki veren “tekrar yoğuşma” durumu çalışılmıştır. Söz konusu parametrelerin “basınç düşümü tekrar yoğuşma” prosesi içerisindeki etkileri hazırlanan simülasyon programı yardımı ile çalışılmıştır.

2.3 Akış Görselleme Çalışmaları

Akışkan olarak R134a kullanılan küçük çaplı borularda kaynama sırasında ısı transferi deneysel olarak Huo vd (2004), tarafından araştırılmıştır. Deneyler 4,26mm ve 2,01mm iç çapında iki paslanmaz çelik boruda gerçekleştirilmiştir. Diğer parametreler şu aralıklarda değiştirmişlerdir: kütle akışı 100-500 kg/m²s; basınç 8-12 bar; kuruluk derecesi 0,9'a kadar; ısı akışı 13-150kW/m². Çalışmalarında kullandıkları deney düzeneği Şekil 2.11'de gösterilmiştir.

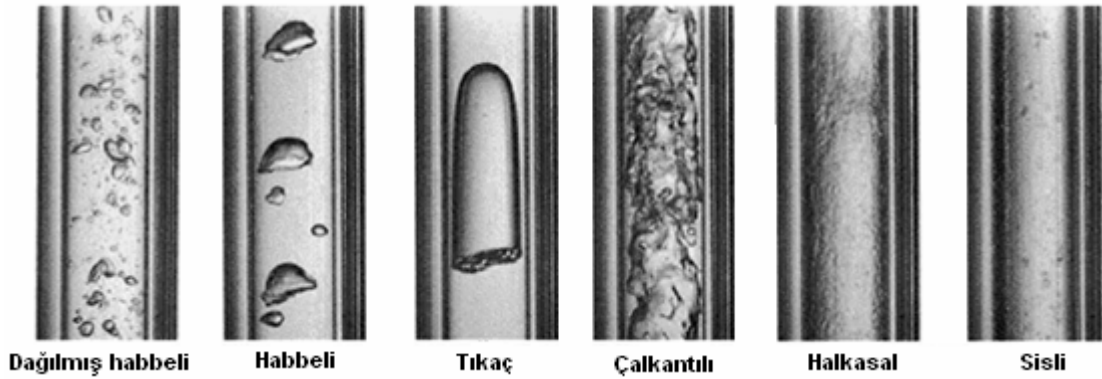


1. R134a tankı 2. R134a pompası 3. Kurutucu 4. Görselleme camı 5. Debi ölçer-1 6. Debi ölçer-2
7. Soğutucu 8. Ön ısıtıcı 9. Calming Bölümü 10. Isıtma Bölümü 11. Gözlem Bölümü 12. Ayırıcı 13. R134a Yoğuşturucu 14. Yüksek hızlı kamera

Şekil 2.11 Huo vd.nin deney düzeneği (Huo vd., 2004)

Deneylerden elde edilen sonuçlara göre buhar kuruluk derecesi; 4,26mm çap için %40-50 ve 2,01mm çap için %20-30 olduğunda ısı transfer katsayıları; ısı akışı ve sistem basıncıyla birlikte arttığı, fakat kuruluk derecesiyle değiştiği sonucuna varmışlardır. Bunun da bu kuruluk derecesi aralığında çekirdek (nucleate) kaynamanın etkin olduğunu gösterdiğini ifade etmişlerdir. Bu kuruluk derecelerinin üzerinde, ısı

transfer katsayıları kuruluk derecesiyle birlikte azaldığı sonucuna varmışlardır. Huo vd.nin 10 bar basınç ve 4,26 mm iç çaplı boruda elde ettikleri akış çeşitleri Şekil 2.12’de verilmiştir.

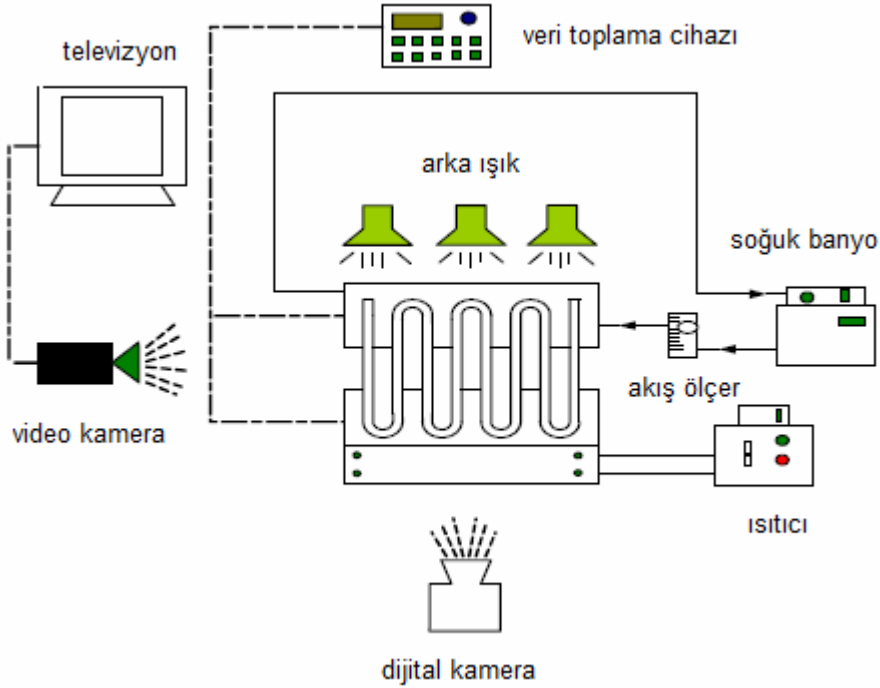


Şekil 2.12 Huo vd.nin 10 bar basınç ve 4,26 mm iç çaplı boruda elde ettikleri akış çeşitleri (Huo vd.,2004)

Hedrick vd (2006), tarafından soğutma sisteminin çalışma başlangıcı şartları altında geçici tıkaç akış için modeller geliştirmek amacıyla deneysel bir çalışma yapılmıştır. Tıkaç akış, 69-250 kPa basınç farkları, 40-400 ml tıkaç hacimleri yüksek ve düşük basınç tarafı 6,35, 10,2 ile 13,4 mm boru çapları ile hava-su karışımı ve iki fazlı R134a için oluşturulmuştur. Akış görselleme görüntülerini, hızlı kamera ve dijital web kamera ile kaydetmişlerdir.

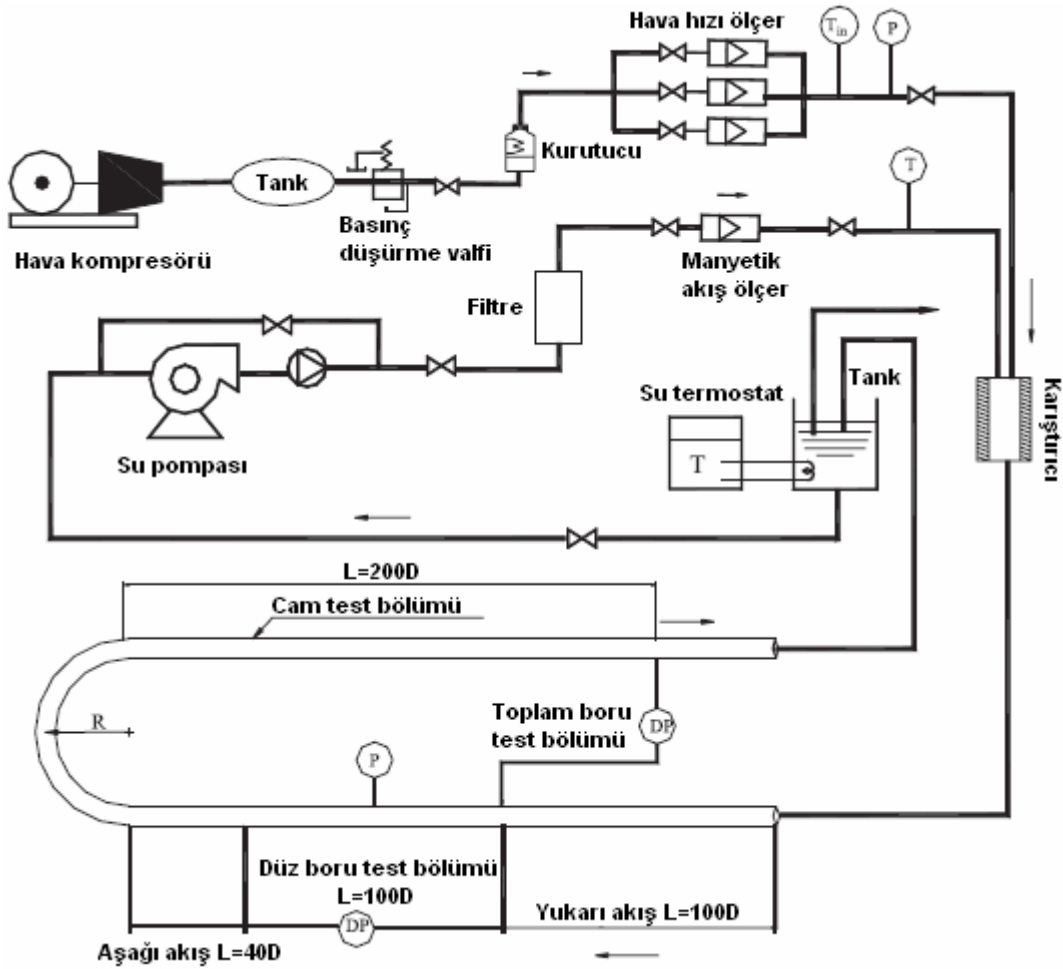
Rittidech vd. (2002), çalışmalarında kapalı salınlı ısı borusunda (close-end oscillating heat-pipe-CEOHP) değişen Bo sayısı ve en/boy oranı değişimlerinin etkileri üzerine araştırma yapmışlardır. CEOHP, iç çapı 3mm olan cam boru kullanmışlardır. Uzunluğu 100 ve 150mm olan buharlaştırıcıda 10 adet dönüş bulunmaktadır. Akışkan olarak kullanılan R171b ve etanol boru hacminin %50'sini kaplamaktadır. Buharlaştırıcı bölümü ısıtıcı ile ısıtılmakta, yoğuşurucu bölümü ise damıtılmış su ile soğutulmuştur. Çalışma sıcaklığı, 50°C’de kontrol altında tutulmaktadır. Adyabatik bölümdeki ve yoğuşurucu bölümündeki damıtılmış suyun giriş çıkışındaki sıcaklıkları kaydedilmektedir. Buharlaştırıcı bölümündeki akış rejimleri dijital kamera ve yoğuşurucu ve CEOHP video kamera ile kaydetmişlerdir. Oluşturulan deney düzeneği

Şekil 2.13'te verilmiştir. Maksimum ısı akısının 33 en/boy oranında ve 2.6 Bo sayısında kabarcıklı ve plug akış tiplerinde meydana geldiği sonucuna varmışlardır.



Şekil 2.13. Rittidech'in deney düzeneyi (Rittidech vd., 2002)

Wang vd (2002), çalışmalarında 6,9 ve 3mm çapa sahip pürüzsüz borularda dirseğin hava-su karışımlı iki fazlı akış modellerine etkisini araştırmışlardır. Bu araştırmayı yapmalarının nedeni buharlaştırıcı ve yoğuşturucularda 180°'lik dirseklerin kullanılıyor olmasıdır. Çalışma için hazırlanan deney düzeneği Şekil 2.14'te görülmektedir. $D=6,9\text{mm}$ ve kuruluk derecesi 0,1'den düşük $50\text{kg/m}^2\text{s}$ kütleli akışta ve 7,1 eğrilik oranında akış modellerinde hiçbir etki görülmemişlerdir. Ancak, eğrilik oranı 3'e düşürüldüğünde recovery bölgesindeki akışın geçici olarak ayrıklıktan halka akışa dönüştüğünü görmüşlerdir. Aynı akış değişiminin çap 3 mm'ye düşürüldüğünde de tekrarlandığı, bu olayın yüzey gerilimi ve gelişim uzunluğundaki düşüşle alakalı olduğunu belirtmişlerdir. $D=6,9\text{mm}$, kütleli debi $50\text{kg/m}^2\text{s}$ ve kuruluk derecesi 0,1'den küçük olduğunda akış modellerinde 7,1 eğrilik oranında hiçbir etki görülmemiştir. Ancak oran 3'e düşürüldüğünde recovery bölgesindeki akışın ayrıklıktan halka akışa döndüğünü gözlemişlerdir. Aynı etkinin kuruluk derecesi 0,3'e çıkarıldığında da tekrarlandığı belirtilmiştir.



Şekil 2.14 Wang vd.'nin deney düzeneği (Wang vd., 2002)

0,4'ten büyük bir kuruluk derecesi için borunun tamamına halka akışın hakim olduğu, $D=6,9\text{mm}$ çap, $400\text{ kg/m}^2\text{s}$ kütleli debi ve 0,02'den büyük kuruluk derecesi için eğrilik oranının akış karakterine etkisi ihmal edilebilir düzeyde olduğu belirtmişlerdir. Aynı kütleli debide 0,01'den küçük kuruluk derecesi için dirsekteki birleşmeden dolayı akış yönündeki plug boyutu akışa ters yöndekinden daha büyüktür. Bu olay $50\text{ kg/m}^2\text{s}$ debide görülmemektedir. Debinin $500\text{ kg/m}^2\text{s}$ 'e çıkarılmasıyla akıntıya karşı bölgedeki baloncuklu akış ivmelenmenin olmadığı bölgede kesikli akışa dönüşür. $D=6,9\text{mm}$ ve $D=3\text{ mm}$ arasındaki en büyük farklılıklardan biri; dirseğin varlığında ayrık akıştan halka akışa geçişin daha az belirgin oluşudur. Borunun boyutları küçüldükçe ya da eğrilik oranı arttıkça, akışın ayrık akıştan halka akışa geçişi daha az belirgin hale geldiğini gözlemişlerdir.

BÖLÜM 3

İKİ FAZLI AKIŞLAR

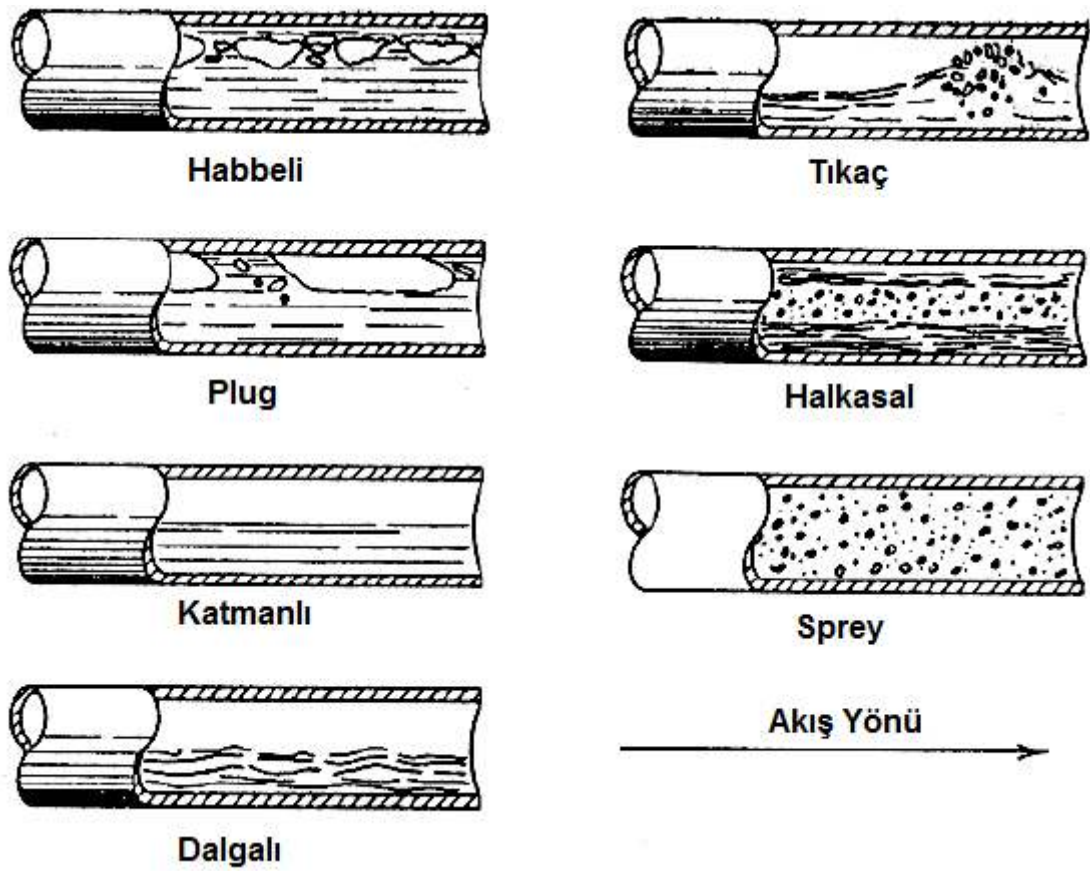
Bu bölümde, dikey ve yatay borularda meydana gelen iki fazlı akış formları incelenmiştir. Buharlaşıma ve yoğunlaşma sırasındaki akış haritaları verilerek ayrıntılı olarak irdelenmiştir.

İki fazlı akışlarda, iki faz arasında bir ara yüzey oluşmakta ve bu ara yüzey özellikle gaz-sıvı akışlarda çok farklı şekiller almaktadır. Akış yönü ara yüzey üzerinde çok etkilidir ve iki fazlı akışlar akış yönüne göre yatay ve düşey iki fazlı akışlar olarak sınıflandırılır. Yatay borulardaki akış karakteristikleri ve dolayısıyla akış rejimleri, düşey borulardaki akış karakteristikleri ve akış rejimlerinden farklıdır. Dikey borularda yerçekimi ivmesi akış yönüne paralel olarak etkinken, yatay borularda yerçekimi kuvveti akış yönüne dik olarak etkimekte ve bu nedenle yatay bir boru kanalında düşey bir boru kanalında meydana gelen iki fazlı akış rejimlerinden daha fazla akış rejimi meydana gelmektedir. Yatay borularda habbeli, stratified, stratified-wavy, ara akışlar (plug, yarı tıkaç, tıkaç), halkasal ve sisli akış olarak adlandırılır (Chisholm, 1983). Dikey borulardaki akışlar ise Griffith (1985) ve Bell (1984) tarafından habbeli akış, plug ve tıkaç akış, sisli akış, halkasal akış olarak sınıflandırılmıştır.

3.1 Yatay Borularda İki Fazlı Akış Formları

Yatay borularda iki fazlı akış formları dikey borulardakine benzer. Fakat yerçekimi kuvveti tarafından etkilenen sıvının yayılması, sıvının borunun alt tarafında, gazın da üst tarafında katmanlaşması şeklinde görülür. Yatay borularda gaz ve sıvının eş akışları için akış formları Şekil 3.1’de gösterilmiştir.

Habbeli Akış: Gaz kabarcıkları, kaldırma kuvveti nedeniyle borunun üst yarısında daha yüksek konsantrasyonda olmakla birlikte, sıvı içinde dağılmış durumdadır. Kesme kuvvetleri baskın olduğunda, gaz kabarcıkları boru içerisinde üniform olarak dağılmaya eğilimlidirler. Bu rejim, yatay akışlarda sadece yüksek kütleli debilerde tipik olarak ortaya çıkar.



Şekil 3.1 Yatay boruda iki fazlı akış formları (John,2004)

Katmanlı Akış: Düşük sıvı ve gaz hızlarında, iki faz için tamamen ayrılma gerçekleşir. Gaz borunun üst kısmına, sıvı ise alt kısmına gider. Bu iki faz karıştırılmamış bir arayüzey tarafından ayrılır. Bu yüzden bu akış formunda sıvı ve gaz tamamen tabakalı haldedir.

Katmanlı-Dalgalı Akış: Tabakalı akışta gaz hızının artmasıyla birlikte, arayüzey üzerinde dalgalar oluşur ve bu dalgalar akış yönünde hareket eder. Dalgaların genliği iki fazın bağıl hızına bağlıdır ve dikkate değerdir. Ancak, dalgaların tepeleri borunun en üstüne kadar ulaşamaz.

Aralıklı Akış: Gaz hızının daha da artmasıyla, bu arayüzey dalgaları borunun en üstüne degebilecek kadar büyük hale gelirler. Bu rejim, yüksek genliğe sahip, aralıklı olarak borunun en üstüne degen dalgalar ile daha küçük genliğe sahip dalgalar tarafından karakterize edilir. Yüksek genliğe sahip dalgalar çoğu kez gaz

kabarcıkları içerir. Borunun en üst kısmı yüksek genliğe sahip dalgalar tarafından neredeyse sürekli olarak ıslatılır ve ince sıvı filmi kalır. Aralıklı akış aynı zamanda plug ve tıkaç akış rejimlerinin bileşimidir. Bu alt kategoriler aşağıdaki gibi karakterize edilebilir:

Plug Akış: Bu akış rejimi, uzatılmış gaz kabarcıkları tarafından ayrılmış sıvı plug larına sahiptir. Uzatılmış gaz kabarcıklarının çapları boru çapından küçüktür. Sıvı faz, borunun alt kısmı boyunca, uzatılmış kabarcıkların aşağısında sürekli dir. Plug akış bazen uzatılmış habbeli akış olarak ta isimlendirilir.

Tıkaç Akış: Daha yüksek gaz hızlarında, uzatılmış gaz kabarcıklarının çapları kanal yüksekliğine yaklaşır. Sıvı tıkaçlarının ayırmış olduğu bu uzatılmış kabarcıklar, büyük genlikteki dalgalar gibi de tanımlanabilir.

Yarı Tıkaç Akış: Bu geçiş akış rejiminde tıkaç borunun alt tarafında katmanlaşmış tabakanın yüzeyinde bulunan dalğanın şeklini alır ve borunun üst tarafına temas etmez.

Halkasal Akış: Daha büyük gaz akış hızlarında, sıvı boru çeperi çevresince sürekli bir halkasal film şeklini alır. Bu şekil dikey akıştakine benzer fakat, borunun alt kısmında üst kısmındakinden daha kalındır. Sıvı halkası ile buhar arasındaki arayüzey küçük genlikteki dalgalar ya da gaz içinde dağılmış damlacıklar tarafından bozular. Yüksek gaz oranlarında, ilk önce daha ince bir filme sahip olan borunun üst kısmı kurumaya başlar ve bu yüzden, Halkasal film boru çeperinin sadece bir kısmını sarar. Bu durumdaki akış katmanlı-dalgalı akış olarak isimlendirilir.

Sis Akış: Dikey akıştakine benzer. Yüksek gaz hızlarında, sıvının tamamı boru çeperinden ayrılmış ve küçük damlacıklar halinde sürekli gaz akışına katılmış olabilmektedir.

3.2 Dikey Borularda İki Fazlı Akış Formları

Dikey borularda, iki fazlı akış eğilimi yerçekimi hareketleri çevresel yönde eşit olması nedeniyle daha simetrik olabilir. Yerçekimi kuvveti, dikey borularda sıvı fazda (bununla birlikte bütün iki fazlı akışlarda) baskın rol oynar. Şekil 3.2’de dikey boruda yukarı doğru akışta oluşabilecek iki fazlı akış formları verilmiştir.

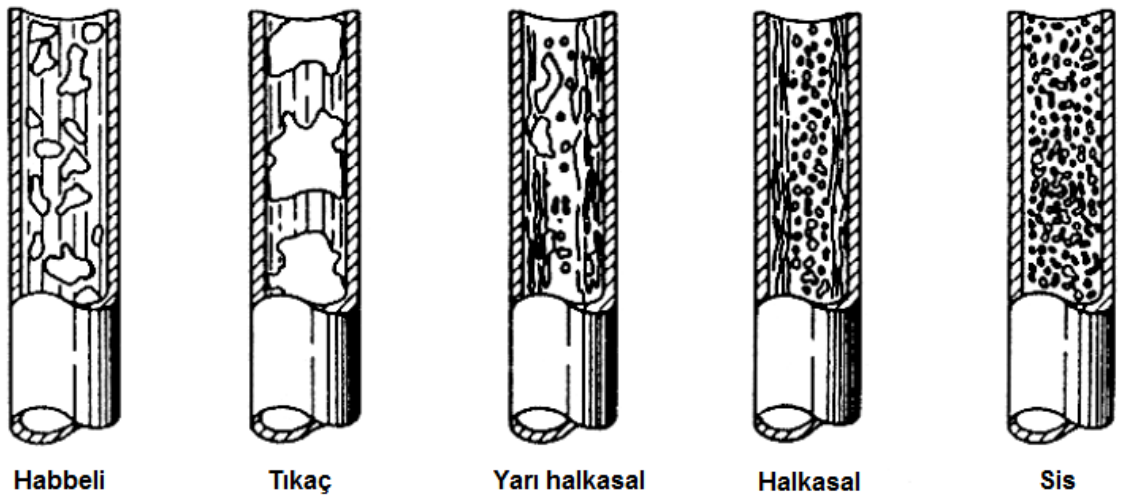
Habbeli akış: Buhar kabarcıkları, sıvı fazın içinde dağılmış bulunmaktadır. Kabarcıkların boyutları geniş alanda çeşitlidir fakat genellikle borunun çapıyla karşılaştırıldığında küçüktürler.

Tıkaç ya da plug akış: Kabarcık boyutları artar ve kabarcıklar birleşerek daha büyük boyutlara ulaştıklarında tıkaç akış formunu alır. Tıkaç akışın şekli, sıklıkla yukarı akışlarda mermi şeklini alır ve sıvı içindeki diğer küçük kabarcıklardan ayrılır. Bu şekildeki kabarcıklar genellikle Taylor kabarcıkları olarak anılmaktadırlar.

Çalkantılı akış: Tıkaç akış kabarcıkları genişlediğinde, parçalanmaya başlar, daha rastgele ve düzensiz akış meydana gelir. Buharın yukarı doğru sürekli akmasına rağmen, buhar fazının kesme kuvvetinin, basınç gradyanı ve yerçekimi kuvvetini dengelemesi nedeniyle sıvı fazda yukarı ve aşağı doğru kararsız akış meydana gelir. Bu salınım örneği, çalkantılı akış olarak adlandırılır ve bu mermi akışı ve halkasal akış arasında geçiş (kararsız) rejimdir. Dikey borunun çapı küçük olduğunda, çalkantılı akış olmaksızın mermi akıştan halkasal akışa direk olarak geçer.

Halkasal akış: Diğerlerine göre daha yüksek kalitede, ince sıvı tabakası borunun iç duvarı boyunca akar ve borunun merkezi boyunca gaz akışı meydana gelir. Film kalınlığı yerçekimi nedeniyle genellikle borunun alt tarafında borunun üst tarafındakilerden daha kalındır. Ara yüzey yüksek frekanstaki titreşimler ve dalgalar tarafından bozulur. Bunun yanında, sıvı küçük damlacıklar halinde gaz akışı içine katılabilir ya da bu kabarcıklar sıvı film içinde oluşabilir. Hatta sıvı filmi içerisindeki sıvı oranı ile akışa katılan sıvının oranı aynı olabilmektedir.

Sis Akış: Çok büyük gaz akış hızlarında, Halkasal film, arayüzey üzerindeki gaz kesme kuvveti tarafından yok olana kadar inceltilir. Yani tüm sıvının sürekli gaz akışına damlacıklar halinde katılır. Sisli akış formu habbeli akış formunun tersine benzer. Sıvı damlacıklarının çarpışması boru cidarını bölgesel ve aralıklı olarak ıslatır. Genellikle buğu içerisindeki sıvı damlacıkları özel ışıklandırma ve/veya büyütme yapılmadan görülemeyecek kadar küçüktür.

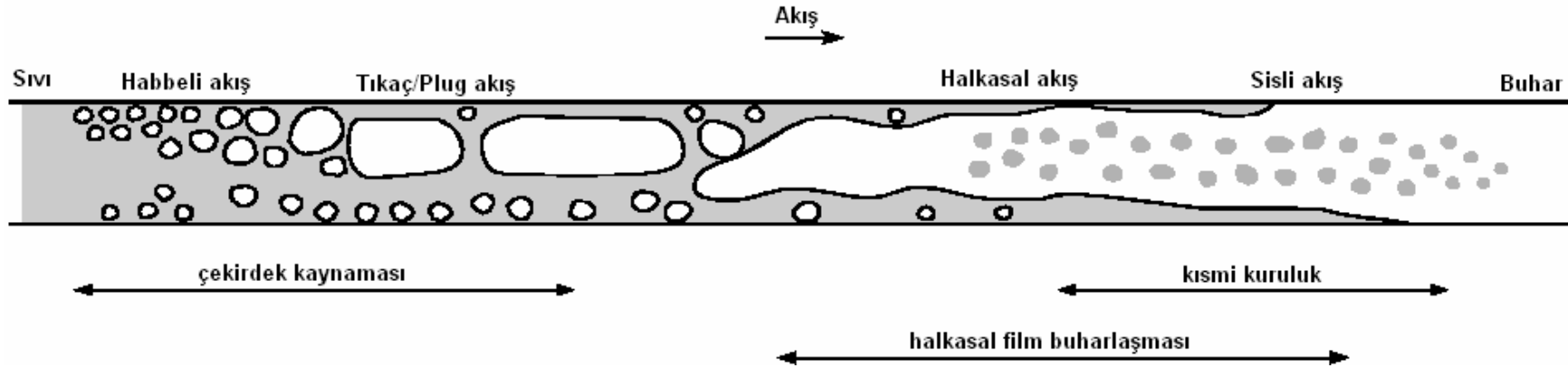


Şekil 3.2. Dikey bir boruda yukarı doğru akışta oluşabilecek iki fazlı akış formları (John,2004)

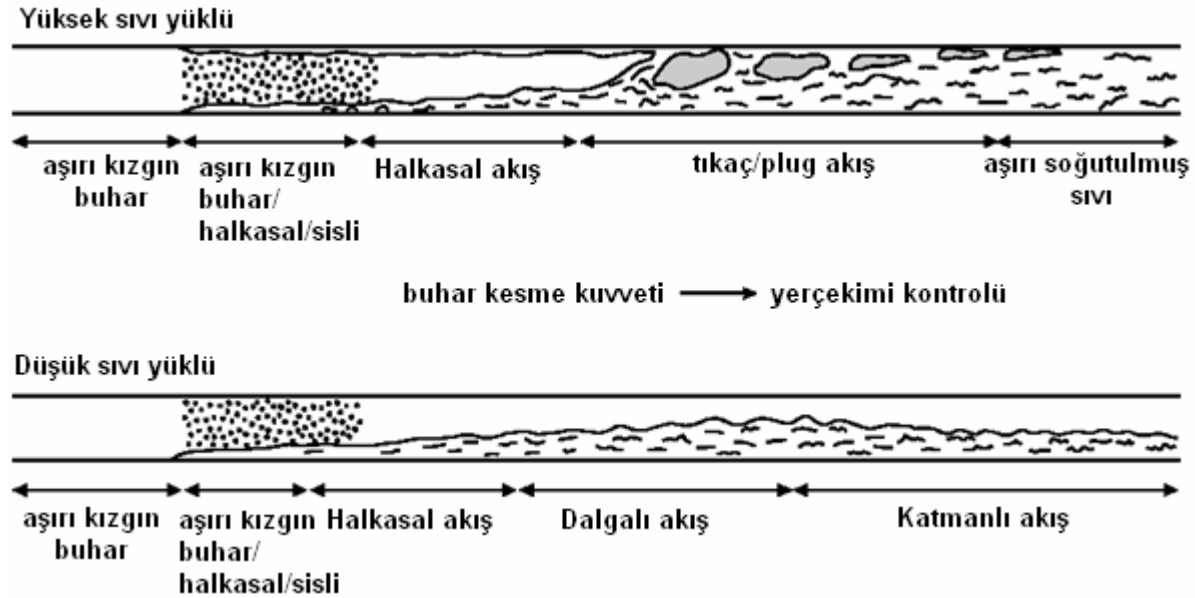
3.3 Yatay Borular İçinde Buharlaşma ve Yoğuşma için Akış Rejim Haritaları

Bir boru içerisinde yerel akış rejimlerinin önceden kestirilebilmesi için, bir akış rejim haritası kullanılır. Bu, akış formları arasındaki geçiş sınırlarını gösteren bir diyagramdır. Bu diyagram sıvı ve gaz hızlarını temsil etmek üzere boyutsuz parametreler kullanılarak log-log (bağımlı ve bağımsız değişkenlerin ikisinin de asıl değerlerinin logaritmik değerleri biçiminde ifade edildiği fonksiyonel denklem) eksenleri üzerinde tipik olarak çizilir.

Şekil 3.3'te Faghri ve Zhang (2006) tarafından, yatay borular içinde buharlaşma için tipik olarak akış rejimleri gösterilmiştir. Yoğuşma için de akış yapıları, katmanlı tip akışta boru üst yüzeyinin kuru olmaması dışında buna benzemektedir. Bu durumda boru üst yüzeyi ince bir kondens filmi ile sarılmıştır.

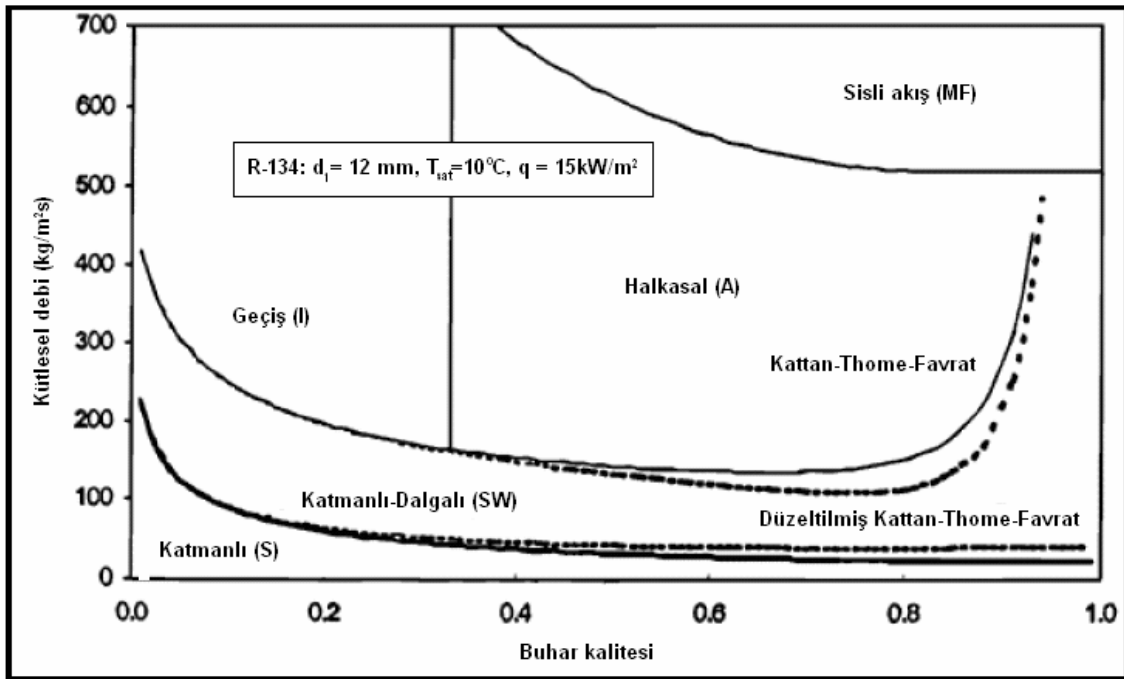


Şekil 3.3 Yerçekimi etkisinde yatay boruda evaporasyon akış örneği (Faghri and Zhang, 2006)



Şekil 3.4 Yerçekimi etkisinde yatay boruda kondensasyon akış örneği (Faghri and Zhang, 2006)

Küçük çaplı borular için Kattan, Thome ve Favrat (1998a, 1998b, 1998c,) Taitel-Dukler haritasının (Dukler vd.1964) bir modifikasyonu olan Steiner'in (1993) haritası için bir modifikasyon önerisinde bulunmuşlardır. Steiner'in bu haritası, buharlaşmalı halkasal akışlarda borunun üst yüzeyinin kuruma başlangıcının önceden tahmin edilmesi için bir metod içermektedir. Kattan, Thome ve Favrat'ın akış rejim geçiş sınırları Şekil 3.5'te gösterilmiştir (habbeli akış çok yüksek hızlarda oluşur ve burada gösterilmemiştir.). Bu harita geçiş sınırlarını, kütle hızı ile akışkan ve akış kanalı için gaz veya buhar boşluğu ile lineer-lineer grafik üzerinde göstermektedir. Bu grafiğin kullanılması diğer tip haritalarda kullanılan log-log grafiğın kullanılmasından çok daha kolaydır.



Şekil 3.5 Kattan – Thome – Favrat tarafından oluşturulan akış çeşit haritası (Kattan, Thome ve Favrat, 1998a,1998b,1998c)

Halkasal ve aralıklı akış rejimlerinden katmanlı dalgalı akış rejimine geçiş sınır eğrisi;

$$\dot{m}_{wavy} = \left\{ \frac{16A^3 G_d g d_i \rho_L \rho_G}{x^2 \pi^2 (1 - (2h_{Ld} - 1)^2)^{0.5}} \left[\frac{\pi^2}{25h_{Ld}^2} (1-x)^{-F_1(q)} \left(\frac{We}{Fr} \right)^{-F_2(q)} + 1 \right] \right\}^{0.5} + 50 \quad (3.1)$$

Bu eğrinin yüksek kuruluk derecesi kısmı Froude sayısının (Fr_L) Weber sayısına (We_L) oranına bağlıdır. Burada Fr_L atalet kuvvetlerinin yüzey gerilme kuvvetlerine, We_L ise atalet kuvvetlerinin çekim kuvvetlerine oranıdır. Halkasal akıştan sisli akışa geçiş için sınır kütle hız aşağıdaki eşitlikte verilmiştir;

$$\dot{m}_{mist} = \left\{ \frac{7680 A_{Gd}^2 g d_i \rho_L \rho_G \left(\frac{Fr}{We} \right)_L}{x^2 \pi^2 \xi_{Ph}} \right\}^{0,5} \quad (3.2)$$

Sis akış geçişinin minimum kütle hızı için üstteki ifadeyi uygularsak, $x > x_{min}$ için x_{min} değeri elde edilir.

$$\dot{m}_{mist} = \dot{m}_{min} \quad (3.3)$$

Katmanlı-dalgalı akış ile katmanlı akış arasındaki geçiş aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir;

$$\dot{m}_{strat} = \left\{ \frac{(226,3)^2 A_{Ld} A_{Gd}^2 \rho_G (\rho_L - \rho_G) \mu_L g}{x^2 (1-x) \pi^3} \right\}^{1/3} \quad (3.4)$$

Habbeli akışa geçişte sınır değeri;

$$\dot{m}_{bubbly} = \left\{ \frac{256 A_{Gd} A_{Ld}^2 d_i^{1,25} \rho_G (\rho_L - \rho_G) g}{0,3164 (1-x)^{1,75} \pi^2 P_{id} \mu_L^{0,25}} \right\}^{1/1,75} \quad (3.5)$$

Yukarıdaki eşitliklerde We sayısının Fr sayısına oranı;

$$\left(\frac{We}{Fr} \right)_L = \frac{g d_i^2 \rho_L}{\sigma} \quad (3.6)$$

ve sürtünme faktörü;

$$\xi_{Ph} = \left[1,138 + 2 \log \left(\frac{\pi}{1,5 A_{Ld}} \right) \right]^{-2} \quad (3.7)$$

\dot{m}_{wany} sınır çözümündeki $F_1(q)$ ve $F_2(q)$ boyutsuz ampirik üstleri halkasal filmin kurumasının başlangıcındaki ısı akısının etkisini içerir. Örnek olarak halkasal akıştan

kısmi kurumalı halkasal akışa geçiş, ikinci durum harita tarafından katmanlı-dalgalı akış olarak sınıflandırılmıştır. Bu boyutsuz sayılar aşağıdaki eşitliklerle ifade edilirler;

$$F_1(q) = 646,0 \left(\frac{q}{q_{DNB}} \right)^2 + 64,8 \left(\frac{q}{q_{DNB}} \right) \quad (3.8)$$

$$F_2(q) = 18,8 \left(\frac{q}{q_{DNB}} \right) + 1,023 \quad (3.9)$$

Çekirdek kaynamasından çıkışın ısı akısı için Kutateladze (1948) bağıntısında q_{DNB} kısmi ısı akısını normalleştirmek için kullanılmıştır.

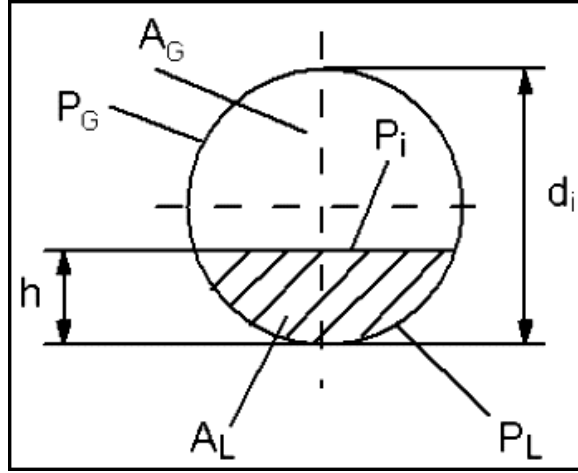
$$q_{DNB} = 0,131 \rho_G^{1/2} h_{LG} [g(\rho_L - \rho_G) \sigma]^{1/4} \quad (3.10)$$

Aralıklı akış ile halkasal akış arasındaki dikey sınırın sabit değerdeki bir Martinelli parametresinde olduğu varsayılır. Bu özel değer X_{tt} ile gösterilir ve 0,34'e eşittir. X_{tt} aşağıdaki eşitlik ile tanımlanabilir;

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,875} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0,125} \quad (3.11)$$

x için çözerek, aralıklı–halkasal akış geçişinin sınır çizgisi x_{IA} 'dadır;

$$x_{IA} = \left\{ \left[0,2914 \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{-1/1,75} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{-1/7} \right] + 1 \right\}^{-1} \quad (3.12)$$



Şekil 3.6. Dairesel bir boru içinde kesitsel ve çevresel kısımlar (John,2004)

Şekil 3.6 akışın geometrik boyutlarını göstermektedir. Şekilde P_L borunun ıslak çevresinin çevresini, P_G sadece buhar ile temasta olan kuru çevresinin çevresini, h tamamen katmanlı sıvı tabakasının yüksekliğini ve P_i ise faz arayüzey uzunluğunu temsil etmektedir. A_L ve A_G kesit alanlarını göstermektedir. d_i boru iç çapı ile altı adet boyutsuz parametre tanımlanabilir;

$$h_{Ld} = \frac{h}{d_i}, P_{Ld} = \frac{P_L}{d_i}, P_{Gd} = \frac{P_G}{d_i}, P_{id} = \frac{P_i}{d_i}, A_{Ld} = \frac{A_L}{d_i^2}, A_{Gd} = \frac{A_G}{d_i^2} \quad (3.13)$$

$h_{Ld} \leq 0,5$ için;

$$P_{Ld} = \left(8(h_{Ld})^{0,5} - 2(h_{Ld}(1-h_{Ld}))^{0,5}\right)/3, P_{Gd} = \pi - P_{Ld} \quad (3.14)$$

$$A_{Ld} = \left(12(h_{Ld}(1-h_{Ld}))^{0,5} + 8(h_{Ld})^{0,5}\right)h_{Ld}/15, A_{Gd} = \frac{\pi}{4} - A_{Ld} \quad (3.15)$$

$h_{Ld} > 0,5$ için,

$$P_{Gd} = \left(8(1-h_{Ld})^{0,5} - 2(h_{Ld}(1-h_{Ld}))^{0,5}\right)/3, P_{Ld} = \pi - P_{Gd} \quad (3.16)$$

$$A_{Gd} = \left(12(h_{Ld}(1-h_{Ld}))^{0,5} + 8(1-h_{Ld})^{0,5}\right)(1-h_{Ld})/15, A_{Ld} = \frac{\pi}{4} - A_{Gd} \quad (3.17)$$

$0 \leq h_{Ld} \leq 1$ için;

$$P_{id} = 2(h_{Ld}(1-h_{Ld}))^{0,5} \quad (3.18)$$

h bilinmiyorsa, referans sıvı seviyesi, h_{Ld} 'yi hesaplamak için bir iteratif metot kullanmak gereklidir;

$$X^2_u = \left[\left(\frac{P_{Gd} + P_{id}}{\pi} \right)^{1/4} \left(\frac{\pi^2}{64A^2_{Gd}} \right) \left(\frac{P_{Gd} + P_{id}}{A_{Gd}} + \frac{P_{id}}{A_{id}} \right) \right] \left(\frac{\pi}{P_{Ld}} \right)^{1/4} \left(\frac{64A^3_{Ld}}{\pi^2 P_{Ld}} \right) \quad (3.19)$$

Artık, referans sıvı seviyesi, h_{Ld} bilinmektedir. (3.14) – (3.18) arasındaki eşitliklerden boyutsuz değişkenler ve (3.1) – (3.12) arasındaki eşitliklerden de yeni akış rejim haritası için geçiş eğrileri hesaplanır.

Bu akış rejim haritası beş soğutkanın veri tabanından yararlanılarak geliştirilmiştir. Bunlar; iki ayrı akışkan (R-134a ve R-123), iki yakın-azeotropik karışım (R-402A ve R-404A) ve tek azeotropik karışım (R-502). Yapılan testlerde kütleli akış hızları $100 - 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$, kuruluk dereceleri $0,04 - 1$, ısı akıları $440 - 36500 \text{ W/m}^2$, doyma basınçları $0,112 - 0,888 \text{ Mpa}$, Weber sayıları $1,1 - 234,5$ ve sıvı Froude sayıları da $0,037 - 1,36$ aralıklarında değişim göstermektedir. Kattan – Thome – Favrat akış rejim haritası bu akış rejim verilerini %96,2 oranında desteklemiştir.

Zürcher, Thome ve Favrat (1998) ilave olarak, zeotropik soğutkan karışımı R-407C için giriş doyma basıncı $0,645 \text{ Mpa}$ 'da iki fazlı akış rejim gözlemleri elde etmişlerdir. Bu harita da yeni akış rejim verilerini desteklemektedir. Zürcher, Thome ve Favrat (1999) ayrıca amonyak için de 14 mm çapında gözetleme camı ile iki fazlı akış rejimlerini elde etmişlerdir. Burada kütleli hızları $20 - 140 \text{ kg/m}^2\text{s}$, kuruluk dereceleri $0,01 - 0,99$ ve ısı akıları $5000 - 58000 \text{ W/m}^2$ arasında değişen aralıklar için veriler toplanmıştır. Hepsinde doyma sıcaklığı $4 \text{ }^\circ\text{C}$ ve doyma basıncı $0,497 \text{ Mpa}$ 'dır. Bu nedenle, kütleli hız aralık başlangıcı $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 'den $20 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 'ye düşürülmüştür. Özellikle, gözlenen geçiş eğrisi \dot{m}_{strat} çok düşüktür ve eşitlik (3.4) +20x eklenerek deneysel olarak düzeltilmiştir.

$$\dot{m}_{strat} = \left\{ \frac{(226,3)^2 A_{Ld} A^2_{Gd} \rho_G (\rho_L - \rho_G) \mu_L g}{x^2 (1-x) \pi^3} \right\}^{1/3} + 20x \quad (3.20)$$

burada \dot{m}_{strat} $\text{kg/m}^2\text{s}$ cinsindedir. Katmanlı-dalgalı akıştan halkasal akışa yüksek kuruluk derecelerinde geçeceğine ölçülen kuruluk derecesi beklenenden çok daha

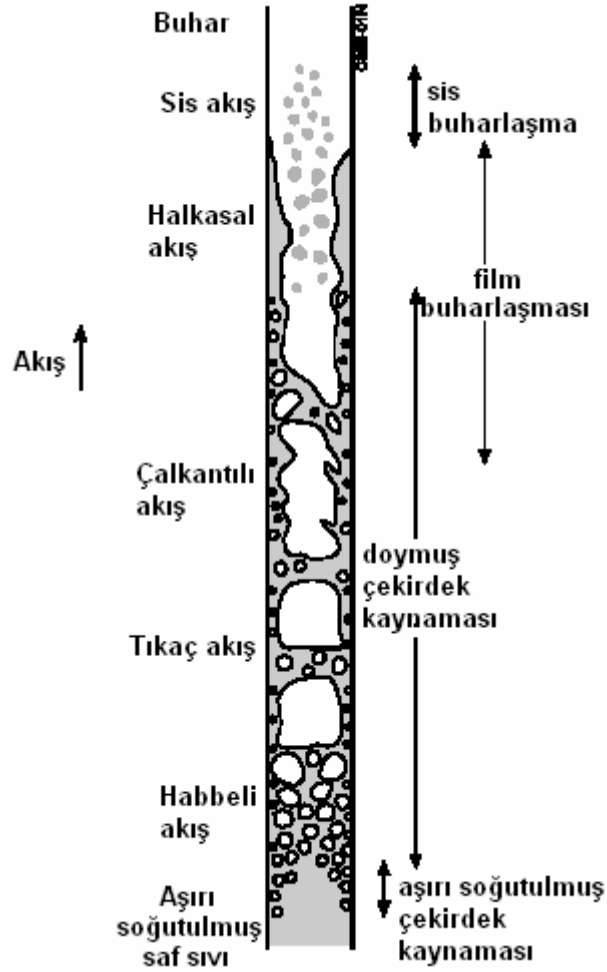
yüksek çıkmıştır. Bu yüzden, yüksek kuruluk derecelerinde geçiş sınırı için eksponansiyel faktörlü deneysel bir terim eklenmiştir. Bu (3.11) eşitliğine yapılan ekleme ile oluşan yeni eşitlik aşağıdaki gibidir;

$$\dot{m}_{wavy(new)} = \dot{m}_{wavy} - 75e^{-\left(\frac{(x^2-0,97)^2}{x(1-x)}\right)} \quad (3.21)$$

burada kütle hızının birimi $\text{kg/m}^2\text{s}$ 'dir.

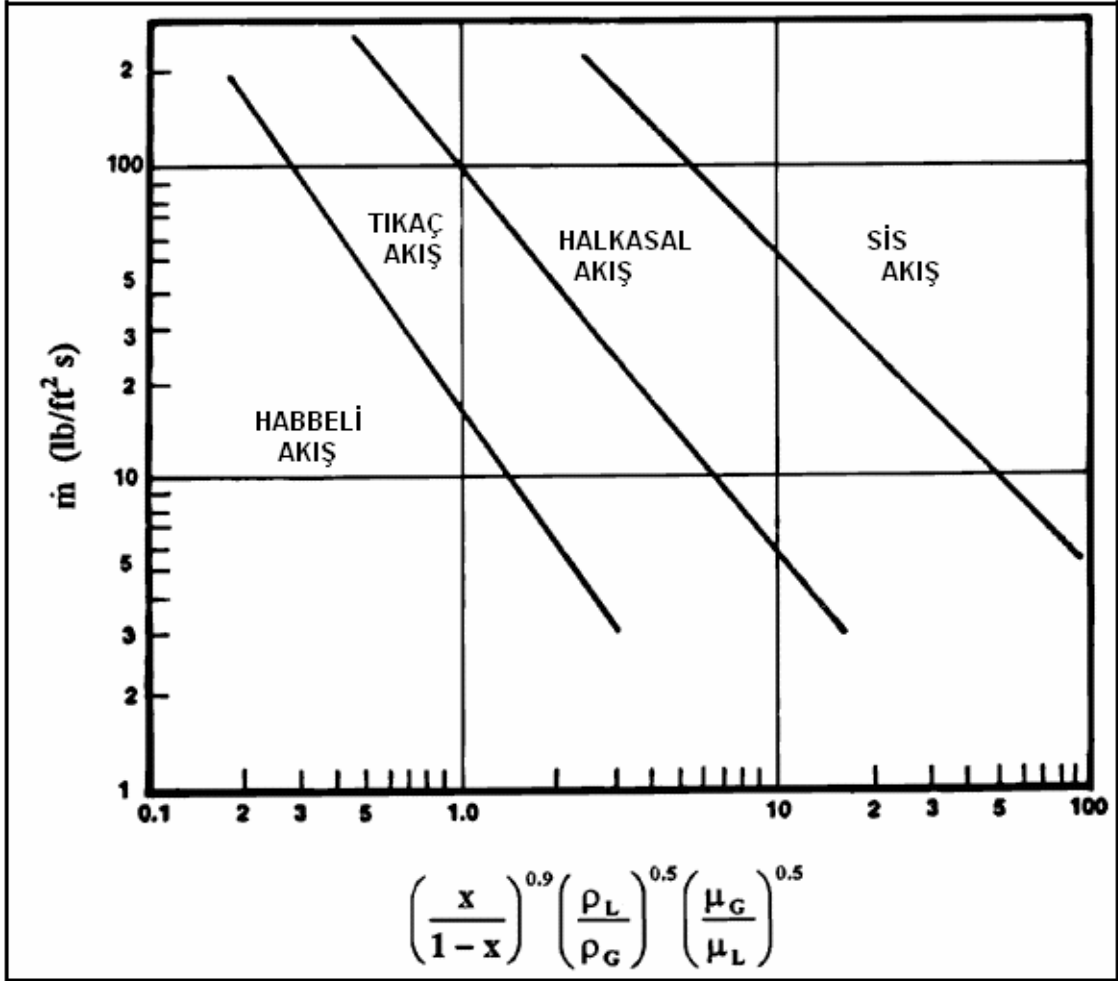
4.4 Dikey Borular İçinde Buharlaşma için Akış Rejim Haritaları

Yukarı yönde dikey akış için, Şekil 3.7'te bir buharlaştırıcı borusunun girişinden çıkışına kadar karşılaşılabilecek akış rejimlerinin tipik sıralanışı gösterilmiştir. Akış şekilleri tipik olarak, boru içinde, girişte çekirdek kaynaması (nucleate boiling) başlaması sonrasında habeli akış rejiminin oluşmasıyla başlar. Bu çekirdek kaynaması, borunun subcooled (Eğer mevcut basınç için sıvının sıcaklığı doyma sıcaklığından düşükse veya sıkıştırılmış sıvı ise bu sıvı subcooled liquid adını alır.) bölgesinde başlayabilir. Bu bölgede kabarcıklar ısıtılmış boru çeperi üzerindeki kızgın termal sınır tabaka içinde çekirdeklenir. Fakat subcooled merkezinde kabarcıkların yoğuşmaya eğilimi vardır. Çekirdek kaynamasının başlaması, girişte subcooled ve düşük ısı akışı durumunda yerel kuruluk derecelerinin sıfırdan büyük olmasını da geciktirebilir. Habeli akıştan sonra tıkaç akış rejimi başlar ve sonrasında sıvı halkasal filme sahip halkasal akış rejimi bunu takip eder. Halkasal film en sonunda tamamen kurur ya da arayüzey buhar kesmesi tarafından kesilir ve halkasal akış rejimi yerini sis akış rejimi alır.



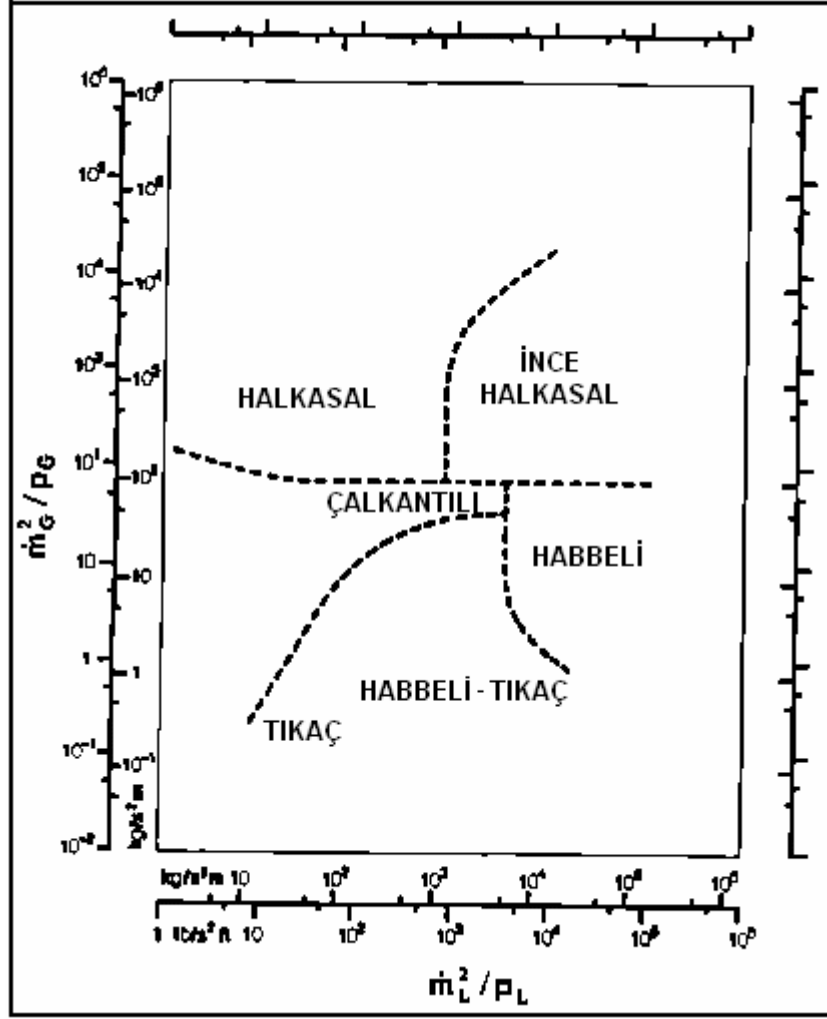
Şekil 3.7. Dikey bir buharlaştırıcı borusu içindeki akış rejimleri (Faghri and Zhang, 2006)

Fair (1960) ve Hewitt ile Roberts (1969) yukarı yönde dikey akışlar için geniş bir yelpazede aktarılmış akış rejim haritalarını önermişlerdir. Akış rejim haritaları üzerindeki geçiş eğrileri laminar ve türbülanslı akışlar arası geçiş bölgeleri gibi dikkate alınmalıdır. Fair'in (1960) oluşturduğu Şekil 3.8'teki haritadan faydalanmak için ilk olarak x ekseninin değeri ve kütle hızı (burada lb/h ft^2) hesaplanmalıdır. Bu iki değer kesiştirilerek nerede akış rejiminin ne olduğu bulunabilir. Kalın, eğik çizgiler akış rejimlerinin geçişlerini göstermektedir.



Şekil 3.8 Dikey borular için Fair'in oluşturduğu iki fazlı akış rejim haritası (Fair,1960)

Hewit ve Roberts'in (1969) akış rejim haritası Şekil 3.9'da gösterilmektedir. Bu haritayı kullanabilmek için öncelikle sıvı ve buharın kütle hızlarının (\dot{m}_l ve \dot{m}_g), yerel kuruluk derecesini kullanılarak hesaplanması gerekir. Sonra x ve y eksenlerindeki değerler belirlenir ve bu iki değer harita üzerindeki kesişim noktası bu akış koşullarında akış rejiminin ne olacağını gösterir.



Şekil 3.9. Dikey borular için Hewitt ve Roberts'in oluşturduğu iki fazlı akış rejim haritası
(Hewitt ve Roberts, 1969)

BÖLÜM 4

SOĞUTMA SİSTEMİ

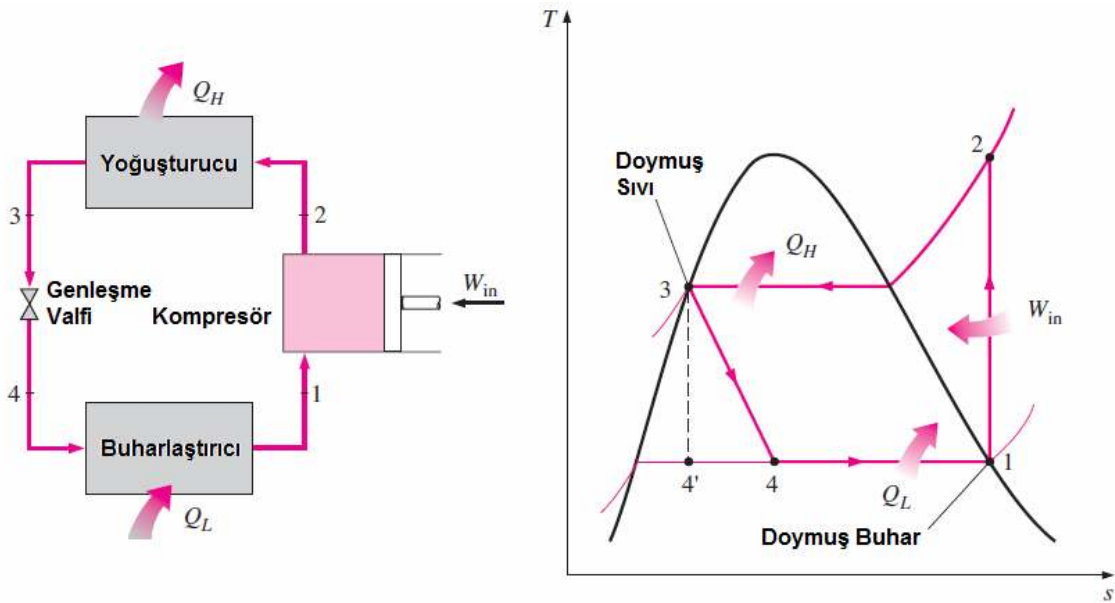
Bu bölümde, buzdolabında uygulanan gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinin ideal çevrime göre farkları verilerek, sistemde bulunan komponentlerin ayrıntılı olarak incelenmiştir. Komponentlerin çalışma prensipleri anlatılarak, sistem için ısı geçişi ve basınç düşümü hesaplamalarında kullanılan formüller verilmiştir.

4.1 İdeal Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi

Soğutma, soğutulacak maddenin kendisinden daha düşük sıcaklıktaki bir maddeyle ısı temasta bulunarak ısı atması işlemidir.

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izentropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir.

Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genişleme vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde, kuruluk derecesi düşük bir sıvı-buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar (Çengel ve Boles, 1996). İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı Şekil 4.1'de verilmiştir.



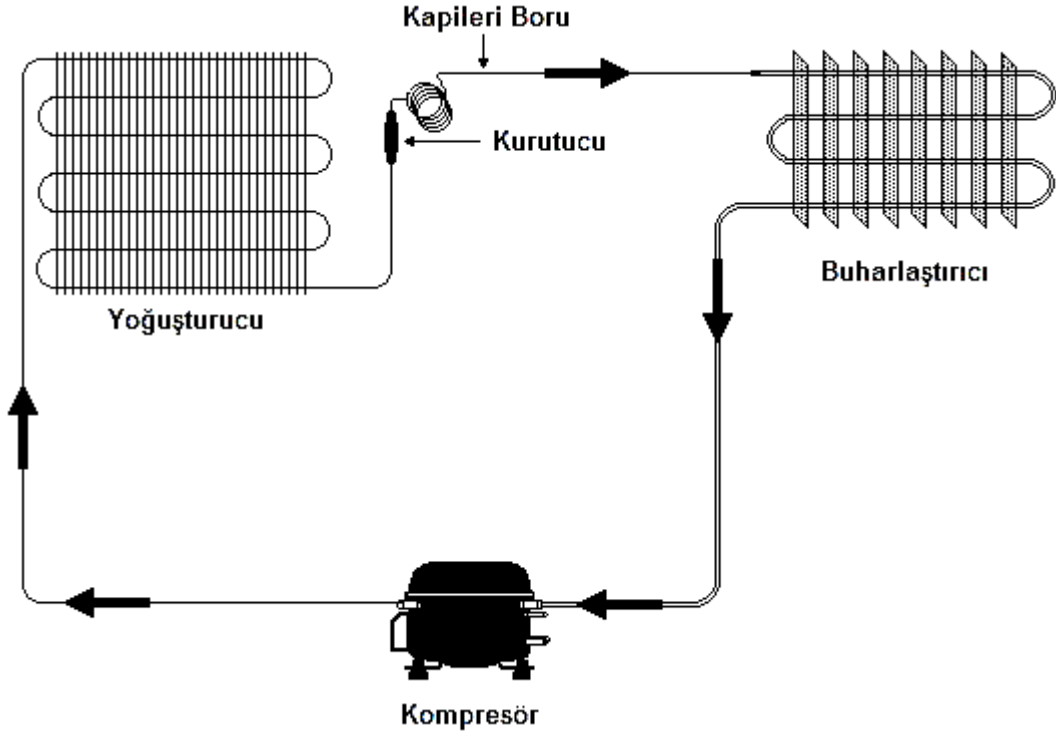
Şekil 4.1 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 1996)

4.2 Buzdolabı Soğutma Sistemi

Buzdolaplarında soğutma işlemi buharlaştırıcının kabinden ısı çekmesiyle meydana gelir. Buzdolaplarında, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi uygulanmaktadır. Bu sistemde, soğutma işlemi, hava ve sıvı sızdırmazlığı olan bir mekanizma içinde, soğutucu akışkan dolaştırılarak, birbiri üzerine tekrar eden çevrimler sayesinde sağlanır. Buzdolabı soğutma sistemi, ideal soğutma sistemiyle karşılaştırıldığında bazı farklılıklar içermektedir. Buzdolabında, genleşme aygıtı olarak kullanılan kılcal boru yardımı ile soğutucu akışkan buharlaştırıcı basıncına düşürülür. Kılcal boru buharlaştırıcıya ulaşana kadar, buharlaştırıcı dönüş borusuyla temas halinde bulunarak kapileri-dönüş borusu ısı değiştiricisini oluşturmaktadır. Bu ısı değiştirici, genişlemenin adyabatik duruma yakın şartlarda gerçekleşmesine katkıda bulunur. Buzdolabında gerçekleşen soğutma çevrimi Şekil 4.2'de verilmiştir.

Buzdolabının çalıştırılmasıyla birlikte, kompresör ilk harekete geçince, molekülleri alçak basınç devresinden yüksek basınç devresine fazla güçlük çekmeden hareket ettirir, bu esnada molekül hareketlerinin hızı pek fazla değildir. Buhar halindeki soğutucu akışkan, kompresör pistonunun her defasında molekülleri artan bir basınca karşı itmesiyle, moleküller birbirine gittikçe artan bir hızla çarpırlar. Gazın sıcaklık

derecesinin artma sebebi budur. Moleküllerin sıcaklığı, yoğuşturucuyu saran havanın sıcaklığından daha yüksek bir dereceye ulaşmaya kadar, moleküllerin hızları yükselmeye ve dolayısıyla basınç ve sıcaklık derecesi de artmaya devam eder.



Şekil 4.2 Buzdolabı soğutma çevrimi

Kompresörden ısı alan soğutucu akışkan buharı, kompresör tarafından sıkıştırılarak yoğuşturucuya basılır. Kompresörün pompalayabileceği kadar çok miktarda buhar molekülü, yoğuşturucuda artmaya devam eder. Sıkıştırılan soğutkan buharının basıncı 13,9 ile 14,8 atm mertebelerine, sıcaklığı ise ortam ve çalıştırma şartlarına bağlı olarak 75-82°C sıcaklık değerlerine kadar ulaşabilir. Bu sıcaklık, yoğuşturucunun bulunduğu ortam sıcaklığından daha yüksek olduğu zaman, yoğuşturucudan havaya doğru ısı akışı başlar. Bu akış, soğutkanın yoğuşarak sıvı hale geçmesine sebep olur. Tamamen sıvı hale geçen soğutkan, kurutucudan (drayer) geçerek sistemi tıkayabilecek yabancı maddelerin süzülmesi ve akışkan içindeki rutubetin alınması sağlanır. Kurutucu çıkışında buharlaştırıcıya kadar uzanan kılcal (kapileri) boru bulunmaktadır. Kılcal boru, kompresörün çalışması sırasında yüksek

basınç ve alçak basınç devreleri arasında basınç farkı meydana getirir. Soğutucu akışkanın basıncını düşürerek buharlaştırıcıya gönderir. Soğutucu akışkan, buharlaştırıcıda önceden belirlenen düşük sıcaklık derecesine ve sistemdeki soğutkanın cinsine bağlı olarak 0,68 ile 0,44 atm değerleri arasındaki alçak basınç altında buharlaşır. Basınç azaldıkça soğutucu akışkanın kaynama ya da buharlaşma sıcaklığı düşer. Soğutkan gizli ısı yüklü olarak dönüş borusundan geçerek kompresöre buhar halinde girer. Buharlaştırıcı yüzeyinde bulunan termostat, önceden seçilen sıcaklığa (cut out) ulaştığında kompresöre giden elektrik akımını keserek kompresörü durdurur.

Kompresörün durmasıyla yüksek basınçtan ve alçak basınç devresine doğru kapileri üzerinden başlayan akış, iki devrenin basınçları eşitlenene kadar devam eder. Termostat buharlaştırıcı yüzey sıcaklığının, cut-in (buzdolabın çalışma sıcaklığı) sıcaklığının üzerine çıktığını hissettiğinde kompresörün çalıştırarak çevrimlerin devam etmesini sağlar.

Çevrimi oluşturan soğutma sistemi komponentleri ayrıntılı olarak tanımlanmıştır.

4.2.1 Kompresör

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde, soğutma sisteminin performansını ve güvenliğini en çok etkileyen bileşen olan kompresör, buharlaştırıcıdaki akışkan buharını emerek, buharlaştırıcıya giren sıvı akışkanın buharlaşmasını sağlar ve ayrıca, buharlaştırıcı içindeki basıncı atmosfer basıncı altına düşürerek akışkanın kaynama noktasının yükselmemesini sağlar.

Ev tipi buzdolaplarında kullanılan pistonlu (reciprocating) kompresörler krank mekanizmalarının yüksek güvenilirliği, nispeten düşük ses seviyeleri ve düşük maliyetleri nedeniyle, yaygın olarak kullanılmaktadır.

Kompresör içindeki parçaların oluşturduğu ana gruplar :

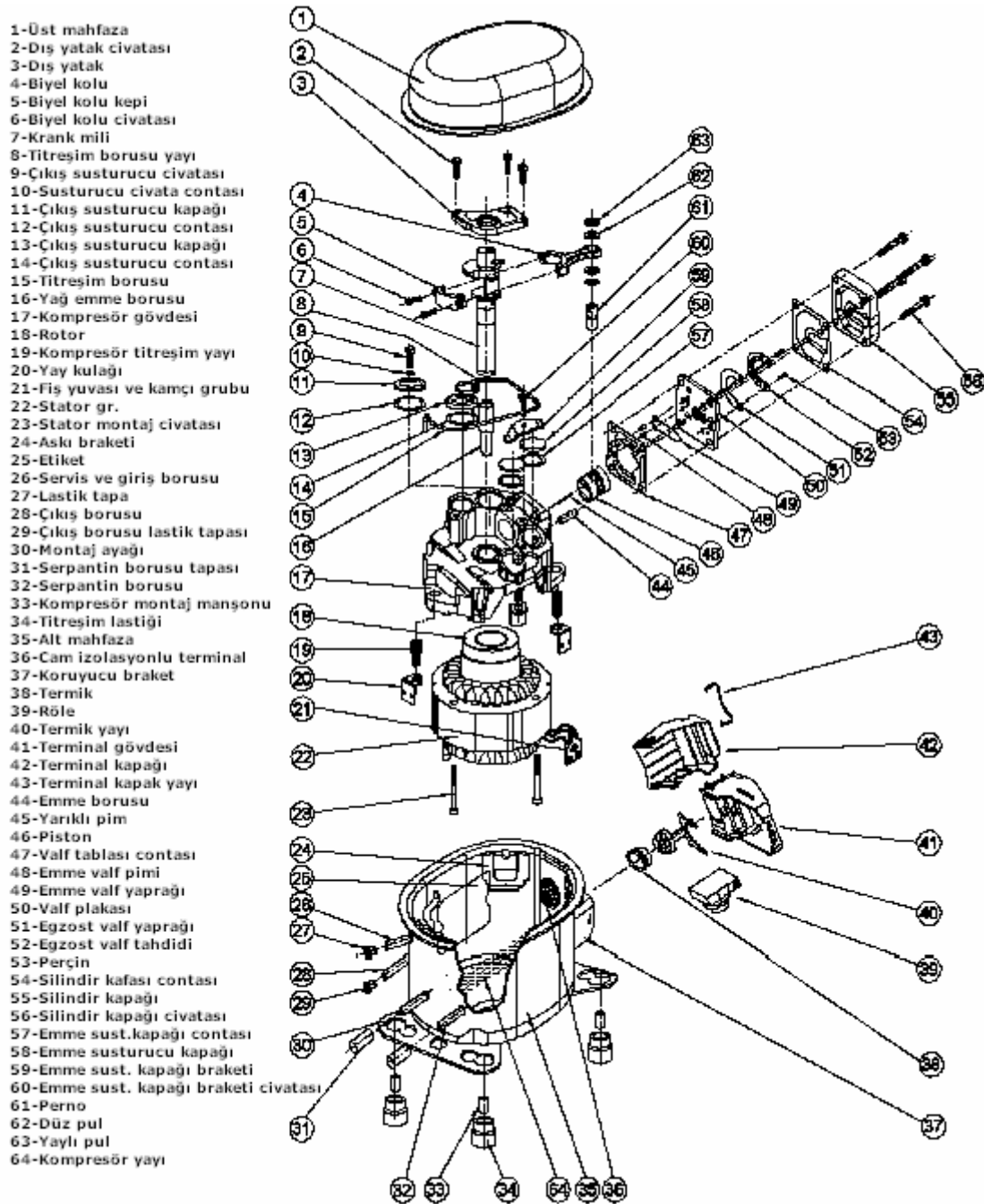
Kit grubu: Gövde, krank, biyel, piston, valf tablası, emme ve egzoz valfleri, silindir kafası, susturucu gibi parçaların bulunduğu gruptur. Sıkıştırma işleminin gerçekleştiği

silindir, gövde adı verilen bir yapının içine işlenerek oluşturulmaktadır. Silindirin bir tarafı valf tablası diğer tarafı ise piston tarafından kapatılmaktadır. Piston, hareketini bir krank-biyel mekanizması ile sağlamaktadır. Elektrik motorunun rotor kısmına bağlı olan krank, dönel bir hareket yapmaktadır. Krankın bu hareketi, biyel kolu tarafından pistonun öteleme hareketine dönüştürülmektedir. Silindirin diğer yüzünü kapatan valf tablası üzerinde ise, silindir içine soğutkan giriş ve çıkışını sağlayan emme ve egzoz portları bulunmaktadır.

Elektromotor grubu: Kit grubunu hareket ettirmek için gerekli mekanik gücü elektrik gücünden çeviren sistemdir. Şebekeden beslenen gerilim ile stator sargılarında indüklenen manyetik moment kranka sıkı geçme monte edilen motorun diğer parçası rotoru harekete geçirir ve bu şekilde krank-biyel mekanizması harekete geçer. Motorun asıl görevi olan elektriksel gücün mekanik harekete çevrilmesi bu şekilde gerçekleşir.

Yay sistemi: Yay sistemi gövde üzerinde birleşen tüm parçaların(kit ve motor grubu) mahfazaya monte edilmesinde kullanılır. Ayrıca kit grubundaki hareketli parçaların oluşturduğu titreşimlerin mahfazaya ve buzdolabı sistemine iletimini azaltmak için de sönümleme işlevi görür.

Mahfaza: Yukarıda belirtilen grupların sabitlendiği, dış ortamdan sızdırmaz bir şekilde ayrılmayı sağlayan yapıdır. Bir diğer önemli görevi, çalışma anında hareketli parçalar nedeni ile oluşan ve yay sistemi vasıtası ile sönümlenerek kendisine ulasan titreşimi daha da sönümleyerek buzdolabı sistemine olabildiğince az iletmeğidir. Örnek bir pistonlu kompresöre ait patlatılmış resim Şekil 4.3'te verilmiştir.



Şekil 4.3. Örnek bir kompresöre ait patlatılmış resim (Oğuz, 2006).

Pistonlu kompresörlerde, silindir içerisinde gerçekleşen termodinamik çevrim 4 alt işlem ile tanımlanmaktadır.

Sıkıştırma: Silindir içine emilen düşük basınçlı gazın piston alt ölü noktadan giderken (silindir hacmi azalırken) basıncı artırılır. Sıkıştırma işi silindir içindeki basınç egzoz manifoldundaki basınca eşitlenip egzoz valfi açılana kadar devam eder.

Egzoz: Silindir içindeki basınç egzoz manifoldundaki basınçtan fazla olunca egzoz valfi açılır ve egzoz işlemi başlar, silindir içindeki gaz boşaltılıp silindir ve egzoz manifoldu basınçları eşitlenince (valf kapanınca) egzoz işlemi biter.

Geri genleşme: Silindir içindeki ölü hacim bölgesinde kalan ve egzoz edilemeyen yüksek basınçlı gaz, egzoz valfi kapandıktan sonra silindir içinde emme valfi açılana kadar genişir.

Emme: Piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya giderken (silindir hacmi artarken) emme manifoldundaki basınç silindir içindeki basınçtan fazla olur ve emme valfi açılarak emme işi başlar. Piston alt ölü noktaya geldiğinde gaz ile dolan silindirin basıncı emme manifold basıncına eşit olur ve emme valfi kapanarak emme işi tamamlanır.

İdeal soğutma çevrimi için performans katsayısı (COP), soğutulmak istenen ortamdan çekilen ısının kompresörü çalıştırmak için gereken güce oranı olarak tanımlanmaktadır (Çengel and Boles, 2000).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{W}_{komp}} \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{soğ} (h_{buh,cik} - h_{buh,gir}) \quad (4.2)$$

$$\dot{W} = \dot{m}_{soğ} (h_{komp,cik} - h_{komp,gir}) \quad (4.3)$$

Burada, \dot{Q}_{buh} , buharlaştırıcının ısı kapasitesi, \dot{W}_{komp} , kompresörün yaptığı işi ve h , entalpiyi göstermektedir.

Kompresörün basabileceği maksimum debi; soğutkanın kompresör giriş sıcaklığındaki yoğunluğunun bilinmesiyle bulunabilir.

$$\dot{m}_{ideal} = \rho_{komp,g} V_{sil} f \quad (4.4)$$

\dot{m}_{ideal} , kompresörün çıkışındaki termodinamik özelliklerden hesaplanabilen ideal debi, $\rho_{komp,g}$ kompresör girişindeki soğutkan yoğunluğu, V_{sil} strok hacmi, f kompresör çalışma frekansını gösterir.

Debimetre ile ölçülen soğutkan debisinin $\dot{m}_{soğ}$ kompresör giriş sıcaklığındaki soğutkanın yoğunluğuna bölünmesi ile hacimsel debi \dot{V} elde edilmektedir.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{soğ}}{\rho_{komp,g}} \quad (4.5)$$

Kalorimetrik deneylerden elde edilen sonuçlar ile Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi bünyesinde kullanılan Minitab programında gerçekleştirilen regresyon analizi sayesinde soğutucu akışkan debisinin buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına bağlı fonksiyonunda kullanılacak olan debi katsayıları belirlenmiştir. Soğutucu akışkan toplam debisi için kullanılan buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına bağlı eşitlik Denklem 4.6'da verilmiştir.

$$\dot{m}_{soğ} = (c_1 + c_2 T_{buh} + c_3 T_{buh}^2) + (c_4 + c_5 T_{buh} + c_6 T_{buh}^2) T_{yoğ} + (c_7 + c_8 T_{buh} + c_9 T_{buh}^2) T_{yoğ}^2 \quad (4.6)$$

$$C_1 = 8,993 \quad C_2 = 0,627 \quad C_3 = 0,011 \quad C_4 = -0,328 \quad C_5 = -0,025$$

$$C_6 = -0,00048 \quad C_7 = 0,0035 \quad C_8 = 0,00027 \quad C_9 = 0,00006$$

Kompresörlerde gerçek debi ile ideal debi \dot{m}_{ideal} arasındaki debi farklılığı hacimsel verimlilik η_v ile tanımlanmaktadır. Kompresörlerdeki termodinamik kayıplar nedeniyle, kütleli debi silindirin tutabileceği debiden düşük olduğu görülmektedir.

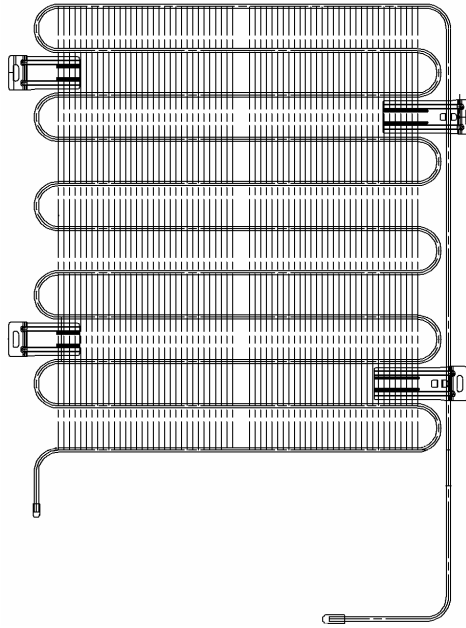
$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{soğ}}{\dot{m}_{ideal}} \quad (4.7)$$

4.2.2 Yoğuşturucu

Yoğuşturucu ev tipi buzdolaplarının önemli bir komponentidir ve tasarımının sistemin performansı üzerine oldukça önemli etkileri vardır. Yoğuşturucu, kızgın haldeki gazın ısını atarak yoğuşmasını ve sıvı hale gelmesini sağlar. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda yüklenmiş olduğu ısı, yoğuşturucuda dışarı atılarak yeniden ısı alabilecek bir hale (sıvı hal) getirilir.

Küçük ve orta boyutlu ev tipi buzdolaplarında genellikle iki tip yoğuşturucu kullanılır. Birinci tip, kabin dışına yerleştirilen yoğuşturucu boruları üzerine tellerin kaynak yapıldığı “arka duvar yoğuşturucu” olarak da anılan ısı transferinin doğal taşınımıyla sağlandığı yoğuşturucudur. İkinci tipte ise yoğuşturucu, kabin dibine yerleştirilen fan yardımıyla zorlanmış taşınımıyla soğutulan “sargı (coil) yoğuşturucu” olarak adlandırılan yoğuşturucudur.

Çalışmada kullanılan derin dondurucu dolapta bulunan yoğuşturucu “arka duvar yoğuşturucu”dur ve Şekil 4.4’te gösterilmiştir. Dış tarafında havayla temas eden yoğuşturucuda doğal taşınım meydana gelirken, genel akış şartları düşünüldüğünde, akışkan tarafında ise akış sıkıştırılmış sıvı, iki faz, kızgın buhar olmak üzere ayrılmaktadır.



Şekil 4.4 Arka duvar yoğuşturucu

Yoğuşturucu tasarımlarında ele alınan geometrik parametreler aşağıdaki gibi sıralanabilir.

$$\text{Toplam boru uzunluğu : } L = n_t \left(W + \pi \frac{S_t}{2} \right) + H \quad (4.8)$$

$$\text{Boru iç yüzey alanı: } A_i = \pi d_i L \quad (4.9)$$

$$\text{Boru kesit alanı: } A_c = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (4.10)$$

$$\text{Boru dış yüzey alanı: } A_o = \pi d_o L \quad (4.11)$$

$$\text{Tel yüzey alanı: } A_w = n_w \pi d_w H_w \quad (4.12)$$

$$\text{Yoğuşturucu toplam yüzey alanı: } A_t = A_o + A_w \quad (4.13)$$

formülleriyle belirtilir. Soğutucu akışkan ve hava taraflarına ait çalışma koşulları, akışkanların malzemelerin termofiziksel özellikleri belirli olan bir yoğuşturucunun, sürekli rejimdeki, toplam ısıl geçirgenliği (UA) ve ısı kapasitesini belirlemeye yaramaktadır.

Soğutucu akışkanla hava arasındaki ısı geçişi,

$$Q = UA(T_c - T_o) \quad (4.14)$$

şeklinde yazılabilir. Burada T_c soğutkanın yoğuşma sıcaklığını, T_o ortam sıcaklığını ifade etmektedir.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k l} + \frac{1}{\eta_k h_o A_o} \quad (4.15)$$

biçiminde yazılabilir. Burada r_o , borunun dış yarıçapını, r_i , ise iç yarıçapını ifade etmektedir. Kanat verimi,

$$\eta_k = \frac{\tanh(mL)}{mL} = \frac{\tanh(m S_{tel}/2)}{m S_{tel}/2} \quad (4.16)$$

denklemleriyle ifade edilir. Burada, S_{tel} , tel uzunluğunu belirten ifadedir. Kanat parametresi ise,

$$m = \sqrt{\frac{4h_o}{k_w d_w}} \quad (4.17)$$

denklemlerle verilir. k_w , telin ısı iletim katsayısı olarak ifade edilir ve 45 W/mK alınabilir. d_w , tel çapını ifade eder.

Yoğuşturucuda ısı taşınım katsayılarını hava tarafı ve soğutucu akışkan tarafı bölümleri için ayrı ayrı inceleyelim.

Hava tarafı ısı taşınım katsayısı

Hava tarafı ısı taşınım katsayısı, taşınım ve ışınlama ısı transferini içerir.

$$h_o = h_c + h_r \quad (4.18)$$

ışınlama ısı transferi aşağıdaki formülle verilir.

$$h_r = \varepsilon_{app} \sigma \left(\frac{T_s^4 - T_{ex}^4}{T_s - T_\infty} \right) \quad (4.19)$$

Stefan-Boltzman sabiti olan σ , $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ ve ε_{app} ısı değiştiricinin ışınlama davranışını tanımlayan ısı yayınıdır. T_s , yoğuşturucu yüzey sıcaklığı, T_{ex} ise, çevre yüzeylerin sıcaklığı olarak ifade edilir.

Arka duvar kondenserde taşınım ısı transferi Tagliafico and Tanda (1997) tarafından tanımlanan korelasyon kullanılarak hesaplanabilir.

$$h_c = \frac{Nu \times k_a}{H} \quad (4.20)$$

denklemden Nusselt sayısı (Nu),

$$Nu = 0.66 \left(\frac{Ra H}{d_{t,o}} \right)^{0.25} \left\{ 1 - \left[1 - 0.45 \left(\frac{d_{t,o}}{H} \right)^{0.25} \right] \exp\left(\frac{s_w}{\phi} \right) \right\} \quad (4.21)$$

şeklinde ifade edilir ve denklemden Rayleigh sayısı,

$$Ra = \left(\frac{\beta \rho^2 c_p}{\mu k} \right)_a g (T_{t,o} - T_\infty) H^3 \quad (4.22)$$

şeklinde ifade edilir.

$$\varphi = \left(\frac{28.2}{H} \right)^{0.4} s_w^{0.9} s_t^{-1} + \left(\frac{28.2}{H} \right)^{0.8} \left[\frac{264}{(T_{t,o} - T_\infty)} \right]^{0.5} s_w^{-1.5} s_t^{-0.5} \quad (4.23)$$

H , yoğuşturucu yüksekliği, c_p , özgül ısıyı ifade eder. s_t ve s_w ise boru ve tellerin çap oranı aralığını ifade etmektedir ve denklem 4.24 ve 4.25'te verilmiştir.

$$s_t = \frac{(p_t - d_t)}{d_t} \quad (4.24)$$

$$s_w = \frac{(p_w - d_w)}{d_w} \quad (4.25)$$

p_t ve d_t sırasıyla borular arasındaki mesafeyi ve boru çapını, p_w ve d_w teller arasındaki mesafeyi ve tel çapını ifade etmektedir.

Soğutucu akışkan tarafı ısı taşınım katsayısı

Boru içinde yoğuşma sırasında, değişik akış örnekleri ortaya çıkar. Bunlar, kabarcıklı, tıkaç, dalgalı, katmanlı ve halkasal akış çeşitleridir. Genellikle, farklı ısı transfer modelleri, buhar kayma (shear) ya da yerçekimi kuvvetlerinin önemli olup olmadığına bağlı olarak ısı transfer katsayısını hesaplamak için kullanılır. Bir akıştan diğere geçiş, korelasyonun seçimine olanak vererek tahmin edilebilir. Breber et al.(1980), akış geçişlerini tahmin etmek için basit bir metot belirlemişlerdir. Wallis boyutsuz soğutkan hızı,

$$J_g^* = \frac{xG}{[gd_{i,t}\rho_g(\rho_l - \rho_v)]^{1/2}} \quad (4.26)$$

olarak tanımlanmıştır ve Lockhart-Martinelli parametresi (Lockhart ve Martinelli, 1949),

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.875} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.125} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (4.27)$$

şeklinde verilir.

Akış kriterleri aşağıdaki gibidir;

$$j_g^* > 1.5, \quad X_{tt} < 1.0 \text{ sis ve halkasal}$$

$$j_g^* < 0.5, \quad X_{tt} < 1.0 \text{ dalgalı ve katmanlı}$$

$$j_g^* < 0.5, \quad X_{tt} > 1.5 \text{ tıkaç}$$

$$j_g^* > 1.5, \quad X_{tt} < 1.5 \text{ kabarcıklı (habbeli)}$$

Tıkaç ve kabarcıklı akışları yoğunlaşmada hemen hemen hiç meydana gelmez ve dikkate alınmaz.

Cavallini ve Zecchin (1971), halkasal akış için Nusselt sayısı korelasyonu tanımlamışlardır.

$$Nu_{tp} = \frac{h_{tp} d}{k_l} = 0.05 Re_{eq}^{0.33} \quad (4.28)$$

Re_{eq} , sıvı ve buhar fazlarının Reynolds sayılarını kullanarak hesaplanan eşdeğer Reynolds sayısıdır,

$$Re_{eq} = Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} + Re_l \quad (4.29)$$

$$Re_v = \frac{Gx d}{\mu_v} \quad \text{ve} \quad Re_l = \frac{G(1-x)d}{\mu_l} \quad (4.30a, 4.30b)$$

olarak tanımlanır. μ_v ve μ_l sırasıyla buhar ve sıvı fazların viskozitelerini, ρ_v ve ρ_l ise yoğunluklarını ifade etmektedir.

Kakaç and Liu (1998) tarafından katmanlı akış için taşınım ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

$$h_m = \Omega \left[\frac{(\rho_l (\rho_l - \rho_v) g h_{fg} k_l^3)}{(d_{t,i} \mu_l \Delta T)} \right]^{0.25} \quad (4.31)$$

Jaster and Kosky, Ω katsayısının buharın boşluk oranıyla ilişkili olduğunu belirlemiş ve α_g ,

$$\Omega = 0.728 \alpha_g^{3/4} \quad (4.32)$$

$$\alpha_g = \frac{1}{1 + [(1-x)/x](\rho_v/\rho_l)^{2/3}} \quad (4.33)$$

olarak tanımlanmıştır.

İçteki ve dıştaki ısı transfer katsayılarını bulduktan sonra, temel ısı transferi, \dot{Q} Denklem (4.14) ve (4.15)'ten hesaplanır. Soğutkandan çevreye olan ısı transferi, soğutkandan borunun dış yüzeyine olan ısı transferine (kararlı durumda) eşit olmak zorundadır. Dış yüzey sıcaklığı T_o aşağıdaki denklem 4.34'ten bulunabilir.

$$T_o = T_c - \dot{Q} \left(\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k l} \right) \quad (4.34)$$

Basınç düşümü

Kondenser boyunca toplam basınç düşümü, sürtünmesel, ivmelenme, yerçekimi ve yerel basınç düşümleri (bend loss-dirsek kayıpları)dir. Tek fazlı akış için, sürtünme kaybı aşağıdaki denklemle verilir. (Mills, 1999).

$$\left(\frac{dP}{dz} \right) = -f \frac{1}{d_i} \frac{\dot{m}^2}{2\rho} \quad (4.35)$$

$$f = (0.79 \ln \text{Re}_d - 1.64)^{-2} \quad (4.36)$$

soğutkanın ivmelenmesi sırasında oluşan basınç kaybı,

$$\left(\frac{dP}{dz} \right) = \rho_\phi \dot{m}_\phi - \rho_g \dot{m}_g \quad (4.37)$$

formülüyle verilmektedir. Denklemden ρ_g ve ρ_ϕ giriş ve çıkıştaki soğutkan yoğunluğunu, \dot{m}_g ve \dot{m}_ϕ giriş ve çıkıştaki soğutkan debisini ifade etmektedir. Yerçekiminin etkisi de basınç kaybı olarak göz önüne alınmalıdır.

$$\left(\frac{dP}{dz} \right) = \pm g (\rho_{ort} - \rho_o) H \quad (4.38)$$

Burada, ρ_{ort} , soğutkanın ortalama yoğunluğunu, ρ_o , ortam havasının yoğunluğunu ve g , yerçekimi ivmesini ifade eder. Soğutkanın boru içinde akarken kesit değiştirmesi, dönmesi veya ayrılması da basınç kayıplarına neden olmaktadır. Soğutkanın hızındaki ve yönündeki değişiklikler, enerji kaybına neden olan girdapları oluşturur. Yerel kayıplar, çok kısa mesafede meydana gelmesine rağmen, akış boyunca oldukça uzun bir mesafede etkilerini sürdürür. Bu yerel kayıplar genel olarak,

$$\left(\frac{dP}{dz}\right) = \zeta \frac{\rho \dot{m}^2}{2} \quad (4.39)$$

şeklinde formüle edilir. Denklemden ζ , yerel kayıp katsayısını ifade etmektedir. Bu eşitlikte, soğutkan yoğuşturucu içinde aşağı doğru hareket ediyorsa, basınç kaybı pozitif, yukarı doğru hareket ediyorsa negatif değer olacaktır.

İki fazlı akış bölgesi, sürtünme, yerçekimi ve ivmelenme olmak üzere 3 bölüme ayrılır. Sürtünmeden kaynaklanan basınç kaybı, toplam basınç kaybının büyük bir bölümünü oluşturur. Sadece akışkanla duvar arasındaki momentum transferini değil fazlar arasındaki momentum transferini de içerir. Lockhart ve Martinelli (1949) tarafından sürtünme basınç kaybı tek fazlı akışa indirgenerek aşağıdaki denklemlerle ifade edilmiştir.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = -\phi_l^2 \left(\frac{dP}{dz}\right)_l \quad (4.40)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_l = -f_l \frac{1}{d} \frac{\dot{m}_l^2}{2\rho_l} \quad (4.41)$$

Sıvı faz debisi ve sürtünme faktörü,

$$\dot{m}_l = \dot{m}(1-x) \quad \text{ve} \quad f_l = 0.0316 \text{Re}_l^{-0.25} \quad 2400 < \text{Re} < 3 \times 10^6 \quad \text{için} \quad (4.42-4.43)$$

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{8}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \quad (4.44)$$

Yerçekimine bağlı basınç düşümü, ρ_{av} parametresinin REFPROP programı kullanılarak hesaplandığı aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_g = [\varepsilon\rho_v + (1-\varepsilon)\rho_l]g \sin \theta = \rho_{av}g \sin \theta \quad (4.45)$$

İvmelenmeden kaynaklanan basınç kaybı, her iki fazda da kondensasyon boyunca momentumun değişmesine sebep olur.

$$\Delta P_a = G^2 \left[\frac{1}{\rho_o} - \frac{1}{\rho_i} \right] \quad (4.46)$$

Tüm basınç kaybı toplamları,

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right) = G^2 \left[\frac{1}{\rho_o} - \frac{1}{\rho_i} \right] + \phi_i^2 f_l \frac{1}{d} \frac{\dot{m}_l^2}{2\rho_l} + [\varepsilon\rho_v + (1-\varepsilon)\rho_l]g \sin \theta = \rho_{av}g \sin \theta \quad (4.47)$$

olarak bulunur.

4.2.3 Kapileri (Kılcal) Boru

Kapileri boru, yoğuşturucu çıkışı ve buharlaştırıcı girişi arasında bulunan, küçük çap ve belirli uzunluğa sahip soğutma devresi elemanı olup, soğutkan basıncını, sistemin yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına azaltır ve soğutkanın akışını buharlaştırıcıya yönlendirmektedir.

Buharlaştırıcının kabinden çektiği ısı miktarının istenen düzeyde olmasını sağlamak amacıyla sistemin uygun soğutkan debisi geçişine müsade edecek basınçlar arasında çalışmasını sağlar.

Soğutkan basıncını yoğuşturucu basıncından buharlaştırıcı basıncına entalpi değerini sabit tutarak düşüren kılcal boru, bu basınç farkını soğutkan ile yüzeyi arasındaki sürtünme ve soğutkanın ivmelenmesi sonucu sağlar. Kılcal boru ortalama 2-6 m uzunluğunda ve 0,5-2 mm iç çapında olmakla birlikte birçok soğutma

uygulamasında da kompresör emme hattı ile farklı geometrilerde ısı değiştirici şeklinde konumlandırılmaktadır.

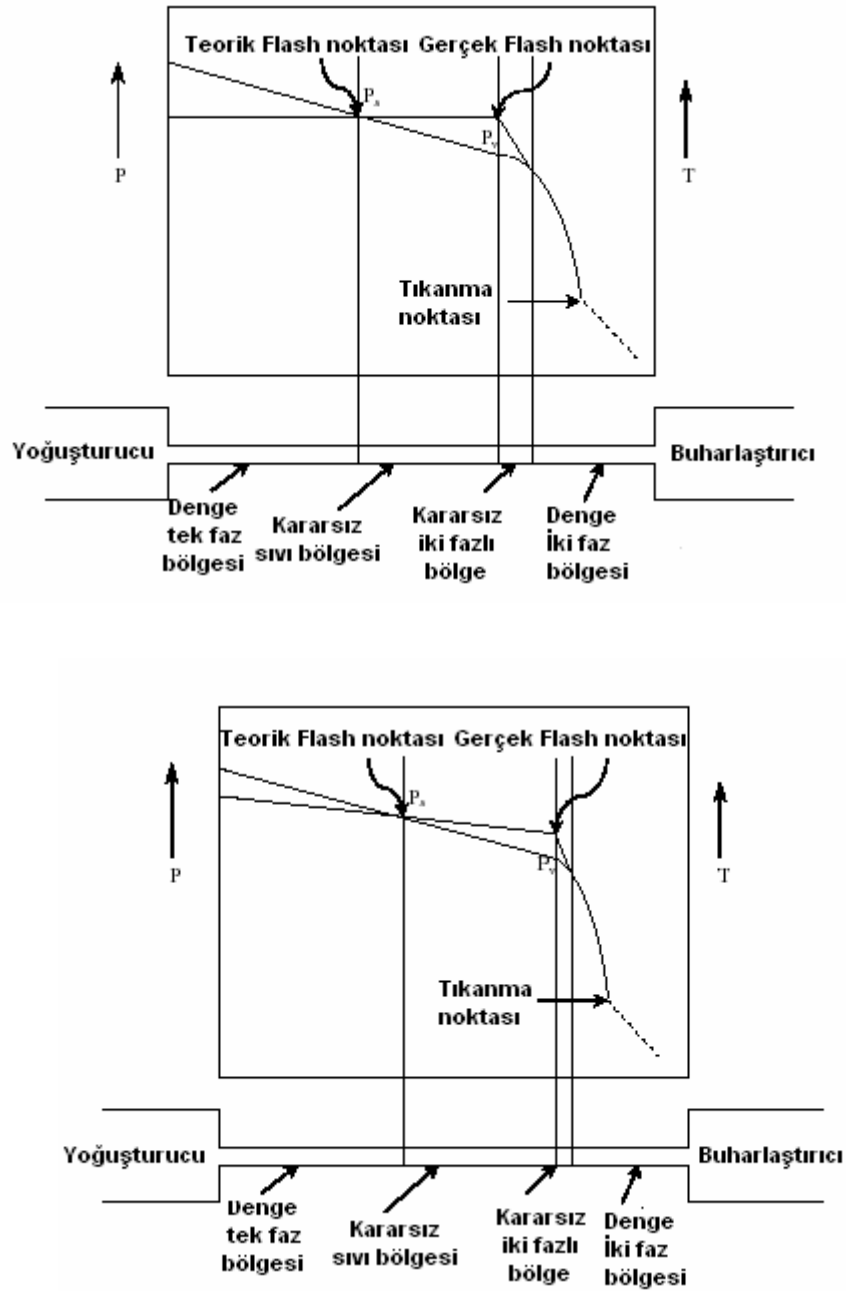
Kılcal boru giriş ve çıkış kesitlerinde soğutkan hızları arasında oransal olarak büyük bir fark olmasına rağmen hız terimi ve dolayısıyla kinetik enerji ihmal edilecek düzeylerde olmaktadır. Aynı zamanda ihmal edilebilecek düzeydeki potansiyel enerji terimi ve sıfıra eşit olan iş terimleri göz önüne alındığında kılcal boru için enerji korunumu aşağıdaki formu alır. h_1 ve h_2 sırasıyla kılcal boru giriş ve çıkış kesitlerindeki entalpi değerleridir.

$$h_1 = h_2 \quad (4.48)$$

Kılcal borudan akışkanın geçmesi sırasında akış kararsız bölge (metastable phenomenon), kritik akış, iki fazlı akış, emme hattı ile ısıl temas (suction line heat exchanger) gibi fiziksel olaylar meydana gelir. Bu bölgeler aşağıda detaylı olarak incelenecektir.

Kararsız Bölge (Metastable Phenomenon)

Soğutma sisteminde soğutkan kapileri boru boyunca aktığında, aşırı soğutulmuş sıvıdan sıvı-buhar iki fazlı karışımına dönüşür. Böyle proseslerde, akışta kararsız durum bulunur. Bunun anlamı, buharlaşmanın başlaması termodinamik doyma noktasında değil termodinamik doyma noktasından daha aşağıda meydana gelmesidir. Sonuç olarak, buharlaşma olayı gecikir ve bu yüzden kararsızlık akış meydana gelir ve bu kararsızlık “buharlaşmanın gecikmesi” olarak bilinir. Adyabatik ve diabatik durumda kapileri boruda, sıcaklık ve basınç dağılımı şekil 4.5 ve şekil 4.6’da verilmiştir. şekilden de görülebileceği gibi sıvı soğutkanın sıcaklığı kapileri boru emme hattıyla ısı transferi meydana geldiğinde sürekli olarak düşerken adyabatik kapileri tüpte sabittir.



Şekil 4.5 Diabatik kapileri boru basınç ve sıcaklık değişimleri (a) adiyabatik (b) diabatik

1993 yılında Feburie yayınladığı modelde kararsız akış bölgesini aşırı kızmış bölge (alt indis m), doymuş sıvı (alt indis l) ve doymuş buhar (alt indis g) olmak üzere üç parça halinde incelemiştir.

Toplam doymuş fazın tüm faza oranını bulmak için bir “y” değişkeni tanımlamıştır.

$$y = \frac{m_l + m_g}{m_l + m_g + m_m} \quad (4.49)$$

y diferansiyel olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir,

$$\frac{dy}{dz} = 0,02 \left(\frac{P}{A} \right) (1 - y) \left[\frac{P_{sat,l} - P}{P_c - P_{sat,l}} \right] \quad (4.50)$$

$\frac{dy}{dz}$ ifadesinin değeri 1'e yaklaştıkça aşırı kızgın sıvı kaybolur ve akış iki fazlı dengeye gelir.

Kararsız haldeki entalpi ifadesi de şöyle ifade edilir,

$$\bar{h} = x_m h_m + x_l h_l + x_g h_g = (1 - y) h_m + (y - x_g) h_l + x_g h_g \quad (4.51)$$

İki Fazlı Akış Bölgesi

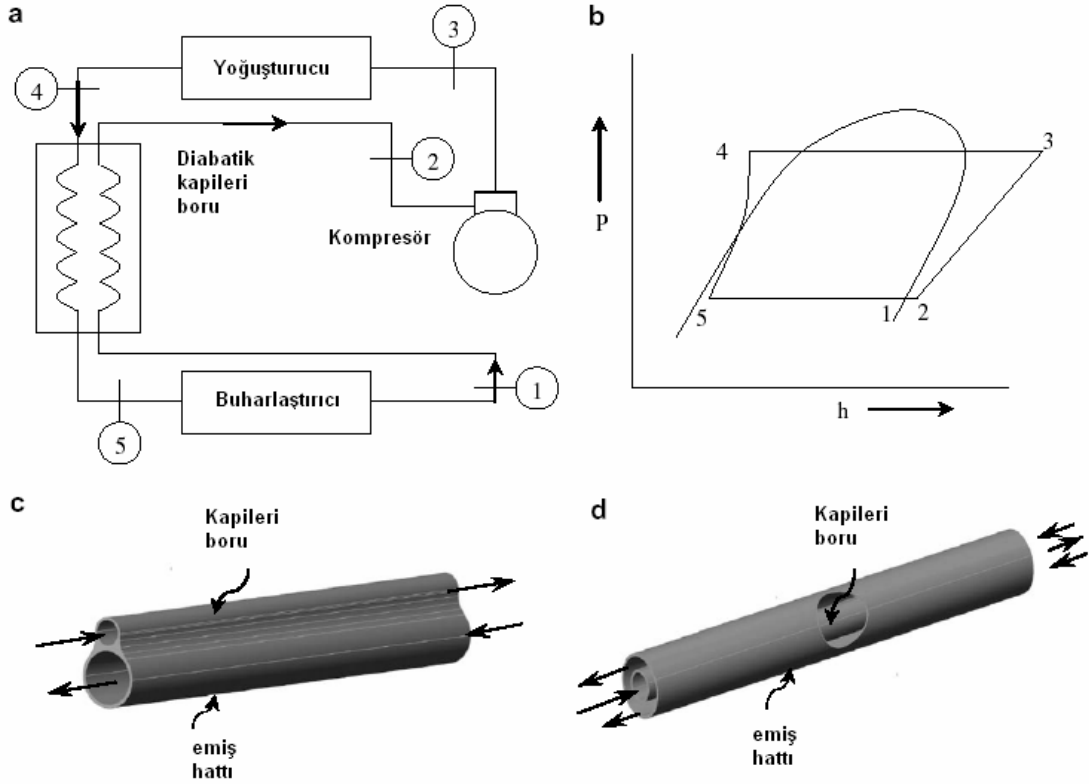
Kılcal boru içindeki, iki fazlı akışa geçiş ile birlikte buhar kabarcıkları büyüyerek ve viskozlaşarak sıvı partikülleri yırtmakta, bu şekilde akış kuruluğunu artırarak ve karakter değiştirerek buharlaştırıcıya doğru devam etmektedir. İki fazlı bölgedeki akış tamamen türbülanslı kabul edilir. Tek faza göre daha fazla basıncın düştüğü iki fazlı akış boyu basınç düşümü özellikle kılcal borunun son %20'lik kısmında gerçekleşmektedir. Kuruluğun ve buna bağlı gaz fazı kütlesinin artışı ile soğutkan kılcal boru içerisinde ivmelenmekte, gaz ve sıvı fazları birbirlerine ve tüp duvarına kayma gerilmeleri uygulamakta, bunun sonucu soğutkan yeni kuvvetler etkisinde hareketine devam etmekte, sürtünme kayıpları kuruluğa ve fazların birbirlerine göre bağlı hızlarına bağlı olarak akış boyu sürekli değişmektedir. Sürekli değişken parametrelere bağımlılığından dolayı iki fazda akışın modellenmesi ve çözümü, çalışmanın devamında görülecek farklı sayısal yaklaşımlar gerektirmektedir. İki fazlı akış toplam kılcal boru boyunun %30-40'lık bir kısmında olmaktadır ve son bölgede 0,001 mm.'de 0,7 kPa mertebesinde basınç düşümleri görülebilmektedir.

Adyabatik olmayan kapileri boru (Diabatik)

Kapileri boru, sisteme adyabatik ve diabatik olmak üzere iki şekilde yerleştirilir. Adyabatik şartlarda kapileri borunun çalışma performansını kondenser basıncı, kapileri boru girişinde soğutkanın aşırı soğuma (subcool) miktarı, evaporasyon basıncı, kapileri iç çapı, kapileri boru boyu, gibi parametreler etkilemektedir. Bu parametrelerin uygun olarak seçilmesiyle kapileri borunun sistem performansı üzerindeki etkisi artırılabilir.

Diabatik şartlarda kapileri borunun performansını, adyabatik koşullardaki parametrelere ek olarak ısı değiştiricinin çapı, boru, uzunluğu ve yerleşim bölgesi de etkilemektedir. Diabatik şartlar kapileri borunun kompresör emme hattına ısı değiştiricisi olarak monte edilmesiyle sağlanmaktadır. Soğutma sistemlerinde verimi artırmaya dönük bir uygulama olan kapileri boru kompresör dönüş hattı ısı değiştiricisi, kapileri borunun sıcak yüzeyi ile daha soğuk olan kompresör dönüş borusu yüzeyleri arasında farklı boy ve şekillerde ısıl temas sağlanması şeklinde uygulanmaktadır.

Kapileri içindeki soğutkan akışı, özellikle kapileri boru kompresöre bağlanan emme hattıyla ısıl temas halinde olduğu adyabatik olmayan durumlarda oldukça karmaşıktır. Aşırı soğutulmuş sıvı basıncındaki soğutkan adyabatik olmayan kapileri boru boyunca doyma basıncının altına düşerse, soğutkanda ani bir (buharlaşma) faz değişimi meydana gelir. Buna “flashing” adı verilir. Yani flashing akışkanın ısınarak buharlaşma olayından farklı olarak ani basınç düşümleri sonucu basıncın doyma basıncı altına düşüşü şeklinde gerçekleşen bir buharlaşma olayıdır. Bu, kapileri borudaki hem sürtünme ve hem de akışkan genişmesi nedeniyle soğutkanın basıncı düşmeye devam ederken iki fazlı akışla sonuçlanır. Bununla birlikte, emme hattıyla ısı değişimi buhar halindeki bazı soğutkanların yoğuşmasıyla sonuçlanır. Böylece soğutkan buhar kalitesi, ısı transferi ve basınç düşümü arasında bir denge açığa çıkarır ve soğutkan akış karakteristikleri bu iki faktörün toplam etkisini gösterir. Adyabatik olmayan iki fazlı akışın bu karmaşıklığı, kapileri boru akışının analizinde çok sayıda zorluğa neden olur.



Şekil 4.6 Diabatik kapileri boru (a) akış diyagramı (b) p-h diyagramı (c) bitişik (lateral) (d) Eş merkezli (concentric) (Kahn et.al, 2009)

Buzdolabı soğutma sistemlerinin gerekliliklerine göre seçilen iki borunun lehimlemeyle birleştirildiği “bitişik (lateral)” ve kapileri borunun dönüş borusunun içinden geçirildiği “eş merkezli (concentric)” konfigürasyonlarla ısıl temas sağlanmaktadır (Şekil 4.6). Bu iki geometri arasında deneysel karşılaştırma bulunmamasına rağmen Paiva vd. (1995)’nin sayısal çalışmalarında, bitişik ısı değiştiricilerinde aynı şartlarda daha yüksek performanslara ulaşılabileceği hesaplanmıştır. “Lateral” yerleşimli dönüş borusu-ısı değiştirici hattı yüzeyindeki ısının atılması için emme borusu yüzeyinin etkin bir kanat vazifesi görmesi nedeniyle, kapileri borudan atılan ısı miktarı, gaz fazındaki soğutkanla temasta olan “coaxial” yerleşimli kapileri boruya göre daha fazla olduğu ifade edilmiştir.

Sıcak sıvıdan soğuk buhara enerji transferini sağlayan ısı değiştiricisinin verimliliği, ısı değiştiricinin büyüklüğüne ve konumuna bağlıdır. Emme hattı-ısı

değiştiricisi performansı ε ile gösterilen parametreyle ifade edilir. ε değeri aşağıdaki denkleme göre hesaplanır.

$$\varepsilon = \frac{T_{vapour,out} - T_{vapour,in}}{T_{liquid,in} - T_{vapour,in}} \quad (4.52)$$

Burada, $T_{vapour,in}$ ve $T_{vapour,out}$ buhar fazının giriş ve çıkış sıcaklıklarını, $T_{liquid,in}$ ise sıvı fazın giriş sıcaklığını ifade etmektedir.

Mümkün olan maksimum ısı transferi oranı için, ısı değiştiricisinin uygulanmadığı bölge tanımlanmamaktadır. Ayrıca ısı değiştiricisi yüksek ve düşük basınç bölgelerine etki ederek de sistem performansını etkileyebilmektedir. Yoğuşturucu çıkışı ile kapileri girişi arasında uygulanan aşırı soğutma ile hem flashing (ilk buhar oluşumu) olayı geciktirilmiş olur hem de kapileri boru girişinde buhar kabarcıklarının görülme ihtimali zayıflatılmış olur. Buharlaştırıcı çıkışı ile kompresör girişi arasında uygulanan aşırı kızdırma ile de kompresör emme hattında görülebilecek terleme riski ortadan kaldırılmış olur. Isı değiştirici uygulamasının en büyük avantajlarından biri de, buharlaştırıcı boyunca daha düşük kalitede akışkan geçmesini sağlamasıdır.

4.2.4 Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı, soğutucu akışkanın içinde kaynatarak buharlaştığı ve bu yolla soğutulmak istenen ortamdan ısı çeken bir boru sarımını ya da bir yüzeyi ifade eder. Düşük basınç ve düşük sıcaklık altında kapilerden gelen soğutkan, buharlaştırıcıda kabinden fazla miktarda ısı çekerek buharlaşır. Dolabın üst tarafındaki soğumuş olan havanın yoğunluğu, dolabın alt taraflarındaki sıcak havanın yoğunluğundan fazla olduğu için, soğuk hava kabin dibine çökmeye başlar. Soğuk havanın, sıcak havanın bulunduğu yeri bu şekilde işgal etmesi sıcak havayı yukarı doğru çıkmaya zorlar. Böylece dolap içinde yukarıdan aşağıya ve aşağıdan yukarıya doğru bir hava akımı meydana gelir.

Çalışmada kullanılan dikey derin dondurucularda, borular üzerine levha monte edilerek temas yüzeyinin artırıldığı ve soğutmanın doğal taşınımıyla sağlandığı Şekil 4.7'de gösterilen levha borulu (TOS) buharlaştırıcılar kullanılmaktadır.



Şekil 4.7 Levha borulu (TOS) buharlaştırıcı

Levha borulu buharlaştırıcıda, toplam ısı geçiş performansı, soğutkan tarafı taşınımıyla ısı geçiş, buharlaştırıcı borusu iletimle ısı geçiş ve hava tarafı taşınımıyla ısı geçiş performanslarına bağlı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\frac{1}{UA_t} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L k} + \frac{1}{\eta h_o A_t} \quad (4.53)$$

Burada, r_o ve r_i , borunun dış ve iç yarıçaplarını, L , toplam boru uzunluğunu, h_i ve h_o , sıvı ve hava tarafı ısı taşınım katsayılarını, η kanat verimini ve k ısı iletim katsayısını göstermektedir. Soğutucu akışkan ve hava arasındaki ısı geçişi,

$$Q_{eva} = (hA)_{eva} (T_{frz,air} - T_{eva,surface}) = \dot{m}(h_{sh} - h_{sc}) \quad (4.54)$$

denklemlerle ifade edilir. Buharlaştırıcıya gerçekleşen ısı geçişi, buharlaştırıcının giriş ve çıkış entalpileriyle soğutkanın kütleli debisinin çarpımına eşittir.

Soğutkan tarafı ısı taşınımı için ise, çift fazlı akış korelasyonları kullanılmalıdır. Borunun iç tarafındaki buharlaşma safhasında, zorlanmış taşınım meydana gelen ısı geçişine örnek bir yaklaşım olarak Pierre korelasyonu gösterilebilir. (Lazarek, 1980)

$$h = c_1 \left(\frac{k_1}{d} \right) \left[\left(\frac{GD}{\mu} \right)^2 \left(\frac{J\Delta\Delta x_{fg}}{L} \right) \right]^n \quad (4.55)$$

c_1 katsayısı buharlaştırıcı çıkışındaki kuruluk derecesine göre değerler almaktadır.

$x_o < 0,9$ iken $c_1 = 0.0009$ ve $n = 0.5$

$x_o > 0,9$ iken $c_1 = 0.0082$ ve $n = 0.4$

Pierre korelasyonu, sabitlerin $c_1 = 0.0225$ ve $n = 0.375$ değerlerini aldıkları durumda düzenlenirse,

$$h = c_2 h_1 \left(\frac{1+x}{1-x} \right)^{1.16} \left(\frac{q}{Gh_{fg}} \right)^{0.1} \quad (4.56)$$

Burada $c_2 = 6.59$ ve h_1 Denklem (4.57)'deki gibi olmaktadır.

$$h_1 = 0.023 \left[\frac{G(1-x)D_e}{\mu_l} \right]^{0.8} \left[\frac{\mu c_p}{k} \right]_l^{0.4} \left(\frac{k_1}{D_e} \right) \quad (4.57)$$

İşlemler yapıp yerine konduktan sonra Pierre korelasyonu son halini alır.

$$h = 1.85 h_L \left[B_o 10^4 + (1/x_u)^{0.67} \right]^{0.6} \quad (4.58)$$

Burada,

$$B_o = q/G h_{fg} \quad (4.59)$$

$$h_L = 0.023 \left[\frac{GD}{\mu_l} \right]^{0.8} (\text{Pr})_l^{0.4} \left(\frac{k_l}{d} \right) \quad (4.60)$$

olarak verilmiştir. Yukarıdaki ifadelerde, $G(kg/s)$ soğutkanın kütleli debisi, x soğutkanın buharlaştırıcı girişindeki kuruluk derecesi, $q(W/m^2)$ buharlaştırıcı üzerinden geçen ısı akısı, X_{tt} ise Lockhart&Martinelli parametresini temsil etmektedir. Bu parametre akışkanın kuruluk derecesi ile sıvı buhar fazındaki özelliklerine ait oranların fonksiyonudur ve Denklem (4.61)'de tanımlanır.

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left[\frac{x}{1-x} \right]^{0.9} \left[\frac{\rho_l}{\rho_v} \right]^{0.5} \left[\frac{\mu_v}{\mu_l} \right]^{0.1} \quad (4.61)$$

Denklem (4.53)'de yer alan η kanatlı yüzeylerin verimi terimi ise, aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\eta = \eta_k \frac{A_k}{A_{top}} + \frac{A_o}{A_{top}} \quad (4.62)$$

Bu ifadede, $A_{top} = A_k + A_o$ ve η_k kanat etkinliği olmak üzere,

$$\eta_k = \frac{\tanh(mL)}{mL} = \frac{\tanh(m S_{tel}/2)}{m S_{tel}/2} \quad (4.63)$$

Levha için kanat parametresi ,

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_p t_p}} \quad (4.64)$$

denklemleriyle verilir. k_p , levhanın ısı iletim katsayısı ve t_p levha kalınlığı olarak ifade edilir.

BÖLÜM 5

DENEY DÜZENEĞİ

Bu bölümde, tez çalışmasında kullanılan soğutucu düzeneği ve deneyler süresince meydana gelen değişimlerin takip edilerek kaydedilmesini ve bilgisayar ortamında analiz edilebilir hale gelmesini sağlayan veri toplama ünitesi ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Ayrıca deneysel çalışmanın doğruluğunu, ölçme cihazlarından ve deney setinin yapısından kaynaklanabilecek hataların ortaya konması açısından belirsizlik analizi yapılmıştır.

Soğutma sistemi elemanlarının seçimi, sistem tasarımının ana parçasıdır. Çalışma şartlarının değişimi ile performansları değişen bu bileşenlerin karakteristikleri sistem içindeki diğer bileşenlerin karakteristiklerine de bağlıdır. Sistemin performansı, değişen çalışma şartlarına bağlı olarak tüm bileşenlerin karşılıklı etkileşimi sonucu ortaya çıkar. Bileşen seçimi sistemin hem tasarım hem de değişen çalışma şartlarında istenilen soğutmayı sağlamasına imkân vermektedir.

Tez çalışması kapsamında, dikey derin dondurucu dolapta, soğutma kapasitesinin ve ısı geçiş performansının belirlenmesi ve sistem komponentlerinde yapılan değişikliklerin sistemin soğutma performansına etkilerinin incelenmesi amacıyla parametrik deney düzeneği oluşturulmuştur. Deney düzeneğinde, performansının inceleneceği derin dondurucu soğutucu ve akım, güç, enerji, basınç, sıcaklık gibi değerlerin okunması ve kaydedilmesini sağlayan veri toplama sistemi bulunmaktadır.

5.1 Soğutucu Düzeneği

Çalışmada, sistem komponentlerinin etkilerinin belirlenmesi amacıyla parametrik bir deney düzeneği kurulmuştur. Deneysel çalışmalarda, 240lt brüt hacme sahip 6 adet raftan oluşan doğal taşınımla soğutma sağlayan yüksek soğutma kapasiteli derin dondurucu kullanılmıştır.

Derin dondurucuda, ACC marka HTK80AA model kompresör kullanılmaktadır. Seçilen kompresör, 117 kcal/h kapasiteye ve 1,66 COP değerine sahiptir. Çalışmada kullanılan kompresör Şekil 5.1’de gösterilmiştir.



Şekil 5.1 Yüksek kapasiteli soğutucuda kullanılan kompresör

Çalışmaya konu olan derin dondurucuda, buharlaştırıcı olarak TOS buharlaştırıcı kullanılmıştır. Buharlaştırıcı, derin dondurucu kabini içerisinde hava ile temas halinde ve doğal taşınım ile ısı geçişine maruz durumdadır. Borular, üzerine kelebek patlatmayla levhaların yerleştirildiği 6 raftan oluşmaktadır. Şekil 5.2’de derin dondurucu kabini ve buharlaştırıcısı verilmiştir. Hazırlanan deney düzeneğine esas teşkil eden yüksek soğutma kapasiteli derin dondurucunun iç bölmesi, buharlaştırıcının kendisi rafları oluşturacak şekildedir. Fan kullanmadan düşük sıcaklıkların elde edilebilmesi için buharlaştırıcı yüzeyleriyle temas halinde olunması gerekmektedir. Birinci ve ikinci raflarda “flap” adı verilen ve öne doğru açılan kapaklar bulunmaktadır. Diğer raflarda ise çeşitli boyutta çekmeceler kullanılmaktadır. Deneyler gerçekleştirilirken, gerçek hava dolaşımının sağlanması ve ölçüm aletlerinin yerleşiminde problem oluşturması nedeniyle, derin dondurucuda kullanılan kapaklar ve çekmeceler buzdolabının içerisinden çıkartılmaktadır.



Şekil 5.2 Derin dondurucu kabini ve plaka borulu (TOS) buharlaştırıcı

Sistemde tel ve boru (WOT-wire on tube) tipindeki doğal taşınımlı kondenser kullanılmıştır. Yoğuşturucu pas aralıkları 50 mm olan 24 pas çelik borudan oluşmaktadır ve derin dondurucunun arka yüzeyine sabitlenmiştir. Yoğuşturucudaki yüksek basıncı buharlaşma basıncına düşürmek için kullanılan kapileri boru, bakırdan yapılmış olup 0,66x1900 mm iç çap ve uzunluğa sahiptir. Sistemde soğutkan olarak 48 gr R600a gazı kullanılmıştır.

Derin dondurucuda soğutma sisteminin kontrolü mekanik termostat ile yapılmaktadır. Mekanik termostat, sistemdeki sıcaklığı bulb sayesinde hissedebilen ve sıcaklık değişimi ile genişip sıkışan akışkan sayesinde devreyi açıp kapatan anahtar vasıtasıyla çalışmaktadır. Yüksek soğutma kapasiteli derin dondurucuda kullanılan mekanik termostat bulbu, Şekil 5.3'te gösterildiği gibi kabin içerisinde, buharlaştırıcının

en üst rafında plaka levhaya plastik bir muhafaza içerisinde yerleştirilmiş olarak tutturulmaktadır.



Şekil 5.3 Derin dondurucuda kullanılan termostat bulbu'nun yerleşimi

5.2 Veri Toplama Ünitesi

Deney düzeneği üzerinden ölçülen güç, akım, enerji tüketimi, sıcaklık ve basınç gibi büyüklüklerde deneyler süresince meydana gelen değişimlerin takip edilerek kaydedilebilmesi ve bütün verilerin bilgisayar ortamına aktarılarak analiz edilebilir hale gelmesi için veri toplama ünitesi kurulmuştur. Veri toplama ünitesine ait resim Şekil 5.4'te sunulduğu gibidir.



Şekil 5.4 Veri toplama ünitesi

Veri toplama sisteminde, ısı çift ve basınç algılayıcılarından gelen sinyalleri toplayan ve üzerinde üç adet veri toplama kartı bulunan HP Agilent E1406A marka veri toplama cihazı, güç ve enerjinin ölçülebilmesi için güç algılayıcısı, akım ve gerilimin ölçülmesi için gerilim ve akım algılayıcıları, basınç algılayıcılarını beslemek amacıyla doğru akım (DC) güç üretici bulunmaktadır. Ünitenin dışında ise ısı çiftlerin takılabilmesi için ısı çift prizleri bulunmaktadır.

Veri toplama sisteminde, birden çok algılayıcı kullanımı nedeniyle ölçüm sapmaları doğal olarak artış göstermektedir. Kullanılmakta olan yazılım, kararlı ve doğru olarak ölçüm yapılmasına imkân verecek şekilde tasarlanmıştır. Sistemde kullanılan algılayıcılar ve ısı çiftlerden kaynaklanan ölçüm sapmaları en aza indirilebilir. Bu işlem için ilgili algılayıcıların ve ölçme kanallarının ayrı ayrı kalibrasyonları yapılır, doğru değerlerin ölçülmesi için düzeltme katsayıları hesaplanır, bu katsayılar yazılım altına kaydedilir. Veri toplama işlemi başlatılacağı anda yazılım, kullanımda olan tüm TC kanalları ve ilgili algılayıcı için önceden verilen kalibrasyon katsayısının olduğu dosyadan okuma yapar. Tüm okumalar boyunca bu standart sapma okumalara dâhil edilerek deneylerde en doğru sonucun alınması sağlanmaktadır.

Veri toplama cihazından okunan değerler HP VEE programı ile oluşturulan veri işleme programı tarafından bilgisayar ortamına taşınmaktadır. Yine aynı şekilde HP VEE ile hazırlanan veri analiz programı ile de, deney sonuçları hızlı bir şekilde işlenerek grafikler haline getirilebilmektedir.

5.2.1 Ölçüm sistemi

Sistem üzerinden okunan sıcaklık, basınç, gerilim vb değerler ilgili ölçüm aletleri yardımı ile okunan büyüklüğün cinsine göre çeşitli sinyallere dönüştürülerek okunmaktadır. Deney sisteminde sıcaklık, basınç, gerilim, akım, güç ve enerji ölçümleri yapılmıştır.

5.2.2 Sıcaklık ölçümü

Sistemde sıcaklık ölçümlerini gerçekleştirmek amacıyla ısı çiftleri kullanılmıştır. Gerçekleştirilen deneylerde; buharlaştırıcının kabininin sıcaklığını ölçmek amacıyla her rafına birer adet olacak şekilde toplam 6 adet 3” ısı çifti yerleştirilmiştir. Buharlaştırıcının raf giriş ve çıkışlarında boru yüzeylerinden de toplam 12 adet ısı çifti ile sıcaklık ölçümü alınmıştır. Böylelikle; dolabın çalışması sırasında buharlaştırıcının ısınması iyi bir şekilde gözlemlenebilmiştir. Kompresör giriş ve çıkışlarından 2 adet sıcaklık ölçümü alınmıştır. Yoğuşturucuda yoğuşmanın tamamlanıp, son geçişlerde gerçekleşen aşırı soğutmanın varlığının anlaşılabilmesi ve yorumlanabilmesi için yoğuşturucu yüzeylerinden de 3 adet ısı çifti ile sıcaklık ölçümü alınmıştır. Yoğuşturucudan çıktıktan sonra, drayer çıkışından da sıcaklık ölçülmüştür. Ayrıca yapılan enerji tüketimi deneylerinde ise, dikey derin dondurucu buzdolabına 103 kg paket yerleştirilmiştir. Her prototipte kabin içinde sıcaklık ölçümleri için farklı noktalara yerleştirilen 13 adet ölçüm paketinin merkez sıcaklıkları okunmuştur.

Isıl çiftlerin kalibrasyonu FLUKE 5500 kalibratör yardımı ile gerçekleştirilmiştir. Bu cihaz, ısı çift kanallarına istenen sıcaklığa karşılık gelen gerilim değerini yollayarak ısı çift kalibrasyonu yapabilmektedir. Gerçekleştirilen kalibrasyon sonucunda, tüm ısı çiftleri için gerekli düzeltme katsayıları elde edilmiştir. Veri toplama düzeneğindeki herhangi bir ısı çift kanalı için kalibrasyon sonunda elde edilen standart sapma sistem içerisine kayıt edilir. Veri toplama işlemi başlatılacağı anda yazılım, kullanımda olan tüm TC kanalları ve ilgili algılayıcı için önceden verilen kalibrasyon katsayısının olduğu dosyadan okuma yaparak düzeltme katsayılarının kullanılması ile verilerin hatasız olmasını sağlar.

5.2.3 Basınç Ölçümü

Sistem üzerinden basınç değerleri Bourdon Haenni marka basınç algılayıcıları ile üç noktadan yapılmaktadır (Şekil 5.5). Basınç ölçülen noktalar; kompresör çıkışı, iğne vana girişi ve iğne vana çıkışıdır. Bilindiği üzere kompresör çıkışındaki basınç yoğuşma basıncı, iğne vana çıkışındaki basınç buharlaştırıcı giriş basıncıdır.



Şekil 5.5 Bourdon Haenni marka basınç algılayıcısı

5.2.4 Güç ve enerji ölçümü

Deney düzeneğinde güç Ohio marka algılayıcı ve enerji ION marka algılayıcı vasıtası ile ölçülmektedir. Güç ve enerji algılayıcılarının kalibrasyonu da yine FLUKE 5500 kalibratör ile gerçekleştirilmiştir. Sistemin çalışma şartları göz önüne alınarak oluşturulan kalibrasyon ölçeği içerisinde uygun aralıklarla cihaza gönderilen güç ve enerji değerlerinin referanstan olan sapması belirlenerek kalibrasyon eğrisi oluşturulmuştur.

5.2.5 Gerilim ve akım ölçümü

Parametrik deney düzeneğinde, gerilim ve akım büyüklüklerinin ölçümü, şebeke geriliminde meydana gelebilecek dalgalanmaların tespit edilerek, dalgalanmaların bulunmadığı aralıktaki deney sonuçlarının dikkate alınmasını sağlamak amacıyla Ohio marka gerilim ve akım algılayıcıları ile yapılmıştır.

Bu cihazların kalibrasyonu için de FLUKE 5500 kalibratör kullanılmıştır. Sistemin ve şebekenin çalışma şartlarına göre belirlenen gerilim ve akım alt ve üst limitlerinde, belirli aralıklarda algılayıcılara elektriksel sinyal uygulanmıştır. Algılayıcıların uygulanan büyüklüklere karşı gösterdiği değerler alınarak kalibrasyon eğrisi oluşturulmuştur.

5.3 Belirsizlik Analizi

Bir deneyin planlanma safhası, tüm fiziksel olayların neden olabileceği sonuçların potansiyel veri azaltma denklemleriyle göz önüne alındığı bir periyottur. Bu aşama aynı zamanda deneyin ön tasarım aşaması olarak da adlandırılır.

Bu aşamada sonuçların kabul edilebilir belirsizliklerinin bilinmesi önemlidir. Sonuçlardaki kabul edilebilir belirsizlik derecesi, sonuçları meydana getiren etkenler göz önüne alınarak yaklaşık olarak tahmine edilebilir. Planlama safhasında yapılan bu genel belirsizlik analizi; deneyin uygulanabilir olup olmadığını, hangi ölçümlerin daha önemli olduğunu ve hangi tekniğin daha iyi sonuçlar doğuracağını belirlemek için gerçekleştirilir. Bu aşamada hangi marka ekipmanın kullanılacağı veya sıcaklığın termometreyle mi yoksa ısı çifti ile mi ölçüleceğiyle ilgilenilmez.

Bu aşamada belirsizliklerin tahminine ilişkin bir deneyim söz konusu değil ise değer aralıklarını belirlemek için parametrik analiz de yapılabilir. Burada asıl önemli nokta, genel belirsizlik analizinin deney programında oldukça ön sıralarda yer alması gerekliliğidir.

Deneysel çalışmanın doğruluğunu, ölçme cihazlarından ve deney setinin yapısından kaynaklanan hatalar etkileyebilmektedir. Bu nedenle ölçülecek büyüklük ve ölçüm araçlarının seçiminden önce hata analizinin yapılması ve buna uygun büyüklük ve ölçüm aracının seçilmesi, sonuçların içinde yer alabilecek belirsizliğin minimuma indirilmesine yardımcı olacaktır.

Deneylerden elde edilen veriler kullanılarak hesaplanan parametrelere ait hata oranlarının belirlenebilmesi için ilk olarak Kline ve McClintock tarafından geliştirilen belirsizlik analizi yöntemi en çok tercih edilen yöntem olarak kullanılmaktadır. Bu deneysel çalışmadaki hata analizinde, diğerlerine göre daha hassas bir yöntem olan belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır. Buna göre:

Deney düzeneğinde ölçümler yapılarak hesaplanması gereken büyüklük r ve bu büyüklüğe etki eden j adet bağımsız değişken ise X_1, X_2, \dots, X_j olmak üzere,

Deney düzeneğinde r büyüklüğüne etki eden genel bir X_i değişkeninin J kadar ölçümünün bir fonksiyonu olan r deney sonucu göz önüne alındığında,

$$r = r(X_1, X_2, \dots, X_j) \quad (5.1)$$

Denklem (5.1) X_i ölçümlerinden r değerinin hesaplanması için kullanılan veri azaltma denklemdir. Sonuçtaki belirsizlik ise,

$$U_r^2 = \left(\frac{\partial r}{\partial X_1} \right)^2 U_{X_1}^2 + \left(\frac{\partial r}{\partial X_2} \right)^2 U_{X_2}^2 + \dots + \left(\frac{\partial r}{\partial X_j} \right)^2 U_{X_j}^2 \quad (5.2)$$

Mutlak belirsizlik ise,

$$\frac{U_r}{r} = \left(\frac{X_1}{r} \frac{\partial r}{\partial X_1} \right)^2 \left(\frac{U_{X_1}}{X_1} \right)^2 + \left(\frac{X_2}{r} \frac{\partial r}{\partial X_2} \right)^2 \left(\frac{U_{X_2}}{X_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{X_j}{r} \frac{\partial r}{\partial X_j} \right)^2 \left(\frac{U_{X_j}}{X_j} \right)^2 \quad (5.3)$$

şeklinde ifade edilmektedir (Coleman ve Steele, 1999).

Deneylerde kullanılan, ölçüm cihazlarına ait doğruluk değerleri Tablo 5.1'de verilmiştir.

Tablo 5.1 Ölçüm cihazlarına ait doğruluk değerleri

Ölçüm Cihazı	Marka	Doğruluk
Güç algılayıcı	Ohio	%0.05
Enerji algılayıcı	ION	%0.2
Gerilim algılayıcısı	Ohio	%0.25
Akım algılayıcısı	Ohio	%0.25
Basınç algılayıcı	Bourdon Haenni	%0.2
Isıl çift	-	0.02°C

Deney sisteminde elde edilen veriler sonucunda hesaplanacak olan sistem COP değeri;

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.4)$$

Buharlaştırıcıdan geçen ısı,

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m} x (h_{eva,cik} - h_{eva,gir}) \quad (5.5)$$

denklemleri verilmektedir. Belirsizlik analizi uygulanırsa,

$$U_{\dot{Q}_{eva}}^2 = \left(\frac{\partial \dot{Q}_{eva}}{\partial \dot{m}} \right)^2 U_{\dot{m}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{eva}}{\partial h_{eva,cik}} \right)^2 U_{h_{eva,cik}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{eva}}{\partial h_{eva,gir}} \right)^2 U_{h_{eva,gir}}^2 \quad (5.6)$$

denklemleri elde edilir. Türevler alınıp denklemin her iki tarafı, \dot{Q}_{eva} ile bölünürse,

$$\left(\frac{U_{\dot{Q}_{eva}}}{\dot{Q}_{eva}} \right)^2 = \left(\frac{U_{\dot{m}}}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{U_{h_{eva,cik}}}{h_{eva,cik} - h_{eva,gir}} \right)^2 + \left(\frac{U_{h_{eva,gir}}}{h_{eva,cik} - h_{eva,gir}} \right)^2 \quad (5.7)$$

bulunur. Denklemlerde bulunan buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki entalpi değerleri için belirsizlik analizi yapılırsa,

$$h_{eva,gir} = u_{eva,gir} + P_{eva,gir} v_{eva,gir} \quad (5.7)$$

$$U_{h_{eva,gir}} = \left(\frac{\partial h_{eva,gir}}{\partial u_{eva,gir}} \frac{U_u}{h_{eva,gir}} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_{eva,gir}}{\partial P_{eva,gir}} \frac{U_P}{h_{eva,gir}} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_{eva,gir}}{\partial v_{eva,gir}} \frac{U_v}{h_{eva,gir}} \right)^2 \quad (5.8)$$

$$U_{h_{eva,gir}} = \frac{U P_{eva,gir}^2 v_{eva,gir}^2}{(u_{eva,gir} + P_{eva,gir} v_{eva,gir})^2} \quad (5.9)$$

$$U_{h_{eva,gir}} = 0.0000236 = \%0.00236 \quad (5.10)$$

$$h_{eva,cik} = u_{eva,cik} + P_{eva,cik} v_{eva,cik} \quad (5.11)$$

$$U_{h_{eva,cik}} = \left(\frac{\partial h_{eva,cik}}{\partial u_{eva,cik}} \frac{U_u}{h_{eva,cik}} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_{eva,cik}}{\partial P_{eva,cik}} \frac{U_P}{h_{eva,cik}} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_{eva,cik}}{\partial v_{eva,cik}} \frac{U_v}{h_{eva,cik}} \right)^2 \quad (5.12)$$

$$U_{h_{eva,cik}} = \frac{U P_{eva,cik}^2 v_{eva,cik}^2}{(u_{eva,cik} + P_{eva,cik} v_{eva,cik})^2} \quad (5.13)$$

$$U_{h_{eva,cik}} = 0.00217 = \%0.217 \quad (5.14)$$

elde edilir. Entalpi değerleri için bulunan sonuçlar denklem 5.7'de yerine yazılarak buharlaştırıcıdan geçen ısı miktarı için belirsizlik %1.32 bulunur.

Kompresör işi ise denklem 5.16 ile verilmektedir.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m} x (h_{komp,cik} - h_{komp,gir}) \quad (5.15)$$

$$U_{\dot{W}_{komp}}^2 = \left(\frac{\partial \dot{W}_{komp}}{\partial \dot{m}} \right)^2 U_{\dot{m}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_{komp}}{\partial h_{komp,cik}} \right)^2 U_{h_{komp,cik}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_{komp}}{\partial h_{komp,gir}} \right)^2 U_{h_{komp,gir}}^2 \quad (5.16)$$

türevler alınıp denklemin her iki tarafı, \dot{W}_{komp} ile bölünürse,

$$\left(\frac{U_{\dot{W}_{komp}}}{\dot{W}_{komp}} \right)^2 = \left(\frac{U_{\dot{m}}}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{U_{h_{komp,cik}}}{h_{komp,cik} - h_{komp,gir}} \right)^2 + \left(\frac{U_{h_{komp,gir}}}{h_{komp,cik} - h_{komp,gir}} \right)^2 \quad (5.17)$$

elde edilir. Denklemden bulunan kompresör giriş ve çıkışındaki entalpi değerleri için belirsizlik analizi yapılırsa,

$$h_{komp,gir} = u_{komp,gir} + P_{komp,gir} v_{komp,gir} \quad (5.18)$$

$$U_{h_{komp,gir}} = \left(\frac{\partial h_{komp,gir}}{\partial u_{komp,gir}} \frac{U_u}{h_{komp,gir}} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_{komp,gir}}{\partial P_{komp,gir}} \frac{U_P}{h_{komp,gir}} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_{komp,gir}}{\partial v_{komp,gir}} \frac{U_v}{h_{komp,gir}} \right)^2 \quad (5.19)$$

$$U_{h_{komp,gir}} = \frac{U P_{komp,gir}^2 v_{komp,gir}^2}{(u_{komp,gir} + P_{komp,gir} v_{komp,gir})^2} \quad (5.20)$$

$$U_{h_{c,g}} = 0.000337 = \%0.0337 \quad (5.21)$$

$$h_{komp,cik} = u_{komp,cik} + P_{komp,cik} v_{komp,cik} \quad (5.22)$$

$$U_{h_{komp,cik}} = \left(\frac{\partial h_{komp,cik}}{\partial u_{komp,cik}} \frac{U_u}{h_{komp,cik}} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_{komp,cik}}{\partial P_{komp,cik}} \frac{U_P}{h_{komp,cik}} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_{komp,cik}}{\partial v_{komp,cik}} \frac{U_v}{h_{komp,cik}} \right)^2 \quad (5.23)$$

$$U_{h_{komp,cik}} = \frac{U P_{komp,cik}^2 v_{komp,cik}^2}{(u_{komp,cik} + P_{komp,cik} v_{komp,cik})^2} \quad (5.24)$$

$$Uh_{komp,cik} = 0.000159 = \%0.0159 \quad (5.25)$$

elde edilir. Entalpi değerleri için bulunan sonuçlar denklem 5.15’de yerine yazılarak kompresör işi için belirsizlik %3.54 bulunur.

Sistem COP’sini veren denklem 5.4 için belirsizlik analizi yapılarak, buharlaştırıcıdan geçen ısı ve kompresör işi için bulunan belirsizlik değerleri yerlerine yazılırsa,

$$UCOP = \left(\frac{\partial COP}{\partial Q_e} \frac{UQ_e}{COP} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial W_c} \frac{UW_c}{COP} \right)^2 \quad (5.26)$$

$$UCOP = \left(\frac{UQ_e}{Q_e} \right)^2 + \left(\frac{UW_c}{W_c} \right)^2 \quad (5.27)$$

\dot{Q}_{eva} ve \dot{W}_{komp} denklemlerinde bulunan entalpi ifadelerinin hesaplanmasında sıcaklık ve basınç değerlerinin kullanılması nedeniyle, sistem COP için belirsizlik analizi yapılabilmektedir. Çıkan sonuçlar ‘Engineering Equation Solver’ (EES) mühendislik programı kullanılarak sistemdeki kompresör giriş-çıkışında, ve buharlaştırıcı giriş-çıkışındaki entalpi değerleri bulunmuştur. Bulunan entalpiler daha sonra soğutma sisteminin etkinlik katsayısına (COP) ait belirsizlik analizi için kullanılmıştır. EES programı yardımıyla yukarıdaki formüller kullanılarak sistem performansı için belirsizlik analizi yapıldığında sonuç % 4,2 olarak belirlenmiştir.

BÖLÜM 6

DENEY SONUÇLARI

Bu bölümde, çalışma kapsamında yapılan deney sonuçlarına yer verilmiştir. Derin dondurucu bir buzdolabında, buharlaştırıcı akış sıralamalarının, kapileri uzunluğu ve kapileri dönüş borusu ısı değiştiricisi uzunluğunun, yoğuşturucu pas sayısı ve pas aralıklarının değişiminin ve kompresör COP değişiminin sistem performansı ve enerji tüketimi üzerine etkileri açıklanmıştır.

Tez çalışmasında, dikey derin dondurucularda enerji tüketimini azaltacak sistem optimizasyonu için komponentlerin performansları üzerine deneysel çalışmalar yapılmıştır. Parametrik deney düzeneğinde gerçekleştirilen enerji tüketimi deney sonuçları, amaçlarımız dikkate alınarak ayrı ayrı değerlendirilmiştir.

6.1 Buharlaştırıcı Akış Sıralamasının Etkileri

Çalışmada kullanılan TOS (tube on sheet) buharlaştırıcılı derin dondurucuda, düşük yoğunluk nedeniyle sıcak havanın yükselmesi ve dönüş borusunun kabinden çıktığı noktanın üst rafta bulunması gibi etkenler üst rafın kabin içi sıcaklık dağılım homojenliğini bozmasına neden olabilmekle beraber, durma periyodu esnasında soğutkan göçünün neden olduğu ısıtma etkisi de üst rafın daha sıcak kalmasını etkileyebilecektir. Bunun yanı sıra, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde buharlaştırıcının tam olarak sıvı soğutkan ile doldurulması gerekliliği ve mümkün olan en düşük yoğuşma basınçlarında çalışılması ile buharlaştırıcı yüksek verimlerde kullanılabilir. Bu noktada, buharlaştırıcının sıvı soğutkanla (kuruluk derecesi düşük) sürekli olarak dolduruluyor olması soğutma sisteminin devamlılığı için büyük önem taşımaktadır. Bunun için buharlaştırıcının son rafına kadar sıvı soğutkanla doldurulmasında akış sıralamalarının önemi büyüktür.

Deneyler paket yüksüz olarak, 25°C ortam sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Mevcut sistem paket yüksüz deneylerinde olduğu gibi, buharlaştırıcı raflarına, kabin sıcaklığını ölçmek için 3" ısı çift yerleştirilmiştir. Buharlaştırıcının boru yüzeylerinden

toplam 12 adet ısı çift ile sıcaklık ölçümü alınmıştır. Ayrıca kompresör giriş ve dönüşünden, yoğuşturucu son üç pasından ve drayer çıkışından da sıcaklıklar ölçülmüştür.

Deneylerde termostat iptal edilmiş ve kompresörün çalışıp durması bir zamanlayıcı aracılığıyla sağlanmıştır. Toplam döngü süresi sabit tutulup, bütün buharlaştırıcı prototipleri için aynı %RT (%40) çalışma süresi oranı için deneyler gerçekleştirilmiştir. Mevcut dolaptaki gaz şarjı olan 48 gr R600a soğutkanıyla bütün buharlaştırıcı akış sıralamaları için 25°C ortam sıcaklığında deneyler yapılmıştır.

Tablo 6.1’de farklı akış sıralamalarına sahip buharlaştırıcılarının, 20 dk çalışma ve 30 dk durma çalışma süreleri için paket sıcaklıklarının kabin içindeki dağılımları ve ortalama paket sıcaklığından sapmaları verilmiştir. Akış sıralaması 2-1-6-5-4-3 olan buharlaştırıcıda tabloya bakıldığında en sıcak paketlerin 3. ve 4. raflarda bulunan paket 5 ve 6 olduğu görülmektedir. Bunun buharlaştırıcı 4. rafının bir miktar gecikmeyle dolması, 3.rafa akışkanın tamamen gaz fazında gelmesi nedeniyle paketlerin sıcak kalmasıdır.

Tablo 6.1 Farklı akış sıralamalı buharlaştırıcıları için 25°C enerji deneyi paket sıcaklıklarının kabin içindeki dağılımı

		Timer Kontrol (20 on, 30 off, %40RT)			
		1-2-3-6-5-4	2-1-6-5-4-3	4-1-2-3-6-5	5-6-1-2-3-4
1.Raf	Pk1	-17,3	-19,1	-19,1	-11
	Pk2	-17,6	-18,8	-19,6	-14,9
2.Raf	Pk3	-18,7	-19,2	-20,6	-10,7
	Pk4	-18,8	-19,1	-20,3	-11,25
3.Raf	Pk5	-18,5	-16,5	-20,5	-10,5
4.Raf	Pk6	-16,25	-17	-19,3	-12
	Pk7	-16,7	-17,6	-19,5	-12,2
5.Raf	Pk8	-16,1	-20,3	-15,3	-19,3
	Pk9	-17,85	-20,4	-16,4	-19,3
6.Raf	Pk10	-15,9	-18,5	-14,2	-18,25
	Pk11	-14,9	-17,3	-13,5	-17,3
	Pk12	-15,2	-17,2	-13,9	-17,1
	Pk13	-16,1	-18,3	-14,7	-18,25
P _{ort}		-16,92	-18,4	-17,45	-14,77

Akış sıralaması 4-1-2-3-6-5 olan buharlaştırıcıda ise yine çıkışa yakın bulunan 6.raftaki tüm paketler ve çıkıştaki 5.rafta 8. deney paketi, soğutkanın buharlaştırıcının son raflarına sıvı olarak gelmemesi nedeniyle paket ortalamalarına göre sıcak çıkmıştır. Sadece girişteki 2 rafın, akış sıralaması 5-6-1-2-3-4 olan buharlaştırıcıda dolması nedeniyle diğer raflardaki paket sıcaklıkları ortalamanın yaklaşık 3-4°C üzerinde çıkmıştır. Diğer akış sıralamalı dolaplarda kompresörün sıcaklığından ve yalıtımdan etkilenen 6.raftaki paketlerin soğutkanın 2.sırada bu rafa girmesi nedeniyle ortalamadan oldukça soğuk çıktığı görülmektedir.

Aynı %RT ve döngü süresinde (%40 RT;50dk), orijinal durumda ve değiştirilen akış sıralamalarında ölçülen evaporasyon, kondansasyon sıcaklıkları, kompresörün çektiği güç ve enerji tüketimleri karşılaştırmalı olarak Tablo 6.2’de verilmiştir. Tabloda akış sıralaması 2-1-6-5-4-3 olan buharlaştırıcının, en sıcak paketin sıcaklığını -16,5°C ve paket ortalamalarını -18,4°C’ye soğutması nedeniyle diğerlerine oranla aynı çalışma süresinde daha fazla soğuttuğu ve günlük 639 Wh/24h enerji tükettiği görülmektedir. 5-6-1-2-3-4 akış sıralamasına sahip buharlaştırıcıda, akışın 6.raftan, 1.rafa yerçekiminin tersine uzun mesafe yol alması nedeniyle, düşük sıcaklıklarda bile enerji tüketiminin diğer akış sıralamalarına göre oldukça fazla çıktığı görülmüştür.

Tablo 6.2 Timer kontrollü 25°C enerji deneyinde akış sıralaması farklı buharlaştırıcıların karşılaştırılması

Buharlaştırıcı Akış Sıralaması	En Sıcak Ölçüm [°C]	Ortalama Paket Sıcaklığı [°C]	T _{buh} [°C]	T _{yoğ} [°C]	Güç [W]	Enerji Tüketimi [Wh/24h]
1-2-3-6-5-4	-14,90	-16,92	-28,85	37,86	63,77	633
2-1-6-5-4-3	-16,50	-18,40	-29,25	37,60	62,66	639
4-1-2-3-6-5	-13,50	-17,45	-29,64	37,00	64,94	633
5-6-1-2-3-4	-10,50	-14,77	-32,94	27,26	72,00	725

6.2 Kapileri Uzunluğunun Etkileri

Mevcut sistemdeki diğer bütün komponentler sabit tutularak kapileri boyu değiştirilerek deneyler yapılmıştır. Kapileri uzunluğunun buzdolabı sistemi üzerindeki

etkilerini görmek amacıyla yapılan 36 adet kapı kapalı (NDO) deneyleri, üç farklı termostat konumunda ve 10°C, 25°C ve 32°C ortam sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Çalışmada kullanılan derin dondurucuda, 0.66mm çap ve 1900 mm uzunluğa sahip kapileri boru bulunmaktadır. Bu uzunluk sırasıyla 2500, 3000 ve 3500 mm olarak değiştirilerek farklı ortamlarda deneyler yapılmış ve sistemler arasında kapileri uzunluğundan kaynaklanan farklılıklar incelenmiştir. Kapileri boyunun 1900 mm'den daha kısa yapılarak performansının belirlenememesi, dolabın boyunun uzunluğu nedeniyle, kapilerinin daha kısa olduğunda kabin dibine yetişememesinden kaynaklanmaktadır.

Deneylerde, yoğuşturucu son üç pas yüzeylerinden 3 adet ısı çifti ile sıcaklık ölçümü alınmıştır. Buharlaştırıcının raf giriş ve çıkışlarında boru yüzeylerinden ve kompresör giriş ve çıkışlarından, kurutucu (drayer) çıkış, kompresör dönüş noktalarından da ısı çiftleriyle sıcaklıklar okunarak kaydedilmiştir. Kabin içindeki her bir rafa 3" ısı çifti yerleştirilerek sıcaklık ölçümleri yapılmıştır.

Farklı ortam sıcaklıklarında ve termostat konumlarında yapılan deneyler sonucunda, buzdolabı raflarının sıcaklıklarına kapileri boyunun etkileri Tablo 6.3, 6.4 ve 6.5'te verilmiştir. Sonuçlara göre kapileri boyu arttırıldığında bütün termostat konumlarında, boy uzadıkça akış direncinin artması ve buharlaştırıcının soğutkanla doldurulamaması sebebiyle raflardan okunan sıcaklıkların azaldığı görülmüştür.

Tablo 6.3 10°C NDO Deneylerinde Farklı Kapileri Uzunlukları İçin Kabin İçi Raf Sıcaklıkları

	L = 1900 mm			L = 2500 mm			L = 3000 mm			L = 3500 mm		
	min	med	max	min	med	max	min	med	max	min	med	max
1.raf	-12,25	-17,10	-23,85	-12,00	-16,50	-22,50	-11,95	-15,90	-22,10	-11,10	-14,99	-21,00
2.raf	-13,60	-18,50	-25,25	-13,00	-18,00	-24,50	-12,10	-17,00	-24,00	-12,00	-15,75	-23,00
3.raf	-13,65	-18,60	-26,10	-12,90	-18,10	-25,00	-11,90	-16,95	-24,10	-11,00	-15,00	-22,10
4.raf	-11,50	-16,00	-23,75	-10,00	-14,40	-21,00	-8,90	-13,20	-20,10	-8,10	-12,30	-17,90
5.raf	-12,80	-17,80	-24,85	-11,00	-16,00	-23,00	-10,00	-15,00	-22,10	-9,50	-13,50	-20,75
6.raf	-10,50	-16,90	-24,90	-9,00	-13,50	-20,80	-7,90	-12,00	-20,00	-7,90	-11,50	-17,25
Raf_ort	-12,11	-17,48	-24,97	-11,32	-16,08	-22,80	-10,46	-15,01	-22,07	-9,93	-13,84	-20,33

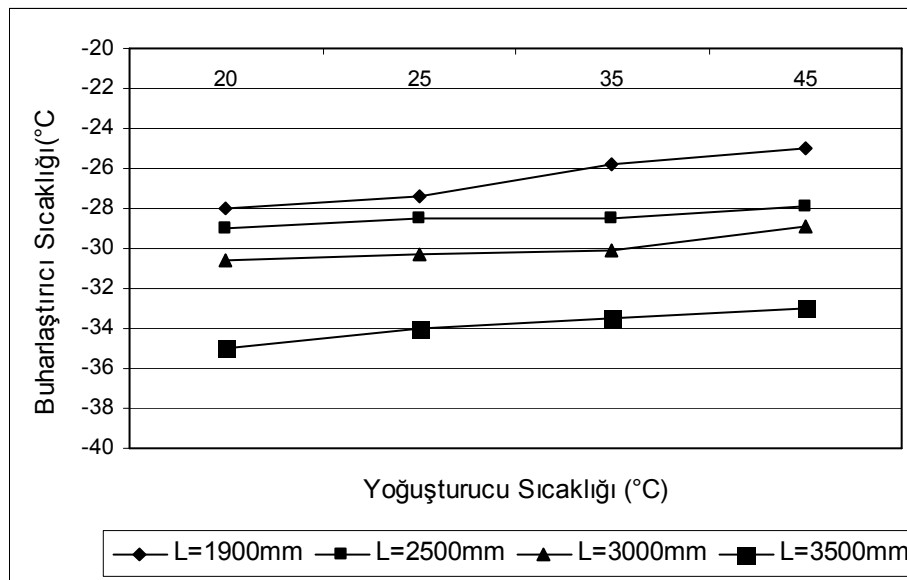
Tablo 6.4 25°C NDO Deneylerinde Farklı Kapileri Uzunlukları İçin Kabin İçi Raf Sıcaklıkları

	L = 1900 mm			L = 2500 mm			L = 3000 mm			L = 3500 mm		
	min	med	max	min	med	max	min	med	max	min	med	max
1.raf	-13,40	-17,90	-24,15	-13,10	-17,00	-23,50	-16,90	-17,25	-22,75	-12,00	-16,10	-22,80
2.raf	-15,40	-19,98	-26,90	-14,50	-19,00	-26,50	-19,50	-19,50	-25,25	-13,25	-18,10	-25,00
3.raf	-15,50	-20,20	-27,50	-14,40	-19,50	-27,50	-19,50	-19,40	-27,55	-12,50	-17,90	-25,00
4.raf	-13,50	-19,45	-27,10	-10,05	-16,50	-25,50	-16,70	-16,00	-25,25	-8,80	-12,80	-20,90
5.raf	-14,00	-19,55	-27,20	-13,00	-17,75	-26,50	-17,50	-18,00	-25,20	-10,80	-15,70	-22,85
6.raf	-14,50	-19,50	-26,70	-10,00	-17,50	-26,00	-17,40	-17,50	-25,10	-7,00	-11,40	-22,80
Raf_ort	-14,38	-19,43	-26,59	-12,51	-17,88	-25,92	-17,92	-17,94	-25,18	-10,73	-15,33	-23,23

Tablo 6.5 32°C NDO Deneylerinde Farklı Kapileri Uzunlukları İçin Kabin İçi Raf Sıcaklıkları

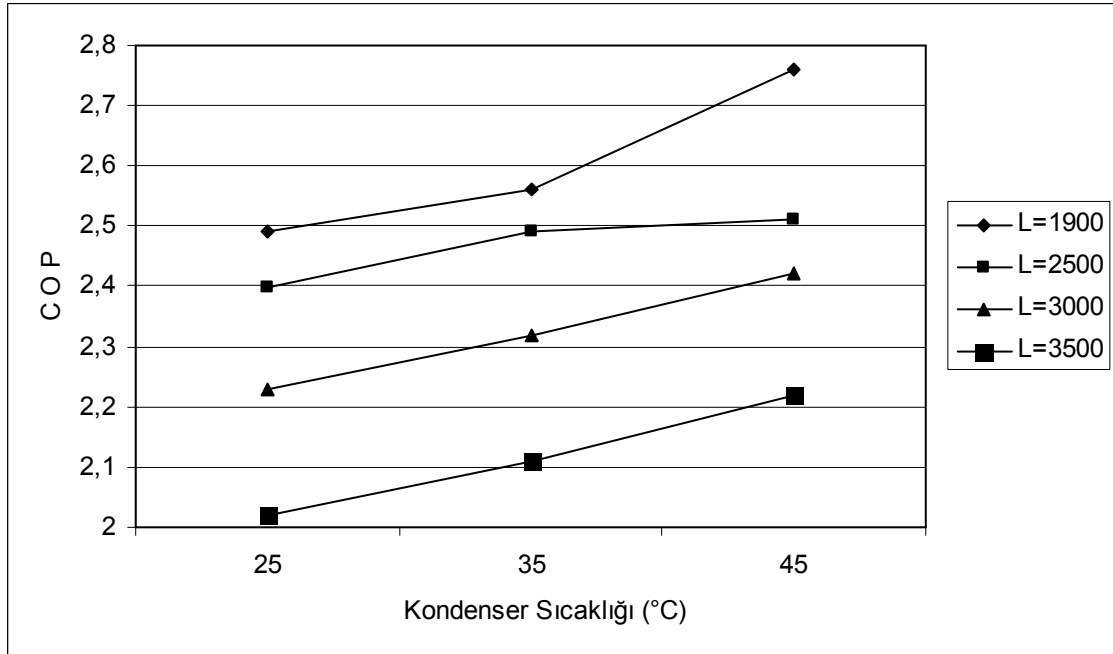
	L = 1900 mm			L = 2500 mm			L = 3000 mm			L = 3500 mm		
	min	med	max	min	med	max	min	med	max	min	med	max
1.raf	-14,00	-18,50	-25,25	-13,15	-17,75	-24,30	-13,25	-17,80	-24,50	-12,00	-16,60	-23,60
2.raf	-16,25	-20,60	-28,00	-15,85	-20,15	-27,20	-15,50	-20,40	-27,75	-14,10	-19,10	-26,50
3.raf	-16,50	-21,20	-29,00	-15,90	-20,40	-27,95	-15,45	-20,50	-28,40	-13,80	-19,20	-26,95
4.raf	-15,25	-20,60	-28,50	-12,00	-18,85	-27,25	-11,40	-18,40	-27,40	-8,40	-14,40	-24,55
5.raf	-15,25	-20,45	-29,30	-13,30	-19,00	-27,25	-13,00	-19,00	-27,50	-10,50	-16,00	-24,90
6.raf	-15,85	-20,30	-27,80	-13,10	-19,25	-26,70	-12,60	-19,30	-27,00	-7,40	-14,50	-25,20
Raf_ort	-15,52	-20,28	-27,98	-13,88	-19,23	-26,78	-13,53	-19,23	-27,09	-11,03	-16,63	-25,28

Kapileri akış debisi kompresör kapasitesinin üzerinde olduğunda, sistem kapasite denge eğrisi üzerinde çalışmaya başlar. Sistemin sağladığı kütleli debinin fazlası kapileri borudan geçmek ister ve bu durum aşırı soğutulmuş (subcool) olmayan, iki fazlı soğutkanın kapileri boruya girmesini beraberinde getirir. Kapileri girişinde buharlaşma gizli ısısının bir miktarını üzerinde taşıyan soğutkan, soğutma kapasitesinin düşmesine neden olur. Bu durum karşısında mevcut kompresöre uygun, sistem tasarım şartlarını sağlayan yeni bir kapileri borunun sisteme entegre edilmesi gereklidir. Şekil 6.1'deki grafik yardımıyla gerekli oranda kapileri boru direncinin artırılması kapasite-denge karakteristiğini değiştirerek istenen performansı sağlar.



Şekil 6.1 Farklı boylarda kapileri boruların kapasite-denge eğrileri

Soğutma sistem performansının (veriminin) en genel ifadesi evaporasyon ile ortamdan çekilen ısı miktarının kompresöre verilen iş miktarına bölünmesi şeklinde hesaplanan boyutsuz COP (coefficient of performance) değeridir. Buradan yola çıkılarak optimum çalışma değerlerinin tespit edilmesi için farklı numunelerin artan kondensasyon basınçlarında COP değerleri hesaplanmıştır.



Şekil 6.2 Kondenser sıcaklığına bağlı olarak COP'lerin kapileri uzunluklarına göre karşılaştırılması

Farklı kapileri uzunluklarına sahip numunelerin kondensasyon basınçlarında sistem COP değerleri incelenmiş ve Şekil 6.2'de kapileri uzunluklarına göre COP'lerin karşılaştırılması verilmiştir. Minimum akış direncine sahip L=1900mm numunesinden başlanarak akış direnci artış sırasına göre 2500, 3000 ve 3500 deney numunelerinde maksimum sistem COP'sinin mevcut kondenser sıcaklıkları içinden 45 °C'de olduğu görülmüştür.

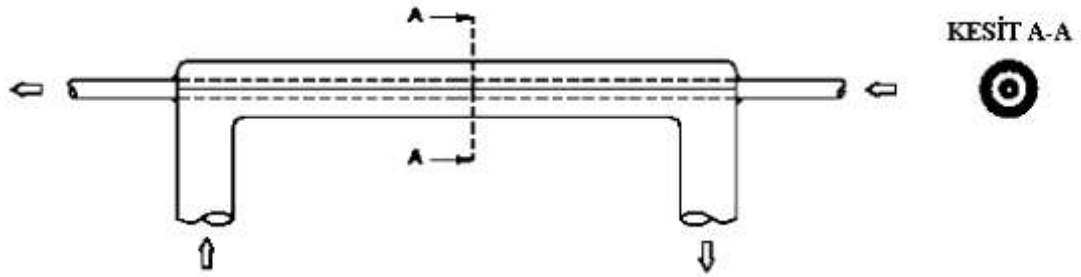
Deneylerden elde edilen sonuçların, Kim vd. (2002)'nin farklı kapileri boyları üzerine yaptığı sonuçlarla uyumlu olduğu görülmektedir.

6.3 Kapileri –Dönüş Hattı Isı Değiştiricisi Etkileri

Soğutma sistemlerinde verimi artırmaya dönük bir uygulama olan kapileri boru kompresör dönüş hattı ısı değiştiricisi, kapileri borunun sıcak yüzeyi ile daha soğuk olan kompresör dönüş borusu yüzeyleri arasında farklı boy ve şekillerde ısıl temas sağlanması şeklinde uygulanır. Temelde kompresör girişinde soğutkanın tamamen gaz fazına geçmesinin garantilenmesinin amaçlandığı uygulamada aynı zamanda kapileri

boru çıkış şartı değişimi ile sistem soğutma kapasitesi ve akış kütleli debisi artırılmaktadır.

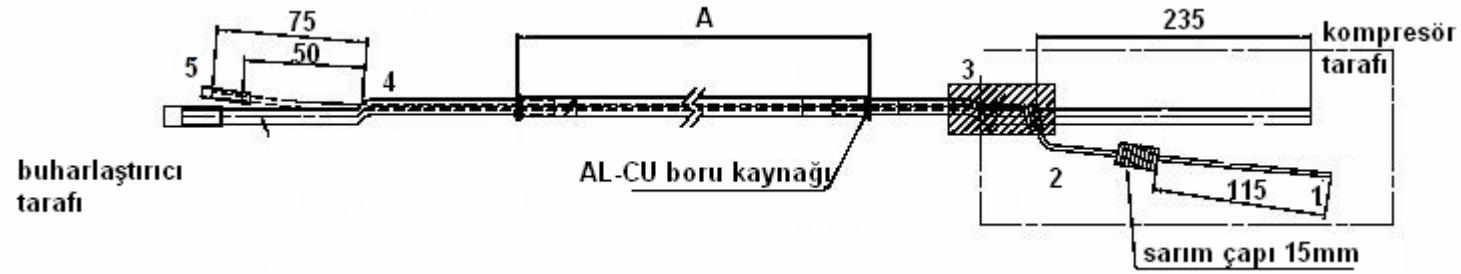
Dikey derin dondurucu dolapta, kapileri ısı değiştiricisinin dönüş borusu üzerindeki yerinin değişmesinin dolabın performansı üzerine etkilerini incelemek amacıyla NDO deneyleri yapılmıştır. Çalışmaya konu olan derin dondurucuda, 0.66mm çap ve 1900 mm uzunluğa sahip kapileri boru bulunmaktadır. Kapileri boru dönüş borusu hattı, kapileri borunun dönüş borusunun içinden geçerek ters akışlı ısı değiştirici oluşturduğu coaxial geometriye sahiptir. Coaxial kapileri-dönüş borusu hattı geometrisi ve kesit görünüşü Şekil 6.3'te gösterilmiştir.



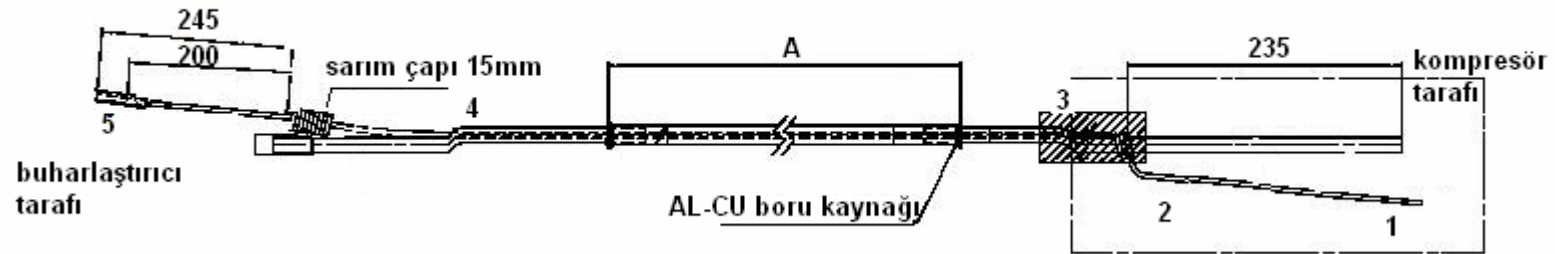
Şekil 6.3 Coaxial kapileri-dönüş borusu geometrisi ve kesit görünüşü

Deneyler, 25°C ortamda farklı termostat konumlarında raflardan 3” termokupllarda sıcaklıkların okunduğu NDO şeklinde yapılmıştır. Deneylerde karşılaştırılacak kapileri boru- dönüş borusu hatları Şekil 6.4 ve 6.5’te verilmiştir.

İki şekilde de kapileri boru dönüş borusuna aynı noktadan girip yine aynı noktadan çıkmaktadır. Şekil 6.4’de kapileri kompresör tarafında uzun bırakılıp dönüş borusundan çıkışta sadece 50 mm kapileri uzunluğundan sonra buharlaştırıcıya bağlanmaktadır. Şekil 6.5’te ise, kapileri buharlaştırıcıya bağlanmadan 744 mm önce dönüş borusundan çıkmaktadır.



Şekil 6.4 Kapileri-Dönüş borusu ısı değiştirici hattı (spirler kompresör tarafında)



Şekil 6.5 Kapileri-Dönüş borusu ısı değiştirici hattı (spirler buharlaştırıcı tarafında)

NDO deneyleri, buzdolabının genel çalışma karakteristiği hakkında bilgi verici bir özelliğe sahiptir. Deneylerin yüksüz olarak yapılması deney süresini ve paketli deneylere göre azaltmaktadır. NDO deneylerinde rafların sıcaklıkları 3'' ısı çiftleriyle ölçülmektedir.

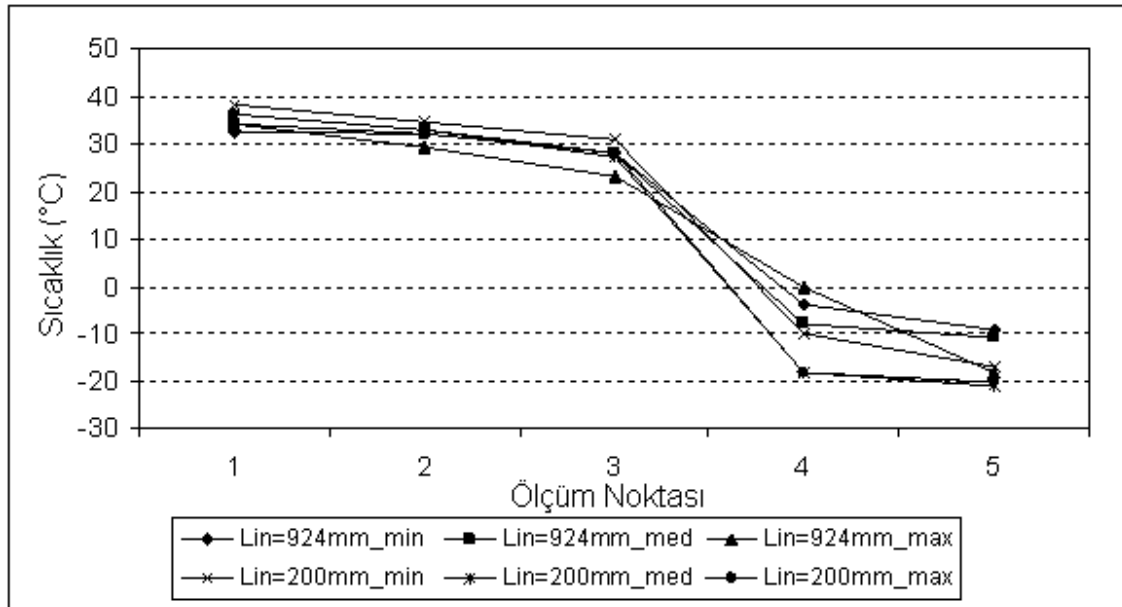
NDO deneyleri 25°C ortam sıcaklığında ve farklı termostat konumlarında gerçekleştirilmiştir. Deneylerde, buharlaştırıcının raf giriş ve çıkışlarında boru yüzeylerinden ve kompresör giriş ve çıkışlarından 2'şer adet sıcaklık ölçümü alınmıştır. Yoğuşturucuda yoğuşmanın tamamlanıp, son geçişlerde gerçekleşen aşırı soğutmanın varlığının anlaşılabilmesi ve yorumlanabilmesi için yoğuşturucu yüzeylerinden de 3 adet ısı çifti ile sıcaklık ölçümü alınmıştır. Yoğuşturucudan çıktıktan sonra, kurutucu çıkışından da sıcaklık ölçülmüştür. Ayrıca dolabın bütün raflarından 3'' ısı çiftleriyle sıcak ölçümleri yapılmıştır. Kapileri yüzeylerinde farklı yerlerden 5 adet ısı çifti ile ölçüm yapılmış ve ölçüm alınan noktalar Şekil 6.4 ve 6.5'te 1-5 arasındaki sayılarla ifade edilmiştir.

Isı değiştirici öncesi kapileri boyu $L_{in} = 924mm$ ve $L_{in} = 200mm$ iki farklı giriş uzunluğuyla yapılan deney sonuçları grafik ve tablolar halinde sunulmuştur. Tablo 6.6'da kapileri yerleşimine göre farklı termostat konumlarında kabin içi raf sıcaklıkları ve bu durumdaki enerji tüketimleri verilmiştir. $L_{in} = 924mm$ durumunda en sıcak rafın 1. raf olduğu görülüyorken, $L_{in} = 200mm$ kapileri boruda giriş kesite yakın olduğundan, (buharlaşma öncesi) başlayan ısı değiştiricinin buharlaşmayı geciktirmesi sebebiyle en sıcak raf çıkış rafı olan 4. rafa kaymıştır. Yine bu sebeple ısı değiştiricinin giriş kesatine yakın olduğu deneylerde, raf sıcaklıkları ve kabin ortalama sıcaklığının diğer deneylere göre daha soğuk olduğu görülmüştür. Kabin sıcaklıklarının daha düşük olmasına rağmen enerji tüketiminin oldukça yüksek olduğu, kompresörün çalışma oranı $L_{in} = 200mm$ olan durumda, ısı değiştirici öncesi kapileri boyu daha uzun olana göre yaklaşık %60 daha fazladır.

Tablo 6.6 Kapileri yerleşimine göre kabin içi raf sıcaklıkları değişimi ve enerji tüketimleri

	$L_{in}=924$ mm			$L_{in}=200$ mm		
	min	med	max	min	med	max
Raf 1	-15,00	-16,70	-20,40	-21,23	-24,41	-24,10
Raf 2	-16,60	-18,40	-22,25	-21,50	-24,30	-24,00
Raf 3	-16,00	-18,60	-22,75	-22,00	-25,00	-25,00
Raf 4	-16,60	-18,70	-23,10	-18,90	-22,04	-21,77
Raf 5	-16,30	-18,20	-22,50	-23,50	-25,40	-25,50
Raf_ort	-16,10	-18,12	-22,20	-21,43	-24,23	-24,07
Enerji Tüketimi (Wh724h)	630	674	782	847	910	890

Kapileri boru boyunca ısı değiştiriciye giriş öncesi kapileri boyunun sıcaklıkla değişimi, Şekil 6.6'da verilmiştir. Şekilde 3-4 arası bölge ısı değiştirici bölgesidir. Isı değiştiriciye giriş öncesi kapileri boyu $L_{in} = 200mm$ olduğunda ısı değiştiricide meydana gelen ısı transferinin daha fazla olduğu görülmektedir. Bu durumda buharlaşma gecikmesi sebebiyle kondensasyon sıcaklığında önemli bir değişim görülmezken, evaporasyon sıcaklığında yaklaşık %20'lik azalma görülmektedir. Bu da sistemin daha verimsiz (sistem COP'sinin düşük olduğu) yerde çalışmasına sebep olur.



Şekil 6.6 Kapileri boyunca sıcaklık dağılımı

Tablo 6.7 Kapileri-ısı değiştirici hattı yerleşim yerine göre sistem COP'lerinin karşılaştırılması

	$L_{in}=924$ mm			$L_{in}=200$ mm		
	max	med	min	max	med	min
COP	2,55	2,68	2,77	2,48	2,48	2,51

Kapileri-ısı değiştirici hattı yerleşimine göre sistem COP'leri Tablo 6.7'de verilmiştir. Tabloya göre, ısı değiştirici öncesi kapileri uzunluğu $L_{in} = 924mm$ olduğunda bütün termostat konumlarında, $L_{in} = 200mm$ uzunluğuna sahip dolaba göre sistem COP'leri daha yüksektir.

Kapileri-ısı değiştirici hattı üzere yapılan bu alışma, Melo vd. (2002) ve Bansal ve Xu (2002) tarafından elde edilen sonuçlarla benzerlik göstermektedir.

6.4 Yoğuşturucu Boruları Arası Mesafenin (Pas Aralıklarının) Etkisi

Derin dondurucu parametrik deney düzeneğinde, sistem komponentleri sabit tutularak yalnızca yoğuşturucu pas aralıkları değiştirilerek sistem performansına ve enerji tüketime etkileri araştırılmıştır. Yoğuşturucu pas aralıklarının etkilerini görmek amacıyla 3 farklı pas aralığında yoğuşturucu, farklı ortam sıcaklıklarında deneyler yapılarak karşılaştırılmıştır. Parametrik deney düzeneğinde kullanılan derin dondurucuda, 50 mm pas aralığına sahip yoğuşturucu bulunmaktadır. Pas aralıkları 40 ve 60 mm olan yoğuşturucular için farklı ortam ve termostat konumlarında deneyler yapılmıştır.

Deneylerde, yoğuşturucu son üç pas yüzeylerinden 3 adet termokupl ile sıcaklık ölçümü alınmıştır. Kabin içindeki her rafa 3" termokupllar yerleştirilerek yoğuşturucu pas aralıkları değişiminin sistemin soğutma performansına etkilerinin karşılaştırılması sağlanmıştır.

Yoğuşturucu pas aralıklarının karşılaştırılması amacıyla yapılan farklı ortam sıcaklıkları ve termostat konumlarında yapılan deneyler sonucunda, derin dondurucu raf sıcaklıklarına yoğuşturucu pas aralıklarının etkileri ve enerji tüketime Tablo 6.8'de verilmiştir.

Tablo 6.8 Yoğuşturucu Pas Aralıklarına Göre Kabin İçi Raf Sıcaklıkları Değişimi ve Enerji Tüketimleri

	min			med			max		
	40	50	60	40	50	60	40	50	60
1.Raf	-14,20	-16,25	-17,10	-18,30	-19,40	-20,00	-26,00	-27,50	-28,60
2.Raf	-16,30	-18,50	-18,90	-20,50	-21,50	-22,20	-28,00	-30,00	-30,50
3.Raf	-16,40	-18,50	-18,90	-20,80	-21,75	-22,50	-29,40	-29,30	-29,50
4.Raf	-14,30	-16,00	-17,00	-19,50	-19,60	-20,10	-28,90	-29,10	-29,40
5.Raf	-14,20	-15,35	-16,50	-20,20	-19,50	-20,00	-28,70	-30,30	-31,00
6.Raf	-15,90	-15,70	-16,80	-20,00	-20,00	-20,90	-27,80	-29,20	-29,70
Raf-ort	-15,22	-16,72	-17,53	-19,88	-20,29	-20,95	-28,13	-29,23	-29,78
Enerji Tüketimi (wh/24h)	512	531	544	665	659	648	942	930	924

Sonuçlara göre, yoğuşturucu pas aralıkları arttıkça kabin içi raf sıcaklıklarının azaldığı görülmüş, yoğuşturucudan ısının daha kolay atılabilmesi ve dirseklerdeki kayıpların azalması nedeniyle enerji tüketiminin de azaldığı görülmüştür.

Yoğuşturucu pas aralığı değişiminin etkileri üzerine yapılan deneyler, Bansal ve Chin (2003) tarafından yapılan çalışmayla uyumlu sonuçlara sahiptir.

6.5 Yoğuşturucu Boru (Pas) Sayısının Etkileri

Dikey derin dondurucu dolapta, yoğuşturucu pas sayısının değiştirilmesinin sistemin performansı üzerine etkilerini incelemek amacıyla farklı ortam ve termostat konumlarında deneyler yapılmıştır. Sistemde diğer komponentler sabit tutularak, olan yoğuşturucu pas sayısı değiştirilerek sistemin soğutma performansı ve enerji tüketimleri karşılaştırılmıştır. Yoğuşturucu pas sayısı, sırasıyla 20, 22, 24 ve 26 pas olarak değiştirilmiştir.

Yoğuşturucu pas aralıkları değişiminin incelendiği deneylerde olduğu gibi, yoğuşturucu son üç pas yüzeylerinden 3 adet termokupl ile sıcaklık ölçümü alınmıştır. Yoğuşturucu pas sayısı değişiminin sistemin soğutma performansına etkilerini karşılaştırmak amacıyla kabin içindeki raflara 3" termokupllar yerleştirilmiştir.

Yoğuşturucu pas sayılarının karşılaştırılması amacıyla yapılan deney sonuçları Tablo 6.9’da gösterilmiştir. Tabloda kabin içi raf sıcaklıklarının değişimi ve enerji tüketimleri üzerine yoğuşturucu pas sayılarının etkileri belirtilmiştir.

Tablo 6.9 Yoğuşturucu Pas Sayılarına Göre Kabin İçi Raf Sıcaklıkları Değişimi ve Enerji Tüketimleri

	Pas Sayısı	1.Raf	2.Raf	3.Raf	4.Raf	5.Raf	6.Raf	Raf-ort	Enerji Tüketimi (wh/24h)
min	20	-12,90	-13,00	-10,50	-7,10	-5,20	-4,10	-8,80	1251
	22	-14,00	-16,20	-16,30	-14,20	-13,50	-14,30	-14,75	556
	24	-16,25	-18,50	-18,50	-16,00	-15,35	-15,70	-16,72	531
	26	-16,40	-18,70	-18,80	-16,60	-15,90	-16,10	-17,08	627
med	20	-18,00	-18,50	-16,00	-12,50	-10,20	-9,10	-14,05	1480
	22	-18,60	-20,90	-21,20	-19,40	-19,50	-20,00	-19,93	739
	24	-19,40	-21,50	-21,75	-19,60	-19,50	-20,00	-20,29	659
	26	-19,70	-21,90	-22,10	-19,80	-19,75	-20,60	-20,64	711
max	20	-27,00	-28,00	-26,50	-20,50	-17,00	-17,00	-22,67	1592
	22	-26,00	-28,40	-29,00	-28,80	-28,90	-28,10	-28,20	949
	24	-27,50	-30,00	-29,30	-29,10	-30,30	-29,20	-29,23	930
	26	-27,90	-30,40	-29,80	-29,50	-30,80	-29,50	-29,65	958

Tablodan da görüldüğü gibi, yoğuşturucu pas sayısının azaltılmasının sistemin soğutma performansını kötü yönde etkileyerek kabin içi sıcaklıkların artmasına neden olduğu sonucuna varılmıştır. Aynı zamanda pas sayısının azaltılması sistemin enerji tüketimini özellikle 20 pas yoğuşturucu kullanıldığında çok büyük oranda arttırdığı görülmüştür. Yoğuşturucu pas sayısının 26’ya çıkartılması ise kabin içi raf sıcaklıklarında küçük bir miktar soğutma sağlamasına rağmen, aşırı soğuma (subcool) miktarının artması nedeniyle sistem verimi azalarak enerji tüketiminde artışa neden olmuştur.

6.6 Kompresör COP değişiminin etkileri

Çalışmada kullanılan dikey derin dondurucuda enerji tüketimini etkileyen en önemli faktörlerden birisi de kompresörün sahip olduğu COP değeridir. Parametrik deney düzeneğinde, sistemdeki diğer komponentler sabit tutularak kapasiteleri aynı fakat farklı COP'lere sahip kompresörler enerji tüketim değerleri açısından karşılaştırılmıştır. Enerji tüketimi deneyleri TS EN ISO 15502 standardına uygun

olarak deney paketleri yüklenerek yapılmıştır. Paket yüklü deneylerde, kritik paketlerin sıcaklıkları ‘M paketi’ adı verilen ve geometrik merkezinde bir adet ısı çift bulunan paketlerle ölçülmektedir. Ölçüm alınan bu paketlerden en sıcak olanı -18°C ’de rejim haline ulaştığında, buzdolabının 24 saat içinde tükettiği enerji değeri bulunmaktadır.

Deneylerde, 117 kcal/h kapasiteye sahip olan COP değerleri birbirinden farklı 3 adet kompresör kullanılmıştır. Kompresörlerin COP değerleri sırasıyla, 1.66, 1.77, 1.90 olarak değiştirilerek enerji tüketimleri karşılaştırılmıştır.

COP’leri farklı kompresörlerle yapılan enerji deneylerinin sonuçları Tablo 6.10’da karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Tablo 6.10 Farklı COP'lere Sahip Kompresörlerde Enerji Tüketimi Değerlerinin Karşılaştırılması

COP	$T_{\text{buh}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{yoğ}} [^{\circ}\text{C}]$	Güç[W]	Enerji Tüketimi [Wh/24h]
1,66	-30	38,2	66	699
1,77	-29,79	37,8	60	657
1,9	-30,85	37	54	608

Farklı COP'lere sahip kompresörlerle yapılan enerji deneyleri sonucunda, kompresörlerin sahip oldukları COP değerleri arttıkça çekilen gücün azaldığı bunun sonucunda da günlük enerjinin azaldığı görülmektedir. Kompresör COP'sinin 1,66'dan 1,90'a çıkartılması enerji tüketiminde yaklaşık % 16 azalmaya neden olmuştur.

BÖLÜM 7

AKIŞ GÖRSELLEME ÇALIŞMASI DENEY DÜZENEGİ

Bu bölümde, çalışmada kullanılan buharlaştırıcı içinde gerçekleşen akışın hızlı kamera sistemi yardımı ile görsellenmesi anlatılmaktadır. Buharlaştırıcı girişinde kompresörün çalışmaya başladığı anda ve rejim halinde, dikey ve yatay borularda ve dönüş borusu üzerinde görselleme çalışması yapılmıştır.

Tez çalışmasının hedeflerinden birisi de buharlaştırıcı içinde akış karakterinin gözlenmesi ile akış özellikleri için bilgi edinilmesidir. Literatürde R134a gazlı sistemde buharlaştırıcı görselleme çalışması bulunmasına rağmen R600a gazlı sistemlerde böyle bir çalışmaya rastlanmamıştır. Kompresörün çalışmaya başlamasından durma periyodu başlangıcına kadar olan süreçte buharlaştırıcıdaki akışın karakteristiklerinin ortaya çıkarılması sağlanacaktır. Tez çalışması kapsamında kurulan buharlaştırıcı deney düzeneği dört ana bölümden oluşmaktadır. Bunlar;

- Hızlı kamera sistemi
- Boroskop ve soğuk ışık kaynağı
- Ledli ışık kaynağı
- Akış görsellemenin yapılacağı kısım

7-1 Hızlı kamera sistemi

Hızlı kamera sistemi aşağıdaki parçalardan oluşmaktadır.

- Phantom v5.1 hızlı kamera (4 Gb dahili hafızaya sahip)
- NIKON – Nikkor AF ED 180mm F2.8D Mercek
- SIGMA Dg Macro 24-70 mm F2.8 mercek
- Gelişmiş SR-CMOS sensör (10 bit 1024*1024 piksel)

Hızlı kamera sistemleri, göz ile ayırt edilemeyecek hızda gerçekleşen olayların görsellenmesine yönelik olarak kullanılmaktadır. Hızlı kamera sistemi ile gerçekleştirilen çekimler sonrasında analiz programları ile hareket ve boyut analizi yapılabilmektedir. “Frame per second” (fps) değeri kameranın saniyede yakalayabildiği

kare sayısıdır. Hızlı kamera ile farklı çözünürlüklerde bu değer 1-95000 fps arasında değişebilmektedir. Akış görselleme çalışmasının yapılacağı bölümde ışık geçirgenliği düşük bir malzeme kullanılırsa çekimlerin yüksek hızlarında (>1000 fps) gerçekleştirilmesi zorlaşmaktadır. Akış görselleme çalışmasının yapılacağı bölümde saydam malzemenin uygulanmasında sızdırmazlığın iyi bir şekilde sağlanması gerekmektedir.

Hızlı kamera sistemi ile birlikte çekimler öncesi kamera ayarlarının ve video boyutlarının ayarlanması ve çekimlerin gerçekleştirilmesinin sağlayan Phantom 669 programı kullanılmaktadır. Bu program vasıtasıyla kameranın tüm ayarları yapılabilmekte, çekilen görüntüler kameranın belleğinden bilgisayara aktarılabilen, çekim hızı, görüntü boyutları, kontrast, parlaklık ve renk ayarları yapılabilmektedir. Kaydedilen videolar ve fotoğraflar programın formatı olan “.cin” ve “.cine” formatlarından “.mov”, “.tiff”, “.avi” ve “.jpeg” gibi birçok formattaki görüntülere dönüştürülmesine imkân sağlamaktadır. Phantom v5.1 hızlı kamera IBM ve PC’ye uygundur. Kullanılacak PC için işlemci Pentium 1.4 GHz veya daha hızlı olmalıdır. Minimum bellek gereksinimi 512 Mb’tır. Monitör minimum Ultra GXA 1284*1024*24 bit olmalıdır. NIC 10/100 veya daha hızlı bir ethernet kartı gereklidir.

7.2 Soğuk Işık Kaynaklı Boroskop Sistemi

Küçük ve kapalı hacimlerdeki akışın görsellenmesi amacıyla hızlı kamera sistemi ile birlikte boroskop sistemi kurulmuştur. Buharlaştırıcı içerisindeki akışın incelenmesinin küçük hacimlerde çekim yapmayı gerektirmesi ve kameranın 0-40°C sıcaklık aralığında çalışması nedeniyle boroskop sisteminin kameraya harici olarak monte edilmesi gerekmektedir. Soğuk ışık kaynaklı boroskop sistemi elemanları aşağıda verilmiştir.

- Boroskop (320mm*8mm)
- Soğuk ışık kaynağı (150W)
- Fiber optik ışık aktarım kablosu
- Boroskop-kamera lensi bağlantı aparatı

Storz firmasından temin edilen 4mm'lik ultra-ince kablo, gözle görülemeyecek alanlara rahatlıkla erişimi ve gelişmiş fiber optik görüntüleme tekniğiyle mükemmel görsel kaliteyi sağlar. Boroskop sistemi ile soğuk ışık kaynağı fiber optik bir kablo vasıtasıyla bağlantılı olması sayesinde, akış görselleme için gerekli olan ışıklandırma boroskop üzerinden sağlanmaktadır. Yüksek çözünürlüklü boroskop, dönüşümlü olarak kullanılabilen beyaz LED ve süper parlak mavi ışık kaynağı içerir. Kullanılan soğuk ışık kaynağı yüksek ışık yoğunluğunda, -100°C / $+150^{\circ}\text{C}$ sıcaklık aralıklarında çalışabilen, yağ, yakıt ve çözelti maddesine karşı ve 5bar'a kadar basınca dayanıklıdır ve 150W'lık kapasitede kademesiz olarak ışık şiddetinin ayarlanmasına olanak sağlamaktadır.

7.3 Ledli Beyaz Işık Kaynağı

Hızlı kamera çekimlerinde, en kaliteli görüntüyü elde edebilmek için yüksek ışık şiddetine ihtiyaç duyulmaktadır. Renk sıcaklığı ışık kaynaklarının renk kalitesini belirlemek için kullanılır. Kelvin cinsinden tanımlanan ışığın rengi 0 ila 20000 °K değerine sahip olabilmektedir. Beyaz olarak tanımlanan ışığın renk sıcaklığı 5500 Kelvin'dir. Bu tür çekimlerde renklerin doğal haliyle elde edilebilmesi için ışık kaynağının renk sıcaklığının 5500 °K civarında olması gerekmesi nedeniyle hızlı çekimlerde kullanılmak üzere 210 lümen gücünde 5500 °K renk sıcaklığında ışık verebilen Stringer Ledli el feneri Streamlight firmasından temin edilmiştir.

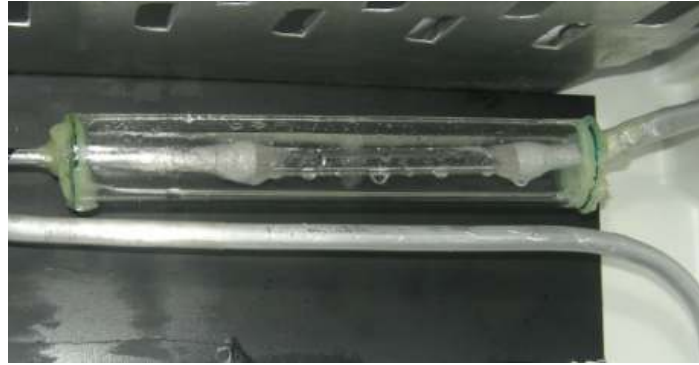
7.4 Akış Görselleme Çalışması

Buharlaştırıcı üstünde akışın farklı bölgelerinin incelenebilmesi amacıyla üç adet pleksi glass numunesi buharlaştırıcının farklı noktalarına yerleştirilmiştir. Çalışmalar için seçilen buharlaştırıcı üzerinde görsellemenin yapıldığı kısımlar ve akış görselleme çalışması için hazırlanan buharlaştırıcı prototipinin son hali Şekil 7.1'de verilmiştir.



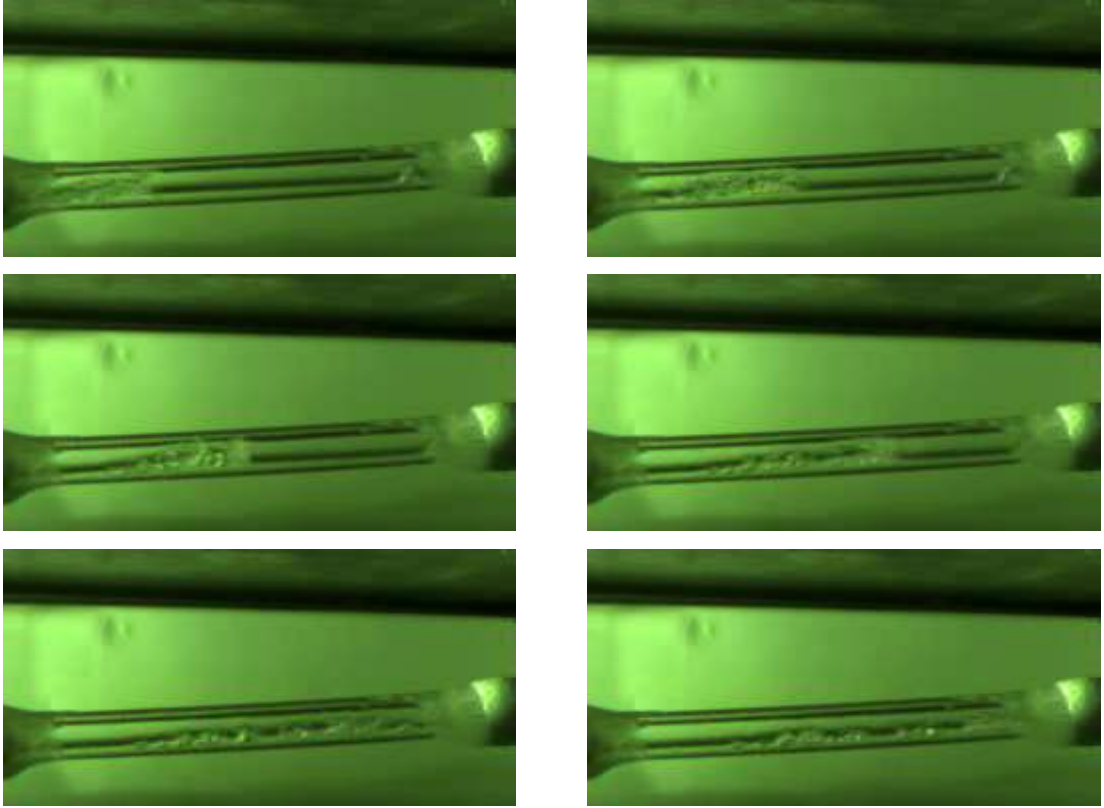
Şekil 7.1 Akış görselleme için hazırlanan buharlaştırıcı prototipi

Evaporatörün dış yüzeyinde yoğuşma gözlemlenmektedir. Bu olay akış görsellemeyi olumsuz yönde etkilemektedir. Bunun engellenmesi için buharlaştırıcı üzerine cam boru uygulanmıştır. Buharlaştırıcı prototipleri LOCTITE Hysol 9466 epoksi yapıştırıcı ile hazırlanmıştır. Hazırlanan prototiplerden biri Şekil 7.2’de gösterilmektedir.



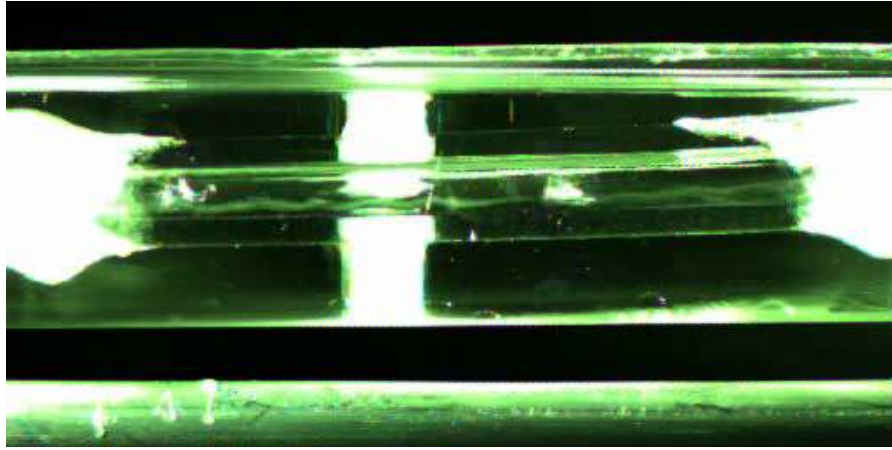
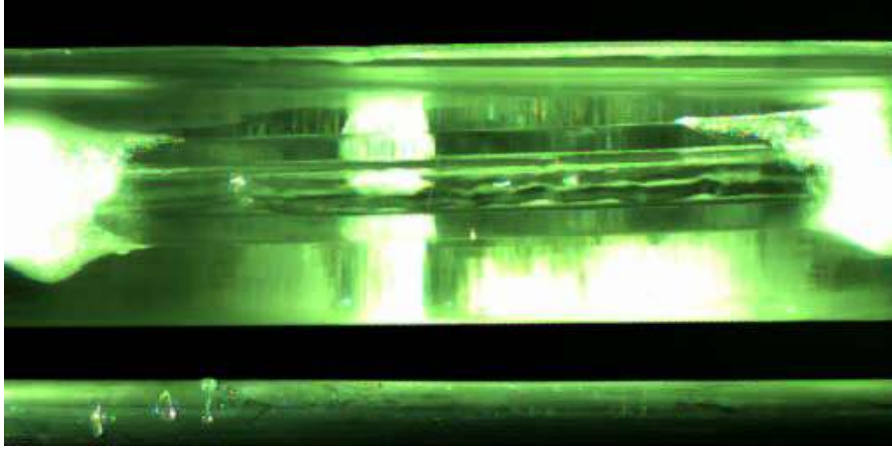
Şekil 7.2 Buharlaştırıcı borusu üzerinde yoğuşmayı önlemek amacıyla yapılan cam boru uygulaması

Derin dondurucunun ilk çalışma anında, Şekil 7.3'te görüldüğü gibi kompresörün çok hızlı bir şekilde çalışmaya başladıktan sonra soğutkan yüksek hızda kapilerden buharlaştırıcıya kesit farkı nedeniyle püskürerek akar. İlk çalışma anında akış formu habbeli (bubly) akış olduğu gözlenmektedir. Akış valf yapraklarının açılıp kapanması nedeniyle, rejime gelene kadar kesik kesik aralıklı fişkirmalarla devam eder.



Şekil 7.3. Kompresör ilk kalkış anında buharlaştırıcı girişinde yatay boru akışı

İlk kalkıştan sonra, gaz hızının artmasıyla sıvı yüzeyi düzensiz olmaya ve yüzeyde dalgalar oluşmaya başlar (Şekil 7.4). Dalgalı akışta, yukarıda buhar akışı varken aşağıda zamanla kalınlığı artan sıvı tabakası görülür.



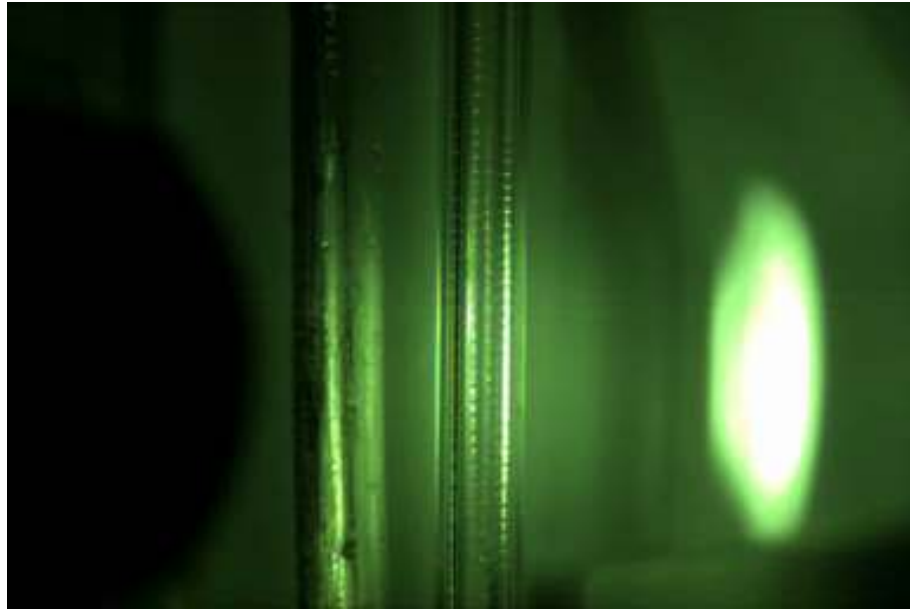
Şekil 7.4 Buharlaştırıcı yatay borularında akış

Buharın daha hızlı akması sonucunda, dalgalı akış daha dengesiz bir hale gelir. Buharlaştırıcının dikey borularında, düşük sıvı miktarları olması nedeniyle dalgalar boru duvarlarını yıkamaya başlar ve halka akış meydana gelir. Buhar hızının daha fazla artırılması ile borunun alt kısmındaki sıvı tabakasından, borunun çeperlerine ve üst kısmına doğru bir sıvı hareketi oluşmaktadır. Bu hareket ile borunun çevresi boyunca duvarlarda eşit kalınlıkta bir sıvı halkası oluşur. Sıvı duvar boyunca halka şeklinde akışına devam ederken, buhar fazı halkanın içinden akar. Buhar hızı, sıvı hızından daha yüksektir. Bu durum sıvı tabakasının yüzeyinde dalgalara neden olur. Bu akış Şekil 7.5'te görülmektedir.



Şekil 7.5 Buharlaştırıcı levhaları arasında dikey borularda akış

Dönüş borusunda ise, buharlaştırıcı dikey borularına benzer şekilde halka akış görülmektedir. Buharlaştırıcının aksine, dönüşte akış yukarı yönlüdür. Sıvı film üzerinde yüksek hızdaki gazın arayüzey kesme kuvveti yerçekim kuvvetine nazaran daha baskın olduğundan, gaz boru merkezinde yukarı doğru sürekli olarak akarken, sıvı Şekil 7.6'da görüldüğü gibi cidar üzerinde ince bir film halinde akar.



Şekil 7.6. Dönüş borusunda dikey borularda akış

BÖLÜM 8

VERİLERİN ANALİZİ VE SİSTEM COP KORELASYONU

Bu bölümde, çalışma boyunca yapılan deneylerden elde edilen veriler analiz edilerek, derin dondurucu buzdolabında sistemin COP değerini veren ampirik bir bağıntı elde edilmiştir. Elde edilen bağıntı, sistemin evaporasyon ve kondansasyon sıcaklığına bağlı olarak sistem için COP değerini vermektedir.

8.1 En küçük kareler yöntemi ve regresyon analizi

Regresyon çözümü, aralarında sebep-sonuç ilişkisi bulunan iki veya daha fazla değişken arasındaki ilişkiyi belirlemek ve bu ilişkiyi kullanarak o konu ile ilgili tahminler ya da kestirimler yapabilmek amacıyla kullanılan istatistiksel bir yöntemdir. Bu çözümleme yönteminde iki veya daha fazla değişken arasındaki ilişki açıklamak için matematiksel bir model kurulur ve bu model regresyon modeli olarak adlandırılır (Birkes ve Dodge, 1993). Regresyon analizi yaparken en çok kullanılan yöntemlerden biri en küçük kareler yöntemidir.

En küçük kareler yöntemi, hata kareler toplamını en küçük yapmayı amaçlayan istatistiksel bir yöntemdir. Bu yöntem, gözlemlenen verilerin normallik, sabit varyanslılık, sapan değer içermeme gibi bazı varsayımların sağlandığı durumlarda güvenilir tahminler elde edilmesini sağlamaktadır.

En küçük kareler çözüm algoritması kısaca bu bölümde anlatılacaktır. Çoklu regresyonda birden fazla bağımsız değişken (x_1, x_2, \dots, x_n) ile bir bağımlı değişken (y) arasındaki ilişki incelenmektedir. Burada kullanılacak regresyon fonksiyonu her bağımsız değişkenin bağımlı değişkenle doğrusal bir ilişkisi olduğu kabul edilerek;

$$y = a + b_1 x_1 + b_2 x_2 + \dots + b_n x_n \quad (8.1)$$

şeklinde. Bu fonksiyondan yararlanarak değişkenler arasında bulunduğu varsayılan gerçek çoklu ilişkinin bir tahmini aşağıdaki fonksiyon yardımıyla yapılmaktadır.

$$y = \alpha + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_n x_n \quad (8.2)$$

Üç değişkenli bir modelde her noktanın üç koordinata sahip olduğu ve bir yüzey hesaplanacağı için denklem bir doğru denklemi olmayıp yukarıdaki şekilde gösterildiği gibi en küçük kareler yüzeyidir. Burada da gerçek y değerleri (y_i) ile teorik y değerleri arasındaki uzaklıkların farklarının kareleri toplamı minimum yapılacaktır. En küçük kareler yöntemi ile üç katsayı şu şekilde hesaplanacaktır:

$$\sum x_1 \rightarrow \sum_{i=1}^n x_{1i} \quad \sum x_1 x_2 \rightarrow \sum_{i=1}^n x_{1i} x_{2i} \quad \sum x_1 y \rightarrow \sum_{i=1}^n x_{1i} y_i \quad (8.3, 8.4, 8.5)$$

şeklinde alınarak,

$$\sum y = n a + b_1 \sum x_1 + b_2 \sum x_2 \quad (8.6)$$

$$\sum x_1 y = a \sum x_1 + b_1 \sum x_1^2 + b_2 \sum x_1 x_2 \quad (8.7)$$

$$\sum x_2 y = a \sum x_2 + b_1 \sum x_1 x_2 + b_2 \sum x_2^2 \quad (8.8)$$

bulunur. Artıkların karelerinin toplamını minimum yapan katsayılar, kısmi türevlerin sıfıra eşitlenmesi ve sonucun aşağıdaki gibi matris formunda ifade edilmesi ile elde edilir.

$$\begin{bmatrix} n & \sum x_{1i} & \sum x_{2i} \\ \sum x_{1i} & \sum x_{1i}^2 & \sum x_{1i} x_{2i} \\ \sum x_{2i} & \sum x_{1i} x_{2i} & \sum x_{2i}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum y \\ \sum x_{1i} y_i \\ \sum x_{2i} y_i \end{Bmatrix} \quad (8.9)$$

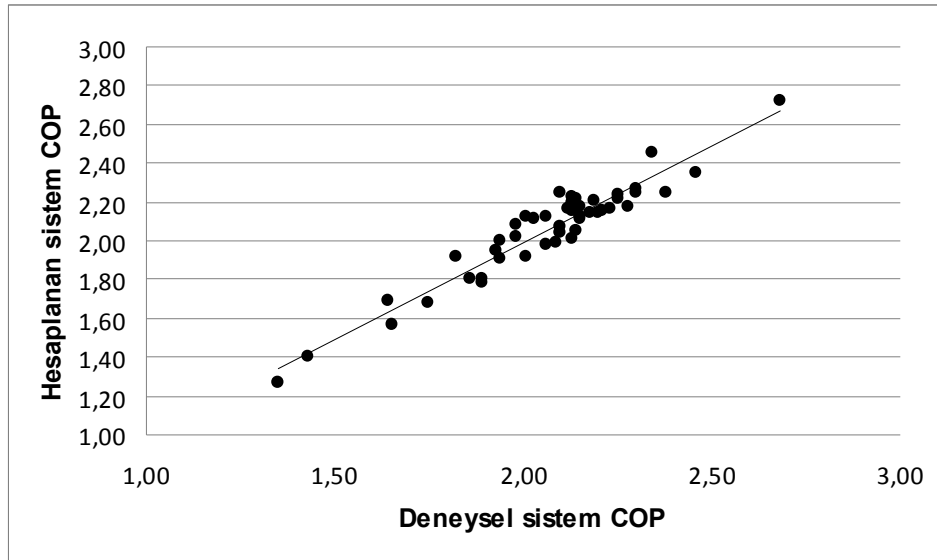
Kestirilen modelin gerçek modele ne kadar yaklaştığını belirleyebilmek için, kullanılan EKK yönteminin regresyon çözümlemesinin varsayımlarını sağlayıp sağlamadığının kontrolünün yapılması gerekmektedir. Eğer kurulan regresyon modeli veriye uygun değilse alınan sonuçlar da yanıltıcı olacaktır (Wilcox, 1997).

8.2 Regresyon modelinin çözümlenmesi ve uyumunun değerlendirilmesi

En küçük kareler yöntemi ile çözülen regresyon modeli denklem 8.10'da sunulmuştur. Elde edilen bağıntı, R600a soğutkanlı dikey derin dondurucularda, sistemin evaporasyon ve kondansasyon sıcaklığına bağlı olarak sistem için COP değerini vermektedir.

$$\begin{aligned}
 \text{Sistem COP} = & -0,09347 - 0,18238xT_{buh} - 0,31189xT_{yoğ} - 0,0019xT_{buh}^2 + 0,010584xT_{yoğ}^2 \\
 & - 0,0346xT_{buh} T_{yoğ} - 0,00095xT_{buh}^2 T_{yoğ} + 0,001079xT_{buh} T_{yoğ}^2 + 2,68.10^{-5} xT_{buh}^2 T_{yoğ}^2
 \end{aligned}
 \quad (8.10)$$

Elde edilen regresyon modelinin deney sonuçları ile arasındaki hata yüzdesi $\pm 4\%$ sınırları içindedir. Model, deney sonuçlarını 0.09 ortalama sapma, 1.13 standart sapma ile tahmin etmektedir. Regresyon modeli ile deney sonuçlarının uyumunun karşılaştırıldığı grafik Şekil 8.1'de verilmiştir.



Şekil 8.1 Regresyon modeli ile deney sonuçlarının uyumu

BÖLÜM 9

SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında, başta buharlaştırıcı soğutma kapasitesi ve ısı geçiş performansının iyileştirilmesi olmak üzere, soğutma sisteminde yapılacak iyileştirmelerle enerji tüketiminin azaltılması amaçlanmaktadır.

Buharlaştırıcı performansının tespit edilmesi amacıyla farklı ortam sıcaklıklarında baz deneyler yapılmıştır. Bu deneyler göz önünde bulundurularak, açık levha borulu (tube on sheet- TOS) buharlaştırıcıya sahip dikey derin dondurucuda, soğutkan göçü ısıtma etkisinin sıcak raflar yerine soğuk raflara yönlendirilmesi sağlanacak şekilde boru akış sıralamaları belirlenerek prototipler hazırlanarak buzdolabı performansına etkileri ve enerji tüketim değerleri karşılaştırılmıştır. Derin dondurucuda kullanılan açık levha borulu buharlaştırıcıda, ısı transferini etkilemesi nedeniyle hızlı kamera sistemi yardımıyla akış görselleme çalışması yapılmıştır.

Kapileri-dönüş borusu hattındaki ısı değiştirici uygulamasının veriminin artırılması amacıyla, ısı değiştiricinin yerini ve olması gereken uzunluğunu belirleyecek parametrik deneyler yapılmıştır. Kapileri-dönüş borusu ısı değiştiricisi yerinin ve kapileri uzunluğunun derin dondurucu COP'sine ve kapasite-denge karakteristiğine etkileri incelenmiştir.

Yoğuşturucu pas sayısının ve pas aralıklarının sistem performansına etkileri incelenmiş ve sistemde farklı COP ve kapasiteye sahip kompresörler kullanılarak en uygun soğutma sistemi belirlenmiştir. Ayrıca yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, boyutsuzlaştırma yöntemi ile ampirik sistem performansı korelasyonu oluşturulmuştur. Bu tez teorik ve deneysel olarak aşağıdaki katkıları sağlamıştır.

- ✓ Buharlaştırıcı akış sıralaması üzerine yapılan deneylerde, 2-1-6-5-4-3 akış sıralamalı buharlaştırıcıda, ortalama paket sıcaklığı -18.4, en sıcak paket ise

-16,5 olarak elde edilmiş ve diğer akış sıralamalarına sahip buharlaştırıcılar ile karşılaştırıldığında en az enerji tüketimiyle iyi soğutmayı sağladığı görülmüştür.

- ✓ Isı değiştirici öncesi kapileri uzunluğunun azalması ile kılcal boru içerisinde ilk kabarcık oluşum noktası buharlaştırıcı yönünde ötelendiğinden, soğutkanın buharlaştırıcı giriş kuruluk derecesi artmakta ve sistemin performansı azalmaktadır.
- ✓ Farklı kapileri boylarına sahip numunelerin değişen kondensasyon sıcaklıklarında sistem COP değerleri incelenmiş ve kapileri boyu arttırıldıkça sistem COP'sinin azaldığı görülmüştür.
- ✓ Buharlaştırıcı görselleme çalışmasında, kompresörün çok hızlı bir şekilde çalışmaya başlamasıyla soğutkan yüksek hızda kapileriden buharlaştırıcıya kesit farkı nedeniyle püskürerek aktığı görülmüştür. İlk çalışma anında akış formu habbeli (kabarcıklı) akış olduğu gözlenmiştir.
- ✓ İlk kalkıştan sonra, gaz hızının artmasıyla sıvı yüzeyi düzensiz olmaya ve yüzeyde dalgalar oluşmaya başlar. Buharlaştırıcının dikey borularında, düşük sıvı miktarları olması nedeniyle dalgaların boru duvarlarını yıkamaya başlamasıyla halka akış meydana gelir. Dönüş borusunda ise boru duvarlarında yukarı yönlü halka akış görülür.
- ✓ Yoğuşturucu pas aralıkları (borular arası mesafe) arttıkça, dirsek kayıplarının (bend loss) da azalmasının etkisiyle yoğulturucudan atılan ısının artmasıyla sistem performansının arttığı, kabin içi raf sıcaklıkları azaldığı görülmüştür ve aynı zamanda enerji tüketimlerinin de azaldığı sonucuna varılmıştır.
- ✓ Yoğuşturucu pas sayısının (boru sayısı) azaltılmasının, sistemden atılan ısının azaltılması nedeniyle sistemin soğutma performansını kötü yönde etkileyerek kabin içi sıcaklıkların artmasına neden olduğu ve enerji tüketimini arttırdığı sonucuna varılmıştır.
- ✓ Farklı COP'lere sahip kompresörlerle yapılan enerji deneyleri sonucunda, kompresörlerin sahip oldukları COP değerleri arttıkça çekilen gücün azaldığı ve

bunun sonucunda da derin dondurucunun günlük enerji tüketiminin azaldığı görülmüştür.

- ✓ Çalışma boyunca yapılan deneylerden elde edilen veriler analiz edilerek, derin dondurucu buzdolabında evaporasyon ve kondansasyon sıcaklığına bağlı olarak sistemin COP değerini veren ampirik bir bağıntı elde edilmiştir.

$$Sistem\ COP = -0,09347 - 0,18238xT_{buh} - 0,31189xT_{yoğ} - 0,0019xT_{buh}^2 + 0,010584xT_{yoğ}^2$$

$$- 0,0346xT_{buh} T_{yoğ} - 0,00095xT_{buh}^2 T_{yoğ} + 0,001079xT_{buh} T_{yoğ}^2 + 2,68.10^{-5} xT_{buh}^2 T_{yoğ}^2$$

KAYNAKLAR

Achtelik, C., Huttermann, D., 2004. Two-Stage screw compressor, Patent No:2004062668, United States

Bansal P.K., Xu, B., 2002, A parametric study of refrigerant flow in non-adiabatic capillary tubes, *Applied Thermal Engineering*, 23, 397-408

Bansal, P. K., Wich, T., Browne, M. W., 2001, Optimisation of egg-crate type evaporators in domestic refrigerators, *Applied Thermal Engineering*, 21, 751-770

Bansal, P.K., Chin, T.C., 2003, Modelling and optimisation of wire-and-tube condenser, *International Journal of Refrigeration*, 26, 601–613

Birkes D., Dodge Y., 1993, *Alternative methods of regression*, John Wiley Sons, New York, 80–140.

Björk E., Palm B., 2006, Performance of a domestic refrigerator under influence of varied expansion device capacity, refrigerant charge and ambient temperature, *International Journal of Refrigeration*, 29, 789–798

Breber G, Palen JW, Taborek J., 1980, Prediction of horizontal tube side condensation of pure components using flow regime criteria, *Journal of Heat Transfer*, 102:471–6.

Cavillini A, Zecchin R., 1971, High velocity condensation of R-11 vapors inside vertical tubes. *Heat transfer in refrigeration*. International Institute of Refrigeration, 385–96.

Chisholm, D., 1983, *Two Phase flow in pipelines and heat exchangers*, George Godwin, London

Coleman, H. W., Steele, W.G., 1999, Experimentation and uncertainty analysis for engineers, Wiley-Interscience Yayınları, 47–80

Collier, J.G., Thoma J.R., 1994, “Convective Boiling and Condensation”, Clarendon Press, Oxford.

Çengel, Y., Boles, M., 2000, Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik, Literatür Yayıncılık, İstanbul

Dukler, A.E., Wicks, M., Cleveland, R.G., 1964, Frictional pressure drop in two-phase flow, B. An Approach Through Similarity Analysis', Aiche Journal, 10, 44-51.

Erek, A., Özerdem, B., Bilir, L., ve İlken, Z., 2005, Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers, Applied Thermal Engineering, 25, 2421-2431.

Faghri, A., Zhang, Y., 2006, Transport phenomena in multiphase systems, Academic Pres, (1th edition)

Fair, J.R., 1960, What you need to know to design thermosyphon reboilers, Petroleum Refiner, 39, 105

Feburie, V., Giot, M., Granger S. and Seynhaeve, J.M., 1993, A model for choked flow through cracks with inlet subcooling, International Journal of Multiphase flow, 19, 541–562.

Grazzini, G., Rinaldi, R., 2001, Thermodynamic optimal design of heat exchangers for an irreversible refrigerator, Int. Journal of Thermal Science, 40, 173–180

Griffith, P., 1985, Two-phase flow, Handbook of Heat Transfer Fundamentals, Ed. by Rohsenow W.M., J.P. Hartnett and E.N. Ganic McGraw Hill Book Co. N.Y. , 13-39

Gupta, J.K., Gopal, M. R., 2008, Modeling of hot-wall condensers for domestic refrigerators, International Journal of Refrigeration, 31, 979-988

- Gürler, S., 2006, R134a ve R600a Soğutucu Akışkanlı Ev Tipi Buzdolaplarında Ekserji Analizi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi
- Hacıoğlu, B., 2006, Investigation of the Effect of Oil Groove in the Performance of a Compressor Piston, Yüksek Lisans Tezi, O.D.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara,
- Hedrick, M. J., Jassim, E. W., Newell, T.A., 2006, Investigation of transient two-phase flow during refrigeration and air conditioning system startup, ACRC
- Hewitt, G.F., Roberts, D.N., 1969, Studies of two phase flow patterns by simultaneous X-ray and flash photography, AERE-M 2169, HMSO
- Horuz, I., Kurem, E., ve Yamankaradeniz, R., 1998, Experimental and theoretical performance analysis of air-cooled plate-finned-tube evaporators, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 25, 787-798.
- Huo,X., Chen, L., Tian, Y.S., Karayiannis, T.G., 2004, Flow boiling and flow regimes in small diameter tubes, Applied Thermal Engineering, 24, 1225–1239
- Jaster H, Kosky PG., 1976, Condensation heat transfer in a mixed flow regime. International Journal of Heat and Mass Transfer,19, 95–9.
- John R. T., 2004, Engineering Data Book, Wolverine Tube Inc., L.B. Fore
- Khan, M.K., Kumar, R., Pradeep K. Sahoo, 2009, Flow characteristics of refrigerants flowing through capillary tubes – A review, Applied Thermal Engineering, 29, 1426–1439
- Kakac S, Liu H., 1998, Heat exchangers selection, rating and thermal design, New York: CRC Press

Karatas, H., 1995, Bir buzdolabı buharlaştırıcısının teorik ve deneysel incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü

Kattan, N., Thome, J.R. and Favrat, D., 1998a, Flow Boiling in Horizontal Tubes. Part 1: Development of a Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map, *J. Heat Transfer*, 120,

Kattan, N., Thome, J.R. and Favrat, D., 1998b, Flow Boiling in Horizontal Tubes. Part 2: New Heat Transfer Data for Five Refrigerants, *J. Heat Transfer*, 120

Kattan, N., Thome, J.R. and Favrat, D., 1998c, Flow Boiling in Horizontal Tubes. Part 3: Development of a New Heat Transfer Model Based on Flow Patterns, *J. Heat Transfer*, 120

Kim Y., and Kim Y., 2005, Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch, *International Journal of Refrigeration*, 28, 851–858.

Kim, S.G., Kim, MS, Ro, ST., 2002, Experimental investigation of the performance of R22, R407C and R410A in several capillary tubes for air-conditioner, *International Journal of Refrigeration*, 25, 521–31.

Lazarek, G.M., 1980, Augmentation of two-phase heat transfer and pressure drop of refrigerants in horizontal tubes, *International Journal of Refrigeration*, 3, 261-272

Lee, T. H., Yun, J.Y., Lee, J.S., Park, J.J., Lee, K.S., 2001, Determination of airside heat transfer coefficient on wire-on-tube type heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 1767-1776

Lockhard, RW., Martinelli RC., 1949, Proposed correlation data for isothermal two phase, two component flow in pipes. *Chemical Engineering Proceedings*, 45, 39-48

Melo, C., Vieira, L.A.T., Pereira, R.H., 2002, Non-adiabatic capillary tubeflow with isobutane, *Applied Thermal Engineering*, 22, 1661-1672

Mills AF., 1999, Basic heat and mass transfer. 2nd ed. Upper Saddle River, (NJ): Prentice Hall

Mueller AC., 1983, Condensers—heat transfer, Heat exchange design handbook [section 3.4.6]. New York: Hemisphere Publishing Corporation

Oğuz, E., 2006, Hermetik Soğutucu Akışkan Kompresörlerinde Zamana Bağlı Isı Transferinin Kompresör Performansına Etkisinin İncelenmesi, Doktora Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

Paiva, M.A.S.; Fiorelli, F.A.S.; Peixoto, R.A.; Vodianitskaia, P.; Hernandez, A.N.; Silveiras, O.M., 1995, Experimental and numerical study of the flow through non adiabatic capillary tubes with lateral and concentric capillary tube-suction line heat exchanger configuration, Proc. 19th Int. Congr. Refrig., IIR/IIF

Porkhial , S., Khastoo, B., Razavi, M.R., 2006, Transient response of finned-tube condenser in household refrigerators, Applied Thermal Engineering, 26, 1725–1729

Rasmussen, BD., 1997, Variable Speed Hermetic Reciprocating Compressor for Domestic Refrigerator, Doktora Tezi, Danimarka Teknik Üniversitesi

REFPROP, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties

Rittidech, S., Yolduk, L., Songsorn, K., 2002, Effect of Internal Flow Patterns on heat transfer performance of a Closed-end Oscillating Heat Pipe at Vertical Position

Rocha L.A.O., Saboya F.E.M., and Vargas J.V.C., 1997, A comparative study of elliptical and circular sections in one and two-row tubes and plate fin heat exchangers, Int. J. Heat and Fluid Flow, 18, 247-252.

Sattar, M. A., Saidur, R., ve Masjuki, H. H., 2007, Performance investigation of domestic refrigerator using pure hydrocarbons and blends of hydrocarbons as

refrigerants, *International Journal of Mechanical Systems Science and Engineering*, 1, 50-55

Steiner, D., 1993, *VDI-Warheatlas (VDI Heat Atlas)*, verein deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen(GCV), Düsseldorf, chapter Hbb.

Şeker, D., 1999, Nofrost buzdolabı evaporatörü üzerinde karlanma etkileri, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi

Tagliafico L, Tanda G., 1997, Radiation and natural convection heat transfer from wire-and-tube heat exchangers in refrigeration appliances. *International Journal of Refrigeration*, 20, 461–9.

Turaga, M., Tanaka, N., Takeshika, M., 1998, Performance of direct expansion plate finned tube coils for air cooling and dehumidification, *International Journal of Refrigeration* 11, 78-86

Wang, C., Chen, I.Y., Yang, Y.W., Hu, R., 2004, Influence of horizontal return bend on the two-phase flow pattern in small diameter tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28, 145–152

Wilcox R.R., 1997, *Introduction to Robust estimation and Hypothesis Testing*, Academic Press, San Diego

Willatzen, M., Pettit, N.B.O.L., ve Ploug-Sorensen, L., 1998, A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat Exchange, *International Journal of Refrigeration*, 21, 398-403

Xin, R. and Hatzikazakis, P., 2000, *Reciprocating Compressor Performance Simulation*, International Compressor Engineering Conference at Purdue, Purdue University, USA

Yenidünya N., 2002, Derin dondurucuların alternatif soğutucu akışkanlarla çalışacak şekilde dönüştürülmesi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi

Zürcher, O., Thome, J.R. and Favrat, D.,1988, Intube Flow Boiling of R-407Cand R-407C/Oil Mixtures Part I: Microfin Tube, HVAC&R Research

Zürcher, O.,Thome, J.R. and Favrat, D., 1999, Evaporation of Ammonia in a Smooth Horizontal Tube: Heat Transfer Measurements and Predictions, J. Heat Transfer, 121, 89-101

ÖZGEÇMİŞ

Tuğba Sarıçay, 14.12.1981 tarihinde Eskişehir’de doğdu. 2004 tarihinde Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. Yüksek lisansını Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji-Termodinamik Anabilim dalında 2006 tamamladı ve 2007 yılında aynı üniversitede başladığı doktora eğitimini 2010 yılında tamamladı. 2008 yılında başladığı Arçelik A.Ş. Buzdolabı İşletmesindeki görevine devam etmektedir.