T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BUZDOLABI DUVAR TİPİ GİZLİ YOĞUŞTURUCUSUNDA ISI TRANSFERİ PERFORMANSINI ARTIRMAK AMACIYLA PARAMETRELERİN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Gökmen PEKER

DOKTORA TEZİ
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı Proses Programı

Danışman
Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Ocak, 2024

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BUZDOLABI DUVAR TİPİ GİZLİ YOĞUŞTURUCUSUNDA ISI TRANSFERİ PERFORMANSINI ARTIRMAK AMACIYLA PARAMETRELERİN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Gökmen PEKER tarafından hazırlanan tez çalışması 23.01.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Galip TEMİR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Özden AĞRA, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Erhan BÖKE, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Buzdolabı Duvar Tipi Gizli Yoğuşturucusunda Isı Transferi Performansını Artırmak Amacıyla Parametrelerin Teorik Ve Deneysel Olarak İncelenmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Gökmen PEKER

İmza

Bu tez çalışması ARÇELİK A.Ş. tarafından desteklenmiştir.

Bu tezi çok değerli AİLEME ve eşim Tuğçe Öner Peker'e ithaf ederim..

TEŞEKKÜR

Eğitim hayatım boyunca beni sürekli olarak destekleyen ve bana her türlü imkanı sunan çok değerli AİLEME, bu tez çalışmasının her anımda yanımda bulunan çok değerli eşim Tuğçe Öner Peker'e teşekkürü borç bilirim.

Lisans, Yüksek Lisans ve Doktora süreçlerimde bana gösterdikleri yönlendirme ve verdikleri eğitimlerle beni yetiştiren çok değerli hocalarım; Sn. Prof. Dr. Derya Burcu Özkan başta olmak üzere, Sn. Prof. Dr. Seyhan Uygur Onbaşıoğlu, Sn. Prof. Dr. Lütfullah Kuddusi, Sn. Prof. Dr. Galip Temir ve Prof. Dr. Özden Ağra'ya çok teşekkür ederim.

Bu teze ait deneylerde kendi emeklerini esirgemeden veren çok değerli iş arkadaşlarım; Erkan Karakaya, Tayfun Atsız, Uğur Cesur'a teşekkür ederim.

Eğitim ve iş hayatımın en zor zamanlarında sürekli yanımda olan Dr. Gökhan Sır, Çağlar Şahin, Koray Erdoğan, Mutlu İpek ve Funda Erdem Şahnalı'ya teşekkürü borç bilirim.

Bu tezi hazırlamamda bana fırsat veren Arçelik A.Ş. ve değerli yöneticilerine teşekkür ederim.

Gökmen PEKER

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ viii

KISALTMA LİSTESİ xi

ŞEKİL LİSTESİ xii

TABLO LİSTESİ xv

ÖZET xvi

ABSTRACT xviii

1 GİRİŞ 1

1.1 Tezin Amacı 2

1.2 Hipotez 2

2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 4

2.1 Literatür 4

2.2 Buzdolabı Gizli Kondenserinden Atılan Isıya Etki Eden Parametreler 40

2.2.1 Bant Etkisi 40

2.2.2 Yoğuşturucu Pozisyonu 41

2.2.3 Boru Çapı 42

2.2.4 Borular Arası Mesafe 43

2.2.5 Boru Formu Yapısı 44

2.2.6 Akışkan Debisi 44

3 DENEYSEL ÇALIŞMA 45

3.1 Deney Düzeneği 45

3.2 Deneysel Yöntem 52

3.3 Deneysel Bulgular 59

3.4 Belirsizlik Analizi 64

4 TEORİK ÇALIŞMALAR 66

4.1 Duvar Tipi Yoğuşturucuda Isı Transfer Mekanizmaları 66

4.2 Boru İç Akışında İç Taşınımla Isı Transfer Katsayısı Hesabı 66
4.2.1 Film Kalınlığının Hesaplanması 67
4.2.2 Akış Rejiminin Belirlenmesi ve Reynolds Sayısının Hesaplanması 67
4.2.3 Duvar tipi Isı Değiştiricisinde Entalpi Hesaplaması 69
4.2.4 Duvar tipi Isı Değiştiricisinde Boru İçi Isı Taşınım Katsayısının Hesaplanması 69
4.3 Analitik Model 73
4.3.1 Düşey Levhada Laminer Doğal Isı Taşınımı 78

5 DENEYSEL SONUÇLARI İRDELEME 80
5.1 Deney Sonuçları 80

6 ANALİTİK MODEL 89
6.1 Analitik Model Yaklaşımı 89
6.1.1 Analitik Model Akış Yapısı 89

7 İSTATİSTİKSEL ANALİZ YÖNTEMİ İLE OPTİMİZASYON MODELİ OLUŞTURULMASI 95
7.1 İstatistiksel Model Yaklaşımı 95

8 SONUÇ ve ÖNERİLER 99
8.1 Sonuçlar 100
8.2 Öneriler 104

KAYNAKÇA 105

A DETAYLI DENEY SONUÇLARI 107

B MATEMATİKSEL MODEL KODU 110

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 119

SİMGE LİSTESİ

$R_{akışkan}$	Akışkan direnci (m^2K/W)
$T_{akışkan}$	Akışkan sıcaklığı (°C)
T_{bant}	Bant sıcaklığı (°C)
P	Basınç (bar)
$q^{"}$	Birim alan başına ısı akısı (W/m^2)
UA	Birim eleman direnç katsayısı (W/K)
Γ	Birim uzunluk başına film akış hızı (kg/m.s)
R_{boru}	Boru direnci (m^2K/W)
$h_{boruiç}$	Boru iç taşınım katsayısı (W/m^2K)
$A_{boruiçi}$	Boru iç yüzey alanı (m^2)
$T_{boruiçi}$	Boru içi sıcaklığı (°C)
$Q_{buh.}$	Buharlaştırıcıdan çekilen ısı (W)
D	Çap (mm)
$T_{metalyüzey}$	Dış metal yüzey sıcaklık (°C)
R_{ortam}	Dış ortam direnci (K/W)
$h_{dış}$	Dış ortam taşınım katsayısı (W/m^2K)
$Q_{dış}$	Dış ortama atılan ısı (W)
T_{doyma}	Doyma sıcaklığı (°C)
f	Düzeltme faktörü
h_{ef}	Efektif taşınım katsayısı (W/m^2K)
h	Entalpi (kJ/kg)
h_{gaz}	Gaz faz entalpisi (kJ/kg)
Gr	Grashoff sayısı

w	Hata oranı
k	Isı iletim katsayısı (W/m K)
ϵ	Isı yayınım katsayısı (m^2/s)
α	Isıl genleşme katsayısı (1/°C)
$q''_{ış}$	Işınım ısı akısı (W/m^2)
$h_{ış}$	Işınım katsayısı (W/m^2K)
$Q_{iç}$	İç ortama atılan ısı (W)
$A_{dış}$	Kabin dış yüzey alanı (m^2)
$R_{kabiniçi}$	Kabin iç ortam direnci (K/W)
$h_{kabiniç}$	Kabin iç taşınım katsayısı (W/m^2K)
$A_{kabiniçi}$	Kabin iç yüzey alanı (m^2)
η_{kanat}	Kanat etkinliği
L_{kar}	Karakteristik uzunluk (m)
x,y,z	Kartezyen koordinatlarda mesafe (m)
v	Kinematik viskozite (cm^2/s)
W_{komp}	Kompresöre verilen iş (W)
x	Kuruluk derecesi
m	Kütlesel debi (g/s)
Nu	Nusselt sayısı
T_{ortam}	Ortam sıcaklığı (°C)
π	pi sabiti (3,14)
Pr	Prandtl sayısı
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
c_p	Sabit basınçta gizli ısı (kJ/kg K)
c_v	Sabit hacimde gizli ısı (kJ/kg K)
T	Sıcaklık (°C)
$h_{sıvı}$	sıvı faz entalpisi (kJ/kg)
$h_{sıvıgaz}$	sıvı-gaz faz entalpisi (kJ/kg)

σ	Stefan-Boltzman sabiti ($5{,}67037 \times 10^{-8}$)
$q''_{taş}$	Taşınım ısı akısı (W/m^2)
$h_{taş}$	Taşınım katsayısı (W/m^2K)
l	Uzunluk (m)
$R_{yalıtım}$	Yalıtım direnci (m^2K/W)
t	Yalıtım kalınlığı (m)
R	Yarıçap (mm)
g	Yer çekimi ivmesi ($9{,}80665\ m/s^2$)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
$Q_{yog.}$	Yoğuşturucudan atılan ısı (W)
H	Yükseklik (m)
$T_{yüzey}$	Yüzey sıcaklığı (°C)
t	Zaman (sn)

KISALTMA LİSTESİ

Buh.	Buharlaştırıcı
dk	dakika
FDM	Faz Değiştiren Malzeme
g	gram
Hz	Hertz
Komp.	Kompresör
lt	litre
m	metre
PU	Poliüretan
cm	santimetre
SPV	Soğutma Performans Verimi
Yog.	Yogusturucu

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Duvar tipi (solda), telli büküm borulu (ortada) ve açık telli borulu (sağda) yoğuşturucular 2
Şekil 2.1 Gizli yoğuşturucu şematiği ve termogramı [1] 5
Şekil 2.2 Yoğuşturucu borusunda gerçekleşen ısı akış şematiği [1] 6
Şekil 2.3 Metal dış sacda oluşan kanat etkisi [1] 6
Şekil 2.4 Model ve deney karşılaştırması [1] 8
Şekil 2.5 Yoğuşturucu ve buharlaştırıcının birlikte kullanımı [2] 9
Şekil 2.6 Sonlu elemanlar modeli [2] 10
Şekil 2.7 Buzdolabında uygulama ve ısı transferi modeli [3] 12
Şekil 2.8 Deneylere göre değişen ısı transfer oranları [3] 13
Şekil 2.9 Yoğuşturuda FDM ile sıcaklık profili oluşumu [4] 14
Şekil 2.10 Deneysel ve simülasyon karşılaştırması olarak yüzey sıcaklıkları [4] 14
Şekil 2.11 90° temas açısında sıcaklık profili [5] 15
Şekil 2.12 Gizli yoğuşturucu yerleşim, akış yönü ve şematiği [6] 16
Şekil 2.13 Gizli yoğuşturucu boru kesiti detayı [6] 17
Şekil 2.14 Gizli yoğuşturucu bant genişlik değişiminin etkisi [6] 18
Şekil 2.15 Gizli yoğuşturuculu deney düzenek yapısı [7] 19
Şekil 2.16 Deneysel çıktıların simülasyonla karşılaştırılması [8] 21
Şekil 2.17 Gizli yoğuşturuculu boru kesiti ve ısı transfer mekanizmaları [8] 22
Şekil 2.18 Deney sonuçları ve model analizlerinin yoğuşturucu kapasitesi üzerindeki karşılaştırması [8] 24
Şekil 2.19 Isı akısı ile ısıtılmış duvar [10] 26
Şekil 2.20 Doğal taşınım ve iletim etkisinde doğal taşınım ile boyutsuz sayılar profili [10] 27
Şekil 2.21 Deneysel ve sayısal çalışmaların karşılaştırması [10] 27
Şekil 2.22 Dik duvar üzerinde ısı akısı [11] 29
Şekil 2.23 Bir duvar elemanının fiziksel ısı transfer balans şematiği [12] . 30
Şekil 2.24 Nusselt sayısının plaka iletim katsayısı ile değişimi [12] 31
Şekil 2.25 Nusselt sayısının radyasyon etkisi ile değişimi [12] 31
Şekil 2.26 Radyant ısıtıcı modeli [13] 32

Şekil 2.27 Bilgisayar destekli model şematiği [13] 33
Şekil 2.28 Zemine yayılmış radyant yer ısıtıcısı modeli ve sıcaklık ölçüm noktaları [14] 33
Şekil 2.29 Isı transfer denge yapısı [15] 34
Şekil 2.30 Buzdolabı yan duvar yapısı [16] 35
Şekil 2.31 Aluminyum bant etkisi ile boruların yerleştirilmesi sonucu dış duvar yüzey sıcaklık dağılımları [16] 37
Şekil 2.32 Yoğuşturucu uygulama yapısı [17] 38
Şekil 2.33 Buharlaştırıcı uygulama yapısı [17] 39
Şekil 2.34 Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu yerleşim yapısı [17] 39
Şekil 2.35 Duvar tipi yoğuşturucuda bant uygulaması 40
Şekil 2.36 Duvar tipi yoğuşturucunun kullanımı; iki farklı yoğuşturucunun aynı bölge sınırlarında uygulanması 41
Şekil 2.37 Duvar tipi yoğuşturucuda; 4,76mm (solda) ve 4,00mm (sağda) boru kullanımı 43
Şekil 2.38 Paralel boru demetleri 44
Şekil 3.1 Deney düzeneği yapısı 46
Şekil 3.2 Deney düzeneği 47
Şekil 3.3 Yoğuşturucu termokupl yerleşimleri 48
Şekil 3.4 Sıcaklık data ölçüm cihazı - Agilent Keysight 34970A 49
Şekil 3.5 Basınç ölçerler 50
Şekil 3.6 Akış kısılma vanası 51
Şekil 3.7 Deney kompresörü 51
Şekil 3.8 Deney kompresörü sürücüsü 52
Şekil 3.9 Buharlaştırıcı ve fan-motor yapısı 52
Şekil 3.10 Duvar tipi yoğuşturucu yerleşimi 55
Şekil 3.11 Duvar tipi yoğuşturucu geometrik yapıları 56
Şekil 3.12 Duvar tipi yoğuşturucu yerleşimi ve ısı akış yapısı 57
Şekil 3.13 Oluşan ısıl dirençler ve sıcaklık noktaları 57
Şekil 3.14 O form ve D form şematik yapısı 58
Şekil 3.15 D form (solda) ve O form (sağda) 59
Şekil 3.16 Mikro Düzeyde Dairesel D form (solda) ve O form (sağda) . . . 60
Şekil 4.1 Buzdolabı yoğuşturucusunun film kalınlığının boru boyunca değişimi-şematik [18] 67
Şekil 4.2 I. Yönteme göre iç akış katsayısı değişim grafiği 71
Şekil 4.3 II. Yönteme göre iç akış katsayısı değişim grafiği 72
Şekil 4.4 III. Yönteme göre iç akış katsayısı değişim grafiği 73
Şekil 4.5 Duvar tipi yoğuşturucuda ısı transfer dirençleri 75
Şekil 4.6 Yoğuşturucu borusu şematik yapısı 77

Şekil 5.1 Duvar tipi yoğuşturucu dış boru çapı değişiminin farklı debilerde (kompresör hızı) yoğuşturucudan atılan ısıya etkisi . 82
Şekil 5.2 Duvar tipi yoğuşturucu borular arası mesafe değişiminin farklı debilerde (kompresör hızı) yoğuşturucudan atılan ısıya etkisi . 84
Şekil 5.3 Duvar tipi yoğuşturucuda borular arası mesafe değişiminin farklı debilerde (1500 devir) dış metal sıcaklığına etkisi 85
Şekil 5.4 Duvar tipi yoğuşturucuda borular arası mesafe değişiminin farklı debilerde (3000 devir) dış metal sıcaklığına etkisi 85
Şekil 5.5 Duvar tipi yoğuşturucuda boru formu değişiminin (O-D) farklı konfigürasyonlarda yoğuşturucudan atılan ısıya etkisi (1500 devir) 86
Şekil 5.6 Duvar tipi yoğuşturucuda boru formu (O-D) değişiminin farklı konfigürasyonlarda yoğuşturucudan atılan ısıya etkisi (3000 devir) 88
Şekil 6.1 Dış metal yüzey sıcaklığının deneysel ve modelsel değer saçınıklığı 92
Şekil 6.2 Dış ısı taşınım katsayısının toplam atılan ısıya karşı değişimi . . 93
Şekil 6.3 Boru içi ısı taşınım katsayısının toplam atılan ısıya karşı değişimi 94
Şekil 7.1 Regresyon analiz sonuçları 96
Şekil B.1 Model detay-1 110
Şekil B.2 Model detay-2 111
Şekil B.3 Model detay-3 112
Şekil B.4 Model detay-4 113
Şekil B.5 Model detay-5 114
Şekil B.6 Model detay-6 115
Şekil B.7 Model detay-7 116
Şekil B.8 Model detay-8 117
Şekil B.9 Model detay-9 118

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Deney Duvar bilgileri [1] 8
Tablo 2.2 Deneysel detaylar [7] 20
Tablo 3.1 Deney düzeneğinden alınan sıcaklık ve basınç ölçüm yerleri . . 49
Tablo 3.2 Deney Parametreleri 53
Tablo 3.3 Tüm Deney Matrisi 54
Tablo 3.4 Boru formu parametreleri ve temas uzunlukları 61
Tablo 3.5 Deneysel parametreler ve bulgular 61
Tablo 3.6 Detaylı deneysel çıktı tablosu 62
Tablo 3.7 Hesaplanan ve modelden elde edilen dışarı atılan ısı miktarları 63
Tablo 3.8 Deneylerde ölçülen parametrelerin hata oranları 65
Tablo 3.9 Hesaplanan belirsizlik değerleri 65
Tablo 5.1 Farklı kompresör devirleri ve konfigürasyonlarında O-D form geçişi kaynaklı dışarı atılan ısı farkları 87
Tablo 6.1 Dış metal yüzey sıcaklığı karşılaştırması: gerçek deney ve sayısal model 91
Tablo 7.1 Girdi parametreleri ve sembolleri 97
Tablo 7.2 Dış metal yüzey sıcaklığının deneysel ve istatistiksel regresyon modeline göre karşılaştırılması 98
Tablo A.1 Deneylerden elde edilen tüm sayısal veriler 108
Tablo A.2 Deneylerden elde edilen tüm sayısal veriler 109

ÖZET

Buzdolabı Duvar Tipi Gizli Yoğuşturucusunda Isı Transferi Performansını Artırmak Amacıyla Parametrelerin Teorik Ve Deneysel Olarak İncelenmesi

Gökmen PEKER

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Bu tez çalışmasında; buhar sıkıştırmalı soğutma çevrim temel elemanlarından biri olan yoğuşturucu veriminin artırılması üzerine çalışılmıştır. Değişen ev ortamları ve gelişen üretim teknolojileri ile yoğuşturucular buzdolaplarında farklı yapılarda kullanılmaya başlamıştır.Son 20-30 yıl içerisinde kullanımı üretim tekniği ve uygulama zorluğu nedeniyle bugüne kadar çok yaygınlaşmayan duvar tipi gizli yoğuşturucular tekrar gündeme gelmiştir. Bu tip yoğuşturucular buzdolaplarının iç yalıtımında metal saç yüzeyine yapışık halde kullanılmakta ve ısıyı bulunduğu duvarlardan iletim, doğal taşınım ve radyasyon yolu ile dış ortama aktarmaktadır. Bu doktora tezinde buzdolabı duvar tipi yoğuşturucu performansına etki eden parametreler üzerine deneysel ve teorik çalışmalar yapılmıştır. Çalışmanın devamında üzerinde çalışılan parametrelerin yoğuşturucudan atılan ısı üzerine tekil ve birleşik etkileri sayısal ve analitik yöntemlerle irdelenmiştir. Ayrıca literatürde ilk olarak boru formu yapısının ısı transferi üzerindeki etkisi ortaya çıkarılmıştır.

Tez çalışması sekiz ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde bu tezin amacı ile birlikte çalışılan konunun literatüre özgün katkısı genel olarak açıklanmıştır. İkinci bölümde, konu ile ilgili literatür araştırma sonuçları özetlenmiş ve duvar tipi yoğuşturucuların kullanımına yönelik bugüne kadar yapılan çalışmalar derlenmiştir. Üçüncü bölümde, tez çalışması kapsamındaki deney sistematiği detaylı olarak açıklanmıştır. Deneysel çalışmalar için

kurulan deney düzeneği; kapalı çevrim buhar sıkıştırmalı soğutma elemanlarını buzdolabı çalışma koşulları içerisinde içermektedir. Dördüncü bölümde, tez çalışmasının teorik kısmı aktarılmıştır. Deneysel çalışmaların temelini oluşturacak teorik hesaplamalar verilerek tezde yapılan çalışmaların çıktıları ile teorik hesaplamaların uyumluluğu üzerinde durulmuştur. Beşinci bölümde, teze ait deneysel parametrelerin kullanıldığı deney düzeneğinden elde edilen sonuçlar detaylı olarak sunulmuştur. Deney sonuçlarının her bir parametrik şarta ait etki eden sonucu ayrı ayrı irdelenmiş ve sonucu etkileyen esasları üzerinde durulmuştur. Altıncı bölümde; bu teze konu olan parametrelerin etkinliği gözetilerek oluşturulmuş; doğal taşınım, iletim ve radyasyonla ısı transfer mekanizmaları ile oluşturulan analitik model detayları anlatılmıştır. Teorik çalışmada deneylerde yoğuşturucusu dikey bir düz duvarın yüksekliği boyunca gelişen iç ve dış ortalama ısı taşınım katsayıları hesaplanmıştır. Yedinci bölümde, deneysel çalışmaların girdisi olarak kabul edilen parametrelerin ve bu parametrelerin etkisi ile elde edilen deneysel çıktıların istatistiksel analizleri paylaşılmıştır. Buna göre; istatistiksel analiz sayesinde girdi ve çıktıların kullanımı ile çalışma çıktılarına ait analitik bir formül elde edilebilmektedir. Sekizinci bölümde ise sonuçlar değerlendirilerek gelecek olası çalışmalar ile ilgili öneriler sunulmuştur. Ayrıca bu teze konu olan deneysel çalışmaların çıktıları, literatürde benzer incelenmiş çalışmalar çıktıları ile karşılaştırılarak değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: yoğuşturucu, duvar tipi yoğuşturucu, doğal taşınım, iletim, dondurucu, buzdolabı

ABSTRACT

Theoretical and Experimental Investigation of Parameters to Increase Heat Transfer Performance on Refrigerator Hot Wall Condenser

Gökmen PEKER

Department of Mechanical Engineering
Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

In this thesis; studies have been conducted to increase the efficiency of the condenser, which is one of the basic elements of the vapor compression refrigeration cycle. With changing home environments and developing production technologies, condensers have begun to be used in different structures in refrigerators. Hot-wall type condensers, which have not become widespread in the last 20-30 years due to the production technique and difficulty of application, have come to the fore again. These types of condensers are used in the internal insulation of refrigerators, adhered to the metal sheet surface, and transfer the heat from the walls to the external environment through conduction, natural convection and radiation. In this thesis, experimental and theoretical studies were conducted on the parameters affecting the performance of refrigerator hot-wall condensers. In the continuation of the study, the individual and combined effects of the studied parameters on the heat removed from the condenser were examined with numerical and analytical methods. In addition, the effect of the pipe form structure on heat transfer was revealed for the first time in the literature. The thesis consists of eight main chapters. In the first chapter, the purpose of this thesis and the unique contribution of the studied subject to the literature are explained in general. In the second chapter, the literature research results on the subject are summarized and the studies carried out to date on the use of hot-wall condensers are compiled. In the third chapter, the experimental systematics within the scope of the thesis study are explained

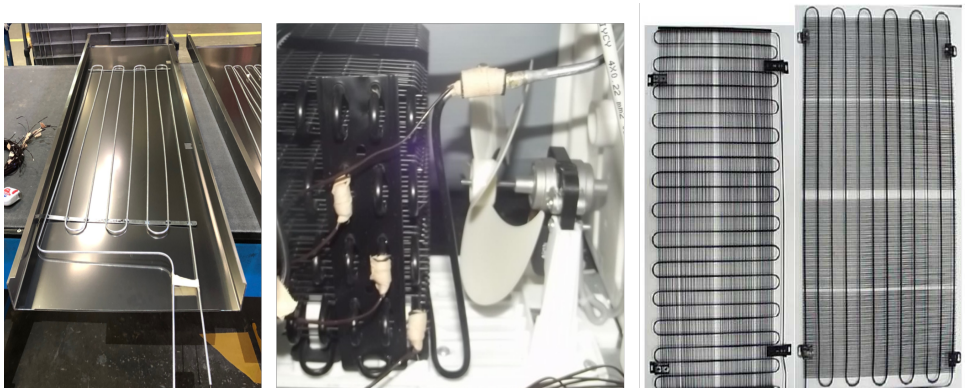
in detail. Experimental setup established for experimental studies; It includes vapor compression cooling elements within refrigerator operating conditions. In the fourth chapter, the theoretical part of the thesis study is explained. Theoretical calculations that will form the basis of experimental studies are given and the compatibility of the theoretical calculations with the outputs of the studies carried out in the thesis is emphasized. In the fifth chapter, the results obtained from the experimental setup using the experimental parameters of the thesis are presented in detail. The effect of the experimental results for each parametric condition was examined separately and the principles affecting the result were emphasized. In the sixth chapter; It was created considering the effectiveness of the parameters that are the subject of this thesis; analytical model details created with natural convection, conduction and radiation heat transfer mechanisms are explained. In the theoretical study, the internal and external average heat transfer coefficients of the condenser developed along the height of a vertical flat wall were calculated in the experiments. In the seventh chapter, the statistical analyzes of the parameters accepted as the input of experimental studies and the experimental outputs obtained with the effect of these parameters are shared. According to this; thanks to statistical analysis, an analytical formula for the study outputs can be obtained by using inputs and outputs. In the eighth chapter, the results are evaluated and suggestions for possible future studies are presented. In addition, the results of the experimental studies that are the subject of this thesis were evaluated by comparing them with the results of similar studies in the literature.

Keywords: condenser, hot-wall condenser, natural convection, conduction, freezer, refrigerator

1
GİRİŞ

Geçmişte buz odaklı kullanılan ilkel soğutma yöntemlerinden günümüzde kullanılan buzdolaplarına, teknoloji ile birlikte sistem elemanlarının ve sistem çevimlerinin daha verimli olarak gelişmesi sağlanmıştır. Ancak yıllar içinde soğutma sistem elemanları değişse de soğutmanın temel ilkeleri buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi temelinde aynı kalmaya devam etmiştir. Günümüzde buzdolapları buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi prensibi ile çalışmaktadır. Enerji verimliliğimin daha da önem kazandığı günümüzde üreticiler enerji verimliliği yüksek buzdolapları üretmek için araştırma geliştirme çalışmalarına hız vermişlerdir.

Genel olarak buzdolaplarının kabin dibinde kullanılan telli borulu yoğuşturucular, ortamda kullanılan motorlu bir fan yardımıyla artırılmış zorlanmış taşınım etkisi altında ısının yoğuşturucudan dışarı atılmasını sağlamaktadır. Bu teze konu olan duvar tipi yoğuşturucular ise; ısıyı dış ortama buzdolabının duvarları ile teması sayesinde oluşturduğu kanat etkisi ile vermektedir. Duvar tipi yoğuşturucu üzerinden gerçekleşen ısı aktarımını duvar yüzeyi üzerinde gerçekleşen iletim, doğal taşınım ve ışınım etkilerini kullanarak sağlamaktadır. Son yoğuşturucu tipi ise; doğal taşınım ve radyasyon etkisi ile ısı atabilen ve buzdolapları dışında bulunan, genellikle arka veya buzdolabı alt duvarlarına yerleştirilen açık yoğuşturucu yapıları olarak bilinmektedir. Bu açık borulu telli yoğuşturucular ısı aktarım performansı için buzdolabından belli bir mesafede tutulmaktadır. Telli borulu yoğuşturucular buzdolabının arkasında zarar görebilmesi ve zamanla kirlenerek çevre ile olan ısı transferinin azalması gibi nedenlerden dolayı yerini duvar tipi ısı değiştiricilere bırakmaya başlamıştır. Yoğuşturucu tipleri Şekil 1.1'de görülmektedir.



Şekil 1.1 Duvar tipi (solda), telli büküm borulu (ortada) ve açık telli borulu (sağda) yoğuşturucular

1.1 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında, bir buzdolabı buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kullanılan duvar tipi yoğuşturucu ısı transfer performansına etki eden parametreler üzerinde deneysel, teorik ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Gizli duvar tipi yoğuşturucu ısıl performansının artırılması ile aynı zamanda buzdolabı soğutma performans verimi de (SPV) artmaktadır. Çalışmada gizli duvar tipi yoğuşturucu ısıl performansına etki eden parametreler üzerinde çalışılmıştır. Çalışmanın devamında deneysel çalışma ve sonuçları istatiksel metodlar ile irdelenmiştir. Bu tez çalışması sonunda buzdolabında duvar tipi yoğuşturucu kullanımı ile elde edilecek ısı transfer performansı sayesinde toplam buzdolabı soğutma sistem performansında artış sağlanması amaçlanmıştır. Bu sayede buzdolabı enerji tüketim değerlerinin duvar tipi yoğuşturucu kullanımına uygun olarak optimize edilmesi amaçlanmıştır. Parametrelerin farklı etkileri kullanılarak, gerçek deney düzeneği üzerinde yapılan deneysel çalışmalar ve analiz çalışmaları ile sonuçların 6 Sigma istatistiksel metodu ile incelemesi yapılmıştır. Deneysel veriler oluşturulan deney düzenekleri ile elde edilmiş ve sonuçlar alınan veriler üzerinden değerlendirilmiştir.

1.2 Hipotez

Duvar tipi yoğuşturucuların kullanımı, verimli dış alan sağlaması açısından ürünlere esneklik kazandırsa da soğutma sisteminin SPV'si üzerindeki etkisi de yerleşim etkisine bağlı olarak değişmektedir. Bu yoğuşturucuların yerleşim etkisi nedeniyle diğer yoğuşturucu tiplerine göre daha fazla buzdolabı içine ısı aktarımına neden olabilmektedir. Bu etkiyi azaltmak için en etkili duvar tipi yoğuşturucu parametrelerinin bir araya getirilerek buzdolabı iç sıcaklık artımını en düşük seviyeye indirmek, genel sistem verimini artırmak ve duvar

tipi yoğuşturucudan gerçekleşen ısı transfer mekanizmalarının optimize edilmesi gerekmektedir.

2
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Yapılan literatür araştırmasında, buzdolabında duvar tipi yoğuşturucu elemanlarının kullanımı üzerine yapılan çalışmalar ile birlikte, gizli yoğuşturucuların ısı transfer mekanizmaları irdelenmiştir. İncelenen çalışmalarda ısı transfer mekanizması olarak doğal taşınım, iletim ve radyasyon etkilerinin üzerinde özellikle durulmuştur. Gizli yoğuşturucuyu temsil eden dikey ısıtılmış duvarlarda meydana gelen ısı transferi teorisi üzerinde araştırmalar yoğunlaştırılmıştır. Ayrıca ısı transfer mekanizmalarının yanında öneri olarak sunulan teorik modeller kullanılarak oluşturulacak ısı transferi çözümleri ile tahminleme yapan model çözümleri de araştırmalarda yer almıştır. Son olarak; yine duvar tipi yoğuşturucu çalışma prensibine benzer şekilde çalışan sistemlerden biri olan yerden ısıtmalı yüzeyler üzerinde araştırma yapılarak detaylı olarak incelenmiştir.

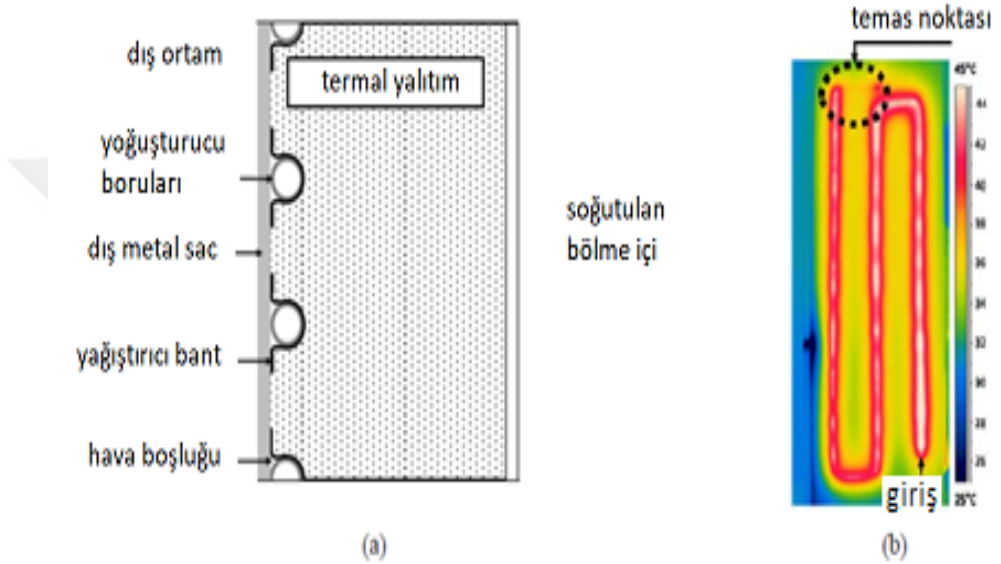
2.1 Literatür

2015 yılında Colombo ve arkadaşlarının yayınladığı makalede, buzdolaplarında kullanılan gizli yoğuşturucuların sayısal ve deneysel olarak performansı incelenmiştir [1]. Çalışmanın sonucunda, buzdolabının içerisine ve çevreye olan ısı transferi için bir matematiksel model oluşturulmuştur. Bu model; girdi parametreleri olarak iç ve dış ortam sıcaklıkları, akışkan kütlesel debisi, basınç ve yoğuşturucu girişindeki sıcaklığı kullanarak yoğuşturucu geometrisine göre performans tahmini yapmaktadır.

Bu çalışmada düzgün rejimde enerji tüketim deneyi için, buzdolabı iç ortamında ısıtıcılar ile termal yük oluşturulmuş ve bu sayede kompresör sürekli olarak çalıştırılmıştır. Deneyler farklı ortam sıcaklıklarında kontrollü atmosferde gerçekleştirilmiştir. Deneyler; 25°C-32°C ortam koşullarında, taze gıda bölmesi için 5°C ve 10°C ortalama sıcaklıklarda, dondurucu bölmesi için ise -15°C ve -20°C ortalama sıcaklıklarında, 3000 devir ve 4500 devir kompresör hızlarında

gerçekleştirilmiştir.

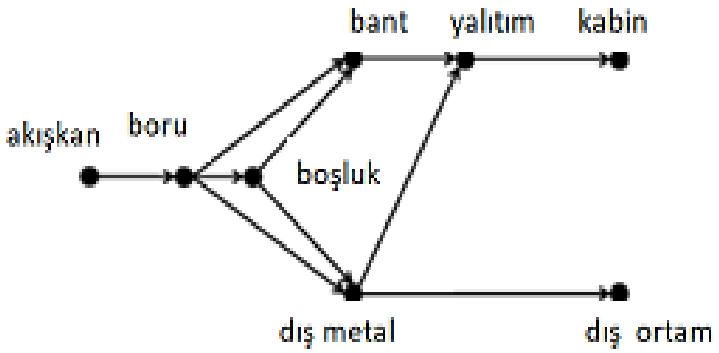
Deneyler sonucunda yoğuşturucu ısısının %68'inin dış ortama, %32'sinin ise buzdolabı bölme içine aktarıldığı saptanmıştır. Deneyler sonucunda yoğuşturucu borularını dış metal saca bağlayan bantın ısıl iletkenliğinin ısı transferinde çok önemli bir rol oynadığı görülmüştür. Dondurucu bölme duvarlarına gizli yoğuşturucu yerleşiminin yapılmasından kaçınılması gerektiği sonucu çıkartılmıştır. Şekil 2.1'de çalışmada kullanılan gizli yoğuşturucuların şematiği ve sıcaklık dağılım termogramı görülmektedir.



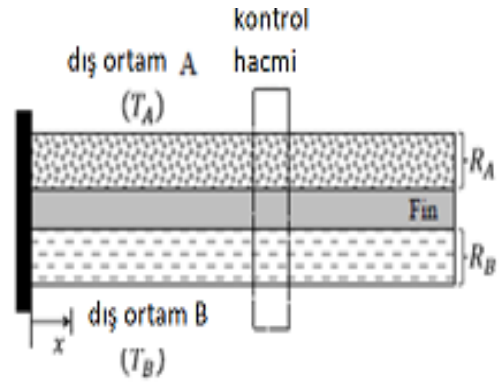
Şekil 2.1 Gizli yoğuşturucu şematiği ve termogramı [1]

Yoğuşturucu geometrisinin çözümlenmesi ile muhtemel ısı transfer patikaları ve her bir elementin ısı transfer yükü hesaplanabilmektedir. Şekil 2.2'de; boru içi akışkan ısısının yoğuşturucu borularına zorlanmış iç taşınım ile iletildiği şematik olarak görülmektedir. Bu ısı sonrasında boru üzerinden metal sac, alüminyum bant ve bant ile sac arasında kalan hava boşluklarına transfer olmaktadır. Daha sonrasında ise ısı; dış ortama sac üzerinden doğal taşınım ve radyasyon etkisi ile taşınmakta, ayrıca dolap iç ortamına ise yalıtım üzerinden iletimle transfer olmaktadır. Isı transferinin dolap iç kabinlerine doğru iletimle olduğu kabul edilip taşınım ve ışınım etkisi ihmal edilmektedir. İç duvar sıcaklıkları buzdolabı iç ortam sıcaklığı ile eşit kabul edilmiştir.

Dış tarafta ise alüminyum bantın ve dış metal çelik sacın ısıl iletkenliği yüksek etkide olup, tek boyutlu yaklaşımla her ikisinin de kanat etkisi gösterdiği kabul edilmiştir. Şekil 2.3'de; kanat etkisinin ikiye ayrılmış sıcaklıkta oluşturduğu ısıl direnç şematiği verilmiştir.



Şekil 2.2 Yoğuşturucu borusunda gerçekleşen ısı akış şematiği [1]



Şekil 2.3 Metal dış sacda oluşan kanat etkisi [1]

Şekil 2.3'deki gibi kanat üzerindeki ısı profili bir matematiksel adi diferansiyel denklem olarak kontrol hacmindeki enerji dengesi dikkate alınarak Denklem 2.1 ile açıklanabilir.

$$\frac{d^2T}{dx^2} - T\left(\frac{1}{R'_A} + \frac{1}{R''_B}\right)\frac{\Delta z}{k_f A_f} + \left(\frac{T_A}{R''_A} + \frac{T_B}{R''_B}\right)\frac{\Delta z}{k_f A_f} = 0 \tag{2.1}$$

R_A, R_B, T_A, T_B, Δz, A_F, k_f sabitler olarak x ekseni yönünde kabul edilirse denklem analitik olarak aşağıdaki şekilde çözülebilir ve sıcaklık profil denklemi elde edilebildiği aşağıda gösterilmiştir.

$$T = C_1 e^{px} + C_2 e^{-px} + \frac{r}{p^2} \tag{2.2}$$

Denklem 2.2 kapsamlı olup alüminyum bant ve dış sac üzerindeki sıcaklık profilini elde etmek için kullanılabilir. Yoğuşturucunun üst ve alt kısımlarının tamamında sıcaklık profili için Denklem 2.3 ile kullanılması önerilmektedir.

$$d\dot{Q}_{m,n} = \int_{x_1}^{x_2} \left[T(x) - T_{m,n}\right] \frac{\Delta z}{R^*_{m,n}} dx \tag{2.3}$$

Denklem 2.3 integre edildiğinde dış ortama metal sac üzerinden atılan toplam ısı ile iç ortama verilen ısı Denklem 2.4 ile elde edilmektedir. Bu Denklemler tek taraflı yoğuşturucuyu temsil ettiği için buzdolaplarında iki taraflı kullanımlarda x2 ile hesaplanması gerekmektedir.

$$\begin{aligned} d\dot{Q}_{\text{dış}} &= 2\left(d\dot{Q}_{B,os,I} + d\dot{Q}_{B,os,II} + d\dot{Q}_{B,os,III} + d\dot{Q}_{B,os,IV}\right) \\ d\dot{Q}_{\text{iç}} &= 2\left(d\dot{Q}_{A,t,I} + d\dot{Q}_{A,t,II} + d\dot{Q}_{A,t,III} + d\dot{Q}_{A,os,IV}\right) \end{aligned} \tag{2.4}$$

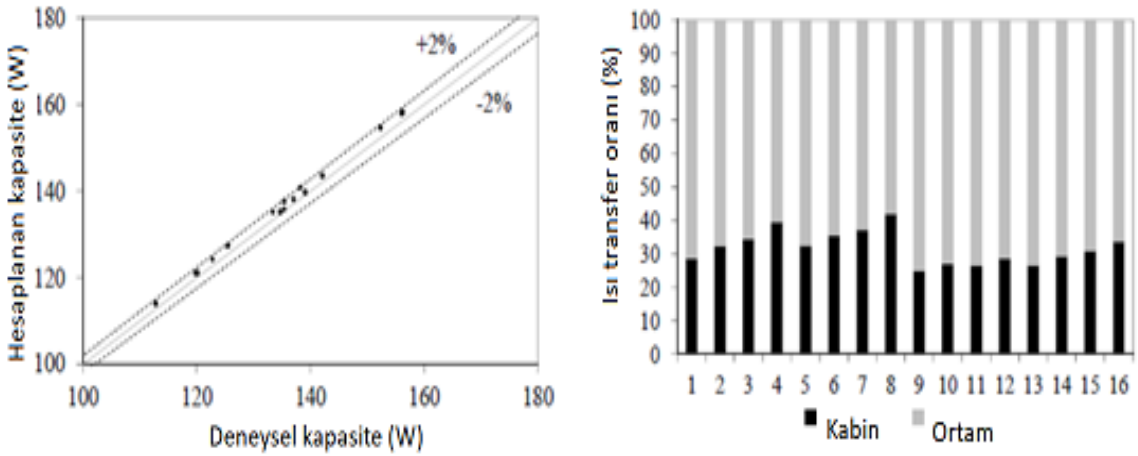
Uygun ısı transfer katsayıları ve ısıl direncin hesaplanması için çeşitli referans kaynaklar kullanıldığı belirtilmiştir. Dış ısı transferi hesabı için; doğal taşınım ve radyasyondan oluşan karma h dış taşınım katsayısı kullanılmaktadır. Dış doğal taşınım katsayısı korelasyonlar ile ısıtılan dik plakalar (buzdolabı yan duvarları için) ve yatay ısıtılan plaka hesaplamaları (buzdolabı tavanı için) kullanılmıştır. Dikey ve dairesel borular için iki fazlı akış hesaplamaları ve yoğuşturucu borularının bükümlü kısımlarındaki durumu literatürde önerilen yaklaşımlara göre düzenlendiği belirtilmiştir. Yoğuşturucu boruları ile dış metal sac arası kalan hava kavitesinin düşük hacmi ve ısı transferindeki düşük etkisi nedeniyle bu bölgede etkisiz sabit ısı transferi kabulü yapılmıştır. Tablo 2.1'de çalışmada kullanılan buzdolabı bilgileri detaylı görülmektedir.

Yapılan çalışmaya ait deneylerde dondurucusu altta bulunan, buz yapmayan 423 lt toplam hacimde bir buzdolabı kullanılmıştır. Soğutma sistemi; 60 g R600a soğutucu akışkanı, dondurucu bölmesinde kanatlı-borulu tek bir buharlaştırıcıyı ve değişken devirli bir kompresörü içermektedir. Kullanılan gizli yoğuşturucu her iki yan duvarda simetrik olarak yerleştirilmiştir. İki yan duvar yoğuşturucusu tavan kısmında tek bir pas boru ile birleştirilmiştir.

Yoğuşturucunun deneysel kapasitesi, akışkanın kızgın buhar ve aşırı soğutma şartlarındaki entalpi değişimine göre debisi kullanılarak hesaplanabilmektedir. Bu yöntemde, buzdolabı bölmelerine ısıtıcı yerleştirilmiş ve sanal bir ısıl yük oluşturarak kompresör soğutma kapasitesi ile ihtiyaç karşılanmaya çalışılmıştır. 25°C ve 32°C ortamlarında 16 adet deney gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçları kapasite hesaplama yöntemini oluşturulan bir analitik model ile birlikte karşılaştırılmıştır. Şekil 2.4'deki gibi %2 bandında sonuçlar elde edilmiştir.

Tablo 2.1 Deney Duvar bilgileri [1]

Yoğuşturucu Duvar Bilgileri		
Dış Geometriler		
Yükseklik	1,8	m
Derinlik	0,6	m
Yoğuşturucu Borusu		
Malzeme	Çelik	
Dış çap	4,00-4,76	mm
İç çap	3,2	mm
Dış Metal Sac		
Malzeme	Çelik	
Kalınlık	0,5	mm
Isıl iletkenlik	50	W/(m K)
Yapıştırıcı Bant		
Malzeme	Aluminyum	
Genişlik	50	mm
Kalınlık	0,05	mm
Isıl iletkenlik	170	W/(m K)
Termal İzolasyon		
Malzeme	Poliüretan (PU)	
Duvar kalınlığı	50	mm
Isıl iletkenlik	0,0214	W/(m K)



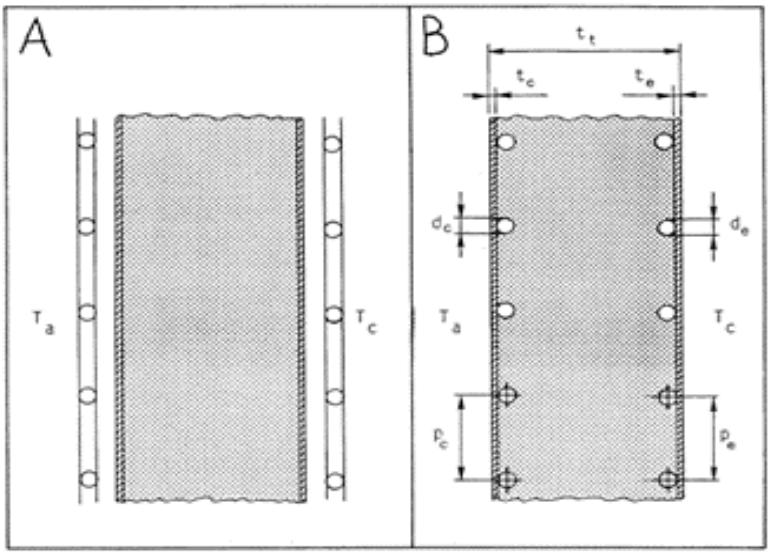
Şekil 2.4 Model ve deney karşılaştırması [1]

Bu çalışmada ev tipi buzdolaplarında kullanılan gizli yoğuşturucuların karakteristikleri ve özellikleri irdelenmiştir. Matematiksel model ile yoğuşturucu kapasitesi oluşturulan yöntem ile hesaplanmıştır.

Alessandro ve arkadaşlarının çalışmasında buzdolaplarında gizli yoğuşturucu

ve buharlaştırıcı yapısının mevcut kullanımlardan farkları incelenmiştir [2]. Çalışmada gizli yoğuşturucudan duvar içine doğru gerçekleşen ısı transferi için parametrik sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Çalışmada bir dondurucu ürünü kullanılmıştır. Mevcut durumla ısı transferi karşılaştırması için termodinamik yaklaşımları yapılmıştır. Parametrelerin etkisi olarak; sabit sıcaklık koşullarında metal plakanın kalınlığı, buzdolabı yalıtım kalınlığı, buharlaştırıcı-yoğuşturucu boyutları ve yoğuşturucu boruları ile yüzeylerin termal dirençleri kullanılmıştır.

Gizli yoğuşturucuların yan duvarlarda metal saca temaslı şekilde yalıtım içinde kullanılması termodinamik verimleri, kapasitesi ve enerji tüketimleri açısından bir optimizasyon problemi oluşturmaktadır. Bazı buzdolaplarında buharlaştırıcılar da yalıtım içerisinde yoğuşturucuların aksine metal saca değil, iç plastik yüzeye temaslı şekilde sarılarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada yoğuşturucu ve buharlaştırıcıların aynı yalıtım hacmi içerisinde karşılıklı duvar yüzeylerine yerleştirilmesi sonucu ortaya çıkan ısı transferi mekanizması incelenmiştir. Şekil 2.5'de şematik olarak yoğuşturucu ve buharlaştırıcının tek bir yalıtım duvarı içerisinde yerleşimi gösterilmiştir.

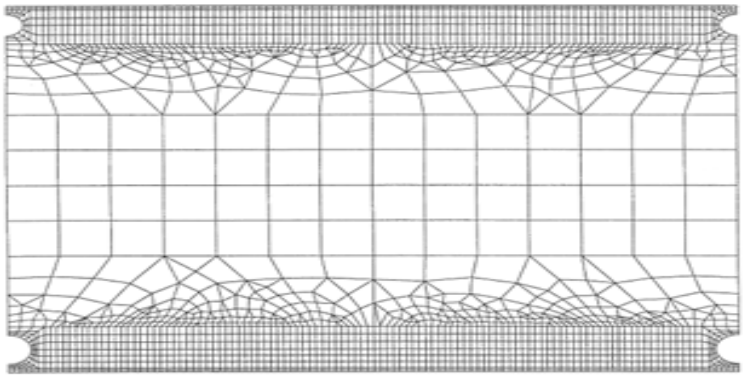


Şekil 2.5 Yoğuşturucu ve buharlaştırıcının birlikte kullanımı [2]

Bu kullanım ile birlikte yoğuşturuculardа ısı metal saca transfer olmakta ve buradan da bir kısmı dış ortama aktarılmaktadır. Aynı zamanda bir kısmı da iletim etkisi ile buharlaştırıcı borularına iletilerek buzdolabı enerjisinde kötüleşmeye neden olabilmektedir.

Bir çok uygulamada analitik ve deneysel çözümler sonuç vermemekle birlikte, bu çalışmada dizayn parametrelerinin etkisinin sonlu elemanlar yöntemi sayesinde

değişimleri irdelenmiştir. Şekil 2.6'da kurgulanan sonlu elemanlar model görünümü sunulmuştur. ANSYS ticari programında oluşturulan iki boyutlu yüzey modeli ile gizli yoğuşturucu üzerinden ısı transfer hesabı yapılmıştır.



Şekil 2.6 Sonlu elemanlar modeli [2]

Buzdolaplarının ana performans parametreleri enerji tüketimi, SPV, hücresel en küçük birimde soğutma kapasitesi ve iç saklama hacmi verimliliği üzerine olduğu belirtilmiştir. Bu koşullar bağımlı dizayn parametreleri olarak sistemin termodinamik sınırlarını oluşturmaktadır. Saklama hacminin ve duvar kalınlıklarının gizli yoğuşturucu kullanımına bağlı olarak değişmemesi sebebiyle dizayn parametresi olarak kullanılmaması gerektiği belirtilmiştir. Burada asıl mesele, hacim iyileşmesi ile birlikte oluşan yoğuşturucu kullanım etkisinin enerji üzerinde yarattığı problemleri çözebilmektir.

$$\text{SPV} = \frac{q}{w} \tag{2.5}$$

Denklem 2.5 ile buzdolabı sistem SPV değeri hesaplanabilmektedir. q sistemden çekilen ısıyı, w ise sisteme verilen işi temsil etmektedir. Gizli yoğuşturucu kullanımında ise; yoğuşturucudan gelen fazladan ısı transferi ve buharlaştırıcıya giden ısının dahil edilmemesi gerektiği için yeni SPV değeri Denklem 2.6 ile önerilmektedir.

$$SPV = \frac{(q_2 - q_1)}{w} \tag{2.6}$$

Bu çalışmada beş farklı boru konfigürasyonu ile çalışılmıştır. Boru konfigürasyonundan anlamı ise; yoğuşturucu ve buharlaştırıcı borularının yerleşimleri sonucu birbirlerine karşı bakan boru adetleridir. Buna göre; örnek olarak bir duvarda üç adet boru varken karşısında bir adet veya iki adede denk gelen boru olabilmektedir. En dar ve en geniş yoğuşturucu borusu çapı 4,76 mm

ve 6,35 mm olarak kullanılmıştır. Model içinde silindirik boruların bir yüzey ile teması ancak tek bir noktadan çizgisel temas olarak tanımlanabilmekte ve bu da sonsuz bir ısıl direnç anlamına geldiği belirtilmektedir.

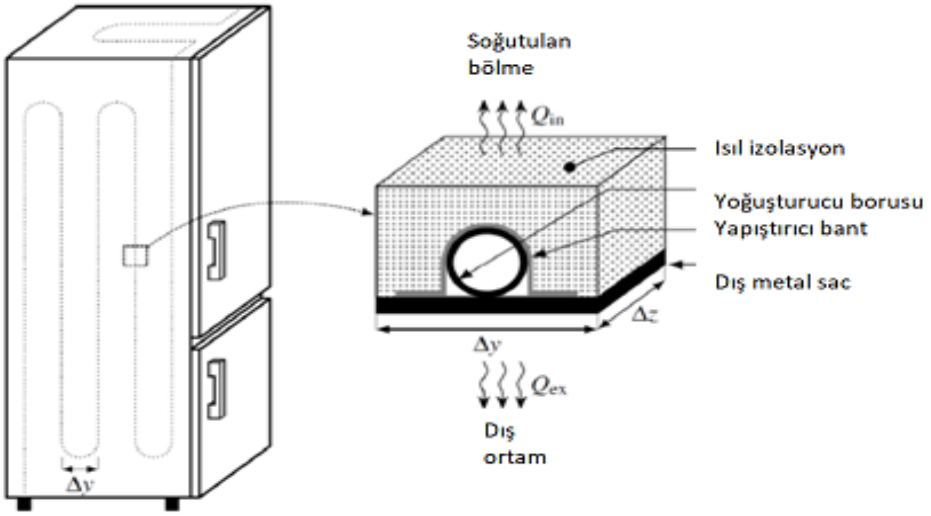
Bu çalışmada bir sonlu elemanlar yöntemi sayesinde 7000 noktalı bir model oluşturulmuştur. Isı transferinin noktalar arasında integre edilmesi ile lokal hareket edebileceği belirtilmiştir. q_1 yoğuşturucu borularını, q_2 ise buharlaştırıcı borularını temsil etmektedir. Duvar yalıtımı içerisinden termokupl ile sıcaklıklar ölçülmüştür. Ayrıca dış sac üzerinden yine sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu alanları yakınına termokupllar yerleştirilmiştir.

Yapılan analiz ve deneylere göre; yalıtım içerisindeki ısı transferinin pratikte tek boyutlu olduğu, diğer yönlere doğru ısı transferinin ise yoğuşturucu ve buharlaştırıcı borularından direkt geçiş kaynaklı görülebileceği belirtilmiştir. Bu durumda anahtar koşul, ısı transferi ve yoğuşturucu-buharlaştırıcı boruları ile oluşan termal direnç ve plakadan gerçekleşen ısıl iletim gösterilebilir. Boruların metal yüzey ile oluşturduğu kanat etkisi; plaka kalınlığı ve boruların dizilimine bağlıdır. Analizlerde boru çapının (yoğuşturucu ve buharlaştırıcı) gizli yoğuşturucu performansı üzerinde etkisiz olduğunun söylenemeyeceği belirtilmiştir. Bu çalışmada gizli yoğuşturucu performansı mevcut buzdolabındaki durum ile karşılaştırılmıştır. Analizler buzdolabının aynı enerji tüketiminde ve aynı iç dış sıcaklık çalışma şartlarına göre dikkate alınmıştır. Buna göre; buzdolabı yalıtım kalınlığının artışı en belirgin etkiyi yapmaktadır.

Espindola ve arkadaşları çalışmalarında, gizli yoğuşturucular için ev tipi bir buzdolabında belirledikleri performans parametrelerini incelenmişlerdir [3]. Sekiz farklı gizli yoğuşturucu yapısı üretilerek bir buzdolabında uygulama yapılmıştır. Kullanılan yoğuşturucu parametreleri ise; boruları metal saca yapıştırmak için kullanılan bantın yapıştırıcı tipi (alüminyum/polietilen bant), boru dış çapı (4,00 mm/4,76 mm) toplam boru boyu (10 m/11,5 m) ve yoğuşturucu yerleşim pozisyonları olmuştur.

Bu amaçla ev tipi buzdolapları için matematiksel bir model oluşturulmak istenmiştir. Bu modelde kapsamlı uygulama buzdolabı üzerinde belirlenen deneyler ile birlikte yapılmıştır. Daha sonra çıktılar kullanılarak sunulan matematiksel model tüm sistem elemanları üzerinde etkisi ile birlikte incelenmiştir. Buzdolabı performansı üzerindeki etkisi elde edilmeye çalışılarak, ev tipi buzdolaplarında gizli yoğuşturucu dizayn parametreleri oluşturulmaya çalışılmıştır. Şekil 2.7'de uygulamada ve matematiksel modelde kurgulanan

düzenek şematikleri ve ısı transferi modeli görülmektedir.



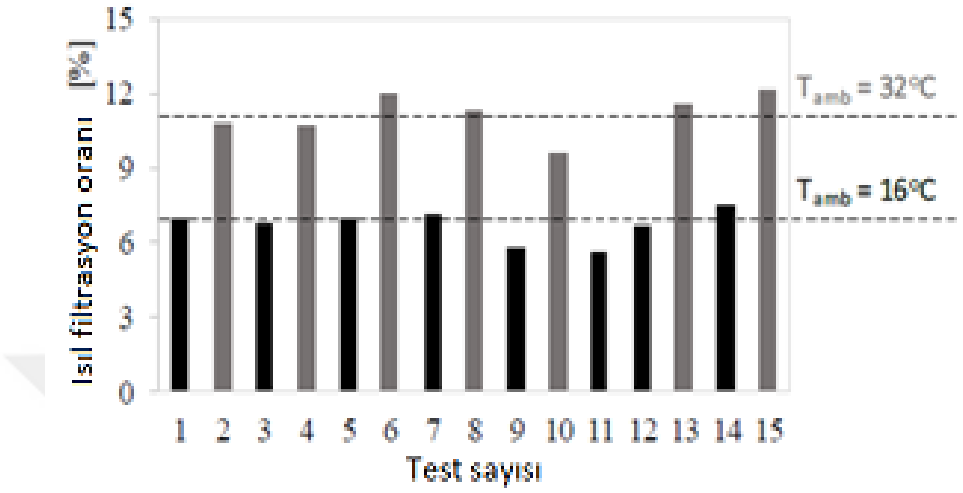
Şekil 2.7 Buzdolabında uygulama ve ısı transferi modeli [3]

Bu çalışmada sekiz farklı buzdolabı ürettirilerek üzerlerinde deneyler yapılmıştır. Bu deneylerde sabit devirli bir kompresör, R600a akışkanı ile birlikte kullanılmıştır. Buharlaştırıcısı kanatlı borulu olan tüm buzdolapları benzer konfigürasyonda tasarlanmıştır. Yalnızca yoğuşturucuları farklı parametreler ile üretilmişlerdir.

Yapılan deneylere göre polietilen ile bağlanan yoğuşturuculardа sınırlı ısı atımı sebebiyle alüminyum bant ile bağlanan yoğuşturuculara göre yüksek basınç seviyesi oluşmaktadır. Polietilen ile yapılan sistemde düşük ısı transfer alanı ile verimli yüzey alanı kaybedilmekte olduğu ve yoğuşturucu sıcaklıklarının yükseldiği belirtilmektedir. Deney sonuçları değerlendirildiğinde yoğuşturucu boruları ile metal sacı birbirine yapıştıran hava boşluğu etkisi oldukça düşük olduğu (%0,5'den daha düşük) görülmüştür. Buna göre; genel ısının bant ve temas edilen alan üzerinden gerçekleştiği görülmektedir. Tüm ısının %60'a yakın kısmı ise alüminyum bant üzerinden gerçekleştiği, fakat polimerik bant kullanınca bu oranın %2'den az olduğu görülmektedir. Polimerik bant ile oluşan düşük kanat etkisinin ısı transferini düşük temaslı yüzey alanına ulaştırdığı sonucuna ulaşılmıştır. Şekil 2.8'de ısı transferinin farklı ortam şartlarında gerçekleşme yüzdeleri görülmektedir.

Beklendiği gibi, yüksek ortam sıcaklığında iç kısma doğru gerçekleşen ısı transferi de yükselmektedir. Bu oran sırasıyla; 32°C ve 16°C ortamlarda %11,1 ve %6,7 olarak hesap edilmiştir. İç ortama gerçekleşen ısı transferinde ise yoğuşturucu yerleşiminin de ısı transferini etkilediği hesap edilmiştir. Yalıtım

kalınlığı etkisi ise ısı transferini ters oranda etkilemektedir. Ayrıca bu çalışmada maliyet olarak ucuz polimerik bant malzemesinin daha geniş boru-sac yüzey alanı oluşturulabildiğinde kullanılabileceği, bu sebeple D tipi boru formunun sonraki çalışmalarda önerileceği belirtilmiştir.

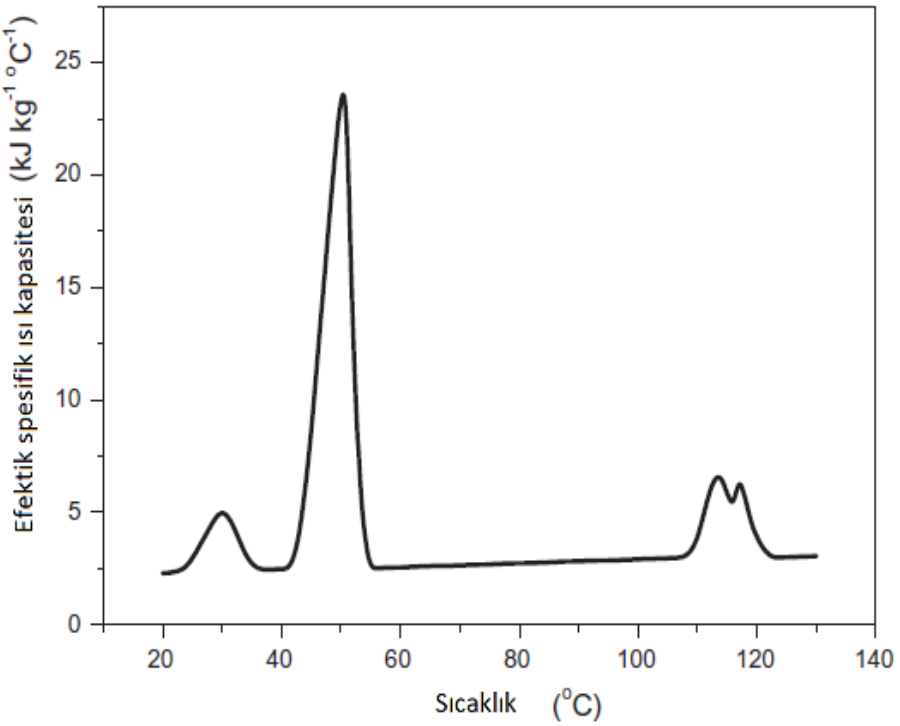


Şekil 2.8 Deneylere göre değişen ısı transfer oranları [3]

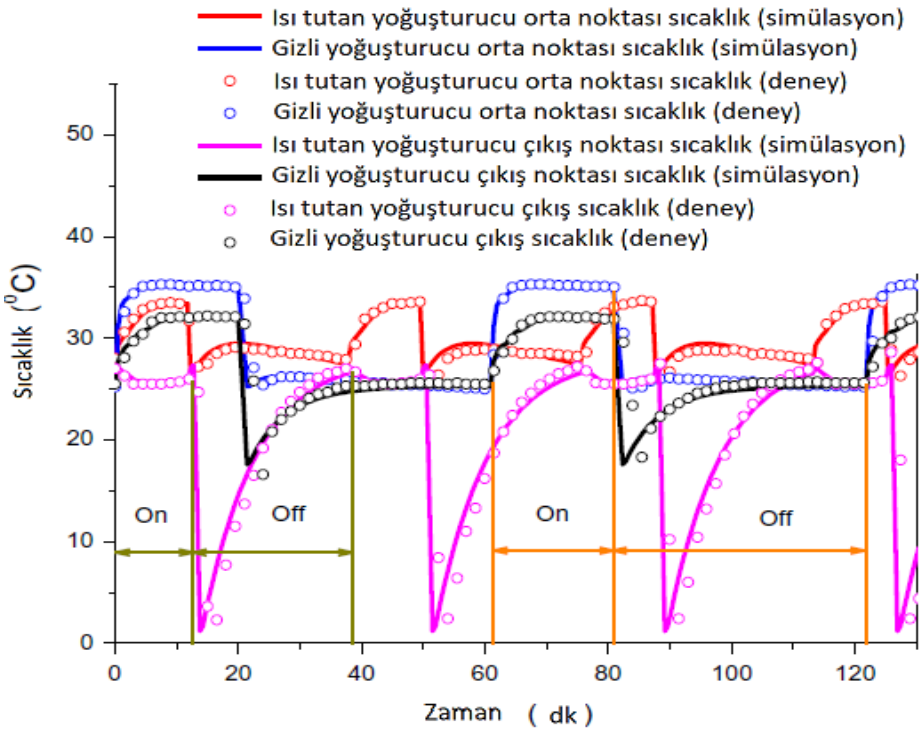
Yuan ve arkadaşları yaptıkları çalışmada gizli yoğuşturucuların optimize edilmesi, maliyetlerin düşürülmesi ve enerji tüketiminin optimize edilmesi üzerinde durmuştur [4]. Çalışma sonucunda enerji seviyesi iyileştirilmiş buzdolabı ile mevcut buzdolabı performansları karşılaştırılmıştır.

Çalışmalar iki kapılı bir buzdolabı ürününde yürütülmüştür. Deneyler ürünün normal çalışma-durma periyodunda yapılmıştır. Bu çalışmada FDM (faz değiştiren malzeme) malzemesi ile sistemde kullanılan yoğuşturucunun performansının artırılması üzerinde durulmuştur. Şekil 2.9'da FDM malzemesinin ısı tutma kapasitesi gösterilmektedir.

Deneysel çalışmalarda kullanılan gizli yoğuşturucular sağ ve sol duvarlarda birlikte kullanılmıştır. Her iki duvarda da toplamın yarısı kadar eşit boru uzunluğu kullanılmıştır. Yapılan deneylerde sonuç olarak; FDM kullanımı ile gizli yoğuşturucu performansının artmakla birlikte FDM maliyetinin eklenmesi sebebiyle tekrar sistem optimizasyonu sağlanması gerektiği belirtilmektedir. Şekil 2.10'da FDM malzemesinin gizli yoğuşturucu ile birlikte uygulamasının yoğuşturucu sıcaklığı üzerindeki etkisi farklı uygulamalar için görülmektedir.

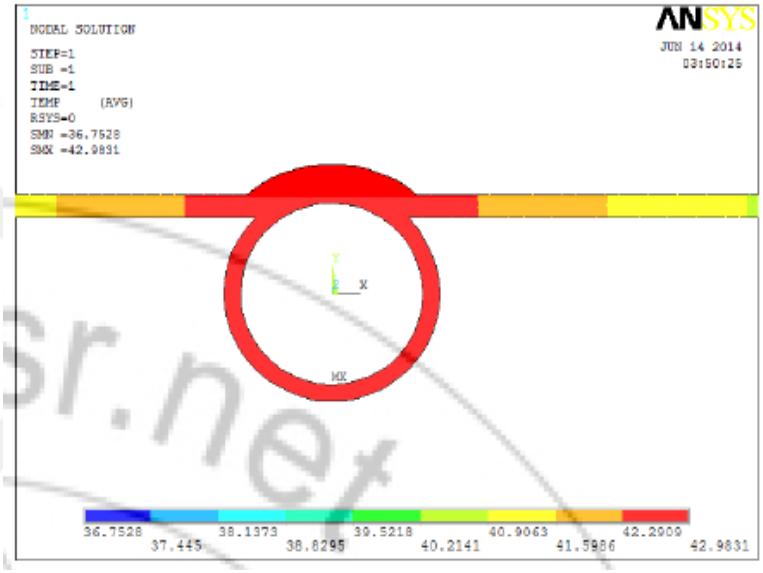


Şekil 2.9 Yoğuşturuda FDM ile sıcaklık profili oluşumu [4]



Şekil 2.10 Deneysel ve simülasyon karşılaştırması olarak yüzey sıcaklıkları [4]

2014'de Raiyani ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmalarda buzdolaplarında kullanılan gizli yoğuşturucular için bilgisayar destekli simülasyon çalışması kurgulamıştır [5]. Çalışma gerçek bir buzdolabı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerle yoğuşturucu performansını etkileyen bazı parametrelerin etkisine detaylı bakılmıştır. Analizlerde sıcaklık dağılımı incelenmiş ve deneysel olarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Yapılan analizler ve doğrulanan deneylere göre özellikle yoğuşturucu borusu temas açısının değişim etkisi incelenmiş ve temas açısı artırıldığında yoğuşturucudan gerçekleşen ısı akımı ve ısıl gradyentin arttığı belirlenmiştir. Şekil 2.11'de farklı temas açıları için sıcaklık profili dağılım analizi görülmektedir.

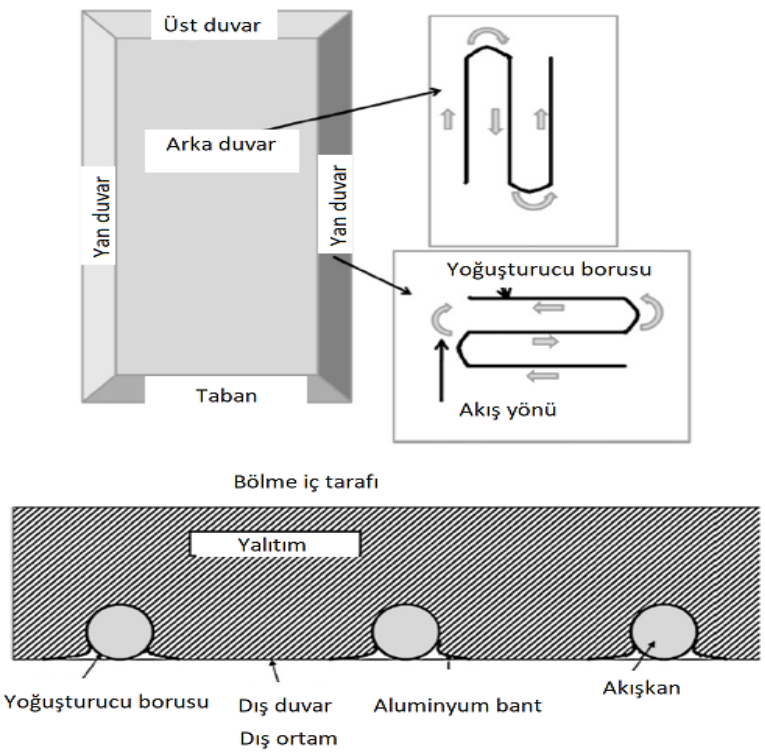


Şekil 2.11 90° temas açısında sıcaklık profili [5]

Yoğuşturucu borularının dış metal saca temasının kanat etkisi oluşturarak temas alanı artımı ile gizli yoğuşturucularda ısı transferini artırdığı belirtilmektedir. Yapılan analizlerde ısı transferinin boru içerisine sıcak akışkan geldiği andan itibaren dış ortama doğru önce iletimle saca, daha sonra taşınımla dış ortama aktarıldığı belirtilmektedir. Analizlerde yoğuşturucu içi akışkan sıcaklığının en fazla 43°C, en düşük ise 36°C olarak kabul edildiği belirtilmektedir. Analizlerde yoğuşturucu temas açısının 90° ve 180° etkisi detaylı incelenmiştir. Sonuç olarak; gizli yoğuşturucu boruları ile metal sac arası temas açısı artırıldığında yoğuşturucudan atılan ısı akısının net olarak arttığı ve termal sıcaklık farkı oluşumu gözlenmiştir.

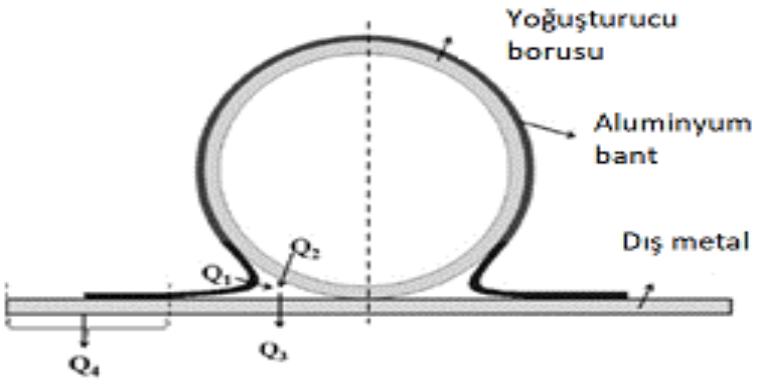
Gupta ve arkadaşlarının 2008 yılında yaptıkları çalışmalarında gizli yoğuşturucuların toplam boru uzunluğu ve kapasitelerini farklı dizayn ve çalışma parametrelerine göre tahmin edebilen bir model geliştirmişlerdir [6]. Modelde yoğuşturucular en küçük elemanlara bölünmüş; alüminyum

malzeme yapışkan bant ile yoğuşturucu borusunun dış metal saca bağlandığı kabul edilmiştir. İç ısı transfer katsayısı ve basınç düşümünün; sıcaklık ve akış tipine bağlı olarak değiştiği belirlenmiştir. Dış ortam ısı transfer katsayısının değişimi de göz önüne alınmıştır. Çalışmalara göre alüminyum bantın dışa doğru gerçekleşen ısı transferinde ciddi bir rol oynadığı anlaşılmıştır. Gizli yoğuşturucuların genel olarak bakır veya bakır kaplı çelik borulardan yapıldığı belirtilmektedir. Şekil 2.12'de gösterilen yoğuşturucunun kesit görüntüsünene göre; kullanılan alüminyum bantın yoğuşturucuyu dış metal saca tutundurduğu görülmektedir. Bant kullanımının dış tarafa doğru ısı transferini sağladığı ve artırdığı belirtilmektedir. Aluminyum bantın tutunma özelliğinin azalması ile yoğuşturucu etkenliğinin azalacağı vurgulanmıştır. Ayrıca diğer yoğuşturuculara göre gizli yoğuşturucuların kullanımı ile buzdolabı iç bölmesine doğru yapılan ısı transferinin de artacağı belirtilmiştir. Uygun doğru tasarımlar ile bu problemlerin aşılabileceği açıklanmıştır.



Şekil 2.12 Gizli yoğuşturucu yerleşim, akış yönü ve şematiği [6]

Şekil 2.12'de gösterilen detayda kullanılan gizli yoğuşturucunun akış ve yerleşim ile detay yapısal şematiği sunulmuştur. Çalışmada ısı transferi mekanizmaları sayısal olarak bir model ile açıklanmıştır. Yoğuşturucu borusunun her bir hücresi benzer kabulu ile tek bir temas noktası Şekil 2.13'deki gibi incelenmiştir. Her bir parça yoğuşturucu elemanının kanat olarak kabul edilmesi nedeniyle modelde ısı transfer yapısı Denklem 2.7'deki gibi kabul edilmiştir.



Şekil 2.13 Gizli yoğuşturucu boru kesiti detayı [6]

$$\frac{\mathrm{d}^2\theta_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}x^2} - m_i^2\theta_{\mathrm{i}} = 0 \tag{2.7}$$

Bu yapı ile birlikte akış rejimlerinde ısı transfer kolerasyonları da değişiklik göstermektedir. Akışkanın oluşturduğu iç taşınım katsayısı, akışkan özellikleri, akış yapısı ve akış rejimi özellikleri boru yapısına bağlı olarak değişebilir. Dış sac üzerinde oluşan sıcaklık, seçilen parçaya göre değişim göstererek dış ısı transfer katsayısının da değişimine neden olmaktadır. Denklem 2.8 ile en küçük elemanlar arası sıcaklık geçişi tarif edilmiştir.

$$T = T - \frac{Q_{\mathrm{dış}}}{m\mathrm{C}_{p,}} \tag{2.8}$$

Denklem 2.8 sıcaklıklardan bağımsızlaştırıldığında Denklem 2.9 yapısında kullanılabilmektedir. Burada akışkan hal durumuna göre entalpi ve kütlesel debi değerleri kullanılarak sıcaklık geçişi hesaplanabilmektedir.

$$h = h - \frac{Q_{\mathrm{dış}}}{m} \tag{2.9}$$

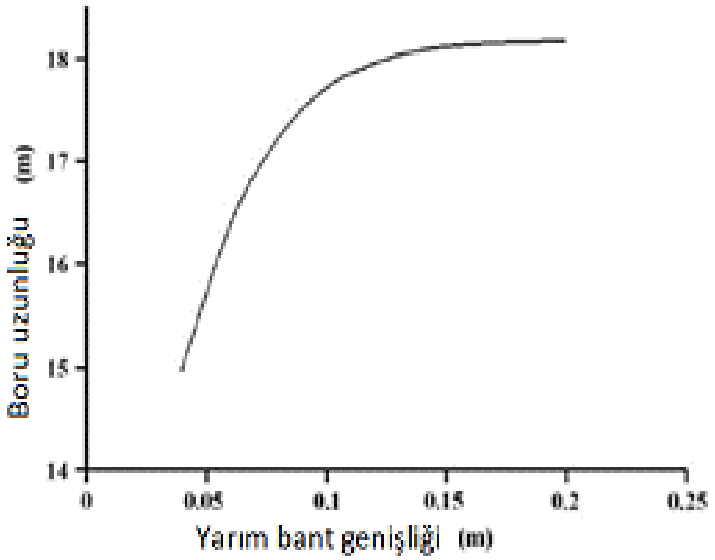
Doğal taşınımda ısı transferini düzenleyen boyutsuz sayılar; Nusselt, Prandtl ve Rayleigh sayıları ile açıklanmaktadır. Literatürde yapılan araştırmalar sonucunda düz plaka üzerinde doğal taşınım aşağıda sunulan Denklem 2.10'daki gibi kabul edilmiştir.

$$Nu = \left(0,825 + \frac{0,387Ra_3^{1/6}}{\left[1 + (0,492/\mathrm{Pr})^{9/16}\right]^{8/27}}\right)^2 \tag{2.10}$$

Bu çalışmada aynı zamanda yoğuşturucu borusu içerisinde oluşan ısı transfer katsayısı hesaplaması üzerinde de durulmuştur. Bu amaçla akış teorisine uygun referanslar ile yapılan araştırmalarda, iki fazlı akışta, basınç ve sıcaklık düşüşüne bağlı olarak farklı korelasyonlar elde edilmiştir. Akışkan boyunca her bir akış parçacığı bir eleman olarak kabul edilirse, toplam basınç düşüşü tüm elemanların basınç düşüşü toplamına eşit olarak kabul edileceği belirtilmiştir. Denklem 2.11'de basınç düşüşü teorik formülü görülmektedir.

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right) = \frac{8f\,m^2(1-x)^2}{\pi^2\rho d^5} \tag{2.11}$$

Yapılan çalışmalarda, yoğuşturucuyu dış metal saca bağlayan bant etkisi üzerinde durulmuştur. Şekil 2.14'de yoğuşturucu yapıştırmada kullanılan bant genişliğinin toplam boru boyuna etki ettiği anlaşılmaktadır. Şekil 2.14'de görüldüğü üzere bantın yoğuşturucu boyunu belirlemede önemli bir rol oynadığı görülmektedir. En az bant genişliği (boruya temas eden ve saca değen bölgelerin tamamı) 4cm olarak belirlenmiştir. Bu miktar artırılırsa bantın temas ettiği sac bölgesi genişlemekte ve bantsız sac bölgesi alanı ise düşmektedir. Bantlı alanda bant sebebiyle, bantsız alana göre daha fazla ısıl direnç oluşacağından, bantsız alanda ısı atımı için daha geniş bir yüzeye ihtiyaç duyulacağı belirtilmiştir. Bantlı olarak kullanılan sac alanı, toplam sac alanına göre belirlenmeli ve alanın en az kısmı bantsız olabilecek şekilde dizayn edilmesi gerektiği belirtilmiştir.

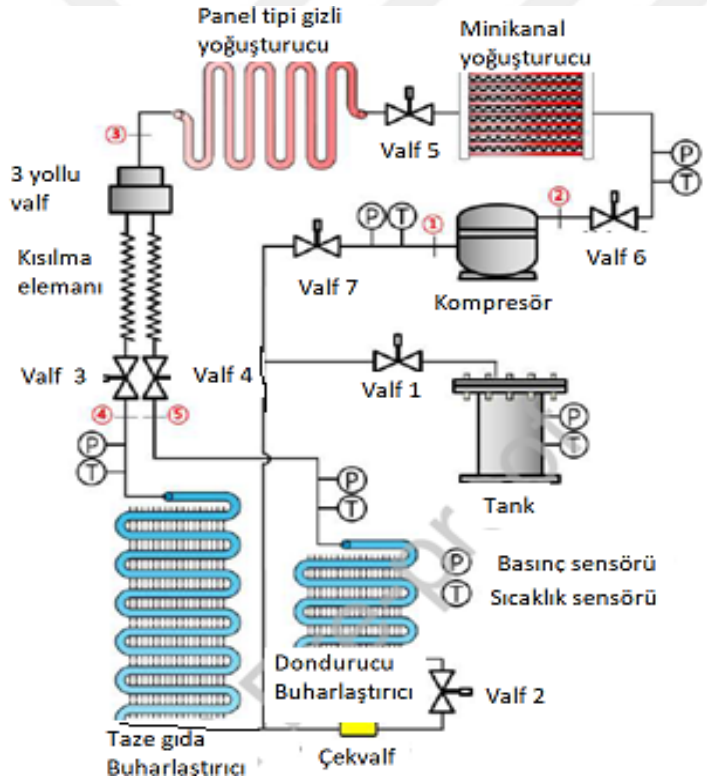


Şekil 2.14 Gizli yoğuşturucu bant genişlik değişiminin etkisi [6]

Çalışmalara göre yoğuşturucudaki en fazla basınç düşümünün iki fazlı bölgede oluştuğu belirtilmektedir. Ayrıca yoğuşturucu borusu ile bantın teması sonucu

sac arasında kalan kavitelerin matematiksel modelde çok belirgin etkileri olmadığı anlaşılmıştır. Boru boyunun özellikle bant temas açısı ile ilgili olduğu belirlenmiştir. Boru boyuna aynı zamanda sac panel genişliği ve kullanılan bant genişliği de etki etmektedir.

Cho ve arkadaşlarının 2020 yılında yaptıkları çalışmada gizli yoğuşturucu geometrisinin iki kapılı buzdolaplarında şarj düşümü için yapılan optimizasyonu üzerinde durulmuştur [7]. Zamana bağlı olarak yapılan hesaplamada R600a soğutucu akışkanı kullanılan sistem modellemesi farklı çalışma koşulları için incelenmiştir. Bu çalışmada, R600a ile paralel soğutma sisteminde çevrimin zamana bağlı modellemesi yapılmıştır. Modelleme ayrıca deneysel çalışmalarla doğrulanmıştır. Yapılan deneysel çalışmaya ait deney yapısı Şekil 2.15'de gösterilmiştir. Aynı zamanda Tablo 2.2'de bu çalışmaya ait deney parametreleri detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 2.15 Gizli yoğuşturuculu deney düzenek yapısı [7]

Tablo 2.2 Deneysel detaylar [7]

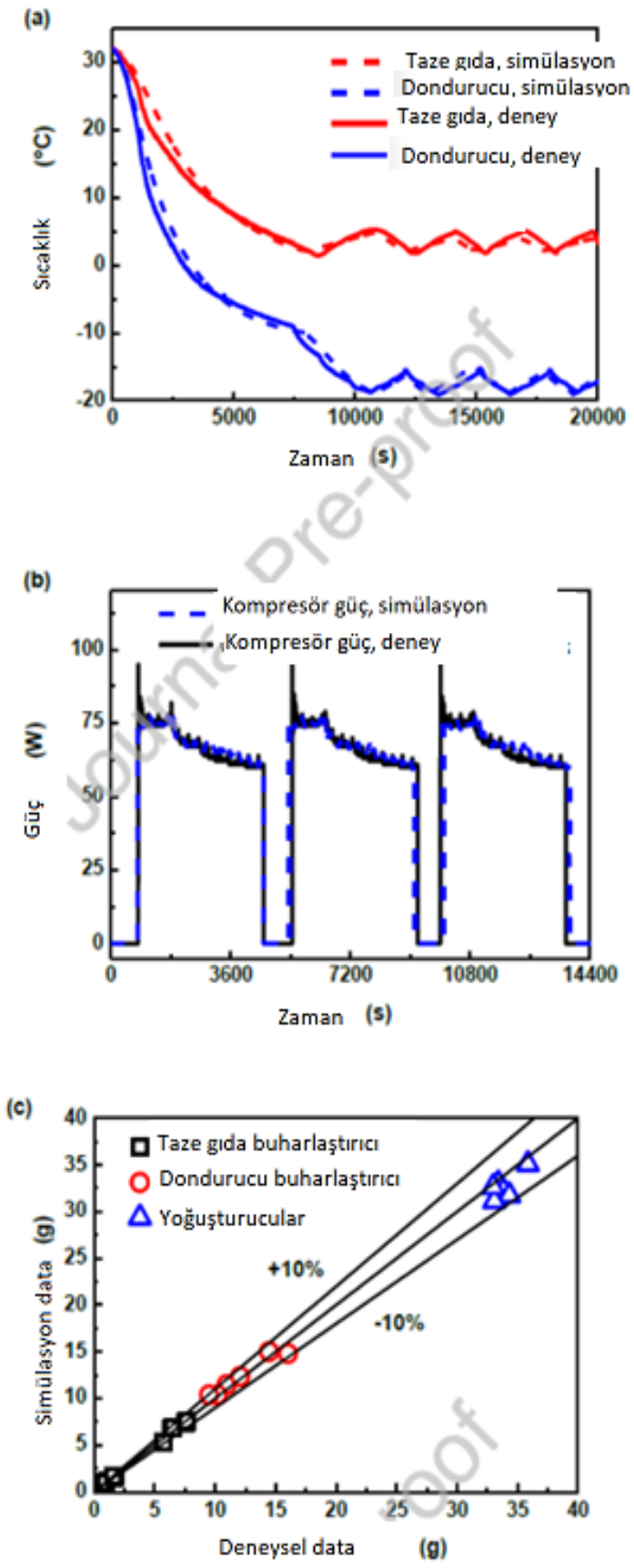
Komponent Özellikleri		
Kompresör tipi		
Soğutucu akışkan	R600a	56g
Yoğuşturucu	Minikanal	
Yoğuşturucu ısı transfer yüzey alanı	0,093	m^2
Yoğuşturucu Kanat tipi	Louver yapı	
Duvar tipi ısı değiştirici malzemesi	Çelik	
Dış çap	4	mm
Boru et kalınlığı	0,7	mm
Toplam boru uzunluğu	16	m

Kompresör modeli için sıcaklık, akış ve basınç değişimlerinin gözetildiği bir model seçilmiştir. Isı değiştirici modeli için basınç düşümü oluşabileceği için bir tank içinde sabit basınç olması durumu kabul edilerek ilerlenmiştir. Kısılma elemanı modeli için ise içerisindeki kütlesel akış ihmal edilmiştir. Kabin modeli için zamana bağlı sıcaklık değişimini içeren yalıtım direnci ile birlikte buharlaştırıcıdan çekilen ısı kullanılmıştır. Deneyi yapılan iki kapılı üründe iki ayrı buharlaştırıcı kullanılmaktadır. Çift kısılma elemanı kılcal boru sayesinde oluşurken, bir adet üç yollu valf ile akış yönlendirmesi sağlanmaktadır. Elde edilen model ile deneysel çalışmaların %9,1 bandında tutarlı olduğu sağtanmıştır. Şekil 2.16'da model ile deney doğrulama grafikleri birlikte sunulmuştur.

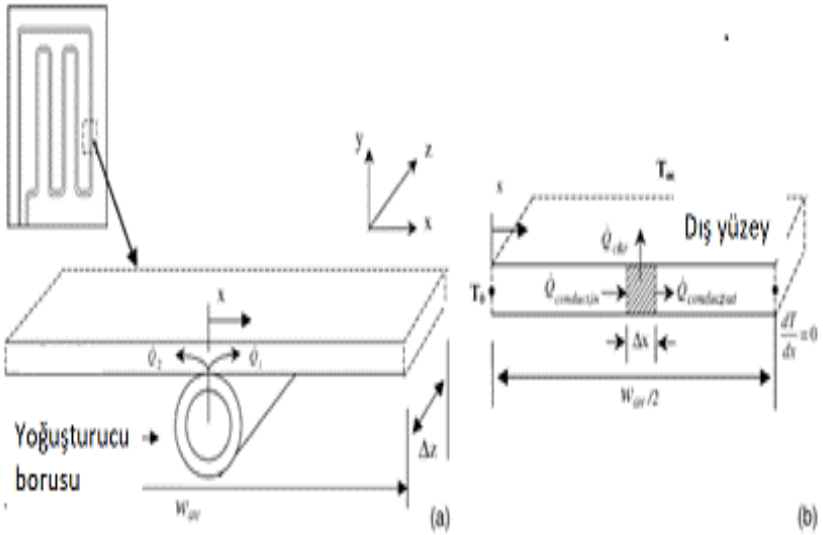
Yapılan analiz ve deneylerle akışkanın çoğunun yoğuşturucu içinde kaldığı gözlenmiştir. Yoğuşturucu boyunun ve çapının düşürülmesinin dondurucu ve soğutucu bölme SPV'lerini düşüreceği ve kompresör çalışma süresini artıracağı belirtilmiştir. Minimum şarj gerekliliği ile birlikte yoğuşturucu uzunluğu ve çapının optimum değerleri belirlenmiştir.

Bansal ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmada deneysel ve modelleme olarak buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimli bir buzdolabı gizli yoğuşturucusu üzerinde durulmuştur [8]. Modelleme için Fortran 90 programı kullanılarak sonlu elemanlar yöntemi uygulanmıştır. Bu çalışmada gizli yoğuşturucu analiz edilmek üzere küçük parçacıklara bölünmüştür.

Her bir yoğuşturucu boru parçacığı için en küçük elemanlar yöntemi kullanılarak bu parçacıkların ısı transfer dengesi Şekil 2.17'deki gibi ifade edilmiştir. Isı transfer yüzey alanı olarak dış metal yüzey alanları derinlik ve yükseklik ile hesaplanarak kullanılmıştır.



Şekil 2.16 Deneysel çıktıların simülasyonla karşılaştırılması [8]



Şekil 2.17 Gizli yoğuşturuculu boru kesiti ve ısı transfer mekanizmaları [8]

Gizli yoğuşturucuların ısı akış mekanizmaları karmaşıktır. Isı önce akışkandan yoğuşturucu borusuna, sonradan da iletimle aluminyum banta ve son olarak dış saca doğru aktarılmaktadır. Aynı zamanda iç izolasyona da doğrudan bir aktarım söz konusudur. Isının büyük kısmı taşınım ve ışınım yolu ile dış ortama aktarılırken bir kısmı da iç ortama doğru yalıtım üzerinden geçmektedir. Uygulanan model üzerinde yoğuşturucu boru çapı ve akış debisi parametreleri birlikte incelenmiştir. Birim kesit boru elemanından geçen toplam ısı miktarı ise toplam ısı transfer katsayısı ve sıcaklık farkı ile Denklem 2.12 ile hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{dış}} &= UA_{\text{dış}} \left(T_{\text{metalyüzey}} - T_{ortam}\right) \\ \frac{1}{UA_{\text{dış}}} &= R_{\text{dış}} = R_1 + R_2 + R_{\text{taş}} + R_{\text{ış}} \end{aligned} \tag{2.12}$$

Dış ortama ait ışınım ve taşınım ile birlikte toplam ısı transfer katsayısı Denklem 2.13 ile hesaplanmıştır.

$$h_{\text{ef}} = h_{\text{taş}} + h_{\text{ış}} \tag{2.13}$$

İlk olarak dış ısı transfer katsayısı tahmin edilerek sonrasında düz yüzey üzeri ısı transfer kolerasyonları kullanılmıştır. Elde edilen ısı dengesi Denklem 2.14 ile görülmektedir.

$$
\begin{aligned}
Nu &= 0,68 + 0,67\left[Ra_{\mathrm{L}}\psi(Pr)\right]^{1/4} \quad \text{Laminer} \\
Nu &= 0,15 \cdot \left[Ra_{\mathrm{L}}\psi(Pr)\right]^{1/3} \quad \text{Türbülans} \\
Pr &= \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{-16/9} \\
Ra &= \frac{g\beta\left(T_{\text{metalyüzey}} - T_{\text{ortam}}\right)L_{\text{kar}}^{3}}{\nu\alpha}
\end{aligned}
\tag{2.14}
$$

Dikey dış sac üzeri karakteristik yükseklik, sac yüksekliği olarak alınmıştır. Bununla bağlantılı olarak Nusselt sayısı ise Denklem 2.15 ile hesaplanmıştır.

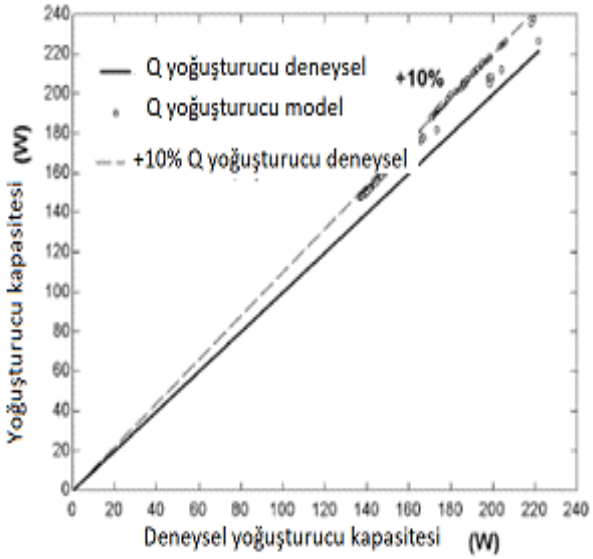
$$
h_{\text{ef}} = \frac{Nuk}{L_{\text{kar}}} \tag{2.15}
$$

Buna göre; ilk tahmin olarak h taşınım katsayısı için verilem denklemler iteratif olarak kullanılarak gerçek değeri hesap edilmeye çalışılmıştır. Yoğuşturucudan dışarı atılan ısı için kullanılan genel Denklem 2.16'da görülmektedir.

$$
\dot{Q}_{\text{iç}} + \dot{Q}_{\text{ış,taş}} = \dot{Q}_{\text{dış}} \tag{2.16}
$$

Bu çalışmada deney ve model sonuçları arasında %10 bandında sapma olduğu belirtilmiştir. Bu farkın sebebi olarak; modelin buzdolabı içine doğru giden ısıyı hesap etmemesi olarak gösterilmiştir. Daha önce literatürde yapılan araştırmalarda bu durumun enerji tüketiminine etkisinin %2,5-%3,5 arasında olduğu hesap edilmiştir. Model ve deney karşılaştırması Şekil 2.18'de ifade edilmiştir.

Taşınım ve ışınım katsayıları plaka üzeri ortalama sıcaklık değeri kullanılarak türetilmiştir. Bu çalışmada kullanılan ürün üzerindeki gizli yoğuşturucuların (sağ, sol ve arka duvarlarda) kullanılan katsayıları her bir alandaki kullanılan boru uzunluğuna bağlı olarak farklı ısı transferi alanına göre değişmektedir. Farklı duvarlardaki ısı transfer katsayıları duvar özelliklerine bağlı olarak değişim gösterebilmektedir. Işınım etkisi ile ısı taşınım katsayısı değişiminin, taşınım ısı transfer katsayısı değişimine oldukça benzediği belirtilmiştir. Işınım yolu ile gerçekleşen ısı transferinin %70'e kadar olan kısmı toplam ısı transferi üzerinde etkili olduğu belirtilmiştir.



Şekil 2.18 Deney sonuçları ve model analizlerinin yoğuşturucu kapasitesi üzerindeki karşılaştırması [8]

Churchill ve arkadaşlarının 1975 yılında yaptıkları çalışmada, dik yüzeyin bir boşluğa bakacak şekilde yerleştirildiği durumda gerçekleşen laminer ve türbülanslı akış durumları için ısı transfer mekanizmalarına uygun boyutsuz sayılar üzerinde çalışmıştır [9]. Bu çalışmada boşluklu bir ortam için ortalama Nusselt (veya Sherwood) sayısının Rayleigh ve Prandtl (veya Scmits) sayıları ile ifade edilmesi ile ilgilenilmiştir. Yapılan çalışmalarda Rayleigh sayısının neredeyse sıfıra ulaşarak sonsuza gitmesi nedeniyle laminer sınır koşullarda teorik çözüm arandığı belirtilmiştir. Elde edilen ifadede, eşit dağılımlı ısınma ve bunun yanı sıra elde edilen sıcaklık dağılımının da eşit dağılımlı olması öngörülmektedir. Sunulan korelasyon aynı zamanda non-newtonian akışkanlarda açılı plakalar için de bir tahmin yapabilmektedir.

Deneysel veriler ve teorik yaklaşımların birlikte tutarlılığına göre Rayleigh sayısının sıfıra yaklaştığında Nusselt sayısının limitlenmesi nedeniyle aşağıdaki bağıntının kullanılması önerilmiştir. Denklem 2.17'de önü açık dik yüzey ısıtılmış plakada gerçekleşen ısı transferi denklemi boyutsuz Nusselt sayısı için kullanılması önerilmiştir.

$$Nu = 0,68 + \frac{0,670Ra^{1/4}}{[1 + (0,437/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \tag{2.17}$$

Bu Denklem genel olarak Rayleigh sayısının 10^5 ile 10^9 olduğu aralıkta geçerli iken 10^5'den küçük olduğu durumda hatalı sonuçlar verebilmektedir. Denklem 2.18'de önerilen diğer bir denklem ile de laminer ve türbülanslı rejimler arası

düzgün bir geçiş sağlanabileceği gösterilmiştir.

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \tag{2.18}$$

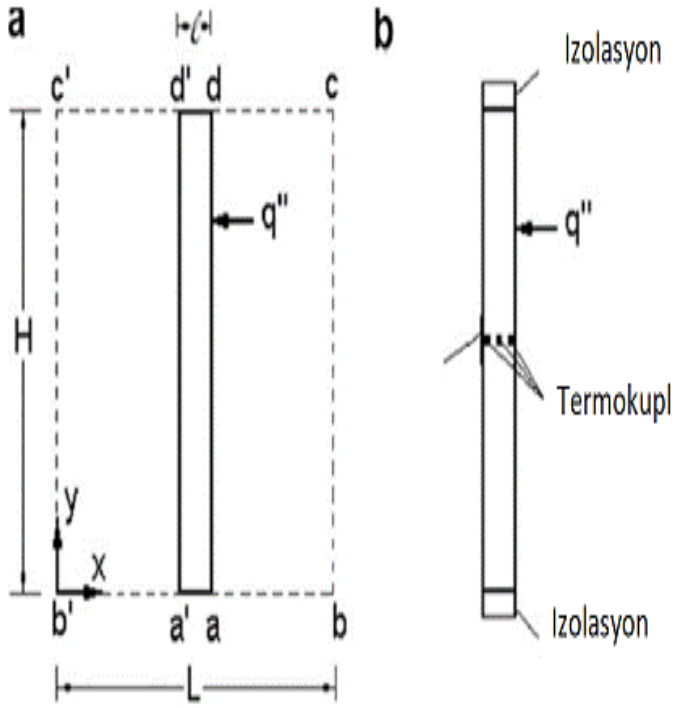
Yukarıdaki her iki denklem plaka üzerinde ısı akısı olmadığı durumlar için geçerlidir. Ayrıca aşağıda uniform ısı akısı olan düz dikey plakalar üzerinde boşluğa bakan yüzeyleri için benzer denklemler tanımlanmıştır. Doğal taşınımda uniform ısıtılmış yüzeylerde korelasyonda Rayleigh sayısı kullanılmaktadır. Bunun nedeni yüzey sıcaklık etkisinden bağımsızlaşmak olduğu belirtilmiştir. Uniform ısınma durumu için de korelasyon Denklem 2.19'e dönüştürülmektedir.

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{[1 + (0,437/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \tag{2.19}$$

Doğal taşınımlı homojen ısınma durumlarında kullanılan korelasyonda her zaman Rayleigh sayısı dış etkilerden arındırılarak kullanılır.

Bilgen 2009'da yaptığı çalışmasında ısıtılmış dik bir duvarda iletim ve taşınım ile gerçekleşen ısı transferinin sayısal ve deneysel sonuçları üzerinde durmuştur [10]. Yapılan hesaplamalar kütle, momentum ve enerji denklemlerini kontrol hacmi metodu ile çözüme kavuşturmuştur. Sonuç olarak ise, Nusselt sayısı cinsinden her iki yüzey için Rayleigh sayısı, duvar kalınlığı ve iletim katsayısının oluşturduğu bir fonksiyon Nu=f(Ra,Pr,k) olarak sunulmuştur.

Üzerinde ısı akısı etkisi olan dik duvarlar üzerinde; doğal taşınım, iletim ve radyasyonunun eşlenik olarak gerçekleştiği bir ısı transferi mekanizması oluştuğu belirtilmektedir. Bazı koşullarda doğal taşınımın yanında ışınım ve iletim etkileri ihmal edilmektedir. Bu sayılan uygulamalarda, hava tarafı doğal taşınım Rayleigh sayısı limiti 10^9 olarak belirtilmiştir. Boyutsal olarak ölçek 10^0 ile oluşan ısı akısı 10^1 olarak alındığında, duvar yüzeyi ve ortam arası sıcaklık farkı oldukça düşük kaldığı belirtilmektedir. Sonuç olarak; ışınım ihmal edilebilmekte ve iletimle ısı transferinin belirli bir kalınlıkta doğal taşınım ile birlikte hareket ettiği belirtilmektedir. Şekil 2.19'da eşit dağılımlı olarak bir ısı akısı ile ısıtılan dik bir duvar görülmektedir.

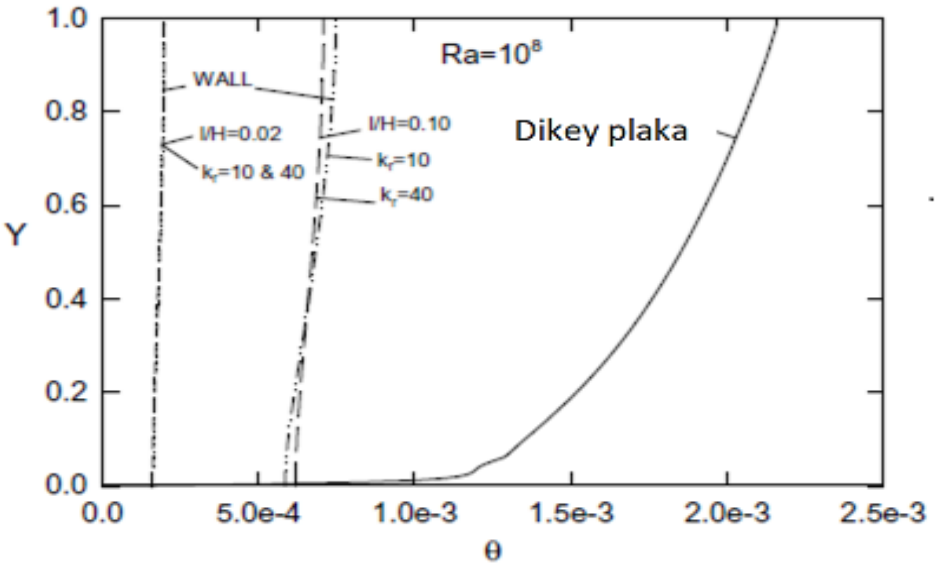


Şekil 2.19 Isı akısı ile ısıtılmış duvar [10]

Burada ısı, iletim yöntemiyle duvarın diğer tarafına iletilmektedir. İletilen ısı ise diğer taraftan doğal taşınım etkisi ile transfer edilmektedir. Yatay ölçekte duvar izole edilmiş durumdadır. Duvar üzerinden doğal taşınım ve iletimle ısı transferi; kütle, momentum ve enerji denklemleri temelli olarak bilgisayar destekli olarak analiz edilmiştir. Matematiksel model olarak; süreklilik, momentum ve enerji denklemleri iki boyutlu laminer sıkıştırılamaz Newtonian akışlar için önerilmiştir. Çalışmada gelişmiş akış parametreleri aşağıdaki gibi ele alınabileceği belirtilmiştir. Denklem 2.20'de sunulan hesaplamada kullanılan boyutsuz parametreler görülmektedir.

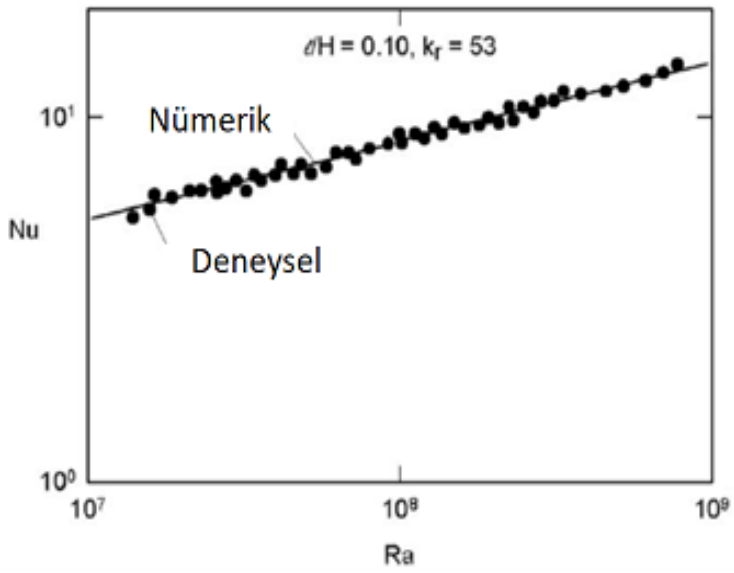
$$\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}; \quad Ra = \frac{g\beta q'' H^4}{k\nu\alpha}; \quad \ell/H; \quad k_{\mathrm{r}} = \frac{k_{\mathrm{s}}}{k_{\mathrm{a}}} \tag{2.20}$$

Deneysel çalışmada 40 cm genişlik, 50 cm yükseklik ve 10 cm kalınlıkta düz dik bir duvar kullanılmıştır. Boyutsuzlaştırılmış duvar kalınlığı l/H; 0,02, 0,05 ve 0,1 oranlarında alınmıştır. Ayrıca iletkenlik oranı; (k_r=k_s/k_a) 1, 10, 20, 40, 100 olarak alınmıştır. Rayleigh sayısı 10^3-10^9 arası kabul edilmiştir. Şekil 2.20'de eşit dağılımlı bir ısı akısı ile ısıtılmış dik bir duvar görülmektedir. Bu çalışmada radyasyon etkisi ihmal edilmiştir.



Şekil 2.20 Doğal taşınım ve iletim etkisinde doğal taşınım ile boyutsuz sayılar profili [10]

Deneysel sonuçlara göre; sonuçlar Nusselt sayısının Rayleigh sayısının bir fonksiyonu olarak deneysel ve teorik hesaplamalara göre elde edilerek Şekil 2.21'de oldukça tutarlı şekilde sunulmuştur.



Şekil 2.21 Deneysel ve sayısal çalışmaların karşılaştırması [10]

Yapılan teorik ve deneysel yaklaşımlar sonucu oluşturulan ısı transfer denklemleri Denklem 2.21'de görülmektedir.

$$\left.\begin{aligned} &\text{Sağ kısım}: Nu = 0,18 Ra^{1/4} (\ell/H)^{1/3} k^{-1/100} \\ &\text{Sol kısım}: Nu = 0,15 Ra^{1/4} (\ell/H)^{1/3} k^{1/100} \end{aligned}\right\} \quad (2.21)$$

Aynı zamanda taşınım ve ışınım ile gerçekleşen toplam ısı transferi de Denklemler 2.22 ve 2.23 ile ifade edilmiştir.

$$q^{"} = q^{"}_{\text{taş}} + q^{"}_{\text{ış}} = h_{\text{taş}} A_{\text{dış}} \left(T_{\text{metalyüzey}} - T_{\text{ortam}}\right) + h_{\text{ış}} A_{\text{dış}} \left(T_{\text{metalyüzey}} - T_{\text{ortam}}\right) h_{\text{taş}} \tag{2.22}$$

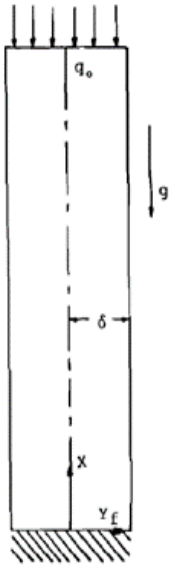
$$h_{\text{ış}} = \varepsilon\sigma \left(T^2_{\text{metalyüzey}} + T^2_{\text{ortam}}\right)\left(T_{\text{metalyüzey}} + T_{\text{ortam}}\right) \tag{2.23}$$

Yapılan deney ve teorik yaklaşımlara göre çalışma sonucunda elde edilen çıktılar doğal taşınımdaki iletim etkisinin ihmal edilebilir olmadığı yönünde olmuştur. Doğal taşınım etkisinin ince duvarlarda %40, kalın duvarlarda ise %12'ye kadar ısı transferinde etkin olduğu belirtilmektedir. Isı transfer mekanizmasında Nusselt sayısının büyük ölçüde Rayleigh sayısına ve boyutsuzlaştırılmış duvar kalınlığına bağlı olduğu, diğer kalanının da bir miktar iletkenlik oranına bağlı olduğu bildirilmektedir.

Hsu ve arkadaşları 1992 yılında yaptıkları çalışmada doğal taşınımın radyasyon ile birlikte düz bir kanat üzerindeki etkinliğini incelemiştir [11]. Bu amaçla Rosseland yaklaşımı ile ışınımla ısı transferinin akış sınır tabakası tariflenmiştir. Önemli parametreler olarak; yüzey oranı (aspect ratio), taşınım-iletim etkileşimi ve ışınım-iletim etkileşimleri irdelenmiştir. Bu çalışmada da dik bir düz yüzey kanat üzerinde, bir yüzeyden ısıtılan ve diğer yüzeyden ısı kaybeden durumda ısı transferi problemi için ışınım ve doğal taşınım etkileri göz önüne alınmıştır. Kanadın, ortama temaslı dış yüzeyi üzerinden doğal taşınım ve ışınım yolu ile dış ortama ısı kaybetmesi beklenmektedir. Şekil 2.22'de çalışmaya konu olan teorik model şematiği görülmektedir.

Yapılan teorik yaklaşımda akışkan özellikleri sabit olup, yalnızca bouyancy etkisi nedeniyle akış yoğunluğunun Boussineq yaklaşımıyla değiştiği belirtilmektedir. Doğal taşınım sınır tabaka Denklemleri 2.24 ile ifade edilmiştir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} = \nu\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g\beta\left(T - T_\infty\right)\frac{\partial T}{\partial t} + u\frac{\partial T}{\partial x} + v\frac{\partial T}{\partial y} \tag{2.24}$$



Şekil 2.22 Dik duvar üzerinde ısı akısı [11]

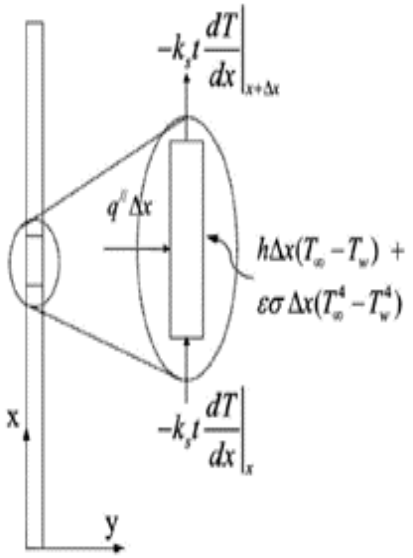
Bu karmaşık matematik problemini basitleştirmek için; Rosseland veya optik kalınlık yaklaşımı ile ışınımla ısı akısı yaklaşımı ışınım-konveksiyon etkileşimine indirgenmektedir. Bu yaklaşım sınır tabakadan oldukça uzakta ve sadece derin absorpsiyon durumlarında mümkündür. Bu durumda ısı akısı $q^{"}$ optik olarak kalın yüzeylerde Denklem 2.25 ile ifade edilebilir.

$$q^{"} = -\frac{4\sigma}{3\beta}\frac{\partial T^4}{\partial y} \tag{2.25}$$

2010 yılında Krishna ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmada içinde ısıtıcı gömülü dikey düz yüzey bir plakada gerçekleşen doğal taşınım kaynaklı radyasyon ve iletim etkilerini deneysel ve bilgisayar destekli analizler ile incelemiştir [12]. Isıtılmış bir yüzeyin yüksek ısı iletim katsayısında olması yüzeyi izotermal olarak gelişen etkilerle, düşük ısı iletim katsayısında olması ise sabit ısı akılı olarak etkilediği belirtilmektedir.

Dik duvar üzeri laminer akışta gelişen akışlarda önemli bir durum olarak görülür ve bir çok uygulamada karşımıza çıkabilir. Bir çok çalışmada bu yüzeyler izotermal olarak kabul edilir. Örnek olarak; sınırlı bir ısı iletim katsayısı ve belirli kalınlıkta olan ısıtılmış bir duvarda yüksek yayıcılıkta bir kaplama var ve ortamla etkileşiyorsa üç farklı ısı transferi modeli gelişebilmektedir. Katı akışkan etkileşim yüzeyindeki sıcaklık geçişi ve ısı akısını hesap edebilmek için iletimi bilmek gerekir. Katıdan gelen iletim ile akışkandan gelen taşınım etkisine ek olarak ayrıca ışınım da hesaba katılmalıdır. Bu çalışmada ana amaç; dik ısıtılmış bir yüzeyde ısıl iletkenlik ile doğal taşınım altında yüzey yayıcılığı

arasındaki etkinin ortaya çıkarılmasıdır. Uygun sınır koşullarının elde edilmesi ile çalışmada kullanılan bir duvara ait ısı transfer eşitliğinin şematiği Şekil 2.23'de görülmektedir.

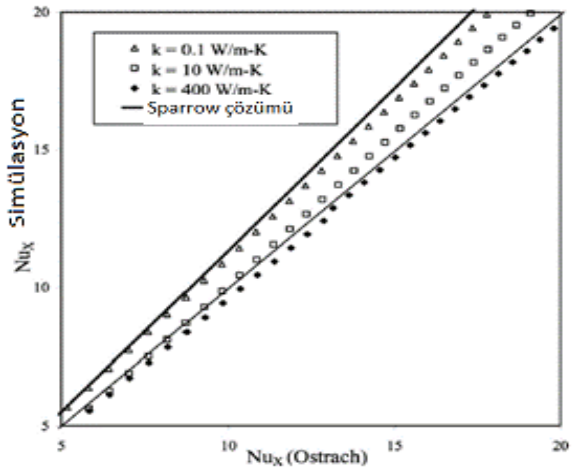


Şekil 2.23 Bir duvar elemanının fiziksel ısı transfer balans şematiği [12]

Yukarıdaki şematiğe ait dengede ısı transferi dengesi için Denklem 2.26 kullanılabilir. Bu ifadede özellikle görülen; sabit bir ısı akısı ve yayıcılıkta malzemenin ısı iletim katsayısı arttıkça plaka sıcaklık grandyenti düşmekte olduğudur (daha homojen sıcaklık).

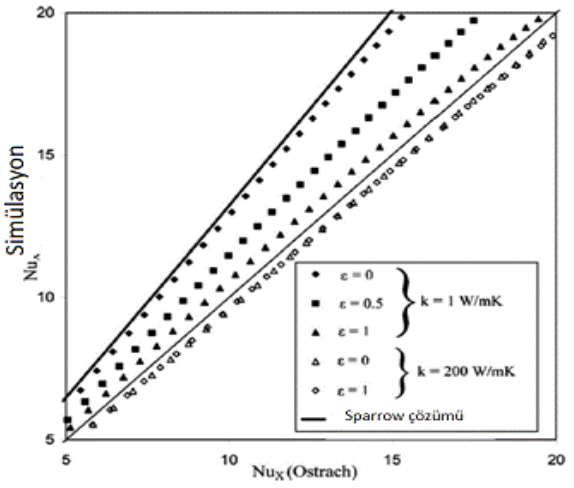
$$kt\frac{d^2T}{dx^2} + h\left(T_{\text{ortam}} - T_{\text{metalyüzey}}\right) + \varepsilon\sigma\left(T_{\text{ortam}}^4 - T_{\text{metalyüzey}}^4\right) + Q_{\text{yoğ.}}t = 0 \quad (2.26)$$

Yapılan değerlendirmelerde yayıcılık değeri arttıkça ortalama plaka sıcaklığının düştüğü görülmektedir. Ayrıca yayıcılık arttıkça ortalama ısı transfer katsayısı da düşmektedir. Plaka yüzeyindeki yayıcılık değeri sıfırlandığında sayısal analizlerde ısı iletim katsayısının etkisi sayısal modellemede Şekil 2.24'de görülebilmektedir. Sonuç olarak; yüksek ısı iletim katsayılarının sistemi izotermal kabulüne yaklaştırdığı, düşük ısı iletim katsayılarının ise sabit ısı akısı kabulüne yaklaştırdığı anlaşılmaktadır.



Şekil 2.24 Nusselt sayısının plaka iletim katsayısı ile değişimi [12]

Yüzey yayıcılık değeri yükseldiğinde de yüzey izotermal olarak davranmaya başlamaktadır. Yüzey yayıcılığı arttığında taşınımla ısı transferi katsayısı düşmekte, net ısı transferi oranı ise yükselmektedir. Bu da yüzeydeki ortalama sıcaklık düşüşüne neden olmaktadır. Bu çıkarımdan anlaşılan ise; yayıcılık değerinin sistemi dengelediği söylenebilir. Yüksek yüzey ısı iletim katsayılarında yayıcılıktan başka yüzey sıcaklığını azaltan bir etki görülememiştir. Şekil 2.25'de yayıcılık değişimin farklı ısı iletim katsayılarında Nusselt sayısına etkisi sayısal model ile ortaya konulmuştur.

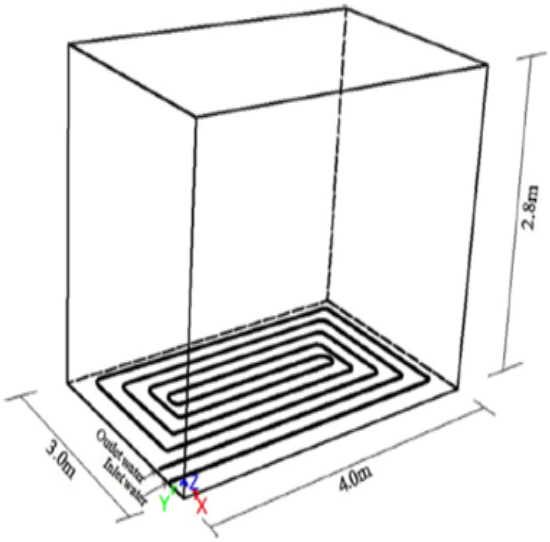


Şekil 2.25 Nusselt sayısının radyasyon etkisi ile değişimi [12]

Tanımlanan bir ısı üretiminde, yayıcılık değeri yükseldikçe ortalama h ısı transfer katsayısının lineer bir eğride azalacağı fakat ortalama ışınım ısı transfer katsayısının ise yükseleceği, bu sayede de plaka üzeri sıcaklık grandyenini düşeceği öngörülmektedir. Bunun anlamının ise yüksek yayıcılık değerlerinde radyasyonun ısı transfer dengesinde baskın bir yol oynadığı ve bu sayede sıcaklığı sabit değere doğru götürdüğü anlaşılmaktadır. Yüzeydeki ışınım

değerinin etkisi yüzey sınır şartı doğasını belirlerken ısıtılmış yüzeyden doğal taşınımla çevreye ısı transferi kaybedilmektedir.

Radyant yer ısıtıcısı konusunda yapılan çalışmada Zheng ve arkadaşlarının sistem dizaynı olarak yüzey sıcaklık dağılımı, ısıl değişimi ve eşit dağılımlı sıcaklık sağlanması konusunda çalışmalarda bulunmuştur [13]. Bu çalışmada, yüzey sıcaklık dağılımı ve radyant ısı yayımının matematiksel modeli ve deneysel çalışmaları üzerinde durulmuştur. Yapılan simulasyon modeli kullanılarak yayılım yapılacak odaya uygun olarak yaklaşık 3 milyon tetrahedral karma çözüm hücresi ile model oluşturulmuştur. Şekil 2.26'da radyant yer ısıtıcısının yerleşim dağılımı ve oda modeli görülmektedir.



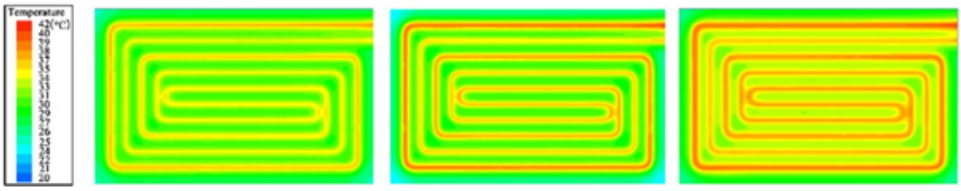
Şekil 2.26 Radyant ısıtıcı modeli [13]

Modellemeler ısıtılmamış yüzey sıcaklıkları ile yapılmıştır. Isıtılmamış yüzey sıcaklıklarının radyant yüzey ısı yayımı üzerinde önemli bir etkisi olduğu görülmüştür. Bu çalışmada detaylı bir matematiksel model ile radyant yüzey ısıtıcı sistemi bilgisayar destekli akış modellemesi çözülmüştür. Denklem 2.27 bilgisayar destekli yüzey modelinde kütle korunum kanununa atıf yapmaktadır.

$$\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} + \frac{dw}{dz} = 0 \tag{2.27}$$

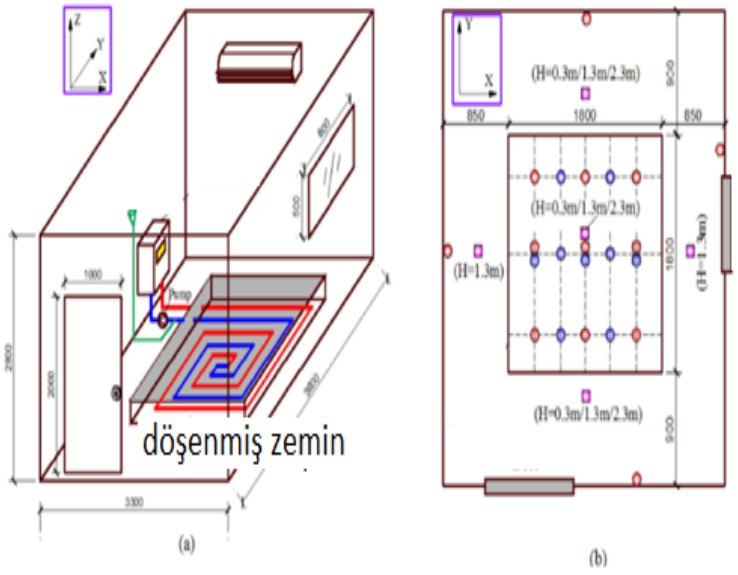
Matematiksel modelde hava sıkıştırılamaz akışkan olarak tanımlanmıştır. Radyant yer ısıtıcı sisteme kararlı şartlarda tanımlanmıştır. Gerçekleşen aşağı ve yukarı yönlü ısı transferleri adyabatik olarak kabul edilmiştir. Ölçümlerin yapıldığı deney odası 4 x 3 x 2,8 m boyutlarında olup duvarların ısı transfer katsayısı 1,73 W/m^2K'dir. Isıtıcı borular arası mesafe 200 mm olup boru iç

çapı 2 mm'dir. Şekil 2.27'da radyant yer ısıtıcısının model sonucunda sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Elde edilen sonuçlara göre, henüz ısınmamış yüzey etkisi ile ısınmış yüzey etkisinden transfer olan ısı arasında performans olarak fark bulunduğu ifade edilmiştir.



Şekil 2.27 Bilgisayar destekli model şematiği [13]

Wang ve arkadaşlarının 2017'de yaptıkları çalışmada artırılmış taşınımlı ve radyant yer ısıtıcısı olarak kullanılan sıcak akışkan geçirilen boru demetlerinden gerçekleşen ışınımla ısı transferi üzerinde durulmuştur [14]. Çalışmanın amacında ısı akısı ve ısı transfer mekanizması incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre; yerleştirilen boruların aralık mesafesinin ısı transferi üzerindeki önemi anlaşılmıştır. Çalışma bilgisayar destekli akış analizleri ile deneysel çalışmaların kıyaslaması şeklinde sürdürülmüştür. Şekil 2.28'de deneysel çalışma modeli kurgusu görülmektedir.

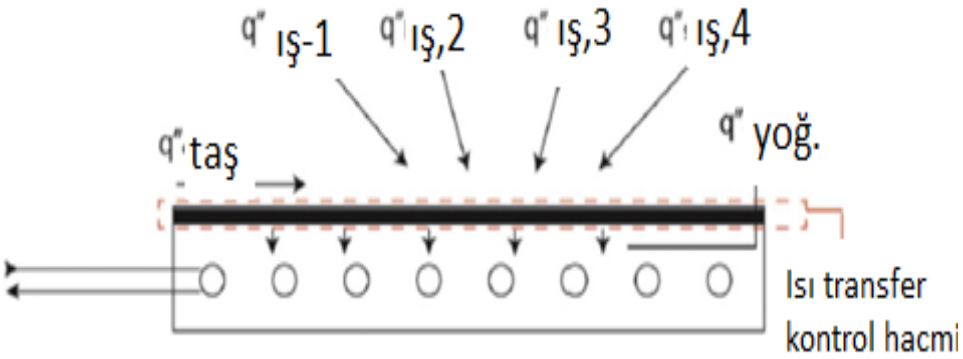


Şekil 2.28 Zemine yayılmış radyant yer ısıtıcısı modeli ve sıcaklık ölçüm noktaları [14]

Bu çalışmada özellikle yere serilen radyant yer ısıtıcısının üzerinde çeşitli delik yerleşim ve çap varyasyonları incelenmiştir. Bu incelemeler sonucu yüzey üzerinde ısı transferi etkisi delikler ile artırılmıştır. Delik sayısının artımı daha fazla ısı atımı sağlamıştır. Bu çalışmada yüzey üzerindeki ısı transfer mekanizması doğal taşınım ile 0,1 m/s hava hızı ile kurgulanmıştır.

Feng ve arkadaşları solar kısa dalga radyasyonun yüzey soğutma kapasitesi üzerindeki etkisini incelemişlerdir [15]. Önerilecek yeni bir basitleştirilmiş hesaplama yöntemi ile yüzey soğutma kapasitesi üzerinde direkt olarak radyasyon etkisi olması durumunda yüzey soğutma kapasitesine ulaşılmaya çalışılmıştır. Çalışmada teorik olarak basit bir model belirlenmeye çalışılmıştır. Sistem parametreleri olarak; kullanılan boru çapı, borular arası mesafe, yüzey yapısı, yalıtım kalınlığı, toplam boru boyu kullanılmıştır.

Sistem kapasitesinin iki farklı şekilde belirlenebileceği ifade edilirken; birincisinin direkt olarak yüzey ısı akısından yola çıkarak oda ile radyant yüzey arasındaki sıcaklık farkından yararlanarak yüzey ısı transfer katsayısı ile hesaplanması, ikincisinin ise; toplam ısıl direnç, ortam ve boşluk arasındaki ortalama sıcaklık farkının kullanılması olarak belirtilmiştir. Birinci yöntem daha hızlı sonuç vereceği için seçilmiştir. Alınan bir ısı transfer kontrol hacminde termal ısıl giriş çıkışları Şekil 2.29'da gösterilmiştir.



Şekil 2.29 Isı transfer denge yapısı [15]

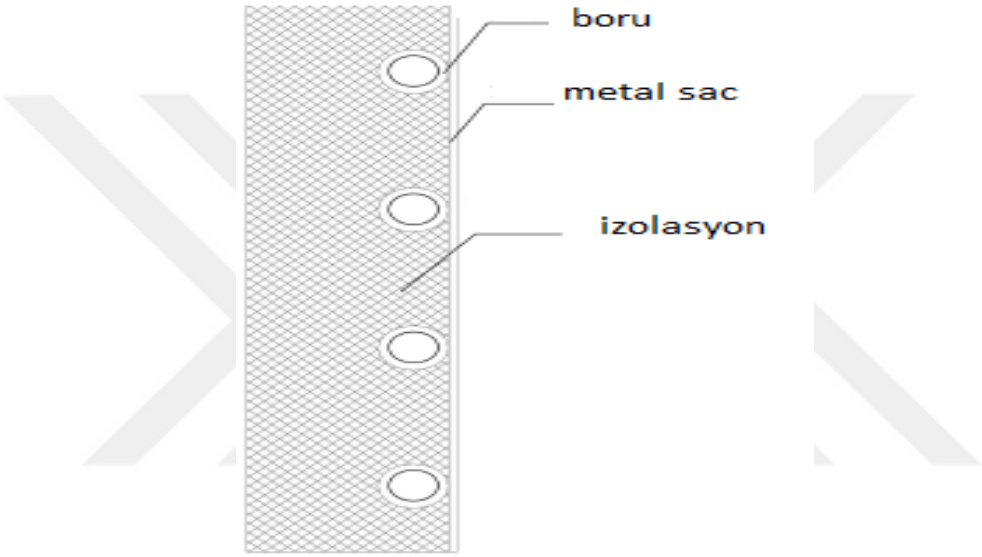
Şekil 2.29'da + işaretler kontrol hacmi içerisine doğru olan ısı akısını, – işaretler kontrol hacminden dışarı çıkış yapan ısı akısını sembol etmektedir. Buna göre ısı balansı Denklem 2.28 gibi oluşmaktadır.

$$-q''_{\text{yoğ.}} = q''_{\text{taş}} + q''_{\text{ış-1}} + q''_{\text{ış-2}} + q''_{\text{ış-3}} + q''_{\text{ış-4}} \tag{2.28}$$

Çalışmanın sonucunda kullanılan teorik ışınımlı soğutma kapasitesinin yetersiz olduğu bunun yerine yeni bir hesaplama metodu tavsiye edilmektedir. Bu hesaba direkt solar ışınımın katılması gerektiği belirtilmiştir.

Hu ve arkadaşlarının 2018 yılında yaptıkları çalışmada gizli yoğuşturuculardа, ısı transferi tahmininde bulunmak üzere bir analitik model üzerinde çalışmışlardır [16]. Genellikle mühendislikteki analitik çözümlerin gizli

yoğuşturucular için uygun olmadığı belirtilmiştir. Bu makalede, analitik çözümlere dayalı yeni bir ısı transferi matematiksel modeli geliştirilmiştir. Gizli yoğuşturucuların ısı transfer özelliklerini elde etmek için çok daha hızlı cevap verecek bir model sunulduğu belirtilmektedir. Sonuçlara göre; duvar direnci üzerinden termal ısı taşınımı ve iletimi ile ısı transferinin %96,54'ünün duvar sacı üzerinden geçtiği sonucuna ulaşılmıştır. Çalışmada yoğuşturucu boru çapı, borular arası mesafe, boru ısı iletim katsayısı ve yan duvarların oluşturduğu toplam ısı direnci parametrelerinin incelendiği aktarılmaktadır. Şekil 2.30'da buzdolabı yan duvarı içerisinde kullanılan yoğuşturucu ile birlikte oluşan direnç yapısı şematik olarak sunulmuştur.



Şekil 2.30 Buzdolabı yan duvar yapısı [16]

Çalışmada kurgulanan ısı transfer modelinde ortamdaki havadan metal sac yüzey arasına, boru içi akıştan boruya ve buradan metal sac yüzeye ısı transferi mekanizmaları incelenmiş ayrıca dış sacın kanat etkisi üzerinde de durulmuştur. Dış ortam ile sac arası gerçekleşen ısı transferinde yüzey, sacı kanat gibi kullanma teorisi ile açıklanmıştır. Yüzey üzerinden zamana bağlı gerçekleşen ısı transferi için formül 2.29'de ifade edildiği üzere; yoğuşturucunun bulunduğu duvar ısı iletim katsayısı (k), duvar yüzey sac sıcaklığı, ısı atılan ortam sıcaklığı, yüzey üzerindeki toplam ısı taşınım katsayısı ve duvar kalınlığı parametrelerine bağlı kalınmıştır.

$$k\frac{d^2t}{dx^2} - \frac{\alpha\left(T_{\text{yüzey}} - T_{\text{ortam}}\right)}{\delta} = 0 \tag{2.29}$$

Yapılan yaklaşımda; duvardaki yoğuşturucunun yapıştığı metal sac yüzeyi üzerinde bu metal saca temaslı alandan dış ortama transfer olan ısı ($Q_{dış}$) ile, yoğuşturucunun temas etmediği alandan dış ortama transfer edilen ısı ise ($Q_{iç}$) olarak formül 2.30'da ayrı olarak değerlendirilmiştir.

$$Q_{\text{yoğ.}} = Q_{\text{dış}} + Q_{\text{iç}} \tag{2.30}$$

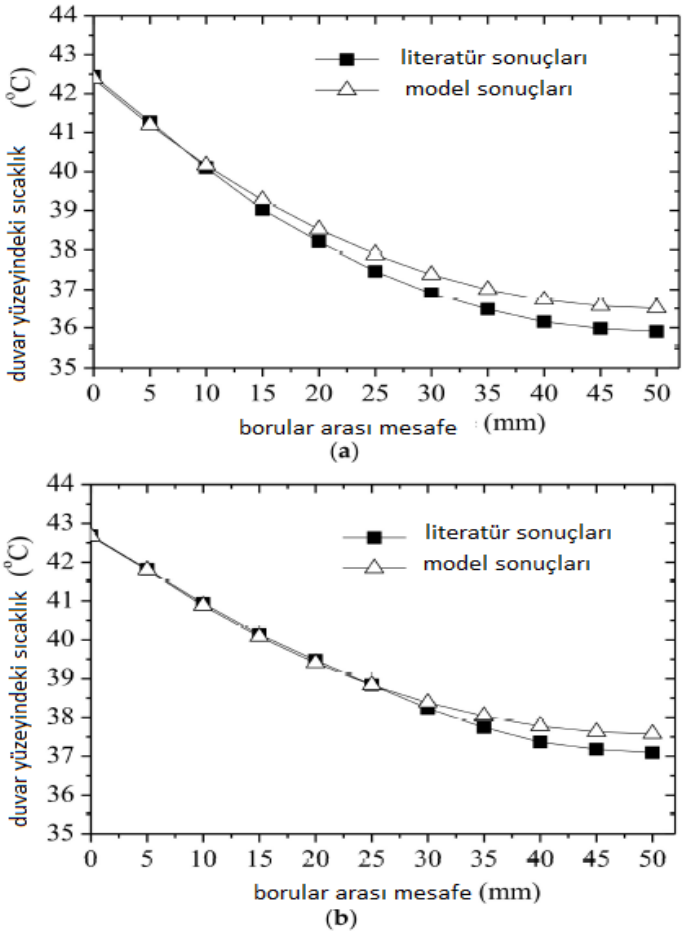
Buzdolabı yan duvarı kanat olarak kabul edildiğinde, üzerindeki sıcaklık profili için ortam ve duvar yüzeyi üzeri ortalama sıcaklık değerleri kullanılmaktadır. Aynı zamanda bunun için, boru içi akışkan debisi ile birlikte boru yerleşimine bağlı kanat etkisi açısı da dikkate alınmaktadır.

$$T = T_{\text{boruiçi}} + \left(T_{\text{yüzey}} - T_{\text{boruiçi}}\right) \frac{\cosh\left[m(L-y)\right]}{\cosh\left(mL\right)} \tag{2.31}$$

Formül 2.31'de bu etki dikkate alınarak oluşturulmuş duvar yüzey sıcaklık profili açıklanmıştır. Burada; $T_{\text{boruiçi}}$ boru içi akışkan sıcaklığını, $T_{\text{yüzey}}$ sınır koşullar için verilen sıcaklığı temsil etmektedir.

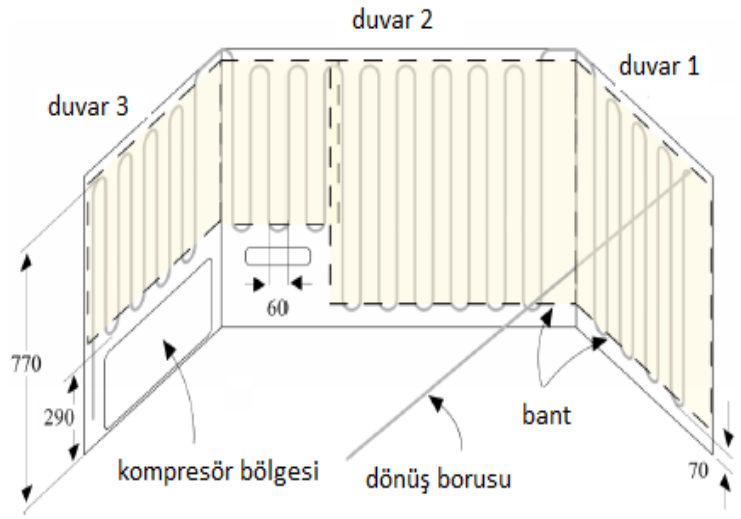
Bu çalışmada, analitik çözümlere dayalı olarak yeni bir ısı transferi matematiksel modeli geliştirilmiştir. Önerilen modelin geçerliliği, hesaplanan sonuçların dört koşul altında literatür değerleri ile karşılaştırılmasıyla gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.31'de oluşturulan matematiksel model doğruluğu literatür ile birlikte irdelenmiş ve doğruluğu kanıtlanmıştır.

Isı değiştirici üzerindeki ısı akısı sapmalarının %2,53, %0,99, %2,12 ve %1,96 oranında elde edilmesi ile önerilen modelin doğruluğu kanıtlanmaktadır. Bu sonuçlar ayrıca; yoğuşturucunun ısıl direncinin, boruların etrafına alüminyum folyo eklenerek %5-%8 oranında azaltılabileceğini göstermektedir. Boru ısıl direncinin tüm ısıl dirence oranının küçük olması nedeniyle; temas alanı, boru çapı ve iletkenlik değerinin yoğuşturucunun ısı transfer performansı üzerinde az bir etkiye sahip olduğu belirtilmektedir. Makale, çift cidarlı derin dondurucularda duvar tipi yoğuşturucular ve buharlaştırıcılar arasındaki ısı transferi etkileşimlerini ve bunların enerji tüketimi üzerindeki etkilerini de içermektedir.



Şekil 2.31 Aluminyum bant etkisi ile boruların yerleştirilmesi sonucu dış duvar yüzey sıcaklık dağılımları [16]

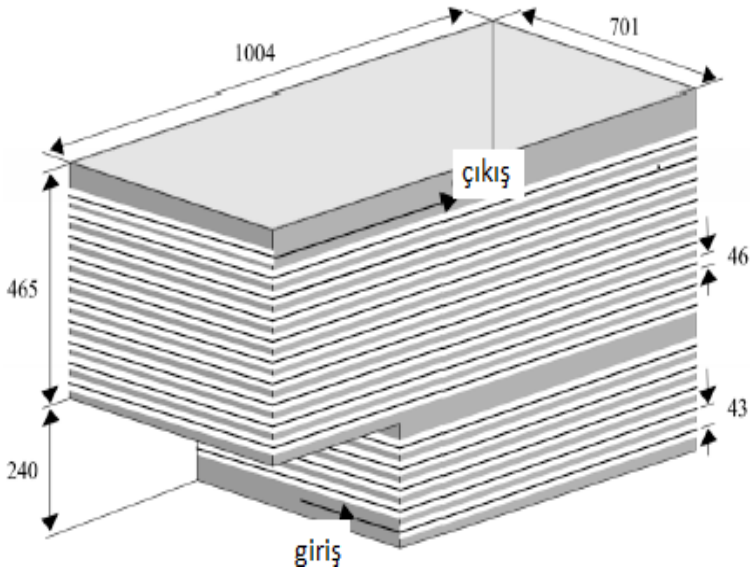
Dall'Alba ve arkadaşlarının 2020 yılında yaptıkları çalışmada, gizli yoğuşturucuların buharlaştırıcılar ile yakın temasta bulundukları uygulamalar için derin dondurucuların enerji tüketimi üzerindeki etkisini araştırmışlardır [17]. Şekil 2.32'de derin dondurucuda kullanılan yoğuşturucu yapısı görülmektedir. Bu yapı, sarma adı verilen çepeçevre yoğuşturucuyu ürünün üzerine bir çok adımda yerleştirme anlamına gelmektedir.



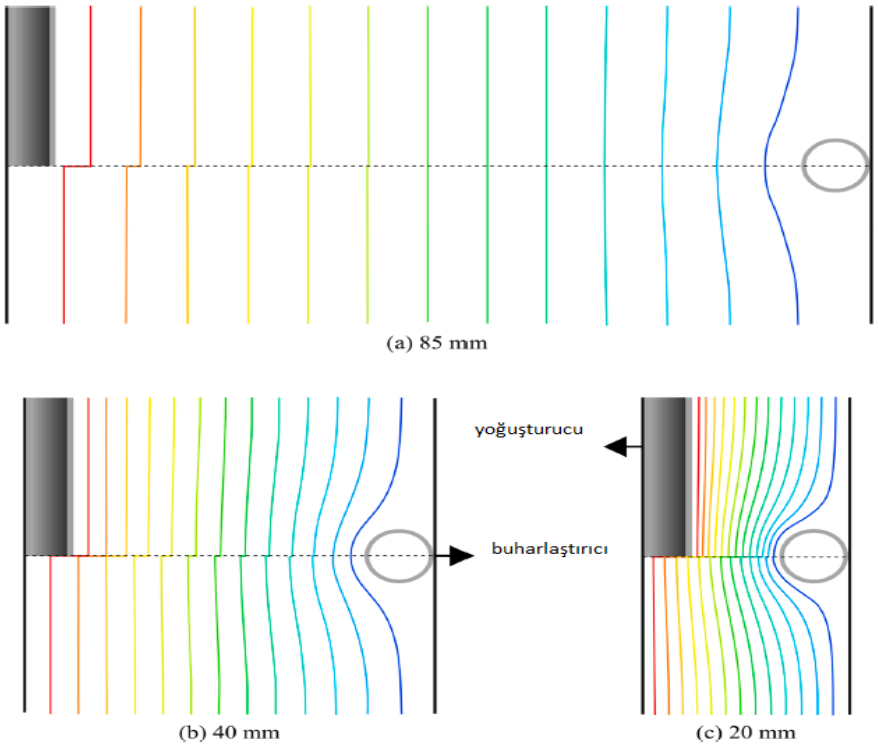
Şekil 2.32 Yoğuşturucu uygulama yapısı [17]

Gizli yoğuşturucu ile birlikte buharlaştırıcıları kullanmanın, ısı transfer verimliliğini artırarak enerji tüketimini önemli ölçüde azaltabileceği üzerinde yapılan bir çalışma olarak yerleşim ve uygulama metodu üzerinde durulmuştur. Gizli yoğuşturucu ve buharlaştırıcılar, geleneksel boru ve kanat tipi tasarımlarına kıyasla daha geniş bir yüzey alanına sahiptir. Bu durum daha iyi ısı transferine olanak tanımaktadır. Şekil 2.33'de derin dondurucu üzerinde buharlaştırıcı uygulaması şematiği görülmektedir. Genel olarak bu çalışma, gizli tip yoğuşturucuların ve buharlaştırıcıların uygun aralıklarla kullanılmasının, derin dondurucularda enerji tüketimini önemli ölçüde azaltabileceğini göstermektedir.

Ek olarak, yazarlar gizli tip yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasındaki mesafenin de enerji tüketiminde çok önemli bir rol oynadığını belirtmişlerdir. İki yoğuşturucu arasında üretimde bırakılan boşluk çok az olduğunda, azalan hava akışı nedeniyle enerji verimliliğinde azalma olabileceği belirtilmiştir. Şekil 2.34'de çalışmada uygulanan yoğuşturucu ve buharlaştırıcı yerleşim yapı mesafeleri görülmektedir.



Şekil 2.33 Buharlaştırıcı uygulama yapısı [17]



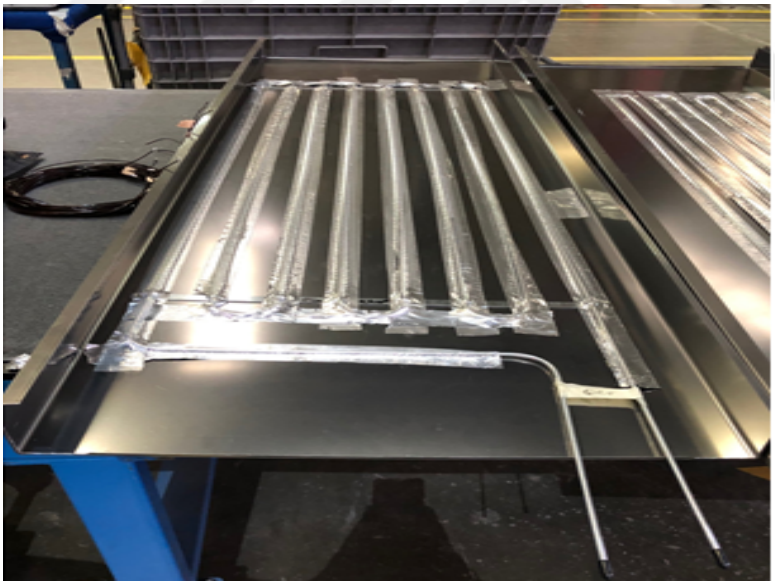
Şekil 2.34 Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu yerleşim yapısı [17]

2.2 Buzdolabı Gizli Kondenserinden Atılan Isıya Etki Eden Parametreler

Buzdolabı gizli duvar tipi yoğuşturucusundan atılan ısıya etki eden parametreler aşağıda verilmiştir.

2.2.1 Bant Etkisi

Duvar tipi yoğuşturucu; boru duvarına yapıştırılan yapışkan aluminyum bant ile, ısıyı boru duvarından dışarıya aktarmak için bir kanatçık görevi görerek ısı dağıtımında yüksek etkiye sahiptir. Kanadın ısıl iletkenliğinin artırılması, yoğuşturucudan dış ortama atılan ısıyı artırmaya yarar. Bu ısı transferi, kullanılan bantın yüzey alanı artırılarak da yükseltilebilir. Bu tez çalışmasında bu nedenle tek bir malzeme olarak tüm yoğuşturucu boruları eşit uzunlukta bir aluminyum bant ile otomatik robot kullanılarak kaplanmıştır. Bu sayede tüm yoğuşturuculardа kullanılan bantın aynı etkiye sahip olması sağlanarak belirsizlik oluşturmamasına dikkat edilmiştir. Şekil 2.35'de buzdolabı duvar tipi yoğuşturucu üzerindeki bant uygulaması gösterilmiştir.



Şekil 2.35 Duvar tipi yoğuşturucuda bant uygulaması

Yoğuşturucu üzerinde kullanılan bant uzunluğu kadar genişliği de yoğuşturucu performansına etki eden bir parametre olarak belirtilmektedir. Belirli bir bant genişliğinin üzerine çıkarılırsa boru ile dış plaka arasındaki oluşan boşluk alan genişleyecek ve ısı direnci artacaktır. Bant ile dış plaka arasındaki bölgede oluşacak yüksek termal direnç nedeniyle ısı transferi azalır ve gerekli ısı transferinin sağlanması için daha fazla boru uzunluğu gerekecektir. Bu doktora tezinde bu etkinin ortadan kaldırılması için tüm yoğuşturucu örneklerinin

toplam boru uzunluğu aynı seçilmiş ve tüm dikey boru yüksekliklerinde eşit uzunlukta ve genişlikte aluminyum bant kullanılarak bu etki ihmal edilmiştir.

2.2.2 Yoğuşturucu Pozisyonu

Duvar tipi yoğuşturucular yalıtımlı duvar içerisinde duvarın dışarıya bakan metal yüzeyinin altına yerleştirilirler. Buzdolaplarında ön kapılar ve taban hariç diğer tüm duvarlara duvar tipi yoğuşturucu yerleşimi yapılabilir. Yoğuşturucu tasarımında kapasitenin ve buna bağlı olarak dizayn parametrelerinin belirlenmesi gerekmektedir. Yoğuşturucudan gerçekleşen ısı transferinde, yoğuşturucunun yerleşimi ve duvardaki temas yüzey alanı etkin parametrelerdir. Deneysel çalışmada kullanılan yoğuşturucular, aynı duvar kalınlığına sahip duvarda geometrik olarak ortaya yerleştirilmiştir. Şekil 2.36'da deneylerde kullanılan duvar tipi yoğuşturucu yerleşimleri görülmektedir.



Şekil 2.36 Duvar tipi yoğuşturucunun kullanımı; iki farklı yoğuşturucunun aynı bölge sınırlarında uygulanması

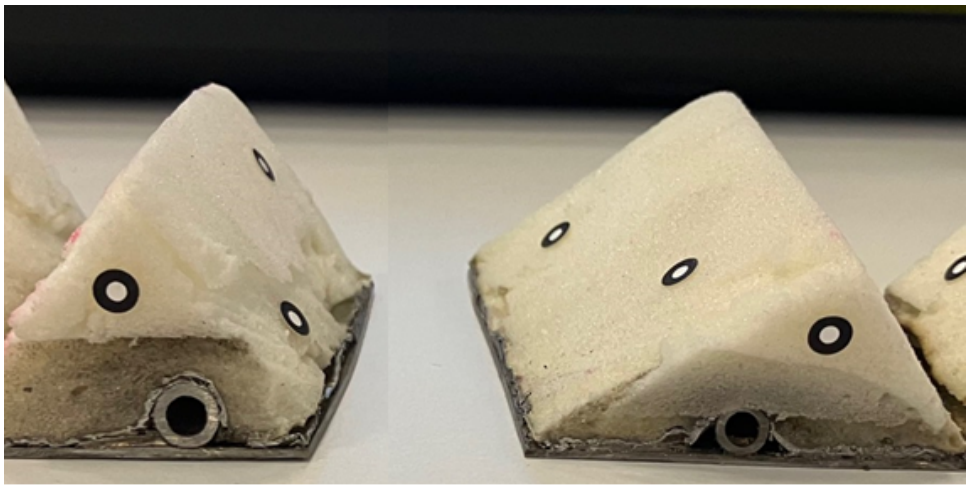
Buzdolabı duvarlarında poliüretan esaslı yalıtım malzemesi kullanılmıştır. Yalıtım tabakası kalınlığı arttıkça buzdolabının enerji tüketimi azalır. Aksi halde enerji tüketimi arttıkça verim düşecektir. Buzdolabı duvar tipi yoğuşturucularında çevreye olan ısı transferinde iletimle olan ısı transferi aluminyum bant ve aluminyum bant ile yoğuşturucunun birleştiği metal sac üzerinden gerçekleşmektedir. Bunlardan ilki; daha önce bahsedilen aluminyum

bant üzerine, diğeri ise aluminyum bant ile yoğuşturucunun bağlandığı dış metal sac üzerinden olmaktadır. Buzdolaplarında dış metal sac paslanmaz çelik malzeme olarak kullanılmaktadır. Duvar tipi yoğuşturuculardа yüksek sıcaklık değerlerinin olması enerji verimliliğini düşürmektedir. Ek olarak, duvardaki ısının %32'lik kısmı buzdolabı kabin içerisine geçmektedir. Duvar tipi yoğuşturucu ısı transferinde yapılacak iyileştirme buzdolabı enerji verimliliğini artıracaktır. Deneysel çalışmada buzdolabı yan duvarlarında paslanmaz çelik metal sac kullanılmıştır. Bu çalışmada yapılan tüm deneylerde aynı malzemeden üretilmiş dış metal sac kullanılarak belirsizlik ortadan kaldırılmıştır.

2.2.3 Boru Çapı

Boru çapı yoğuşturuculardа genel olarak bilinen ve literatürde kullanılan önemli bir parametredir. Boru çapı değişimi genel olarak boru içi akışın değişimine, boru iç civar ve dolayısıyla dış cidar yüzey alanı değişimine neden olarak ısı transferine etki eder. Boru içerisindeki akışkandan gelen ısı, boru duvarından geçer ve aluminyum bant aracılığıyla dış plakadan uzağa taşınır. Bu nedenle borunun çapı ve uzunluğu ısı akısı üzerinde etkilidir. Literatür çalışmalarında gösterilen bilgilere göre de boru çapı arttıkça ısı direnci azalmakta olduğu yapılan çalışmalar sonucu kanıtlanmıştır.

Bu doktora tezinde seçilen değişken parametrelerden biri de, literatürde sıkça kullanılan farklı dış boru çapı kullanımı olmuştur. 4,00 mm ve 4,76 mm olarak kullanılan boru çapı değişimi ile boru yüzey alanı %20 oranında artırılmıştır. Ayrıca mevcut uygulamada çelik yoğuşturucu boru kullanılmaktadır. Gerek soğutkan yüksek basıncına bağlı güvenlik riskleri, gerekse imalat yöntemlerinde revizyon ihtiyaçları nedeniyle bu çalışmada soğutkan boru malzemesi alternatifleri dikkate alınmamıştır. Duvar tipi yoğuşturuculardan alınan kesitlerle elde edilen Şekil 2.37'de gösterilen görselde 4,00 mm ve 4,76 mm arası boyutsal fark net olarak görülebilmektedir.



Şekil 2.37 Duvar tipi yoğuşturucuda; 4,76mm (solda) ve 4,00mm (sağda) boru kullanımı

2.2.4 Borular Arası Mesafe

Duvar tipi yoğuşturucuların boruları yalıtımın içine gömülecek şekilde bükülerek hazırlanmıştır. Parametrelerden biri de dikey olarak yerleştirilen borular arası mesafedir. Şekil 2.38'de deneyde kullanılan yoğuşturucu paralel boru demeti yapısı görülmektedir. Dış metal sacdaki sıcaklık, yoğuşturucudan gelen borulardan direkt aktarımla dış metal sac alanı boyunca gelişmektedir. Borular arası mesafe ile artan ısı transfer yüzey alanı buzdolabının ısı yükünü azaltarak ürünün enerji tüketimini azaltabilir. Ancak literatürden elde edilen detaylı bilgilere göre kritik noktayı aştıktan sonra en yoğun boru sıcaklıkları birbirine yaklaşmaya başlamaktadır. Borular arası mesafe azaltılması kanat şeklinde etki yapan dış metal sacın etkin ısı transferi genişliğinde bir azalmaya ve boru sıcaklık gradyanının karşılıklı etkisine yol açarak ısı transfer hızını azaltabilmektedir. Bu doktora tez çalışmasında boru sayısı tüm yoğuşturucularda eşit alınmış, toplam boru uzunluğu aynı tutulmuştur. Fakat daha önce bahsedildiği üzere buzdolabında efektif dış metal sac kullanımını belirlemek üzere parametrelerden biri de borular arası mesafe olarak belirlenmiş ve deneylerde kullanılmıştır.



Şekil 2.38 Paralel boru demetleri

2.2.5 Boru Formu Yapısı

Genel olarak boru kesitleri imalatta dairesel olarak kullanılmaktadır. Dairesel boru formu yapısı gereği dış metal yüzey ile teğetsel bir temasa sahip olabilmektedir. Üzerine gelen aluminyum bant ile ısı aktarımı artırılsa da boru teması oluşan ısıl direnç üzerinde etkin bir faktör olarak belirtilmektedir. Bu çalışmada kullanılan D boru formu, dairesel borulara uygulanan yüksek basınçlı pres altında hazırlanmıştır. O formu ile D formunun birbirine temas etme alanı değişirken (borunun metale temas kesit alanını değiştirir) toplam boru çevre uzunluğu ise değişmemektedir. Bahsedilen bu formların toplam ısı transferine etkisinin bulunması bu tez kapsamının bir konusu olmuştur.

2.2.6 Akışkan Debisi

Yoğuşturucular kapalı soğutma çevrimi içerisinde soğutucu akışkan ile sürekli olarak temas içerisindedir. Çevrim içerisinde sürekli dış ortama ısı transfer ederek toplam soğutma performans verimi üzerinde etki ederler. Buna göre; soğutucu akışkan debisi kompresör devrine bağlı olarak değişmektedir. Sistemdeki buharlaştırıcı ve yoğuşturucu çalışma sıcaklık-basınç noktasının değişimi ile yoğuşturucudan atılan ısı kapasitesi, deney şartlarına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir.

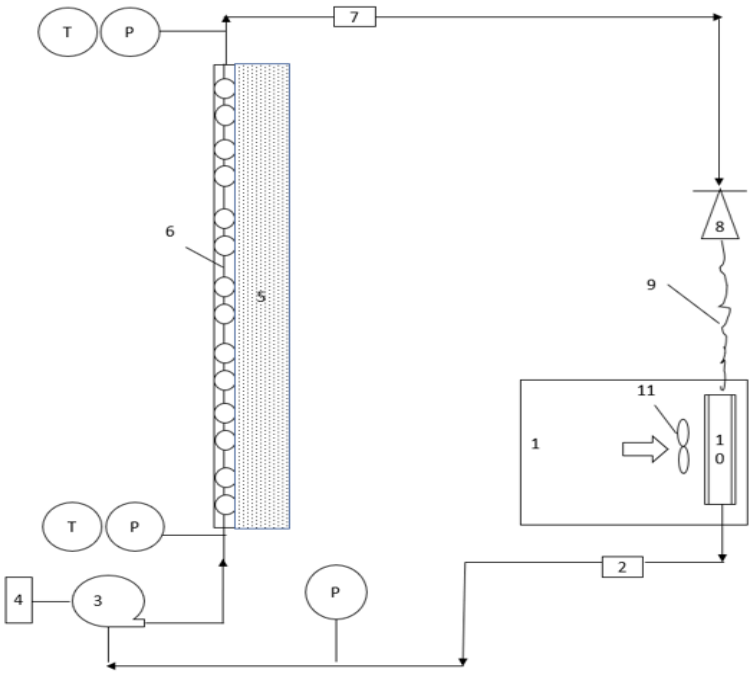
3
DENEYSEL ÇALIŞMA

Çalışmanın deneysel kısmında buzdolaplarında kullanılan gizli duvar tipi yoğuşturucularda; borular arası mesafe, boru dış çapı, iç akışkan debisi (kompresör devri) ve boru formu yapısı (O-D geçişi) parametrelerinin yoğuşturucuda ısı transferi etkisi üzerine çalışılmıştır.

3.1 Deney Düzeneği

Tez kapsamında duvar tipi yoğuşturucu deneyleri Şekil 3.1'de görülen deney düzeneği üzerinde yapılmıştır. Kurulan deney düzeneğine ait şematik çizim görülmektedir.

Şekil 3.1'de; 1 numara 200 lt net hacme sahip derin dondurucu, 2 numara kapalı buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde soğutucu şarj miktarını kontrol etmek için kullanılan akışkan tutucu, 3 numara 4 numaralı bir sürücü kontrol elemanı tarafından kontrol edilebilen değişken hızlı bir kompresör, 5 ve 6 numaralar bir tarafı poliüretan köpük (50mm kalınlıkta) ve diğer tarafında dış metal sac olan dikey bir duvarın iki tarafı (5 numara duvarın yalıtımlı tarafı, 6 numara ise duvar tipi gizli yoğuşturucu), 7 numara akışkan içerisindeki çok küçük parçacıkları yakalamak için kullanılan kir tutucu, 8 numara soğutucu akışkanın akışını kısmak için kullanılan kontrol elemanı, 9 numara ek olarak kullanılan kılcal bir boru, 10 numara dondurucu içerisindeki buharlaştırıcı, 11 numara zorlanmış taşınımlı ısı transferi etkisi için derin dondurucu kabini içine yerleştirilmiş fanı temsil etmektedir. Ayrıca deney düzeneğinde giriş ve çıkışlara yerleştirilmiş basınç sensörleri bulunmaktadır. Bu sensörler yoğuşturucu çıkışında ve kompresörün emiş borusu hattında yer almaktadır.

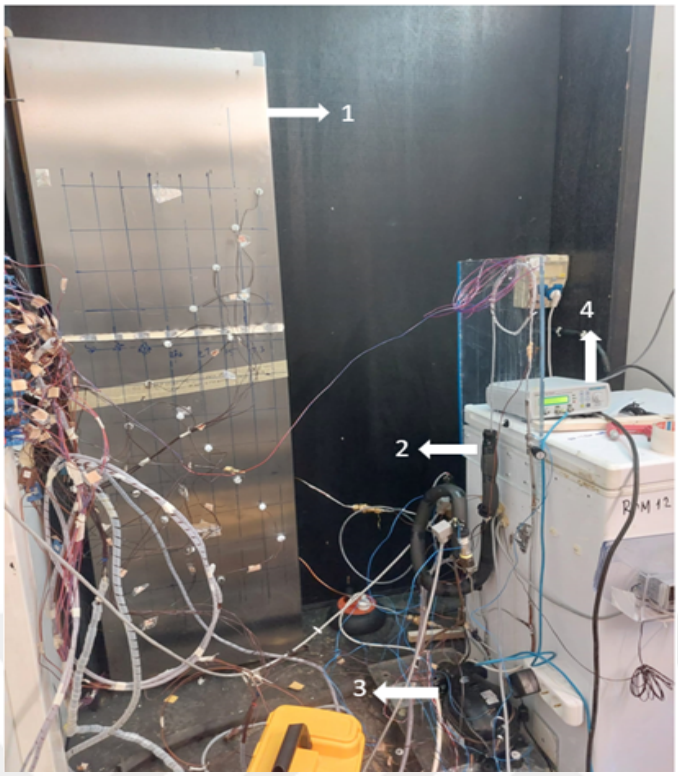


Şekil 3.1 Deney düzeneği yapısı

Deney sistematiği içerisinde incelenen yoğuşturucuların farklı parametrelere ait yapıları ayrı dikey duvar içerisine yerleştirilerek kullanılmışlardır. Bu yoğuşturucuların yerleşim yerleri dikey duvar üzerinde her zaman için bir tarafı metal sac olan duvarın tam ortasına denk gelecek şekilde uygulanmıştır. Soğutma sistemi içerisinde R600a soğutucu akışkanı kullanılmıştır.

Sistemde kullanılan çevrim konvansiyonel bir buhar sıkıştırmalı soğutma sistemidir. Kısılma elemanları olarak kısılma etkisinin kontrol altında tutulabilmesi amacıyla kısılma kılcalı ile birlikte ayarlanabilir mekanik bir kısılma vanası da kullanılmıştır. Sandık tipi dondurucuda kullanılan buharlaştırıcı kanatlı borulu bir yapıya sahiptir. Bu buharlaştırıcı zorlanmış taşınım sağlayan bir fan ile ısı transferi yapacak şekilde dizayn edilmiştir. Bu yapının amacı, yapılan tüm deneylerde buharlaştırıcı tarafından çekilen iç ısı yükünün aynı tutulabilmesi olmuştur.

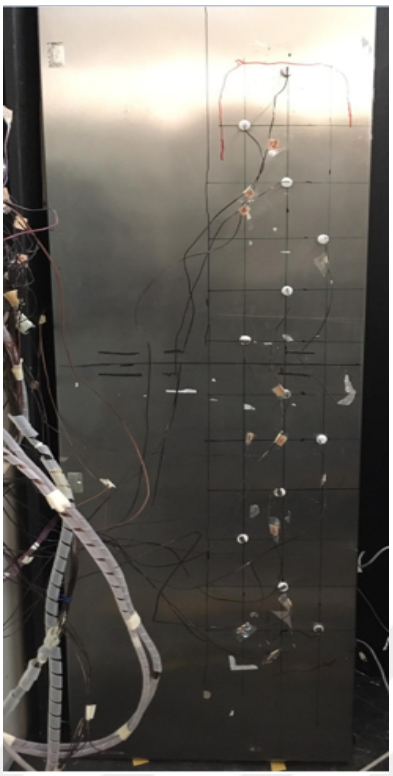
Bu durumun sağlanabilmesi için deneyler kontrollü atmosfer içerisinde aynı dış ortam sıcaklığında yapılmıştır. Aynı zamanda tüm deneylerde dondurucu iç sıcaklığı aynı ortalama değere getirilerek sadece yoğuşturucu performansının serbest bırakılması ve değerlendirilmesi sağlanmıştır. Buzdolabı, Uluslararası Elektroteknik Komisyonu (IEC) Ev Buzdolapları Standardına (IEC 62552) uygun olarak bir iklimlendirilmiş odaya yerleştirilmiştir. Şekil 3.2'de deney düzeneği iklimlendirme odası platform üzerindeki yerleşimde gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Deney düzeneği

Şekil 3.2'de sunulan deney düzeneğinde 1 numara ile içerisinde duvar tipi yoğuşturucu bulunan ve gizli duvar yoğuşturucu yapısını oluşturan dikey yalıtımlı duvar, 2 numara ile akışkan kısılma etkisi sağlayan kılcal boru ve ek kısılma vanası, 3 numara ile soğutma sisteminde kullanılan değiştirilebilir devirli kompresör ve 4 numara ile kompresörde devir değişikliğini sağlamaya yarayan frekans ayarlayıcı cihaz görülmektedir. Deney sisteminde yoğuşturucu ön yüzeyi sıcaklık verisini takip edilebilmek üzere T tipi termokupllar ile donatılmıştır. Sıcaklıklar detaylı yüzey analizi ve tam yüzey ortalama sıcaklığı elde edilebilmek için bir ızgara yapısı şeklinde köşegen üzerinden alınmıştır. Yoğuşturucu boruları, metal yüzeye direkt temas etmekte ve metal yüzeyin hemen arkasında yer almaktadır. Metal yüzeyin arkasında ise 50mm yalıtım kalınlığında dikdörtgen prizma şeklinde üç boyutlu bir yapıya sahip duvar olup, diğer yüzeyi ise plastik malzeme ile kaplanmıştır. Her iki yönde gerçekleşen ısı transferi deneysel ve sayısal çalışmalar ile hesaplanmıştır. Şekil 3.3'de deney düzeneğinde kullanılan dikey yoğuşturucu üzerindeki termokupl yerleşimleri görülmektedir.

Deney düzeneği, dikey yoğuşturucu parametreleri değiştirilerek farklı deneylere tabi tutulmuştur. Deneylerin tekrarlanabilirliği ve güvenilirliğini sağlamak için herbir deney iki kere tekrar edilerek ölçüm değerlerinin ortalaması deney verisi olarak kullanılmıştır.



Şekil 3.3 Yoğuşturucu termokupl yerleşimleri

Deneylerde buharlaştırıcı boruları (giriş-orta-çıkış) üzerinden, duvar tipi yoğuşturucu borularının yalıtım içinde kalan kısmı (giriş-orta-çıkış) üzerinden, yalıtım dışında kalan yoğuşturucu giriş ve çıkış boruları üzerinden ve kompresör dönüş ve çıkış hattı üzerinden sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Bunlara ek olarak, sistem basınçları olarak buharlaşma ile yoğuşma sıcaklıklarını basınç üzerinden kontrol edilmesi amacıyla; yoğuşturucu giriş ve çıkış basınçları ile kompresör dönüş hattından olmak üzere toplam üç adet basınç ölçümü alınmıştır. Tablo 3.1'de deneyde kullanılan sıcaklık ve basınç ölçüm yerleri gösterilmiştir.

Deneysel çalışmalarda farklı parametrelerin yoğuşturucu ısı transfer performansı üzerindeki etkisine çalışılmıştır. Farklı deneylerde buharlaşma sıcaklığının sabit tutulabilmesi kısılma vanası ve kısılma kılcalının birlikte aynı anda kullanılması ile sağlanabilmiştir. Yoğuşturucu performansının tam olarak hesaplanabilmesi için, buharlaştırıcı sistem sıcaklığı ve basıncının tüm deneylerde her bir kompresör devrinde aynı seviyede kalmasına, yoğuşturucuda gerçekleşen aşırı soğuma şartının her kompresör devrinde aynı sıcaklık farkında kalmasına ve kompresör emiş borusu üzerinden alınan akışkan dönüş sıcaklığının yine her kompresör devrinde aynı seviyede kalmasına özellikle dikkat edilerek belirsizlikler en aza indirgenmiştir.

Tablo 3.1 Deney düzeneğinden alınan sıcaklık ve basınç ölçüm yerleri

Sistem Basınçları	**Yoğuşturucu Detay Sıcaklıkları**
Yoğuşturucu giriş basıncı	Yoğuşturucu giriş dış ortam
Yoğuşturucu çıkış basıncı	Yoğuşturucu çıkış dış ortam
Kompresör dönüş basıncı	Yoğuşturucu giriş yalıtım içi
Diğer Sistem Sıcaklıkları	Yoğuşturucu çıkış yalıtım içi
Kompresör çıkış	Yoğuşturucu dış yüzey 1
Kısılma kılcalı giriş	Yoğuşturucu dış yüzey 2
Kısılma kılcalı çıkış	Yoğuşturucu dış yüzey 3
Kompresör dönüş	Yoğuşturucu dış yüzey 4
Buharlaştırıcı giriş	Yoğuşturucu dış yüzey 5
Buharlaştırıcı orta	Yoğuşturucu dış yüzey 6
Buharlaştırıcı çıkış	Yoğuşturucu dış yüzey 7
Dondurucu ve dış ortam	Yoğuşturucu dış yüzey 8
Dondurucu içi fan üfleme	Yoğuşturucu dış yüzey 9
Dondurucu içi fan emiş	Yoğuşturucu dış yüzey 10
Dondurucu içi sıcaklık	Yoğuşturucu dış yüzey 11
Ortam alt	Yoğuşturucu dış yüzey 12
Ortam üst	

Şekil 3.4'de görülen Agilent Keysight 34970A model data toplayıcı ile sıcaklık ölçümleri kayıt altına alınmıştır.



Şekil 3.4 Sıcaklık data ölçüm cihazı - Agilent Keysight 34970A

Deneyde basınç değerleri basınç ölçerler ile ölçülmüştür. Şekil 3.5'de deneylerde kullanılan basınç ölçerler görülmektedir. Bu basınç ölçerlerden iki adedi yüksek basınç, bir adedi ise alçak basınç bölgesinde kullanılmıştır. Bourdon ED701 model basınç ölçerler alçak basınç hattında 0-1 bar aralığına, yüksek basınç hattında ise 0-10 bar aralığına uygun hassasiyette kullanılmıştır.



Şekil 3.5 Basınç ölçerler

Deney düzeneği üzerinde bir miktar (100 cm) kılcal boru ile birlikte aynı zamanda akış kısılmasını artırıp azaltabilerek elle ayarlanabilir kademeli Swagelok marka bir akış vanası kullanılmıştır. Bu vana üzerinde ayarlanabilir bir vana kolu ve ile her biri 1 birim olmak üzere 20 ayar birimi yer almaktadır. Kullanılan kısılma vanası ve ek kılcal boru ile birlikte hedeflenen buharlaşma sıcaklıkları alınan basınç ve sıcaklık değerleri ile kontrol edilmiş ve tüm kompresör devirlerine ait deneylerde aynı buharlaşma sıcaklığı edinilmiştir. Şekil 3.6'da deney düzeneğinde kullanılan kısılma vanası görülmektedir.

Deney düzeneğinde Embraco marka VESF7C model, devri değiştirilebilen, 7 cc strok hacmine sahip bir kompresör kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda iki farklı kompresör devri için deneyler yapılmıştır. Şekil 3.7'de deneysel çalışmada kullanılan kompresör görülmektedir.



Şekil 3.6 Akış kısılma vanası



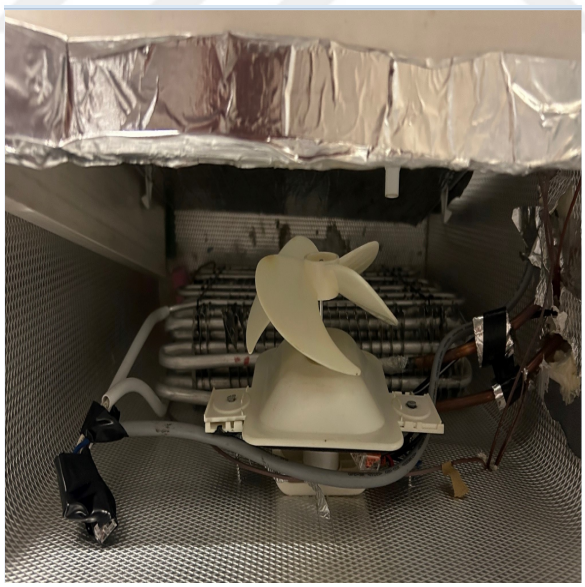
Şekil 3.7 Deney kompresörü

Deney düzeneğinde kullanılan kompresörün devir değişikliği kontrol edilebilir bir sürücü yardımıyla yapılmıştır. Bu sürücü Kmoon marka çift kanallı sinyal üretim jeneratörü olarak ifade edilen ve Hz biriminde kompresöre sinyal gönderen bir cihazdır. Şekil 3.8'de deneylerde kullanılan kompresör sürücüsü görülmektedir.



Şekil 3.8 Deney kompresörü sürücüsü

Deney çalışmalarında buzdolabı iç ortamını soğutmak için iki sıra yirmi geçişli kanatlı borulu buharlaştırıcı kullanılmıştır. Bu buharlaştırıcı kapalı bir kanal içerisinde zorlanmış taşınım sağlamak üzere fan-motor yapısı ile birlikte desteklenmiştir. Şekil 3.9'da deney düzeneğinde kullanılan buharlaştırıcı ve fan-motor yapısı görülmektedir.



Şekil 3.9 Buharlaştırıcı ve fan-motor yapısı

3.2 Deneysel Yöntem

Tez çalışmasının deneysel kısmında daha önce çalışılmamış olan boru geometrisinin yoğuşturucudan atılan ısı transferine etkisi üzerine çalışılmıştır.

Tablo 3.2 Deney Parametreleri

Borular arası mesafe	2-4-6 mm
Boru Formu	O - D
Boru Çapı	4,00 – 4,76 mm
Kompresör devri	1500 – 3000 devir

Buna göre; boru kesiti silindirik (O form) ve ezilerek üretilmiş (D form) olmak üzere iki farklı kesit üzerinde çalışılmıştır. Boru temas formu, borular ile sac arasındaki temas alanının doğrudan bağlanan bölümüdür. Isı değiştiricilerin boru formunun farkı yanı sıra diğer parametrik koşulları ise; dikey borular arası mesafe, boru dış çapı ve kompresör hızına göre soğutucu akışkan debisi olarak belirlenmiştir.

Deney düzeneği; bir buzdolabı; paslanmaz çelik metal levha ile duvar tipi yoğuşturucuyu içeren dikey yalıtımlı bir duvardan oluşmaktadır. Bu dikey duvar, yoğuşturucu olarak buzdolabının yanında yer almaktadır. Yoğuşturucunun bir tarafı siyah ahşap duvara, metal ve yoğuşturucu duvar tipi yoğuşturucu ile temas eden diğer tarafı ise dış ortama bakmaktadır.

Duvar tipi yoğuşturucu modellerindeki ısı transfer performansını etkileyen parametrelere bakıldığında performans üzerinde etkin olan ve literatürde yer alabilecek kapsamda deneysel çalışmalar planlanmıştır. Literatür araştırması sonucu duvar tipi yoğuşturuculardа gerçekleşen ısı transferine yoğuşturucu boru iç dış çapı, boru malzeme tipi, yoğuşturucunun temas ettiği dış metal sac temas etkinliği, kullanılan yapıştırıcı tipi, boru uzunluğu ve dış metal sacın özelliklerinin detaylı irdelendiği fakat boru formu yapısının daha önce incelenmemiş ve önerilen bir parametre olarak bulunduğu görülmektedir. Tablo 3.2'de bu çalışmanın parametreleri ve aralıkları sunulmaktadır.

Tez çalışmasında buzdolabı gizli duvar tipi yoğuşturuculardа farklı parametreler ile ısıl performansın artırılması hedeflenmektedir. Duvar tipi yoğuşturucu yerleşiminin performansa etki eden parametreleri için farklı analiz yöntemleri ve planlı deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deneysel çalışmada tez amacına uygun olarak deney düzeneği tasarlanıp, ölçümler yapılmış, alınan veriler değerlendirilmiştir.

Tablo 3.3 Tüm Deney Matrisi

Borular arası mesafe (mm)	Boru çapı (mm)	Boru formu
20	4,00	O form
20	4,00	D form
20	4,76	O form
20	4,76	D form
40	4,00	O form
40	4,00	D form
40	4,76	O form
40	4,76	D form
60	4,00	O form
60	4,00	D form
60	4,76	O form
60	4,76	D form

Tablo 3.3'de deneyde üzerinde çalışılacak parametrelere göre oluşturulan deney matrisi verilmiştir.Bu tabloda her bir satırda verilen deneyler, 1500 devir ve 3000 devir olmak üzere iki farklı kompresör devrinde ve çalışma basıncında yapılmıştır. Literatürde 2000 devir altında çalışma bulunmadığı için en alt noktada akışkan debisi etkisinin 3000 devir ve üzeri devirlere göre farkını ortaya çıkarmak adına önemli bir parametre seçimi olacaktır.

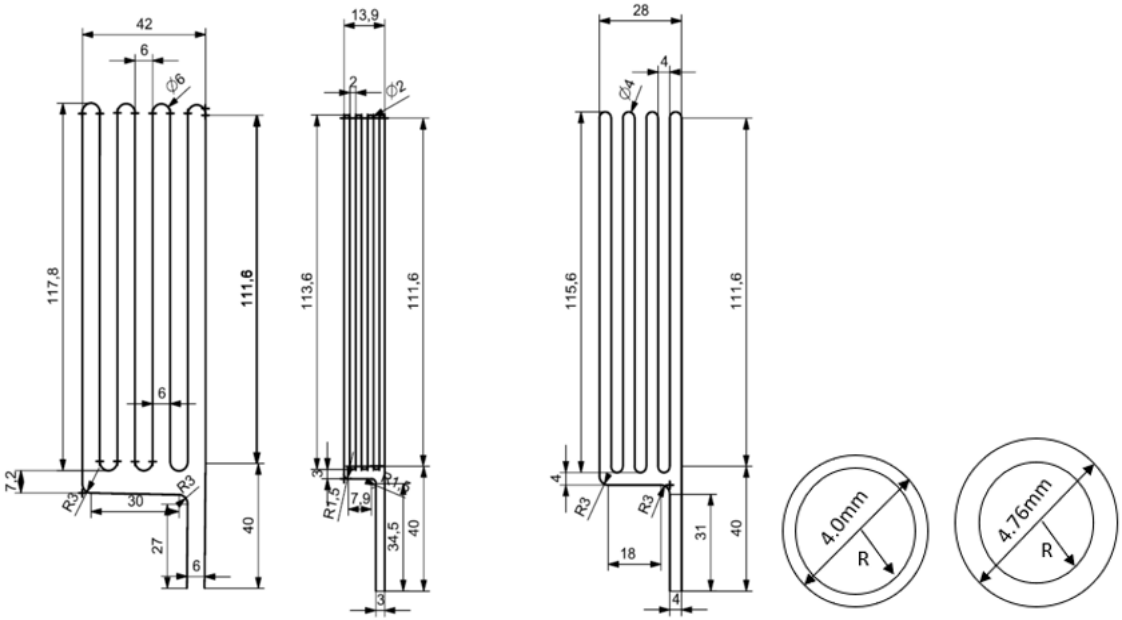
Duvar tipi yoğuşturucular paslanmaz çelik malzemelerin bükümü ile oluşturulan boru demetleridir. Bu boru demetleri, çevreye atılması gereken ısı kapasitesine göre üretilir, buzdolabında dışarıdan görülmeyecek şekilde uygun yerlere yerleştirilirler. Deneysel çalışma kapsamında farklı parametrelere göre ısıl kapasite deneyi yapılacak oniki farklı yoğuşturucu tasarlanarak üretilmiştir. Günümüzde buzdolaplarında gizli yoğuşturucular yan duvar sacının iç kısmında yer alan yan duvar izolasyonunun hemen üzerinde, dış metal buzdolabı duvar sacının ise hemen altında yer almaktadır. Yapısal olarak bir buzdolabı iç hacminden dış ortama doğru sırasıyla; iç plastik, buzdolabı yalıtım malzemesi (poliüretan), duvar tipi yoğuşturucu, aluminyum bant ve en dışarıda da dış sac sıralamasıyla yerleştirilmiştir.

Isı değiştiriciler, deneysel etkenlerden biri olan büküm aralığını gösteren "borular arası mesafe" parametresine göre bükülerek belirlenen toplam yoğuşturucu boru uzunluğuna göre farklı boru dış çaplarında ve farklı boru form yapısına uygun olarak üretilmiştir. Şekil 3.10'da görüldüğü üzere duvar tipi yoğuşturucu önce dış metal saç üzerine konumlandırılır. Sonrasında üretim bandında üzerine buzdolabı yalıtım malzemesi olan poliüretan basılarak yoğuşturucu üretimi tamamlanır.



Şekil 3.10 Duvar tipi yoğuşturucu yerleşimi

Bu çalışmada literatürdeki çalışmalardan farklı olarak yoğuşturucu boru geometrisinin, yoğuşturucudan atılan ısı transferine etkisi deneysel olarak çalışılmıştır. Bu çalışmalardan ayrışmak ve çalışmayı özelleştirmek üzere yoğuşturucu boru kesit yapısı parametresi farklılaştırılmış ve detayda ısı transferine olan etkisi incelenmiştir. Şekil 3.11'de deneyde kullanılan duvar tipi yoğuşturucu geometrik detaylarına yer verilmiştir. Deneylerde üzerinde çalışılan duvar tipi yoğuşturucu boru uzunluklarının toplamda eşit olmasına dikkat edilmiştir. Bu sayede toplam yoğuşturucu uzunluğuna bağlı olarak oluşacak toplam basınç düşüşü ve toplam boru uzunluğundan gelen ısı transfer yüzey alanı tüm deneylerde ihmal edilebilir düzeyde eşit kabul edilmiştir.

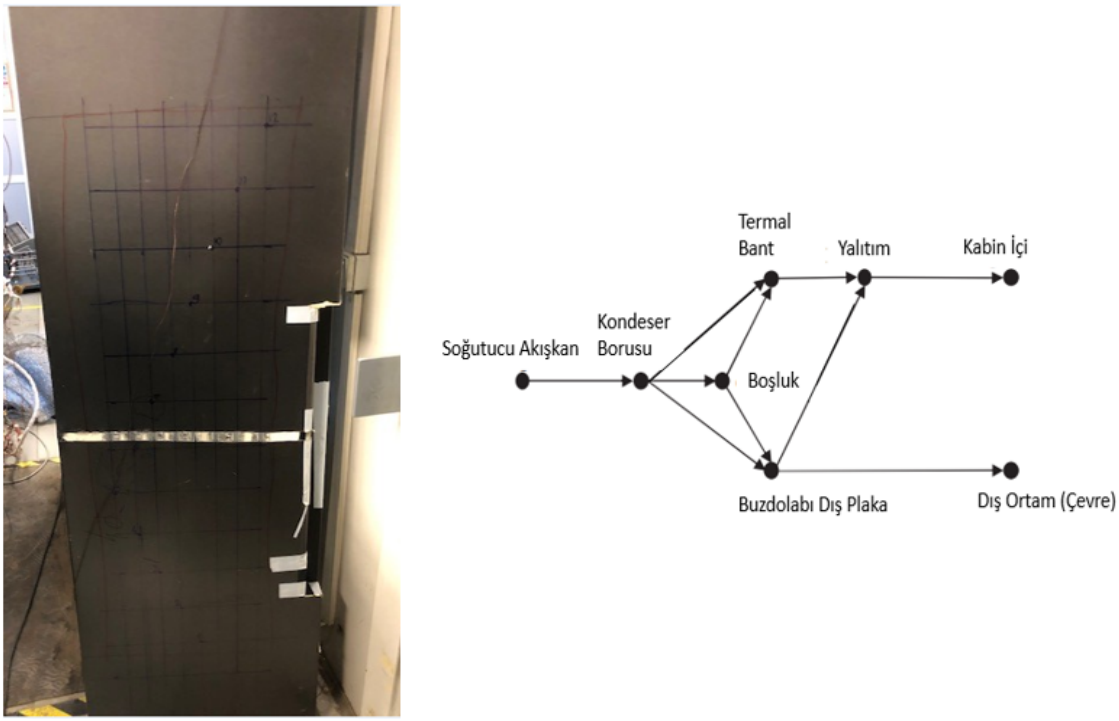


Şekil 3.11 Duvar tipi yoğuşturucu geometrik yapıları

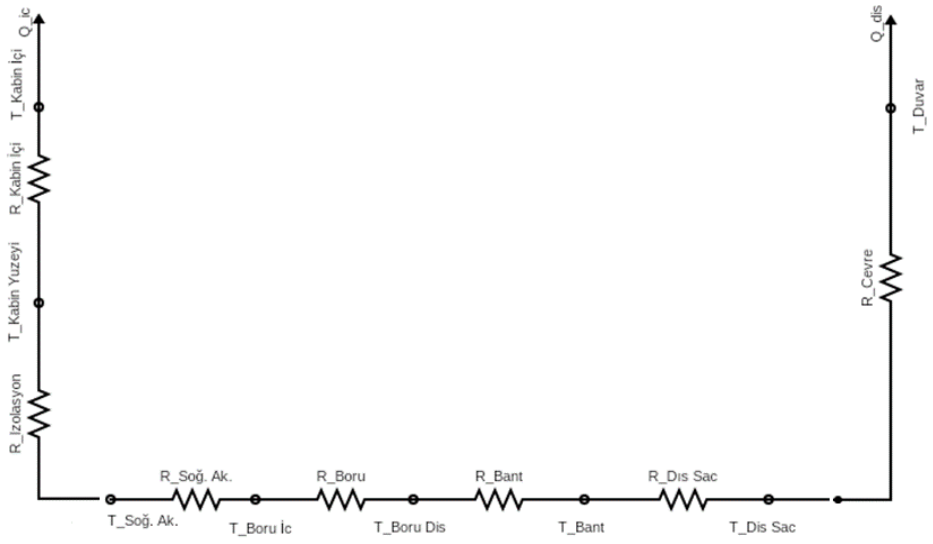
Isı değiştiricinin yerleşimi, temas ettiği yüzey alanı ile ilişkisi, kullanılan alandaki yalıtım malzemesi, ısı iletim katsayısı, kalınlığı ve dış ortam koşulları kullanılan yoğuşturucudan gerçekleşen ısı transferini belirlemektedir. Şekil 3.12'de üzerinde çalışılan dik duvar tipi yoğuşturucunun geometrisi, duvar içine yerleşimi ve ısı akış şeması verilmiştir.

Şekil 3.13'de buzdolabı kabin içi ve dış ortam arasında gizli duvar tipi yoğuşturucu olduğu durumdaki ısıl direnç ve sıcaklıklar verilmiştir. Bu sayede duvar tipi yoğuşturucunun konumu ve yerleşimi itibariyle sağladığı ısının iki aksi yönde transferi için dirençler ve sıcaklıklar oluşmaktadır.

Yoğuşturucu, dış duvar metal sac yüzeye aluminyum bant ile bağlı olup diğer tarafta 50 mm kalınlığında poliüretan yalıtım tabakası bulunmaktadır. Bu durumda yoğuşturucudan atılan ısının yüksek oranda metal dış sac üzerinden dış ortama gerçekleşmesi beklenirken, yalıtım malzemesi üzerinden iç ortama az da olsa ısı transferi gerçekleşeceği bilinmektedir. Isı değiştiriciden gerçekleşen ısı transferi hemen bağlı olduğu metal dış yüzeyden bulunduğu ve ısı attığı ortama doğru en yüksek oranda ısı transferi yapması beklenirken, arkasında kalın bir yalıtım malzemesi ile korunan iç yüzeye de ısıl dirençler boyunca bir ısı transferi oluşması beklenmektedir.



Şekil 3.12 Duvar tipi yoğuşturucu yerleşimi ve ısı akış yapısı

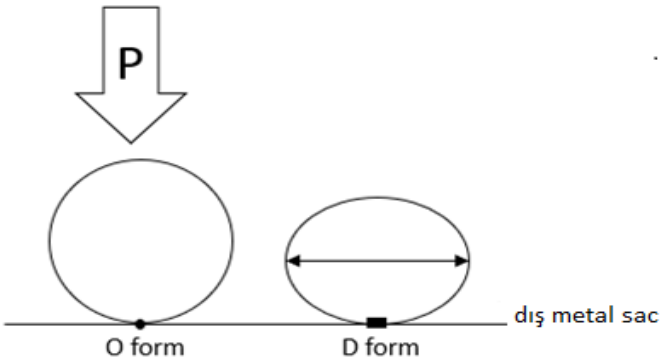


Şekil 3.13 Oluşan ısıl dirençler ve sıcaklık noktaları

Önceki bölümlerde belirtildiği üzere duvar tipi yoğuşturucu deneyleri oluşturulan bir deney düzeneği üzerinde yapılmıştır. Deneylerin her biri Tablo 3.3'de verildiği üzere deney matrisinde belirtilen konfigürasyonlarda uygulanmıştır. Her bir satırdaki deney konfigürasyonu kontrollü ortam içerisinde bulunan deney düzeneğinde gerçekleştirilen iki tekrarlı deneylerin ortalaması alınarak elde edilen sonuçları içermektedir. Deneyler iki farklı kompresör devrinde dolayısıyla farklı akışkan debisinde incelenmiştir.

Bu çalışmada, toplam boru uzunlukları tüm yoğuşturucu örnekleri için aynı belirlenmiş, alüminyum bant uygulaması boru boyunca dikey olarak aynı uzunluklarda kullanılmış, yoğuşturucunun konumlandırılmasında boru yerleri de farklılıkları ortadan kaldırmak için aynı bölgede kullanılmıştır. Boru temas formu boru kesitinin şekli ile birlikte başlıca bir faktördür. Başlangıçta tüm boru kesitleri imalatta dairesel olarak kullanılmaktadır. Ancak bu çalışmada O form borulara uygulanan aynı basınç seviyesinde presleme ile D form boru kesiti ortaya çıkarılmıştır.

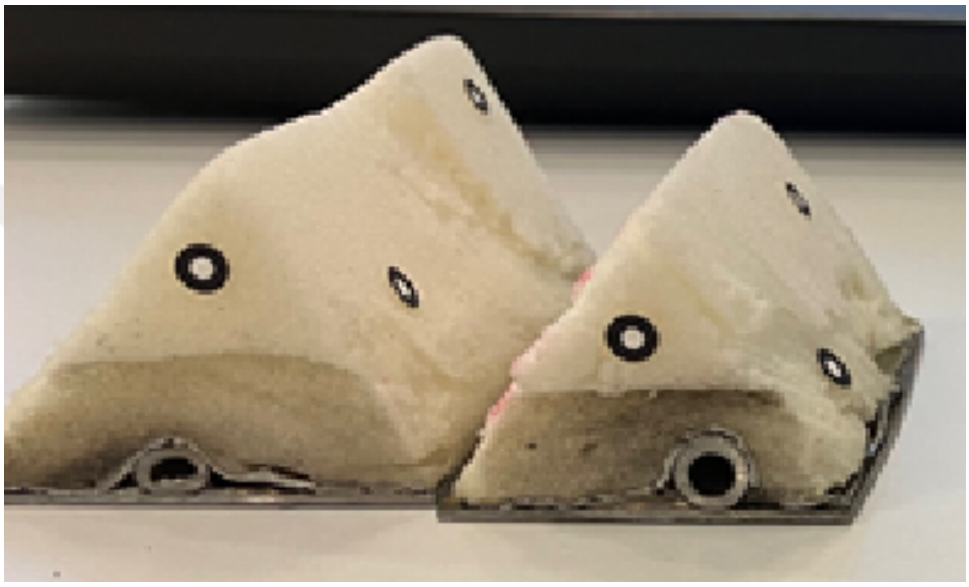
Şekil 3.14'de dairesel O form ve yeni D formun geometrik şematiği verilmiştir. Boru formunun her ikisinde de akışkan boru iç ısı transfer yüzey alanı aynıdır. Boru form yapısı yoğuşturucu ile sac yüzey arasındaki temas yüzey alanını, dolayısıyla ısı transfer alanını etkilemektedir. Boru form yapısı yoğuşturucu ve sac yüzey alanındaki temas direncini etkiler. O form borular, teğetsel temas bölgesinde metal sac ile bağlantı oluşturur. Ancak diğer taraftan D form tipi borular dış metal sac boyunca daha geniş temas alanı ile ısı transfer temas alanına artırma avantajı sağlanmış olur. Ayrıca her iki tip boru formu üretimi ve kullanımı kolay olduğundan performans etkisinin avantaj sağlaması durumunda O formu yerine D formu geçişi de yapılabilecek kolaylıktadır.



Şekil 3.14 O form ve D form şematik yapısı

3.3 Deneysel Bulgular

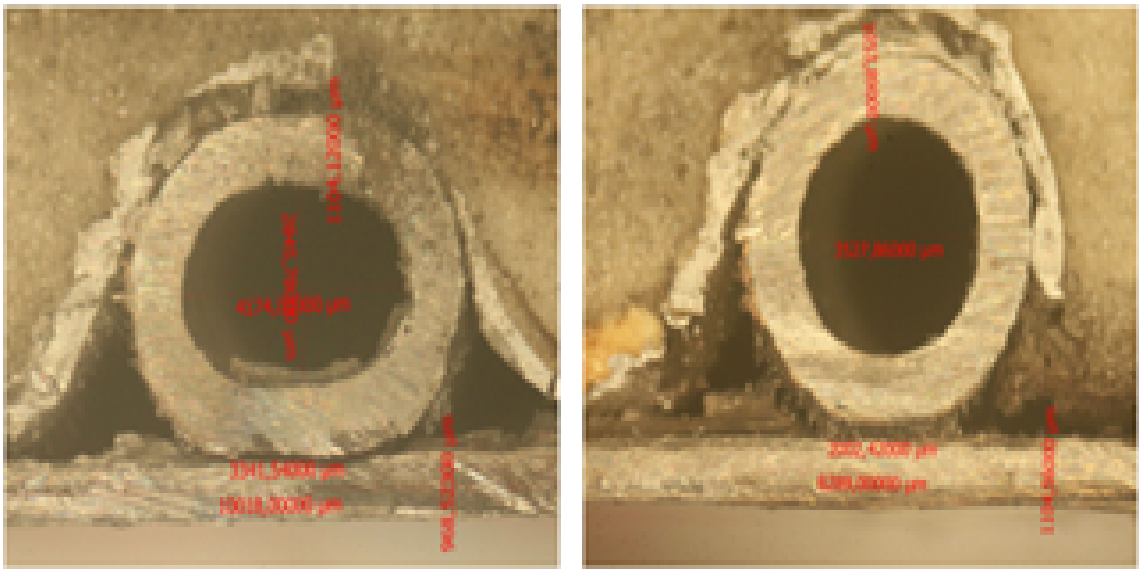
O/D boru formu parametresi, yoğuşturucu borularının metal sac ile temas yüzey alanını etkilemektedir. D formu, boru hattı uzunluğuna göre daha fazla temas direnci oluşturur. Bunu ortaya çıkarmak için temas eden bölge stereo mikroskop cihazı (marka: Olympus, SZH10 stereo model) ile görselleştirilmiştir. Bu cihaz 70x'e kadar büyütebilme özelliği sayesinde derinlik algısı elde etmemizi ve üç boyutlu makro görüntü almamızı sağlamaktadır. Şekil 3.15'de deney düzeneğinde kullanılan O ve D boru formlarının görseli verilmiştir.



Şekil 3.15 D form (solda) ve O form (sağda)

Şekil 3.15'de solda D formu ve sağda O formu yapısı iki kesit için verilmiştir. Buna göre alt tabanda bulunan dış metal sac üzerine temas ettirilen boru formlarının temas uzunluğunun soldaki D formuna geçişte gözle görünür şekilde arttığı görülmektedir. Buna göre oluşan D form yapısı, sağdaki O form yapısına göre metal saca temas eden yüzey alanı arttığından, metal saca olan ısı transferinin de artacağı beklenmektedir.

Bu yapılara ait stereo mikroskop cihazı ile yapılan çekimlerde ayrıca mikro görüntülerde farklı boru formlarının temas uzunluğu değişimi de görülmektedir. Yoğuşturucu borularının metal levha ile temas ettiği konfigürasyonların şekli bu yakın çekimlerde mikro seviyede görülebilmektedir. Bu şekilde O ve D formlarının temas uzunluğunun deneysel bir giriş parametresi olarak kullanılması sayısal veri oluşması açısından olumlu bir ilerleme olmuş ve deney sonuçlarının irdelenmesi üzerinde anlamlı ve kolaylık sağlayan bir sonuca götürmüştür. Şekil 3.16'da elde edilen stereo mikroskop görüntüsü yapısı sunulmuştur.



Şekil 3.16 Mikro Düzeyde Dairesel D form (solda) ve O form (sağda)

Şekil 3.16'da O-D form geçişi ile yoğuşturucuların metal ile olan temas uzunluğunun görsel olarak değişimi görülmektedir. Bu çalışmada, yoğuşturucuda boru formunun toplam ısı transferine etkisini belirlemek için kullanılan temas uzunluğunun etkisi mikroskop ile belirlenen temas uzunlukları dikkate alınarak hesaplamalarda kullanılmıştır.

Şekil 3.16'da boruların saclara temas ettiği her iki yan tarafta da hava boşluklarının olduğu açıkça görülmektedir. Literatürdeki bu durum için Rebore ve arkadaşları [2] O formda bant ve metal sac arasında kalan hava boşluklarının toplam ısı transferine etkisi incelemiş ve hava boşluklarının toplam ısı transferi üzerindeki etkisinin toplamda %0,5'ten az olduğu sonucuna varmışlardır. Buna göre; bant üzerinde ve temas edilen bölgede üzerinden gelen ısının iletildiği görülmüştür. Elde edilen veriler ve görsellere göre; D formu geçişinin etkisiyle yoğuşturucu temas yapısının arttığı anlaşılmaktadır.

Şekil 3.16'da verilen boru formlarının metal sac temas uzunluğu stereo mikroskop cihazı ile ölçülmüş boru çapına göre Tablo 3.4'de verilmiştir. Tablo 3.4'de deneysel çalışmada kompresör devri, borular arası mesafe, boru çapı, boru formu parametrelerinin değişimi ile yoğuşturucudan çevreye atılan ısı değişimi görülmektedir.

Tablo 3.4 Boru formu parametreleri ve temas uzunlukları

Boru dış çapı (mm)	Boru formu	Boru temas uzunluğu (mm)
4,00	O	1,78
4,00	D	2,36
4,76	O	2,00
4,76	D	3,34

Tablo 3.5 Deneysel parametreler ve bulgular

Devir	Borular Arası Mesafe (mm)	Dış Çap (mm)	Form O-D	Temas uzunluğu (mm)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı (°C)	Yoğuşturucu çıkış basıncı (bar)	Dış metal yüzey sıcaklığı (°C)	Dışarı atılan ısı (W)
1500	20	4,00	O	1,8	52,9	45,3	6,1	41,4	72,9
	20	4,00	D	2,4	53,0	45,6	6,1	40,5	74,9
	20	4,76	O	2,0	53,3	45,3	6,1	41,6	76,6
	20	4,76	D	3,3	53,2	46,0	6,1	40,4	78,3
	40	4,00	O	1,8	52,7	41,3	5,4	39,1	82,6
	40	4,00	D	2,4	52,7	41,9	5,4	39,4	84,2
	40	4,76	O	2,0	52,1	39,7	5,4	38,4	86,8
	40	4,76	D	3,3	52,1	39,7	5,4	38,4	88,5
	60	4,00	O	1,8	52,1	36,0	4,8	37,4	90,3
	60	4,00	D	2,4	53,1	35,8	4,8	37,4	92,2
	60	4,76	O	2,0	54,2	35,3	4,8	37,4	94,8
	60	4,76	D	3,3	54,2	34,6	4,8	37,3	96,2
3000	20	4,00	O	1,8	60,9	48,8	6,7	44,0	91,0
	20	4,00	D	2,4	60,1	49,1	6,7	42,7	93,4
	20	4,76	O	2,0	60,9	48,6	6,7	44,1	95,4
	20	4,76	D	3,3	60,9	49,6	6,7	42,6	97,6
	40	4,00	O	1,8	59,9	43,9	5,8	41,0	103,5
	40	4,00	D	2,4	60,3	44,4	5,8	41,3	106,0
	40	4,76	O	2,0	59,4	42,1	5,8	40,5	108,9
	40	4,76	D	3,3	59,4	42,1	5,8	40,5	110,9
	60	4,00	O	1,8	59,3	40,8	5,3	38,9	111,2
	60	4,00	D	2,4	60,4	38,1	5,3	38,8	114,0
	60	4,76	O	2,0	61,4	38,3	5,3	38,6	117,6
	60	4,76	D	3,3	61,5	39,7	5,3	38,8	119,2

Elde edilen sonuçlara göre; her bir boru çapı ve boru formu parametresinde O form borulara uygulanan eşit basınç seviyesi ile elde edilen D form temas yüzeyleri, orijinal O form boru temas yüzeyine kıyasla metal sac temas uzunluğu artmaktadır. Her bir boru dış çapında kendi içerisinde D formunun ulaştığı temas yüzey uzunluğu 4,00 mm çapındaki boruda %32 oranında; 4,76 mm çapındaki boruda ise %67 oranında artış göstermiştir. Yüzey temas uzunluğunun artması ile birlikte, duvar tipi yoğuşturucu ile metal saç arasındaki ısı transfer yüzey alanı ve ısı transferinin artacağı sonucuna varılmıştır.

Tablo 3.6 Detaylı deneysel çıktı tablosu

Deneysel Parametreler									Kızgın buhar fazı	Aşırı soğuma fazı	Kompresör kalorimetre	Hesaplama (mh)
Devir	Borular Arası Mesafe mm	Dış Çap mm	Form O-D	Temas Uzunluğu (mm)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı (°C)	Yoğuşturucu çıkış basıncı (bar)	Dış metal sac ortalama yüzey sıcaklığı (°C)	Yoğuşturucu giriş entalpisi (kJ/kg)	Yoğuşturucu çıkış entalpisi (kJ/kg)	Kompresör debi (g/s)	Toplam dışarı atılan ısı (W)
1500	20	4,00	O	1,8	52,9	45,3	6,1	41,4	628,2	309,9	0,229	72,9
	20	4,00	D	2,4	53,0	45,6	6,1	40,6	628,1	310,6	0,236	74,9
	20	4,76	O	2,0	53,3	45,3	6,1	41,7	629,1	309,8	0,240	76,6
	20	4,76	D	3,3	53,2	46,0	6,1	40,4	628,4	311,6	0,247	78,3
	40	4,00	O	1,8	52,7	41,3	5,4	39,1	630,1	299,6	0,250	82,6
	40	4,00	D	2,4	52,7	41,9	5,4	39,4	630,0	301,2	0,256	84,2
	40	4,76	O	2,0	52,1	39,7	5,4	38,4	629,5	295,6	0,260	86,8
	40	4,76	D	3,3	52,1	39,7	5,4	38,4	629,4	295,5	0,265	88,5
	60	4,00	O	1,8	52,1	36,0	4,8	37,5	630,6	293,8	0,268	90,3
	60	4,00	D	2,4	53,1	35,8	4,8	37,4	629,6	288,2	0,270	92,2
	60	4,76	O	2,0	54,2	35,3	4,8	37,4	629,0	284,4	0,275	94,8
	60	4,76	D	3,3	54,2	34,5	4,8	37,4	628,6	282,7	0,278	96,2
3000	20	4,00	O	1,8	60,9	48,8	6,7	44,0	641,7	318,9	0,282	91,0
	20	4,00	D	2,4	60,1	49,1	6,7	42,8	639,7	319,7	0,292	93,4
	20	4,76	O	2,0	60,9	48,6	6,7	44,1	641,8	318,5	0,295	95,4
	20	4,76	D	3,3	60,9	49,6	6,7	42,7	640,9	320,9	0,305	97,6
	40	4,00	O	1,8	59,9	43,9	5,8	41,1	642,5	306,3	0,308	103,5
	40	4,00	D	2,4	60,3	44,4	5,8	41,3	642,9	307,6	0,316	106,0
	40	4,76	O	2,0	59,4	42,1	5,8	40,5	641,9	301,7	0,320	108,9
	40	4,76	D	3,3	59,4	42,1	5,8	40,5	641,9	301,7	0,326	110,9
	60	4,00	O	1,8	59,3	40,8	5,3	38,9	643,5	298,3	0,322	111,2
	60	4,00	D	2,4	60,4	38,1	5,3	38,8	642,3	291,4	0,325	114,0
	60	4,76	O	2,0	61,4	38,3	5,3	38,7	641,1	284,7	0,330	117,6
	60	4,76	D	3,3	61,5	39,7	5,3	38,8	641,3	285,5	0,335	119,2

Tablo 3.5 ilk sütundan başlamak üzere sırasıyla; kompresör devri (dolayısıyla akışkan debisi), duvar tipi yoğuşturucu boruları arası mesafe, duvar tipi yoğuşturucu boru dış çapı, duvar tipi yoğuşturucu boru formu, duvar tipi yoğuşturucu boru formu yapısı ile metal yüzey temas uzunluğu parametrelerini içermektedir. Yapılan deneylerde elde edilen basınç ve sıcaklık verileri ise Tablo 3.5'de sırasıyla; kompresör çıkış sıcaklığı, duvar tipi yoğuşturucu çıkış sıcaklığı, duvar tipi yoğuşturucu mutlak basıncı ve duvar tipi yoğuşturucunun temas ettiği dış metal sacın dış metal sac ortalama sıcaklık değeridir. Bu tabloda çıktı olarak kullanılan son sütun ise duvar tipi yoğuşturuculardan dış ortama atılan ısının, deneysel girdi parametreleri kullanılarak hesaplanması ile elde edilen, metal yüzey üzerinden dış ortama atılan ısı değerini göstermektedir.

Tablo 3.6'da deneysel ölçümler kullanılarak hesaplanan, yoğuşturucu giriş çıkışındaki entalpiler ve soğutucu akışkan debileri verilmiştir. Buna göre; soğutma sisteminde kullanılan R600a soğutucu akışkanına göre çalışma şartlarına bağlı olarak elde edilen faz değiştirme sıcaklık ve basınç değerleri kullanılarak kızgın buhar ve aşırı soğuma noktalarında entalpiler tablolardan elde edilmiştir. Bu değerler duvar tipi yoğuşturucu için giriş ve çıkış noktalarındaki şartlara bağlı olarak elde edilmesi nedeniyle soğutma sistem devresindeki akışkan debisinin bilinmesi durumunda duvar tipi yoğuşturucunun ilgili deneydeki dış ortama atılan toplam ısı değeri (W) elde edilebilmektedir.

Tablo 3.7 Hesaplanan ve modelden elde edilen dışarı atılan ısı miktarları

Yoğuşturucudan Atılan Toplam Isı (W)-Hesaplanan	Yoğuşturudan Dış Yöne Atılan Toplam Isı (W)-Model	Yoğuşturudan İç Yöne Atılan Toplam Isı (W)-Model	Yoğuşturudan Dışarı Atılan Toplam Isı (W)-Model	Hesaplanan-Model Arası Fark %
72,9	68,0	10,8	78,8	-8,0%
74,9	63,0	10,6	73,6	1,8%
76,6	72,3	11,0	83,3	-8,6%
78,3	71,3	10,9	82,2	-5,0%
82,6	71,0	10,8	81,8	1,0%
84,2	68,9	11,1	80,0	5,0%
86,8	75,0	11,0	86,0	0,9%
88,5	76,2	11,0	87,2	1,4%
90,3	74,2	10,9	85,2	5,7%
92,2	76,5	11,0	87,5	5,1%
94,8	79,7	11,0	90,7	4,3%
96,2	81,3	11,1	92,4	3,9%
91,0	78,5	11,1	89,5	1,7%
93,4	78,1	11,0	89,1	4,6%
95,4	84,7	11,2	95,9	-0,6%
97,6	81,7	11,2	92,9	4,9%
103,5	82,9	11,2	94,1	9,1%
106,0	85,8	11,2	97,0	8,5%
108,9	88,7	11,3	100,0	8,2%
110,9	88,8	11,3	100,1	9,7%
111,2	89,8	11,3	101,1	9,1%
114,0	91,6	11,3	102,9	9,8%
117,6	94,6	11,5	106,1	9,8%
119,2	96,8	11,5	108,3	9,2%

Gösterilen detaylı deney tablolarında görüldüğü üzere panel tipi yoğuşturucudan dış ortama atılan ısı toplamları her deney için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Deneylerden elde edilen yoğuşturucu giriş-çıkış sıcaklık ve basınç değerlerine karşın entalpi farkları kullanılarak toplam akışkan debisinin çalışma şartına göre kompresör kalorimetresinden alınan değeri kullanılarak yoğuşturucunun toplam ısı kapasitesi elde edilmiştir. Daha önceki bölümlerde bahsedildiği üzere oluşan toplam ısının toplam dirençlere göre bir kısmı iç tarafa diğer kısmı baktığı dış ortama atılmaktadır. Yoğuşturucudan atılan toplam ısının içe ve dışa doğru atılan miktarları oluşturulan matematiksel model yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değerlerin toplamı ile deneysel verilerden elde edilen toplam ısı atma kapasitesi değeri karşılaştırılmıştır. Tablo 3.6'de deneysel olarak elde edilen yoğuşturucu ısı kapasitesi ile matematiksel modelden elde edilen içe ve dışa doğru atılan ısı toplamları görülmektedir.

Tablo 3.7'de her iki yöne ısı transfer miktar ve oranları paylaşılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre; dışarı atılan toplam ısının ortalama %12 kadarı iç tarafa doğru atılırken %88'i dış ortama doğru atılmaktadır. Bu oran Melo ve arkadaşlarının [1] literatürde gösterilen çalışmasında %32 oranında gerçekleştiği bahsedilmektedir. Tablo 3.7'de görülen hesaplanan ısı transferi ve model arası farkın %10 bandında kaldığı görülmektedir.

3.4 Belirsizlik Analizi

Ölçüm belirsizliği hesabında belirsizliği hesaplamak için literatürde bulunan Kline ve McClintock tarafından oluşturulan yöntem kullanılmıştır. Geliştirilen bu yöntemde bir takım deneysel ölçümler yaparak hesaplanması gereken büyüklük K ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken ise $x_1, x_2, x_2, x_3 .... x_n$ olmak üzere,

$$K = K(x_1, x_2, x_3, ...x_n) \tag{3.1}$$

Denklem 3.1 yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, ...w_n$ ve K büyüklüğünün hata oranı w_k ise, belirsizlik analizi yöntemine göre Denklem 3.2 formülü ile ifade edilebilir.

$$w_k = \pm \left[\left(\frac{\partial K}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial K}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + .. + \left(\frac{\partial K}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \tag{3.2}$$

Deneyler sırasında sıcaklık, güç ve basınç değerleri ölçülmüştür. Ölçüm hasassiyet oranları Tablo 3.8'de verilmiştir.

Deneylerden elde edilen ölçümlerle yoğuşturucudan gerçekleşen ısı transferi hesaplamalarına ait belirsizlik değeri hesaplanmıştır. Denklem 3.3 ile yoğuşturucudan çevreye atılan ısı hesaplanmıştır.

$$\mathrm{Q} = m\Delta \mathrm{h} \tag{3.3}$$

Denklem 3.3 ile dış ortama transfer edilen ısı hesaplanmıştır. Kalorimetreden elde edilen kompresör debisi ve deney düzeneğinden alınan sıcaklıklara ait entalpiler tablolardan okunarak hesaplamalar yapılmıştır. Bu hesaplamalara göre transfer edilen ısıya ait belirsizlik hesabı için Denklemler 3.4, 3.5 ve 3.6 kullanılmıştır.

$$w_R = \left(\left(\frac{\partial mc\Delta T}{\partial m} x w_m \right)^2 + \left(\frac{\partial mc\Delta T}{\partial \Delta T} x w_{\Delta T} \right)^2 \right)^{1/2} \tag{3.4}$$

$$w_R = \left((\Delta T w_m)^2 + \left(m w_{\Delta T}^2 \right) \right)^{1/2} \tag{3.5}$$

Tablo 3.8 Deneylerde ölçülen parametrelerin hata oranları

Parametreler	Hata oranı
Güç (W)	0,5 %
Sıcaklık (°C)	±0,5
Kompresör debisi (g/s)	±1 %
Basınç (bar)	±0,005

Tablo 3.9 Hesaplanan belirsizlik değerleri

Kompresör Devri (Devir)	**Belirsizlik (%)**
1500	0,17
3000	0,13

$$w_R = \left((8x0,00285)^2 + (0,285x0,5)^2\right)^{1/2} w_R = 0,144 \tag{3.6}$$

Yapılan hesaplamalara göre; kompresör debisi ve sıcaklık için Tablo 3.8'de verilen belirsizlik değerleri formüllerde kullanılmıştır. Kompresör debisi ve sıcaklık farkı değerleri tezde yapılan tüm testlerde elde edilen sonuçlara göre ortalama değer alınarak kullanılmıştır.

Bu hesaplamalara göre elde edilen w_R değeri 0,144 olmuştur. Bu değer kullanılarak atılan ısının her iki kompresör devir seviyesi için belirsizlikleri ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Buna göre; 1500 devirde dışarı atılan ısıların ortalaması 85 W, 3000 devirde ise 106 W olarak hesaplanmıştır. w_R değerinin atılan ortalama ısılara oranı her iki devirdeki belirsizliği Tablo 3.9'da göstermektedir.

4
TEORİK ÇALIŞMALAR

Yapılan deneysel çalışmalarla elde edilen sonuçlar doğrultusunda duvar tipi yoğuşturucudan atılan ısının oluşumuna kadar etki eden teorik yaklaşımlar ısı transferi temelinde incelenmiştir. Duvar tipi yoğuşturucuların oluşturduğu ısı transferi mekanizmaları detaylı olarak bu bölümde incelenmiştir.

4.1 Duvar Tipi Yoğuşturucuda Isı Transfer Mekanizmaları

Temel ısı transferi mekanizmaları olan iletim, taşınım ve radyasyon alt detaya inildiğinde her biri için ayrı bir teorik yaklaşımın bir araya getirilmesi ile toplam ısı transferi değerlendirmesi yapılabilmektedir. Bu teze konu olan gizli duvar tipi yoğuşturucularda gerçekleşen ısı transfer mekanizmalarının da bu üç ısı transfer mekanizması üzerinden teorik değerlendirmesi yapılmıştır.

4.2 Boru İç Akışında İç Taşınımla Isı Transfer Katsayısı Hesabı

Bu tez çalışmasında kullanılan dikey yoğuşturucuların boruları içerisinde çift fazlı akış yer almaktadır. Bu yüzden iç taşınım ısı transfer katsayısı hesabı yapılırken çift fazlı akış teoremi olarak konunun ele alınması uygundur. Dikey boruda yoğuşmada ısı transferi akış yönüne ve akış büyüklüğüne bağlı olarak değişmektedir. Aşağı yönlü olan akışlarda yerçekimi etkisi görülürken yukarı doğru olan akış tipinde ise yer çekimi etkisi görülmez. Ayrıca yukarı doğru akışta ara yüzey kaymasından dolayı film kalınlığı daha fazla oluşmakta ve bu durum ısı transfer katsayısının azalmasına neden olmaktadır. Bu yüzden aşağı doğru akıştaki ısı taşınım katsayısı buhar akış hızına göre 0,7-1 arasında bir sayı ile çarpılmalıdır. Eğer buhar hızı çok düşükse akış laminer olarak kabul edilir ve bu durumda taşınımla olan ısı miktarı ihmal edilerek ısının iletim yoluyla duvara aktarıldığı varsayılır.

Kakac, Nusselt değeri için yatay, dikey veya eğimli borular için bu tür laminer

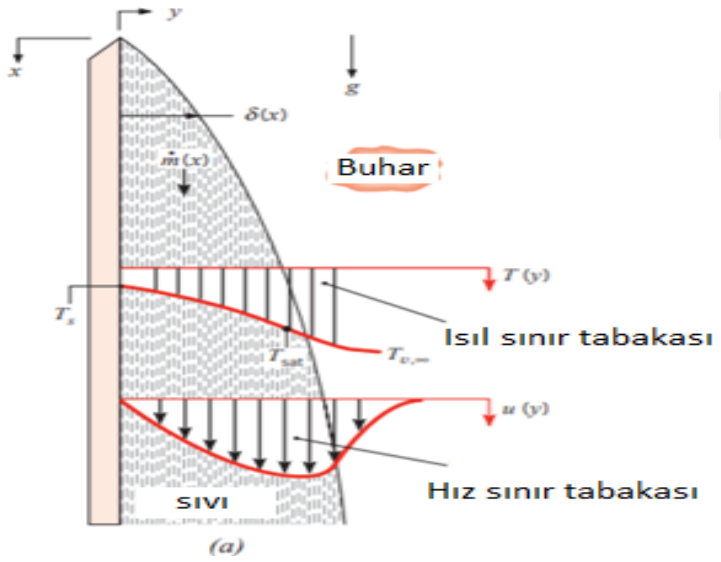
akışlarda kullanılabilecek, Nusselt Film Yoğuşma Teorisi'ni ortaya atmıştır [18]. Bu teorinin dikey borularda uygulanabilmesi için film kalınlığının boru çapına göre çok küçük olması gerekmektedir. Diğer hesaplama yöntemlerinden farklı olarak bu teori akışın ve ısı geçişinin karakteristiğini oluşan film içinde inceler.

4.2.1 Film Kalınlığının Hesaplanması

Hesaplamaların yapılacağı bölge ısı iletimini etkileyen film olduğundan bu bölgenin film kalınlığının boru girişinden hesaplanması gerekmektedir. Nusselt yoğuşma teorisine göre film kalınlığı Denklem 4.1'e göre ifade edilmektedir.

$$\lambda = \left(\frac{4k\mu \left(T_{\text{doyma}} - T_{y\tilde{u}zey} x \right)}{\rho_{\text{sıvı}} \left(\rho_{\text{sıvı}} - \rho_{\text{gaz}} \right) g \Delta h_{\text{sıvıgaz}}} \right)^{0,25} \tag{4.1}$$

Bu denklemde k ısıl iletkenliği, μ dinamik viskoziteyi, ρ yoğunluğu ve h entalpiyi temsil eder.



Şekil 4.1 Buzdolabı yoğuşturucusunun film kalınlığının boru boyunca değişimi-şematik [18]

4.2.2 Akış Rejiminin Belirlenmesi ve Reynolds Sayısının Hesaplanması

Chen ve arkadaşlarının geliştirdiği, filmdeki akışta 30<Re<1800 aralığında Reynolds (Re) sınır değerlerinden farklı olarak geçiş bölgesini temsil etmektedir [19]. Türbülanslı bölge, boru duvarı ister pürüzlü ister pürüzsüz olsun Re>1800 değerinde, laminer akış ise yüzeyde dalgalanmaların henüz oluşmadığı Re<30 değerini gösteren bölge olarak adlandırılmaktadır. Burada birim uzunluk başına

film akış hızı (kg/m s) Γ ile adlandırılır. Re; olarak adlandırılan bu değer Denklem 4.2'e göre ifade edilmektedir.

$$\mathrm{Re} = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad \left[\Gamma = \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{b}} = \frac{g\rho_{\text{sıvı}}\left(\rho_{\text{sıvı}} - \rho_{\text{gaz}}\right)\delta^3}{3\mu}\right] \tag{4.2}$$

Boru içine gelen akışın ne zaman rejim değiştirdiğinin bilinmesi gerekmektedir. Bu sayede ısı taşınım katsayısı korelasyonları bu mesafelere göre uygulanabilecektir. Bunun için Re yalnız bırakılırak Denklem 4.3 tekrar oluşturulur.

$$Re^{4/3}3^{\frac{4}{3}}\mu^{\frac{5}{3}}4^{-\frac{7}{3}}\left(g\rho_{\text{sıvı}}\left(\rho_{\text{sıvı}} - \rho_{\text{gaz}}\right)\right)^{-\frac{1}{3}}\left(\frac{k\left(T_{doyma} - T_{\text{yüzey}}\right)}{\Delta h_{\text{sıvıgaz}}}\right)^{-1} = x \tag{4.3}$$

Nusselt yoğuşma teorisine dayanarak dikey bir borudaki iki fazlı akış için bir korelasyon önerilmiştir. Bu modelde laminer akış ile türbülanslı akış arasındaki fark birbirine çok yakın değerlere sahip olduğu için göz ardı edilmiş ve her ikisi için de Denklem 4.4 önerilmiştir.

$$Nu = \frac{h}{k}\left(\frac{v^2}{g}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{3Re}{4}\right)^{-1/3} \tag{4.4}$$

Blangetti ve arkadaşları Türbülanslı akışta ısı taşınım katsayısı için aşağıdaki Denklem 4.5 elde etmişlerdir [20].

$$\mathrm{Nu} = 0,00402\,\mathrm{Re}^{0,4}\,\mathrm{Pr}^{0.65} \tag{4.5}$$

Aynı koşullar için verilen kolerasyon önerisine göre laminer film rejimi için Nusselt yoğuşma teorisinin geçerli olduğu tekrar belirtilmektedir. Bu korelasyon bütün uzunluk boyunca integre edildiğinde ise Denklem 4.6 bulunacaktır.

$$h = 0,943\left(\frac{k^3\rho_{\text{sıvı}}\left(\rho_{\text{sıvı}} - \rho_{\text{gaz}}\right)g\,\Delta h_{\text{sıvıgaz}}}{L_{\text{kar}}\mu\Delta t}\right)^{1/4} \tag{4.6}$$

Yukarıdaki denklemde h boru içi ısı taşınım katsayısı, k sıvı fazın ısı iletim katsayısı, ρ; akışkan yoğunluğu, g; yerçekimi ivmesi (9,81 m/s^2), $\triangle h_{\text{sıvıgaz}}$; yoğuşturucudaki entalpi değişimi, L; uzunluk, μ akışkanın dinamik viskozitesi

ve $\triangle$t, akışkanın birim zamanda aldığı yol olarak belirtilebilir.

4.2.3 Duvar tipi Isı Değiştiricisinde Entalpi Hesaplaması

Çengel ve arkadaşları çalışmalarında entalpi düzeltmesini akışkanın yoğuşturucu giriş ve çıkış fazlarına göre yapılmasını önermiştir [21]. Buna göre; önerilen entalpi düzeltmesi akışkanın faz durumuna bağlı olarak belirlenmesi gerekecektir. Eğer sıvı yoğuşturucuya çift fazlı olarak giriyorsa entalpi düzeltmesine gerek yoktur. Bu düzeltmeye göre, eğer akışkan yoğuşturucudan doyma sıcaklığının altında çıkıyorsa o zaman Denklem 4.7'ye göre düzeltilmesi önerilmektedir.

$$h^*_{\text{sıvıgaz}} = h_{\text{sıvıgaz}} + 0,68 c_p \left(T_{\text{doyma}} - T_{\text{yüzey}} \right) \tag{4.7}$$

Burada $h_{\text{sıvıgaz}}$ (kJ/kg) çift fazlı duruma geçmiş akışkanın sıvı ve buhar fazlarının entalpileri arasındaki farktır. c (kJ/kg K) ise film sıcaklığında sıvı durumun özgül ısısıdır. T_{doyma} (°C) belirlenen basınçtaki doyma sıcaklığı ve T_{yuzey} (°C) borunun yüzey sıcaklığıdır. Eğer akışkan yoğuşturucuya kızgın buhar olarak giriyorsa öncelikle doyma sıcaklığına kadar soğutulması gerekir. Bu işlem esnasında boru cidarına akışkandan ısı geçişi olur. Akışkanın kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girdiği durumda yoğuşturucu giriş ve çıkışı arasındaki düzeltilmiş entalpi farkı Denklem 4.8 ile açıklanır.

$$h^*_{\text{sıvıgaz}} = h_{\text{sıvıgaz}} + c_p \left(T_{\text{giris}} - T_{\text{doyma}} \right) \tag{4.8}$$

Akışkan yoğuşturucuya kızgın buhar olarak giriyor ve aşırı soğutulmuş sıvı olarak çıkıyorsa Denklem 4.9 ile açıklanır.

$$h^*_{\text{sıvıgaz}} = h_{\text{sıvıgaz}} + 0,68 c_v \left(T_{\text{doyma}} - T_{\text{yüzey}} \right) + c_v \left(T - T_{\text{doyma}} \right) \tag{4.9}$$

4.2.4 Duvar tipi Isı Değiştiricisinde Boru İçi Isı Taşınım Katsayısının Hesaplanması

Isı taşınım katsayısı hesabında yapılan literatür çalışmalarına göre birbirinden farklı sonuçlara yol açmayacak üç farklı yönteme ulaşılmıştır. Bu yöntemlerden hesaplama olarak en kullanışlı olanı seçilerek kullanılmıştır.

4.2.4.1 Yöntem I

Nusselt Film Yoğuşması Teorisine göre bir buhar dikey veya eğimli bir yüzey üzerinde yoğunlaşırsa, yerçekimi etkisi altında akan bir sıvı filmi oluşur. Burada buhar hızı çok düşükse ve sıvı film ince ise, yoğuşturucuda laminer bir akış vardır. Burada ısı film iletimi yoluyla duvara aktarılmaktadır. Taşınım etkisi ihmal edilebilecek kadar küçük olarak kabul edilir. Yatay borular ve dikey veya eğimli duvarlar üzerinde laminer film yoğuşması durumunda ısı transferinin hesaplanması için basit bir teori önerilmiştir. Bu teori literatürde Nusselt Film Yoğuşma teorisi olarak bilinir. Bu teorinin, silindir yapılı boru iç akışlarda kullanılabileceği belirtilmiştir. Fakat şart olarak film kalınlığının çaptan daha küçük olma şartı verilmiştir.

Bu çalışmaya göre laminer akışkan rejiminde ısı transfer katsayısı Denklem 4.10 ile hesaplanır.

$$h = 0,943 \left(\frac{k^3 \rho_{\text{sıvı}} \left(\rho_{\text{sıvı}} - \rho_{\text{gaz}} \right) g \Delta h_{\text{sıvıgaz}}}{L \Delta t} \right)^{1/4} \tag{4.10}$$

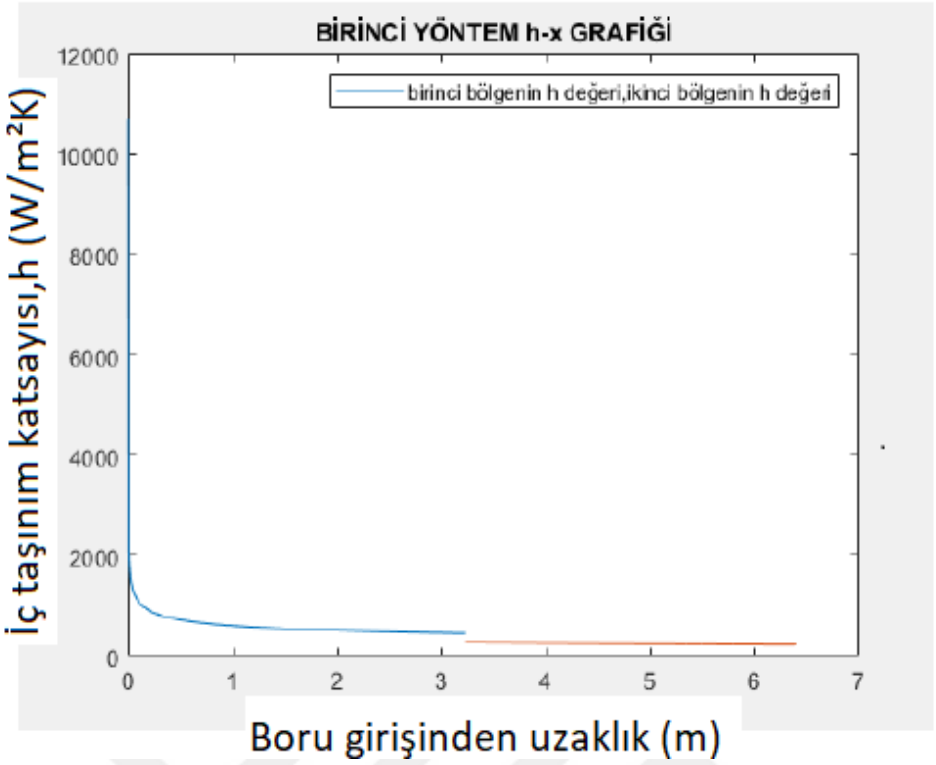
Dalgalı laminer akış rejimi için yüzeyde meydana gelen dalgalanmaların ısı transferine etkisinin hesaba katılması için laminer akış rejiminde hesaplanan ısı transfer katsayısının f düzeltme faktörü ile çarpılması gerektiği belirtilmektedir. Bu düzeltme faktörü için f=1,15'in ideal olduğu belirtilmektedir. Yukarıdaki gösterilen eşitlik Denklem 4.6 ile benzerlik göstermektedir. Yapılan katsayı düzeltmesi ile h taşınım katsayısı (W/m^2K) Denklem 4.11 gibi hesaplanacaktır.

$$Nu = \frac{\alpha \left(\nu^2 / g \right)^{1/3}}{\lambda} = (3Re)^{-1/3} \tag{4.11}$$

Bu denklemden h katsayısı çekilerek eşitlik Denklem 4.12 olarak yazılabilir.

$$h = \frac{(3Re)^{-1/3} k}{(\vartheta^2 / g)^{1/3}} \tag{4.12}$$

Yukarıdaki denklemler kullanılarak oluşturulan ısı taşınım katsayının özellikleri, verilen yoğuşturucu borusundaki değişime göre Şekil 4.2 ile gösterilebilir.



Şekil 4.2 I. Yönteme göre iç akış katsayısı değişim grafiği

4.2.4.2 Yöntem II

Chen'in yukarıda da bahsedilen çalışmasında dikey bir boruda yoğuşma incelendiğinde, yoğuşmanın duvarla temas halinde büyüyen bir film ile gelişirken, buhar fazının kanalın büyük kısmı boyunca oluşacağı ifade edilmektedir. Nusselt'in yaklaşımına göre; yoğuşma sadece arayüzeyde meydana gelir. Bu çalışmada, film yoğuşmasının meydana gelebilecek farklı fiziksel olaylara göre üç farklı rejimde oluşması sağlanmıştır. Bunlar bilinen ifadelerle laminer, laminer dalgalı ve türbülanslı akışları ifade etmektedir.

Bu teoride yoğuşma debisine bağlı oluşan Reynold sayısı ifadesi Denklem 4.13 gibi oluşmuştur.

$$\mathrm{Re} = \frac{4\Gamma}{\pi D \mu} \tag{4.13}$$

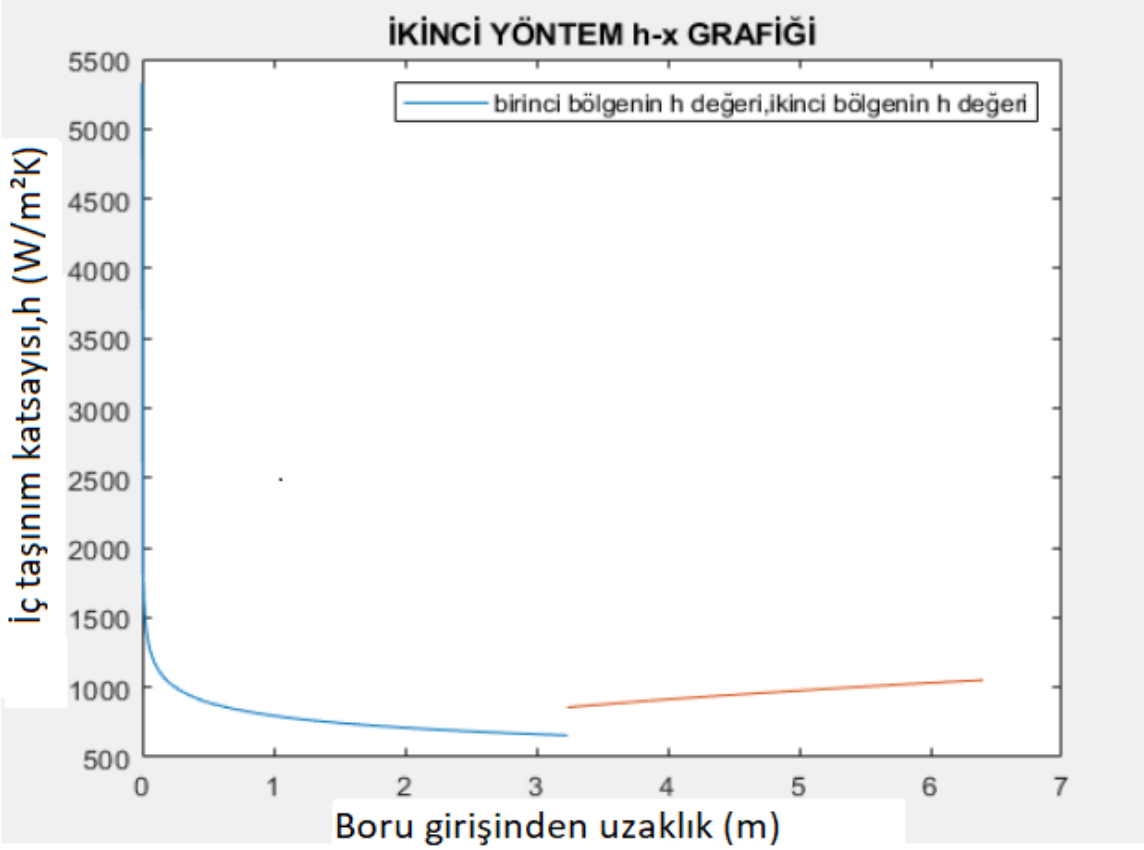
Bu denklemde Γ sıvı debisini ifade eder. Bu modelde de birbirine çok yakın değerlere sahip oldukları için laminer ve dalgalı laminer arasındaki fark yok sayılmış ve ikisi için de Denklem 4.14 gibi ısı taşınım katsayısı kolerasyonu oluşmuştur.

$$h = \frac{\left(\frac{3\times Re}{4}\right)^{\frac{1}{3}}\Big)k}{\left(\frac{\nu^2}{g}\right)^{\frac{1}{3}}} \tag{4.14}$$

Türbülanslı rejimde ise Denklem 4.15 gibi ifade edilebilmektedir.

$$\mathrm{h} = \frac{0,00402\mathrm{Re}^{0,4}\mathrm{Pr}^{0,65}\mathrm{k}}{L} \tag{4.15}$$

Oluşan bu teorik yapıya göre elde edilen korelasyonlar ile birinci ve ikinci türbülanslı bölgenin ısı taşınım katsayıları değişimi Şekil 4.3 ile elde edilmiştir.



Şekil 4.3 II. Yönteme göre iç akış katsayısı değişim grafiği

4.2.4.3 Yöntem III

Kırkpatrick çalışmasında dikey borularda çok kademeli akış rejiminde akan akışkanlar için bağıntılı bir öneride bulunmuş ve Nusselt'in yoğuşma teorisinin çok katmanlı akış rejimi için geçerli olduğunu belirtmiştir. Ancak bu çalışmalarda dalgalı turbülans durumu dikkate alınmadığından bu durum düzeltme faktörleriyle düzeltilmiştir.

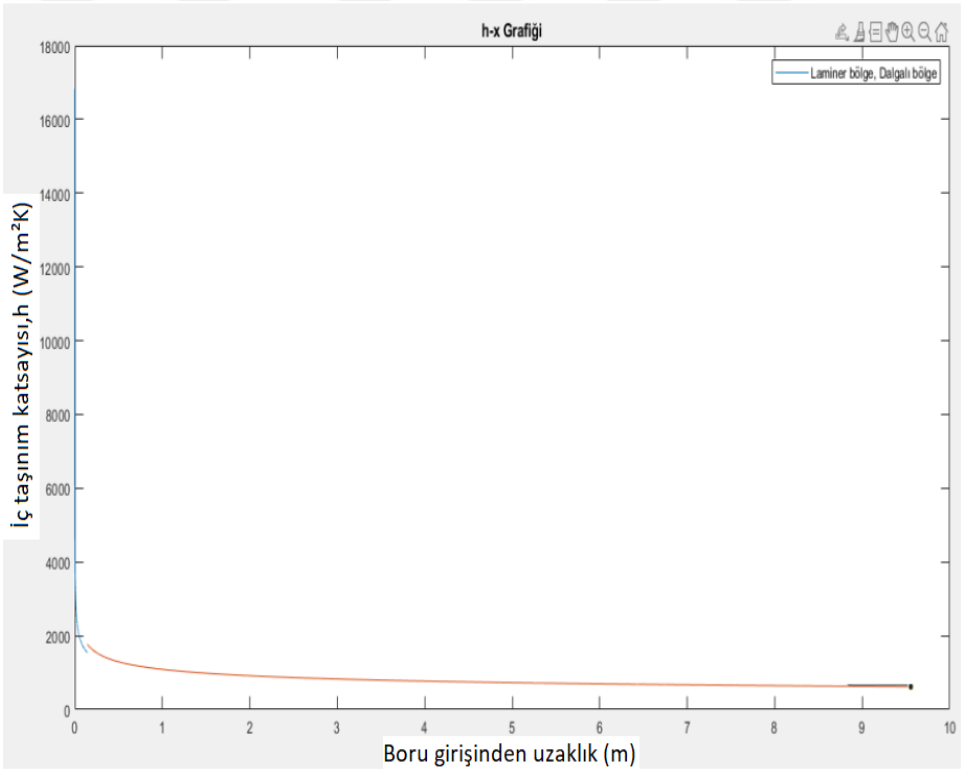
Buna göre laminer akış rejimi için ısı taşınım katsayısı Denklem 4.16 gibi açıklanmaktadır.

$$h = 0,943\left(\frac{k^3\rho_{\text{sıvı}}\left(\rho_{\text{sıvı}}-\rho_{\text{gaz}}\right)g\Delta h_{\text{sıvıgaz}}}{L\Delta t}\right)^{1/4} \tag{4.16}$$

Türbülanslı rejimde ise aşağıdaki Denklem 4.17 kullanımı önerilmektedir.

$$h\left(\frac{\mu^2}{k^3\rho_{\text{sıvı}}\left(\rho_{\text{sıvı}}-\rho_{\text{sıvıgaz}}\right)g}\right)^{1/3} = (0,0077)\left(\frac{4\Gamma}{\mu}\right)^{0,4} \tag{4.17}$$

Yukarıdaki denklemler ile elde edilen teoride ısı taşınım katsayısı değişimi Şekil 4.4'de gösterildiği gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.4 III. Yönteme göre iç akış katsayısı değişim grafiği

4.3 Analitik Model

Sayısal hesaplama bölümünde bu doktora tez çalışmasının yukarıdaki bölümlerde anlatılan teorik temelde ısı transferi hesaplamalarının kullanılabilmesi için gerekli denklem mekanizmalarının oluşumu sağlanmıştır. Bu denklemler zinciri ile teoriye ait matematiksel model oluşturularak etkin

duvar tipi yoğuşturucuya ait yüzey sıcaklık modeli oluşturulmuştur. Bu hesaplamalardan önce aşağıda kullanılan bazı kabuller belirtilmiştir.

Hesaplamayı basitleştirmek amacıyla sonuca etkisi küçük olduğu düşünülen bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller aşağıda maddeler halinde verilmiştir:

- Bant ile yan yüzey arasındaki temas direnci ihmal edilmelidir [5].
- Hava boşluğunun etkisi dikkate alınmayacaktır. Alessandro ve arkadaşlarının gösterilen çalışmasına göre hava boşluğunun ısı transferine etkisi %0,5'dir [2].
- Faz değişimi belirlenemediğinden ve boru hattındaki ısı transfer katsayısının ısıl direnç modeli üzerinde çok az etkisi olduğundan, soğutucu akışkanın yoğuşturucudaki ısı transfer katsayısı, sıvı iki fazlı olarak hesaplanacaktır.
- Yoğuşturucudan dış ortama ve tersi yönde iç kısma ısı transferi gerçekleşmektedir [1].

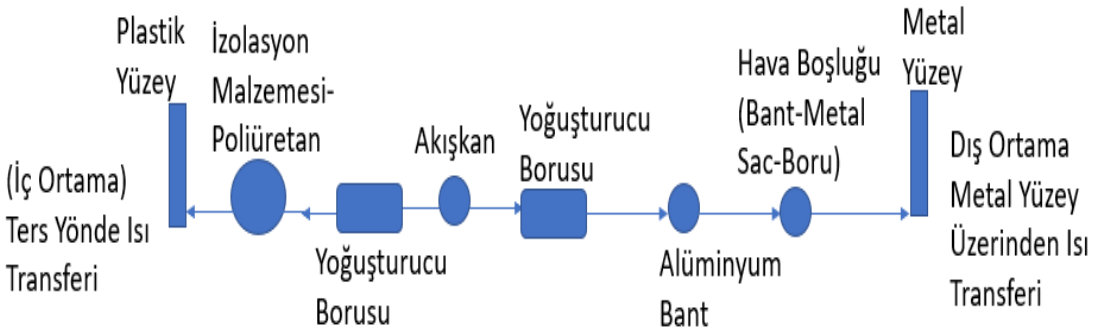
Yoğuşma sıcaklığı, duvar tipi yoğuşturucu tasarımında kullanılan parametrelerden etkilenen bir noktadır. Bu çalışmadaki ısı transfer mekanizmaları; doğal taşınım, iletim ve ışınım ile ilgili olduğu yukarıda belirtilmişti. Dış ortamda radyasyon ve doğal taşınım ısı transferine birlikte etki etmektedir. İletim ise; boru, bant ve metal levha iletiminden kaynaklanan bir faktördür. Bu çalışmada ayrıca yoğuşturucu borularının metal yüzeye temasından dolayı iletim ayrıca ek bir ısı transfer mekanizması olarak da söz konusudur. Denklem 4.18 duvar tipi yoğuşturucunun bağlı olduğu metal yüzeyin hemen dışında bulunan çevrede gerçekleşen ısı transfer katsayısının temel taşınım değerinin hesabını göstermektedir.

$$h_{ef} = h_{\text{ışı}} + h_{\text{taş}} \tag{4.18}$$

Literatürde, ısıtılan düşey bir duvar ısı transfer mekanizmasının doğal taşınım, iletim ve ışınım olmak üzere üç mekanizma tarafından etkilendiği anlaşılmıştır. Yoğuşturucudan gelen sıcaklığı hesaplamak için radyasyon dikkate alınmalı ve katıdan iletim ve yoğuşturucu ısı boruları içindeki sıvı akışından gelen taşınım etkisi de hesaba katılmalıdır. Denklem 4.19 ile ısıtılan duvarın dış yüzeyinden çevreye gerçekleşen ısı transferi şu şekilde ifade edilebilmektedir.

$$q'' = q''_{ışı} + q''_{taş} \tag{4.19}$$

Yüksek sıcaklıkta boru, ısısının çoğunu etrafındaki banda aktarır. Kalan çok küçük bir miktarı doğrudan buzdolabı metal sacına ve bant ile dış plaka arasındaki boşluğa aktarılır. Duvar tipi yoğuşturucusundan doğrudan dış metal saca aktarılan ısının küçük olmasının nedeni aralarındaki temasın borunun O formundan kaynaklanan teğetsel temas yapıda olması kaynaklıdır. Bant ile dış plaka arasındaki boşlukta ısı transferinin düşük olmasının nedeni, ısı transferinin bu boşlukta iletimle değil, doğal taşınımla gerçekleşmesidir. Hesaplamaları basitleştirmek ve tez konusuna odaklanmak için, tüm ısının borunun dış duvarından aluminyum banda ve oradan da buzdolabının kanat görevi yapan yan yüzeyine aktarıldığı varsayılmaktadır. Metal yüzey tarafından emilen ısı daha sonra iki paralel yola bölünür; birinci paralel yol, aslında ısının transfer edilmesini istediğimiz dış ortama yönlendirilirken, ısı ikinci paralel kolu oluşturarak yalıtım malzemesinin içinden geçip radyasyon ve taşınım yoluyla buzdolabının içine girer. Şekil 4.5'de duvar tipi yoğuşturucusunda oluşan ısı transfer dirençleri şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.5 Duvar tipi yoğuşturucuda ısı transfer dirençleri

Dış ortama atılan ısı, buzdolabının dış panelinden radyasyon ve taşınım yoluyla doğrudan ortama atılır. Isı, ikinci paralel kolu oluşturarak yalıtım malzemesinin içinden geçerek buzdolabına girer ve radyasyon ve taşınım yoluyla buzdolabının içine girer. Her katmanın ısı akışı, Şekil 4.5'de gösterildiği gibi sırasıyla direnç noktalarına bölünür. Isı, yatay olarak aynı yönde dikey plakanın iç ve dış tarafına doğru dağılır. Dikey yönde gelişen minör ısı transferi ihmal edilmiştir. Toplam ısı, yoğuşturucunun her iki tarafına doğru dağıtılmaktadır. Şekil 4.5'de her bir nokta bağlı yüzeylerin direncini ifade eder. T, bu noktaların matematiksel modelle hesaplanan sıcaklık değerleri ve Q, Watt cinsinden toplam yoğuşturucuda oluşan ısı akısını temsil edecektir. Isı transfer mekanizması

soğutucu akışkanın iç borusunun içinden geçen akışkanla birlikte başlar ve dış/iç ortamlara doğru devam eder. Isı değiştirici tarafından yayılan toplam ısının hesaplanmasında kullanılan matematiksel denklemler aşağıda gösterilmiştir. Denklem 4.20 ilk olarak başlangıç noktası olan boru içinden geçen akışkanın direncini temsil etmektedir. Bu denklemde, soğutucu akışkanın direnci, iç boru alanı A'nın iç özellikleri ve ayrıca iç ısı taşınım katsayısı kullanılarak hesaplanarak gösterilmiştir. Denklemleri öncelikle iç ortama giden ısı transferi hesaplamaları ile başlatalım.

$$R_{\text{akışkan}} = \frac{1}{A_{\text{boruiçi}}\, h_{\text{boruiçi}}} \tag{4.20}$$

Denklem 4.20 ifadesinde sıcaklık ve direnç yerine yerleştirildiğinde Denklem 4.21 ısı transfer denklemi elde edilmektedir.

$$Q_{\text{akışkan}} = \frac{T_{\text{boruiçi}} - T_{\text{akışkan}}}{R_{\text{akışkan}}} \tag{4.21}$$

Sistemde kullanılan yalıtımın direnci ise yalıtım kalınlığı (t) ve yalıtımın ısı iletim katsayısı (k) ile Denklem 4.22'deki gibi ifade edilebilir.

$$R_{\text{yalıtım}} = \frac{t_{\text{yalıtım}}}{k_{\text{yalıtım}}} \tag{4.22}$$

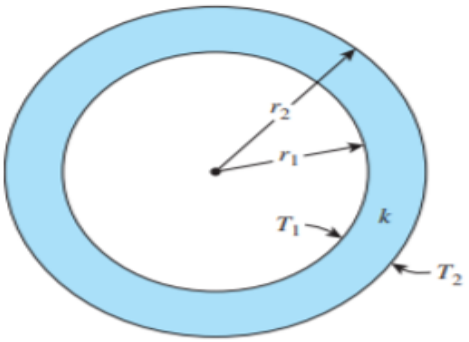
Bu direnç sıralamasında daha sonrasında iç yöne doğru en son plastik yüzey üzerinden geçen ve sonrasında da iç ortamda gerçekleşen ısı transferi hesaplamaları dahil edilebilir. Plastik yüzey 0,0015 m kalınlığında olması nedeniyle toplam ısı geçişinde çok düşük bir etkiye sahip olacaktır. Bu nedenle ihmal edilmiştir. İç ortam ısı transferi ise Denklem 4.23'deki gibi ifade edilebilir.

$$R_{\text{kabiniçi}} = \frac{1}{h_{\text{kabiniçi}}\, A_{\text{kabiniçi}}} \tag{4.23}$$

Bu hesaplamalara duvar tipi yoğuşturucu borusunun tek başına oluşturduğu ve akışkanla birlikte oluşan direncinde kullanılmak üzere boru kaynaklı direnci de Denklem 4.24'deki gibi eklenebilir.

$$R_{\text{boru}} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2} \tag{4.24}$$

Şekil 4.6'da yoğuşturucu boru kesiti yarıçapı ve kalınlığı ile birlikte şematik olarak gösterilmiştir. Isının diğer bir kısmı, soğutucu akışkan tarafından dış ortama doğru gösterilen direnç sırasında akarak sonunda ısı, sıcak duvarlı yoğuşturucuya bağlı metal levhanın dış ortam tarafına iletilir.



Şekil 4.6 Yoğuşturucu borusu şematik yapısı

Bununla birlikte dış ortama atılan ısının hesaplanması için dış metal sac yüzey sıcaklığı ile dış ortam arasındaki sıcaklık farkının hesaba katılması ile yukarıda belirtilen direnç parametrelerinin oluşturduğu toplam direnç kullanılarak toplam ısı transferi Denklem 4.25'deki gibi hesaplanabilir.

$$Q_{\text{dış}} = \frac{T_{\text{metalyüzey}} - T_{\text{ortam}}}{R_{\text{ortam}}} \tag{4.25}$$

Dışarı atılan ısıda en önemli faktörden biri duvar tipi yoğuşturucunun boru yüzeyleri boyunca O ve D boru formunda çizgisel ve artırılmış yüzeysel formda yaptıkları temas ile aluminyum bant aracılığı ile oluşturdukları dirençlerin dış metal saca teması ile metal sac bir kanat görevi görmeye başlamaktadır. Metal sacın kanat olarak davrandığı alan literatür araştırmalarından elde edilen çalışmalar neticesinde yalnızca duvar tipi yoğuşturucunin temas ettiği yüzeyler boyunca oluştuğu tespit edilmiştir [2]. Bu da metal sacın kendi genişliğinin bir kanat boyutu olarak değil, üzerine bağlı yoğuşturucu genişlik ve yüksekliğinin metal sacın kanat davranışı üzerinde etkisi olduğunu göstermektedir. Denklem 4.26'da gösterildiği üzere metal sacın kanat etkisi bir denklem ile ifade edilebilmektedir.

$$\eta_{\text{kanat}} = \frac{T_{\text{metalyüzey}} - T_{\text{ortam}}}{T_{\text{bant}} - T_{\text{ortam}}} \tag{4.26}$$

Bu denklemde kanat verimliliği ifade edilirken bu değerin metal sac yüzey

sıcaklığı ile dış ortam arasında gerçekleşen sıcaklık farkının, aslında duvar tipi yoğuşturucu borusuna ilk temas eden aluminyum bant (veya alınabiliyorsa direkt yoğuşturucu boru yüzey sıcaklığı, bu tezde direkt borular üzerinden termokupllar ile bu sıcaklık alınmıştır.) ile dış ortam arasındaki sıcaklık farkının kullanıldığı görülmektedir.

Dış ortamısı transfer katsayısı h_{out} ASHRAE kaynak referansından 9,26 W/m^2K olarak alınmıştır. Bu değere içindeki radyasyonun etkisi de dahildir. Dış ortam taşınımla ısı transferi içinse dış ortamdan çevreye ısı transferi taşınım ve radyasyon yoluyla birlikte gerçekleşir. Dış ısı transfer katsayısı Denklem 4.18'de verildiği gibi her iki etkinin bileşiminden oluşacaktır.

$$h_{ef} = \frac{Nu \times k}{L} \tag{4.27}$$

Denklem 4.27'de kullanılan Nusselt (Nu) sayısı ile dış ısı transfer katsayısı da kullanılmaktadır. Bu denklem içerisinde doğal taşınım etkisinin olduğu bilinmektedir.

4.3.1 Düşey Levhada Laminer Doğal Isı Taşınımı

Doğal taşınımda laminer akıştan türbülanslı akışa geçişte Grashof (Gr) sayısı kullanılmaktadır. Bu geçiş $10^8 < \mathrm{Gr} < 10^9$ aralığında gerçekleşmektedir. Gr<10^8 ise ortamda laminer doğal taşınım bulunurken, Gr>10^9 ise türbülanslı doğal taşınım oluşmaktadır. Doğal taşınım için sınır tabaka denklemleri çözülerek düşey levha boyunca oluşan tabaka denklemlerinin sabit yüzey sıcaklığında oluşturduğu Nusselt (Nu) sayısı Denklem 4.28'de gösterilmiştir.

$$Nu = 0,677\,\mathrm{Pr}^{1/2}(0,952 + \mathrm{Pr})^{-1/4} Gr^{1/4} \tag{4.28}$$

Bu denklemde L levha boyunu (m) temsil etmektedir. Gr ise levha boyunca hesaplanan Grashof sayısıdır. Akışkan hava olması nedeniyle Prandtl (Pr) sayısı 0,714 olarak alınabilir. Buna göre Denklem 4.29 halini alır.

$$Nu = 0,504 Gr^{1/4} \tag{4.29}$$

Yukarıda gösterilen denklemler laminer akış için geçerlidir. Aşağıda sabit yüzey sıcaklığında türbülanslı doğal taşınım için integral denklemi kullanılarak

levha boyunca türbülansın levhanın bir ucunda başladığı belirtilerek çözüm için ortalama Nusselt sayısı Denklem 4.30'daki gibi verilebilir.

$$Nu = 0,0246 Gr^{2/5} \Pr^{7/15} \left[1 + 0,494 \Pr^{2/3}\right]^{-2/5} \tag{4.30}$$

Tüm bunların yanında doğal taşınımlı akışta laminerden türbülansa geçiş için Rayleigh sayısının Grashof ve Prandlt sayısının bir çarpanı olarak birbirine eşitlenmesi gerekmektedir. Bu Denklem 4.31'de gösterilen eşitlik ile Rayleigh sayısı ifade edilebilmektedir.

$$Ra = Gr \Pr = \frac{g\beta \left(T_{\text{yüzey}} - T_{\text{ortam}}\right) L^3}{\nu \alpha} \tag{4.31}$$

Burada Rayleigh sayısı Grashof ve Prandlt sayılarının çarpımı olarak verilmektedir. Buna göre laminer akıştan tübülanslı akışa geçişte geçiş bölgesi olarak $4x10^8$<Ra<$6x10^{10}$ olarak tanımlanmaktadır.

$$Nu = \left\{0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}}\right\}^2 \tag{4.32}$$

Tüm bunlara ek olarak dış ortamda gerçekleşen radyasyonla ısı transferi ise klasik radyasyon formülü ile ifade edilir. Denklem 4.33'de sunulduğu üzere radyasyonla taşınım katsayısı için yine dış ortam ile metal dış yüzey arası sıcaklık farkları kullanılmaktadır.

$$h_{\text{ışı}} = \frac{\left({T_{\text{metalyüzey}}}^4 - {T_{\text{ortam}}}^4\right) \varepsilon \sigma}{\left(T_{\text{metalyüzey}} - T_{\text{ortam}}\right)} \tag{4.33}$$

Bu denklemde ϵ kullanılan malzemeye yönelik yayıcılık katsayısını temsil eder. σ ise Stefan-Boltzman sabitini (σ= 5,6703 10^{-8} W/m$^2K^4$) ifade etmektedir. İfade edilen radyasyon ve doğal taşınım denklemlerinden gelen h_{ef} ısı taşınım katsayısı birleştirilmiş etkili ısı transfer katsayısını ortaya çıkarmaktadır.

5
DENEYSEL SONUÇLARI İRDELEME

Bu bölümde deney sonuçlarına ve bunların değerlendirilmesine ayrıntılı olarak yer verilmiştir.

5.1 Deney Sonuçları

Daha önceki bölümlerde bu doktora tez çalışmasında yapılan deneylere ait deneysel yöntemler ayrıntılı olarak ifade edilmiştir. Deneylerin yapıldığı parametrik faktörler ve bu parametrelerin değişkenleri detaylı olarak irdelenmiştir. Aynı zamanda yapılan deneylere ait sonuçlar da gösterilmiştir.

Deney düzeneğinden elde edilen değerler ile sıcak dış metal yüzeyden dış ortama transfer edilen toplam ısının hesaplanmasına çalışılmıştır. Ölçülen sıcaklık ve basınç değerleri bu hesaplamalarda kullanılmıştır. Deney düzeneğinden elde edilen veriler kullanılarak duvar tipi yoğuşturucunun performansı; yoğuşma sıcaklıkları (giriş, çıkış ve doğrudan yoğuşturucu boruları üzerinden alınan) ve yoğuşma basınçları (yoğuşturucu giriş ve çıkış borusu) kullanılarak tüm deney koşulları sonucu için hesaplanmıştır.

Tüm deneyler, kullanılan derin dondurucunun iç ve dış ortamının sabit sıcaklık koşulları altında sağlanması ile elde edilmiştir. Dondurucu içerisindeki buharlaştırıcı üzerinden iç ortam sıcaklığını sağlamak üzere oluşturulan ısı transferi ile sağlanan iç ve dış ortamlar arası sıcaklık farkı ile her iki kompresör hızına (1500 devir-3000 devir) göre tüm deneyler için aynı koşullar altında değerlendirme sağlanmıştır. Tablo 3.5'de deney sonuçları, deney konfigürasyonlarına ve duvar tipi yoğuşturucu parametrelerine göre detaylı gösterilmiştir. Tüm deneyler 32°C sabit ortam koşullarında %55 bağıl nem de gerçekleştirilmiştir.

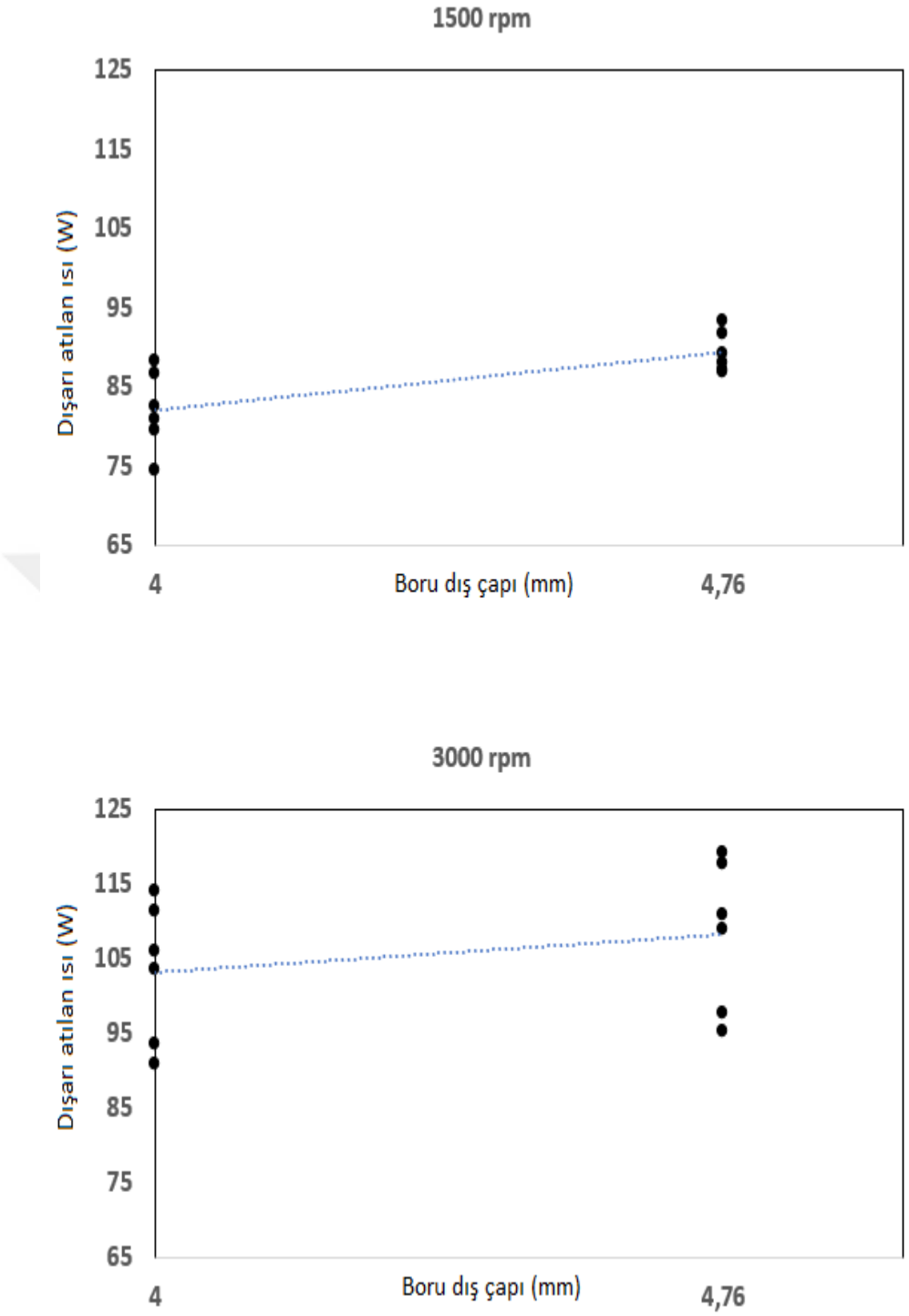
Tablo 3.5'de farklı deneylere ait farklı duvar tipi yoğuşturucu performansları gösterilmiştir. Bir yoğuşturucunun dışarı atılan ısı değeri Watt (W) cinsinden

hesaplanmış olup, bu değer çalışma periyotlarındaki giriş-çıkış sıcaklıkları ve giriş-çıkış basınç seviyeleri parametreleri ile hesaplanabilmektedir. Ayrıca duvar tipi yoğuşturucu ısı kapasitesi hesaplanırken de kızgın buhar ve aşırı soğutulmuş noktalardaki entalpi değerleri, soğutucu akışkanın doyma basıncındaki yoğuşturucu giriş ve çıkış sıcaklıklarına ait olarak ilgili tablolardan çekilmiştir. Bu değerler daha sonra entalpi farkı ve kompresörün debisi kullanılarak toplam ısı kapasitesine dönüştürülmüştür.

Duvar tipi yoğuşturucu ısı kapasitesi hesaplamaları Tablo 3.5'de gösterilmiştir. Bu veriler kullanılarak elde edilen boru dış çapı etkisinin duvar tipi yoğuşturucu ısı kapasitesine etkileri Şekil 5.1'de gösterilmektedir. Buna göre boru dış çapının etkisinin yoğuşturucudan atılan toplam ısı üzerinde etkisi olduğu anlaşılmaktadır. Duvar tipi yoğuşturucunun ısı kapasitesi yukarıda bahsedilen yöntem ile hesaplandıktan sonra elde edilen veriler değişim grafiğine dönüştürülmüştür. Buna göre; duvar tipi yoğuşturucu boru çapının 4,00 mm'den 4,76 mm'ye çıkması halinde dış ortama atılan ısının 1500 devir ve 3000 devir kompresör hızları için sırasıyla değişimin ortalama %8,9 ve %5,2 artış oranında olduğunu göstermektedir.

Boru çapı değişimi yoğuşturucular için önemli bir parametredir. Bölüm 2'de anlatılan literatür araştırmalarının birçoğunda deneysel inceleme parametresi olarak kullanıldığı görülmektedir. Özellikle iç akış tarafında akışın temas ettiği yüzey alanını artırması ve aynı zamanda yoğuşturucu dış boru yüzey alanının da artması sebebiyle ısı transferinde etkili olması beklenmektedir. Dış yüzey alanı olarak silindirik dış alan hesabında (2π r L) alanın %19 kadar artması bu etkinin yüksekliğini de ortaya koymaktadır. Alan artışının tek başına direkt kendi etkisi kadar fayda vermeceyeceği parametrik denklemlerin oluşturması muhtemel f(x) fonksiyon yapısının durumunu ortaya koymaktadır. Yani tüm parametrelerin bir araya gelmesi ile bir parametrenin etkisi diğerlerinin etkisi ile birlikte değerlendirildiğinde doğru orantılı bir değişim vermemektedir. Değişim oranları deneysel sonuç kümesinden elde edilen her bir değişimin ortalaması şeklinde alınmıştır. Bu nedenle saçınıklık göz artı edilmiş ve değerlerin değişimi kümülatif olarak değerlendirilmiştir.

Kompresör devrinin 1500 devirden 3000 devire artışında ortalama debi değişimi %22 olarak gerçekleşmektedir. Bu orana göre duvar tipi yoğuşturucudan atılan ısının yüksek kompresör devrinde benzer oranda ortalama %24 kadar artış gösterdiği hesap edilmektedir. Kompresör debi artışı oranı ile bunun sonucu oluşan ısı transfer artışı aynı oranda gerçekleşmiştir.



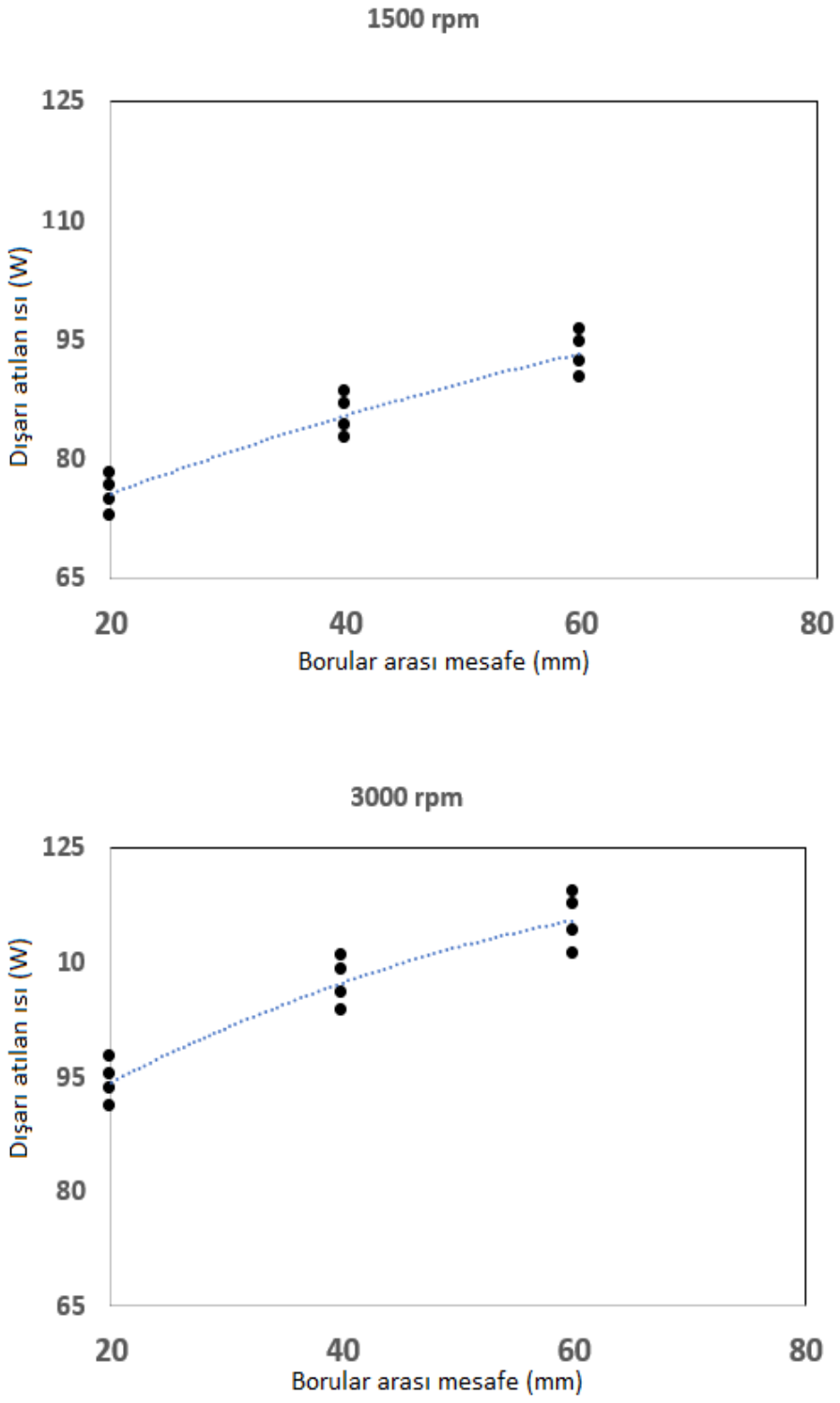
Şekil 5.1 Duvar tipi yoğuşturucu dış boru çapı değişiminin farklı debilerde (kompresör hızı) yoğuşturucudan atılan ısıya etkisi

Yapılan diğer deneysel incelemelerde ise diğer bir parametre olan duvar tipi yoğuşturucu boruları arasındaki dikey mesafe değişiminin atılan toplam ısı miktarındaki etkisi incelenmiştir. Yine literatürde yapılan araştırmalarda deneysel bir parametre olarak kullanılan bu değer önemli tasarım parametrelerinden birisidir. Borular arası mesafe değişimi özellikle yoğuşturucunun dış metal temas yüzey alanını değişimine ve bu sebeple de ısı transferi yapılan metal yüzey kanatçık alanının değişimine neden olmaktadır.

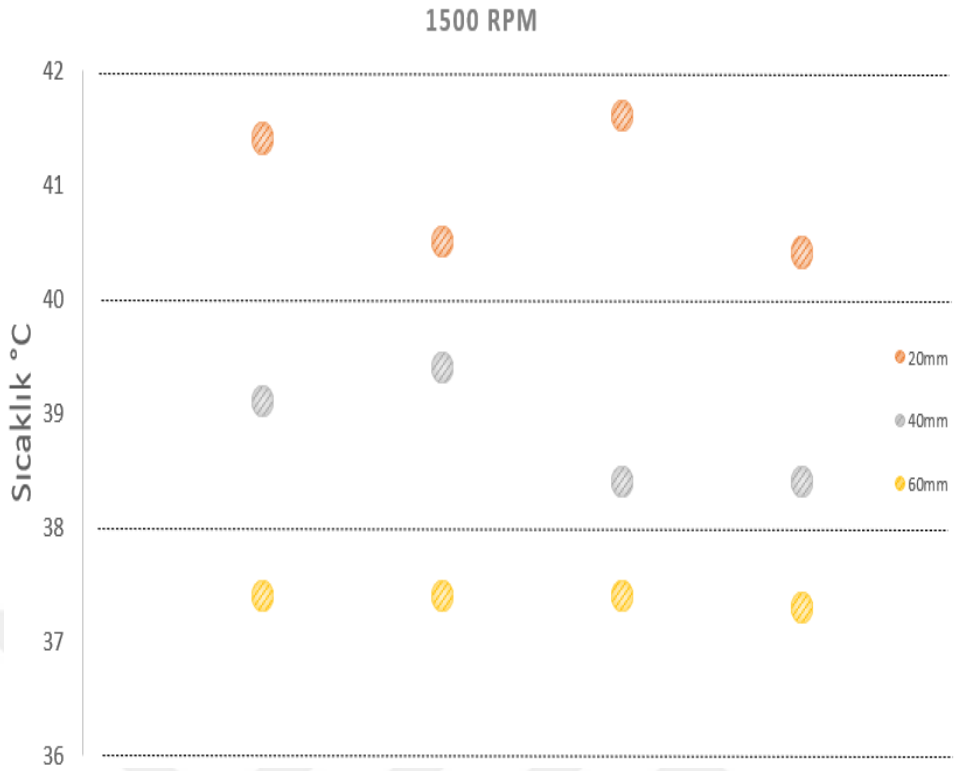
Buna göre; yoğuşturucu sacının yüzey temas alanları 20 mm, 40 mm ve 60 mm borular arası mesafe değişimi için sırasıyla metal yüzey kanat etkin alanları; 0,15 m^2, 0,32 m^2 ve 0,47 m^2 olarak değişmektedir. Bu durumda kendi aralarında artan oranlar; 20 - 40 mm için %213, 40 - 60 mm için %47 ve 20 - 60 mm için %313 olarak hesap edilmektedir. Şekil 5.2'de 1500 devir ve3000 devir kompresör devirleri ile farklı akışkan debilerinde elde edilen grafiklerde duvar tipi yoğuşturucusunun ısı kapasitesi eğiliminin borular arası mesafe artışına bağlı olarak artış gösterdiği görülmektedir. Buna göre; yoğuşturucu boruları arası mesafenin 20 mm'den 40 mm ve 60 mm'ye artması ile çevreye yayılan ısının 1500 devirde ortalama %12 ve %7,2 3000 devirde ise ortalama olarak %13,5 ve %10,1 oranı kadar arttığını göstermektedir.

Borular arası mesafe değişimi ile farklılaşan metal yüzey iç temas alanı değişimi kanat etkinliğini de değiştirmektedir. Buna göre; yukarıda belirtildiği üzere sırasıyla; 0,15 m^2, 0,32 m^2 ve 0,47 m^2 yüzey alanı değişimleri yine sırasıyla yaklaşık 2 kat ve 3 kat yoğuşturucu temas alanı ve dolayısıyla kanat alanı değişimine neden olmaktadır. Yine tüm bileşenler ile birlikte etki eden faktörlerin toplam duvar tipi yoğuşturucudan atılan ısı üzerinde etkisinin %7 ila %14 arasında kaldığı görülmektedir.

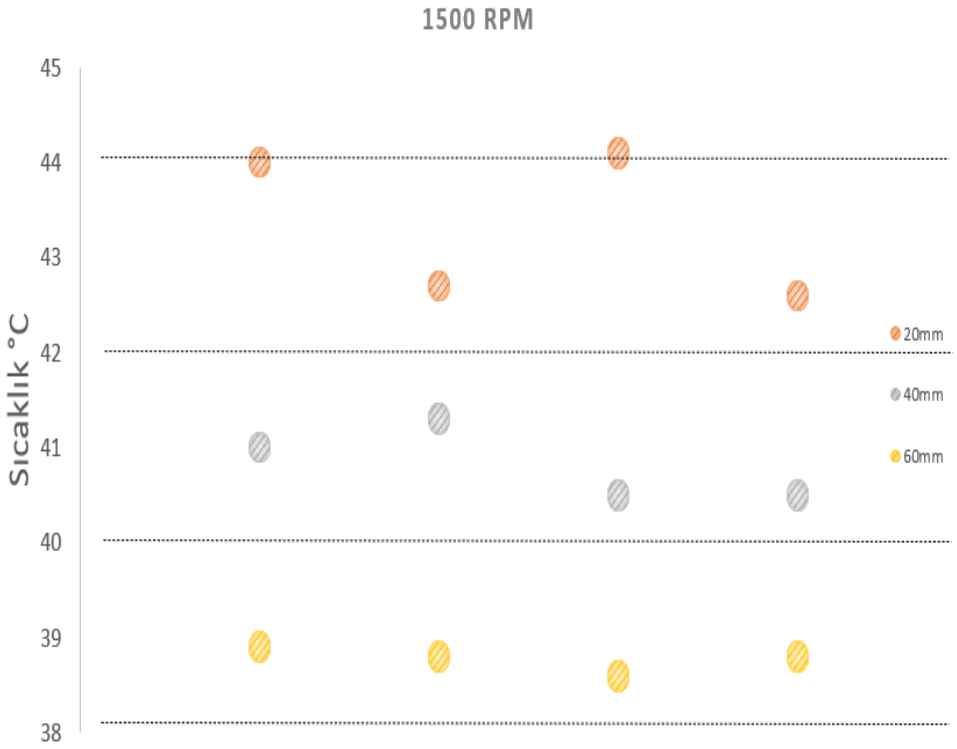
Şekil 5.3'de verilen sıcaklık dağılımında 1500 devir kompresör akışkan debisinde, sıcaklıkların duvar tipi yoğuşturucu boruları arası mesafeye göre dağılımları görülebilmektedir. Buna göre; bahsedilen efektif kanat alanı borular arası 20 mm, 40 mm ve 60 mm mesafenin değişim etkisi ile sıcaklık skalaları üzerindeki değişim görülmektedir. Borular arası her 20 mm değişim ile sıcaklıklar arası ortalama 2°C değişim oluştuğu görülmektedir. Bu durumun Şekil 5.4'de gösterilen 3000 devir kompresör akışkan debisindeki durum için de benzer şekilde elde edildiği görülmektedir. Özetle duvar tipi yoğuşturucunun temas ettiği ve dış ortamla temas halindeki dış metal yüzey ortalama sıcaklığı kompresör devri artışlarında ve her bir borular arası mesafe artışında ortalama yüzey sıcaklığının da yükseldiği görülmektedir.



Şekil 5.2 Duvar tipi yoğuşturucu borular arası mesafe değişiminin farklı debilerde (kompresör hızı) yoğuşturucudan atılan ısıya etkisi

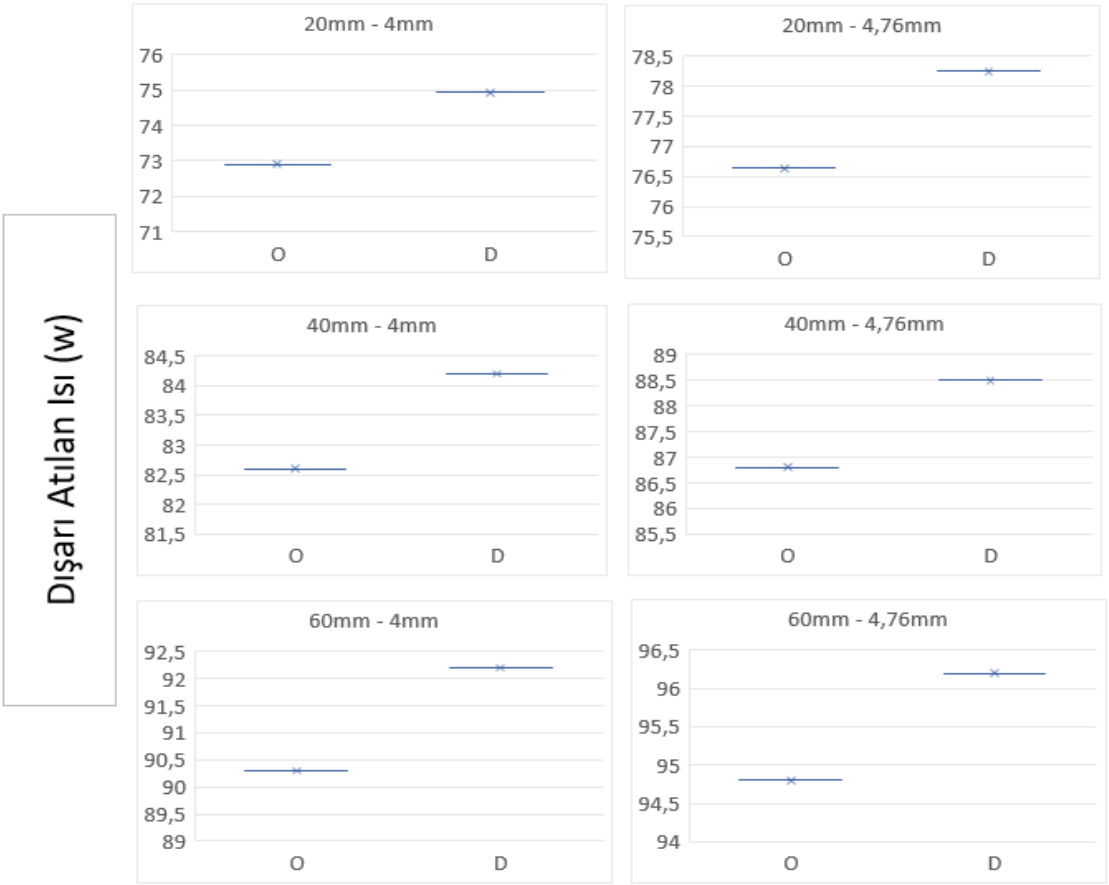


Şekil 5.3 Duvar tipi yoğuşturucuda borular arası mesafe değişiminin farklı debilerde (1500 devir) dış metal sıcaklığına etkisi



Şekil 5.4 Duvar tipi yoğuşturucuda borular arası mesafe değişiminin farklı debilerde (3000 devir) dış metal sıcaklığına etkisi

Bu doktora tez çalışmasında literatürden farklılaşan bir parametre olarak incelenen duvar tipi yoğuşturucu boru formu etkisi daha önceki bölümlerde detayı verildiği üzere çıktılar arasında incelenmiştir. İncelenen detaylarda klasik O form ve yeni önerilen D form arasındaki sıcaklık farkları ve yoğuşturucudan atılan ısı bakımından değerlendirilmiştir. D formu yapısı literatürde yeni bir performans parametresi olarak önerilmektedir. Bu parametre sayesinde daha önceki bölümlerde sunulan veriler ve görseller üzerinde yapılan incelemeler ile birlikte boru temas alanının genişleyeceği ve ısı transfer yüzey alanının artırılacağı beklentisi ile deneyler planlanmıştır.



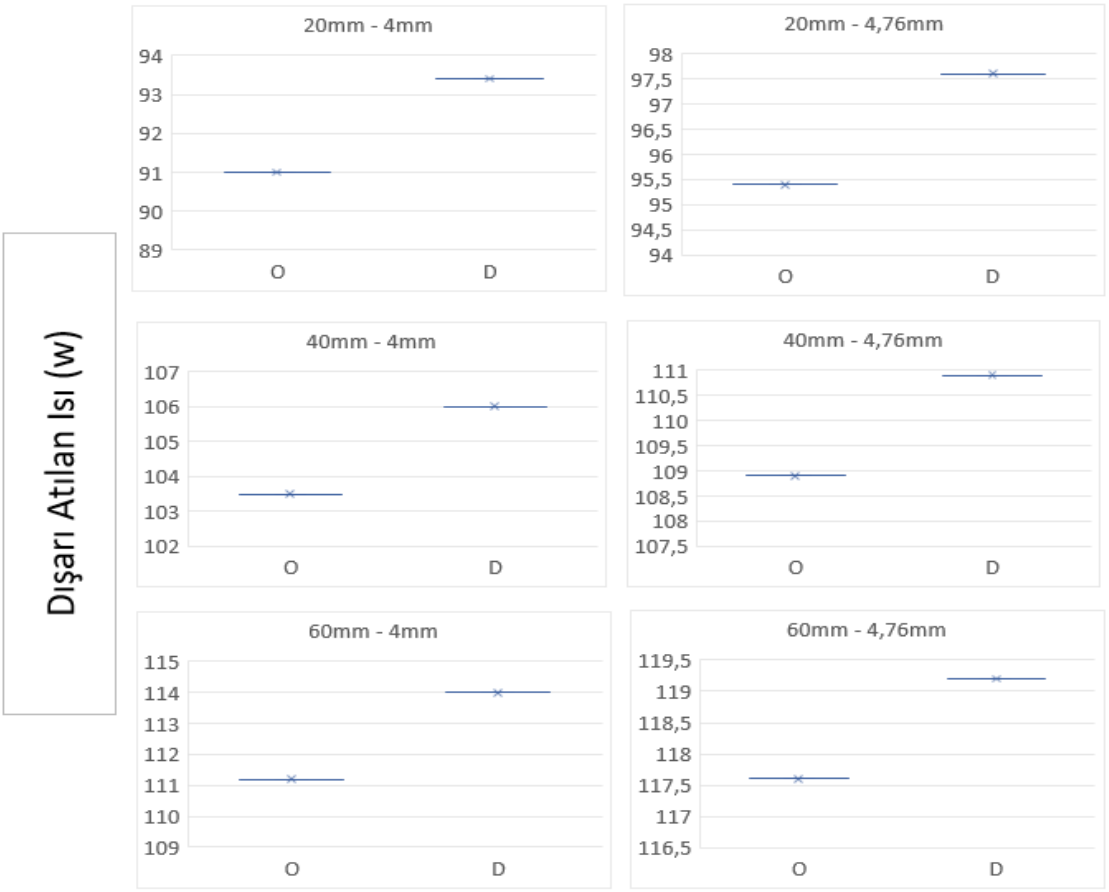
Şekil 5.5 Duvar tipi yoğuşturucuda boru formu değişiminin (O-D) farklı konfigürasyonlarda yoğuşturucudan atılan ısıya etkisi (1500 devir)

Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'da anlatılan grafikler farklı kompresör devrinde O ve D formunun farklılaşan metal dış yüzey alanı üzerinden atılan ısı etkilerini göstermektedir. Buna göre; 1500 devir ve 3000 devirde aynı boru dış çapı ve aynı borular arası mesafeler dikkate alındığında, O-D formları arası geçişte dışarı atılan ısı farkları yüzdesel olarak Tablo 5.1'de gösterilmiştir. Atılan ısının O-D formu etkisiyle değişiminin %1 ila %3 arasında değiştiği görülmektedir.

Tablo 5.1 Farklı kompresör devirleri ve konfigürasyonlarında O-D form geçişi kaynaklı dışarı atılan ısı farkları

Devir	Borular Arası Mesafe (mm)	Dış Çap (mm)	O-D	Fark
1500	20	4,00	O	%2,8
	20	4,00	D	
	20	4,76	O	%2,1
	20	4,76	D	
	40	4,00	O	%1,9
	40	4,00	D	
	40	4,76	O	%2,0
	40	4,76	D	
	60	4,00	O	%2,1
	60	4,00	D	
	60	4,76	O	%1,5
	60	4,76	D	
3000	20	4,00	O	%2,6
	20	4,00	D	
	20	4,76	O	%2,3
	20	4,76	D	
	40	4,00	O	%2,4
	40	4,00	D	
	40	4,76	O	%1,8
	40	4,76	D	
	60	4,00	O	%2,5
	60	4,00	D	
	60	4,76	O	%1,4
	60	4,76	D	

Bu tez çalışmasının literatürden ayrışan kısmı olan boru formu yapısının birbirinden ayrışan farklar vermesi kabul edilen yeni parametrenin beklenen metal-boru temas alanı artış etkisi sayesinde fark ortaya koyduğunu göstermektedir. Her iki akışkan debisinde benzer oranda fark görülmesi deneylerin kendi içinde tutarlı olduğunu, saçınıklığın az olduğunu göstermektedir. Aynı zamanda bu çalışmada anlatılan her deneyin iki tekrar şeklinde yapılarak sonuçların ortalama değerlerinin ifade edilmesi nedeniyle verilerin saçınıklığı yanında tekrar edilirliği de yüksektir.



Şekil 5.6 Duvar tipi yoğuşturucuda boru formu (O-D) değişiminin farklı konfigürasyonlarda yoğuşturucudan atılan ısıya etkisi (3000 devir)

6
ANALİTİK MODEL

Analitik modelleme çalışmaları dördüncü bölümde ifade edilen teorik çalışmalar temelinde geliştirilmiştir. Analitik çalışmalarda kullanılan teorik yaklaşımlar dördüncü bölümde anlatılmıştır.

6.1 Analitik Model Yaklaşımı

Bu çalışmada geliştirilen model, parametrik etkilerin literatürden elde edilen mevcut teorik yaklaşımlar sayesinde teze uygun geliştirilen yapı ile oluşturulmuştur. Buna göre; giriş parametreleri olarak borular arası mesafe, yoğuşturucudaki toplam boru sayısı, yoğuşturucu boru dış çapı ve yoğuşturucu iç basınç seviyesi kullanılmıştır. Tüm yoğuşturucu deneylerinden elde edilen sayısal değerler deneylerden elde edilen metal yüzey sıcaklıkları bakımından karşılaştırılmıştır. Geliştirilen model, dış metal sacın kanat performansına bağlı olarak dış ortamın toplam taşınım katsayısını ve girdi parametreleri dikkate alarak iteratif ilerlemeler yaparak gelişmektedir. İlk iterasyona girdi sağlamak ve sonraki aşamalara geçmek için, deneysel olarak hesaplanan yoğuşturucu kapasitesinin Watt cinsinden değeri ve dış metal sac için tanımlanan ilk sıcaklığın tanımlanması gerekmektedir. Bu değerlere tahmin olarak alacağı ilk değerlerle başlanacaktır. Daha sonra model, hem yoğuşturucu borusunun içinde hem de dış ortamda gelişen taşınım katsayılarını hesaplamak için ilk girdileri alarak hesaplamaya devam etmektedir.

6.1.1 Analitik Model Akış Yapısı

Uygulanan model, teorik hesaplama yöntemlerinin anlatıldığı dördüncü bölümde yer alan üçüncü yöntem kullanılarak hesaplanmıştır. Bu yöntemin ama hedefi; Reynolds (Re) sayısını bularak akışın cinsini belirleyebilmektir. Buna ilk olarak soğutucu akışkan dinamik viskozitesi kullanarak Re sayısı hesabı ile yaklaşılmaktadır. Ardından Re sayısı kontrolü ile Re<30 veya Re>30 değerlerine

göre ilgili taşınım katsayısı denklemden çekilmektedir. Yani laminer, dalgalı veya türbülanslı olarak Re sayısına göre ilgili denklem de değerler yerine koyularak taşınım katsayısı değeri hesaplanmaktadır. Dış taşınım katsayısı hesabı için sıcaklık, sıcak duvar yüzeyi boyunca en alt, orta ve en üst bölgelerden ölçülerek sıcaklık ortalama değeri alınmaktadır.

Bu hesaplama sonrası boru içi taşınım katsayısı kontrolü yapılarak iç akışkan üzerindeki faktörler belirlenir. Bunun için boru boyu ve boru çapı değerleri hesaplamada kullanılır. Soğutucu akışkan direnci hesaplanarak ana ısı transfer denkleminde yerine yazılır ve boru iç cidar sıcaklığı çekilerek değeri hesaplanır.

İç yüzey sıcaklığı bulunduktan sonra dış metal levha sıcaklığının bulunması gerekmektedir. Bu amaçla boru içindeki soğutucu akışkandan dış metal saca kadar olan dirençler dördüncü bölümde anlatılan teorik denklemler yardımıyla hesaplanmalıdır. Bunun için gerekli bilgiler bant direnci, boru direnci ve poliüretan izolasyon direncinden gelen faktörlerdir. Bu döngünün kullanılması için dış sac sıcaklığının kullanıcı tarafından ilk tahmin değerinin verilmesi gerekmektedir. Bu aşamada deneysel verilerden alınan buzdolabı iç sıcaklığı ile dış ortam sıcaklıkları modele girdi olarak bırakılmalıdır. Bu veriler ile dış ortam havasının bilgileri kullanılarak doğal taşınım etkisi için Rayleigh sayısı hesabı yapılmaktadır. Bu hesaplama teorik denklem bölümünde verilen formül içerisinde yukarıda elde edilen diğer veriler yerine koyularak çıkarılmaktadır. Bunun için dış metal sac ilk tahmin sıcaklığı, dış ortam sıcaklığı, dolap içi hava taşınım katsayısı, hesaplanan Prandtl (Pr) sayısı ve havanın kinematik viskozitesi kullanılmaktadır. Daha sonra tüm bu değerler alınarak Nusselt (Nu) teorik denklemi içerisine yerleştirilmektedir. Buradan hesaplanan Nu sayısı kullanılarak dış ortam ısı taşınım katsayısı bu denklemden çekilerek elde edilmektedir.

Yukarıda detayda açıklanan hesaplama yöntemi radyasyondan arındırılmış konvektif dış taşınım katsayısını bulmayı hedeflemektedir. Buna ek olarak; radyasyondan gelen etkinin hesaplanması için yine dördüncü bölümde anlatılan radyasyona ait taşınım denklemi kullanılarak ayrıca yalnızca radyasyona ait taşınım katsayısı elde edilmektedir. Tüm bulunan bu konvektif ve radyatif taşınım katsayıları h_{ef} olarak daha önce adlandırılan birleştirilmiş ısı taşınım katsayısı olarak kullanılmaktadır. Buna göre; bu değer iki taşınım katsayısının birleşik olarak toplanması ile elde edilen teorik denklem bölümünde anlatılmıştır. Aynı şekilde buzdolabı kabin içi taşınım katsayısı hesaplamalarında da benzer teoremler kullanılmıştır.

Tablo 6.1 Dış metal yüzey sıcaklığı karşılaştırması: gerçek deney ve sayısal model

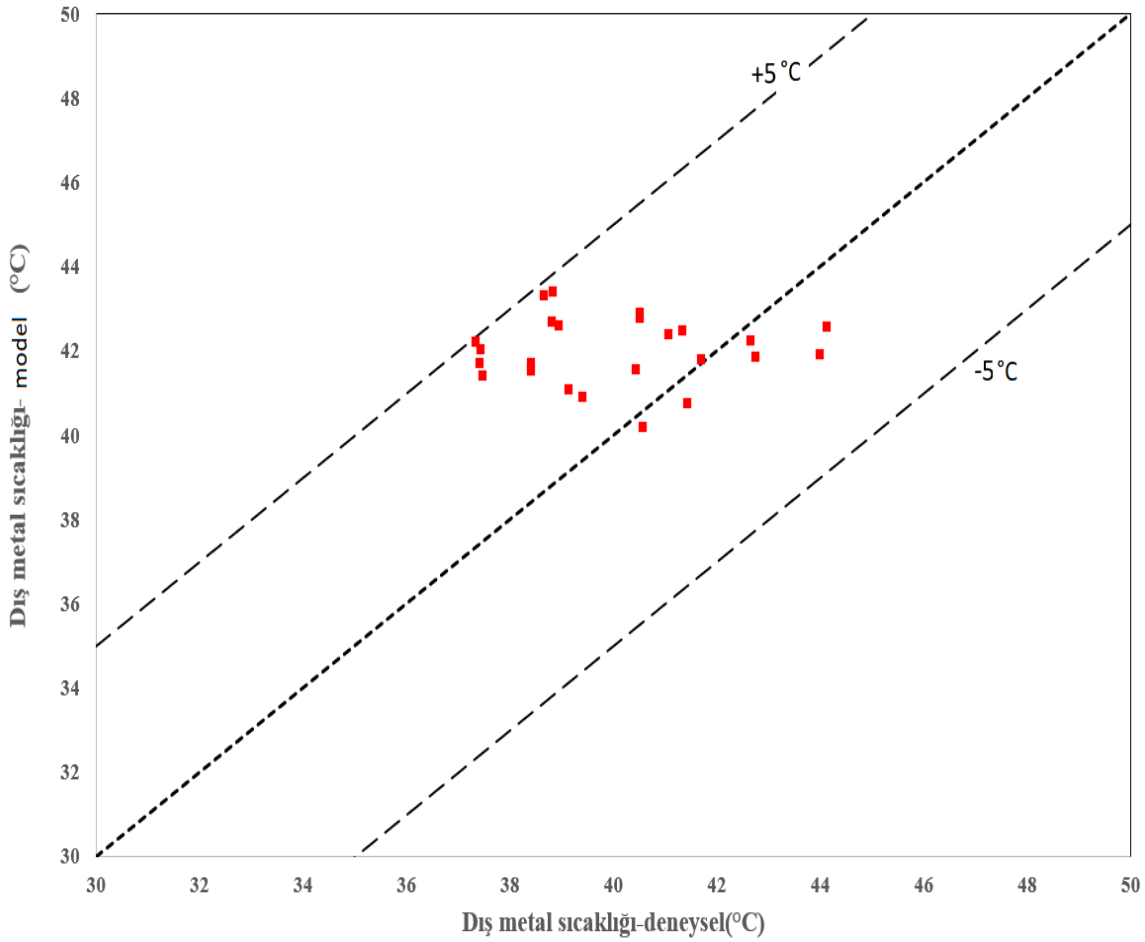
Kompresor (Devir)	**Dış metal yüzey ortalaması-deney (°C)**	**Dış metal yüzey ortalaması-model (°C)**	**Fark (±)**
1500	41,4	40,8	0,6
	40,5	40,2	0,3
	41,6	41,8	0,2
	40,4	41,6	1,2
	39,1	41,1	2,0
	39,4	40,9	1,5
	38,4	41,5	3,1
	38,4	41,7	3,3
	37,4	41,4	4,0
	37,4	41,7	4,3
	37,4	42,0	4,6
	37,3	42,2	4,9
3000	44,0	41,9	2,1
	42,7	41,9	0,8
	44,1	42,6	1,5
	42,6	42,3	0,4
	41,0	42,4	1,4
	41,3	42,5	1,2
	40,5	42,8	2,3
	40,5	42,9	2,4
	38,9	42,6	3,7
	38,8	42,7	3,9
	38,6	43,3	4,7
	38,8	43,4	4,6

İç ve dış taşınım katsayıları hesaplaması sonrası dış metal sacın duvar tipi yoğuşturucu ile birlikte oluşturduğu kanat verimi hesaplaması yapılmaktadır. Kanat verimi hesabında dış sac sıcaklığı, çevre sıcaklığı ile birlikte boruların metal saca bağlandığı bant ve dış sac sıcaklıkları kullanılmaktadır.

Tüm bahsedilen bu akış hesaplamasında hesaplanan toplam ısı değeri iç ve dış ortama atılan ısıların toplamı şeklinde elde edilebilmektedir. Bu hesaplamalar sonucu olarak; boru iç taşınım katsayısı, iç ve dış ortam taşınım katsayıları, dış metal sac sıcaklığı elde edilebilmektedir.

Tablo 6.1'de deneysel olarak elde edilen dış metal yüzey sıcaklığına karşın bu bölümde anlatılan analitik model çalışmasından elde edilen modelin teorik hesaplamalar sonucu elde edilen dış metal yüzey sıcaklık değerleri karşılaştırılmıştır. Bu sıcaklıklar arası fark tablosuna göre; 1500 devir ile 3000

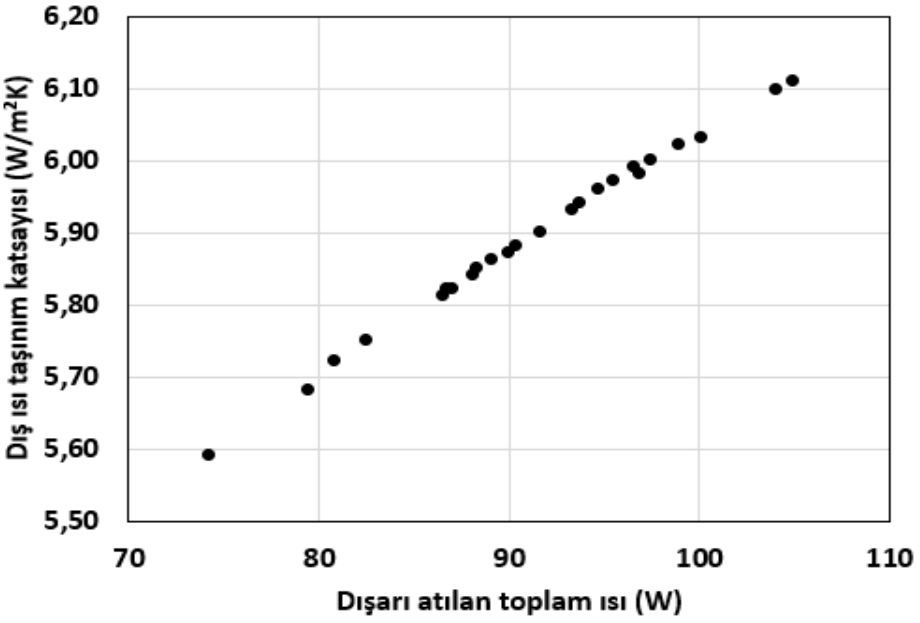
devir değerlerinde deneysel ve model tahmin değerleri arasındaki farkların en yüksek $\pm 4,9°C$ ve en düşük $\pm 0,2°C$ seviyesinde kaldığı görülmektedir. Aynı zamanda Şekil 6.1'de deneysel ve model değerleri arasındaki farkın saçınıklığı görsel olarak ortaya koyulmuştur. Buna göre; deneysel ve model arası dağılımın $\pm 5°C$ bandında oluştuğu görülmektedir. Bu saçınıklık literatür araştırmalarında görülen ve $\pm 10°C$ bandında elde edilen yaygın sonuçlar [8] skalası içerisinde kaldığı görülmektedir. Aynı zamanda bu dağılımın model tahminlerinde yüksek ağırlıklı + bandında oluştuğu gözlenmiştir.



Şekil 6.1 Dış metal yüzey sıcaklığının deneysel ve modelsel değer saçınıklığı

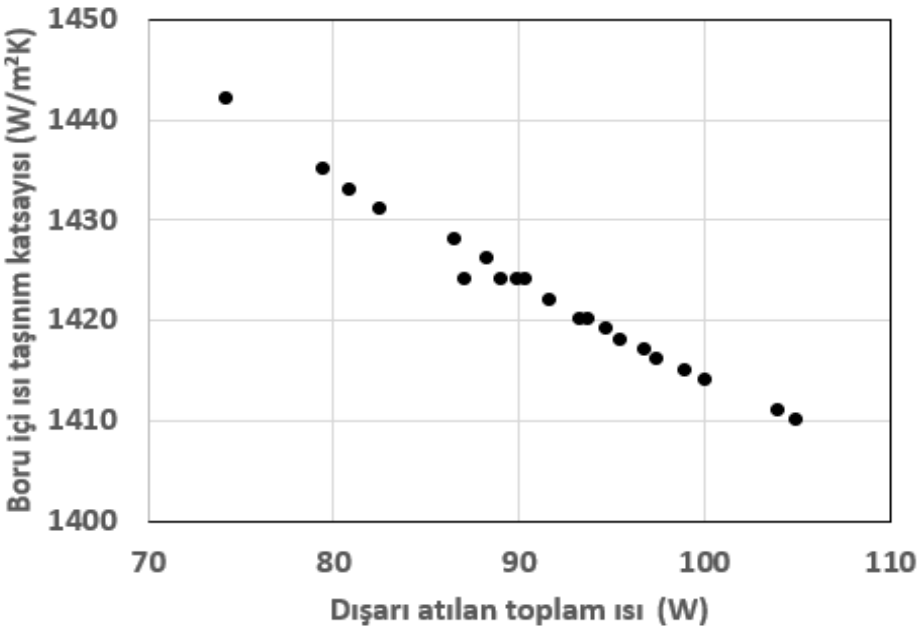
Yukarıda detaylı olarak gösterilen teorik denklemler yardımıyla modeli oluşturulan ısı transfer analizlerinin içerisinde ısı transferinin duvar tipi yoğuşturucu iç borusundan başlayan ve dış ortama kadar uzanan direnç hattında boru içi ve dış ortam ısı taşınım katsayısı hesabı da yapılmıştır. Hem boru içi akışta çift faza bağlı akışkan taşınımı hem de dış akışta geçerli doğal taşınıma bağlı oluşan radyasyon ve taşınım bileşik katsayısı hesaplaması yapılmıştır. Taşınım katsayılarının duvar tipi yoğuşturucudan atılan ısı değişiminde etkisi irdelenmiştir.

Benzer şekilde deneysel verilerle elde edilen ve sayısal modelle kontrol edilen duvar tipi yoğuşturucudan atılan toplam ısı miktarı ile dış bileşik ısı taşınım katsayısı arasındaki ilişki aşağıda Şekil 6.2'de gösterilen grafikte görülmektedir. Bu sonuçlara göre; dış ortamın ısı taşınım katsayısı farklı boru içi akışkan debileri ile etkilenen dış ortama ısı aktarımına karşın en fazla %8,9 oranında değiştiği görülmektedir.



Şekil 6.2 Dış ısı taşınım katsayısının toplam atılan ısıya karşı değişimi

Öte yandan aşağıda Şekil 6.3'de kurulan model ile birlikte hesaplanan boru içi taşınım katsayısının duvar tipi yoğuşturucudan dışarı atılan toplam ısı miktarına göre değişiminin dış ısı transfer taşınım katsayısı aksine azaldığı görülmektedir. Buna göre; iç boru taşınım katsayısındaki değişimin en fazla %2 olduğu, dolayısıyla toplam yoğuşturucudan ısı transferine etkisinin sınırlı kaldığı düşünülmektedir.



Şekil 6.3 Boru içi ısı taşınım katsayısının toplam atılan ısıya karşı değişimi

7
İSTATİSTİKSEL ANALİZ YÖNTEMİ İLE OPTİMİZASYON MODELİ OLUŞTURULMASI

İstatistiksel analiz sayısal verilerin yoğun olduğu deneysel çalışmalar gibi veriye dayalı değerlendirme yapılması gerekli olan alanlarda veri değerlendirme güvenliği açısından kullanılan bilimsel bir yöntemdir. Belirli analiz yöntemleri ile eldeki sayısal ve sayısal olmayan verilerin uygunluğu değerlendirilebilmektedir. Bu değerlendirme sayısal yöntemler için belirlenmiş standart kriterler kullanılarak sağlanmaktadır.

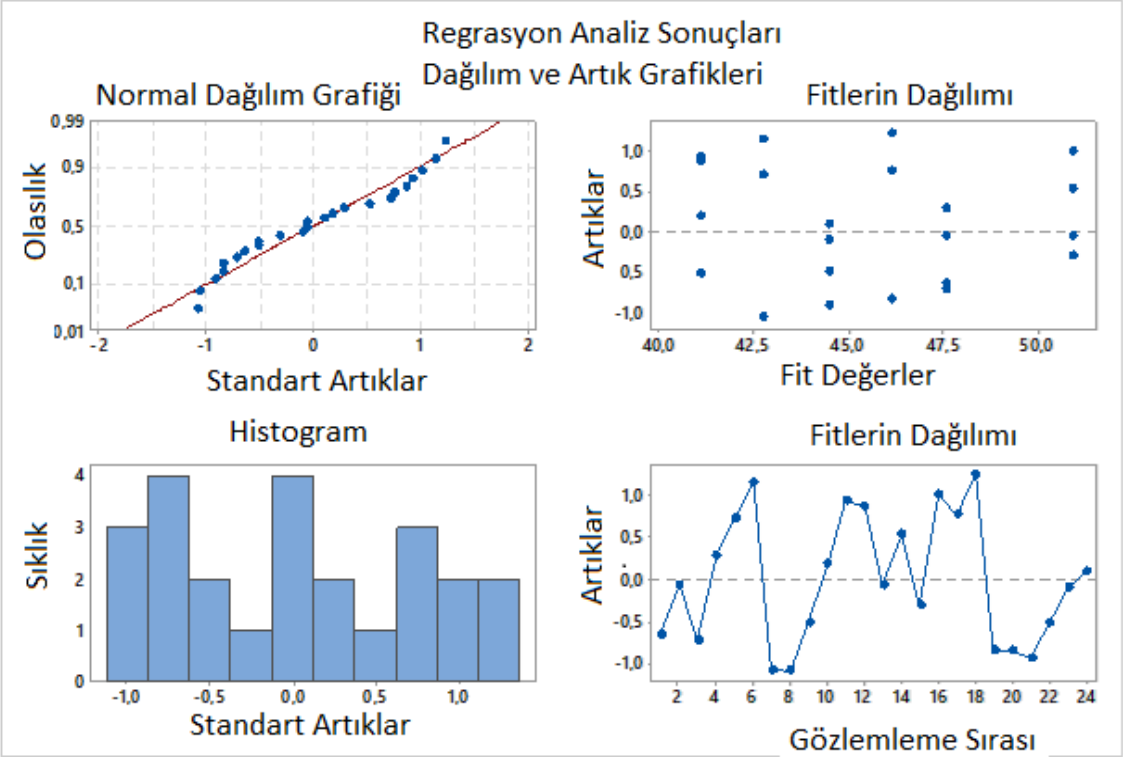
7.1 İstatistiksel Model Yaklaşımı

Deneysel çalışmalarda elde edilen verilerin uygunluğunun kontrol edilmesi amacıyla doğrusal regresyon analizleri yapılmıştır. Elde edilen verilerin istatistiksel analizlerle değerlendirilebilirliği elde edildikten sonra deneysel verileri oluşturan ve bu çalışmaya konu olan duvar tipi yoğuşturucu parametrelerinin deney çıktıları üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu bölümde sayısal verilerin uygunluğu ve değerlendirilmesi için seçilen regresyon modelinden elde edilen çıktılara yer verilecektir.

Ayrıca duvar tipi yoğuşturucu konusunda bu tez çalışmasında belirlenen hedef parametrelerin etkisi de sayısal bir model olarak ortaya konulmuştur. Parametrelerin deneyler üzerindeki etkisi istatistiksel araçlar ile incelenerek deneysel çıktılarla karşılaştırılabilir sonuçlar verecek optimizasyon modeli elde edilmiştir. Analiz için Minitab 18.1 ticari programı kullanılmıştır.

Bu doktora tez çalışmasında her iki kompresör devri koşulu için regresyon analizleri yapılmıştır. Regresyon analizi genel olarak dataların normal dağılımının kontrol edildiği güvenli bir istatistiksel yöntemdir. Uygulanan regresyon modelinde; parametrelerin tekli, ikili ve çoklu etkileri analize dahil edilmiştir. Analizler, kontrollü belirsizlik katsayısı; α değeri 0,05 ile geriye

doğru adım adım eleme yöntemi kullanılarak uygulanmıştır. Analiz modelinde yüksek kapsayıcılık olarak düzeltme katsayısı ile (R-sq-adj:94,4) elde edilmiştir. Modelde parametre etkileri p değeri ile birlikte incelenmiş olup analizde p<0,05'ten küçük olan etkiler kullanılmıştır. Şekil 7.1'de gösterilen Regresyon analiz sonucuna göre 1500 devir ve 3000 devir datalarının normal dağıldığı görülmektedir (p değeri<0,05). Ayrıca normal dağılım eğrisinde tüm deney datalarının referans çizgi (kırmızı) etrafında homojen dağıldığı görülmektedir. Diğer bir yorumda analiz sonucu bulunan dataların, analize verilen gerçek deney datalarına göre farkını temsil eden artık değerler grafiğinde analiz sonuçlarının literatüre göre huni etkisi olmadan dağılması beklenmiş ve data noktaları arasında huni diyagramı oluşturacak bir yapı öngörülmemiştir.



Şekil 7.1 Regresyon analiz sonuçları

Regresyon analizi ile elde edilen modellerden çıkan formüllerin girdisini oluşturan duvar tipi yoğuşturucu tasarım parametrelerine bağlı olarak sac yüzey sıcaklıkları regresyon analizinden elde edilen modeller yardımıyla hesaplanmıştır. Oluşturulan bu modele bağlı kalınarak hesaplanan sonuçlar, deneysel dış metal yüzey sıcaklığı sonuçlarıyla birlikte karşılaştırılmıştır.

Nihayet; istatistiksel model ile birlikte elde edilen duvar tipi yoğuşturucu dış yüzey sıcaklık değerlerine etki eden parametrelerin tekli, ikili ve üçlü ilişkilerinin değerlendirilmesi yapılmıştır. Aynı zamanda bu tezin literatürden ayrışan parametresi olan boru formu yapısı da (O/D) sayısal bir veri olarak bu

Tablo 7.1 Girdi parametreleri ve sembolleri

Değişken Adı	Sembol
Boru temas uzunluğu (mm)	a
Borular arası mesafe (mm)	b
Dış çap (mm)	c

modele eklenmiştir. Bu amaçla dış metal yüzeydeki sıcaklık değişimleri üzerinde parametrelerin etkisi regresyon analizi ile elde edilebilmiştir. Parametrelerin ayrı ayrı veya birlikte oluşturdukları etkiler, regresyon analizi ile elde edilen sonuçların deneysel veriler ile karşılaştırılması sonucu, duvar tipi yoğuşturucunun bağlandığı metal sacın ortalama sıcaklığı ve dolayısıyla yoğuşturudan dışarı atılan ısı miktarı kullanılarak farklı kompresör devirlerinde değerlendirilmiştir. Bu analizlere göre; ortalama dış metal sac sıcaklığına etki eden parametrelerin farklı devirlere göre etkisinin belirlendiği bu çalışmada, deneysel sonuçlar ile oluşturulan sayısal modelin verdiği sonuçların oldukça tutarlı olduğu görülmektdir. Sayısal modelin tahmin değerleri olarak gerçek deneysel verilere en düşük $\pm 0,1°C$ en fazla $\pm 2,1°C$ bandında sağladığı görülmektedir.

Denklem 7.1 ve 7.2'de tüm deney parametrelerini kullanılarak elde edilen regresyon analizi ile elde edilen formülasyonlar sırasıyla; 1500 devir ve 3000 devir kompresör devirleri için ayrı ayrı ifade edilmiştir. Bu formüller içerisinde deneye girdi olarak bahsedilen tüm parametreler bulunmaktadır. Tablo 7.1'de girdi parametreleri ve sembol ifadeleri gösterilmiştir.

$$T_{1500} = 26,75 - 3,651a + 0,887b + 5,97c - 0,01176b^2 + 0,1576ab - 0,3255bc - 0,001612ab^2 + 0,003737b^2c \quad (7.1)$$

$$T_{3000} = 28,67 - 3,650a + 0,887b + 5,97c - 0,01176b^2 + 0,1576ab - 0,3255bc - 0,001612ab^2 + 0,003737b^2c \quad (7.2)$$

Elde edilen değerlere göre; deneylerden elde edilen dış metal yüzey sıcaklıklarına bakıldığında 1500 devir devrinde ±0,1 tolerans ile 3000 devrinde ise ±2 tolerans bandında elde edilen deneysel değerler doğrulanmıştır. Tablo 7.2'de deneysel ve model sonuçları arası fark gösterilmiştir.

Tablo 7.2 Dış metal yüzey sıcaklığının deneysel ve istatistiksel regresyon modeline göre karşılaştırılması

Borular Arası Mesafe (mm)	Dış Çap (mm)	Boru Formu	Boru Temas Uzunluğu (mm)	Kompresör devri (Devir)	Metal Yüzey Sıcaklığı-Deney (°C)	Metal Yüzey Sıcaklığı-Model	Fark (±°C)
20	4,00	O	1,78	1500	41,4	41,6	0,12
20	4,00	D	2,36		40,6	40,9	0,33
20	4,76	O	2,00		41,7	42,0	0,35
20	4,76	D	3,34		40,4	40,5	0,07
40	4,00	O	1,78		39,1	39,3	0,12
40	4,00	D	2,36		39,4	39,3	0,10
40	4,76	O	2,00		38,4	38,5	0,06
40	4,76	D	3,34		38,4	38,6	0,16
60	4,00	O	1,78		37,5	37,2	0,26
60	4,00	D	2,36		37,4	37,2	0,20
60	4,76	O	2,00		37,4	37,1	0,32
60	4,76	D	3,34		37,4	37,1	0,22
20	4,00	O	1,78	3000	44,0	43,5	0,51
20	4,00	D	2,36		42,8	40,9	1,85
20	4,76	O	2,00		44,1	42,0	2,09
20	4,76	D	3,34		42,7	40,5	2,15
40	4,00	O	1,78		41,1	39,3	1,80
40	4,00	D	2,36		41,3	39,3	2,03
40	4,76	O	2,00		40,5	38,5	2,06
40	4,76	D	3,34		40,5	38,6	1,96
60	4,00	O	1,78		38,9	37,2	1,74
60	4,00	D	2,36		38,8	37,2	1,60
60	4,76	O	2,00		38,7	37,1	1,54
60	4,76	D	3,34		38,8	37,1	1,71

8
SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, duvar tipi yoğuşturuculu buzdolaplarında gizli duvar yoğuşturucu performansına etki eden parametreler üzerinde deneysel, teorik ve analitik modelleme çalışmaları yapılmıştır. Yoğuşturucu ısı transfer performansına ve dolayısıyla soğutma sistem SPV değerine etki eden parametrelerin ısı transferi üzerindeki etkisi tek tek ve bütünleşik olarak deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Deneyler iki tekrarlı olarak gerçekleştirilmiş, bu tez kapsamında yapılan deneylerin doğrulanması için literatürden edinilen ısı transfer teorileri sayesinde oluşturulan analitik model ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Aynı zamanda bu teze konu olan literatürden ayrışan parametre olan boru formu yapısı (O-D) için literatürde ilk kez deneysel, analitik modelleme ve istatistiksel modelleme ile doğrulama çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Boru formu yapısının tek başına ve diğer parametrelerle birlikte etkisi istatistiksel modelleme çalışması ile detaylıca incelenmiştir. Bu amaçla oluşturulan deney düzeneğinde diğer parametreler; dış boru çapı, borular arası mesafe ve iç akışı etkileyen akışkan debisi olarak kompresör devri belirlenmiştir.

Yapılan literatür araştırması ile duvar tipi yoğuşturucuların buzdolabı üzerinde etkisi ile ilgili bir çok çalışmaya rastlanmıştır. Bu çalışmaların bir çoğu buzdolabı üzerinde belirlenen yoğuşturucu üretim parametresi ve buzdolabı üzerinde duvar tipi yoğuşturucuların yerleşimi ile ilgili olduğu görülmüştür. Ayrıca bu tez çalışmasına konu olan duvar tipi yoğuşturucular üzerinde etkili olan ısı transfer mekanizmaları, doğal taşınım ve ısıtılmış bir dikey plaka üzerindeki ısı transfer mekanizma yapısı irdelenmiştir.

Melo ve arkadaşlarının 2015 yılında yayınladığı makalede [1], buzdolabının içerisine ve çevreye olan ısı transferi için bir matematiksel model oluşturulmuştur. Bu model; girdi parametreleri olarak iç ve dış ortam sıcaklıkları, akışkan kütlesel debisi, basınç ve yoğuşturucu girişindeki sıcaklığı incelemektedir. Gopalb ve arkadaşları 2008 yılında yaptıkları çalışmalarında duvar tipi gizli yoğuşturucuların toplam boru uzunluğu ve kapasitelerini farklı

dizayn ve çalışma parametreleri üzerine çalışmıştır. Bu çalışmada yapışkan bant olarak alüminyum kullanılmıştır. İç ısı transfer katsayısının ve basınç düşümünün sıcaklık, akış tipine bağlı olarak değiştiği belirlenmiştir. Dış ortam ısı transfer katsayısının değişimi de göz önüne alınmıştır. Çalışmalara göre alüminyum bantın dışa doğru ısı transferinde ciddi bir rol oynadığından bahsedilmektedir [6]. Churchill ve arkadaşları yaptıkları çalışmada dik bir yüzeyde ön kısmı bir boşluğa bakacak şekilde gerçekleşen laminer ve türbülanslı akış için ısı transfer mekanizmalarını incelemiştir [9]. Bu çalışmada bir ortam için ortalama bir Nusselt sayısının Rayleigh ve Prandtl sayıları ile ifade edilmesi üzerinde durulmuştur. Yapılan çalışmalarda Rayleigh sayısının neredeyse sıfıra giderek sonsuza gitmesi nedeniyle laminer sınır koşullarında teorik çözüm arandığı belirtilmiştir. Bilgen ve arkadaşları yaptığı çalışmada ısıtılmış dik bir duvarda iletim ve taşınım ile gerçekleşen ısı transferini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir [10]. Sonuç olarak; ısı transfer mekanizmasının Nusselt sayısı cinsinden her iki yüzey için Rayleigh sayısı, duvar kalınlığı ve iletim katsayısı ile oluşan bir fonksiyon Nu=f(Ra,Pr,k) sonucu oluştuğu çıkarımına varmıştır.

Yapılan çalışmalar incelendiğinde son yıllarda literatürde duvar tipi yoğuşturucu uygulamalarının buzdolabı üzerinde kullanımına yönelik çalışmaların arttığı gözlenmektedir. Bu uygulamaya yönelik yoğuşturucu performans çalışmalarının ana amacı duvar tipi yoğuşturucuların ısı transfer mekanizmalarını ortaya çıkararak daha fazla transfer etmesini sağlayacak karakterdeki yapıyı ortaya çıkarmaktır.

8.1 Sonuçlar

Bu tez çalışmasına ait yapılan deneyler sonucunda aşağıdaki özetlenebilecek sonuçlara varılmıştır:

- Yapılan literatür çalışmaları ile yoğuşturucu dış boru çapının, duvar tipi yoğuşturucuda toplam ısı transferini etkileyen bir parametre olduğu belirlenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda yoğuşturucu boru çapının 4,00 mm'den 4,76 mm'ye çıkartılması, dış ortama atılan ısının 1500 devir ve 3000 devir için arttığını göstermektedir. Boru dış çapı etkili bir parametre olarak akışkan ile iç boru yüzeyi ve metal levha ile borunun dış bölümünün temas alanını değiştirmektedir. Deneysel çıktılara göre; boru çapı, duvar tipi yoğuşturucusunda toplam ısı transferini boru çapının 4,00 mm'den 4,76 mm'ye artması ile dış ortama atılan ısının 1500

devir için ortalama %8,9 ve 3000 devir için de ortalama %5,2 oranında artırdığını göstermektedir.

- Duvar tipi yoğuşturucular buzdolaplarının genel olarak yan (sağ-sol) ve arka duvar yüzeylerinde dikey olarak kullanılmaktadır. Dikey yapısı sebebiyle boruların da dikey olarak sıralandığı yapısı sebebiyle yerleştirildikleri bölgelerde borular arası mesafelerine göre farklı yüzey alanları ile dış metal yüzeye temas etmektedir. Yapılan literatür araştırmaları ve duvar tipi yoğuşturucu üretim altyapılarına uygun olarak deneysel çalışmalarda 20 mm, 40 mm ve 60 mm dikey boru mesafeleri kullanılmıştır. Bu mesafe değişiklikleri, duvar tipi yoğuşturucuda metal sac ile oluşturulan alanın artmasına neden olmaktadır. İç ve dış akış tarafında soğutucu akışkanın ve aluminyum bantın temas ettiği yüzey alanının artırması ve buna bağlı olarak yoğuşturucu dış boru yüzey alanının değişmesi sebebiyle ısı transferi miktarında bir artış olması beklenmektedir. Yapılan deneysel çalışmaların sonucu olarak; dış ortama yayılan ısının 1500 devir'de ortalama 20 mm-40 mm geçişinde %12 ve 20 mm-60 mm geçişinde ortalama %7,2; 3000 devirde ise 20 mm-40 mm geçişinde %13,5 ve 20 mm-60 mm geçişinde %10,1 oranında arttığını göstermektedir.

- Soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan kapalı devre sistem içerisinde kompresör ile hareketlendirilmektedir. Bu doktora tez çalışmasında kullanılan kompresör modeli devri değiştirilebilen bir model olup deneysel çalışmalarda deneyler iki farklı kompresör devrinde (1500 devir-3000 devir) gerçekleştirilmiştir. Her iki farklı devir karşılığında akışkan debisi arasında fark oluşmaktadır. Bu da duvar tipi yoğuşturucu performansının farklı soğutucu akışkan debilerinde oluşturdukları performans farkını ortaya çıkarmaktadır. Debiler arası oluşan fark farklı iki devir için %22 seviyesinde gerçekleşmiştir. Bunun sonucu olarak; duvar tipi yoğuşturucudan dış ortama atılan ısı miktarı yaklaşık %25 olarak hesap edilmiştir. Bu sonuca göre farklı akışkan debilerine karşılık gelecek kompresör devirlerinde de tez çalışmasında kullanılan parametrelerin etkin olarak değişkenlik sağladığı ve parametrelerden birinin de akışkan debisi olduğu ortaya çıkmaktadır.

- Bu doktora tez çalışmasında literatürden ayrışan en önemli kısım boru formu yapısıdır. Boru formu genel olarak dairesel yapılı olarak kullanılmaktadır. Bu klasik yapı borunun bir yüzey ile temas gerektirdiği durumlarda silindirik yapısı nedeniyle dairesel formu ile çizgisel teğetli bir temas sağlamaktadır. Geleneksel kullanılan dairesel (O-tipi) boru

formu yapısı üzerine yerleştirilen aluminyum bant ile birlikte dış metal yüzeye iç kısmından teğetsel temas ettirilmektedir. Bu yapıya karşılık olarak bu tez çalışmasında ısı transferini geliştirici etken olarak boru formu yapısının D tipi olarak kullanılması amaçlanmıştır. Bu yapıyı sağlamak üzere dairesel yapılı boruya dışarıdan yüksek basınçlı bir pres uygulanarak boru formunun temas alanının artırılması sağlanmıştır. Boru formu yapısının O formundan D formuna geçişi ile boru le dış metal yüzeyin temas ettiği bölge uzunluğunun %35 oranında arttığı yapılan detay görselleme çalışması ile ölçülmüştür. Bu artışa istinaden ısı transferinde gerçekleşen artışın %1-%3 seviyesinde gerçekleştiği yapılan deneysel çalışmalar sonucunda varılmıştır.

- Deneysel çalışmaların doğrulanabilmesi amacıyla literatürden elde edilen bilgiler ışığında etkin ısı transferi parametrelerinin kullanıldığı bir ısı transfer modeli geliştirilmiştir. Bu model duvar tipi yoğuşturucunun kullanıldığı yalıtım içeren duvar içerisinde oluşan tüm ısı transferi dirençlerinin ve bu dirençler arasında oluşan farklı ısı transfer yöntemlerinin neden olduğu ısı transfer modellerinin bileşiminden oluşmaktadır. Öncelikle boru içi akış ile başlayan ısı transferi, akışkanın boru cidarına ısı iletimi ile devam eden sürecinde aluminyum bantın direkt yüksek iletken aktarımı ile daha sonra da bu yüzeyden metal dış saca bant ile iletimle geçişi sağlanmaktadır. Ardından dış metal yüzeye geçen ısı dış ortama bulunduğu çevrede oluşan ve gelişen doğal taşınım hava hareketi ile aktarılmaktadır. Aynı şekilde boru iç akışının diğer yönde gerçekleşen ısı transferinde de duvar tipi yoğuşturucudan atılan ısının bir kısmının aksi yönde de aktarılarak iç ortam havasına taşınım yoluyla geçtiği bilinmektedir. Literatürden edinilen ısı transfer modellerine ait formüller ile kurulan ısı transfer analitik modeline göre dış metal sac yüzey sıcaklık ortalaması hesaplanmış ve deney sonuçlarından elde edilen dış metal sac ortalama sıcaklığına göre karşılaştırılmıştır. Model ile tahmin edilen değerler deneylerden elde edilen değerlere göre en fazla +4,9°C aralığında sapma göstermiştir.

- Analitik modele ek olarak istatistiksel bir model üzerinde de çalışılmıştır. Bu model hem deneysel çalışmaların sonucunun karşılaştırılması hem de bu teze konu olan ve literatürde etkisi yer almayan D boru formu yapısının bir matematiksel model ile sunulması amacıyla geliştirilmiştir. Oluşturulan bu model istatistiksel analiz yöntemlerinden Regresyon analizi yapılarak elde edilmiştir. Bu analiz yöntemi ile girdi oluşturan tüm etkenlerin ilk önce sonucu etkileme kabiliyetine bakılarak etkileme sonucuna göre girdi

parametrelerinin tekil ve birbirine göre etkisi ile ayrı olarak değerlendirilir. Girdi oluşturan parametrelerin her bir parametrik sayısal değerleri ile çıktı olarak sunulan deneysel çalışmadan elde edilen değerlerin matematiksel model ile birbirine yakınlaşacak değerde analizi yapılmaktadır. Bu analizde etkisiz tekil ve birleşik etkenlerin istatistiksel değerlendirmeye göre düşük kalan etkisi (p value) sonucu model içerisinde bulunmasına izin verilmemiştir. Sonuç olarak farklı kompresör devirlerine karşılık gelen dış metal sac ortalama sıcaklığı ile geliştirilen Regresyon modeli ile deneysel çıktılara ±3°C toleransında yaklaşılmıştır. Elde edilen matematiksel modelde literatürde ilk defa ortaya çıkarılan etkisi ile O-D boru formu yapılarının etkisi de ortaya konulmuştur.

- Çalışmanın teorik kısmında geliştirilen matematiksel model ile iç akış ve dış akış tarafındaki ısı taşınım katsayıları hesaplanmıştır. Kompresör devri 1500 devirden – 3000 devire çıktığında boru içi ısı taşınım katsayısının %2 azaldığı, boru dışı ısı taşınım katsayısının %9 artış gösterdiği, diğer taraftan gizli duvar tipi yoğuşturuculardan dış ortama atılan ısının %25 oranında arttığı sonucuna varılmıştır.

- Geliştirilen matematiksel model ile girdi parametreleri ve çıktıların değerlendirildiği formül yapısı sayesinde iç akış ve dış akışı oluşturan taşınım katsayılarının değişimi ortaya çıkartılmıştır. Oluşturulan ısı transfer modelinde boru içi soğutucu akışkan için kullanılan yaklaşım sayesinde boru içi akışta iki fazlı akışın yarattığı sistemde boru içi taşınım katsayısının duvar tipi yoğuşturucudan dışarı atılan toplam ısı miktarına göre değişiminin dış ısı transferi aksine ters etkiyle azaldığı görülmektedir. Buna göre; iç boru taşınım katsayısındaki değişimin en fazla %2 bandında olduğu, dolayısıyla toplam yoğuşturucudan ısı transferine etkisinin düşük kaldığı anlaşılmaktadır.

- Aynı şekilde dış ortam ısı transferini oluşturan doğal taşınım ve radyasyon etkisi ile gelişen dış ısı transfer taşınım katsayısı da literatürden geliştirilen analitik model yardımı ile irdelenmiştir. Analitik modelle kontrol edilen duvar tipi yoğuşturucusundan atılan toplam ısı transferi ile dış bileşik ısı taşınım katsayısı bu sonuçlara göre farklı boru içi akışkan debileri ile etkilenen ısı transferine karşın en fazla %8,9 oranında değiştiği görülmektedir. İç akış taşınım katsayısı aksine, dış akış taşınım katsayısı değişiminin dışarı atılan ısıda önemli bir etken olduğu görülmektedir.

- Dışarı atılan toplam ısının ortalama %12 kadarı ters tarafa doğru atılırken %88'i dış ortama doğru atılmaktadır. Bu oranın Melo

ve arkadaşlarının literatürde anlatılan çalışmasında %32 oranında hesaplandığı bahsedilmektedir [1]. Bunun yanısıra; yine referans alınan bu çalışmada kullanılan matematiksel model ile benzer oranda, deneysel çıktı arasındaki farkın %2 oranında olduğu elde edilmiştir.

8.2 Öneriler

Yürütülen çalışmanın literatüre ve uygulama alanına yaptığı katkının iyileştirilmesi ve geliştirilmesi amacıyla aşağıda sunulan çalışmaların yapılmasının faydalı olacağı önerilmektedir:

- Bu doktora tez çalışmasında yürütülen duvar tipi yoğuşturucuların üretiminin yan sanayide izin verilen ölçüsü kadar dış çap değişimi irdelenebilmiştir. Bu kısıtın ortadan kalkması durumunda daha geniş dış çapların belirgin parametre olabileceği öngörülmektedir.
- Deneysel çalışmalarda kullanılan duvar tipi yoğuşturucuların yan dikey duvarlarda kullanılması ile literatürde sabit ısı akılı dikey duvarda ısı transferi teoremleri üzerinde durulmuştur. Fakat seyrek de olsa yatay (özellikle tavan) yüzeylerde duvar tipi yoğuşturucu kullanımının bu parametrelerle de etkisi irdelenmelidir.
- Boru malzemesi ve yapısının öneminin literatürde atıf yapılan bir konu olması nedeniyle bu doktora tez çalışmasında boru formu yapısı bu açığı bir yönden kapatmıştır. Fakat boru dış formunun yanı sıra boru iç cidar yapısının da değişiminin özellikle boru içi akışta ısı transfer değişimine neden olabileceği öngörülerek yivli boru formu yapısının irdelenmesi gerekliliği öngörülmektedir.

KAYNAKÇA

[1] E. G. Colombo, R. d. S. Espindola, F. T. Knabben, C. Melo, "A numerical and experimental study on skin condensers applied to household refrigerators," *Compressor Engineering Refrigeration and Air Conditioning, Purdue Conferences, Purdue Univercity*, July 11-14, 2016.

[2] R. Alessandro, A. Luca, "Thermal performance analysis for hot-wall condenser and evaporator configurations in refrigeration appliances," *Int J Refrigeration*, vol. 21, no. 6, pp. 490–502, 1997.

[3] R. S. Espındola, F. T. Knabben, C. Melo, C. J. Hermes, "Thermal performance of skin-type, hot-wall condensers, part ı: Component-level modeling and experimental evaluation," *International Journal of Refrigeration*, vol. 110, pp. 231–238, 2020.

[4] X.-D. Yuan, W.-L. Cheng, "Multi-objective optimization of household refrigerator with novel heat-storage condensers by genetic algorithm," *Energy conversion and management*, vol. 84, pp. 550–561, 2014.

[5] A. D. Raiyani, N. Sheth, N. C. Mehta, "Thermal analysis of hot wall condenser for domestic refrigerator," *International Journal of Science and Research*, vol. 3, no. 7, pp. 622–626, 2014.

[6] J. Gupta, M. R. Gopal, "Modeling of hot-wall condensers for domestic refrigerators," *International journal of refrigeration*, vol. 31, no. 6, pp. 979–988, 2008.

[7] W. Cho, D. S. Jang, S. H. Lee, S. Yun, Y. Kim, "Refrigerant charge reduction in r600a domestic refrigerator-freezer by optimizing hot-wall condenser geometry," *International Journal of Refrigeration*, vol. 117, pp. 295–306, 2020.

[8] P. Bansal, T. Chin, "Design and modelling of hot-wall condensers in domestic refrigerators," *Applied thermal engineering*, vol. 22, no. 14, pp. 1601–1617, 2002.

[9] S. W. Churchill, H. H. Chu, "Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 18, no. 11, pp. 1323–1329, 1975.

[10] E. Bilgen, "Conjugate heat transfer by conduction and natural convection on a heated vertical wall," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, no. 2-3, pp. 334–339, 2009.

[11] T.-H. Hsu, S.-Y. Tsai, "Thermal response of a heated vertical plate fin with natural convection-radiation interaction," *Numerical Heat Transfer*, vol. 22, no. 3, pp. 307–322, 1992.

[12] R. Krishna Sabareesh, S. Prasanna, S. Venkateshan, "Investigations on multimode heat transfer from a heated vertical plate," *Journal of heat transfer*, vol. 132, no. 3, 2010.

[13] X. Zheng, Y. Han, H. Zhang, W. Zheng, D. Kong, "Numerical study on impact of non-heating surface temperature on the heat output of radiant floor heating system," *Energy and Buildings*, vol. 155, pp. 198–206, 2017.

[14] D. Wang, C. Wu, Y. Liu, P. Chen, J. Liu, "Experimental study on the thermal performance of an enhanced-convection overhead radiant floor heating system," *Energy and Buildings*, vol. 135, pp. 233–243, 2017.

[15] J. D. Feng, S. Schiavon, F. Bauman, "New method for the design of radiant floor cooling systems with solar radiation," *Energy and buildings*, vol. 125, pp. 9–18, 2016.

[16] W. Hu, P. Jia, J. Nie, Y. Gao, Q. Zhang, "A fast prediction model for heat transfer of hot-wall heat exchanger based on analytical solution," *Applied Sciences*, vol. 9, no. 1, p. 72, 2018.

[17] C. C. Dall'Alba, F. T. Knabben, R. S. Espındola, C. J. Hermes, "Heat transfer interactions between skin-type condensers and evaporators and their effect on the energy consumption of dual-skin chest-freezers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 183, p. 116 200, 2021.

[18] S. Kakac, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij, *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. CRC press, 2002.

[19] S. Chen, F. Gerner, C. Tien, "General film condensation correlations," *Experimental Heat Transfer An International Journal*, vol. 1, no. 2, pp. 93–107, 1987.

[20] F. Blangetti, E. U. Schlunder, "Local heat transfer coefficients on condensation in a vertical tube," in *International Heat Transfer Conference Digital Library*, Begel House Inc., 1978.

[21] Y. Cengel, A. Ghajar, "Mass transfer," *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications. McGraw-Hill Higher Education*, pp. 717–785, 2014.

A
DETAYLI DENEY SONUÇLARI

Bu bölümdeki tablolarda deneylerden elde edilen detaylı deney sonuçları gösterilmiştir.

Tablo A.1 Deneylerden elde edilen tüm sayısal veriler

Borular arası mesafe mm	Boru dış çapı mm	Boru formu	Kompresör Devir
20	4,00	O	1500 Devir
20	4,00	D	1500 devir
20	4,76	O	1500 devir
20	4,76	D	1500 devir
40	4,00	O	1500 devir
40	4,00	D	1500 devir
40	4,76	O	1500 devir
40	4,76	D	1500 devir
60	4,00	O	1500 devir
60	4,00	D	1500 devir
60	4,76	O	1500 devir
60	4,76	D	1500 devir

KONDGIRBAS	KONCIKBAS	KOMPDONBAS	KOMPCIKIS	KONDGIRIS	KONDCIKIS	KAPLERIGIR
6,46	6,57	0,68	52,87	47,58	45,30	35,51
6,52	6,61	0,68	52,95	48,07	45,60	34,98
6,45	6,55	0,68	53,31	47,45	45,27	35,02
6,59	6,70	0,68	53,24	48,36	45,98	35,19
5,91	5,99	0,68	52,70	44,31	41,30	34,47
5,94	6,03	0,68	52,72	44,61	41,91	34,92
5,76	5,84	0,68	52,10	43,39	39,71	34,35
5,76	5,84	0,68	52,08	43,39	39,70	34,35
5,45	5,53	0,68	52,08	43,28	39,00	35,24
6,24	6,31	0,69	53,14	45,37	36,78	29,74
6,94	7,00	0,71	54,23	46,91	35,25	26,46
7,02	7,08	0,69	54,19	47,46	34,55	24,24

FANUFLEMESIC	FANEMME	KABINSICAKLIK	YALTIM3CM	YALITIM5CM	DISYUZEY	YALTIM3CM
-14,31	-13,97	-12,62	32,12	32,14	32,10	32,03
-14,61	-14,29	-14,25	35,33	38,65	33,25	35,33
-13,22	-12,90	-12,86	32,31	32,31	32,31	32,11
-13,33	-13,01	-12,97	35,38	38,58	33,18	35,30
-14,63	-14,31	-14,27	34,12	36,38	32,70	33,85
-14,87	-14,56	-14,52	34,36	37,30	33,09	34,23
-15,76	-15,43	-15,40	33,52	35,12	32,71	33,12
-15,77	-15,44	-15,41	33,52	35,11	32,71	33,12
-15,41	-15,08	-15,05	33,72	35,74	32,79	33,76
-14,98	-14,67	-14,63	33,95	36,63	32,79	33,94
-14,87	-14,56	-14,51	34,14	37,40	32,79	34,10
-14,56	-14,25	-14,20	34,18	37,53	32,79	34,13

KONDDISYZY9	KONDDISYZY10	KONDDISYZY11	KONDDISYZY1	KONDDISYZY2	KONDDISYZY3	KONDDISYZY4
39,03	41,41	41,74	41,39	43,47	43,45	42,51
38,21	41,04	39,04	40,83	41,79	42,99	41,79
39,75	41,10	41,64	40,68	42,61	43,28	42,92
38,16	40,12	41,46	39,97	39,51	41,74	41,42
38,57	38,39	38,98	39,89	39,85	40,00	39,90
38,40	39,05	39,07	40,07	39,56	40,19	40,50
38,23	38,16	38,24	38,12	39,20	39,44	38,94
38,23	38,16	38,24	38,12	39,19	39,44	38,94
37,14	37,08	37,57	37,85	38,10	38,18	37,72
37,63	37,70	37,92	37,97	38,05	37,42	37,43
37,99	38,15	38,07	38,03	38,04	36,85	37,54
38,13	38,31	38,27	38,08	38,01	36,65	37,15

KAPILERCIK	KONDGIRIS	KONDCIKIS	KOMPDONUS	EVAGIRIS	EVAORTA	EVACIKIS	EVAORTA
3,66	47,19	47,60	16,54	-20,66	-17,89	-16,39	-18,31
3,29	48,05	48,26	17,01	-20,70	-20,57	-16,47	-19,25
3,07	47,29	47,36	17,76	-20,69	-13,01	-15,43	-16,38
3,20	48,65	48,40	17,65	-20,61	-13,27	-15,54	-16,47
3,30	44,14	44,05	18,05	-20,88	-17,05	-16,47	-18,13
3,42	44,36	44,62	17,09	-20,81	-19,81	-16,77	-19,13
3,06	41,99	41,56	16,76	-21,22	-21,29	-17,62	-20,04
3,06	41,99	41,55	16,72	-21,23	-21,30	-17,64	-20,06
3,87	39,90	40,08	18,23	-20,77	-20,94	-17,21	-19,64
0,23	42,78	40,10	18,01	-21,71	-17,63	-16,99	-18,78
-1,63	45,25	40,60	17,13	-22,06	-15,42	-16,98	-18,15
-3,40	45,66	40,11	17,79	-22,64	-14,32	-16,77	-17,91

YALITIM5CM	DISYUZEY	YALTIM3CM	YALITIM5CM	DISYUZEY	YALTIM3CM	YALITIM5CM	DISYUZEY
32,08	32,00	35,23	39,03	33,09	34,81	38,37	32,95
39,89	33,50	32,15	32,39	32,01	32,15	32,35	32,06
32,12	32,14	35,88	44,29	33,40	35,25	40,13	33,32
39,30	32,96	32,02	32,48	31,89	32,09	32,42	31,95
36,19	32,62	33,99	36,61	32,56	33,92	36,65	32,53
36,44	32,96	34,49	36,92	33,09	34,30	36,59	32,97
34,60	32,36	34,05	36,24	32,79	33,59	35,57	32,56
34,60	32,36	34,04	36,23	32,78	33,59	35,56	32,56
36,80	32,71	33,73	35,94	32,82	33,56	35,76	32,63
37,18	32,68	33,46	35,24	32,61	33,28	35,04	32,43
37,44	32,65	33,34	34,79	32,46	33,14	34,58	32,28
37,56	32,64	33,19	34,53	32,39	33,00	34,32	32,22

Tablo A.2 Deneylerden elde edilen tüm sayısal veriler

Borular arası mesafe mm	Boru dış çapı mm	Boru formu	Kompresör Devir
20	4,00	O	3000 Devir
20	4,00	D	3000 devir
20	4,76	O	3000 devir
20	4,76	D	3000 devir
40	4,00	O	3000 devir
40	4,00	D	3000 devir
40	4,76	O	3000 devir
40	4,76	D	3000 devir
60	4,00	O	3000 devir
60	4,00	D	3000 devir
60	4,76	O	3000 devir
60	4,76	D	3000 devir

KONDGIRBAS	KONCIKBAS	KOMPDONBAS	KOMPCIKIS	KONDGIRIS	KONDCIKIS	KAPLERIGIR
7,14	7,24	0,49	60,87	51,95	48,78	39,10
7,24	7,33	0,49	60,07	52,21	49,11	39,15
7,10	7,19	0,49	60,87	51,59	48,63	38,90
7,32	7,41	0,49	60,85	52,76	49,57	39,13
6,41	6,50	0,48	59,91	48,97	43,93	38,00
6,47	6,57	0,49	60,25	49,23	44,41	39,20
6,29	6,38	0,49	59,42	48,91	42,10	35,44
6,29	6,38	0,49	59,42	48,91	42,10	35,44
5,81	5,90	0,50	59,32	48,67	40,78	37,54
6,70	6,78	0,49	60,36	49,85	38,06	31,93
7,58	7,65	0,48	61,41	51,02	35,34	26,32
7,59	7,66	0,49	61,54	51,11	35,66	27,05

FANUFLEME	FANEMME	KABINSICAKLIK	YALTIM3CM	YALITIM5CM	DISYUZEY	YALTIM3CM
-21,86	-21,48	-21,43	32,32	32,35	32,30	32,25
-22,02	-21,64	-21,58	36,24	40,42	33,62	36,24
-21,64	-21,25	-21,20	32,47	32,48	32,46	32,21
-21,46	-21,07	-21,03	36,33	40,36	33,58	36,28
-22,44	-22,06	-22,01	34,94	37,74	33,18	34,61
-22,08	-21,70	-21,65	34,97	38,70	33,35	34,84
-22,28	-21,89	-21,85	34,22	36,31	33,13	33,69
-22,28	-21,89	-21,85	34,22	36,31	33,13	33,69
-22,01	-21,63	-21,61	34,07	36,70	32,85	34,10
-22,75	-22,37	-22,34	34,37	37,71	32,90	34,38
-23,49	-23,12	-23,06	34,66	38,73	32,95	34,65
-23,42	-23,05	-22,99	34,78	38,86	33,08	34,74

KONDDISYZY9	KONDDISYZY10	KONDDISYZY11	KONDDISYZY12	KONDDISYZY1	KONDDISYZY2	KONDDISYZY3
41,30	43,90	44,32	40,52	43,88	46,47	46,47
39,78	43,40	40,80	38,40	42,98	44,24	45,77
41,86	43,39	43,98	42,70	42,84	45,29	46,15
39,94	42,25	43,94	40,47	41,97	41,39	44,28
40,38	40,11	40,95	38,04	41,94	41,90	42,11
40,04	40,93	41,05	37,68	42,12	41,46	42,31
40,27	40,19	40,38	36,23	40,15	41,54	41,87
40,27	40,19	40,38	36,23	40,15	41,54	41,87
38,55	38,45	39,17	36,46	39,43	39,75	39,82
39,05	39,13	39,41	36,56	39,45	39,59	38,83
39,55	39,80	39,65	36,67	39,48	39,44	37,85
39,66	39,89	39,76	36,81	39,63	39,60	38,05

KAPILERCIK	KONDGIRIS	KONDCIKIS	KOMPDONUS	EVAGIRIS	EVAORTA	EVACIKIS
6,61	51,16	51,67	12,52	-27,81	-28,01	-26,51
7,07	52,19	52,41	10,78	-27,79	-27,99	-27,65
6,20	51,12	51,22	14,38	-27,82	-28,00	-24,45
6,55	52,89	52,62	13,82	-27,71	-28,62	-24,52
6,30	47,39	47,27	13,29	-28,22	-28,46	-27,83
7,32	47,74	48,04	11,53	-27,78	-28,02	-27,71
5,23	45,26	44,85	11,12	-28,02	-28,23	-28,11
5,23	45,26	44,85	11,12	-28,02	-28,23	-28,11
6,70	42,18	42,55	12,40	-27,41	-27,68	-27,53
3,02	45,46	42,47	13,07	-28,84	-28,81	-27,03
-0,66	48,73	42,39	13,73	-30,27	-29,94	-26,53
-0,52	48,78	42,71	13,33	-30,07	-29,76	-26,60

YALITIM5CM	DISYUZEY	YALTIM3CM	YALITIM5CM	DISYUZEY	YALTIM3CM	YALITIM5CM
32,30	32,21	36,26	41,12	33,54	35,82	40,30
41,97	33,94	32,26	32,54	32,08	32,25	32,48
32,22	32,25	36,91	47,67	33,80	36,13	42,24
41,29	33,36	32,18	32,76	32,01	32,27	32,65
37,51	33,08	34,90	38,09	33,13	34,70	38,09
37,65	33,22	35,20	38,25	33,41	34,94	37,83
35,67	32,67	34,94	37,78	33,27	34,36	36,93
35,67	32,67	34,94	37,78	33,27	34,36	36,93
38,01	32,73	34,03	36,85	32,84	33,83	36,65
38,41	32,77	33,82	36,09	32,71	33,60	35,85
38,82	32,82	33,61	35,33	32,58	33,36	35,06
38,93	32,92	33,71	35,48	32,64	33,47	35,23

KONDDISYZY4	KONDDISYZY5	KONDDISYZY6	KONDDISYZY7	KONDDISYZY8	ORTAMORT	DISYUZEY	GUC
45,29	41,17	45,81	45,53	43,38	32,11	33,47	50,01
44,31	41,88	45,60	43,82	42,08	31,86	32,13	50,07
45,62	43,16	45,66	44,80	44,17	31,86	33,73	49,12
43,84	42,03	44,15	44,44	43,20	31,99	32,09	49,75
42,10	40,37	42,07	41,45	41,35	32,12	32,99	48,50
42,68	41,70	43,12	41,85	41,11	32,15	33,24	49,72
41,26	40,03	42,03	41,51	40,85	31,76	33,00	49,75
41,26	40,03	42,03	41,51	40,85	31,76	33,00	49,75
39,18	38,33	39,89	39,37	38,98	31,96	32,61	49,00
38,87	37,35	39,01	39,23	39,22	31,85	32,49	49,48
38,55	36,38	38,13	39,09	39,46	31,73	32,37	49,97
38,80	36,65	38,38	39,29	39,61	31,83	32,43	50,35

B
MATEMATİKSEL MODEL KODU

Bu bölümde bu tez çalışmasına ait matematiksel model kodu deneysel parametrelerin girdi oluşturarak panel tipi yoğuşturucuların dış ortama aktardığı ısı transferi ve dış metal yüzey ortalama sıcaklığını teorik olarak hesaplayabilmek amacıyla geliştirilmiştir.

ANALİTİK MODEL KODU DETAYLARI

```
clc
clear
clear all
close

g=9.81; %m/s^2
%% Geometrik değerler
st=6*10 ^ (-2); %m boru büküm çapı
Ld=111.6*10^(-2); %m cinsinden boruların büküm merkezleri arasındaki uzunluk
nt=8; %pass sayısı
L_boru=nt*(Ld)+((nt-1)*(pi*(st/2))); %m toplam boru uzunluğu
dtupic=3.36*10^(-3); %m cinsinden boru çapı
dtupdis=4.76*10^(-3); %m
tyalitim=50*10^(-3); %m
tdissac=0.5*10^(-3); %m
tbant=400*10^(-6); %m
wdolap=0.54; %m
H_hotsurface=1.3; %m
Ahot=H_hotsurface*wdolap; %m^2
Hdolapic=1.3; %m
wdolapic=0.5; %m
Akabinici=Hdolapic*wdolapic; %m^2
 %% diğer değişkenler
kal=170;%W/mK
kdissac=50;%W/mK
ktup=60;%W/mK
kyalitim=0.0214; %W/mK
```

Şekil B.1 Model detay-1

```
%% debi, mass flux hesabının yapılması
boruici_alan=(pi*(dtupic^2))/4;%m^2
Kutlesel_debi=0.25; %kg/saat
Kutlesel_debi_s=Kutlesel_debi/3600; %kg/s
G=Kutlesel_debi_s/boruici_alan; %kg/m^2s

%% Gerekli sıcaklık değerleri
pkompre=630; %kPa Tablodan alındı
Tsat=(refpropm('T','P',pkompre,'Q',0,'isobutan'))-273;
Tgiris=50; %deney verilerinden alındı
Tcikis=43; %deney verilerinden alındı

%% İç taşınım değişkenleri.
rol=refpropm('D','T',(Tsat+273),'Q',0,'isobutan');%kg/m3
rog=refpropm('D','T',(Tsat+273),'Q',1,'isobutan');%kg/m3
hl=refpropm('H','T',(Tsat+273),'Q',0,'isobutan'); %j/kg
hg=refpropm('H','T',(Tsat+273),'Q',1,'isobutan'); %j/kh
prl=refpropm('^','T',(Tsat+273),'Q',0,'isobutan');
prv=refpropm('^','T',(Tsat+273),'Q',1,'isobutan');
kl=refpropm('L','T',(Tsat+273),'Q',0,'isobutan');%W/mK
kv=refpropm('L','T',(Tsat+273),'Q',1,'isobutan');%W/mK
cpl=refpropm('C','T',(Tsat+273),'Q',0,'isobutan');%J/KgK
cpv=refpropm('C','T',(Tsat+273),'Q',1,'isobutan');%J/KgK
dinamikviskozitel=refpropm('V','T',(Tsat+273),'Q',0,'isobutan');%Pa*s
dinamikviskozitev=refpropm('V','T',(Tsat+273),'Q',1,'isobutan');%Pa*s
kinematikviskozitel=(refpropm('$','T',(Tsat+273),'Q',0,'isobutan'))*0.0001; %m^2/s
kinematikviskoziteg=(refpropm('$','T',(Tsat+273),'Q',1,'isobutan'))*0.0001; %m^2/s
Tv=refpropm('T','P',pkompre,'Q',1,'isobutan')-273; %kondensere giriş sıcaklığı.
```

Şekil B.2 Model detay-2

```
hfg=hg-hl;%j/kg

Q toplam=120;
qerror2=10;
    Ticcidar=43;%
   while qerror2>1
      %% iç taşınım korelasyon kullanımı.
      mesafe1=30^(4/3)*3^(4/3)*dinamikviskozitel^(5/3)*4^
      (-7/3)*((9.81*rol*(rol-rog))^(-1/3))*((kl*(Tsat-Ticcidar))/hfg)^(-1);
      mesafe2=1800^(4/3)*3^(4/3)*dinamikviskozitel^(5/3)*
      4^(-7/3)*((9.81*rol*(rol-rog))^(-1/3))*((kl*(Tsat-Ticcidar))/hfg)^(-1);

      x1=linspace(0.00001,mesafe1,5000);
      x2=linspace(mesafe1,L_boru,5000);

      delta1=((4.*kl.*dinamikviskozitel.*(Tsat-Ticcidar).*x1)./(9.81.*rol.*(rol-rog).*hfg)).^0.25;
      delta2=((4.*kl.*dinamikviskozitel.*(Tsat-Ticcidar).*x2)./(9.81.*rol.*(rol-rog).*hfg)).^0.25;

      %%%%DOSYADA AÇIKLANAN ÜÇÜNCÜ YÖNTEMIN KODU
      frpu1=(9.81*rol*(rol-rog)*delta1.^3)/(3*dinamikviskozitel);
      Re1=((4.*frpu1)./(dinamikviskozitel));
      Re1max=max(Re1);
        if Re1max<=30
          %disp('Akış laminer');
          h1=kl.*(Re1.^(-1/3)).*1.1.*((kinematikviskozitel.^2./9.81).^(-1/3));
        elseif(30<Re1max) && (Re1max<=1800)
          %disp('akış wavy');
           h1=kl.*(Re1.^(-1/3)).*1.1.*((kinematikviskozitel.^2./9.81).^(-1/3));
```

Şekil B.3 Model detay-3

```
    elseif (1800<Re1max)
        %disp('akış türbülanslı');
        h1=kl.*0.00402.*(Re1.^(0.4)).*(((kinematikviskozitel.^2)./9.81).^(-1/3))*(prl^0.65);
    else
        disp('tekrar kontrol ediniz')
    end
h1;
h1upward=(h1./2).*0.9;
h1downward=(h1./4).*2;
h1ortalamason=h1upward+h1downward;
h1matrisortalama=mean(h1);

frpu2=(9.81*rol*(rol-rog)*delta2.^3)/(3*dinamikviskozitel);
Re2=((4.*frpu2)./dinamikviskozitel);
Re2max=max(Re2);
    if Re2max<=30
        %disp('Akış laminer');
        h2=kl.*(Re2.^(-1/3)).*1.1.*((kinematikviskozitel.^2./9.81).^(-1/3));
    elseif(30<Re2max) && (Re2max<=1800)
        %disp('akış wavy');
        h2=kl.*(Re2.^(-1/3)).*1.1.*((kinematikviskozitel.^2./9.81).^(-1/3));
    elseif (1800<Re2max)
        %disp('akış türbülanslı');
        h2=kl.*0.00402.*(Re2.^(0.4)).*(((kinematikviskozitel.^2)./9.81).^(-1/3))*(prl^0.65);
    else
        disp('tekrar kontrol ediniz')
    end
h2;
```

Şekil B.4 Model detay-4

```
    h2upward=(h2./2).*0.9;
    h2downward=(h2./4).*2;
    h2ortalamason=(h2upward+h2downward);
    h2matrisortalama=mean(h2);

    hic= (h1ortalamason+h2ortalamason)./2;
    h_boruic=mean(hic);
     rsogak=1./(hic.*(pi*dtupic*L_boru));%K/W biriminde
     % İç taşınımda bulunan h_ic değeri ile q hesaplanarak error bulunmalıdır.
    Q_boruic=h_boruic*pi*dtupic*L_boru*(((Tsat)-Ticcidar));
    qerror2=(abs(Q_boruic-Qtoplam)/Qtoplam)*100;
    Ticcidar=Ticcidar+0.003;
end
Ticcidar

    % İç yüzey sıcaklığı bulunduktan sonra dış levha sıcaklığı bulunmalıdır.Bunun için
    % soğutucu akışkandan dış saca kadar olan dirençler hesaplanmalıdır.

    rbant=(dtupdis/2)/(2*kal*tbant*L_boru); %K/W
    rboru=(log(dtupic/dtupdis))/(2*pi*L_boru*ktup); %K/W
    rizolasyon=tyalitim/(kyalitim*Ahot); %K/W
    r1=rboru+rbant; %K/W
    Tbantyuzey=Ticcidar-(Q_boruic*r1);
    %% Kanat dibindeki/ banttaki sıcaklık;

    Tdissac=35;
    qerror3=10;
while qerror3>1
```

Şekil B.5 Model detay-5

```
    h2upward=(h2./2).*0.9;
    h2downward=(h2./4).*2;
    h2ortalamason=(h2upward+h2downward);
    h2matrisortalama=mean(h2);

    hic= (h1ortalamason+h2ortalamason)./2;
    h_boruic=mean(hic);
     rsogak=1./(hic.*(pi*dtupic*L_boru));%K/W biriminde
     % İç taşınımda bulunan h_ic değeri ile q hesaplanarak error bulunmalıdır.
    Q_boruic=h_boruic*pi*dtupic*L_boru*(((Tsat)-Ticcidar));
    qerror2=(abs(Q_boruic-Qtoplam)/Qtoplam)*100;
    Ticcidar=Ticcidar+0.003;
end
Ticcidar

    % İç yüzey sıcaklığı bulunduktan sonra dış levha sıcaklığı bulunmalıdır.Bunun için
    % soğutucu akışkandan dış saca kadar olan dirençler hesaplanmalıdır.

    rbant=(dtupdis/2)/(2*kal*tbant*L_boru); %K/W
    rboru=(log(dtupic/dtupdis))/(2*pi*L_boru*ktup); %K/W
    rizolasyon=tyalitim/(kyalitim*Ahot); %K/W
    r1=rboru+rbant; %K/W
    Tbantyuzey=Ticcidar-(Q_boruic*r1);
    %% Kanat dibindeki/ banttaki sıcaklık;

    Tdissac=35;
    qerror3=10;
while qerror3>1
```

Şekil B.6 Model detay-6

```
Tkabinicyuzey=4.5; %deney verilerinden alındı
Tkabinici=3.5; %deney verilerinden alındı
Tcevre=25; %deney verilerinden alındı
Tcevrekelvin=Tcevre+273;
pcevre=100; %kPa
Tdissac_kelvin=Tdissac+273;
T_ort=(Tdissac+Tcevre)/2;
%T_ort için hava özellikleri
Pr_air=refpropm('^','T',(T_ort+273),'P',pcevre,'air.mix');
k_air= refpropm('L','T',(T_ort+273),'P',pcevre,'air.mix'); %W/mK
v_air= (refpropm('$','T',(T_ort+273),'P',pcevre,'air.mix'))*10^(-4); %m^2/s
B_dis=1/T_ort;
% air volume expansion coefficient, literatürden

Ra=(g*B_dis*(Tdissac-Tcevre)*(Hdolapic)^3*Pr_air)/((v_air)^2);
Nu=(0.825+(0.387*(Ra^(1/6)))/(1+(0.492/Pr_air)^(9/16))^(8/27))^2;
hconv=Nu*k_air/Hdolapic;
    e=0.8;
c=5.67*(10^(-8));%W/(m^2*K^) Stefan–Boltzmann constant
    hrad=e*c*(Tdissac_kelvin+Tcevrekelvin)*(Tdissac_kelvin^2+Tcevrekelvin^2);
hcomb=hconv+hrad;
rcevre=1/(hcomb*Ahot);
Qdis=hcomb*Ahot*(Tdissac-Tcevre);
    %%kabiniçi
Tic=4.5; %deneyden
Tic_ortam=3.5;
Tickelvin=Tic+273;
```

Şekil B.7 Model detay-7

```
Pr_air_ic=refpropm('^','T',(T_ort_ic+273),'P',pcevre,'air.mix');
k_air_ic= refpropm('L','T',(T_ort_ic+273),'P',pcevre,'air.mix'); %W/mK
v_air_ic= (refpropm('$','T',(T_ort_ic+273),'P',pcevre,'air.mix'))*10^(-4); %m^2/s

Ra_ic=(g*B_dis*(Tic-Tic_ortam)*(Hdolapic)^3*Pr_air)/((v_air)^2);
Nu_ic=0.42*((Ra_ic^(0.35))*(Pr_air_ic^(0.012))*((H_hotsurface/wdolapic)^(-0.3)));
hconv_ic=Nu_ic*k_air/Hdolapic;
hrad_ic=e*c*(Tic+Tic_ortam)*(Tic^2+Tic_ortam^2);
hcomb_ic= hconv_ic+hrad_ic;
rkabinici=1/(hcomb_ic*Akabinici);

Qic=(Tdissac-Tkabinici)/(rizolasyon+rkabinici);

%kanatverimi=(tsdissac-tcevre)/(tsbant-tcevre);
keq=((kal*tbant)+(kdissac*tdissac))/(tbant+tdissac);
m=(hconv/(keq*(tbant+tdissac)))^(0.5);
kanatverimi=(Tdissac-Tcevre)/(Tbantyuzey-Tcevre);
a=(Tdissac-Tkabinici)/(rizolasyon+rkabinici);
b=(1/(Tdissac-Tcevre));
c=1/rcevre;
d=(1/kanatverimi)-1;
rkanat=d/((a*b)+c);

Qtoplam_hesaplanan=Qic+Qdis;

qerror3=((abs(Qtoplam-Qtoplam_hesaplanan))/Qtoplam)*100 %W
Tdissac=Tdissac+0.002;
```

Şekil B.8 Model detay-8

```
    end
    Tdissac
    hconv
    hcomb
    Qtoplam
    Qdis
    Qic
 h_boruic=mean(hic)
 figure,plot(x1,delta1)
hold on
plot(x2,delta2)
xlabel('Boru girişine olan uzaklık x (m)')
ylabel('Film kalınlık (m)')
title('x-Film kalınlık Grafiği')
legend('Laminer bölge, Dalgalı bölge')
figure,plot(x1,Re1)
hold on
plot(x2,Re2)
xlabel('Boru girişine olan uzaklık x (m)')
ylabel('Re sayısı')
title('x-Re Grafiği')
legend('Laminer bölge, Dalgalı bölge')
 figure,plot(x1,h1)
hold on
plot(x2,h2)
xlabel('Boru girişine olan uzaklık x (m)')
ylabel('Isı taransfer katsayısı h (W/m^2)')
title('h-x Grafiği') legend('Laminer bölge, Dalgalı bölge')
```

Şekil B.9 Model detay-9

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Makale

1. G. Peker ve D. B. Özkan, "Performance evaluation of hot-wall condenser in a domestic refrigerator," *App. Thermal. Eng.* Elsevier, vol. 233, no. 121137, July 2023.

Proje

1. 21-028 nolu; "A PRO" ARÇELİK A.Ş. Merkez ArGe Projesi; Enerji Verimli Buzdolabı Geliştirilmesi; Ocak 2022 - Ocak 2024; Yürütücü: Gökmen PEKER