İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YOĞUŞTURUCULARDA İKİ FAZLI AKIŞ MEKANİZMALARININ VE ISI GEÇİŞİNİN FARKLI EĞİM AÇILARINDA TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ

DOKTORA TEZİ

Gökhan ARSLAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Programı

OCAK 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YOĞUŞTURUCULARDA İKİ FAZLI AKIŞ MEKANİZMALARININ VE ISI GEÇİŞİNİN FARKLI EĞİM AÇILARINDA TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ

DOKTORA TEZİ

Gökhan ARSLAN

(503062024)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Nurdil ESKİN

OCAK 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503062024 numaralı Doktora Öğrencisi **Gökhan ARSLAN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"YOĞUŞTURUCULARDA İKİ FAZLI AKIŞ MEKANİZMALARININ VE ISI GEÇİŞİNİN FARKLI EĞİM AÇILARINDA TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Prof. Dr. Nurdil ESKİN** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Prof. Dr. İsmail TEKE Yıldız Teknik Üniversitesi	.....
	Prof. Dr. Mesut GÜR İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Prof. Dr. Hasan HEPERKAN Yıldız Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : 16 Ekim 2012
Savunma Tarihi : 14 Ocak 2013

Çok değerli annem, babam, eşim ve oğlum Ahmet Gökalp'e,

ÖNSÖZ

Bu doktora tez çalışması İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği bölümü, Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim dalı bünyesinde yer alan Isı ve Kütle Geçişi laboratuvarında yapılmıştır. Deneysel çalışma TÜBİTAK tarafından 108M262 no'lu 1001 projesi kapsamında desteklenmiştir.
Öncelikli olarak doktora eğitimim boyunca ilminden faydalandığım, yanında çalışmaktan onur duyduğum, bana bu çalışmayı yapma imkanı sağlayan çok değerli doktora tez hocam sayın Prof. Dr. Nurdil Eskin'e çalışmalarım esnasında göstermiş olduğu ilgiden dolayı minnetimi sunarım. Ayrıca akademik tecrübelerinden yararlanırken bana göstermiş olduğu hoşgörü ve sabırdan dolayı kendisine teşekkürü bir borç bilirim. Bunun dışında İstanbul Teknik Üniversitesinde geçirdiğim akademik kariyerim boyunca yetişmemde çok faydasını gördüğüm Prof. Dr. Feridun Özgüç hocama sonsuz saygılarımı sunarım. Ayrıca Yıldız Teknik Üniversitesi öğretim üyelerinden sayın Prof. Dr. İsmail Teke ve sayın Doç. Dr. Özden Ağra hocalarıma tez çalışmam esnasında yapmış olduğu katkılarından dolayı teşekkür ederim. Deney tesisatının kurulması esnasında bana yardımcı olan teknisyenimiz sayın Selman Benli'ye de teşekkürlerimi sunarım.

Ocak 2013

Gökhan ARSLAN
(Yük. Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xv**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xvii**
ÖZET ..... **xxi**
SUMMARY ..... **xxiii**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Literatür Araştırması 5
1.1.1 Deneysel çalışmalar ile ilgili literatür araştırması 5
1.1.2 Teorik model literatür araştırması 33
1.2 Tezin Amacı ve Hipotez 42
2. BORU İÇİ YOĞUŞMA İÇİN ZORLANMIŞ ISI GEÇİŞİ **45**
2.1 Boru İçi Yoğuşmaya Etki Eden Parametreler 45
2.2 Isı Taşınım Katsayısı Bağıntıları 48
2.2.1 Düz boru ısı taşınım katsayısı bağıntıları 48
2.2.2 Mikro-kanatlı boru ısı taşınım katsayısı bağıntıları 57
3. BORU İÇİ ZORLANMIŞ YOĞUŞMANIN DENEYSEL İNCELENMESİ **67**
3.1 Deney Tesisatı 67
3.1.1 Deney tesisatı bileşenleri 68
3.1.2 Deney tesisatının kurulumu 80
3.2 Deneylerin Yapılışı 83
3.3 Deney Verilerinin Değerlendirilmesi 84
3.4 Belirsizlik Analizi 88
4. DENEYSEL ÇALIŞMA SONUÇLARI **93**
4.1 İç Yüzeyi Düz Boru İçerisinde Yoğuşma 94
4.2 İç Yüzeyi Mikro-Kanatlı Boru İçerisinde Yoğuşma 112
4.3 Düz ve Mikro-kanatlı boruda yapılan deneylerin karşılaştırılması 123
5. BORU İÇİ ZORLANMIŞ YOĞUŞMANIN TEORİK MODELLENMESİ **127**
5.1 Giriş 127
5.2 Geliştirilen Yeni Teorik Model 136
6. TEORİK MODEL SONUÇLARI **145**
7. SONUÇLAR **155**
KAYNAKLAR **159**
EKLER **167**
ÖZGEÇMİŞ **179**

KISALTMALAR

A : Alan [m^2]

b : Kanatlar Arası Genişlik [mm]

Bo : Bond sayısı

c_p : Özgül ısı [j/kgK]

d : Test borusu çapı [m]

dP/dz : Basınç gradyeni [Pa/m]

e : Kanat Yüksekliği [mm]

E : sürüklenme etkisi

f : Sürtünme faktörü

Fr : Froude sayısı

g : Yerçekimi ivmesi [9.81 m/s^2]

G : Kütlesel akı [kg/m^2s]

h : Isı taşınım katsayısı [W/m^2K]

h_{sb} : Sıvı-buhar gizli ısısı [j/kg]

J : Hacimsel akı [m^3/s]

Ja : Jakob sayısı

k : Isı İletim Katsayısı [W/mK]

Ka : Kapitza sayısı

l : Karakteristik uzunluk

L : Test borusu boyu [m]

L_m : Türbülans karışım uzunluğu

$\dot{m}$: Debi [kg/s]

$\dot{m}_{yoğ}$: Yoğuşan sıvı debisi [kg/m^2s]

N : Kanat Sayısı

Nu : Nusselt sayısı

p : Kanatlar arası mesafe [mm]

P : Basınç [Pa]

Pr : Prandtl sayısı

Q : Isı [W]

q” : Isı akısı [W/m^{2}K]

R : Yarıçap [m]

Re : Reynolds sayısı

t : Kanat Uç Genişliği [mm]

T : Sıcaklık [°C]

u : Düşey eksen doğrultusunda hız [m/s]

u_τ : Cidara göre tanımlanmış sürtünme hızı [m/s]

u : y doğrultusunda hız bileşeni [m/s]

w : Et kalınlığı [mm]

We : Weber sayısı

x : Buhar kalitesi

X_{tt} : Martinelli parametresi

Yunan Harfleri

α : Isı yayılım katsayısı [m^2/s]

β : Sarmal Açı (°)

δ : Sıvı filmi kalınlığı [m]

ΔP : Basınç farkı [Pa]

ΔT : Sıcaklık farkı [°C]

ε : Sapma oranı [%]

ε_M : Türbülanslı Eddy viskozitesi

ε_H : Türbülanslı eddy ısı yayılım katsayısı

μ : Kinematik viskozite [Pas]

θ : Yüzey eğim açısı [rad] [°]

σ : Yüzey gerilimi [Pa/m]

υ : Dinamik viskozite [m^2/s]

Γ : Birim çevre için sıvı film debisi [kg/ms]

ρ : Yoğunluk [kg/m^3]

ρ^* : İzafi yoğunluk [kg/m^3]

η : boşluk oranı

τ : Kayma gerilmesi [N/m^2]

φ : Test borusu eğim açısı

γ : Apeks Açısı [°]

Alt İndisler

b : buhar

c : cidar

ç : Çıkış

d : doyma

eş : eşdeğer

f : Sürtünme

g :giriş

go : Toplam debide sadece buhar

h : homojen

i : Ara yüzey

ind : İndirgenmiş

LM : logaritmik

lo : Toplam debide sadece sıvı

m : Momentum

s : sıvı

st : standart sapma

ort : ortalama

oms : ortalama mutlak sapma

os : ortalama sapma

t : Türbülans

y :Yoğuşan

zorl. : Zorlanmış

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 1.1 : Konu ile ilgili yapılan deneysel çalışmalar 30
Çizelge 1.2 : Literatürde Yer Alan Mikro-Kanatlı Boru Boyutları.....31
Çizelge 2.1 : Ölçülen deneysel değerler ve fiziksel özellikler.....46
Çizelge 2.2 : Boyut analizinde kullanılan değerlerin boyut formülleri.....47
Çizelge 2.3 : Boyutsuz sayılar ve anlamları 47
Çizelge 2.4 : Sıvı filmi için tanımlanan boyutsuz sayılar.....48
Çizelge 3.1 : Mikro-kanatlı boruya ait özellikler.....69
Çizelge 3.2 : Koriolis Debimetre Ölçüm Aralığı. 74
Çizelge 3.3 : Soğutmalı Su Banyosu Teknik Özellikleri. 78
Çizelge 3.4 : Deney tesisatında kullanılan duyargaların ölçüm belirsizlikleri 91
Çizelge 3.5 : Deneylerde duyargalar ile ölçülen değerlerin belirsizlikleri 91
Çizelge 3.6 : Tipik bir deney sonucu elde edilen deney verisi hata oranı 92
Çizelge 4.1 : Isı taşınım katsayısı bağıntılarının sapma oranları (φ=90º,60º,30º,0º) 106
Çizelge 4.2 : Oluşturulan bağıntının kullanım aralığı 110
Çizelge 4.3 : İç yüzeyi mikro-kanatlı boru da ısı taşınım katsayısı bağıntı sapma oranları (φ=90º,60º,30º,0º).....119
Çizelge 4.4 : İç yüzeyi mikro-kanatlı boru için oluşturulan bağıntının kullanım aralığı.....122
Çizelge 5.1 : Türbülanslı yoğuşma model sonuçlarının sapma değerleri.....135
Çizelge 6.1 : Analitik model sonuçlarının sapma değerleri.....153

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 : Sıvı film yoğuşması. 1
Şekil 1.2 : Deneysel olarak elde edilen akış rejimleri. 17
Şekil 1.3 : Carey (1992) yoğuşma modeli için kontrol hacmi. 35
Şekil 1.4 : Kwon ve diğ. (2001) yoğuşma modeli için kontrol hacmi.....38
Şekil 1.5 : Pei-Wen Li ve diğ. (2000) yoğuşma modeli için kontrol hacmi. 40
Şekil 2.1 : Boyut analizinde kullanılacak değerler.....46
Şekil 3.1 : Deney tesisatının şematik gösterimi. 67
Şekil 3.2 : Mikro-kanatlı boruya ait özellikler. 68
Şekil 3.3 : İmal edilen test borusu. 70
Şekil 3.4 : Test Borusu yüzeyinde Isıl Çift yerleşimi. 70
Şekil 3.5 : Test borusu dış Kısmı. 70
Şekil 3.6 : Test borusu dış kısım su girişi. 71
Şekil 3.7 : Test borusu dış kısım su çıkışı. 71
Şekil 3.8 : Paslanmaz çelik malzemeden imal edilen deponun boyutları. 71
Şekil 3.9 : İmal edilen paslanmaz çelik depo. 72
Şekil 3.10 : Manyetik seviye gösterge cihazı. 72
Şekil 3.11 : Depo giriş ve çıkış bağlantıları ve seviye gösterge cihazı. 73
Şekil 3.12 : Soğutucu Akışkan Pompası. 73
Şekil 3.13 : Debimetre Giriş ve Çıkış Bağlantıları. 74
Şekil 3.14 : Sıvı buhar ayırıcı. 75
Şekil 3.15 : Ölçekli kap. 75
Şekil 3.16 : Ölçekli kabın tesisata montajı. 76
Şekil 3.17 : Döner platformun hazırlanışı. 76
Şekil 3.18 : Esnek hortum bağlantısı. 76
Şekil 3.19 : Test borusu sıcaklık ve basınç-ölçer bağlantıları. 77
Şekil 3.20 : Sıcaklık ve basınçölçerlerin montajı. 77
Şekil 3.21 : Döner platform ve bağlantıları. 78
Şekil 3.22 : Isı Değiştiricisi ve Bağlantı Parçaları. 79
Şekil 3.23 : Deney verilerinin toplanması ve işlenmesi süreci. 80
Şekil 3.24 : Veri toplama sistemi ve soğutmalı su banyosu platformu. 81
Şekil 3.25 : Deney tesisatı bileşenlerinin bir araya getirilmesi. 81
Şekil 3.26 : 30 ° eğim açısında deney tesisatının son hali. 82
Şekil 3.27 : 0° (yatay) eğim açısında deney tesisatının son hali. 83
Şekil 3.28 : Sıcaklıkölçer kalibrasyon düzeneği. 89
Şekil 3.29 : Basınçölçer kalibrasyon düzeneği. 89
Şekil 3.30 : Debimetre kalibrasyon tesisatı. 90
Şekil 4.1 : Düz boruda ölçülen ve hesaplanan buhar kalitesi değerlerinin karşılaştırılması. 94
Şekil 4.2 : Ortalama Nusselt sayısının kütlesel akıya bağlı değişimi. 95
Şekil 4.3 : Benzer doyma ve cidar sıcaklık farklarında kütlesel akıya bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının değişimi. 96
Şekil 4.4 : Doyma ve cidar sıcaklık farkının ortalama Nusselt sayısına etkisi. 97

Şekil 4.5 : Isı akısının sıcaklık farkına göre değişimi. 98
Şekil 4.6 : Ortalama Nusselt sayısının ısı akısına bağlı olarak değişimi. 98
Şekil 4.7 : Benzer doyma ve cidar sıcaklık farklarında ortalama Nusselt sayısının ısı akısına bağlı değişimi. 99
Şekil 4.8 : Doyma basıncının ortalama Nusselt sayısına etkisi. 99
Şekil 4.9 : Test borusundan çekilen ısı akısının cidar ve doyma sıcaklık farkına göre değişimi. 100
Şekil 4.10 : Test borusu boyunca cidar sıcaklık değişimi. 101
Şekil 4.11 : Sabit kütlesel akı da yerel Nusselt sayısının test borusu boyunca değişimi. 101
Şekil 4.12 : Sabit sıcaklık farkında yerel Nusselt sayısının test borusu boyunca değişimi. 102
Şekil 4.13 : İç yüzeyi düz boruda, 70 kg/m^{2}s kütlesel akıda eğim açısının ortalama yoğuşma Nusselt sayısına etkisi. 103
Şekil 4.14 : İç yüzeyi düz boruda, 135 kg/m^{2}s kütlesel akıda eğim açısının ortalama yoğuşma Nusselt sayısına etkisi. 104
Şekil 4.15 : İç yüzeyi düz boruda, 175 kg/m^{2}s kütlesel akıda eğim açısının ortalama yoğuşma Nusselt sayısına etkisi. 104
Şekil 4.16 : Akers (1959), Jung ve diğ. (2003), Shah (1979), Tandon ve diğ. (1995) bağıntılarının deney verileri ile karşılaştırılması. 105
Şekil 4.17 : Traviss ve diğ. (1973), Boyko-Kruzhilin (1967), Haraguchi (1994), Chen ve diğ. (1987) bağıntılarının deney verileri ile karşılaştırılması. 105
Şekil 4.18 : Cavallini-Zecchin (1971), Dobson ve diğ. (1994), Rosson-Meyers (1963), Fujii (1995) bağıntılarının deney verileri ile karşılaştırılması. 106
Şekil 4.19 : Sabit Jakob sayısında ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı değişimi. 108
Şekil 4.20 : Sabit Froude sayısında ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı değişimi. 109
Şekil 4.21 : Sabit indirgenmiş basınç değerlerinde ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı değişimi. 109
Şekil 4.22 : Oluşturulan yeni bağıntının deney verileri ile karşılaştırılması. 110
Şekil 4.23 : Sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme basınç kaybının değişimi (iç yüzeyi düz boru). 111
Şekil 4.24 : İç yüzeyi düz boruda buhar kalitesi değişiminin sürtünme basınç kaybına etkisi. 112
Şekil 4.25 : Mikro-kanatlı boruda ölçülen ve hesaplanan buhar kalitesi değişimlerinin karşılaştırılması. 113
Şekil 4.26 : Ortalama Nusselt sayısının kütlesel akıya bağlı değişimi (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru). 113
Şekil 4.27 : Ortalama Nusselt sayısının doyma ve cidar sıcaklık farkına bağlı değişimi (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru). 114
Şekil 4.28 : Farklı kütlesel akı değerlerinde, ortalama Nusselt sayısının doyma ve cidar sıcaklık farkına göre değişimi (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru). 115
Şekil 4.29 : Farklı doyma ve cidar sıcaklık farklarında, ortalama Nusselt sayısının ısı akısına göre değişimi (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru). 116
Şekil 4.30 : İç yüzeyi mikro-kanatlı boruda, 33 kg/m^{2}s kütlesel akıda eğim açısının ortalama yoğuşma Nusselt sayısına etkisi. 117
Şekil 4.31 : İç yüzeyi mikro-kanatlı boruda, 75 kg/m^{2}s kütlesel akıda eğim açısının ortalama yoğuşma Nusselt sayısına etkisi. 118

Şekil 4.32 : İç yüzeyi mikro-kanatlı boruda, 100 kg/m^{2}s kütlesel akıda eğim açısının ortalama yoğuşma Nusselt sayısına etkisi. 118
Şekil 4.33 : Cavallini ve diğ. (2009), Yu ve Koyama (1998), Kedzierski ve Goncalves (1999) bağıntılarının deney verileri ile karşılaştırılması. ...119
Şekil 4.34 : Sabit Jakob sayısında ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı değişimi (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru).....120
Şekil 4.35 : Sabit Froude sayısında ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı değişimi (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru).....121
Şekil 4.36 : Oluşturulan yeni bağıntının deney verileri ile karşılaştırılması (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru). 122
Şekil 4.37 : Sürtünme basınç kaybının sıvı film Reynolds sayısına bağlı değişimi (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru). 123
Şekil 4.38 : İç yüzeyi düz ve mikro-kanatlı borularda test borusundan çekilen ısının doyma ve cidar sıcaklık farkına bağlı değişimi. 124
Şekil 4.39 : 30 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde düz ve mikro-kanatlı borularda ortalama Nusselt sayısının buhar kalitesine göre değişimi. 124
Şekil 4.40 : 100 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde düz ve mikro-kanatlı borularda ortalama Nusselt sayısının buhar kalitesine göre değişimi. 125
Şekil 5.1 : Nusselt (1916) yoğuşma model sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması ($\tau_{ara\ yüzey}$=0).....128
Şekil 5.2 : Nusselt (1916) yoğuşma model sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması ($\tau_{ara\ yüzey}$=sabit). 128
Şekil 5.3 : Nusselt (1916) yoğuşma modeli Nusselt sayısının 6.9 bar doyma basıncında boru boyunca değişimi.....129
Şekil 5.4 : Nusselt (1916) yoğuşma modeli Nusselt sayısının 5.9 bar doyma basıncında boru boyunca değişimi.....129
Şekil 5.5 : Carey(1992) yoğuşma modeli program şeması. 130
Şekil 5.6 : Carey (1992) yoğuşma model sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması.....131
Şekil 5.7 : Carey (1992) yoğuşma modeli ortalama mutlak sapma oranlarının kütlesel akıya bağlı değişimi. 132
Şekil 5.8 : Carey (1992) yoğuşma modeli Nusselt sayısının 6.9 bar doyma basıncında boru boyunca değişimi.....132
Şekil 5.9 : Carey (1992) yoğuşma modeli Nusselt sayısının 5.9 bar doyma basıncında boru boyunca değişimi.....133
Şekil 5.10 : Kwon ve diğ. (2001) yoğuşma modeli program şeması. 134
Şekil 5.11 : Türbülanslı yoğuşma model sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması.....135
Şekil 5.12 : Teorik model için oluşturulan kontrol hacmi. 137
Şekil 5.13 : Buhar faz içerisinde türbülanslı Eddy Viskozitesi dağılımı.....141
Şekil 6.1 : Teorik model Nusselt sayısı sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması.....145
Şekil 6.2 : Teorik model buhar kalitesi değişimi sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması.....146
Şekil 6.3 : Teorik model ortalama cidar sıcaklık sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması.....147
Şekil 6.4 : 75 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde teorik modelden elde edilen yerel değerlerin deney verileri ile karşılaştırılması. 147
Şekil 6.5 : 75 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde teorik modelden elde edilen yerel buhar kalitesi değişiminin deney verileri ile karşılaştırılması.....148

Şekil 6.6 : 135 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde teorik modelden elde edilen yerel değerlerin deney verileri ile karşılaştırılması. 149
Şekil 6.7 : 135 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde teorik modelden elde edilen yerel buhar kalitesi değişiminin deney verileri ile karşılaştırılması. 149
Şekil 6.8 : Test borusu farklı kesitlerinde oluşturulan modelden elde edilen hız dağılımları. 150
Şekil 6.9 : Test borusu farklı kesitlerinde oluşturulan modelden elde edilen sıcaklık dağılımları. 151
Şekil 6.10 : Analitik modellerin tahmin etmiş oldukları sıvı film kalınlıklarının test borusu boyunca değişimi 152
Şekil 6.11 : 75 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde elde edilen yerel Nusselt sayılarının deney verisi ile karşılaştırılması. 152
Şekil 6.12 : 135 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde elde edilen yerel Nusselt sayılarının deney verisi ile karşılaştırılması. 153
Şekil B.1 : Test borusunda yer alan sıcaklık basınçölçerlerin yerleşim şeması 171
Şekil B.2 : Etkin Basınçölçer Kalibrasyon Eğrileri 172
Şekil B.3 : Fark Basınçölçer Kalibrasyon Eğrisi 172
Şekil B.4 : Debimetre Kalibrasyon Eğrileri 172
Şekil B.5 : PT100 Kalibrasyon Eğrileri 173
Şekil B.6 : Soğutma Suyu Isıl Çift Kalibrasyon Eğrileri (İç yüzeyi düz Boru) 173
Şekil B.7 : Soğutma Suyu Isıl Çift Kalibrasyon Eğrileri (Mikro-kanatlı boru) 174
Şekil B.8 : Cidar Isıl Çift Kalibrasyon Eğrileri 174

YOĞUŞTURUCULARDA İKİ FAZLI AKIŞ MEKANİZMALARININ VE ISI GEÇİŞİNİN FARKLI EĞİM AÇILARINDA TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ

ÖZET

Boru içerisinde yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı geçişine etki eden faktörlerin incelenmesi için R134a soğutucu akışkan buharının yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı taşınım katsayısı veya Nusselt sayısı ile basınç kaybını ölçebilecek bir deney tesisatı oluşturulmuştur. Doyma basıncı, kütlesel akı, doymuş buhar ve cidar arasındaki sıcaklık farkı, buhar kalitesi değişimi, boru eğim açısı ve iç yüzey iyileştirmesi gibi parametrelerin yoğuşma ile gerçekleşen ısı geçişine etkisi araştırılmıştır. Deneyler iki farklı test borusunda yapılmıştır. İlk test borusu 9.52 mm dış çapında ve 1 mm et kalınlığına sahip iç yüzeyi düz bakır borudan imal edilmiştir. İkincisi ise 9.52 mm dış çapında iç yüzeyi mikro-kanatlı bakır borudan imal edilmiştir. Her iki test borusu da iç içe geçmiş borulu ısı değiştiricisi şeklinde tasarlanmıştır. Deneyler yerel ve ortalama ısı taşınım katsayısı veya Nusselt sayısı ile basınç kaybını ölçmek üzere yapılmıştır. İç yüzeyi düz boruda deneyler 5.8-6.9 bar doyma basıncında, 30~175 kg/m^{2}s kütlesel akı, 2~9 kW/m^2 ısı akısı ve 90º (düşey), 60º, 30º ve 0º (yatay) eğim açılarında yapılmıştır. Mikro-kanatlı boru için ise deneyler 5.7-5.9 bar doyma basıncında, 20~100 kg/m^{2}s kütlesel akı, 1.7~5.3 kW/m^2 ısı akısı ve 90º (düşey), 60º, 30º ve 0º (yatay) eğim açılarında yapılmıştır. Elde edilen deney verileri şıkça kullanılan ısı taşınım katsayısı bağıntıları ile karşılaştırılmıştır. İç yüzeyi düz boru için Akers ve diğ. (1959), Rosson ve Meyers (1963), Boyko ve Kruzhilin (1967), Cavallini ve Zecchin (1971), Traviss ve diğ. (1973),Shah (1979), Chen ve diğ. (1987), Dobson ve diğ. (1994), Tandon ve diğ. (1995), Fujii (1995), Haraguchi ve diğ. (1994), Jung ve diğ. (2003), iç yüzeyi mikro-kanatlı boru için ise Cavallini ve diğ. (1999), Yu ve Koyama (1998), Kedzierski ve Goncalves (1999) ısı taşınım katsayısı bağıntıları incelenmiştir. Bunlara ek olarak elde edilen deney verilerine çok değişkenli regresyon analizi uygulanarak hem iç yüzeyi düz boru hem de iç yüzeyi mikro-kanatlı boru için ısı taşınım katsayısı bağıntıları oluşturulmuştur.

R134a soğutucu akışkan buharının boru içerisinde yoğuşması esnasında gerçekleşen yerel ve ortalama Nusselt sayısını hesaplayabilecek bir analitik model geliştirilmiştir. Deneyler iç içe geçmiş borulu ısı değiştiricisinde yapıldığı için, soğutma suyunun olduğu bölümde modele eklenmiştir. Soğutucu akışkana ait sıvı ve buhar fazlar için momentum ve enerji denklemleri çözdürülmüştür. Bu modelde sıvı filminin laminar, buhar fazın ise türbülanslı aktığı kabul edilmiştir. Boru merkezinde yer alan buhar çekirdeği için Reichardt (1951) türbülans modeli kullanılmıştır. Sonuç olarak, bu model yerel ve ortalama Nusselt sayısını, test borusu boyunca buhar kalitesi değişimini, soğutma suyu çıkış sıcaklığını ve boru iç yüzey sıcaklık dağılımını hesaplayabilmektedir. Oluşturulan bu yeni modelin önemini vurgulamak için literatürde yer alan analitik modellerin detaylı bir incelemesi verilmiştir. Laminar sıvı filmini esas alan Nusselt (1916) ve Carey (1992) modelleri incelenmiştir. Bunlara ek

olarak, sıvı filmini türbülanslı olarak kabul eden Kwon ve diğ. (2001), Pei-Wen Li ve diğ. (2000), Borujerdi (2001), Faghri ve Zhang (2006) modelleri incelenmiştir.

Bu çalışma esas olarak soğutucu akışkan R134a buharının, farklı çalışma şartları altında boru içerisinde yoğuşması esnasında gerçekleşen yoğuşma Nusselt sayısının ölçülmesi üzerine odaklanmıştır. Genel olarak hem iç yüzeyi düz hem de iç yüzeyi mikro-kanatlı boruda, artan kütlesel akıya bağlı olarak ortalama Nusselt sayısında bir artış olduğu görülmüştür. Benzer olarak, Soğutucu akışkan doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki farkın artmasına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı düşmüştür. Fakat belli bir sıcaklık farkı değerinden sonra bu farkı artırmak yoğuşma Nusselt sayısını çok fazla etkilememektedir. Çalışma kapsamında elde edilen bir diğer önemli bulgu ise doyma basıncının yoğuşma ile gerçekleşen ısı geçişinde çok etkili olduğudur. Soğutucu akışkan doyma basıncı düştükçe daha yüksek ortalama Nusselt sayısı değerleri elde edilmektedir. Her bir deneyde, boru boyunca artan sıvı film kalınlığına bağlı olarak yerel Nusselt sayısının düştüğü tespit edilmiştir. Her iki test borusu içinde eğim açısındaki azalmaya bağlı olarak ortalama Nusselt sayılarında artış görülmüştür. En yüksek Nusselt sayısı değerleri 30º ve 0º (yatay) eğim açılarında elde edilmiştir. Mikro-kanatlı boruyla kıyaslandığında iç yüzeyi düz boruda eğim açısının Nusselt sayısına etkisi daha belirgin olmaktadır. Bu çalışma elde edilen bir diğer önemli deneysel bulgu ise iç yüzey iyileştirmenin yoğuşma ile gerçekleşen ısı geçişine etkisidir. Aynı çalışma şartları altında, aynı buhar kalitesi değerlerinde mikro-kanatlı boruda elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerleri düz boruda elde edilene kıyasla 1.6-2.2 kat daha yüksek çıktığı tespit edilmiştir. Son olarak test borusu boyunca gerçekleşen basınç kayıpları incelenmiştir. Artan sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünmelerden kaynaklanan basınç kayıplarının artmış olduğu gözlemlenmiştir. Deney verilerinin ısı taşınım katsayısı bağıntıları ile karşılaştırılması sonucu iç yüzeyi düz boruda en iyi sonucu %19.4 ortalama mutlak sapma ile Akers (1951) bağıntısı, iç yüzeyi mikro-kanatlı boruda ise %23.9 ortalama mutlak sapma ile Kedzierski ve Goncalves (1999) bağıntısı vermiştir. Deney verilerine kullanılarak yeni ısı taşınım katsayısı bağıntıları geliştirilmiştir. Bu bağıntılar, sıvı filmi Reynolds sayısı, Prandtl sayısı, Froude sayısı ile eğim açısının bir fonksiyonu olarak tanıtılmıştır. İç yüzeyi mikro-kanatlı boruda ayrıca yüzey alanın ifade eden bir terim kullanılmıştır. İç yüzeyi düz boru için geliştirilen bağıntı deneysel Nusselt sayısını %1.5 ortalama mutlak sapma ile hesaplamıştır. İç yüzeyi mikro-kanatlı boru için geliştirilen bağıntı ise deneysel Nusselt sayısını %5.6 ortalama mutlak sapma ile hesaplamıştır. Çalışma kapsamında en son olarak deney verileri teorik model ile karşılaştırılmıştır. Bu yeni model, ortalama Nusselt sayısını %5.8 ortalama mutlak sapma ile hesaplamıştır. Buhar kalitesi değişimi için bu hata payı %18.4 olurken, ortalama cidar sıcaklığı %1.4 hata ile hesaplanmıştır.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF TWO-PHASE FLOW MECHANISM AND HEAT TRANSFER IN CONDENSERS UNDER DIFFERENT INCLINATION ANGLE

SUMMARY

Condensation is an important multiphase phenomenon which, widely observed in industrial applications. Accurate design of these systems is important for better performance with less energy usage. Moreover, determination of operation limits for safety conditions is required. To achieve these requirements, detailed theoretical and experimental analysis is necessary. During condensation inside tubes, different flow patterns occur one after the other which effects condensation heat transfer rate. Since this physical complexity cannot be introduced correctly in mathematical models, the models are restricted with certain flow patterns Therefore researchers have focused on experimental studies. Condensation heat transfer performance has been investigated under different operating conditions. Based on the experimental data, new heat transfer coefficient correlations have been developed or consistency of existing correlations is investigated.

In order to clarify the factors that affect condensation heat transfer inside tubes, an experimental set up to measure the condensation heat transfer coefficient via Nusselt number and pressure drop of R134a vapor was built. Effects of saturation pressure, mass flux, temperature difference between saturated vapor and tube wall, vapor quality change, tube inclination angle and tube inner surface enhancement on condensation heat transfer were investigated. Two kinds of test tubes were used during experiments. First one was copper smooth tube with an outer diameter or 9.52 mm and 1 mm wall thickness. Second one was made of copper micro-fin tube with an outside diameter of 9.52 mm. Each test section was designed as tube-in-tube heat exchangers. Experimental tests were conducted to measure local and average heat transfer coefficient via Nusselt number and pressure drop. For smooth tube, tests were performed at saturation pressure of 5.8-6.9 bar with mass fluxes of 30~175 kg/m^2s, heat fluxes of 2~9 kW/m^2 and inclination angles of 90º (vertical), 60º, 30º and 0º (horizontal). For micro-fin tube, tests were performed at saturation pressure of 5.7-5.9 bar with mass fluxes of 20~100 kg/m^2s, heat fluxes of 1.7~5.3 kW/m^2 and inclination angles of 90º (vertical), 60º, 30º and 0º (horizontal). Obtained experimental data were compared with most widely used heat transfer coefficient correlations. For smooth tube, Akers et. al. (1959), Rosson and Meyers (1963), Boyko and Kruzhilin (1967), Cavallini and Zecchin (1971), Traviss et. al. (1973), Shah (1979), Chen et. al. (1987), Dobson et. al. (1994), Tandon et. al. (1995), Fujii (1995), Haraguchi et. al. (1994), Jung et. al. (2003), for micro-fin tube, Cavallini et. al. (1999), Yu and Koyama (1998), Kedzierski and Goncalves (1999) heat transfer coefficient correlations were analyzed. Adding to that, by using multivariable regression analysis, new heat transfer coefficient correlations were developed for smooth and micro-fin tube.

An analytical model was developed to predict the local and average Nusselt number during the condensation of R134a inside tubes. Since experiments were conducted in a tube-in-tube heat exchanger, cooling waterside was also included in the model. Momentum and energy equations of liquid and vapor phases were solved, simultaneously. It was assumed that liquid film was in laminar flow regime and vapor core was in turbulent flow regime. Reichardt (1951) turbulent model was used for turbulent flow of vapor core. As a result, this model predicts local and average Nusselt number, vapor quality change along the tube, cooling water exit temperature and inner wall temperature distribution. To better emphasize the importance of the new developed model, a detailed analysis of analytical models published in literature was given. For laminar film condensation analytical models developed by Nusselt (1916) and Carey (1992) were analyzed. For turbulent film condensation analytical models developed by Kwon et. al. (2001), Pei-Wen Li et. al. (2000), Borujerdi (2001), Faghri and Zhang (2006) were analyzed.

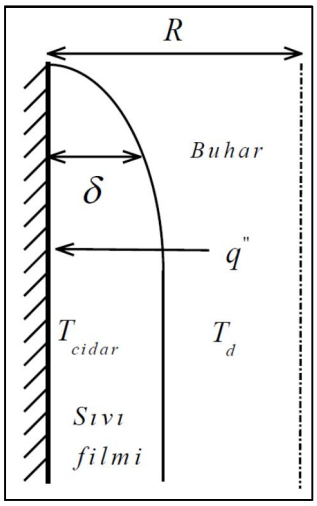
This study primarily focused on measurement of condensation Nusselt number of R134a vapor inside tubes under different operating conditions. It is investigated that increasing mass flux leads to an increase in Nusselt number for smooth and micro-fin tubes. Similarly, an increase in temperature difference between saturated vapor and tube inner wall leads to a decrease in Nusselt number. However, after a certain value, increasing temperature difference does not affect Nusselt number. Another aspect obtained in that study is that saturation pressure is very affective on condensation heat transfer. At low saturation pressure, higher Nusselt number was obtained when compared with high saturation pressure under the same operating conditions. For each experiments, local Nusselt number decreases along the test tube due to increasing film thickness. For each test tube, condensation Nusselt number shows an increasing trend with decreasing inclination angle. Highest Nusselt numbers were obtained at 30º and 0º (horizontal) inclination angles. Effect of inclination angle is more significant for smooth tube when compared with micro-fin tube. Another important aspect obtained in that study is about surface enhancement technique. Under the same operating conditions, condensation Nusselt number obtained in micro-fin tube is 1.6~2.2 times higher than the obtained one in smooth tube. Finally, frictional pressure drop analyzed in experimental study. For both smooth and micro-fin tube, it is observed that frictional pressure drop increases with increasing liquid film Reynolds number. When experimental data was compared with heat transfer coefficient correlations, best result was obtained from Akers (1951) correlation with % 19.4 average mean deviation for smooth tube and from Kedzierski and Goncalves (1999) correlation with % 23.9 average mean deviation for micro-fin tube. Based on the experimental data new correlations were developed. These new correlations were defined as a function of liquid Reynolds number, Prandtl number, Jakob number, Froude number. Effect of inclination angle was also introduced to these new correlations. Different from smooth tube, a factor that defines tube geometry was used for micro-fin tube. Correlation developed for condensation inside smooth tube predicts the experimental Nusselt number with % 1.5 average mean deviation. Similarly, correlation developed for condensation inside micro-fin tube predicts the experimental Nusselt number with % 5.6 average mean deviation.

The other part of this study was focused on theoretical modeling of vapor condensation inside tube. Analytical models published in literature analyzed in detail. It was stated that all models were defined for constant wall temperature and known vapor quality. Only for classical Nusselt (1916) analysis, film thickness was

calculated. For other analytical models, film thickness was firstly estimated and required calculations were done based on this assumption. Since vapor quality at a certain point of the tube was known, obtained results were checked with known mass flow rate of the liquid. If deviation in error is very high then film thickness was changed and calculations were done again. Most accurate results were obtained from Carey (1992) analytical model with an absolute mean deviation of % 23.1. Analytical models developed for turbulent film flow shows higher deviation in error than the laminar film flow analytical models. Different from those analytical models, new developed analytical model estimate vapor quality change and wall temperature along the tube. An iterative solution scheme was required. Only inlet conditions for refrigerant vapor and cooling water were introduced to the model. Finally, experimental data was compared with the new theoretical model developed in this study. This new model predicts average Nusselt number with an average mean deviation of %5.8, vapor quality change with an average mean deviation of %18.4, average wall temperature with an average mean deviation of %1.4.

1. GİRİŞ

Yoğuşma, birçok endüstriyel uygulamada karşılaşılan önemli bir fiziksel olgudur. Buhar, sıcaklığı buharın termodinamik denge sıcaklığı altında olan bir yüzey ile temas etmesi ile faz değiştirerek sıvılaşır. Bu olaya yoğuşma denir. Örneğin, iklimlendirme sistemlerinde kullanılan kanatlı yüzeyli yoğuşturuculardа, dış kısmı hava ile soğutulan boru içerisinde buhar akmaktadır. Soğuk cidara temas eden buharın bir kısmı yoğuşarak sıvı filmi oluşturur. Bu olay daha detaylı incelenecek olursa yüzey üzerinde yoğuşan buhar öncelikle damlacıklar oluşturur. Bu tür yoğuşma damlacık yoğuşması olarak adlandırılır. Bu damlacıkların birleşmesi ile sınır tabaka akış şartları ortaya çıkar. Bu şartlar altında tüm yüzey sıvı ile ıslanır. Bundan sonra buhar yoğuşması yüzeye çaparak değil, yüzeyi ıslatan sıvı filmi yüzeyine çarparak gerçekleşir. Bu tür yoğuşmaya ise film yoğuşması denir. Bu tür yoğuşmada film yüzeyinde ortaya çıkan yoğuşma ısısı sıvı filmi aracılığıyla soğutulan yüzeye iletilmektedir. Şekil 1.1'de sıvı film yoğuşması gösterilmiştir.



Şekil 1.1: Sıvı film yoğuşması.

Şekil 1.1'de belirtilen sıvı filmi yoğuşması boru içi yoğuşma için incelenecek olursa, tam gelişmiş halkasal akış rejiminde, düzgün dağılımlı ince sıvı filmi boru iç yüzeyini bütünüyle sarmaktadır ve boru merkezinde buhar akmaktadır. Sıcak buhardan soğuk cidara doğru gerçekleşen ısı geçişinde oluşan ısıl direncin 4 temel bileşeni vardır. Bunlar sırasıyla buhar faz içinde gerçekleşen ısı geçişinden dolayı

oluşan direnç, ara yüzeyde kütle alış-verişi ile gerçekleşen ısı geçişinden dolayı oluşan direnç, sıvı filmi içerisinde iletim ve taşınım ile gerçekleşen ısı geçişinden dolayı oluşan direnç ile cidardan iletimle geçen ısı geçişinden dolayı oluşan dirençtir. Buharın kızgınlık derecesinin (buhar sıcaklığı ile doyma sıcaklığı arasındaki fark) düşük olduğu birçok uygulamada buhar faz içerisinde gerçekleşen ısı geçişinden dolayı oluşan ısıl direnç diğer dirençlerle kıyaslandığında çok küçük olmaktadır ve ihmal edilmektedir. Kütle alış-verişinin gerçekleştiği ara yüzeyde oluşan sıcaklık farkı çok küçük olduğu için bu bölümde oluşan dirençte diğerleri ile kıyaslandığında çok küçüktür. Bu ısı geçişi olayında en büyük sıcaklık farkı sıvı filmi içerisinde, ara yüzey ve cidar arasında gözlemlenmektedir. Bu nedenle ısı geçişini karakterize eden ısıl direnç sıvı filminden dolayı oluşan dirençtir. Yoğuşan sıvı filmi için yerel ısı taşınım katsayısı denklem 1.1'de verilmiştir.

$$h = \frac{q''}{T_d - T_c} \tag{1.1}$$

Sıvı filmi yerel ısı taşınım katsayısı boyutsuz olarak denklem 1.2'de verildiği gibi Nusselt sayısı ile gösterilebilir.

$$Nu = \frac{h\ell}{k_s} \tag{1.2}$$

Sıvı filmi yoğuşması için karakteristik uzunluk genellikle boru iç çapı yerine viskozite ve yer çekimi ivmesi kullanılarak tanımlanmaktadır ve bu ifade denklem 1.3'te verilmiştir.

$$\ell = \sqrt[3]{\frac{\upsilon_s^2}{g}} \tag{1.3}$$

Saf akışkanların boru içerisinde yoğuşması esas alındığında sıvı ve buhar fazlar birbirleri ile etkileşim halinde hareket etmektedir. Ara yüzeyde meydana gelen kütle alış verişi, her bir fazın farklı termofiziksel özelliklere sahip olması, akışı karakterize eden hızın her iki faz için çok farklı olması boru içi yoğuşma olayını son derece karmaşık bir yapıya sokmaktadır. Boru içerisinde tek fazlı akış için geçerli olan atalet, viskoz ve basınç kuvvetlerinin yanı sıra yoğuşma olayında sıvı buhar arasındaki momentum değişimi ile ara yüzey gerilme kuvvetlerinin de yoğuşmanın fiziğinde etkili olmaktadır.

Yukarıda bahsedilen kuvvetlere bağlı olarak boru içerisinde yoğuşma esnasında farklı akış rejimleri görülebilir. Düşey boru içerisinde yer çekimi doğrultusunda gerçekleşen yoğuşma için baskın olan akış rejimi halkasal akıştır. Bu akış rejiminde boru iç yüzeyi tamamen sıvı filmi ile kaplanmıştır. Bu sıvı filminin içerisinden ise buhar akmaktadır. Burada sıvı ve buhar aynı yönde aktığı için akış rejimi sadece halkasal akış ile sınırlı kalmaktadır. Fakat borunun eğim açısı değiştirildikçe sıvı buhar akışını karakterize eden kuvvetlerin etkilerine bağlı olarak akış rejimi değişmektedir. Örneğin yatay konumdaki boru içerisinde yoğuşma dikkate alındığında yer çekimi kuvvetleri akış doğrultusuna diktir. Bu noktada akışkanın debisine bağlı olarak farklı akış türleri gözlemlenebilir. Halkasal, dalgalı halkasal, tabakalı, tıkaç, kabarcıklı ve sisli akış yatay boru içerisinde yoğuşma esnasında gözlemlenen başlıca akış rejimleridir.

Boru içerisinde saf akışkanın yoğuşması ile ilgili yapılan bilimsel çalışmalar deneysel ve teorik olarak yürütülmektedir. Yukarıda belirtilen yaklaşımlar doğrultusunda konunun son derece karmaşık bir teorisi vardır. Teorik yaklaşımlar belli akış rejimleri ile sınırlı kalmaktadır. Teorik çalışmalar da analitik ve sayısal çözümlemeler şeklinde sunulmaktadır. Sayısal çözümlemeler ile son derece karmaşık çözüm teknikleri kullanılarak yüksek işlem kapasitesine sahip bilgisayarlarda uzun sürede sonuç elde edilmektedir. Analitik çözümlemeler de ise amaç mümkün olduğunca basitleştirilmiş kabuller ile hızlı ve tutarlı sonuç elde etmektir. Oluşturulan teorik modellerden elde edilen sonuçların tutarlılığının ortaya konması gerekmektedir. Bu nedenle araştırmacılar ağırlıklı olarak deneysel çalışmalara odaklanmışlardır. Farklı akışkanlar kullanılarak farklı deneysel parametreler altında yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı geçişi incelenmektedir. Elde edilen deney verilerine bağlı olarak ısı taşınım katsayısı bağıntıları geliştirilmektedir. Ayrıca yapılan gözlemler sonucu hangi şartlar altında hangi akış rejiminin gözlemlendiği kaydedilmektedir. Basitleştirilmiş bağıntılar ile akış haritaları çıkarılmaktadır.

Günümüzde yapılan bilimsel çalışmaların bir kısmı da daha etkin soğutma sistemleri tasarlamak üzerine odaklanmıştır. Örneğin bir soğutma sisteminde kompresörden çıkan soğutucu akışkan buharı genellikle yoğuşturucuda soğutulmaktadır. Eğer yoğuşturucuda soğutucu akışkan buharının ısısı iyi bir şekilde çekilmez ise kompresör çıkış basıncı kompresörün normalden daha fazla enerji tüketmesine sebep olur. Bu problemi çözmenin bir yolu yoğuşturucunun boyutlarını artırmaktır. Fakat

soğutma sistemine daha fazla soğutucu akışkan şarj edileceği için bu uygulama maliyet ve sürdürebilirlik açısından pratik bir uygulama değildir. Ayrıca bu sistemlerde kullanılan soğutucu akışkanlar yüksek ıslanabilirliğe sahip oldukları için yoğuşturucularda genelde sıvı filmi yoğuşması görülmektedir. Bu soğutucu akışkanlar düşük ısıl iletkenliğe sahip oldukları için etkin yoğuşturucu tasarlamak için soğutucu akışkan tarafı ısı taşınım katsayısının artırılması gerekmektedir.

1970'lerin sonuna doğru, soğutma sistemleri ve iklimlendirme cihazlarında yer alan yoğuşturucularda bulunan yatay düz borular, yoğuşmayı artırmak için sarmal iç yüzeyi mikro-kanatlı borular ile değiştirilmiştir. Soğutucu akışkanların boru içerisinde yoğuşması veya buharlaşması esnasında ısı geçişini iyileştirmenin en yaygın kullanılan metodu mikro-kanatlı boru kullanımıdır. Bu tip boruların tercih edilme sebebi diğer borular ile kıyaslandığında daha yüksek ısıl performans göstermeleridir. Ayrıca boru imalatında ihtiyaç duyulan malzemenin az olması da endüstriyel kullanımlarda tercih sebebidir. Bu borularda düz boruyla kıyaslandığında basınç kaybı çok fazla olmamasına rağmen ısı geçişi yaklaşık 2-3 katına çıkmaktadır. 1990'ların ortalarına doğru iç yüzeyi mikro-kanatlı borular, kanat ve oyuk şekilleri üçgen profilden trapezoit profile dönüştürülerek ve kanat yüksekliği 0.15-0.18 mm'den 0.18-0.25 mm'ye kadar yükseltilerek geliştirilmiştir. Bu sayede iyileştirme oranı 2.5-3 katına çıkarılmıştır.

Günümüzde soğutma ve iklimlendirme cihazı imalatçıları daha az hacim kaplayan ve az miktarda soğutucu akışkanın şarj edildiği sistemler tasarlayabilmek için mikro-kanatlı boruların kullanıldığı ısı değiştiricileri kullanmaktadır. Mikro-kanatlı borular genellikle yoğuşmanın ve buharlaşmanın gerçekleştiği ısı pompası, ısıtma, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılmaktadır. Tipik mikro-kanatlı borular bakırdan imal edilmektedir. Bu borular 4-15 mm dış çap, birim uzunluk başına 50-70 sarmal kanat, 6-30° sarmal açısı, 0.1-0.25 mm kanat yüksekliği ve 25-90° arası apeks açısı değerlerine sahiptir. Mikro-kanatlı boruda ısı geçişinin artması üç farklı sebep ile açıklanmıştır. Bunlardan ilki ısı geçiş yüzey alanının artmasıdır. Buna ek olarak sıvı filmi içinde türbülans şiddetinin artması ve yüzey geriliminin etkisinden dolayı boru çeperine yayılan sıvının dalgalı-tabakalı akıştan halkasal akışa geçişi daha erken oluşturmasıdır. Sonuç olarak daha küçük bir hacimde daha etkili bir ısı geçişi elde edilmektedir. Günümüz teknolojisi ile bu tür boruların imalatı kolaylaşmıştır ve maliyeti de düşmüştür.

1.1 Literatür Araştırması

Bu bölümde konu ile ilgili yapılan detaylı literatür araştırmasına yer verilmiştir. Literatür araştırması iki kısımdan oluşmaktadır. İlk kısım literatür de yayınlanmış deneysel çalışmaları içermektedir. Deneysel çalışmalar da test borusunun düz ve mikro-kanatlı olmasına göre sınıflandırılmıştır. Konu ile ilgili çok sayıda ve farklı deney şartlarında yapılmış deneysel çalışma olması nedeniyle yapılan çalışmaları özetlemek için bölüm sonunda bir tablo sunulmuştur. İkinci kısımda ise literatür de yer alan teorik çalışmalar özetlenmiştir.

1.1.1 Deneysel çalışmalar ile ilgili literatür araştırması

İç yüzeyi düz boru içerisinde yoğuşma

Cavallini ve diğ. (2001) yatay konumda düz boruda soğutucu akışkanlar R134a, R125, R32, R410A ve R236ea'nın yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı geçişini ve basınç kaybını deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışma kapsamında deneyler 8 mm iç çapında ve 1 m uzunluğunda düz bakır boru kullanılarak, 30°C ile 50°C arasında doyma sıcaklığı, 100-750 kg/m^{2}s kütlesel akı değerleri ile 0.15-0.85 buhar kalitesi aralığında yapılmıştır. Çalışmada ısı taşınım katsayısına buhar kalitesinin, kütlesel akının, doyma sıcaklığının ve doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki farkın etkisi analiz edilmiştir. Test borusu giriş buhar kalitesi 0.2 ile 0.8 arasında değişmektedir. Kütlesel akı ve test borusundan çekilen ısıya bağlı olarak buhar kalitesi yaklaşık olarak % 15-25 arasında değişmektedir. Çalışma kapsamında sunulan ısı geçişi verileri küçük buhar kalitesi değişimine bağlı ortalama değerlerdir ve sanki-yerel değişim olarak verilmiştir. Elde edilen deney verileri incelendiğinde yoğuşma ısı taşınım katsayısı, artan buhar kalitesine veya kütlesel akı değerine bağlı olarak artmıştır. Sabit doyma sıcaklığı ve kütlesel akı değerlerinde, özellikle yüksek kütlesel akıda deneysel veriler buhar kalitesine bağlı olarak doğrusal değişim göstermektedir. Kütlesel akı değeri 400 kg/m^{2}s veya üzerine çıktığında, ısı taşınım katsayısı değerleri, cidar ve doyma sıcaklığı arasındaki farktan bağımsız hale gelmiştir. Yapılan bütün deneylerde bu sıcaklık farkı 5-15 K arasında alınmıştır. Çalışmanın sonuçlar bölümünde kütlesel akı değeri 100 kg/m^{2}s veya altında olduğunda ısı taşınım katsayısının buhar kalitesine bağlı değişiminin çok önemli olmadığı, bunun nedeni olarak da buhar kayma gerilmesinin ihmal edilecek kadar az olması ve tabakalı akış görülmesi şeklinde açıklanmıştır. Bu durum için cidar ve

doyma sıcaklığının ısı taşınım katsayısının değişiminde çok etkili olduğu tespit edilmiştir. Bu sıcaklık farkı azaldıkça ısı taşınım katsayısı değerleri artmıştır.

Bu çalışmada ısı taşınım katsayısının soğutucu akışkanın doyma sıcaklığına bağlı değişimi de incelenmiştir. Aynı buhar kalitesi ve doyma sıcaklığı göz önüne alındığında düşük doyma sıcaklığında daha yüksek ısı taşınım katsayısı değerleri elde edilmiştir. Isı geçişi ile ilgili son olarak düşük, orta ve yüksek basınç sınıfında yer alan soğutucu akışkanların aynı kütlesel akı değerlerindeki ısıl performansları incelenmiştir. Ortalama değerler göz önüne alındığında düşük ve orta basınç sınıfında yer alan soğutucu akışkanlar, yüksek basınç sınıfında yer alanlara göre daha yüksek ısı taşınım katsayısı değerlerine sahip olduğu tespit edilmiştir. Deneyler esnasında ölçülen basınç kaybı, yoğuşan sıvı filmi için geçerli olduğu için bu değer sürtünmelerden ve ivmelenmelerden kaynaklanan basınç kaybının toplamı olarak belirtilmiş, artan buhar kalitesi ve kütlesel akı değerlerine göre basınç kaybının da arttığı anlaşılmıştır. Ayrıca düşük doyma sıcaklıklarında daha yüksek basınç kaybı değerleri elde edilmiştir. Ortalamalar göz önüne alındığında aynı kütlesel akı ve buhar kalitesi için, düşük basınç sınıfında yer alan soğutucu akışkanlar daha yüksek basınç kaybı değerlerine sahiptir. Bu nedenle aynı sıcaklık ve kütlesel akı değerlerinde yoğuşan, fakat farklı basınç sınıfında yer alan soğutucu akışkanların ısıl performansı kıyaslandığında, farklı basınç kaybı eğilimi mutlaka göz önüne alınmalıdır.

Jung D. ve diğ. (2003) yapmış oldukları çalışmada soğutucu akışkanlar R12, R22, R32, R123, R125, R134a ve R142b'nin yatay konumdaki düz boru içerisinde yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı taşınım katsayısını deneysel olarak ölçmüşlerdir. Yoğuşmanın incelendiği test borusu 9.52 mm dış çapında ve 1 m. uzunluğundadır. Bütün deneyler sabit 40°C soğutucu akışkan doyma sıcaklığında, 100, 200, 300 kg/m^2s kütlesel akı değerlerinde ve 7.3-7.7 kW/m^2 ısı akısı değerlerinde yapılmıştır. Deney verileri incelendiğinde artan buhar kalitesi ve kütlesel akıya bağlı olarak yoğuşma ısı taşınım katsayısının arttığı tespit edilmiştir. Bunun nedeni olarak, artan kütlesel akı ve buhar kalitesine bağlı olarak momentum değişiminin artması ve sıvı film kalınlığının incelmesiyle ısıl iletim direncinin azalması gösterilmiştir. Ayrıca sıvı-buhar ara yüzeyindeki kayma gerilmesi momentum artışına bağlı olarak artmaktadır ve bu da ısı geçişinde artışa sebep olmaktadır. Düşük buhar kalitesinin olduğu bölgede, kütlesel akıda meydana gelen

artışa bağlı olarak ısı taşınım katsayısında meydana gelen artış, yüksek buhar kalitesi bölgesindeki artışa nazaran daha düşük olmaktadır. Bunun sebebi olarak düşük buhar kalitesi bölgesinde dalgalı akışın görülmesi olarak belirtilmiştir. Dalgalı akışın olduğu bölgede, yer çekimi kuvvetleri atalet kuvvetlerinden daha önemli olduğu için, yatay borunun alt kısmında kalın bir sıvı film tabakası oluşmaktadır. Bu film tabakası ise ısıl bariyer görevi görmektedir. Bu çalışmada irdelenen bir diğer sonuç ise, farklı soğutucu akışkanlardan elde edilen ısı taşınım katsayılarının birbiriyle mukayesesidir. Örneğin kütlesel akı değeri 200 kg /m^2s için R134a ve R123 soğutucu akışkanlarının ortalama ısı taşınım katsayısı değerleri, R22 soğutucu akışkanıyla elde edilen değerler ile hemen hemen aynı çıkmıştır. R32 ve R142b soğutucu akışkanlarından elde edilen ortalama ısı taşınım katsayısı değerleri ise R22 soğutucu akışkanı ile elde edilen değerler ile kıyaslandığında sırasıyla %34 ve %8 oranında daha yüksek olmaktadır. Aynı kıyaslama R125 ve R12 için yapıldığında ortalama ısı taşınım katsayısı değerleri, sırasıyla %30 ve %24 oranında daha düşük çıkmıştır. Bu çalışma kapsamında elde edilen deney verileri Traviss ve diğ.(1973), Cavallini ve Zecchin (1974), Shah (1979), Dobson ve Chato (1998) ısı taşınım katsayısı bağıntıları ile hesaplanan değerlerle mukayese edilmiştir. Bu bağıntıların ortalama sapmaları sırasıyla %16.9, %17.9, %15.1, %18.8 olarak hesaplanmıştır. Diğer taraftan deneysel verilerle Akers ve Rosson (1960), Soliman ve diğ.(1968), Tandon ve diğ.(1982) ısı taşınım katsayısı bağıntıları ile hesaplanan değerlerden ortalama %15'in üzerinde sapma göstermiştir. Sonuç olarak incelenen ısı taşınım katsayısı bağıntılarının bütün soğutucu akışkanlara uygulanabilir olmadığına kanaat getirilmiştir.

Thome (2005) yatay konumdaki düz boru içerisinde yoğuşma ile ilgili birleştirilmiş bir akış haritası geliştirilmesi ve saf akışkanlar, azeotrop karışımlar ve zeotrop karışımlar için yerel ısı taşınım katsayısını tespit edecek model geliştirmiştir. Akış rejimini göz önüne alan bu tür modeller, istatiksel olarak elde edilen deneye dayalı bağıntılar veya tek tip akış rejimini esas alan yaklaşımlara kıyasla çok daha tutarlı sonuçlar vermektedir. Bu nedenle öncelikli olarak yeni bir iki fazlı akış haritası geliştirilmiştir. Daha sonra bu akış haritasına ve deney verilerine bağlı olarak akış rejimini dikkate almasının yanı sıra, ara yüzey düzleminin düzgün olup olmamasının etkisini de göz önüne alan bir model geliştirilmiştir. Literatür ayrıntılı bir şekilde incelendiğinde son 50 yıl içerisinde yatay boruda yerçekimi etkisinde veya kayma

gerilmesinin etkisinde yoğuşma ile ilgili olarak çok sayıda çalışma yapılmıştır. Akış rejiminin etkisi bilinmekle birlikte, akış rejimini gözlemlerle elde etmek yerine akışın tabakalı olup veya olmamasına göre basitleştirilmiş kıstaslar kullanılmıştır.

Örneğin Akers ve diğ. (1959) eşdeğer Reynolds sayısını tanımlayarak boru içi yoğuşma ısı taşınım katsayısını denklem 1.4'ü kullanarak tahmin etmek istemişlerdir.

$$\mathrm{Re}_{eş} = \frac{G_{eş}\, d}{\mu_s} \tag{1.4}$$

Eşdeğer Reynolds sayısı da eşdeğer kütlesel akı değerine göre tanımlanmıştır. Eşdeğer kütlesel akı denklem 1.5'te verilmiştir.

$$G_{eş} = G\left[\left(1-x\right) + x\left(\frac{\rho_s}{\rho_b}\right)^{0.5}\right] \tag{1.5}$$

Eşdeğer Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısı ve ısı taşınım katsayısı denklem 1.6 da, bu denklemde yer alan parametreler ise denklem 1.6 a ve 1.6 b de verilmiştir.

$$\frac{h\, d}{k_s} = C\,\mathrm{Re}_{eş}^{n}\,\mathrm{Pr}_s^{1/3} \tag{1.6}$$

$$C = \begin{cases} 0.0265 & , \quad \mathrm{Re}_{eş} > 50000 \\ 5.03 & , \quad \mathrm{Re}_{eş} < 50000 \end{cases} \tag{1.6 a}$$

$$n = \begin{cases} 0.8 & , \quad \mathrm{Re}_{eş} > 50000 \\ 1/3 & , \quad \mathrm{Re}_{eş} < 50000 \end{cases} \tag{1.6 b}$$

Çalışmada eşdeğer Reynolds sayısı 50.000 için, iki farklı ısı taşınım katsayısı hesaplanmaktadır ve bunların oranı 1.22'dir. Bu artış veya azalış akış rejiminin değişimine göre ifade edilmektedir. Buhar kalitesinde meydana gelen azalma veya artış, ısı taşınım katsayısında bu oranda bir değişime sebebiyet vermeyecektir. Bu nedenle elde edilen sonuç deneysel olarak gözlemlenemeyecektir. Bu yaklaşım, deneysel verileri tam olarak yansıtmamaktadır. Sonuç olarak yerel şartlara bağlı olarak, yerel iki fazlı akış rejimi tespit edilmeli ve ısı taşınım katsayısı buna bağlı olarak hesaplanmalıdır. Bunun için de güvenilir bir akış haritasına ihtiyaç vardır. Ara yüzey düzleminin düzgün olup olmamasının yoğuşma ısı taşınım katsayısını önemli

ölçüde etkilediği tespit edilmiştir. Ara yüzeyde yüksek hızda akan buharın oluşturmuş olduğu kayma gerilmesi sıvı filmine aktarılmaktadır. Bu da ara yüzeyde oluşan dalgalanmaların sayısını ve büyüklüğünü arttırmaktadır. Bu artış ara yüzey etkileşim alanını arttırarak ısı geçişinde artışa sebep olmaktadır. Bunun yanı sıra oluşan dalgalar sinüzoidal değildir ve ortalama film kalınlığını da azaltmaktadır. Bu da ısı geçişini arttıran bir diğer etkendir.

Park K. ve diğ. (2008) yapmış oldukları çalışma kapsamında R22, propilen, propan, DME ve isobütan akışkanlarının yatay konumdaki düz boru içerisinde gerçekleşen yoğuşma ısı taşınım katsayısı ve basınç kaybını deneysel olarak ölçmüşlerdir. Deneyler 8.8 mm iç çapındaki bakır boruda yapılmıştır. Test borusu 530 mm uzunluğundadır. Deneyler 40°C doyma sıcaklığında 100, 200, 300 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde ve 7.3-7.7 kW/m^2 ısı akısı değerlerinde yapılmıştır. Bütün akışkanlar için yapılan deneyler incelendiğinde artan kütlesel akı değerlerine bağlı olarak yoğuşma ısı taşınım katsayısının değeri artmıştır. Ayrıca R22 ile kıyaslandığında, diğer akışkanlardan elde edilen yoğuşma ısı taşınım katsayısı değerleri, her debi değerinde büyük çıkmıştır. Bu fark artan debiye bağlı olarak artmıştır. Isı taşınım katsayısındaki bu farkın sebebi, akışkanların termofiziksel özellikleri ile izah edilmiştir. Deney verileri bazı bilinen ısı taşınım katsayısı bağıntılarından elde edilen değerlerle de karşılaştırılmıştır. Akers ve diğ. (1959), Cavallini ve Zecchin (1974), Dobson ve Chato (1998), Jung ve diğ. (2003), Shah (1979), Soliman ve diğ. (1968), Traviss ve diğ. (1973) bağıntıları incelendiğinde, bütün bağıntılar ısı taşınım katsayısını %30 ortalama sapma ile hesaplamıştır. Özellikle Jung ve diğ. (2003) bağıntısı ortalama % 11.5 sapma ile en iyi sonucu vermiştir. Bütün akışkanlar için artan buhar kalitesine ve kütlesel akı değerlerine bağlı olarak basınç kaybı değeri ise artmıştır.

Shao ve Granryd (1998) yapmış oldukları çalışma kapsamında R32, R134a soğutucu akışkanları ile bunların karışımlarının yatay konumdaki iç yüzeyi düz boru içerisinde yoğuşmasını incelemişlerdir. Deneyler 10 m uzunluğunda ve 6 mm iç çapındaki test borusunda 131-369 kg/m^{2}s kütlesel akı ve ortalama 23ºC -40ºC doyma sıcaklıklarında yapılmıştır. Elde edilen deney verileri incelendiğinde test borusu boyunca azalan buhar kalitesine bağlı olarak yerel ısı taşınım katsayısı düşmektedir. En yüksek ısı taşınım katsayısı değerleri R32 soğutucu akışkanından elde edilmiştir. Bunun nedeni olarak bu akışkanın diğerleri ile kıyaslandığında daha yüksek ısıl

iletkenlik ve daha düşük sıvı viskozitesine sahip olması gösterilmiştir. Bu termofiziksel özelliklerden dolayı R32 soğutucu akışkanı aynı debide daha yüksek sıvı film Reynolds sayısına sahiptir. Yüksek kütlesel akı değerlerinde daha yüksek ısı taşınım katsayısı değerleri elde edilmiştir. Bunun nedeni olarak yüksek kütlesel akıda halkasal akışın, düşük kütlesel akıda ise katmanlı akışın gözlemlenmesi olarak belirtilmiştir. Ortalama ısı taşınım katsayısı da yerel değerlere benzer çıkmıştır. Basınç kayıpları incelendiğinde aynı kütlesel akıda en yüksek basınç kaybı R134a soğutucu akışkanından elde edilmiştir. Bunun nedeni olarak bu akışkanın en düşük buhar yoğunluğuna sahip olması gösterilmiştir. Çok sayıda yoğuşma ısı taşınım katsayısı bağıntısı incelenmiştir. En olumlu sonuçlar yeniden düzenlenen Tandon ve diğ. (1982) bağıntısından elde edilmiştir.

Ağra ve Teke (2008) yapmış oldukları deneysel çalışma kapsamında, R600a hidrokarbon soğutucu akışkanın yatay konumdaki iç yüzeyi düz ve 4 mm iç çapındaki boru içerisinde yoğuşmasını incelemişlerdir. Deneyler 47-116 kg/m^2 kütlesel akı ile 30º-40º doyma sıcaklıklarında yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde yoğuşma ısı taşınım katsayısının akış rejimine son derece bağlı olduğu tespit edilmiştir. Literatürde çokça kullanıldığı için Cavallini ve Zecchin (1974), Shah (1979) ile Traviss ve diğ. (1973) ısı taşınım katsayısı bağıntıları deney verileri ile karşılaştırılmıştır. Bütün bağıntılar yaklaşık ±%20 sapma göstermiştir. Deneysel ısı taşınım katsayısı artan buhar kalitesine veya kütlesel akıya bağlı olarak artmıştır. Artan cidar ve doyma sıcaklık farkına bağlı olarak boru içerisinde yoğuşan madde miktarı artmaktadır. Bu da sıvı film kalınlığını arttırarak yoğuşma ısı taşınım katsayısını düşürmektedir.

Park ve Hrnjak (2008) yatay konumdaki iç yüzeyi düz boru içerisinde amonyağın yoğuşmasını incelemişlerdir. Komondiwinya ve diğ. (2005) tarafından elde edilen deney verilerini kullanmışlardır. Deneyler 8.1 mm iç çapındaki alüminyum boruda 35ºC doyma sıcaklığında ve 20-270 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde kütlesel akı değeri 80 kg/m^{2}s'nin altında ısı taşınım katsayısının kütlesel akıdan ve buhar kalitesinden neredeyse bağımsız olduğu gözlemlenmiştir. Kütlesel akı değeri 120 kg/m^{2}s ve üzerinde ısı taşınım katsayısının kütlesel akı ve buhar kalitesine güçlü bir şekilde bağlı olduğu tespit edilmiştir. Bu durum ısı geçiş mekanizması ile akış rejimi arasındaki ilişki ile izah edilmiştir. Genel olarak iki farklı ısı geçiş mekanizması vardır. Eksenel doğrultuda akan sıvı filminin

buhar kayma gerilmesi ve türbülans ile etkileşimi sonucu oluşan zorlanmış taşınım ile yerçekimi etkisi ile borunun üst kısmından alt kısmına doğru akan sıvı filminde oluşan doğal taşınım, bu iki ısı geçiş mekanizmasıdır. Elde edilen deney verileri yaygın olarak kullanılan yoğuşma ısı taşınım katsayısı bağıntıları ile karşılaştırılmıştır. Bağıntılar yaklaşık %300 gibi yüksek bir sapma göstermiştir. Bu sapmanın en önemli nedeni, amonyağın mevcut bağıntıları geliştirmek için kullanılan soğutucu akışkanlara oranla çok farklı termofiziksel özelliklere sahip olmasıdır.

Goodykoontz ve Dorsch (1966) yapmış oldukları çalışmada düşey konumdaki iç yüzeyi düz boru içerisinde su buharının yoğuşması esnasında gerçekleşen yerel ısı geçişini incelemişlerdir. 15.875 mm iç çapında ve 2.4 m uzunluğunda test borusu kullanılmıştır. Deneyler esnasında test borusu içerisinde akan buhar yoğuşarak tamamen sıvıya dönüştürülmüştür. Eksenel doğrultuda ölçülen buhar sıcaklık verileri, doyma şartlarındaki buharın test borusuna girdiğinde yerel doyma sıcaklık profiline yakın bir değişim gösterdiğini ortaya koymuştur. Fakat kızgın buhar (17F) test borusuna gönderildiğinde yoğuşma gerçekleşmesine rağmen, buharın boru merkezinde kızgın buhar olarak aktığı tespit edilmiştir. Deneyler 20 – 75 kg/m^2s kütlesel akı ve 1.1 – 3.8 Bar (16.2 – 55.8 psia) doyma basıncında yapılmıştır. Deney verileri incelendiğinde, yoğuşmada yerel ısı taşınım katsayısının, test borusu boyunca artan yoğuşan madde miktarına bağlı olarak, azaldığı tespit edilmiştir. Yerel buhar kalitesinin artmasına bağlı olarak, yerel yoğuşma ısı taşınım katsayısı da artmıştır.

Goodykoontz ve Brown (1967) Freon-113 soğutucu akışkanının düşey boru içerisinde yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı geçişi ve statik basınç dağılımını incelemişlerdir. 7.44 mm iç çapında ve 2.5 m uzunluğunda test borusu kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde test boru boyunca statik basınç ve yerel ısı taşınım katsayısı düşmüştür. Ayrıca buhar hızının artması ile yoğuşma ısı taşınım katsayısında bir artış gözlemlenmiştir.

Kim ve No (2000) yüksek basınçlı su buharının büyük çaplı boru içerisinde yoğuşmasını incelemişlerdir. Deneyler 46 mm iç çapındaki düşey boruda maksimum 7.5 bar basınçta yapılmıştır. Toplam 984 deney verisi elde edilmiştir. Bu veriler laminar ve türbülanslı sıvı filmi ısı geçişini içermektedir. Cidardan çekilen ısı akısı ve yoğuşma ısı taşınım katsayısı sistem basıncına göre değerlendirilmiştir. Artan basınca bağlı olarak ısı akısı artarken, yoğuşma ısı taşınım katsayısı çok belirgin bir değişiklik göstermemiştir. Shah (1979) yoğuşma ısı taşınım katsayısı bağıntısı ile

deney verileri karşılaştırılmıştır. Bu bağıntı deney verilerini tahmin etmede başarısız olmuştur.

Ohira K. (2001) yapmış olduğu deneysel çalışma kapsamında hidrojen ve azot gazlarının 15 mm iç çapında ve 30 mm uzunluğundaki düşey boru içerisinde yoğuşmasını incelemiştir. Deneyler azot gazı için 3-18 sıvı Reynolds sayısı, 77 K doyma sıcaklığında ve 0.06~1.05 K cidar ve doyma sıcaklık farkında yapılmıştır. Hidrojen için ise 8-73 sıvı Reynolds sayısı, 20 K doyma sıcaklığı, 0.09~1.64 K cidar ve doyma sıcaklık farkında yapılmıştır. Elde edilen deneysel ısı taşınım katsayısı verileri klasik Nusselt (1916) teorisi ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar ±%20 sapma göstermiştir.

Oh ve diğ. (2005) düşey boru içerisinde buharın tamamen yoğuşmasını sağlayacak bir deney düzeneği hazırlamışlardır. Yoğuşmanın gerçekleştiği boru bir su havuzuna yerleştirilmiştir. Bu borudan ısı dış kısımda gerçekleşen kaynama ile çekilmektedir. Artan sistem basıncına bağlı olarak yoğuşma ısı geçişi oranı artarken yoğuşma ısı taşınım katsayısı düşmektedir. Deneylerde kullanılan test borusu 26.6 mm iç çapında ve 2.4 m uzunluğunda 304 paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Deneyler esnasında test borusu girişinde ölçülen buhar sıcaklığı sistem basıncındaki doyma sıcaklığından yüksek olmaktadır. Yoğuşma ile geçen ısı ile karşılaştırıldığında bu sıcaklık farkından dolayı oluşan duyulur ısı çok küçük olduğu için verilerin incelenmesinde bu duyulur ısı ihmal edilmiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde test borusu girişinde yüksek buhar debisi olması durumunda, sistem basıncı artarak tam yoğuşmayı sağlamaktadır. Artan sistem basıncına bağlı olarak hesaplanan cidar iç sıcaklığı artmaktadır. Doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki fark test borusundan çekilen ısı miktarındaki artışa oranla daha hızlı artmaktadır. Bu nedenle artan sistem basıncına bağlı olarak yoğuşma ısı taşınım katsayısı düşmektedir. Bir başka deyişle sıcaklık farkı artığı için ısı taşınım katsayısı düşmektedir. Elde edilen sonuçlar Nusselt (1916) düşey düz plaka yoğuşma modeli ile uyumlu çıkmıştır. Deney verileri Nusselt (1916) model sonuçlarından %15 oranında yüksek çıkmıştır.

Peterson ve diğ. (1997) ara yüzey dalgalanma ve kayma gerilmesinin etkili olduğu düşey sıvı filmi yoğuşması ile ilgili laminar ve türbülanslı deneysel ısı taşınım katsayısı değerlerinin analizini yapmışlardır. İletimle ısı geçişinin baskın olduğu ve ara yüzey kayma gerilmesinin olmadığı film akışında, ısı geçişindeki artış temel olarak sıvı film yüzeyindeki dalgalanmalar ile gerçekleşmektedir. Dukler (1971)

keskin uçlu dalgaların $Re_s<200$ için, yuvarlak uçlu dalgaların ise $200<Re_s<576$ aralığında gerçekleştiğini belirtmektedir. McAdams (1954) sıvı filminin laminar akıştan türbülanslı akışa belli bir Reynolds sayısında geçtiğini belirtmiştir. Rohsenow ve diğ. (1956) ise bu geçişi sadece cidar kayma gerilmesi ile ilişkilendirmiştir. Artan ara yüzey kayma gerilmesine bağlı olarak film kalınlığı ve dalga yüksekliği azalmaktadır. Bu nedenle laminar akış ile laminar-dalgalı akış ve türbülanslı akışa geçiş için sıvı film kalınlığı önemli bir uzunluk ölçeği olmaktadır. Laminar sıvı filmi için yapılan analiz sadece ara yüzeyin düz olması durumunda geçerlidir. Küçük keskin dalgalanmalar halinde ısı geçişi Kapitza (1965), Moalen Maron ve diğ. (1984)'e göre %10-20 oranında artmaktadır. Brauner (1987), Chun ve Seban (1971)'e göre bu iyileşme %30-60 oranında olmaktadır. Son olarak laminar film akışından türbülanslı film akışına geçiş için geçerli olan kritik Reynolds sayısı belirlenmiştir. Mevcut çalışma $1.35<Pr_s<1.75$ aralığındadır. Buna ek olarak Wilke (1962) $5.4<Pr_s<213$, Chun ve Seban (1971) $1.77<Pr_s<5.7$, Blangetti ve diğ. (1982) $1.73<Pr_s<19.3$ tarafından yapılan çalışmalarda göz önüne alınmıştır. Elde edilen bağıntı denklem 1.7'de verilmiştir.

$$Re_{s,geçiş} = 4080\left[\left(1+0.31\tau_i^{*1.07}\right)\left(1.18Pr_s^{0.87}-0.23\right)\right]^{-1} \qquad \textbf{(1.7)}$$

Düşük Reynolds sayılarında, ara yüzey dalgalanmalarında yüzey gerilimi etkili olmaktadır. Bu nedenle üçüncü parametre olarak Kapitza ve Weber sayıları önem kazanmaktadır. Bunun dışında yüksek Reynolds sayılarında ($Re_{s,geçiş}>400$) ara yüzey kayma gerilmesi ve Prandtl sayısı kritik Reynolds sayısı doğru tahmin etmek için yeterli olmaktadır.

Dalkılıç ve diğ. (2008) düşey konumdaki iç içe geçmiş borulu ısı değiştiricisinde saf R134a soğutucu akışkanının yoğuşması esnasında gerçekleşen iki fazlı akış basınç kaybını incelemişlerdir. Çift borulu ısı değiştiricisi 0.5 m uzunluğunda olup iç kısımdaki borudan R134a, dış kısımdaki borudan ise soğutma suyu geçirilmiştir. İç boru düz bakır borudan imal edilmiştir. Bu borunun iç çapı 8.1 mm, dış çapı ise 9.52 mm'dir. Deneyler 40-50°C doyma sıcaklığında, 260-515 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde ve 11.3-55.3 kW/m^2 ısı akısı değerlerinde yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde ilk olarak ortalama ısı akısı ile doyma ve cidar sıcaklık farkı (yoğuşma sıcaklık farkı) arasındaki ilişki değişik kütlesel akı değerleri için incelenmiştir. Artan yoğuşma sıcaklık farkına ve artan kütlesel akıya bağlı olarak

ortalama ısı akısı artmıştır. Bunun sebebi olarak yoğuşma oranının artması gösterilmiştir. İkinci olarak değişik kütlesel akı ve yoğuşma sıcaklık farkına bağlı olarak toplam basınç kaybındaki değişim incelenmiştir. Artan kütlesel akıya bağlı olarak ara yüzey kayma gerilmesinin artması, toplam basınç kaybını arttırmıştır. Buna ek olarak toplam basınç kaybının buhar kalitesine göre değişimi de incelenmiştir. Yüksek buhar kalitesinde, buhar akışının yüksek hızda olması ara yüzeyde daha yüksek kayma gerilmesine sebep olmaktadır. Bu nedenle artan buhar kalitesine bağlı olarak toplam basınç kaybı artmaktadır. Üçüncü olarak yoğuşma sıcaklık farkının toplam basınç kaybına etkisi düşük (260 kg/m^{2}s) ve yüksek (515 kg/m^{2}s) kütlesel akı değerlerinde incelenmiştir. Aynı yoğuşma sıcaklık farkında; düşük kütlesel akıda, yüksek kütlesel akıya oranla daha düşük basınç kaybı elde edilmiştir. Dördüncü olarak test borusu boyunca ortalama buhar kalitesine bağlı sürtünme kaynaklı basınç kaybının 40°C ve 50°C yoğuşma sıcaklıklarında değişimi incelenmiştir. Açıkça görülmüştür ki artan kütlesel akıya bağlı olarak sürtünme kaynaklı basınç kaybı artmaktadır. Artan yoğuşma sıcaklığı R134a buharının özgül hacmini düşürmektedir. Bu da buhar hızını düşürmektedir. Aynı zamanda R134a'nın viskozitesi de düşerek akış direnci azalmaktadır. Bu nedenlerden ötürü, artan yoğuşma sıcaklığı basınç kaybını düşürmektedir. Beklendiği üzere 50°C yoğuşma sıcaklığında elde edilen sürtünme basınç kaybı 40°C'de elde edilenden daha düşük çıkmıştır.

Son olarak eşdeğer Reynolds sayısına bağlı olarak iki fazlı akış sürtünme faktörünün değişimi incelenmiştir. Eşdeğer Reynolds sayısının düşmesine bağlı olarak iki fazlı akış sürtünme faktörü artmıştır. Bütün şartlar göz önüne alındığında oluşturulan iki fazlı akış sürtünme faktörü deney verilerinin büyük bir çoğunluğu ±%20 sapma ile hesaplanmaktadır.

Dalkılıç ve diğ. (2009) 500 mm uzunluğunda 7-8.1 mm iç çapında düşey konumdaki düz boru içerisinde R134a soğutucu akışkanının laminar film yoğuşmasının deneysel analizini yapmışlardır. Deneyler 29 ve 263 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde ve 0.77-0.1 Mpa doyma basıncında yapılmıştır. Carey (1992) tarafından oluşturulan yoğuşma modeli analiz edilmiştir. Elde edilen deney verileri incelendiğinde yoğuşma ısı taşınım katsayısının boru boyunca düştüğü tespit edilmiştir. Yoğuşma oranının artmasına bağlı olarak sıvı film kalınlığının artması bu düşüşün sebebi olarak izah edilmiştir. Buna ek olarak doyma basıncı veya doyma sıcaklığının yoğuşma ısı

taşınım katsayısı, sıvı film kalınlığı ve yoğuşma oranına etkisi incelenmiştir. Düşük yoğuşma basıncında yüksek sıcaklık farkının oluşması ve termofiziksel özelliklerin değişimine bağlı olarak yüksek yoğuşma basıncına göre daha yüksek ısı taşınım katsayısı değerleri elde edilmiştir. Carey (1992) ve Nusselt (1916) yoğuşma modelleri kullanılarak düşük kütlesel akı değerlerinde laminar sıvı filmi yoğuşması için geçerli olan ısı taşınım katsayısı hesaplanmıştır. Ara yüzey kayma gerilmesini de göz önüne alan Carey (1992) yoğuşma modeli, düz boru için yapılan deneyler ile en uyumlu sonucu veren model olmuştur. Nusselt (1916) yoğuşma modeli ısı taşınım katsayısını %30 hata ile hesaplamaktadır. Bunlara ek olarak Dobson ve Chato (1998), Fujii (1998), Cavallini ve Zecchin (1974) ısı taşınım katsayısı bağıntıları da incelenmiştir. Kütlesel akı değeri 263 kg/m^{2}s için Carey (1992) modeli ortalama %62, Nusselt (1916) modeli ise ortalama %75 sapma göstermiştir. Bu kütlesel akı değerlerinde incelenen ısı taşınım katsayısı bağıntıları ± %25 sapma göstermiştir.

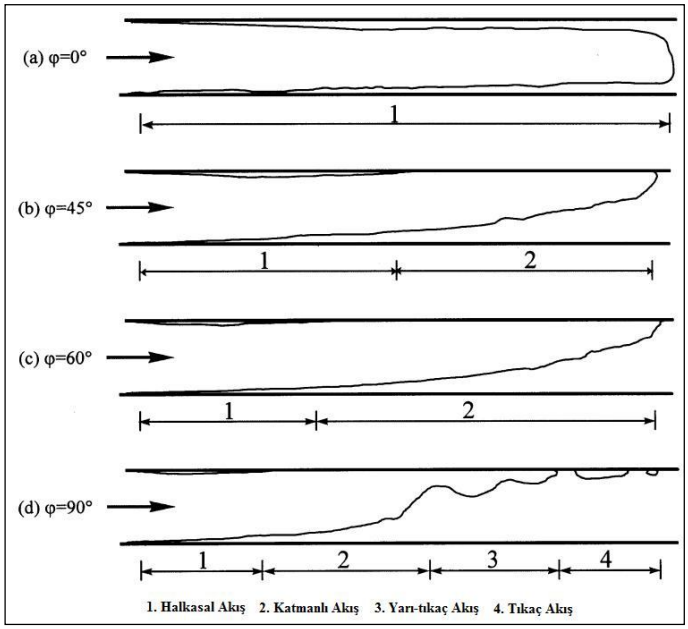
Wang B. ve Du X. (2000) farklı eğim açılarında ve 5 mm'den küçük çapa sahip düz borularda gerçekleşen yoğuşmaya etki eden kuvvetlerin etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler su buharı kullanılarak 10-100 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde yapılmıştır. Çapları 1.94, 2.8, 3.95 ve 4.98 mm olan bakır borular test borusu olarak kullanılmıştır. Test borusu uzunluğu 1.2 m'dir. Deneyler 5 farklı eğim açısında yapılmıştır. Bu açılar 0° (yatay), 7°, 17°, 34° ve 45°'dir. Yapılan deneylerde boru çapını küçültmek ara yüzeyi şekillendiren yüzey geriliminin etkisini arttırırken, buhar hızını arttırarak ara yüzey kayma gerilmesini arttırmıştır. Eğim açısını değiştirmek katmanlaşan sıvı üzerinde etki eden yerçekimi kuvvetinin etkisinin bileşkesini değiştirirken akış rejimini değiştirecek bir etkisi olmamıştır. 1.94 mm çapındaki boruda deneylerde eğim açısını değiştirmek yerel ısı taşınım katsayısını çok fazla etkilememiştir. Burada yer çekimi çok fazla etkili olmamaktadır. Fakat boru çapı arttırıldığında yerçekiminin etkisinin artığı gözlemlenmiştir. Bütün deneyler göz önüne alındığında en yüksek Nusselt sayısı yatay (0°) konumda elde edilmiştir.

Wang W. C. ve diğ. (1998) yapmış oldukları çalışmada değişik eğim açılarında, boru içerisinde R11 soğutucu akışkanının yoğuşmasını incelemişlerdir. Yapmış oldukları deneylerde iki fazlı akış rejimlerini gözlemlemişlerdir ve farklı akış rejimleri arasında geçiş yerlerini tespit etmişlerdir. Boru boyunca buhar kalitesinin dağılımı ve ölçülen geçiş yerleri kullanılarak bir iki fazlı akış haritası oluşturulmuştur. Gözlemler

0° (düşey), 45°, 60° ve 90° (yatay) eğim açılarında yapılmıştır. Deneyler 14-125 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde yapılmıştır. Deneyler esnasında yapılan gözlemlere bağlı olarak düşey konumdaki test borusunda buharın aşağı yönde akması halinde, yer çekimi kuvveti ve buhar kayma gerilmesi, yoğuşan sıvının merkezinde buhar olacak şekilde aşağıya akmasını sağlamaktadır. Bu durumda halkasal akış gözlemlenmektedir. 45° eğim açısında boru cidarına dik olan yerçekimi kuvveti bileşeni nedeni ile yoğuşan sıvı filmi katmanlaşmaktadır. Sonuç olarak boru içerisinde halkasal ve tabakalı akış gözlemlenmektedir. 60° eğim açısında da benzer sonuçlar görülmüştür. Soğutucu akışkanın yatay boruda yoğuşması esnasında halkasal, tabakalı, yarı tıkaç ve tıkaç akış rejimleri görülmüştür. Sıvı-buhar ara yüzey kayma gerilmesi tabakalı akış bölgesinde yoğuşan sıvı filmini kalınlaştırmaktadır. Bu da dalgalı ara yüzeye sebep olmaktadır. Ardından yarı tıkaç ve tıkaç akış görülmüştür. Test borusu boyunca buhar kalitesinin azalması yoğuşan sıvı film debisini arttırmaktadır. Buna bağlı olarak tıkaç akışın görüldüğü bölgede boru iç yüzeyinin üst kısmında yer alan kabarcıklar yoğuşmanın etkisi ile aniden patlamaktadır. Test borusu çıkışında tek faz gözlemlenmiştir. 180° eğim açısında buhar yukarı doğru akarken sırasıyla halkasal, çalkantılı ve tıkaç akış rejimleri gözlemlenmiştir. Buhar akışına ters yönde etkiyen yer çekimi kuvveti yoğun bir sıvı-buhar etkileşimine sebep olduğu için tabakalı ve yarı tıkaç akış net bir şekilde gözlemlenememektedir. Bu kısımdaki akış çalkantılı türü akış olarak belirtilmiştir. Test borusu çıkışına yakın bölgelerde yoğuşmadan dolayı tıkaç akış görülmüştür.

Yapılan bütün deneylerde test borusu girişinde halkasal akış görülmüştür. Giriş buhar hızı ve yüzeyin aşırı soğumuş olması giriş sıvı-buhar geometrisini şekillendiren baskın etkenler olabilir. Yapılan deneyler içerisinde Kabarcıklı akış görülmemiştir. Sıvı filminin süreklilik göstermesinden ötürü buhar debisi düşük olmaktadır. Bu nedenle sıvı-buhar ara yüzey kayma gerilmesi, tıkaç olacak şekilde büyük olan kabarcıkları küçük parçalara ayırdığından kabarcıklı akış oluşturacak seviyede değildir. Şekil 1.2'de bu araştırmacıların yapmış oldukları deneyler sonucu gözlemlenen akış rejimleri verilmiştir. Bu çalışma da ayrıca borunun hangi noktalarında akış rejimlerinde değişimin meydana geldiği tespit edilmiştir. Özellikle boru boyunca baskın akış rejiminin tespit edilmesi açısından bu husus önem arz etmektedir. Düşey konumda tamamen halkasal akış görülmesine karşın eğim açısının değişmesi ile boru boyunca görülen baskın akış rejimi de değişmektedir. Özellikle

düşük kütlesel akı değerlerinde tabakalı akışın borunun büyük bir kısmında görüldüğü anlaşılmıştır. Kütlesel akı değerlerini artması halkasal akışın görüldüğü kısımları uzatmaktadır.



Şekil 1.2: Deneysel olarak elde edilen akış rejimleri.

İç yüzeyi mikro-kanatlı boru içerisinde yoğuşma

Kedzierski ve Goncalves (1999) yapmış oldukları çalışma kapsamında R134a, R410A, R125 ve R32 soğutucu akışkanlarının mikro-kanatlı boru içerisinde yoğuşmasını deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler esnasında kullanılan mikro-kanatlı boruya ait bilgiler Çizelge 1.2'de ayrıntılı olarak verilmiştir. Elde edilen deneysel Nusselt sayıları kullanılarak bir ısı taşınım katsayısı bağıntısı geliştirmişlerdir. Isı geçişi verileri incelenirken yoğuşma ısı geçişi iyileştirme oranı tanımlanmıştır. Bu oran denklem 1.8'de verilmiştir.

$$E_h = \frac{h_{2\phi} A_i}{h_p \pi D_e L} \tag{1.8}$$

Burada $h_{2Ø}$ mikro-kanatlı boru için yerel ısı taşınım katsayısı, h_p düz boru için aynı şartlarda geçerli olan ısı taşınım katsayısı, A_i gerçek iç yüzey alanı, D_e ise akış kesit alanına bağlı olarak tanımlanmış eşdeğer çaptır. Burada düz boru için geçerli olan ısı taşınım katsayısı Akers ve Rosson (1960) bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır. Mikro-kanatlı borular için yapılan deneylerde yoğuşma ısı geçişi iyileştirme oranı 0.6 ile 3.6 arasında değişmiştir. Deneylerin yarıdan fazlasında bu oran 1.6'nın üzerinde

çıkmıştır. Bu değerin altındaki değerlerde mikro-kanatlı boru ısı taşınım katsayısı, düz borudan elde edilene göre daha düşüktür. Bu değerin üstündeki deneylerde ısı geçişindeki iyileştirme mikro-kanatlı boruda yüzey alanının artması ile izah edilmiştir. 1704 deney verisi kullanılarak bir bağıntı geliştirilmiştir. Bu bağıntı ile incelenen deney verilerinin % 95'i yoğuşma Nusselt sayısını ±%21 hata ile hesaplamaktadır.

Miyara A. ve diğ. (2000) iç yüzeyi herringbone tip mikro-kanatlı, sarmal mikro-kanatlı ve düz borular içerisinde soğutucu akışkanlar R410A ve R22'nin yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı geçişi ve basınç kaybını incelemişlerdir. Deneyler iç çapı 6.40 mm ve uzunluğu 4 m olan test borularında 40°C doyma sıcaklığında, 100, 200, 300, 400 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde yapılmıştır. Deneyler esnasında kullanılan mikro-kanatlı boruya ait bilgiler Çizelge 1.2'de ayrıntılı olarak verilmiştir. İç yüzeyi Herringbone tip mikro-kanatlı boruda yüksek kütlesel akı değerlerinde elde edilen ısı taşınım katsayısı iç yüzeyi sarmal mikro-kanatlı borudan elde edilen verilere oranla daha yüksek çıkmıştır. Düşük kütlesel akı değerlerinde ise bu değer çok az küçük çıkmaktadır. İç yüzeyi Herringbone tip mikro-kanatlı boruda elde edilen basınç kaybı ise sarmal mikro kanatlı boruda elde edilen değerlere oranla daha yüksektir. Sarmal mikro-kanatlı boruda elde edilen ısı taşınım katsayısı ve basınç kaybı mevcut bağıntılar ile çok iyi tahmin edilirken herringbone tip mikro-kanatlı boruda bu bağıntılar daha düşük sonuçlar vermektedir. Deney verileri incelendiğinde, R410A soğutucu akışkanından elde edilen basınç kayıpları, R22 soğutucu akışkanına kıyasla daha düşük çıkmıştır. Bunun sebebi R410A'nın yüksek basınç ve düşük buhar hızına sahip olması ile açıklanmıştır. Bu çalışmada son olarak deney verileri ile ısı taşınım katsayısı bağıntıları incelenmiştir. Düz boru göz önüne alındığında Haraguchi ve diğ. (1994) ile Shah (1979) bağıntıları olumlu sonuçlar vermiştir. Bütün deneyler göz önüne alındığında Haraguchi ve diğ. (1994) bağıntısı ısı taşınım katsayısını %20 hata ile tahmin etmiştir. Sarmal mikro-kanatlı borular göz önüne alındığında Koyama ve Yu (1996) ile Hirosawa ve diğ. (1983) bağıntıları olumlu sonuçlar vermiştir. Bu noktada Koyama ve Yu (1996) bağıntısının tercih edilmesi tavsiye edilmiştir. R410A için bütün deney verileri dikkate alındığında bu bağıntı ısı taşınım katsayısını %30 hata ile tahmin etmektedir.

Miyara A. ve diğ. (2002) yapmış oldukları çalışmada R410A soğutucu akışkanının düz, sarmal mikro-kanatlı ve değişik kanat yüksekliği ve sarmal açıya sahip üç çeşit

herringbone tip mikro-kanatlı borularda yoğuşmasını deneysel olarak incelemişlerdir. Yüksek kütlesel akı değerlerinde bütün herringbone mikro kanatlı borularda sarmal mikro kanatlı borulara oranla daha yüksek ısı taşınım katsayısı değerleri elde edilmiştir. Düşük kütlesel akı değerlerinde ise bu oran birbirine yakın çıkmıştır. Düz, sarmal mikro kanatlı ve herringbone mikro kanatlı borularda 100, 300 ve 400 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde elde edilen ısı taşınım katsayıları mukayese edilmiştir. Bütün şartlarda tipik boru içi yoğuşmada olduğu gibi ısı taşınım katsayısı boru boyunca azalmıştır. Sarmal mikro kanatlı boruda elde edilen ısı taşınım katsayısı düz boruyla karşılaştırıldığında 2-3 kat daha yüksek çıkmıştır. Burada kütlesel akının etkisi çok azdır. Herringbone tip mikro kanatlı boruda ısı taşınım katsayısı kütlesel akıya yüksek oranda bağlıdır. 300 ve 400 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde herringbone mikro kanatlı boruda elde edilen ısı taşınım katsayısı sarmal mikro kanatlı boruya kıyasla daha yüksek çıkmıştır. 100 kg/m^{2}s kütlesel akıda ise bu değer çok az küçük çıkmaktadır. Basınç kayıpları incelendiğinde, 100 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde bütün boru tiplerinde birbirine yakın kayıplar görülmüştür. Yüksek kütlesel akı değerlerinde ise basınç kayıpları arasındaki fark açılmaktadır. Herringbone mikro kanatlı borularda elde edilen basınç kayıpları sarmal mikro kanatlı borulardan daha fazladır.

Miyara A. ve diğ. (2003) yapmış oldukları çalışmada 5 farklı herringbone mikro-kanatlı boruda kanat yüksekliğinin ve sarmal açının yoğuşma üzerine etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Yüksek ısı akısı değerlerinde elde edilen ısı taşınım katsayısı değerleri sarmal mikro kanatlı borulardan elde edilene göre 2-4 kat daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Düşük kütlesel akı değerlerinde ise bu iki tip mikro-kanatlı borulardan birbirine yakın ısı taşınım katsayısı değerleri elde edilmiştir. Herringbone mikro-kanatlı borularda ısı geçişindeki iyileştirme 0.18 mm kanat yüksekliğine kadar artış göstermektedir. Bu kanat yüksekliğinden sonra ise aynı değerler elde edilmiştir. Kanat yüksekliğinin artması basınç kayıplarını da arttırmaktadır. Kanat sarmal açısının büyümesi ısı geçişini ve basınç kaybını arttırmaktadır. Yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı geçişini ve basınç kaybını bulmak için deneyler R410A soğutucu akışkanı kullanılarak 40°C doyma sıcaklığında 100, 200, 300 ve 400 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde yapılmıştır. Kullanılan borular 7 mm dış çapa sahiptir. Yapılan deneyler analiz edildiğinde 300-400 kg/m^{2}s yüksek kütlesel akı değerlerinde bütün herringbone mikro-kanatlı borularda sarmal mikro

kanatlı borulara oranla daha yüksek ısı taşınım katsayısı değerleri elde edilmiştir. Diğer taraftan 100 kg/m^{2}s gibi düşük kütlesel akı değerlerinde elde edilen sonuçlar her iki boru tipi için birbirine yakın çıkmıştır. Normal sarmal mikro kanatlı borularda kanat yüksekliğinin artması ısı geçişini arttırmaktadır. Fakat herringbone mikro kanatlı borularda kanat yüksekliği 0.18 mm kadar artırmak ısı geçişini arttırmıştır, bu değerden sonra kanat yüksekliğinin arttırılması ısı geçişini etkilememiştir.

Jung D. ve diğ. (2004) yapmış oldukları deneysel çalışmada, soğutucu akışkanlar R22, R134a, R407C ve R410A'nın yatay konumdaki düz ve mikro-kanatlı boru içerisinde yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı taşınım katsayısını araştırmışlardır. Test borusu 9.52 mm dış çap ve 1 m. uzunluğundadır. Kullanılan mikro-kanatlı boruya ait detaylar Çizelge 1.2'de verilmiştir. Deneyler 40°C yoğuşma sıcaklığında, 100, 200, 300 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde ve 7.7-7.9 kW/m^2 ısı akısı değerlerinde yapılmıştır. 1 m. uzunluğundaki test borusu boyunca ortalama buhar kalitesi değişimi, kütlesel akı 100, 200 ve 300 kg/m^{2}s için sırasıyla 0.2, 0.11, 0.07 olarak değişmektedir. Düz boruda yapılan deneyler incelendiğinde, 100 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde R22, R134a ve R410A soğutucu akışkanlarından elde edilen deneysel ısı taşınım katsayısı değerleri %10 oranında farklılık göstererek birbirine yakın sonuçlar vermiştir. Kütlesel akı değerleri 200, 300 kg/m^{2}s göz önüne alındığında R22, R134a ve R410A soğutucu akışkanları yine birbirine benzer sonuçlar verirken, R407C soğutucu akışkanından elde edilen ısı taşınım katsayısı değerleri R22 soğutucu akışkanı değerleri ile kıyaslandığında %11-15 oranında düşük çıkmaktadır. Düz boru için halkasal veya dalgalı halkasal akışın gerçekleştiği buhar kalitesi değerlerinde yoğuşma ısı taşınım katsayısı birden artmaktadır. Bu akış rejimleri için oluşturulan bağıntıların birçoğu, Dittus-Boelter tek fazlı zorlanmış akış taşınım bağıntısının yeniden düzenlenmesi ile elde edilmiştir. Bu yaklaşım denklem 1.9'da verilmiştir.

$$h \approx 0.023 \frac{k_s}{d} \left[\frac{G d (1-x)}{\mu_s} \right] \left(\frac{c_{p,s} \mu_s}{k_s} \right)^{0.4} \qquad \textbf{(1.9)}$$

Aynı şartlar altında, yoğuşma ısı taşınım katsayısı, Φ olarak belirtilen bir akışkan özellik bağıntısı ile doğrudan orantılı olduğu belirtilmiştir. Bu akışkan özellik bağıntısı denklem 1.10'da verilmiştir.

$$\Phi = \left(\frac{c_{p,s}}{\mu_s} \right)^{0.4} k_s^{0.6} \qquad \textbf{(1.10)}$$

Ayrıca ısı taşınım katsayısı yüzey gerilimi ve sıvı yoğunluğundan etkilenmektedir. Yüzey geriliminin artması, sıvı katmanının yüzeyde düzgün dağılmasını sağlamaktadır. Bu da ısı taşınım katsayısını arttırmaktadır. Ayrıca yüksek sıvı yoğunluğu borunun üst kısmında yoğuşan sıvının kolayca aşağıya akmasını sağlamaktadır. Bu da ısı taşınım katsayısını arttırmaktadır. Yoğuşma gizli ısısı da önemli bir parametre olarak belirtilmiştir çünkü belli bir ısı akısı değerinde yoğuşma miktarını belirtmektedir. Fakat çalışma kapsamında test edilen soğutucu akışkanların gizli ısı değerleri birbirine yakın olduğu için yoğuşma üzerine etkisi irdelenmemiştir. R134a soğutucu akışkanı, R22 soğutucu akışkanına benzer yüzey gerilimi, sıvı yoğunluğu ve akışkan özellik bağıntısına (Φ) sahip olduğu için ısı taşınım katsayısı değerlerinin benzer olması gerektiği tahmin edilmiştir. Deney verileri de bu tahmini doğrulamıştır. R410A soğutucu akışkanı, R22 ile kıyaslandığında yüzey gerilimi %50, sıvı yoğunluğu %13 oranında düşük iken akışkan özellik bağıntısı (Φ) %44 oranında yüksektir. Burada yüksek akışkan özellik bağıntısına sahip olmanın yüksek ısı taşınım katsayısı değerlerinin elde edileceği anlamına gelmemesi gerektiği belirtilmiştir. Yüzey geriliminin ve sıvı yoğunluğunun düşük olması bir anlamda akışkan özellik bağıntısının olumlu etkisini yok etmiştir. Sonuç olarak her iki soğutucu akışkandan elde edilen deneysel ısı taşınım katsayısı değerleri birbirine benzer çıkmıştır. Mikro-kanatlı boruda 100, 200 ve 300 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde yapılan deneyler incelendiğinde R134a soğutucu akışkanı, R22 soğutucu akışkanı ile benzer sonuçlar verirken R410A soğutucu akışkanı ısı taşınım katsayısı değerleri %10-21, R407C soğutucu akışkanı ısı taşınım katsayısı değerleri %23-53 oranında düşük çıkmıştır. Mikro-kanatlı borunun iç yüzeyinde yer alan oyuklardan ötürü sıvı yoğunluğu ve yüzey gerilimi ısı taşınım katsayısı değerleri için çok daha önemli olmaktadır. Bunun dışında kanat ucunda bulunan sıvı filmi kalınlığı da ısı taşınım katsayısı değerlerini büyük oranda etkilemektedir. Düz boru için yapılan deneylerde, ısı taşınım katsayısı artan buhar kalitesi ve kütlesel akıya bağlı olarak artmıştır. Mikro-kanatlı boruda ise buhar kalitesindeki artış ısı taşınım katsayısını birden arttırırken, kütlesel akıdaki artış ısı taşınım katsayısında daha düşük oranda artışa sebep olmuştur. Mikro-kanatlı boru içinde akan saf akışkanlar ve R410A'nın yoğuşması esnasında yüzey alanı ve türbülansın artması ile artan ısı

taşınım katsayısı düşük debilerde doymuş hale gelmektedir. Bu nedenle debinin artması ısı taşınım katsayısı değerlerini çok fazla arttırmamaktadır. R407C soğutucu akışkanı incelendiğinde, buhar kalitesi ve kütlesel akıdaki artış ısı taşınım katsayısını birden arttırmaktadır. Bu nedenle kütle geçiş direncinin kütlesel akının güçlü bir fonksiyonu olduğu sonucuna varılmıştır. Kütlesel akının artması türbülansı arttırdığı için kütle geçiş direncinin ısı geçişini yavaşlatma etkisi azalmıştır. Bu nedenle artan kütlesel akıya bağlı olarak R407C soğutucu akışkanına ait deneysel ısı taşınım katsayısı değerleri diğer soğutucu akışkanlar ile kıyaslandığında daha yüksek artışa sahiptir. Bunlara ek olarak düz boruda elde edilen deney verileri ile ısı taşınım katsayısı bağıntıları incelenmiştir. İncelenen bağıntılar Akers ve Rosson (1960), Soliman ve diğ. (1968), Traviss ve diğ. (1973), Cavallini ve Zecchin (1974), Shah (1979), Tandon ve diğ. (1995), Dobson ve Chato (1998), Jung ve diğ. (2003) bağıntılarıdır. Bütün bağıntılar deney verilerini %23 ortalama sapma ile hesaplamaktadır. Bu bağıntılar içerisinde en iyi sonucu Jung ve diğ. (2003) bağıntısı vermiştir. Bu bağıntı %11.6 oranında ortalama sapma göstermiştir. Bu çalışma kapsamında son olarak ısı geçişi iyileştirme faktörü incelenmiştir. Isı geçişi iyileştirme faktörü, aynı şartlar altında mikro-kanatlı boruda elde edilen ısı taşınım katsayısının düz boruda elde edilen ısı taşınım katsayısına oranı olarak belirtilmiştir. Genel olarak bütün soğutucu akışkanlarda artan kütlesel akıya bağlı olarak bu faktör azalmıştır. Bu boru içindeki iki fazlı akış rejimiyle ilişkilendirilmiştir. Düşük kütlesel akı değerlerinde düz borunun alt kısmında toplanan sıvı katmanı diğerlerine oranla daha kalındır. Diğer taraftan mikro-kanatlı boruda sıvı-buhar ara yüzeyindeki kayma gerilmesi helisel açıya sahip kanatlardan ötürü sadece eksenel yönde değil açısal yönde de etkili olmaktadır. Bu sayede borunun alt kısmında toplanan sıvı filmi borunun üst kısmına taşınmaktadır. Boru çeperinde sıvı filminin daha düzgün dağılması sıvı filmini inceltmektedir. Buna bağlı olarak da ısı geçişi artmaktadır. Yüksek kütlesel akı değerlerinde halkasal ve dalgalı halkasal akış rejimleri gözlemlenmektedir. Bu akış rejimlerinde açısal yönde sıvı filmi dağılarak incelmektedir. Mikro-kanatlı borudaki kanatların etkisi burada daha az olmaktadır. Düz boruyla kıyaslandığında mikro-kanatlı boruda meydana gelen ısı geçişindeki artış türbülans ve yüzey alanının artmasıyla açıklanmıştır.

Chen Q. Ve diğ. (2004) yapmış oldukları çalışma kapsamında farklı geometriye sahip 3 boyutlu mikro-kanatlı borular içerisinde R134a'nın yoğuşmasını

incelemişlerdir. Bu çalışmada iki farklı mikro-kanatlı boru kullanılmıştır. Mikro-kanatlı borulara ait detaylar Çizelge 1.2'de verilmiştir. Halkasal akışın gözlemlendiği deneylerde yerel ısı taşınım katsayısı her iki boru için artan buhar kalitesine bağlı olarak azalmıştır. İç çapı büyük olan mikro-kanatlı boruda ısı geçişi iyileştirmesi diğerine kıyasla özellikle yüksek buhar kalitesi bölgesinde daha belirgin olmuştur. Bu bölgede sıvı filmi kanatlar arasındaki oyuklardan akmaktadır ve büyük çaplı boru daha fazla kanat yüzey alanına sahiptir. Buhar kalitesi azaldıkça sıvı film kalınlığı artmakta ve kanatlar sıvı filmi içerisinde kalmaktadır. Bu da ısı geçişinde gözlemlenen iyileştirmeyi düşürmektedir.

Han D. ve Lee K. (2005) yapmış oldukları çalışma kapsamında soğutucu akışkanlar R134a, R22 ve R410A'nın 4 farklı mikro-kanatlı boru içerisinde yoğuşmasını deneysel olarak incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlar ısı geçişi iyileştirme faktörü ve basınç düşümü penaltı faktörü olarak değerlendirilmiştir. Ayrıca halkasal akış rejimi için geçerli olan ısı taşınım katsayısı bağıntıları ile sürtünme basınç kaybı bağıntıları irdelenmiştir. Mikro-kanatlı borularda ısı geçişinin iyileştirilmesinin sebebi ısı geçiş yüzey alanının artması, kanatlardan dolayı sıvı filmi içinde karışımın artması ve yoğuşan madde üzerinde yüzey geriliminin etkisi olarak belirtilmiştir. Deneyler esnasında kullanılan mikro-kanatlı borulara ait özellikler Çizelge 1.2'de verilmiştir. Deney tesisatını ve deney verilerini doğrulamak için 7.92 mm iç çapında düz boru içerisinde deneyler yapılmıştır. Kütlesel akı değeri 80 – 450 kg/m^{2}s aralığında tutulmuştur. Halkasal akış için Kosky ve Staub (1971), tabakalı akış için ise Jaster ve Kosky (1976) ısı taşınım katsayısı bağıntıları kullanılmıştır. Elde edilen deneysel Nusselt sayıları bu bağıntılar ile karşılaştırıldığında ± % 20 sapma göstermiştir. Basınç kaybı için Müller Steinhagen ve Hack (1986) bağıntısı incelenmiştir. Deney verilerinin % 93'ü ± % 30 sapma göstermiştir. Mikro-kanatlı boruda yapılan deneylerde elde edilen basınç kayıpları aynı şartlar altında aynı boru iç çapında düz boru için Müller Steinhagen ve Hack (1986) bağıntısından elde edilen sonuca bölünmüştür. Bu sayede basınç kaybı ceza faktörü elde edilmiştir. Buhar kalitesinin düşük olduğu kısımlarda ceza faktörü artan buhar kalitesine bağlı olarak artmaktadır, buhar kalitesi 0.6 olduğunda ceza faktöründe düşüş gözlemlenmiştir. Sıvı filmi içerisinde uzanan kanatların düşük buhar kalitesinde sürtünme basınç kayıplarını arttırmaktadır. Fakat yüksek buhar kalitesi bölgesinde türbülans seviyesi yeteri kadar yüksek olduğu için kanatların etkisi azalmaktadır. Bütün soğutucu akışkanlar

incelendiğinde R410A soğutucu akışkanı en düşük penaltı faktörünü vermiştir. Bunun en önemli sebebi nedeni Müller Steinhagen ve Hack (1986) bağıntısının bu akışkan için yüksek sapma göstermesidir. Benzer şekilde ısı geçişi iyileştirme faktörü, mikro-kanatlı borularda elde edilen deneysel Nusselt sayısının Kosky ve Staub (1971) ile Jaster ve Kosky (1976) ısı taşınım katsayısı bağıntılarından elde edilen sonuçlara bölünmesi ile elde edilmiştir. Yüksek buhar kalitesi bölgesinde, buhar içerisinde uzanan kanatlar ısı geçişini arttırmaktadır. Yüksek kütlesel akı değerlerinde ise mikro-kanatların etkisi belirgin bir şekilde azalmaktadır. Basınç düşüşü ceza faktöründe olduğu gibi en düşük ısı geçişi arttırma faktörü R410A soğutucu akışkanından elde edilmiştir.

Honda H. ve diğ. (2005) yatay konumda mikro-kanatlı boru içerisinde R407C soğutucu akışkanının yoğuşmasına kütlesel akının ve yoğuşma sıcaklık farkının etkisini incelemişlerdir. Deneyler 40°C doyma sıcaklığında, 50-100-200 ve 300 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde, 1.5-2.5 ve 4.5 K yoğuşma sıcaklık farkında yapılmıştır. R407C %23 oranında R32, %25 oranında R125 ve %52 oranında R134a'dan oluşmaktadır. Zeotrop doğasından ötürü bu soğutucu akışkan yoğuşma veya buharlaşma esnasında 6 K civarında bir sıcaklık değişimi göstermektedir. Deneylerde kullanılan test borusuna ait özellikler Çizelge 1.2'de verilmiştir. Yapılan deneylerde azalan buhar kalitesine bağlı olarak ısı taşınım katsayısı azalmıştır. Artan yoğuşma sıcaklık farkına göre ısı taşınım katsayısında çok farklı bir değişim gözlemlenmemiştir.

Lambrechts A. ve diğ. (2006) R22, R134a ve R407C soğutucu akışkanlarının yatay konumdaki iç yüzeyi düz, mikro-kanatlı ve herringbone tip borular içerisinde yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler ortalama 40 ºC doyma sıcaklığında ve 300-800 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde yapılmıştır. Deneyler esnasında kullanılan iç yüzeyi düz olan boru 9.52 mm dış çapında ve 0.7 mm et kalınlığındadır. Mikro-kanatlı boruya ait detaylar Çizelge 1.2'de verilmiştir. Deneyler esnasında yapılan gözlemlerde mikro-kanatların halkasal akıştan tabakalı akışa geçişi geciktirdiği tespit edilmiştir. Kanatlardan dolayı girdap, yüzey gerilmesinden dolayı oluşan sürüklenme ve yüzey alanının artması bu gecikmeye neden olmaktadır. Bütün borularda yapılan deneylerde ısı taşınım katsayısı artan buhar kalitesi ve kütlesel akıya bağlı olarak artmıştır. İç yüzeyi düz boru için elde edilen ısı taşınım katsayısı verileri Cavallini ve Zecchin (1974),

Dobson ve Chato (1994) ve Shah(1979) bağıntıları ile karşılaştırılmıştır. En iyi sonuçlar %25'lik sapma ile Shah (1979) bağıntısından elde edilmiştir. Mikro-kanatlı borularda elde edilen ısı taşınım katsayıları Cavallini ve diğ. (1998) bağıntısı ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar %9 ile %17 arasında sapma göstermiştir. R134a soğutucu akışkanı için yapılan deneyler incelendiğinde aynı şartlar altında mikro-kanatlı boruda elde edilen ısı taşınım katsayısı düz boruda elde edilenin ortalama 1.68 kat daha yüksek çıkmıştır. Diğer soğutucu akışkanlar ile karşılaştırıldığında en iyi sonucu mikro-kanatlı boru için R134a, düz boru için ise R407C soğutucu akışkanı vermiştir.

Rose J. W. (2006) kanatlar veya tel ile yüzey alanı arttırılmış borularda iç ve dış yoğuşma ile ilgili yapılan gözlemleri paylaşmıştır. İç çapı 5 mm'den yüksek olan mikro-kanatlı borular içerisinde yoğuşma ile ilgili çok sayıda çalışma yapıldığını belirten araştırmacı aynı şartlar altında düz boru ile yapılan deneyler karşılaştırıldığında mikro-kanatlı borularda elde edilen ısı taşınım katsayısı yaklaşık 1.5-2 kat yüksek çıktığını vurgulamıştır. Mikro-kanatlı borularda yapılan çalışmaların en büyük zorluklarından birisi çok sayıda geometrik parametre olmasıdır. Ayrıca belli şartlara göre yer çekimi, kayma gerilmesi ve yüzey gerilim kuvvetlerinin önemli olması oluşturulacak bağıntılarda parametre sayısını arttırmaktadır. Bu nedenle oluşturulan bağıntılar karmaşık olup geçerli olduğu aralıklar ise sınırlıdır. Bu konuda bir diğer problem ise buhar kayma gerilmesi ve kanatların cidara yakın bölgede sıvı filminin hareket yönünü değiştirmesi olarak belirtilmiştir.

Al-Dadah ve diğ. (2007) mikro-kanatlı boru içerisinde yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı taşınım katsayısına kanat yüksekliği ve açısının etkisini incelemişlerdir. Uzunluğu 3.67 m. dış çapı ise 9.52 mm olmak üzere bir düz, altı adet ise mikro-kanatlı boru kullanılmıştır. Mikro-kanatlı borulara ait özellikler Çizelge 1.2'de verilmiştir. Deneyler R134a soğutucu akışkanı kullanılarak 30°C doyma sıcaklığında 157-347 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde yapılmıştır. Deney verileri 30°C doyma sıcaklığı ve 7.7 bar doyma basıncında elde edilmiştir. Düşük debilerde, soğutma suyu sıcaklığı 2 K değerinde artarken, sıcaklık farkı 12 K olmuştur. Bu şartlarda deneysel ısı taşınım katsayısı % 18.56 değerinde hassasiyete sahiptir. Yüksek debilerde ise soğutma suyu sıcaklığı 5 K değerinde artarken, soğutma suyu ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı 15 K olmaktadır. Bu durumda deneysel

ısı taşınım katsayısı % 10.17 oranında belirsizliğe sahiptir. Düz boruda yapılan deneyler incelendiğinde artan kütlesel akı değerine bağlı olarak deneysel ısı taşınım katsayısı artmıştır. Ayrıca elde edilen deney verileri yaygın olarak kullanılan Shah (1979), Cavallini ve Zecchin (1974), Dobson ve Chato (1998), Cavallini ve diğ. (2002) bağıntıları ile mukayese edilmiştir. En iyi sonuçlar Cavallini ve diğ. (2002) bağıntısından elde edilmiştir. Mikro-kanatlı boruda yapılan deneyler incelendiğinde, 0.15-0.25 mm kanat yüksekliğindeki borular içerisinde en yüksek ısı taşınım katsayısı 0.20 mm kanat yüksekliğindeki boruda elde edilmiştir. 0.15 mm ve 0.25 mm kanat yüksekliğine sahip borulardan elde edilen veriler birbirine yakın ve 0.20 mm kanat yüksekliğine göre daha düşük çıkmıştır. Boru iç yüzeyinde yer alan mikro-kanatlar hem sıvı-buhar ara yüzeyindeki karışımı hem de yoğuşan sıvı filmi içerisindeki türbülans karışımını arttırarak ısı geçişini iyileştirmektedir. Başka bir deyişle mikro-kanatlar yüzey pürüzlülüğü görevi görmektedir. Düşük kanat yüksekliğinde mikro-kanatlar tamamen sıvı ile kaplandığından sadece sıvı filmi içerisinde türbülans karışımı, ısı geçişini iyileştirmektedir. Yüksek kanat boylarında sadece ara yüzey karışımı ısı geçişini iyileştirmektedir. Kanat boyunun yanı sıra kanat sarmal açısının ısı geçişi üzerine etkisi incelenmiştir. 30°, 40°, 50° ve 60° sarmal açıları için sarmal açısı arttıkça ısı taşınım katsayısı artmıştır. 50°'den sonra ısı taşınım katsayısındaki artış durmuştur ve 60° de elde edilen değerler bir öncekine oranla daha düşük çıkmıştır. Aynı şartlar altında mikro-kanatlı boruda elde edilen ısı taşınım katsayısının düz boruda elde edilene bölünmesi ile ısı geçişi iyileştirme katsayısı elde edilmiştir. Mikro-kanatlı boruda kütlesel akı değeri artıkça bu katsayı azalmaktadır. Bunun nedeni ise artan kütlesel akıda düz boru ısı taşınım katsayısındaki artışın mikro-kanatlı boruya kıyasla daha yüksek olmasıdır. Bunun yanı sıra aynı kanat yüksekliğine sahip mikro-kanatlı borularda ısı geçişi iyileştirme katsayısı, 50° sarmal açılı boruda 30° sarmal açılı boruya oranla daha yüksektir. Mikro-kanatlı borular ile yapılan deneyler sonucu elde edilen veriler yaygın olarak kullanılan Cavallini ve diğ. (2003), Yu ve Koyama (1998), Kedzierski ve Goncalves (1997) bağıntıları ile mukayese edilmiştir. En olumlu sonuçlar Yu ve Koyama (1998) bağıntısından elde edilmiştir. Birçok ısı geçişi iyileştirme tekniği basınç kayıplarını ve buna bağlı olarak gerekli pompalama gücünü arttırmaktadır. Bu nedenle basınç kayıpları mümkün olduğunca azaltılmalıdır. Mikro-kanatlı boruların avantajı ısı taşınım katsayısında önemli bir artış sağlarken basınç kayıpları çok fazla artmamaktadır. Isı geçişindeki artış ile kıyaslandığında pompalama gücündeki artış

az olmaktadır. Değişik kanat boyu ve sarmal açısına sahip mikro-kanatlı borularda basınç kayıp ceza katsayısı incelendiğinde artan kütlesel akıya bağlı olarak belli bir noktaya kadar bu katsayı artmakta ve sonra azalmaktadır. Kanat boyu bu katsayı üzerinde çok fazla etkili olmamakla beraber artan kanat boyuna göre bu katsayıda çok küçük azalma tespit edilmiştir. Sarmal açılar incelendiğinde en yüksek basınç kayıp ceza katsayısı 40° sarmal açıda elde edilmiştir. 50° ve 60° sarmal açıda elde edilen veriler birbirine benzer çıkmıştır. 50° sarmal açıya sahip mikro-kanatlı boru en yüksek ısı taşınım katsayısı değerlerine ve en düşük basınç kayıp ceza katsayısı değerlerine sahiptir.

Olivier J. A. ve diğ. (2007) yapmış oldukları çalışmada iç yüzeyi düz, mikro-kanatlı ve herringbone tip borular içerisinde soğutucu akışkanların yoğuşması esnasında gerçekleşen akış rejimi, basınç kayıpları ve ısı taşınım katsayısını incelemişlerdir. Deneyler R22, R407C ve R134a soğutucu akışkanları kullanılarak ortalama 40°C doyma sıcaklığında 400 – 800 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde yapılmıştır. Deneyler esnasında kullanılan iç yüzeyi düz boru 8.11 mm iç çapındadır, mikro-kanatlı borulara ait bilgiler Çizelge 1.2'de verilmiştir. Deneysel basınç kayıpları incelendiğinde bütün soğutucu akışkanlar için genel eğilim buhar kalitesi düştükçe basınç gradyenide düşmektedir. Halkasal akış bölgesinde elde edilen basınç gradyeni tabakalı akış bölgesinde elde edilen değerlere oranla daha yüksek çıkmıştır. Yüksek buhar kalitesi değerlerinde basınç kaybının yüksek çıkması yüksek buhar hızının ara yüzey kayma gerilmesini arttırması ile izah edilmiştir. Mikro-kanatlı boruda basınç kaybı düz boruya oranla daha yüksek çıkmıştır. Bunun nedeni kanatlardan kaynaklanan sürtünme olarak belirtilmiştir. Ayrıca mikro-kanatlar halkasal akışın gözlemlendiği uzunluğu arttırmaktadır. Deneysel ısı taşınım katsayısı incelendiğinde bütün soğutucu akışkanlar için genel eğilim buhar kalitesindeki azalmaya bağlı olarak ısı taşınım katsayısının düştüğüdür. Ayrıca düz ve mikro-kanatlı boruda yapılan deneylerde artan kütlesel akı değerine bağlı olarak ortalama ısı taşınım katsayısı artmıştır. Her iki test borusu kıyaslandığında mikro-kanatlı boruda ortalama ısı taşınım katsayısı R22 için 1.64, R134a için 1.68 ve R407C için 1.4 kat daha yüksek çıkmıştır.

Briggs A. ve diğ. (2000) iç yüzeyi düz, tel yerleştirilmiş ve mikro-kanatlı borularda düşey akış halinde CFC-113 akışkanının yoğuşmasını incelemişlerdir. Deneyler kapsamında 1 adet iç yüzeyi düz boru, 9 adet farklı boyutlarda mikro-kanatlı boru ve

4 adet iç yüzeyine tel yerleştirilmiş boru kullanılmıştır. İç yüzeyi düz olan boru 20.8 mm iç çapındadır ve tel yerleştirilen borular içinde kullanılmıştır. İç yüzeyi düz olan boruda, deneyler 26-88 kg/m^{2}s kütlesel akı aralığında yapılmıştır. Değişen cidar ve buhar sıcaklık farkına bağlı olarak test borusundan çekilen ısı akısı incelenmiştir. Artan sıcaklık farkına bağlı olarak ısı akısı artmıştır. Ayrıca aynı sıcaklık farkında yüksek kütlesel akıda daha yüksek ısı akısı elde edilmiştir. Bunun nedeni olarak sıvı filmi üzerinde artan buhar kayma gerilmesi gösterilmiştir. Mikro-kanatlı borular için deneyler 47-69 kg/m^{2}s kütlesel akı aralığında yapılmıştır. Düz boru ile yapılan deneyler ile karşılaştırıldığında ısı geçişinde belirgin bir artış tespit edilmiştir. Aynı şartlar altında elde edilen ısı akısı maksimum 3 katına çıkmıştır. Artan kütlesel akıya bağlı olarak ısı geçişindeki iyileşme oranı azalmıştır. Basınç kayıplarında ise maksimum % 50 oranında artış gözlemlenmiştir.

Xuehu M. ve diğ. (2004) yapmış oldukları çalışmada iç yüzeyi mikro-kanatlı ve tel yerleştirilmiş düşey konumdaki boru içinde R113 soğutucu akışkanının yoğuşmasını incelemişlerdir. Deneylerde kullanılan test borusu 750 mm uzunluğunda ve 20.8 mm iç çapındadır. Deneylerin atmosfer basıncının biraz üstünde bir değerde yapıldığı belirtilmiştir. Deneyler 45 – 55 kg/m^{2}s kütlesel akı ve 47°C doyma sıcaklığında yapılmıştır. İrdelenen sonuçlar içerisinde ilk olarak farklı tür test borularında (düz, mikro-kanatlı, mikro-kanatlı ve tel yerleştirilmiş) ısı akısının cidar sıcaklık farkına bağlılığı irdelenmiştir. Belirtilen bütün cidar sıcaklık farklarında tel yerleştirilmiş mikro-kanatlı boru, tel yerleştirilmiş ve yerleştirilmemiş düz boruya göre daha iyi sonuçlar vermiştir. Yüksek cidar sıcaklık farklarında mikro-kanatlı boruya tel yerleştirmek ısı geçişindeki iyileştirmeyi arttırmıştır. İrdelenen sonuçlardan bir diğeri ise basınç kayıplarıdır. Mikro-kanatlı ve düz boruya kıyasla tel yerleştirilmiş mikro-kanatlı boruda basınç kaybı çok yüksek çıkmıştır.

Akhavan-Behabadi ve diğ. (2007) yapmış oldukları çalışmada R134a soğutucu akışkanının 8.92 mm iç çapında 1040 mm uzunluğunda iç yüzeyi mikro-kanatlı boru içerisinde yoğuşmasını deneysel olarak incelemiştir. Deneyler -90° (düşey boru konumu- yer çekimine ters akış) ile 90° (düşey boru konumu- yer çekimi doğrultusunda akış) arasında değişen 7 farklı test borusu eğim açısında ve 54, 81, 107 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde yapılmıştır. Deney verileri göstermiştir ki, eğim açısı yoğuşma ısı taşınım katsayısını önemli ölçüde etkilemektedir. En yüksek ısı taşınım katsayısı +30° eğim açısında elde edilmiştir. Eğim açısının ısı taşınım

katsayısına etkisi düşük buhar kalitesi ve kütlesel akı değerlerinde daha belirgin olmaktadır. Ayrıca bu çalışmada değişik buhar kalitesi ve kütlesel akı değerlerine bağlı olarak bir bağıntı geliştirilmiştir. Elde edilen deneysel ısı taşınım katsayısı verileri Cavallini ve diğ. (1995), Shikazono ve diğ. (1998), ve Kedzierski ve diğ. (1999) bağıntıları ile kıyaslanmıştır. Bu bağıntılardan elde edilen sonuçlar deney verileri ile karşılaştırıldığında, $\pm$20% hata payı ile ısı taşınım katsayısını hesaplayabildiği tespit edilmiştir. 54 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde farklı eğim açılarında yapılan deneyler incelendiğinde; yatay konuma göre eğim açısının değiştirilmesinin ısı taşınım katsayısı değerlerini genellikle düşürdüğü görülmüştür. Bunun sebebi boru boyunca yoğuşmanın artması ile ortalama sıvı filmi kalınlığının artması şeklinde belirtilmiştir. Artan sıvı filmi kalınlığı buhar ile soğutma suyu arasındaki ısıl direnci arttırmakta, ayrıca boru boyunca yoğuşma esnasında ısı geçişi düşmekte ve ara yüzey kayma gerilmesinin etkisi azalmaktadır. Bu iki nedenden ötürü ısı taşınım katsayısı azalmaktadır. Bazı deneylerde ise ısı taşınım katsayısının rastgele değişim gösterdiği gözlemlenmiştir. Bu dengesizliğin sebebi, her iki fazın birlikte akması, iç yüzeyde mikro-kanatların varlığı ve eğim açısına bağlı olarak akış rejiminin değişmesi şeklinde belirtilmiştir. +30° eğim açısında test borusu çıkışında, düşük buhar kalitesi değerlerinde en yüksek ısı taşınım katsayısı değerlerine ulaşılmıştır. Bu sonuç yatay konumda elde edilen veriler ile kıyaslandığında %9.3 oranında daha yüksektir. Boru boyunca ortalama ısı taşınım katsayısı göz önüne alındığında ise bu oran %5.8 olarak verilmiştir. Fakat deneysel ısı taşınım katsayısındaki belirsizlik %8.5 olduğu için bu değer pek de önem arz etmemektedir. 81 ve 107 kg/m^{2}s kütlesel akı değerleri incelendiğinde de benzer sonuçlar elde edilmiştir. +30° eğim açısında en yüksek ısı taşınım katsayısı değerleri -90° eğim açısında (düşey konumda) ise en düşük değerler elde edilmiştir. Düşey konumda yer çekimi doğrultusunda yoğuşma için ara yüzey kayma gerilmesi ve yer çekimi kuvvetleri eş yönlüdür. Halkasal akıştan ötürü boru iç yüzeyinde kalın bir sıvı filmi oluşmaktadır ve bu da ısı taşınım katsayısını düşürmektedir. Bunlara ek olarak +30° eğim açısında farklı kütlesel akı değerlerinde buhar kalitesine bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi incelenmiştir. 107 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde elde edilen ortalama ısı taşınım katsayısı 54 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde elde edilenlere göre %36 daha yüksek olmaktadır.

Çizelge 1.1: Konu ile ilgili yapılan deneysel çalışmalar.

Araştırmacı	Soğutucu Akışkan	d (mm) L (m)	G (kg/m^{2}s)	T_d (°C)	P_d (Bar)	ΔT (°C)	Δx	Boru Tipi / konumu
Cavallini ve diğ. (2001)	R134a, R125, R32, R410A ve R236ea	8 - 1	100-750	30-50		5-15	0.2–0.8	Düz-Yatay
Jung D. ve diğ. (2003)	R12, R22, R32, R123, R125, R134a ve R142b	9.52 - 1	100, 200, 300	40				Düz-Yatay
Wang W. C. ve diğ. (1998)	R11	6 – 1.2	14-125					Düz- Düşey-Eğimli-Yatay
Oh ve diğ. (2005)	Su buharı	26.6- 2.4						Düz, Düşey
Bu-Xuan Wang ve diğ. (2000)	Su buharı	1.94, 2.8, 3.95,4.98	10-100					Düz- -Eğimli-Yatay
Dalkılıç ve diğ. (2009)	R134a	8.1- 0.5	29 -263		7.7-10			Düz, Düşey
Dalkılıç ve diğ. (2008)	R134a	9.52-0.5	260-515	40-50				
Park K. ve diğ. (2008)	R22, propilen, bütan, DME, isobütan	8.8	100,200,300	40				Düz, Yatay
Goodykoontz ve Dorsch (1966)	Su buharı	15.875	20 - 75		1.1 – 3.8			Düz, Düşey
Shao ve Granryd (1998)	R134a, R32, R410A	6	131-369	23-40				Düz, Yatay
Goodykoontz ve Brown (1967)	Freon-113	7.44						Düz, Düşey
Ohira K. (2001)	N_2, H_2	15		77 K, 20 K				Düz, Düşey
Ağra ve Teke (2008)	R600a	4	47-116	30-40				Düz, Yatay
Park ve Hrnjak (2008)	Amonyak	8.1	20-270	35				Düz, Yatay
Kim ve No (2000)	Su buharı	46			7.5			Düz, Düşey
M.A. Akhavan-Behabadi ve diğ. (2007)	R134a	8.92 – 1.04	54, 81, 107					Mikro-kanatlı-Düşey-Eğimli-Yatay
A. Miyara ve diğ. (2000)	R22, R410A	6.4 - 4	100, 200, 300, 400	40				Düz, Mikro-kanatlı - Yatay
A. Miyara ve diğ. (2002)	R410A	6.4 - 4	100, 300, 400	40			0.1-0.9	Düz, Mikro-kanatlı - Yatay
Xuehu M. ve diğ. (2004)	R113	20.8 – 0.75	45,55	47	1	5-20		Düz, Mikro-kanatlı - Düşey
Jung D. ve diğ. (2004)	R22, R134a, R407C ve R410A	9.52 - 1	100, 200, 300	40				Düz, Mikro-kanatlı - Yatay
Al-Dadah ve diğ. (2007)	R134a	9.52 – 3.67	157-347	30	7.7			Düz, Mikro-kanatlı - Yatay
Chen Q. Ve diğ. (2004)	R134a	12 - 14	?	?	?	?	0.1-0.9	Mikro-kanatlı - Yatay
Han D. ve Lee K. (2005)	R134a, R22, R410A	4, 5.1, 6.46, 8.92	91 - 1110	?	?	?	?	Mikro-kanatlı - Yatay
Olivier J. A. ve diğ. (2007)	R22, R407C ve R134a	8.11 – 8.94	400 - 800	40				Düz, mikro-kanatlı - yatay
Kedzierski ve Goncalves (1999)	R134a, R410A, R125 ve R32	8.91						Mikro-kanatlı - Yatay
Briggs A. ve diğ. (2000)	CFC-113	23-21.8	26-88					Düz, Mikro-kanatlı - Düşey
Lambrechts A. ve diğ. (2006)	R22, R134a, R407C	8.11-8.936	300-800	40				Düz, mikro-kanatlı - yatay

Çizelge 1.2: Literatürde Yer Alan Mikro-Kanatlı Boru Boyutları.

	Kedzierski ve Goncalves (1999)	A. Miyara ve diğ. (2000)	Jung D. ve diğ. (2004)	Chen Q. ve diğ. (2004)
Dış Çap (mm)	?	7	9.52	
İç Çap (mm)	8.91	6.36	8.52	12 - 14
Et kalınlığı (mm)	?	0.25	0.3	
Kanat Sayısı	60	50	60	34-68
Helis Açısı (°)	18	18	18	88.5
Apeks Açısı(°)	?	41	53	45
Kanat Yüksekliği (mm)	0.2	0.21	0.2	0.2
Akış Alanı (10^{-6} m^2)	60.8		?	
Kanat Adım Aralığı (mm)	?	0.41	?	1.1 – 0.7
Kanat uç kalınlığı (mm)		0.07	?	
	Han D. ve Lee K. (2005)-I	Han D. ve Lee K. (2005)-II	Han D. ve Lee K. (2005)-III	Han D. ve Lee K. (2005)-IV
Dış Çap (mm)	4			
İç Çap (mm)		5.1	6.46	8.92
Et kalınlığı (mm)				
Kanat Sayısı	60	60	60	60
Helis Açısı (°)	9	10.3	18	25
Apeks Açısı(°)	40	40	53	48
Kanat Yüksekliği (mm)	0.13	0.13	0.15	0.12
Akış Alanı (10-6 m2)				
Kanat Adım Aralığı (mm)				
Kanat uç kalınlığı (mm)				

Çizelge 1.2 (Devam): Literatürde Yer Alan Mikro-Kanatlı Boru Boyutları.

	Honda H. ve diğ. (2005)	Lambrechts A. ve diğ. (2006)	Al-Dadah ve diğ. (2007)	Olivier J. A. ve diğ. (2007)
Dış Çap (mm)	6.35	9.55	9.52	
İç Çap (mm)	5.38	8.936	8.92	8.94
Et kalınlığı (mm)			0.3	
Kanat Sayısı	45	60	60	60
Helis Açısı (°)	19	18	18	18
Apeks Açısı(°)		55	30	40
Kanat Yüksekliği (mm)	0.164	0.2	0.15-0.2	0.209
Akış Alanı (10^{-6} m^2)		60.64		60.64
Kanat Adım Aralığı (mm)	0.376			
Kanat uç kalınlığı (mm)				
	Briggs A. ve diğ. (2000)	Akhavan-Behabadi ve diğ.(2007)		
Dış Çap (mm)		9.52		
İç Çap (mm)	21.8-23	8.92		
Et kalınlığı (mm)		0.3		
Kanat Sayısı	22,36,54	55		
Helis Açısı (°)	25-45	15		
Apeks Açısı(°)		25		
Kanat Yüksekliği (mm)	0.22-0.68	0.25		
Akış Alanı (10-6 m2)				
Kanat Adım Aralığı (mm)	1.29-2.01	0.48		
Kanat uç kalınlığı (mm)				

1.1.2 Teorik model literatür araştırması

Sıvı filmi yoğuşması ile ilgili en önemli çalışmalardan biri, Nusselt (1916) tarafından saf, doymuş buharın soğuk yüzeye temas etmesi sonucu yoğuşmasının analitik olarak incelenmesidir. Bu analitik çözümlemede, sıvı filmi çok ince olduğu için sıcaklık gradyeni sıvı filmi boyunca doğrusal olarak değiştiği kabul edilmiştir. Yoğuşma esnasında levhaya geçen ısı yüzeye dik olacak şekilde sadece iletimle geçmektedir. Yoğuşan sıvı filminin fiziksel özellikleri ortalama film sıcaklığında alınmıştır. Yoğuşmanın gerçekleştiği yüzey pürüzsüz ve temizdir. Sıvı filmi her zaman viskoz hareketle ilerlemektedir. Bir başka deyişle sıvı filmi laminar olarak akmaktadır. Sıvı ve buhar arasında oluşan ara yüzey düzdür ve dalgalanmalar ihmal edilmiştir. Levha yüzey sıcaklığı sabittir. Bu kabuller doğrultusunda sıvı filmi içerisinde elde edilen hız dağılımı ve ortalama hız denklem 1.11 ve 1.12'de verilmiştir.

$$u = \left(\frac{\rho_s g}{2\mu_s} \right) \left(2\delta y - y^2 \right) \tag{1.11}$$

$$u_{ort} = \frac{1}{3} \frac{\rho_s g}{\mu_s} \delta^2 \tag{1.12}$$

Levha boyunca sıvı film kalınlığı ve ısı taşınım katsayısının değişimi ve ortalama ısı taşınım katsayısı sırasıyla denklem 1.13, 1.14 ve 1.15'de verilmiştir.

$$\delta = \left[\frac{4 k_s \mu_s \left(T_c - T_d \right) z}{h_{sb} \rho_s^2 g \sin(\theta)} \right]^{1/4} \tag{1.13}$$

$$h = \frac{k_s}{\delta} = 0.707 \left(\frac{\mu_s \left(T_d - T_c \right) z}{k_s^3 h_{sb} \rho_s \left(\rho_s - \rho_b \right) g} \right)^{-0.25} \tag{1.14}$$

$$h_{ort} = 0.943 \left(\frac{\mu_s \left(T_d - T_c \right) L}{k_s^3 h_{sb} \rho_s \left(\rho_s - \rho_b \right) g} \right)^{-0.25} \tag{1.15}$$

Burada özellikle sıvı buhar ara yüzey kayma gerilmesinin olmaması analitik hesaplamaları kolaylaştırmaktadır. Boru içi yoğuşma da dış akıştan farklı olarak sıvı-buhar ara yüzeyi ısı geçişinde önemli olmaktadır. Bu nedenle ara yüzey kayma gerilmesinin ihmal edilmesi elde edilen sonuçlarda hataya sebebiyet vermektedir.

Nusselt (1916) dış akış modelinde belirtilen kabuller doğrultusunda ara yüzey kayma gerilmesi de göz önüne alınarak bu model yeniden düzenlenmiştir. Nusselt (1916) ve daha sonra bu konu üzerinde çalışan araştırmacılar boru içi akışta ara yüzey kayma gerilmesini ifade etmek için basınç kaybını kullanmıştır. Kayma gerilmelerinden ötürü boru çeperine etki eden kuvvetler kesit alanına etki eden basınç kuvvetlerine eşit alınmıştır. Bu sayede boru boyunca ara yüzey kayma gerilmesi denklem 1.16 kullanılarak elde edilmiştir.

$$\tau \pi d = \frac{\pi d^2}{4} \frac{dP}{dz} \tag{1.16}$$

Analitik işlemlerin kolaylığı açısından boru boyunca ara yüzey kayma gerilmesinin ve buna bağlı olarak basınç gradyeninin çok fazla değişmediği kabul edilmiştir. Basınç kaybını hesaplamak için ise test borusu girişinde doymuş buhar verileri kullanılmıştır. İç akış için ara yüzey kayma gerilmesi sınır şartı da göz önüne alındığında sıvı filmi kalınlığının boru boyunca değişimi elde edilmiştir ve denklem 1.17 de sunulmuştur. Bu denklemde belirtilen kısaltmalar sırasıyla denklem 1.17a, 1.17b ve 1.17c'de verilmiştir.

$$\frac{K}{4}\delta^4 + \frac{\eta}{3}\delta^3 - \zeta z = 0 \tag{1.17}$$

$$K = \frac{1}{\mu_s} \rho_s g \sin(\theta) \tag{1.17a}$$

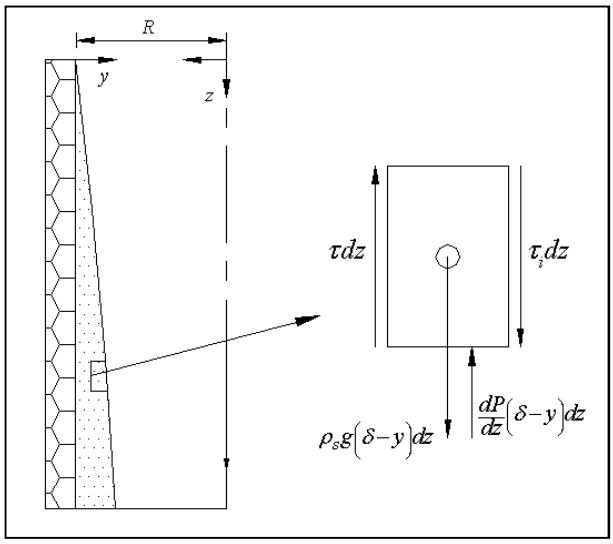
$$\eta = \frac{1}{2\mu_s} f_b \rho_b \bar{u}_b^2 \tag{1.17b}$$

$$\zeta = \frac{k_s}{h_{sb}} \frac{\left(T_c - T_d\right)}{\rho_s} \tag{1.17c}$$

Denklem 1.17'de elde edilen 4. dereceden polinomun katsayıları sabit olduğu için konuma bağlı sıvı filmi değişimi başlangıç ve sınır şartlarına bağlı olarak elde edilebilmektedir.

Carey (1992) tarafından atalet ve taşınım terimlerinin ihmal edildiği analitik yoğuşma modelinde sürtünmelerden kaynaklanan basınç kaybının tamamen ara yüzey kayma gerilmesinden dolayı oluştuğu kabul edilmiştir. Nusselt modelinde ara yüzey kayma gerilmesi boru boyunca sabit kabul edilmiştir ve boru girişinde doymuş

buhar için geçerli olan ifadeler kullanılmıştır. Carey (1992) buhar hızının sıvıya oranla çok yüksek olmasından ötürü ara yüzeyi sabit cidar olarak kabul etmiştir. Bu nedenle ara yüzeyde buhar hızı sıfır kabul edilmiştir ve boru içinde buhar tek fazmış gibi işlemler yapılmıştır. Şekil 1.3'de bu model için belirtilen kontrol hacmi gösterilmiştir.



Şekil 1.3: Carey (1992) yoğuşma modeli için kontrol hacmi.

Bu modelde sıvı filminin boru boyunca değişimi 4. dereceden bir polinom olarak elde edilmiştir ve denklem 1.18'de verilmiştir.

$$\delta^4 + \frac{4\tau_i}{3g\left(\rho_s - \rho_b^*\right)}\delta^3 = \frac{4k_s\mu_s\left(T_d - T_c\right)}{\rho_s h_{sb}^* g\left(\rho_s - \rho_b^*\right)}z \qquad \textbf{(1.18)}$$

Bu modelde sürtünme basınç kaybı denklem 1.19'da belirtildiği gibi sadece ara yüzey kayma gerilmesinden dolayı oluşmaktadır.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{sürtünme} = -\frac{4\tau_i}{\left(d - 2\delta\right)} \qquad \textbf{(1.19)}$$

Buhar tarafına etkiyen basınç gradyeninin sıvı filmi ile aynı olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca sıvı tarafı momentum analizini kolaylaştırmak için izafi buhar yoğunluğu tanımlanmıştır ve denklem 1.20'de verilmiştir.

$$\frac{dP}{dz} = \rho_b^* g = \rho_b g - \frac{4\tau_i}{d - 2\delta} - \frac{2x\,dG^2}{\rho_b\left(d - 2\delta\right)}\frac{dx}{dz} \qquad \textbf{(1.20)}$$

Denklem 1.20'de yer alan buhar kalitesinin konuma bağlı gradyeninin basınç kaybını hesaplayabilmek için bilinmesi gerekmektedir. Analitik çözümlemelerde genellikle test borusu boyunca doğrusal buhar kalitesi değişimi kabulü yapılmaktadır. Bunun dışında, bu modelde olduğu gibi döngüsel çözüm şeması kullanılıyor ise yerel ısı taşınım katsayısına bağlı olarak buhar kalitesinin konuma bağlı değişimi denklem 1.21'de verildiği gibi tahmin edilebilmektedir.

$$\frac{dx}{dz} = \frac{4q''}{dGh_{sb}} = \frac{4h\left(T_c - T_d\right)}{dGh_{sb}} \tag{1.21}$$

Sıvı filmi içinde aşırı soğuma göz önüne alındığında elde edilen sonuca taşınım etkisi de ilave edilmiştir. Sıvı-buhar gizli ısısı ile ifade edilen bu etki denklem 1.22'de verilmiştir.

$$h_{sb}^{*} = h_{sb}\left[1 + \left(\frac{3}{8}\right)\frac{c_{ps}\left(T_d - T_c\right)}{h_{sb}}\right] \tag{1.22}$$

Sonuç olarak 4. dereceden polinom olarak verilen sıvı film kalınlığının konuma bağlı değişimini elde etmek için ara yüzey kayma gerilmesinin bilinmesi gerekmektedir. Ara yüzey kayma gerilmesi boru boyunca değişen buhar kalitesine bağlı olarak değişmektedir ve denklem 1.23'de verilmiştir.

$$\tau_i = f_b\left(\frac{G^2x^2}{2\rho_b\left(1 - \frac{4\delta}{D}\right)}\right) \tag{1.23}$$

Analitik işlemlerin kolaylığı açısından buhar tarafı ara yüzey sürtünme faktörü f_b için sıvı film kalınlığı ve boru iç çapına bağlı deneye dayalı bir ifade kullanılmıştır ve denklem 1.24'de verilmiştir.

$$f_b = 0.005\left(1 + \frac{300\delta}{D}\right) \tag{1.24}$$

Nusselt modelinden farklı olarak bu model döngüsel bir çözüm gerektirmektedir. Başlangıçta sıvı film kalınlığı tahmin edilmektedir ve buna göre gerekli işlemler yapılmaktadır. Model kapsamında test borusunun herhangi bir noktasında buhar kalitesi bilindiği için sıvı ve buhar debileri hesaplanabilmektedir. Başlangıçta tahmin

edilen sıvı filmi kalınlığına bağlı olarak bu kesitteki hız dağılımı elde edilebilmektedir. Bu hız dağılımına bağlı olarak sıvı film debisi hesaplanmaktadır. Eğer hız dağılıma göre hesaplanan sıvı film debisi buhar kalitesine bağlı hesaplanan sıvı film debisine belli bir hata oranının altında yakın ise başlangıçta kabul edilen sıvı film kalınlığı doğru olmaktadır. Eğer sonuçlar yakın değil ise başka bir sıvı film kalınlığı kullanılarak işlemler tekrarlanmaktadır. Bu sayede boru boyunca her bir kesit için bu işlemler tekrarlanarak sıvı filmi kalınlığının boru boyunca değişimi tespit edilmiştir. Buna bağlı olarak ısı taşınım katsayısı Nusselt (1916) modelinde olduğu gibi hesaplanmaktadır.

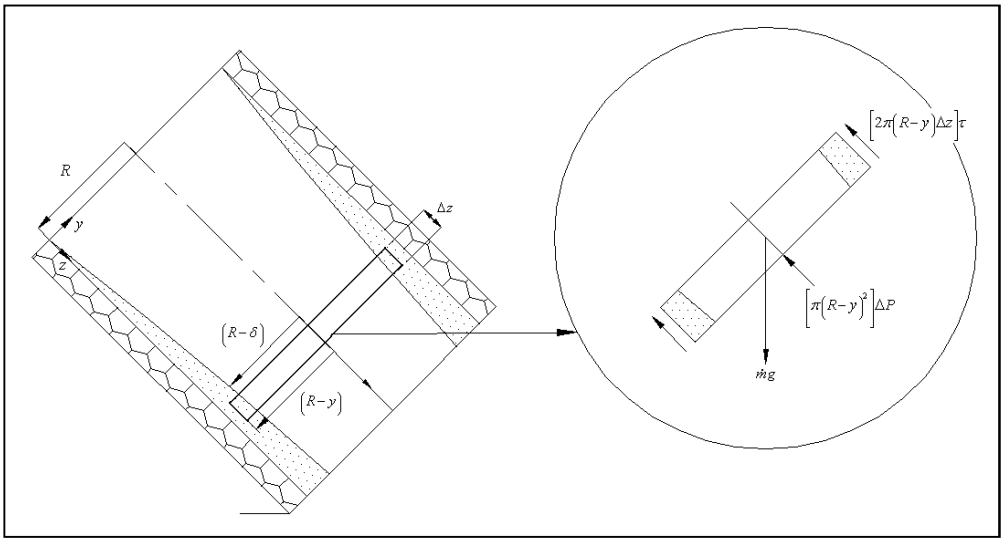
Literatürde yer alan analitik çözümlemelere bir başka örnek ise Kwon ve diğ. (2001) tarafından yapılmıştır. Boru içinde, türbülanslı halkasal akış halinde gerçekleşen ısı geçişi için analitik bir model geliştirilmiştir. Oluşturulan bu model de Blangetti ve Schlunder (1978) türbülans eddy viskozite profilinin yeniden düzenlenmiş hali kullanılmıştır. Ayrıca yüksek buhar hızından ötürü sıvı filminde oluşan sürüklenme etkisi de göz önüne alınmıştır. Elde edilen sonuçlar deney verileri ile karşılaştırıldığında özellikle sürüklenme etkisinin deney sonuçlarını olumlu yönde etkilediği tespit edilmiştir. Ayrıca geliştirilen yeni türbülans eddy viskozite profili yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı taşınım katsayısını Blangetti ve Schlunder (1978) modeline göre daha iyi tahmin etmektedir. Whalley (1987) yüksek buhar hızlarında sıvı-buhar ara-yüzeyinin dalgalandığını ve sıvı sürüklenmesinin gerçekleştiğini belirtmiştir. Bu mekanizma ile sıvı film kalınlığının inceldiği ve bu nedenle ısı taşınım katsayısının arttığı öne sürülmüştür. Kwon ve diğ. (2001) daha önce yapılan benzer çalışmaların Whalley (1987) tarafından belirtilen bu hususu göz önüne almadığı belirtilmiştir.

Oluşturulan model de yapılan kabuller sırasıyla;

- Sürekli hal
- Boru çeperi boyunca halkasal film kalınlığı düzgün dağılımlıdır
- Halkasal sıvı filmi ortalama dalgalı film kalınlığına eşdeğer düz film kalınlığına sahiptir.
- Sıvı filmi tamamen türbülanslı akmaktadır.
- Momentum ve enerji denklemlerinde yer alan taşınım terimler ihmal edilmiştir.

- Türbülans modeli için eddy viskozite profili kullanılmıştır.

Şekil 1.4'de oluşturulan kontrol hacmi detaylı olarak gösterilmiştir. Dikkat edilecek olursa bu kontrol hacmi sıvı filmi içerisinde kayma gerilmesi ve hız dağılımını ayrık olarak incelerken, buhar için genel ortalama değerler kullanılmıştır. Ara yüzey kayma gerilmesi buna göre hesaplanmaktadır.



Şekil 1.4: Kwon ve diğ. (2001) yoğuşma modeli için kontrol hacmi.

Kontrol hacmi hem sıvı hem de buhar kısmını kapsamaktadır. Kontrol hacmi toplam kuvvet dengesi göz önüne alındığında sıvı filmi içerisinde kayma gerilmesini veren ifade taşınım ve yerel terimlerin ihmal edilmesinden ötürü sıfırdır ve denklem 1.25'de verilmiştir.

$$\tau = \frac{R-y}{2}\left[\rho_s g \sin\theta - \frac{dP}{dz}\right] - g\sin\theta\left(\rho_s - \rho_b\right)\frac{\left(R-\delta\right)^2}{2\left(R-y\right)} \qquad \textbf{(1.25)}$$

Sıvı filmi türbülanslı olduğu için kayma gerilmesi türbülanslı eddy viskozitesine bağlı olarak yazılmıştır. Denklem 1.26 kullanılarak sıvı filmi içerisinde hız dağılımı elde edilebilecektir.

$$\tau = \rho_s\left(\upsilon_s + \varepsilon_m\right)\frac{du}{dy} \qquad \textbf{(1.26)}$$

Elde edilen hız dağılımına bağlı olarak yoğuşan sıvı filminin debisi ve sıvı filmi Reynolds sayısı sırasıyla denklem 1.27 ve 1.28 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\Gamma = \frac{G(1-x)(1-E)\pi d^2}{4} = \pi d \int_0^{\delta} \rho_s u dy \qquad \textbf{(1.27)}$$

$$\mathrm{Re}_s = \frac{G(1-x)(1-E)d}{\mu_s} = \frac{4\Gamma}{\mu_s} \qquad \textbf{(1.28)}$$

Bu denklemlerde yer alan sıvı filmi sürüklenme etkisi, E, Ishii ve Mishima (1989) bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır ve bu bağıntı denklem 1.29'da verilmiştir.

$$E = \tanh\left[7.25\times10^{-7} We^{1.25} \mathrm{Re}_s^{0.25} \right] \qquad \textbf{(1.29)}$$

Son olarak denklem 1.30'da sıvı filmi için enerji denklemi türbülanslı Prandtl sayısına göre düzenlenmiş hali ile verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial y}\left[\left(\alpha_s + \varepsilon_H \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] = 0 \qquad \textbf{(1.30)}$$

Burada ε_H türbülanslı eddy ısı yayılım katsayısıdır. Bu çalışma da üç farklı türbülanslı Prandtl sayısı modeli kullanılmıştır. İlkinde türbülanslı Prandtl sayısı sabit (0.9) alınmıştır. İkincisinde Jischa ve Ricke (1979) modeli kullanılmıştır. Üçüncüsünde ise geliştirilmiş Kays ve Crawford (1980) modeli kullanılmıştır.

Sonuç olarak bu model döngüsel bir algoritmaya sahiptir. Bilinen buhar kalitesi değerine göre sıvı filmi tahmin edilmektedir. Buna bağlı olarak momentum ve enerji denklemleri çözülmekte ve elde edilen sonuca göre sıvı filmi debisinin bilinen buhar kalitesine bağlı olarak hesaplanan değeri sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmektedir. Eğer sonuç belli bir hata payının üstünde ise sıvı filmi kalınlığı değiştirilerek yeniden çözümleme yapılmaktadır.

Son olarak Kwon ve diğ. (2001) yatay konumda R22 soğutucu akışkanının 9.52 mm çapında boru içinde yoğuşmasını deneysel olarak incelemişlerdir ve yukarıda oluşturulan model ile deney verilerini kıyaslamışlardır. Sonuç olarak geliştirilmiş Blangetti ve Schlunder (1978) türbülanslı eddy viskozite modeli ısı taşınım katsayısını hesaplamada başarılı olmuştur. Sürüklenme etkisinin elde edilen sonuçları olumlu yönde etkilediği tespit edilmiştir. Bu modelde belirtilen algoritma Carey (1992) yoğuşma modelinde belirtilen algoritmanın aynısıdır. Burada farklı olan bu modelin türbülanslı olmasının yanı sıra döngü durdurma kriteridir.

Pei-Wen Li ve diğ. (2000) yatay konumda düz boru içinde halkasal akışı göz önüne alan bir yoğuşma modeli geliştirmişlerdir. Modelden elde edilen sonuçlar R22 ve R134a ile yapılan deneyler ile mukayese edilmiştir. Deneyler 11 mm çapında 13 m uzunluğunda test borusu kullanılarak 200-510 kg/m^{2}s kütlesel akı değerlerinde yapılmıştır. Oluşturulan model kapsamında sıvı filmi ara yüzey kayma gerilmesinden ötürü türbülanslıdır. Sıvı filmi içinde temel ısıl direnç laminar alt tabakada oluşmaktadır. Sıvı filmi içinde hız dağılımını bulmak için boru içerisinde türbülanslı akış için geçerli Von-Karman denklemleri kullanılmıştır.

Model kapsamında yapılan kabuller sırasıyla;

1. Boru çevresinde sıvı filmi kalınlığı düzgün dağılımlıdır.

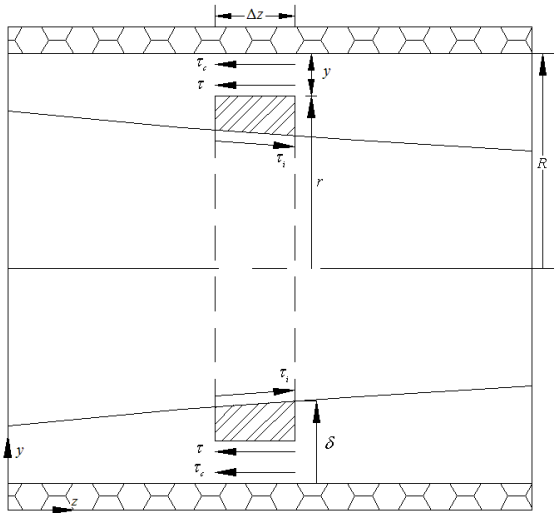
2. Ara yüzeyde sürüklenme yoktur. Bu nedenle ara yüzey düzdür.

3. Sıvı filmi türbülanslıdır.

4. Sıvı filmi içinde aşırı soğuma ihmal edilmiştir.

5. Sıvı ve buhar özellikleri sabit kabul edilmiştir.

Oluşturulan modele ait kontrol hacmi Şekil 1.5'de verilmiştir.



Şekil 1.5: Pei-Wen Li ve diğ. (2000) yoğuşma modeli için kontrol hacmi.

Sıvı filmi içinde hız dağılımının veya türbülanslı eddy viskozitesinin bulunabilmesi için 'τ' kayma gerilmesinin bilinmesi gerekmektedir. Bunun için Şekil 1.5'de belirtilen kontrol hacmi için momentum denklemi denklem 1.31 de verildiği gibi yazılmıştır.

$$-\frac{dP}{dz}A_r + \tau_i S_i - \tau S = \left[\frac{d}{dz}\left(u_s \dot{m}_s\right) - u_i \frac{d\dot{m}_L}{dz}\right]\frac{A_r}{A_\delta} \qquad \textbf{(1.31)}$$

Denklem 1.31 de her bir kuvvetin etki ettiği yüzey alan ve çevreleri denklem 1.31a, 1.31b, 1.31c ve 1.31d de ayrıntılı bir şekilde verilmiştir.

$$A_r = \pi\left[\left(R-y\right)^2 - \left(R-\delta\right)^2\right] \qquad \textbf{(1.31a)}$$

$$A_\delta = \pi\left[R^2 - \left(R-\delta\right)^2\right] \qquad \textbf{(1.31b)}$$

$$S_i = 2\pi\left(R-\delta\right) \qquad \textbf{(1.31c)}$$

$$S = 2\pi\left(R-y\right) \qquad \textbf{(1.31d)}$$

Denklem 1.31'de eşitliğin sağ tarafında yer alan ifade ara yüzeyde gerçekleşen kütle alış verişine bağlı olarak oluşan momentum değişimidir. Sıvı filmi türbülanslı olduğu için kayma gerilmesi türbülanslı eddy viskozitesine bağlı olarak yazılmıştır. Türbülans modeli için Von Karman evrensel hız profili kullanılmıştır. Sıvı filmi için enerji denklemi yazılmıştır ve denklem 1.32'de verilmiştir.

$$\frac{Q}{A} = \rho_s c_{p,s}\left(\alpha_s + \frac{\varepsilon_m}{\mathrm{Pr}_t}\right)\frac{dT}{dy} \qquad \textbf{(1.32)}$$

Denklem 1.32'de yer alan türbülanslı Prandtl sayısı sabit (1) alınmıştır. Cidar kayma gerilmesi ve sürtünmelerden kaynaklanan basınç kaybı Lockhart-Martinelli metodu kullanılarak tespit edilmiştir. Toplam basınç kaybının bulunabilmesi için buhar kalitesinin konuma bağlı gradyeninin bilinmesi gerekmektedir. Bunun için yoğuşturucu boyunca buhar kalitesi değişimi doğrusal alınmıştır.

Bu model bilinen buhar kalitesi değerlerinde sıvı filmi debisinin tahmin edilen sıvı film kalınlığına göre hesaplanması ile oluşturulmuş bir algoritması vardır. Tahmin edilen sıvı filmi kalınlığına göre sıvı filmi içerisinde hız dağılımı, buna bağlı olarak kayma gerilmesi dağılımı hesaplanmakta ve ısı taşınım katsayısı bulunmaktadır. Eğer hız dağılımına bağlı olarak hesaplanan sıvı film debisi, buhar kalitesine bağlı olarak bilinen sıvı film debisini belli bir hatanın üzerinde tahmin etmiş ise sıvı film kalınlığı değiştirilerek analizler yeniden yapılmaktadır. Faghri ve Zhang (2006) yukarıda bahsedilen modellerin benzerini oluşturmuşlardır. Bu modelde sıvı filmi ve buhar düşey boru içerisinde yer çekimi doğrultusunda birlikte akmaktadır. Nusselt

modelinde olduğu gibi taşınım terimleri ihmal edilmiştir. Kontrol hacmine sadece basınç, yerçekimi ve kayma gerilmesi kuvvetleri etkimektedir. Diğer türbülanslı modellerden farklı olarak türbülanslı Eddy viskozitesi Szablewski (1968) modeli ile ifade edilmiştir. Ayrıca türbülans Prandtl sayısı için Habib ve Na (1974) modeli uygulanmıştır.

Borujerdi (2001) yapmış olduğu çalışma kapsamında Reynolds analojisi, Van Driest hipotezi ve Prandtl karışım uzunluğu teoreminin kullanıldığı düşey düz boru içerisinde film yoğuşması modeli sunmuştur. Oluşturulan model için yapılan kabuller sırasıyla;

- Buhar çekirdeği içerisinde sıvı sürüklenmesi ihmal edilmiştir.
- Sıvı ince bir film şeklinde akmaktadır. ($\delta << R$)
- Sıvı filmi çevresince taşınım oranı boru boyunca oluşan taşınımdan çok daha büyük olduğu için enerji ve momentum denkleminde yer alan taşınım terimleri ihmal edilmiştir.
- Oluşturulan model zamandan bağımsız ve bir boyutludur.
- Basınç terimi boru boyunca herhangi bir kesit için sabittir ve yalnızca eksenel yönde değişmektedir.

Mevcut model algoritması döngüsel bir yapıya sahiptir. Diğer analitik modellerde olduğu gibi sıvı film kalınlığının tahmin edilmesine göre hesaplamalar yapılmaktadır.

1.2 Tezin Amacı ve Hipotez

Yapılan detaylı literatür araştırması da göstermektedir ki konu hakkında çok sayıda deneysel ve teorik çalışma yapılmıştır ve yapılmaktadır. Boru içi yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı geçişine etki eden birçok parametre söz konusudur. Kütlesel akı, doyma basıncı veya sıcaklığı, buhar kalitesi değişimi, cidar ve doyma sıcaklık farkı, boru eğim açısı ve geometrik özellikleri, kullanılan soğutucu akışkan cinsi olarak belirtilebilir. Parametrelerin çeşitliliği ve gerekse her parametre değerinin geniş bir aralıkta değişmesi, bu konudaki araştırmaların süregelmesinin ve bu konunun günümüzde halen araştırılmasının gerekçesi olarak gösterilmektedir. Bu parametrelerden soğutucu akışkan cinsi en önemli parametrelerden biridir. Yaygın

kullanımı açısından soğutucu akışkan R134a için yapılan deneysel çalışmaların birçoğu ise, yatay konumdaki test boruları kullanılarak yapılmıştır. Düşey konumdaki test borularının kullanıldığı deneysel çalışmalarda ise, genellikle akışkan olarak su kullanılmıştır. Farklı eğim açısını göz önüne alan deneysel çalışmalar ise çok az sayıdadır. Genel olarak konu ile yapılan deneysel çalışmalarda hedef ısı geçişini daha doğru ortaya koymak için, ısı taşınım katsayılarının hassas olarak büyük bir doğrulukla tespit edilmesidir.

Yukarıda bahsi geçen parametrelere bağlı olarak birçok araştırmacı literatüre deneysel veri kazandırmakta ve ayrıca yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen deney verileri ile mevcut ısı taşınım katsayısı bağıntıları karşılaştırılmaktadır. Bağıntıların yetersiz olduğu noktalar tespit edilmekte ve yapılan düzeltmeler ile çok daha geniş kullanım alanına sahip tutarlı bağıntılar oluşturulmaktadır. Bir diğer deyişle bağıntılar iyileştirilmekte, uygulama sahaları genişletilmektedir.

Yapılan teorik çalışmalar açısından ise, teorik çalışmalar sayısal ve analitik olarak yapılmaktadır ve belli akış rejimleri ile kısıtlı olmaktadır. Teorik model çalışmalarının özetlendiği literatür özetinde de görüleceği gibi, analitik modeller cidar sıcaklığını sabit kabul ederek bilinen buhar kalitesinde bir boyutlu olarak bu probleme yaklaşmaktadır. Yoğuşturucu boyunca buhar kalitesinin değişimi bilinmesi gereken önemli bir noktadır ve mevcut analitik modeller bu konuya açıklık getirememektedir. Bunun yanı sıra oluşturulan analitik modellerin birçoğu sadece sıvı filmini incelemektedir. Buhar faza ait hız, sıcaklık gibi özellikler ortalama değerlerde alınmaktadır. Özelliklede ara yüzey kayma gerilmesi için buhar fazı içinde hız ve sıcaklık dağılımını göz önüne alarak hesaplayan modeller daha tutarlı sonuçlar verecektir.

Bu tez çalışması kapsamında saf R134a soğutucu akışkan buharının boru içerisinde yoğuşması farklı parametreler göz önüne alınarak incelenmiştir. Bu parametrelerin ilki boru yüzey tipidir. Deneyler, aynı şartlar altında iç yüzeyi düz ve mikro-kanatlı borular için yapılmıştır. Burada ki hedef iç yüzeyde sarmal şekilde yer alan mikro-kanatların ısı geçişinde ne tür bir değişikliğe sebep olduğunun ortaya konmasıdır.

Araştırmada hedeflenen ikinci parametre, içerisinde yoğuşmanın gerçekleştiği test borusunun yatay düzlemle yapmış olduğu eğim açısıdır. Aynı şartlar altında 90° (düşey), 60°, 30° ve 0° (yatay) eğim açılarında deneyler yapılmıştır. Hem iç yüzeyi

düz, hem de iç yüzeyi mikro-kanatlı borular için yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı geçişi, kütlesel akı, doyma basıncı, buhar kalitesi değişimi, cidar ve doyma sıcaklık farkı gibi farklı ısı geçişine etki eden parametre değerlerinde incelenmiştir. Her bir parametrenin, yoğuşma ısı taşınım katsayısına ve dolayısıyla ısı geçişine ve yoğuşma miktarına olan etkisi deneysel olarak ortaya konmuştur. Deneysel çalışma kapsamında son olarak, araştırılan parametreler esas alınarak boyut analizi yapılmış ve gerek düz, gerekse mikro-kanatlı borular için ısı taşınım katsayısı bağıntıları geliştirilerek, uluslararası makaleler ile sunulmuş diğer mevcut bağıntıların geçerliliği de irdelenmiştir.

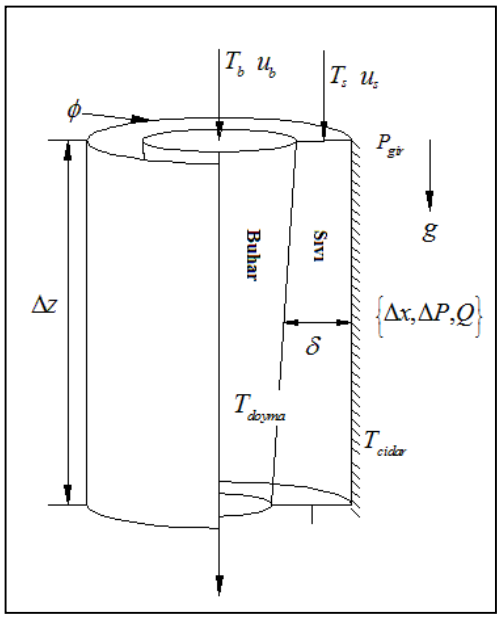
Sunulan tez çalışmasında, teorik model çalışmaları kapsamında iç içe geçmiş eş merkezli borulu ısı değiştiricisi tasarımı üzerinde durulmaktadır. İç kısımda yoğuşan R134a buharının yanı sıra, cidarı soğutmak için iç borunun dış kısmında akan su da teorik incelemeye dâhil edilmiştir. Sonuç olarak yoğuşma ısı taşınım katsayısının yanı sıra cidar sıcaklığının ve buhar kalitesinin ısı değiştiricisi boyunca değişimini de hesap eden bir model geliştirilmesi hedeflenmiştir. Model sonuçları deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen veriler ile karşılaştırılarak modellerin geçerliliği irdelenmiştir.

2. BORU İÇİ YOĞUŞMA İÇİN ZORLANMIŞ ISI GEÇİŞİ

Boru içerisinde yoğuşma esnasında akış rejimini ve buna bağlı olarak ısı geçişini belirleyen iki önemli kuvvet vardır. Bunlar yerçekimi ve buhar kayma gerilmesi kuvvetleridir. Düşey boru içerisinde yerçekimi doğrultusunda gerçekleşen yoğuşma için bu iki kuvvet aynı yönde etkimektedir ve gözlemlenen baskın akış rejimi halkasal akış olmaktadır. Yatay konumdaki boru içerisinde yoğuşmada ise bahsi geçen iki kuvvet birbirine dik yöndedir. Bu iki kuvvetin birbirine göre büyüklükleri akış rejimini belirlemektedir. Düşük buhar hızlarında, yerçekimi kuvveti buhar kayma kuvvetine göre daha büyük olmakta ve boru iç çeperinin üst kısmında yoğuşan sıvıyı borunun alt kısmına çekmektedir. Bu durumda gözlemlenen akış rejimi tabakalı akış olmaktadır. Farklı eğim açılarında ise yerçekimi ve kayma gerilmesi kuvvetlerinin etkileri eğim açısına göre değişmektedir. Bu da düşey veya yatay konumda gerçekleşen yoğuşmada gözlemlenen akış rejimlerinin farklı şartlar altında ve beklenenden farklı noktalarda gerçekleşmesine yol açmaktadır. Örneğin aynı şartlar altında yatay boruda tabakalı akış gözlemlenirken farklı eğim açılarında halkasal akış veya başka bir akış rejimi gözlemlenebilir. İç yüzeyi mikro-kanatlı borularda ise yukarıda belirtilen kuvvetlerin yanı sıra yüzey gerilimi kuvvetleri de işin içine girmektedir. Ayrıca mikro-kanatlar aracılığı ile yoğuşan sıvı filmi boru iç çeperine düz boruya kıyasla daha düzgün dağılmaktadır. Bu nedenlerden ötürü mikro-kanatlı boruda gözlemlenen akış rejimleri tamamen farklı şartlar altında oluşmaktadır.

2.1 Boru İçi Yoğuşmaya Etki Eden Parametreler

Boru içerisinde yoğuşma esnasında gerçekleşen zorlanmış ısı geçişini doğru bir şekilde analiz edebilmek için öncelikli olarak bu fiziksel olaya etki eden parametrelerin netleştirilmesi gerekmektedir. Boru içerisinde yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı geçişini ifade edebilecek parametrelerin belirlenmesi için boyut analizi yapılmıştır. Şekil 2.1'de boyut analizinde kullanılacak değerler belirtilmiştir.



Şekil 2.1: Boyut analizinde kullanılacak değerler.

Boyut analizi yapılırken temel büyüklükler, kütle (m), uzunluk (l), zaman (t) ve sıcaklık (K) olarak belirlenmiştir. Deneysel çalışmada bazı değerler ölçülürken bazı değerlerde ölçülen değerlere bağlı olarak hesaplanır. Boyut analizinde kullanılacak değerler ölçülen deneysel değerler, fiziksel özellikler ve genel özellikler olarak sınıflandırılmıştır. Sınıflandırılan bu özellikler Çizelge 2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2.1: Ölçülen deneysel değerler ve fiziksel özellikler.

Ölçülen Değerler			**Fiziksel Özellikler**			**Genel Özellikler**	
G	Kütlesel Akı (kg/m^2s)		**ρ**	Yoğunluk (kg/m^3)		**d**	Boru iç çapı (m)
T_d	Doyma Sıcaklığı (ºC)		**μ**	Dinamik Viskozite (Pas)		**L**	Boru Uzunluğu (m)
P_d	Doyma Basıncı (Bar)		**k**	Isı İletim Katsayısı (W/mK)		**g**	Yer çekimi İvmesi (m/s^2)
T_c	Cidar Sıcaklığı (ºC)		**c_p**	Özgül Isı (J/kgK)			
ΔP	Basınç Kaybı (Bar)		**h_{sb}**	Sıvı Buhar Entalpi Farkı (J/kg)			

Buna ek olarak Çizelge 2.1'de belirtilen değerlerin boyut formülleri tespit edilmiştir ve boyut matrisi halinde Çizelge 2.2'de sunulmuştur.

Çizelge 2.2: Boyut analizinde kullanılan değerlerin boyut formülleri.

	d	**L**	**g**	**ρ**	**μ**	**k**	**c_p**	**h_{sb}**	**ΔT**	**ΔP**	**G**
m	0	0	0	1	1	1	0	0	0	1	1
l	1	1	1	-3	-1	1	2	2	0	-1	-2
t	0	0	-2	0	-1	-3	2	-2	0	-2	-1
K	0	0	0	0	0	-1	-1	0	1	0	0

Boyut formülleri kullanılarak ölçülen değerler ve fiziksel özellikler arasında fiziksel bir ilişkinin ortaya konması gerekmektedir. Bunun için boyut analizi uygulanırken referans değişkenler boru iç çapı (d), yoğunluk (ρ), kütlesel akı (G) ve cidar ile doyma sıcaklıkları arasındaki fark (T_d-T_c, ΔT) olarak belirlenmiştir. Buckingham-Pi teoremi uygulanarak boyutsuz pi sayıları bulunmuştur. Boyutsuz pi sayıları kullanılarak da olayın fiziğini ifade eden boyutsuz sayılar tespit edilmiştir. Çizelge 2.3'de elde edilen boyutsuz sayılar ile bu sayıların anlamları verilmiştir.

Çizelge 2.3: Boyutsuz sayılar ve anlamları.

Boyutsuz Sayılar		
$\Pi_1 = \frac{\mu}{Gd}$	$\frac{1}{\Pi_1} = \mathrm{Re} = \frac{Gd}{\mu}$	Reynolds Sayısı: Atalet kuvvetlerinin kayma gerilmesi kuvvetlerine oranı
$\Pi_2 = \frac{k\rho^2 \Delta T}{dG^3}$	$\frac{\Pi_1 \Pi_3}{\Pi_2} = \mathrm{Pr} = \frac{\mu c_p}{k}$	Prandtl Sayısı: Momentum yayılımının ısı yayılımına oranı
$\Pi_3 = \frac{c_p \rho^2 \Delta T}{G^2}$	$\frac{\Pi_3}{\Pi_4} = Ja = \frac{c_p \Delta T}{h_{sb}}$	Jakob Sayısı: Duyulur ısının gizli ısıya oranı
$\Pi_4 = \frac{\rho^2 h_{sb}}{G^2}$	$\frac{1}{\Pi_6} = Fr = \frac{G^2}{\rho^2 g d}$	Froude Sayısı: Atalet kuvvetlerinin yer çekimi kuvvetlerine oranı
$\Pi_5 = \frac{\rho \Delta P}{G^2}$	$\Pi_5 = \frac{\rho \Delta P}{G^2}$	
$\Pi_6 = \frac{g d \rho^2}{G^2}$	$\frac{\Pi_7}{\Pi_2} = Nu = \frac{hd}{k}$	Nusselt Sayısı: Boyutsuz ısı taşınım katsayısı
$\Pi_7 = \frac{h\rho^2 \Delta T}{G^3}$	$\Pi_7 = \frac{h\rho^2 \Delta T}{G^3}$	

Elde edilen bu boyutsuz sayılar boru içerisinde yoğuşma da hem sıvı hem de buhar için tanımlanabilmektedir. Buhar kalitesine bağlı olarak sadece sıvı filmi esas alınarak boyutsuz parametreler yeniden düzenlemek mümkündür. Çizelge 2.4'de sıvı filmi için tanımlanan boyutsuz sayılar verilmiştir.

Çizelge 2.4: Sıvı filmi için tanımlanan boyutsuz sayılar.

$\mathrm{Re}_s = \frac{G(1-x)D}{\mu_s}$	$\mathrm{Pr}_s = \frac{\mu_s c_{p,s}}{k_s}$
$Ja = \frac{c_{p,s}\Delta T}{h_{sb}}$	$Fr_s = \frac{G^2(1-x)^2}{\rho_s^2 g D}$
$Nu = \frac{hD}{k_s}$, $Nu = \frac{h\left(\sqrt[3]{\frac{\upsilon_s^2}{g}}\right)}{k_s}$	$\Pi_5 = \frac{\rho_s \Delta P}{G^2}$

Literatürde yer alan bazı çalışmalarda sıvı filmi yerine buhar dikkate alınarak boyutsuz sayılar oluşturulmaktadır. Ayrıca hem sıvı hem de buharın göz önüne alındığı eşdeğer boyutsuz sayılarda oluşturulmaktadır.

2.2 Isı Taşınım Katsayısı Bağıntıları

Boru içerisinde yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı geçişini hassas bir şekilde tahmin edebilmek için çok sayıda ısı taşınım katsayısı bağıntısı geliştirilmiştir. Gerek iç yüzeyi düz gerekse mikro-kanatlı borular için bu bağıntılar bir önceki bölümde elde edilen boyutsuz sayıların deney verileri ile ilişkilendirilmesi sonucu elde edilmektedir. Bu bölümde literatürde yer alan ısı taşınım katsayısı bağıntılarına yer verilmiştir.

2.2.1 Düz boru ısı taşınım katsayısı bağıntıları

Ming Z. (1998) yapmış olduğu çalışmada yoğuşma ısı taşınım katsayısı bağıntıları ile ilgili detaylı bilgiler vermiştir. Düz boru içerisinde yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı geçiş mekanizmasına etki eden iki kuvvet vardır. Bunlar yer çekiminden ve buhar kayma gerilmesinden kaynaklanan kuvvetlerdir. Mikro kanatlı borularda yüzey

gerilimi de önemli olmaktadır. Yoğuşturuculardа baskın akış rejimi halkasal akış olduğu için buhar kayma gerilmesini göz önüne alan bağıntılar incelenmiştir. Buhar hızı yeteri kadar yüksek olduğunda, ara yüzey kayma gerilmesi yer çekimi kuvvetlerine oranla daha baskın olmaktadır. Sonuç olarak yaklaşık simetrik sayılabilecek halkasal akış görülmektedir. Bu konu ile ilgili bağıntılar kullanılan yöntem veya yapılan kabullere göre sınıflandırılmaktadır. Bunun için 4 farklı kategori belirlenmiştir.

1. İki fazlı akış çarpanı yaklaşımı
2. Eşdeğer sıvı akış yaklaşımı
3. Kayma gerilmesi odaklı yaklaşım
4. Sınır tabaka yaklaşımı

İki fazlı akış çarpanı yaklaşımı

İki fazlı akış çarpanı yaklaşımı genel olarak Boyko ve Kruzhilin (1967), Shah (1979), Dobson ve diğ. (1994) ve Dobson ve Chato (1998) bağıntılarını içermektedir. Teorik temelde bu yaklaşım ısı geçişinin halkasal sıvı filmi boyunca olduğunu kabul etmektedir. Bu halkasal sıvı filmi boyunca gerçekleşen ısı geçişinin tek fazlı akış halinde aynı sıvı filmi kalınlığı boyunca gerçekleşen ısı geçişi ile benzer olduğu kabul edilmiştir. Bu iki ısı geçiş mekanizması iki fazlı akış çarpanı ile orantılanmıştır. Tek fazlı akış için ısı taşınım katsayısı Dittus- Boelter denklemi ile ifade edilmiştir.

Shah (1979) yapmış olduğu çalışmada soğutucu akışkanlar su, R11, R12, R22, R113, etanol, benzene, tolüene ve trikloroetilenin boru içerisinde yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı geçişini tahmin etmek için bir bağıntı geliştirmiştir. Bu bağıntıda kullanılan deney verileri 7-40 mm iç çapında yatay, düşey ve farklı eğim açılarına sahip test borularına aittir. Bağıntı oluşturmak için kullanılan deney verilerine ait parametrelerin aralıkları, indirgenmiş basınç için 0.002-0.44, doyma sıcaklığı için 21-310 °C, buhar hızı için 3-300 m/s, buhar kalitesi için 0-100 %, kütlesel akı için 10-210 kg/m^2s, ısı akısı için 158-1893000 W/m^2, sıvı Reynolds sayısı için 100-63000, sıvı Prandtl sayısı için 1-13 olarak verilmiştir. 474 deney verisi incelenmiş ve ortalama sapmanın %15.4 olduğu tespit edilmiştir. Bu bağıntı sadeleştirilmiş hali ile denklem 2.1'de verilmiştir.

$$h_{Shah} = 0.023 \mathrm{Re}_s^{0.8} \mathrm{Pr}_s^{0.4} \frac{k_s}{d} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8 x^{0.76} (1-x)^{0.04}}{\mathrm{P}_{ind}^{0.38}} \right] \quad \textbf{(2.1)}$$

Deney verilerine bağlı olarak hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısının test borusu boyunca buhar kalitesi değişimine bağlı olduğunu belirtilmiştir. Eğer test borusu boyunca buhar kalitesi değişimi % 20'den az ise doğrusal buhar kalitesi değişimi kabulünden kaynaklanan hatanın ihmal edilebileceğini belirtmiştir. Mevcut bağıntı deney verileri incelendiği zaman bazı uygulamalarda yüksek hatalar vermiştir. Bunların nedenleri sırasıyla şu şekilde ifade edilmiştir;

- Yüksek buhar kalitesi ve sürüklenme: %85-%100 buhar kalitesi değerlerinde hata payı yüksek çıkmıştır. Bunun nedeni yüksek buhar kalitesi genellikle test borusu girişinde olduğu için giriş etkisi ile açıklanmıştır. Başka bir neden olarak yüksek buhar kayma gerilmesinin sürüklenmeye sebep olması ve sürekli sıvı filmi içerisinde kopukluklar oluşması şeklinde belirtilmiştir. Ayrıca yoğuşmanın tam olarak nerede başladığı bilinmediğinden tahmin edilen buhar kalitesi ve ısı taşınım katsayıları yüksek hataya sahiptir.
- Reynolds sayısının etkisi: Sıvı Reynolds sayısı 350 den az olan deney verileri az olduğu için Shah (1978) bu değerin altında bağıntının yüksek hatalar vereceğini belirtmiştir.

Shah (2009) daha önceden geliştirmiş olduğu (Shah(1979)) bağıntıyı daha geniş ölçüm aralığına sahip parametreler kullanılarak daha kapsamlı hale getirmiştir. Bağıntının geliştirilmesinde düşey, eğimli ve yatay konumda boru içerisinde yoğuşan 22 akışkan göz önüne alınmıştır. Parametre aralıkları boru çapı için 2-49 mm, indirgenmiş basınç için 0.0008-0.9, kütlesel akı için 4-820 kg/m^{2}s, sıvı Reynolds sayısı için 68-85000 ve Prandtl sayısı için 1-18 olarak verilmiştir. 39 farklı kaynağa ait toplam 1189 veri %14.4 ortalama sapma hesaplanmıştır. Oluşturulan bağıntı, çalışma kapsamında tanımlanan ısı geçiş bölgelerine göre uygulanmaktadır. Düşey ve eğimli boru için 3 farklı ısı geçiş bölgesi tanımlanmıştır. Mevcut verilere göre yatay boru için sadece iki tane ısı geçiş bölgesi tanımlanmıştır.

Bivens ve Yokozeki (1994) daha önce Shah (1979) tarafından geliştirilen bağıntıyı, kütlesel akıya bağlı bir terim kullanarak yeniden düzenlemişlerdir. Bu bağıntı R22,

R502, R32/R134a, R32/R125/R134a soğutucu akışkanına ait deney verileri kullanılarak oluşturulmuştur. Bu bağıntı denklem 2.2'de verilmiştir.

$$Nu_{Bivens} = Nu_{Shah}\left(0.78738 + \frac{6187.89}{G^2}\right) \quad \textbf{(2.2)}$$

Dobson ve diğ. (1994) ile Dobson ve Chato (1998) yatay borular için geçerli yeni bir bağıntı oluşturmuşlardır. Tespit edilen çeşitli akış rejimleri kayma gerilmesi ağırlıklı (halkasal) ve yer çekimi kuvvetleri ağırlıklı (dalgalı) olmak üzere iki sınıfa ayrılmıştır. Bağıntı R12, R22, R134a, R32/R125 (%50-%50), R32/R125 (%40-%60) soğutucu akışkanlarından elde edilen deney verilerine göre oluşturulmuştur. 3.14-7.04 mm boru iç çapı, 25-800 kg/m^{2}s kütlesel akı, %10-%90 buhar kalitesi değişimi, 35-45 °C doyma sıcaklığı, 5-15 kW/m^2 ısı akısı ve 0.21-0.57 indirgenmiş basınç ölçüm aralıkları göz önüne alınmıştır.

Halkasal akış ısı taşınım katsayısı, G≥500 kg/m^{2}s;

$$Nu_{Dobson} = 0.023\,\mathrm{Re}_s^{0.8}\,\mathrm{Pr}_s^{0.4}\left[1 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.89}}\right]^{1/6} \quad \textbf{(2.3)}$$

Dalgalı akış ısı taşınım katsayısı, G<500 kg/m^{2}s, Fr_{so}<20

$$Nu_{Dobson} = \frac{0.23\,\mathrm{Re}_{go}^{0.12}}{1 + 1.1X_{tt}^{0.58}}\left[\frac{Ga\,\mathrm{Pr}_s}{Ja_s}\right] + \left(\frac{\arccos(2\alpha - 1)}{\pi}\right)Nu_{zorl.} \quad \textbf{(2.4)}$$

$$Nu_{zorl.} = 0.0195\,\mathrm{Re}_s^{0.8}\,\mathrm{Pr}_s^{0.4}\sqrt{1.376 + \frac{c_1}{X_{tt}^{c_2}}} \quad \textbf{(2.4a)}$$

$$\begin{aligned} 0 < Fr_s \le 0.7 \quad &\rightarrow \quad \begin{cases} c_1 = 4.172 + 5.48Fr_s - 1.564Fr_s^2 \\ c_2 = 1.773 - 0.169Fr_s \end{cases} \\ Fr_s > 0.7 \quad &\rightarrow \quad \begin{cases} c_1 = 7.242 \\ c_2 = 1.655 \end{cases} \end{aligned} \quad \textbf{(2.4b)}$$

Halkasal ve dalgalı akış rejimleri arasındaki limit değer denklem 2.4c'de verilen düzenlenmiş Froude sayısı Fr_{so} kullanılarak tespit edilmektedir.

$$Fr_{so} = c_3\,\mathrm{Re}_s^{c_4}\left(\frac{1 + 1.09X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}}\right)^{1.5}\frac{1}{Ga^{0.5}} \quad \textbf{(2.4c)}$$

$$\begin{aligned} \mathrm{Re}_s \le 1250 \;&\rightarrow\; \begin{cases} c_3 = 0.025 \\ c_4 = 1.59 \end{cases} \\ \mathrm{Re}_s > 1250 \;&\rightarrow\; \begin{cases} c_3 = 1.26 \\ c_4 = 1.04 \end{cases} \end{aligned} \qquad \textbf{(2.4d)}$$

Fujii (1995) R22, R134a ve R123 soğutucu akışkanlarının 8.4 mm iç çapında düz boruda yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı taşınım katsayısı değerlerini içeren deney verilerini kullanarak bir bağıntı geliştirmiştir. Kayma gerilmesinin baskın olduğu bölgeler için geçerli Nusselt bağıntısı denklem 2.5'de verilmiştir;

$$Nu = 0.0125\left(\mathrm{Re}_s \sqrt{\frac{\rho_s}{\rho_b}} \right)^{0.9} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.1x+0.8} \mathrm{Pr}_s^{0.63} \qquad \textbf{(2.5)}$$

Yer çekimi kuvvetlerinin baskın olduğu bölgeler için geçerli olan Nusselt bağıntısı denklem 2.6'da verilmiştir;

$$Nu = 0.725\left(\frac{Ga\,\mathrm{Pr}_s}{Ja_s} \right)^{0.25} \frac{\left(1 + 0.003\sqrt{\mathrm{Pr}_s}\, a^{\left(3.1 - \frac{0.5}{\mathrm{Pr}_s}\right)} \right)^{0.3}}{(1+bc)^{0.25}} \qquad \textbf{(2.6)}$$

$$a = \frac{0.47\sqrt{\frac{\rho_s}{\rho_b}} \left(\frac{Ja_s}{\mathrm{Pr}_s} \right)^{1/12} \left(\mathrm{Re}_s \frac{x}{1-x} \right)^{0.9}}{\left(\frac{Ga\,\mathrm{Pr}_s}{Ja_s} \right)^{1.1/4}} \qquad \textbf{(2.6a)}$$

$$b = \frac{1.55\left[1 + 1.6\times 10^{11} \left(\frac{Ja_s}{\mathrm{Pr}_s} \right)^5 \right]^{0.25}}{\sqrt{\frac{\rho_s}{\rho_b}}} \left[\frac{\left(\frac{Ga\,\mathrm{Pr}_s}{Ja_s} \right)^{0.25}}{\left(\mathrm{Re}_s \frac{x}{1-x} \right)} \right]^{1.8} \qquad \textbf{(2.6b)}$$

$$c = 40\exp\left(-2.6\times 10^{-4} \left(\mathrm{Re}_s \frac{x}{1-x} \right) \right) \qquad \textbf{(2.6c)}$$

Bütün bölgeler için bu iki ısı taşınım katsayısı değerinin hesaplanıp büyük olanın tercih edilmesi gerektiği belirtilmiştir.

Tandon ve diğ. (1995) daha önce Akers ve Rosson (1960) tarafından geliştirilen bağıntı türünde bir bağıntı geliştirmişlerdir. 10 mm iç çapında test borusunda R12 ve R22 soğutucu akışkanlarının yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı geçişine ait deney verileri kullanılmıştır. Bu deneyler 175-650 kg/m^{2}s kütlesel akı, 10-99 % buhar kalitesi, 20-40 °C doyma sıcaklığı, 0.35-30.9 kW/m^2 ısı akısı değerlerinde yapılmıştır.

Kayma gerilmesinin baskın olduğu akışlar için, Re_b>30000, halkasal-yarı halkasal akış için geçerli Nusselt bağıntısı denklem 2.7'de verilmiştir.

$$Nu = 0.084 \mathrm{Re}_b^{0.67} \mathrm{Pr}_s^{1/3} \left[\frac{1}{Ja_s} \right]^{1/6} \quad \textbf{(2.7)}$$

Yer çekimi kuvvetlerinin baskın olduğu akışlar için, Re_b<30000, dalgalı akış için geçerli Nusselt bağıntısı denklem 2.8'de verilmiştir.

$$Nu = 23.1 \mathrm{Re}_b^{1/8} \mathrm{Pr}_s^{1/3} \left[\frac{1}{Ja_s} \right]^{1/6} \quad \textbf{(2.8)}$$

Eşdeğer sıvı akış yaklaşımı

Eşdeğer sıvı akışı yaklaşımına göre iki fazlı akış eşdeğer bir tek fazlı sıvı akışı ile değiştirildiğinde, elde edilen eşdeğer Reynolds sayısına bağlı olarak hesaplanan tek fazlı akış Nusselt sayısı ile yoğuşma ısı taşınım katsayısı tahmin edilebilmektedir.

Eşdeğer sıvı filmi akışı ilk defa Akers ve diğ. (1959) tarafından ortaya konmuştur. Bu araştırmacılara göre halkasal akışta yer alan buhar çekirdeği, sıvı buhar ara yüzeyinde aynı kayma gerilmesi oluşturacak bir sıvı akışı ile değiştirilebilir. Cavallini ve Zecchin (1971) R113, R22 ve R12 soğutucu akışkanları ile yapılan deneyleri göz önüne alarak bir bağıntı geliştirmişlerdir. Bu bağıntı denklem 2.9'da verilmiştir. Eşdeğer Reynolds sayısı sıvı ve buharın termofiziksel özellikleri göz önüne alınarak denklem 2.9a'da belirtildiği gibi tanımlanmıştır.

$$Nu = 0.05 \mathrm{Re}_{eş}^{0.8} \mathrm{Pr}_s^{1/3} \quad \textbf{(2.9)}$$

$$\mathrm{Re}_{eş} = \mathrm{Re}_b \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right) \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0.5} + \mathrm{Re}_s \quad \textbf{(2.9a)}$$

Haraguchi ve diğ. (1994) yatay konumdaki düz boru için geçerli bir bağıntı geliştirmiştir. Bu bağıntı denklem 2.10'da verilmiştir.

$$Nu = 0.01512\left(1+0.6\,\mathrm{Pr}_s^{0.8}\right)\left(\frac{\phi_b}{X_{tt}}\right)\mathrm{Re}_s^{0.77} \qquad \textbf{(2.10)}$$

$$\phi_b = 1+0.5\left[\frac{G}{\sqrt{g\,d\,\rho_b\left(\rho_s-\rho_b\right)}}\right]^{0.75} X_{tt}^{0.35} \qquad \textbf{(2.10a)}$$

Kayma gerilmesi odaklı yaklaşım

Kayma gerilmesi odaklı yaklaşımın öncüleri Carpenter ve Colburn (1951)'dur. Yapmış oldukları çalışmada düşey konumda 11.7 mm çapında 2.4 m uzunluğunda boru içinde su buharı, metanol, etanol, tolüen ve trikloroetilen yoğuşması incelenmiştir. Oluşturmuş oldukları bağıntıda yapmış oldukları kabuller sırasıyla şunlardır.

- Ara yüzey kayma gerilmesinden ötürü yoğuşan katman, kayma gerilmesi olmaması durumuna göre daha düşük Reynolds sayısı değerlerinde türbülansa geçmektedir.

- Yoğuşan sıvı filmi içinde oluşan temel ısıl direnç laminar alt tabakada oluşmaktadır ve bu tabakanın kalınlığı genel tek fazlı akış hız dağılımına göre hesaplanabilmektedir. Denklem 2.11'de bu bağıntı verilmektedir.

$$h = 0.043\,\mathrm{Pr}_s^{0.5}\,\frac{k_s\left(\rho_s\tau_c\right)^{1/2}}{\mu_s} \qquad \textbf{(2.11)}$$

Bu bağıntıda τ_c cidar kayma gerilmesidir. Denklem 2.11a'da verildiği gibi üç bileşeni vardır. Bunlar yer çekimi, momentum ve sürtünmeden kaynaklanan gerilmelerdir. Sürtünmelerden kaynaklanan kayma gerilmesi buhar fazına göre hesaplanmaktadır.

$$\tau_c = \tau_g + \tau_m + \tau_f \qquad \textbf{(2.11a)}$$

$$\tau_m = \frac{G_b}{\rho_b}\frac{d\Gamma}{dx} \qquad \textbf{(2.11b)}$$

$$\tau_f = \frac{fG_b^2}{2\rho_b} \qquad \textbf{(2.11c)}$$

Burada Γ birim çevre için yoğuşma oranı, f ise sürtünme faktörüdür.

Soliman ve diğ. (1968) daha önce oluşturulmuş olan Carpenter ve Colburn (1951) bağıntısına benzer bir yaklaşım ortaya koymuşlardır. Farklı olarak sürtünmelerden oluşan kayma gerilmesini farklı tanımlamışlardır. Altman ve diğ. (1960) daha önce oluşturulan Carpenter ve Colburn (1951) bağıntısını R22 soğutucu akışkanının 8.7 mm çapında boruda yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı geçişi ve basınç kaybına göre yeniden düzenlemişlerdir. Bu bağıntı denklem 2.12'de verilmiştir.

$$h = 0.057 \mathrm{Pr}_s^{0.5} \frac{k\left(\rho_s \tau_c\right)^{1/2}}{\mu_s} \qquad \textbf{(2.12)}$$

Chen ve diğ. (1987) düşey akış halinde gerçekleşen yoğuşma için bir bağıntı geliştirmişlerdir. Bu bağıntı Soliman ve diğ. (1968) tarafından oluşturulan bağıntının düzenlenmiş halidir. Farklı olarak yoğuşma ısı taşınım katsayısına momentum veya ivmelenmenin etkisi ihmal edilmiştir. Ayrıca basınç kaybı için farklı bir model kullanılmıştır. Bu bağıntı denklem 2.13'te verilmiştir.

$$Nu = 0.018\left(\frac{\rho_s}{\rho_b}\right)^{0.39}\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0.078} \mathrm{Re}_s^{0.2}\left[\mathrm{Re}_{lo} - \mathrm{Re}_s\right]^{0.7} \mathrm{Pr}_s^{0.65} \qquad \textbf{(2.13)}$$

Sınır Tabaka Yaklaşımı

Sınır tabaka yaklaşımı kayma gerilmesi odaklı yaklaşıma benzer bir yaklaşımdır. Farklı olarak sıvı filmi içinde laminar, tampon ve türbülans alt tabakalar göz önüne alınmıştır. Teorik olarak basitleştirilmiş süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini içermektedir. Azer ve diğ. (1972), Traviss ve diğ. (1973), Chitti ve diğ. (1995) bağıntıları en yaygın olarak kullanılan bağıntılardır. Bu analitik çözümü kolaylaştırmak için Traviss ve diğ. (1973) ara yüzey kayma gerilmesini cidar kayma gerilmesine eşit almıştır ($\tau_c=\tau_i$). Ayrıca türbülanslı Prandtl sayısı 1 alınmıştır. Sonuç olarak analitik çözüm iki bilinmeyene indirgenmiştir. Bunlar sıvı filmi kalınlığı ve cidar kayma gerilmesidir. Cidar kayma gerilmesi basınç kaybı bağıntıları ile

hesaplanabilmektedir. Sıvı filmi kalınlığı ise Von Karman hız profili ve kütlenin korunumu kullanılarak elde edilmektedir.

Chitti ve diğ. (1995) oluşturmuş oldukları bağıntı da Traviss ve diğ. (1973) ile aynı yöntemi kullanmışlardır. Üç temel farklılık vardır. İlk olarak Prandtl karışım uzunluğu teoremi ile Van Dreist hipotezi Von Karman hız profili ile kullanılarak türbülanslı eddy viskozitesi elde edilmiştir. Bu sayede sıvı filmi içinde kayma gerilmesi dağılımının bilinmesine gerek kalmamıştır. Türbülanslı Prandtl sayısı 0.9 alınmıştır. Boyutsuz sıvı filmi kalınlığı doğrudan hesaplanmamıştır. Bunun için deneme yanılma yöntemi kullanılmıştır. Boyutsuz sıvı filmine bir değer atanmıştır. Elde edilen sonuçlar ile sıvı filmi debisi hesaplanmıştır ve deneysel veriler ile kıyaslanmıştır. Eğer sonuç olumsuz ise başka bir sıvı filmi kalınlığı kullanılmıştır. Sonuçlar yakınsayana kadar bu döngü devam ettirilmiştir.

Numrich R. ve Müller J. (2010) VDI Heat Atlas'ta düşey boru içerisinde yoğuşma ile ilgili bağıntıları özetlemişlerdir. Bu çalışma kapsamında ara yüzeyde kayma gerilmesi olmaması halinde ısı taşınım katsayısı tespit edilmektedir. Denklem 2.14 ve 2.15'de laminar ve türbülanslı yoğuşma için kullanılan bağıntılar verilmiştir.

$$Nu_{L,x,laminar} = 0.693\left(\frac{1-\rho_b/\rho_s}{\mathrm{Re}_{s,x}}\right)^{1/3} \qquad \textbf{(2.14)}$$

$$Nu_{L,x,turbulent} = \frac{0.0283\mathrm{Re}_{s,x}^{7/24}\,\mathrm{Pr}_s^{1/3}}{1+9.66\mathrm{Re}_{s,x}^{-3/8}\,\mathrm{Pr}_s^{-1/6}} \qquad \textbf{(2.15)}$$

Ara yüzeyde kayma gerilmesi olması durumunda daha önce elde edilen bağıntılar ara yüzey kayma gerilmesine göre yeniden düzenlenmiştir. Ara yüzey kayma gerilmesi sıvı filmi hızını artırarak ısı geçişini artırmaktadır. Bu artış denklem 2.15a kullanılarak ifade edilmiştir.

$$K_w = \begin{cases} \left(1+1.5\tau_i^*\right)^{1/3} & , \quad laminar \\ \left(1+\tau_i^*\right)^{1/3} & , \quad türbülans \end{cases} \qquad \textbf{(2.15a)}$$

Ayrıca bu kayma gerilmesi sıvı- buhar ara yüzeyinde kütle geçişine bağlı etkileşimi artırarak sıvı filmi içerisinde türbülans salınımlarını genişletmektedir. Bu etkide ısı geçişini artırmaktadır. Bu bağıntıda bu etkide göz önüne alınmıştır ve denklem 2.15b'de verilmiştir.

$$K_i = \begin{cases} 1+\left(\mathrm{Pr}_s^{0.56}-1\right)\tanh\left(\tau_i^*\right) & , \quad laminar \\ 1+\left(\mathrm{Pr}_s^{0.08}-1\right)\tanh\left(\tau_i^*\right) & , \quad türbülans \end{cases} \qquad \textbf{(2.15b)}$$

Bu bağıntıda kullanılan boyutsuz ara yüzey kayma gerilmesi buhar hızı ve sürtünme faktörü kullanılarak hesaplanmıştır. Denklem 2.15c'de boyutsuz ara yüzey kayma gerilmesi verilmiştir.

$$\tau_i^* = \frac{\frac{\varsigma}{8}\rho_b u_{b,ort}^2}{\rho_s g \delta_s^+} \qquad \textbf{(2.15c)}$$

Sonuç olarak sıvı filminin laminar veya türbülanslı olmasına bakılmaksızın her iki akış rejimi için elde edilen Nusselt Bağıntıları orantılanarak tek bir Nusselt sayısı bağıntısı elde edilmiştir. Bu bağıntı denklem 2.16'da verilmiştir.

$$Nu_{L,x} = \sqrt{\left(K_{i,l}K_{w,l}Nu_{L,x,laminar}\right)^2 + \left(K_{i,t}K_{w,t}Nu_{L,x,türbülans}\right)^2} \qquad \textbf{(2.16)}$$

2.2.2 Mikro-kanatlı boru ısı taşınım katsayısı bağıntıları

Chea Chun Kung (2002) yapmış olduğu çalışma da mikro kanatlı borularda saf soğutucu akışkanın yoğuşması hali için geçerli 4 farklı bağıntıdan bahsetmiştir. Bunlar Cavallini ve diğ. (1999), Yu ve Koyama (1998), Kedzierski ve Goncalves (1999), Shikazono ve diğ. (1999) bağıntılarıdır.

Cavallini ve diğ. (1999) tarafından geliştirilen bağıntı düz borular için geliştirilen Cavallini ve Zecchin (1971) bağıntısının mikro kanatlı borular için düzenlenmiş halidir. Bu bağıntının geçerliliği R12, R22, R32 ve R134a soğutucu akışkanları için araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar deney verileri ile karşılaştırıldığında %15 sapma gösterdiği tespit edilmiştir. Bu bağıntının geçerli olduğu aralık $Re_{eş}$ >15000, $3<Pr_s<6.5$, $0.3<(Bo\ Fr_s)<508$, $7<\alpha<30$ olarak verilmiştir. Bu bağıntı denklem 2.17'de verilmiştir. Burada Nusselt sayısı boru iç çapına göre tanımlanmıştır.

$$Nu = \frac{h d_i}{k_s} = 0.05\left(\mathrm{Re}_{eş}\right)^{0.8}\left(\mathrm{Pr}_s\right)^{1/3}\left(Rx\right)^s\left(BoFr_s\right)^t \qquad \textbf{(2.17)}$$

Eşdeğer Reynolds sayısı da denklem 2.17a'da verildiği gibi boru iç çapına göre tanımlanmıştır.

$$\mathrm{Re}_{eş} = \frac{G d_i \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0.5} \right]}{\mu_s} \qquad \textbf{(2.17a)}$$

Denklem 2.17'de verilen Bond ve Froude sayıları mikro-kanat özellikleri göz önüne alınarak hesaplanmıştır. Denklem 2.17b ve 2.17c'de bu boyutsuz sayılar verilmiştir.

$$Bo = \frac{g \rho_s e \pi d_t}{8 \sigma n} \qquad \textbf{(2.17b)}$$

$$Fr_s = \frac{G^2}{\rho_s^2 g d_t} \qquad \textbf{(2.17c)}$$

Cavallini ve diğ. (1999) bu bağıntıyı farklı geometrik özelliklere sahip mikro-kanatlı borular kullanarak geliştirmişlerdir. Denklem 2.17'de belirtilen 'Rx' ifadesi geometrik bir parametredir ve denklem 2.17d'de verilmiştir.

$$Rx = \frac{\frac{2en\left(1-\sin\left(\beta/2\right)\right)}{\pi d_t \cos\left(\beta/2\right)} + 1}{\cos(\alpha)} \qquad \textbf{(2.17d)}$$

Denklem 2.17d'de ifade edilen 'd_t' kanat uç çapı, 'e' kanat yüksekliği, 'n' kanat sayısı, 'β' apeks açısı, 'α' helis açısıdır. Mikro kanatlı borular için s=2, t=-0.26 olarak kullanılmaktadır.

Yu ve Koyama (1998) daha önce Haraguchi ve diğ. (1994) tarafından düz borular için geliştirilen bağıntının mikro kanatlı borular için düzenlenmiş halini literatüre sunmuştur. R134a, R123 ve R22 soğutucu akışkanları için elde edilen deney verileri ile kıyaslandığında bu bağıntı %30 sapma göstermektedir. Denklem 2.18'de ortalama ısı taşınım katsayısı verilmiştir. Bu bağıntıda ısı taşınım katsayısı yüzey alan artırım oranı 'ε_a' ve eşdeğer çap 'd_e' göre hesaplanmaktadır. Eşdeğer çap denklem 2.18a'da verilmiştir.

$$h_m = \varepsilon_a Nu \frac{k_s}{d_e} \qquad \textbf{(2.18)}$$

$$d_e = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \tag{2.18a}$$

Bu bağıntıda belirtilen Nusselt sayısı iki terimden oluşmaktadır. Denklem 2.19'da verilen Nu_F zorlanmış taşınım terimidir. Nu_B ise doğal taşınımı ifade etmektedir.

$$Nu = \left(Nu_F^2 + Nu_B^2 \right)^{1/2} \tag{2.19}$$

Zorlanmış taşınım için kullanılan bağıntı 2.19a'da verilmiştir. Bu bağıntı da Martinelli parametresine bağlı olarak denklem 2.19b'de verilen iki fazlı akış çarpanı kullanılmıştır.

$$Nu_F = 0.152\left[0.3 + 0.1 \mathrm{Pr}_s^{1.1} \right]\left[\frac{\Phi_b}{X_{tt}} \right] \mathrm{Re}_s^{0.68} \tag{2.19a}$$

$$\Phi_b = 1.1 + 1.3\left[\frac{GX_{tt}}{\left(g d_i \rho_b \left(\rho_s - \rho_b \right) \right)^{0.5}} \right]^{0.35} \tag{2.19b}$$

Doğal taşınım için kullanılan bağıntı 2.19c'de verilmiştir.

$$Nu_B = \frac{0.725}{\left(\frac{d}{d_e} \varepsilon_a \right)^{1/4}} H(\beta) \left(\frac{Ga_e \, \mathrm{Pr}_s}{Ph_s} \right)^{0.25} \tag{2.19c}$$

Denklem 2.19c'de yer alan ifadeler denklem 2.19d,e,f,g'de verilmiştir.

$$Ga_e = \frac{g \rho_s^2 d_e^3}{k_s^2} \tag{2.19d}$$

$$Ph_s = \frac{c_{ps}\left(T_d - T_c \right)}{h_{sb}} \tag{2.19e}$$

$$\beta^{-1} = 1 + \left[\frac{(1-x)\rho_b}{x \rho_s} \right] \left[0.4 + 0.6 \frac{\left[x\left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right) + 0.4(1-x) \right]^{0.5}}{\left[x + 0.4(1-x) \right]^{0.5}} \right] \tag{2.19f}$$

$$H(\beta) = \beta + A\sqrt{\beta}\left(1-\sqrt{\beta}\right) \quad \textbf{(2.19g)}$$

$$A = 10(1-\beta)^{0.1} - 8 \quad \textbf{(2.19h)}$$

Kedzierski ve Goncalves (1999) R134a, R410a,R125 ve R32 soğutucu akışkanlarını kullanılarak bir bağıntı geliştirmiştir. Bu bağıntı ±21% sapma göstermektedir. Ortalama ısı taşınım katsayısı Yu ve Koyama (1998) bağıntısında olduğu gibi kullanılmıştır. Oluşturulan Nusselt bağıntısı denklem 2.20'de verilmiştir.

$$Nu = 2.256\,\mathrm{Re}^{\beta_1}\, Ja^{\beta_2}\, \mathrm{Pr}_s^{\beta_3}\, P_{ind}^{\beta_4}\left[-\log_{10}\left(P_{ind}\right)\right]^{\beta_5} S_b^{\beta_6} \quad \textbf{(2.20)}$$

Bu bağıntıda kullanılan değerler denklem 2.20a'da tanımlanan hidrolik çapa göre hesaplanmaktadır.

$$d_h = \frac{4A_c\cos(\alpha)}{N_f S} \quad \textbf{(2.20a)}$$

Burada N_f kanat sayısı, S ise kanat çevresidir. Bunun yanı sıra bağıntıda kullanılan boyutsuz S_b değeri denklem 2.20b'de verilmiştir.

$$S_b = \frac{\left(\frac{\rho_s}{\rho_b}\right)-1}{\left[x\left(\frac{\rho_s}{\rho_b}+1-x\right)\right]} \quad \textbf{(2.20b)}$$

Bu bağıntıda verilen sabitler sırasıyla β_1=0.3032, β_2=0.232x, β_3=0.393, β_4=-0.578x^2, β_5=-0.474x^2, β_6=2.531x olarak verilmiştir.

Shikazono ve diğ. (1998) daha önce Haraguchi ve diğ. (1994) tarafından düz boru için geliştirilen bağıntıyı mikro kanatlı borular için yeniden düzenlenmişlerdir. Denklem 2.21'de verilen toplam yoğuşma ısı taşınım katsayısı iki bileşenden oluşmaktadır. Bunlar, Nu_B sıvı filmi ısı taşınım katsayısı ile Nu_F zorlanmış ısı taşınım katsayısıdır.

$$Nu = \left(\left(fNu_B\right)^2 + Nu_F^2\right)^{1/2} \quad \textbf{(2.21)}$$

Sıvı filmi ısı taşınım katsayısı toplam taşmayan alan ile yerel iyileştirme faktörünün, 'f' çarpımı ile elde edilmiştir. Zorlanmış taşınım ısı taşınım katsayısı ise düz

borularda kullanıldığı gibi alınmıştır. Bu bağıntılar denklem 2.21a ve 2.21b'de verilmiştir.

$$Nu_B = 0.725H(\beta)\left[\frac{Ga_r \Pr}{Ph_s}\right]^{1/4} \quad \textbf{(2.21a)}$$

$$Nu_F = 0.0152\left(1+0.6\Pr_s^{0.8}\right)\frac{\Phi_b}{X_{tt}}\mathrm{Re}_s^{0.77} \quad \textbf{(2.21b)}$$

Bu bağıntı da üç kabul göz önüne alınmıştır.

- Mikro kanatlı borularda gerçekleşen ısı geçişindeki artışta sıvı filmi yoğuşması göz önüne alınması gereken zorunlu bir mekanizmadır.

- Boru içi taşmayan alan yaklaşık olarak yer çekimi ve yüzey gerilmesi kuvvetlerinin dengesi ile hesaplanabilir.

- Film yoğuşması etkin olarak borunun içinde taşma olmayan bölgede gerçekleşmektedir. Kılcal kuvvetler boru tabanında yer alan sıvıyı kanatlar arasında yer alan kanallar boyunca yayarak buharın etkin bir şekilde kanat uçlarında taşmanın olmadığı bölgede yoğuşmasını sağlamaktadır.

β ve Ph değerleri Yu ve Koyama (1998) bağıntısındaki ifadelerdir.

Cavallini A. ve diğ. (2009) yapmış oldukları bu çalışmada, yatay konumdaki mikro-kanatlı borularda soğutucu akışkanlar, saf akışkanlar ve azeotropik karışımlar için geçerli olan basit bir ısı taşınım katsayısı bağıntısı geliştirmişlerdir. Geliştirilen bu bağıntı akışkan termofiziksel özellikleri, iki fazlı akış rejimi ve mikro-kanatlı borunun geometrik özelliklerini göz önüne almaktadır. İçerisinde R22, R134a, R123, R410A ve CO_2 gibi soğutucu akışkanların yer aldığı farklı laboratuvarlarda elde edilen yaklaşık 3115 deneysel ısı taşınım katsayısı değerleri kullanılarak bu bağıntının geçerliliği incelenmiştir. Denklem 2.22'de verilen bu ısı taşınım katsayısı bağıntısı 2 bileşenden oluşmaktadır.

$$h = \left(h_A^3 + h_D^3\right)^{1/3} \quad \textbf{(2.22)}$$

Denklem 2.22'de eşitliğin sağ tarafında yer alan ilk terim 'h_A' zorlanmış taşınım ile yoğuşmayı belirtmektedir ve denklem 2.22a-g'de verilmiştir.

$$h_A = h_{AS} A C \quad \textbf{(2.22a)}$$

$$h_{AS} = h_{Lo}\left[1+1.128x^{0.82}\left(\frac{\rho_s}{\rho_b}\right)^{0.37}\left(\frac{\mu_s}{\mu_b}\right)^{0.24}\left(1-\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{2.1}\mathrm{Pr}_s^{-0.1}\right] \quad \textbf{(2.22b)}$$

$$h_{Lo} = 0.023\frac{k_s}{d}\mathrm{Re}_{Lo}^{0.8}\mathrm{Pr}_s^{0.4} = 0.023\frac{k_s}{d}\left(\frac{Gd}{\mu_s}\right)^{0.8}\mathrm{Pr}_s^{0.4} \quad \textbf{(2.22c)}$$

$$A = 1+1.119Fr^{-0.3821}\left(Rx-1\right)^{0.3586} \quad \textbf{(2.22d)}$$

$$Rx = \left[\frac{2hn_g\left(1-\sin(\gamma/2)\right)}{\pi d\cos(\gamma/2)}+1\right]\frac{1}{\cos\beta} \quad \textbf{(2.22e)}$$

$$C = \begin{cases} 1 \quad , \quad \left(n_{opt}/n_g\right) \geq 0.8 \\ \left(n_{opt}/n_g\right)^{1.304} \quad , \quad \left(n_{opt}/n_g\right) < 0.8 \end{cases} \quad \textbf{(2.22f)}$$

$$n_{opt} = 4064.4d + 23.257 \quad \textbf{(2.22g)}$$

Bu denklemlerde ‘h’ kanat yüksekliği, ‘n_g’ oyuk sayısı, ‘γ’ apeks açısı, ‘β’ helis açısı olarak belirtilmiştir. ‘Rx’ geometri iyileştirme faktörü olarak tanımlanmıştır. Mikro-kanatlı boru iç yüzey alanının, aynı kanat uç çapındaki düz boru iç yüzey alanına oranı şeklinde ifade edilmiştir.

Denklem 2.22’de eşitliğin sağ tarafında yer alan ikinci terim ‘h_D’ ΔT sıcaklık farkına bağlı bölge için geçerli ısı taşınım katsayısıdır ve denklem 2.22h-k’da detayları verilmiştir.

$$h_D = C\left[2.4x^{0.1206}\left(Rx-1\right)^{1.466}C_1^{0.6875}+1\right]h_{D,s} + C\left(1-x^{0.0087}\right)Rx\,h_{Lo} \quad \textbf{(2.22h)}$$

$$h_{D,s} = \frac{0.725}{1+0.741\left[\frac{1-x}{x}\right]^{0.3321}}\left[\frac{k_s^3\rho_s\left(\rho_s-\rho_b\right)gh_{sb}}{\mu_s d\Delta T}\right]^{0.25} \quad \textbf{(2.22j)}$$

$$C = \begin{cases} 1 \quad , \quad J_G \geq J_G^* \\ \left(J_G/J_G^*\right) \quad , \quad J_G < J_G^* \end{cases} \quad \textbf{(2.22k)}$$

Cavallini ve diğ. (2006) düz boru içerisinde yoğuşma ile ilgili basit akış türlerinin ayrım noktalarını göz önüne alan bir ısı taşınım katsayısı bağıntısı geliştirmişlerdir.

Sadece iki akış rejimi göz önüne alınmıştır. Bunlardan ilki cidar sıcaklığı ile doyma sıcaklığı arasındaki farktan bağımsız, yüksek ara yüzey kayma gerilmesinin görüldüğü halkasal akış, ikincisi ise cidar ve doyma sıcaklıkları farkına bağlı dalgalı-tabakalı akıştır. Düz boruda bu iki akış rejimi arasındaki geçiş noktası Denklem 2.23'te Martinelli parametresine göre tanımlanmıştır.

$$J_G^T = \left\{ \left[\frac{7.5}{4.3 X_{tt}^{1.111} + 1} \right]^{-3} + C_T^{-3} \right\}^{-1/3} \qquad \textbf{(2.23)}$$

Hidrokarbonlar için C_T=1.6, diğer soğutucu akışkanlar için ise C_T=2.6 alınmıştır. Burada J_G boyutsuz buhar hızı olarak tanımlanmıştır ve denklem 2.24'te verilmiştir.

$$J_G = \frac{Gx}{\left[g d \rho_b \left(\rho_s - \rho_b \right) \right]^{0.5}} \qquad \textbf{(2.24)}$$

Doretti ve diğ. (2005) soğutucu akışkanlar R410A, R134a, R236ea'nın düz ve mikro-kanatlı boru içerisinde yoğuşması esnasında gerçekleşen akış türlerini gözlemlemişlerdir. Düz boruda elde edilen sonuçlar Cavallini ve diğ. (2006) tarafından verilen geçiş noktası bağıntısı ile karşılaştırıldığında olumlu sonuçlar elde edilmiştir. Bunun yanında mikro-kanatlı boruda halkasal ve dalgalı-tabakalı akış arasında geçişin daha düşük boyutsuz buhar hızında (J_G) meydana geldiği tespit edilmiştir. Mikro-kanatlı boru için bu geçiş noktası için denklem 2.25'de verilen bağıntı önerilmiştir.

$$J_G^* = 0.6 \left\{ \left[\frac{7.5}{4.3 X_{tt}^{1.111} + 1} \right]^{-3} + 2.5^{-3} \right\}^{-1/3} \qquad \textbf{(2.25)}$$

Bu çalışmalardan, boru içerisinde yer alan helis oyukların halkasal akışın görüldüğü bölgeleri daha da uzattığı sonucuna varılmıştır.

M.A. Akhavan-Behabadi ve diğ. (2007) yapmış oldukları çalışmada R134a soğutucu akışkanının 8.92 mm iç çapında 1040 mm uzunluğunda iç yüzeyi mikro-kanatlı boru içerisinde yoğuşmasını deneysel olarak incelemiştir. Farklı eğim açısının etkisini de göz önüne alan bu bağıntı denklem 2.26'da verilmiştir.

$$Nu = 1.09 \mathrm{Re}_s^{0.45} F_\alpha^{0.3} \sqrt{\frac{\mathrm{Pr}_s}{X_{tt}}} \qquad \textbf{(2.26)}$$

$$F_{\alpha} = \frac{\left[1+(1-x)^{0.2}\cos(\alpha-10^{o})\right]}{x^{0.4}} \qquad \textbf{(2.26a)}$$

R134a soğutucu akışkanı ile yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar bu bağıntı ile karşılaştırıldığında ±%10 sapma tespit edilmiştir.

Luu ve Bergles (1980) iç yüzeyi düz borular için geliştirilmiş Boyko ve Kruzhilin (1967) ısı taşınım katsayısı bağıntısını iç yüzeyi mikro-kanatlı borular için yeniden düzenlemiştir. Ortalama ısı taşınım katsayısı bağıntısı denklem 2.27'de verilmiştir.

$$h_{m} = 0.024\frac{k_{s}}{d}\left(\frac{G d_{h}}{\mu_{s}}\right)^{0.8} \mathrm{Pr}_{s}^{0.43}\left(\frac{e^{2}}{b_{m} d}\right)^{-0.22} \frac{\left(\rho/\rho_{ort}\right)_{giriş}^{0.5}+\left(\rho/\rho_{ort}\right)_{çıkış}^{0.5}}{2} \qquad \textbf{(2.27)}$$

Burada 'D' kanat kök çapı, D_h ise hidrolik çaptır. Denklem 2.27a'da verilen 'b_m' ise geometrik parametre olarak ifade edilmiştir.

$$b_{m} = p - e\tan\theta - 2\left(x_{o} + r_{o}\left(\cos\theta - (1-\sin\theta)\tan\theta\right)\right) \qquad \textbf{(2.27a)}$$

'p' kanat adım aralığı, 'e' kanat yüksekliği, 'θ' kanat yarı uç açısı, 'x_o' kanat uç genişliği, 'r_o' kanat uç köşesinin kıvrım yarıçapı olarak belirtilmiştir. Denklem 2.27'de yer alan yoğunluk oranı ise denklem 2.27b'de ayrıntılı olarak verilmiştir.

$$\rho/\rho_{ort} = 1 + \frac{x\left(\rho_{s}-\rho_{b}\right)}{\rho_{b}} \qquad \textbf{(2.27b)}$$

Chen Q. Ve diğ. (2004) yapmış oldukları çalışma kapsamında farklı geometriye sahip 3 boyutlu mikro-kanatlı borular içerisinde R134a'nın yoğuşmasını incelemişlerdir. Halkasal akışın gözlemlendiği deneyler kullanılarak denklem 2.28'de verilen bağıntıyı geliştirmişlerdir.

$$Nu = 0.023\mathrm{Re}_{s}^{0.8}\mathrm{Pr}_{s}^{0.33}\left[1+\frac{6.825}{X_{tt}}\right] \qquad \textbf{(2.28)}$$

Bu bağıntının kullanım aralığı Re_s = 3000~40000, Fr>2, x=0.4~0.9 olarak verilmiştir. Tabakalı akışın gözlemlendiği deneylerde, buhar hızı ve ara yüzeydeki kayma gerilmesi halkasal akışa göre daha düşüktür. Yer çekimi kuvvetleri daha baskın olmaktadır. Tabakalı akış için farklı bir bağıntı geliştirilmiştir ve denklem 2.29'da verilmiştir.

$$h = 0.1528 \mathrm{Re}_b^{0.2984} X_{tt}^{-0.2032} \left[\frac{\rho_s \left(\rho_s - \rho_b \right) g h_{sb} k_s^3}{d \mu_s \Delta T} \right]^{1/4} \quad \textbf{(2.29)}$$

Bu bağıntının kullanım aralığı Re_b = 60000~300000, Fr<2, x<0.3 olarak verilmiştir. Chamra ve diğ. (2004) yapmış oldukları çalışma kapsamında mikro-kanatlı borularda yoğuşma ile ilgili geliştirilmiş 3 önemli bağıntıyı incelemişlerdir. Bu bağıntılar Yu ve Koyama (1998), Cavallini ve diğ. (1999), Kedzierski ve Goncalves (1999) bağıntılarıdır. Bu üç bağıntıdan elde edilen sonuçlar saf soğutucu akışkanlar için yapılmış 414 deney verisi ile karşılaştırılmıştır. Cavallini ve diğ. (1999) bağıntısı daha önce düz boru içerisinde yoğuşma için geliştirilmiş Cavallini ve Zecchin (1974) bağıntısının mikro-kanatlı boru için geliştirilmiş halidir. Bağıntının geçerli olduğu aralık $Re_{eş}$>15000, 3<Pr_s<6.5, 0.3<$BoFr_s$<508, 7°<β<30° şeklinde verilmiştir. Genel olarak incelendiğinde bu bağıntı deney verilerini %30 ortalama mutlak sapma ile hesaplamaktadır. Yu ve Koyama (1998) bağıntısı Haraguchi ve diğ. (1994) tarafından düz borular için geliştirilmiş bağıntısının mikro-kanatlı borular için düzenlenmiş halidir. Bir önceki bağıntıya benzer şekilde bu bağıntı deney verilerini % 30 sapma ile hesaplamaktadır. Fakat bağıntıda yer alan terimler bağıntının pratik bir şekilde kullanımını sınırlandırmaktadır. Kedzierski ve Goncalves (1999) bağıntısı R134a, R410A, R125 ve R32 soğutucu akışkanlarından elde edilen deney verilerine bağlı olarak geliştirilmiştir. Genel olarak bu model deney verilerini %30 ortalama sapma ile hesaplamaktadır. Her üç bağıntı birbirleri ile kıyaslandığında en tutarlı sonuçlar Cavallini ve diğ. (1998) bağıntısından elde edilmiştir.

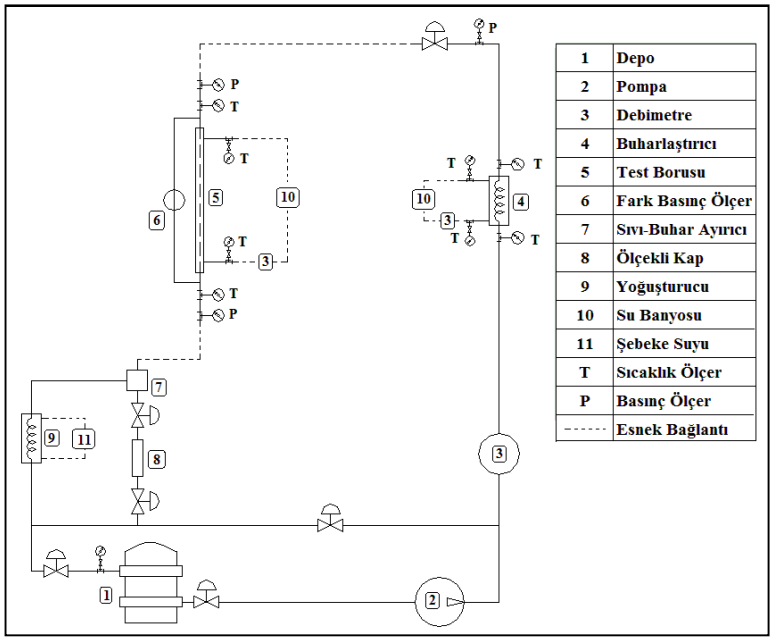
Wang H. S. ve Honda H. (2003) yatay konumdaki mikro-kanatlı borularda elde edilen deneysel ısı taşınım katsayıları ile bağıntıları detaylı bir şekilde karşılaştırmışlardır. İncelenen soğutucu akışkanlar R11, R123, R134a, R22 ve R410A'dır. 6 farklı test borusu için kanat kök çapları 6.49-8.88 mm, kanat yüksekliği 0.16-0.24 mm, kanat adımı 0.34-0.53 mm, helis açısı 12-20°'dir. Luu ve Bergles (1980), Cavallini ve diğ. (1995), Shikazono ve diğ. (1995), Kedzierski ve Goncalves (1998), Yu ve Koyama (1998) bağıntıları incelenmiştir. En olumlu sonuçlar ortalama %17.7 karekök sapma ile Yu ve Koyama (1998) bağıntısından elde edilmiştir.

3. BORU İÇİ ZORLANMIŞ YOĞUŞMANIN DENEYSEL İNCELENMESİ

Soğutucu akışkan R134a'nın boru içerisinde yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı geçişini farklı parametreler altında irdelemek maksadı ile bir deney tesisatı kurulmuştur. Kurulan bu tesisat ile farklı kütlesel akı, doyma basıncı, doyma ve cidar sıcaklık farkı, buhar kalitesi değişimi, eğim açısı ve boru tipi için deneyler yapılmıştır. Bu bölümde kurulan deney tesisatı hakkında detaylı bilgiler verilmiş, elde edilen deney verilerinin incelenmesi esnasında izlenen yöntem ayrıntılı olarak sunulmuştur. Ölçümlerde kullanılan duyargaların ve cihazlarının kalibrasyon işlemleri detaylı olarak anlatılmıştır.

3.1 Deney Tesisatı

Bu deney tesisatı; içerisinde R134a soğutucu akışkanının dolaştırıldığı, tamamen sızdırmaz ve kapalı bir çevrimden oluşmaktadır. Deney tesisatının şematik diyagramı ve çevrim halinde yerleştirilen ekipmanların şematik gösterimi Şekil 3.1'de verilmiştir.



Şekil 3.1: Deney tesisatının şematik gösterimi.

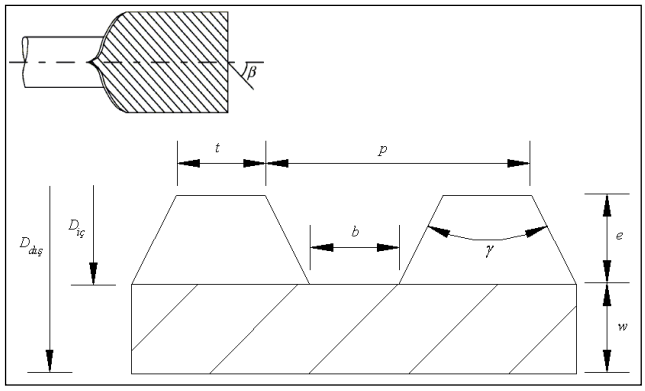
Bu çevrim, soğutucu akışkan pompası, koriolis tip debimetre, basınçölçer, sıcaklık ölçer, test borusu, sıvı-buhar ayırıcı, depo ve ısı değiştiricilerinden oluşmaktadır. Soğutucu akışkanı test borusu girişinde istenilen şartlara getirmek için üç adet soğutmalı su banyosu ve şebeke suyu kullanılmıştır. Şebeke suyu ile test borusu çıkışına yerleştirilen yoğuşturucu ve soğutucu akışkan deposu şartlandırılmaktadır. İki adet banyo test borusuna bağlanmıştır ve yoğuşmanın gerçekleşmesi için gerekli olan ısının çekilmesinde kullanılmaktadır. Üçüncü banyo test borusu girişinden önce yer alan buharlaştırıcıya bağlanmıştır. Sıvı haldeki soğutucu akışkanı buharlaştırmak için kullanılmaktadır.

3.1.1 Deney tesisatı bileşenleri

Test boruları

Boru içerisinde yoğuşmaya etki eden parametrelerden bir tanesi boru tipidir. Endüstriyel uygulamalarda sıkça kullanılan iç yüzeyi düz boru, özellikle son senelerde daha etkin sistemlere duyulan ihtiyaçtan ötürü yerini iç yüzeyi mikro-kanatlı borulara bırakmaktadır. Kurulan deney tesisatı ile iç yüzeyi düz ve mikro-kanatlı borularda aynı şartlar altında deneyler yapılıp ısı geçişi ile ilgili değerlendirmeler yapılması amacıyla test borusu birbirine paralel olarak yerleştirilmiş biri düz diğeri mikro-kanatlı iki borudan oluşturulmuştur.

İç yüzeyi düz olan test borusu 9.52 mm dış çapında ve 1 mm et kalınlığında bakır borudan imal edilmiştir. İkinci test borusu ise iç yüzeyi mikro-kanatlı bakır borudur ve Sarkuysan firmasından temin edilmiştir. Dış çapı 9.52 mm ve et kalınlığı 0.3 mm olan bu test borusuna ait kesit Şekil 3.2'de verilmiştir.



Şekil 3.2: Mikro-kanatlı boruya ait özellikler.

Şekil 3.2'de mikro-kanatlı borulara ait kesit alanı, ısı geçiş alanı gibi geometrik özellikleri tarif etmek için kullanılan boyutlar da gösterilmiştir. Çizelge 3.1'de ise bu boyutların anlamları ve değerleri verilmiştir.

Çizelge 3.1: Mikro-kanatlı boruya ait özellikler.

Dış Çap (mm)	$D_{dış}$	9.52
İç Çap (mm)	$D_{iç}$	8.92
Et kalınlığı (mm)	w	0.3
Kanat Yüksekliği (mm)	e	0.16
Kanat Uç Genişliği (mm)	t	0.13
Kanat Taban Genişliği (mm)		0.25
Kanatlar Arası Genişlik (mm)	b	0.22
Kanatlar arası mesafe (mm)	p	0.47
Apeks Açısı (°)	γ	40
Sarmal Açı (°)	β	18
Kanat Sayısı	N	60

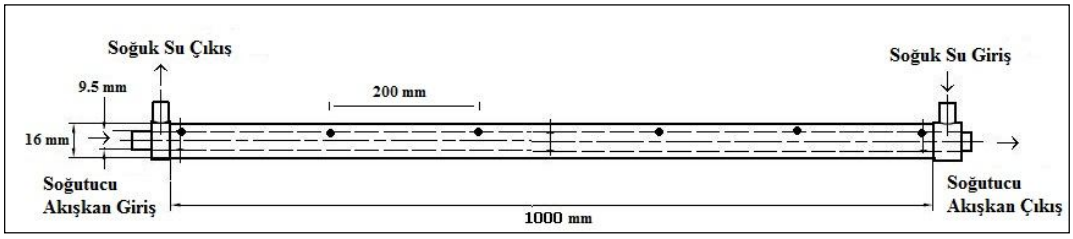
Özellikle ısı taşınım katsayısı hesaplamalarında ısı geçişinin gerçekleştiği yüzey alanının doğru tespit edilmesi gerekmektedir. Buna göre Çizelge 3.1'de verilen boyutlara bağlı olarak yüzey alanı denklem 3.1 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$A_{yivli} = \frac{NL}{\cos\beta}\left(b + t + \frac{2e}{\cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \right) \tag{3.1}$$

Yapılan hesaplamalara göre, deneylerde kullanılan düz ve mikro-kanatlı boru özelliklerine göre, düz boru yüzey alanı ile kıyaslandığında mikro-kanatlı boru kullanıldığında yüzey alanı birim uzunluk için 1.55 kat artmaktadır. Akışa dik kesit alanı ise denklem 3.2 kullanılarak hesaplanmıştır.

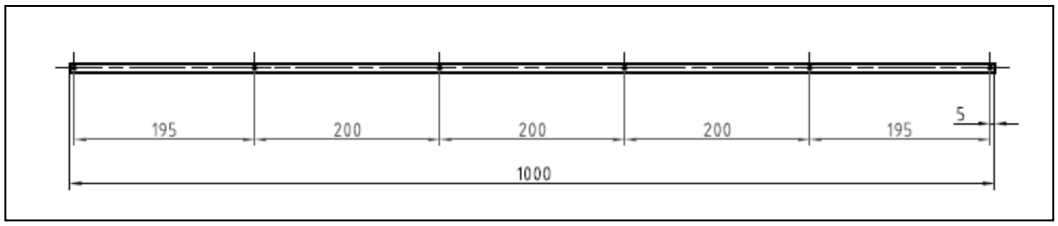
$$A_{kesit} = \frac{\pi D_{iç}^2}{4} - N\frac{(t + p - b)e}{2} \tag{3.2}$$

Her bir test borusu iç içe geçmiş iki bakır borudan imal edilmiştir ve ters akımlı ısı değiştiricisi olarak tasarlanmıştır. Ters akımlı ısı değiştirici düzenlemesinin tercih edilme sebebi, değiştiricideki ortalama logaritmik sıcaklık farkının ve etkenliğin, diğer bütün akış düzenlemelerine göre daha büyük olmasıdır. Test borusu teknik resmi Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Soğutucu akışkan yer çekimi doğrultusunda akarken, soğuk su yer çekimine ters yönde akmaktadır. Test borusu boyunca soğutucu akışkan devamlı soğuk su ile ısı alış-verişinde bulunmaktadır. Bu oluşum hem iç yüzeyi düz, hem de iç yüzeyi mikro-kanatlı boru için geçerlidir.



Şekil 3.3: İmal edilen test borusu.

Soğutucu akışkanın dolaştırıldığı iç boru yüzeyinde sıcaklıkları takip edebilmek için yüzeye ısıl çiftler lehim ile tutturulmuştur. Bir kesit alanına karşılıklı iki ısıl çift yerleştirilmiştir. Toplam boru boyunca12 ısıl çift ile 6 farklı noktada yüzey sıcaklığı ölçülmektedir. Şekil 3.4'de ısıl çift yerleşimi verilmiştir.



Şekil 3.4: Test Borusu yüzeyinde Isıl Çift yerleşimi.

Test borusu dış kısmı iç çapı 16 mm çapında olan bakır borudan imal edilmiştir. Yüzeyi soğutmak için bu aralıktan soğuk su geçirilmektedir. İmalat sürecinde dikkat edilmesi gereken en önemli kısım burasıdır. Yüzeye lehimle tutturulan ısıl çiftlerin soğutma suyunun etkisi ile kopması söz konusu olabileceğinden imalat sürecinde azami gayret gösterilmiştir. Şekil 3.5'de imalat sürecindeki test borusu dış kısmı gösterilmiştir.



Şekil 3.5: Test borusu dış Kısmı.

Test borusunun dış kısmındaki halkasal boru bölümüne su girişi, iç boru etrafında düzgün bir soğutma yapabilmek ve suyun çepeçevre düzgün olarak yayılabilmesi için dört farklı noktadan beslenmektedir. Deney tesisatının hazırlanması esnasında, su giriş ağzının imalatı Şekil 3.6 da gösterilmiştir. Soğutma suyu yer çekimine ters yönde aktığı için boru içerisini tamamen dolduracağı tahmin edilmiştir.



Şekil 3.6: Test borusu dış kısım su girişi.

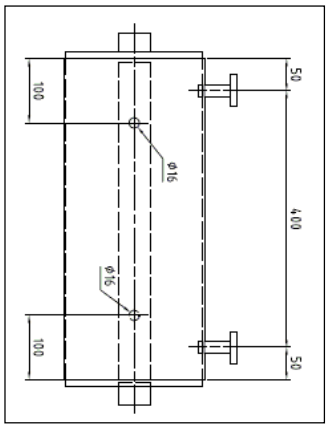
Test borusu dış kısmı su çıkışı ise tek bir noktadan sağlanmıştır. Şekil 3.7'de test borusu dış kısım su çıkışı gösterilmiştir.



Şekil 3.7: Test borusu dış kısım su çıkışı.

Soğutucu akışkan deposu

R134a soğutucu akışkan çevriminin başlangıç ve bitiş noktası soğutucu akışkan deposudur. Bu deney tesisatında kullanılan depo paslanmaz çelik borulardan imal edilmiştir. Bu depo 18 lt hacme sahip olup içerisinde normal oda sıcaklığı 24 °C de 5 bar basınçta yaklaşık 15 kg sıvı R134a tutulmaktadır. Deponun teknik resmi Şekil 3.8'de gösterilmiştir.



Şekil 3.8: Paslanmaz çelik malzemeden imal edilen deponun boyutları.

Depo içiçe geçmiş iki paslanmaz çelik borudan oluşmaktadır. Deponun alt ve üst kısmı dairesel kesilen 4 mm et kalınlığında paslanmaz sac kaynatılarak kapatılmıştır. İç kısımda yer alan borudan soğuk su dolaştırılarak dış kısımda yer alan boru

içindeki soğutucu akışkan şartlandırılmaktadır. İmal edilen depo ise Şekil 3.9'da gösterilmiştir.



Şekil 3.9: İmal edilen paslanmaz çelik depo.

Deneyler yapılırken düzenli olarak depo içindeki sıvı seviyesinin gözlemlenmesi gerekmektedir. Bu özellikle de pompaya buhar girişini engellemek açısından önemlidir. Bu depo da seviye gösterme işlemi manyetik seviye gösterge cihazı ile yapılmaktadır. Bunun için en fazla 16 bar basınca dayanabilen deponun alt ve üst kısmına flanş bağlantısı ile monte edilmiş bir seviye gösterge cihazı kullanılmıştır. Bu cihaz Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.10: Manyetik seviye gösterge cihazı.

Bu cihaz, içerisinde şamandıra bulunan paslanmaz çelik borudan oluşmaktadır. Şamandıra içerisinde yer alan mıknatıslar, çelik boru dış kısmına yerleştirilen gösterge üzerinde yer alan ruloları hareket ettirerek seviye tespitini sağlamaktadır. Bu sayede deneyler esnasında güvenli bir şekilde seviye takibi yapılabilmektedir. Sızdırmaz sistemde kaçak oluşması durumunda depoda yer alan akışkanın korunması için depo giriş ve çıkışına vanalar yerleştirilmiştir. Ayrıca deponun girişine basıncı takip etmek için bir manometre ve gaz şarjı için bir şarj ventili monte edilmiştir. Şekil 3.11'de depo giriş ve çıkışında yer alan bağlantılar gösterilmiştir.



Şekil 3.11: Depo giriş ve çıkış bağlantıları ve seviye gösterge cihazı.

Sirkülasyon pompası

Deponun ön kısmına tesisat içerisinde soğutucu akışkanı dolaştırmak için bir dozaj pompası yerleştirilmiştir. Bu pompa özel imal ettirilmiş olup azami 20 bar basınca dayanabilmektedir ve R134a soğutucu akışkanı için de uygundur. Debi aralığı 10 – 100 lt/saat olarak tespit edilmiştir. Debi ayarı pompa üzerinde yer alan bir kol vasıtasıyla yapılabilmektedir. Deneyler esnasında kütlesel debi değeri bu mekanizma ile kontrol edilmektedir. Bu mekanizma kullanıldığında su ve benzeri akışkanlar için debideki hassasiyet ±1% den daha az olduğu belirtilmiştir. Soğutucu akışkan pompası Şekil 3.12'de gösterilmiştir.



Şekil 3.12: Soğutucu Akışkan Pompası.

Koriolis tip debimetre

Soğutucu akışkan debisini ölçmek için Siemens marka "Sensor MASS 2100, DI 3" koriolis tip debimetre kullanılmaktadır. Bu debimetre aynı anda kütlesel debi, toplam kütle, yoğunluk, sıcaklık, hacimsel debi, toplam hacim, oransal akış, yüzdesel oran ve toplam oran değerlerini ölçebilmektedir. Debimetreye ait teknik özellikler Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2: Koriolis Debimetre Ölçüm Aralığı.

Kütlesel Debi Ölçüm Aralığı (kg/h)	0-250
Yoğunluk (kg/m^3)	100-2900
Sıcaklık (ºC)	-50 / 180

Ölçülen debideki hata payı denklem 3.3 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\varepsilon(\%) = \pm\sqrt{(0.1)^2 + \left(\frac{100Z}{\dot{m}}\right)^2} \qquad \textbf{(3.3)}$$

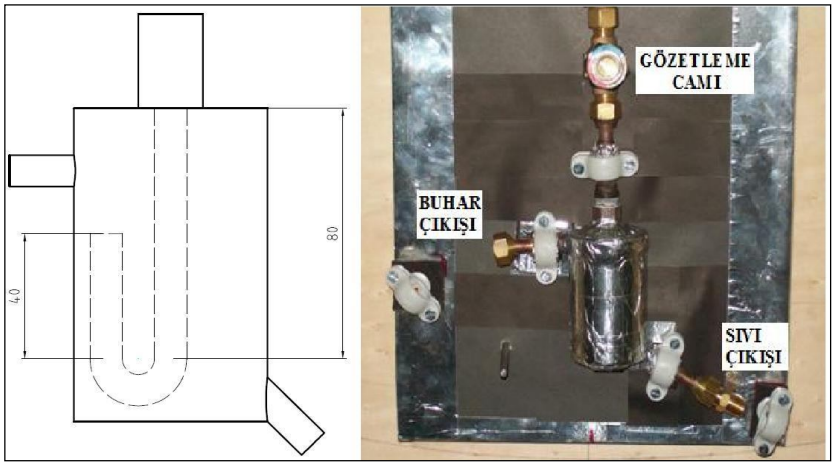
Bu denklem de "Z" sıfır noktası hata payı olarak belirtilmiştir. Alınan debimetre için bu değer 0.03 kg/h olarak verilmiştir. "$\dot{m}$" ise ölçüm aralığında yer alan herhangi bir kütlesel debi değeridir. Azami kütlesel debi 250 kg/h için hata payı ± % 0.1 olarak hesaplanmıştır. Yoğunluk değerindeki hata ±1.5 kg/m^3 olarak verilmiştir. Sıcaklık için ise hata değeri ± 0.5 °C'dir. Şekil 3.13'de debmetrenin deney tesisatına monte edilmiş hali gösterilmiştir.



Şekil 3.13: Debimetre Giriş ve Çıkış Bağlantıları.

Sıvı-buhar ayırıcı

Test borusu çıkışında sıvı haldeki akışkanı buhar fazdan ayırmak için bir sıvı-buhar ayırıcı imal edilmiştir. Sıvı-buhar ayırıcı 5 cm çapında, 10 cm yüksekliğinde bir kovan kullanılarak imal edilmiştir. Bu kovan içine bakır boru "U" şeklinde yerleştirilmiştir. Burada amaç, yoğun olan sıvının alt kısımda toplanmasını sağlayarak sıvı ve buharı birbirinden ayırmaktır. Bu ayırıcının yan kısımlardan iki çıkış verilmiştir. Bunlar sıvı ve buhar için yapılmıştır. Bu çıkışlar esnek hortum bağlantıları ile eşanjöre ve ölçekli kaba bağlanmıştır. Şekil 3.14 de sıvı-buhar ayırıcı bu bağlantılar ile gösterilmiştir.



Şekil 3.14: Sıvı buhar ayırıcı.

Ölçekli kap

Deneyler esnasında test borusu çıkışında yoğuşan soğutucu akışkanın debisinin ölçülmesi ve bilinmesi gerekmektedir. Bu sayede test borusu çıkışında buhar kalitesi tespit edilebilecektir. Sıvı-buhar ayırıcıdan çıkan sıvı, ölçekli bir kapta biriktilerek yoğuşan sıvı debisi ölçülmüştür. Ölçekli kabın basınca dayanıklı olması gerekmektedir. Bunun için 4 mm et kalınlığında ve 32 mm iç çapında 250 mm uzunluğunda cam boru kullanılmıştır. Cam boru pirinç flanşlar ile sızdırmaz hale getirilmiştir. Sızdırmazlık elemanı olarak teflon kullanılmıştır. Şekil 3.15 de imal edilen ölçekli kap gösterilmiştir.



Şekil 3.15: Ölçekli kap.

Bu ölçekli kabın alt ve üst kısmına küresel vanalar yerleştirilmiştir. Bu sayede kap içinde yoğuşan sıvının birikterilmesi sağlanmıştır. Son olarak ölçekli kabın bakır hatta montajı yapılmıştır. Pompa çıkışından depoya bağlanan by-pass hattı üzerine ölçekli kap çıkışı kaynatılmıştır. Şekil 3.16'da yapılan bağlantının son hali gösterilmiştir.



Şekil 3.16: Ölçekli kabın tesisata montajı.

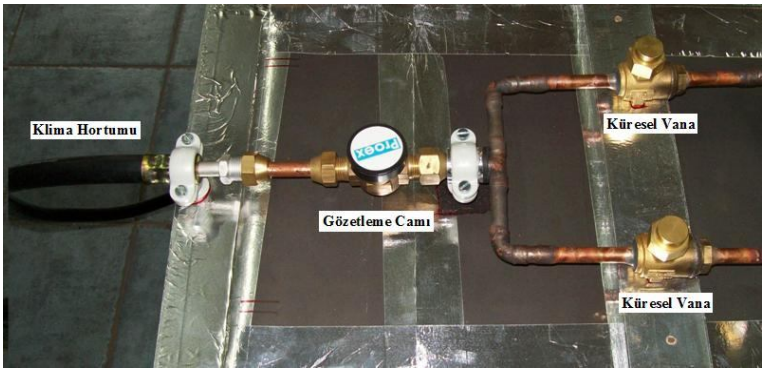
Döner platform ve bağlantıları

Test Borusu içinde gerçekleşecek olan yoğuşmanın farklı eğim açılarında incelenecek olmasından ötürü test boruları ve bağlantıları dönen bir platform üzerine yerleştirilmiştir. Hazırlanan döner platform Şekil 3.17'de gösterilmiştir.



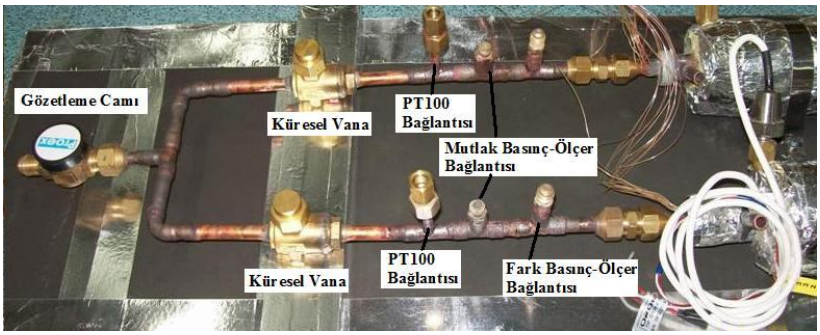
Şekil 3.17: Döner platformun hazırlanışı.

Ayrıca döner platformun sistemden herhangi bir kaçak olmadan eğim açısı değiştirebilecek şekilde tasarlanması gerekmektedir. Bunun için esnek bağlantılar kullanılmıştır. Esnek bağlantılar klima hotumları kullanılarak yapılmıştır. Bu klima hortumları 2 m boyunda olup test borusu iç kısım çapı ile aynı çapa sahiptir. Şekil 3.18'de bu bağlantı gösterilmiştir.



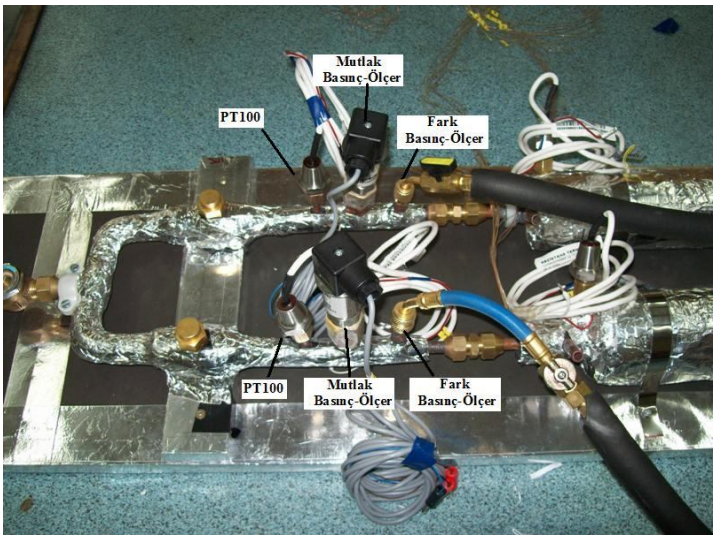
Şekil 3.18: Esnek hortum bağlantısı.

Test borusu döner platform üzerine monte edilmeden önce gerekli sıcaklık ve basınç-ölçer bağlantıları yapılmış ve kontrol edilmiştir . Şekil 3.19'da bu bağlantılar ayrıntılı bir biçimde gösterilmiştir.



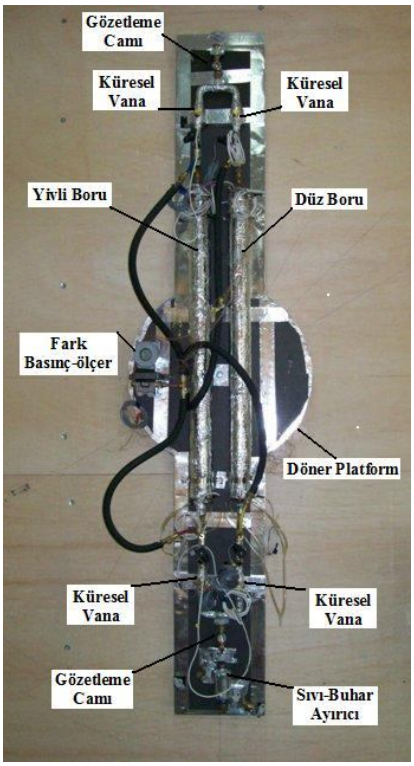
Şekil 3.19: Test borusu sıcaklık ve basınç-ölçer bağlantıları.

Bir sonraki adımda ise gerekli yalıtım ve sızdırmazlık işlemleri yapılarak sıcaklık ve basınç ölçerler hazırlanan bu bağlantılar vasıtasıyla test borusuna monte edilmiştir. Şekil 3.20'de bu bağlantılar verilmiştir.



Şekil 3.20: Sıcaklık ve basınçölçerlerin montajı.

Test boruları ve duyargalar döner platforma monte edildikten sonra duvara yerleştirilmiştir. Döner platformun orta kısmına farklı eğim açılarını rahatlıkla verebilmek için flanşlarla desteklenen bir göbek yerleştirilmiştir. Daha sonra duvara monte edilen saplamaya bu göbek oturtularak döner platform yerleştirilmesi yapılmıştır. Özellikle bağlantı parçasının çok olması nedeni ile ileride meydana gelebilecek kaçaklarda sıkıntıya düşmemek için döner platformda yer alan test boruları duvara yerleştirilmeden önce sızdırmazlık testine tabi tutulmuştur. Şekil 3.21'de duvara yerleştirilen döner platform gösterilmiştir.



Şekil 3.21: Döner platform ve bağlantıları.

Soğutmalı su banyoları

Deney tesisatında test borularını ve buharlaştırıcıyı gerekli şekilde şartlandırmak için 3 adet Julabo marka soğutmalı su banyosu kullanılmıştır. Bu cihazlara ait teknik özellikler Çizelge 3.3'de verilmiştir.

Çizelge 3.3: Soğutmalı Su Banyosu Teknik Özellikleri.

Çalışma Sıcaklık Aralığı	-20ºC … +150ºC	
Sıcaklık Kontrol	PID	
Sıcaklık Değişmezliği	0.03 ºC	
Gösterge	LED	
Gösterge Çözünürlüğü	0.1 ºC	
Isıtma Kapasitesi	2000 W	
Soğutma Kapasitesi	160 W	
Banyo Hacmi	4.5 lt	
Pompa Kapasitesi	15 lt/dak.	

Basınç ölçerler

Test borusu giriş ve çıkışında boru içerisinde basınç ölçmek için 4 adet Bordon Haenni marka basınç ölçer kullanılmıştır. Bu basınç ölçerler 0-16 Bar basınç ölçüm aralığına sahiptir. 4-20 mA sinyal çıkışı vardır. Bu cihazların bağlantı noktası ½" ölçüsündedir. 3/8" çapındaki bakır boruya yerleştirebilmek için gerekli olan

adaptörler temin edilmiştir. Test borusu giriş ve çıkışındaki basınç farkını ölçmek için Smar marka LD301 fark basınçölçer temin edilmiştir. Bu cihaz 2.08 kPa ile 250 kPa aralığında %0.075 hassasiyet ile fark basıncını ölçebilmektedir.

Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu

Deney tesisatında gerekli ısıtma ve soğutma işlemleri için lehimli plakalı ısı değiştiricileri kullanılmıştır. Şekil 3.22'de kullanılan ısı değiştiricisi bağlantı elemanları ile birlikte gösterilmiştir.

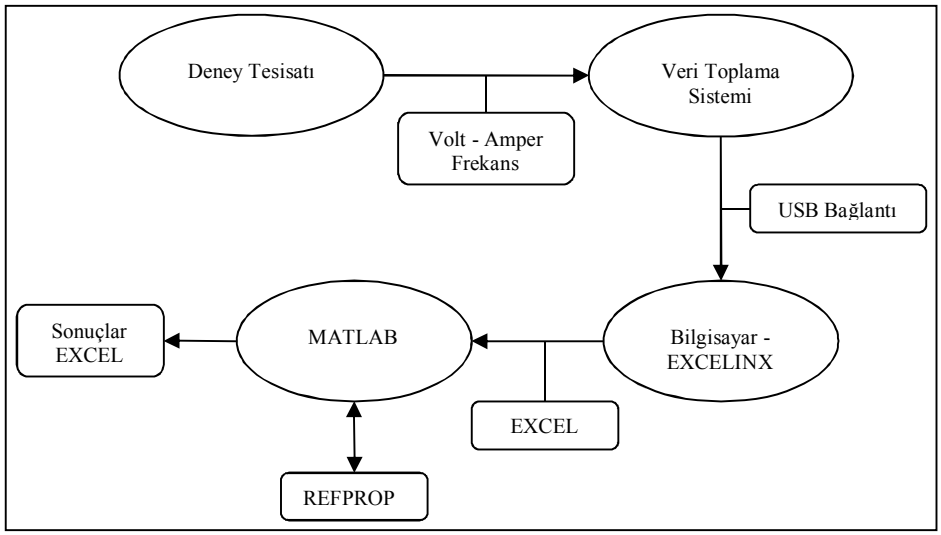


Şekil 3.22: Isı Değiştiricisi ve Bağlantı Parçaları.

Veri toplama sistemi

Deney tesisatında kullanılan duyargalardan alınacak verilerin düzenli bir şekilde takip edilmesi için Keithley 2700 marka multimetre kullanılmıştır. Bu multimetre 60 kanallı kartlara sahiptir. Deney tesisatında kullanılan duyargalardan basınç ölçerler ve koriolis tip debimetre amper, ısıl çiftler volt, turbin tip debimetre ise frekans çıktısı vermektedir. Gerekli düzenlemeler yapılarak bu duyargalar veri toplama sistemine tanıtılmıştır. Bilgisayar ortamında verilerin takip edilmesi mevcut multimetreye ait Excelinx paket programı kullanılarak yapılmıştır. Bu program Microsoft Excel programı ile birlikte çalışmaktadır ve multimetreden alınan verileri Excel ortamına aktarmaktadır. Şekil 3.23'de deney verilerinin toplanması ve değerlendirilmesi ile ilgili süreç gösterilmiştir.

Bilgisayar ortamında Excel programına kaydedilen deney verileri, daha sonra Matlab programı ile işlenmiştir. Deney verilerinin işlenmesi için akışkanın termofiziksel özelliklerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bunun için Refprop programının Matlab programı ile eş zamanlı çalışması için bir ara kod yazılmıştır. Bu sayede deney verileri hızlı bir şekilde değerlendirilmiştir.

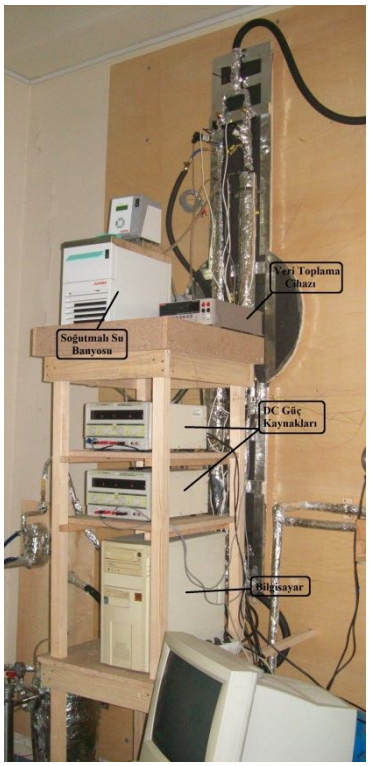


Şekil 3.23: Deney verilerinin toplanması ve işlenmesi süreci.

3.1.2 Deney tesisatının kurulumu

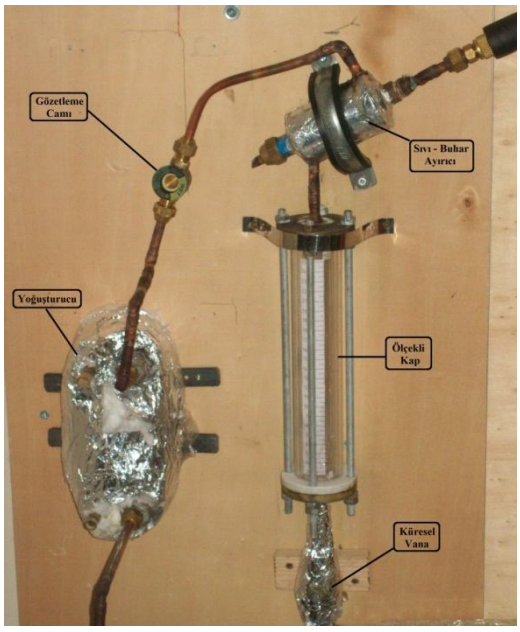
Bir önceki bölümde bahsedilen deney tesisatı bileşenleri hazır hale getirildikten sonra deney tesisatı kurulumuna başlanmıştır. Öncelikli olarak tesisatta meydana gelebilecek herhangi bir kaçak halinde veya soğutucu akışkanın atmosfere ve çevreye zarar vermeden toplanabilmesi için deney tesisatı küresel vanalar kullanılarak 3 farklı kısma ayrılmıştır. Bu kısımların ilki depodur. Deponun giriş ve çıkışına yerleştirilen vanalar sayesinde sistemde oluşacak kaçak durumunda soğutucu akışkanın büyük bir kısmı kurtarılabileceği düşünülmüştür. İkinci kısım test borusudur. Çok sayıda bağlantı olduğu için bu kısımda kaçak olma ihtimali diğer bölgelere nazaran daha yüksektir. Bu nedenle test borusu giriş ve çıkışı vanalar ile bölünmüştür. Deney tesisatının geri kalan kısmı ise üçüncü bölgeyi oluşturmaktadır. Tesisat genelinde iki adet şarj ve deşarj noktası bulunmaktadır. Bunlardan ilki depo girişinde, diğeri ise test borusu girişinde yer alan esnek bağlantıdan önce yerleştirilmiştir.

Deney tesisatında kullanılan duyargaların birçoğu test borularına monte edilmiştir. Bu duyargaların bağlantı kabloları çok fazla uzun olmadığı için veri toplama sisteminin mümkün olduğunca test borularına yakın olması gerekmektedir. Ayrıca soğutmalı su banyosunun pompalama gücü düşük olduğu için test borusuna yakın olması gerekmektedir. Sonuç olarak bu ihtiyaçları gidermek açısından veri toplama sistemi, soğutmalı su banyosu, DC güç kaynakları ve bilgisayarın bir arada bulanacağı bir platform oluşturulmuştur. Bu platform Şekil 3.24'de gösterilmiştir.



Şekil 3.24: Veri toplama sistemi ve soğutmalı su banyosu platformu.

Deney tesisatında yer alan her bir bileşenin konumu sabitlendikten sonra bakır borular vasıtasıyla gerekli bağlantılar oluşturulmuştur. Şekil 3.25'de sıvı-buhar ayırıcı, ölçekli kap ve yoğuşturucunun bakır boru bağlantıları gösterilmiştir.



Şekil 3.25: Deney tesisatı bileşenlerinin bir araya getirilmesi.

Bakır boru bağlantıları kaynak yapılarak bir araya getirildiği gibi gereken yerlerde rakor bağlantıları da kullanılmıştır. Soğutma sistemlerinde kullanılan rakor bağlantı

parçaları İngiliz (inç) ölçü birimine göre imal edilirken duyargalar ve ısı değiştiricileri gibi ekipmanlar metrik ölçü kullanılarak imal edilmiştir. Bu nedenle dişli bağlantılar arasında doğan bu uyumsuzluğu gidermek için özel imal edilen parçalara gerek duyulmuştur.

Deney tesisatının kurulması süreci sızdırmazlığın sağlanması ile sonlanmıştır. R134a soğutucu akışkanı birçok plastik ve türevleri ile kimyasal tepkimeye girdiği için sızdırmazlık elemanı olarak teflon ve viton tercih edilmiştir. Sızdırmazlık testi basınçlı hava ile yapılmıştır. Belli bir süre sistemde kaçak olmadığı anlaşılınca vakum pompası kullanılarak deney tesisatının içerisinde yer alan hava tahliye edilmiştir. Nihayetinde soğutucu akışkan R134a deney tesisatına doldurularak deney tesisatı tamamlanmıştır.

Daha öncede belirtildiği üzere deneyler farklı eğim açılarında yapılacağından, test boruları döner platform üzerine yerleştirilmiştir. Bağlantılar için ise esnek hortumlar kullanılmıştır. Bir eğim açısında toplam deneyler tamamlanınca çok kısa bir sürede deney tesisatı başka bir eğim açısında deney yapılacak konuma getirilmiştir. Son olarak deney tesisatının farklı eğim açıları için kurulmuş olan son halleri Şekil 3.26 ve Şekil 3.27'de verilmiştir.



Şekil 3.26: 30 ° eğim açısında deney tesisatının son hali.



Şekil 3.27: 0° (yatay) eğim açısında deney tesisatının son hali.

3.2 Deneylerin Yapılışı

Doktora çalışması kapsamında, deney tesisatının sızdırmazlığı sağlandıktan sonra deneylerin yapılmasına başlanmıştır. Deneylerin yürütülmesinde deney tesisatının rejime girmesi ve rejim haline girdikten sonra da verilerin alındığı süre boyunca denge halinde tutulması, deneysel verilerin doğruluğu ve geçerliliği açısından çok önemlidir. Bu işlem soğutucu akışkanın termofiziksel özelliklerinin basınca ve sıcaklığa hassas bir şekilde bağlı olmasından ötürü, genellikle uzun zaman almaktadır.

Deneyler esnasında sistem basıncının sabit tutulması şebeke suyu ve ortam sıcaklığına bağlıdır. Deneylerin yapılmasına, soğutucu akışkan deposunun şebeke suyu ile şartlandırılmasıyla başlanmıştır. Deponun belli bir süre şartlandırılmasından sonra soğutucu akışkan pompası çalıştırılarak soğutucu akışkan tesisat içerisinde dolaştırılmıştır. Bu esnada buharlaştırıcı ve test borusuna bağlı banyolar sıcak ve soğuk su sağlamak için çalıştırılmıştır. Banyoların su sıcaklığının hassas bir şekilde ayarlanabilmesi istenilen deney şartlarının sağlanması açısından çok faydalı olmuştur. Buharlaştırıcıya gönderilen suyun sıcaklığı yavaş yavaş artırılarak soğutucu akışkanın buharlaşması sağlanmış ve buharın test borusuna girişte kızgınlık derecesi de 2ºC'nin altında tutulmuştur. Test borusuna gönderilen suyun sıcaklığı ise,

her bir deney grubundan alınan veriler tamamlandıktan sonra düşürülerek farklı cidar sıcaklıklarının etkisi de incelenmiş ve bu şartlar altında yoğuşma incelenebilmiştir.

Deneyler sırasında, deney tesisatı çalıştırıldıktan sonra veri toplama sistemi aracılığıyla basınç ve sıcaklık değişimleri de takip edilebilmektedir. Deney tesisatının rejime girmesi ile ilk incelenecek parametre için deney verileri elde edilmekte, her parametre değişimi için bir grup deney verisinin toplanması rejim haline girmesinden sonra ortalama 15 dakika sürmektedir. Bu esnada ölçekli kapta yoğuşan sıvı soğutucu akışkan toplanmakta, bir süreölçer aracılığıyla sıvının bu kap içerisinde ne kadar sürede toplandığı ölçülebilmekte, dolayısıyla yoğuşma debisi hesaplanabilmektedir. Tüm parametrelerin incelenmesi kapsamındaki deney tamamlandıktan sonra, test borusundan çekilen ısı miktarını artırmak için soğutma suyu sıcaklığı düşürülmüştür. Bu esnada kütlesel akı ve sistem basıncı değerleri gibi diğer parametreler sabit tutulmuştur. Tekrar deney tesisatının rejime girmesi beklenerek, rejim haline ulaşıldıktan sonra veri toplamaya başlanılmıştır. Sonuç olarak deney tesisatının çalıştığı süreç zarfında, soğutucu akışkan doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki fark değiştirilmiş ve deney verileri toplanmıştır. Bu sayede aynı doyma basıncı ve kütlesel akı değerlerinde farklı cidar ve doyma sıcaklık farkında deneyler yapılması mümkün olmuştur.

3.3 Deney Verilerinin Değerlendirilmesi

Öncelikli olarak yapılan her bir deney için yoğuşma ısı taşınım katsayısını etkileyen parametreler tespit edilmiştir. Bunlar sırasıyla; doyma basıncı ve sıcaklığı, cidar sıcaklığı, soğutucu akışkan kütlesel akısı, çekilen ısı miktarı (bağlı olarak buhar kalitesi değişimi), buhar kızgınlık derecesi, cidar ve doymuş soğutucu akışkan sıcaklık farkı ve test borusu eğim açısı olarak belirlenmiştir. Test borusundan çekilen ısının tespit edilmesi için test borusu giriş ve çıkışında soğutma suyu sıcaklığı ölçülmektedir. Ayrıca türbin tip debimetre aracılığıyla su debisi tespit edilmektedir. Buna göre test borusundan çekilen toplam ısı denklem 3.4 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{su} c_{p,su} \left(T_{su,g} - T_{su,ç} \right) \qquad \textbf{(3.4)}$$

Daha öncede belirtildiği üzere soğutucu akışkan test borusuna belli bir kızgınlık derecesinde girmektedir. Denklem 3.5'te kızgın bölge sıcaklık farkı verilmiştir.

$$\Delta T_{Kızgın} = T_g - T_d \tag{3.5}$$

Yapılan bütün deneylerde test borusu girişinde kızgın buhar olmasına karşın bu buharın temas ettiği yüzey sıcaklığı doyma sıcaklığının altında olduğu tespit edilmiştir. Bu sebepten ötürü test borusu girişinde yoğuşma başlamaktadır. Test borusu boyunca buhar sıcaklığının yerel olarak ölçülmesi mümkün olmadığından, buharın doyma sıcaklığına geldiği noktaya kadar kızgın buhardan çekilen ısı hesaplanmaktadır. Bu çekilen ısının bir bölümü, test borusu cidar sıcaklığı doyma sıcaklığının altında olduğu için gizli ısı, geri kalan kısmı ise duyulur ısıdır. Yoğuşma oranı ve ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında gizli ısı kullanıldığı için test borusundan çekilen toplam ısıdan kızgın buharın doyma noktasına gelinceye kadar kaybetmiş olduğu duyulur ısı çıkarılmıştır. Denklem 3.6 kullanılarak, kızgın buharın doymuş buhar haline gelene kadar, soğutucu akışkandan çekilen duyulur ısı hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{K,duyulur} = \dot{m}_{R134a} c_{p,R134a} \left[T_g - T_d \right] \tag{3.6}$$

Hesaplamalarda, denklem 3.6'da yer alan buharın özgül ısı değeri, buharın giriş ve doyma sıcaklıklarının ortalama değerine göre alınmıştır. Test borusundan çekilen gizli ısı ise denklem 3.7 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{gizli} = Q - \dot{Q}_{K,duyulur} \tag{3.7}$$

Test borusuna kızgın buhar olarak giren soğutucu akışkan yoğuşmaya başlayarak test borusunu belli bir buhar kalitesi değerinde terk edecektir. Test borusu boyunca buhar kalitesi değişimi denklem 3.8 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\Delta x = \left(1 - x_{ç} \right) = \frac{\dot{Q}_{gizli}}{\dot{m}_{R134a} \left(h_{d,b} - h_{d,s} \right)} \tag{3.8}$$

Bu tür deneysel çalışmalarda test borusu boyunca buhar kalitesi değişimi veya ısı akısı dağılımı net olarak ölçülememektedir. Bazı araştırmacılar buhar kalitesi değişiminin 0.4'ün altında olması durumunda doğrusal değişim kabulünün çok fazla hata payı içermediğini öne sürmektedir [Shah(1979)]. Bu çalışma kapsamında da, deneysel veriler değerlendirilirken doğrusal buhar kalitesi değişimi kabul edilmiştir. Buna bağlı olarak da test borusu boyunca sabit ısı akısı dağılımı göz önüne alınmış ve Denklem 3.9' ile hesaplanmıştır.

$$q" = \frac{\dot{Q}_{gizli}}{\pi d L} \tag{3.9}$$

Daha öncede belirtildiği üzere test borusu 1 m uzunluğundadır. Test borusu dış yüzey sıcaklığı 6 farklı noktada ölçülmüş, iç yüzey sıcaklığı ise denklem 3.10 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$T_{c,iç} = T_{c,dış} + \frac{q" d_{iç} \ln\left(\frac{d_{dış}}{d_{iç}}\right)}{2k_{boru}} \tag{3.10}$$

Boru boyunca yerel ısı taşınım katsayısı ise denklem 3.11'de belirtildiği üzere Newton soğutma yasası kullanılarak hesaplanmıştır.

$$h = \frac{q"}{\left(T_d - T_{c,iç}\right)} \tag{3.11}$$

Bu yerel değerlere bağlı olarak, test borusu boyunca ortalama cidar sıcaklığı ve ısı taşınım katsayısı denklem 3.12 ve 3.13 kullanılarak tespit edilmiştir.

$$T_{c,iç,ort} = \frac{\int_0^L T(z)dz}{L} \tag{3.12}$$

$$h_{ort} = \frac{\int_0^L h(z)dz}{L} \tag{3.13}$$

Bu hesaplamalarda sıcaklık ve ısı taşınım katsayısı değerleri ayrık veriler olduğu için Trapezoidal kuralı kullanılarak sayısal integral işlemi uygulanmıştır. Yerel ve ortalama yoğuşma ısı taşınım katsayıları kullanılarak denklem 3.14'de verilen yoğuşma Nusselt sayısı hesaplanmıştır.

$$Nu = \frac{h\ell}{k_s} \tag{3.14}$$

Sıvı filmi yoğuşması için karakteristik uzunluk genellikle boru iç çapı yerine viskozite ve yer çekimi ivmesi kullanılarak tanımlanmaktadır ve bu ifade denklem 3.15'de verilmiştir.

$$\ell = \sqrt[3]{\frac{\upsilon_s^2}{g}} \tag{3.15}$$

Deneyler esnasında boru boyunca gerçekleşen basınç kaybının tespiti için deney test borusu giriş ve çıkışındaki basınç değerleri ölçülerek kayıt altına alınmıştır. Boru boyunca gerçekleşen basınç kaybı ayrıca fark basınçölçer kullanılarak da ölçülmüş ve iki değer karşılaştırılarak sağlaması yapılmıştır. Deneysel olarak ölçülen basınç kaybı değeri, boru boyunca meydana gelen sürtünme, ivmelenme ve yer çekimi basınç kayıplarının toplamıdır. Düşey konumda yoğuşma esnasında ivmelenme ve yer çekimi basınç kayıpları toplam basınç kaybına pozitif yönde etkimekte, yatay konumda ise yer çekimi kuvvetlerinin toplam basınç kaybına etkisi olmamaktadır. Bu nedenle düşey konumda sürtünme basınç kaybı deneysel olarak ölçülen değer ile ivmelenme ve yer çekimi basınç kayıplarının toplamı olarak ifade edilmektedir. Boru boyunca sürtünmelerden kaynaklanan basınç kaybı denklem 3.16 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{sürtünme} = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{deney} + \left(\frac{dP}{dz}\right)_{ivme} + \left(\frac{dP}{dz}\right)_{Yerçekimi} \tag{3.16}$$

İvmelenme ve yer çekiminden kaynaklanan basınç kayıpları ise denklem 3.17 ve 3.18 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{ivme} = G^2 \frac{d}{dz}\left(\frac{x^2}{\eta\rho_b} + \frac{(1-x)^2}{(1-\eta)\rho_s}\right) \tag{3.17}$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{Yerçekimi} = g\left(\eta\rho_b + (1-\eta)\rho_s\right)\sin\theta \tag{3.18}$$

İvmelenme ve yer çekiminden kaynaklanan basınç kayıplarını bulmak için boşluk oranın tespit edilmesi gerekmektedir. Boşluk oranı için literatürde çok sayıda bağıntı mevcuttur. Bu çalışmada literatürde sıkça kullanılan ve denklem 3.19'da verilen Lockhart-Martinelli (1949) bağıntısı kullanılmıştır.

$$\eta = \left[1 + 0.28\left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.64}\left(\frac{\rho_b}{\rho_s}\right)^{0.36}\left(\frac{\mu_s}{\mu_b}\right)^{0.07}\right]^{-1} \tag{3.19}$$

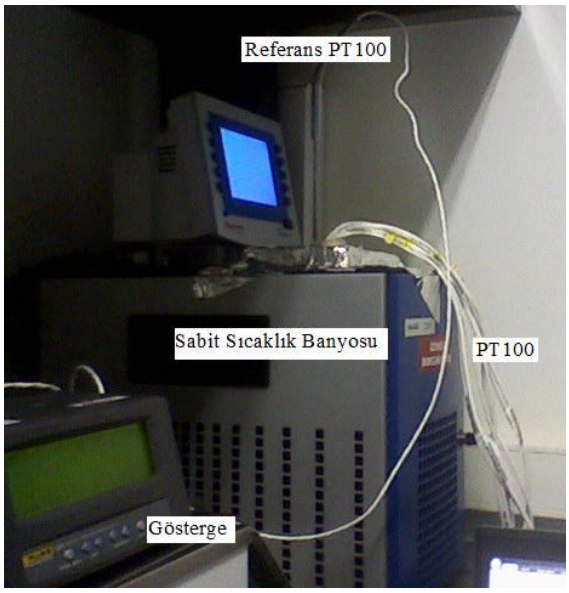
3.4 Belirsizlik Analizi

Belirsizlik analizi Holman J.P. (1994) tarafından belirtilen "Kline ve McClintock Metodu" kullanılarak yapılmıştır. Bu metoda göre birden çok bağımsız değişkene sahip bir fonksiyonun belirsizlik aralığını belirlemek için her bir "i" bağımsız değişkenin o fonksiyon üzerindeki etkisinin ve o bağımsız değişkenin "w_i" olarak belirtilen belirsizliğinin göz önüne alınmasını gerektirmektedir. Bu etki Denklem 3.20'de formüle edilmiştir.

$$w_{f(x,y,\ldots)} = \sqrt{\left(\frac{\partial f(x,y,\ldots)}{\partial x} w_x\right)^2 + \left(\frac{\partial f(x,y,\ldots)}{\partial y} w_y\right)^2 + \ldots.} \qquad \textbf{(3.20)}$$

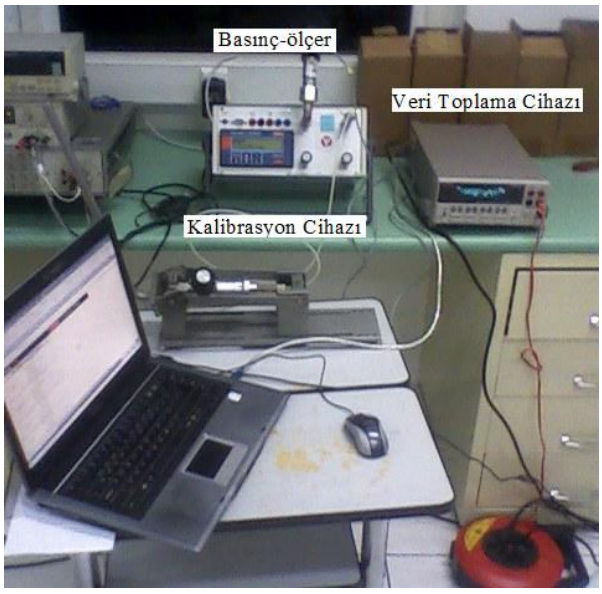
Ölçülen deney verilerine bağlı olarak hesaplanan buhar kalitesi değişimi ile test borusundan çekilen ısı miktarının ve ısı taşınım katsayısının belirsizliğini tespit etmek için, ölçülen deney verilerinin belirsizliğinin bilinmesi gerekmektedir. Bu amaçla deney tesisatında kullanılan her bir duyarga kalibre edilerek ölçüm belirsizlikleri tespit edilmiştir. Kalibrasyon işlemlerinin bir kısmı Arçelik firmasının AR-GE bölümünde yer alan kalibrasyon merkezinde geri kalan kısmı ise İTÜ Isı Tekniği Laboratuvarında tez çalışmaları kapsamında hazırlanan kalibrasyon düzenekleri ile yapılmıştır. Sıcaklıkölçerlerin kalibrasyonu sabit sıcaklık banyosu, referans PT100 direnç termometresi ve göstergesi kullanılarak yapılmıştır. Şekil 3.28'de oluşturulan kalibrasyon düzeneği verilmiştir.

Kalibrasyon esnasında, banyo sıcaklığı belli bir değere getirilip içinde yer alan yağın düzgün dağılımlı ve sabit bir sıcaklığa gelmesi beklenmiştir. Yağ içine deney tesisatında kullanılacak olan sıcaklıkölçerler ile birlikte bir adet yüksek hassasiyete sahip referans PT100 direnç termometresi daldırılmıştır. Referans PT100 kendine ait olan bir göstergeye bağlıdır ve bu iki cihazın kalibrasyonu TÜBİTAK Ulusal Metroloji Enstitüsü tarafından yapılmıştır ve hassasiyet 0.03 °C olarak belirtilmiştir. Kalibrasyon işlemi 0°C ile 45°C arasında seçilen 12 farklı değer kullanılarak yapılmıştır.



Şekil 3.28: Sıcaklıkölçer kalibrasyon düzeneği.

Basınçölçerlerin kalibrasyonu ise pnömatik el pompası ile çalışan bir kalibrasyon sisteminde kalibre edilmiştir. Şekil 3.29'da hazırlanan düzenek gösterilmiştir.



Şekil 3.29: Basınçölçer kalibrasyon düzeneği.

Bu kalibrasyon işlemi PT100'ler için uygulanan işlemlerin aynısıdır. Sistemin rejime girmesi söz konusu olmadığı için kalibrasyonlar hızlı bir şekilde yapılabilmiştir. Pnömatik el pompası vasıtasıyla basınçölçere uygulanan basınç belli bir değere getirilmiştir. Kısa bir süre basıncın değişmediği takip edildikten sonra veriler toplanmıştır. Mutlak basınç-ölçer kalibrasyonu 0-15 bar arasında 24 farklı noktada değerler alınarak yapılmıştır. Fark basınç-ölçer kalibrasyonu ise 0-2.2 bar arasında 100 farklı noktada değerler alınarak yapılmıştır. Bu kalibrasyon düzeneğinin

kalibrasyon işlemi TÜBİTAK Ulusal Metroloji Enstitüsü tarafından yapılmıştır ve hassasiyet 1 mbar a olarak belirtilmiştir. Elde edilen kalibrasyon eğrileri EK B'de detaylı bir şekilde sunulmuştur.

Koriolis tip debimetre için üretici firmanın belirtmiş olduğu belirsizlikler esas alınmıştır. Bunun yanı sıra hem tesisat kurulmadan önce pompa ve debimetrenin çalıştığını kontrol etmek için hem de firmanın belirtmiş olduğu belirsizlik aralığını doğrulamak için bir debimetre kalibrasyon düzeneği tez çalışmaları kapsamında kurulmuştur. Şekil 3.30'da bu tesisat detaylı bir şekilde gösterilmiştir.



Şekil 3.30: Debimetre kalibrasyon tesisatı.

Değişen debilerde debimetrenin göstermiş olduğu değer kapalı bir su çevrimi oluşturularak kalibre edilmiştir. Bu tip kalibrasyonlarda akışkan debisi kütlesel veya hacimsel olarak ölçülebilmektedir. Bu kalibrasyonda kütlesel debi ölçülmüştür. Bunun için hassas terazi ve ölçekli kap kullanılmış, kronometre kullanılarak kütlesel debi hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar firmanın belirtmiş olduğu hassasiyet aralığını teyit etmiştir. Türbin tip debimetre de benzer şekilde tez çalışmaları kapsamında kalibre edilmiştir. Kalibrasyon eğrileri EK B'de ayrıntılı olarak verilmiştir.

Deney tesisatında kullanılan bütün duyargaların, yukarda anlatılan ve EKB de detaylı verilen kalibrasyon eğrileri kullanılarak tespit edilen ölçüm belirsizlikleri Çizelge 3.4'de verilmektedir

Çizelge 3.4: Deney tesisatında kullanılan duyargaların ölçüm belirsizlikleri.

Isıl Çift	0.05 °C
PT100	0.05 °C
Etkin Basınçölçer	0.5 %
Fark Basınçölçer	0.01 %
Koriolis Debimetre	0.25 %
Türbin Debimetre	%1
Rotametre	4 %

Sonuç olarak deneyler esnasında ölçülen ve bunlara bağlı olarak hesaplanan değerler tespit edilmiştir. Her bir hesaplanan değerin bağlı olduğu değişkenler kullanılarak belirsizlik analizi yapılmıştır. Yapılan belirsizlik analizi EK A'da ayrıntılı olarak sunulmuştur. Çizelge 3.5'de örnek bir deney için ölçülen ve hesaplanan değerlerin belirsizlikleri hem boyut hem de yüzde olarak verilmiştir.

Çizelge 3.5: Deneylerde duyargalar ile ölçülen değerlerin belirsizlikleri.

Ölçülen Değerler		**%**	**±**
1	Soğutma Suyu Debisi, $\dot{m}_{su}$, [kg/s]	1	0.0017 [kg/s]
2	Soğutucu Akışkan Debisi, $\dot{m}_{R134a}$, [kg/s]	0.1	$1.97\text{x}10^{-6}$ [kg/s]
3	Test Borusu Su Giriş Sıcaklığı, $T_{su,g}$ [°C]	-	0.05 [°C]
4	Test Borusu Su Çıkış Sıcaklığı, $T_{su,ç}$ [°C]	-	0.05 [°C]
5	Test Borusu Dış Çapı [m]	1	$9.52\text{x}10^{-5}$ [m]
6	Test Borusu İç Çapı [m]	1	$7.52\text{x}10^{-5}$ [m]
7	Boru Boyu [m]	1	0.01 [m]
8	Test Borusu Dış Yüzey Cidar Sıcaklığı [°C]	-	0.05 [°C]
9	Soğutucu Akışkan Doyma Sıcaklığı [°C]	-	0.05 [°C]
10	Soğutucu Akışkan Doyma Basıncı [bar]	0.5	$2.87\text{x}10^{-2}$ [bar]

Bu değerlere bağlı olarak test borusundan çekilen ısı ($\dot{Q}$), kızgın buharın doyma noktasına gelmesi için çekilmesi gereken duyulur ısı ($\dot{Q}_{K,duyulur}$), test borusundan çekilen gizli ısı ($\dot{Q}_{gizli}$), Test borusu boyunca buhar kalitesi değişimi (Δx), test borusu boyunca çekilen ısı akısı (q"), Cidar iç yüzey sıcaklığı ($T_{c,iç}$), soğutucu akışkan doyma ve cidar sıcaklık farkı (ΔT_{cidar}),yerel ısı taşınım katsayısı (h) ve yoğuşma Nusselt sayısı (Nu) değerlerine ait belirsizlikler hesaplanmıştır ve Çizelge 3.6'da tipik bir deneye ait verileri verilmiştir.

Çizelge 3.6: Tipik bir deney sonucu elde edilen deney verisi hata oranı.

Hesaplanan Değerler		**%**	**±**
1	Soğutma suyu Sıcaklık farkı, ΔT_{su}	-	0.08 [°C]
2	Test Borusundan Çekilen Isı, Q	19.6	8.9 [W]
3	Test Borusu Isı Akısı, q”	20.4	324 [W/m^2]
4	Test Borusu İç Yüzey Cidar Sıcaklığı	-	0.05 [°C]
5	Doyma ve cidar sıcaklık farkı, ΔT_{cidar}		0.08 [°C]
6	Buhar Kalitesi Değişimi, Δx	20	0.0248
7	Ortalama Isı Taşınım Katsayısı, h	13.9	237.8 [W/m^2K]

Belirsizlik analizi yapılırken akışkanın termofiziksel özellik değerlerine ait belirsizlikler ihmal edildiği için ortalama ısı taşınım katsayısı için tanımlanan belirsizlik ortalama Nusselt sayısı içinde geçerli olmaktadır.

Yapılan bütün deneyler göz önüne alındığında ortalama Nusselt sayısı için belirsizlik %6 - %25 arasında değişmektedir. Test borusundan çekilen ısı miktarının düşük olduğu deneylerde buhar kalitesi değişimi de düşük olmaktadır. Bu deneylerde belirsizlik beklenildiği gibi yüksek çıkmaktadır. Ölçüm yapılan değerlerin miktar olarak yüksek olması deneylerin belirsizliğini düşürmektedir.

4. DENEYSEL ÇALIŞMA SONUÇLARI

Bu bölümde iç yüzeyi düz ve mikro-kanatlı borular içerisinde, soğutucu akışkan R134a buharının yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı geçişinin araştırılması için kurulan deney tesisatından elde edilen veriler incelenmiştir. Deneysel çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar iç yüzeyi düz ve mikro-kanatlı borular için ayrı ayrı verilmiştir. Her bir test borusundan elde edilen deney verileri ısı taşınım katsayısı bağıntıları ile karşılaştırılmıştır. Çalışma kapsamında yapılan boyut analizi ile hem iç yüzeyi düz, hem de iç yüzeyi mikro-kanatlı borularda yoğuşma ısı taşınım katsayısını tespit edecek yeni bağıntılar geliştirilmiştir.

İç yüzeyi düz boru için yoğuşma deneyleri, 5.8-6.9 bar doyma basıncı, 30-175 kg/m^{2}s kütlesel akı, 2000-9000 W/m^2 ısı akısı, 0.6-6 °C cidar ve doyma sıcaklıkları farkı aralığında yapılmıştır. İç yüzeyi mikro-kanatlı boru için yapılan deneyler ise 5.7-5.9 bar, 20-100 kg/m^{2}s kütlesel akı, 1700-5300 W/m^2 ısı akısı, 0.4-3.5 °C cidar ve doyma sıcaklıkları farkı aralığında yapılmıştır. Her iki test borusu için aynı şartlar altında 90° (düşey), 60°, 30° ve 0° (yatay) eğim açılarında deneyler yapılarak elde edilen sonuçlar irdelenmiştir. Bunlara ek olarak literatür de yer alan ısı taşınım katsayısı bağıntıları incelenmiştir. İç yüzeyi düz borular için geçerli olan Akers ve diğ. (1959), Rosson ve Meyers (1963), Boyko ve Kruzhilin (1967), Cavallini ve Zecchin (1971), Traviss ve diğ. (1973),Shah (1979), Chen ve diğ. (1987), Bivens ve Yokozeki (1994), Dobson ve diğ. (1994), Tandon ve diğ. (1995), Fujii (1995), Haraguchi ve diğ. (1994), Jung ve diğ. (2003), Shah (2009) ısı taşınım katsayısı bağıntıları detaylı olarak incelenmiştir. İç yüzeyi mikro-kanatlı borular için geçerli olan Cavallini ve diğ. (1999), Yu ve Koyama (1998), Kedzierski ve Goncalves (1999) ısı taşınım katsayısı bağıntıları incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar deney verileri ile mukayese edilmiştir. Her bir bağıntının ortalama sapma, mutlak ortalama sapma ve standart sapma değerleri hesaplanmıştır. Buckingham-Pi teoremi kullanılarak yapılan boyut analizi ile elde edilen boyutsuz parametreler kullanılarak mevcut deney verileri aralığı için geçerli gerek iç yüzeyi düz ve gerekse iç yüzeyi mikro-kanatlı boru için ısı taşınım katsayısı bağıntıları geliştirilmiştir.

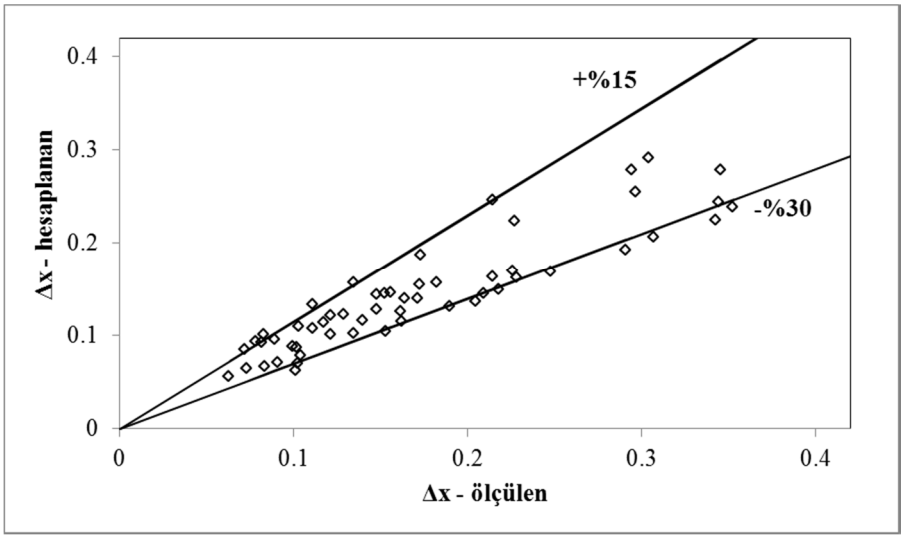
Deney verileri incelendiği zaman yoğuşma ısı taşınım katsayısı ve dolayısıyla Nusselt sayısına etki eden deneysel parametreler; tek bir cins soğutucu akışkan için

- Kütlesel akı
- Doyma basıncı
- Cidar sıcaklığı ile doyma sıcaklığı arasındaki fark
- Test borusundan çekilen ısı akısı ve buna bağlı buhar kalitesi değişimi
- Test borusu eğim açısı

olarak tespit edilmiştir. Deney verileri incelenirken bu parametrelerin yoğuşma Nusselt sayısına etkisi ortaya konmuştur.

4.1 İç Yüzeyi Düz Boru İçerisinde Yoğuşma

Bölüm 3'de ayrıntılı olarak açıklanan deney tesisatında, ilk olarak iç yüzeyi düz boruda deneyler yapılmıştır. Yapılan her deneyde, test borusu çıkışındaki buhar kalitesi hem hesaplanmakta, hem de ölçekli kapta toplanarak deneysel olarak ölçülmektedir. Bu sayede yapılan deneylerin tutarlılığı kontrol edilmiştir. Şekil 4.1'de ölçülen ve hesaplanan buhar kalitesi değişimlerinin karşılaştırılması verilmiştir.

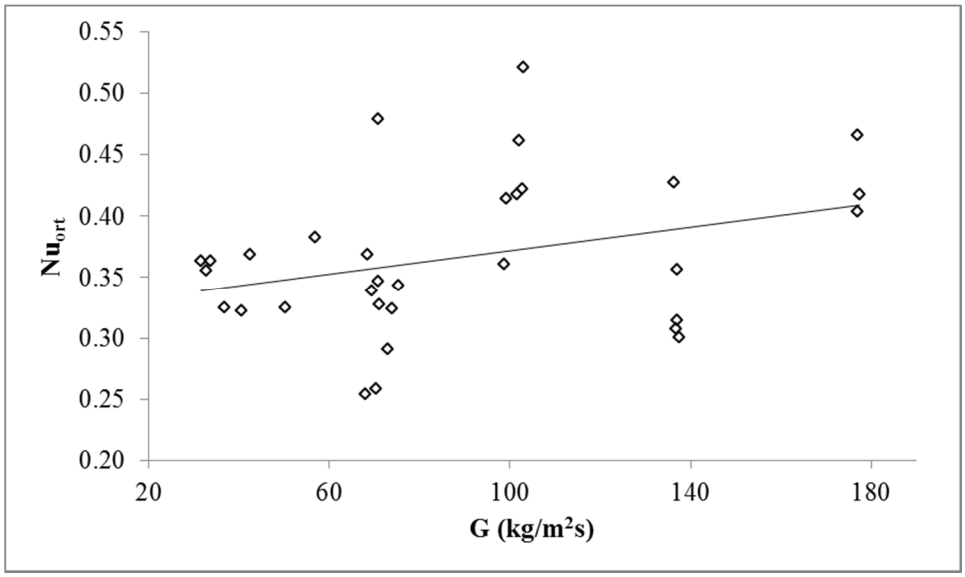


Şekil 4.1: Düz boruda ölçülen ve hesaplanan buhar kalitesi değerlerinin karşılaştırılması.

Bütün deneyler göz önüne alındığında hesaplanan değerlerin ölçülen değerlere oranla +%15 ile -%30 hata bandı aralığında sapma gösterdiği tespit edilmiştir. Bu hata

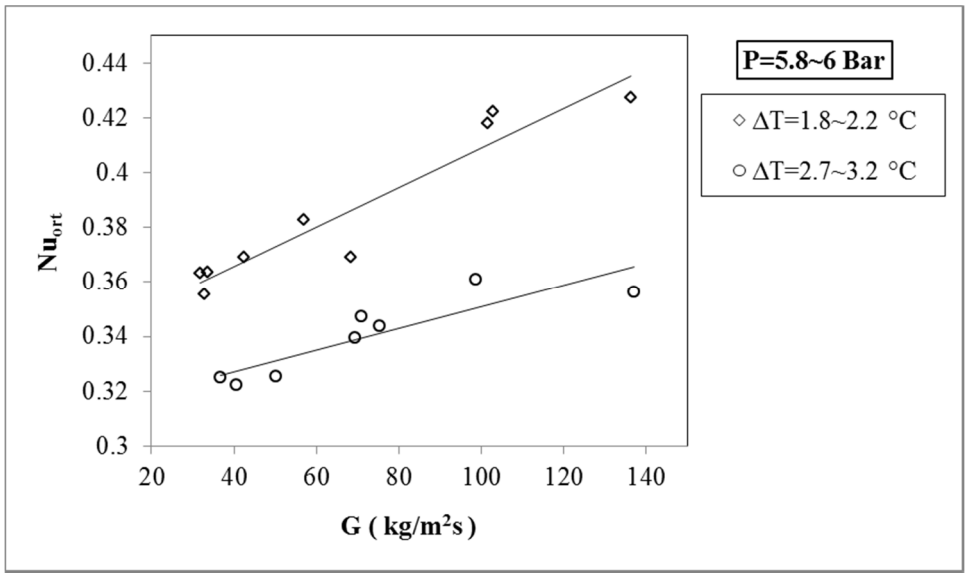
payında iki önemli etken vardır. İlk olarak kullanılan duyargaların ölçüm belirsizliğinden dolayı hesaplanan buhar kalitesi değişimi %5-%20 arasında belirsizliğe sahiptir. İkinci olarak, test borusu çıkışından sıvı-buhar ayırıcıya kadar olan mesafe her ne kadar yalıtılmış olsa da hem ısı kaybına hem de basınç kaybına sebep olmaktadır. Bu nedenle ölçülen buhar kalitesinde belli bir miktar değişim beklenmektedir.

Bu bölümde deney verileri incelenirken öncelikli olarak 90° (düşey) eğim açısında yapılan deneyler göz önüne alınmıştır. İlk olarak kütlesel akının yoğuşma ısı taşınım katsayısına etkisi incelenmiştir. Bu amaçla düşey boruda farklı kütlesel akı değerleri için ortalama Nusselt sayılarının değişimi Şekil 4.2'de verilmiştir.



Şekil 4.2: Ortalama Nusselt sayısının kütlesel akıya bağlı değişimi.

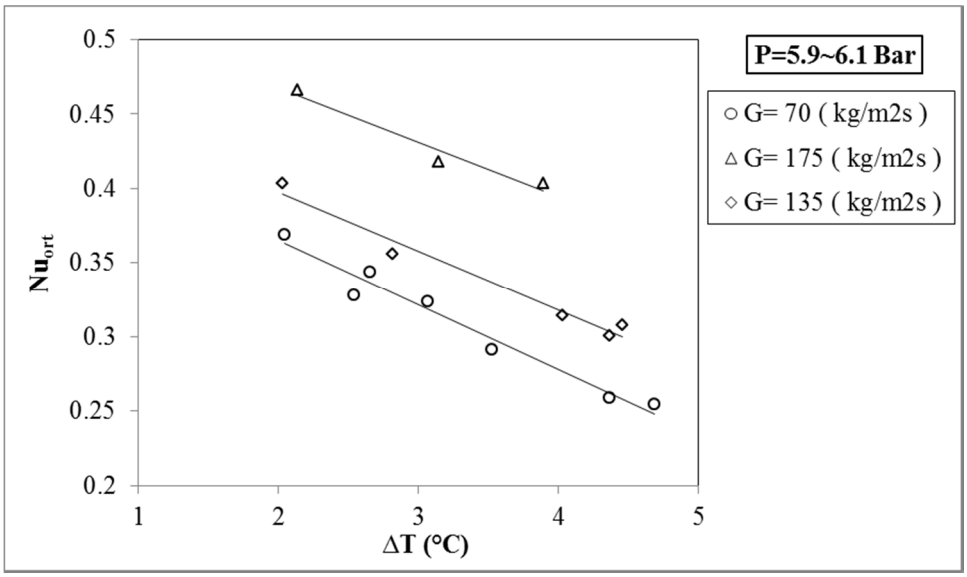
Bu şekil incelendiğinde Nu değerlerinin kütlesel akı ile değişiminde belirli bir değişim izlenememektedir. Her ne kadar artan kütlesel akıya bağlı olarak ortalama Nusselt sayısında bir artış olduğu görülmekse de, aynı kütlesel akıda ortalama Nusselt sayısının farklılık arz etmesi, yoğuşma Nusselt sayısına dominant etkisi olan başka parametrelerin de olduğunu göstermektedir. Bu parametrelerin net bir şekilde ortaya konması için deneysel değişkenlerin kontrol edildiği deneylerin bir arada incelenmesi gerekmektedir. Bu nedenle doyma basıncı ve doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki farkın birbirine yakın olduğu deneyler bir arada incelenmiştir. Şekil 4.3'de kütlesel akıya bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının değişimi benzer doyma ve cidar sıcaklık farklarında sunulmaktadır.



Şekil 4.3: Benzer doyma ve cidar sıcaklık farklarında kütlesel akıya bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının değişimi.

Doyma basıncı ve doyma ve cidar sıcaklık farkının kontrol edildiği deneyler göstermektedir ki, artan kütlesel akıya bağlı olarak ortalama yoğuşma Nusselt sayısı artmaktadır. Zira artan kütlesel akı değerine bağlı olarak, sıvı filmi ile buhar hızları artmakta, bu da hem sıvı hem de buhar içerisinde türbülans şiddetinin ve buna bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının artmasına sebep olmaktadır. Tek fazlı akıştan farklı olarak, boru içerisindeki yoğuşma esnasında iki faz birbirleriyle etkileşim halinde akmaktadır. İki faz arasındaki etkileşim, ara yüzeyde kütle alış verişi ve kayma gerilmesi şeklinde olmaktadır. Artan kütlesel akı, ara yüzeyde oluşan kayma gerilmesini artırmaktadır. Ara yüzey kayma gerilmesi ile ortalama Nusselt sayısı arasındaki ilişki sıvı film kalınlığı ile ifade edilmektedir. Düşey konumda yoğuşma esnasında baskın akış rejimi halkasal akıştır. Boru merkezinde akan buharı sıvı filmi çevirmektedir ve bu film ısı geçişine karşı bir direnç oluşturmaktadır. Sıvı film kalınlığı ne kadar ince olursa, ısıl direnç de o kadar az olmaktadır. Ara yüzey kayma gerilmesinin artması sıvı film kalınlığını inceltmektedir. Bu nedenle ortalama yoğuşma ısı taşınım katsayısı da artmaktadır.

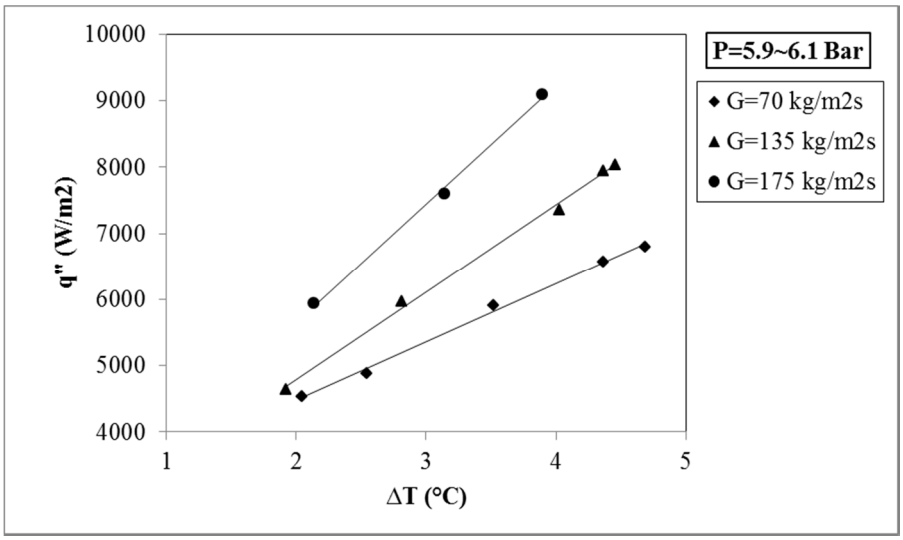
Şekil 4.3'de dikkati çeken diğer önemli husus ise, doyma ve cidar sıcaklık farkının yoğuşma ısı taşınım katsayısına etkisidir. Aynı kütlesel akı değerlerinde düşük sıcaklık farkında daha yüksek ortalama Nusselt sayıları elde edilmiştir. Bu durum Şekil 4.4'de daha detaylı gösterilmiştir.



Şekil 4.4: Doyma ve cidar sıcaklık farkının ortalama Nusselt sayısına etkisi.

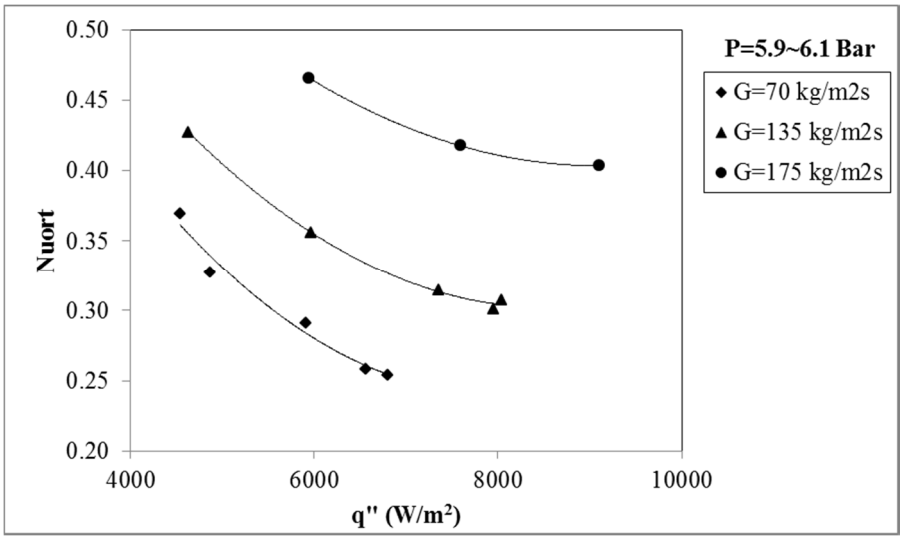
Şekil 4.4'de üç farklı kütlesel akı değerlerinde doyma ve cidar sıcaklık farkına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısındaki değişim verilmiştir. Her bir kütlesel akı değerinde artan sıcaklık farkına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı düşmüştür. Soğutucu akışkan doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki farkın artması ile yoğuşan madde miktarı artmaktadır. Aynı kütlesel akı göz önüne alındığında yoğuşan madde miktarının artması sıvı film kalınlığını artırmaktadır. Daha öncede belirtildiği üzere sıvı film kalınlığındaki artış ısıl direnci artırmakta, ortalama Nusselt sayısının düşmesine sebep olmaktadır.

Şekil 4.4'de dikkati çeken bir diğer nokta ise aynı sıcaklık farklarında yüksek kütlesel akı değerlerinde daha yüksek ortalama Nusselt sayısı elde edilmesidir. Soğutucu akışkan doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklık farkını daha net belirtmek açısından Şekil 4.5'te test borusundan çekilen ısı akısı ile sıcaklık farkı arasındaki ilişki verilmiştir. Test borusu cidarı soğutmalı su banyosu kullanılarak soğutulmaktadır. Bu soğutmalı su banyosu sıcaklığı istenilen değere getirilerek test borusuna gönderilmektedir. Banyo test borusuna gönderilen suyun sıcaklığını sürekli istenilen değerde aynı tutmaktadır. Soğutma suyunun sabit debi de daha düşük sıcaklıkta cidar üzerinden dolaştırılması test borusundan çekilen ısı miktarını arttırmaktadır. Farklı soğutucu akışkan kütlesel akı değerleri göz önüne alındığında da benzer artış tespit edilmiştir.



Şekil 4.5: Isı akısının sıcaklık farkına göre değişimi.

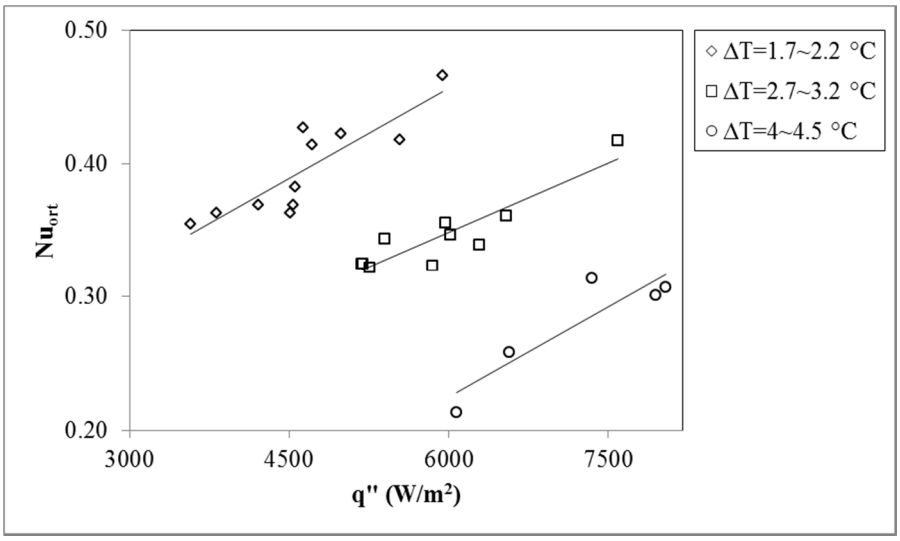
Test borusundan çekilen ısı akısının artması daha fazla yoğuşma olması anlamına gelmektedir. Artan yoğuşmaya bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı da düşmektedir. Şekil 5.6'te ortalama Nusselt sayısının ısı akısına bağlı olarak değişimi verilmiştir.



Şekil 4.6: Ortalama Nusselt sayısının ısı akısına bağlı olarak değişimi.

Aynı kütlesel akı değerinde test borusundan çekilen ısı akısını artırmak için akışkan doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki farkın artırılması gerekmektedir. Bu nedenle Şekil 4.6'de aynı kütlesel akıda yapılan deneylerde artan ısı akısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı azalmaktadır.

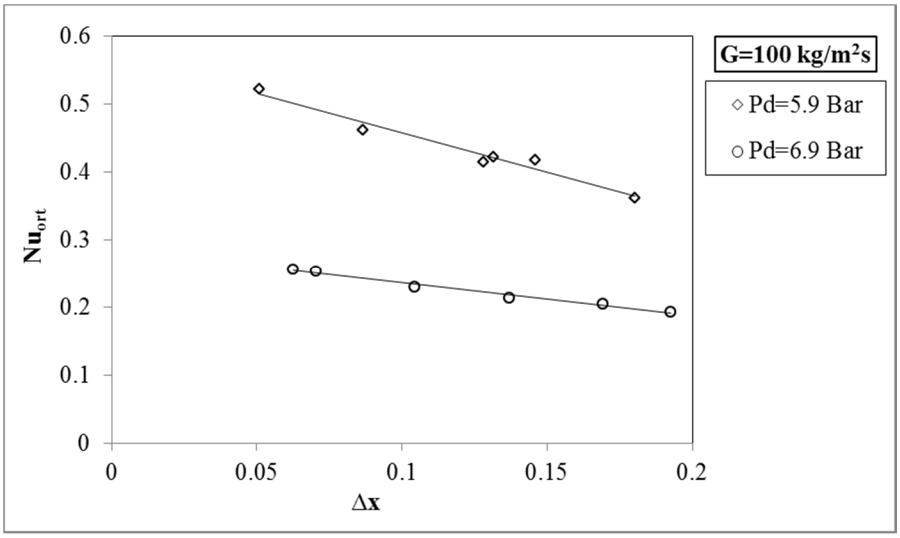
Benzer bir yaklaşım soğutucu akışkan doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki fark için yapılmıştır. Şekil 4.7'de akışkan doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki farkın bir birine yakın olduğu deneyler incelenmiştir.



Şekil 4.7: Benzer doyma ve cidar sıcaklık farklarında ortalama Nusselt sayısının ısı akısına bağlı değişimi.

Sıcaklık farkının birbirine yakın olduğu deneylerde artan ısı akısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı da artmıştır. Ayrıca aynı ısı akısı değerlerinde daha düşük sıcaklık farklarında daha yüksek ortalama Nusselt sayıları elde edilmiştir.

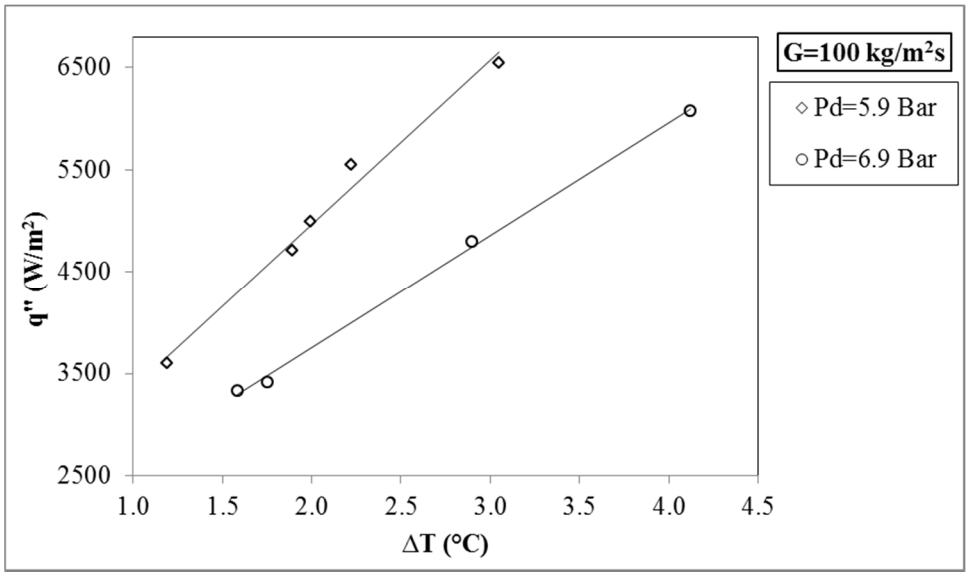
Düşey konumdaki düz boru içerisinde yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı geçişinin incelendiği bir diğer parametre ise doyma basıncıdır. Şekil 4.8'de sabit kütlesel akı değerinde doyma basıncının ortalama Nusselt sayısına etkisi gösterilmiştir.



Şekil 4.8: Doyma basıncının ortalama Nusselt sayısına etkisi.

Düşük doyma basıncında elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerleri daha yüksek çıkmıştır. Artan doyma basıncına bağlı olarak sıvı R134a soğutucu akışkanının ısı iletim katsayısı, viskozitesi, Prandtl sayısı gibi özellikleri düşmektedir. Isı geçişindeki azalmanın sebeplerinden birisi budur. Ayrıca artan buhar kalitesi

değişimine göre ortalama Nusselt sayısındaki düşüş, düşük doyma basıncında daha belirgin olmaktadır. Aynı miktarda buhar kalitesi değişiminin görüldüğü deneylerde düşük doyma basıncında elde edilen cidar ve doyma sıcaklık farkının yüksek doyma basıncında elde edilen değerlerden daha düşük çıkmıştır. Bunu daha net açıklamak için Şekil 4.9'da farklı doyma basıncı değerlerinde test borusundan çekilen ısı miktarının cidar ve doyma sıcaklık farkına göre değişimi verilmiştir.

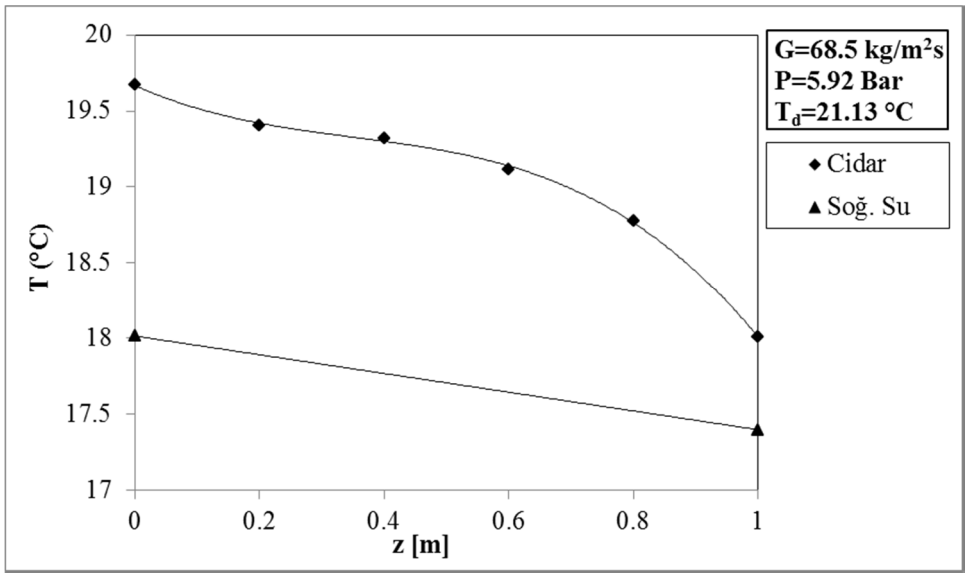


Şekil 4.9: Test borusundan çekilen ısı akısının cidar ve doyma sıcaklık farkına göre değişimi.

Test borusundan aynı miktarda ısı çekebilmek için yüksek doyma basıncında, düşük doyma basıncına kıyasla daha yüksek cidar ve doyma sıcaklık farkı uygulamak gerekmektedir.

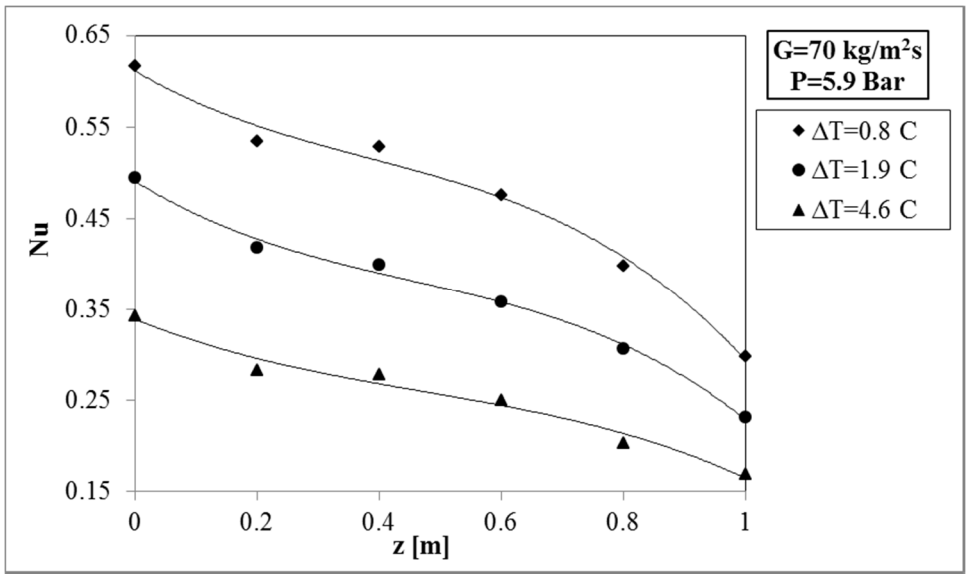
Yerel Nusselt Sayısının Boru Boyunca Değişimi

Bu kısımda incelenen bir diğer konu ise test borusu boyunca yerel sıcaklıklar ve Nusselt sayısının değişimidir. Şekil 4.10'da örnek bir deney için test borusu boyunca cidar sıcaklığının değişimi ile soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklığı verilmiştir. Test borusu girişinde cidar sıcaklığı doyma sıcaklığının altında olduğu için bu noktada yoğuşmanın başladığı kabul edilmiştir. Test borusu boyunca cidar sıcaklığı düşmektedir.



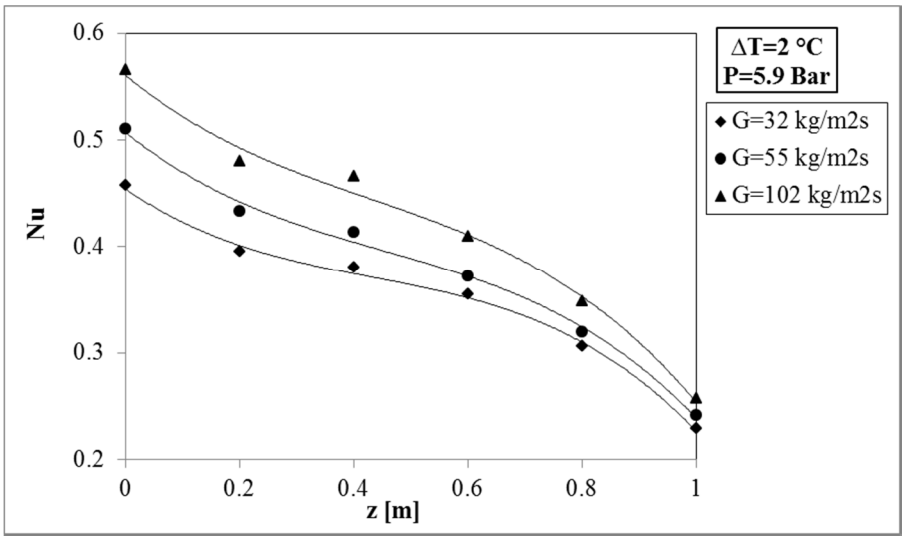
Şekil 4.10: Test borusu boyunca cidar sıcaklık değişimi.

Şekil 4.11'de ise yerel Nusselt sayısının farklı doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki farka bağlı olarak boru boyunca değişimi verilmiştir.



Şekil 4.11: Sabit kütlesel akı da yerel Nusselt sayısının test borusu boyunca değişimi.

Nusselt sayısının artan sıcaklık farkına göre azaldığı görülmektedir. Yerel değerler ortalama değerlere benzerlik göstermiştir. Boru boyunca artan sıvı film kalınlığına bağlı olarak yerel Nusselt sayısı düşmüştür. Benzer şekilde aynı doyma ve cidar sıcaklık farkında yerel Nusselt sayısının kütlesel akıya bağlı olarak değişimi Şekil 4.12'de verilmiştir.



Şekil 4.12: Sabit sıcaklık farkında yerel Nusselt sayısının test borusu boyunca değişimi.

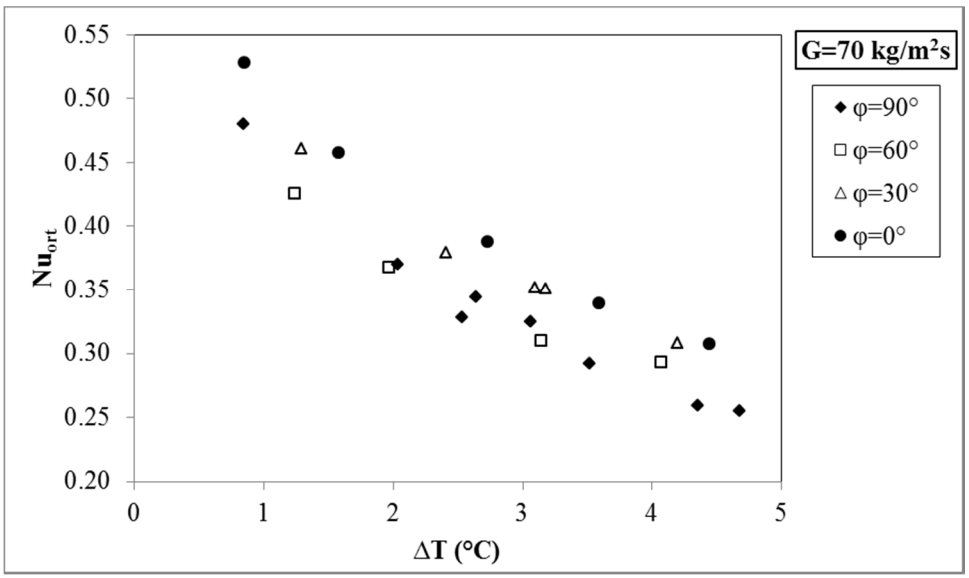
Şekil 4.12 incelendiğinde kütlesel akı değeri artıkça, yerel Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. Boru boyunca ise yerel Nusselt sayısı düşmüştür.

Eğim Açısının Yoğuşma Nusselt Sayısına Etkisi

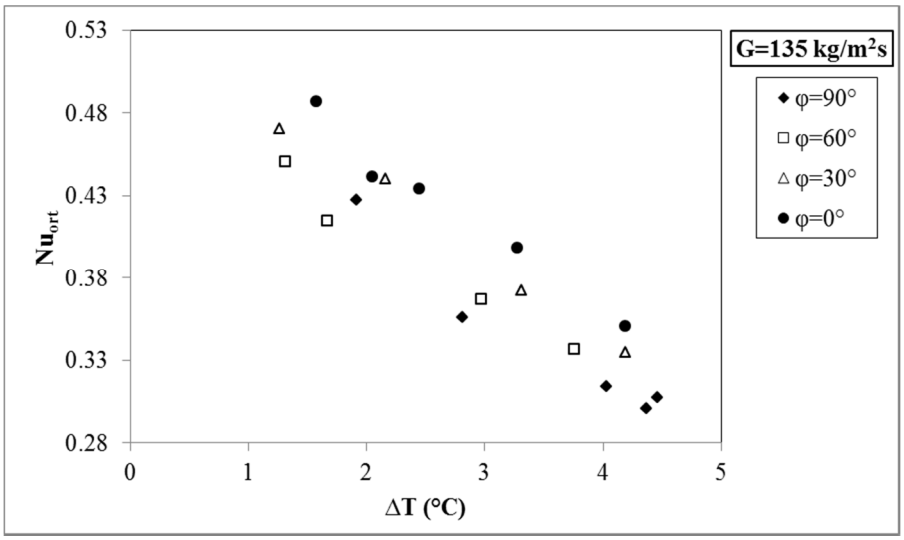
90° (düşey) eğim açısında deneyler tamamlandıktan sonra sırasıyla 60°, 30° ve 0°(yatay) eğim açılarında deneyler yapılmıştır. Eğim açısının yoğuşma Nusselt sayısına etkisini doğru bir şekilde analiz edebilmek için deneysel parametrelerin her bir eğim açısı için birbirine yakın olması gerekmektedir. Öncelikli olarak bütün deneylerde doyma basıncı 5.8-6 bar aralığında tutulmuştur. 3 farklı kütlesel akıda değişen doyma ve cidar sıcaklık farklarında deneyler yapılmış ve 90° (düşey) eğim açısında yapılan deneyler ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.13-14-15'de farklı eğim açılarının ortalama yoğuşma Nusselt sayısına etkisi verilmiştir. Bu üç şekil ayrıntılı olarak incelenecek olursa, ilk olarak her bir eğim açısında artan doyma ve cidar sıcaklık farkına bağlı olarak ortalama yoğuşma Nusselt sayısı düşmüştür. Bu konu 90° (düşey) eğim açısında yapılan deneylerin irdelendiği bölümde ayrıntılı olarak incelenmiştir. 60°, 30°, 0°(yatay) eğim açılarında da benzer eğilimler gözlemlenmiştir.

İkinci olarak, 90° (düşey) ve 60° eğim açılarında elde edilen yoğuşma Nusselt sayıları birbirine yakın çıkarken, 30°ve 0° (yatay) eğim açılarında elde edilen Nusselt sayıları da birbirine yakın ve diğerlerine kıyasla daha yüksek çıkmıştır. Genel olarak eğim açısı düşey konumdan yatay konuma geldikçe ortalama yoğuşma Nusselt sayısında bir artış gözlemlenmektedir. Fakat burada yoğuşma Nusselt sayısının

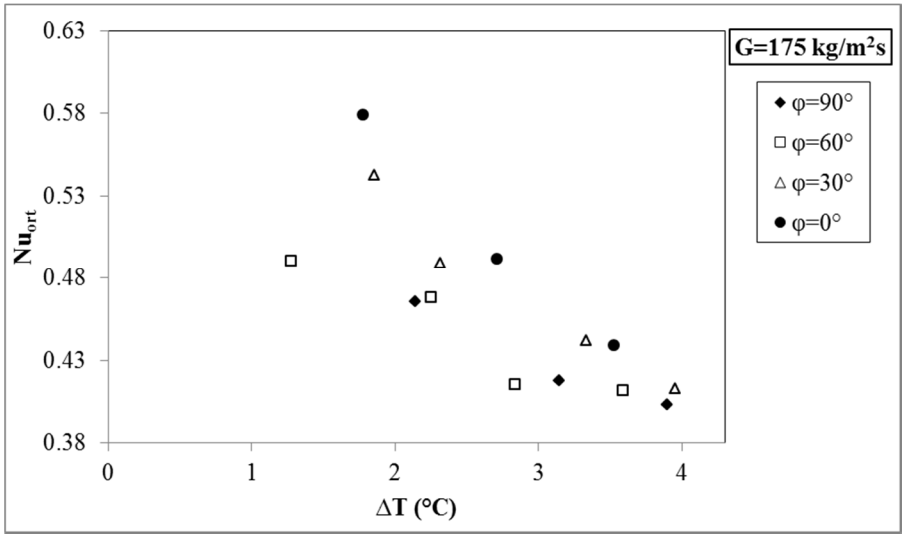
deneysel belirsizliği de göz önüne alındığında 90° (düşey) ve 60° eğim açılarında elde edilen sonuçlar arasında belirgin bir farklılık görülmemektedir. Yoğuşma Nusselt sayısının akış rejimine bağlılığı bilinmektedir. Halkasal akış rejiminde elde edilen değerler ile tabakalı akış rejiminde elde edilen değerlerin birbirlerinden farklı olması beklenmektedir. Her üç kütlesel akıda yapılan deneyler göstermektedir ki 60° eğim açısında oluşan akış rejimi, 90° (düşey) eğim açısında oluşan halkasal akış rejimine benzemektedir. Boru alt kısmında katmanlaşma olmamakta veya ortalama Nusselt sayısına etki etmeyecek kadar az olmaktadır. 30° ve 0° (yatay) eğim açılarında ortalama yoğuşma Nusselt sayısının artış göstermesi akış rejiminde halkasal akıştan tabakalı akışa geçiş olduğunu göstermektedir. Eğim açısı yataya yaklaştıkça, yer çekimi kuvveti yoğuşan sıvı filmi üzerinde etkili olmakta ve borunun alt kısmında daha fazla sıvı toplanmasını sağlamaktadır. Halkasal akış rejiminden farklı olarak ara yüzey kayma gerilmesinin yanı sıra yerçekimi kuvvetinin de yoğuşmada etkili olması, tabakalı akış rejiminde ortalama Nusselt sayısını artırmıştır. Ayrıca halkasal akışta buhar ile soğuk cidar arasında sıvı filmi bulunmaktadır. Tabakalı akışta ise buhar, soğuk cidarın bir kısmı ile sürekli temas etmektedir. Halkasal akış rejiminde sıvı filminin oluşturmuş olduğu ısıl direncin daha yüksek olması göz önüne alınırsa, tabakalı akışta ortalama yoğuşma Nusselt sayısının yüksek olması beklenmektedir.



Şekil 4.13: İç yüzeyi düz boruda, 70 kg/m^{2}s kütlesel akıda eğim açısının ortalama yoğuşma Nusselt sayısına etkisi.



Şekil 4.14: İç yüzeyi düz boruda, 135 kg/m^{2}s kütlesel akıda eğim açısının ortalama yoğuşma Nusselt sayısına etkisi.



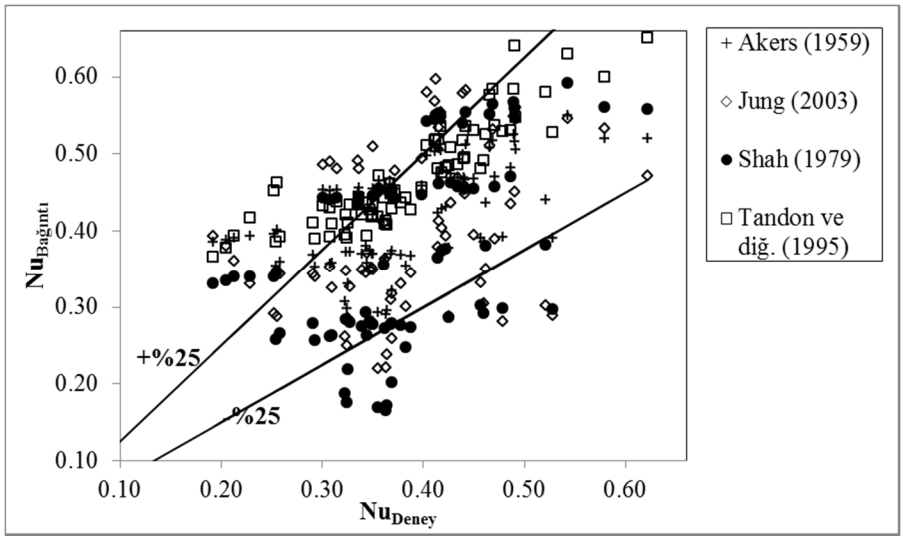
Şekil 4.15: İç yüzeyi düz boruda, 175 kg/m^{2}s kütlesel akıda eğim açısının ortalama yoğuşma Nusselt sayısına etkisi.

Isı Taşınım Katsayısı Bağıntıları ve Boyut Analizi Sonuçları

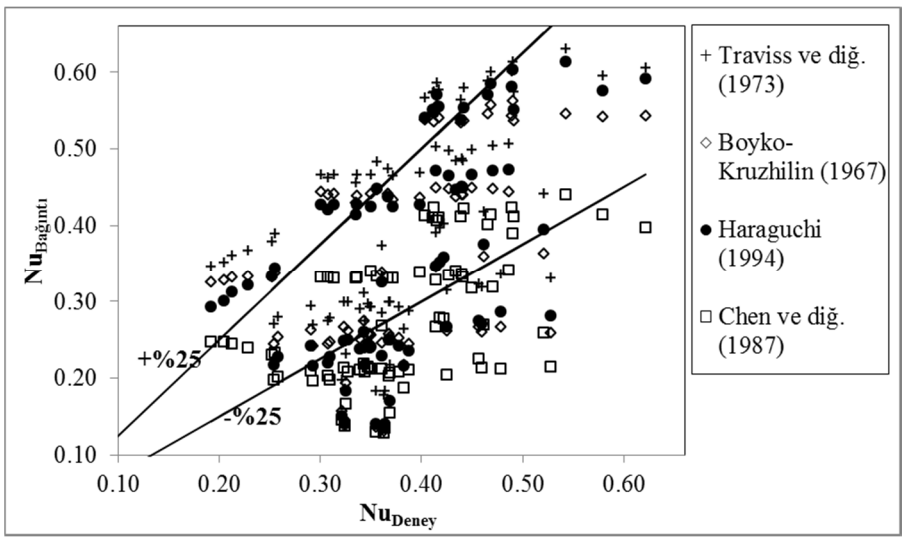
Deneysel literatür araştırması kısmında iç yüzeyi düz borular için hazırlanmış ısı taşınım katsayısı bağıntılarından bahsedilmiştir. Bu bağıntılardan bir kısmı deney verileri ile mukayese edilmiştir. Bağıntıların tutarlılığını irdelemek açısından her bir deney verisi ve buna bağlı olarak elde edilen bağıntı sonucu için hata sapma oranı elde edilmiştir. Bütün hata sapma oranları kullanılarak ortalama sapma (e_{OS}), mutlak ortalama sapma (e_{MOS}) ve standart sapma (ε_{st}) değerleri tespit edilmiştir.

Şekil 4.16'da Akers (1959), Jung ve diğ. (2003), Shah (1979), Tandon ve diğ. (1995) yoğuşma ısı taşınım katsayısı bağıntılarının deney verileri ile karşılaştırılması

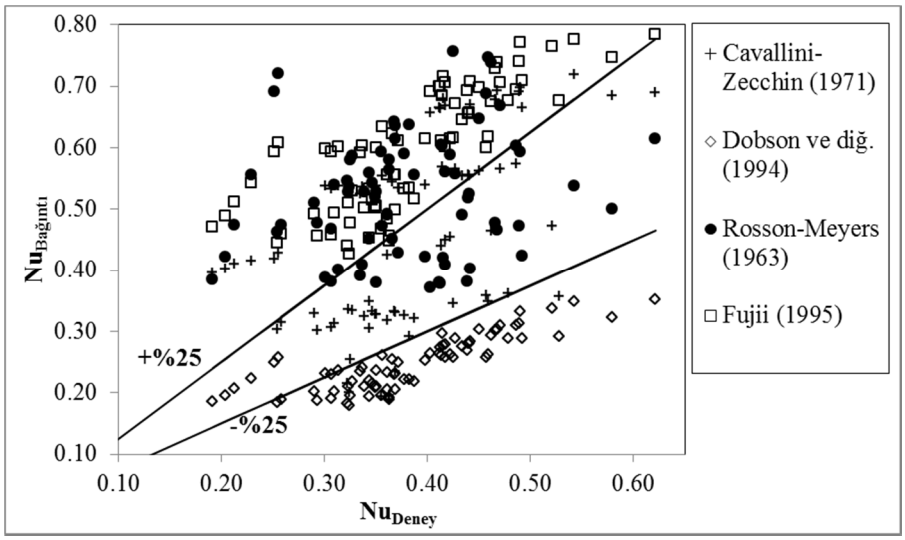
verilmiştir. Şekil 4.17'de Traviss ve diğ. (1973), Boyko-Kruzhilin (1967), Haraguchi ve diğ. (1994), Chen ve diğ. (1987) yoğuşma ısı taşınım katsayısı bağıntılarının deney verileri ile karşılaştırılması verilmiştir. Şekil 4.18'de ise Cavallini-Zecchin (1971), Dobson ve diğ. (1994), Rosson-Meyers (1963), Fujii (1995) yoğuşma ısı taşınım katsayısı bağıntılarının deney verileri ile karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 4.16: Akers (1959), Jung ve diğ. (2003), Shah (1979), Tandon ve diğ. (1995) bağıntılarının deney verileri ile karşılaştırılması.



Şekil 4.17: Traviss ve diğ. (1973), Boyko-Kruzhilin (1967), Haraguchi (1994), Chen ve diğ. (1987) bağıntılarının deney verileri ile karşılaştırılması.



Şekil 4.18: Cavallini-Zecchin (1971), Dobson ve diğ. (1994), Rosson-Meyers (1963), Fujii (1995) bağıntılarının deney verileri ile karşılaştırılması.

Şekil 4.16-17-18'de ±%25 hata aralığında yapılan karşılaştırmalar farklı eğim açılarında yapılan deneylerde göz önüne alınarak yapılmıştır. Verilen karşılaştırılmaların daha net anlaşılabilmesi için Çizelge 4.1'de bağıntılar ortalama mutlak sapma oranına göre sıralanmıştır.

Çizelge 4.1: Isı taşınım katsayısı bağıntılarının sapma oranları (φ=90º,60º,30º,0º).

		ε_{oms}	ε_{os}	ε_{st}
1	Akers (1959)	19.4	13.2	25.1
2	Jung ve diğ. (2003)	23.7	7.4	30.5
3	Shah (1979)	24.9	-0.2	29.9
4	Tandon ve diğ. (1995)	26.2	26.2	19.7
5	Traviss ve diğ. (1973)	26.4	6.3	31.4
6	Boyko ve Kruzhilin (1967)	27.2	-4.6	32.1
7	Haraguchi ve diğ. (1994)	28.0	-5.4	31.7
8	Chen ve diğ. (1987)	28.5	-26.0	21.8
9	Cavallini-Zecchin (1971)	33.7	19.9	37.2
10	Dobson ve diğ. (1994)	34.4	-34.3	10.6
11	Rosson ve Meyers (1963)	47.9	45.8	40.0
12	Fujii (1995)	59.6	59.6	28.3

Bütün deney verilerine bağlı olarak elde edilen ortalama sapma değerleri incelendiğinde en hassas sonuçlar Akers ve diğ. (1959) bağıntısından elde edilmiştir. Bu bağıntı eşdeğer sıvı filmi akışı kabulü ile oluşturulmuştur. Buna göre halkasal akışta yer alan buhar çekirdeği, sıvı buhar ara yüzeyinde aynı kayma gerilmesi

oluşturacak bir sıvı akışı ile değiştirilebilir. Yapılan deneylere bağlı olarak bu bağıntının iyi sonuçlar vermesi bu kabulün geçerliliğini göstermektedir.

Literatürde sıkça kullanılan Shah (1979) bağıntısı % 24.9 ortalama mutlak sapma göstermiştir. Shah (1979) bu bağıntının oluşturulmasında kullanılan deney verileri içerisinde sıvı Reynolds sayısı 350 den az olan deney verileri az olduğu için bağıntının bu aralıkta yüksek hatalar vereceğini belirtmiştir. Mevcut deney verileri için sıvı Reynolds sayıları incelendiğinde, bazı deneylerin bu aralıkta olduğu tespit edilmiştir. Shah (1979) bağıntısındaki sapmanın en önemli nedeni bu olmaktadır.

Tandon ve diğ. (1995) bağıntısı, R12 ve R22 soğutucu akışkanları için 175-650 kg/m^2s kütlesel akı değerlerinde, yatay konumda 10 mm çapında düz boru kullanılarak elde edilen deney verileri kullanılarak elde edilmiştir. Bu bağıntının % 26.2 ortalama mutlak sapma göstermesinin sebebi R134a soğutucu akışkanı kullanılması ve kütlesel akı değerlerinin düşük olmasıdır.

Traviss ve diğ. (1973) oluşturmuş oldukları bağıntıda sıvı filmi için Von Karman hız profilini kullanmışlardır. Bu bağıntıdan elde edilen sonuçların % 26.4 ortalama mutlak sapma göstermesinin sebebi bu bağıntının halkasal akış rejiminde, sıvı filminin türbülanslı olması durumuna göre geliştirilmiş olmasıdır.

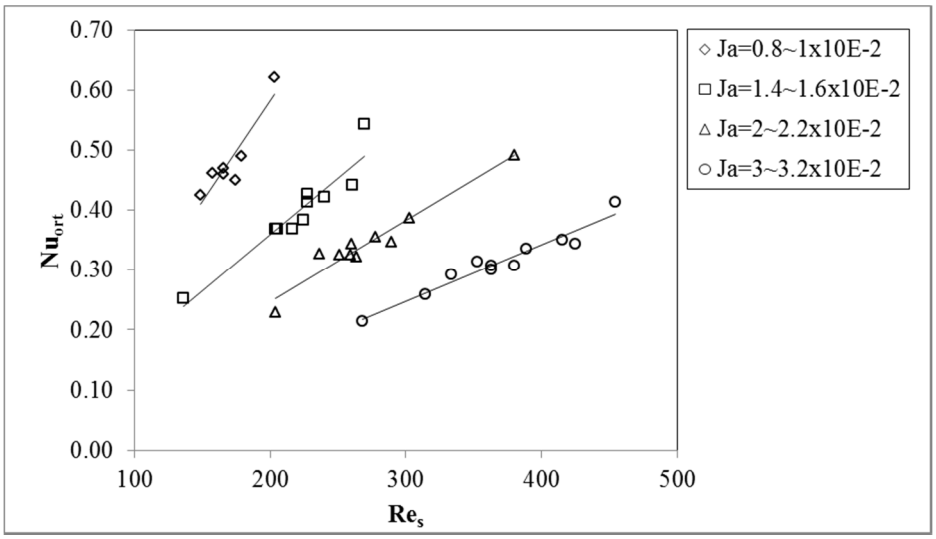
Cavallini ve Zecchin (1971) bağıntısı R113, R22 ve R12 soğutucu akışkanları ile yatay konumdaki düz boruda yapılan deney verileri kullanılarak elde edilmiştir. Bu bağıntıdan elde edilen sonuçların % 33.7 ortalama mutlak sapma göstermesinin sebebi kullanılan soğutucu akışkanın farklı olması ve deneylerin çoğunluğunun düşey konumda yapılmış olmasıdır.

Dobson ve diğ. (1994) bağıntısı yatay borular için geçerlidir. Bu bağıntı R12, R22, R134a, R32/R125 (%50-%50), R32/R125 (%40-%60) soğutucu akışkanlarından elde edilen deney verilerine göre oluşturulmuştur. Kütlesel akı için ise 25-800 kg/m^2s uygulanabilirlik aralığı tanımlanmıştır. Bu bağıntı deney verileri ile kıyaslandığında % 34.4 ortalama mutlak sapma göstermiştir. Bu sapma için en önemli etkenin bağıntının yatay borular için geliştirilmiş olmasıdır.

Boyut Analizi ve Yeni Bağıntı Geliştirilmesi

Bölüm 2.1'de boru içerisinde yoğuşmaya etki eden boyutsuz parametreler tespit edilmiştir. Deney verileri incelenerek her bir deney verisi için bu boyutsuz parametreler incelenmiştir. Boyutsuz parametreler sıvı filmi esas alınarak

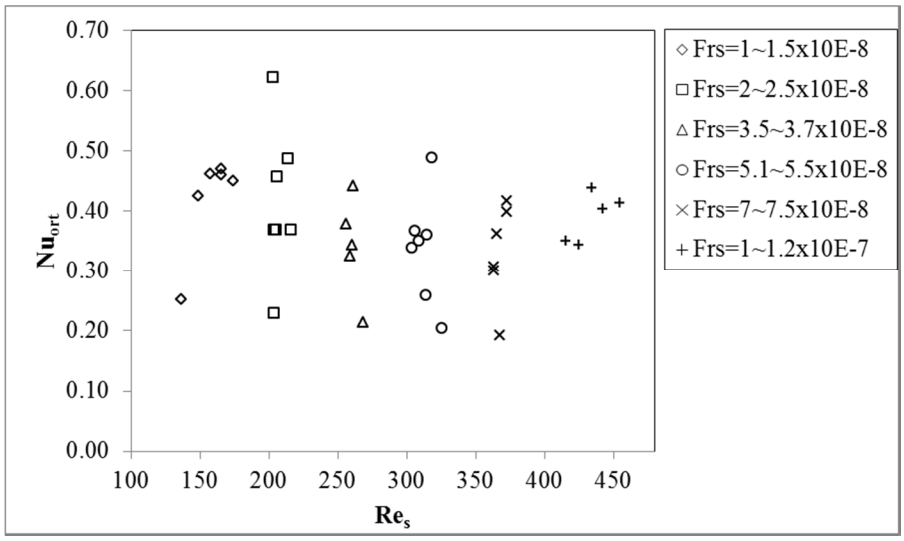
oluşturulmuştur. Bunlar sırasıyla Reynolds sayısı, Jakob sayısı, Froude sayısı, Prandtl sayısı ve indirgenmiş basınçtır. İç yüzeyi düz boru içerisinde yapılan deneylerde Prandtl sayısı çok fazla değişmemiştir. Fakat Reynolds sayısı, Jakob sayısı ile Froude sayısı değişiklik göstermektedir. Bu boyutsuz sayılar arasında bir ilişki olup olmadığını tespit etmek için bazı boyutsuz sayıların değişmediği aralıklarda diğer boyutsuz sayılarının birbiri ile ilişiği araştırılmıştır. Şekil 4.19'da Jakob sayısının çok fazla değişim göstermediği aralıklarda ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı değişimi verilmiştir.



Şekil 4.19: Sabit Jakob sayısında ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı değişimi.

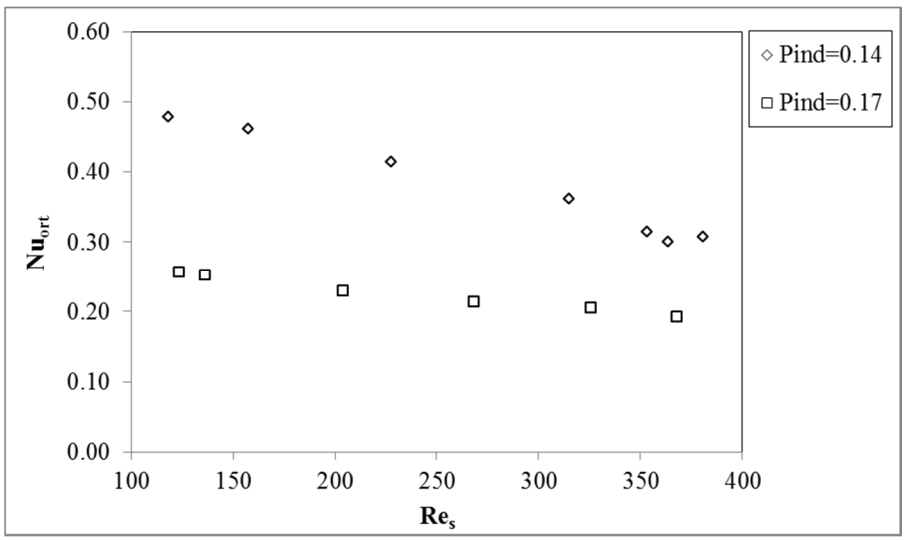
Şekil 4.19'da her bir Jakob sayısı aralığında, ortalama Nusselt sayısının artan sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı olarak arttığı gözlemlenmiştir. Düşük Jakob sayısı aralığında ortalama Nusselt sayısındaki artış sıvı filmi Reynolds sayısına sıkı bir şekilde bağlıdır. Bu bölgede Reynolds sayısında meydana gelen ufak bir artış Nusselt sayısını çok fazla artırmaktadır. Jakob sayısı artıkça ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı artışı düşmektedir. Bir başka değişle eğim açısı düşmektedir.

Şekil 4.20'de Froude sayısının çok fazla değişim göstermediği aralıklarda ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı değişimi verilmiştir.



Şekil 4.20: Sabit Froude sayısında ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı değişimi.

Şekil 4.20 incelendiğinde yüksek sıvı filmi Reynolds sayısı değerlerinde yüksek Froude sayısı değerleri elde edilmektedir. Ayrıca sıvı filmi Reynolds sayısının ve froude sayısının çok fazla değişmediği bölgelerde ortalama Nusselt sayısında bir atış gözlemlenmektedir. Şekil 4.21'de indirgenmiş basıncın yoğuşma Nusselt sayısına etkisi verilmiştir.



Şekil 4.21: Sabit indirgenmiş basınç değerlerinde ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı değişimi.

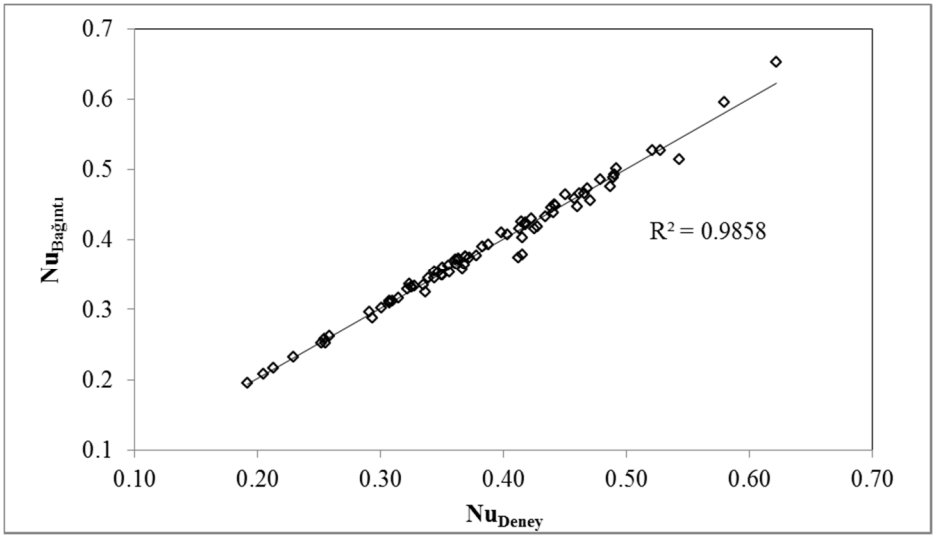
Şekil 4.21 incelendiğinde indirgenmiş basınç azaldıkça yoğuşma Nusselt sayısının arttığı tespit edilmiştir.

Sonuç olarak boyutsuz sayılar arasında bağıntı oluşturacak türden bir ilişkinin olduğu ortaya konmuştur. Sıvı filmi Reynolds sayısı, Prandtl sayısı, Jakob sayısı, Froude

sayısı, indirgenmiş basınç ve eğim açısı değerleri kullanılarak yeni bir bağıntı geliştirilmiştir. Çok değişkenli regresyon analizi sonucu elde edilen bu bağıntı denklem 4.1'de verilmiştir.

$$Nu = 0.248\,\mathrm{Re}_s^{0.39}\,\mathrm{Pr}_s^{-0.55}\,\mathrm{Ja}^{-0.99}\,\mathrm{Fr}_s^{0.31}\,\mathrm{P}_{ind}^{-0.162}\left(1-\frac{\varphi}{\pi}\right)^{0.019} \qquad \textbf{(4.1)}$$

Denklem 4.1'de yer alan eğim açısı radyan olarak kullanılmalıdır. Farklı eğim açıları da dâhil bütün deney verilerini kapsayan bu bağıntı deneysel Nusselt sayısını hesaplamada büyük bir başarı göstermektedir. Şekil 4.22'de oluşturulan yeni bağıntının deney verileri ile karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 4.22: Oluşturulan yeni bağıntının deney verileri ile karşılaştırılması.

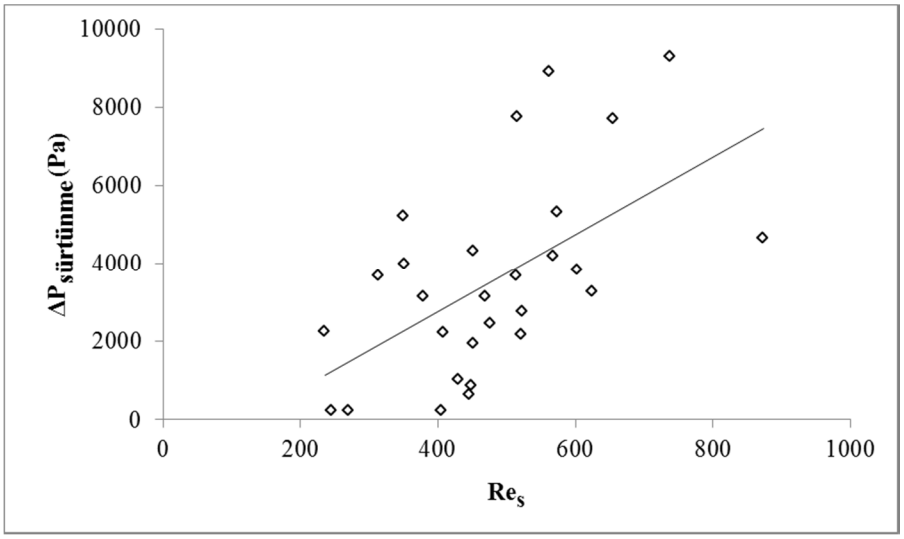
Bu bağıntı deneysel Nusselt sayısını hesaplarken % 1.5 ortalama mutlak sapma, %2.3 standart sapma göstermiştir. Bu bağıntının kullanım aralığı Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2: Oluşturulan bağıntının kullanım aralığı.

Re_s	95~454
Pr_s	3.5
Ja	0.005~0.05
Fr_s	$4.8\text{x}10^{-9}$~$1.14\text{x}10^{-7}$
P_{ind}	0.14~0.17
$1-\varphi/\pi$	0.5~1

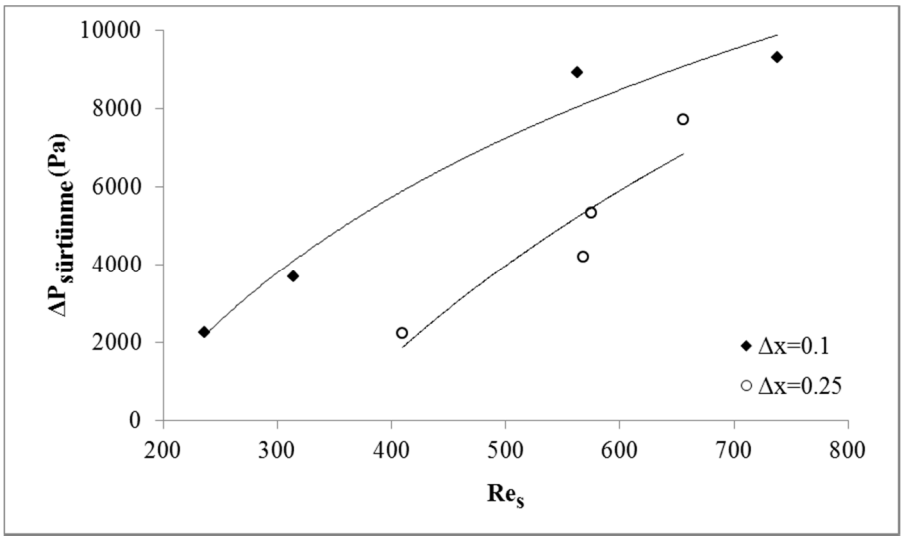
Sürtünme Basınç Kaybı

Ölçümleri yapılan deneysel parametrelerden biri test borusu boyunca meydana gelen basınç kayıplarıdır. Test borusu giriş ve çıkışına bağlanan bir fark basınçölçer aracılığıyla test borusu boyunca gerçekleşen basın kaybı ölçülmüştür. Bölüm 3.3'de ayrıntıları verilen deneysel basınç kaybı üç bileşenden oluşmaktadır. Bunlar sürtünme, yer çekimi ve ivmelenmeden kaynaklanan basınç kayıplarıdır. Sürtünmeden kaynaklanan basınç kaybı, yer çekimi ve ivmelenmeden kaynaklanan basınç kayıplarının hesaplanması ile bulunmuştur. Sürtünme basınç kaybının Reynolds sayısının bir fonksiyonu olduğu bilinmektedir. Bu nedenle Şekil 4.23'de sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme basınç kaybının değişimi verilmiştir.



Şekil 4.23: Sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme basınç kaybının değişimi (iç yüzeyi düz boru).

Deneysel basınç kaybı verileri, test borusu giriş ve çıkışına yerleştirilen bağlantılarla fark basınçölçerde elde edilmiştir. Fakat bazı deneylerde özellikle test boru çıkışında, fark basınçölçere bağlı bağlantının sıvı ile dolması hidrostatik bir basınç oluşturmuştur. Bu durumda fark basınçölçerden herhangi bir veri alınamamıştır. Bu nedenle Şekil 4.23'de sadece ölçüm yapılabilen deney verilerine yer verilmiştir. Mevcut veriler incelendiğinde artan sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünmelerden kaynaklanan basınç kayıplarının artmış olduğu gözlemlenmiştir. Buna ek olarak Şekil 4.24'de buhar kalitesi değişiminin sürtünme basınç kaybına etkisi verilmiştir.

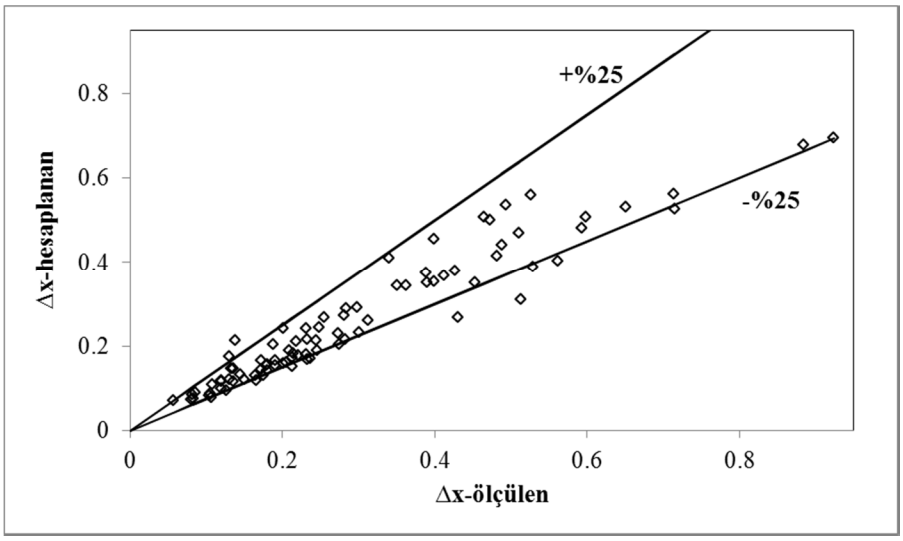


Şekil 4.24: İç yüzeyi düz boruda buhar kalitesi değişiminin sürtünme basınç kaybına etkisi.

Şekil 4.24 incelendiğinde her iki buhar kalitesinde de sürtünme basınç kaybı artan sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı olarak artmıştır. Sıvı filmi Reynolds sayısı buhar kalitesi değişimi ve kütlesel akıya bağlıdır. Aynı buhar kalitesi değişiminde Reynolds sayısının artmasının sebebi kütlesel akıdaki artıştır. Artan kütlesel akıya bağlı olarak sürtünme basınç kaybı da artmaktadır. Düşük buhar kalitesi değerinde elde edilen basınç kayıpları daha yüksek çıkmıştır. Aynı Reynolds sayısı değerinde düşük buhar kalitesi değişimi daha yüksek kütlesel akı gerektirmektedir. Bir önceki sonuca benzer olarak yüksek kütlesel akı değeri sürtünme basınç kaybını artırmıştır.

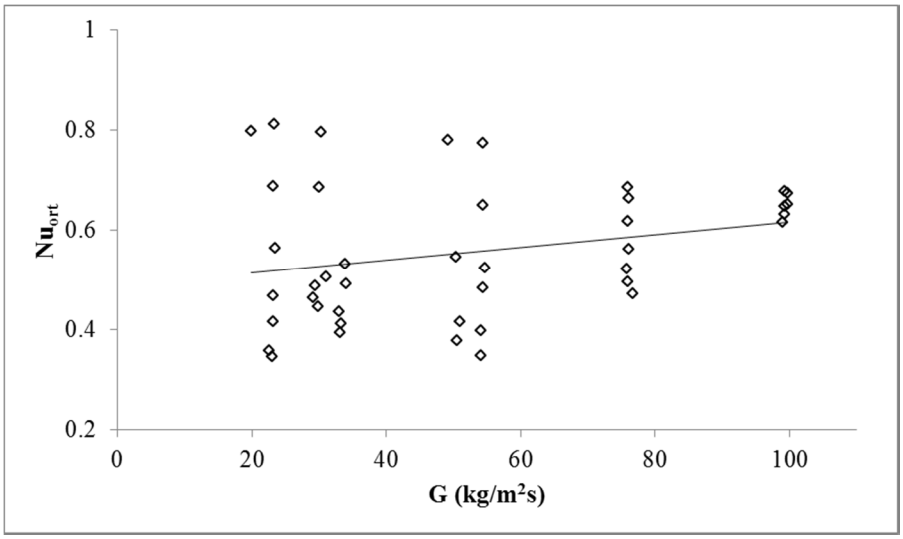
4.2 İç Yüzeyi Mikro-Kanatlı Boru İçerisinde Yoğuşma

Bölüm 3'de ayrıntıları verilen deney tesisatında ikinci olarak iç yüzeyi mikro-kanatlı boruda deneyler yapılmıştır. Yapılan her bir deneyde test borusu çıkışındaki buhar kalitesi hem hesaplanmakta hem de ölçekli kapta toplanarak deneysel olarak ölçülmektedir. Bu sayede yapılan deneylerin tutarlılığı kontrol edilmiştir. Şekil 4.25'de ölçülen ve hesaplanan buhar kalitesi değişimlerinin karşılaştırılması verilmiştir. Bütün deneyler göz önüne alındığında hesaplanan değerlerin ölçülen değerlere oranla +%25 ile -%25 hata bandı aralığında sapma gösterdiği tespit edilmiştir. Bu hata payına etki eden faktörler Bölüm 4.1'de detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 4.25: Mikro-kanatlı boruda ölçülen ve hesaplanan buhar kalitesi değişimlerinin karşılaştırılması.

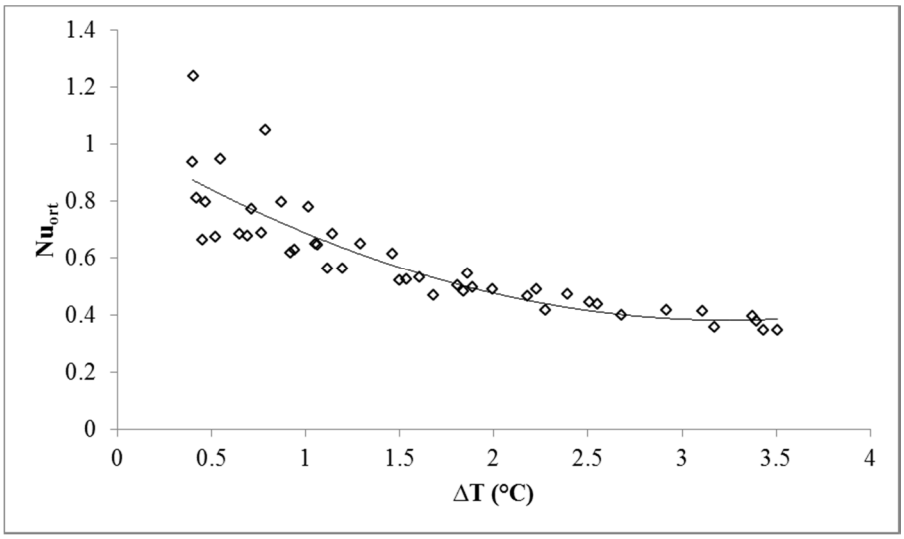
Bu bölümde deney verileri incelenirken, bir önceki bölümde olduğu gibi öncelikli olarak 90° (düşey) eğim açısında yapılan deneyler göz önüne alınmıştır. İlk olarak kütlesel akının yoğuşma ısı taşınım katsayısına etkisi incelenmiştir. Şekil 4.26'da ortalama Nusselt sayısının kütlesel akıya bağlı değişimi verilmiştir.



Şekil 4.26: Ortalama Nusselt sayısının kütlesel akıya bağlı değişimi (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru).

İç yüzeyi düz boruda yapılan deney sonuçlarına benzer olarak artan kütlesel akıya bağlı ortalama Nusselt sayısında bir artış olduğu görülmektedir. İç yüzeyde yer alan mikro-kanatlar nedeni ile yoğuşan sıvı filmi her durumda türbülanslı olarak akmaktadır. Ayrıca artan kütlesel akı ile birlikte türbülans şiddeti artmakta ve ortalama Nusselt sayısında bir artış gözlemlenmektedir. Bunun dışında, aynı kütlesel akı değerinde farklı yoğuşma Nusselt sayıları elde edilmiştir. Bu da yoğuşma Nusselt

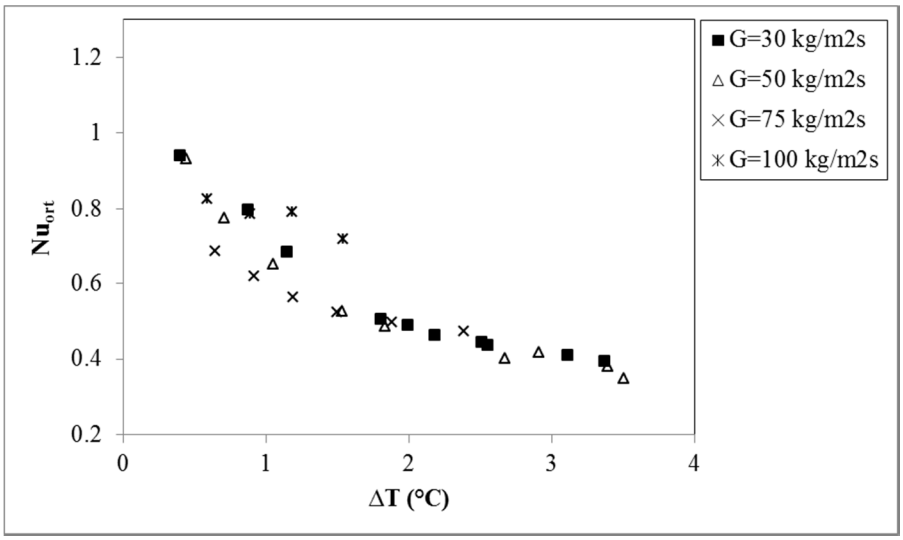
sayısına başka parametrelerin etkili olduğunu ortaya koymaktadır. Benzer şekilde Şekil 4.27'de doyma ve cidar sıcaklık farkına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının değişimi verilmiştir.



Şekil 4.27: Ortalama Nusselt sayısının doyma ve cidar sıcaklık farkına bağlı değişimi (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru).

Burada, iç yüzeyi düz boruda elde edilen sonuçlara benzer bir eğilim görülmektedir. Artan doyma ve cidar sıcaklık farkına bağlı olarak test borusundan çekilen ısı artmakta ve daha fazla buhar yoğuşmaktadır. Sonuç olarak artan sıvı film kalınlığı, ısıl direnci artırarak ortalama Nusselt sayısında bir düşüşe sebep olmaktadır. Şekil 4.27'de dikkat edilmesi gereken bir diğer husus ise sıcaklık farkı artıkça ortalama Nusselt sayısındaki düşüşün azalmasıdır. Yaklaşık 4ºC doyma ve cidar sıcaklık farkından sonra bu farkı artırmak ortalama Nusselt sayısına etki etmemektedir. İç yüzeyi düz boruda elde edilen deney sonuçları, daha yüksek sıcaklık farklarında Nusselt sayısının sıcaklık farkından bağımsız hale geldiğini göstermişti. İç yüzeyi mikro-kanatlı boruda daha düşük sıcaklık farkında yoğuşma Nusselt sayısı sıcaklık farkından bağımsız hale gelmektedir.

Burada dikkat edilmesi gereken önemli bir konu kütlesel akının etkisidir. Şekil 4.28'de farklı kütlesel akı değerlerinde, ortalama Nusselt sayısının doyma ve cidar sıcaklık farkına göre değişimi verilmiştir.

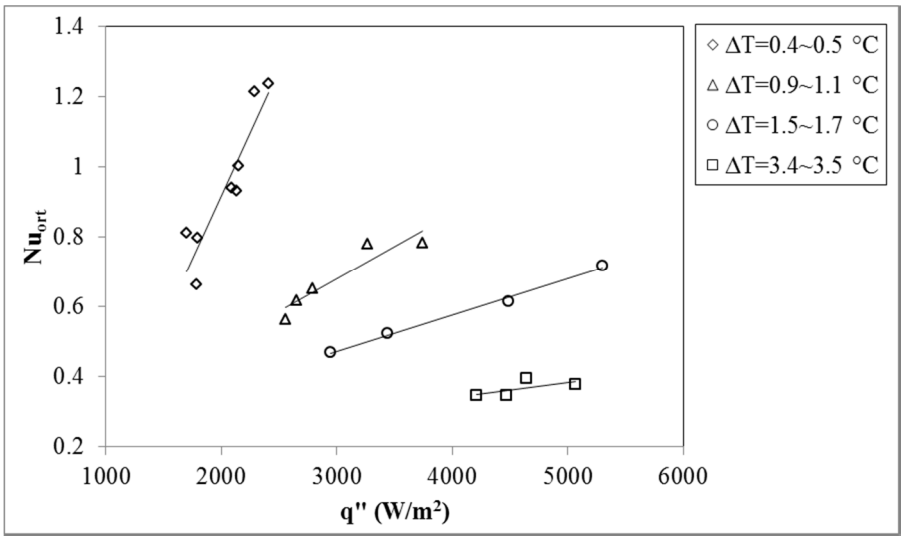


Şekil 4.28: Farklı kütlesel akı değerlerinde, ortalama Nusselt sayısının doyma ve cidar sıcaklık farkına göre değişimi (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru).

Şekil 4.28 incelendiğinde 75 kg/m^{2}s ve altındaki kütlesel akı değerlerinde elde edilen ortalama Nusselt sayıları çok fazla farklılık göstermemektedir. 100 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde ise ortalama Nusselt sayısının arttığı görülmüştür. Ortalama Nusselt sayısının belli bir kütlesel akı değerinden sonra artış göstermesi, ara yüzey kayma gerilmesinin düşük kütlesel akı değerlerinde çok fazla etkili olmadığını göstermektedir. İç yüzeyde sarmal şekilde yer alan kanatlar, düşey konumdaki boru içerisinde yoğuşan sıvı filmini boru iç çeperine düzgün bir şekilde yaymaktadır. Ara yüzey kayma gerilmesi ne kadar yüksek olursa mikro-kanatlar arasında yoğuşan sıvı filmi o kadar hızlı akmakta ve kalınlığı da incelmektedir. Sonuç olarak artan kütlesel akı değeri ile birlikte taşınımla olan ısı geçişi artmakta, ısıl direnç ise azalan sıvı film kalınlığı ile birlikte azalmaktadır.

Sonuç olarak düşük kütlesel akı değerlerinde yoğuşma Nusselt sayısı kütlesel akıdan bağımsız bir şekilde sadece soğutucu akışkan doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki farka bağlı olarak değişmektedir. Fakat bu değişim sadece belli bir sıcaklık farkına kadar gözlemlenebilmektedir. Bu değerden sonra yoğuşma Nusselt sayısı soğutucu akışkan doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki farktan bağımsız hale gelmektedir.

Şekil 4.29'da farklı doyma ve cidar sıcaklık farklarında, ortalama Nusselt sayısının ısı akısına göre değişimi verilmiştir.



Şekil 4.29: Farklı doyma ve cidar sıcaklık farklarında, ortalama Nusselt sayısının ısı akısına göre değişimi (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru).

Şekil 4.29 incelendiğinde beklendiği gibi düşük sıcaklık farklarında, test borusunda çekilen ısı akısı düşük olmakta, ortalama Nusselt sayısı ise yüksek olmaktadır. Daha önce de belirtildiği üzere belli bir sıcaklık farkından sonra ortalama Nusselt sayısı sıcaklık farkından etkilenmemektedir. Nitekim yüksek doyma ve cidar sıcaklık farklarında test borusundan çekilen ısı akısı artmaktadır. Fakat ortalama Nusselt sayısında çok büyük bir değişim gözlemlenmemiştir.

Sonuç olarak bu kısımda elde edilen en önemli bulgu sıvı film kalınlığının yoğuşma Nusselt sayısı üzerinde çok etkili olduğudur. Artan sıvı film kalınlığı ısıl direnci artırmaktadır ve test borusundan çekilen ısı miktarını doğrudan etkilemektedir. Ayrıca kütlesel akı ve soğutucu akışkan doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki fark ısı geçişini karakterize eden önemli iki parametredir ve yoğuşma Nusselt sayısına etkileri ayrıntılı bir şekilde ortaya konmuştur.

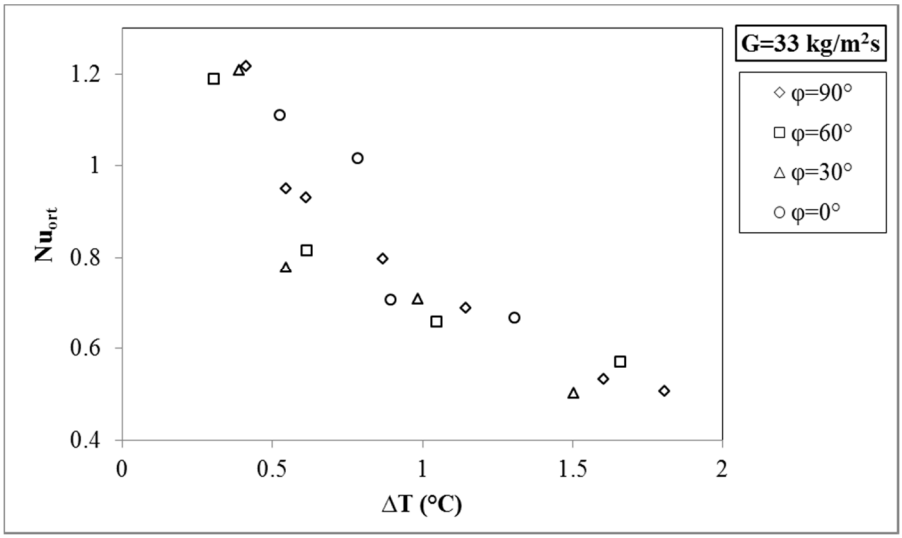
Eğim açısının yoğuşma Nusselt sayısına etkisi

İç yüzeyi mikro-kanatlı boru için 90° (düşey) eğim açısında deneyler tamamlandıktan sonra sırasıyla 60°, 30° ve 0°(yatay) eğim açılarında deneyler yapılmıştır. Eğim açısının yoğuşma Nusselt sayısına etkisini doğru bir şekilde analiz edebilmek için deneysel parametrelerin her bir eğim açısı için birbirine yakın olması gerekmektedir. Öncelikli olarak bütün deneylerde doyma basıncı 5.8-6 bar aralığında tutulmuştur. 3 farklı kütlesel akıda değişen doyma ve cidar sıcaklık farklarında deneyler yapılmış ve 90° (düşey) eğim açısında yapılan deneyler ile

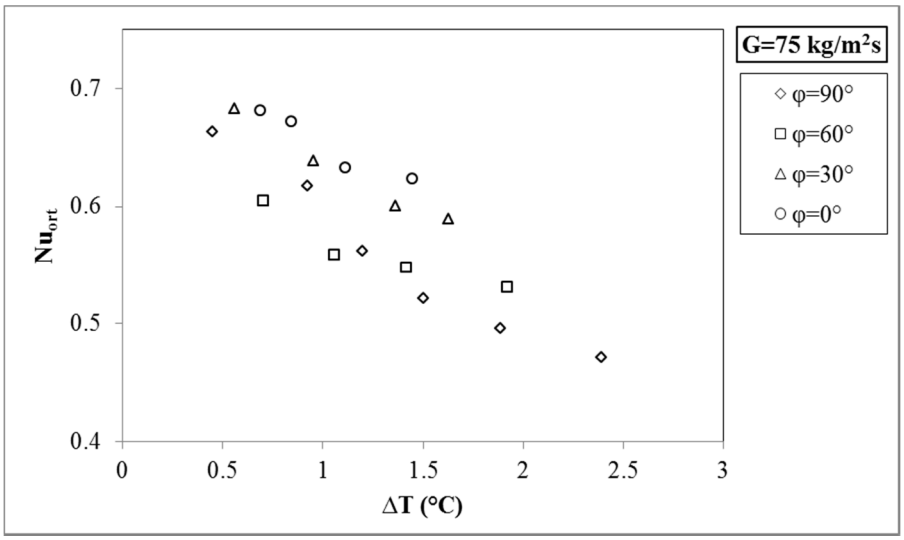
karşılaştırılmıştır. Şekil 4.30-31-32'de farklı eğim açılarının ortalama yoğuşma Nusselt sayısına etkisi verilmiştir.

Bu üç şekil ayrıntılı olarak incelenecek olursa, ilk olarak her bir eğim açısında artan doyma ve cidar sıcaklık farkına bağlı olarak ortalama yoğuşma Nusselt sayısı düşmüştür. Bu husus ile ilgili ayrıntılı bilgi önceki bölümlerde verilmiştir.

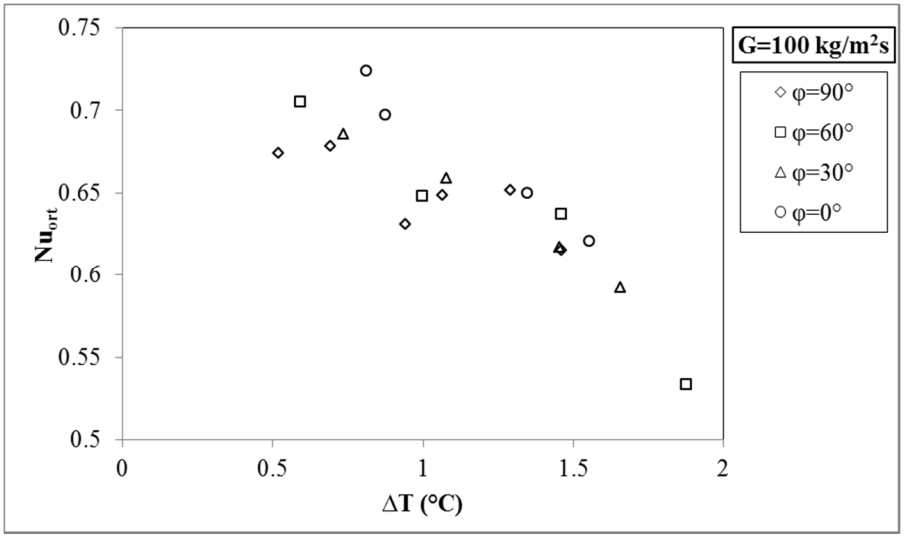
İç yüzeyi düz boru için yapılan deneylerde genel olarak eğim açısı düşey konumdan yatay konuma geldikçe ortalama yoğuşma Nusselt sayısında bir artış gözlemlenmişti. Her ne kadar iç yüzeyi mikro-kanatlı boru için yapılan deneylerde de benzer eğilim görülmekte ise yoğuşma Nusselt sayısının deneysel belirsizliği de göz önüne alındığında farklı eğim açılarında elde edilen sonuçlar arasında belirgin bir farklılık görülmemektedir. Yoğuşma Nusselt sayısının akış rejimine bağlılığı bilinmektedir. Halkasal akış rejiminde elde edilen değerler ile tabakalı akış rejiminde elde edilen değerlerin birbirlerinden farklı olması beklenmektedir. Burada elde edilen sonuçlar arasında belirgin bir farklılığın olmaması akış rejiminde bir değişimin olmadığını göstermektedir. Nitekim iç yüzeyde yer alan mikro-kanatlar yoğuşan sıvı filmini boru çeperine yayarak halkasal akış rejiminden tabakalı akış rejimine geçişi geciktirmektedir. Bu nedenle iç yüzeyi mikro-kanatlı boruda yapılan deneylerde eğim açısının yoğuşma Nusselt sayısına belirtilen kütlesel akı değerlerinde çok fazla etkisi olmadığı tespit edilmiştir.



Şekil 4.30: İç yüzeyi mikro-kanatlı boruda, 33 kg/m^{2}s kütlesel akıda eğim açısının ortalama yoğuşma Nusselt sayısına etkisi.



Şekil 4.31: İç yüzeyi mikro-kanatlı boruda, 75 kg/m^{2}s kütlesel akıda eğim açısının ortalama yoğuşma Nusselt sayısına etkisi.

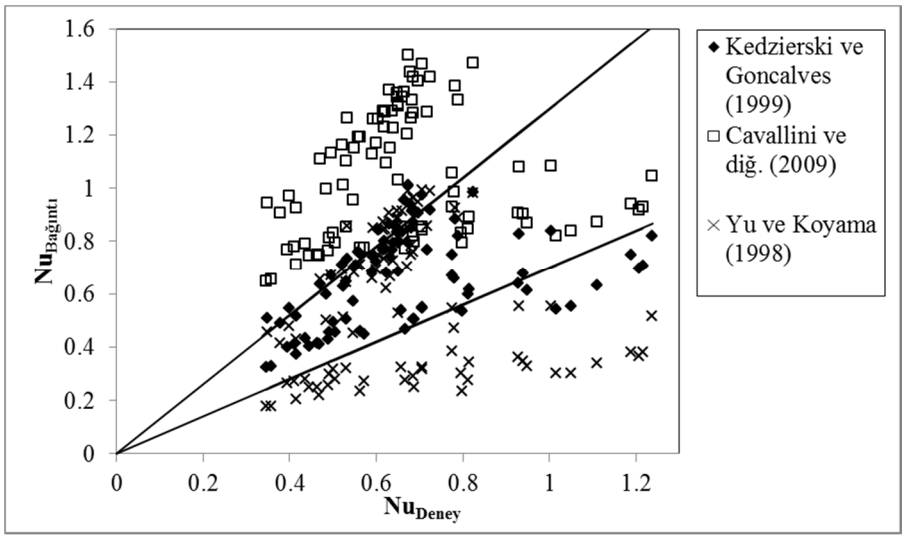


Şekil 4.32: İç yüzeyi mikro-kanatlı boruda, 100 kg/m^{2}s kütlesel akıda eğim açısının ortalama yoğuşma Nusselt sayısına etkisi.

Isı Taşınım Katsayısı Bağıntıları ve Boyut Analizi Sonuçları

Deneysel literatür araştırması, iç yüzeyi mikro-kanatlı borular için geçerli olan ısı taşınım katsayısı bağıntılarını tanıtmaktadır. Bu bağıntılardan bazıları deney verileri ile mukayese edilmiştir. Bağıntıların tutarlılığını irdelemek açısından her bir deney verisi ve buna bağlı olarak elde edilen bağıntı sonucu için hata sapma oranı ve bu hata sapma oranları kullanılarak ortalama sapma (ε_{OS}), mutlak ortalama sapma (ε_{MOS}) ve standart sapma (ε_{st}) değerleri tespit edilmiştir.

Şekil 4.33'de Cavallini ve diğ. (2009), Yu ve Koyama (1998), Kedzierski ve Goncalves (1999) yoğuşma ısı taşınım katsayısı bağıntılarının deney verileri ile karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 4.33: Cavallini ve diğ. (2009), Yu ve Koyama (1998), Kedzierski ve Goncalves (1999) bağıntılarının deney verileri ile karşılaştırılması.

Şekil 4.33'de ±%25 hata aralığında yapılan karşılaştırmalar farklı eğim açılarında yapılan deneylerde göz önüne alınarak yapılmıştır. Verilen karşılaştırılmaların daha net anlaşılabilmesi için Çizelge 4.3'de bağıntılar ortalama mutlak sapma oranına göre sıralanmıştır.

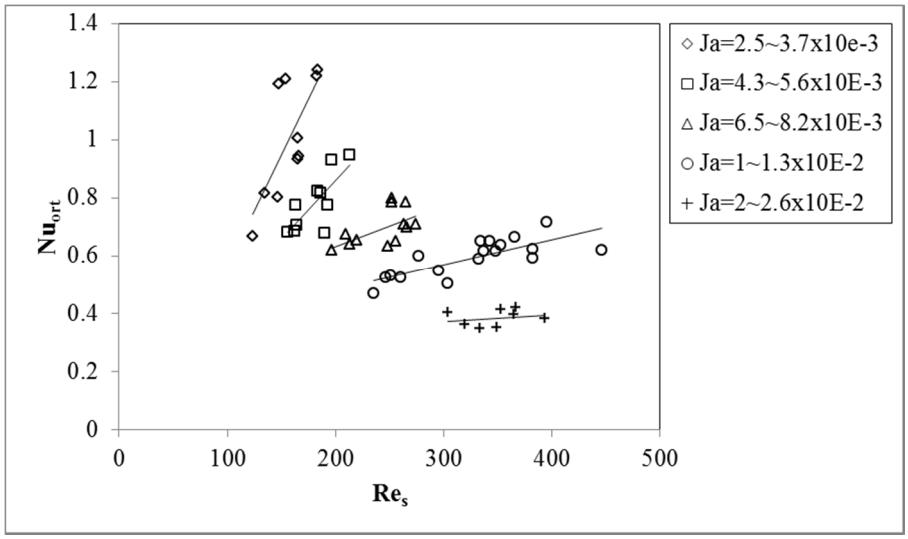
Çizelge 4.3: İç yüzeyi mikro-kanatlı boru da ısı taşınım katsayısı bağıntı sapma oranları (φ=90º,60º,30º,0º).

		ε_{oms}	ε_{os}	ε_{st}
1	Kedzierski ve Goncalves (1999)	23.9	-5.3	26.6
2	Yu ve Koyama (1998)	38.19	11.10	41.41
3	Cavallini ve diğ. (2009)	73.2	-69.7	47.6

Literatürde sıkça kullanılan bu üç bağıntı içerisinde en iyi sonuçları, ortalama mutlak sapmalar göz önüne alındığında Kedzierski ve Goncalves (1999) ısı taşınım katsayısı bağıntısı vermiştir. İç yüzeyi düz borular için geliştirilen bağıntılardan farklı olarak, bu bağıntılar mikro-kanat boyutlarına bağlı olarak geliştirilmektedir. Bu boyutların çok farklılık göstermesi, bağıntılardan elde edilen sonuçları etkilemektedir. Mevcut kullanılan mikro-kanatlı boru boyutları için en olumlu sonuçlar Kedzierski ve Goncalves (1999) ısı taşınım katsayısı bağıntısından elde edilmiştir.

Boyut Analizi ve Yeni Bağıntı Geliştirilmesi

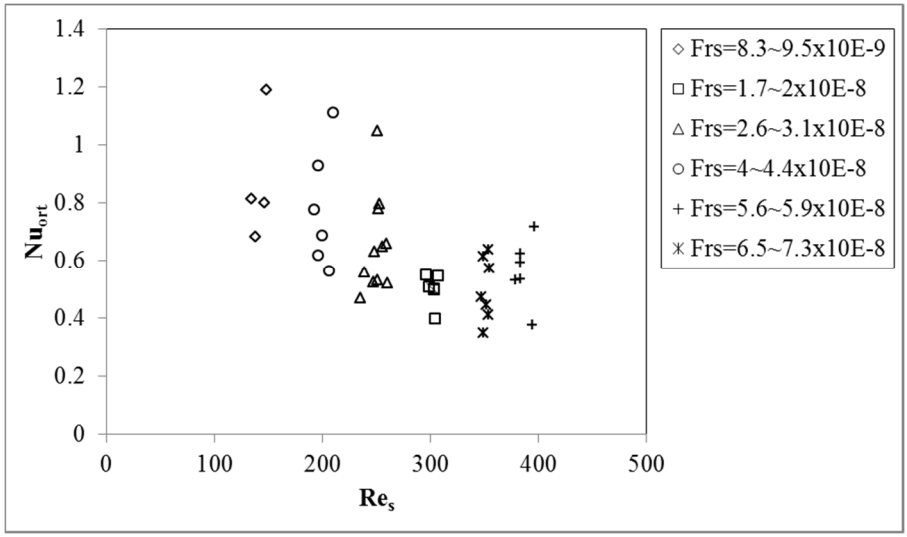
Bölüm 2.1'de boru içerisinde yoğuşmaya etki eden boyutsuz parametreler tespit edilmişti. Deney verileri incelenerek her bir deney verisi için bu boyutsuz parametreler incelenmiştir. İç yüzeyi düz boruda yapılan çalışmaya benzer şekilde, boyutsuz parametreler sıvı filmi esas alınarak oluşturulmuştur. Bunlar sırasıyla Reynolds sayısı, Jakob sayısı, Froude sayısı, Prandtl sayısı ve geometrik faktördür. İç yüzeyi mikro-kanatlı boru içerisinde yapılan deneylerde Prandtl sayısı ve geometrik faktör değişmemektedir. Fakat Reynolds sayısı, Jakob sayısı ile Froude sayısı değişiklik göstermektedir. Bu boyutsuz sayılar arasında bir ilişki olup olmadığını tespit etmek için bazı boyutsuz sayıların değişmediği aralıklarda diğer boyutsuz sayılarının birbiri ile ilişiği araştırılmıştır. Şekil 4.34'de Jakob sayısının çok fazla değişim göstermediği aralıklarda ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı değişimi verilmiştir.



Şekil 4.34: Sabit Jakob sayısında ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı değişimi (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru).

Şekil 4.34'de elde edilen sonuçlar iç yüzeyi düz boru için yapılan deneylerde elde edilen sonuçlara benzer çıkmıştır. Her bir Jakob sayısı aralığında, ortalama Nusselt sayısının artan sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı olarak arttığı gözlemlenmiştir. Düşük Jakob sayısı aralığında ortalama Nusselt sayısındaki artış sıvı filmi Reynolds sayısına sıkı bir şekilde bağlıdır. Bu bölgede Reynolds sayısında meydana gelen ufak bir artış Nusselt sayısını çok fazla artırmaktadır. Jakob sayısı artıkça ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı artışı düşmektedir.

Şekil 4.35'de Froude sayısının çok fazla değişim göstermediği aralıklarda ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı değişimi verilmiştir.



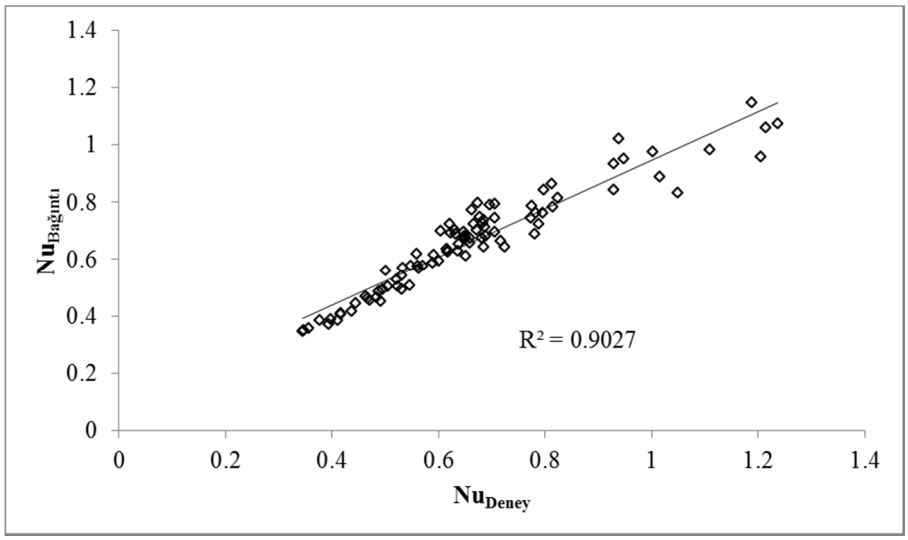
Şekil 4.35: Sabit Froude sayısında ortalama Nusselt sayısının sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı değişimi (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru).

Şekil 4.35 incelendiğinde yüksek sıvı filmi Reynolds sayısı değerlerinde yüksek Froude sayısı değerleri elde edilmektedir. Ayrıca sıvı filmi Reynolds sayısının ve Froude sayısının çok fazla değişmediği bölgelerde ortalama Nusselt sayısında bir atış gözlemlenmektedir.

Sonuç olarak boyutsuz sayılar arasında bağıntı oluşturacak türden bir ilişkinin olduğu ortaya konmuştur. Sıvı filmi Reynolds sayısı, Prandtl sayısı, Jakob sayısı, Froude sayısı, eğim açısı ve geometrik faktör değerleri kullanılarak yeni bir bağıntı geliştirilmiştir. Çok değişkenli regresyon analizi sonucu elde edilen bu bağıntı denklem 4.2'de verilmiştir.

$$Nu = 2.075\mathrm{Re}_s^{0.089}\ \mathrm{Pr}_s^{-0.745}\ \mathrm{Ja}^{-0.748}\ \mathrm{Fr}_s^{0.287}\left(1-\frac{\varphi}{\pi}\right)^{-0.081} \times\left(\frac{N}{\pi d_i\cos\beta}\left(b+t+\frac{2e}{\cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)}\right)\right)^{1.531} \quad \textbf{(4.2)}$$

Farklı eğim açıları da dâhil bütün deney verilerini kapsayan bu bağıntı deneysel Nusselt sayısını hesaplamada büyük bir başarı göstermektedir. Şekil 4.36'da oluşturulan yeni bağıntının deney verileri ile karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 4.36: Oluşturulan yeni bağıntının deney verileri ile karşılaştırılması (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru).

Bu bağıntı deneysel Nusselt sayısını hesaplarken % 5.6 ortalama mutlak sapma, % 7.5 standart sapma göstermiştir. Bu bağıntının kullanım aralığı Çizelge 4.4'de verilmiştir.

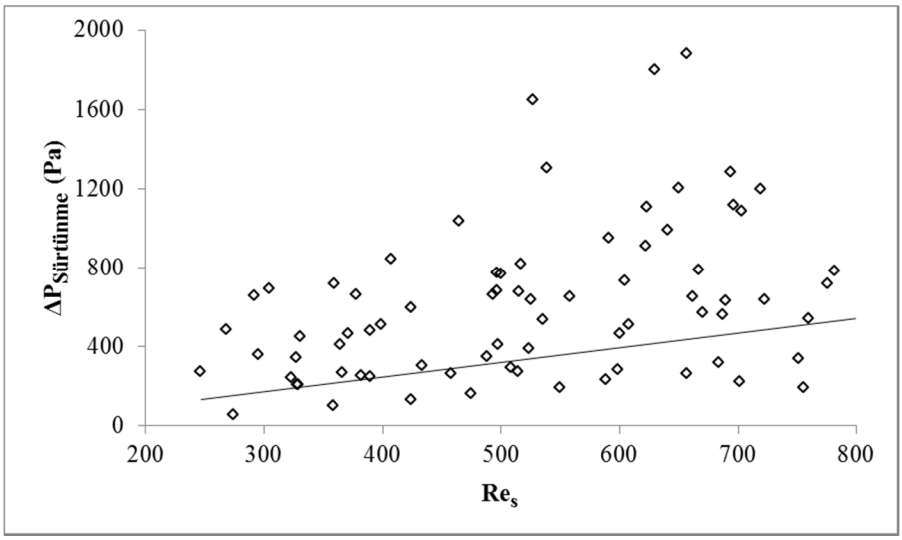
Çizelge 4.4: İç yüzeyi mikro-kanatlı boru için oluşturulan bağıntının kullanım aralığı.

Re_s	123~446
Pr_s	3.5
Ja	0.0025~0.027
Fr_s	$6.9x10^{-9}$~$9.12x10^{-8}$
$1-\varphi/\pi$	0.5~1

Bu yeni bağıntı için kullanılan geometrik faktör iç yüzeyi mikro-kanatlı borunun ısı geçiş alanının iç yüzeyi düz olan borunun ısı geçiş alanına bölünmesi ile elde edilmiştir. Bu değer bu çalışmada ele alınan deneysel borular için 1.55 değerindedir.

Sürtünme Basınç Kaybı

İç yüzeyi düz boruda yapılan deneylerin bir kısmında fark basınçölçerden veri alınamadığı belirtilmişti. Benzer şekilde iç yüzeyi mikro-kanatlı boruda da aynı sorun ile karşılaşılmıştır. Şekil 4.37'de iç yüzeyi mikro-kanatlı boruda sürtünme basınç kaybının sıvı film Reynolds sayısına bağlı değişimi verilmiştir.

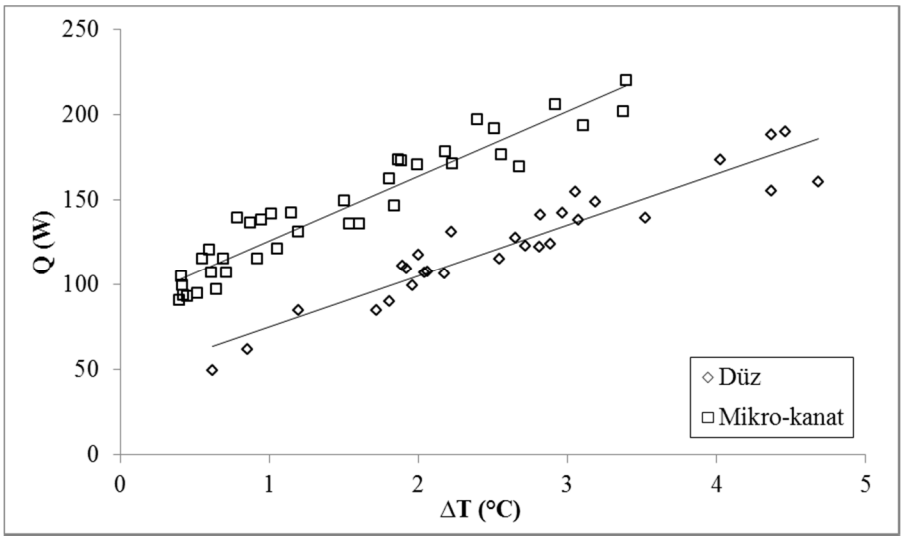


Şekil 4.37: Sürtünme basınç kaybının sıvı film Reynolds sayısına bağlı değişimi (İç yüzeyi mikro-kanatlı boru).

Genel olarak sürtünme basınç kaybının artan sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı olarak arttığı gözlemlenmektedir. Fakat test borusu çıkışında fark basınçölçer bağlantısının sıvı ile dolması elde edilen sonuçların hassasiyetini etkilemiştir. Birçok deneyden ölçüm alınamamış olmasından dolayı sürtünme basınç kaybı, ivmelenme ve yer çekimi etkisinden dolayı gerçekleşen basınç kayıplarına denk düşmektedir.

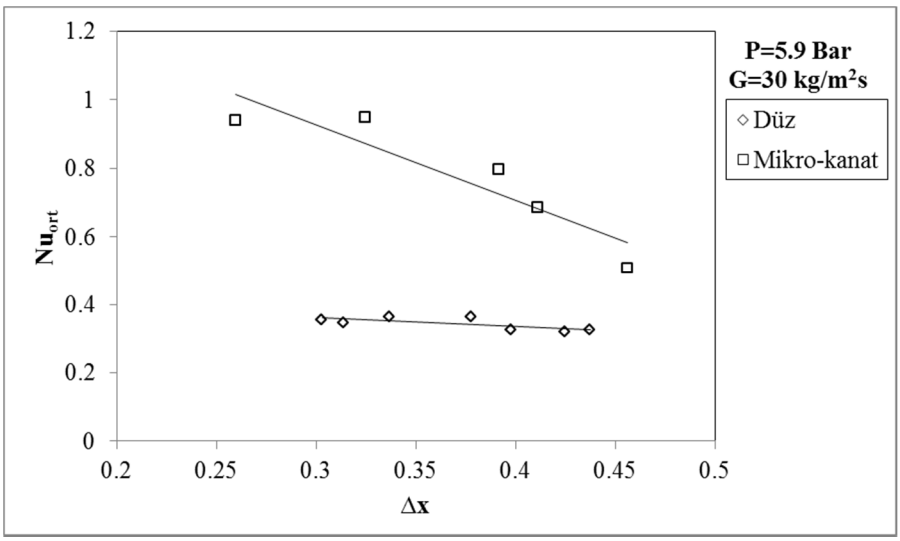
4.3 Düz ve Mikro-kanatlı boruda yapılan deneylerin karşılaştırılması

İç yüzeyi düz ve mikro-kanatlı borularda yapılan deneylerin irdelenmesinden sonra her iki test borusundan elde edilen deneysel verilerin karşılaştırılması yapılmıştır. İç yüzeyi düz borudan farklı olarak iç yüzeyi mikro-kanatlı boru, birim uzunlukta daha fazla ısı geçiş alanına sahiptir. İç yüzeyde sarmal şekilde yer alan kanatlar akış kesit alanını daraltmakta, ancak kanat yüksekliği çok küçük olduğu için kesit alanında çok fazla değişim olmamaktadır. Şekil 4.38'de iç yüzeyi düz ve mikro-kanatlı borularda test borusundan çekilen ısının doyma ve cidar sıcaklık farkına bağlı değişimi verilmiştir. Şekil 4.38 incelendiğinde her iki test borusu için artan doyma ve cidar sıcaklık farkına bağlı olarak test borusundan çekilen ısı artmaktadır. Aynı doyma ve cidar sıcaklık farkında ise mikro-kanatlı borudan çekilen ısı miktarı düz borudan çekilene göre daha fazla çıkmıştır. Mikro-kanatlı borudan çekilen ısının daha fazla olmasının öncelikli nedeni birim uzunlukta yüzey alanının daha büyük olmasıdır.



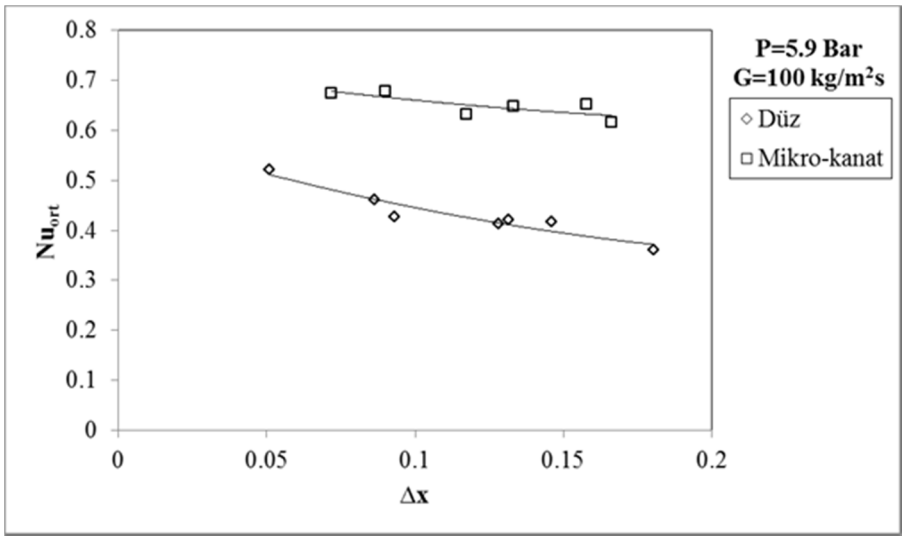
Şekil 4.38: İç yüzeyi düz ve mikro-kanatlı borularda test borusundan çekilen ısının doyma ve cidar sıcaklık farkına bağlı değişimi.

Bu konuyu daha net açıklamak için Şekil 4.39'da 30 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde iç yüzeyi düz ve mikro-kanatlı borularda aynı şartlar altında ortalama Nusselt sayısının buhar kalitesine göre değişimi verilmiştir.



Şekil 4.39: 30 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde düz ve mikro-kanatlı borularda ortalama Nusselt sayısının buhar kalitesine göre değişimi.

Şekil 4.39'da kütlesel akı değeri düşük olduğu için test borusu boyunca buhar kalitesi değişimi 0.25-0.45 aralığında değişmektedir. Her iki test borusu için artan buhar kalitesi değişimine bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı düşmüştür. Bu düşüş mikro-kanatlı boruda daha yüksek olmaktadır. Ortalama Nusselt sayıları karşılaştırıldığında ise aynı buhar kalitesi değerlerinde mikro-kanatlı boruda elde edilen değerler 1.6-2.2 kat daha yüksek çıktığı tespit edilmiştir.



Şekil 4.40: 100 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde düz ve mikro-kanatlı borularda ortalama Nusselt sayısının buhar kalitesine göre değişimi.

Şekil 4.40'da 100 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde iç yüzeyi düz ve mikro-kanatlı borularda aynı şartlar altında ortalama Nusselt sayısının buhar kalitesine göre değişimi verilmiştir. Burada kütlesel akı değeri yüksek olduğu için, test borusu boyunca buhar kalitesi değişimi 0.05-0.18 aralığında değişmekte, ancak 30 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde elde edilen sonuçlara benzer sonuçlar elde edilmektedir. Ortalama Nusselt sayıları karşılaştırıldığında, aynı buhar kalitesi değerlerinde mikro-kanatlı boruda elde edilen değerler 1.5-1.7 kat daha yüksek çıktığı görülmüştür.

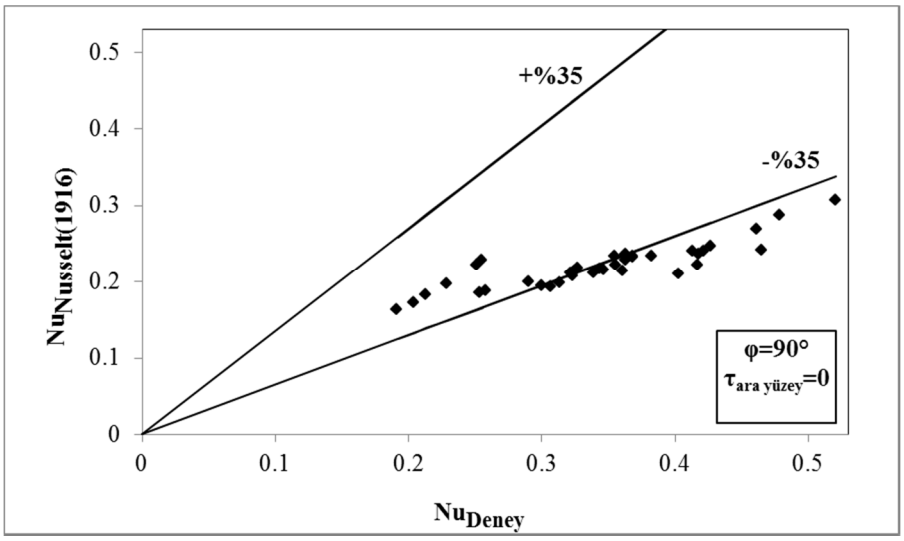
Özetle, ortalama Nusselt sayısının mikro-kanatlı boruda daha yüksek çıkmasının iki önemli nedeni vardır. İlki daha öncede bahsedildiği gibi birim uzunluk için ısı geçiş alanın daha büyük olmasıdır. Bunun dışında mikro-kanatlar yoğuşan sıvı filmi içerisinde çalkantıları artırarak akışın türbülanslı olmasını sağlamaktadır. Bu sayede taşınımla olan ısı geçişi artmaktadır. İç yüzeyi düz boru içerisinde akan sıvı filmi sadece eksenel doğrultuda hareket ederken, iç yüzeyi sarmal mikro-kanatlı boruda sıvı filmi hem eksenel doğrultuda hem de açısal doğrultuda hareket etmektedir. Bu sayede sıvı filmi içerisinde çalkantılar artarken aynı zamanda sıvı-buhar ara yüzeyindeki etkileşimlerde artmaktadır. Bu da ortalama Nusselt sayısının artmasına, dolayısıyla mikro-kanatlı boruda aynı boru boyunda yoğuşan madde miktarının daha yüksek olmasına sebep olmaktadır.

5. BORU İÇİ ZORLANMIŞ YOĞUŞMANIN TEORİK MODELLENMESİ

5.1 Giriş

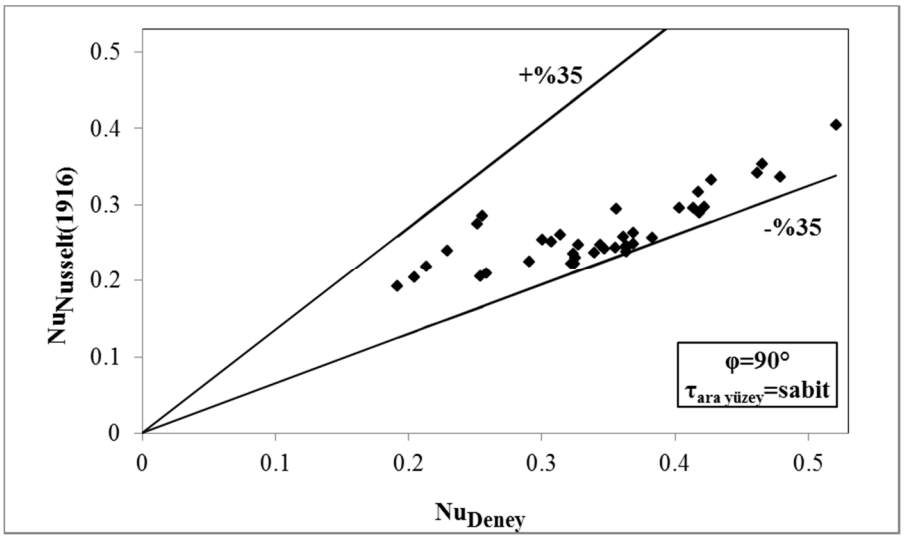
Teorik çalışmalar kapsamında önce literatür de yer alan analitik yoğuşma modelleri analiz edilmiştir. Laminar akış için geçerli olan Nusselt (1916) ve Carey (1992) yoğuşma modellerinin yanı sıra türbülanslı akış için geliştirilen Kwon ve diğ. (2001), Pei-Wen Li ve diğ. (2000), Borujerdi (2001), Faghri ve Zhang (2006) modelleri detaylı olarak irdelenmiş ve hazırlanan programlar vasıtasıyla teorik sonuçlar elde edilmiştir. Bu yolla elde edilen teorik ortalama ve yerel Nusselt sayıları deneysel sonuçlar ile mukayese edilmiştir. Bu yolla literatür de yer alan modellerin geçerliliğinin (kullanılabilirliğinin) ortaya konması ve tespit edilen eksik hususlar üzerinde durularak yeni bir modelin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Çalışmada son olarak, bu tez çalışması kapsamında yeni bir teorik model geliştirilmiş, elde edilen teorik sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılarak modelin geçerliliği gösterilmiştir.

Nusselt (1916) yoğuşma modeli, durgun haldeki buharın soğuk yüzeye çarparak yoğuşmasını içermektedir. Ara yüzey kayma gerilmesi yoktur. Dış akış için geliştirilen bu model, büyük çaplı borularda yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı geçişini tahmin etmekte başarılı olmaktadır. Fakat boru çapı küçüldükçe, ara yüzey kayma gerilmesi artarak, yoğuşma ile gerçekleşen ısı geçişinde önemli olmaktadır. Bu nedenle bu model başarısız olmaktadır. Bu hususu elde edilen deney verileri ile ispat etmek için Şekil 5.1'de bu modelden elde edilen teorik sonuçların, deneysel veriler ile karşılaştırılması verilmiştir. Ara yüzey kayma gerilmesinin sıfır olduğu bu model deney verilerini %34.4 ortalama mutlak sapma ve %10 standart sapma ile hesaplamıştır. Bu model ile hesaplanan ortalama yoğuşma Nusselt sayıları deney verilerinin altında çıkmıştır. Deney verileri incelendiğinde buhar hızının çok yüksek olduğu tespit edilmiştir. Yüksek hızda akan buhar ara yüzey kayma gerilmesini artırmaktadır. Bu da başta belirtilen bulguları desteklemektedir. Ara yüzeyin etkisi açıkça ortaya konmuştur.



Şekil 5.1: Nusselt (1916) yoğuşma model sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması ($\tau_{ara\ yüzey}$=0).

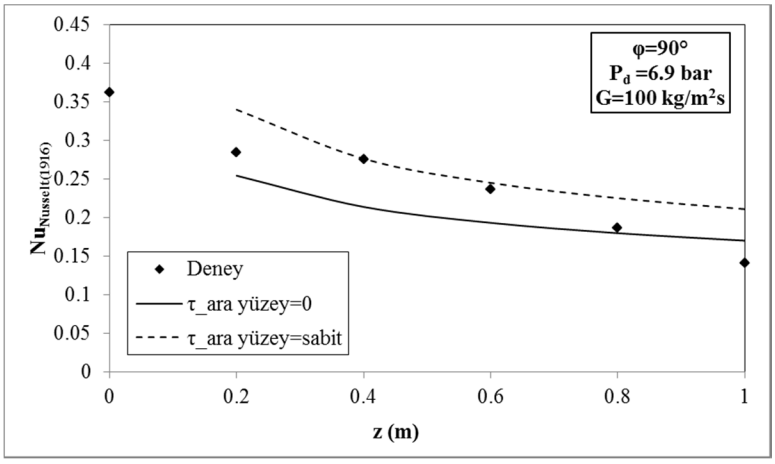
Aynı model için boru boyunca ara yüzey kayma gerilmesinin sabit olması durumu incelenmiştir. Analitik işlemlerin kolaylığı açısından ara yüzey kayma gerilmesi, boru içerisinde sadece buhar akıyormuş gibi düşünülerek toplam basınç kaybı göz önüne alınarak hesaplanmıştır. Bu yolla ara yüzey kayma gerilmesinin önemi ortaya konulmuştur. Şekil 5.2'de ara yüzey kayma gerilmesinin sabit olması durumunda elde edilen sonuçlar görülmektedir.



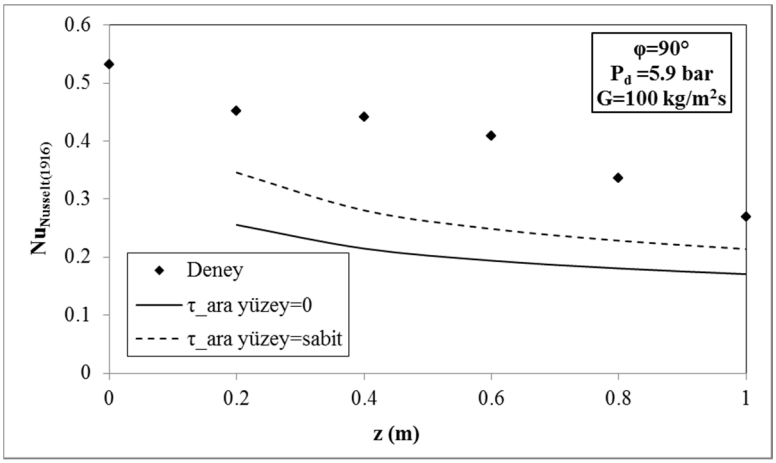
Şekil 5.2: Nusselt (1916) yoğuşma model sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması ($\tau_{ara\ yüzey}$=sabit).

Sabit ara yüzey kayma gerilmesinin sınır şartı olarak tanıtıldığı Nusselt (1916) yoğuşma modeli deney verilerini %23.3 ortalama mutlak sapma ve %9.5 standart sapma ile hesaplamıştır. Ortalama değerler göz önüne alındığında, ara yüzey kayma gerilmesinin hesaba katılması elde edilen sonuçlarda iyileşmeye yol açmıştır.

Şekil 5.3 ve 4'de sırasıyla 6.9 ve 5.9 bar doyma basıncında, Nusselt (1916) yoğuşma modeli Nusselt sayısının boru boyunca değişimi ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılması verilmiştir.



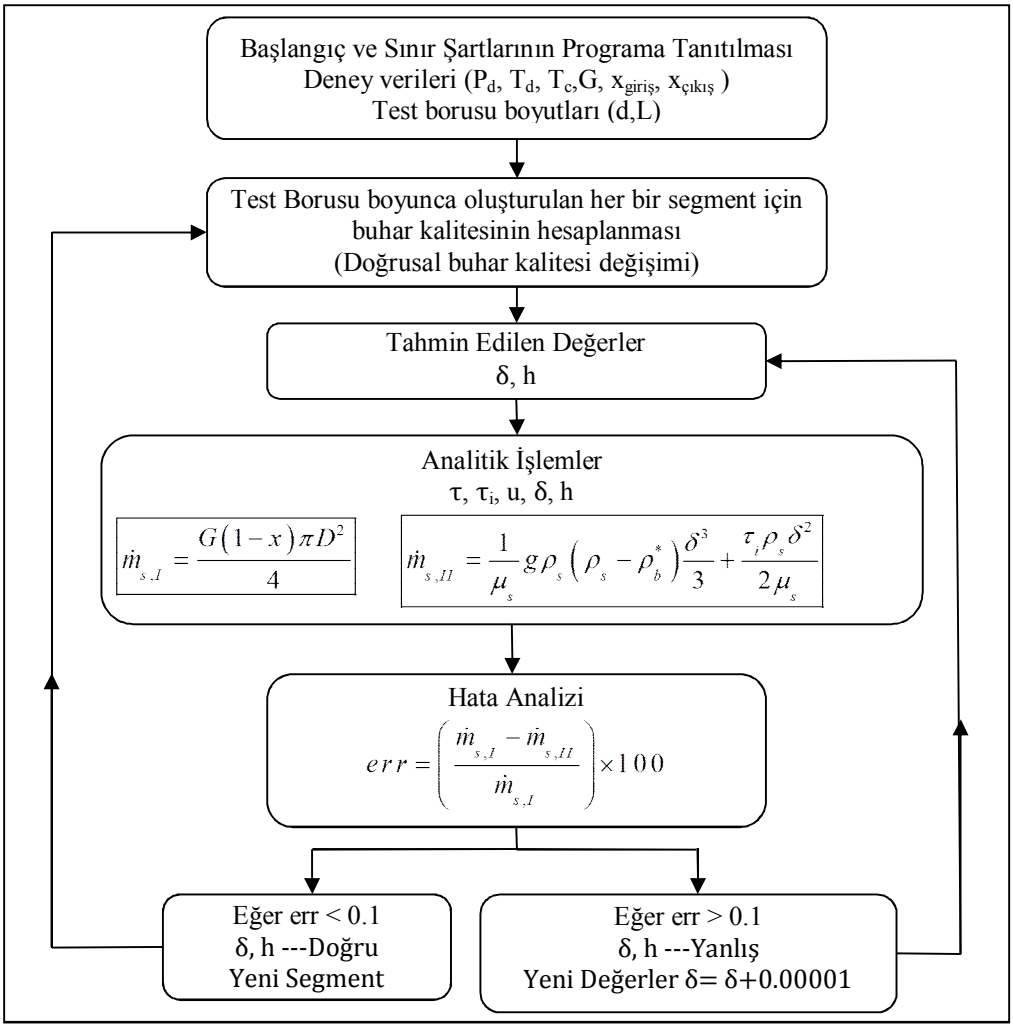
Şekil 5.3: Nusselt (1916) yoğuşma modeli Nusselt sayısının 6.9 bar doyma basıncında boru boyunca değişimi.



Şekil 5.4: Nusselt (1916) yoğuşma modeli Nusselt sayısının 5.9 bar doyma basıncında boru boyunca değişimi.

Görüldüğü gibi, ara yüzey kayma gerilmesinin sabit kabul edilmesi halinde ara yüzey kayma gerilmesinin göz önüne alınmadığı model sonuçlarına göre daha doğru teorik sonuçlar elde edilebilmektedir. Nusselt (1916) yoğuşma modeli Nusselt sayısının yanı sıra sıvı film kalınlığını da analitik olarak hesaplamaktadır. Sıvı filmi içerisinde ısı geçişinin sadece iletim ile olmasından ötürü Nusselt sayısı sıvı film kalınlığının tersi ile doğru orantılıdır. Artan sıvı filmi kalınlığına bağlı olarak Nusselt sayısı azalmaktadır. Bu nedenle ara yüzey kayma gerilmesinin sabit alındığı modelde sıvı filmi kalınlığı daha ince hesaplandığından ötürü Nusselt sayısı yüksek çıkmaktadır. Boru boyunca model tarafından hesaplanan Nusselt sayısının azalmasının sebebi sıvı

film kalınlığının boru boyunca artmasıdır. Şekil 5.3 ve 4'de dikkati çeken diğer önemli husus ise yüksek doyma basıncında elde edilen model sonuçlarının daha iyi olduğudur. Doyma basıncına bağlı olarak soğutucu akışkanın termofiziksel özellikleri değişmektedir. Buna bağlı olarak yoğuşma ile olan ısı geçişi de azalmakta veya artmaktadır. Nusselt (1916) yoğuşma modelinin yüksek doyma basıncında elde edilen teorik sonuçların, deneysel sonuçlarla daha uyumlu olmasının sebebi termofiziksel özelliklere bağlı olarak ara yüzey kayma gerilmesinin yoğuşma üzerine etkisinin azalması şeklinde izah edilebilir. Teorik model literatür araştırması kısmında bahsedilen bir diğer model Carey (1992) yoğuşma modelidir ve Şekil 5.5'de bu modelin program şeması verilmiştir.

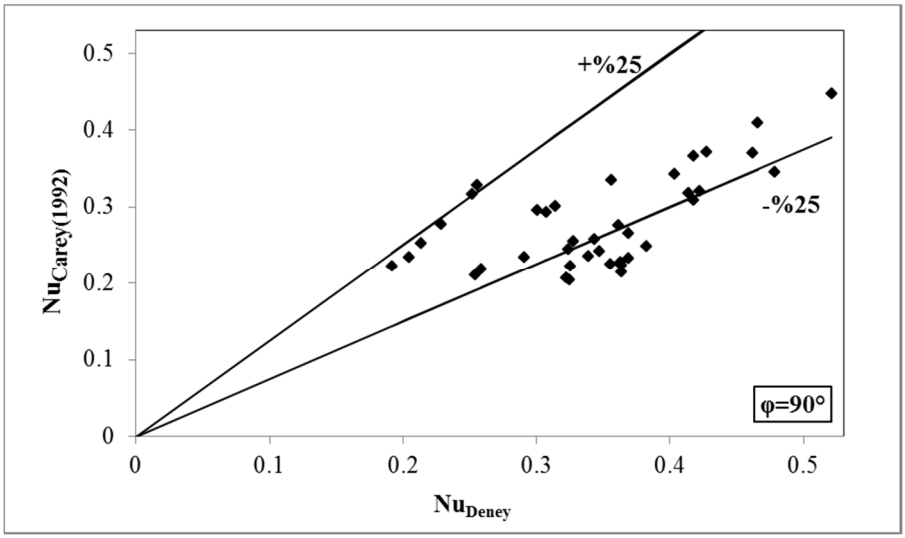


Şekil 5.5: Carey (1992) yoğuşma modeli program şeması.

Hesaplamaların başlangıcında sıvı filminin tahmin edilmesi ile yapılan çözümleme, döngüsel program algoritması gerektirmektedir. Bu program şemasına göre önce programa test borusu giriş ve çıkışındaki buhar kalitesi değerleri tanıtılmakta, bu

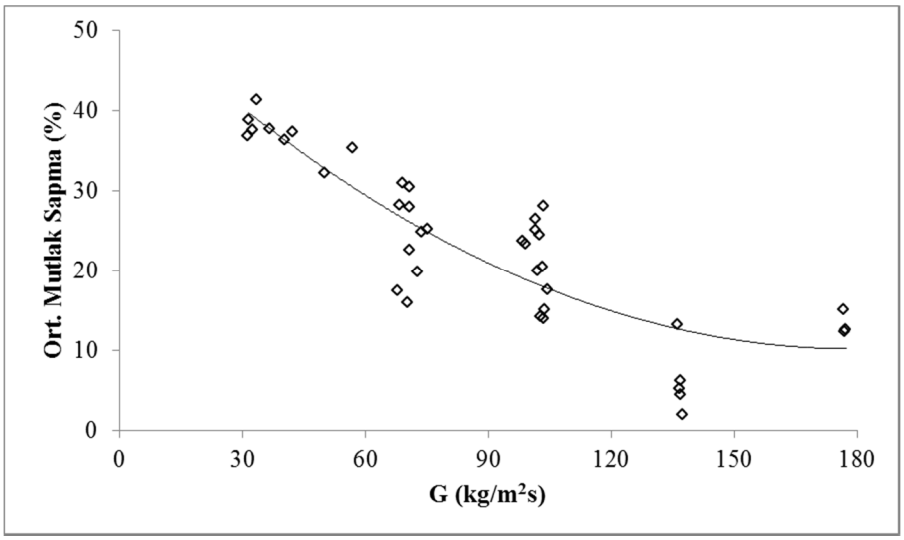
sayede test borusu boyunca doğrusal buhar kalitesi değişimi kabulü ile boru boyunca herhangi bir kesitte buhar kalitesi değeri hesaplanmaktadır. Daha sonra herhangi bir kesit için sıvı film kalınlığı tahmin edilerek, momentum denklemi çözülmekte, yapılan çözümleme sonucu elde edilen hız dağılımına bağlı olarak sıvı film debisi hesaplanmaktadır. Şayet bilinen buhar kalitesine göre hesaplanan sıvı film debisi ile hız dağılımına bağlı olarak hesaplanan sıvı film debisi arasındaki hata payı %0.1'den az olana kadar iterasyon yapılmakta, ardından bir sonraki kesite geçilmektedir. Çok sayıda döngü gerektirdiği için Matlab programı kullanılarak yazılan kod ile sonuçlar elde edilmiştir. Bu modelde sıvı film kalınlığı, daha önce bahsedilen ara yüzey kayma gerilmesinin sabit alındığı Nusselt (1916) yoğuşma modeline benzer şekilde 4. dereceden polinom olarak elde edilmektedir. Fakat ara yüzey kayma gerilmesi boru boyunca değişen buhar kalitesine bağlı olarak değişmektedir. Ayrıca ara yüzey kayma gerilmesi buhar tarafı sürtünme faktörünün de kullanıldığı ampirik bir ifade ile hesaplanmaktadır.

Şekil 5.6'da Carey (1992) yoğuşma modelinden elde edilen ortalama Nusselt sayılarının deney verileri ile karşılaştırılması verilmiştir.



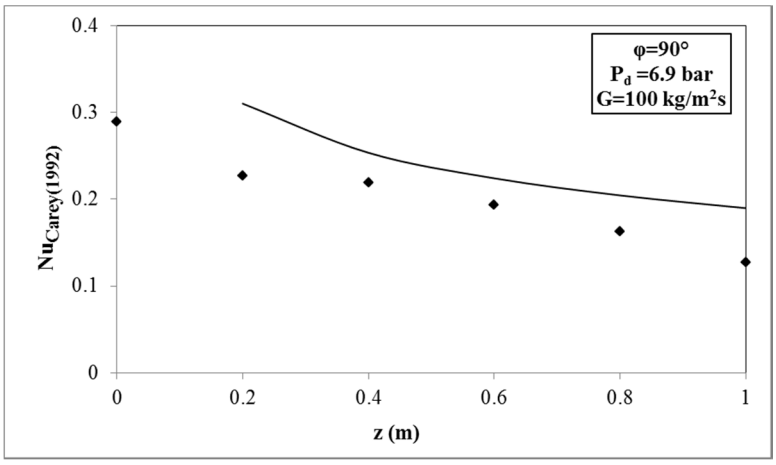
Şekil 5.6: Carey (1992) yoğuşma model sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması.

Carey (1992) yoğuşma modeli deney verilerini %23.1 ortalama mutlak sapma ve %10.5 standart sapma ile hesaplamıştır. Burada yer alan hata payının en önemli nedeni ara yüzey kayma gerilmesini hesaplamak için kullanılan ampirik ifadedir. Bunu daha iyi açıklayabilmek için Şekil 5.7'de model sonuçlarının göstermiş olduğu ortalama mutlak sapma oranının kütlesel akıya bağlı değişimi verilmiştir.



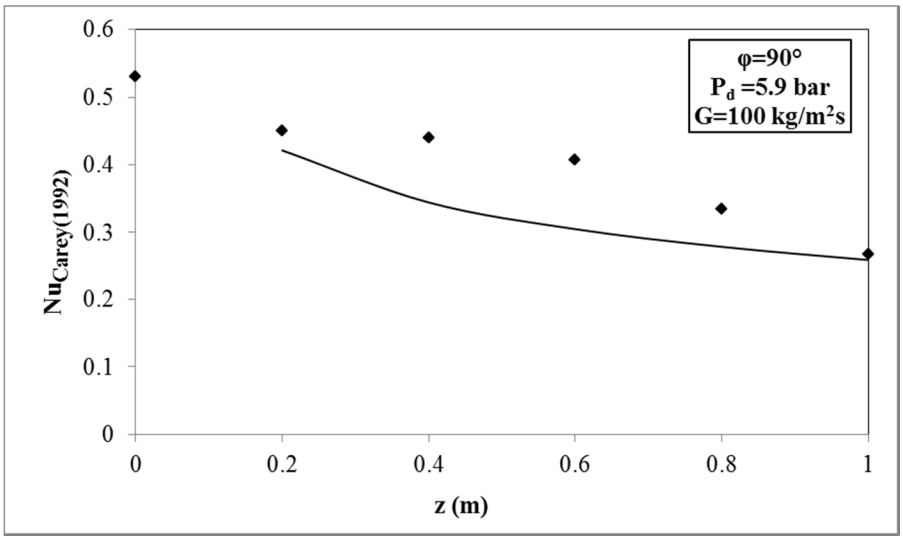
Şekil 5.7: Carey (1992) yoğuşma modeli ortalama mutlak sapma oranlarının kütlesel akıya bağlı değişimi.

Şekil 5.7 incelendiğinde, ortalama mutlak sapma oranının artan kütlesel akıya bağlı olarak düştüğü görülmüştür. Artan kütlesel akıya bağlı olarak ara yüzey kayma gerilmesinin arttığı ve yoğuşma ile olan ısı geçişinde etkili olduğu bilinmektedir. Bu modelde ara yüzey kayma gerilmesi için kullanılan ampirik ifade yüksek kütlesel akı değerlerinde başarılıdır. Şekil 5.8'de 6.9 bar doyma basıncında, model Nusselt sayısının boru boyunca değişimi ve deney verisi ile karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 5.8: Carey (1992) yoğuşma modeli Nusselt sayısının 6.9 bar doyma basıncında boru boyunca değişimi.

Benzer olarak Şekil 5.9'da 5.9 bar doyma basıncında, Carey (1992) yoğuşma modeli Nusselt sayısının boru boyunca değişimi ve deney verisi ile karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 5.9: Carey (1992) yoğuşma modeli Nusselt sayısının 5.9 bar doyma basıncında boru boyunca değişimi.

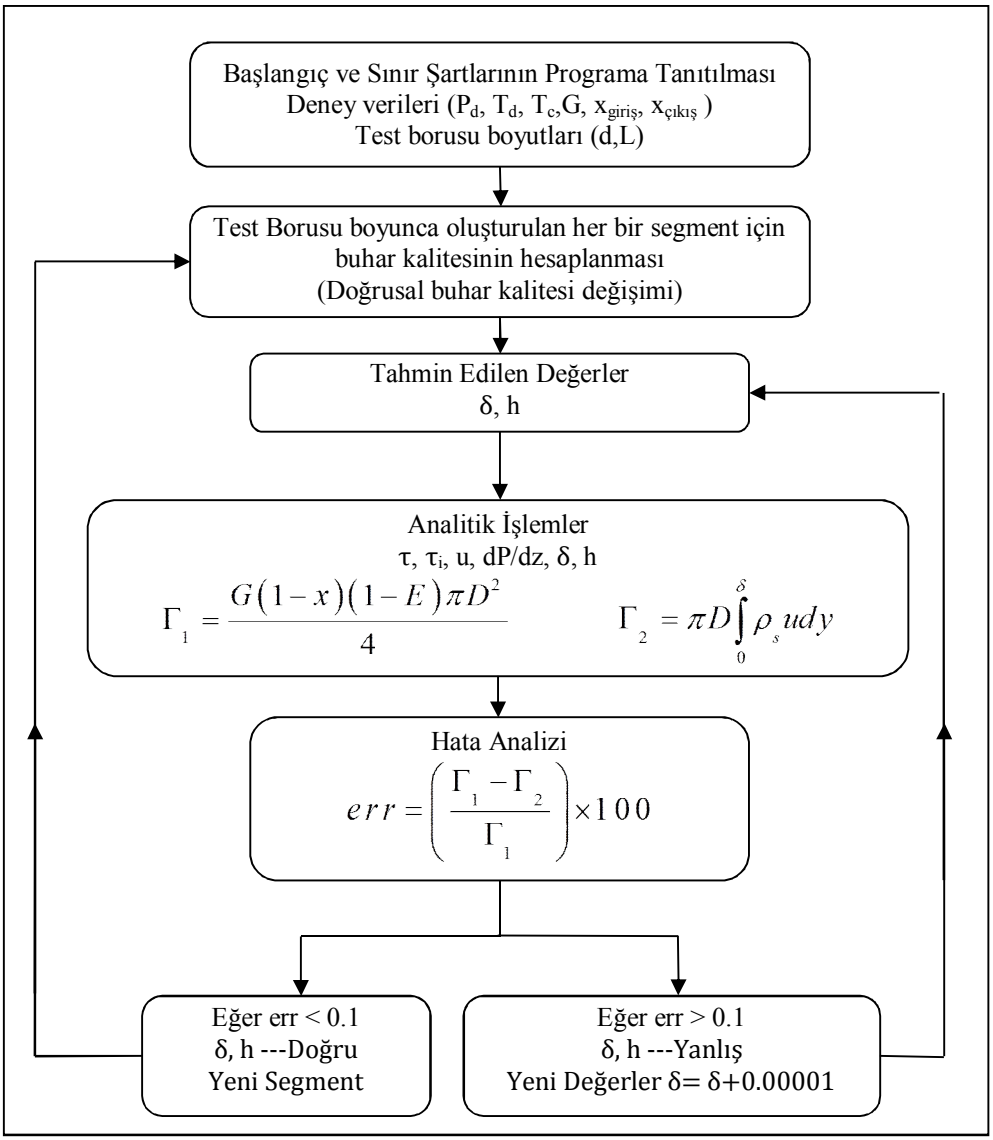
Her iki şekilde ayrıntılı bir şekilde incelendiğinde yerel Nusselt sayısının boru boyunca düştüğü görülmektedir. Deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında yüksek doyma basıncında model sonuçları deneysel sonuçların üstünde çıkarken, düşük doyma basıncında hesaplanan değerler deney verilerinin altında kalmıştır.

Şu ana kadar incelemesi yapılan ve deney verileri ile karşılaştırılan modeller, sıvı filminin laminar olarak aktığını kabul etmekteydi. Tek fazlı akıştan farklı olarak, iki fazlı akışlarda sıvı filminin laminar akış rejiminden türbülanslı akış rejimine geçişini tam olarak belirten bir Reynolds sayısı aralığı yoktur. Ara yüzey kayma gerilmesi ve ara yüzeyde gerçekleşen kütle alış verişinden dolayı sıvı filminin türbülanslı olup olmadığını net olarak bilinmemektedir. Bunu tespit etmek için birçok araştırmacı ampirik ifadeler geliştirmişlerdir. Konu ile ilgili doğru bir sentez yapabilmek için literatürde yer alan türbülanslı modellerde incelenmiştir.

Literatür araştırması kapsamında incelenen ilk türbülanslı sıvı film yoğuşması modeli Kwon ve diğ. (2001) tarafından oluşturulan modeldir. Bu model algoritma olarak Carey (1992) modeline benzemektedir. Bilinen buhar kalitesi değerlerinde sıvı film kalınlığının tahmin edilerek gerekli denklemlerin çözümlenmesi ile sonuçlar elde edilmektedir. Şekil 5.10'da bu modele ait program şeması verilmiştir.

Döngüsel bir yapıya sahip olan bu algoritma, sıvı filminin tahmin edilmesi ile çözümlemeye başlamaktadır. Sıvı filmi içerisinde kayma gerilmesi dağılımı momentum denklemi çözülerek elde edilmektedir. Sıvı filmi için Blangetti ve Schlunder (1978) türbülanslı eddy viskozite modeli uygulanmıştır. Ayrıca sıvı filmi

sürüklenme etkisi, E, Ishii ve Mishima (1989) bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır. Her bir döngü sonucunda hız dağılımına bağlı olarak elde edilen sıvı film debisi, bilinen buhar kalitesine göre hesaplanan değerle karşılaştırılmaktadır. Şayet hata payı % 0.1'in altında ise sıvı film kalınlığı doğrudur ve başka bir kesite geçilir. Eğer hata payı yüksek ise sıvı film kalınlığı değiştirilir.

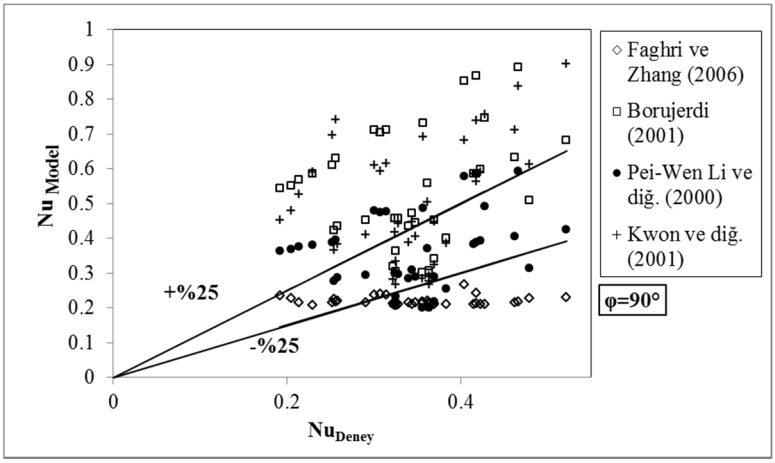


Şekil 5.10: Kwon ve diğ. (2001) yoğuşma modeli program şeması.

Bu modele benzer olarak literatürde yer alan Pei-Wen Li ve diğ. (2000), Faghri ve Zhang (2006), Borujerdi (2001) türbülanslı sıvı film yoğuşma modelleri incelenmiştir. Pei-Wen Li ve diğ. (2000) oluşturmuş oldukları modelde türbülans modeli olarak Von Karman evrensel hız profilini kullanmışlardır. Program algoritması Kwon ve diğ. (2001) tarafından oluşturulan algoritmanın benzeridir. Faghri ve Zhang (2006) oluşturmuş oldukları model diğerlerinden farklı olarak düşey

boru içerisinde halkasal sıvı filmi için geliştirilmiştir. Türbülanslı Eddy viskozitesi, Szablewski (1968) modeli ile ifade edilmiştir. Ayrıca türbülans Prandtl sayısı için Habib ve Na (1974) modeli uygulanmıştır. Borujerdi (2001) tarafından oluşturulan model içerik olarak Kwon ve diğ. (2001) modeline çok benzemektedir. Temel farklılık Prandtl karışım uzunluğu teoreminin kullanılmasıdır. Genel olarak bu modeller Şekil 5.10'da verilen program şemasını kullanmaktadır. Temel farklılık kullanılan türbülans modeli ve döngü kontrol kriteridir.

Şekil 5.11'de bu modellerden elde edilen ortalama yoğuşma Nusselt sayılarının deney verileri ile karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 5.11: Türbülanslı yoğuşma model sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması.

Modellerden elde edilen sonuçların daha iyi anlaşılabilmesi için Çizelge 5.1'de model sonuçlarının ortalama sapma, ortalama mutlak sapma ve standart sapma değerleri verilmiştir.

Çizelge 5.1: Türbülanslı yoğuşma model sonuçlarının sapma değerleri.

		ε_{oms}	ε_{os}	ε_{st}
1	Pei-Wen Li ve diğ. (2000)	33.20	6.47	22.88
2	Faghri ve Zhang (2006)	34.32	-32.55	14.23
3	Kwon ve diğ. (2001)	60.52	53.71	50.29
4	Borujerdi (2001)	66.26	62.16	55.30

Çizelge 5.1 incelendiğinde en iyi sonuçlar Pei-Wen Li ve diğ. (2000) tarafından oluşturulan modelden elde edilmiştir. Faghri ve Zhang (2006) tarafından oluşturulan modelde bir önceki model gibi başarılı olmaktadır. Kwon ve diğ. (2001) ve Borujerdi

(2001) tarafından oluşturulan modeller yüksek hata payları ile başarısız gözükmektedir.

Türbülanslı modeller hakkında genel değerlendirme yapılacak olursa, laminar film yoğuşmasını esas alan modellere oranla daha yüksek hata payı ortaya koymuşlardır. Kullanılan türbülans modelleri elde edilen sonuçlardaki hata paylarında son derece etkili olmaktadır.

5.2 Geliştirilen Yeni Teorik Model

Teorik model çalışması kapsamında analitik modeller üzerinde durulmuştur. Boru içi yoğuşma teorik çalışmaları kapsamında günümüze dek çok sayıda araştırma yapılmıştır ve bu çalışmaların kilometre taşları literatür özetinde detaylı olarak verilmiştir. Bu modeller için genellikle cidarda sabit ısı akısı veya sabit sıcaklık sınır şartı verilmektedir. Ayrıca test borusu boyunca buhar kalitesi değişimi doğrusal kabul edilmektedir. Tez çalışması kapsamında önce bu analitik modeller tek tek ele alınarak çözümlemesi yapılmış oluşturulan teorik model ile de uluslararası literatür de sunulan teorik modellerin yaygın kıstaslarının değiştirilmesi esas alınmıştır. Bu çalışmada geliştirilen yoğuşturucu modelinde aşağıdaki hususlar ele alınmıştır:

1- Yoğuşturucu halkasal iç içe geçmiş eş merkezli borulardan oluşmaktadır ve deney tesisatında kullanılan test borular ile aynı geometrik boyutlara sahiptir.

2- İç borudan soğutucu akışkan, dış borudan ise su akmaktadır.

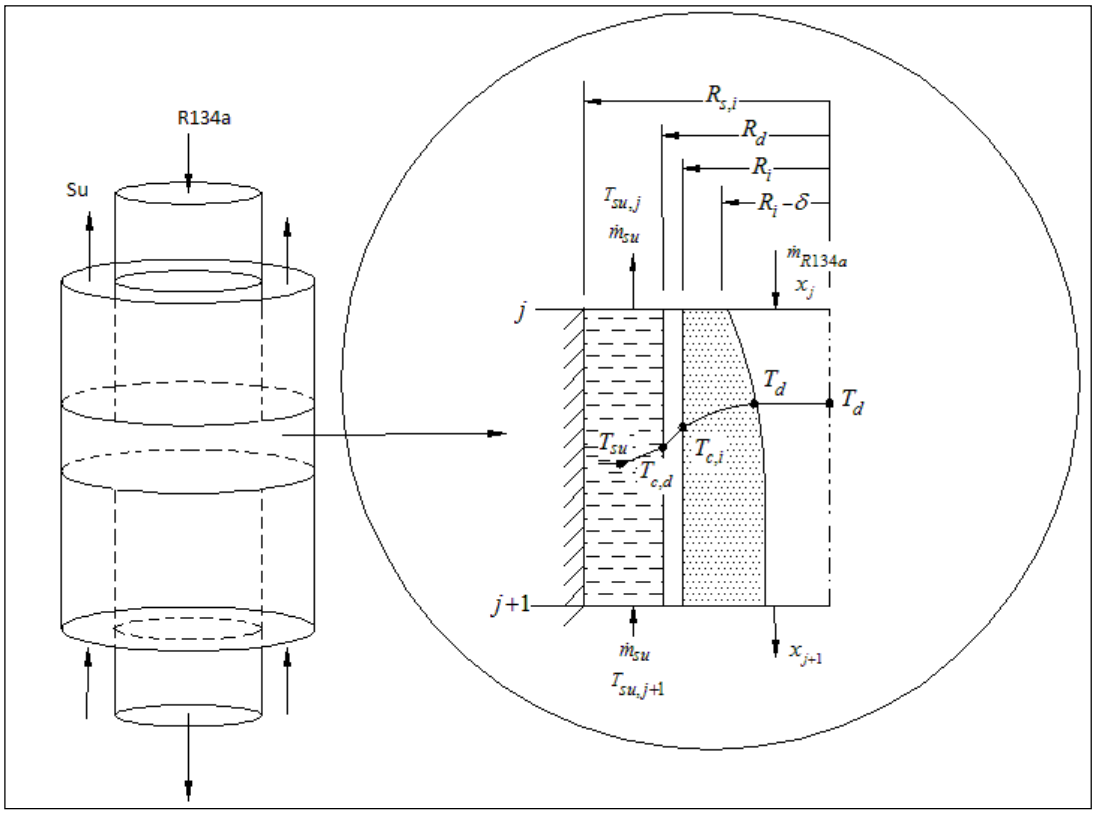
3- Soğuk su ve sıcak soğutucu akışkan birbirine göre ters yönde akmaktadır.

Oluşturulan model kapsamında yapılan kabuller sırasıyla;

- Sürekli hal
- Boru iç çeperi boyunca halkasal film kalınlığı düzgün dağılımlıdır
- Halkasal sıvı filmi ortalama dalgalı film kalınlığına eşdeğer düz film kalınlığına sahiptir.
- Momentum ve enerji denklemlerinde yer alan taşınım terimler ihmal edilmiştir.
- Yoğuşan sıvı filminin fiziksel özellikleri ortalama film sıcaklığında alınmıştır.

- Yoğuşmanın gerçekleştiği yüzey pürüzsüz ve temizdir.
- -borunun dış yüzeyinden akan suyun sıcaklığı kesit alanı boyunca sabittir.
- Boru boyunca su hızı değişmemektedir.

Çalışma kapsamında geliştirilen teorik modelin kontrol hacmi Şekil 4.1 de verilmektedir



Şekil 5.12: Teorik model için oluşturulan kontrol hacmi.

Bu modelde kullanılan denklemler standart konuma bağlı ayrıklaştırma işleminden farklı olarak test borusu boyunca soğutucu akışkanın eşit entalpi değişimine göre ayrıklaştırılmıştır. Buna göre her bir kontrol hacmi farklı alanlara sahiptir. Kontrol hacmi içerisinde su ve R134a akışkanları için ayrı ayrı enerji dengesi denklem 5.1 ve 5.2'de verilmiştir.

$$\Delta Q = \dot{m}_{su} c_{p,su} \Delta T_{su} \tag{5.1}$$

$$\Delta Q = \dot{m}_{R134a} h_{sb} \Delta x \tag{5.2}$$

Her iki akışkan için ifade edilen ısı geçişi aynı zamanda ortalama ısı geçiş katsayısı ve logaritmik sıcaklık farkına bağlı olarak ifade edilebilmektedir ve denklem 5.3'de verilmiştir.

$$\Delta Q = U_i A_i \Delta T_{LM} \tag{5.3}$$

Denklem 5.3'de yer alan ortalama ısı geçiş katsayısında akışkanlara ait ısı taşınım katsayılarının tespit edilmesi gerekmektedir. Su tarafı ısı taşınım katsayısı VDI Heat Atlas (2010) da eş merkezli boru için tanımlanan ve denklem 5.4'de verilen bağıntı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$Nu_{su} = (1-\gamma) Nu_{lam,2300} + \gamma Nu_{turb,10^4} \tag{5.4}$$

$$\gamma = \frac{\mathrm{Re}_{su} - 2300}{10^4 - 2300} \tag{5.4a}$$

$$Nu_{lam,2300} = (Nu_{1,i}^3 + Nu_{2,2300,i}^3 + Nu_{3,2300,i}^3)^{1/3} \tag{5.4b}$$

$$Nu_{1,i} = 3.66 + 1.2a^{-0.8} \tag{5.4c}$$

$$Nu_{2,2300,i} = f_{gi}\left(2300 \mathrm{Pr} \frac{d_h}{L}\right)^{1/3} \tag{5.4d}$$

$$Nu_{3,2300,i} = \left(\frac{2}{1+22\mathrm{Pr}}\right)^{1/6} \left(2300 \mathrm{Pr} \frac{d_h}{L}\right)^{1/2} \tag{5.4e}$$

$$Nu_{turb,10^4,i} = \frac{\left(\zeta_{ann}/8\right) 10^4 \mathrm{Pr}}{k_l + 12.7\sqrt{\left(\zeta_{ann}/8\right)}\left(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1\right)} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l}\right)^{2/3}\right] \left(0.75 a^{-0.17}\right) \tag{5.4f}$$

Su tarafı ısı taşınım katsayısından sonra soğutucu akışkan R134a içinde ısı taşınım katsayısının tespit edilmesi gerekmektedir. Oluşturulan model kapsamında ele alınan kontrol hacmi hem sıvı hem de buhar fazlarını kapsamaktadır. Sıvı faz için momentum ve enerji denklemleri denklem 5.5 ve 5.6'da verilmiştir.

$$\mu_s \frac{1}{r}\frac{d}{dr}\left(r \frac{du_s}{dr}\right) - \frac{dP}{dz} + \rho_s g = 0 \tag{5.5}$$

$$\frac{1}{r}\frac{d}{dr}\left(\alpha_s r \frac{dT_s}{dr}\right) = 0 \tag{5.6}$$

Buhar fazı test borusu boyunca tamamen türbülanslı olduğu kabul edilmiştir. Momentum ve enerji denklemleri denklem 5.7 ve 5.8'de verilmiştir.

$$\frac{1}{r}\frac{d}{dr}\left(r\left(\mu_b + \mu_t \right)\frac{du_b}{dr} \right) - \frac{dP}{dz} + \rho_b g = 0 \qquad \textbf{(5.7)}$$

$$\frac{1}{r}\frac{d}{dr}\left(\left(\alpha_s + \varepsilon_H \right) r \frac{dT_b}{dr} \right) = 0 \qquad \textbf{(5.8)}$$

Mevcut model kapsamında çözüm için gerekli olan sınır şartları tespit edilmiştir. Borunun merkezi (r=0) için eksenel simetri şartına bağlı olarak geçerli olan sınır şartları denklem 5.9 ve 5.10'da verilmiştir.

$$\frac{dT_b}{dr} = 0 \qquad \textbf{(5.9)}$$

$$\frac{du_b}{dr} = 0 \qquad \textbf{(5.10)}$$

Ara yüzeyde (r=R-δ) sıvı ve buhar hızları, kayma gerilmeleri ve sıcaklıkları birbirine eşittir. Bu sınır şartları sırasıyla denklem 5.11, 5.12 ve 5.13'de verilmiştir.

$$u_b = u_s \qquad \textbf{(5.11)}$$

$$\mu_s \frac{du_s}{dr} = \left(\mu_b + \mu_t \right)\frac{du_b}{dr} \qquad \textbf{(5.12)}$$

$$T_b = T_s = T_{doyma} \qquad \textbf{(5.13)}$$

Son olarak cidar için geçerli sınır şartları denklem 5.14 ve 5.15'de verilmiştir.

$$u_s = 0 \qquad \textbf{(5.14)}$$

$$T_s = T_{cidar} \qquad \textbf{(5.15)}$$

Boru içerisinde film yoğuşması için tanımlanan ısı taşınım katsayısı denklem 5.16 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$h = \frac{k_s}{\delta} \qquad \textbf{(5.16)}$$

Soğutucu akışkan tarafı ısı taşınım katsayısının tespit edilebilmesi için sıvı film kalınlığının bilinmesi gerekmektedir. Sıvı film kalınlığı geometrik bir değer olduğu için korunum denklemleri kullanılarak doğrudan elde edilememektedir.

Sıvı film kalınlığı yoğuşan madde miktarına ve ara yüzeyde oluşan kayma gerilmesine bağlıdır. Bu nedenle sıvı film kalınlığının bulunması için bu iki önemli değer korunum denklemleri kullanılarak hesaplanmalıdır.

Analitik modellerde öncelikle sıvı filmi için bir değer atanır. Bu değere bağlı olarak korunum denklemleri çözümlenir. Sonuç olarak borunun herhangi bir kesitinde denklem 5.17'de verilen kütlenin korunumu hesaplanır ve toplam debi ile karşılaştırılır.

$$\dot{m}_{total} = \int_{0}^{R-\delta} \rho_b u_b \, 2\pi r \, dr + \int_{R-\delta}^{R} \rho_s u_s \, 2\pi r \, dr \qquad \textbf{(5.17)}$$

Denklem 5.17 ile hesaplanan toplam debi şayet bilinen debiye belli bir hata payı içerisinde yakınsa tahmin edilen sıvı filmi kalınlığı doğrudur. Aksi takdirde yeni bir sıvı film kalınlığı kabul edilerek çözümlemeler yeniden yapılır.

Daha önce de belirtildiği gibi sıvı filmi laminar, buhar fazı ise tamamen türbülanslıdır. Bu model için denklem 5.18'de verilen Reichardt (1951) türbülanslı Eddy Viskozite Modeli kullanılmıştır.

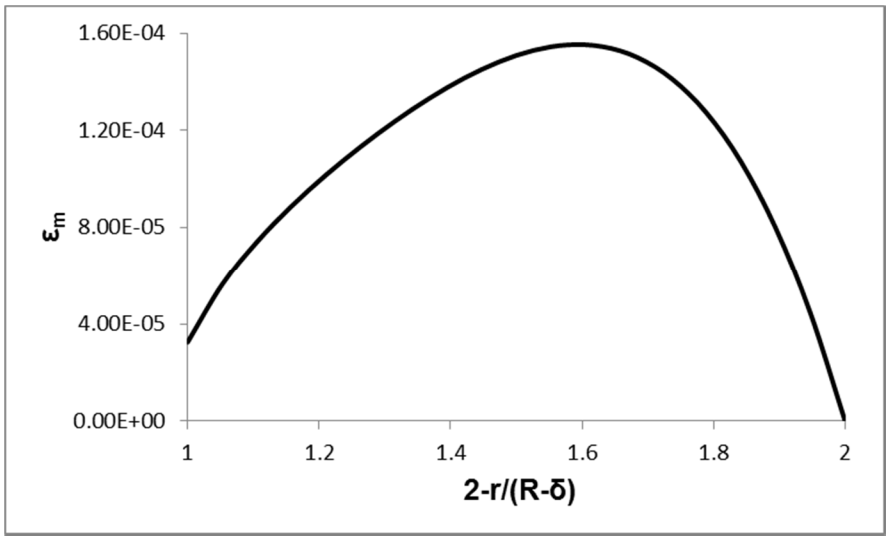
$$\frac{\mu_t}{u_b R} = \frac{\kappa}{3}\left[\frac{1}{2} + \left(1 - \frac{r}{R}\right)^2\right]\left[1 - \left(1 - \frac{r}{R}\right)^2\right] \qquad \textbf{(5.18)}$$

Türbülanslı eddy viskozite modellerinin birçoğu sınır tabaka yaklaşımına göre oluşturulmuştur. Örneğin Von Karman evrensel hız profili veya Blangetti ve Schlunder (1978) eddy viskozite modeli sınır tabaka kalınlığı için tanımlanmıştır. Bu modelde ise buhar ara yüzeyde belli bir hız değerine sahiptir ve türbülansın etkisi boru merkezinde eksenel simetriden dolay ortadan kalkmaktadır. Bu nedenlerden ötürü verilen Reichardt (1951) türbülanslı Eddy viskozite modeli kullanılmıştır.

Şekil 5.13'de bu model sonucu elde edilen Eddy viskozitesi dağılımı gösterilmiştir. Burada da görülmektedir ki ara yüzeyde belli bir değere sahip olan Eddy viskozitesi, boru merkezinde sıfır değerini almaktadır.

Buhar enerji denkleminde yer alan türbülanslı ısı yayılım katsayısı ise türbülanslı Prandtl sayısı sabit (0.9) alınarak elde edilmiştir ve denklem 5.19'da verilmiştir.

$$\varepsilon_H = 0.9\left(\frac{\mu_t}{\rho_b}\right) \qquad \textbf{(5.19)}$$



Şekil 5.13: Buhar faz içerisinde türbülanslı Eddy Viskozitesi dağılımı.

Soğutucu akışkan ısı taşınım katsayısının tespit edilmesi için oluşturulan denklemler 4 adettir. Bu model için bilinmeyenler ise sıvı hızı (u_s), buhar hızı (u_b), sıvı sıcaklığı (T_s), buhar sıcaklığı (T_b) ve basınç gradyenidir (dP/dz). Denklemlerin çözülebilmesi için basınç gradyeninin bilinmesi gerekmektedir. Boru boyunca gerçekleşen basınç kaybı üç bileşenden oluşmaktadır. Bunlar denklem 5.20'de gösterildiği üzere sürtünme, ivmelenme ve yer çekimi bileşenleridir.

$$\frac{dP}{dz} = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{sürtünme} + \left(\frac{dP}{dz}\right)_{ivmelenme} + \left(\frac{dP}{dz}\right)_{yerçekimi} \tag{5.20}$$

Sürtünmelerden kaynaklanan basınç kaybı cidar kayma gerilmesinden dolayı oluşmaktadır ve denklem 5.21'de verilmiştir.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{sürtünme} = -\frac{4\tau_c}{D} \tag{5.21}$$

Denklem 5.22'de verilen cidar kayma gerilmesi ise Martinelli parametresine bağlı olarak tanımlanan iki fazlı akış çarpanı ile ifade edilmiştir. İki fazlı akış çarpanı denklem 5.23'de, Martinelli parametresi ise denklem 5.24'de verilmiştir.

$$\tau_c = f_s \frac{G^2\left(1-x\right)^2}{2\rho_s}\phi_s^2 \tag{5.22}$$

$$\phi_s^2 = 1 + \frac{12}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \tag{5.23}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \quad \textbf{(5.24)}$$

Denklem 5.22'de cidar kayma gerilmesinin hesaplanabilmesi için sürtünme faktöründe (f_s) bilinmesi gerekmektedir. Laminar sıvı filmi için bu değer denklem 5.25'de verilmiştir.

$$f_s = \frac{16}{\mathrm{Re}_s} \quad \textbf{(5.25)}$$

İvmelenmeden kaynaklanan basınç kaybı 5.26 no'lu denklemde verilmiştir.

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_{ivmelenme} = -\frac{2xD^2G^2}{\rho_b \left(D-2\delta \right)^2} \frac{dx}{dz} \quad \textbf{(5.26)}$$

Yerçekiminden kaynaklanan basınç kaybı ise 5.27 no'lu denklemde verilmiştir.

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_{yerçekimi} = \left[\left(1-\eta \right) \rho_s + \eta \rho_b \right] g \sin\theta \quad \textbf{(5.27)}$$

Denklem 5.27'de kullanılan boşluk oranı (η) için çok sayıda bağıntı mevcuttur. Model halkasal sıvı filmi için yapıldığından boşluk oranı geometrik ifadeler ile hesaplanmıştır. Boşluk oranı, tanım olarak buhar hacminin toplam hacme olan oranı olduğu için doğrudan denklem 5.28 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\eta = \frac{\left(R-\delta \right)^2}{R^2} \quad \textbf{(5.28)}$$

Sonuç olarak denklem 5.3'de yer alan ortalama ısı geçiş katsayısında akışkanlara ait ısı taşınım katsayılarının tespit edilmiştir. Son olarak ayrıklaştırılan ısı geçiş alanı toplanarak bilinen toplam ısı geçiş alanı ile karşılaştırılması yapılmıştır.

Modelin Çözümü: Bu model kapsamında elde edilen denklemler iki döngü içerisinde çözümlenmektedir. Birinci döngü test borusu boyunca buhar kalitesi değişimini tahmin edip ısı geçiş alanlarını kontrol ederken ikinci döngü sıvı film kalınlığını tahmin edip toplam debileri kontrol etmektedir. Çözümleme başlangıcında, sadece soğutma suyu ile soğutucu akışkanın test borusuna girişteki sıcaklık, basınç ve debi değerlerinin bilinmesi yeterli olmaktadır. Ardından aşağıda belirlenen adımlar izlenerek çözüm elde edilmektedir.

- Test borusu boyunca buhar kalitesi değişimi tahmin edilir.
- Denklem 5.1 kullanılarak soğutma suyu çıkış sıcaklığı hesaplanır.
- Test borusu, soğutma suyunda eşit miktarda düşüşün olacağı alanlara ayrıklaştırılır.
- Denklem 5.4 kullanılarak su tarafı ısı taşınım katsayısı hesaplanır.
- Sıvı film kalınlığı tahmin edilir ve hem buhar hem de sıvı filmi için hız ve sıcaklık dağılımı elde edilir.
- Sıvı filmi ile buhar debisinin toplamı test borusu girişinde bilinen toplam debiye % 0.1 oranında yakın ise sıvı film kalınlığı doğru kabul edilerek soğutucu akışkan ısı taşınım katsayısı hesaplanır.
- Denklem 5.3 kullanılarak ayrıklaştırılan her bir alan tespit edilir ve toplamı gerçek ısı geçiş alanı ile karşılaştırılır. Eğer hata payı % 0.1'in altında ise döngüler tamamlanır.

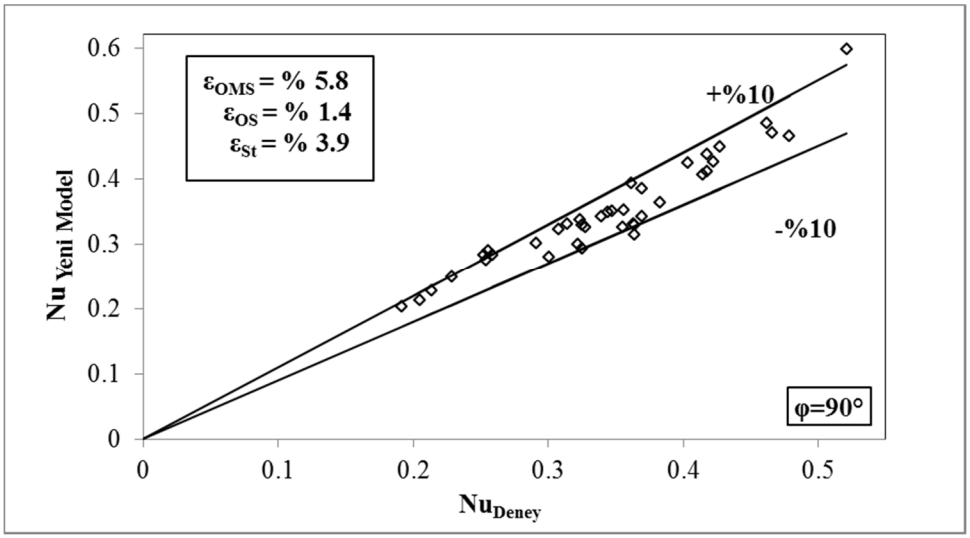
Özetle bu model ile test borusu girişinde bilinen sıcaklık, basınç ve debi değerlerine bağlı olarak test borusu çıkışında soğutma suyu sıcaklığı ve soğutucu akışkan buhar kalitesi değerleri hesaplamaktadır. Ayrıca test borusu boyunca sıcaklık ve buhar kalitesi değişimi de elde edilmektedir.

Modelden elde edilen sonuçların geçerliliğinin sorgulanması, farklı parametreler altındaki değişimleri ve diğer irdelemeler, Bölüm 6 Teorik Model Sonuçları kısmında ayrıntılı olarak verilmektedir.

6. TEORİK MODEL SONUÇLARI

Literatürde yer alan analitik yoğuşma modelleri hazırlanan programlar vasıtasıyla incelenerek deney verileri ile karşılaştırılmış ve geçerlilikleri irdelenmiştir. Bu modellerin ortak noktası, bilinen buhar kalitesine göre hesaplamaları yapmakta, cidar sıcaklığı ise sabit kabul edilmektedir. Bu modellerde momentum ve enerji denklemleri sıvı filmi için çözdürülmekte, sıvı filminin çevrelediği buhar fazı için ise ortalama değerler alınmaktadır. Yukarıda detaylı olarak sunulan sonuçlar ara yüzey kayma gerilmesinin yoğuşma esnasında gerçekleşen ısı geçişinde çok önemli olduğunu göstermektedir. Analitik modellerde sadece sıvı filminin analiz edilmesi, buhar fazının ara yüzey kayma gerilmesine etkisini ortaya koyamamaktadır. Bu nedenlerden ötürü yeni model geliştirilirken bu hususlar göz önüne alınmıştır. Yeni model vasıtasıyla test borusu içerisinde ısı taşınım katsayısının, sıvı filmi kalınlığının, cidar sıcaklığının, soğutma suyu sıcaklığının ve buhar kalitesinin değişimleri hesaplanabilmektedir.

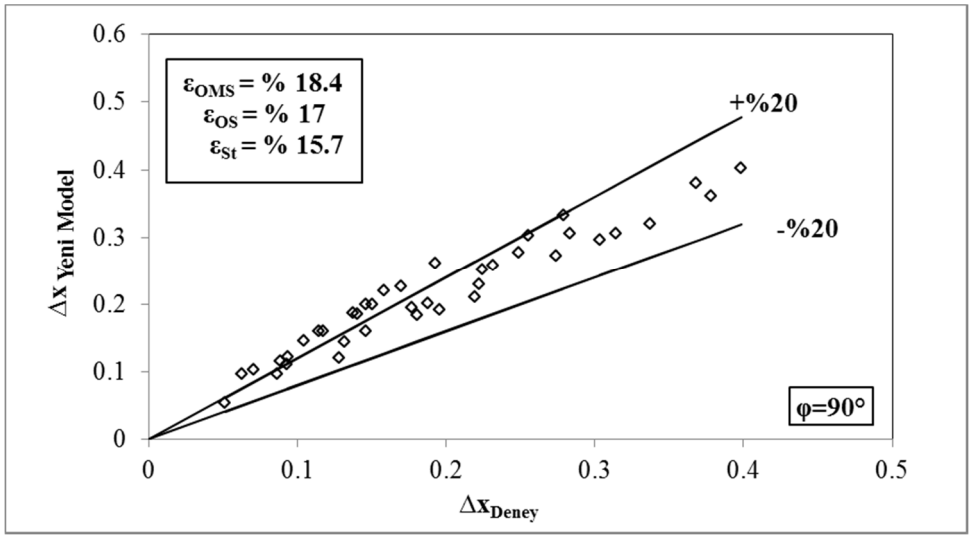
Şekil 6.1'de oluşturulan teorik ortalama yoğuşma Nusselt sayısı sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 6.1: Teorik model Nusselt sayısı sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması.

Sadece 90° eğim açısında yapılan deneylerin göz önüne alındığı karşılaştırmada, oluşturulan teorik modelin deney verilerinin % 5.8 ortalama mutlak sapma ile hesapladığı tespit edilmiştir. Literatürde yer alan teorik modeller ile karşılaştırıldığında bu sonuçların son derece hassas ve başarılı olduğu görülmektedir. Oluşturulan model hem laminar sıvı filmi hem de türbülanslı buhar fazı için momentum ve enerji denklemlerini çözdürmektedir. Buhar fazı için korunum denklemlerinin detaylı çözümlenmesi elde edilen sonuçların başarılı olmasında çok etkili olmuştur.

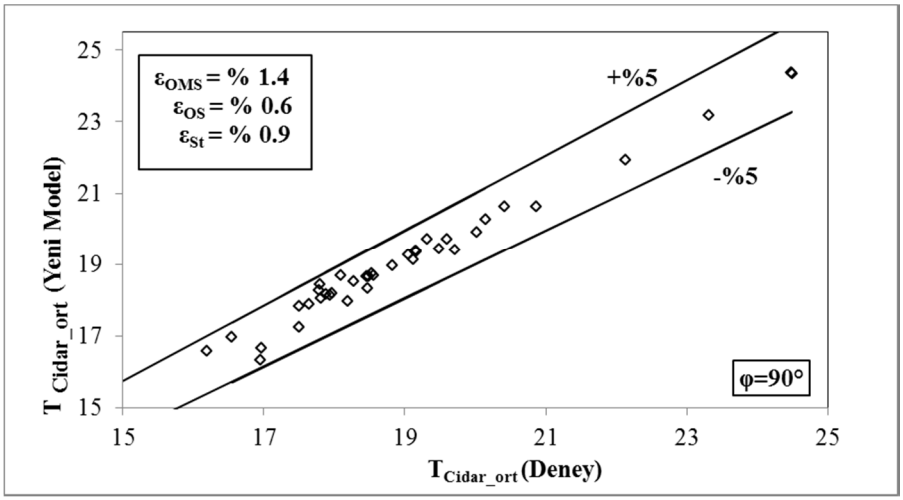
Bu model test borusu boyunca gerçekleşen buhar kalitesi değişimini de hesaplamaktadır. Şekil 6.2'de hesaplanan buhar kalitesi değişimi değerlerinin deney verileri ile karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 6.2: Teorik model buhar kalitesi değişimi sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması.

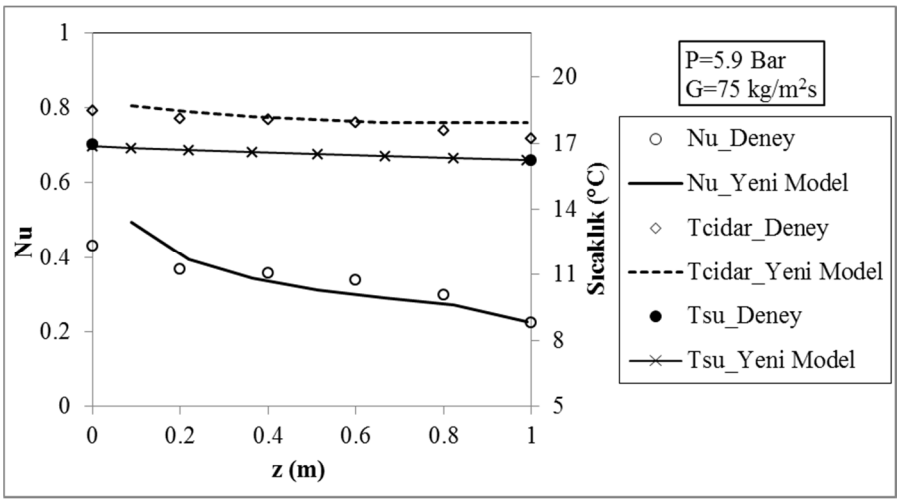
Ortalama yoğuşma Nusselt sayısında elde edilen başarılı sonuçtan farklı olarak, bu model buhar kalitesi değişimini % 18.4 ortalama mutlak sapma ile hesaplamaktadır. Şekil 5.53 detaylı olarak incelenecek olursa, özellikle deneysel buhar kalitesi değişimi 0.2'nin altında olduğu kısımda teorik model hata payı %20'nin üzerine çıkmaktadır. Buhar kalitesi değişimin düşük olduğu bu kısımda deney verilerine ait hata oranı yüksek olmaktadır. Bu nedenle mevcut modelin göstermiş olduğu ortalama mutlak sapma, deneysel hata payı da göz önüne alındığında tutarlı bir sonuçtur.

Daha öncede bahsedildiği üzere oluşturulan teorik model test borusu boyunca cidar sıcaklığı değişimini de hesaplamaktadır. Modelden elde edilen ortalama cidar sıcaklıkları sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması Şekil 6.3'de verilmiştir.



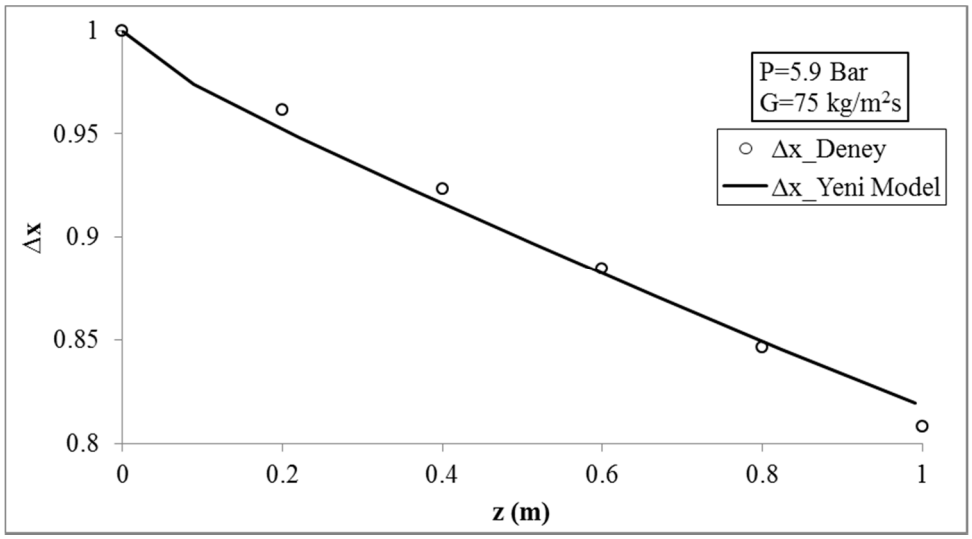
Şekil 6.3: Teorik model ortalama cidar sıcaklık sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırılması.

Teorik model ortalama cidar sıcaklığını % 1.4 ortalama mutlak sapma ile hesaplamıştır. Ortalama değerler açısından bu model son derece başarılı sonuçlar vermiştir. Teorik model sonuçlarının incelenmesi ile ilgili bir sonraki aşama, elde edilen yerel değerlerin incelenmesidir. Bunun için iki farklı kütlesel akıda örnek deneyler seçilmiştir. Şekil 6.4'de 75 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde teorik modelden elde edilen yerel değerlerin deney verileri ile karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 6.4: 75 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde teorik modelden elde edilen yerel değerlerin deney verileri ile karşılaştırılması.

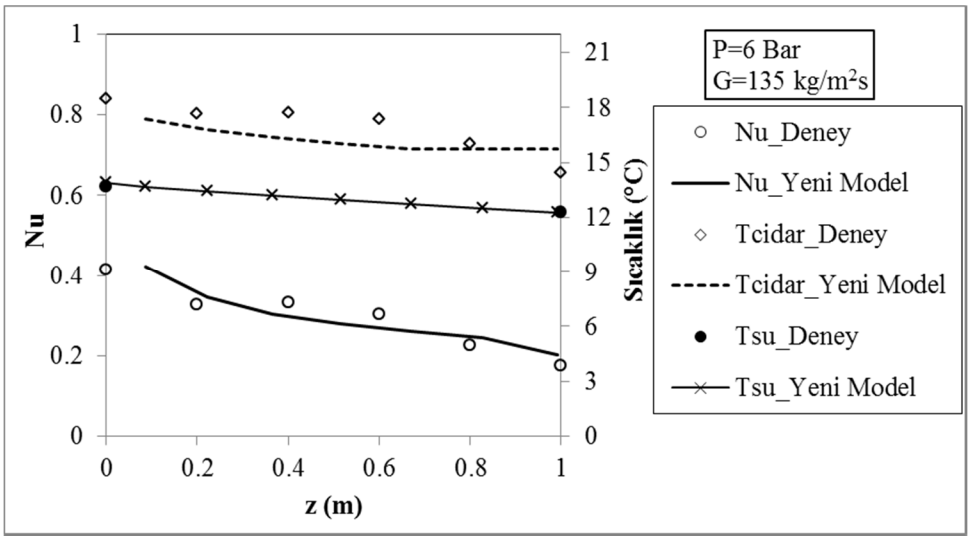
Mevcut model test borusu girişinde soğutma suyu ve soğutucu akışkan değerlerini kullanarak test borusu boyunca ve çıkışında sıcaklık, yoğuşma Nusselt sayısı, buhar kalitesi değerlerini hesaplamaktadır. Test borusu çıkışında soğutma suyu sıcaklığının son derece hassas bir şekilde hesaplandığı görülmektedir. Cidar sıcaklığını ise test borusunun orta kısımlarında son derece hassas hesapladığı görülmektedir. Yerel Nusselt sayısı için ise test borusu giriş kısmı haricinde olumlu sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 6.5'de ise teorik modelden elde edilen test borusu boyunca buhar kalitesi değişiminin deney verileri ile karşılaştırılması verilmiştir.



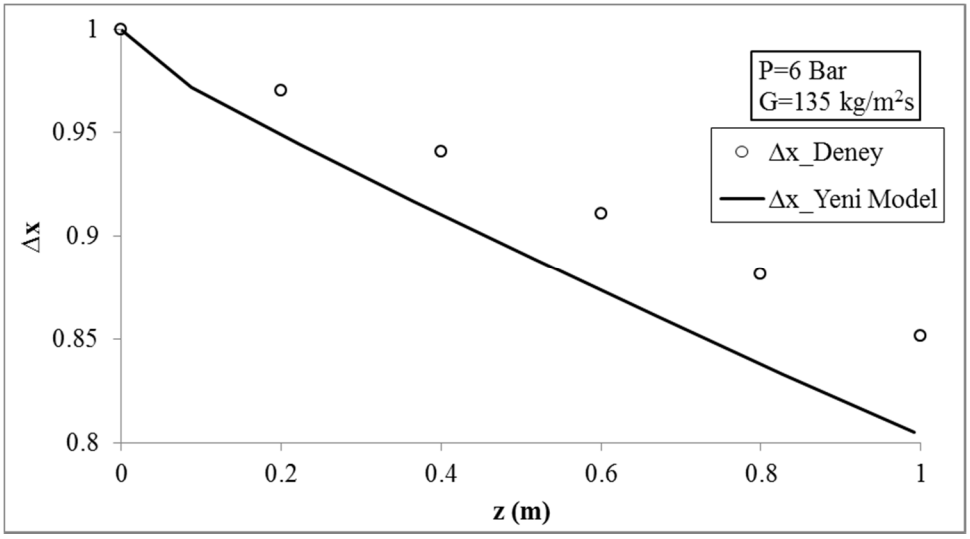
Şekil 6.5: 75 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde teorik modelden elde edilen yerel buhar kalitesi değişiminin deney verileri ile karşılaştırılması.

Test borusu boyunca deneysel buhar kalitesi değişimi ölçülemediği için giriş ve çıkış değerlerine bağlı olarak doğrusal değişim esas alınmıştır. Teorik model ise test borusu boyunca buhar kalitesi değişimini deney verilerine yakın hesaplamıştır.

Şekil 6.6'da bir önceki örneğe benzer olarak 135 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde teorik modelden elde edilen yerel değerlerin deney verileri ile karşılaştırılması verilmiştir. Şekil 6.7'de ise test borusu boyunca buhar kalitesi değişiminin deney verileri ile karşılaştırılması verilmiştir. Soğutma suyu ile cidar sıcaklıkları başarılı bir şekilde hesaplanmıştır. Yerel Nusselt sayısı bir önceki örneğe benzer sonuç vermiştir. Hesaplanan buhar kalitesi değişimi ise deney verilerinin altında kalmıştır. Deneysel belirsizlik göz önüne alındığında elde edilen değer tutarlılık göstermektedir.



Şekil 6.6: 135 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde teorik modelden elde edilen yerel değerlerin deney verileri ile karşılaştırılması.

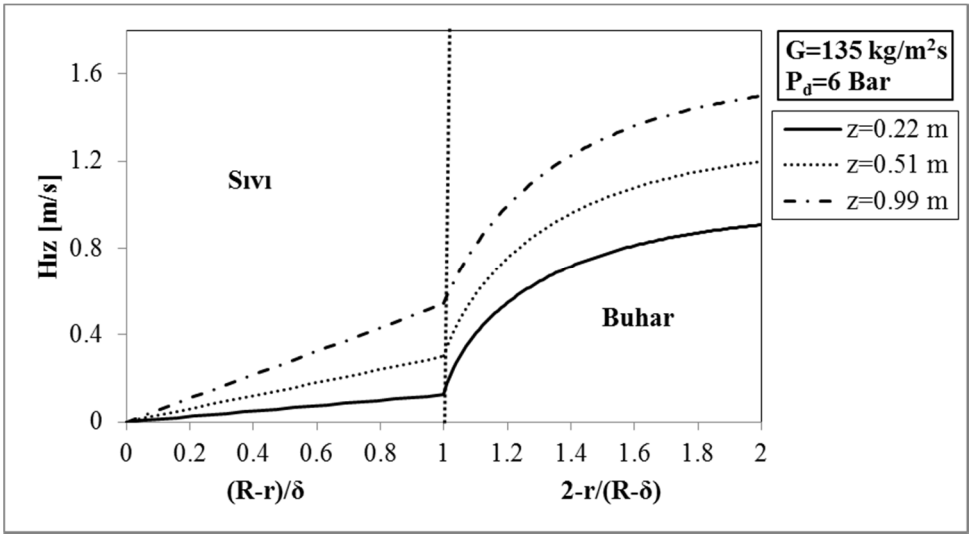


Şekil 6.7: 135 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde teorik modelden elde edilen yerel buhar kalitesi değişiminin deney verileri ile karşılaştırılması.

Her iki kütlesel akı değerinde elde edilen yerel yoğuşma Nusselt sayıları, sadece test borusu girişinde deney verilerinden farklılık göstermektedir. Öncelikli olarak test borusu girişinde, cidar sıcaklığı R134a buharının doyma sıcaklığının altında olduğu için yoğuşma başlamış olarak kabul edilmektedir. Teorik olarak ise burası sıfır noktasıdır ve sıvı filmi bu noktada oluşmaya başlamıştır. Yoğuşma Nusselt sayısı sıvı film kalınlığı ile ters orantılı olduğu için test borusu girişinde teorik Nusselt sayısı sonsuz bir değer almaktadır. Test borusu boyunca ilerledikçe sıvı film kalınlığı artmakta ve buna bağlı olarak Nusselt sayısı düşmektedir. İkinci olarak test borusu boyunca ısı akısı dağılımı deneysel olarak ölçülememektedir ve sabit ısı akısı kabulü yapılmıştır. Buna göre test borusu girişinde çekilen ısı akısı değeri ile test borusunun

diğer kısımlarında teorik olarak aynı ısı akısı uygulanmaktadır. Gerçekte test borusu girişinde buhar doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki fark deneysel olarak bilinmesine rağmen çekilen ısı miktarı bilinmemektedir. Bu nedenle elde edilen teorik model sonuçlarının bu bölgede deney verileri ile karşılaştırılması sağlıklı sonuçlar vermeyeceği için bu bölge mümkün olduğunca sonuçlara eklenmemiştir.

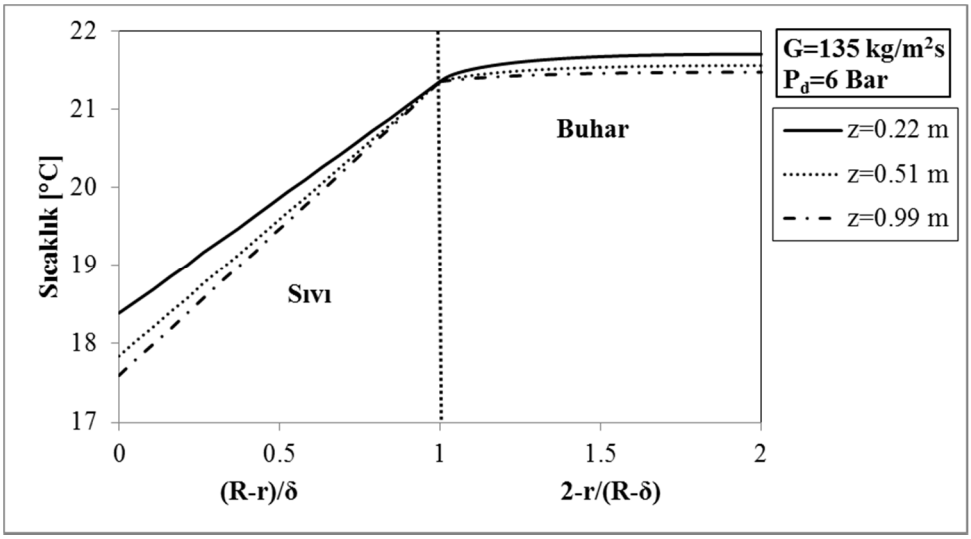
Oluşturulan bu yeni model hem sıvı hem de buhar faz için hız dağılımlarını hesaplamaktadır. Şekil 6.8'de test borusunun farklı kesitlerinde elde edilen hız dağılımları verilmiştir. Sıvı film kalınlığı boru yarıçapına göre çok küçük olduğu için kesit alanı doğrultusunda koordinat dönüşümü yapılmıştır.



Şekil 6.8: Test borusu farklı kesitlerinde oluşturulan modelden elde edilen hız dağılımları.

Gerek sıvı gerekse buhar fazları için hız dağılımlarının elde edilmesi kayma gerilmesinin ve debinin hesaplanması açısından önemlidir. Ara yüzey kayma gerilmesi ve cidar kayma gerilmesi bu dağılımlara göre hesaplanmaktadır. Ara yüzey kayma gerilmesi yoğuşma ile gerçekleşen ısı geçişinde son derece etkili bir faktör olduğu için analitik modellerin bu gerilmeyi mümkün olduğunca doğru hesaplaması gerekmektedir. Literatür araştırması kapsamında incelenen analitik modellerin hepsi buhar faz için ortalama değerler almakta ve ara yüzey kayma gerilmesini sadece sıvı filmi hız dağılımını hesaplayarak bulmaktadır. Fakat buhar faz çoğu zaman türbülanslı akmaktadır ve buhar hızı ara yüzey kayma gerilmesi üzerinde etkili olmaktadır. Bu nedenle buhar faza ait yerel değerler modellerin tutarlılığı açısından önem arz etmektedir. Şekil 6.9'da sıvı ve buhar fazlar için çözülen enerji denklemleri sonucu elde edilen sıcaklık dağılımları verilmiştir. Sıvı filmi içerisinde doğrusal bir

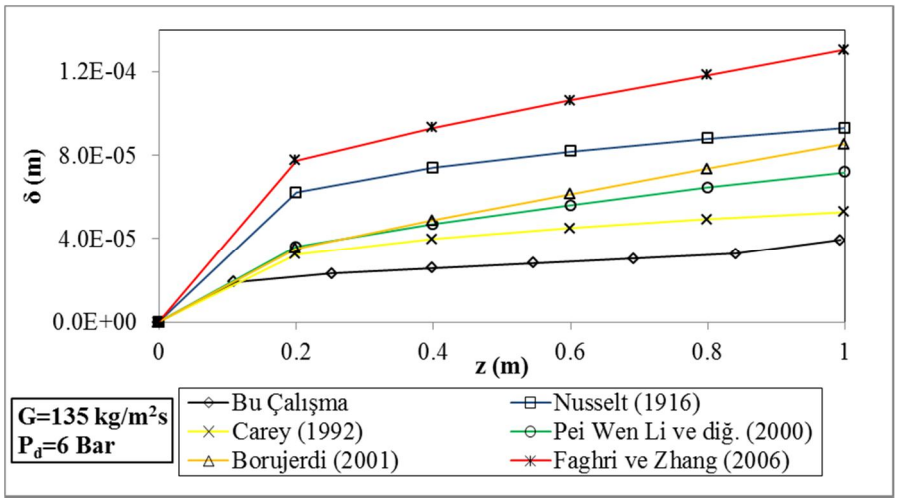
sıcaklık düşüşü görülmektedir. Laminar akış için yapılan kabuller neticesinde bu sonuca varılmıştır. Test borusuna giren kızgın buharın ise test borusu çıkışına doğru soğuduğu ve boru merkezinde sıcaklığın doyma noktasına yaklaştığı görülmüştür. Yapılan kabuller doğrultusunda ara yüzey daima doyma sıcaklığında olmaktadır.



Şekil 6.9: Test borusu farklı kesitlerinde oluşturulan modelden elde edilen sıcaklık dağılımları.

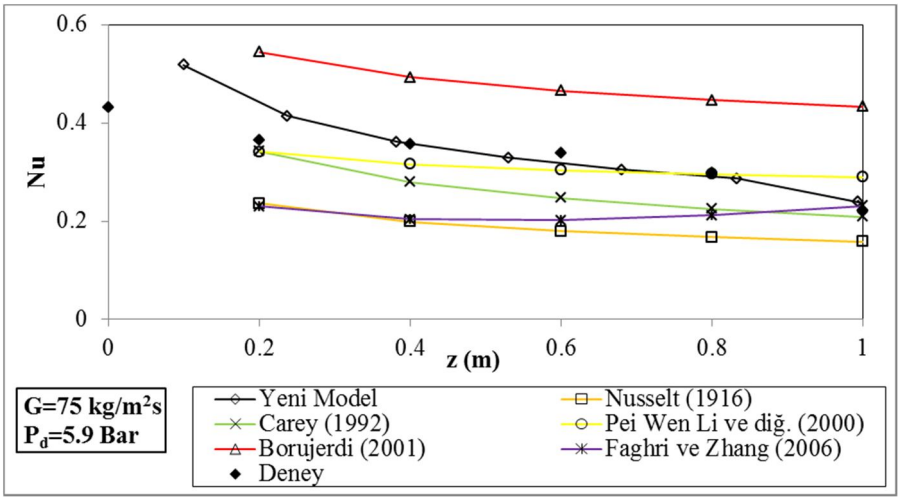
Bu bölümde son olarak oluşturulan yeni model ile literatür araştırması kısmında analiz edilen modellerin karşılaştırılması yapılmıştır. Mevcut analitik modeller döngüsel algoritmalara sahiptir ve sıvı filmi kalınlığı tahmin edilerek gerekli hesaplamalar yapılmaktadır. Şekil 6.10'da analitik modellerin tahmin etmiş oldukları sıvı film kalınlıklarının test borusu boyunca değişimi verilmiştir.

Yeni oluşturulan model ile birlikte literatürde yer alan analitik modeller sıvı filmi kalınlığını sıvı film debisine göre belirlemektedir. Her bir model aynı çalışma şartları altında incelenmiştir. En düşük sıvı film kalınlığı bu çalışmada oluşturulan teorik modelden elde edilmiştir. En yüksek sıvı film kalınlığı ise Faghri ve Zhang (2006) teorik modelinden elde edilmiştir. Sıvı film kalınlıklarının modelden modele farklılık göstermesinin sebebi sıvı filmi için çözümlenen momentum denklemi sonucu elde edilen hız dağılımıdır. Test borusu boyunca ele alınan herhangi bir kesit için buhar kalitesi bütün modeller için aynıdır. Sıvı film debisi hız profilinin sıvı film kalınlığı boyunca integralinin alınması ile bulunmaktadır. Bu nedenle buhar kalitesi değerini karşılayabilmesi için sıvı film kalınlığının küçük çıktığı modellerde sıvı film hızı daha yüksek olmalıdır.



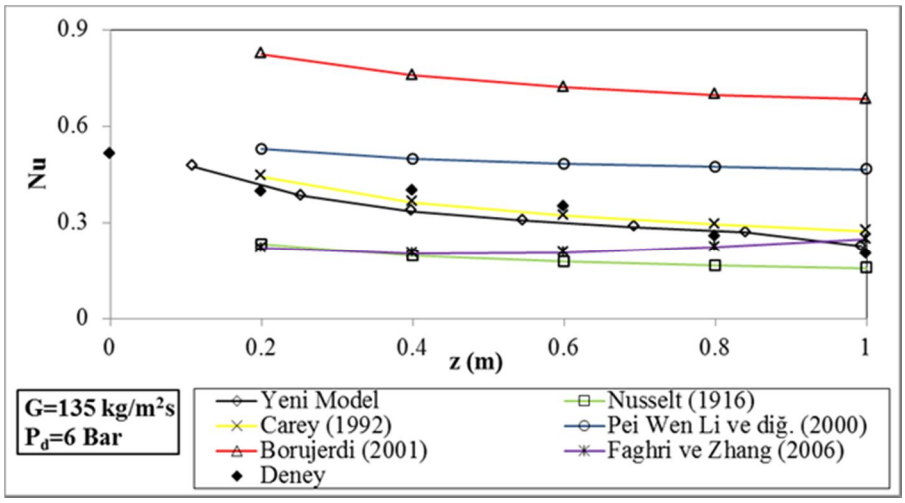
Şekil 6.10: Analitik modellerin tahmin etmiş oldukları sıvı film kalınlıklarının test borusu boyunca değişimi

Bu konu ile ilgili yapılan bir diğer karşılaştırma ise deneysel yerel Nusselt sayısının analitik modellerden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmasıdır. Şekil 6.11'de 75 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde elde edilen yerel Nusselt sayılarının deney verisi ile karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 6.11: 75 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde elde edilen yerel Nusselt sayılarının deney verisi ile karşılaştırılması.

Şekil 6.11 detaylı incelenecek olursa en olumlu sonuçların oluşturulan yeni model ile Pei Wen Li ve diğ. (2000) analitik modelinden elde edildiği görülmektedir. Benzer olarak Şekil 6.12'de 135 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde elde edilen yerel Nusselt sayılarının deney verisi ile karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 6.12: 135 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde elde edilen yerel Nusselt sayılarının deney verisi ile karşılaştırılması.

Şekil 6.12 detaylı bir şekilde incelendiğinde en olumlu sonuçların oluşturulan yeni model ile Carey (1992) analitik modelinden elde edildiği görülmektedir. Literatürde yer alan modellerin değişik çalışma şartlarında çok tutarlı sonuçlar vermediği görülmektedir. Bütün deney verileri göz önüne alındığında oluşturulan yeni model ile birlikte literatürde yer alan modellerin ortalama Nusselt sayısını için hata payları Çizelge 6.1'de verilmiştir.

Çizelge 6.1: Analitik model sonuçlarının sapma değerleri.

		ε_{oms}	ε_{os}	ε_{st}
1	Yeni Model	5.8	1.4	3.9
2	Carey (1992)	23.11	-16.94	10.47
3	Pei-Wen Li ve diğ. (2000)	33.20	6.47	22.88
4	Faghri ve Zhang (2006)	34.32	-32.55	14.23
5	Nusselt (1916)	34.38	-34.38	9.95
6	Kwon ve diğ. (2001)	60.52	53.71	50.29
7	Borujerdi (2001)	66.26	62.16	55.30

Bütün modeller karşılaştırıldığında en iyi sonuçları bu çalışma kapsamında oluşturulan model vermiştir. Daha önce de belirtildiği üzere buhar faz için momentum ve enerji denklemlerinin çözdürülmesi bu modelin başarılı olmasındaki en önemli etken olarak gözükmektedir.

7. SONUÇLAR

Soğutucu akışkan R134a buharının boru içerisinde yoğuşması esnasında gerçekleşen ısı geçişi deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Deneysel olarak farklı parametrelerin yoğuşma Nusselt sayısına etkisi incelenmiştir. Teorik olarak ise halkasal akışın esas alındığı bir model geliştirilmiştir.

İç yüzeyi düz boru içerisinde yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar özetlenecek olursa;

- Test borusu çıkışında ölçekli kap kullanılarak ölçülen buhar kalitesi hesaplanan değerlere oranla +%15 ile -%30 hata bandı aralığında sapma gösterdiği tespit edilmiştir.
- Genel olarak artan kütlesel akıya bağlı olarak ortalama Nusselt sayısında bir artış olduğu görülmüştür.
- Aynı kütlesel akı değerlerinde düşük sıcaklık farkında daha yüksek ortalama Nusselt sayıları elde edilmiştir.
- Soğutucu akışkan doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki farkın artmasına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı düşmüştür.
- Soğutucu akışkan doyma sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki farkın birbirine yakın olduğu deneylerde, artan ısı akısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı da artmıştır.
- Benzer ısı akısı değerlerinde daha düşük sıcaklık farklarında daha yüksek ortalama Nusselt sayıları elde edilmiştir.
- Soğutucu akışkan doyma basıncı düştükçe daha yüksek ortalama Nusselt sayısı değerleri elde edilmektedir.
- Test borusundan aynı miktarda ısı çekebilmek için yüksek doyma basıncında, düşük doyma basıncına kıyasla daha yüksek cidar ve doyma sıcaklık farkı uygulamak gerekmektedir.

- Boru boyunca artan sıvı film kalınlığına bağlı olarak yerel Nusselt sayısı düşmüştür.
- Her bir eğim açısında artan doyma ve cidar sıcaklık farkına bağlı olarak ortalama yoğuşma Nusselt sayısı düşmüştür.
- Genel olarak eğim açısı düşey konumdan yatay konuma geldikçe ortalama yoğuşma Nusselt sayısında bir artış gözlemlenmektedir. , 90° (düşey) ve 60° eğim açılarında elde edilen yoğuşma Nusselt sayıları birbirine yakın çıkarken, 30° ve 0° (yatay) eğim açılarında elde edilen Nusselt sayıları da birbirine yakın ve diğerlerine kıyasla daha yüksek çıkmıştır.
- Artan sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünmelerden kaynaklanan basınç kayıplarının artmış olduğu gözlemlenmiştir.
- Bütün deney verilerine bağlı olarak elde edilen ortalama sapma değerleri incelendiğinde en hassas sonuçlar Akers ve diğ. (1959) ısı taşınım katsayısı bağıntısından elde edilmiştir. Bu bağıntı % 19.4 ortalama mutlak sapma göstermiştir.
- Sıvı filmi Reynolds sayısı, Prandtl sayısı, Jakob sayısı, Froude sayısı, indirgenmiş basınç ve eğim açısı değerleri kullanılarak yeni bir bağıntı geliştirilmiştir. Bu bağıntı deneysel Nusselt sayısını hesaplarken % 1.5 ortalama mutlak sapma, %2.3 standart sapma göstermiştir.

İç yüzeyi mikro-kanatlı boru içerisinde yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar özetlenecek olursa;

- Test borusu çıkışında ölçekli kap kullanılarak ölçülen buhar kalitesi hesaplanan değerlere oranla +%25 ile -%25 hata bandı aralığında sapma gösterdiği tespit edilmiştir.
- İç yüzeyi düz boruda yapılan deney sonuçlarına benzer olarak artan kütlesel akıya bağlı ortalama Nusselt sayısında bir artış olduğu görülmektedir.
- 75 kg/m^{2}s ve altındaki kütlesel akı değerlerinde elde edilen ortalama Nusselt sayıları çok fazla farklılık göstermemektedir. 100 kg/m^{2}s kütlesel akı değerinde ise ortalama Nusselt sayısının arttığı görülmüştür.
- Belli bir sıcaklık farkından sonra ortalama Nusselt sayısı sıcaklık farkından etkilenmemektedir. Nitekim yüksek doyma ve cidar sıcaklık farklarında test

borusundan çekilen ısı akısı artmaktadır. Fakat ortalama Nusselt sayısında çok büyük bir değişim gözlemlenmemiştir.

- Deneysel belirsizlik göz önüne alındığında farklı eğim açılarında elde edilen ortalama Nusselt sayıları arasında belirgin bir farklılık görülmemiştir.
- Literatürde sıkça kullanılan bağıntılar içerisinde en iyi sonuçları, %23.9 ortalama mutlak sapma ile Kedzierski ve Goncalves (1999) ısı taşınım katsayısı bağıntısı vermiştir.
- Sıvı filmi Reynolds sayısı, Prandtl sayısı, Jakob sayısı, Froude sayısı, eğim açısı ve geometrik faktör değerleri kullanılarak yeni bir bağıntı geliştirilmiştir. Bu bağıntı deneysel Nusselt sayısını hesaplarken % 5.6 ortalama mutlak sapma, % 7.5 standart sapma göstermiştir.
- Genel olarak sürtünme basınç kaybının artan sıvı filmi Reynolds sayısına bağlı olarak arttığı gözlemlenmiştir.

Düz ve mikro-kanatlı borularda yapılan deneylerin karşılaştırılması sonucu elde edilen sonuçlar özetlenecek olursa;

- Aynı doyma ve cidar sıcaklık farkında mikro-kanatlı borudan çekilen ısı miktarı düz borudan çekilene göre daha fazla çıkmıştır.
- Ortalama Nusselt sayıları karşılaştırıldığında ise aynı buhar kalitesi değerlerinde mikro-kanatlı boruda elde edilen değerler 1.6-2.2 kat daha yüksek çıktığı tespit edilmiştir.

Teorik çalışmalar kapsamında elde edilen sonuçlar özetlenecek olursa;

- Nusselt (1916) yoğuşma modeli, deney verilerini %34.4 ortalama mutlak sapma ve %10 standart sapma ile hesaplamıştır. Sabit ara yüzey kayma gerilmesinin sınır şartı olarak tanıtıldığı Nusselt (1916) yoğuşma modeli ise deney verilerini %23.3 ortalama mutlak sapma ve %9.5 standart sapma ile hesaplamıştır.
- Carey (1992) yoğuşma modeli deney verilerini %23.1 ortalama mutlak sapma ve %10.5 standart sapma ile hesaplamıştır.
- Ara yüzey kayma gerilmesini tanımlamak için kullanılan yaklaşımlar elde edilen sonuçlardaki hata paylarında son derece etkili olmaktadır.

- Türbülanslı sıvı filmini esas alan modeller incelendiğinde en iyi sonuçlar Pei-Wen Li ve diğ. (2000) tarafından oluşturulan modelden elde edilmiştir. Faghri ve Zhang (2006) tarafından oluşturulan modelde bir önceki model gibi başarılı olmaktadır. Kwon ve diğ. (2001) ve Borujerdi (2001) tarafından oluşturulan modeller yüksek hata payları ile başarısız gözükmektedir.
- Kullanılan türbülans modelleri elde edilen sonuçlardaki hata paylarında son derece etkili olmaktadır.
- Bu tez çalışması kapsamında oluşturulan teorik model deneysel ortalama Nusselt sayısını % 5.8, buhar kalitesi değişimini % 18.4, ortalama cidar sıcaklığını % 1.4 ise ortalama mutlak sapma ile hesapladığı tespit edilmiştir.
- Oluşturulan yeni modelin literatürde yer alan diğer modellere oranla daha başarılı olmasının sebebi buhar fazı içinde korunum denklemlerini çözmesidir.

KAYNAKLAR

Ağra, O., Teke, İ. (2008). Experimental investigation of condensation of hydrocarbon refrigerants (R600a) in a horizontal smooth tube. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 35, pp. 1165–1171.

Akers, W.W., Deans, H.A., Crosser, O. K. (1959). Condensing Heat Transfer within Horizontal Tubes. *Chemical Engineering Progress Symposium Series* vol. 55, no. 29, pp. 171-176.

Akers, W. W., Rosson, H. F. (1960). Condensation Inside a Horizontal Tube, *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, vol. 50, no. 30, pp. 145–149.

Akhavan-Behabadi, M.A., Kumar, R., Mohseni, S.G. (2007). Condensation heat transfer of R-134a inside a microfin tube with different tube inclinations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, Issues 23-24, pp. 4864-4871

Al-Dadah, R. K., Naser, A. D. (2007). Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of R134a inside Microfin Tubes: Effect of Fin Height and Fin Angle. *Journal of Mechanical Engineering Science, Proc. ImechE*, vol. 221, Part C.

Altman, M., F.W. Staub, Norris R.H. (1960). Local Heat Transfer and Pressure Drop for Refrigerant-22 Condensing in Horizontal Tubes. *Chemical Engineering Progress Symposium Series, vol.* 56, no 30, pp. 151-159.

Azer, N. Z., Abis L. V., Soliman H. M. (1972). Local Heat Transfer Coefficients During Annular Flow Condensation. *ASHRAE Transactions,* vol. 78 no.1, pp. 135-143.

Bivens, D. B., Yokozeki, A. (1994). Heat Transfer Coefficient and Transport Properties for Alternative Refrigerants, *Proc. 1994 Int. Refrigeration Conference*, Purdue, Indiana, pp. 299–304.

Blangetti, F., Schlunder, E.U. (1978). Local Heat Transfer Coefficients on Condensation in a Vertical Tubes. *In: Proceedings of the Sixth International Heat Transfer Conference*, vol. 2, pp. 437-442.

Blangetti, F., Krebs, R., Schlunder, E.U. (1982). Condensation in vertical tubes-experimental results and modeling. *Chem. Eng. Fund.,* vol. 1, 20–63.

Borujerdi, A. N. (2001). Analytical Modeling of Convective Condensation in Smooth Vertical Tubes. *Scientica Iranica*, vol. 8, No. 2, pp. 123-129.

Boyko, L.D., Kruzhilin, G.N. (1967). Heat Transfer and Hydraulic Resistance During Condensation of Steam in a Horizontal Tube and a Bundle of Tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 10, pp. 361-373.

Brauner, N. (1987). Roll wave celerity and average film thickness in turbulent wavy film flow. *Chem. Eng. Sci.,* vol. 42, pp. 265–273.

Briggs, A., Kelemenis, C., Rose, J. W. (2000), Heat Transfer and Pressure Drop Measurements For In-Tube Condensation Of CFC-113 Using Microfin Tubes and Wire Inserts. *Experimental Heat Transfer*, vol. 13, pp. 163–181.

Carey, V. P. (1992). *Liquid-vapor Phase Change Phenomena.* Washington: Hemisphere Publishing Corporation, pp. 458-461.

Carpenter, E.F., Colburn, A.P. (1951). The Effect of Vapor Velocity of Condensation Inside Tubes. General Discussion on Heat Transfer, *American Society of Mechanical Engineers*. pp. 20-26.

Cavallini, A., Zecchin, R. (1971). A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation. *In: Proceedings of the XIIIth International Congress of Refrigeration*, vol. 2, pp. 193–200.

Cavallini, A., Zecchin, R. (1974). A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation. *6th Int. Heat Transfer Conf.,* Tokyo, Japan, pp. 309–313.

Cavallini, A., Doretti, L., Klammsteiner, N., Longo, L., Rossetto, L. (1995). Condensation of new refrigerants inside smooth and enhanced tubes, *in: Proceedings 19th International Congress of Refrigeration*, Hague The Netherlands, , pp. 105–114.

Cavallini, A., Del Col D., Longo G. A., Rossetto L. (1999). Condensation heat transfer with refrigerants, *in: Proceedings of Two-Phase Flow Modelling and Experimentation Conference*, ETS, Pisa, vol. 1, , pp. 71–88.

Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G.A., Rossetto, L. (2001). Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube. *International Journal of Refrigeration,* vol. 24, pp. 73-87

Cavallini, A., Del Col D., Doretti L., Matkovic M., Rossetto L., Zilio C. (2006). Condensation in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design. *Heat Tran. Eng.*, vol. 27, pp. 31–38.

Cavallini, A., Del Col, D., Mancin, S., Rossetto, L. (2009). Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: A new computational procedure. *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, pp. 162 – 174

Chamra, L. M., Meng-Onn, T., Chea-Chun, K. (2004). Evaluation of existing condensation heat transfer models in horizontal micro-fin tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 28, pp. 617–628

Chea-Chun, K. (2002). *Condensation Heat Transfer in Horizontal Micro-Fin Tubes* (Msc. Thesis). ProQuest Information and Learning Company, UMI Number: 1431877

Chen, Q., Xin, M. (2004). Experimental Study of R134a Condensation Heat Transfer Inside the Horizontal Micro-Fin Tubes. *International Society Conference on Thermal Phenomena*, pp. 40-46

Chen, S.L., Gerner, F.M., Tien, C.L. (1987). General Film Condensation Correlations. *Experimental Heat Transfer,* vol.1, pp. 93-107.

Chitti, M. S., Anand, N. K. (1995). An analytical model for local heat transfer coefficients for forced convective condensation inside smooth horizontal tubes. *Int. J. Heat Mass Transfer.,* vol. 38, no. 4, pp. 615-627.

Chun, K.R., Seban, R.A. (1971). Heat transfer to evaporating liquid films. *J. Heat Transfer,* vol. 93, pp. 391–396.

Dalkılıç, A.S., Laohalertdecha, S., Wongwises, S. (2008). Two-Phase Friction Factor in Vertical Downward Flow in High Mass Flux Region of R134a During Condensation. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 35, pp. 1147-1152.

Dalkılıç, A.S., Yildiz, S., Wongwises, S. (2009). Experimental Investigation of Convective Heat Transfer Coefficient During Downward Laminar Flow Condensation of HFC-134a in a Vertical Smooth Tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp.142-150.

Dobson, M.K. (1994). Experimental Evaluation of Internal Condensation of Refrigerants R-12 and R-134a. *ASHRAE Transactions,* vol. 100, no.1, pp. 744-754.

Dobson, M. K., Chato, J. C., Wattelet, J. P., Gaibel, J. A. (1994). HeatTransfer and FlowRegimes During Condensation in Horizontal Tubes, *ACRC Technical Report* No. 57, University of Illinois at Urbana-Champaign.

Dobson, M. K., Chato, J. C. (1998). Condensation in Smooth Horizontal Tubes, *Journal of Heat Transfer*, vol. 120, pp. 193–213.

Doretti, L., Fantini, F., Zilio, C. (2005). Flow patterns during condensation of three refrigerants: microfin vs. smooth tube. In: Proceeding of IIR *International Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants*, August 31–September 2, Vicenza, SGE Padova, Italy.

Dukler, A.E. (1971). *Characterization, effects and modeling of the wavy gas–liquid interface*. Progress in Heat and Mass Transfer. New York, Pergamon, pp. 207–234.

Faghri, A., Zhang, Y. (2006). *Transport Phenomena in Multiphase Systems*. New York: Elsevier Academic Press, pp. 619-624.

Fujii, T. (1995). Enhancement to Condensing Heat Transfer—New Developments, *Journal of Enhanced Heat Transfer*, vol. 2, pp. 127–137.

Goodykoontz, J. H., Dorsch, R. G. (1966). Local Heat Transfer Coefficients For Condensation Of Steam in Vertical Downflow within A 5/8-Inch-Diameter Tube. *Nasa Technical Note*, TN D-3326.

Goodykoontz, J. H., Brown, W. F. (1967). Local Heat-Transfer And Pressure Distributions For Freon-113 Condensing in Downward Flow in A Vertical Tube. *NASA Technical Note*, TN D-3952.

Habib, I. S., Na, T. P. (1974). Prediction of Heat Transfer Pipe Flow with Constant Wall Temperature. *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 96, pp. 253-254.

Han, D., Lee, K. (2005). Experimental study on condensation heat transfer enhancement and pressure drop penalty factors in four microfin tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 3804–3816

Haraguchi, H, Koyama, S, Fujii, T. (1994). Condensation of refrigerants HCFC22, HFC134a and HCFC123 in a horizontal smooth tube (1st Report, Proposals of empirical expressions for the local frictional pressure drop). *Trans JSME, vol.* 60, no. 574, pp. 2111-6 (in Japanese).

Hirasawa, S, Kuwahara, H, Nakayama, W, Mori, Y. (1983). Enhanced condensation of R113 flowing in the horizontal internally-grooved tubes. *20th National Heat Transfer Symposium of Japan*, pp. 274-276 (in Japanese).

Holman, J.P. (1994). *Experimental Methods For Engineers*. (6th ed.). New York: McGraw-Hill Inc.

Honda, H., Wijayanta, A. T., Takata, N. (2005). Condensation of R407C in a horizontal microfin tube. *International Journal of Refrigeration*, vol.28, pp. 203–211

Ishii, M., Mishima, K. (1989). Droplet Entrainment Correlations in Annular Two-phase Flow. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 32, pp. 1835-1846

Jaster, H., Kosky, P.G. (1976). Condensation heat transfer in a mixed flow regime, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol.19, pp.95–99.

Jischa, M., Rieke, H. M. (1979). About the Prediction of Tubulent Prandtl and Schmidt numbers. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 22, pp. 1547-1555.

Jung, D., Song, K., Cho, Y., Kim, S. (2003). Flow Condensation Heat Transfer Coefficients of Pure Refrigerants. *Int. Journal of Refrigeration*, vol. 26, pp.4-11.

Jung, D., Cho, Y., Park, K. (2004). Flow Condensation Heat Transfer Coefficients of R22, R134a, R407C and R410A Inside Plain and Micro-fin Tubes. *Int. Journal of Refrigeration*, vol. 27, pp. 25-32.

Kapitza, P.L., Kapitza, S.P. (1965). *Wavy flow of thin layers of a viscous fluid. collected papers of P.L. Kapitza*, vol. 2, pp. 662–709.

Kays, W. M., Crawford, M. E. (1980). *Convective Heat and Mass Transfer*. (2nd Ed.). New York, McGraw Hill.

Kedzierski, M. A., Goncalves, J. M. (1999). Horizontal Convective Condensation of Alternative RefrigerantsWithin a Microfin Tube. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, vol. 6, pp. 161–178.

Kim, S. J., No, H. C. (2000). Turbulent Film condensation of high pressure steam in a vertical tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 4031-4042.

Kline, S. J., McClintock, F. A. (1953). Describing Uncertainties in Single-Sample *Experiments. Mech. Eng.* , pp. 3.

Kosky, P.G., Staub, F.W. (1971). Local condensing heat transfer coefficients in the annular flow regime, *AIChE Journal.* vol. 17.

Koyama, S., Dilao, C. O., Fujii T. (1993). Combined free and forced convection condensation of superheated pure vapor inside a vertical tube. *ASME, Condensation and Condenser Design Conference*, St Augutine, Florida, pp. 405-416.

Koyama, S., Yu, J. (1996). Condensation of refrigerant in a horizontal micro fin tube. *Proc. 1996 JAR Annual Conference*, pp. 173-176 (in Japanese).

Komandiwirya, H.B., Hrnjak, P.S., Newell, T.A. (2005). An experimental investigation of pressure drop and heat transfer in an in-tube condensation system of ammonia with and without miscible oil in smooth and enhanced tubes, *ACRC Technical Report, No. CR-54*. University of Illinois at Urbana-Champaign.

Kwon, J.T., Ahn, Y.C., Kim, M.H. (2001). A Modelling of In-tube Condnesation Heat Transfer For a Turbulent Annular Film Flow with Liquid Entrainment. *Internal Journal of Multiphase Flow,* vol. 27, pp. 911-928

Lambrechts, A., Liebenberg, L., Bergles, A. E., Meyer, J. P. (2006). Heat Transfer Performance During Condensation Inside Horizontal Smooth, Micro-Fin and Herringbone Tubes. *Journal of Heat Transfer*, vol. 128, pp. 691-700.

Lockhart, R., Martinelli, R. (1949). Proposed correlation of data for isothermal two-phase two component flow in pipes. *Chem. Eng. Prog*., vol. 45 no. 1, pp. 39–48.

Luu, M., Bergles, A. E. (1980). Enhancement of Horizontal In-Tube Condensation of Refrigerant-113. *ASHRAE Transaction,* vol. 86, no. 1, pp. 293-312.

McAdams, W.H. (1954). *Heat Transmission*, (3rd ed.). New York: Mac-Graw-Hill.

Ming, Z. (1998). *A New Equivalent Reynolds Number Model For Vapor Shear-Controlled Condensation inside Smooth and Micro-Fin Tubes* (PhD. Thesis). ProQuest Information and Learning Company, UMI Number: 9836803.

Miyara, A., Nonaka, K., Taniguchi, M. (2000). Condensation heat transfer and flow pattern inside a herringbone-type micro-fin tube. *International Journal of Refrigeration*, vol. 23, pp. 141-152.

Miyara, A., Otsubo, Y. (2002). Condensation heat transfer of herringbone micro fin tubes. *Int. J. Therm. Sci.,* vol. 41, pp. 639–645.

Miyara, A., Otsubo, Y., Ohtsuka, S., Mizuta, Y. (2003). Effects of fin shape on condensation in herringbone microfin tubes. *International Journal of Refrigeration*, vol. 26, pp. 417–424.

Moalem Maron, D., Brauner, N., Weinberg, J. (1984). Characteristics of wavy film flow in the presence of interfacial shear. *Chem. Eng. J.,* vol. 28, pp. 139–150.

Monrad, C.C., Badger, W. L. (1930). The Condensation of Vapors. *Industrial and Engineering Chemistry*, vol. 22, no. 10

Müller-Steinhagen, H., Heck K. (1986). A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes, *Chem. Eng. Process*, vol. 20, pp. 297–308.

Numrich, R., Müller, J. (2010). *Filmwise Condensation of pure vapors, VDI Heat Atlas* (2nd ed.). Berlin: Springer-Verlag Heidelberg.

Nusselt, W. (1916). Die Oberflachen Kondensation des Wasserdampfes. *Zeitschr Ver. Deutsh. Ing.*, vol. 60, pp. 541–546.

Oh, S., Revankar, S. T. (2005). Complete Condensation in a Vertical Tube Passive Condenser. *Int. Comminications in Heat and Mass Transfer*, vol. 32, pp. 593-602.

Ohira, K. (2001). Laminar Film Condensation Heat Transfer of Hydrogen and Nitrogen Inside a Vertical Tube. *Heat Transfer—Asian Research*, vol. 30, No. 7, pp. 542-560.

Olivier, J. A., Liebenberg, L., Thome, J. R., Meyer, J. P. (2007). Heat transfer, pressure drop, and flow pattern recognition during condensation inside smooth, helical micro-fin, and herringbone tubes. *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, pp. 609-623.

Park, C. Y., Hrnjak, P. (2008). NH3 in-tube condensation heat transfer and pressure drop in a smooth tube. *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, pp. 643 – 651

Park, K., Jung, D., Seo, T. (2008). Flow condensation heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants and dimethyl ether inside a horizontal plain tube. *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 34, pp. 628–635.

Pei-Wen, Li, Min Chen, Wen-Quan, T. (2000). Theoretical Analysis and Experimental Investigation on Local Heat Transfer Characteristics of HFC-134a Forced-Convection Condensation inside Smooth Horizontal Tubes. *Heat Transfer Engineering*, vol. 21, pp. 34–43.

Peterson, P.F., Schrock, V.E., Kuhn, S.Z. (1997). Recent Experiments for Laminar and Turbulent Film Heat Transfer in Vertical Tubes. *Nuclear Engineering and Design*, vol. 175, pp. 157-166.

Reichardt, H. (1951). Die Gründlagen Des Turbulenten Warmeuberganges. *Archiv Gesamte Warmetechnik*, vol. 617, pp. 129 – 143.

Rohsenow, W.M., Weber, J.H., Ling, A.T. (1956). Effect of vapor velocity on laminar and turbulent film condensation. *Trans. ASME*, vol. 78, pp. 1637–1643.

Rose, J. W. (2006). Enhanced Condensation Heat Transfer. *JSME International Journal, Series B*, vol. 49, no.3.

Rosson, H.F., Meyers J.A. (1965). Point Values of Condensing Film Coefficients Inside a Horizontal Pipe. *Chemical Engineering Progress Symposium Series,* vol. 61, pp. 190-199.

Shah, M. M. (1979). A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 22, pp. 547-556.

Shah, M. M. (2009). An Improved and Extended General Correlation for Heat transfer During Condensation in Plain Tubes. *HVAC&R Research*, vol. 15, no.5, pp. 889-913.

Shao, D. W., Granryd, E. (1998). Experimental and theoretical study on flow condensation with non-azeotropic refrigerant mixtures of R32/R134a. *lnt. Journal of Refrigeration,* vol. 21, no. 3, pp. 230-246

Shikazono, N., Itoh, M., Uchida, M., Fukushima, T., Hatada, T. (1998). Predictive equation proposal for condensation heat transfer coefficient of pure refrigerants in horizontal microfin tubes, *Transact. Jpn. Soc. Mech. Eng.,* vol. 64, pp. 196–203.

Soliman, M., Schuster, J.R., Berenson, P.J. (1968). A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation. *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 90, pp. 267-276.

Szablewski, W. (1968). Turbulent Parallelstromunjen. *Zeitshr. Ang. Math. Mech.,* vol. 48, pp. 35.

Tandon, T.N., Varma, H.K., Gupta, C.P. (1982). A new flow regime map for condensation inside horizontal tubes. *J. Heat Transfer,* vol. 104, pp. 763–768.

Tandon, T. N., Varma, H. K., Gupta, C. P. (1995). Heat Transfer During Forced Convection Condensation Inside Horizontal Tube, *International Journal of Refrigeration*, vol. 18, no. 3, pp. 210–214.

Thome, J. R. (2005). Condensation in Plain Horizontal Tubes: Recent Advances in Modelling of Heat Transfer to Pure Fluids and Mixtures. *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.*, vol. XXVII, no.1., pp. 23-30.

Traviss, D.P., Rohsenow, W.M., Baron, A.B. (1973). Forced-Convection Condensation Inside Tubes: A Heat Transfer Equation for Condenser Design. *ASHRAE Transactions*, vol. 79, no. 2, pp. 31-39.

Wang, B., Du, X. (2000). Study on laminar film-wise condensation for vapor flow in an inclined small/mini-diameter tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 1859-1868.

Wang, H. S., Honda, H. (2003). Condensation of refrigerants in horizontal microfin tubes: Comparison of prediction methods for heat transfer. *International Journal of Refrigeration*, vol. 26, pp 452–460

Wang, W. C., Ma, X. H., Wei, Z. D., Yu, P. (1998).Two-phase Flow Patterns and Transition Characteristics for In-tube Condensation with Different Surface Inclinations. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 41, pp. 4341-4349.

Whalley, P. B. (1987). *Boiling, Condensation and Gas-Liquid Flow, Chapter 9.* Oxford: Clarendon Press.

Wilke, W. (1962). Warmeubergang an Reiselfilme, *Ver. Deut. Ingr. Forshungsh*. vol. 490.

Xuehu, M., Briggs, A., Rose, J. W. (2004). Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics for Condensation of R113 in a Vertical Micro-finned Tube with Wire Insert. *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, vol. 31, no.5, pp. 619-627.

Yu, J., Koyama, S. (1998) Condensation Heat Transfer of Pure Refrigerants in Microfin Tubes, *Proc. Int. Refrigeration Conf*., Purdue, Indiana, pp. 325–330.

EKLER

EK A : Belirsizlik Analizi

EK B : Kalibrasyon Verileri

EK A : Belirsizlik Analizi

Bu bölümde deneysel çalışma kapsamında yapılan belirsizlik analizinin detaylarına yer verilmiştir. Belirsizliği belirlenen başlıca parametreler; test borusundan çekilen ısı ($\dot{Q}$), kızgın buharın doyma noktasına gelmesi için çekilmesi gereken duyulur ısı ($\dot{Q}_{K,duyulur}$), test borusundan çekilen gizli ısı ($\dot{Q}_{gizli}$), Test borusu boyunca buhar kalitesi değişimi (Δx), test borusu boyunca çekilen ısı akısı (q"), Cidar iç yüzey sıcaklığı ($T_{c,iç}$), soğutucu akışkan doyma ve cidar sıcaklık farkı (ΔT_{cidar}),yerel ısı taşınım katsayısı (h) olarak belirlenmiştir.

1. Test borusundan çekilen ısı soğutma suyunun debisi ve giriş çıkış sıcaklık farkının fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Suyun özgül ısısı sıcaklığa bağlı çok fazla farklılık göstermediği için sabit alınmıştır ve belirsizliği ihmal edilmiştir.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{su} c_{p,su} \Delta T_{su} \tag{A.1}$$

$$w_{\dot{Q}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}_{su}} w_{\dot{m}_{su}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \Delta T_{su}} w_{\Delta T_{su}} \right)^2} \tag{A.2}$$

$$w_{\dot{Q}} = \sqrt{\left(c_{p,su} \Delta T_{su} w_{\dot{m}_{su}} \right)^2 + \left(c_{p,su} \dot{m}_{su} w_{\Delta T_{su}} \right)^2} \tag{A.3}$$

2. Kızgın buharın doyma noktasına gelmesi için çekilmesi gereken duyulur ısı

$$\dot{Q}_{K,duyulur} = \dot{m}_{R134a} c_{p,R134a} \left[T_g - T_d \right] \tag{A.4}$$

$$w_{\dot{Q}_{K,duyulur}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}_{R134a}} w_{\dot{m}_{R134a}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \left[T_g - T_d \right]} w_{\left[T_g - T_d \right]} \right)^2} \tag{A.5}$$

$$w_{\dot{Q}_{K,duyulur}} = \sqrt{\left(w_{\dot{m}_{R134a}} c_{p,R134a} \left[T_g - T_d \right] \right)^2 + \left(\dot{m}_{R134a} c_{p,R134a} w_{\left[T_g - T_d \right]} \right)^2} \tag{A.6}$$

3. Test borusundan çekilen gizli ısı

$$\dot{Q}_{gizli} = Q - \dot{Q}_{K,duyulur} \tag{A.7}$$

$$w_{\dot{Q}_{gizli}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{gizli}}{\partial \dot{Q}} w_{\dot{Q}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{gizli}}{\partial \dot{Q}_{K,duyulur}} w_{\dot{Q}_{K,duyulur}}\right)^2} \quad \textbf{(A.8)}$$

$$w_{\dot{Q}_{gizli}} = \sqrt{\left(w_{\dot{Q}}\right)^2 + \left(w_{Q_{K,duyulur}}\right)^2} \quad \textbf{(A.9)}$$

4. Test borusu boyunca buhar kalitesi değişimi Soğutucu akışkanın doymuş buhar ve sıvı entalpilerine ait belirsizlikler ihmal edilmiştir.

$$\Delta x = \frac{\dot{Q}_{gizli}}{\dot{m}_{R134a}\left(h_{d,b} - h_{d,s}\right)} \quad \textbf{(A.10)}$$

$$w_{\Delta x} = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta x}{\partial \dot{m}_{R134a}} w_{\dot{m}_{R134a}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta x}{\partial \dot{Q}_{gizli}} w_{\dot{Q}_{gizli}}\right)^2} \quad \textbf{(A.11)}$$

$$w_{\dot{Q}_{K,duyulur}} = \sqrt{\left(w_{\dot{m}_{R134a}} c_{p,R134a}\left[T_g - T_d\right]\right)^2 + \left(\dot{m}_{R134a} c_{p,R134a} w_{\left[T_g - T_d\right]}\right)^2} \quad \textbf{(A.12)}$$

5. Test borusu boyunca çekilen ısı akısı

$$q'' = \frac{\dot{Q}_{gizli}}{\pi d L} \quad \textbf{(A.13)}$$

$$w_{q''} = \sqrt{\left(\frac{\partial q''}{\partial \dot{Q}_{gizli}} w_{\dot{Q}_{gizli}}\right)^2 + \left(\frac{\partial q''}{\partial D} w_D\right)^2 + \left(\frac{\partial q''}{\partial L} w_L\right)^2} \quad \textbf{(A.14)}$$

$$w_{q''} = \sqrt{\left(\frac{1}{\pi D L} w_{\dot{Q}_{gizli}}\right)^2 + \left(-\frac{\dot{Q}_{gizli}}{\pi D^2 L} w_D\right)^2 + \left(-\frac{\dot{Q}_{gizli}}{\pi D L^2} w_L\right)^2} \quad \textbf{(A.15)}$$

6. Cidar iç yüzey sıcaklığı için belirsizlik analizi yapılırken işlemlerin kolaylığı açısından iç ve dış çap belirsizlikleri ihmal edilmiştir.

$$T_{c,iç} = T_{c,dış} + \frac{q'' d_{iç} \ln\left(\frac{d_{dış}}{d_{iç}}\right)}{2k_{boru}} \quad \textbf{(A.16)}$$

$$w_{T_{c,iç}} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{c,iç}}{\partial q''} w_{q''}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{c,iç}}{\partial T_{c,dış}} w_{T_{c,dış}}\right)^2} \quad \textbf{(A.17)}$$

$$w_{T_{c,iç}} = \sqrt{\left(\frac{D_{iç} \ln\left(D_{dış}/D_{iç}\right)}{2k_{boru}} w_{q''}\right)^2 + \left(w_{T_{c,dış}}\right)^2} \quad \textbf{(A.18)}$$

7. Soğutucu akışkan doyma ve cidar sıcaklık farkı

$$\Delta T_{cidar} = T_d - T_{c,iç} \quad \textbf{(A.19)}$$

$$w_{\Delta T_{cidar}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta T_{cidar}}{\partial T_d} w_{T_d}\right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta T_{cidar}}{\partial T_{c,iç}} w_{T_{c,iç}}\right)^2} \quad \textbf{(A.20)}$$

$$w_{\Delta T_{cidar}} = \sqrt{\left(w_{T_d}\right)^2 + \left(w_{T_{c,iç}}\right)^2} \quad \textbf{(A.21)}$$

8. Boru boyunca gerçekleşen yerel ısı taşınım katsayısı

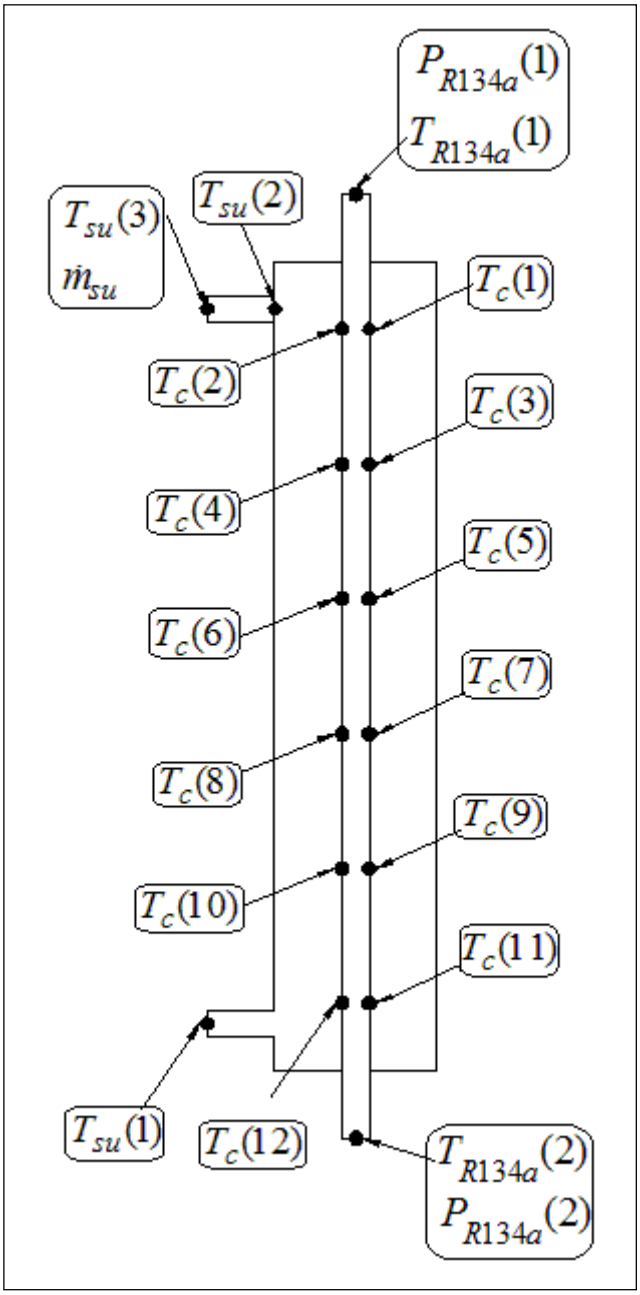
$$h = \frac{q''}{\left(T_d - T_{c,iç}\right)} \quad \textbf{(A.22)}$$

$$w_h = \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial q''} w_{q''}\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_{c,iç}} w_{T_{c,iç}}\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_d} w_{T_d}\right)^2} \quad \textbf{(A.23)}$$

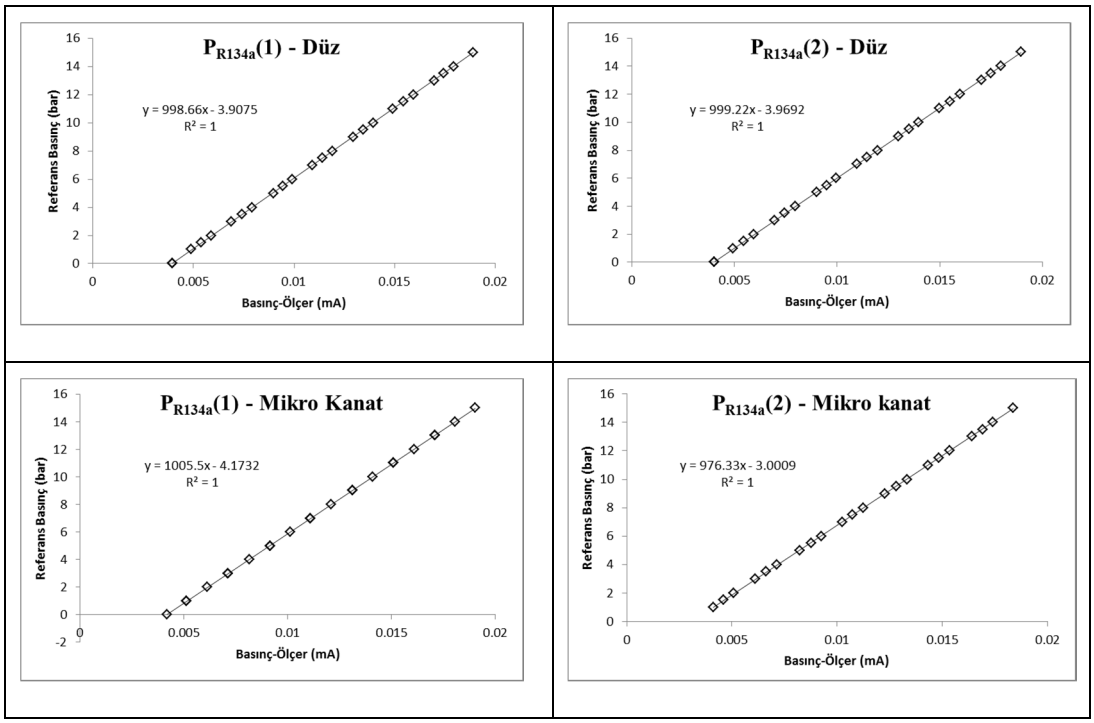
$$w_h = \sqrt{\left(\frac{1}{\left(T_d - T_{c,iç}\right)} w_{q''}\right)^2 + \left(\frac{q''}{\left(T_d - T_{c,iç}\right)^2} w_{T_{c,iç}}\right)^2 + \left(\frac{q''}{\left(T_d - T_{c,iç}\right)^2} w_{T_d}\right)^2} \quad \textbf{(A.24)}$$

EK B : Kalibrasyon Verileri

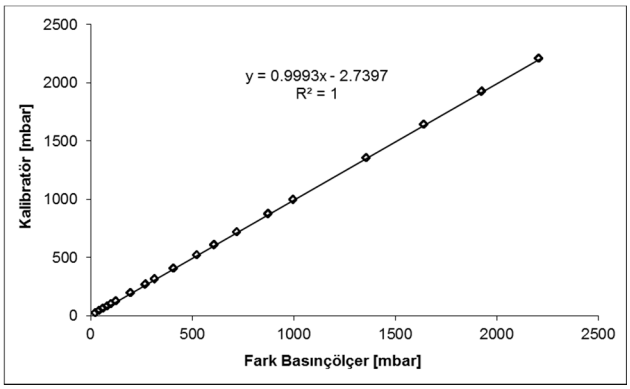
Deney tesisatında kalibre edilen duyargalar test borusunda yer almaktadır. Hem düz hem de mikro kanatlı boru için Şekil Ek B.1'de belirtilen düzen oluşturulmuştur. Bunlara ek olarak fark basınçölçer, koriolis ve türbin tip debimetreler ile ilgili kalibrasyon verileri de sunulmuştur.



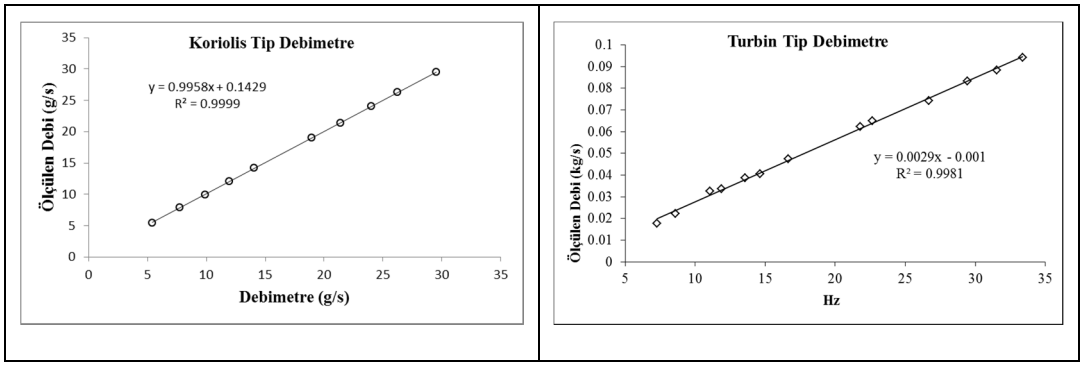
Şekil B.1: Test borusunda yer alan sıcaklık basınçölçerlerin yerleşim şeması



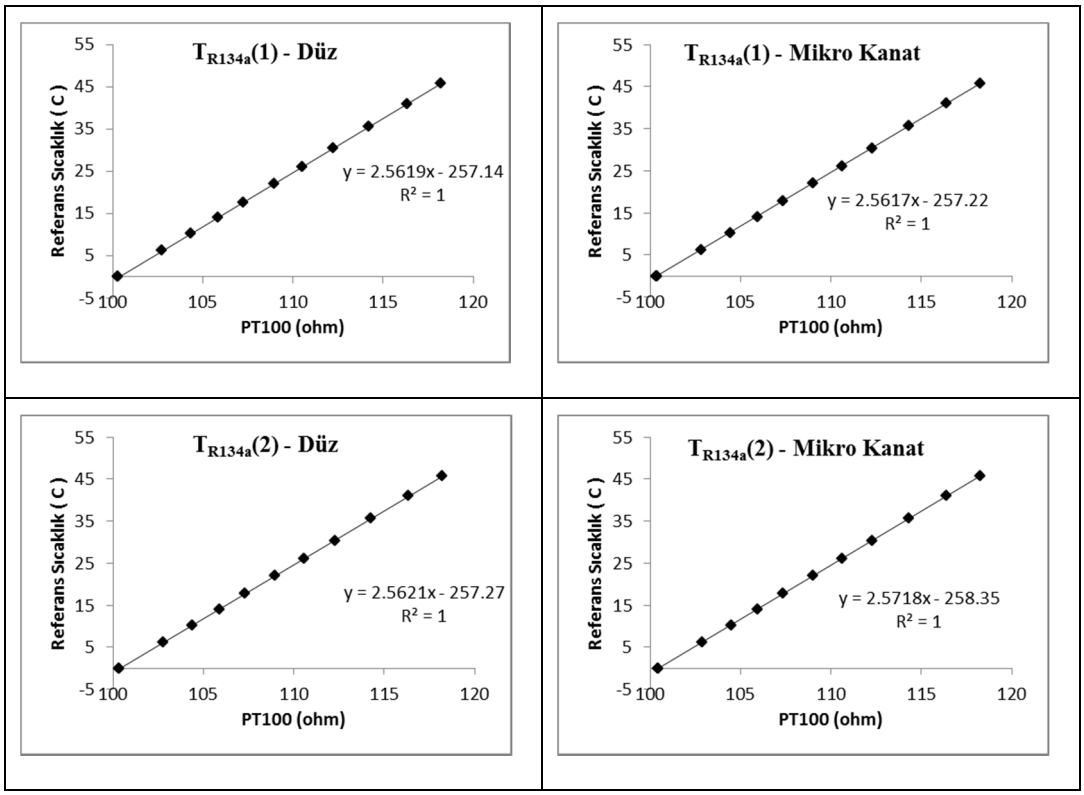
Şekil B.2: Etkin Basınçölçer Kalibrasyon Eğrileri



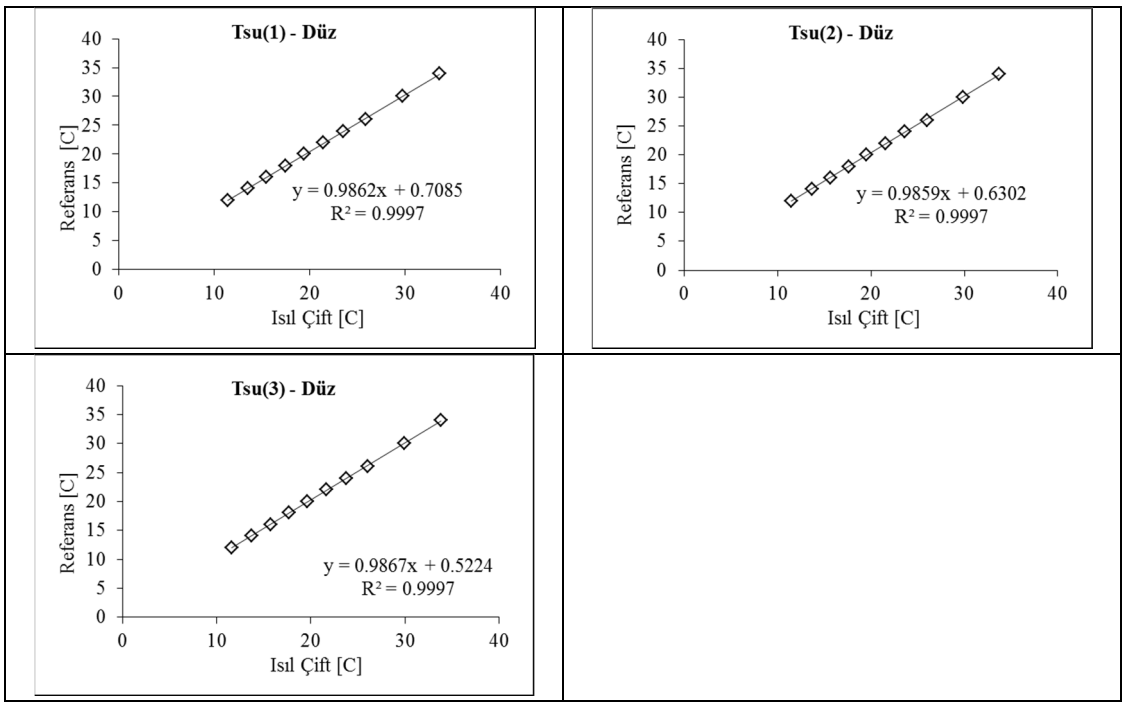
Şekil B.3: Fark Basınçölçer Kalibrasyon Eğrisi



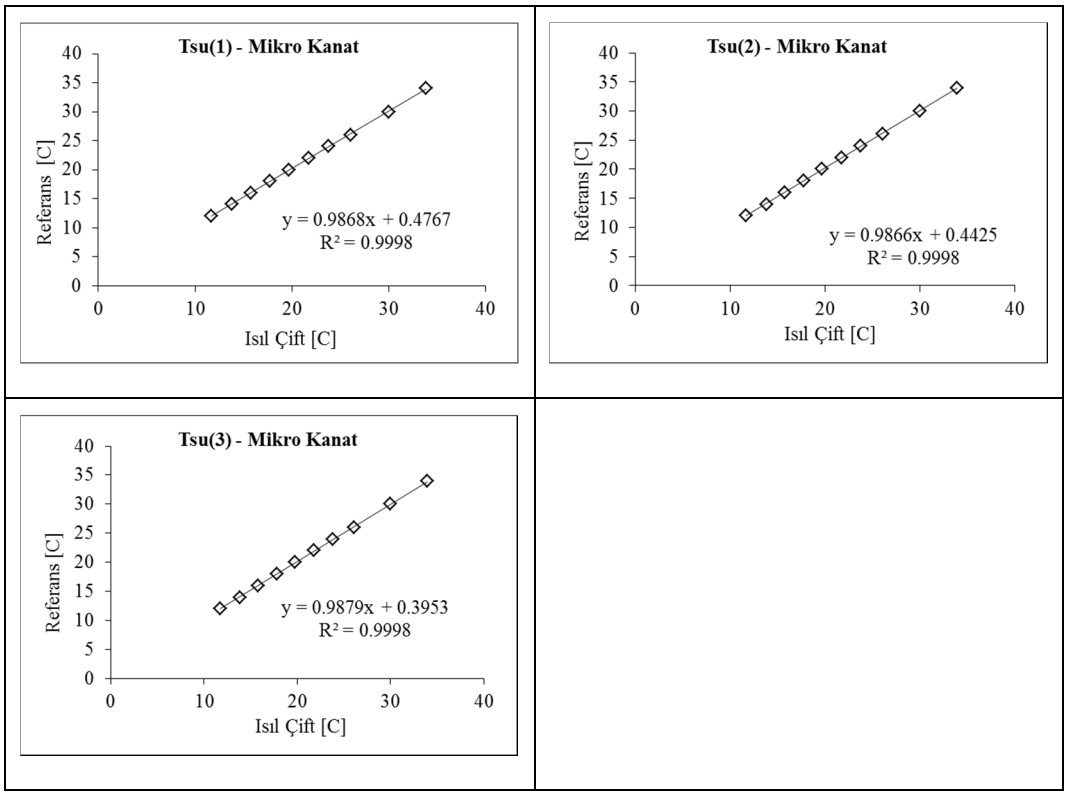
Şekil B.4: Debimetre Kalibrasyon Eğrileri



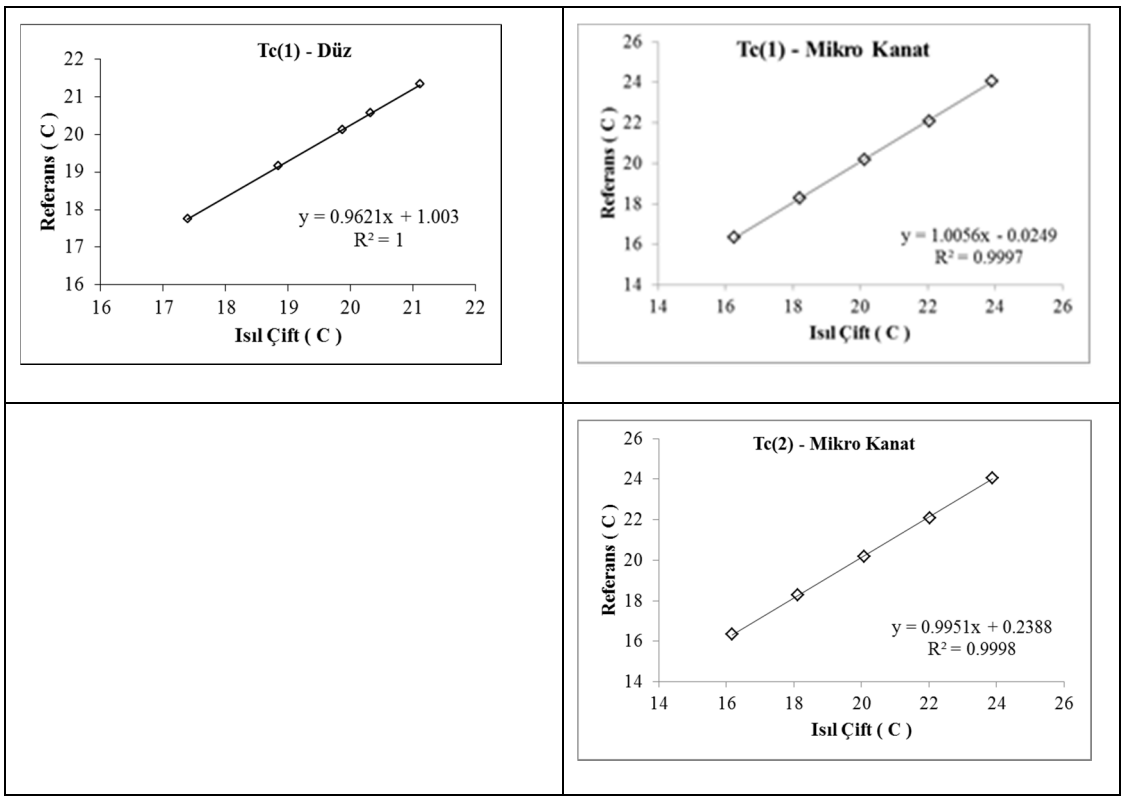
Şekil B.5: PT100 Kalibrasyon Eğrileri



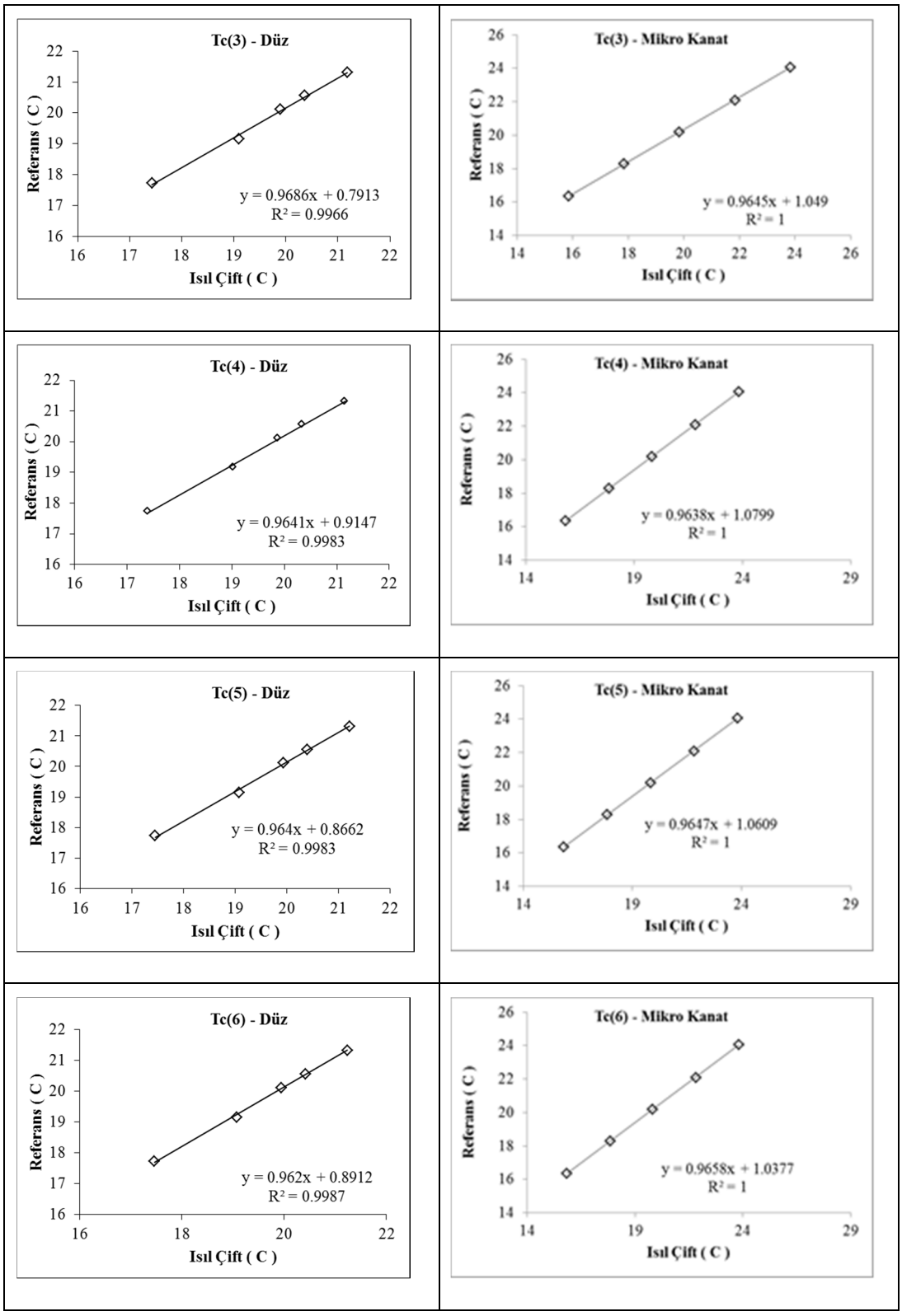
Şekil B.6: Soğutma Suyu Isıl Çift Kalibrasyon Eğrileri (İç yüzeyi düz Boru)



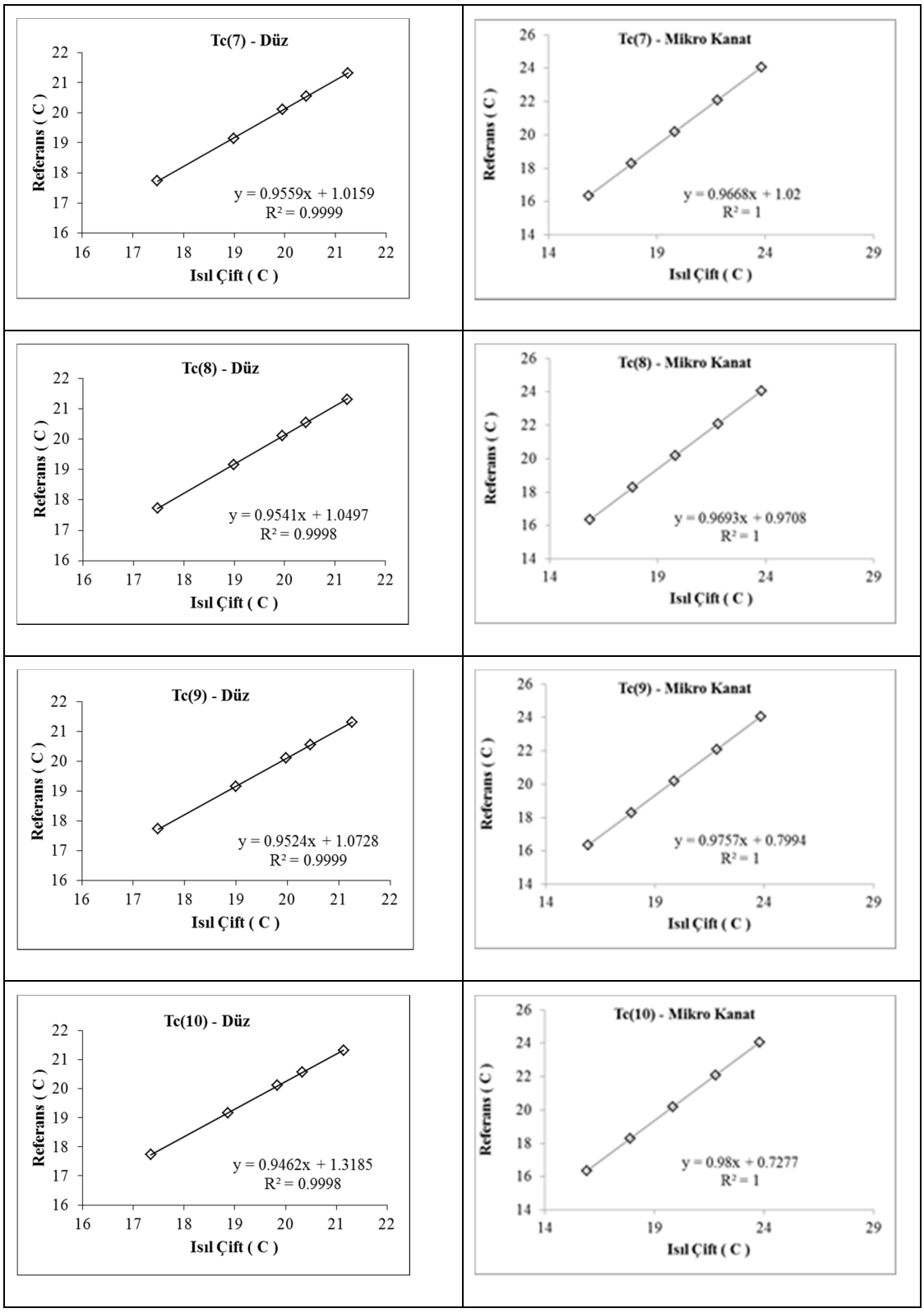
Şekil B.7: Soğutma Suyu Isıl Çift Kalibrasyon Eğrileri (Mikro-kanatlı boru)



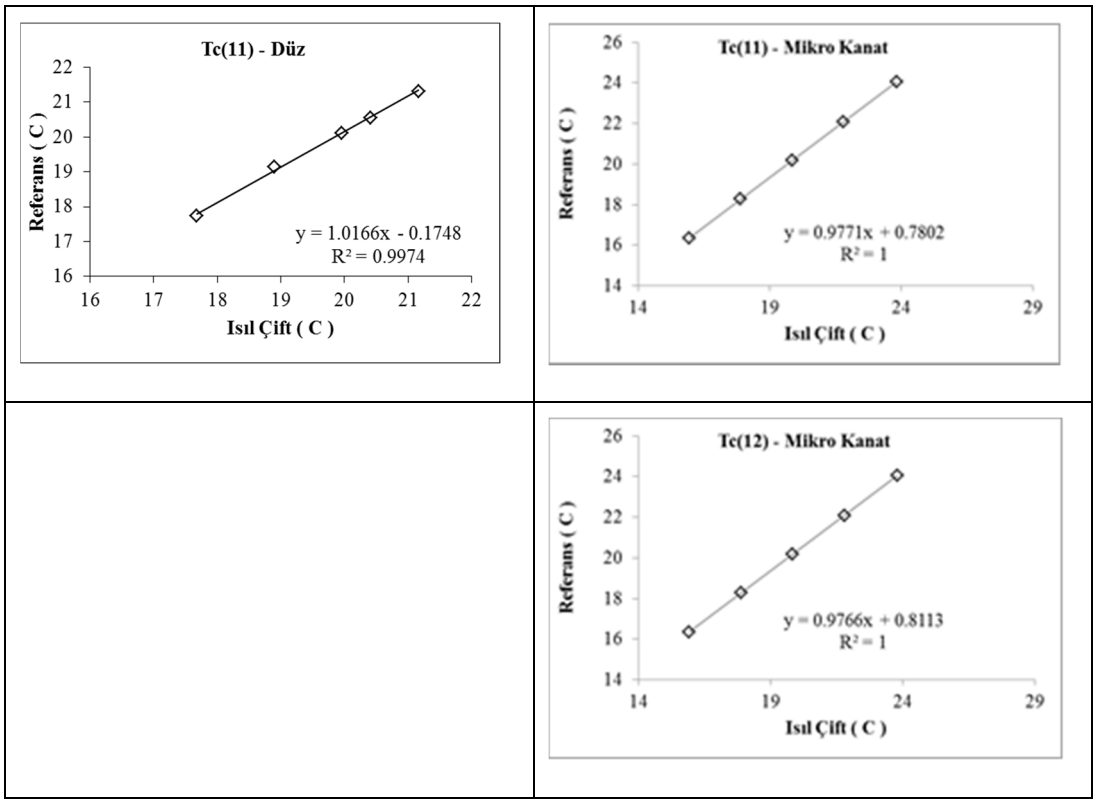
Şekil B.8: Cidar Isıl Çift Kalibrasyon Eğrileri



Şekil B.8 (Devam): Cidar Isıl Çift Kalibrasyon Eğrileri



Şekil B.8 (Devam): Cidar Isıl Çift Kalibrasyon Eğrileri



Şekil B.8 (Devam): Cidar Isıl Çift Kalibrasyon Eğrileri

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Gökhan ARSLAN

Doğum Yeri ve Tarihi: Erzincan, 01/01/1981

Adres: İTÜ Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü

E-Posta: arslango@itu.edu.tr, garslan1@gmail.com

Lisans: Marmara Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Isı-Akışkan programı

Mesleki Deneyim ve Ödüller:

2005-…, Araştırma Görevlisi (İTÜ Makina Mühendisliği Bölümü, Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı)

2011 Derbentli Başarı Ödülü

Yayın ve Patent Listesi:

1. Gökhan Arslan, Mustafa Özdemir. "Correlation to Predict Heat Transfer of an Oscillation Loop Heat Pipe Consisting of Three Interconnected Columns," *Energy Conversion and Management,* 49, 2337-2344 (2008)

2. Gökhan Arslan, Nurdil Eskin. "Analysis of Hybrid HVAC Systems Using Wind and Solar Energy For Non-Residential Buildings.", 05/2010, 10th REHVA World Congress, Antalya- Turkey, 09.05.2010 - 12.05.2010

3. Nurdil ESKİN, **Gökhan ARSLAN**, Tuğçe BALCI. "Effect of Design and Operation Parameters on Heat Transfer Coefficient in Condensers." 16th International THERMO Conference 1-3.07.2009 Hungary

4. Gökhan Arslan, Nurdil Eskin. "Yatay konumdaki buharlaştırıcılarda basınç kayıplarını hesaplamak için kullanılan metodların geçerliliğinin farklı soğutucu akışkanlara ve çalışma şartlarına göre kıyaslanması." 1. Soğutma teknolojileri sempozyumu, İzmir 2008.

5. Gökhan Arslan, Nurdil Eskin. "Buharlaştırıcılarda Isı Taşınım Katsayısının Farklı Soğutucu Akışkanlara, Çalışma Şartlarına ve Akış Rejimine Göre İncelenmesi." 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi. 24-27 Haziran 2009

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

1. Gökhan Arslan, Nurdil Eskin, 2011. "Experimental Study On Flow Condensation Heat Transfer Characteristics Of Pure R134a Vapor Inside A Vertical Smooth Tube." International Science and Technology Conference, Istanbul, 7-9 December 2011.

2. Nurdil Eskin, **Gökhan Arslan**, 2011. "Effect Of Design And Operation Parameters On Heat Transfer Coefficient In Condensers." TMT 2011, Prague, Czech Republic, 12-18 September 2011.

3. Nurdil ESKİN, **Gökhan ARSLAN**. "Comparison of Boiling Heat Transfer Coefficient and Pressure Drop Correlations for Evaporators". 16th International THERMO Conference 1-3.07.2009 Hungary