

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN YATAY BORU İÇİNDE
HALKA AKIŞ ŞARTLARINDA YOĞUŞMASININ
İNCELENMESİ**

Makine Yük.Müh. Özden AĞRA

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

DOKTORA TEZİ

Tez Savunma Tarihi : 07 Aralık 2007

Tez Danışmanı : Prof. Dr. İsmail TEKE (Y.T.Ü)

Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Hasan A. HEPERKAN (Y.T.Ü)

: Prof. Dr. Ahmet Rasim BÜYÜKTÜR (İ.T.Ü)

: Prof. Dr. Seyhan ONBAŞIOĞLU (İ.T.Ü)

: Prof. Dr. Galip TEMİR (Y.T.Ü)

İSTANBUL, 2007

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
KISALTMA LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖNSÖZ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT.....	xv
1. GİRİŞ	1
2. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR VE ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKAN İSOBÜTAN	3
2.1 Soğutucu Akışkanlar ve Beklenen Özellikler	3
2.1.1 Soğutucu akışkanlardan beklenen özellikler.....	3
2.2 Soğutucu Akışkanlar ile İlgili Kavramlar	4
2.2.1 Küresel ısıtma potansiyeli.....	4
2.2.2 Küresel ısınma etkisi (Sera etkisi)	4
2.2.3 Zehirlilik sınır değeri	4
2.2.4 Tutuşma alt sınırı	5
2.2.5 Soğutma etkinliği	5
2.2.6 Ozon tahrip etme potansiyeli	5
2.3 Alternatif Soğutucu Akışkan İsobütan (R600a).....	8
3. KAYNAK ARAŞTIRMASI	13
3.1 Boşluk Oranı ile İlgili Geliştirilen korelasyonlar.....	14
3.2 Yatay Boruda İki Fazlı Akış Rejimleri	22
3.2.1 Akış rejimlerine göre oluşturulan akış haritaları üzerinde yapılan çalışmalar.....	25
3.2.1.1 Baker'in akış haritası	26
3.2.1.2 Mandhane'nin Akış Haritası	26
3.2.1.3 Taitel ve Dukler Akış Haritası	27
3.2.1.4 Soliman'in akış haritası.....	31
3.2.1.5 Tandon'un akış haritası	33
3.2.1.6 Cavallini ve arkadaşlarının akış haritası üzerindeki çalışması	34
3.2.1.7 Breber'in akış haritası	35
3.2.1.8 Literatürde karşılaşılan akış rejimleri ile ilgili diğer çalışmalar	36
3.3 İki Fazlı Akışta Basınç Düşüşü.....	40
3.4 Yatay Boru İçindeki Yoğuşmada Isı Taşınım Katsayıları ile İlgili Yapılan Çalışmalar	55

3.4.1	Yerçekiminin etkin olduğu iç akışlar (Katmanlı Akışlar) için geliştirilen korelasyonlar	55
3.4.2	Halka akış için geliştirilen temel yaklaşımlar	63
3.4.2.1	İki Faz Çarpanı Yaklaşımı	63
3.4.2.2	Kayma temelli yaklaşımlar	69
3.4.2.3	Sınır Tabaka Analizi Yaklaşımı	71
3.5	Hidrokarbonlar ile ilgili yapılan çalışmalar	76
3.6	Literatür Araştırmasının Değerlendirilmesi	83
4.	DENEY DÜZENİĞİ	85
4.1	Deney Düzenliğinin Kısımları	88
4.1.1	Birinci ısıtıcı (No:3)	88
4.1.2	İkinci Isıtıcı (Buharlaştırıcı) (No:4)	89
4.1.3	Karışım odası (No:6)	91
4.1.4	Akış Gözetleme Camları (No:8,11)	93
4.1.5	Test Bölgesi (No:10)	94
4.1.6	Ayırıcı (Seperatör) (No:12)	96
4.1.7	Ölçekli Kaplar (No:14)	97
4.1.8	İkinci Kondenser (No:13)	99
4.1.9	Sıvı Tankı (No:15)	99
4.2	Deney Tesisatının Bölümleri	100
4.2.1	Soğutucu Akışkan Devresi	100
4.2.2	Soğutma Suyu Devresi	101
4.2.3	DeneySEL Ölçümler, Ölçüm Elemanları ve Veri Toplama	102
4.2.3.1	Sıcaklık Ölçümleri	104
4.2.3.1.1	RTD kalibrasyonu	104
4.2.3.1.2	Termoelemanların Kalibrasyonu	105
4.2.3.2	Basınç Ölçümleri	107
4.3	Deney Tesisatının Hazırlanması	109
4.4	DeneySEL Veriler ile Soğutucu akışkan İçin Hesap Yöntemi	111
4.4.1	Buharlaştırıcıdan Çıkan Buhar Miktarının Tespiti	111
4.4.2	Test Ünitesine Girişteki Kuruluk Derecesinin Tespiti	112
4.4.3	Su Tarafına Transfer olan Isı Miktarı	112
4.4.4	Test Ünitesi İçerisindeki Isı Taşınım Katsayısının Tespiti	113
4.5	Hata Analizi	114
4.5.1	Belirsizlik Analizi Yöntemi	114
4.5.2	Bağımlı Değişkenlerin Belirsizliklerinin Tespiti	115
4.5.2.1	Test Borusu Girişinde Kuruluk Derecesi (x_g)	115
4.5.2.2	Test Bölgesinden Transfer Edilen Isı	116
4.5.2.3	Soğutucu Akışkana Ait Taşınım Katsayısı	116
5.	DENEYSEL İNCELEME SONUÇLARI	118
5.1	R600a Yoğuşmasında Elde Edilen Isıl Parametrelere İlişkin Sonuçlar	118
5.2	R600a Yoğuşmasında Basınç Düşümüne İlişkin Sonuçlar	129
6.	MATEMATİK MODEL	133
6.1	Akım Tipinin Belirlenmesi	134
6.2	Sıvı KütleSEL DeBisinin Belirlenmesi	135
6.3	Hız Dağılımının Belirlenmesi	135
6.4	Sıvı Filmi Kalınlığının Belirlenmesi	136
6.5	Sıcaklık Dağılımının Belirlenmesi	136

6.6	Yüzeyden Geçen Isı Miktarının Bulunması.....	138
6.7	Yoğuşmadaki Taşınım Katsayısının Belirlenmesi.....	138
6.8	Sonuç.....	139
7.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	141
7.1	Sonuçlar	141
7.2	Öneriler	147
KAYNAKLAR		148
ÖZGEÇMİŞ		154

SİMGE LİSTESİ

A	Kesit alanı, [m ²]
Bo	Bond sayısı, [-]
Cp	Sabit basınçta özgül ısı, [kJ/kg.K]
d	Boru çapı, [m]
ΔP_g	Yerçekiminden kaynaklanan basınç düşümü, [Pa]
ΔP_s	Sürtünmeden kaynaklanan basınç düşümü, [Pa]
ΔP_h	Hız değişiminden kaynaklanan basınç değişimi, [Pa]
ΔP_T	Toplam basınç düşüşü, [Pa]
Δx	Kuruluk derecesindeki değişim, [-]
Fr	Froude sayısı, [-]
Fr _{TD}	Taitel Dukler düzeltilmiş Froude sayısı, [-]
Fr _{So}	Soliman'ındüzeltilmiş Froude sayısı, [-]
f	Sürtünme faktörü, [-]
f _{tp}	İki fazlı akışta sürtünme katsayısı, [-]
G	Kütleli akı, [kg/m ² .s]
G _{eş}	Eşdeğer kütleli akı, [kg/m ² .s]
Ga	Galileo sayısı, [-]
g	Yerçekimi ivmesi [m/s ²]
h	Isı taşıma katsayısı, [W/m ² K]
h _{sb}	Buharlaştırma gizli ısı, [kJ/kg]
J	Yüzeyli (superficial) hız [m/s]
Ja	Jacob sayısı, [-]
k	Isı iletim katsayısı, [W/m.K]
L	Test borusunun uzunluğu, [m]
$\dot{m}$	Soğutucu akışkan kütleli debisi, [kg/s]
$\dot{m}_s$	Soğutma suyu kütleli debisi, [kg/s]
Nu	Nusselt sayısı, [-]
P	Basınç,[Pa]
Pr	Prandtl sayısı, [-]
Q	Hacimsel debi, [m ³ /s]
$\dot{Q}$	Isıl güç, [W]

$\dot{Q}_s$	Suyun çektiği ısı gücü, [W]
$P_{red.}$	İndirgenmiş basınç (P/P_{kr})
P_{kr}	Kritik Basınç
Re	Reynolds sayısı, [-]
$Re_{eş}$	Eşdeğer Reynolds sayısı, [-]
S	Kayma oranı
T	Sıcaklık, [$^{\circ}C$, K]
u	Hız, [m/s]
u^{+}	Boyutsuz Hız [-]
U	Toplam ısı geçiş katsayısı, [W/m ² .K]
v	Özgül hacim, [m ³ /kg]
V	Hacim, [m ³]
x	Kuruluk derecesi, [-]
X	Lockhart-Martinelli parametresi, [-]
We	Weber sayısı, [-]

Yunan Harfleri

α	Boşluk oranı, [-]
δ	Sıvı filmi kalınlığı, [m]
$\bar{\delta}$	Boyutsuz sıvı filmi kalınlığı, [m]
μ	Dinamik viskozite, [Pa.s]
ν	Kinematik viskozite, [m ² /s]
ρ	Yoğunluk, [kg/m ³]
σ	Yüzey gerilmesi, [N/m]
τ	Kayma gerilmesi, [N/m ²]
Φ	İki faz çarpanı, [-]
ϕ	Yatay ile olan açı

Alt İndisler

a	Ara yüzey
b	Buhar
ç	Çıkan
bo	Tüm akış buhar
d	Duvar
eş	Eşdeğer
f	Film
g	Giren
i	İç
l	Laminar
ort	Ortalama
s	Sıvı
doy	Doyma
so	Tüm akış sıvı
t	Türbülans
tp	İki fazlı
y	Yüzey

KISALTMA LİSTESİ

CFC	Kloroflorokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
TLV	Zehirlilik Sınır Değeri
LFL	Tutuşma Alt Sınırı
ODP	Ozon Tüketme Potansiyeli
GWP	Küresel Isınma Potansiyeli

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 R600a soğutucu akışkanının kimyasal yapısı	8
Şekil 2.2 Doyma basıncının sıcaklığa göre değişimi	10
Şekil 3.1 Yatay boru içerisinde yoğunlaşmada ki akışın şematik şekli [Thome 2004]	13
Şekil 3.2 Farklı akım tiplerinde yoğunlaşmanın özellikleri[Nino V.1997]	14
Şekil 3.3 Boşluk oranının şematik şekli.....	14
Şekil 3.4 R600a soğutucu akışkanının 4mm iç çaplı borudaki akışında çeşitli metodlarla elde edilen boşluk oranlarının mukayesesi	18
Şekil 3.5 R600a için boşluk oranı metodlarının mukayesesi	19
Şekil 3.6 Farklı boşluk oranı ifadelerinin deneysel ve hesaplanan taşınım katsayısındaki etkileri.....	20
Şekil 3.7 Yashar'a ait deneysel veriler ile boşluk oranı korelasyonlarının mukayesesi	21
Şekil 3.8 Yüksek hızın baskın olduğu akış rejimleri ve düşük buhar hızlarında yerçekiminin etkin olduğu akış rejimleri.....	23
Şekil 3.9 Mandhane'nin akış haritası(Dobson,1994).....	27
Şekil 3.10Taitel ve Dukler(1976) analizinde kullandıkları katmanlı akış	28
Şekil 3.11 Yatay akış için Taitel-Dukler'in akış haritası	31
Şekil 3.12 Soliman'ın geliştirdiği akış haritası	33
Şekil 3.13 Tandon'un boru içinde meydana gelen yoğunlaşma ile ilgili akış haritası	33
Şekil 3.14 Cavallini vd. geliştirdiği akış haritası	35
Şekil 3.15 Breber'in geliştirdiği akış haritası	35
Şekil 3.16 Deneyler sırasında meydana gelen akış rejimleri	36
Şekil 3.17 Kanal geometrisinin iki fazlı akış rejimleri arasındaki geçişe etkisi	37
Şekil 3.18 Hava-su ikilisi için akış rejimleri (d=3mm)	38
Şekil 3.19 Dobson-Chato'nun geliştirdiği akış haritası	38
Şekil 3.20 Soğutucu akışkanın farklı çaplardaki borular içerisinde yoğunlaşması sırasında oluşan farklı akış rejimlerine göre basınç düşüşleri.Garimella vd.(2005).....	54
Şekil 3.21 Jaster-Kosky ve Chato'nun korelasyonlarının karşılaştırılması (Dobson,1994)	58
Şekil 3.22 Akış şekillerinin basitleştirilmiş şeması	59
Şekil 3.23 Akıştaki ısı transfer mekanizmaları	59
Şekil 3.24 Cavallini verilerinin fa düzeltme faktörü olmaksızın karşılaştırılması.....	61
Şekil 3.25 Cavallini deneysel verilerinin fa düzeltme faktörü kullanılarak elde edilen sonuçlarla mukayesesi	62
Şekil 3.26 Düşük kütleli akılarda hidrokarbonlara ait taşınım katsayısı değerleri	62

Şekil 3.27 Hidrokarbonlar ile yapılan deneylerin kütleli akıya göre mukayesesi hata analizi	63
Şekil 3.28 Traviss'in incelemiş olduğu diferansiyel eleman	73
Şekil 3.29 Deney sisteminin şematik görüntüsü	77
Şekil 3.30 Yerel ısı taşınım katsayısının x 'e göre değışimi	78
Şekil 3.31 Ortalama ısı taşınım katsayısının kütle akısına göre değışimi	78
Şekil 3.32 Deneysel değlerlerin Shah'ın korelasyonu ile mukayesesi	79
Şekil 3.33 Deneysel değler ile Traviss'in korelasyonunun mukayesesi	79
Şekil 3.34 Deneysel değler ile Cavallini-Zecchin'in korelasyonunun mukayesesi	80
Şekil 3.35 Birim boydaki basınç düşüşünün kuruluk derecesi ile değışimi	80
Şekil 3.36 Birim boydaki ortalama basınç düşüşünün kütleli akı ile değışimi	81
Şekil 3.37 Taşınım katsayısının kütleli akıya göre değışimi	82
Şekil 3.38 Taşınım katsayısının kütleli akıya göre değışimi a) $205 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ b) $320 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$	82
Şekil 3.39 Kütleli akının $100 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ olması durumunda ısı taşınım katsayılarının buhar kuruluk derecesine göre değışimi	83
Şekil 4.1 Deney Tesisatının Şematik Gösterimi	86
Şekil 4.2 Deney Düzeneginin Fotoğrafları	87
Şekil 4.3 Birinci Isıtıcının Şematik Resmi	88
Şekil 4.4 Birinci Isıtıcı'nın Fotoğrafı	89
Şekil 4.5 İkinci Isıtıcı (Buharlaştırıcının) Şematik Resmi	90
Şekil 4.6 İkinci Isıtıcı İçinde Elektrikli Isıtıcının Yerleştirildiği Paslanmaz Kabin Fotoğrafı	90
Şekil 4.7 İkinci Isıtıcının (Buharlaştırıcı) Fotoğrafı	91
Şekil 4.8 Karışım Odasının Şematik Resmi	92
Şekil 4.9 Karışım Odasına Ait Değişik Fotoğraflar	92
Şekil 4.10 Akış Gözetleme Camının Genel Görüntüsü	93
Şekil 4.11 Akış Gözetleme Camı İçinde Akışın Fotoğrafı	94
Şekil 4.12 Test Bölgesinin Şematik Şekli	95
Şekil 4.13 Üzeri Silikon ile Kaplanmış Termoeleman Bağlantısı	95
Şekil 4.14 Test Ünitesinden Çıkan Termoeleman Kabloları ve Su Girişi	96
Şekil 4.15 Sıvı-Buhar Ayırıcının Fotoğrafı	97
Şekil 4.16 Yoğuşan Sıvının Biriktirildiği Ölçekli Kaplar	98
Şekil 4.17 Soğutkan Sıvısının Toplandığı Sıvı Tankının Fotoğrafı	99
Şekil 4.18 Veri Toplama Ünitesi (Datalogger)	102
Şekil 4.19 Test ünitesinde ($T_{\text{doyma}} - T_{\text{duvar}}$) sıcaklık farkını veren termoelemanların bağlantı şekli	106

Şekil 4.20 ($T_{\text{doyma}}-T_{\text{duvar}}$) sıcaklık farkını veren termoelemanların kalibrasyon esnasındaki fotoğrafı	106
Şekil 4.21 Basınç Transmitterlerinin Kalibrasyon Sırasındaki Fotoğrafı	107
Şekil 4.22 Fark Basınç Transmitterinin Kalibrasyon Eğrisi	109
Şekil 5.1 Nusselt Sayısı-Ortalama Kuruluk Derecesi Değişimi ($T_d=30^\circ\text{C}$).....	118
Şekil 5.2 Nusselt Sayısı-Ortalama Kuruluk Derecesi Değişimi ($T_d=35^\circ\text{C}$).....	118
Şekil 5.3 Nusselt Sayısı-Ortalama Kuruluk Derecesi Değişimi ($T_d=40^\circ\text{C}$).....	119
Şekil 5.4 Nusselt Sayısı-Ortalama Kuruluk Derecesi Değişimi ($T_d=43^\circ\text{C}$).....	119
Şekil 5.5 Nu sayısının – Kuruluk derecesi ile değişimine sıcaklık farkının etkisi	120
Şekil 5.6 Nu sayısının–Kuruluk derecesi ile değişimine sıcaklık farkının etkisi	120
Şekil 5.7 Yoğuşma Sırasında Alınan Deneysel Verilerle Korelasyonun Karşılaştırılması	121
Şekil 5.8 Deneysel Verilerin Korelasyon İle Mukayesesi	121
Şekil 5.9 Deneyler Sırasında Akım Şeklinin Tespitine Yönelik Çekilen Fotoğraf	122
Şekil 5.10 Yatay Akış İçin Breber'in Akış Haritasında Deneysel Değerler.....	122
Şekil 5.11 Tandon'un Yatay Boru İçinde Yoğuşma İçin Geliştirdiği Akış Haritasında Deneysel Verilerin İrdelenmesi.....	123
Şekil 5.12 Cavallini vd. Tarafından Yatay Boru İçinde Yoğuşma İçin Geliştirilen Akış Haritasında Deneysel Verilerin İrdelenmesi	123
Şekil 5.13 Deneysel Verilerin Cavallini-Zecchin Korelasyonu ile Karşılaştırılması	125
Şekil 5.14 Deneysel Verilerin Shah Korelasyonu ile Karşılaştırılması	125
Şekil 5.15 Deneysel Verilerin Dobson-Chato Korelasyonu ile Karşılaştırılması.....	126
Şekil 5.16 Deneysel verilerin Traviss Korelasyonu ile Karşılaştırılması	126
Şekil 5.17 Deneysel verilerin Cavallini vd.(2001) Korelasyonu ile Karşılaştırılması.....	126
Şekil 5.18 Deneysel verilerin Cavallini vd.(2003) Korelasyonu ile Karşılaştırılması.....	127
Şekil 5.19 Oluşturulan Korelasyonun Literatürdeki Bağlantılarla Karşılaştırılması.....	127
Şekil 5.20 Dobson-Chato'un Korelasyonuna Göre Oluşturulan Yeni $Nu=f(Re_{eş})$ Korelasyonu	128
Şekil 5.21 Cavallini-Zecchin'in Korelasyonuna Göre Oluşturulan Yeni $Nu=f(Re_{eş})$ Korelasyonu	128
Şekil 5.22 Shah'ın Korelasyonuna Göre Oluşturulan Yeni $Nu=f(Re_{eş})$ Korelasyonu.....	129
Şekil 5.23 Traviss'in Korelasyonuna Göre Oluşturulan Yeni $Nu=f(Re_{eş})$ Korelasyonu.....	129
Şekil 5.24 Toplam Basınç Düşümü İçinde Sürtünme ve hız değişiminden Meydana Gelen Basınç Düşümü Değerleri	130
Şekil 5.25. Sürtünme Basınç düşümü – Kuruluk Derecesi Değişimi	131
Şekil 5.26 Sürtünme Katsayısı- Reynolds Sayısı Değişimi	132
Şekil 5.27 İki Fazlı Sürtünme Katsayısı- Eşdeğer Reynolds Değişimi için Oluşturulan	

Korelasyon	132
Şekil 6.1 Yatay boru içindeki akışta halka akışın şematik şekli.....	133
Şekil 6.2 Yatay boru içinde halka akış kesitinde sıcaklık profili.....	137
Şekil 7.1 Deneyler Sırasında Akım Tipinin Tespiti için Çekilen Fotoğraf.....	141
Şekil 7.2 Deneysel verilerin Tandon'un akış haritasında incelenmesi	142
Şekil 7.3 Deneysel Verilerin Oluşturulan Korelasyon ile Mukayesesi	142
Şekil 7.4 Deneysel verilerin Cavallini-Zecchin Korelasyonu ile Mukayesesi	143
Şekil 7.5 Oluşturulan Korelasyonun Literatürdeki Bağlıntılarla Karşılaştırılması.....	143
Şekil 7.6 Nusselt Sayısının-Ortalama Kuruluk Derecesi ile Değişimi	144
Şekil 7.7 Nu sayısının ortalama kuruluk derecesi ile değişimine sıcaklık farkının etkisi	144
Şekil 7.8 Toplam Basınç Düşüşü İçinde Sürtünme ve Hız Değişiminden Meydana Gelen Basınç Düşüşü Değerleri	145
Şekil 7.9 Sürtünmeden Kaynaklanan Basınç Düşüşünün Kuruluk Derecesi ile Değişimi	145
Şekil 7.10 İki Fazlı Sürtünme Katsayısı ve Eşdeğer Reynolds Sayısı için Oluşturulan Korelasyon ile Deneysel değerlerin mukayesesi.....	146
Şekil 7.11 Modelden Hesaplanan Taşınım Katsayıları ile Deneylerden Hesaplanan Taşınım Katsayılarının Mukayesesi	146

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 Soğutucu akışkanların genel özellikleri.....	5
Çizelge 2.2 Soğutucu akışkanların formül, tanım ve kullanılabilirlik sınıfı.....	6
Çizelge 2.3 Karışım halindeki soğutucu akışkanlar ve kullanılabilirlik sınıfları	7
Çizelge 2.4 Soğutucu Akışkanların Özellikleri	9
Çizelge 2.5 Soğutucu akışkanların fiziksel ve termodinamik özellikleri	9
Çizelge 2.6 İsobütanın patlama limitleri.....	11
Çizelge 2.7 Evsel buzdolaplarının enerji tüketimleri[Leonardi E. 1997]	12
Çizelge 3.1 Akış şekline göre C katsayısı(Collier ve Thome 1996).....	45
Çizelge 3.2 X.Boissieux, M.R.Heikal, R.A.Johns deneylerin özellikleri	67
Çizelge 3.3 Test şartları	77
Çizelge 4.1 Veri Toplama Kartı Üzerindeki Kanal Numaraları	103
Çizelge 4.2 RTD Hata Fonksiyonları	105
Çizelge 4.3 .Basınç Transmitterlerin Hata Fonksiyonları.....	108
Çizelge 4.4 Yatay Düz Boru İçin Belirsizlik Analizi Sonuçları	117
Çizelge 6.1 İçyüzeyi pürüzsüz düz boru içinde yoğuşma esnasında elde edilen deneysel ve geliştirilen modelden elde edilen taşınım katsayıları	139

ÖNSÖZ

Ozon tabakasında meydana gelen delinme de kendini gösteren küresel ısınma dünyanın büyük çevre sorunlarından biridir. Montreal protokolünün imzalanması ile alternatif soğutucu akışkanlar hakkında geniş çaplı bir araştırma başlamıştır. Bu çalışmada da alternatif bir soğutucu akışkan olan isobutan (R600a) soğutucu akışkanının kondenserdeki faz değişimi sırasında meydana gelen yoğunlaşma deneysel olarak incelenmiştir.

Doktora tez çalışmam sırasında uzun ve zorlu geçen deneysel çalışmanın her aşamasında çok yoğun olmasına karşın her sorunumla yakından ilgilenen, bilgi ve tecrübesini paylaşarak çalışmamı yöneten, değerli hocam Sayın Prof. Dr. İsmail TEKE'ye teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmanın farklı aşamalarında verdikleri bilgi ve önerileri ile çalışmama destek olan hocalarım Sayın Prof. Dr Ahmet Rasim BÜYÜKTÜR'e ve Prof. Dr. Hasan HEPERKAN'a katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmamın deneysel kısmını gerçekleştirmede gerekli olan deney tesisatının kurulumu aşamasında atölyesini kullanmama imkan veren arkadaşım Cahit URGANCIOĞLU'na ve deney tesisatında kullandığım hassas ölçü aletlerini vererek çalışmamın başarı ile tamamlanmasını sağlayan Arçelik AR-GE yöneticisi Sayın Fatih ÖZKADI'ya ve Termodinamik Ailesi Lideri Sayın Yalçın GÜLDALI'ya teşekkür ederim. Deney tesisatının kurulması sırasında teknik bilgilerini benden esirgemeyen Sayın Fikri Çavuşoğlu'na, Sayın Sabahattin HOCAOĞLU'na ve Sayın Cengiz TAFTALI'ya teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Her türlü problemimde yanımda olan ve teknik desteklerini esirgemeyen tüm mesai arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Ayrıca, maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman üzerimden eksik etmeyen, büyük özveride bulunarak benim günlere gelmemi sağlayan, aileme en içten şükranlarımı sunarım.

ÖZET

Ozon tabakasında meydana gelen delinme ile de kendini gösteren küresel ısınma dünyanın büyük çevre sorunlarından biridir. Kloroflorokarbon (CFC) içerikli soğutucu akışkanlar bu çevre sorunlarının en büyük nedenlerinden birisi olarak gösterilmiştir. Montreal protokolünün imzalanması ile alternatif soğutucu akışkanlar hakkında geniş çaplı bir araştırma başlamıştır.

Bu doktora tez çalışmasında, alternatif soğutucu akışkanlardan İsobütan'ın yatay boru içindeki yoğunlaşmasında ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümü deneysel ve teorik olarak incelenmiştir.

Tez çalışması yedi ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde çalışmaya başlama nedenleri ve ulaşılmak istenen sonuçlar genel olarak açıklanarak konuya giriş yapılmıştır

İkinci bölümde soğutucu akışkanlardan beklenen özellikler ve deneysel çalışmanın yapıldığı soğutucu akışkan İsobütan hakkında bilgi verilmiştir.

Üçüncü bölüm, konu ile ilgili yapılan literatür araştırmasını kapsamaktadır. İki fazlı akışlarda ifade edilmesinde taşınım katsayısının ve basınç düşümü ifadelerinin belirlenebilmesi için akım tipinin doğru olarak belirlenmesi gereklidir. Bu nedenle literatür araştırmasının ilk bölümünde basınç düşümü, taşınım katsayısı ve akım tipinin belirlenmesinde etkin bir parametre olan boşluk oranı ifadesi ve geliştirilen korelasyonlar anlatılıp ardından akım tipleri basınç düşümü, ve son olarak da taşınım katsayısı ile ilgili yapılan araştırmalar değerlendirilmiştir. Bu bölümün sonunda R600a akışkanı ile yapılan sınırlı sayıdaki yayınlar ve bu çalışmanın önemi anlatılmıştır.

Dördüncü bölümde; deneysel çalışmalar açıklanmıştır. Öncelikle deney tesisatının kısımları tanıtıldıktan sonra devreleri detaylı olarak anlatılmıştır. Daha sonra da deney tesisatının çalışmaya hazırlanma evreleri, hesap yöntemi ve belirsizliklerin tespiti yapılmıştır.

Beşinci bölümde deneysel sonuçlar değerlendirilmiştir. Deneyler; kurulan deney tesisatında, iç çapı 4mm olan pürüzsüz düz boru içinde gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu çalışma, temelde ısı analiz ve basınç düşümü analizi olarak iki kısma ayrılabilir. Isıl analiz kısmında soğutucu akışkan buharı test bölgesine çeşitli doyma sıcaklıklarında, farklı kütleli debi ve çeşitli kuruluk derecelerinde gönderilerek ısı taşınım katsayıları tesbit edilmiş ve Nu sayısının kuruluk derecesi ile değişim grafikleri çizilmiştir. Deneysel verilerden hareketle, R600a soğutucu akışkanının pürüzsüz yatay boru içinde yoğunlaşmasında Nu sayısı için $Nu = 0,04599 \cdot Re_{es}^{0,8525}$ korelasyonu önerilmiştir. Yeni korelasyon, önceki araştırmacılar tarafından tanımlanan genel kabul görmüş korelasyonlar ile karşılaştırıldığında yeni korelasyonun literatürle uyumlu olduğu görülmüştür. Basınç düşümü analizinde de farklı doyma sıcaklığı, kütleli debi ve kuruluk derecesine bağlı değişim incelenmiştir. Deneysel veriler ile sürtünmeden dolayı meydana gelen basınç düşüşü hesaplanmış ve buna bağlı olarak iki fazlı akışa ait sürtünme katsayısı için Re_{es} 'e bağlı bir korelasyon geliştirilmiştir. Toplam basınç düşümü içindeki hız değişiminden ve sürtünmeden meydana gelen basınç düşümü değerleri ayrı ayrı hesaplanarak toplam basınç düşümü içindeki değişimleri grafik halinde gösterilmiştir.

Altıncı bölümde iki fazlı halka akış şartlarında sıvı filmindeki hız ve sıcaklık dağılımlarına eşdeğer tek faz sıvı akışı belirlenerek yoğunlaşmadaki ısı taşınım katsayısını tek faz sıvı için verilen bağıtlardan yararlanarak hesaplanmasını sağlayan bir model geliştirilmiştir. Temelde basınç düşüşü ile ısı taşınım katsayısı arasındaki ilişkiyi kurmayı amaçlayan bu model sonucunda hesaplanan taşınım katsayısı değerleri ile deneysel değerler birbirleri ile $\pm 10\%$ aralığında büyük bir uyum göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: İki fazlı akış, düz boru, yoğunlaşma, alternatif akışkan

ABSTRACT

Presently, the global warming due to depletion of the ozone layer in the atmosphere is one of the major environmental problems in the world. The chlorofluorocarbon (CFC) refrigerants which are commonly used in refrigeration devices are believed to be the major responsible agents in many environmental issues. Following the signing of the Montreal Protocol, many research studies have been initiated on possible alternative refrigerants.

The present doctoral thesis is an experimental study on pressure drops and convective heat transfer coefficients of isobutane, a possible refrigerant, in horizontal tubes.

The thesis is composed of seven major parts. In the introduction section, the reasons for initiating this study, as well as the goal of the work are presented.

The second part involves a discussion of the properties of isobutane utilized in this work and mentions the desired characteristics of refrigerants, in general.

The third part is a literature survey on the topic. It is necessary to clearly determine the flow pattern in two-phase flows in order to evaluate the heat convection coefficient and the pressure drop. Thus, it is for this reason that the data reported in the literature on the so-called void fraction, which is an influential parameter in determinations of pressure drops, heat convection coefficients and the flow patterns, were thoroughly searched. In the last part of this section, the limited studies on the fluid R600a were mentioned.

The fourth part of this work is devoted to the experimental work carried out. In this connection, stages in the preparation of the experimental setup, its components, the methods of analyses and the uncertainties were discussed.

The fifth part is concerned with the evaluation of the experimental data obtained. The experiments were carried out in a smooth pipe, with an inner diameter of 4 mm, contained within the experimental setup. It is possible to divide this study into two parts as thermal and pressure drop analyses.

The thermal analyses involved transfer of vapors of the refrigerant to the test area at various saturation temperatures, with varying mass flow rates and vapor qualities to determine the heat convection coefficients and to obtain Nu ($0.04599 Re_{eq}^{0.8525}$) versus vapor quality graphs. The designated value of Nu is based on the experimental results obtained in condensation of R600a within smooth horizontal pipes. This value of Nu is consistent with the accepted value in the literature.

The pressure drop analyses involved similar experiments at various saturation temperatures with varying mass flow rates and vapor qualities. The data obtained from experiments were used to calculate pressure drops due to friction and to correlate friction coefficients in two-phase flow to Re_{eq} . The pressure drops depending on mass flow rates and friction coefficients were individually calculated and their effects on the total pressure were presented graphically.

The sixth part of this work was concerned with the determination of one-phase liquid flow which is equivalent to temperature and velocity distributions of liquid film in two-phase circular flow. Thus, a model was developed which enables the calculation of convection heat transfer coefficients based on equations for one-phase liquid. The calculated heat convection coefficient values obtained using this model, which was basically aimed to establish a relationship between pressure drops and heat convection coefficients, were highly compatible ($\pm 10\%$) with the experimental values.

Keywords: Two phase flow, smooth pipe, condensation, alternative refrigerant

1. GİRİŞ

İnsanlar ihtiyaçlarını karşılamak için her zaman yeni teknolojiler geliştirerek başta yiyecek ve içeceklerini korumak, konforlu yaşamak ve ürünlerini daha sağlıklı muhafaza etmek ve bunları daha az enerji tüketerek yapmak için soğutma ve iklimlendirme alanında büyük atılımlar yapmışlardır. Bu teknolojik gelişmeler sonucu ortaya çıkan soğutucu akışkanların atmosferin yukarı Strotosfer katmanında oluşan ozon tabakasını deldiği ve küresel ısınmaya neden olduğu tespit edilmiştir. 1974 yılında Malina Rowland teorisi ortaya atıldıktan sonra ozon tabakasının delinmesi kamuoyunda tartışılmaya başlanmıştır. Maliba Rowland teorisinin ispatlanması kamuoyunu ozon tabakasının delinmesi konusunda daha hassas hale getirmiştir (Rowland, 1992). 1985’de araştırma yapan bir NASA uydusunun gönderdiği veriler, bilim adamlarının tahminlerini doğrulamıştır. Antarktika üzerindeki ozon tabakasında oluşan deliğin varlığını kesin olarak ispatlamak için çeşitli ülkelerden araştırma ekipleri buzullardan ve güneşin zarar verici morötesi ışınlarından ölçümler almak üzere Antarktika’ya giderek ozon tabakasındaki deliğin varlığını belirlemişlerdir. Diğer bir ifade ile dünyamızı güneşten gelen zararlı morötesi ışınlarından koruyan ozon tabakasının CFC’ler tarafından tahrip edildiği anlaşılmıştır. Ayrıca soğutucu akışkanlar atmosfer tabakasında küresel ısınma etkisi göstererek dünyanın sıcaklığının artmasına neden olmaktadır. Gelecekte, dünyadaki sıcaklığın artması nedeniyle kutuplarda buzulların eriyeceği ve bazı kara parçalarının sular altında kalacağı belirtilmektedir (Bockis ve ark., 2002). Amerika Birleşik Devletlerinde 1978’de CFC içeren ve acil ihtiyaç olmayan airesollerin kullanılması konusunda yeni yasal düzenlemeler getirilmiştir. Eylül 1987 yılında Kanada’nın Montreal kentinde ozonu tahrip eden maddelerin kullanımının kontrol altına alınması için 24 ülke ile Avrupa Birliği arasında protokol yapılmıştır. Protokolü imzalayan ülkeler dışında diğer ülkeler de ihracat, ithalat ve üretim konusunda yeni yasal düzenlemeler yapmışlardır.

Montreal protokolünün imzalanmasından sonra, Kloroflorokarbonların (CFC) alternatifleri hakkında büyük çaplı bir araştırma başlamıştır. Bu araştırma gündemini; alternatif soğutkanların ozon tahrip potansiyeli, sera etkisi, yanıcılık ve zehirlilik gibi özellikleri oluşturmaktadır. Bu dört özelliğin hepsine uyan bir soğutkan olmadığından, minimum risk alınması gereklidir. Dolayısı ile alternatif soğutkanlar konusundaki tercihler, florlu hidrokarbonlar(HFC), veya amonyak, propan ve bütan gibi doğal soğutkanların kullanımı olmak üzere iki yönde gelişmektedir Hidrokarbonlar için ihmal edilebilir düzeyde olan sera etkisi, HFC’ler için önemlidir. Bu nedenle, çevreci kuruluşların da baskısıyla, dünyada, çevreci özelliklerinin yanısıra performanslarının iyi oldukları bilinen hidrokarbonların

alternatif soğutkan olarak kullanımları yaygınlaşmaktadır.

1992 yılında Almanya’da ilk hidrokarbon karışimli (propan-izobütan) buzdolabının deneme imalatından sonra Avrupa’da hidrokarbon soğutkanlı buzdolabı imalatı süratle artmıştır. Hidrokarbonların bu kadar ilgi görmesinin sebebi ozon tabakası için zarar teşkil etmemesi, sera etkilerinin olmaması, CFC-12 ile karşılaştırıldığında soğutma sistemlerinde daha fazla performans göstermeleridir. En önemli dezavantajları ise bu maddelerin yanıcı ve patlayıcı özelliğe sahip olmalarıdır. Ancak alınacak emniyet tedbirleri ve kullanılacak gaz miktarlarının azaltılması ile bu riskin azaltılması mümkündür.

Dolayısı ile Montreal protokolu sonrasında alternatif akışkanlara ait çok yoğun araştırmalar olmasına rağmen hala alternatif soğutucu akışkan arayışı devam etmektedir. Bu doktora tezinde de alternatif akışkan olarak hidrokarbon ailesinden olan R600a (İsobütan)’nın yatay düz boru içersinde yoğuşma deneyleri yapılarak taşınım katsayısının ve basınç düşümünün tesbiti amaçlanmıştır.

İsobütan ile ilgili literatürde yapılan inceleme sonucunda son yıllarda yapılmış birkaç tane deneysel çalışma bulundu. Ayrıca deneyleri yapmayı planladığımız şartlarda herhangi bir deneysel çalışma literatürde bulunmamaktadır. Sonuç olarak alternatif bir akışkan olarak ele alınan İsobütan ile yapılan bu çalışma temel bir araştırma niteliğindedir.

2. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR VE ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKAN İSOBÜTAN

Bu bölümde; günümüzde dünyada var olan kloroflorokarbonların (CFC) alternatifi bir soğutucu akışkan arayışı hakkında kısa bilgi ve soğutucu akışkanlardan beklenen özellikler ile deneysel çalışmada kullanılan İsobütan (R600a) hakkında bilgi verilmiştir.

2.1 Soğutucu Akışkanlar ve Beklenen Özellikler

Bir soğutma çevriminde ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan alınarak daha yüksek sıcaklıktaki başka bir ortama transferinde kullanılan çevrim akışkanlarına “soğutucu akışkan” denir. Soğutucu akışkanlar bu işlemi genellikle sıvı halden buhar haline ve buhar halinden sıvı hale dönüşerek gerçekleştirirler.

Ondokuzuncu yüzyılda soğutucu akışkan olarak su, hava, karbondioksit ve amonyak gibi doğal maddeler kullanılmıştır. Zamanla teknolojinin gelişimine bağlı olarak inorganik soğutucu akışkanların kullanımı yaygınlaşmıştır. Bunlar kloroflorokarbon ve hidrokloroflorokarbonlardır. Soğutma sisteminde en çok kullanılan yapay soğutucu akışkan maddeler ise R12, R22 ve R 502’dir. Yirminci yüzyılın sonlarında ise kloroflorokarbon içeren maddelerin çevreyi kirlettiği, ozon tabakasına zarar verdiği gündeme gelmiştir. Bundan sonra kloroflorokarbon içermeyen alternatif soğutucu akışkanlar üzerinde çalışmalar yoğunlaşmıştır.

Montreal protokolünün imzalanmasından sonra, Kloroflorokarbonların (CFC) alternatifleri hakkında yapılan araştırma kapsamını; alternatif soğutucu akışkanların ozon tahrip potansiyeli, sera etkisi, yanıcılık ve zehirlilik gibi özellikleri oluşturmaktadır. Bu dört özelliğin hepsine uyan bir soğutucu akışkan olmadığından, minimum risk alınması gereklidir. Dolayısı ile alternatif soğutucu akışkanlar konusundaki tercihler, florlu hidrokarbonlar (HFC), veya amonyak, propan ve bütan gibi doğal soğutkanların kullanımı olmak üzere iki yönde gelişmektedir.

2.1.1 Soğutucu akışkanlardan beklenen özellikler

- Az bir enerji sarfıyatı ile daha çok soğutma elde edilmelidir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
- Buharlaştırıcıda basınç mümkün olduğu kadar atmosfer basıncına yakın ve üstünde olmalıdır.

- Yoğuşma basıncı düşük ancak atmosfer basıncından yüksek olmalıdır.
- Viskosite düşük ve yüzey gerilimi az olmalıdır.
- Emniyetli ve güvenilir olmalıdır.
- Yağlama yağları ile soğutma devresindeki elemanlara zarar verecek kimyasal tepkimelere girmemelidir.
- Sistemden kaçması durumunda özellikle yiyecek maddeleri üzerinde zararlı etki yapmamalıdır.
- Sistemden kaçarak havaya karışması durumunda etraftaki insanlara ve canlılara zarar vermemelidir.
- Havaya karıştığında yanıcı ve patlayıcı bir ortam meydana getirmemelidir.
- Çevreye uyumlu olmalı ve ozon tabakasına zarar vermemelidir.

Bütün bu özelliklerin tümünü her şart altında yerine getirebilen soğutucu akışkan mevcut değildir. Uygulamadaki şartlara göre bunlardan bir kısmı aranmayabilir. Çizelge 2.1’de Soğutma sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanların özellikleri görülmektedir.

2.2 Soğutucu Akışkanlar ile İlgili Kavramlar

CFC içeren soğutucu akışkanların yerine kullanılabilecek alternatif soğutucu akışkanların incelenmesi ve karşılaştırılması sırasında soğutucu akışkanlar ile ilgili bazı kavramların bilinmesi gereklidir. Bu kavramlar;

2.2.1 Küresel ısıtma potansiyeli

Soğutucu akışkanların veya benzer maddelerin küresel ısınmaya(sera etkisine) katkı oranıdır. Karbondioksit referans alınarak 100 yıllık bir süreye göre belirlenir.CO₂ için bu değer 1’dir.

2.2.2 Küresel ısınma etkisi (Sera etkisi)

Atmosferdeki gazların yeryüzünden yansıyan uzun dalga boylarındaki (kızılötesi) ışınları soğurarak atmosferin yeryüzüne yakın bölgelerindeki hava sıcaklığını arttırma etkisidir. Sera etkisi olarak tanımlanmaktadır.

2.2.3 Zehirlilik sınır değeri

Zehirlilik sınır değeri, ppm olarak tanımlanan zehirli gazın havadaki hacimsel yoğunluğunu ifade eder. Zehirli gazın bulunduğu ortamda bulunan insanların etkilenmeden kalabilecekleri ortam şartlarının tespitinde kullanılır.

2.2.4 Tutuşma alt sınırı

Belirli şartlarda yanıcı ve yakıcı gazların homojen karışımında alev başlatabilecek yanıcı madde konsantrasyonudur.

2.2.5 Soğutma etkinliği

Soğutucu soğutma gücünün. kompresöre verilen güce oranıdır.

2.2.6 Ozon tahrip etme potansiyeli

Ozon tabakasının incelmeye ve parçalanmasına sebep olan soğutucu akışkanların ozon tabakasını tahrip etme potansiyelidir. Bu değer yarı ampirik yolla hesaplanmakta ve hesaplamalarda R11 soğutucu akışkanı referans alınmaktadır. R11'in ozonu tahrip etme potansiyeli 1 olarak kabul edilmektedir. Çizelge 2.1'de Soğutucu akışkanlara ait genel özellikler belirtilmiştir.

Çizelge 2.1 Soğutucu akışkanların genel özellikleri

Soğutucu akışkan	Mol ağırlığı kg/kmol	Kaynama Sıcaklığı °C	Kritik sıcaklık °C	Kritik basınç bar	TLV ppm	LFL %	ΔH_{comb} MJ/kg	ODP ₁	GWP 100 yıllık
R11	137,37	23,08	198	44,1	1000	0	0,9	1	3400
R12	120,91	-29,8	111,8	41,1	1000	0	-0,8	1	7100
R13	104,46	-81,4	28,8	38,7	1000	0	-3	-	-
R22	86,47	-40,8	96,2	49,9	1000	0	2,2	0,055	1600
R23	70,01	-82,1	24,3	4,87	1000	0	-12,5	0	12100
R32	52,02	-51,7	78,2	5,8	1000	14	9,4	0	580
R 113	187,38	47,6	214,1	3,44	1000	0	0,1	0,8	5000
R 114	170,92	3,8	145,7	32,5	1000	0	-3,1	0,8	7000
R 115	154,47	-39,1	79,9	3,15	1000	0	-2,1	0,6	9300
R123	152,93	27,9	183,8	36,7	10-	0	2,1	0,02	90
R125	120,02	-48,1	66,3	3,63	1000	0	-1,5	0	3200
R134a	102,03	-26,1	101,1	40,6	1000	0	4,2	0	1200
R141b	116,95	32,0	204,7		500	7,4	8,6	0,11	590
R143a	100,04	-24,1	104,9	3,59	1000	7,4	10,3	0	360
R152a	66,05	-24	113,3	4,52	1000	4,8	16,9	0	150
R290	44,10	-42,1	96,8	42,6		2,1	50,3	0	3
R401a	94,44	-33,1	108	9,6	-	0	-	0,037	-
R402a	101,55	-49,2	75,5	4,13	1000	0	-	0,021	-

R404a	97,60	-46,5	72,1	3,73	1000	0	-	0	-
R407a	90,010	-45,5	82,6	4,54	1000	0	-	0	,
R407b	102,94	-47,3	76,0		1000	0	-	0	-
R410a	72,56	-50,5	72,5	4,96	1000	0	-	0	-
R500	99,33	-33,8	105,5	44,3	1000	0	-	0,7	5400
R502	111,65	-46,6	82,2	40,8	1000	0	-	0,3	4300
R507	68,90	-46,7	70,9	3,79	-	0	-	0	-
R600	58,13	-0,4	152	3,8	800	1,5	49,5	0	3
R600a	58,16	-11,7	135	3,65	-	1,7	49,4	0	3
R717	17,03	-33,3	132,3	113,3	25	15	22,5	0	0
R718	18,02	100	274,2	22,1	-	-	-	0	0
R744	44,01	-78,4	31,1	73,7	5000	0	0	0	1
R764	64,07	-10,0	157,5	7,88	2	0	-	0	-

Soğutma amaçlı ilk makinalarda soğutucu akışkan olarak eter kullanılmıştır. 1870’lerde karbondioksit(CO₂), amonyak(NH₃) ve kükürtdioksit(SO₂) gibi daha uygun maddelerin soğutucu akışkan olarak kullanılabileceği keşfedilmiştir. Bu soğutucu akışkanlar yapay soğutucu akışkanlar çıkıncaya kadar uzun yıllar kullanılmıştır.

En eski yapay soğutucu akışkan olan R12 (CFC12), 1930’lu yıllardan itibaren piyasaya yerleşmiştir. Özellikle 2.Dünya Savaşı’ndan sonra CFC’ler ve HCFC’ler piyasaya hakim olmuştur. Amonyak yalnızca büyük soğutma tesislerinde kullanılmaya devam etmiştir.

CFC’ler ve HCFC’ler 1974 yılında ortaya atılan ozon tahribatı teorisine kadar geçerliliğini sürdürmüşlerdir. Ozon tahribatı ile ilgili ilk bulgular ortaya çıktığında en yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkanlar R11(CFC11). R12(CFC12). R22(HCFC22) VE R502 idi. 1980’li yıllardan itibaren ozon tahribatı yapmayan alternatif soğutucuların kullanılmasına yönelik araştırmalar başlamıştır.

Çizelge 2.2’de bugüne kadar kullanılmış, hala kullanılmakta olan ve gelecekte alternatif olarak kullanılacak tüm soğutucu akışkan maddeler ve kullanılabilirlik sınıfları verilmiştir.

Çizelge 2.2 Soğutucu akışkanların formül, tanım ve kullanılabilirlik sınıfı

Soğutucu akışkan	Kimyasal tanımı	Kimyasal formülü	Kullanılabilirlik sınıfı
R11 (CFC 11)	Triklorflormetan	CFCl ₃	1
R12 (CFC 12)	Diklorflormetan	CF ₂ Cl ₂	1
R13 (CFC 13)	Klortiflormetan	CClF ₃	1
R13B1(BFC13)	Bromtriflormetan	CBrF ₃	1

R22(HCFC22)	Klordiflormetan	CHF_2Cl	2
R23(HCF23)	Triflormetan	CHF_3	3
R32(HCF32)	Diflormetan	CH_2F_2	3
R 113 (CFC113)	Triklortrifloreten	$\text{C}_2\text{F}_3\text{Cl}_3$	1
R114(CFC114)	Diklortetrafloretan	$\text{C}_2\text{F}_4\text{Cl}_2$	1
R 115 (CFC115)	Klortentafloretan	$\text{C}_2\text{F}_5\text{Cl}$	1
R123(HCFC123)	Dikoltrifloreten	$\text{C}_2\text{HF}_3\text{Cl}_2$	1
R125(HFC 125)	Pentafloretan	CF_3CHF_2	3
R134a(HFC134a)	Tetrafloretan	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$	3
R141b(HCFC141b)	Flordikloreten	$\text{C}_2\text{Cl}_2\text{FH}_3$	3
R143a(HFC143a)	Trifloreten	CF_3CH_3	3
R 152a (HFC 152a)	Difloreten	$\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$	3
R 290 (HC 290)	Propan	C_3H_8	3
R 600 (HC 600)	Bütan	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$	3
R 600a (HC600a)	İzobütan	$\text{CH}(\text{CH}_3)_3$	3
R717	Amonyak	NH_3	3
R718	Su	H_2O	3
R744	Karbondiyoksit	CO_2	3
R764	Sülfürdioksit	SO_2	3

Çizelge 2.3 Karışım halindeki soğutucu akışkanlar ve kullanılabilirlik sınıfları

Soğutucu akışkan	Ağırlıkça bileşimi	Kullanılabilirlik sınıfı*
R401 A	R22/R124/R152a (%52-%33-%15)	2
R402A	R22/R125/R1290 (%38-%60-%2)	2
R404A	R125/R134a/R143a(%44-%4-%52)	3
R407A	R32/R125/R134a (%20-%40-%40)	3
R407B	R32/R125/R134a (%10-%70-%20)	3
R407C	R32/R125/R134a (%23-%25-%52)	3
R410A	R32/R125 (%50-%50)	3
R500	R12/R152a (%73.8-%26.2)	1
R502	R115/R22(%51.2-%48.8)	1
R507	R125/R143a(%50~%50)	3

* Kullanılabilirlik sınıfı

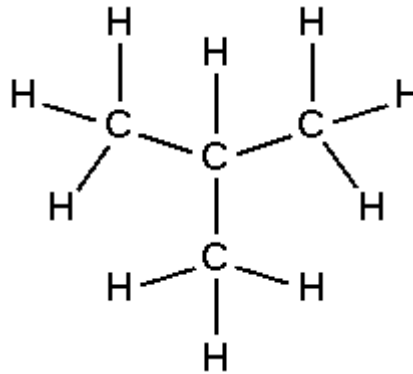
1: Montreal Protokolü kapsamında. üretimi ve kullanımı yasaklanan veya kısıtlanan soğutucu akışkanlar

2: Montreal Protokolü kapsamında. üretimi ve kullanımı henüz yasaklanmayan, kullanımı kısıtlanan geçiş dönemi alternatif soğutucu akışkanlar

3: Montreal Protokolü kapsamında. üretimi ve kullanımı yasaklanan veya kısıtlanan soğutucu akışkanlara alternatif olarak önerilen soğutucu akışkanlar

2.3 Alternatif Soğutucu Akışkan İsobütan (R600a)

R600a diğer adıyla anılan “2-methylpropane” kimyasal yapısı C_4H_{10} olan bir hidrokarbondur. Alternatif soğutkan arayışlarında en önemli parametre olarak kabul edilen ozon etkisi (ODP) ve sera etkisi (GWP) gibi özellikler R600a için sıfırdır.



Şekil 2.1 R600a soğutucu akışkanının kimyasal yapısı

İsobütan renksiz ve kokusuz bir gaz olmasına rağmen yanıcı bir gazdır. R600a, R12 ve R134a soğutucu akışkanlarına ait bazı özellikler Çizelge 2.4’de verilmiştir. Görüldüğü üzere R600a soğutkanının atmosferdeki ömrü, ozon tabakasına etkisi ve sera etkisi değerleri gibi özellikleri diğer akışkanlara göre çok çok düşük değerlerde ve hatta sıfıra yakın değerlerdedir.

Çizelge 2.4 Soğutucu Akışkanların Özellikleri

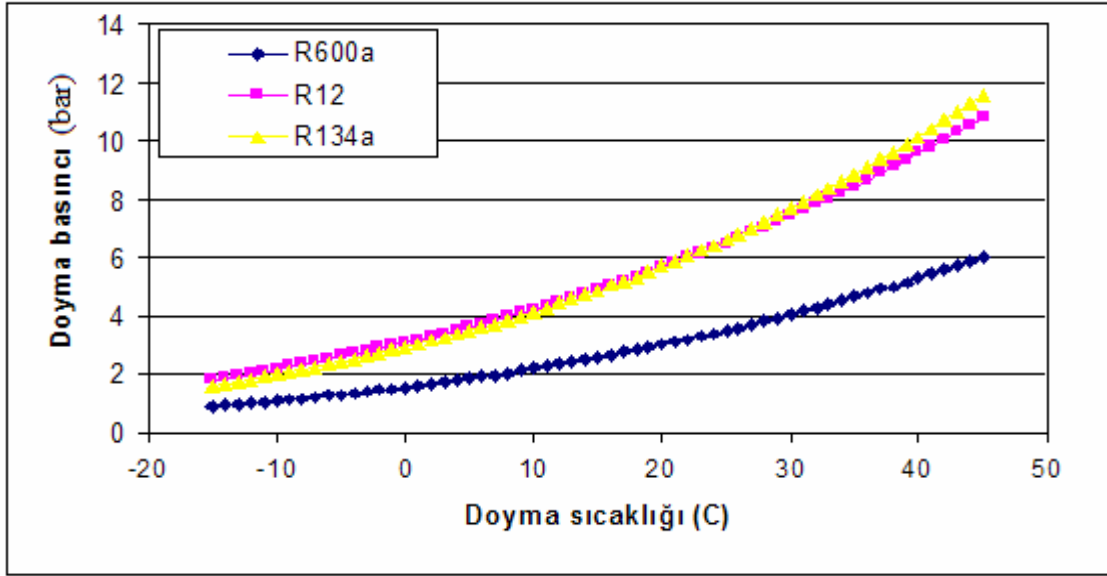
Soğutucu Akışkan	R12	R22	R134a	R600a
Molekül Formülü	CCL_2F_2	CHF_2Cl	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$	$\text{CH}(\text{CH}_3)_3$
Atmosferdeki ömrü	130	15	16	<1
Ozon tabakasına etkisi	1	0,07	0	0
Sera etkisi	7300	1500	1200	8
Kritik Basınç (Bar)	41,1	49,9	40,7	36,5
Kritik sıcaklık (C)	112,0	96,145	101,2	135

Kritik basınç ve kritik sıcaklık değerleri, soğutucu akışkana ait kritik noktayı belirlemektedir. Soğutma sisteminde, kritik nokta üzerindeki sıcaklıklarda çalışılmaz. Bu nokta üzerinde iki fazlı bölge yoktur ve dolayısı ile yoğuşma ve buharlaşma gerçekleşmez. Çizelge 2.4’de özellikleri belirtilen diğer soğutucu akışkanlara göre R600a’nın kritik noktası; daha düşük basınçta daha yüksek sıcaklıkta bulunmaktadır. Çizelge 2.5’de ise yukarıda bazı özellikleri verilen akışkanların termodinamik özelliklerinin üç farklı sıcaklıktaki değerleri Refprop 7.0 programından alınarak gösterilmiştir.

Çizelge 2.5 Soğutucu akışkanların fiziksel ve termodinamik özellikleri

	T (C)	P(bar)	$\rho_s(\text{kg/m}^3)$	$\rho_b(\text{kg/m}^3)$	$h_{sb}(\text{kJ/kg})$	$C_{psivl}(\text{kJ/kgK})$	$k_{sivl}(\text{W/mK})$	$\mu_s \cdot 10^{-6}$	$\mu_b \cdot 10^{-6}$	Pr_{sivl}	$\sigma(\text{N/m})$
R600a	35	4,6456	536,76	11,988	317,5	2,5178	0,085416	135,08	7,7693	3,9817	0,0089695
	40	5,3099	530	13,667	311,4	2,5535	0,085416	128,23	7,9126	3,9124	0,0084111
	45	6,0419	523,07	15,53	305,06	2,5907	0,085416	121,78	8,0616	3,8471	0,0078591
R12	35	8,4621	1273,8	47,906	133,08	1,0169	0,063745	171,62	12,237	2,7378	0,0073135
	40	9,5882	1254,3	54,416	129,74	1,0332	0,062054	162,51	12,476	2,7059	0,0067155
	45	10,821	1234	61,673	126,24	1,0514	0,060367	153,74	12,726	2,6776	0,0061286
R134a	35	8,8698	1167,5	43,416	168,18	1,4709	0,076847	174,33	12,286	3,3367	0,0067656
	40	10,166	1146,7	50,085	163,02	1,4984	0,074709	163,43	12,545	3,2779	0,0061268
	45	11,599	1125,1	57,657	157,58	1,5298	0,072568	153,04	12,821	3,2262	0,0055016

Termodinamik bir özellik olan doyma basıncı, sistemde belirli sıcaklıkta oluşacak basıncı göstermektedir. Şekil 2.2’de R12, R134a, R600a soğutucu akışkanlarına ait çeşitli sıcaklıklardaki doyma basıncı değişimleri verilmektedir. Görüleceği üzere R600a, en düşük sistem basınçlarına sahiptir. Bu da İsoütan’ın diğer akışkanlara göre daha düşük kompresör gücü ihtiyacı ve dolayısı ile daha yüksek COP değerine sahip olduğunu göstermektedir.



Şekil 2.2 Doyma basıncının sıcaklığa göre değişimi

Diger bir fiziksel özellik olan buhar yoğunluğu açısından çizelgeyi incelersek buhar yoğunluğu düşük olan soğutucu akışkanların buhar hızı diğerlerine göre daha büyük olacağından yoğuşma esnasında sıvı filmini inceltici etki gösterir ve taşınım katsayısı değerini arttırıcı yönde etki eder. Çizelge 2.5’den de görüleceği üzere R600a soğutucu akışkanının buhar yoğunluğu diğerlerine göre düşük olduğundan taşınım katsayısı açısından olumlu özellik gösterirken sürtünmeden dolayı meydana gelen basınç düşümü değeri diğerlerine göre daha fazla olacaktır.

Buharlaştırma gizli ısısı, sözkonusu basınçtaki doymuş buhar ile doymuş sıvı entalpileri arasındaki farktır. Bu değer, belirli bir basınç ve sıcaklıktaki birim kütle soğutucu akışkan başına düşen maksimum yoğuşma ve buharlaştırma ısısını belirlemektedir. R600a’nın buharlaştırma ısısı R12’nin buharlaştırma ısısından yaklaşık olarak 2 kat daha fazladır. Soğutma kapasitesi, buharlaştırma gizli ısısı ve kütleli debi ile doğru orantılıdır. Bu durumda aynı soğutma kapasitesi için, soğutma sisteminde, R600a için R12’nin yaklaşık olarak yarısı kadar soğutucu akışkan debisi yeterli olacaktır.

Bir başka şekilde, soğutma sistemindeki soğutkan şarj miktarı, aynı buharlaştırma sıcaklığında aynı evaporatör hacmini dolduracak soğutkan miktarı şeklinde tanımlanır.

Buna göre evaporatör hacmi aşağıdaki gibi ifade edilirse;

$$V_{evap.} = \frac{m_r}{\rho} = \frac{m_{600a}}{\rho_{600a}} = \frac{m_{134a}}{\rho_{134a}} = \frac{m_{12}}{\rho_{12}} \quad (2.1)$$

$$m_{R600a} \rho_{R12} = m_{R12} \rho_{R600a} = m_{R134a} \rho_{R600a} \quad (2.2)$$

$$m_{R600a} = m_{R12} \frac{\rho_{R600a}}{\rho_{R12}} = m_{R134a} \frac{\rho_{R600a}}{\rho_{R134a}} \text{ yazılabilir.} \quad (2.3)$$

Bunu bir örnekle açıklarsak -10 C evaporasyon sıcaklığında sıvı R600a özgül kütlesi 606,77 kg/m³ iken aynı sıcaklıkta R12 soğutkanının özgül kütlesi 1427,6 kg/m³ ve R134a soğutkanının özgül kütlesi ise 1327,1 kg/m³ dır. Bu değerlerde eşitlik 2.3

$$m_{R600a} = 0,425 * m_{R12} = 0,457 * m_{R134a} \quad (2.4)$$

şeklini alır. Bu da bize soğutma çevriminde isobütan kullandığımızda R34a ve R22 soğutucu akışkanlarının yaklaşık yarısı kadar R600a kütlesinin yeterli olacağını göstermektedir.

Taşınım katsayısına etkileyen parametrelerden birisi de ısı geçişindeki aktarma özelliğini gösteren ısı iletim katsayısıdır ve bunun yüksek olması istenir. Çizelge 2.5’den diğer soğutucu akışkanlara göre R600a’nın ısı iletim katsayısının daha yüksek olduğu görülüyor.

İsobütan çevre ile dost, enerji verimliliğinde de avantajlı ve R12 ve R134a gibi soğutucu akışkanlardan daha ucuz olmasına rağmen yanıcılık gibi olumsuz bir özelliğe sahiptir. Dolayısı ile bu soğutkanın kullanıldığı uygulamalarda potansiyel yangın, patlama tehlikelerini en az seviyeye indirmek ve kullanıcıları bilinçlendirmek gerekmektedir.

Çizelge 2.6 İsobütanın patlama limitleri

Alt patlama sınırı (LEL)	1,5%	Yaklaşık 38gr/m ³
Üst patlama sınırı (UEL)	8,5%	Yaklaşık 203gr/m ³
En düşük yanma sıcaklığı	460°C	

Çizelge 2.6’dan da anlaşılacağı üzere isobütanın hava içersinde hacimsel oranı % 1,5 – 8,5 aralığına ulaştığı zaman patlama riski ortaya çıkmaktadır. Dolayısı ile alınacak emniyet tedbirlerinin önemi büyüktür. Soğutkanın kullanılacağı ekipmanın mümkün olduğu kadar havadar bir yerde olması gerekmektedir. Herhangi bir kaçak durumunda gazın belli yerlerde birikip patlama riski yaratacak bir ortam oluşturmaya engel olmak gerekir.

Çevresel özelliklerinin yanı sıra R600a kullanan soğutma cihazlarındaki elektrik tüketimi diğer soğutucu akışkanlara göre daha azdır. R600a’nın kullanıldığı buzdolaplarında harcanan elektrik enerjisi. R134a ve R12’nin kullanıldığı buzdolaplarının enerji tüketimlerinden yaklaşık olarak %20 daha azdır. Günümüzdeki enerji darboğazı düşünülürse bu değer

azımsanmayacak kadar önemlidir. Çizelge 2.7’de değişik soğutucu akışkanlarla çalışan buzdolaplarının ISO 7371’e (iç sıcaklık 5°C ve çevre sıcaklığı 25 °C) göre enerji tüketim miktarı ölçümleri gösterilmiştir.

Çizelge 2.7 Evsel buzdolaplarının enerji tüketimleri[Leonardi E. 1997]

Marka	Model	Soğutucu akışkan	Kapasite (Litre)	Enerji Tüketimi (kwh/gün)
UK	A	R12	129	0,75
UK	B	R12	160	0,71
Liebherr	KT1580	R600a	155	0,38
Siemens	KT15RSO	R600a	144	0,52

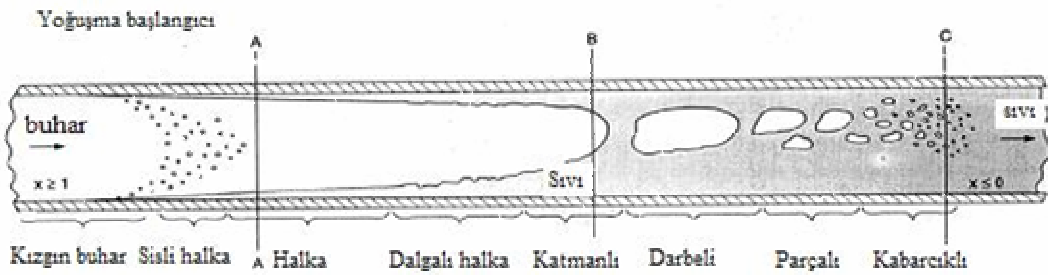
Sonuç olarak, hidrokarbonlar, her ne kadar yanıcı olmaları sebebi ile şüphe ile karşılanıyorsa da CFC-12 soğutkanına nazaran çevreyle daha dost alternatif soğutucu akışkanlar arasında en kuvvetli aday olarak gözükmektedirler. Bugüne kadar yapılan kısıtlı sayıda ki çalışmalar neticesinde de. isobütan. propan ve propan/isobütan karışımlarının düşük kapasiteli soğutma sistemleri için uygun hidrokarbon türü soğutkanlar olduğu görülmüş olup kullanımları gittikçe artmaktadır.

3. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatürde, soğutucu akışkanların, yatay dairesel kesitli pürüzsüz borularda yoğuşmaları esnasındaki ısı taşınım katsayılarının ve basınç düşüşlerinin hesaplanmasına yönelik teorik ve deneysel birçok çalışma mevcuttur. İncelenen bu çalışmalar arasında, R600a soğutucu akışkanına özel, yatay dairesel kesitli pürüzsüz boru içersindeki meydana gelen yoğuşmaya ait ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümünün hesaplanmasına ait bir çalışma mevcut değildir. R600a soğutkanına CFC'ye alternatif akışkanlardan olmasından dolayı yeni yeni başlayan ilgi ile deneysel çalışma niteliğinde sınırlı sayıda çalışma literatüre çıkmaya başlamıştır.

Literatürde yapılan araştırmanın özetine geçmeden önce aşağıda yatay boru içersinde meydana gelen akışın şematik şekli ele alınmış (Şekil 3.1) ve yoğuşma ile ilgili kısa bir bilgi verilmiştir.

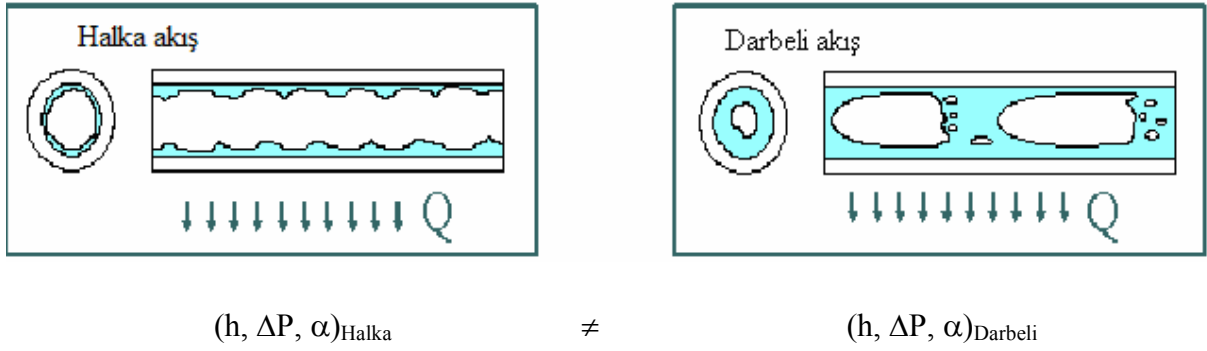
Yoğuşma, buharın sıcaklığının doyma sıcaklığının altına indirilmesi ile gerçekleşir. Doyma sıcaklığı (T_{sat}) akışkanın faz değiştirme sıcaklığı olup buhar fazındaki akışkanın doyma sıcaklığından (T_{sat}) daha düşük bir sıcaklıktaki soğuk yüzey ile teması neticesinde yoğuşma gerçekleşir. Yatay boru içersindeki yoğuşma yüzeyin durumuna bağlı olarak en genel halde iki türlü gerçekleşir. Bunlardan bir tanesi en yaygın yoğuşma türü olan tüm yoğuşma yüzeyinin, bir sıvı filmi ile kaplı olduğu yani atalet kuvvetlerinin yerçekimi kuvvetlerinden daha baskın olduğu film yoğuşması, diğeri ise yoğuşan buharın yüzey üzerinde damlacıklar halinde bulunması hali ki buna da damlacık yoğuşması adı verilir.



Şekil 3.1 Yatay boru içersinde yoğuşmada ki akışın şematik şekli [Thome 2004]

Yatay boru içinde yoğuşmanın doğru olarak tesbit edilebilmesi için akışkanın boru içersindeki davranışının nasıl olduğunun tesbit edilmesi gereklidir. Şekil 3.1'den de görüldüğü üzere boru içersine buhar olarak giren akışkan faz değişimine bağlı olarak borunun sonundan sıvı olarak çıkmaktadır. Soğutucu akışkan boru içinde yoğuşurken, farklı bölgelerde farklı akış özellikleri gösterir. Oluşan bu farklı akış rejimleri taşınım katsayısı ve basınç düşümü ifadelerini

etkilemektedir.

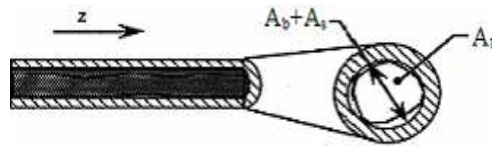


Şekil 3.2 Farklı akım tiplerinde yoğuşmanın özellikleri[Nino V.1997]

Şekil 3.2’den de görüleceği üzere yatay borunun giriş kısmında meydana gelen halka akış ile yoğuşmanın ilerleyen safhalarında görülen darbeli akış için taşınım katsayısı, basınç düşümü ifadeleri ve boşluk oranı değerleri birbirinden farklıdır. Sonuç olarak iki fazlı akışların ifade edilmesinde taşınım katsayısının ve basınç düşümü ifadelerinin doğru olarak belirlenebilmesi için akım tipinin doğru olarak tesbit edilmesi gereklidir. Bu nedenle kaynak araştırmasının bu ilk bölümünde basınç düşümü, taşınım katsayısı ve akım tiplerinin belirlenmesinde etkin bir parametre olan boşluk oranı ifadesi ve geliştirilen korelasyonlar anlatılıp ardından basınç düşümü, akım tipleri ve son olarak da taşınım katsayısı ile ilgili yapılan araştırmalar anlatılmıştır.

3.1 Boşluk Oranı ile İlgili Geliştirilen korelasyonlar

Boşluk oranı ifadesi iki fazlı akışlarda basınç düşüşünün, ısı taşınım katsayısının ve akım tipinin belirlenmesinde temel teşkil edecek en önemli parametrelerden biridir. En genel şekilde buharın kapladığı kesit alanının toplam kesit alanına oranı ile ifade edilebilir.



Şekil 3.3 Boşluk oranının şematik şekli

$$\alpha = \left(\frac{A_b}{A_b + A_s} \right) \quad (3.1)$$

Boşluk oranı birkaç farklı yöntem ile tesbit edilebilir..

- Hızlar oranı,
- Ampirik veya yarı ampirik modeller

Hızlar oranı göz önüne alınarak boşluk oranı; homojen akışta hızlar oranı ve ayrık (separate) akışta hızlar oranı olarak iki kısımda incelenebilir.

Homojen modelde akışı oluşturan her iki fazın aynı hızda hareket ettiği kabul edilir. Sıvı ve buhar fazına ait boşluk oranları kuruluk derecesi cinsinden şöyle ifade edilir.

$$u_b = \frac{\dot{Q}}{A\alpha} = \frac{G}{\rho_b} \left(\frac{x}{\alpha} \right) \quad (3.2)$$

$$u_s = \frac{\dot{Q}}{A(1-\alpha)} = \frac{G}{\rho_s} \left(\frac{1-x}{1-\alpha} \right) \quad (3.3)$$

Homojen modelde bu hızların birbirlerine eşit oluşu gözönüne alınırsa, yukarıdaki hız ifadelerinden boşluk oranı,

$$\alpha = \frac{\frac{x}{\rho_b}}{\left(\frac{1-x}{\rho_s} \right) + \left(\frac{x}{\rho_b} \right)} \quad (3.4)$$

bulunur. Tekrar bir düzenleme ile homojen akışta boşluk oranı ifadesi eşitlik 3.5 şeklini alır.

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_b}{\rho_s}} \quad (3.5)$$

Sıvı ve buhar fazı hızlarının farklı olduğu ayrık akışlı iki fazlı modellerde hızların oranı kayma oranı şeklinde ifade edilip S harfi ile gösterilmektedir. $S = u_b / u_s$ oranını gözönüne alarak boşluk oranı ifadesi tekrar yazılırsa,

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_b}{\rho_s} S} \quad (3.6)$$

elde edilir.

Sıvı ve buhar fazının eşit olduğu durumda $S=1$ olacağından ifade homojen akış için ifade edilen 3.5 eşitliğindeki gibi olur.

Bazı araştırmacılar yaptıkları çalışmalar neticesinde boşluk oranı ifadesi için ampirik korelasyonlar geliştirmişlerdir. Bunlardan başlıcaları aşağıda özetlenmiştir:

Zivi (1964) halka akış için yaptığı analitik çalışmada boşluk oranının fazların yoğunluklarına bağlı olduğunu gözönüne alarak bu oranı

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_g}{\rho_s} \right)^{2/3}} \quad (3.7)$$

şeklinde ifade etmiş ve bu ifadeyi boruya buhar ile beraber sıvı damlacıklarının girmesi ve girmemesi durumları için iki farklı şekilde yazmıştır..

Halka akışta boru içersine buhar ile beraber sıvının girmesi durumunda da Zivi'nin boşluk oranı eşitliği doğru sonucu vermektedir.

$$\alpha = \frac{1}{1 + e \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right) + (1-e) \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)^{2/3} \left[\frac{1 + e \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)^{1/3}}{1 + e \left(\frac{1-x}{x} \right)} \right]^{1/3}} \quad (3.8)$$

şeklinde olan bu eşitlikte e buhar ile giren sıvı miktarının toplam sıvı miktarına oranını göstermektedir. Gerçekte e değeri bilinemez ve Zivi bunu tahmin etmek için bir method geliştirmemiştir. Bununla beraber e 'nin 0 ile 1 arasında değerler olabileceği belirtilmiştir.

- $e = 0$ değerinde boşluk oranı ifadesi 3.7 eşitliğine dönüşür;
- $e = 1$ olduğunda 3.8 eşitliği homojen akış için ifade edilen boşluk oranı eşitliğine dönüşür.

Smith(1969) ayırık akış için yaptığı çalışmasında boşluk oranı korelasyonunu oluştururken gaz fazı ile beraber gazın içinde e oranında sıvının da girdiğini ve aynı zamanda iki fazın momentum akılarının eşit olduğunu kabul etmiş ve 3.6 eşitliğinde bulunan S ifadesindesi

$$S = e + (1 - e) * \left[\frac{\left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right) + e \left[\frac{1-x}{x} \right]}{1 + e \left[\frac{1-x}{x} \right]} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.9)$$

şekline dönüşmüştür ve 3.9 ifadesindeki e değeri 0,4 mertebesindedir.

Hava-su ve su-buhar çiftleri ile yatay ve dikey borularda yapılan deneyler neticesinde bu ifadenin boşluk oranını tahmin etmekte oldukça iyi neticeler verdiğini göstermiştir.

Baroczy (1965) hava-civa ve hava-su ile yaptığı deneyler sonucunda boşluk oranı ifadesi için Lockhart Martinelli ifadesine benzer korelasyon geliştirdi. Daha sonra Butterworth (1975) tarafından düzenlenen eşitlik

$$\left(\frac{1-\alpha}{\alpha} \right) = C \left(\frac{1-x}{x} \right)^m \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)^n \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^o \quad (3.10)$$

şeklindedir.

Bu ifade de C=1, m=0,74, n=0,65, o=0,13 değerlerindedir. [Butterworth 1975]

Turner ve Wallis(1965) Lockhart ve Martinelli'nin çalışmasını baz alarak boşluk oranını tahmin edebilmek için geliştirdikleri korelasyonda sıvı ve buhar fazına ait akışın türbülanslı olduğunu belirterek

$$\frac{1-\alpha}{\alpha} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,72} \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)^{0,4} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0,08} \quad (3.11)$$

eşitliğini vermişlerdir.[Butterworth1975]

Lockhart ve Martinelli (1949) boşluk oranı ifadesini genel olarak aşağıdaki şekilde ifade etmişlerdir.

$$\frac{1-\alpha}{\alpha} = f(X) \quad (3.12)$$

Bu ifade genelde

$$\frac{1-\alpha}{\alpha} = 0,28 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,64} \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)^{0,36} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0,07} \quad (3.13)$$

şeklinde yazılmaktadır. [Butterworth1975]

Tandon (1976) buhar ile birlikte sıvının boru içine girmediği kabulü ile halka akış için yaptığı teorik çalışmada boşluk oranı ifadesini Lockhart-Martinelli parametresine bağlı olarak geliştirmiştir.

$$\alpha = 1 - 1,928 \text{Re}_s^{-0,315} [F(X_u)]^{-1} + 0,9293 \text{Re}_s^{-0,63} [F(X_u)]^{-2} \quad 50 < \text{Re}_s < 1125 \quad (3.14)$$

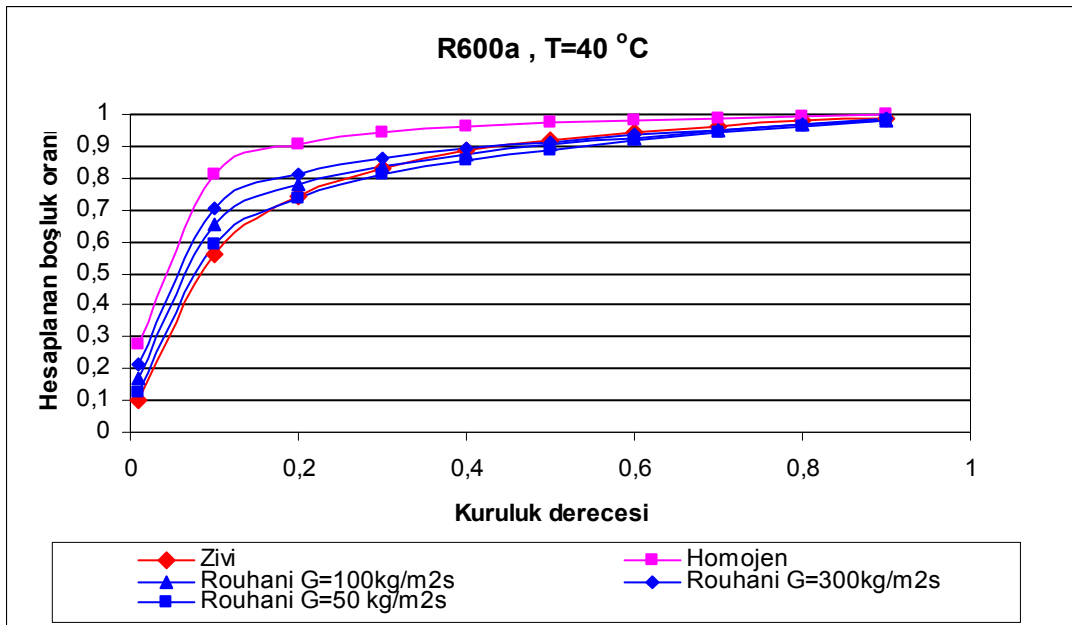
$$\alpha = 1 - 0,38 \text{Re}_s^{-0,088} [F(X_u)]^{-1} + 0,0361 \text{Re}_s^{-0,176} [F(X_u)]^{-2} \quad \text{Re}_s > 1125 \quad (3.15)$$

$$F(X_u) = 0,15 \left[X_u^{-1} + 2,85 X_u^{-0,476} \right] \quad (3.16)$$

Diğer araştırmacılardan farklı olarak boşluk oranı ifadesinde kütleli akının ve yüzey gerilmesinde etkili olması gerektiğini gözönüne alan Rouhani ve Axelsson (1970), bu ifadeyi sürüklenme hızına bağlı olarak düşey boru için geliştirmişlerdir. Rouhani ve Axelsson eşitliğini yatay boru için düzenleyen Steiner (1993) boşluk oranı için

$$\alpha_{ra} = \frac{x}{\rho_b} \left(\left[1 + 0,12(1-x) \right] \left[\frac{x}{\rho_b} + \frac{1-x}{\rho_s} \right] + \frac{1,18(1-x) [g \sigma (\rho_s - \rho_b)]^{0,25}}{G \rho_s^{0,5}} \right)^{-1} \quad (3.17)$$

bağıntısını elde etmiştir.



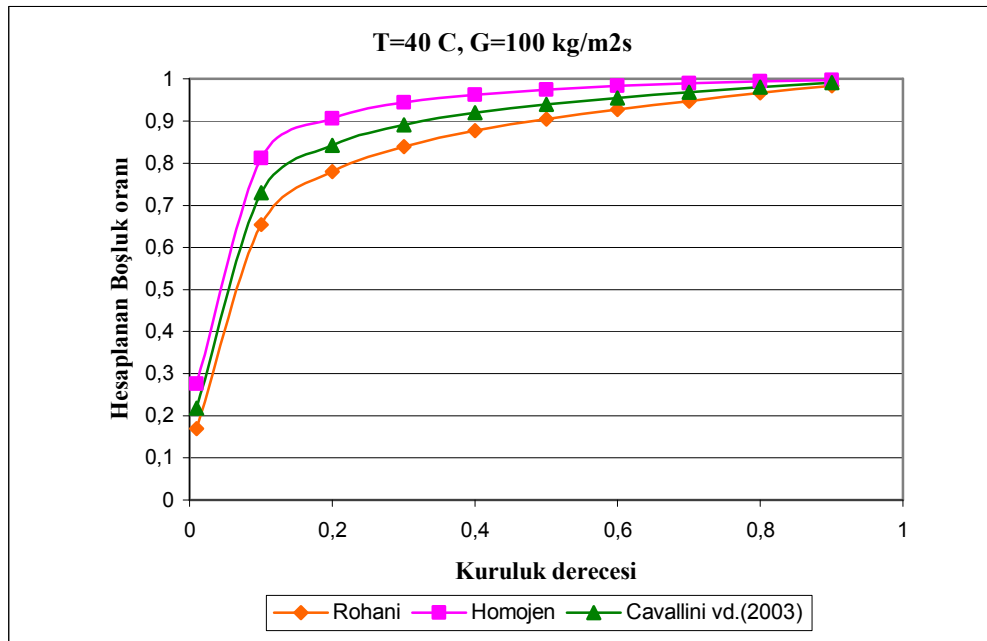
Şekil 3.4 R600a soğutucu akışkanının 4mm iç çaplı borudaki akışında çeşitli metodlarla elde edilen boşluk oranlarının mukayesesi

Rouhani ,Axelsson'un geliştirdiği ve Steiner tarafından yatay akışlara uyarlanabilen 3.17 eşitliğindeki boşluk oranı ifadesinde bulunan kütlesel akı değerinin etkisini görebilmek için R600a akışkanının 40 °C sıcaklıkta 4mm iç çapındaki boru içersindeki yoğuşma sırasında kütlesel akının 50,100 ve 300 kg/m²s değerleri için çeşitli korelasyonlarla hesaplanan değerler şekil 3.4'e taşınmıştır. Zivi'nin geliştirdiği ve homojen akış için geliştirilen korelasyonlarda kütlesel akının etkisi görölmezken, Steiner'in korelasyonuna göre kütlesel akı düştükçe boşluk oranı üzerindeki değişim görölmemektedir. Dolayısı ile boşluk oranı ifadesinin hesaplanmasında daha gerçeķçi bir yaklaşım olması aķısından son yıllarda bu eşitlik literatürde tavsiye edilmektedir.

Cavallini, Hajal vd.(2003) bu alanda yapmış oldukları çalışmalarında yüzey geriliminin ve kütlesel akısının etkilerinin de göz önünde bulunduran 3.17 eşitliği ile homojen akış için tanımlanmış ifadeleri birlikte gözönüne alarak yeni bir boşluk oranı ifadesi geliştirmişlerdir. Logaritmik boşluk oranı (LM α) adı verilen bu ifade;

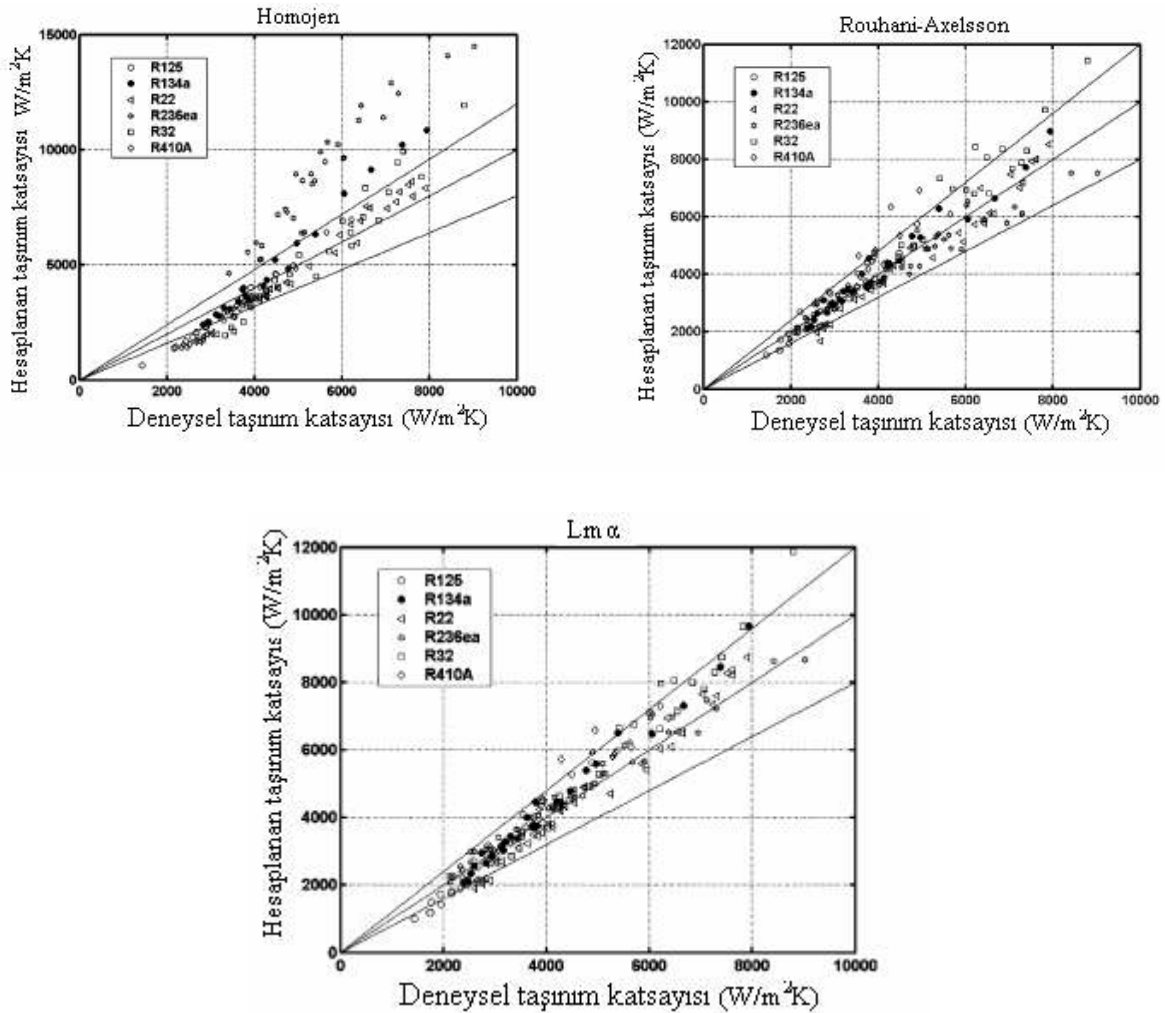
$$\alpha = \frac{\alpha_h - \alpha_{ra}}{\ln\left(\frac{\alpha_h}{\alpha_{ra}}\right)} \quad (3.18)$$

şeklinde dir. şekil 3.5'de R600a soğutucu akışkanının 100 kg/m² s kütlesel akısında 40 °C sıcaklıkta bu eşitliklerden elde edilen boşluk oranlarının mukayesesi yapılmıştır.



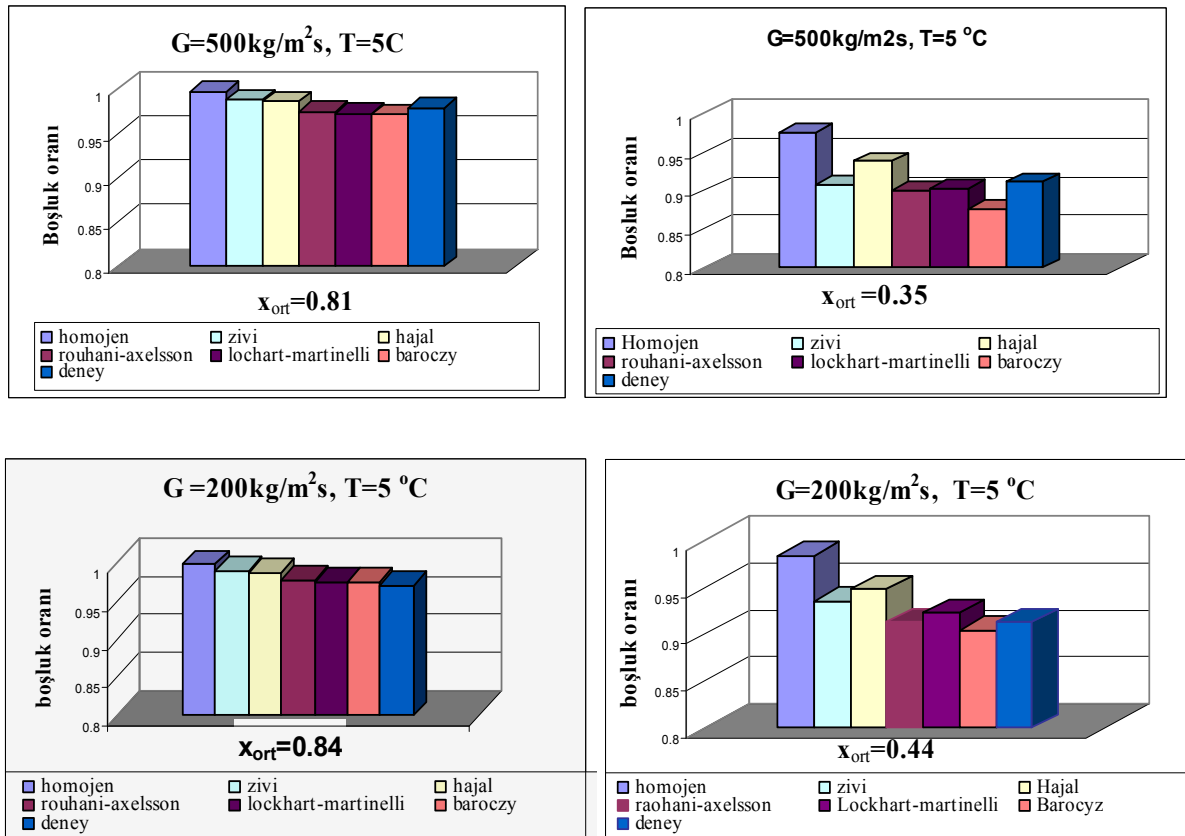
şekil 3.5 R600a için boşluk oranı metodlarının mukayesesi

Düşük kuruluk derecelerinde homojen akış ve Rouhani-Axelsson tarafından geliştirilen boşluk oranı ifadeleri arasındaki fark Cavallini,Hajal vd. tarafından geliştirilen yeni boşluk oranı ifadesi ile giderilmeye çalışılmış.Yapılan deneyler sonucunda bulunan taşınım katsayıları ile hesaplanan taşınım katsayılarının mukayesesinde hesaplar önce sadece homojen boşluk oranı sonra sadece Rouhani-Axelsson ve en son durumda yeni geliştirilen Logaritmik boşluk ifadesi kullanılarak yapılmış ve şekil 3.6'da görüldüğü gibi en az hata ile sonucu $Lm\alpha$ 'nın verdiği görülmüştür. Logaritmik boşluk oranı ifadesi kullanılarak hesaplanan taşınım katsayısı değerleri ile deneylerden elde edilen taşınım katsayıları arasındaki değişim ± 20 bandı içerisinde kalmıştır.Cavallini, Hajal vd. tarafından geliştirilen $Lm\alpha$ korelasyonunun bir başka önemli özelliği de bu korelasyonla elde edilen sonuçlarda basıncın değiştirilmesi ile teorik ve deneysel sonuçlar arasındaki fark değişmemektedir.



Şekil 3.6 Farklı boşluk oranı ifadelerinin deneysel ve hesaplanan taşınım katsayısındaki etkileri

D.A Yashar vd (ACRC TR 141) küçük çaplarda düz ve mikro kanatlı borular kullanarak deneysel çalışma yapmışlar. Çalışmada 4,26 mm düz boru içinde R134a ve R410A akışkanlarının 5 °C, sıcaklıkta farklı kuruluk dereceleri ve farklı kütleli akılar gözönüne alınarak boşluk oranları deneysel olarak tespit edilmiştir. Düz boru ile yapılmış deneylerden elde edilen boşluk oranı değerleri yapılan çalışmada verilmiş. Ve düz boru ile yapılmış olan deneylerden elde edilen sonuçlardan iki farklı kütleli debide ve kuruluk derecesinde elde edilen değerler literatürdeki mevcut korelasyonlardan bazıları ile mukayese edildiğinde şekil 3.7’de ki gibi değişim ortaya çıkmaktadır. Grafikleri incelediğimizde öncelikle yüksek kuruluk oranlarında ($x=0,81$ ve $x=0,84$) kütleli akının pek etkisi görülüyor ve her iki durum içinde boşluk oranları birbirine benzer bir davranış gösteriyor. Ancak kuruluk derecesinin azaldığı durumda aynı şartlar için farklı boşluk oranı değerleri elde edilmektedir.



Şekil 3.7 Yashar’a ait deneysel veriler ile boşluk oranı korelasyonlarının mukayesesi

Deneylerden elde edilen değere en yakın olan kütleli debiyi ve özellikle küçük çaplı borularda etkili olan yüzey gerilmesi parametresini gözönüne alan Rouhani-Axelsson tarafından geliştirilen ve Steiner tarafından yatay boruya uygulanan boşluk oranı değeridir. Diğer boşluk oranı ifadelerinde soğutucu akışkanların sadece fiziksel özellikleri gözönüne alındığından gerçekten biraz daha farklı boşluk oranı ifadesi elde edilmektedir.

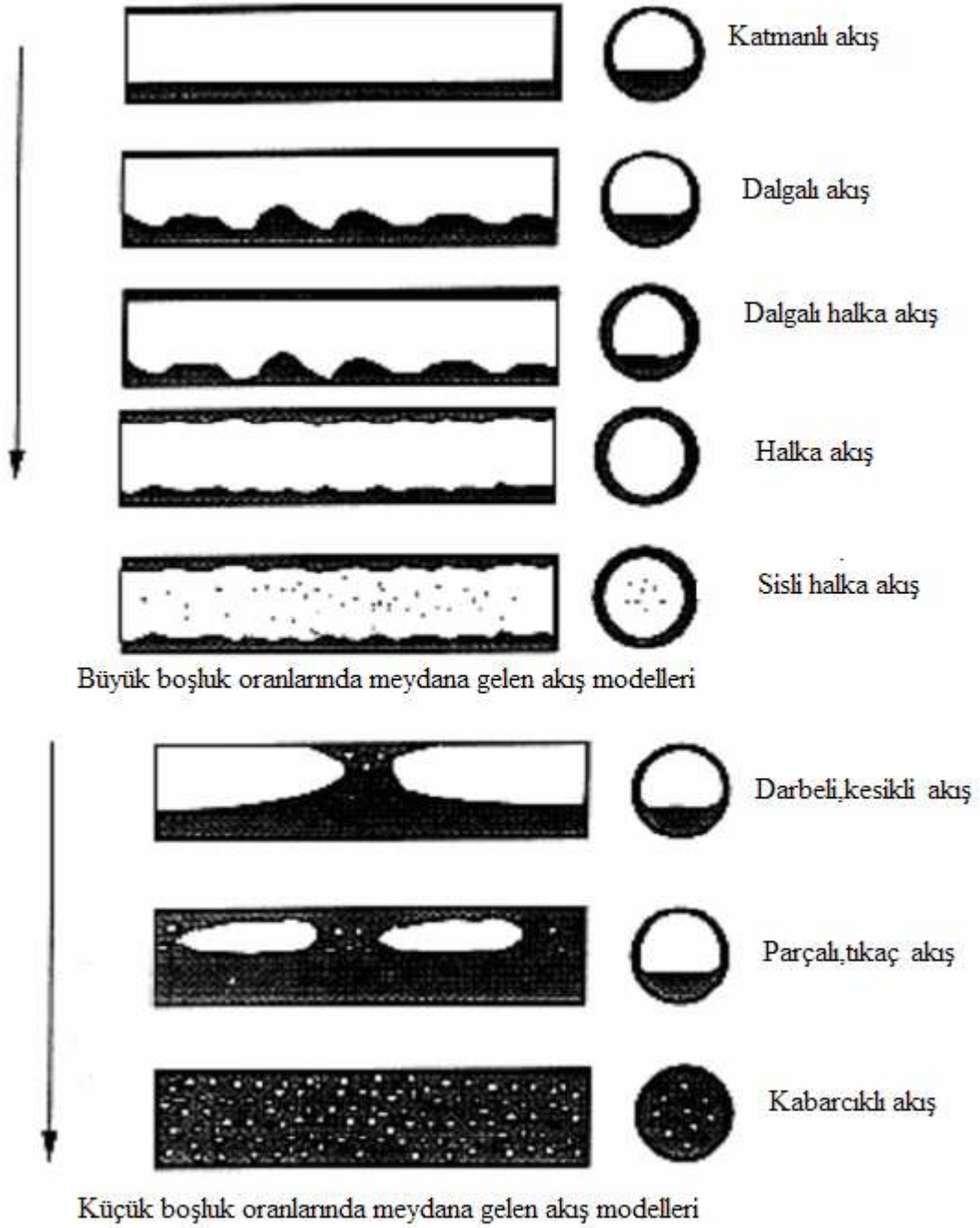
Sonuç olarak boşluk oranı ifadesini hesaplamak için Rouhani-Axelsson tarafından geliştirilen ifadeyi kullanmak deneysel sonuca daha yakın sonuç verecektir. Bu bölümde homojen akış, kayma oranı, Lochart-Martinelli parametresi ve kütleli akı gibi parametreleri gözönüne alarak geliştirilen boşluk oranı ifadeleri anlatılmıştır. Geliştirilen modellerin çoğunda su-hava çifti ele alınmıştır. Yoğuşma ile ilgili olan çalışmalarda kullanılan boru çapı 7-8 mm'dir. Yapılan araştırmaların çoğunda akım tipi halka olarak kabul edilerek korelasyonlar geliştirilmiştir. Bu açıdan daha küçük çaplarda ve farklı akım tipleri için boşluk oranı çalışmalarına ihtiyaç vardır

3.2 Yatay Boruda İki Fazlı Akış Rejimleri

Bu bölümde yatay boru içinde yoğuşma sırasında oluşan akış rejimlerinin teorisi ve literatürdeki gelişimi hakkında bilgi verilmiştir. Yatay boru içine giren buhar doyma sıcaklığının altında bir yüzey ile karşılaştığında yoğuşma meydana gelir. Yoğuşma sırasında; akışkanın kütleli akısı, sıvı buhar fazının fiziksel özellikleri, geometrisi, yerçekimi kuvveti, atalet ve kayma kuvvetlerinin birbirine göre olan etkilerinden dolayı çeşitli akış rejimleri oluşur.

Boru içinde oluşan yoğuşmadan dolayı meydana gelen iki fazlı akış sırasında soğutkanın sıvı ve buhar fazının özellikleri akış rejiminin belirlenmesi açısından çok önemlidir. Farklı akış örnekleri soğutkanın debisine, sıvı ve buhar fazının özelliklerine ve borunun şekline göre değişmektedir. Yatay boru içine giren buharın boruya giriş hızına bağlı olarak yerçekimi veya arayüzey kayma gerilmesi daha baskın olur; bu da farklı akış rejimlerinin meydana gelmesini sağlar. Düşük buhar hızlarında yerçekimi kuvveti daha baskın olduğundan borunun üst kısmında yoğuşmaya başlayan buhar cidarlardan alt kısımda oluşan sıvı birikintisine doğru akar. Buhar hızının düşük olduğu bu durumlarda sıvı buhar ara yüzeyinin düzgün olduğu görülmüştür. (Chato 1962)

Yoğuşmanın meydana geldiği boru içersinde, buhar ve sıvı fazı eşzamanlı olarak akmaktadır. Bu esnada meydana gelen, akış modelleri şekil 3.8'da gösterilmiştir.



Şekil 3.8 Yüksek hızın baskın olduğu akış rejimleri ve düşük buhar hızlarında yerçekiminin etkin olduğu akış rejimleri

Buradaki akış rejimleri, boşluk oranının büyük olduğu (yani $\alpha > 0,5$) yada küçük (yani $\alpha < 0,5$) olduğu durumlarda olmak üzere iki farklı bölüme ayrılmıştır. Boşluk oranının büyük olduğu durumlarda beş farklı akış tipi görülebilir. Bunlar sırasıyla sisli halka, halka, dalgalı halka akış, dalgalı ve katmanlı akıştır. İkinci grupta ise ($\alpha < 0,5$ olduğu durumlarda) darbeli, kesikli (slug), parçalı, tıkaç (plug) ve kabarcıklı (bubbly) akış gözlenebilmektedir. İlk

gruptaki 5 akış modeli boru içerisindeki akış hızına bağlı olarak değişmektedir. Akış hızı(veya kütleli akı) arttıkça akış şekli katmanlı akıştan, sisli akışa doğru değişmektedir. İkinci gruptaki 3 akış şekli ise boru içindeki mevcut sıvı miktarının artmasına (yani boşluk oranının azalmasına) bağlı olarak darbeli akıştan kabarcıklı akışa doğru değişmektedir.

Düşük buhar hızlarında katmanlı akış görülmektedir. Bu tip akış boyunca yerçekimi kuvvetleri atalet kuvvetlerine nazaran daha baskın olduklarından, borunun üst kısmında yoğunlaşan sıvı borunun alt kısımlarına doğru yerçekiminin etkisi ile akmakta ve borunun alt kısmında toplanmaktadır. Buhar hızı oldukça küçük olduğundan borunun alt kısmında biriken sıvının yüzeyi pürüzsüzdür.

Buhar hızı arttıkça sıvı yüzeyi düzensiz olmaya ve yüzeyde dalgalar oluşmaya başlar. (Carey,1992) Bu akışa dalgalı akış denmektedir. Bu akıştaki boru üst kısmındaki yoğunlaşma işlemi, katmanlı akıştaki yoğunlaşma ile aynıdır. Yukarıda buhar akışı varken aşağıda zamanla kalınlığı artan bir sıvı tabakası bulunur. Sıvı ile buhar ara yüzeyine yakın olan boru çeperleri sıvı yüzeyinde ki dalgalara maruz kalmaktadır. Bu yüzden bu kısımda daha ince bir sıvı tabakası vardır.

Buharın daha hızlı akması sonucunda; dalgalı akış daha dengesiz bir hale gelir. Bu durumda iki ayrı sonuçla karşılaşılabilir. Bunlar; Sıvı miktarının fazla olduğu durumda darbeli(slug) akış görülebilmektedir. Düşük sıvı miktarlarında ise dalgalar boru duvarlarını yıkamaya başlar ve halka akış meydana gelir. Tam halka akış olmadan önce geçiş modeli olan dalgalı–halka akış gözlemlenmektedir. Bu durumda; sıvı yüzeyinde dalgalar olduğu gibi duvar çevresinde tam simetrik olarak yayılmamış bir halka şeklinde akış gözlemlenmektedir. Boru çeperindeki sıvı filmi, dalgalı akıştaki aksine aşağıya doğru değil, akış yönünde eksene paralel bir şekilde akmaktadır.

Buhar hızının daha fazla artırılması ile borunun alt kısmındaki sıvı tabakasından, borunun çeperlerine ve üst kısmına doğru bir sıvı hareketi oluşmaktadır. Bu hareket ile borunun çevresi boyunca duvarlarda eşit kalınlıkta bir sıvı halkası oluşur. Sıvı duvar boyunca halka şeklinde akışına devam ederken, buhar fazı halkanın içinden akar. Buhar hızı, sıvı hızından daha yüksektir. Bu durum sıvı tabakasının yüzeyinde dalgalara neden olur.

Buhar hızının en yüksek olduğu durumda ise sıvı-buhar ara yüzeyindeki dalgalar oldukça büyürler ve buhar sıvı tabakasının yüzeyinden damlacıklar kopar. Kopan bu sıvı damlacıkları buhar akışının içine karışarak boru boyunca hareketlerine devam ederler. Bu durumda boru çevresinde sıvı tabakası halka şeklinde akarken, buhar ve sis şeklindeki sıvı damlacıkları

halkanın içinden akar. Bundan dolayı bu akışa sisli-halka akış denir.

İkinci gruptaki ($\alpha < 0,5$) akış çeşitleri darbeli(slug), parçalı(plug) ve kabarcıklı(bubbly) akış çeşitleridir. Darbeli (slug) akış; sıvı yüzeyindeki dalgaların yüksekliği, bütün akış kesidini kaplayacak derecede büyük olduğu zaman meydana gelir. Bu darbeli (slug) akış ilk olarak Hubbard ve Dukkler (1966) tarafından incelenmiş, daha sonraları Lin ve Hanratty (1989) bu konu üzerine çalışmışlardır. Bu çalışmalar sonucunda darbelerin (slugların), buhar hızında ani düşümlere neden olduğu belirlenmiştir. Başka bir durumda; darbeler (sluglar) tam olarak akış kesitini kapatabilecek kadar büyük olmaz, ancak anlık olarak kesiti kapatacak kadar büyüyebilirler. Bu durumda ani basınç dalgalanmaları daha az şiddetli olur. Bu tür akışa ise sahte darbe(slug) anlamına gelen pseudo-slug akışı adı verilir.

Yoğuşma devam ettikçe, darbelerin (slugların) bir araya gelmesi ile sıvı akışının daha fazla olduğu yeni bir akış türü meydana gelir. Parçalı (Plug) akış adı verilen bu akışta, yoğuşan sıvı miktarı ve hızı arttıkça, türbülansın etkisi ile parçalar (pluglar) daha küçük kabarcıklara bölünür. Bu tür akışa ise; kabarcıklı (Bubbly) akış denir. Darbeli, kesikli (Slug), parçalı, tıkaç (plug) ve kabarcıklı (bubbly) akış, yoğuşma prosesinin son dönemlerinde yani akışın sıvı ağırlıklı olduğu durumlarda meydana gelir. Bu durumda boşluk oranı oldukça küçüktür. Buhar kuruluk derecesinin % 10'nun altına indiği durumlarda darbeli (slug), parçalı (plug) ve kabarcıklı (bubbly) akış görülebilmektedir. Özellikle kuruluk derecesinin %1 veya %2 olduğu durumlarda parçalı (plug) ve kabarcıklı (bubbly) akış görülür.

Sonuç olarak boru içinde meydana gelen yoğuşmanın anlaşılmasındaki ilk adım, yoğuşan akışkanın boru içersinde nasıl aktığının belirlenmesidir. Çünkü meydana gelen akım tipleri basınç düşüşünün ve taşınım katsayısının doğru olarak tesbit edilmesinde temel teşkil eder. Yoğuşma için geliştirilen çok sayıda korelasyon literatürde mevcuttur ancak bunları her akım tipine ve her çapa veya farklı geometrilerde uygulamak yanlış olur. Örneğin tek fazlı akışlarda Nu boyutsuz sayısı Re ve Pr sayılarının fonksiyonudur. Ancak akışın laminar veya türbülanslı olması durumuna göre ifadeler değişir. Aynı şekilde de iki fazlı akışlarda taşınım katsayısının ifade edilmesinde akım tipi önemli rol oynamaktadır.

3.2.1 Akış rejimlerine göre oluşturulan akış haritaları üzerinde yapılan çalışmalar

Isı ve momentum transferini etkileyen en önemli faktörlerden birisi akış modelidir; bu nedenle hangi kütleli debi ve kuruluk derecesinde ya da akışın hangi kısmında hangi akış modelinin olduğunu bilmek, o şartlardaki momentum transferini hesaplamak için oldukça önemli ve gereklidir. Bundan dolayı, zaman içerisinde bu konu hakkında birçok çalışma

yapılmıştır. İki fazlı akış haritası modeli ilk olarak Kattan ve arkadaşları tarafından geliştirilmiştir. Bu model, yatay boru içindeki buharlaşma temel alınarak hazırlanmıştır. Geçmişte daha birçok araştırmacı bu konu üzerinde çalışmalar yapmıştır. Bunların arasında Baker(1954), Mandhane(1974), Breber vd.(1980), Soliman(1982,1983), Tandon vd.(1982) Taitel ve Dukler'in(1976) çalışmaları en iyileridir.

3.2.1.1 Baker'in akış haritası

1954 yılında Baker tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada 25 mm - 100 mm çapındaki borular içindeki adyabatik sıvı buhar akışı gözlemlenmiştir. Geniş akışkan özelliklerini kapsaması açısından Baker hava-su, yağ-su karışımlarını incelemiştir. Akış haritası yatay ekseninde sıvı kütle akışını, dikey ekseninde ise buhar kütle akışını ifade edecek şekilde düzenlenmiştir. Bu iki koordinat için sırasıyla;

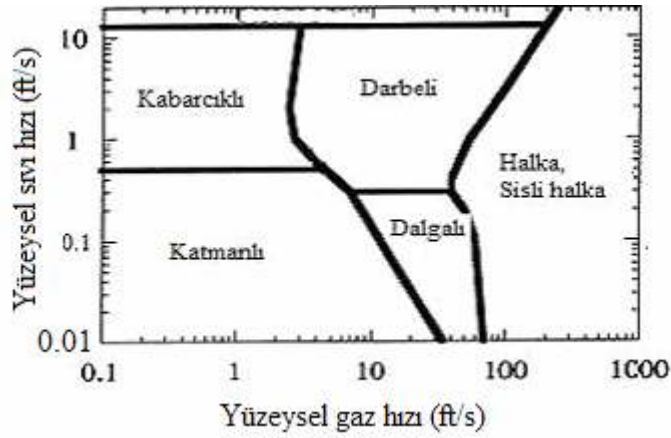
$$x = G (1 - x) \left(\frac{\sigma_{su}}{\sigma} \right) \left(\frac{\mu_s}{\mu_{su}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\varphi_{su}}{\varphi_s} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (3.19)$$

$$y = Gx \left[\left(\frac{\rho_b}{\rho_{hava}} \right) \left(\frac{\rho_s}{\rho_{su}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.20)$$

büyüklikleri kullanılmıştır. Baker'in çalışması akış haritaları ile ilgili yapılan ilk çalışmalardan olduğundan önem arz etmektedir.[Dobson-Chato 1994]

3.2.1.2 Mandhane'nin Akış Haritası

Mandhane 1974 yılında, 5935 deney sonucunu kullanarak, Baker(1954) gibi hava-su verilerini gözönüne alarak ve daha önceki çalışmalarda kullanılan boru çaplarından daha büyük boru çapları kullanarak bir harita geliştirdi. Mandhane'nin haritasında da yatay ve dikey eksenler sırasıyla yüzeysel(superficial) gaz ve yüzeysel(superficial) sıvı hızlarını göstermektedir. 12,7 ve 165,1 mm çapları arasındaki borular içersinde yapılan deneylerde hava-su karışım akışı incelenerek bu harita oluşturulmuştur. Yapılan deneylerde, katmanlı akış, dalgalı akış, halka akış, darbeli akış ve kabarcıklı akış gözlemlenebilmiştir.



Şekil 3.9 Mandhane'nin akış haritası(Dobson,1994)

Mandhane deneylerden elde ettiği sonuçları geliştirmiş olduğu akış haritası ile karşılaştırdığında %68'lik bir doğruluk elde etmiştir. Baker'ın (1954) haritasının ise deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında doğruluk oranı sadece %42'olarak görülmüştür.

Soğutucu akışkan için veriler karşılaştırıldığında Mandhane'nin haritasında sorun oluşmaktadır. Bu sorun da havanın yoğunluğunun soğutucu akışkanın yoğunluğundan çok düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Bu sorunu gidermek için yüzeysel(superficial) buhar hızı, kullanılan soğutkan buhar yoğunluğunun, atmosferik şartlardaki hava yoğunluğuna oranının karekökü ile çarpılmış ve

$$J_b^{corr} = \sqrt{\frac{\rho_b}{\rho_{hava}}} J_b \quad (3.21)$$

şeklinde yazılarak düzeltme yapılmıştır..

Mandhane'nin haritasında boru çapının etkisi ihmal edilmiştir.

Eşitlik 3.21 ile yapılan değişiklik 1994 yılında Dobson'un R134a soğutkanı ile yaptığı deneyler ile uygunluk göstermiştir. Dobson'un çalışmalarına göre küçük çaplı borularla yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler, akış şeklinin Mandhane haritasının sol tarafında çıktığını göstermektedir. Bu çalışma, Dobson'dan önce Taitel ve Dukler (1976) tarafından, daha sonra ise Wang (1997) tarafından yapılan çalışmalarla doğrulanmıştır. [Dobson-Chato 1994]

3.2.1.3 Taitel ve Dukler Akış Haritası

Taitel ve Dukler (1976) tarafından teorik temelli akış haritası geliştirilmiştir. Taitel ve

Dukler'e göre, akış biçimleri arasındaki farklılık, hangi kuvvetin daha baskın olduğuna bağlıdır ve belirli bir parametre yada koordinat grubu o şartlardaki akış modelinin belirlenmesini sağlayamamaktadır. Taitel ve Dukler'in haritasında 5 farklı akış şekli görülmektedir. Bunlar Pürüzsüz katmanlı akış, dalgali akış, halka akış, darbeli akış (slug ve plug akışı beraber) ve kabarcıklı(bubbly) akıştır. Taitel ve Dukler, pürüzsüz katmanlı akıştan diğer bir akışa geçişteki uygun fiziksel mekanizmayı temel alan yeni bir mekaniksel yaklaşım geliştirmişlerdir. Kullanılan mekanizmada ilk olarak pürüzsüz katmanlı akış için kuvvetler tanımlanmıştır. Şekil 3.10'de yatay pürüzsüz katmanlı akışın şematik olarak görünüşü verilmiştir. Sıvı faz ve buhar fazı için momentum denklemleri sırasıyla;

$$-A_s \left[\frac{dP}{dz} \right] - \tau_{ds} S_s + \tau_a S_a = 0 \quad (3.22)$$

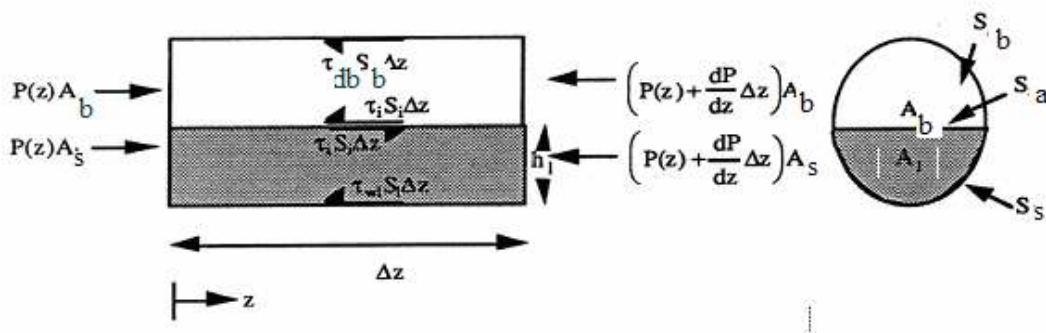
ve

$$-A_b \left[\frac{dP}{dz} \right] - \tau_{db} S_b + \tau_a S_a = 0 \quad (3.23)$$

şeklinde yazılabilir. Bu iki denklemde her z noktasında basıncın sabit olduğu kabulü yapılmıştır.

Ayrıca Taitel ve Dukler, boyutsuz sıvı seviyesini gösteren $\bar{\delta}_s$ 'nin bir fonksiyonu olan Lockhart-Martinelli sayısının bulunduğu boyutsuz bir denklem geliştirmişlerdir. Boyutsuz sıvı seviyesi;

$$\bar{\delta}_s = \frac{\delta_s}{d} \quad (3.24)$$



Şekil 3.10 Taitel ve Dukler (1976) analizinde kullandıkları katmanlı akış

$\bar{\delta}_s$ ve X arasındaki ilişki bilindiğinden, X'in herhangi bir değeri için fonksiyonun tersinden yada akış haritalarından $\bar{\delta}_s$ bulunabilmektedir. Bu adım için akış modelinin ne olduğunun iyi bilinmesi gerekmektedir. Taitel ve Dukler'in hipotezinde katmanlı akıştan dalgalı akışa geçiş, dalgaların yüzeye etki eden basınç ve kayma kuvvetlerinin, dalga içerisindeki viskoz dağılımı yenebilecek kadar etkili olduğu anda meydana gelmektedir. Dalgalar boyutsuz olarak, kritik buhar hızının yeterli büyüklüğe eriştiğinde oluşmaktadır.

Kritik buhar hızı K_{td} ;

$$K_{td} = F_{td} \sqrt{\text{Re}_l} \geq \frac{20}{\bar{u}_g \sqrt{\bar{u}_l}} \quad (3.25)$$

eşitliği ile verilmektedir. Bu eşitlikte görülen F_{td} büyüklüğü Taitel ve Dukler tarafından modifiye edilmiş Froude sayısıdır, ve

$$F_{td} = \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l - \rho_g} \frac{Gx / \rho_g}{\sqrt{Dg \cos \alpha}}} \quad (3.26)$$

eşitliği ile tanımlanmaktadır.

Katmanlı-dalgalı akıştan, halka akışa geçiş üzerinde daha önce diğer araştırmacılar tarafından çalışmalar yapılmıştır (Butterworth, 1972; Dukler ve Hubbard 1975). Bu araştırmacılara göre düşük sıvı oranlarında dalgalar borunun çevresi boyunca çeperleri ıslatır ve halka akışa neden olurlar. Yüksek sıvı oranlarında ise dalgalar akış kesidini tamamen kapatarak darbeli veya parçalı akışa neden olur.

Taitel ve Dukler akış modelleri arasındaki geçiş yerini belirleyebilmek için Kelvin-Helmholtz'un modifiye edilmiş kararlılık analizini temel almışlardır. Kelvin-Helmholtz teoremi iki paralel levha arasındaki sonsuz bir dalga için ifade edilmiştir. Taitel ve Dukler bu teoriyi yatay bir boru içerisindeki sınırlı bir dalganın kararlılığına göre yeniden düzenlemişlerdir. Elde edilen boyutsuz ifade;

$$F_{td}^2 \left[\frac{1}{(1 - \bar{\delta}_s)^2} \frac{\bar{u}_b \sqrt{1 - (2\bar{\delta}_s - 1)^2}}{\bar{A}_b} \right] \geq 1 \quad \text{şeklinde olup} \quad (3.27)$$

$$\bar{A}_b = \frac{A_b}{d^2}, \quad \bar{U}_b = \frac{U_b}{J_b} = \frac{1}{\alpha}, \quad \bar{\delta}_s = \frac{\delta_s}{d}$$

eşitlikleri geçerlidir.

Bu ifadelerde δ_s sıvı yüksekliğini, J_b yüzeysel gaz hızını ve A_b gaz alanını ifade etmektedir. Düşük sıvı miktarlarında, akış kesitinin tamamını kapatacak yeterli miktarda sıvı olmadığından darbeli akış gerçekleşemez. Dolayısı ile sıvı miktarı boyutsuz olarak ifade edilirse ($\bar{\delta}_s$), katmanlı yada dalgalı akıştan sonra darbeli parçalı akışın mı yoksa halka akışın mı meydana geleceği belirlenebilir. Taitel ve Dukler'e göre; dalganın tepesi bir önceki dalga çukurundan beslendiğinden, eğer sıvı yüksekliği akış kesidinin yarısından daha az ise, dalga tepesi akış kesidinin üst noktasına ulaşmadan önce dalga çukuru akış kesitinin alt noktasına ulaşır. Bundan dolayı; $\bar{\delta}_s < 0,5$ olduğu durumlar için halka akışın, $\bar{\delta}_s > 0,5$ olduğu durumlarda ise darbeli, parçalı akışın meydana geleceği kabul edilir. $\bar{\delta}_s$, Lockhart-Martinelli sayısının bir fonksiyonu olduğundan, darbeli parçalı akış $X > 1,6$ ve halka akış $X < 1,6$ olduğu durumlarda meydana gelir.

Taitel ve Dukler, darbeli akış ve parçalı akıştan kabarcıklı akışa geçiş şartları üzerinde de çalışmışlar ve kabarcıklı akışa geçişin, kabarcıkları bir arada tutan ve yüzmesini sağlayan kuvvetler ile buhar ile sıvıyı birbirine karıştırmaya çalışan türbülans hareketleri arasındaki dengeye bağlı olduğunu ifade etmişlerdir. Parçalı akıştan, kabarcıklı akışa geçişteki şartların boyutsuz olarak ifadesi aşağıdaki gibidir:

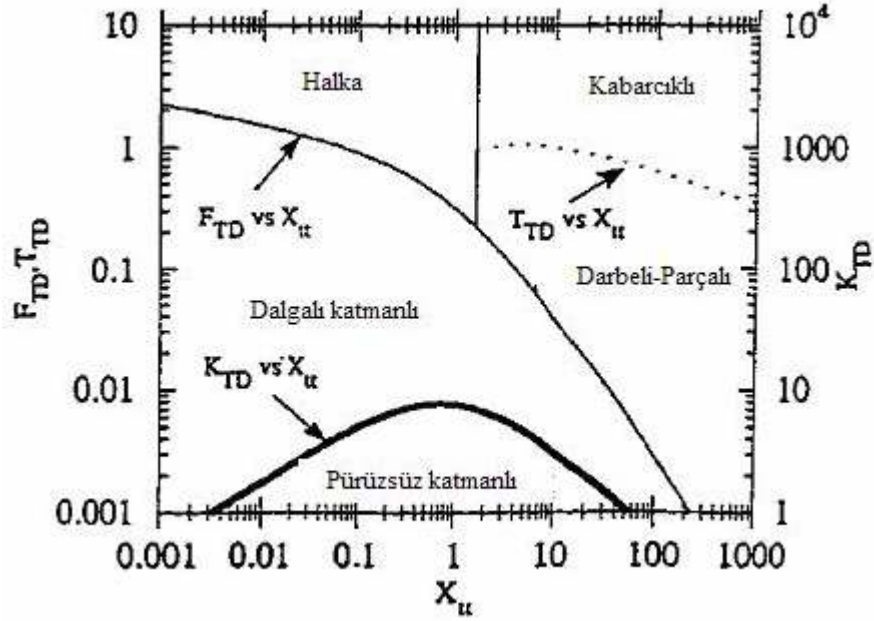
$$T_{td}^2 \geq \left[\frac{8 \bar{A}_b (\bar{u}_s \bar{d}_s)^n}{\bar{S}_s \bar{u}_s^2} \right] \quad (3.28)$$

Burada ki T_{td} büyüklüğü

$$T_{td} = \left[\frac{(-dP/dz)_s}{(\rho_s - \rho_b)g \cos \alpha} \right] = \left[\frac{2a}{\text{Re}_s^n} \frac{J_s^2}{gd \cos \alpha} \frac{1}{(1 - \rho_b/\rho_s)} \right] \quad (3.29)$$

eşitliği ile tanımlanmıştır.

Taitel ve Dukler, Lockhart ve Martinelli sayısına bağlı olarak iki boyutlu bir akış haritası çizmişlerdir. Şekil 3.11'de iki fazlı bir akış için çizilen harita gösterilmiştir.



Şekil 3.11 Yatay akış için Taitel-Dukler'in akış haritası

3.2.1.4 Soliman'in akış haritası

Soliman(1982), boru içersinde meydana gelen yoğuşma sırasında akış formundaki geçiş bölgeleri üzerinde önemli çalışmalar yapmıştır. Soliman'a göre; yoğuşma esnasında üç temel akış formu vardır. Bunlar dalgalı akış , halka akış ve sisli halka akıştır. Soliman, bu üç akış formu arasındaki değişimi iki adet geçiş kriteri ile ifade etmiştir. Bu geçiş kriterlerinden birincisi, dalgalı akış'dan - halka akış'a geçiş ve ikincisi de halkalı akış'dan sisli halka akışa geçiş için tanımlanmıştır. Soliman'ın çalışmalarındaki en önemli farklılık dalgalı akış rejiminin; katmanlı(stratified) akış, dalgalı katmanlı ve darbeli akıştan oluştuğunu belirtmiş olmasıdır.

Soliman'a göre, dalgalı akış ile halka akış arasındaki geçiş, atalet kuvvetleri ile yerçekimi kuvvetleri arasındaki dengeye bağlıdır. Froude sayısı ise bu iki kuvvet arasındaki dengeyi ifade etmektedir.

$$Fr = \frac{V^2}{gL} \quad (3.30)$$

Soliman'a göre Fr sayısındaki V hızı yaklaşık olarak sıvı fazın gerçek hızı, L boyu ise yaklaşık olarak δ film tabakası kalınlığıdır. Kütlesel akı, kuruluk derecesi ve akışkan özellikleri bilinmeden bu parametrelerin bilinmesi zordur. Soliman Fr sayısını, Re_s 'a bağlı olarak:

$Re_s < 1250$ için Fr_{so} sayısı ;

$$Fr_{so} = 0,025 Re_s^{1,59} \left(\frac{1 + 1,09 X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right)^{1,5} \frac{1}{Ga^{0,5}} \quad (3.31)$$

ve

$Re_s > 1250$ için Fr_{so} sayısı ;

$$Fr_{so} = 1.26 Re_s^{1,04} \left(\frac{1 + 1,09 X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right)^{1,5} \frac{1}{Ga^{0,5}} \quad (3.32)$$

gibi ifade etmiştir.

Soliman 1982 yılında amonyak ile yapmış olduğu deneysel çalışmalar sonucunda $Fr_{so} < 7$ olduğu durumda dalgali akışın, $Fr_{so} > 7$ olduğu durumda ise halka akışın meydana geldiğini gözlemlemiştir. Soliman'a göre $Fr_{so} = 7$ ise dalgali akıştan, dalgali halka akışa geçiş sınırındır. Tam olarak simetrik bir halka akış ise $Fr_{so} = 18$ olduğunda görülmektedir.

Soliman 1983 ve 1986 yılında yapmış olduğu çalışmalarda halka akıştan sisli akışa geçiş sınırını incelemiş ve bu geçişi Re_s değerine bağlı olarak atalet kuvvetlerinin yüzey gerilme kuvvetleri oranı şeklinde ifade edilen We sayısına bağlı olarak .

$Re_l \leq 1250$ için ;

$$We_{so} = 2,45 \frac{Re_b^{0,64}}{\pi du_b^{0,3} (1 + 1,09 X_{tt}^{0,039})^{0,4}} \quad (3.33)$$

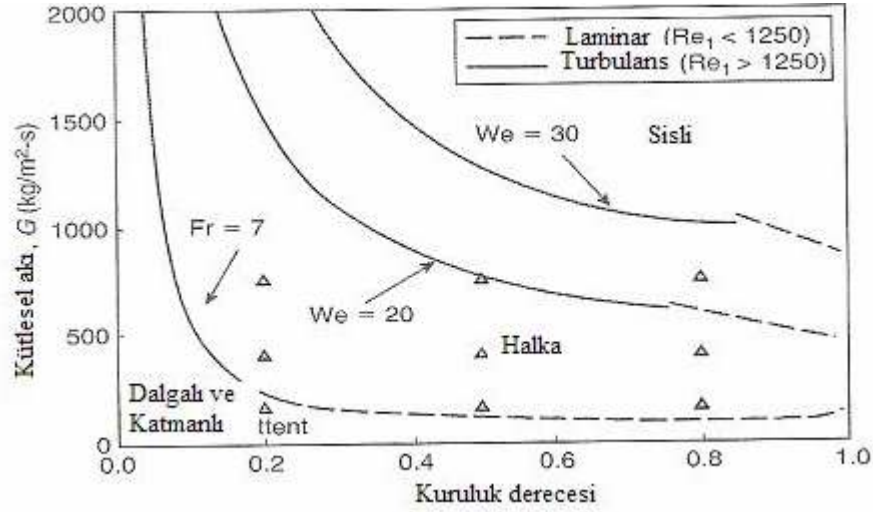
ve

$Re_l \geq 1250$ için ;

$$We_{so} = 0,85 \left[\left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^2 \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right) \right]^{0,084} \frac{Re_b^{0,79} X_{tt}^{0,157}}{\pi du_b^{0,3} (1 + 1,09 X_{tt}^{0,039})^{0,4}} \quad (3.34)$$

eşitliği ile tanımlamıştır.

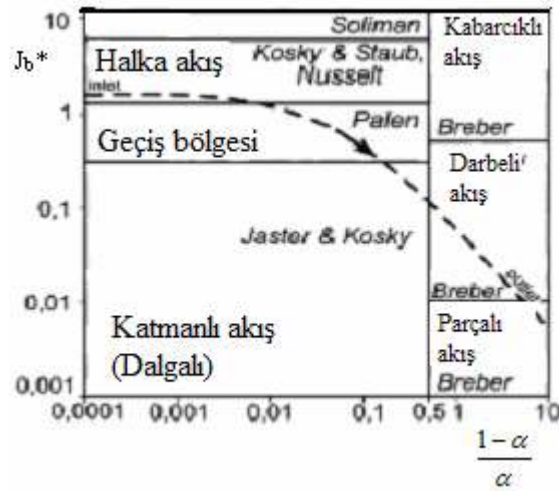
Soliman yaptığı çalışmalarda $We_{so} < 20$ olduğu zaman halka akışı, $We_{so} > 30$ değerlerinde sisli akışı gözlemlemiştir ve We_{so} değerinin 20 ile 30 arasındaki değerlerinde halka sisli akış adını verdiği bir akış tipini tesbit etmiştir.



Şekil 3.12 Soliman'ın geliştirdiği akış haritası

3.2.1.5 Tandon'un akış haritası

Yatay boru içinde meydana gelen yoğuşma ile ilgili bir akış haritası da Tandon (1982) tarafından geliştirilmiştir. Geliştirilen bu akış haritasındaki parametreler tamamen teorik çalışmalar neticesinde ortaya çıkarılmıştır. Haritada J_b^* boyutsuz buhar hızını α ise boşluk oranını ifade etmektedir. Tandon haritasında y eksenini J_b^* x ekseninde ise $(1 - \alpha)/\alpha$ boyutsuz parametreleri bulunmaktadır. [Dobson-Chato 1994]



Şekil 3.13 Tandon'un boru içinde meydana gelen yoğuşma ile ilgili akış haritası

Tandon yaptığı çalışmalar neticesinde farklı akım tipleri için sınır şartlarını şöyle tanımlamıştır:

Katmanlı akış	$J_b^* < 1$	$(1 - \alpha) / \alpha \leq 0,5$
Halka akış	$1 \leq J_b^* < 6$	$(1 - \alpha) / \alpha \leq 0,5$
Sprey akış	$J_b^* > 6$	$(1 - \alpha) / \alpha \leq 0,5$
Darbeli(Slug) akış	$0,01 \leq J_b^* < 0,5$	$(1 - \alpha) / \alpha > 0,5$
Parçalı(Plug) akış	$J_b^* < 0,01$	$(1 - \alpha) / \alpha > 0,5$

Boşluk oranı ifadesi ise Re_{sivi} 'ya bağlı olarak tanımlanmış ve

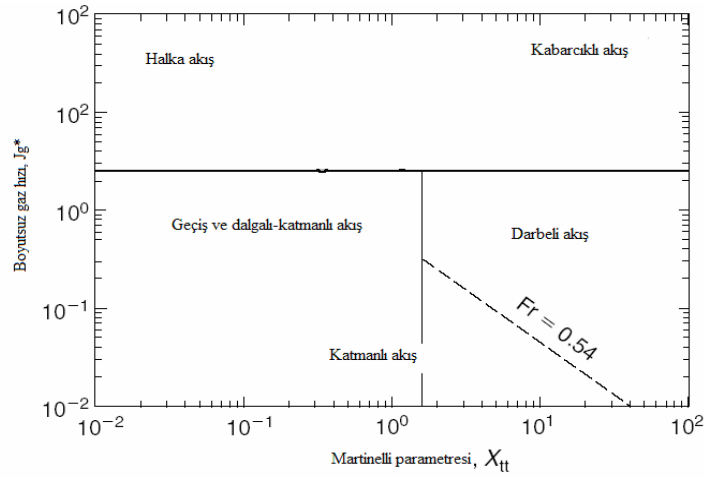
$$\alpha = \left\{ 1 - 1,928 \cdot Re_s^{-0,315} [F(X_{tt})]^{-1} + 0,9293 Re_s^{-0,63} [F(X_{tt})]^{-2} \right\} \quad 50 < Re_s < 1125 \quad (3.35)$$

$$\alpha = \left\{ 1 - 0,38 \cdot Re_s^{-0,088} [F(X_{tt})]^{-1} + 0,0361 Re_s^{-0,176} [F(X_{tt})]^{-2} \right\} \quad Re_s > 1125 \quad (3.36)$$

eşitlikleri ile verilmiştir.

3.2.1.6 Cavallini ve arkadaşlarının akış haritası üzerindeki çalışması

Cavallini ve arkadaşlarının(2003) yapmış oldukları çalışmalarda; amonyak, R-22, R-134a, R-125, R-410A, R-32 ve R236ea olmak üzere 6 adet soğutucu akışkan kullanılmıştır. Yapılan çalışmada, taşınım katsayısının ve basınç düşümünün doğru olarak tesbit edilebilmesinin ancak boru içersinde meydana gelen akım tiplerinin doğru olarak saptanması ile mümkün olabileceğinin üzerinde vurgulanmıştır. Breber'in akış haritasını temel alarak geliştirdikleri akış haritasında eksenlerden biri boyutsuz gaz hızını gösterirken, diğeri martinelli parametresini göstermektedir.



Şekil 3.14 Cavallini vd. geliştirdiği akış haritası

3.2.1.7 Breber'in akış haritası

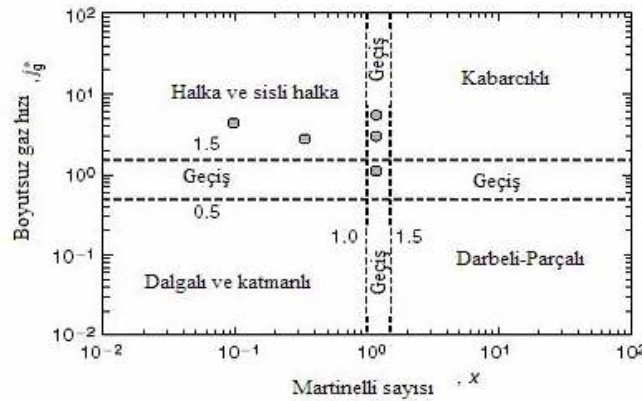
Breber (1980) yatay boru içinde meydana gelen yoğunlaşmada taşınım katsayısının doğru olarak hesaplanabilmesi için akış rejimlerinin doğru olarak tesbit edilmesi gerektiğini söylemiştir. Yaptığı çalışmada R12, R113, buhar, n-pentane soğutkanlarını $4,8 < D < 22\text{mm}$ çapında boru içersinde $18 < G < 990\text{ kg/m}^2\text{s}$ kütlelesel debi aralığında denemiş ve akış rejimleri arasındaki geçişi belirleyen aşağıdaki kriterleri tavsiye etmiştir:

Halka akış $J_b^* > 1,5$ $X < 1,0$

Dalgali/Katmanlı akış $J_b^* < 0,5$ $X < 1,0$

Parçalı(Slug) akış $J_b^* < 1,5$ $X > 1,5$

Kabarcıklı akış $J_b^* > 1,5$ $X > 1,5$

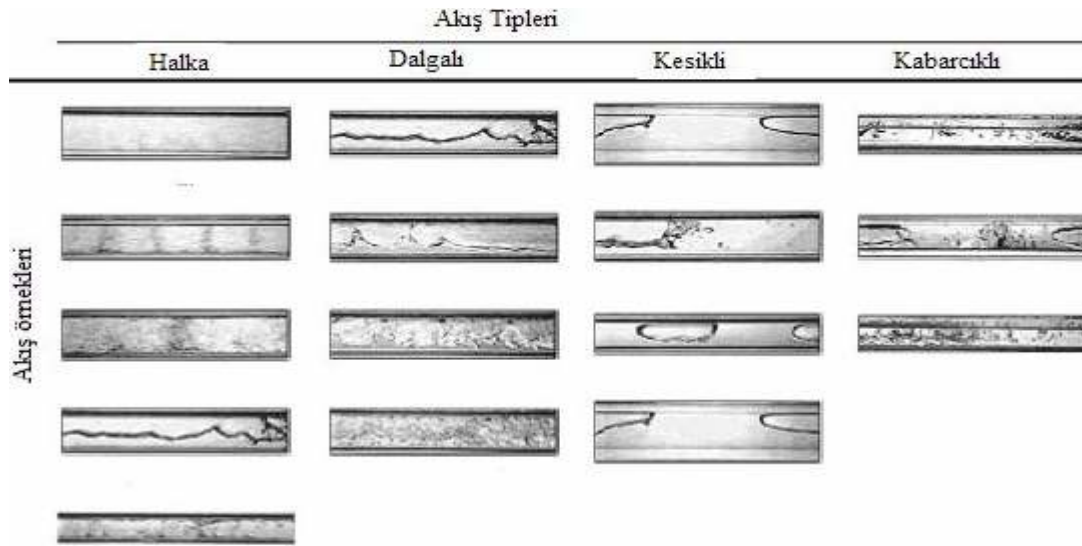


Şekil 3.15 Breber'in geliştirdiği akış haritası

3.2.1.8 Literatürde karşılaşılan akış rejimleri ile ilgili diğer çalışmalar

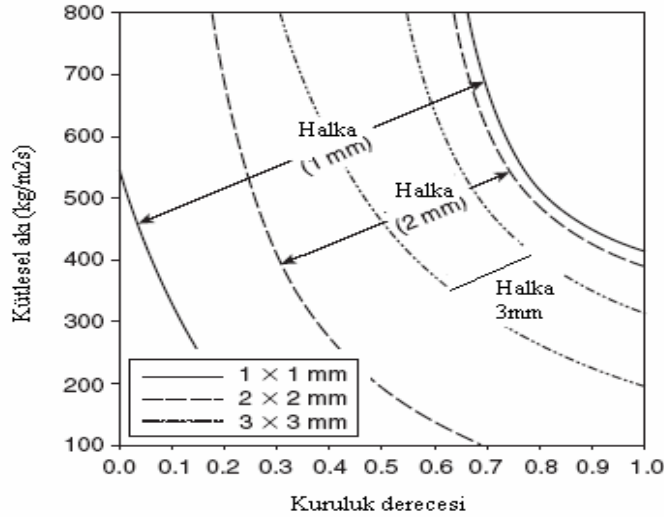
W.Coleman , S.Garimella (2003) , R-134a soğutucu akışkanının dairesel, dikdörtgen ve kare kesitli borularda yoğuşması sırasında oluşacak akış rejimlerini belirlemeye çalışmışlardır. Deneyler 4,91 mm çaplı silindirik boru, 4mm kare kesitli boru, 4*6 ve 6*4 mm ve 2*4 ve 4*2mm dikdörtgen kesitli borularda 150 kg/m²s – 750 kg/m²s debi, aralığında yapılmış olup. elde edilen çok sayıda veri yardımıyla yatay boru içinde meydana gelen yoğuşma sırasında oluşan akım tiplerinin çeşitli evrelerini belirleyebilmek mümkün olmuştur.

Dolayısıyla kütle akısı ve kuruluk derecesi bilinen bir örnek akışın hangi akış türünde olabileceği tahmin edilebilmektedir. Çalışmalar sonucunda oluşturulan akış haritası literatürde bu konuda çalışmış olan Wang et al., Weisman et al. gibi araştırmacıların haritaları ile de mukayese edilmiştir. Yoğuşma esnasında meydana gelen akış rejimlerinin tanımlanabilmesi için akış digital bir kamera ile görüntülenmiş ve dört farklı kategoride toplanmıştır. Bunlar halka, dalgali, katmanlı ve sisli akış şeklindedir.



Şekil 3.16 Deneyler sırasında meydana gelen akış rejimleri

DeneySEL çalışma sonucunda birbirlerine yakın hidrolik çapa sahip test ünitelerinde akış rejimleri arasındaki geçişlerin, çapa bağlı olarak değişimini şekil 3.16’de görüldüğü gibi tesbit etmişlerdir. Görüldüğü gibi düşük çaplı borularda yüzey gerilmesinin etkisi ile halka akış boru boyunca hakim olmakta boru çapı büyüdükçe halkadan farklı akım tipine geçiş daha yüksek kuruluk oranlarında meydana gelmektedir.



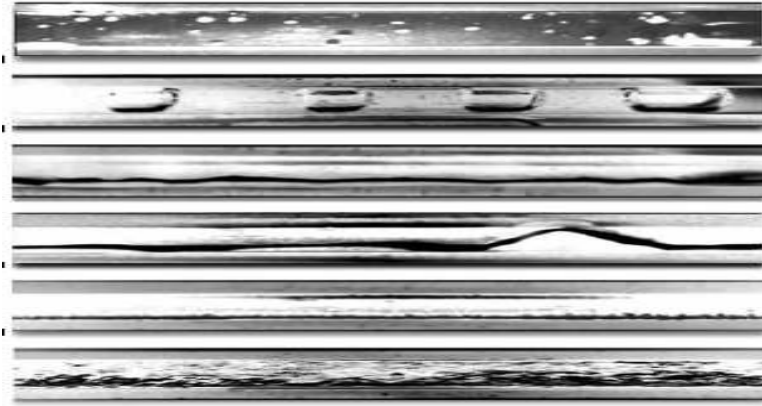
Şekil 3.17 Kanal geometrisinin iki fazlı akış rejimleri arasındaki geçiş etkisi

C A .Cavallini, G.Censi , D.D.Col , L.Doretto , G.A.Longo , L.Rossetto (2001) tarafından yapılan çalışmalarda pürüzsüz borular içinde yoğunlaşan saf veya karışımli soğutkanların halka akış boyunca taşınım katsayısının ve basınç düşümünün tahmini için yeni bir modelin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Deneyler R22, R134a, R125, R32, R236ea, R407C, R410A akışkanları 8 mm iç çaplı yatay düz boru içerisinde, $30 - 50^\circ\text{C}$ doyma sıcaklığında ve debinin $100\text{kg/m}^2\text{s} - 750 \text{kg/m}^2\text{s}$ değerleri arasında geçirilerek yapılmıştır. Yeni modelin oluşturulması sırasında halka şeklinde bir akış rejiminin oluşması için $J_g > 2,5$ değerinin gerçekleşmesi gerektiği kabulü yapılmıştır.

C.Wang , C.S.Chiang , S .Lin , D. Lu (1997)'nin çalışmalarında 6,5 mm iç çaplı boru içinde R134a akışkanının iki fazlı akış özellikleri ve sürtünme basıncının değişimi incelenmiştir. Deneyler sırasında kütle akısı $100 - 500\text{kg/m}^2\text{s}$ değerleri arasında değişirken kuruluk derecesi $0,02 - 0,95$ arasında değişmiştir. Deneyler sırasında elde edilen örnek akışlar VDI ve Baker'in akış haritaları ile karşılaştırılmış ve sırasıyla %55 ve %75 doğru tahmin yapılabildiği görülmüştür. Yatay akışlarda en yaygın akış haritası olan Mandhane'nin akış haritasında durum incelendiğinde %25 doğru tahmin elde edilirken Weismann'in akış haritasında %88'lik doğru tahmin yapılabildiği tesbit edilmiştir.

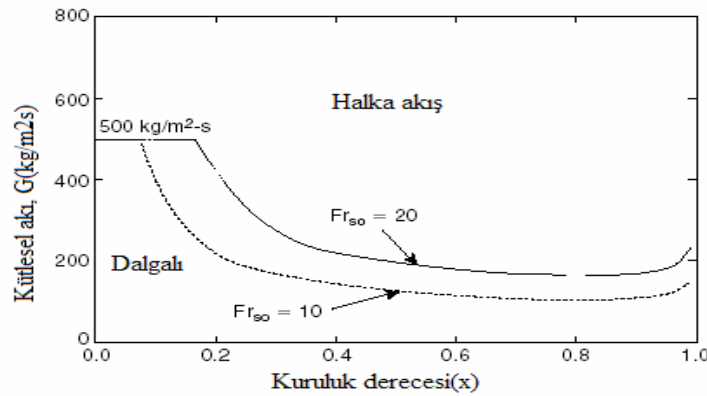
Yang ve Shieh (2001), 1-3 mm iç çapındaki yatay dairesel borularda hava-su ve R134a soğutucu akışkanının iki fazlı akışına ait akış rejimlerini incelemişlerdir. Ayrı ayrı kurulan iki deney tesisatında yapılan deneyler neticesinde elde edilen neticelerin önceki çalışmalarla uyum içinde olduğu görülmüştür. Ayrıca küçük çaplı borularda yüzey gerilim kuvvetinin de akış rejimi üzerinde etkili olduğu tesbit edilmiştir.

Camdan yapılmış test bölgesi ile hava-su çifti için elde edilen akış rejimleri şekil 3.18 de gösterilmektedir.



Şekil 3.18 Hava-su ikilisi için akış rejimleri ($d=3\text{mm}$)

M.K.Dobson , J.C. Chato , (1993 ve 1998) yapmış oldukları çalışmalarda çapları 3,12 mm ile 7,06 mm arasında değişen 3 adet pürüzsüz yatay boruda yoğuşma esnasında meydana gelen akış formlarını incelemiştir. Çalışmalarını, R12, R22, R134a ve R410A soğutkanları için tekrarlanmıştır. Kuruluk derecesi %5 ile %99 arasında kütle akısı ise 25 ile 800 $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$ arasında değişmiştir. Deneyler 35°C ile 45°C sıcaklıklarda yapılmıştır. Deneyler sonucunda yoğuşma prosesinin başlangıcında saf sisli akışın hiçbir zaman meydana gelmeyeceği ifade edilmiştir. Taitel ve Dukler , çalışmalarında kuruluk derecelerindeki artışlarda katmanlı akıştan sonraki aşamada akışın halka akışa dönüştüğünü belirtirken, bu çalışmada katmanlı akışın kuruluk derecesindeki artış ile dalgalı , dalgalı – halka ve halka akışın meydana geldiği belirtilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda akış formunu etkileyen parametrelerin başında kütle akısı ve kuruluk derecesinin geldiği belirtilmiştir.



Şekil 3.19 Dobson-Chato'nun geliştirdiği akış haritası

Ayrıca boru çapının da akış rejimini etkilediği küçük çaplarda sabit kütleli akılarda akış formunun kuruluk derecesi azaldıkça halkadan, dalgalı-halka akışa ve daha sonra dalgalı akışa geçiş yaptığı gözlemlenmiştir.

Barnea ve arkadaşları(1983) $4 < d < 12$ mm yatay borular içinde yapmış oldukları deneysel çalışmada elde ettikleri sonuçları Taitel ve Dukler'in akış haritası ile karşılaştırmışlar. Dalgalı akıştan halka akışa ve halka akıştan sisli akışa geçişlerde Taitel ve Dukler'in akış haritası doğru sonuçlar vermiştir. Yüzey gerilimi kuvvetlerinden dolayı, düşük çaplarda katmanlı akış daha az olurken kabarcıklı akış daha fazla meydana gelmiştir. [Dobson-Chato 1994]

Damianides ve Westwater (1988) yapmış oldukları çalışmada Barnea'nin çalıştığı çaplardan daha küçük çaplarda ($1 < d < 5$ mm), su-hava karışımı kullanarak deneyler yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçları Taitel ve Dukler'in akış haritası ile karşılaştırdıklarında deneysel sonuçlarla haritanın birbirini tutmadığını gözlemlemişlerdir. Bunun nedenini ise büyük çaplardaki yoğunlaşma mekanizması ile küçük çaplardaki yoğunlaşma mekanizmasının birbirinden farklı olması olarak ifade etmişlerdir.

Galbiatti ve Andreini (1992), küçük çaplı borularda Barnea'nin yapmış olduğu çalışmanın bir benzerini yapmışlardır. Boru çapı küçüldükçe halka akıştan dalgalı akışa geçiş noktası gecikmiştir. Bu durumun yüzey gerilimlerinin dengeleyici etkisinin küçük çaplarda daha fazla etkili olmasından kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Bundan dolayı Taitel ve Dukler'in geçiş kriterlerine yüzey gerilimi etkisini de ekleyerek kriterleri tekrardan düzenlemişlerdir. Boyutsuz ifadelerle düzenlenmiş olan yeni geçiş kriteri,

$$\frac{F_{td}}{\sqrt{1 + \frac{1,306 \sigma}{g(\rho_s - \rho_b)d^2}}} = \frac{F_{td}}{\sqrt{1 + \frac{1,306}{Bo}}} \quad (3.37)$$

eşitliği ile verilmiştir.

Yüzey gerilim kuvvetleri yerçekimi kuvvetlerine göre daha etkili ise (yani düşük Bond sayılarında), F_{td} değeri giderek azalmakta ve daha büyük buhar hızlarında bile dalgalı akış meydana gelebilmektedir. Yüksek Bond sayılarında yüzey gerilimi etkileri ihmal edilebilir. Galbiatti ve Andreini elde ettikleri deneysel verileri Barnea'nin çalışması ile karşılaştırmışlar ve düzeltilmemiş durum ile birbirine benzer olduğunu ifade etmiştir. Analizlerinde en büyük dalga uzunluğunun yaklaşık olarak boru çapının 5.5 katı olduğu kabulünü yapmışlardır. Bu değeri potansiyel akış teorisinden faydalananak elde etmişlerdir. Bu değerinde hesaplanmış olan yüzey gerilimi etkisi çok hassastır. Yüzey gerilimi etkisi arttıkça en dengesiz olan dalga

uzunluğu gittikçe azalır. En kararsız dalga uzunluğu d' 'ye eşit olduğunda 3.37 nolu eşitlikteki 1,306 katsayısı 39,5 ile değiştirilmelidir.

Sonuç olarak yapılan araştırmalar göstermektedir ki akım tipinin belirlenmesi taşınım katsayısının ve basınç düşümünün tespitinde çok önemli rol oynamaktadır. Literatürde şimdiye kadar geliştirilen çok sayıda korelasyon mevcut olup bu korelasyonları her çap, her geometri ve her akım tipine uygulamak yanlış olacaktır. Yoğuşma sırasında oluşan akım tiplerine uygun ifadeler kullanılmalıdır. Bu çalışmada kullanılan R600a soğutucu akışkanına ait çalışılmış bir akış haritası literatürde mevcut değildir. Çalışma kapsamında deneyler iç çapı 4mm olan pürüzsüz düz boru içersinde 30- 35 ve 40 C için kütleli akının 47-118 kg/m²s değerleri arasında gerçekleştirilmiştir Bölüm 5' de açıklandığı gibi deneysel çalışmadan elde edilen veriler literatürdeki akış haritalarından bazıları üzerine yerleştirildiğinde akım tipinin halka olacağı görülmüş ve aynı zamanda deneyler sırasında gözetleme camından yapılan fotoğraf çekimleri ile de akım tipinin halka olarak gerçekleştiği tesbit edilmiştir.

3.3 İki Fazlı Akışta Basınç Düşüşü

İki fazlı akışın akışkan dinamiği zor bir konu olduğundan böyle bir akışta basınç düşüşünün hesaplanması da oldukça zordur. Bu alanda pek çok korelasyon geliştirilmiş olup her türlü akış koşulu için geçerli bir model yoktur. Fazların birbirinden ayrı olarak aktığı iki fazlı akış modelinde, basınç düşüşünün tek boyutlu olarak hesaplanması oldukça yararlı olmaktadır. Bu tip bir modelde, akış halinde birbirinden farklı iki ayrı faz vardır ve fazların akış hızları kendi kesit alanlarındaki ortalama akış hızlarıdır. Bu durumda verilen kesitteki tüm basınç ve termodinamik özellikler sabit olarak kabul edilebilmektedir.

İki fazlı akışlarda basınç düşüşü genel olarak sürtünme, hız değişimi ve yerçekimi etkisi olmak üzere üç kısımdan oluşmaktadır . Dolayısıyla

$$\frac{dP}{dz}_{tp} = \frac{dP}{dz}_s + \frac{dP}{dz}_h + \frac{dP}{dz}_g \quad (3.38)$$

yazılabilir.

Yoğuşma ve buharlaşmada kuruluk derecesindeki değişim hızlanma nedeniyle basınç düşüşüne neden olacaktır. Eğer boşluk oranı ifadesi biliniyorsa hızlanmadan dolayı meydana gelen basınç düşüşü eşitlik 3.39, yerçekiminden dolayı meydana gelen basınç düşüşü ise 3.40 nolu eşitlik ile ifade edilebilir.

$$\frac{dP}{dz}_h = -\frac{G^2}{L} \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_s(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_b\alpha} \right]_\zeta - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_s(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_b\alpha} \right]_g \right\} \quad (3.39)$$

$$\frac{dP}{dz}_g = -g[\alpha\rho_b + (1-\alpha)\rho_s]\sin\phi \quad (3.40)$$

Yatay boru içersinde meydana gelen yoğunlaşmada yerçekiminden dolayı meydana gelen basınç düşüşü sıfırdır. Basınç düşüşü ifadesindeki bu terim yatay akış için dikkate alınmazken düşey borular için gözönünde tutulmalıdır. İki fazlı akışta basınç düşüşünü meydana getiren en büyük etkiyi sürtünme oluşturduğu için bazı araştırmacılar hızlanmadan meydana gelen basınç düşüşü teriminin de ihmal edilebileceğini söylemişlerdir. Kondenserler için basınç düşüşünü tahmin etmek çok önemlidir.

Basınç düşüşü ifadelerini boru içersinde akış sırasında kabul edilen akış modeline bağlı olarak homojen ve ayırık (separated) akış olmak üzere iki kısımda incelemek mümkündür.

Homojen akış teorisi iki fazlı akışların incelenmesinde en basit tekniklerden birini oluşturur. Ortalama fiziksel değerler tesbit edilerek iki fazlı akış sanki tek bir akışkan gibi ele alınır. Karışımın hız ve yoğunluğu genellikle kanal kesiti boyunca sabit kabul edilir

Yukarıda da bahsettiğimiz gibi yatay akışta toplam basınç düşüşü ifadesinde yerçekiminden gelen basınç düşüşü yoktur; sürtünmeden dolayı meydana gelen basınç düşüşü ise hızlanmadan dolayı meydana gelen basınç düşüşünden çok daha etkindir. Dolayısı ile sürtünmeden dolayı oluşan basınç düşüşü çok önemlidir.

Sürtünmeden dolayı oluşan basınç düşümü iki fazlı sürtüme faktörü yardımıyla hesaplanır.

$$-\frac{dP_s}{dz} = \frac{S}{A} \tau_0 = \frac{1}{2} \frac{S}{A} \frac{f_{tp} G^2}{\varphi_{ort}} \quad (3.41)$$

Sürtünme faktörü reynolds sayısının fonksiyonu olarak ifade edilirse;

$$f_{tp} = f(\text{Re}_{tp}) = f\left(\frac{4GA}{\mu_{tp}}\right) \quad (3.42)$$

Bu ifadedeki zorluk iki fazlı karışımın viskozitesi için tatmin edici bir tanımlama yapılamamasından kaynaklanmaktadır.

Literatürde mevcut geliştirilmiş ifadeler şunlardır:

$$\text{Mc Adams} \quad \frac{1}{\mu_{tp}} = \frac{x}{\mu_b} + \frac{(1-x)}{\mu_s} \quad (3.43a)$$

$$\text{Cicchitti} \quad \mu_{tp} = x\mu_b + (1-x)\mu_s \quad (3.43b)$$

$$\text{Dukler} \quad \mu_{tp} = (1-x)\frac{\varphi_b}{\varphi_s}\mu_s + x\frac{\varphi_s}{\varphi_b}\mu_b \quad (3.43c)$$

Ortalama yoğunluk ifadesi

$$\rho_{ort} = \left(\frac{x}{\rho_b} + \frac{1-x}{\rho_s} \right)^{-1} \quad (3.44)$$

şeklinde yazılır ve homojen akış için boşluk oranı eşitlik 3.45’de olduğu gibi gösterilir.

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{(1-x)}{x} \frac{\rho_b}{\rho_s} \right)} \quad (3.45)$$

İki fazlı akışlarda ayırık akış modeli, fazların farklı hızlarda aktıkları gerçeğini dikkate alır. Akışı ayırık modellemek sayısal anlamda değişken sayısının artışı beraberinde getirir. Homojen modelden farklı olarak fazlar arası etkileşimi hesaba katar. Fazlar arası kayma etkilerinin modellenmesinde kayma oranı (S) ve boşluk oranı (α) ifadeleri sürtünme çarpanında yer alırlar.

Hız değişiminden dolayı meydana gelen basınç düşüşü;

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_h = G^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_s(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_b\alpha} \right]_\zeta - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_s(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_b\alpha} \right]_g \right\} \quad (3.46)$$

şeklinde ifade edilir.

Ayrık akışta fazlar arası etkileşimi tesbit edebilmek için boşluk oranının doğru tesbit edilmesi gerekmektedir. Bölüm 3.1’de açıklandığı gibi literatürde son yıllarda yapılan çalışmalarda boşluk oranının tesbit edilmesi için Rouhani ve Axelsson (1970) tarafından dikey boru için geliştirilmiş ve daha sonra Steiner (1993) tarafından yatay boru için düzenlenmiş olan eşitlik 3.17 ile verilen ifadenin kullanılması tavsiye edilmektedir.

Hız değişiminden dolayı meydana gelen basınç düşüşünü giriş ve çıkış kurulum dereceleri ile hesaplamak mümkündür. Aşağıda ayırık akışta basınç düşüşünün tesbiti için yapılan araştırmalar sonucu çıkarılmış korelasyonlar ele alınmıştır.

Bu bölümde öncelikle literatürde klasik olarak bilinen Lockhart-Martinelli (1949), Chisholm (1973) ve Friedel tarafından geliştirilen korelasyonlardan bahsedilmiştir.

İki fazlı akışlarda sürtünmeden dolayı meydana gelen basınç düşüşünün 1949 yılında Lockhart ve Martinelli tarafından tek fazda meydana gelen basınç düşüşü ifadesinin iki faz çarpanı ile çarpılarak bulunabileceği gösterilmiştir. Günümüzde de hala geçerliliği olan bu eşitlikler;

$$\frac{dP}{dz} = \Phi_s^2 \left(\frac{dP}{dz} \right)_s \quad (3.47a)$$

$$\frac{dP}{dz} = \Phi_b^2 \left(\frac{dP}{dz} \right)_b \quad (3.47b)$$

$$\frac{dP}{dz} = \Phi_{so}^2 \left(\frac{dP}{dz} \right)_{so} \quad (3.47c)$$

$$\frac{dP}{dz} = \Phi_{bo}^2 \left(\frac{dP}{dz} \right)_{bo} \quad (3.47d)$$

şeklindedir.

Bu ifadelerde s sıvıyı, b buharı, so sadece sıvı ve bo ise sadece buharı göstermektedir.

Tek fazlı akışta boru içinde meydana gelen basınç düşüşü yukarıdaki dört farklı duruma göre şöyle ifade edilebilir.

$$\frac{dp}{dz}_s = - \frac{2 f_s (1-x)^2 G^2}{\rho_s D} \quad (3.48a)$$

$$\frac{dp}{dz}_b = - \frac{2 f_b x^2 G^2}{\rho_b D} \quad (3.48b)$$

$$\frac{dp}{dz}_{so} = - \frac{2 f_{s0} G^2}{\rho_s D} \quad (3.48c)$$

$$\frac{dp}{dz}_{bo} = - \frac{2 f_{b0} G^2}{\rho_b D} \quad (3.48d)$$

Yukarıdaki eşitliklerde kullanılan sürtünme faktörü ifadelerinin Re boyutsuz sayısına bağlı değerleri ;

$$f = 0,079 \cdot \text{Re}^{-0,25} \quad \text{Re} < 2.10^4 \quad (3.49a)$$

$$f = 0,046 \cdot \text{Re}^{-0,2} \quad \text{Re} > 2.10^4 \quad (3.49b)$$

eşitlikleri ile verilmektedir. (İncropera ve Dewitt 1996)

Reynolds boyutsuz sayısı da akışkanın sıvı veya buhar olmasına bağlı olarak

$$\text{Re}_s = \frac{G(1-x)D}{\mu_s} \quad (3.50a)$$

$$\text{Re}_b = \frac{GxD}{\mu_b} \quad (3.50b)$$

$$\text{Re}_{so} = \frac{GD}{\mu_s} \quad (3.50c)$$

$$\text{Re}_{b0} = \frac{GD}{\mu_b} \quad (3.50d)$$

ifadeleri ile tanımlanmaktadır.

İki faz çarpanı sıvı ve buhar fazına göre;

$$\phi_s^2 = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \quad \text{Re} > 4000 \quad (3.51)$$

$$\phi_b^2 = 1 + CX_{tt} + X_{tt}^2 \quad \text{Re} < 4000 \quad (3.52)$$

olup 3.51 ve 3.52 eşitliğindeki X_{tt} ,

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0,1} \quad (3.53)$$

Lochart-Martinelli katsayısıdır. Denklemlerde bulunan C katsayısı ise akış karakteristiklerine bağlı olarak çizelge 3.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 Akış şekline göre C katsayısı(Collier ve Thome 1996)

Sıvı Fazı	Buhar Fazı	C
Türbülans	Türbülans	20
Laminar	Türbülans	12
Türbülans	Laminar	10
Laminar	Laminar	5

Bu metod kullanılarak sürtünme kaynaklı basınç düşüşünü hesaplamak için yapılması gereken tek şey fazların akış kesitinde tek başlarına aktıkları durumdaki basınç düşüşünü bulup bunu 3.51 ve 3.52 eşitliklerinde verilen iki fazlı akış çarpanları ile çarpmaktır.

Friedel 1979 yılında 25 000 veri ile $d > 1\text{mm}$ çaplı borularda yaptığı çalışmalar sonucunda yeni bir basınç düşüşü korelasyonu önermiştir. Bu yeni yaklaşımda iki fazlı akış çarpanının yeni formülasyonu çok geniş bir deneysel çalışmaya dayanılarak ortaya çıkarılmıştır ve en doğru sonuç veren korelasyonlardan biridir. Bu metodun farklılığı iki fazlı çarpanın formülasyonundan kaynaklanır. Friedel korelasyonu aşağıdaki şekilde vermiştir.

$$\Delta p_{\text{sürtünme}} = \Delta p_s \Phi_{fr}^2 \quad (3.54)$$

$$\Phi_{fr}^2 = E + \frac{3,24 FH}{Fr_h^{0,045} We_s^{0,035}} \quad (3.55)$$

eşitlikleri ile verilmektedir. Sıvı fazı basınç düşümü için

$$\Delta p_s = 4 f_s (L / d_i) G^2 x^2 (1 / 2 \rho_s) \quad (3.56)$$

bağıntısı verilmiştir. Formüldeki sıvı sürtünme katsayısı ve sıvı Reynolds sayısı

$$f = \frac{0,079}{Re^{0,25}} \quad \text{ve} \quad Re = \frac{G d_i}{\mu} \quad (3.57)$$

eşitlikleri kullanılarak hesaplanır. Burada μ sıvının viskozitesini belirtmektedir.

3.55 eşitliğinde kullanılan Fr_H , E, F ve H parametreleri boyutsuz sayılar olup sırasıyla;

$$Fr_h = \frac{G^2}{d_i g \rho_h^2} \quad (3.58)$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_s f_b}{\rho_b f_s} \quad (3.59)$$

$$F = x^{0,78} (1-x)^{0,224} \quad (3.60)$$

$$H = \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0,7} \quad (3.61)$$

Sıvı'ya ait Weber sayısı ise ;

$$We_s = \frac{G^2}{\sigma \rho_h} \quad (3.62)$$

eşitliğindeki ρ_h büyüklüğü homojen yoğunluk olup

$$\rho_h = \left(\frac{x}{\rho_b} + \frac{1-x}{\rho_s} \right)^{-1} \quad (3.63)$$

ifadesi kullanılarak hesaplanmaktadır.

Bu ifadenin $\mu_l / \mu_G < 1000$ ve $0 \leq x \leq 1$ şartlarında kullanılması tavsiye edilmiştir.

Sürtünmeden kaynaklanan basınç düşüşü hesabı için bir başka yöntem 1973 yılında Chisholm tarafından geliştirilmiştir. Geniş çalışma şartlarına uygulanabilen bu yöntemde basınç düşüşü veren ampirik ifade;

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{sürtünme} = \left(\frac{dp}{dz} \right)_s \Phi_{Ch}^2 \quad (3.64)$$

şeklindedir.

Sıvı ve buhar fazı için sürtünme basınç düşüşü

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_s = f_s \frac{2 G^2}{d_i \rho_s} \quad (3.65)$$

ve

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_b = f_b \frac{2 G^2}{d_i \rho_b} \quad (3.66)$$

eşitlikleri ile hesaplanmaktadır. Sıvı ve buharın fiziksel özelliklerine bağlı olarak

$$f = \frac{0,079}{Re^{0,25}} \quad (3.67)$$

$$Re_b = \frac{G x d_i}{\mu_b} \quad (3.68a)$$

$$Re_s = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_s} \quad (3.68b)$$

eşitlikleri geçerlidir.

Sürtünme basınç gradyenlerinin oranını belirleyen Y parametresi

$$Y^2 = \frac{(dp/dz)_b}{(dp/dz)_s} \quad (3.69)$$

eşitliği ile tanımlanmıştır.

Chisholm tarafından belirlenen iki faz çarpan ifadesi

$$\Phi_{Ch}^2 = 1 + (Y^2 - 1) \left[B x^{(2-n)/2} (1-x)^{(2-n)/2} + x^{2-n} \right] \quad (3.70)$$

şeklinde olup $n=0,25$ eşitliği geçerlidir.

$0 < Y < 9,5$ aralığı için Chisholm ifadesindeki B değeri;

$$B = \frac{55}{G^{1/2}} \quad G \geq 1900 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ s}$$

$$B = \frac{2400}{G} \quad 500 \leq G \leq 1900 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ s} \quad (3.71)$$

$$B=4,8 \quad G < 500 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ s}$$

Eşitlikleri ile

$9,5 < Y < 28$ aralığı için B değeri;

$$B = \frac{520}{Y G^{1/2}} \quad G \leq 600 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ s} \quad (3.72)$$

$$B = \frac{21}{Y} \quad G > 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

eşitlikleri ile

$Y > 28$ için B değeri ;

$$B = \frac{15000}{Y^2 G^{1/2}} \quad (3.73)$$

eşitlikleri kullanılarak hesaplanır.

Sürtünmeden dolayı meydana gelen basınç düşüşünün bulunması ile ilgili yukarıda anlatılan temel çalışmaların dışında birçok araştırmacının bu konuda geliştirdiği korelasyonlar bulunmaktadır. Bunlarda bazıları aşağıda verilmiştir.

Grönnerud, 1972 yılında soğutucu akışkanların sürtünmeden dolayı meydana getirdiği basınç düşüşünü ifade eden yeni bir korelasyon geliştirmiştir :

$$\Delta p_{sürtünme} = \Phi_{gd} \Delta p_s \quad (3.74)$$

$$\Phi_{gd} = 1 + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{sürtünme} \left[\frac{\left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)}{\left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0,25}} - 1 \right] \quad (3.75)$$

Grönnerud yaptığı çalışmada sürtünmeden meydana gelen basınç kaybını Froude sayısına bağlı olarak ifade etmiştir.

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{sürtünme} = f_{sür} \left[x + 4(x^{1,8} - x^{10} f_{sür}^{0,5}) \right] \quad (3.76)$$

Bu eşitlikte;

$$Fr_s = \frac{G^2}{gd_i \rho_s^2} \quad (3.77)$$

eşitliği geçerli olmak üzere

$$Fr_s \geq 1 \quad \text{ise} \quad f_{sür.} = 1.0$$

$$Fr_s < 1 \quad \text{ise} \quad f_{sür.} = Fr_s^{0,3} + 0,0055 \left(\ln \frac{1}{Fr_s} \right)^2 \quad (3.78)$$

değerlerini almaktadır.

Bankoff (1960) tarafından verilen ifade homojen modelin geliştirilmiş halidir. Geliştirilen sürtünme basınç düşüşü ifadesi için

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_{sürtünme} = \left(\frac{dP}{dz} \right)_s \Phi_{Bf}^{\frac{7}{4}} \quad (3.79)$$

eşitliği verilmiştir.

İki fazlı çarpanı ise,

$$\Phi_{Bf} = \frac{1}{1-x} \left[1 - \gamma \left(1 - \frac{\rho_b}{\rho_s} \right) \right]^{\frac{3}{7}} \left[1 + x \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} - 1 \right) \right] \quad (3.80)$$

ve

$$\gamma = \frac{0,71 + 2,35 \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)} \quad (3.81)$$

eşitlikleri belirlemektedir.

Chawla (1967) sürtünme basınç gradyenini buhar basıncındaki basınç düşüşünü temel alarak ifade etmiştir.

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_{sürtünme} = \left(\frac{dP}{dz} \right)_b \Phi_{Ch} \quad (3.82)$$

İki faz çarpanı;

$$\Phi_{Chawla} = x^{1,75} \left[1 + S \left(\frac{1-x}{x} \frac{\rho_b}{\rho_s} \right) \right]^{2,375} \quad (3.83)$$

eşitliği ile verilmektedir. Kayma oranını ifade eden S büyüklüğü için verilen

$$S = \frac{u_b}{u_s} = \frac{1}{9,1 \left[\frac{1-x}{x} (\text{Re}_b \text{Fr}_h)^{-0,167} \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{-0,9} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{-0,5} \right]} \quad (3.84)$$

ifadesinde bulunan Fr_h ve Re_b büyüklükleri

$$\text{Fr}_h = \frac{G^2}{d_i g \rho_h^2} \quad \text{ve} \quad \text{Re}_b = \frac{G d_i}{\mu_b} \quad \text{eşitlikleri ile tanımlanmıştır.}$$

Whalley (1980), yaptığı çalışma ile literatürde yayınlanmış basınç düşüşü ifadelerini 25.000 veri yardımıyla birbirleri ile mukayese ederek aşağıda belirtilen bir takım tavsiyelerde bulunmuştur.[Engineering data book ,Wolverine]:

- $(\mu_{\text{sıvı}}/\mu_{\text{gaz}}) < 1000$ ve kütleli akı $2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 'den düşük ise Friedel(1979) korelasyonu kullanılmalıdır.
- $(\mu_{\text{sıvı}}/\mu_{\text{gaz}}) > 1000$ ve kütleli akı $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 'den büyük ise Chisholm(1973) korelasyonu kullanılmalıdır.
- $(\mu_{\text{sıvı}}/\mu_{\text{gaz}}) > 1000$ ve kütleli akı $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 'den düşük ise Lockhart ve Martinelli(1949) korelasyonu kullanılmalıdır.

Literatürde kabul görmüş yukarda açıklanan klasik korelasyonların dışında son yıllarda basınç düşüşünün tesbitine yönelik çalışmalar incelendiğinde araştırmacıların 2mm ile 10 mm çaplar arasında inceleme yapanlar ve 2mm ile 5mm arasındaki çaplarda inceleme yapanlar olmak üzere iki farklı grupta sınıflandırılması mümkündür. Bunlardan bazıları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

Hashizume vd.(1985), R-12 ve R-22 akışkanları için, 10 mm çapındaki borularda ve 20-50 °C sıcaklık aralığında, akım tipini belirleme ve basınç düşüş deneyleri gerçekleştirmiştir. Halka ve katmanlı akış için, sıvı ve gaz fazındaki hızları ve Prandtl karışım uzunluğunu tanımlayarak, basınç düşüşünü aşağıdaki şekilde ifade etmişlerdir:

$$\frac{dP}{dL} = 4(\text{Re}^+)^2 \frac{\mu_s^2}{\rho_s} d^3 \quad (3.85)$$

Re^+ ifadesi, sürtünme Reynolds sayısını ifade etmektedir.

Wang ve arkadaşları(1997b) R22, R134a, R407C soğutucu akışkanlarının basınç düşüşünü

6.5mm çapındaki bir boruda 50-700 kg/m²s kütleli akılar arasında incelemişler. İki faz çarpanını Lockhart-Martinelli sayısına bağlı olarak hesaplamışlar ve C sayısının akış tipine bağlı olarak ifade edilmesi gerektiğini göstermişlerdir. R22 ve R134a akışkanları için katmanlı akış halinde C=5 değeri doğru sonuç vermektedir. G>200 kg/m²s değerlerinde dalgalı halka akış söz konusu olmaktadır; bu koşullarda iki fazlı türbülanslı akışta iki faz çarpanı kütle akısından bağımsızdır.

G=100 kg/m²s olduğu akışlarda kayma gerilmesi baskın durumda olmadığından yüzeyde oluşan dalgalar boru üst düzeyine ulaşamamaktadır. Dolayısı ile bu durumda basınç düşümünün hesaplanmasında kütle akısı etkili olmaktadır.

G>200 kg/m²s için

$$\Phi_b^2 = 1 + 9,4X^{0,62} + 0,564X^{2,45} \quad (3.86)$$

eşitliği geçerlidir.

G<200 kg/m²s olduğu durumlarda Lockhart-Martinelli çarpanı kütleli akıya göre modifiye edilerek;

$$C = 4,566 \cdot 10^{-6} X^{0,128} \text{Re}_{so}^{0,938} \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{-2,15} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{5,1} \quad (3.87)$$

şeklinde ifade edilmiştir.

Yang ve Webb(1996), eşdeğer çapı 2,64 ve 1,56 mm olan dikdörtgen düz ve mikrokanatlı borularda R-12 akışkanı için tek ve iki fazlı akışta basınç düşümü deneyleri yapmışlardır. Ölçümlerin, soğutma ve havalandırma uygulamalarına uygun olması için büyük kütleli akılarda (400<G<1400 kg/m²s) gerçekleştirilmiştir. Tek fazda sürtünme faktörleri $f_{\text{smooth}} = 0,0676 \text{Re}_{\text{Dh}}^{-0,22}$ ve $f_{\text{kanatlı}} = 0,0814 \text{Re}_{\text{Dh}}^{-0,22}$ korelasyonları ile belirlenmiştir. Mikrokanatlı borularda basınç düşüşünün, düz borudakine göre daha büyük olduğu görülmüş. İki fazlı basınç düşüşünü, Lockhart ve Martinelli (1949) yaklaşımını kullanarak iki faz çarpanını Φ_b^2 şeklinde ifade etme çabaları sonuç vermemiştir.

Akers (1959) eşdeğer kütle akısını kullanarak bir korelasyon oluşturmuştur. Böylece, sıvı fazlı akışlar için, daha önceden açıklanan Reynolds sayısı eşitlikleri kullanılarak, tek fazda sürtünme faktörü hesaplanmıştır. Daha sonra, iki fazlı akış için

$$\text{Re}_{e_s} = \frac{G_{e_s} d_h}{\mu_s} ; \quad G_{e_s} = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{1/2} \right] \quad (3.88)$$

eşitlikleri ve

$$\frac{f}{f_s} = 0,435 \text{ Re}_{e_s}^{0,12} \quad (3.89)$$

eşitliği kullanılarak, ikifazlı akışta basınç düşüşü için

$$\Delta P_s = f \frac{\text{Re}_{e_s}^2 \mu_s^2}{2 \rho_s} \frac{4L}{d_h^3} \quad (3.90)$$

ifadesi elde edilmiştir.

Bu yaklaşım, hem düz hem de mikrokanatlı borular için $\pm 20\%$ hata payı ile iyi sonuç vermektedir. Deneylerden elde ettikleri veriler ışığında, Yang ve Webb (1996) borulardaki basınç düşüşünün belirlenmesinde yüzey gerilmesinin bir rolü olmadığı; buna karşılık yüzey gerilmesinin, taşınım katsayısı için özellikle düşük kütleli akı ve yüksek kuruluk derecesinde önemli olduğu sonucuna vardılar.

Yan ve Lin (1999), Yang ve Webb (1996) tarafından da kullanılan kütleli hız kavramından yola çıkarak, 2mm çapındaki boruda R-134a akışkanı için yoğunlaşmada meydana gelen basınç düşümü korelasyonu oluşturdular.

$$f = 498,3 \text{ Re}_{e_s}^{-1,074} \quad (3.91)$$

Yan ve Lin tarafından geliştirilen korelasyon, Yang ve Webb'in geliştirdiğinden oldukça farklıdır. Ancak, Yan ve Lin'in tek fazda sürtünme faktörleri Blasius eşitliğine göre oldukça yüksektir. Yan ve Lin bunu giriş uzunluğuna ve boru pürüzlülüğüne bağlamışlardır.

Garimella vd.(2003;2005) yaptıkları çalışma ile halka akış için basınç düşüşü ifadesini geliştirmişlerdir:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{1}{2} f_a \rho_b V_b^2 \frac{1}{d_i} \quad (3.92)$$

Yukarıdaki eşitlikte d_i buharın kapladığı alanı göstermektedir. Aynı ifade boru çapı d kullanılarak ve Baroczy (1965) boşluk oranı modeli ile.

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{1}{2} f_a \frac{G^2 x^2}{\rho_b \alpha^{2.5}} \frac{1}{d} \quad (3.93)$$

şeklinde verilmiştir.

Yüzeylerarası sürtünme faktörünün, sıvı fazlı akışta sürtünme faktörüne oranını hesaplayarak Martinelli parametrelerine göre korelasyon oluşturan, Lee ve Lee (2001) yüzey gerilmesini içinde bulunduran $\psi = j_s \mu_s / \sigma$ parametresini tanımlayarak;

$$\frac{f_a}{f_s} = A X^a \text{Re}_s^b \Psi^c \quad (3.94)$$

eşitliğini geliştirmişlerdir.

Burada J_s sıvının yüzeysel (superficial) hızını belirtmekte, Re_s ve Re_b ise

$$\text{Re}_s = \frac{Gd(1-x)}{(1+\sqrt{\alpha})\mu_s} \quad \text{Re}_b = \frac{Gxd}{\mu_b \sqrt{\alpha}} \quad (3.95)$$

eşitlikleri ile tanımlanmaktadır.

Sürtünme faktörleri, $\text{Re} < 2100$ için $f = 64/\text{Re}$ formülü ve $\text{Re} > 3400$ için Blasius eşitliği

$f = 0,316 \text{Re}^{-0,25}$ eşitliği kullanılarak hesaplanmıştır.

3.85 eşitliğindeki katsayılar yapılan çalışmalar neticesinde;

Laminar bölge için;

$$(\text{Re}_s < 2100) \rightarrow A = 1.308 \cdot 10^{-3} \quad a = 0,427 \quad b = 0,930 \quad c = -0,121 \quad (3.96)$$

Türbülanslı bölgede

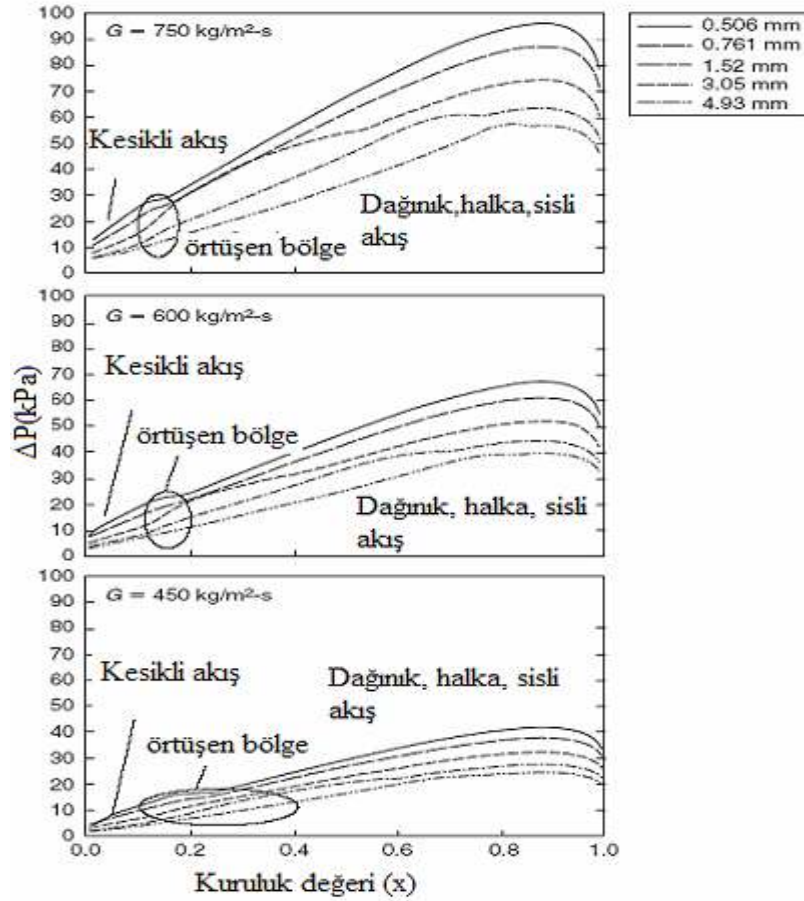
$$(\text{Re}_s > 3400) \rightarrow A = 25.64 \quad a = 0,532 \quad b = -0,327 \quad c = -0,021 \quad (3.97)$$

şeklinde belirlenmiştir.

Bu model, verilerin %87'sini $\pm 20\%$ hata ile hesaplamıştır. Bu yaklaşım ile sadece halka akış değil sisli bölgenin de basınç düşüşünün hesaplanabileceği belirtilmiştir.

Garimella yaptığı çalışmada farklı boru çaplarındaki basınç düşüşünün nasıl değiştiğini göstermiştir. Şekil 3.20'de görüldüğü üzere boru çapı küçüldükçe buhar hızının artması sonucunda kayma gerilmesi ve dolayısı ile basınç düşüşü artmaktadır. Küçük çaplı borularda

halka akışın uzunluğu diğerlerine göre özellikle 1mm ve daha üstündeki borulara göre daha fazladır bunu da yüzey gerilmelerinin sıvı buhar arayüzeyinde dalgalanmaya olanak vermemesinden ileri geldiği söylenebilir. Şekilden de görüleceği üzere yüksek kütleli debide çapın 1mm ve üzerinde olduğu boru içindeki akışlarda buhar hızından dolayı ara yüzeyde oluşan dalgalanma akımın şeklinin kuruluk derecesinin daha yüksek değerlerinde değişmesine neden olmaktadır.



Şekil 3.20 Soğutucu akışkanın farklı çaplardaki borular içerisinde yoğuşması sırasında oluşan farklı akış rejimlerine göre basınç düşüşleri. Garimella vd.(2005)

Bu bölümde basınç düşüşü ile ilgili çalışmalar ele altında ve ilk önce klasik korelasyonlar olarak tanımlanan Lockhart ve Martinelli (1949), Chisholm (1967) ve Friedel (1979)' in ayrık (separated) akış modeline göre yaptıkları çalışmalar anlatıldı. Daha sonraki araştırmacılar iki faz çarpanı ifadesini geliştirici yönde çalışmalar yapmışlardır. Son yıllarda yapılan araştırmalardan Garimella vd.(2002;2003)'in araştırma sonuçları $0,4 < d < 5$ mm çaplı borular için farklı rejimde meydana gelen akış tiplerinde uygun neticeler verdiği literatürde bildirilmiştir.

3.4 Yatay Boru İçindeki Yoğuşmada Isı Taşınım Katsayıları ile İlgili Yapılan Çalışmalar

Bu alanda yapılmış olan ilk çalışma Ananiev ve arkadaşları(1961) tarafından gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda yoğuşma esnasındaki ısı taşınım katsayısını

$$h = h_0 \sqrt{\frac{\rho_s}{\rho_{ort}}} \quad (3.98)$$

bağıntısı ile hesaplanmıştır. Tek fazlı akışta ısı taşınım katsayısını temsil eden h_0 'ın hesaplanabilmesi için çoğunlukla Dittus-Boelter bağıntısı kullanılmaktadır. Bununla beraber, Boyko ve Kruzhilin, bu amaçla Miropolosky tarafından geliştirilen ve

$$\frac{h_o D}{k} = 0,021 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}_b^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_b}{\text{Pr}_d} \right)^{0,25} \quad (3.99)$$

eşitliği ile ifade edilen bağıntının kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Buradaki b ve d alt indisleri sırası ile buharın termometre ve duvar sıcaklıklarını ifade etmektedir. Miropolosky yukarıdaki bağıntıda ki 0,021 katsayısının çelik borular için 0,024, bakır borular için 0,032 olarak kullanılmasını önermiştir. Kütlesel akının sabit olduğu kabul edilen bu eşitlik ile ısı taşınım katsayısı $\pm\%20$ hata ile hesaplanmıştır.(L.D Boyko ve G.N.Kruzhilin,1967)

Yatay boru içerisinde yoğuşma ile ilgili olarak geliştirilmiş korelasyonları her akım tipi için ayrı grupta toplamak mümkündür. Bu çalışmada korelasyonlar; buhar hızının düşük olduğu durumlarda yerçekimin etkisi ile meydana gelen katmanlı akışlar ve atalet kuvvetlerinin etkisi ile meydana gelen halka akışlar için geliştirilenler olmak üzere iki ana grupta incelenmiştir.

3.4.1 Yerçekiminin etkin olduğu iç akışlar (Katmanlı Akışlar) için geliştirilen korelasyonlar

Düşük buhar hızlarında, yoğuşan sıvıyı borunun alt kısmına doğru hareket ettiren yerçekimi kuvvetleri, yoğuşan sıvıyı boru eksenine paralel şekilde hareket ettirmeye çalışan atalet kuvvetlerinden daha baskındır. Bundan dolayı yoğuşan sıvı borunun alt kısmında bir film oluşturur ve bu film tabakası yoğuşma devam ettikçe giderek kalınlaşır ve katmanlı akış diye tanımladığımız akış tipini meydana getirir.

Katmanlı akış ile ilgili ilk çalışmalardan biri Chato (1962) tarafından düşük buhar hızlarında yapılmıştır. Chato bu çalışmasını, Chen tarafından aynı yıl içerisinde yapılan ve yatay boru

içerisindeki yoğuşma işlemindeki akış modelleri ile ilgili çalışmasından sonra yapmıştır. Chato, yoğuşan film tabakası problemini benzerlik yaklaşımı ile çözmüştür. Benzerlik ilkesini borunun alt kısmındaki sıvı tabakası ve üst kısmındaki film tabakası için ayrı ayrı uygulamıştır. Boru tabanındaki sıvı tabakası kalınlığını hesaplayabilmek için, Chato açık kanal hidroliğini kullanarak bir yöntem geliştirmiştir. R113 soğutucu akışkanı ile yapmış olduğu çalışmalar sonucunda analitik olarak hesapladığı sıvı tabakası derinliğinin, deneysel çalışmalarda gözlemlenen ile aynı olduğunu bulmuştur. Bunun sonucunda Chato, Nusselt tipi bir bağıntı geliştirmiştir

$$Nu = \frac{hD}{k_s} = 0,555 \left[\frac{\rho_s (\rho_s - \rho_b) g h'_{sb} d^3}{k_s \mu_s (T_{doy} - T_d)} \right]^{1/4} \quad (3.100)$$

Bağıntıda kullanılan 0,555 katsayısı, dış taraftaki yoğuşmada kullanılan 0,728 katsayısının %75'idir. Chato bu katsayıdaki azalma için, borunun alt tarafında oluşan sıvı tabakası derinliğinden dolayı burada oluşan iletimle ısı transferinin ihmal edilebilecek kadar az olmasından kaynaklandığını belirtmiştir. (Carey)

Rosson ve Myers 1965 yılında katmanlı akış, dalgalı akış ve slug akış üzerinde deneyler yapmışlardır. (Dobson M.K., Chato J.C. 1998) Yapmış oldukları çalışmada boru çevresi boyunca ortalama taşınım katsayısını hesaplamak için uğraşan çoğu araştırmacının aksine boru çevresi boyunca değişen açılarda taşınım katsayısını ölçmüşlerdir. Elde edilen veriler sonucunda buhar kayma etkisinden dolayı borunun üst kısmında film yoğuşması olduğunu gözönüne alarak Nusselt yaklaşımındaki katsayıyı değiştirmek suretiyle borunun üst kısmı için taşınım katsayısını hesaplamışlardır.

$$Nu_{üst} = 0,31 Re_b^{0,12} \left[\frac{\rho_s (\rho_s - \rho_b) g h'_{sb} d^3}{k_s \mu_s (T_{doy} - T_d)} \right]^{1/4} \quad (3.101)$$

Adı geçenler borunun alt kısmında mevcut olan taşınım ile ısı transferi ile ilgili katsayıyı hesaplayabilmek için ısı ve momentum transferi benzerliğini kullanarak bir bağıntı geliştirmişlerdir.

$$Nu_{alt} = \frac{\phi_{s,lt} \sqrt{8 Re_s}}{5 \left[1 + \frac{\ln(1 + 5 Pr_s)}{Pr_s} \right]} \quad (3.102)$$

Bu bağıntıda $\phi_{s,lt}$ büyüklüğü,

$$\phi_{s,lt} = \sqrt{1 + \frac{1}{X_{lt}}} + \frac{12}{X_{lt}^2} \quad (3.103)$$

eşitliği ile verilmiştir.

Sonuç olarak boru içinde oluşan yoğuşma sırasında borunun üst ve alt kısmındaki ortalama ısı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için

$$Nu = \beta Nu_{üst} + (1 - \beta) Nu_{alt} \quad (3.104)$$

bağıntısını geliştirmişlerdir. Bu eşitlikteki

β parametresi boru içerisinde hangi tür ısı taşınım mekanizmasının ne ölçüde meydana geldiğini belirten bir sayıdır ve aşağıdaki bağıntılardan hesaplanır.

$$\frac{Re_b^{0,6} Re_s^{0,5}}{Ga} < 6,4 * 10^{-5} \text{ ise } \beta = Re_b^{0,1} \quad (3.105)$$

$$\frac{Re_b^{0,6} Re_s^{0,5}}{Ga} > 6,4 * 10^{-5} \text{ ise } \beta = \frac{1,74 * 10^{-5} Ga}{\sqrt{Re_b Re_s}} \quad (3.106)$$

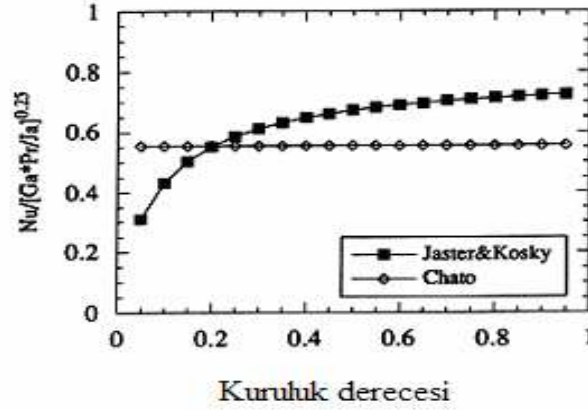
Jaster ve Kosky (1976), ısı taşınım katsayısını hesaplamaya yönelik yaptıkları çalışmalarında Chato'nun yapmış olduğu çalışmadan farklı olarak hesaplarında boşluk oranını da gözönüne alarak, artan sıvı tabakası kalınlığını hesaplara katmışlardır. Girişte buharın Re sayısının 35000'den küçük olduğu değerler için geçerli olan bu korelasyon;

$$Nu = \frac{hd}{k_s} = 0,728 \alpha^{3/4} \left[\frac{\rho_s (\rho_s - \rho_b) g h'_{sb} d^3}{k_s \mu_s (T_{doy} - T_d)} \right]^{1/4} \quad (3.107)$$

eşitliği ile verilmiştir. Hesaplarda Zivi'nin boşluk oranı bağıntısı kullanılmıştır:

$$\alpha = \left[1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (3.108)$$

Şekil 3.21'de aynı şartlardaki R134a soğutucu akışkanı için Jaster ve Kosky bağıntısı ile Chato'nun bağıntısından elde edilen ısı transfer katsayılarının karşılaştırılması gösterilmektedir. Şekile göre kuruluk derecesinin $x=0,2$ 'den daha büyük değerlerinde Jaster-Kosky bağıntısı Chato'nun bağıntısından daha yüksek sonuçlar vermektedir.

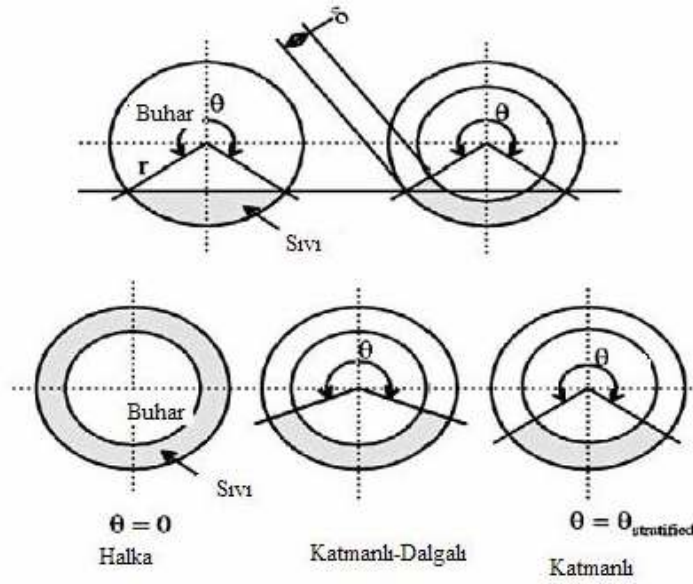


Şekil 3.21 Jaster-Kosky ve Chato'nun korelasyonlarının karşılaştırılması (Dobson,1994)

Borunun alt kısmında biriken sıvı tabakasındaki iletimle ısı transferi, üst kısımdaki sıvı filmdeki iletimle ısı transferi ile karşılaştırıldığında çok küçüktür; bu nedenle her iki bağıntıda da ihmal edilmiştir. Buna sebep deneylerdeki hızın düşük olması ve dolayısıyla katmanlı akışın meydana gelmesidir. Daha büyük kütleli akılar için bu durum geçerli olmadığından diğer araştırmacılar bu kabulü yapmamışlardır.

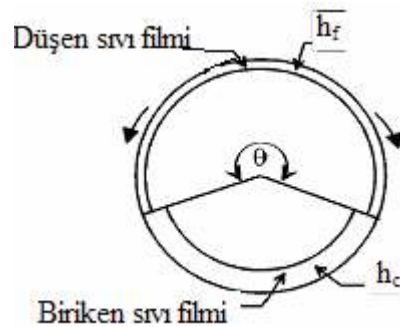
El Hajal , J.R. Thome , A. Cavallini (2003) tarafından yapılan çalışma ile R-11 , R-12 , R-22 R-32 , R-113 , R-125 saf soğutucu akışkanları , % 60 R-32 / % 40 R-125 akışkan karışımı , R-404A ve R410A iki bileşenli azeotropik veya yaklaşık azeotropik olan soğutucu akışkan karışımları ve propan, n-bütan , isobütan , propilen olarak bilinen saf hidrokarbon olan soğutucu akışkanlar kullanılarak ısı taşınım katsayısının belirlenmesi için yeni bir model geliştirilmiştir. Deneyde kullanılan test borusunun çapı 3,1 mm ile 21,4 mm arasında, soğutucu akışkanların kütleli akıları 24 ile 1022 kg/m².s ve buhar kuruluk dereceleri ise 0,02 ile 0,8 arasında değişmektedir.

Araştırmacılar yaptıkları çalışmada Kattan tarafından buharlaşma için geliştirilen ısı transfer modelinin , yoğuşma işlemi için de kullanılabileceği aralarındaki farkın ise katmanlı akışta buharlaştırmada boru üst kısmı kuru iken , yoğuşma işleminde yoğuşan sıvı tarafından ısıtılmakta olmasından kaynaklandığını belirtmişlerdir. Geliştirilmiş olan yeni ısı transferi modeli; Katmanlı, katmanlı-dalgalı ve halka akım için ifade edilmiştir.



Şekil 3.22 Akış şekillerinin basitleştirilmiş şeması

Şekil 3.22’de akış modellerinin basitleştirilmiş kesit görüntüleri görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi halka akışta sıvı filmi kalınlığı (δ) her yerde aynı kalınlıktadır. Dalgalı-katmanlı akışta ise yüzey dalgaları boru üst yüzeyine kadar ulaşacak kadar yükselemez ve üst kısım yoğuşmakta olan akışkanın oluşturduğu sıvı filmi tarafından ıslatılır. Buradaki sıvı filmi kalınlığının her yerde sabit kaldığı kabul edilir. Borunun alt kısmı ve üst kısmı birbirinden ayrılıp incelendiğinde taşınım katsayısının hesaplanması basitleşir. Şekilde görülen θ açısının, maksimum değeri tam gelişmiş katmanlı akışı, minimum değeri ise halka akışı göstermektedir. Isı transfer mekanizması olarak ısı taşınımı $(2\pi - \theta)$ aralığında yapılır. Şekil 3.23’de iki ayrı ısı transfer mekanizmasının uygulandığı yüzeyler gösterilmektedir.



Şekil 3.23 Akıştaki ısı transfer mekanizmaları

Taşınm ile ısı transferi katsayısı (h_c), borunun alt yüzeyinde eksen boyunca akan ıslak kısımda etkili olurken film yoğuşması ısı transfer katsayısı (h_f) ise borunun üst kısmında geçerlidir. Buna göre toplam ısı transfer katsayısı (h_{tp});

$$h_{tp} = \frac{h_f r \theta + (2\pi - \theta) r h_c}{2\pi r} \quad (3.109)$$

eşitliği ile ifade edilir.

Halka akışta θ açısı sıfır olduğundan h_f ihmal edilir. Taşınm ile ısı transferi h_c aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanır:

$$h_c = 0,003 \text{Re}_s^{0,74} \text{Pr}_s^{0,5} \frac{k_s}{\delta} f_a \quad (3.110)$$

$$\text{Re}_s = \frac{4G(1-x)\delta}{(1-\alpha)\mu_s} \quad (3.111)$$

$$A_s = \frac{(2\pi - \theta)}{8} [d^2 - (d - 2\delta)^2] \quad (3.112)$$

denklem çözülerek sıvı filmi kalınlığı tesbit edilebilmektedir.

Sıvı buhar ara yüzey pürüzlülüğü de ısı taşınımını miktarını etkileyen en önemli faktörlerdendir. Buhar hızının yüksek olması ile kayma kuvvetleri sıvı yüzeyinde dalgalanmaya neden olacaktır. Oluşan bu dalgalar sinüs eğrisi şeklinde olacaklarından dalga çukurlarının olduğu bölgeler de sıvı filmi ince bir tabaka halinde oluşur ve dolayısıyla ısı taşınımını artırıcı yönde rol oynarlar. Burada oluşan yüzey pürüzlülüğü, ara yüzeydeki kayma gerilmesi ile doğrudan orantılıdır. Kayma gerilmesi büyüklüğü ise sıvı buhar fazları arasındaki hız farkına bağlıdır .

$$u_s = \frac{G(1-x)}{\rho_s(1-\alpha)} \quad u_g = \frac{Gx}{\rho_g\alpha} \quad (3.113)$$

Halka akış için arayüzey pürüzlülük katsayısının (f_a) değeri

$$f_a = 1 + \left(\frac{u_b}{u_s} \right)^{1/2} \left(\frac{(\rho_s - \rho_b)g\delta^2}{\sigma} \right)^{1/4} \quad (3.114)$$

şeklinde tam gelişmiş katmanlı akışta ise yüzey dalgaları daha küçük olur ve bu durum için arayüzey pürüzlülük katsayısı;

$$f_a = 1 + \left(\frac{u_b}{u_s} \right)^{1/2} \left(\frac{(\rho_s - \rho_b) g \delta^2}{\sigma} \right)^{1/4} \left(\frac{G}{G_{katmanlı}} \right) \quad (3.115)$$

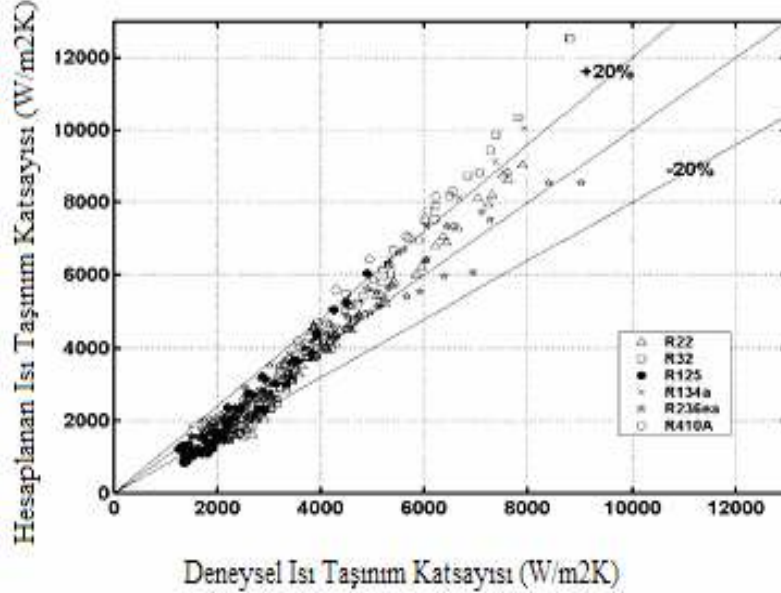
eşitliği ile verilmektedir.

Yatay boru içindeki yoğuşmada taşınım katsayısı Nusselt teoreminden yararlanılarak;

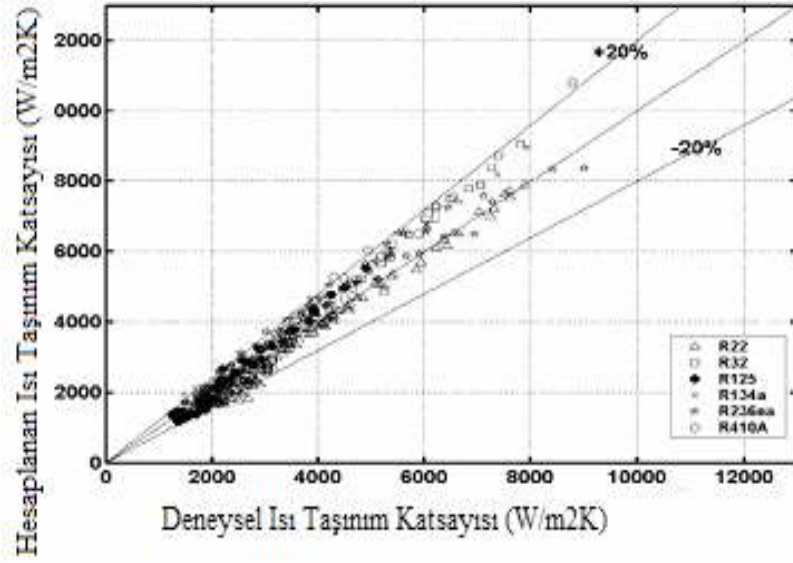
$$h_{film} = 0.728 \left[\frac{\rho_s (\rho_s - \rho_b) g h_{sb} k_s^3}{\mu_s d (T_{doy} - T_d)} \right]^{1/4} \quad (3.116)$$

bağıntısı yardımıyla hesaplanır.

Sıvı buhar arayüzeyinin pürüzlülüğünün etkisini görebilmek için f_a arayüzey pürüzlülük katsayısı hesaba katılmadan ve katılarak ısı taşınım katsayısı hesaplanmıştır. Şekil 3.23’de f_a arayüzey pürüzlülük katsayısı olmaksızın hesaplanmış olan ısı transfer katsayıları ile deneysel sonuçlardan elde edilmiş olan ısı taşınım katsayılarının mukayesesi gösterilmiştir. Şekil 3.24’de ise f_a arayüzey pürüzlülük katsayısı, ara yüzey pürüzlülüğünün de hesaba katıldığı deneysel ve teorik ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması görülmektedir.

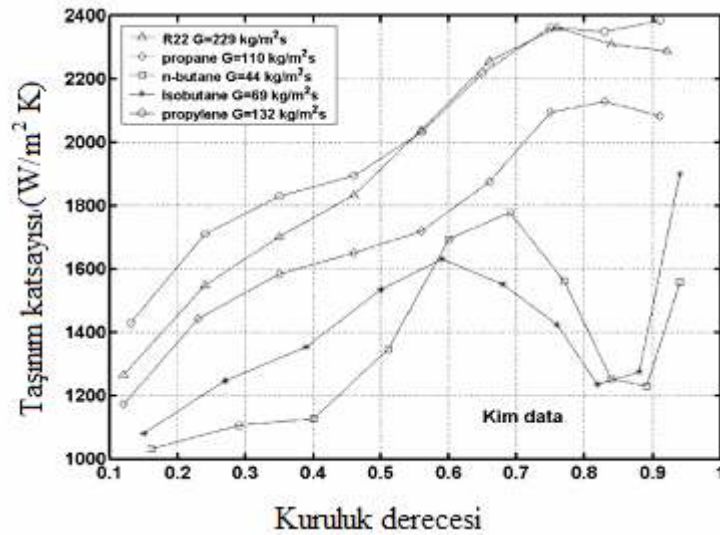


Şekil 3.24 Cavallini verilerinin f_a düzeltme faktörü olmaksızın karşılaştırılması

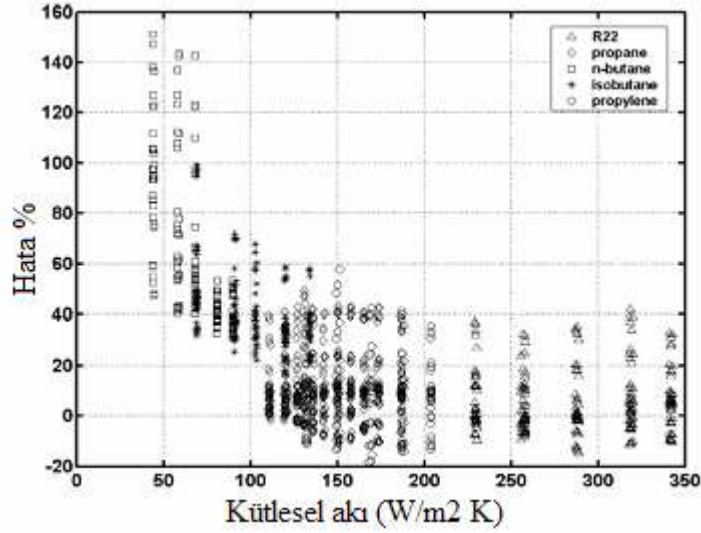


Şekil 3.25 Cavallini deneysel verilerinin fa düzeltme faktörü kullanılarak elde edilen sonuçlarla mukayesesi

Geliştirilen bu yeni model hidrokarbonlar için de denenmiştir. Bu konuda tek kaynak olan Kim'in çalışmalarından faydalanılmıştır. Bu çalışmalar 8mm iç çaplı boruda R22, n-butan, iso-butan ve propilen ile yapılmıştır. Şekil 3.26 da görüldüğü üzere n-bütane ve iso-bütan ile yapılan deneylerin yüksek kuruluk derecelerinde taşınım katsayıları olması gereken değerlerin çok altındadır.



Şekil 3.26 Düşük kütleli akılarda hidrokarbonlara ait taşınım katsayısı değerleri



Şekil 3.27 Hidrokarbonlar ile yapılan deneylerin kütleli akıya göre mukayesesinin hata analizi

Şekil 3.27 den de anlaşılacağı üzere düşük kütleli akılarda yapılan deneylerde oldukça yüksek hata görülmektedir. Geliştirilen bu yeni model Kim'in 2771 deneysel verisi ile mukayese edilmiş ve $\pm 20\%$ hata ile sonuca ulaşılmıştır.

3.4.2 Halka akış için geliştirilen temel yaklaşımlar

Boru içerisinde meydana gelen yoğunlaşma esnasında kayma kuvvetlerinin yerçekimi kuvvetlerine baskın hale gelmesi durumunda tam anlamıyla simetrik bir halka akış elde edilmektedir. Bu durumda halkanın iç kısmında yüksek hızda akan buhar vardır. Halka akış adı verilen bu tip akışlara ait taşınım katsayısını kolayca hesaplamak için çeşitli yaklaşımlar geliştirilmiştir. Bu yaklaşımları üç başlıkta toplamak mümkündür; iki faz çarpanı yaklaşımı, kayma temelli yaklaşım, sınır tabaka yaklaşımı gibi.

3.4.2.1 İki Faz Çarpanı Yaklaşımı

Halka akış için bir bağıntı oluşturma en basit yöntemi iki faz çarpanı yaklaşımıdır. Bu yaklaşıma ilk defa konvektif kaynama üzerinde çalışmış olan Dengler ve Addoms(1956) öncülük etmişlerdir. Bu yaklaşımda gözönüne alınan akışdaki yoğunlaşma işlemindeki ısı transferinin akışkanın tek fazlı akışındaki transferine benzer olmasıdır. Aralarındaki oran ise iki faz çarpanı ile belirlenmiştir. 1947 yılında Lockhart ve Martinelli iki faz çarpanı yaklaşımını, iki fazlı akıştaki basınç düşüşünü hesaplamak için kullanmışlardır. Dittus ve Boelter, 1930 yılında iki fazlı akıştaki ısı transfer katsayısını, iki faz çarpanı kullanarak

modifiye ettikleri tek fazlı ısı transfer katsayısı bağıntısını kullanarak hesaplamışlardır. (Dobson ve Chato 1998)

Yaklaşımında;

$$Nu = 0,023 Re_s^{0,8} Pr_s^m \psi \quad (3.117)$$

eşitliğinde m sabit sayısı 0,3 ve 0,4 arasında bir değer almaktadır.

Ψ iki faz çarpanı olup boyutsuz sayıların fonksiyonu olarak ifade edilir.

$$\psi = \frac{h_{TP}}{h_s} = F \left(x, \frac{\rho_s}{\rho_g}, \frac{\mu_s}{\mu_g}, Fr_s, \dots \right) \quad (3.118)$$

En fazla kullanılan iki faz çarpanı içeren bağıntılarından birisi Shah tarafından 1979 yılında geliştirilmiş olan bağıntıdır.

$$Nu = 0,023 Re_s^{0,8} Pr_s^{0,4} \left[1 + \frac{3,8}{P_{red}^{0,38}} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,76} \right] \quad (3.119)$$

Su, R-11, R-12, R-22, R-133, methanol, ethanol, benzene, toluen, trikloretilen kullanılarak

$$7 \text{ mm} < d < 40 \text{ mm}$$

$$21^\circ\text{C} < t_d < 310^\circ\text{C}$$

$$3 < U_b < 300 \text{ m/s}$$

$10 \text{ kg/m}^2\text{s} < G < 210 \text{ kg/m}^2\text{s}$ şartlarında yapılan deneyler yatay, dikey ve eğimli borularda tekrarlanmış olup halka akış için oldukça doğru sonuçlar vermiştir.

Bağıntıdaki parantez içerisinde bulunan terim iki faz çarpanıdır. Kuruluk derecesi 1'e yaklaşırken bu terim 1 olmaktadır. Bu durumda da tek fazlı akış halindeki bağıntı elde edilmektedir.

P_{red} arttıkça, sıvı ve buhar fazının özellikleri birbirine benzer olduğundan iki faz çarpanı küçülmektedir. Shah'ın diğer bir iki faz çarpanı bağıntısı ise

$$\psi = \frac{1,8}{\left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \left(\frac{\rho_b}{\rho_s}\right)^{0,5}} \quad (3.120)$$

eşitliği ile verilmiştir. Bu bağıntı Shah'ın kaynama ile yaptığı çalışmalarında kullanılmıştır. Shah'ın çalışmalarında elde ettiği ilk bağıntılar, kabarcıksız kaynama ile yoğuşmanın birbirlerine olan benzerlikleri temel alınarak elde edilmiştir. Adı geçen konvektif kaynama için geçerli olan tüm bağıntıları yoğuşma işlemine uygulamıştır. Bu bağıntılar, yoğuşma hattının girişinde boru yüzeyinin tamamen ıslak olduğu durumlar için geçerlidir.

Shah'ın kullandığı bağıntılarda P_{red} yerine ρ_b/ρ_s kullanıldığında teorik sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasındaki farkta bir azalma meydana gelmiştir. (Shah 1979)

Eckels 1993 yılında yapmış olduğu çalışmasında yüzey sıcaklıklarını ölçmek yerine akışkan sıcaklıklarını ölçerek ortalama ısı taşınım katsayısını hesaplamıştır. Ayrıca Eckels R12 ve R134a'nın deneysel sonuçlarını Shah(1979), Traviss(1973) ve Cavallini-Zecchin (1974) bağıntıları ile karşılaştırmıştır. Eckers, bu bağıntıların, düşük kütleli akılarda daha düşük, yüksek kütleli akılarda ise daha yüksek sonuçlar verdiğini belirtmiştir. Bundan dolayı Eckers yeni bir bağıntı geliştirmiştir.

$$Nu = 2,597 Re_{eş}^{0,507} \left[\frac{\Delta x}{l} \right]^{0,198} P_{kr}^{-0,14} \quad (3.121)$$

Burada $Re_{eş}$;

$$Re_{eş} = \frac{G_{eş} d}{\mu}$$

ve

$$G_{eş} = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0,5} \right] \quad (3.122)$$

eşitlikleri ile verilmektedir.

Bağıntı yeniden düzenlenirse aşağıdaki hale gelir.

$$Nu = 2,597 Re_{eş}^{0,507} \left\{ \left[1 + \left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0,5} \right]^{0,507} \left[\frac{\Delta x}{l} \right]^{0,198} P_{kr}^{-0,14} \right\} \quad (3.123)$$

Parantez içerisindeki terim iki faz çarpandır. Eşitlikte P_{kr} , Shah'ın bağıntısındaki P_{red} ile aynı etkiyi vermektedir. Ayrıca kurulum derecesindeki, birim uzunluk boyunca meydana gelen değişim ile ısı akısı daha doğru olarak hesaplanabilmektedir.

Eckers'a göre Shah, Traviss ve Cavallini-Zecchin bağıntıları, taşınım katsayısı ve kütle akısı arasındaki ilişkiyi tam anlamıyla belirlemekte yetersiz kalmıştır.

İki faz çarpanı kullanılan diğer bir çalışma da Cavallini ve Zecchin tarafından 1974 yılında yapılmıştır. Bu çalışmada teorik olarak halka akışın analizi yapılmış ve buradaki boyutsuz sayılar gerekli bağıntıların bulunmasında kullanılmıştır. Regresyon analizi kullanarak elde edilen bağıntı:

$$Nu = 0,05 Re_{eş}^{0,8} Pr_s^{0,33} \quad (3.124)$$

şeklinde verilmiştir.

$$Re_{eş} = Re_s + \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right) \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0,5} Re_b \quad (3.125)$$

eşitliği geçerlidir.

Dobson (1994) çalışmasında, Cavallini ve Zecchin bağıntısını iki fazlı çarpan şekline dönüştürerek

$$Nu = 0,023 Re_s^{0,8} Pr_s^{0,4} \left\{ 2,64 \left[1 + \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0,5} \left(\frac{x}{1-x} \right) \right] \right\}^{0,8} \quad (3.126)$$

eşitliğini elde etmiştir.

Cavallini ve Zecchin'in bağıntısı R11, R12, R21, R22, R114, R113 için ρ_{sl}/ρ_b oranı 11 ile 314 değerleri ve Re_l 'nin 7,000 ile 53,000 değerleri arasında oldukça doğru sonuçlar vermektedir. Ortalama olarak değerlerdeki sapma miktarı, %8 ile % 47 arasındadır. Ayrıca yukarıda belirtilen sınırlar içinde bu bağıntılar ile, halokarbon (HFCF) soğutucu akışkanlar için daha

doğru sonuçlar elde edilmektedir.

Halka akış için diğer bir bağıntıyı 1994 yılında Dobson geliştirmiştir.

$$Nu = 0,023 Re_s^{0,8} Pr_s^{0,4} \left[1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,889}} \right] \quad (3.127)$$

Dobson'un bağıntısı yardımı ile R22, R134a ve R410A akışkanları için hesaplanan değerlerin deneysel sonuçlardan sapması ortalama %4.5 mertebesinde. Ayrıca Dobson, bu bağıntı ile deneysel sonuçlara, Shah, Traviss, Cavallini-Zecchin ve Chen'in bağıntılarından daha yakın sonuçlar elde ettiğini belirtmiştir.

X.Boissieux, M.R.Heikal, R.A.Johns (2000) Isceon 59 (% 47 R125, % 50R134a, % 3R600a) , R407 (%23 R32, % 25 R25, % 52 R134a) ve R404A soğutucu akışkan karışımlarını yatay düz boru içerisinde yoğuşturarak ısı transfer katsayısındaki değişimleri incelemişlerdir.

Çizelge 3.2 X.Boissieux, M.R.Heikal, R.A.Johns deneylerin özellikleri

Soğutucu akışkan	T _{doy} (°C)	G(kg/m ² s)
Isceon 59	31,5 – 35,7	207 - 386
R407C	15,7 – 29,8	199 - 293
R404A	24,3 – 27,5	153 - 410

Elde edilen deneysel veriler Dobson-Chato ve Shah'ın geliştirdiği bağıntılarla karşılaştırılmıştır. Kuruluk derecesinin 1'den 0,5'e kadar olan değerlerinde taşınım katsayısında fazla bir değişim görülmezken, 0,5'in altındaki değerlerinde sıvı miktarının artmasından dolayı taşınım katsayısında bir azalma görülmüştür. Dobson–Chato'nun bağıntısı kuruluk derecesinin 0,7 den küçük değerlerinde doğru sayılabilecek netice verirken daha yüksek değerlerinde gerçek sonuçtan daha yüksek değerler vermektedir.

Dobson – Chato'nun bağıntısı

$$\text{Halka akış için :} \quad Nu = 0,023 Re_s^{0,8} . Pr_s^{0,4} \left[1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}} \right] \quad (3.128)$$

$$\text{Dalgalı akış için :} \quad Nu = \frac{0,2 \text{ Re}_{bo}^{0,12}}{1 + 1,11 X_{tt}^{0,58}} \left[\frac{Ga \cdot Pr_s}{Ja_s} \right]^{0,25} + \left(1 - \frac{\theta_s}{\pi} \right) Nu_{forced} \quad (3.129)$$

eşitlikleri ile verilmiştir.

Shah tarafından geliştirilmiş olan bağıntı deneylerden elde edilen verilerle karşılaştırıldığında kurulum derecesinin 0 – 0,6 değerleri için doğru sonuçlar elde edilirken daha yüksek kurulum değerlerinde gerçek değer üzerinde sonuçlar elde edilmiştir. Bu farkında mukayese edilen bağıntıların saf akışkanlar için çıkartılmış olmasından kaynaklandığı belirtilmektedir.

Sonuç olarak bağıl hatası daha düşük olan Dobson ve Chato'nun bağıntıları Shah'ın bağıntısına göre daha doğru sonuç vermiştir.

Dongsoo Jung ve arkadaşları (2002), R123, R12, R134a, R142b, R22, R32, R125 gibi saf soğutucu akışkanları kullanarak 1 m uzunluğunda, 9,52 mm dış çapında yatay düz bir boru içinde 40 C doyma sıcaklığında ve 100, 200, 300 kg/m²s'n kütle akılarında deneyler yaparak taşınım ısı transfer katsayısının doğru bir şekilde hesaplanabilmesi için yeni bir korelasyon geliştirmişlerdir. Bu deneyler sonucunda taşınım katsayısının kütleli akı ve buhar kurulum derecesi ile birlikte arttığını tesbit etmişlerdir. Bu durumun, kütleli akının ve kurulum derecesinin artmasına bağlı olarak momentum değişiminin artması ile yoğunlaşan sıvı filmi kalınlığının azalmasından kaynaklandığını belirtmişlerdir. Aynı zamanda düşük kurulum derecelerinde kütleli akının artması ile ısı transfer katsayısındaki artma oranının, büyük kurulum derecelerindeki kütleli akının artması ile meydana gelen artma oranından daha düşük olduğunu da belirtmişlerdir. Bunu da akışın dalgalı olmasına bağlamışlardır. Deneyler sonucunda elde edilen veriler Travis, Cavallini ve Zecchin, Shah ve Dobson-Chato tarafından geliştirilmiş iyi bilinen bazı bağıntılarla karşılaştırılmıştır. Bu bağıntılar sırasıyla %16,5, %17,9, %15,1 ve %18,8 sapmalar göstermiştir. Akers – Rosson, Soliman ve Tandon tarafından verilen bağıntılarda ise %152 'den büyük sapmalar görülmüştür. %20'ye kadar olan sapma miktarları uygulamada kabul edilebilir olduğundan ilk grupta bulunan araştırmacılardan Dobson - Chato'nun geliştirdikleri bağıntı (eşitlik 3.128) düzenlenerek deney verilerine daha yakın sonuçlar veren bir ifade haline getirilmiştir.

$$\frac{h}{h_s} = \left[1 + \frac{2,65}{X_{tt}^{0,79}} \right] \quad (3.130)$$

Deney verileri ile yeni bağıntı arasında ortalama % 1,4 ve % 16,6' lik bir iyileşme tesbit edilmiştir. Dobson ve Chato tarafından ifade edilmiş olan bağıntı kaynama sayısı (Boiling

sayısı) eklenerek daha da geliştirilmiştir. Elde edilen teorik sonuçlar, deneyler sonucunda elde edilen sonuçlara oldukça yakındırlar. Teorik sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasındaki ortalama fark yaklaşık olarak %10 gibi oldukça düşük bir mertebededir. Dongsoo Jung ve arkadaşlarının geliştirdiği yeni ifade de kaynama sayısı.

$$Bo = HFMR = \frac{(q/A)}{Gh_{fg}} \quad (3.131)$$

şeklinde ifade ederek

$$\frac{h}{h_s} = \left[1 + \frac{2}{X_u} \right]^{0,81} HFMR^{0,33} \quad (3.132)$$

eşitlik 3.132'yi geliştirmişlerdir.

3.4.2.2 Kayma temelli yaklaşımlar

Bu yaklaşımla ilk çalışmalar Carpenter ve Colburn (1951) tarafından yapılmıştır. Araştırmacılar çalışmalarında türbülanslı sıvı akışında ısı transferine olan direnç ile laminar sıvı tabakasının içerisindeki direnci birbirlerine eşit almışlar ve; yerel bir Nusselt sayısı bağıntısı geliştirmişlerdir.

$$Nu = b \frac{\sqrt{\tau_d} \rho_s}{\nu_s} Pr_s^m = bD^+ Pr_s^m \quad (3.133)$$

b ve m büyüklükleri ampirik olarak hesaplanmış ve sırasıyla 0,043 ve 0,5 değerleri elde edilmiştir.

Soliman'a göre buradaki kayma gerilmesi; yerçekimi, ivmelenme ve sürtünme bileşenlerinin toplamından meydana gelmektedir.

$$\tau_d = \tau_s + \tau_h + \tau_g \quad (3.134)$$

Soliman'a (1968) göre Carpenter ve Colburn'un, zorlanmış konveksiyon ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında kullandıkları hızlanma kayma bileşeni doğru değildir. (Dobson 1994) Soliman, Carpenter ve Colburn'un çalışmalarındaki, halka akıştaki ısı transferi katsayısının hesaplanmasına yönelik bağıntılardan, kendi yarı ampirik ısı transfer katsayısı bağıntılarını geliştirme çalışmalarında yararlanmıştır. İlk olarak bu bağıntı kullanılarak faz

değişiminden kaynaklanan duvar kayma gerilmesinin doğru olarak hesaplayabildiğini kanıtlamışlardır. Sonuçlar doğrultusunda, Soliman vd. düşük kuruluk derecelerinde faz değişimden kaynaklanan duvar kayma gerilmesinin, sürtünmeden meydana gelen kayma gerilmesine göre oldukça küçük olduğunu dolayısıyla ihmal edilebileceğini belirtmişlerdir. İkinci olarak, sürtünmeden dolayı oluşan basınç kaybı için sözkonusu bağıntıyı iyileştirmişlerdir.. Üçüncü olarak da diğer araştırmacıların verilerini, yeni b ve m değerleri hesaplayabilmek için kullanmışlardır. Bağıntının son hali aşağıdaki şekli almıştır;

$$Nu = 0,036D^+ Pr_s^{0,65} \quad (3.135)$$

Düzeltilmiş duvar kayma gerilmesinden yararlanarak ve yerçekiminden dolayı meydana gelen kayma gerilmesini ihmal ederek (tamamen yatay akış) geliştirmiş oldukları yeni bağıntı;

$$Nu = 0,036Re_{so} Pr_s^{0,65} \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0,5} \left[\frac{2(0,46)x^2}{Re_b^{0,2}} \Phi_b^2 + Bo \sum_{n=1}^5 a_n \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)^{n/3} \right]^{0,5} \quad (3.136)$$

şeklindedir; burada

$$a_1 = x(2 - \beta) - 1 \quad (3.137a)$$

$$a_2 = 2(1 - x) \quad (3.137b)$$

$$a_3 = 2(\beta - 1)(x - 1) \quad (3.137c)$$

$$a_4 = (1/x) - 3 + 2x \quad (3.137d)$$

$$a_5 = \beta \left[2 - \frac{1}{x} - x \right] \quad (3.137e)$$

eşitlikleri ile verilmiştir. Türbülanslı akış için

$$\beta = (\text{Ara yüzey hızı}) / (\text{ortalama film hızı}) = 1,25 \text{ (Türbülanslı akış)}$$

değerini almaktadır.

Soliman ve arkadaşlarının yapmış oldukları çalışmalarda; buhar, R22, R113, etanol, toluen ve trikloretilen kullanılmıştır. Ortalama sapmaları oldukça yüksek olan sonuçlar için istatistiksel bir değer verilmemiştir.

Chen ve arkadaşları (1987) yılında, dikey akıştaki yoğuşma için bir bağıntı geliştirmişlerdir. Carey'in 1992 yılında yapmış olduğu gibi kendi bağıntılarını yatay konumdaki akışa uygun olan kayma gerilmesini temel alarak geliştirmişlerdir. Bu bağıntı için, Soliman tarafından geliştirilmiş olan bağıntıları kullanmışlardır. İlk olarak, normalde halka akışın meydana gelebileceği tahmin edilen daha yüksek kuruluk derecelerinde ihmal edilebilen, hızlanma terimini tamamen ihmal etmişlerdir. İkinci olarak basınç kaybı modelini Dukler'in 1960 yılındaki basınç düşüşü modeli ile değiştirmişlerdir. Sonuç olarak bağıntı aşağıdaki halini almıştır.

$$Nu = 0,018 \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0,39} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0,078} Re_s^{0,2} [Re_{so} - Re_s]^{0,7} Pr_s^{0,65} \quad (3.138)$$

3.4.2.3 Sınır Tabaka Analizi Yaklaşımı

Sınır tabaka analizi yaklaşımı, halka akıştaki, en teorik yaklaşım biçimidir. Bu analizler, süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin çözülüp sadeleştirilmesi ile elde edilir. Bu tür analizlere örnek olarak, Dukler (1960), Azer (1972) ve Traviss ve arkadaşlarının (1973) yaptıkları çalışmalar gösterilebilir. Bu araştırmacıların yaklaşımları birbirine oldukça benzerdir. Aralarındaki farklar sadece detaylardaki farklılıklar ile sınırlıdır. Aralarında Traviss'in çalışması en fazla kullanılan çalışma olduğundan detaylı olarak sadece Traviss'in çalışması incelenecektir.

Traviss'in çalışmasında aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Asimetrik bir halka akışı vardır.
2. Halkanın içerisinde akan buharda sıvı damlacığı bulunmamaktadır.
3. Film içerisinde kartezyen koordinatları uygulanabilmektedir.

Traviss ve arkadaşları, akışın türbülanslı olduğunu ve dolayısıyla, kesitteki buhar difüzyonunun daha baskın olacağını kabul ederek;

$$\frac{\partial}{\partial y} (\rho_s C_{p,s} (\alpha + \varepsilon_h) \frac{\partial T}{\partial y}) = 0 \quad (3.139)$$

eşitliğini yazmışlardır.

Bu denklem ısı taşınım katsayısı için, tekrar düzenlenirse

$$\int_{T_d}^{T_{day}} \frac{dT}{q''} = \frac{1}{h} = \int_0^{\delta} \frac{dy}{\rho_s C p_s (\alpha_s + \varepsilon_h)} \quad (3.140)$$

ve denklem, boyutsuz hale getirilip düzenlenirse,

$$\frac{\rho_s C_{p,s} u_\tau}{h} = \frac{1}{St} = \int_0^{\delta^+} \frac{dy^+}{1/Pr_l + 1/Pr_l + (\varepsilon_m/\nu_s)} \quad (3.141)$$

şeklini alır.

Eğer boyutsuz film kalınlığı δ^+ , türbülanslı akıştaki Pr sayısı ve ε_m 'nin y ile olan değişimi bilinirse, Stanton sayısı kolayca bulunabilir. Nusselt sayısına geçiş yapılabilir Traviss analizinin geri kalan kısmında, korunum denklemleri çözülerek, bilinmeyen bu parametreler de hesaplanmıştır.

Film içerisine başka sıvının girmediği kabul edilirse, sıvı filmine ait Re boyutsuz sayısı

$$Re_s = 4 \int_0^{\delta^+} u^+ dy^+ \quad (3.142)$$

şeklinde ifade edilir. Burada u^+ büyüklüğü için

$$u^+ = \frac{u}{\sqrt{\tau_d / \rho_s}} \quad (3.143)$$

eşitliği geçerlidir.

Bu ifade, Von Karman universal hız dağılımı ile birleştirilerek, bilinen Re_s sayısı ile bilinmeyen δ^+ büyüklüğü arasında bir ilişki kurulabilir. Türbülanslı akıştaki, kayma gerilmesine bağlı olarak meydana çıkan eddy etkisi ise aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\tau = \rho_s (\nu_s + \varepsilon_m) \frac{du}{dy} \quad (3.144)$$

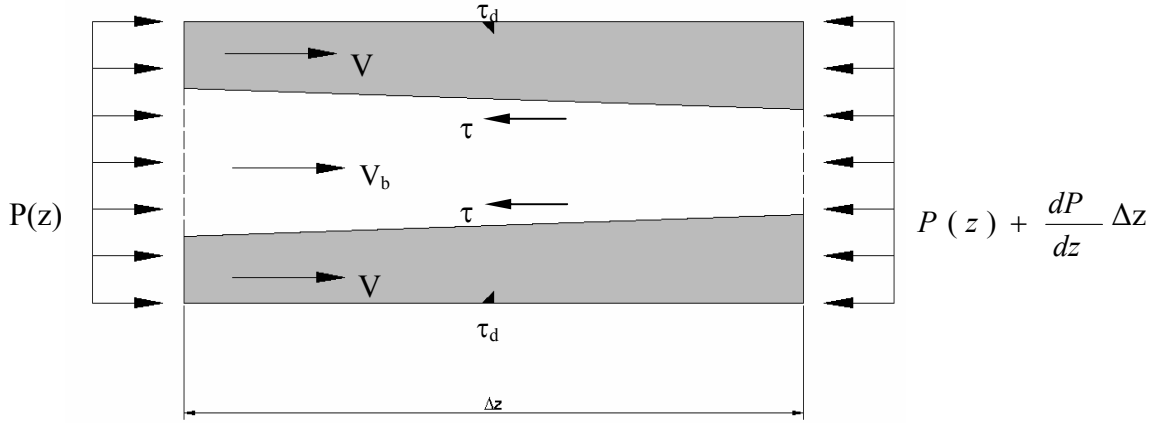
Duvar koordinatlarında, bu ifade tekrar yazılırsa,

$$\frac{\varepsilon_m}{\nu_s} + 1 = \frac{\left(\frac{\tau}{\tau_d} \right)}{du^+ / dy^+} \quad (3.145)$$

elde edilir.

(τ/τ_d) parametresini çözmek için, birden fazla momentum denklemlerinin çözülmesi gerekir.

Şekil 3.28'deki diferansiyel eleman üzerinde, momentum denklemi boru kesit alanının tamamına uygulanırsa, aşağıdaki denklem elde edilir.



Şekil 3.28 Traviss'in incelemiş olduğu diferansiyel eleman

$$-\frac{dP}{dz} = \frac{\tau_d S_d}{A} + G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2}{\rho_b \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_s (1-\alpha)} \right] = -\left(\frac{dP}{dz} \right)_s - \left(\frac{dP}{dz} \right)_h \quad (3.146)$$

Bu denklem, boru boyunca toplam basınç düşüşünü verir, denklemin sağ tarafı sürtünmeden ve hal değişiminden kaynaklanan basınç düşüşü olarak iki bileşene ayrılmıştır. Borunun yatay olmasından dolayı basınç düşüşüne yerçekimi etkisi dahil edilmemiştir. Sıvı filminin tamamına momentum korunumu uygulandığında, elde edilen denklem aşağıda verilmiştir.

$$-\left(\frac{dP}{dz} \right) + \frac{\tau_a S_a}{A_c (1-\alpha)} - \frac{\tau_d S_d}{A_c (1-\alpha)} = \frac{G^2}{(1-\alpha)} \frac{d}{dz} \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\alpha)} \right] - \frac{GV_i}{(1-\alpha)} \frac{d}{dz} (1-x) \quad (3.147)$$

Yukarıdaki denklem, sıvının basınç gradyeninden dolayı aktığını, ara yüzeydeki kayma gerilmesinin sıvıyı ileri doğru ittiğini, duvardaki kayma gerilmesinin sıvıyı yavaşlattığını, sıvı filminin başı ve sonu arasında momentumun değiştiğini, Yoğuşan sıvının ara yüzeydeki momentumu arttırdığını göstermektedir. Traviss, denklem üzerinde birkaç geometrik

basitleştirme yapmış ve aşağıda verilen şekle getirmiştir.

$$\tau_d = \tau_a + F_0 \delta \quad (3.148)$$

Burada F_0 ;

$$F_0 = -\left(\frac{dP}{dz}\right) - \frac{G^2}{(1-\alpha)} \frac{d}{dz} \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} \right] + \frac{GV_i}{(1-\alpha)} \frac{d}{dz} (1-x) \quad (3.149)$$

eşitliği ile verilmektedir.

Traviss ve arkadaşları 1973 yılında, sıvı filminin bir parçası boyunca ara yüzeyden herhangi bir y uzaklığına kadar momentum denklemini uygulamışlar ve aşağıdaki denklemi elde etmişlerdir.

$$\tau_d = \tau_a + F_0 (\delta - y) \quad (3.150)$$

Bu denklem, kalınlığı önemli olmayan bir sıvı filmindeki kontrol hacminin başı ve sonu arasındaki momentum değişimini ifade etmektedir. Eğer y değeri δ sıvı filmi kalınlığına yakın bir değerde ise elde edilen sonuçlar yanlış çıkabilir. Nusselt sayısı olarak elde edilen denklemin son biçimi aşağıdaki gibidir.

$$Nu = \frac{hD}{k_s} = \frac{D^+ Pr_s}{F_2 (Re_s, Pr_s)} \quad (3.151)$$

Burada;

$$F_2 = \int_0^{\delta^+} \frac{dy^+}{1/Pr_l + 1/Pr_t + (\varepsilon_m/\nu_s)} \quad (3.152)$$

eşitliği ile verilmektedir.

Von Karman hız profilinin uygulanması ile F_2 çözülmüştür. Buna göre F_2 :

$$Re_s < 50 \quad \text{için} \quad F_2 = 0,707 Pr_s Re_s^{0,5} \quad (3.153)$$

$$50 < Re_s < 1125 \quad \text{için} \quad F_2 = 5 Pr_s + 5 \ln \left[1 + Pr_s \left(0,09636 Re_s^{0,585} - 1 \right) \right] \quad (3.154)$$

$$\begin{aligned} \text{Re}_s > 1125 \text{ için} \quad F_2 = 5[\text{Pr}_s + \ln(1 + 5 \text{Pr}_s)] + 2,5 \ln(0,00313 \text{Re}_s^{0,812}) \\ + 2,5 \ln \left\{ \frac{[M(30 - 2,5/\text{Pr}_s) - 0,095 \text{Re}_s^{0,812}]}{[M(0,095 \text{Re}_s^{0,812} - 2,5/\text{Pr}_s) - 0,095 \text{Re}_s^{0,812}]} \right\} \end{aligned} \quad (3.155)$$

eşitlikleri ile verilmektedir.

Üçüncü denklemdaki M değeri aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$M = \frac{F_o \delta^+ v_s}{\tau_d u^+} = 1 - \frac{\tau_a}{\tau_d} \quad (3.156)$$

Buradaki M değeri, Yoğuşan buharın sıvı tabakasında meydana getirdiği momentum artışından dolayı, duvardaki kayma gerilmesine göre ara yüzey kayma gerilmesindeki bağlı momentum azalmasını ifade etmektedir. Bu terimin bulunduğu denklem, faz değişiminden meydana gelen momentum değişimlerinden etkilenmemektedir. Denklemdaki dördüncü terimi, diğer üç terim ile karşılaştıran, Traviss, çok düşük kuruluk derecelerinde ve çok yüksek yoğuşma miktarlarında ve Pr'nin 1'den büyük olduğu durumlarda M sayısının ihmal edilebileceğini ifade etmiştir.

Traviss ve arkadaşlarının yapmış olduğu analiz sadece halka akış için geçerli değildir. Abis (1969) hazırlamış olduğu tezde bu analizi gerçekleştirmiştir. Azer (1972), Said (1982, 1983) çalışmalarında bu analizden yararlanmış ve sonradan analiz üzerinde daha hassas bir şekilde çalışmışlardır. Traviss'in analizinden farklı olarak silindirik koordinatlar kullanan araştırmacılar analizlerini nümerik olarak çözümleyebilmişlerdir. Traviss tarafından Nusselt sayısı üzerinde etkisi olduğu söylenen faktörlerden birçoğu daha sonraki araştırmacıların çalışmalarında kullanılmamıştır. Kosty ve Staub (1971) yapmış oldukları çalışmalarında, faz değişiminden kaynaklanan momentum değişimini hesaplarına katmadan (M=0), Traviss'in ulaştığı olduğu sonuca benzer bir sonuca ulaşmışlardır.

Dukler (1960), halka akış yoğuşması problemini çözmek için benzer bir yöntem kullanmıştır. Traviss'in çalışmasından farklı olarak bu çalışmada, Eddy difüzyonitesi, türbülanslı akış profili yerine tek fazlı kanal akışının ekstrapolasyonu ile belirlenmiştir. Bu farklılık çözüm yolunu değiştirmekle beraber en son elde edilen ana sonuçta büyük bir değişikliğe neden olmamıştır. Nümerik olarak çözüme ulaşılmış, bununla beraber sonuçlar tablolar ve grafikler ile de ifade edilebilmiştir.

Yukarıda bahsedilen her bir çözüm sonucunda, Nusselt sayısı, içinde bilinmeyen parametre

olan D^+ parametresini içermekteydi. Bu da çözüme yaklaşmak için basınç düşüşü modelinde kabuller yapmak anlamına geliyordu. Eğer basınç düşüşü modeli olarak Lockhart-Martinelli tarafından geliştirilmiş olan iki faz çarpanı modeli kabul edilirse, Nusselt Sayıları için aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$Nu = \frac{\sqrt{0,023} Re_s^{0,9} Pr_s \phi_s(X_{tt})}{F_2(Re_s, X_{tt})} \quad (3.157)$$

$$Nu = \frac{\sqrt{0,023} Re_s^{0,9} Pr_l \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right) \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0,5} \phi_b(X_{tt})}{F_2(Re_s, X_{tt})} \quad (3.158)$$

İki fazlı basınç düşümü modelleri kullanılırken çözümün her bir basamakta daha fazla kararsız davranması nedeniyle sonuçta çok büyük hatalar yapılabiliyordu. Bunu önlemek için Traviss, Soliman (1968) tarafından geliştirilmiş olan iki faz çarpanı bağıntısından yararlanarak Lochart – Martinelli sonuçlarındüzenledi ve Nusselt Sayısı için

$$Nu = \frac{Re_l^{0,9} Pr_l}{F_2} \left[0,15 \left(\frac{1}{X_{tt}} + \frac{2,85}{X_{tt}^{0,476}} \right) \right] \quad (3.159)$$

eşitliği belirlendi.

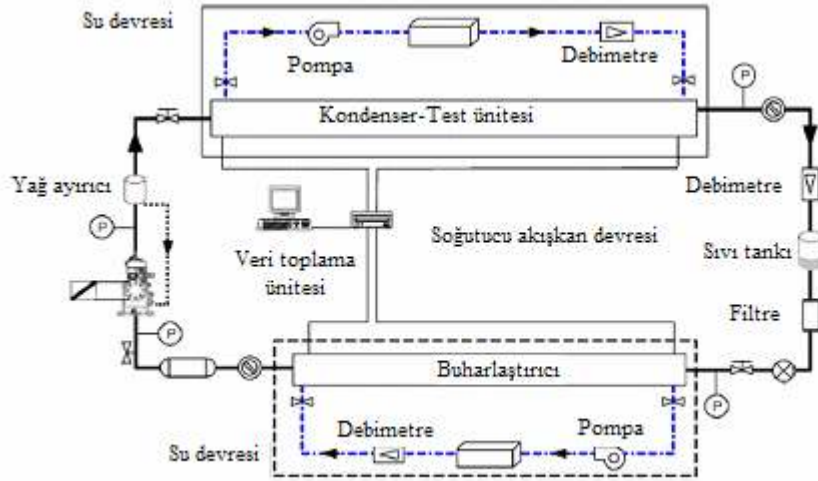
Bu bağıntı ile küçük kuruluk derecelerinde yada X_{tt} 'nin büyük değerlerinde doğru sonuçlar elde edilmiştir. Ancak eşitlik büyük kuruluk derecelerinde ve X_{tt} 'nin küçük değerlerinde gerçekten çok daha büyük değerler vermektedir. Traviss, $X_{tt} > 0,155$ için bu bağıntının hesaplamalarda kullanılabileceğini, $X_{tt} < 0,115$ olduğu durumda ise parantez içerisindeki terimi kuvvetinin 1.15 olacak şekilde değiştirilmesini önerdi.

3.5 Hidrokarbonlar ile ilgili yapılan çalışmalar

Alternatif soğutucu akışkan olarak günümüzde hidrokarbonlara karşı ilgi artmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında incelenen R600a soğutucu akışkanın boru içersinde yoğuşması ile ilgili yeni başlayan çalışmalardan literatüre yansıyanlar kısaca aşağıda anlatılmıştır.

Ho-Saeng Lee , Jung-In Yoon , Jae-Dol Kim , P.K. Bansal (2006) tarafından hidrokarbon içeren soğutucu akışkanlar ile yapılan deneyler de iç çapı sırasıyla 10,92mm ve 8 mm olmak

üzere iki farklı iç çapa sahip olan çift borulu yatay ısı değıştiricisinde hidrokarbon soğutucu akışkanlarının (R-1270, R-290 ve R-600a) ve R-22'nin yoğunlaşması incelenmiştir. Elde edilen sonuçlarla ısı taşınım katsayıları ve basınç düşüşü değeri mukayese edilmiştir.

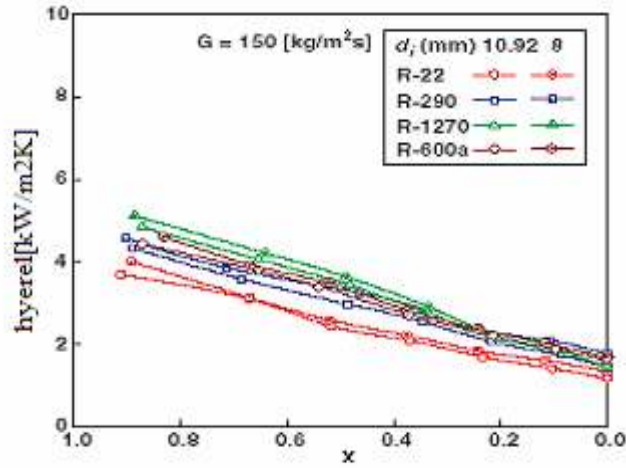


Şekil 3.29 Deney sisteminin şematik görüntüsü

Çizelge 3.3 Test şartları

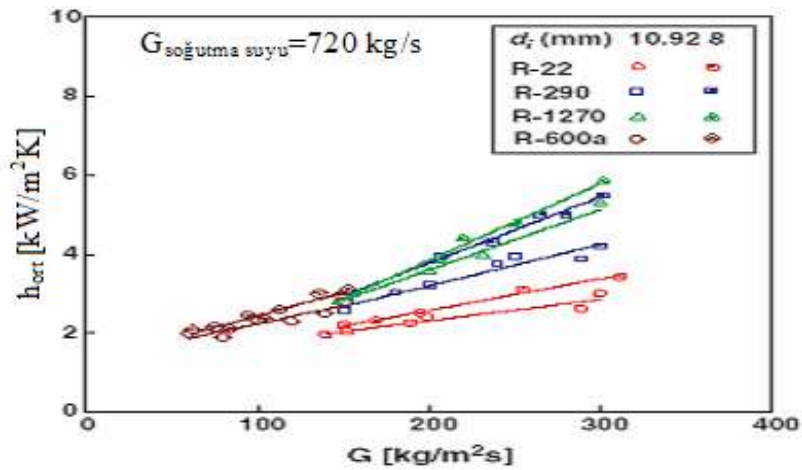
Parametre	Çalışma aralığı
Akışkan	R-22, R-1270, R-290, R-600a
Sıcaklık (K)	308- 318
Boru iç çapı(mm)	10,92 ; 8
Kütle akısı(kg/m ² s)	R600a : 62-150 Diğerleri : 150-300

Deneyleri yapılan soğutucu akışkanların aynı kütleli debi değeri için kuruluk derecesine bağlı taşınım katsayılarının değışimi Şekil. 3.30'de gösterilmiştir. Görüldüğü üzere hidrokarbonların termodinamik özelliklerinin R22'ye göre daha iyi olmasından dolayı taşınım katsayısında da belirgin bir artış olmuştur.

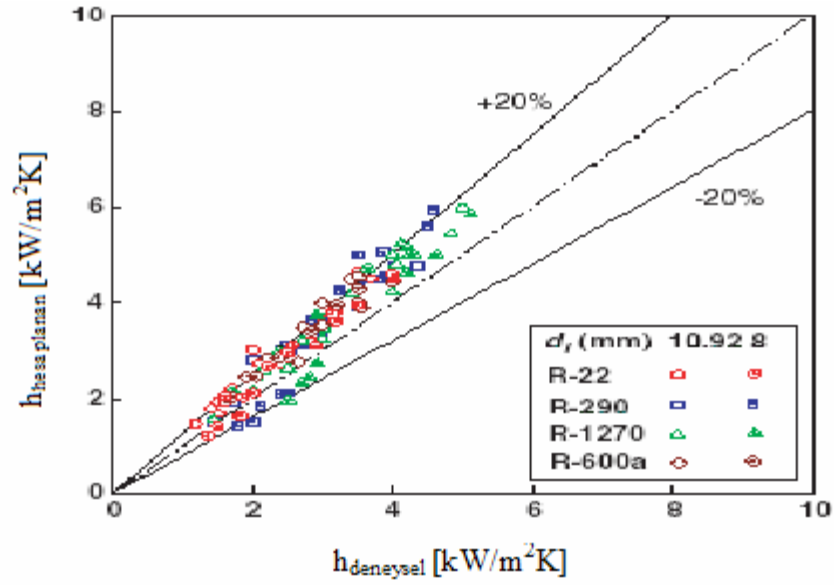


Şekil 3.30 Yerel ısı taşınım katsayısının x 'e göre değişimi

Şekil 3.31'da soğutucu akışkanın kütleli debiye bağlı olarak ortalama taşınım katsayısının değişimi gösterilmektedir. Yüksek kütleli debi değerlerinde, mukayesesi yapılan R-1270 R-600a ve R-290 hidrokarbonlu soğutucu akışkanların ortalama taşınım katsayıları, R-22'ye göre daha büyüktür. Türbülans, küçük çaplı borularda (8 mm) büyük çaplı borulardan (10,92mm) daha etkili olduğundan taşınım katsayısıda yüksektir. R-22 ile mukayese edersek; R-290, R-600a ve R-1270 için ortalama yoğuşmada ortalama ısı taşınım katsayıları, 10,92 mm çap için sırasıyla 37,8%, 31,3%, 36,1% daha büyük ve 8 mm çap için sırasıyla 36,3%, 36,2%, 40,9% daha fazladır.

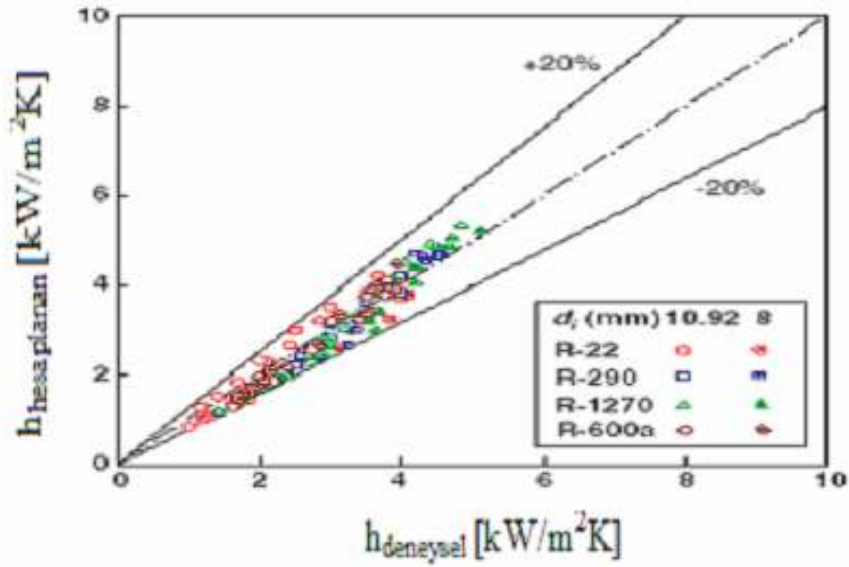


Şekil 3.31 Ortalama ısı taşınım katsayısının kütle akısına göre değişimi

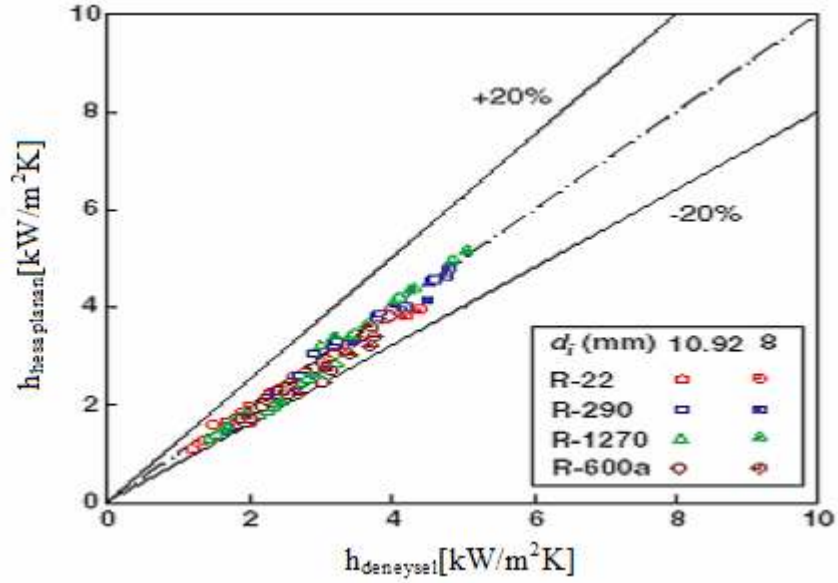


Şekil 3.32 Deneyisel değerlerin Shah'ın korelasyonu ile mukayesesi

Deneyisel olarak tespit edilen taşınım katsayıları Shah, Traviss ve Cavallini- Zecchin'nin korelasyonlarına göre mukayese edilmiş ve deneyisel sonuçlar ile korelasyonlar arasında $\pm 20\%$ toleransla bir uyumun olduğu görülmüştür.

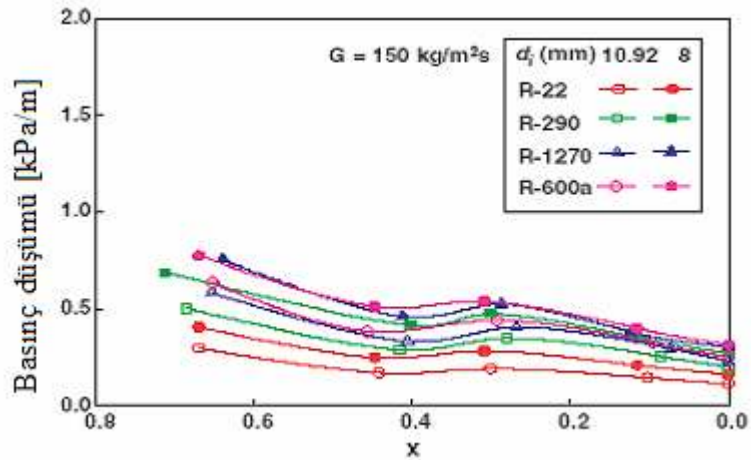


Şekil 3.33 Deneyisel değerler ile Traviss'in korelasyonunun mukayesesi

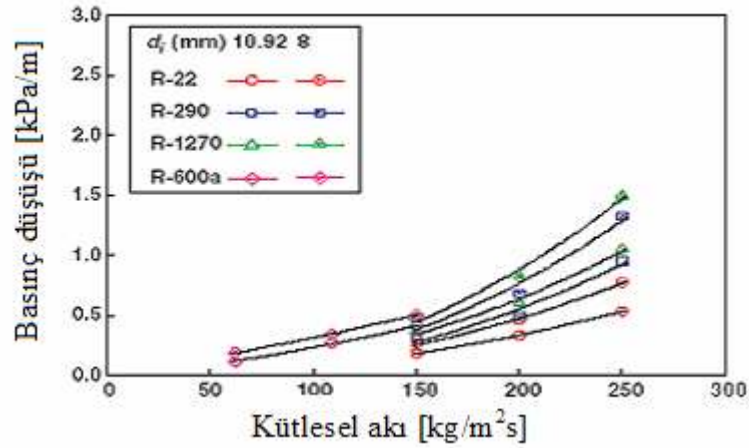


Şekil 3.34 Deneyel değerler ile Cavallini-Zecchin'in korelasyonunun mukayesesi

Şekil 3.35'de deneyel çalışma yapılan soğutucu akışkanlarının $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ kütleli debi değerinde ölçülen basınç düşülerinin kuruluk derecesine bağlı olarak değişimi görülmektedir. Hidrokarbon soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerinden olan buhar yoğunluğunun R-22'ye nazaran düşük olmasından dolayı buhar hızı bu soğutucu akışkanlarda fazla olacağından basınç düşüşü de buna bağlı olarak artmaktadır. Şekil 3.36'da ise, 50 ile $250 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$ arasındaki kütleli debi değerlerinde meydana gelen birim boydaki basınç düşüşünün değişimi görülmektedir. R-22 ile mukayesede hidrokarbon soğutucu akışkanların ortalama basınç düşüşü sırasıyla 10,92 mm ve 8 mm iç çapları için tahmini olarak 50% ve 61,3% daha fazladır.



Şekil 3.35 Birim boydaki basınç düşüşünün kuruluk derecesi ile değişimi

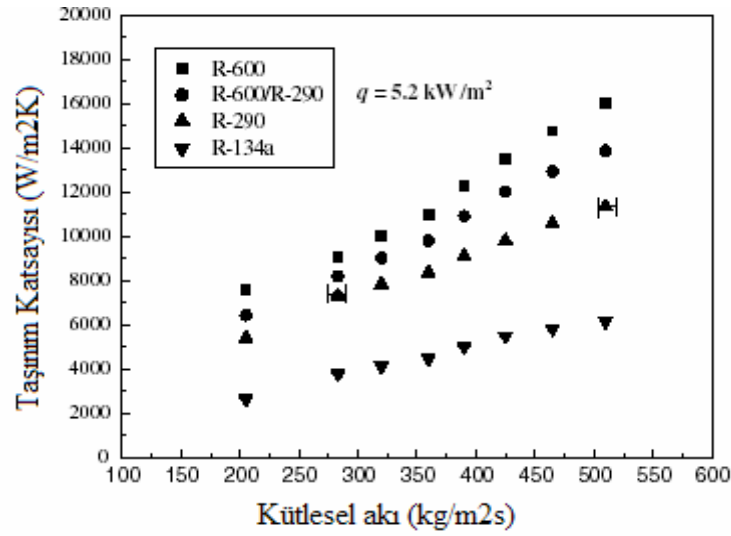


Şekil 3.36 Birim boydaki ortalama basınç düşüşünün kütlesel akı ile değişimi

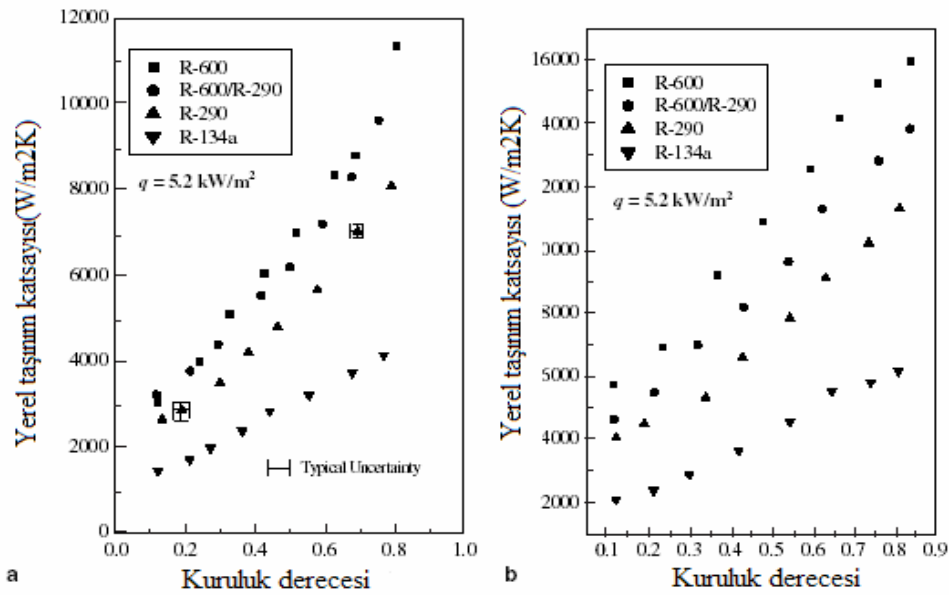
Ho-Saeng Lee , Jung-In Yoon , Jae-Dol Kim , P.K. Bansal (2006) tarafından boru iç çapı 10,92 mm olan çift borulu yatay ısı değıştircilerinde çevreci akışkanlar olarak bilinen hidrokarbon grubundan R-1270, R-290 ve R-600a soğutkanlarının HCFC grubundan ve yakın bir gelecekte kullanımı tamamen bitecek olan R-22 soğutkanının yoğuşma ve kaynama esnasındaki taşınım katsayıları karşılaştırılmıştır. Soğutucu akışkan kütlesel akılarının 50-200 kg/m²s arasında değışen değışlerinde gerçekleştirilen deneylerde yoğuşma sırasında sıcaklığı 305K (32°C) olan, suyun debisi 600-840kg/h, buharlaşmada sıcaklığı 287K (14°C) olan suyun debisi 330-540 kg/h arasında değıştirilmiştir. Yapılan deneysel çalışmanın sonunda hidrokarbonların yerel ısı taşınım katsayısının R22 soğutucu akışkanına göre daha iyi olduğu görülmüştür. Yoğuşma için yapılan deneyler literatürde kabul görmüş Shah, Travis ve Cavallini-Zecchin'in korelasyonları ile karşılaştırılmış ve bu dört akışkan için hatanın ±%20 mertebesinde olduğu görülmüştür.. Cavallini-Zecchin korelasyonu diğer korelasyonlara göre deneysel değışlere daha uyumlu cevap vermiştir. Buharlaşma ile ilgili yapılan deneylerde de hidrokarbonların taşınım katsayısının R22'e göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Literatürdeki Shah, Gungor-Winterton, Kandlikar'ın korelasyonları ile karşılaştırıldığında deneysel değışlerin ±%20 hata ile uyumlu çıktığı görülmüyor. Sonuç olarak çalışmada Kaldlikar'ın korelasyonunun buharlaşma ile taşınım katsayısı tespiti için daha uygun bir seçenek olduğu belirtilmiştir.

Mao-Yu Wen ve arkadaşları tarafından 2006 yılında yapılan bir araştırmada R290, R600 ve R290/R600 akışkanlarının 2,46mm çaplı serpantin şeklindeki boru demeti içinde yoğuşması sırasındaki taşınım katsayısı ve basınç düşüşünün davranışı incelenmiştir.Kütlesel akının 205-510 kg/m²s arasında değıştiği deneylerde ısı akısı sabit 5,2 kW/m²'dir.

Yapılan deneyler sonucunda sabit ısı akısında mukayesesi yapılan soğutucu akışkanların kütleli akının 205-510 kg/m²s değerleri arasındaki ortalama taşıma katsayısı değerleri şekil 3.37’de gösterilmiştir.



Şekil 3.37 Taşıma katsayısının kütleli akıya göre değişimi



Şekil 3.38 Taşıma katsayısının kütleli akıya göre değişimi a)205kg/m²s b)320kg/m²s

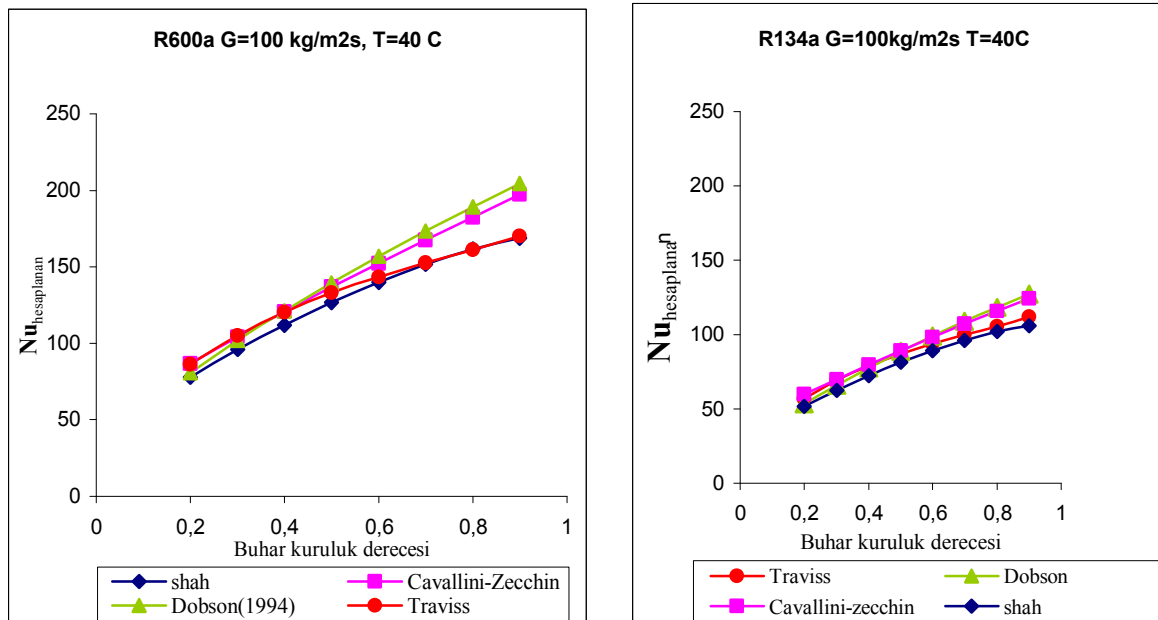
Yapılan deneyler neticesinde hidrokarbonların ısı iletim katsayısı ve buharlaşma gizli ısının yüksek olmasından dolayı R134a soğutucu akışkanına göre daha yüksek taşıma katsayılarının elde edildiği şekil 3.37 ve şekil 3.38’de görülmektedir ve aynı zamanda artan

kütleli akı değeri ile beraber taşınım katsayısındaki artış R134a soğutucu akışkanına göre oldukça fazladır.

3.6 Literatür Araştırmasının Değerlendirilmesi

Literatürde soğutucu akışkanların yatay dairesel kesitli pürüzsüz borularda yoğuşma esnasındaki ısı taşınım katsayısının ve basınç düşüşünün hesaplanmasına yönelik teorik ve deneysel birçok çalışma mevcuttur. Montreal protokolünün imzalanmasından sonra ozon tahribatına neden olmayan alternatif akışkan arayışlarının başladığını tezin ilk bölümlerinde açıklamıştık. Literatürde yaptığımız araştırma sonucunda bu tezin konusunu oluşturan alternatif akışkan R600a soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan deneylerle ilgili çok az yayın bulunduğunu tesbit ettik. Ve bu yayınlar sadece iç çap 8mm ve 10,92 mm olan u şeklindeki düz boru ve çapı 2,46mm olan serpantin tipi boru içinde meydana gelen yoğuşmanın incelenmesinden ibarettir. Dolayısı ile yapmayı düşündüğümüz deney şartları ile ilgili hiçbir yayın bulunmamaktadır.

Şekil 3.39’da R600a ve R134a soğutucu akışkanlarının kütleli akının $100\text{kg/m}^2\text{s}$ olduğu durum için değişen buhar kuruluk derecelerine göre hesaplanan Nu boyutsuz sayılarının birbirleri ile karşılaştırılması görülmektedir



Şekil 3.39 Kütleli akının $100\text{kg/m}^2\text{s}$ olması durumunda ısı taşınım katsayılarının buhar kuruluk derecesine göre değişimi

Nu sayısı R600a ve R134a akışkanlarının iç çapı 4mm ,dış çapı 6mm olan pürüzsüz boru

içersinde 40 C sıcaklık'da yoğuştuğu düşünülerek hesaplanmıştır. Grafikler incelendiğinde alternatif bir soğutucu akışkan olarak gündeme gelen R600a akışkanının Nu sayısının R134a akışkanına göre belirgin olarak daha fazla ve hatta kuruluk derecesinin yüksek olduğu yerlerde bu artışın daha büyük olduğu görülmektedir.(Şekil 3.37ve 3.38) Dolayısı ile yapılan bu tez alternatif olarak görülen R600a akışkanının düz boru içersinde yoğuşma sırasında meydana gelen ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini belirlemek ve literatürde bu konuda mevcut olan boşluğu doldurmak açısından temel bir çalışma olacaktır. Soğutma sistemlerinde alternatif çevreci bir akışkan olarak görülen ve yeni yeni kullanılmaya başlanan R600a soğutkanının kondenser dizayn ve boyutlandırılması bu çalışmadan elde edilecek sonuçlar ile daha sağlıklı yapılabilir.

4. DENEY DÜZENEGİ

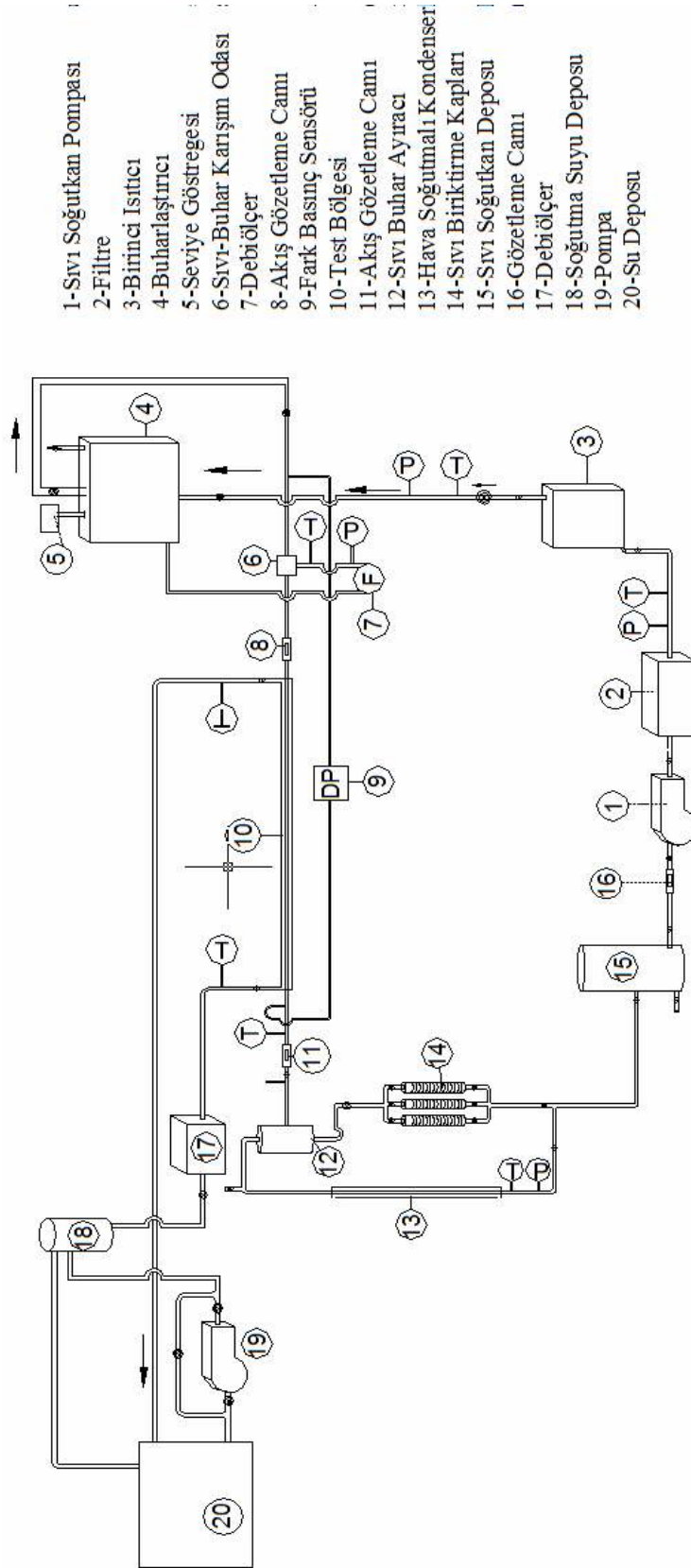
R600a soğutucu akışkanının düz yatay ve pürüzsüz boru içinde yoğuşmasını incelemek için, Yıldız Teknik Üniversitesi'nin Termodinamik ve Isı Tekniği A.B.D'na ait Laboratuvarında bir deney tesisatı kurulmuştur.

Tasarımı yapılmış olan bu deney düzeneği ile soğutucu akışkanın buhar kuruluk derecesi 1 ile 0,1 arasında ve kütleli akı 50 - 100 kg/m²s değerleri arasında değiştirilerek, değişik şartlar altında, yoğuşma ısı taşınım katsayısı deneysel olarak incelenmiştir.

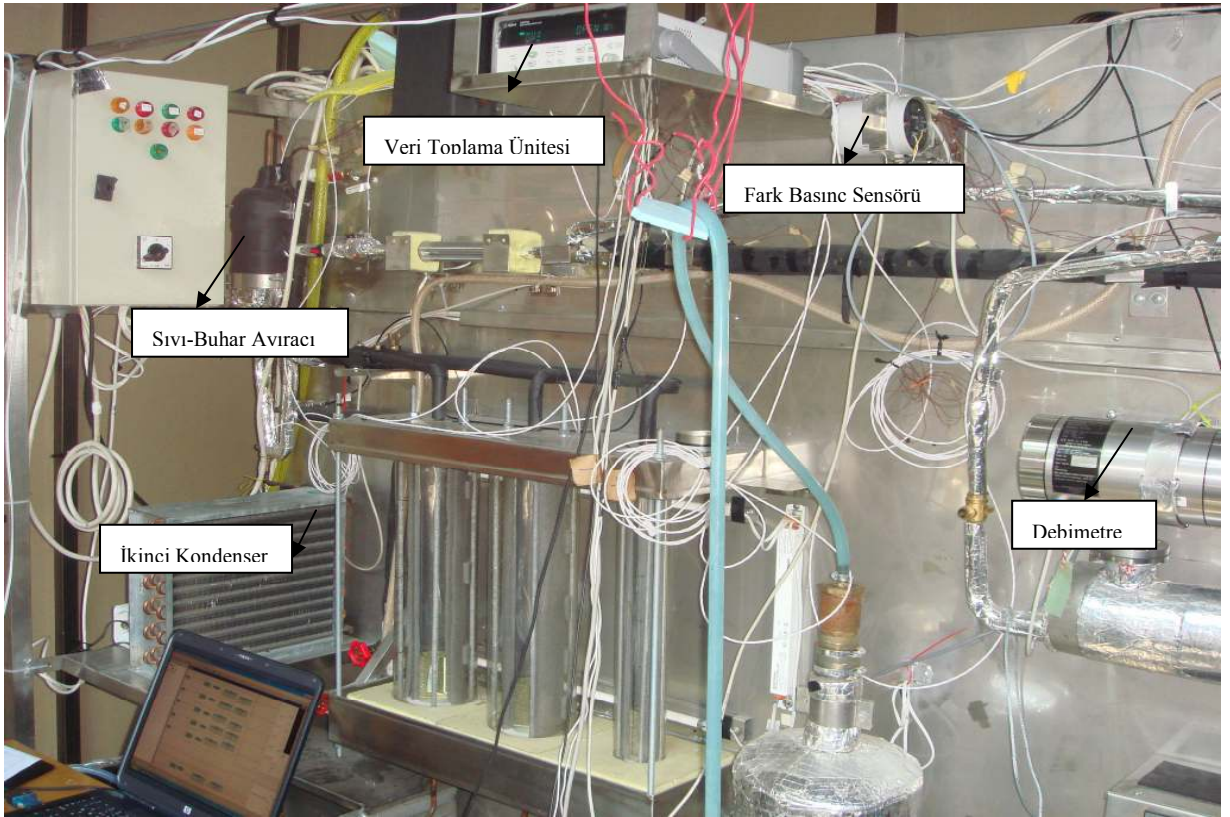
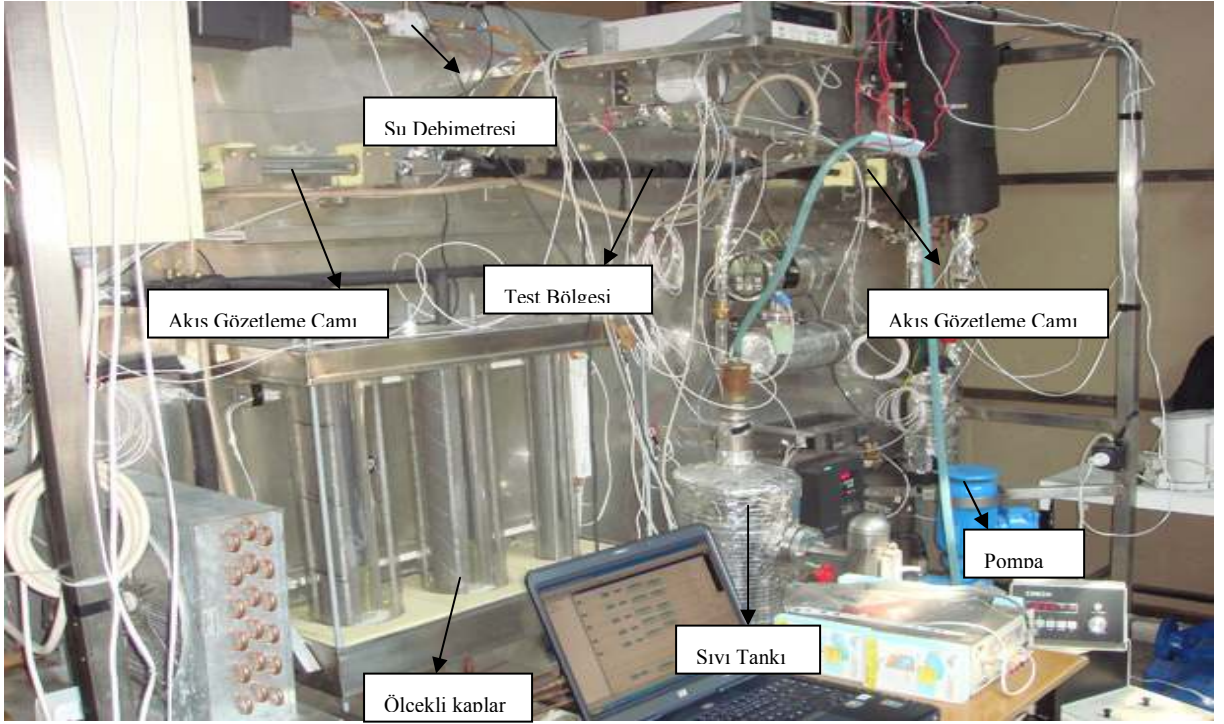
Deney düzeneğinde yanıcı ve patlayıcı bir soğutucu akışkan olan R600a ile çalışma yapılacağından, cihazların standartlara uygun özellikte olmasına dikkat edilmiştir.

Deney tesisatı; Soğutucu akışkan pompası (1), ön ısıtıcı (3), buharlaştırıcı (4), karışım kabı (6), soğutucu akışkan debisi ölçmede kullanılan debiölçer (7), akış gözetleme camı (8,11), yoğuşma ünitesi ve yoğuşma ünitesini çevreleyen ve şeffaf malzemeden (plaxy-glass) yapılmış olan ısı değiştirici (10), sıvı-buhar ayırıcı (12), test ünitesinden yoğuşmadan çıkan buharın yoğuşmasını sağlayan kondenser(13), yoğuşan sıvının debisinin tesbiti için ölçekli kaplar (14), soğutma suyu debisini ölçmede kullanılan debi ölçer (17), soğutma suyunun test ünitesine pompanın salınımlarından etkilenmeden gidebilmesi için suyun biriktirildiği depo (18), soğutma suyunu test ünitesine basan pompa(19), soğutma suyu deposu (20) olmak üzere yirmi parçadan meydana gelmektedir.

Deney düzeneğinin şematik resmi şekil 4.1, fotoğrafı ise şekil 4.2'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Deney Tesisatının Şematik Gösterimi

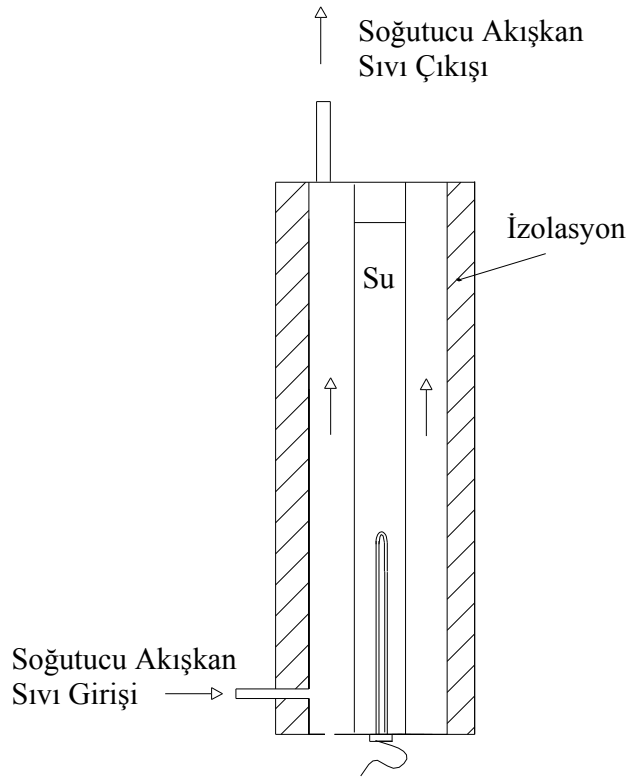


Şekil 4.2 Deney Düzenekinin Fotoğrafları

4.1 Deney Düzenekinin Kısımları

4.1.1 Birinci ısıtıcı (No:3)

Deneysel çalışmada kullanılacak olan soğutucu akışkanı ikinci ısıtıcıda (buharlaştırıcıda) doyma şartlarına kolayca getirmek için kullanılan bir ön ısıtıcıdır. Bu kap 10cm çapında 20 cm uzunluğunda paslanmaz borunun her iki tarafına kepler kaynatıldıktan sonra ekseninden boydan boya 5 cm çapında 25 cm uzunluğunda bir boru kaynatılarak yapılmıştır. Küçük çaplı borunun içine su konulan ve su ile aynı hazneye yerleştirilen daldırma tip elektrikli ısıtıcı yardımı ile ısıtılmakta olan su soğutucu akışkanı ısıtmaktadır. İki boru arasındaki hacme pompadan gelen sıvı soğutucu akışkan girip ısınarak çıkmaktadır. Dolayısı ile soğutucu akışkan ile ısıtıcının birbiri ile teması engellendi. Elektrikli ısıtıcıya bağlanan DC çıkışlı bir varyak yardımı ile soğutucu akışkana verilmek istenen ısının belli bir değerde sabit olarak gönderilmesi sağlandı. Dış yüzeyi ısı yalıtımı yapılan kabın giriş ve çıkışına sıcaklığı ve basıncı kontrol edebilmek için birer RTD ve basınç transmitteri yerleştirildi.



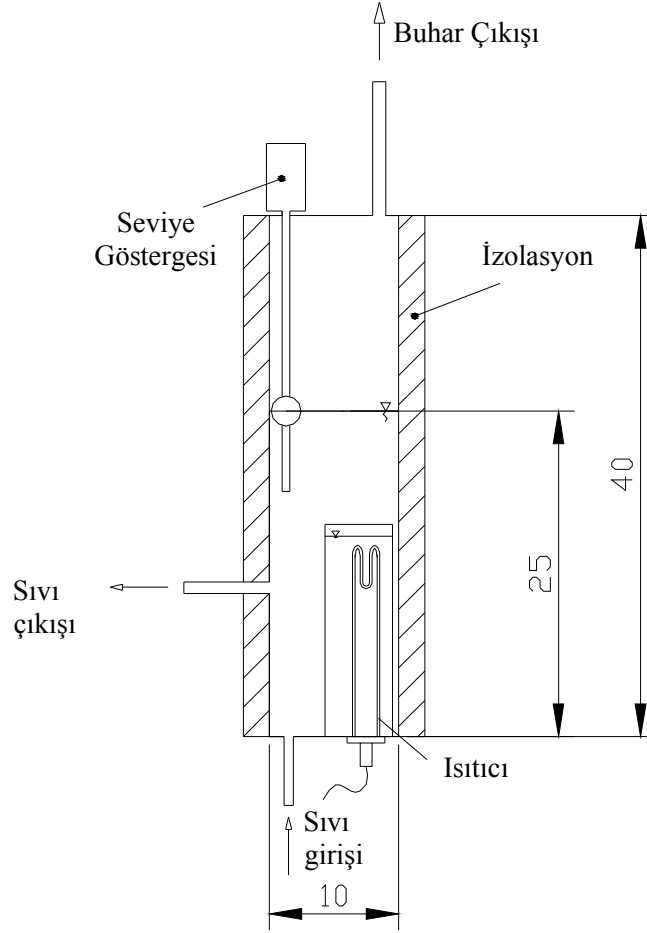
Şekil 4.3 Birinci Isıtıcının Şematik Resmi



Şekil 4.4 Birinci Isıtıcı'nın Fotoğrafi

4.1.2 İkinci Isıtıcı (Buharlaştırıcı) (No:4)

Silindir şeklindeki tesisata dik konumda yerleştirilen ikinci ısıtıcı (buharlaştırıcı), paslanmaz çelik malzemeden 15 cm çapında ve 40 cm yüksekliğinde imal edilmiştir. Buharlaştırıcıda, 1.ci ısıtıcıdan gelen sıvı akışkanın hem doymuş hale gelmesi hemde istenen miktarda buharlaşması sağlanmaktadır. Birinci ısıtıcı kaptaki olduğu gibi; ısıtıcının soğutucu akışkanla doğrudan temas etmemesi için bu kabın içine 10cm çapında 21 cm yüksekliğinde ikinci bir silindirik paslanmaz boru kaynak ile tespit edildi. Üstü kapalı borunun içine yerleştirilen ve gücü DC çıkışlı bir varyak ile ayarlanabilen bir ısıtıcı yardımı ile kap içerisindeki suyun istenilen sıcaklığa kadar ısıtılması sağlandı. Kap içerisinde bulunan ve birinci ısıtıcı kaptan belirlenen bir sıcaklığa kadar ısıtılmış olarak gelen soğutucu akışkana transfer edilen ısı yardımıyla istenilen miktarda buhar üretimi sağlandı. İkinci ısıtıcı kap içerisinde sıvı halde bulunan soğutucu akışkanın seviyesini kontrol edebilmek için kaba Ayvaz firmasının geliştirdiği ex-proof özelliklere sahip dijital seviye göstergesi monte edildi.

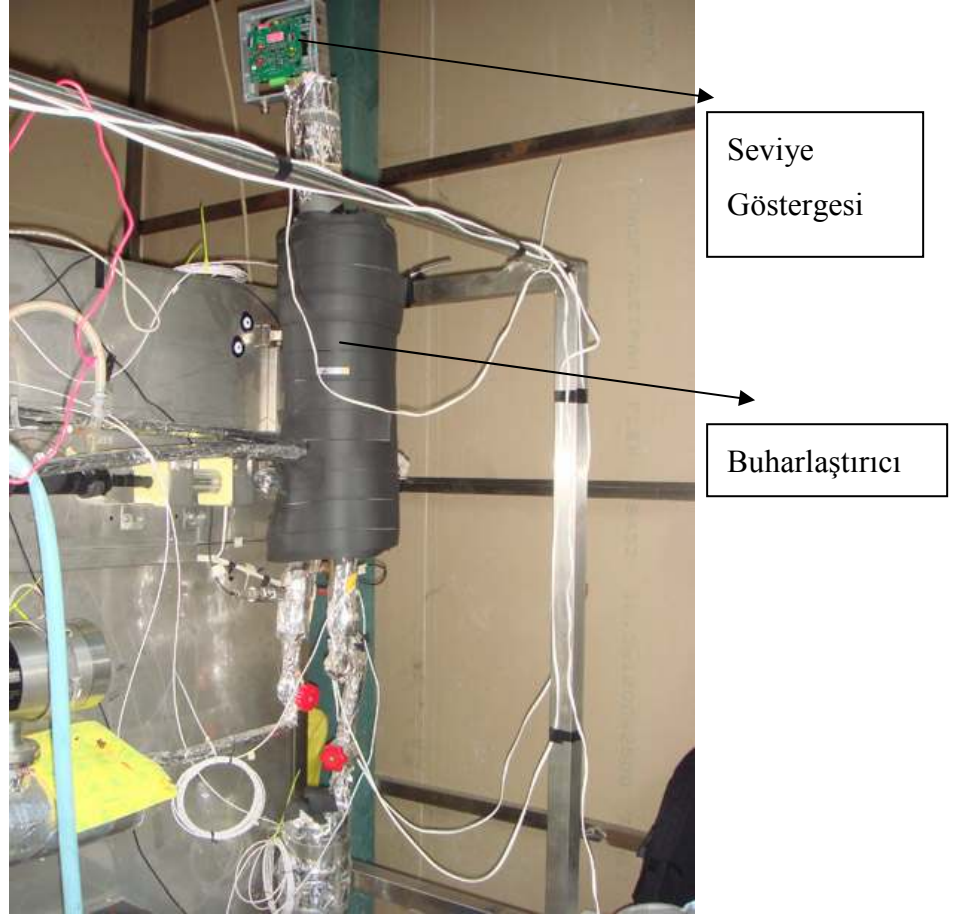


Şekil 4.5 İkinci Isıtıcı (Buharlaştırıcının) Şematik Resmi



Şekil 4.6 İkinci Isıtıcı İçinde Elektrikli Isıtıcının Yerleştirildiği Paslanmaz Kabın Fotoğrafı

Kabın içinde bulunan sıvı soğutucu akışkanın sıcak sudan aldığı ısı ile oluşan akışkan buharları kabın üst kısmından test bölgesine gider. Deneysel çalışmada farklı buhar kuruluk oranları elde edilmek istendiğinde test borusu girişinde buharın içine sıvı verilmesi gerekir. Bunun için kabın ortalarına doğru bir yerden istenilen kuruluk derecesi için gerekli sıvı hassas coriolis tipi debimetreden ölçülerek karışım odasına gönderilir. Böylece test bölgesine istenilen kuruluk derecesinde sıvı-buhar karışımı gönderilmesi sağlanır.

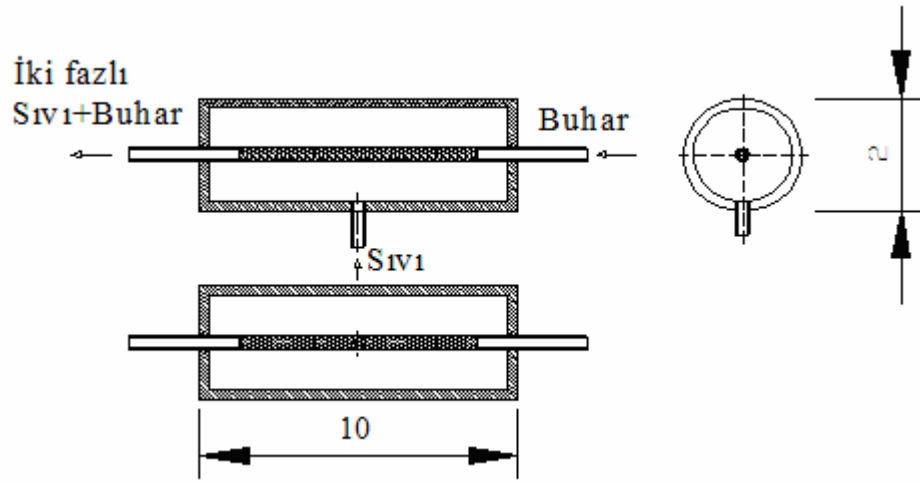


Şekil 4.7 İkinci Isıtıcının (Buharlaştırıcı) Fotoğrafi

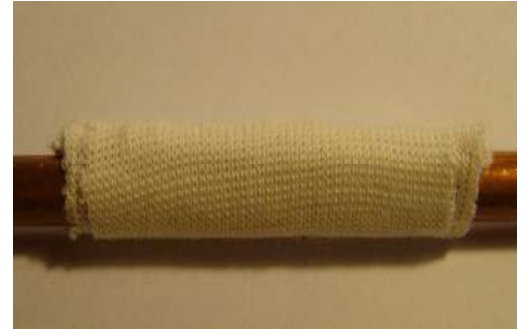
4.1.3 Karışım odası (No:6)

İç içe geçmiş iki bakır borudan oluşan karışım odası dış çapı 2 cm olan 10 cm uzunluğunda yatay silindir bir kaptır. Test borusu çapında olan ve üzerine 150 adet delik açılmış bulunan içteki boru pamuklu kalın bir kumaşla sıkıca sarıldıktan sonra paslanmaz bir tel malzeme ile sarılmış ve uçları lehimlenmiştir. İkinci ısıtıcıdan çıkan buhar içteki borudan geçerken gövde içersinde bulunan sıvı haldeki akışkan deliklerden sızarak bu buharla buluşur ve iki fazlı

akışkan oluşturur. Böylece buhar test bölgesine, halka şeklinde sıvı ile çevrelenmiş olarak gönderilir. Dolayısı ile test borusu girişinde bulunan karışım odasında sıvı ve buhar istenilen kuruluk derecesini oluşturacak oranlarda karıştırılır.



Şekil 4.8 Karışım Odasının Şematik Resmi



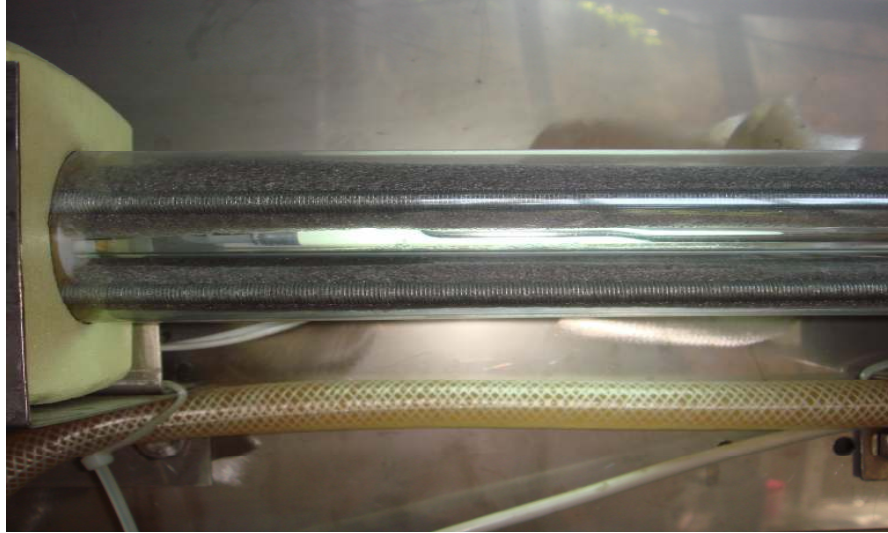
Şekil 4.9 Karışım Odasına Ait Değişik Fotoğraflar

4.1.4 Akış Gözetleme Camları (No:8,11)

Test bölgesine yerleştirilmiş olan gözetleme camları sayesinde test bölgesinin girişinde ve çıkışında soğutucu akışkanın boru içerisindeki yoğuşma öncesinde ve sonrasındaki akış şekli izlenebilmektedir. Buralarda kullanılan gözetleme camları, piyasada hazır olan gözetleme camlarının hem küçük hem de akış formunu bozacak nitelikte olmasından dolayı, özel olarak deney tesisatına uygun bir şekilde dizayn edilip imal edilmiştir. Test bölgesinin girişindeki gözetleme camının boyu, ısı kaybını minimumda tutmak için , test bölgesinin çıkışındakinden daha düşük tutulmuştur. Test bölgesinin girişindeki gözetleme camının uzunluğu 10 cm, çıkıştaki gözetleme camının uzunluğu ise 20 cm'dir. Isı kaybını daha da azaltmak için ayrıca gözetleme camlarının üstü asetat ile kaplanarak aradaki hareketsiz hava tabakası ile izolasyon gerçekleştirilmiştir.



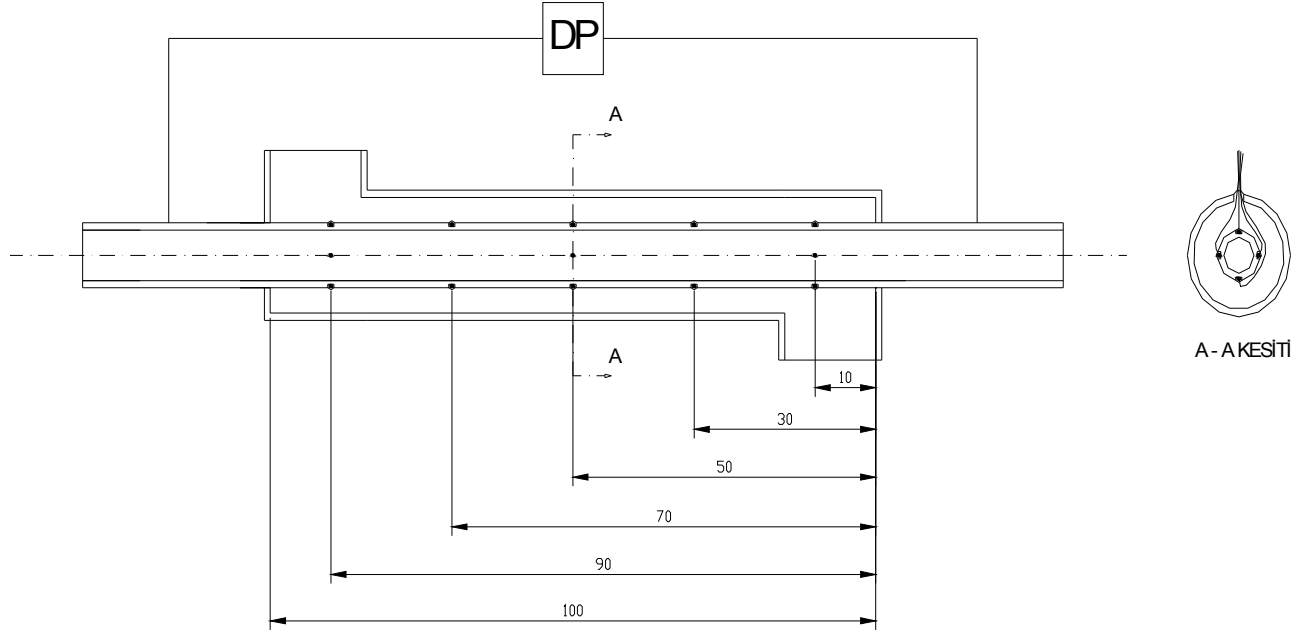
Şekil 4.10 Akış Gözetleme Camının Genel Görüntüsü



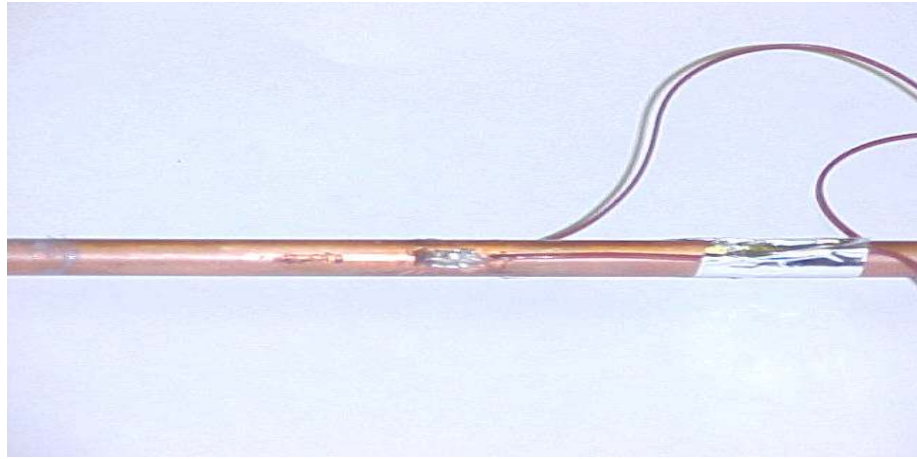
Şekil 4.11 Akış Gözetleme Camı İçinde Akışın Fotoğrafı

4.1.5 Test Bölgesi (No:10)

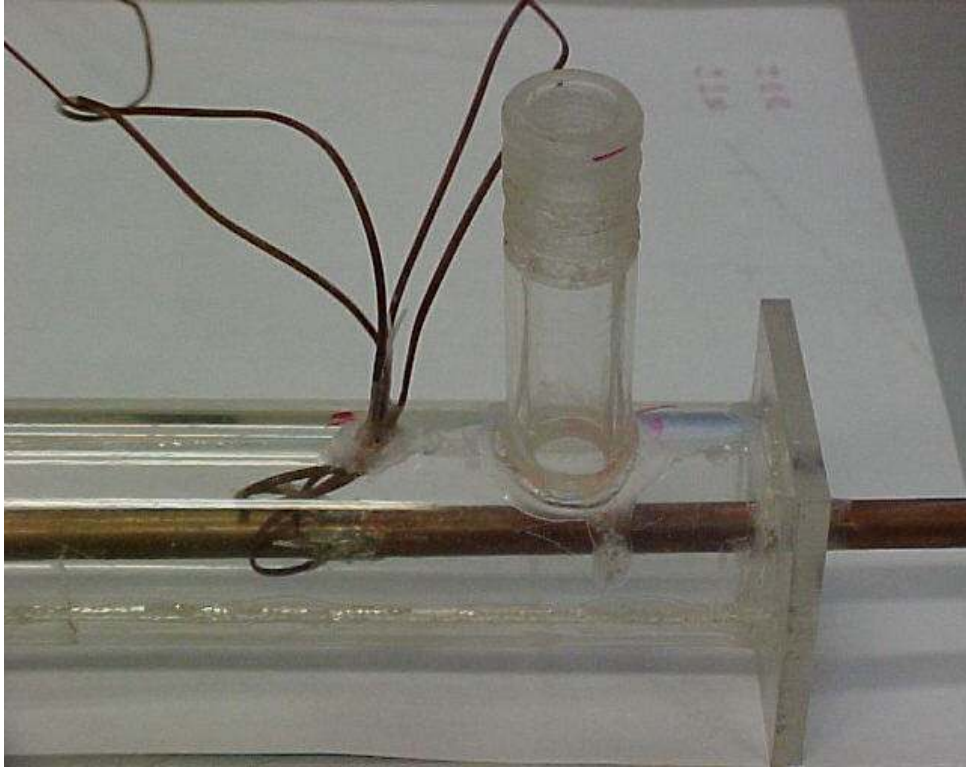
Test bölgesi iç içe geçmiş bir metre uzunluğunda iki borudan oluşmaktadır. Deneyleri yapılan test borusunun iç çapı 4 mm dış çapı ise 6 mm'dir. Test borusunun yüzeyine yüzey sıcaklığını ölçebilmek için T tipi termoelemanlar yerleştirildi. Bu yerleştirme işlemi için önce test borusunun üzerinde termo elemanların yerleşeceği yerler işaretlendi. Daha sonra bu yerler keskin uçlu ege ile kazınarak boru üzerinde oyuklar oluşturuldu. Hazırlanan bu oyuklara termo elemanlar lehimlenerek sabitlendi ve üzerleri sıcak silikonla kaplandı. Böylece mukavemetleri arttırılan termoelemanların ölçümlerinin su akışından etkilenmesi de önlenmiş oldu. Dış tarafta soğutma suyunun akacağı boru pleksiglas olup iç çapı 16 mm'dir. Pleksiglas bakır boru üzerine yerleştirilen termoelemanların kablolarının dışarı alınmasında büyük kolaylık sağladığı için tercih edildi. Pleksiglas boru yatay olarak ikiye kesilerek üst kısmından termoeleman kablolarının ve soğutma suyu giriş ve çıkışlarının yapılacağı delikler açıldı. Termoeleman kablolarının açılan deliklerden geçirildikten sonra kesilmiş olan pleksiglas boru birleştirilerek test bölgesi hazırlandı. Yan tarafların kapatılmasından sonra ek yerleri yapıştırıldı. Yapıştırıcı olarak kloroform kullanıldı. Yapıştırılan yerlerin sızdırmazlığının sağlanması için kloroform ve pleksiglas tozu karıştırılarak yapılan macun bağlantı yerlerine sürüldü.



Şekil 4.12 Test Bölgesinin Şematik Şekli



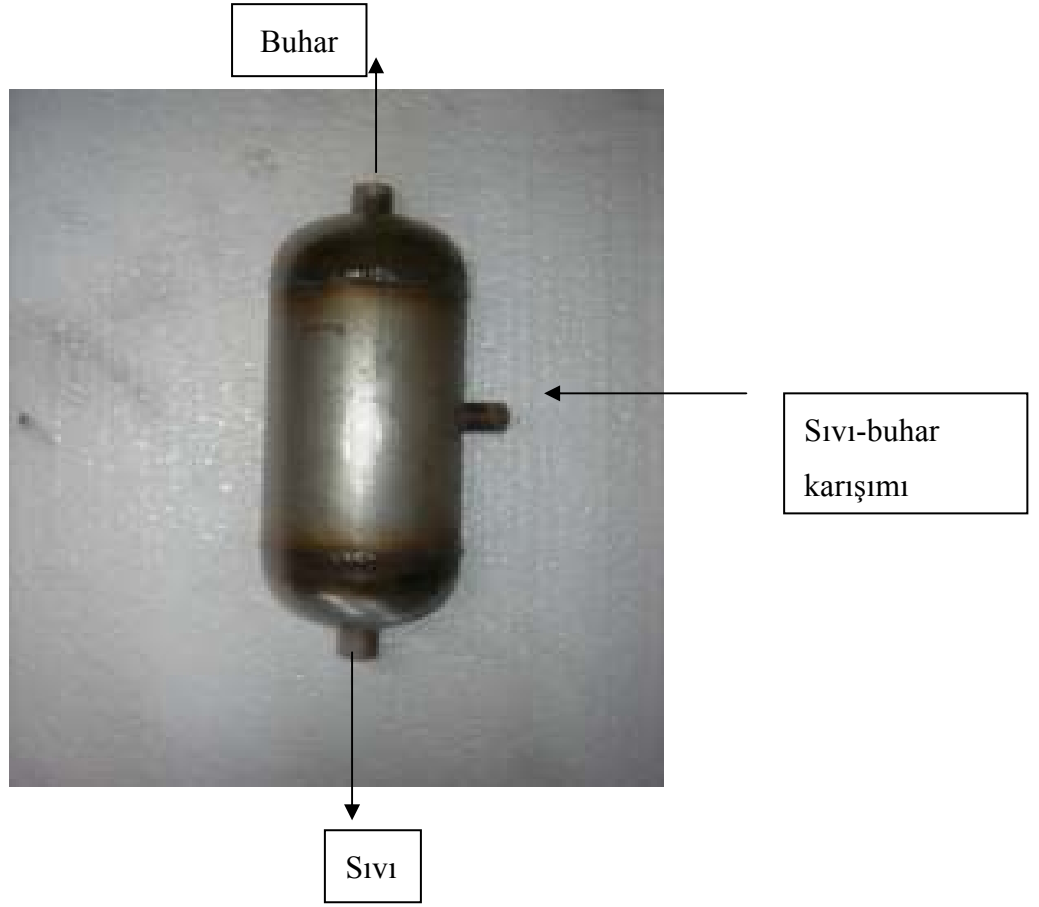
Şekil 4.13 Üzeri Silikon ile Kaplanmış Termoeleman Bağlantısı



Şekil 4.14 Test Ünitesinden Çıkan Termoeleman Kabloları ve Su Girişi

4.1.6 Ayırıcı (Seperatör) (No:12)

Test bölgesinden çıkan soğutucu akışkan gözetleme camından geçtikten sonra buhar ve sıvı fazlarının birbirinden ayrılmasını sağlayan ve ayırıcı adı verilen bir kaba gelir. Ayırıcı olarak kullanılan paslanmaz çelikten yapılmış olan kabın taban çapı 5 cm ve yüksekliği 20 cm'dir. Sıvı ve buharın birbirinden kolayca ayrılmasını sağlamak için sıvı- buhar karışımı kaba teğetsel olarak gönderilir; sıvı ile buhar kabın duvarına çarparak birbirinden ayrılır. Ayrılan sıvı soğutucu akışkan ölçekli kaplara gönderilir ve yoğuşan miktar ölçülür. Kabın üst kısmından çıkan buhar halindeki soğutucu akışkan yoğuşturulmak üzere kondensere gönderilir.



Şekil 4.15 Sıvı-Buhar Ayırıcının Fotoğrafi

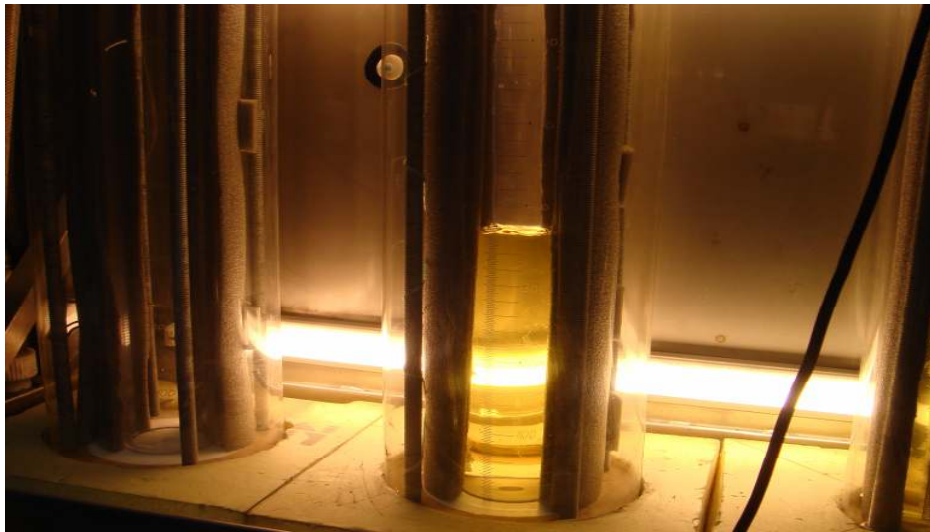
4.1.7 Ölçekli Kaplar (No:14)

Yoğuşan buharın debisini belirleyebilmek için sıvı hale gelen akışkan, taban çapı 5 cm yüksekliği 50 cm olan 2 adet ölçekli kap ile bir adet taban çapı 2 cm olan basınca dayanıklı ölçekli kabın içerisinde toplanmaktadır. Taban çapı 2 cm seçilen ölçekli kap ile daha hassas ölçüm yapılabilmektedir. Ölçekli kaplarda toplanacak olan sıvı akışkan miktarı toplam 1.250kg dır.

Ölçekli kapların yapımında kullanılan camlar özel imalat olup yaklaşık 30 bar basınca dayanabilmektedir. Ayrıca basınca karşı dayanımın arttırılması ve herhangi bir kırılma halinde camın çok küçük parçalara ayrılıp etrafa zarar vermemesi için camlar yüksek sıcaklıkta temperleme işlemine tabi tutularak yüzeyleri sertleştirilmiştir.

Camların bakır boru ile bağlantısının sızdırmaz bir şekilde yapılması oldukça zordur. Bunun

sağlanması için, özel bir bağlantı şekli kullanılmıştır. Camların giriş ve çıkışı, pirinç malzemeden yapılmış olan iki adet flanşla kapatılmıştır. Flanşla cam arasına ise sızdırmazlığı sağlamak için teflondan hazırlanmış özel bir conta yerleştirilmiştir. Sızdırmazlığı sağlamak için gerekli sıkıştırma kuvveti ise, flanşları karşılıklı olarak 4 adet saplama yardımı ile birbirlerine bağlayarak sağlanmıştır. Burada dikkat edilecek olan önemli nokta ise her bir saplama somununun aynı miktarda sıkılmasıdır. Farklı miktarda sıkılması durumunda camın kırılması olasılığı vardır; ayrıca bu durumda sızdırmazlığı sağlama konusunda da başarı sağlanamamaktadır. Her bir ölçekli kabın sızdırmazlık testleri 10 bar basınçta gerçekleştirilmiştir. Montajı yapılmış olan ölçekli kaplardan çeşitli fotoğraflar aşağıda şekil 4.16 de gösterilmiştir.



Şekil 4.16 Yoğuşan Sıvının Biriktirildiği Ölçekli Kaplar

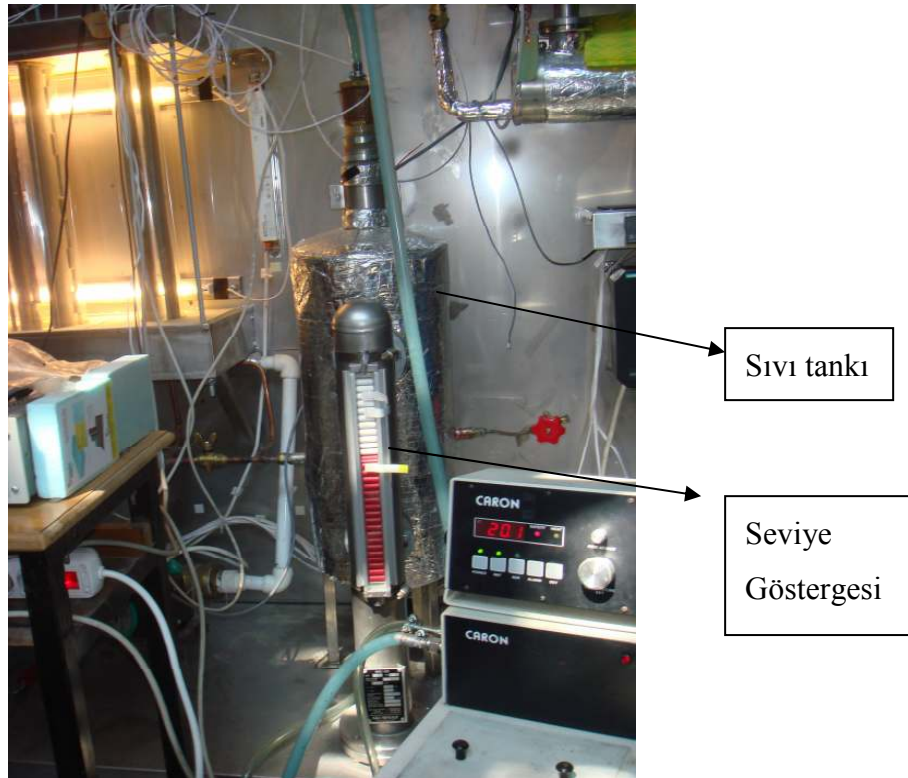
4.1.8 İkinci Kondenser (No:13)

Test bölgesinden çıkan soğutucu akışkan sıvı buhar ayırıcıdan geçtikten sonra sıvısından ayrılan buhar yoğunlaşabilmesi için deney düzeneğine yerleştirilen 2000 Watt gücüne sahip hava soğutmalı bir kondensere gider. Hava soğutmalı kondenserde fan hızının ayarlanabilmesi için fan sürücüsüne mikro dimmer bağlandı. Bu sayede sistem basıncının istenen değerde tutulması sağlandı ve aynı zamanda aşırı soğumanın meydana gelmesi de önlendi.

4.1.9 Sıvı Tankı (No:15)

Deney tesisatında sıvı akışkanın depolanması için kullanılacak olan sıvı tankı (receiver) 20 cm taban çapında ve 50 cm yüksekliğinde paslanmaz çelik malzemeden imal edilmiştir. Tankın yüksekliği emniyetli olması açısından %20 daha fazla seçilmiştir.

Ayrıca sıvı tankının tam ortasından boylu boyunca iç çapı 5 cm olan bir boru kaynak edildi. Bu boru içersinden sabit sıcaklık banyosu yardımı ile elde ettiğimiz soğuk su dolaştırılarak sıvı tankına ikinci yoğunlaştırucudan ve ölçekli kaplardan gelen sıcak soğutucu akışkanın istenilen şartlarda muhafaza edilebilmesi sağlandı.



Şekil 4.17 Soğutkan Sıvısının Toplandığı Sıvı Tankının Fotoğrafı

4.2 Deney Tesisatının Bölümleri

Kurulan deney tesisatı; soğutucu akışkan hattı, soğutma suyu hattı , ölçüm ve veri toplama grubu olarak temelde üç bölümden meydana gelir.

4.2.1 Soğutucu Akışkan Devresi

R600a soğutucu akışkanının düz ve pürüzsüz olan yatay boru içindeki yoğunlaşmasını incelemek için kurulan deney tesisatında soğutucu akışkan sıvı tankından itibaren aşağıdaki çevrimi izlemektedir:

Devir sayısı frekans konverteri ile değiştirilmek sureti ile debi değeri ayarlanabilen ve R600a soğutucu akışkanının patlayıcılık özelliğinden dolayı ex-proof özelliğe sahip Lewa – Ecodos marka diyaframlı dozaj pompası tarafından emilen sıvı akışkan, pompadan çıktıktan sonra birinci ısıtıcıya girmektedir. Birinci ısıtıcı da istenen sıcaklığa kadar ön ısıtma yapılmaktadır. Elektrikli ısıtıcının giriş ve çıkışına yerleştirilen basınç ve RTD sıcaklık ölçerler sayesinde soğutucu akışkanın ısıtıcıya giriş, çıkış sıcaklık ve basınç değerleri okunabilmektedir. Kullanılan bir DC çıkışlı varyak yardımı ile elektrikli ısıtıcıya verilecek güç kontrol edilebilmektedir. Birinci ısıtıcıdan sonra yerleştirilen bir çek valf ile ikinci ısıtıcıya giden sıvı soğutucu akışkanın akışın durması halinde yerçekimi etkisi ile geriye akışı engellenmiştir.

İkinci ısıtıcıya (buharlaştırıcı) giren soğutucu sıvı akışkana tekrar ısı verilerek istenen sıcaklık ve basınçta soğutucu akışkan yaş buharının elde edilmesi amaçlanmıştır. Elektrikli ısıtıcıya bağlanmış olan iki adet DC çıkışlı varyak yardımı ile verilecek ısı miktarı buharlaştıracıdaki sıvı seviyesi sabit kalacak şekilde hassas olarak ayarlanabilmekte ve böylece sürekli olarak istenilen buhar debisi elde edilebilmektedir. İkinci ısıtıcı (buharlaştırıcı) kabın üzerine yerleştirilen manyetik seviye göstergesi ile kap içersindeki sıvı yüksekliği izlenebilmektedir. Yoğunluk farkı nedeniyle kabın alt kısmında sıvı, üst kısmında da buhar fazı oluşmaktadır. Verilen ısı ile buhar haline gelen soğutucu akışkan kabın üst kısmından çıkarken kabın orta seviyesinden çıkan sıvı soğutucu akışkan da Coriolis prensibine göre çalışan, Danfoss marka ve Mass 2100-DI 3 mm serisi debimetreye gider. Giriş çıkış çapları 3mm olan bu debimetre 0-250 kg/h aralığında %0,1 hassasiyetle ölçüm yapabilmektedir. Akışkan debimetre'den geçtikten sonra test bölgesi ile aynı hatta yerleştirilmiş karışım kabına gelir. İstenen kuruluk derecesini elde etmek üzere ısıtıcı kabın (buharlaştırıcı)üzerinden çıkan buhar ile debimetreden ayarlanarak gönderilen sıvı karışım odasında buluşur. Karışım odası çıkışına yerleştirilen gözetleme camı sayesinde test bölgesi girişinde soğutucu akışkanın akış modeli izlenebilmektedir. Gözetleme camından çıkan istenen kuruluk derecesindeki soğutucu akışkan

test bölgesine girer. Test bölgesi içiçe geçmiş iki borudan oluşmaktadır. İçteki bakır borudan soğutucu akışkan geçerken dış tarafından soğutma suyu geçmektedir. Test ünitesinin giriş ve çıkışı arasına, tesisat üzerinde önceden kalibrasyonu yapılmış olan, Smar marka diferansiyel basınç ölçer yerleştirilmiştir. Yoğuşan soğutucu akışkan test bölgesinden çıktıktan sonra yeni bir gözetleme camından daha geçer. Dolayısı ile test bölgesinden çıkan soğutucu akışkanın sahip olduğu kuruluk derecesindeki akış tipi tekrar izlenebilir. Gözetleme camından çıkan sıvı-buhar karışımının sıvısı ile buharını birbirinden ayırmak için tesisata bir ayırıcı yerleştirilmiştir. Bu sayede sıvının kabın alt kısmında buharın ise kabın üst kısmında toplanması sağlanmış oldu. Test bölgesinde yoğuşan ve buharından ayrılan sıvı soğutucu akışkan ayırıştırma kabının alt kısmında, yoğuşan miktarın belirlenmesi için tesisata yerleştirilen ölçekli kaplara gider. Yerleştirilen ölçekli kaplar, iki farklı çapta olduğundan daha hassas ölçüm yapılabilmektedir. Ölçekli kapların giriş ve çıkışında bulunan küresel vanalar yardımı ile ölçekli kaplar doldurulup boşaltılabilmektedir. Ölçekli kaplarda, sıvı miktarı ölçüldükten sonra yoğuşan sıvı tekrar sıvı tankına gitmektedir. Ayırıştırma kabının üst kısmından ikinci kondensere gelen buhar burada yoğuşarak sıvı tankına gider.

4.2.2 Soğutma Suyu Devresi

Soğutma suyu devresi test bölgesinde meydana gelen yoğuşma esnasında çekilmesi gereken ısıyı deney borusundan uzaklaştırmak için gerekli olan soğutma suyunu sağlamaktır. Şebekeden alınan soğutma suyu test borusunda istenen sıcaklığa ulaşması için ilk olarak 2 kW gücündeki fişek tipi bir ısıtıcıdan geçerek su deposuna gelir. Su deposu 70 lt'dir. Suyun tesisattaki hareketi santrifüj bir pompa ile sağlanmaktadır. Pompadan çıkan su hattı iki kola ayrılır. Hattın bir kolu test borusuna gönderilmek üzere tesisatın üst kısmına monte edilen bir kaba, ikinci kol ise depoya geri dönmektedir. Test bölgesine gönderilecek suyun debisi deponun çeşitli aralıklarına yerleştirilen tahliye muslukları ile istenilen değere ayarlanabilmektedir. Bu amaçla ayrıca kap çıkışına bir vana yerleştirilmiştir. Geçmesine izin verilen su bir su debimetresinden geçtikten sonra test bölgesine girmektedir. Suyun debisini ölçmek için tesisatta Hornsberg marka türbin tipi debimetre kullanılmış olup ölçüm aralığı 2-10 lt/dak'dır. Test borusunun giriş ve çıkışına suyun sıcaklığını ölçmek için 2 adet RTD yerleştirilmiştir. Suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları bilindiğinde yoğuşma için gerekli olan ısı miktarı hesaplanabileceğinden bu iki sıcaklık ölçümü hassas olarak gerçekleştirilmiştir. Test bölgesinden çıkan ısınmış su laboratuarda mevcut olan havuza geri gönderilmektedir.

4.2.3 Deneyisel Ölçümler, Ölçüm Elemanları ve Veri Toplama

Veri toplama işlemi, tesisattaki ölçüm aletlerinden alınan sıcaklık, basınç, debi ölçümleri ile elektriksel ölçüm verilerinin analiz edilmek üzere, elektronik kartlar ve bir yazılım programı ile bilgisayar ortamına aktarılmasını kapsamaktadır. Kurulan deney düzeneğinde veri toplama ünitesi olarak, 20’şer girişe sahip 2 adet elektronik kartın bulunduğu “HP Agilent 34970A “ model bir veri toplama ünitesi kullanılmıştır. “HP Agilent 34970A”nın fotoğrafı Şekil 4.18’de görülmektedir.



Şekil 4.18 Veri Toplama Ünitesi (Datalogger)

HP 34970A’da toplanan verilerin bilgisayar ortamına aktarılması ise HP VEE tabanlı bir yazılım programı ile gerçekleştirilmiştir. Veri toplama ünitesindeki 2 adet elektronik karta sıcaklık ölçümü için 18 adet termokupl, 8 adet RTD (elektriksel direnç termometresi) ve basınç ölçümü için de 5 adet basınç transmitteri bağlanmış bulunmaktadır. Bu ölçüm elemanlarının sistemdeki kullanım yerlerine göre isimleri ve veri toplama kartlarındaki bağlantı numaraları, kullanım aralıkları ve dolayısıyla kalibrasyonlarının gerçekleştirildiği ölçüm aralıkları Çizelge 4.1’de verilmiştir. Ölçüm elemanlarının bağlantılarının gerçekleştirildiği kanal numaralarının ilk hanesi, ölçüm elemanın bulunduğu kartı, son iki hanesi ise kart üzerindeki bağlantı giriş numarasını ifade etmektedir. Örneğin; 106 no’lu

kanal, 1. kartın 6 numaralı girişinde bulunmaktadır.

Çizelge 4.1 Veri Toplama Kartı Üzerindeki Kanal Numaraları

Kanal No	Tanımlama	Kalibrasyon Aralığı	kanal
101	referans RTD	10-60 C	
102	1.ci Isıtıcı girişi RTD	10 - 60 C	a0
103	2.ci Isıtıcı girişi RTD	10 - 60 C	a1
104	Coriolis çıkışı RTD	10 - 60 C	a2
105	Test Borusu çıkışı RTD	10 - 60 C	a3
106	2.ci kondenser çıkışı RTD	10 - 60 C	a4
107	Sogutma suyu girişi RTD	10 - 60 C	a5
108	Sogutma suyu çıkışı RTD	10 - 60 C	a6
109	RTD		a7
110	1.Isıtıcı girişi Basınç Trans.	0 -10 Bar	a8
111	Test Borusu girişi Basınç Trans.	0 -10 Bar	a9
112	Coriolis çıkışı Basınç Trans.	0 - 10 Bar	a10
113	2.Kondenser Girişi Trans.	0 - 10 Bar	a11
114	2.Kondenser Çıkışı Basınç Trans.	0 - 10 Bar	a12
121	Coriolis debimetre	0-250 kg/h	a32
201	Su debimetresi	2-10 lt/dak	a34
202	Termokupl	10 - 60 C	a13
203	Termokupl	10 - 60 C	a14
204	Termokupl	10 - 60 C	a15
205	Termokupl	10 - 60 C	a16
206	Termokupl	10 - 60 C	a17
207	Termokupl	10 - 60 C	a18
208	Termokupl	10 - 60 C	a19
209	Termokupl	10 - 60 C	a20
210	Termokupl	10 - 60 C	a21
211	Termokupl	10 - 60 C	a22
212	Termokupl	10 - 60 C	a23

213	Termokupl	10 - 60 C	a24
214	Termokupl	10 - 60 C	a25
215	Termokupl	10 - 60 C	a26
216	Termokupl	10 - 60 C	a27
217	Termokupl	10 - 60 C	a28
218	Termokupl	10 - 60 C	a29
219	Termokupl	10 - 60 C	a30
220	Termokupl	10 - 60 C	a31
221	Fark Basınç	0-500mmss	a33

4.2.3.1 Sıcaklık Ölçümleri

Deney düzeneğinde, soğutkan ve su hattı üzerindeki 8 adet RTD ve 16 adet termokupl ile toplam 24 adet sıcaklık verisi alınmaktadır. Sistemin kontrolü açısından önem arzeden ve doğrudan akış içinden ölçüm alınmasının daha doğru olacağı kısımlarda sıcaklık ölçümü RTD ile gerçekleştirilmiştir.

4.2.3.1.1 RTD kalibrasyonu

Sogutkan hattı ve su hattı üzerinde kullanılan bütün RTD’lerin kalibrasyonu su banyosunda, “Guildline 5150” dijital kalibrasyon termometresi referans alınarak gerçekleştirilmiştir.

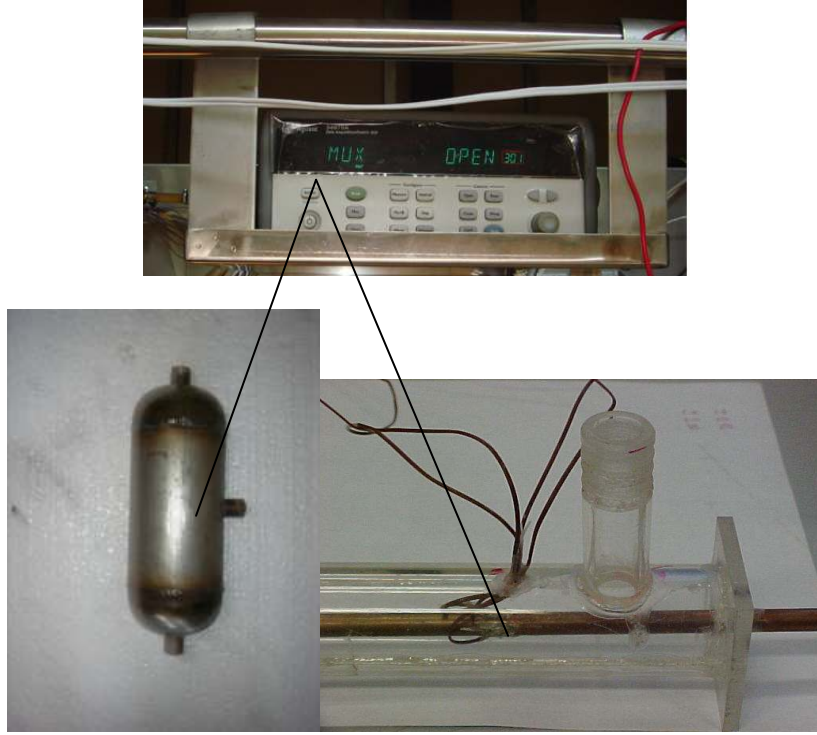
Yapılan ölçümler sonucu elde edilen ham ölçüler, bu değerlerin referans termometreden alınan değerler sonucunda hesaplanan hata fonksiyonları çizelge 4.2’de verilmektedir.

Çizelge 4.2 RTD Hata Fonksiyonları

Hata Fonksiyonu	$y = ax^3 + bx^2 + cx + d$			
	A	B	c	d
1	3E-06	- 8E-05	1,0005	-2.4646
2	3E-05	- 0,0041	1,1794	5,3035
3	5E-07	-5E-05	0,9978	3,5021
4	-1E-06	0,0002	0,991	- 3,36
5	-8E-07	0,0001	0,9929	- 3,3755
6	3E-06	2E-05	1,0018	- 2,7594
7	-1E-07	3E-05	0,9964	- 3,1417
8	-1E-06	0,0001	0,9931	- 2,9624

4.2.3.1.2 Termoelemanların Kalibrasyonu

Test ünitesi üzerindeki sıcaklık ölçümleri için T tipi termoelemanlar kullanıldı. Çalışmada termoelemanların yüzey sıcaklığı ile buhar sıcaklığı farkını direkt olarak veri toplama ünitesinde gösterecek şekilde test ünitesine montajı yapıldı. Bunun için termoelemanların bir ucu test ünitesi üzerine lehimlenirken diğer ucu ise sıvı buhar ayırıcı içine yerleştirilen bakır borunun içine yerleştirildi.(Şekil 4.19) Bu iki uc arasındaki bir bölgeden iki konstant uc veri toplama ünitesine bağlandı. Bu sayede volt cinsinden sıcaklık farkı doğrudan okundu ve oluşturulan denklemler yardımı ile sıcaklığa dönüşümü yapıldı. Sıcaklık farkını tespit etmek için test ünitesine yerleştirilen termoelemanların kalibrasyonunda şekil 4.20’de görüldüğü gibi iki banyo ve bir referans termometre kullanıldı. Termoelemanların her iki ucu ayrı ayrı su banyosuna daldırıldı. Termoelemanın bir uçları ve bir adet referans termometreden gelen termoeleman beraberce bağlanarak bir banyoya; termoelemanın diğer uçları ve ikinci bir referans termoeleman ucu bağlanarak öteki banyoya daldırıldı.



Şekil 4.19 Test ünitesinde ($T_{\text{doyma}}-T_{\text{duvar}}$) sıcaklık farkını veren termoelemanların bağlantı şekli



Şekil 4.20 ($T_{\text{doyma}}-T_{\text{duvar}}$) sıcaklık farkını veren termoelemanların kalibrasyon esnasındaki fotoğrafı

Termoelemanların kalibrasyonu için önce banyolar aynı sıcaklığa getirildi ve sıcaklık farkının sıfır olduğu tesbit edildi sonra banyolardan birinin sıcaklığı sabit tutulurken diğerinin sıcaklığı küçük aralıklarla artırılarak oluşan sıcaklık farkı değerleri veri toplama ünitesinden tesbit edildi. Her bir sıcaklık farkı için sistem rejime girdikten sonra 15 dakika veri toplandı. Her bir ölçümde referans sıcaklıklarda gözönünde bulundurulurken banyoların üzerinden de sıcaklık değerleri okundu. Yapılan deneyler sonucunda termoelemanların her birisi için ayrı ayrı denklemler elde edildi.

4.2.3.2 Basınç Ölçümleri

Kurulan deney düzeneğinde, toplam 5 adet basınç ölçümü alınmaktadır. Basınç ölçümü 0-10 bar basınç aralığına sahip basınç transmitterleri ile gerçekleştirilmektedir. Verilen basınç aralıklarında analog basınç değerlerini algılayan transmitterler 0-10V aralığında elektriksel çıkış vermektedirler. Basınç transmitterleri 24 VDC elektriksel güç kaynağından beslenmektedir. Algılanan basınç doğrultusunda verilen elektriksel çıkış sinyali veri toplama ünitesi elektronik kartı vasıtasıyla okunmakta ve daha önce sözü edilen yazılım programı ile, basınç ve elektriksel çıkış aralıkları göz önünde bulundurularak “bar” cinsinden basınç verilerine dönüştürülmekte ve bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Basınç transmitterlerinin kalibrasyonu, TÜBİTAK UME tarafından kalibre edilmiş, 0-10 bar basınç aralığına sahip bir standart manometre referans alınarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.21 Basınç Transmitterlerinin Kalibrasyon Sırasındaki Fotoğrafi

Kullanılan düzene; basınç transmitterlerini hatta bağlamak için yapılmış olan bir kolektör, hattaki basıncı ayarlayabilmek için hatta verilen gaz debisini ayarlama da kullanılan bir

manifold, basınç trasmitterlerinin çalışması için gerekli enerjiyi sağlayan bir güç sağlayıcısı, basınç trasmitterlerin çıkışlarını okuyabilmek için kullanılan bir veritoplama ünitesi (datalogger) ve bilgisayardan oluşmaktadır.

Sistemdeki gaz hattı manifold, kolektör ve hassas manometreden oluşmaktadır. Manifold, kolektörün girişine bağlı iken kolektör çıkışı hassas manometreye bağlıdır. Sisteme gaz manifold üzerinden verilmektedir. Sistemde gaz olarak , azot gazı kullanılmıştır. Kalibrasyona başlamadan önce kalibrasyon düzeneği bir vakum pompası yardımı ile tamamen vakumlanarak sistem içerisindeki yabancı gazlar temizlenmiş ve sistem, basıncı 0,001 bar oluncaya kadar vakum işlemine devam edilmiştir.

Sisteme kalibrasyon için bu noktadan itibaren kademeli olarak azot gazı verilerek sistem basıncı arttırılmıştır. Her bir nokta için basınç trasmitterlerinden elde edilen volt cinsinden veri çıktıları ile hassas manometreden okunan basınç değerleri kaydedilmiştir. Deneylerin yapılacağı basınç değerleri 0-10 bar basınç aralığında olduğu için kalibrasyonda bu değerler arasında yapılmıştır. Kalibrasyon işlemi, kalibrasyon aralıklarında, basıncın arttığı ve azaldığı durumlar için ayrı ayrı gerçekleştirilmiş ve böylece trasmitterlerin histerisleri de tespit edilmiştir.

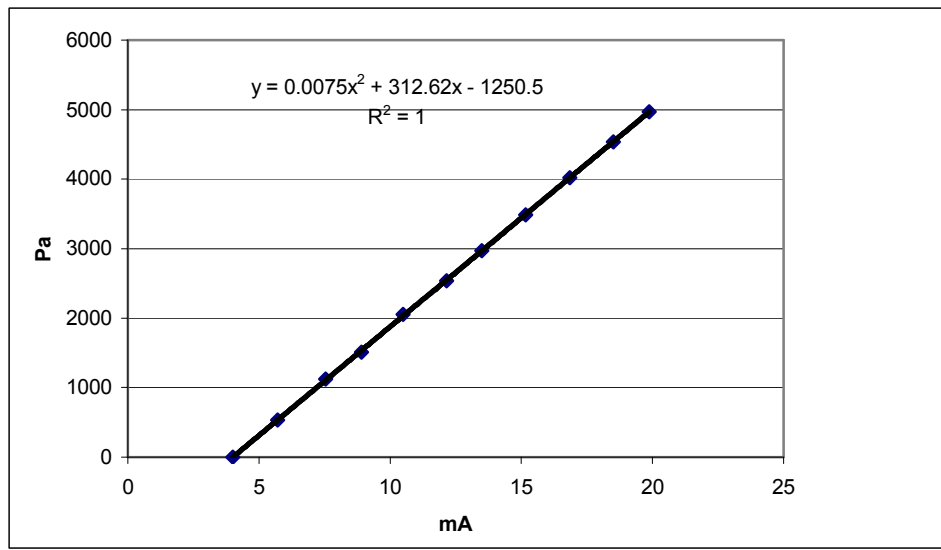
Çizelge 4.3 .Basınç Transmitterlerin Hata Fonksiyonları

Hata fonksiyonları	$y=ax+b$	
	A	B
P1	2,0084	-1,0417
P2	2,0113	-1,1288
P3	2,0093	-1,158
P4	2,0104	-1,0707

4.2.3.3 Fark Basınç Ölçümü

Deney tesisatında kullanılan fark basınç cihazı Smar marka olup $\pm\%$ 0,3 hassasiyetle ölçüm yapabilmektedir. 0- 500 mmss arasındaki basınç farklarını ölçmek için ayarlanmış olarak satın alınan cihazın kalibrasyonunda, cihazın çok hassas olması ve sıfır ayarının bozulmaması için

su kullanılmıştır. Hava kullanılması halinde cihazın iki nokta arasındaki basınç farkını ölçen diyaframın hasar görme riski vardır. Cihazın yüksek basınç girişine şeffaf elastik bir boru bağlanmıştır. Bu boru dikey düz bir yüzeye yerleştirilmiştir. Bu boru içersine doldurulacak olan suyun oluşturduğu statik basınç sayesinde cihazın alçak ve yüksek basınç girişleri arasındaki basınç farkı sağlanmıştır. Boru içindeki su yüksekliği ise borunun yanına yerleştirilmiş bir cetvel sayesinde ölçülmüştür. Cihazın alçak basınç girişi atmosfere açılarak atmosfer basıncının ölçümlere olan etkisi ortadan kaldırılmıştır. Şeffaf boru içinde kademeli olarak su doldurulup boru içindeki su basıncı artırılmış ve bu basınç karşılığında cihazdan okunan değerler kayıt edilerek kalibrasyon eğrisi çizilmiştir.



Şekil 4.22 Fark Basınç Transmitterinin Kalibrasyon Eğrisi

4.3 Deney Tesisatının Hazırlanması

Tasarımı ve imalatı yapılan deney tesisatının montaj işlemi tamamlandıktan sonra ilk olarak sızdırmazlık testi yapıldı. Tesisatta çalışılacak olan akışkanın patlayıcı olması nedeni ile herhangi bir sızdırma durumunda telafisi mümkün olmayacak sorunlar oluşacağından tesisattaki bağlantıların çoğu kaynakla birleştirildi. Sızdırmazlık testi için sisteme azot gazı şarj edildi. Tesisata yerleştirilmiş olan beş adet basınç transmitteri ile sistem farklı bölgelere ayrılarak bölüm bölüm sızdırmazlık testi için değerler veri toplama ünitesinden takip edildi. Deneylerin yapılacağı aralık 4 bar ile 6 bar arasında olacağından tesisatın sızdırmazlık testi 10 bar için yapıldı. Sistemde kaçak olmadığına emin olunduktan sonra vakum pompası ile soğutkan devresi vakuma alındı ve tekrar kontrol yapıldı. Bütün bu işlemlerden sonra sızdırmazlık testi sona erdirildi.

Refco marka şarj pompası kullanılarak sıvı soğutucu akışkanın sisteme şarjı yapıldı. Sisteme verilen şarjın miktarını tesbit edebilmek için R600a soğutkan tüpü bir terazi üzerine yerleştirildi .Aynı zamanda sıvı tankı üzerinde monte edilmiş olan sıvı göstergesi ile de yapılan şarjın kontrolü ikinci kez yapılabilirdi. Sisteme 9,5 kg sıvı R600a soğutucu akışkan sarjı yapıldı ve sistem çalışır duruma getirildi.

Deneysel çalışma için aşağıda sıralanan işlem sırası izlenmiştir:

- Deneysel çalışmaya başlamadan önce sıvı tankında biriktirilen sıvı soğutucu akışkanın sisteme gidişine izin veren vana açılır ve sıvı pompası çalıştırılır.
- Birinci ısıtıcı ve ikinci ısıtıcıya birer kg sıvı akışkanın gitmesinden sonra ısıtıcılar devreye alınarak yapılacak deneysel çalışma için gerekli ısı miktarı sisteme verilir.
- Su pompası çalıştırılarak soğutma suyunun sistemde dolaşımı sağlanır.
- İkinci kondenserin çıkış vanası ve fan hızı aşırı soğumayı önleyecek şekilde ayarlanır.
- Deneysel verilerin istenen şartlarda alınabilmesi için sistemin 2 saat çalışarak rejime gelmesi beklenir.
- Deneysel çalışma sadece yüzde yüz buhar ile yapılacaksa debimetreden sıvı geçişine izin verilmez. Ancak belli bir kurulum derecesi elde edilmek istenirse ikinci ısıtıcıdan çıkan buhara sıvı debimetresinden izin verilen miktar kadar sıvı eklenir.
- Test bölgesine giren akışkanın akım tipi test bölgesinin girişine yerleştirilen gözetleme camı ile gözlenir.
- Yoğuşup çıkan soğutkanın test bölgesinden çıkışındaki akım tipini görebilmek için çıkışa yerleştirilen gözetleme camından kontrol yapılır.
- Sistem rejime geldiğinde yani test bölgesine giren çıkan su sıcaklıkları sabitlendiği, test bölgesine giren soğutucu akışkanın sıcaklığı istenen değerde ve sistem basıncı değişmediği anda veri toplama ünitesinde hesaplamalarda kullanılmak üzere veri kaydedilir.
- Yoğuşan miktarın tesbiti için tesisata yerleştirilen sıvı biriktirme kaplarının giriş çıkış vanaları kapatılır. Önce küçük çaplı camlı biriktirme kabının giriş vanası açılır ve yoğuşan sıvının burada biriktirilmesi sağlanır. Sonra küçük çaplı cam kabın giriş vanası kapatılır ve bir sonraki kabın giriş vanası açılır yoğuşan sıvı oluşturulan basınç farkı ile kabın içine dolar çıkış vanası ile tahliyesi yapılır ve tekrar yoğuşan sıvının girişine izin verilir. Belli miktarda sıvının kaba dolması kronometre yardımı ile tesbit edilir ve daha sonra aynı işlem 3. biriktirme kabı yardımı ile de tekrarlanır. Alınan iki ölçümünde de sonuçlar aynı ise deney ölçümüne son verilir.

- Yapılan deneysel çalışma başka bir zamanda tekrarlanarak daha önce toplanan değerlerle benzerliği karşılaştırıldı ki yapılan çalışmanın doğruluğunu ve deneyin tekrarlanabildiğini gösterdi.
- Yapılan her deneysel ölçümden sonra yeni bir kurulum derecesi için sistemin ayarlanmasından itibaren en az bir saat sistemin rejime girmesi için beklenmesi gerekmektedir.
- Deneysel çalışmanın sonlandırılmak istendiğinde ikinci kondenserin çıkışındaki vana açılır ve kondenser fan hızı artırılır. Isıtıcılar kapatılır. Pompa kapatılır. Sıvı tankında biriken sıcak soğutucu akışkanın soğutulması için su banyosu devreye alınır.
- Deney tesisatı çalıştırılmaya başlandığı andan sistem kapatılıncaya kadar veri toplama ünitesinden her 5 sn'de okunan ölçüm değerleri bilgisayar ekranından da anlık olarak izlenebilmektedir. Bölüm 4.2.3 de anlatılan veri toplama ünitesinde toplanan deney verileri hazırlanan bir excel programı ile istenilen deney çıktılarının hesaplanmasında kullanılmıştır.

4.4 Deneysel Veriler ile Soğutucu akışkan İçin Hesap Yöntemi

Deneylerden elde edilen sonuçların hesaplamalarda kullanımı, aşağıda sistematik bir şekilde açıklanmıştır. Isıl hesaplamalar kapsamında sırasıyla; Buharlaştırıcıdan çıkan buhar miktarının tespiti, akışkanın test ünitesine girişteki kurulum derecesinin tespiti, test ünitesinde yoğunlaşmayı sağlayan akışkan olan su tarafındaki taşınım katsayısının tespiti, test borusunun iç kısmına ait taşınım katsayısı, akışkanın test ünitesinden çıkıştaki kurulum derecesinin tespiti ve yoğunlaşan soğutucu akışkan debisinin tespiti yapılmıştır.

4.4.1 Buharlaştırıcıdan Çıkan Buhar Miktarının Tespiti

Buharlaştırıcıya basıncı ve sıcaklığı ölçülerek doymuş sıvı halinde gönderilen akışkan buradan buharlaşarak çıkmaktadır. Ayrıca buharlaştırıcıya verilen güç Q bilinmektedir. Sürekli rejim halinde çalışan buharlaştırıcıya termodinamiğin birinci yasası uygulanırsa

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\phi h_\phi - \sum \dot{m}_g h_g \quad (4.1)$$

yazılabilir. Buharlaştırıcıya giren ve buharlaştırıcıdan çıkan akışkanın sıcaklıkları hassas olarak ölçüldüğü için giren sıvı akışkanın ve çıkan buhar halindeki akışkanın entalpileri sıcaklığa bağlı olarak tespit edilir ve verilen $\dot{Q}$ 'nin miktarı kullanılarak buharlaştırıcıdan çıkan buhar miktarı bulunur.

Soğutucu akışkan ısıtıcıdan itibaren karışım odasına kadar 50 cm uzunluğunda bir borudan geçmektedir. Bu borunun belirlenen ısı kaybı 2 Watt'tır. Eşitlik 4.2 yardımı ile test bölgesinin girişindeki entalpi değeri elde edilir.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{R600a} (h_g - h_\varphi) \quad (4.2)$$

4.4.2 Test Ünitesine Girişteki Kuruluk Derecesinin Tespiti

Buharlaştırıcıdan karışım odasına gelip oradan test ünitesine giren buharın eşitlik 4.2 ile belirlenen entalpisi kullanılarak test bölgesinin girişindeki kuruluk derecesi tespit edildi:

$$h_{TBgiren} = x \cdot h_{buhar} + (1-x) h_{sıvı} \quad (4.3)$$

Test bölgesine girişteki sıcaklık belli olduğundan h_{buhar} ve $h_{sıvı}$ değerleri bilinmektedir. Belirlenen kuruluk derecesi, test bölgesine %100 buhar girmesi halinde geçerlidir. Karışım odasında ısıtıcıdan gelen buhara belli miktarda sıvı ilave ediliyorsa düzenek üzerine yerleştirilmiş olan debimetre yardımı ile eklenen sıvı miktarı hassas olarak okunur ve test ünitesine giren buharın kuruluk derecesi

$$x = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_b + \dot{m}_s} \quad (4.4)$$

eşitliği yardımı ile hesaplanır.

4.4.3 Su Tarafına Transfer olan Isı Miktarı

Test borusunun dışı izole edilmiştir. Dolayısıyla bu bölgede yoğunlaşan buharın ısısı halka içersinde akmakta olan suya transfer edilir. Test bölgesindeki enerji dengesi yazılırsa;

$$\dot{Q}_{TestBölgesi} = \dot{m}_{su} C_{p,su} (T_{su-\varphi} - T_{su-g}) = \dot{m}_{R600a} (h_g - h_\varphi) \quad (4.5)$$

şeklinde ifade edilir.

Test bölgesinden çıkan ve kısmen yoğunlaşan soğutkanın çıkış entalpi değeri 4.5 eşitliği ile tesbit edilir. Çıkışa yerleştirilen RTD yardımı ile sıcaklığı ölçülen akışkanın çıkıştaki sıvı ve buhar halindeki entalpileri tespit edilerek test bölgesinden çıkan buharın kuruluk değeri;

$$h_{TBçıkan} = x \cdot h_{buhar} + (1-x) h_{sıvı} \quad (4.6)$$

eşitliği ile hesaplanır.

Ayırıcı kabında buharından ayrılan sıvı akışkan deney düzeneğine yerleştirilen ölçekli kaplara gelir. Ölçekli kaplarda belirlenen yoğunlaşan akışkan miktarı kullanılarak test ünitesinin çıkışındaki kuruluk derecesi ikinci bir işlemle tekrar tespit edilir.

$$t^*(1-x)*m_{R600a} = m_{ölçülen} \quad (4.7)$$

Deneyler sonucunda yapılan değerlendirmede 4.6 ve 4.7 eşitlikleri ile hesaplanan test bölgesindeki kuruluk derecelerinin birbirleri ile örtüştüğü görülmüştür.

4.4.4 Test Ünitesi İçerisindeki Isı Taşınım Katsayısının Tespiti

Test ünitesi içerisindeki ısı taşınım katsayısı

$$\dot{Q} = h_i A_i (T_{doyma} - T_{duvar}) \quad (4.8)$$

bağıntısı ile elde edilir.

Ölçüm sisteminde geliştirilen yöntemle ($T_{doyma} - T_{duvar}$) sıcaklık farkı doğrudan veri toplama ünitesinde mikrovolt cinsinden okunabildiği için yoğunlaşma sonucunda iç kısımdaki taşınım katsayısı doğrudan hesaplanabildi. Yüzey sıcaklığı ile boru içerisindeki buharın sıcaklık farkını ölçebilmek için termokuplların bir ucu test borusu üzerine yerleştirildi diğer uçları ise sisteme yerleştirilen sıvı buhar ayırıcı içersine kaynakla monte edilmiş olan bir bakır boru içine yerleştirildi. Bu bakır boru test bölgesinden çıkan buhar ile direkt temas ettiğinden deney sırasında boru içindeki buhar sıcaklığı bu noktadan ölçüldü. Termokuplların yerleştirildiği bu boru içersine bir de referans RTD yerleştirildi. Bakır boru içersine yerleştirilen termokuplların hepsinin buhar sıcaklığını çabuk algılayabilmeleri için termokuplların ucuna ısı iletimini çabuklaştıran bir sıvı madde sürüldü. Dolayısı ile termokuplların bir ucu buhar sıcaklığını diğer ucu da test borusu yüzey sıcaklığı hissedip aradaki farkı veri toplama ünitesine mikrovolt cinsinden vermeleri sağlandı. Sonuç olarak taşınım katsayısının hesaplanmasında eşitlik 4.8'de ($T_{doyma} - T_{duvar}$) ifadesinin yerine doğrudan fark değeri yazılabildi. Test bölgesinden transfer edilen ısı miktarıda bilindiğinden ısı taşınım katsayısı doğrudan bulunabildi.

4.5 Hata Analizi

Deneysel çalışmanın doğruluğunu, deneyler sırasında farklı nedenlerden ortaya çıkabilecek hatalar etkileyecektir. Deneysel çalışmada yapılan bu hatalar iki şekilde ortaya çıkabilir. Bunlardan birincisi, deneyi yapan araştırmacıdan kaynaklanan hatalar, diğeri ise ölçme cihazlarından ve deney setinin yapısından kaynaklanan hatalardır. Deneylerin tecrübeli ve dikkatli bir araştırmacı tarafından yapılması ile birinci tür hataların giderilmesi mümkün olabilir. Fakat ikinci tür hataların belirlenmesi ve giderilmesi her zaman mümkün olmayabilir. Bunun nedeni, hataların doğrudan deneyde kullanılan araç ve gereçlerin yapısından kaynaklanmasıdır. Bu hatalı gereçlerin genellikle belli olmaması nedeniyle literatürde hata diye adlandırılmaktadır. Yukarıda genel olarak ikinci tür hatalar diye ifade edilen, deneysel çalışma sonuçlarının belirsizliğini etkileyen hata tiplerini üç ana grupta toplamak mümkündür. Birinci olarak; deneyde kullanılan araç ve gereçlerin imalatından kaynaklanan hatalar, ikinci olarak; sebebi genellikle kesin olarak bilinmeyen, aynı büyüklüğün tekrar okunması sırasında ortaya çıkan sabit hatalar, üçüncü olarak; deney ve gereçlerinde rasgele elektronik salınımlardan kaynaklanan rasgele hatalardır. Çoğu zaman sabit hatalar ile rast gele hataları birbirinden ayırt etmek zordur. Sabit hatalar, deney sırasında okunan her değer için aynıdır, uygun bir kalibrasyon ve düzeltme ile ortadan kaldırılabilir. Ayrıca ölçülecek büyüklük ve ölçü araçlarının seçiminden önce hata analizinin yapılması ve buna uygun büyüklük ve ölçüm aracının seçilmesi, sonuçların içinde yer alabilecek belirsizliğin minimuma indirilmesine yardımcı olacaktır. Diğer taraftan, ölçülen büyüklüklerden hangisinin toplam hata üzerinde en etkin rol oynadığının tespit edilmesi, bu ölçümlerin daha hassas yapılması için önlem almayı gerektireceğinden, sonuçların belirsizliğinin azaltılmasına ayrıca katkıda bulunacaktır.

Deneylerden elde edilen veriler kullanılarak hesaplanan parametrelere ait hata oranlarının belirlenebilmesi için birkaç yöntem önerilmiştir. Deneysel bulguların hata analizi için geliştirilen ve ilk olarak Kline ve McClintock tarafından ortaya atılan belirsizlik analizi (uncertainty analysis) yöntemi en çok tercih edilen yöntem olarak gözükmektedir. Bu deneysel çalışmadaki hata analizinde, diğerlerine göre daha hassas bir yöntem olan belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır.

4.5.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi

Deney düzeneğinde bir takım ölçümler yapılarak tespit edilmesi/hesaplanması gereken büyüklük P ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken ise $x_1, x_2, \dots, x_n$ olsun. Bu durumda;

$$P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (4.9)$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve P büyüklüğünün hata oranı w_p ise, belirsizlik analizi yöntemine göre;

$$w_p = \pm \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.10)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Bağıntı incelendiğinde, deneyde en büyük hataya neden olan değişkenin kolaylıkla tespit edilebildiği anlaşılmaktadır. Bu özellik belirsizlik analizi yönteminin en önemli üstünlüğü olarak belirtilebilir.

4.5.2 Bağımlı Değişkenlerin Belirsizliklerinin Tespiti

Deneylerde hataya neden olan bağımsız değişkenler genel olarak; ikinci ısıtıcı(buharlaştırıcı) gücü olan $\dot{Q}$, ikinci ısıtıcıya(buharlaştırıcıya giriş ve çıkış sıcaklıkları olan T_g ve T_d , soğutucu akışkan kütleli debisi olan $\dot{m}$, suyun test ünitesine giriş ve test ünitesinden çıkış sıcaklıkları olan $T_{s,g}$ ve $T_{s,\phi}$, soğutma suyu kütleli debisi olan $\dot{m}$ şeklinde seçilmiştir. Bu durumda, test ünitesine girişteki kuruluk derecesi olan x_g , yoğuşma esnasındaki ısı taşınım katsayısı olan h_i ve iç taraftaki ortalama Nusselt sayısı için oluşabilecek belirsizlikler sırasıyla şu şekilde ifade edilebilir:

4.5.2.1 Test Borusu Girişinde Kuruluk Derecesi (x_g)

Test borusuna giren R600a akışkanına ait kuruluk derecesi eşitlik 4.11’de gösterildiği gibi hesaplanır.

$$x_g = \frac{1}{h_{sb}} \left[\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} - C_{p_r} (T_d - T_g) \right] \quad (4.11)$$

Test bölgesine girişteki kuruluk derecesine ait belirsizlik ise eşitlik 4.13’deki gibi hesaplanır.

$$w_{x_g} = \pm \left[\left(\frac{\partial x_g}{\partial \dot{Q}} w_{\dot{Q}} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_g}{\partial \dot{m}} w_{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_g}{\partial T_d} w_{T_d} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_g}{\partial T_g} w_{T_g} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.12)$$

$$w_{x_g} = \pm \left[\left(\frac{1}{m h_{sb}} w_{\dot{Q}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{Q}}{h_{sb} m^2} w_{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{C_p}{h_{sb}} w_{T_d} \right)^2 + \left(\frac{C_p}{h_{sb}} w_{T_g} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.13)$$

4.5.2.2 Test Bölgesinden Transfer Edilen Isı

Test bölgesi içiçe geçmiş iki borudan meydana geldiği için test borusu içinde meydana gelen yoğuşma sırasında halkada bulunan suya geçen ısı miktarı

$$\dot{Q} = \dot{m}_{su} C_{p_{su}} (T_{su,\zeta} - T_{su,g}) \quad (4.14)$$

şeklinde ifade edilir.

$$w_{\dot{Q}} = \pm \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}_{su}} w_{\dot{m}_{su}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_{su,g}} w_{T_{su,g}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_{su,\zeta}} w_{T_{su,\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.15)$$

4.5.2.3 Soğutucu Akışkana Ait Taşınım Katsayısı

Test borusunun içindeki ortalama ısı taşınım katsayısı

$$\dot{Q} = h_i A_i (T_{doyma} - T_y) \quad (4.16)$$

$$h_i = \frac{\dot{Q}}{A_i (T_{doyma} - T_y)} \quad (4.17)$$

şeklinde hesaplanır. Uzunluk ölçümlerinde oluşabilecek hatalar ihmal edilerek

$$w_{h_i} = \left[\left(\frac{\partial h_i}{\partial \dot{Q}} w_{\dot{Q}} + \frac{\partial h_i}{\partial (T_{doyma} - T_y)} w_{(T_d - T_y)} \right) \right] \quad (4.18)$$

Nusselt sayısına ait belirsizlik ise;

$$Nu = \frac{h_i d}{k_s} \quad (4.19)$$

$$w_{Nu} = \pm \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial h_i} w_{h_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.20)$$

eşitliği ile belirlenir.

Isı taşınım katsayısı h_i 'e ait belirsizliğin bulunabilmesi için $(T_{\text{doyma}} - T_y)$ sıcaklık farkının belirsizliklerinin tespit edilmesi gerekmektedir.

$(T_{\text{doyma}} - T_y)$ ortalama sıcaklık farkı deneyler sırasında fark sıcaklık şeklinde ölçülen sıcaklık değerlerinin ortalaması olup aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$T_0 = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + \dots + T_{10}}{10} \quad (4.21)$$

$$w_{T_0} = \pm \left[\left(\frac{\partial T_0}{\partial T_1} w_{T_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_0}{\partial T_2} w_{T_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial T_0}{\partial T_{10}} w_{T_{10}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.22)$$

veya;

$$w_{T_0} = \pm \left[\left(\frac{1}{10} w_{T_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{10} w_{T_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{1}{10} w_{T_{10}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.23)$$

Bağımsız değişkenlere (ölçülen parametreler) ilişkin belirsizlikler bilindiğinden, yukarıdaki bağıntılar kullanılmak suretiyle bağımlı değişkenlere (hesaplanan parametreler) ilişkin belirsizlikler tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar çizelge 4.4'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.4 Yatay Düz Boru İçin Belirsizlik Analizi Sonuçları

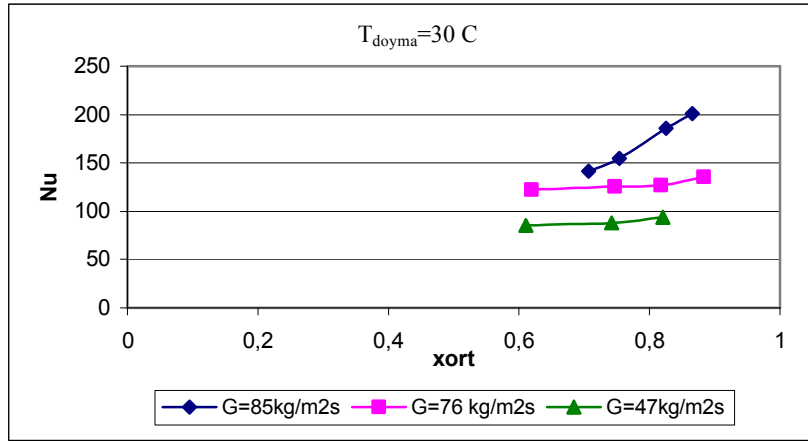
	x_g [-]	$\pm w_{x_g}$ (%)	h_i [W/m ² K]	$\pm w_{h_i}$ (%)	Nu_i [-]	$\pm w_{Nu_i}$ (%)
$\dot{m} = 0,590 \text{ gr} / \text{s}; T_d = 30^\circ \text{C}$	0.999	1.11	2045	4.87	93.966	4.87
$\dot{m} = 1,082 \text{ gr} / \text{s}; T_d = 35^\circ \text{C}$	0.999	1.45	3887	4.9	172.8	4.9
$\dot{m} = 1,482 \text{ gr} / \text{s}; T_d = 40^\circ \text{C}$	0.999	0.0118	4510	9.2	215	9.2

5. DENEYSEL İNCELEME SONUÇLARI

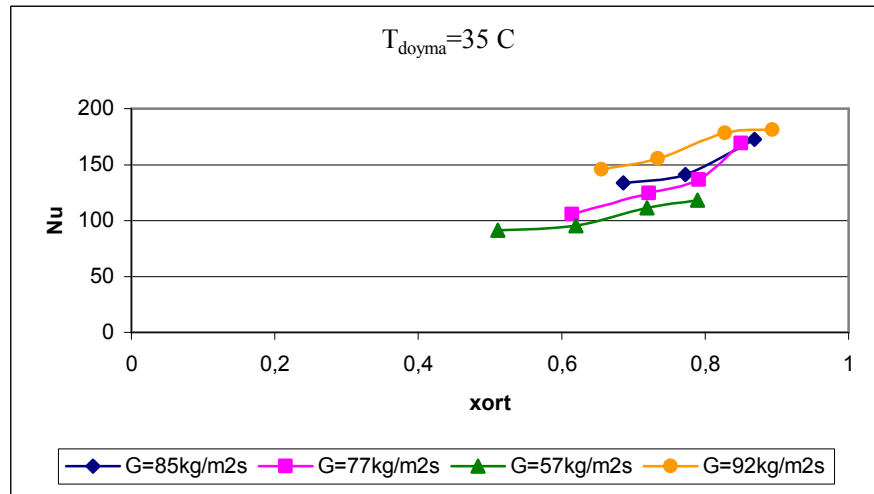
5.1 R600a Yoğuşmasında Elde Edilen Isıl Parametrelere İlişkin Sonuçlar

Bu bölümde yoğuşma esnasında test ünitesi içersindeki ortalama ısı taşınım katsayısı ile ortalama Nusselt sayısının tespitine yönelik, basınç düşümüne ilişkin yapılan deneylerden elde edilen bulgular sırası ile grafikler halinde verilmiştir.

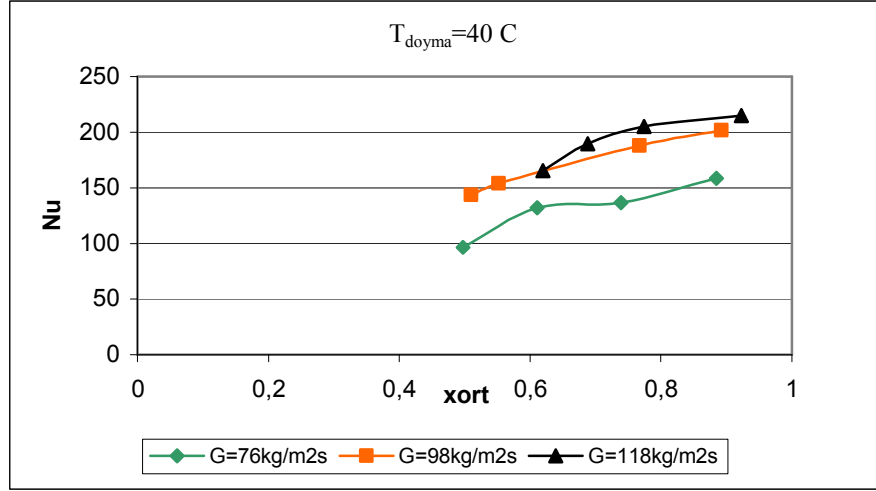
Yoğuşma deneylerinden elde edilen bulgular; ortalama Nusselt sayısının ortalama kuruluk derecesi ile değişimini gösteren grafikler farklı sıcaklık ve kütleli debi değerleri için gösterilmiştir.



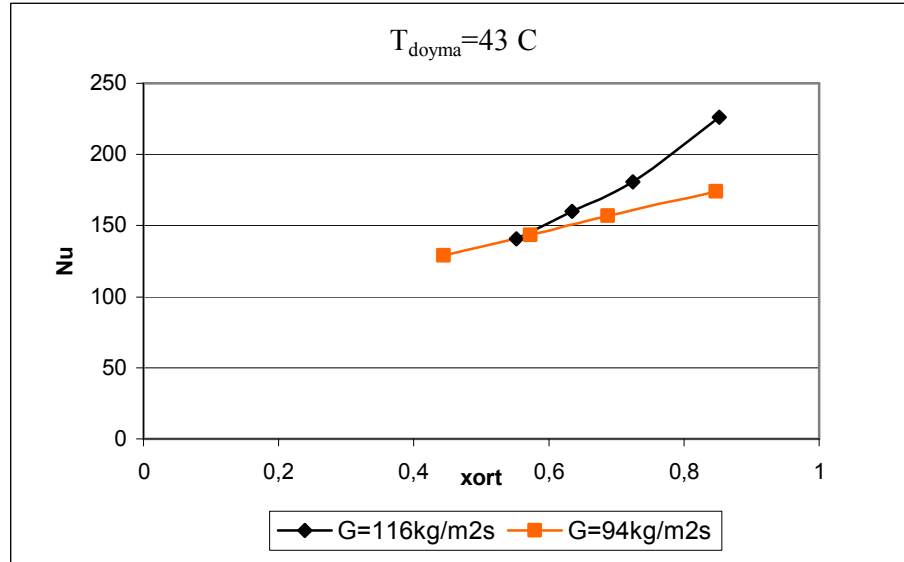
Şekil 5.1 Nusselt Sayısı-Ortalama Kuruluk Derecesi Değişimi ($T_d=30^\circ\text{C}$)



Şekil 5.2 Nusselt Sayısı-Ortalama Kuruluk Derecesi Değişimi ($T_d=35^\circ\text{C}$)



Şekil 5.3 Nusselt Sayısı-Ortalama Kuruluk Derecesi Değişimi ($T_d=40^\circ\text{C}$)

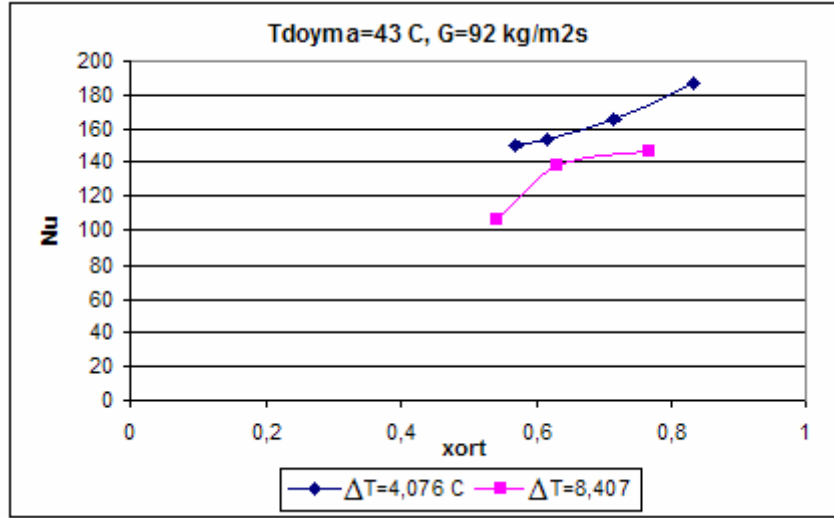


Şekil 5.4 Nusselt Sayısı-Ortalama Kuruluk Derecesi Değişimi ($T_d=43^\circ\text{C}$)

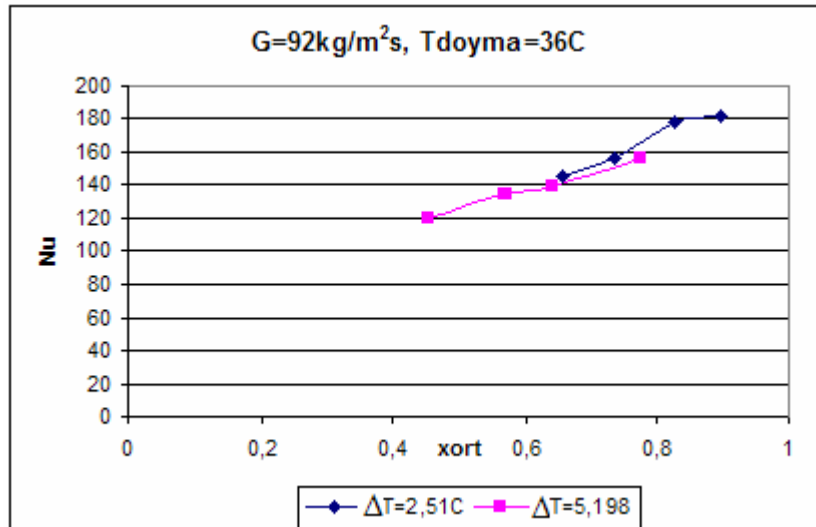
Şekil 5.1 ve 5.4 incelendiğinde kuruluk derecesi artarken Nu sayısının arttığı görülür. Aynı şekilde kütleli debinin artması ile de Nu sayısında artış görülmektedir. Bunun sebebi; kütleli debi değeri artıkça boru içersine giren buharın hızı artmakta dolayısı ile kayma gerilmesinin değeri artar ve yoğuşmadan dolayı boru içinde oluşan sıvı filminin kalınlığı incelerek taşınım katsayısını artırır şeklinde açıklanır.

Buhar sıcaklığı ile yüzey sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı ısı taşınım katsayısını etkileyen parametrelerden biridir. Sıcaklık farkının artması ile boru içersinden geçen soğutucu akışkanın daha çok yoğuşması sağlanacaktır. Bu da oluşan sıvı filminden dolayı taşınım

katsayısının olumsuz etkilenmesine neden olacaktır. Sıcaklık farkının aynı kütleli debi için Nu sayısı ile değişimi Şekil 5.5 ve 5.6'da görülmektedir.



Şekil 5.5 Nu sayısının – Kuruluk derecesi ile değişimine sıcaklık farkının etkisi

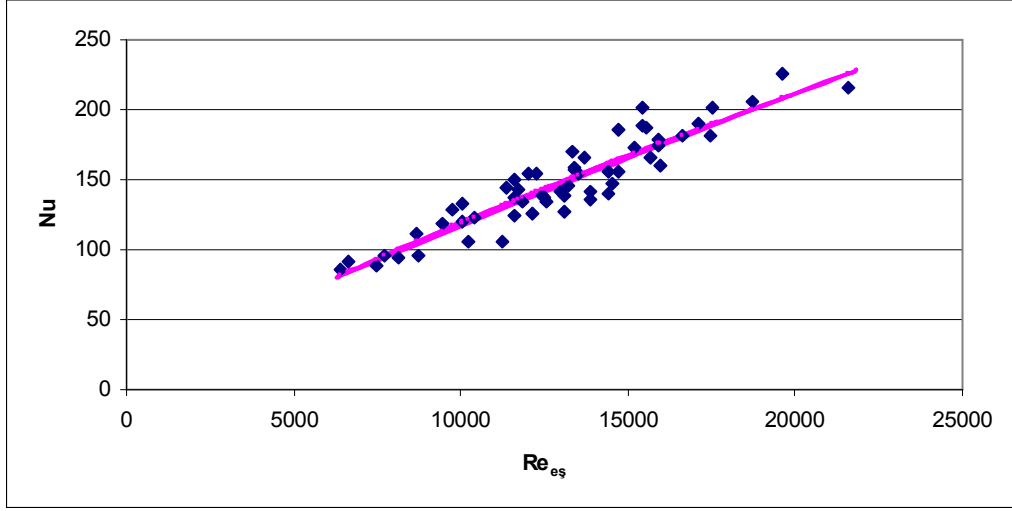


Şekil 5.6 Nu sayısının–Kuruluk derecesi ile değişimine sıcaklık farkının etkisi

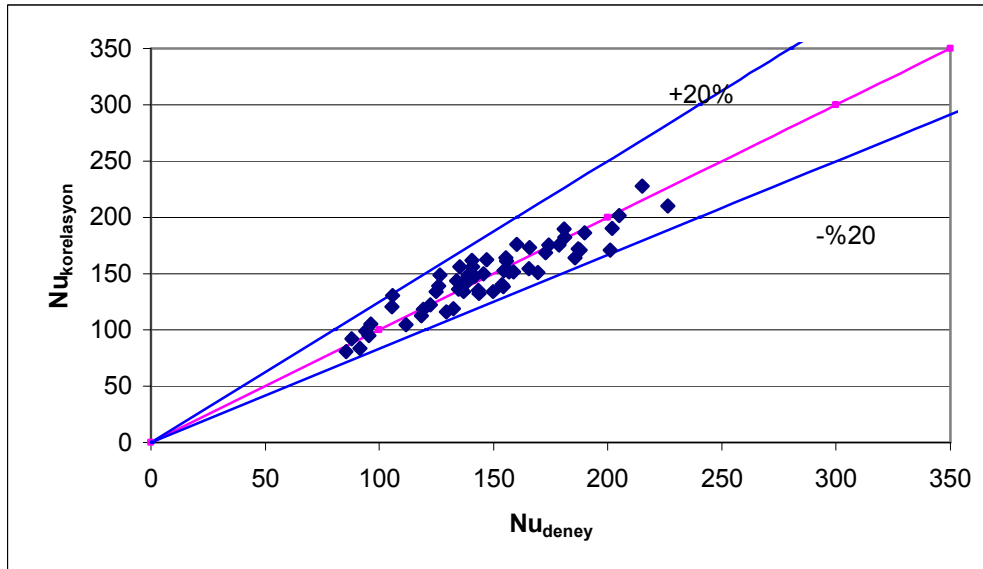
Sıcaklık farkı arttıkça yoğuşan buharın miktarı arttığından oluşan sıvı filminin kalınlığı artacak ve taşınım olumsuz etkileyeceğinden Nu sayısında bir azalma görülmektedir.

Sadece taşınım katsayısının tesbit edilmesine yönelik yapılan deneylerden elde edilen ölçümler kullanılarak Nu değerleri hesaplanmış ve deneysel sonuç verileri oluşturulmuştur. Hesaplanan $Nu-Re_{\text{eş}}$ değerleri ile CurveExpert 1.3 programında $y = a.x^b$ fonksiyonu

tanımlanarak bu çalışmaya ait $Nu=0,04599*Re_{eş}^{0,8525}$ korelasyonu oluşturulmuştur. Deneysel sonuç verileri ve oluşturulan korelasyon şekil 5.7’de verilmiştir.

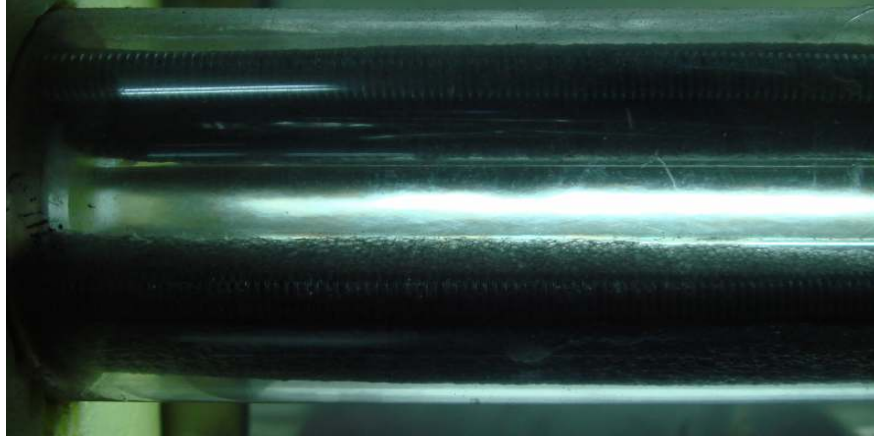


Şekil 5.7 Yoğuşma Sırasında Alınan Deneysel Verilerle Korelasyonun Karşılaştırılması



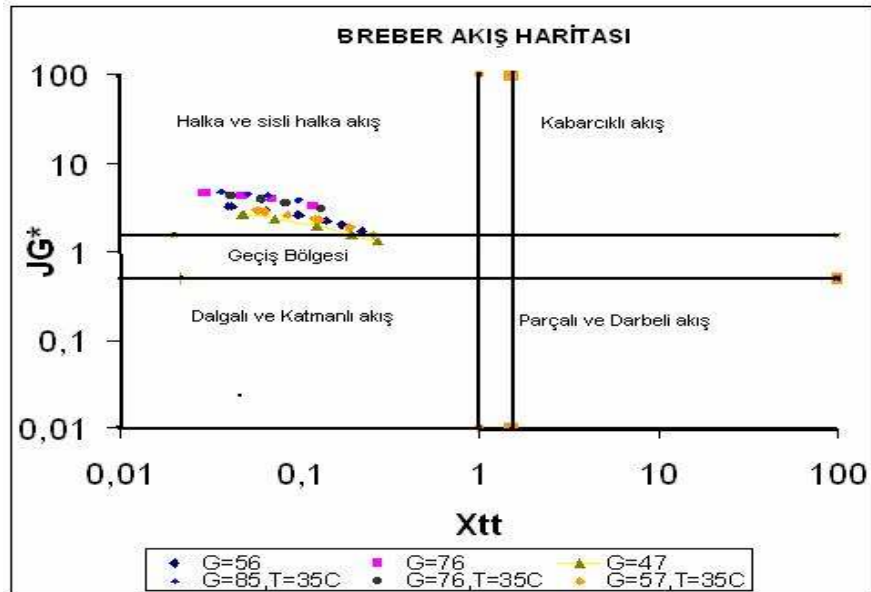
Şekil 5.8 Deneysel Verilerin Korelasyon İle Mukayesesi

Yapılan deneylerin ve oluşturulan korelasyonun literatürde mevcut korelasyonlarla mukayese edilebilmesi için yoğuşma sırasında meydana gelen akım tiplerinin doğru olarak tesbit edilmesi gereklidir.



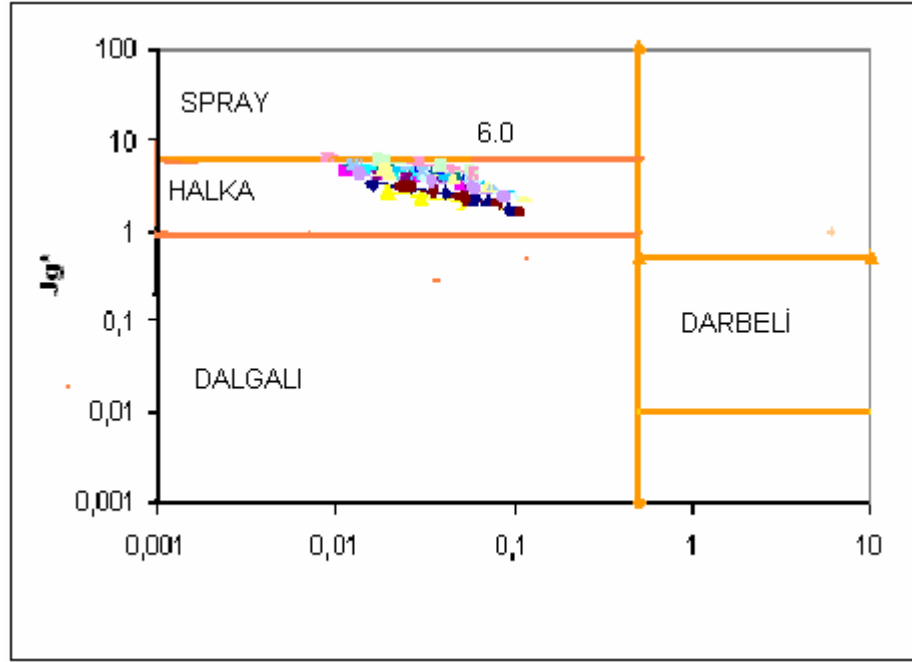
Şekil 5.9 Deneyler Sırasında Akım Şeklinin Tespitine Yönelik Çekilen Fotoğraf

Akım tipinin belirlenmesi için deneysel çalışma sırasında çekilen ve bir örneği şekil 5.9’da görülen görüntülerden yararlanılmıştır. Aynı zamanda deneysel veriler bölüm 3’de detaylı olarak anlatılan akış haritalarından bazıları üzerine yerleştirilmiş ve akım tipinin belirlenmesi sağlanmıştır. Taşınım katsayısının doğru olarak tespit edilebilmesi için akış rejimlerinin doğru olarak belirlenmesi gerektiğini savunan Breber’in akış haritası üzerine yerleştirilen deneysel verilerin durumu şekil 5.10’da, Tandon’un tamamen teorik çalışmalar sonucunda oluşturduğu akış haritasında deneysel verilerin yerleştiği alan şekil 5.11’de ve son olarak Breber’in çalışmasını temel alan Cavallini vd.’nin akış haritasında deneysel verilerin durumu şekil 5.12’de görülmektedir. Bu üç haritada da deneysel veriler halka akış için belirlenen alana yerleşmiş bulunmaktadır.



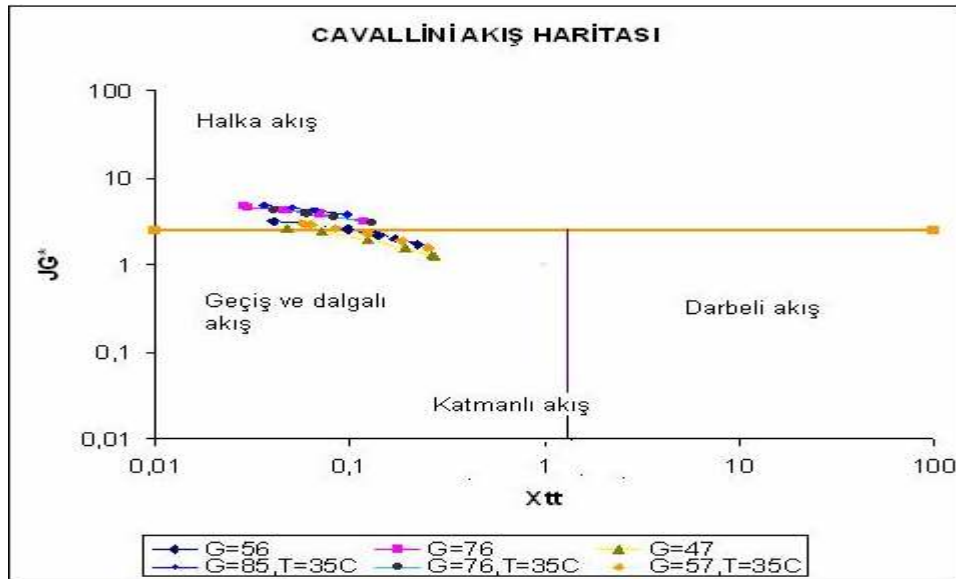
Şekil 5.10 Yatay Akış İçin Breber’in Akış Haritasında Deneysel Değerler

Bir başka inceleme ise Tandon tarafından tamamen teorik çalışmalar neticesinde oluşturulan akış haritasında yapıldı.



Şekil 5.11 Tandon'un Yatay Boru İçinde Yoğuşma İçin Geliştirdiği Akış Haritasında DeneySEL Verilerin İrdelenmesi

Son olarak Breber'in çalışmasını temel alarak Cavallini tarafından (2003a) tarafından geliştirilen bu akış haritasında deneysel veriler yerleştirildi.



Şekil 5.12 Cavallini vd. Tarafından Yatay Boru İçinde Yoğuşma İçin Geliştirilen Akış Haritasında DeneySEL Verilerin İrdelenmesi

Ayrıca deneyler sırasında çekilen görüntüler de çalışılan bölgede akım tipinin halka olduğunu göstermektedir. Dolayısı ile bu çalışmada elde edilen sonuçların literatürde halka akış için geliştirilen korelasyonlar ile mukayese edilmesi uygundur. Kaynak araştırması bölümünde detaylı anlatıldığı gibi halka akış için geliştirilen korelasyonlar üç ana başlıkta sınıflandırılmıştır. Mukayese için her bölümden farklı araştırmacıların korelasyonları seçilmiştir. Halka akış için taşınım katsayısını iki faz çarpanı şeklinde ifade eden; Shah(1979), Cavallini-Zecchin(1974), Dobson-Chato(1994) korelasyonları, teorik çalışma neticesinde Travis tarafından geliştirilmiş olan korelasyon ve Cavallini ve arkadaşlarının(2001) geliştirdiği taşınım katsayısının sürtünmeden meydana gelen basınç kaybı ile hesaplanmasına olanak veren korelasyon ve Cavallini ve arkadaşlarının yakın zamanda (2003) geliştirdikleri ve tüm akış rejimlerine uygulanabilen yeni taşınım katsayısı korelasyonu ile deneysel verilerin karşılaştırılması yapılmış grafikler şeklinde aşağıda verilmiştir.

Cavallini- Zecchin (1974)

$$Nu = \frac{hD_h}{k_s} = 0.05 Re_{eş}^{0.8} Pr_s^{0.33} \quad (5.1)$$

Shah (1979)

$$Nu = Nu_s \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr^{0.38}} \right] \quad (5.2)$$

Dobson-Chato(1994)

$$Nu = 0.023 Re_s^{0.8} Pr_s^{0.4} \left[1 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.889}} \right] \quad (5.3)$$

Traviss(1973)

$$Nu = 0.15 \frac{Pr_s Re_s^{0.9}}{F_T} \left(\frac{1}{X_{tt}} + \frac{2.85}{X_{tt}^{0.476}} \right) \quad (5.4)$$

Cavallini vd.(2001)

$$h_{halka} = \frac{\rho_s C p_s (\tau / \rho_s)^{0.5}}{T^+} \quad (5.5)$$

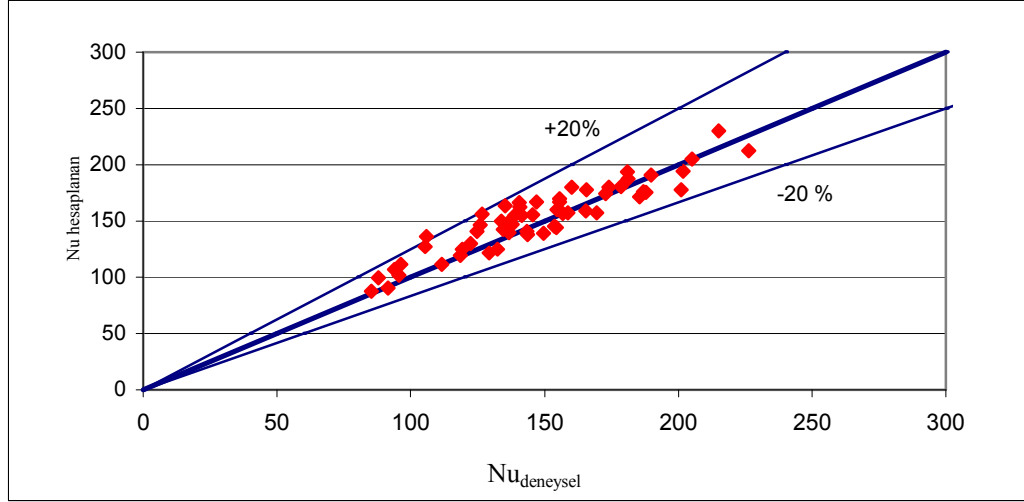
$$Nu = \frac{h_i D}{k_s} \quad (5.6)$$

Cavallini vd.(2003)

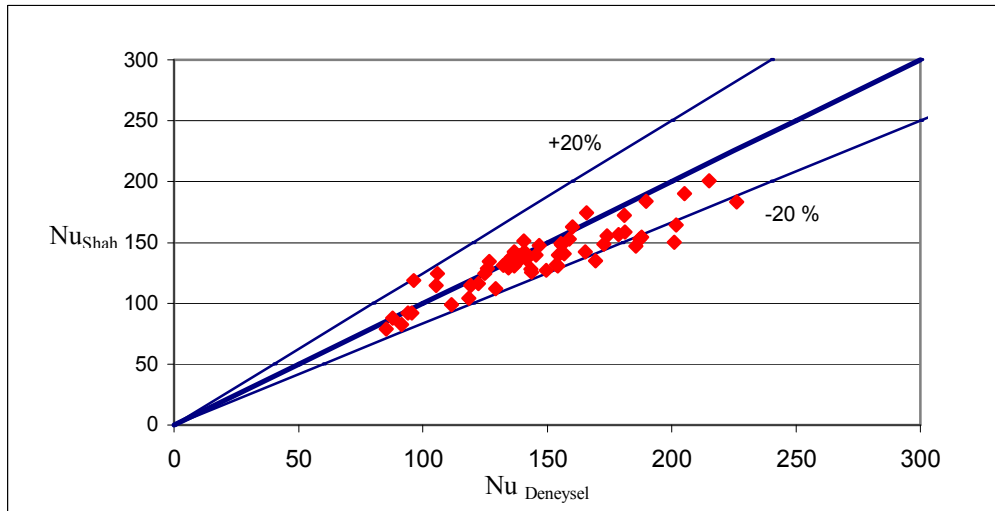
$$h_{tp} = \frac{h_f r \theta + (2\pi - \theta) r h_c}{2\pi r} \quad (5.7)$$

Halka akış için $\theta=0$ olduğundan $h_f=0$ olur.

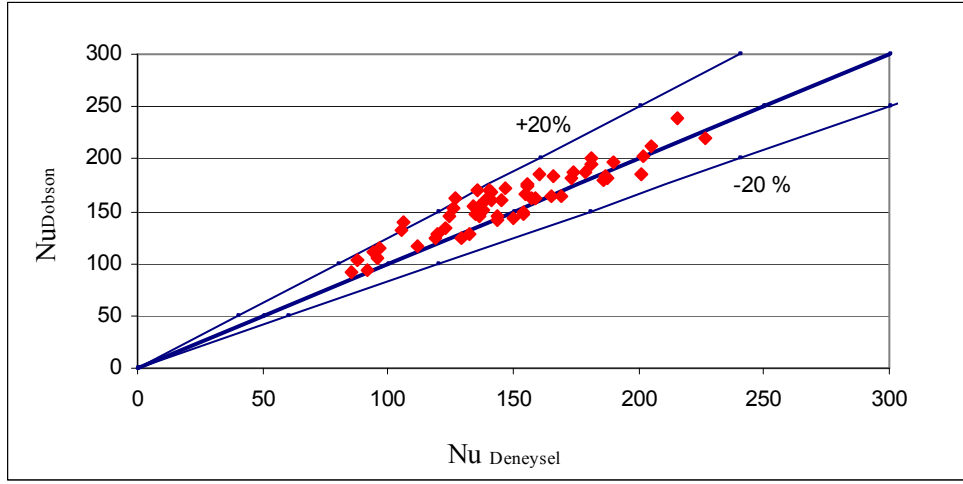
$$h_c = c \text{Re}_s^n \text{Pr}_s^m \frac{k_s}{\delta} f_i \quad (5.8)$$



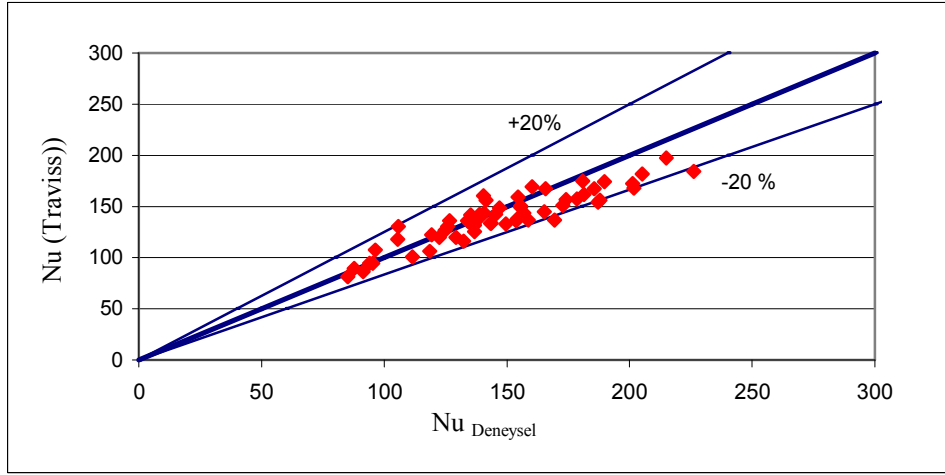
Şekil 5.13 Deneyisel Verilerin Cavallini-Zecchin Korelasyonu ile Karşılaştırılması



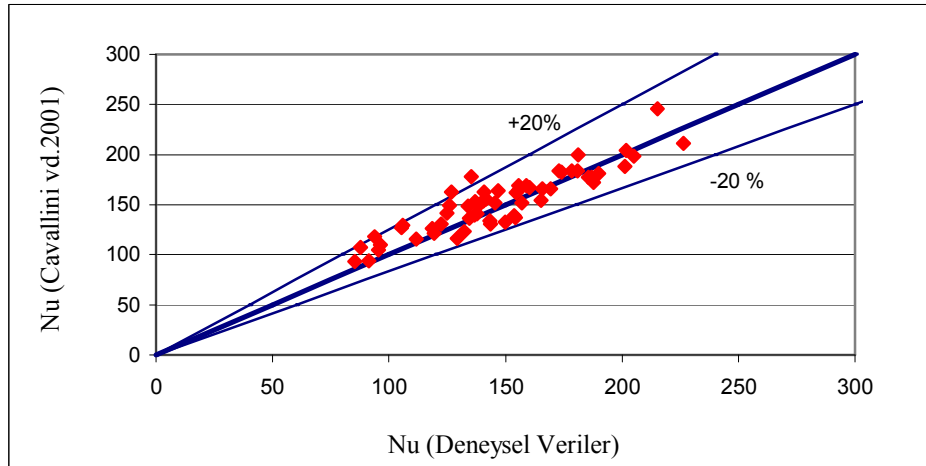
Şekil 5.14 Deneyisel Verilerin Shah Korelasyonu ile Karşılaştırılması



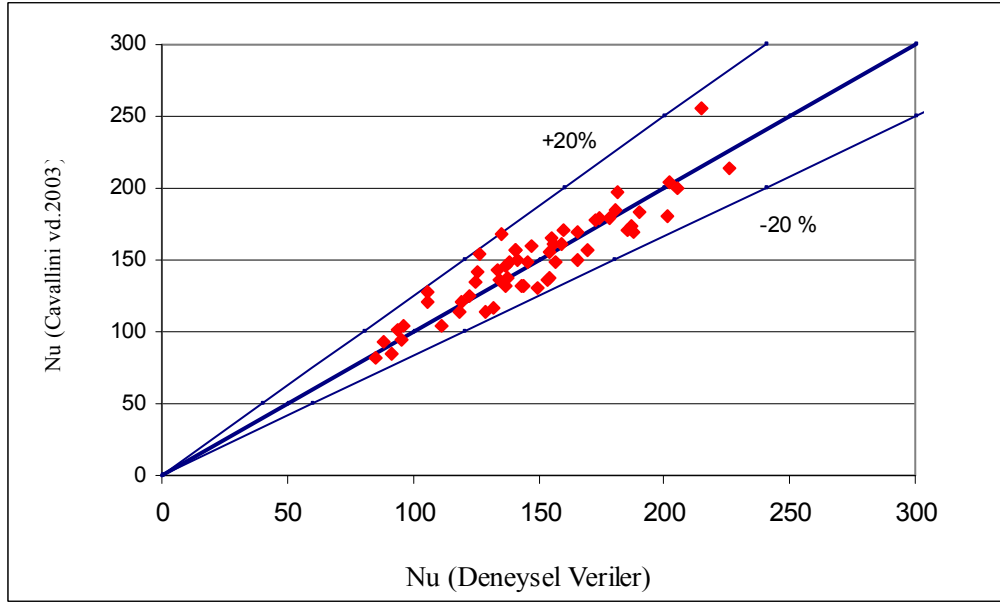
Şekil 5.15 Deneysel Verilerin Dobson-Chato Korelasyonu ile Karşılaştırılması



Şekil 5.16 Deneysel verilerin Traviss Korelasyonu ile Karşılaştırılması



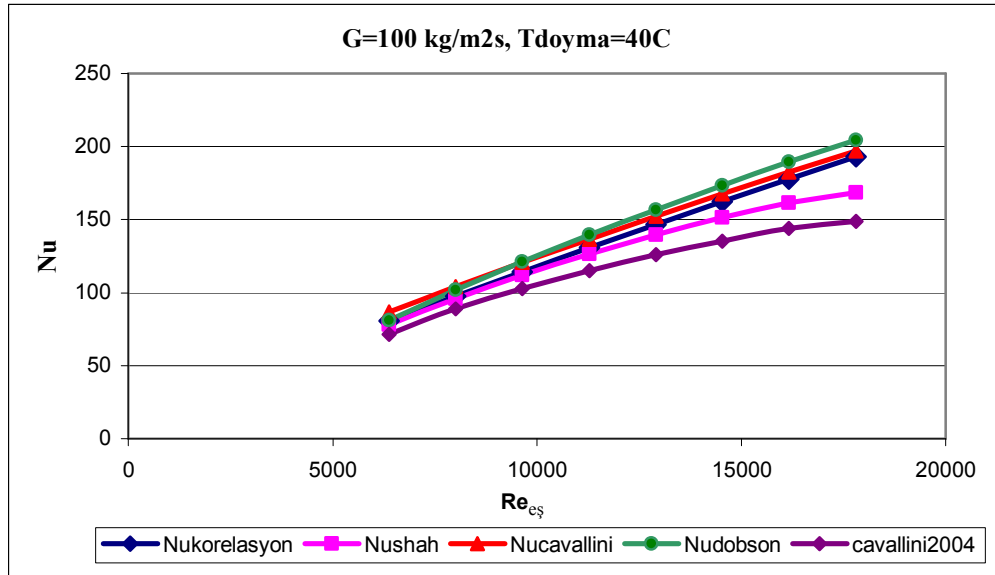
Şekil 5.17 Deneysel verilerin Cavallini vd.(2001) Korelasyonu ile Karşılaştırılması



Şekil 5.18 Deneysel verilerin Cavallini vd.(2003) Korelasyonu ile Karşılaştırılması

Sonuç olarak deneysel çalışmada elde edilen sonuçlar yukarıda bahsedilen korelasyonlar ile karşılaştırılmış ve değerlerin $\pm\%20$ bandı içerisinde kaldığı görülmüştür.

Bu çalışmada elde edilen korelasyon yukarıda mukayesesi yapılan kaynaklardaki diğer korelasyonların karşılaştırılması şekil 5.19'da gösterilmektedir.

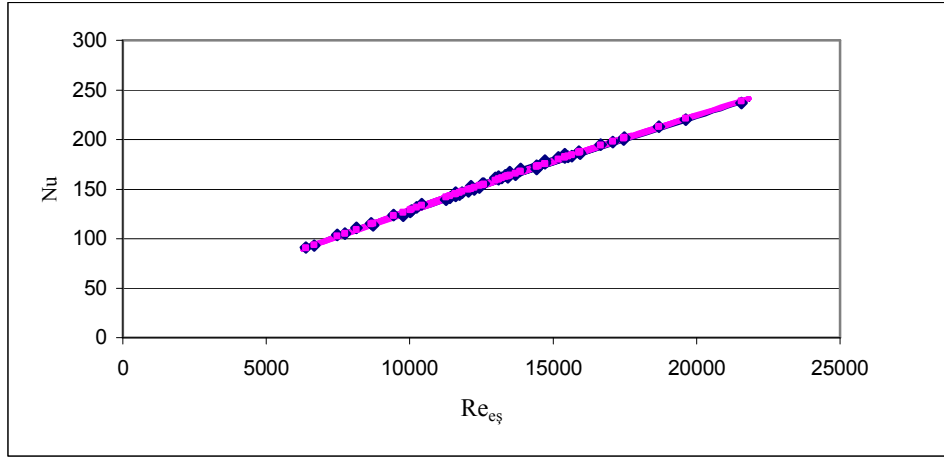


Şekil 5.19 Oluşturulan Korelasyonun Literatürdeki Bağıntılarla Karşılaştırılması

Şekilden de anlaşılacağı üzere elde edilen korelasyon Cavallini-Zecchin, Shah ve Dobson-Chato tarafından geliştirilen iki faz çarpanı içeren ifadelerle büyük bir uyum

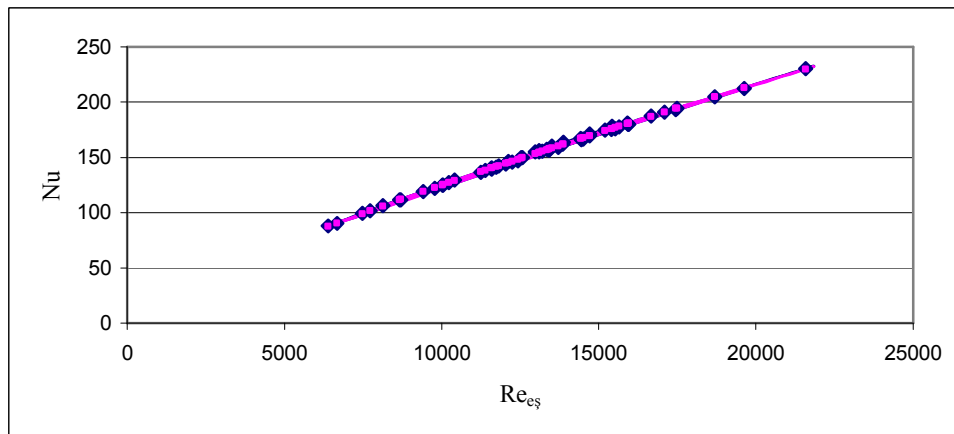
sağlamaktadır. Deneysel çalışma sonucunda oluşturulan yeni korelasyon $Nu = f(Re_{eş})$ olarak tanımlanmıştır. Fakat Cavallini-Zecchin eşitliği dışında mukayese edilen diğer eşitliklere dikkat edilirse $Nu-Re_{eş}$ sayısının fonksiyonu değildir. $Nu=f(Re_{eş})$ formunda oluşturulan korelasyonlardaki katsayıların değişimini görmek amacıyla, elde edilen sonuçlar kullanılarak Shah, Dobson-Chato, Cavallini ve Traviss'in eşitlikleri $Nu=f(Re_{eş})$ olacak şekilde yeniden düzenlenmiştir. Farklı formda oluşturulan korelasyonlarda noktaların çoğunlukla korelasyonu sağladığını ve eğrisine çok yakın olduklarını gösterebilmek amacıyla da korelasyon grafikleri sırasıyla Şekil 5.20, 5.21 5.22 ve 5.23' de verilmiştir.

Dobson- Chato $Nu=0,081Re_{eş}^{0,799}$



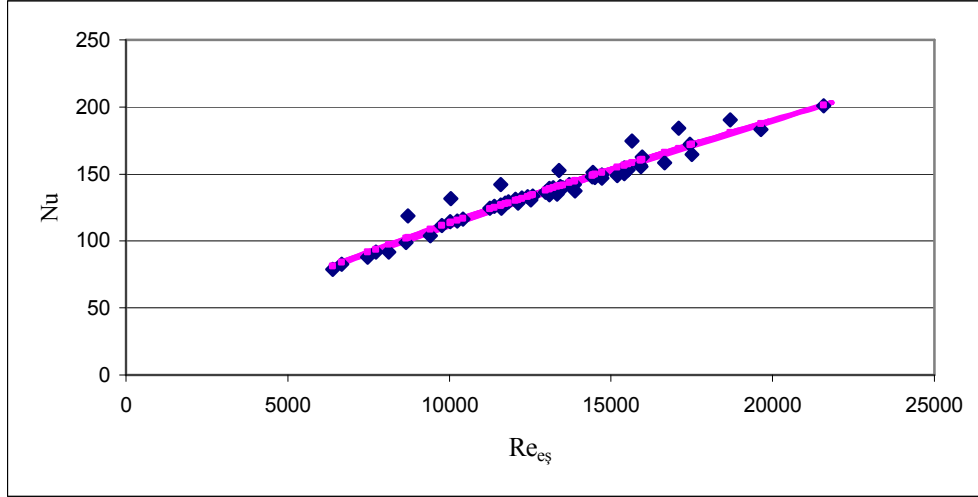
Şekil 5.20 Dobson-Chato'un Korelasyonuna Göre Oluşturulan Yeni $Nu=f(Re_{eş})$ Korelasyonu

Cavallini-Zecchin $Nu=0,084Re_{eş}^{0,792}$



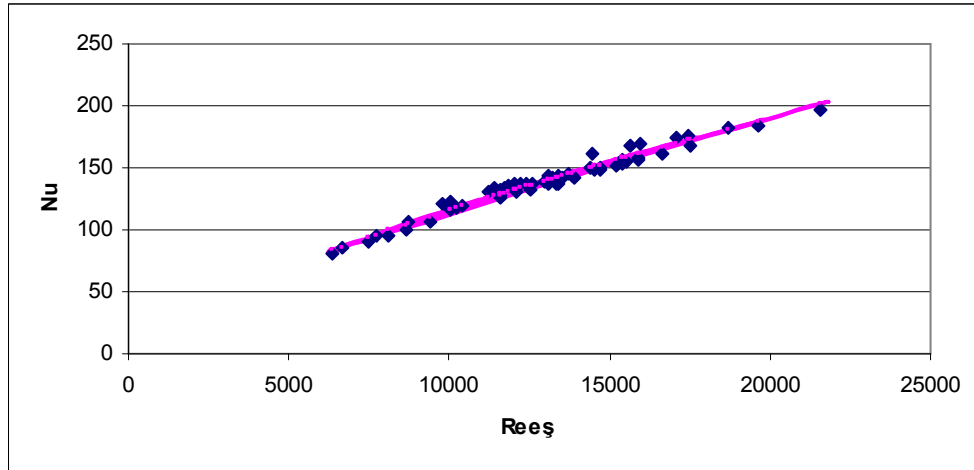
Şekil 5.21 Cavallini-Zecchin'in Korelasyonuna Göre Oluşturulan Yeni $Nu=f(Re_{eş})$ Korelasyonu

$$\text{Shah } Nu=0,119Re_{e\dot{s}}^{0,744}$$



Şekil 5.22 Shah'ın Korelasyonuna Göre Oluşturulan Yeni $Nu=f(Re_{e\dot{s}})$ Korelasyonu

$$\text{Traviss } Nu=0,147Re_{e\dot{s}}^{0,723}$$



Şekil 5.23 Traviss'in Korelasyonuna Göre Oluşturulan Yeni $Nu=f(Re_{e\dot{s}})$ Korelasyonu

5.2 R600a Yoğuşmasında Basınç Düşümüne İlişkin Sonuçlar

İki fazlı akışlarda basınç düşümünün genel olarak sürtünme, hız değişimi ve yerçekimi etkisi olmak üzere üç kısımdan meydana geldiği bölüm 3'de anlatılmıştı.

$$\frac{dP}{dz}_{tp} = \frac{dP}{dz}_s + \frac{dP}{dz}_h + \frac{dP}{dz}_g \quad (5.9)$$

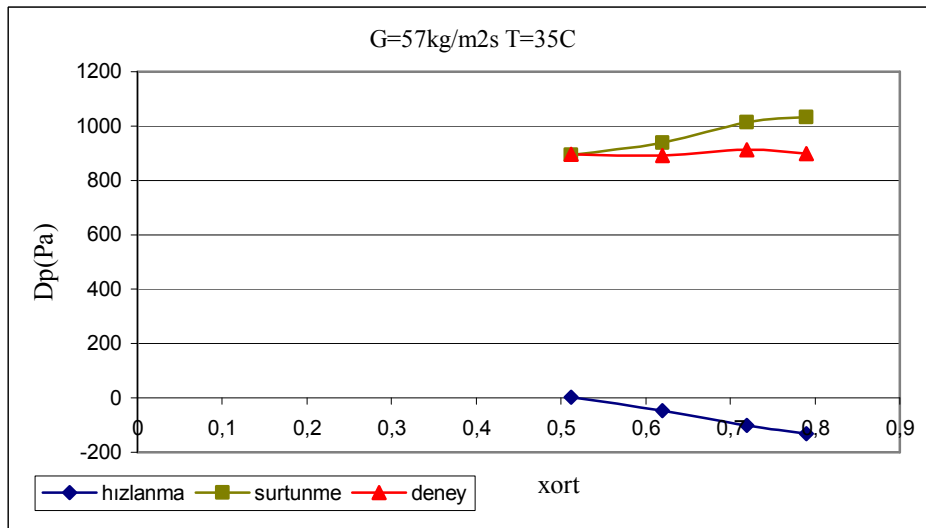
Yatay boru içerisinde meydana gelen yoğuşmada yerçekiminin etkisi yoktur.

Deneyisel çalışma sırasında toplam basınç düşüşü hassas bir şekilde ölçüldü. Hız değişiminden dolayı meydana gelen basınç düşüşü ifadesi deneyler sırasında hassas bir şekilde hesaplanan giriş çıkış kurulum değerleri sayesinde eşitlik 5.10 yardımı ile hesaplanabildi. Sürtünmeden dolayı meydana gelen basınç düşüşü ise eşitlik 5.11’de ifade edildiği gibi hesaplandı.

$$\frac{dP}{dz_h} = G^2 \left\{ \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_b} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_s} \right]_{\zeta} - \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_b} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_s} \right]_g \right\} \quad (5.10)$$

$$\frac{dP}{dz_s} = \frac{dP}{dz_{tp}} - \frac{dP}{dz_h} \quad (5.11)$$

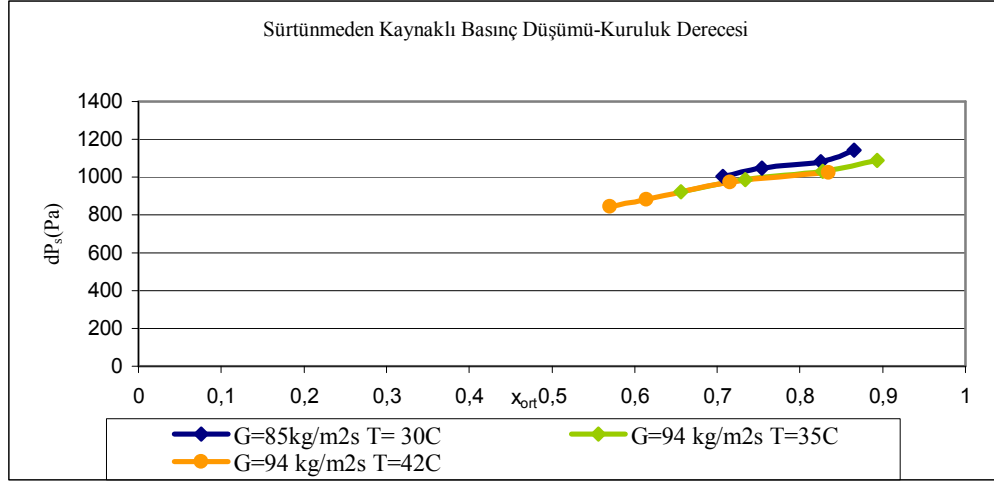
$G=57 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ’lik kütleli akı için $T=35^\circ\text{C}$ doyma sıcaklığında sürtünme ve basınç değişiminden meydana gelen basınç değişimi grafik halinde şekil 5.24’de verilmiştir.



Şekil 5.24 Toplam Basınç Düşümü İçinde Sürtünme ve hız değişiminden Meydana Gelen Basınç Düşümü Değerleri

Görüldüğü gibi iki fazlı akışta basınç düşümünü meydana getiren en büyük etkiyi sürtünme oluşturmaktadır. Toplam basınç düşüşü değerinin içinde hızlanmadan meydana gelen basınç düşüşü terimi şekil 5.24’den de görüldüğü gibi azdır. Literatürde bazı araştırmacılar bunun ihmal edilebileceğini söylemişlerdir.

R600a soğutucu akışkanının yoğuşması ile ilgili yapılan deneyler neticesinde, sürtünmeden ileri gelen basınç düşüşünün ortalama kurulum derecesi ile değişimine ilişkin sonuçlar kütleli akı değerleri ve doyma sıcaklıkları da belirtilerek şekil 5.25’de gösterilmiştir.



Şekil 5.25. Sürtünme Basınç düşümü – Kuruluk Derecesi Değişimi

İki fazlı akışlarda sürtünme katsayısının tesbitinde tek fazlı akışlardaki ifadeden faydalanılır.

$$\Delta P = 4f_s \frac{L}{d} \frac{V^2}{2} \rho_s \quad (5.12)$$

Sürtünmeden meydana gelen basınç düşüşü bilindiğinde, sürtünme katsayısı olan f_s denklem ile gösterildiği gibi değişik eşitliklerle hesaplanabilir.

$$f_s = \frac{d}{V^2 \rho_s / 2} \frac{\Delta P_s}{4L} = \frac{d}{G^2 / 2 \rho_s} \frac{\Delta P_s}{4L} = \frac{d^3}{\text{Re}^2 \mu_s^2 / 2 \rho_s} \frac{\Delta P_s}{4L} \quad (5.13)$$

İki fazlı akış halinde sürtünme katsayısının tespiti için; kütleli akı yerine, eşdeğer kütleli akı değerinin kullanılması gerekmektedir. Söz konusu bu eşdeğer kütleli akı kaynaklarda;

$$G_{eş} = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{1/2} \right] \quad (5.14)$$

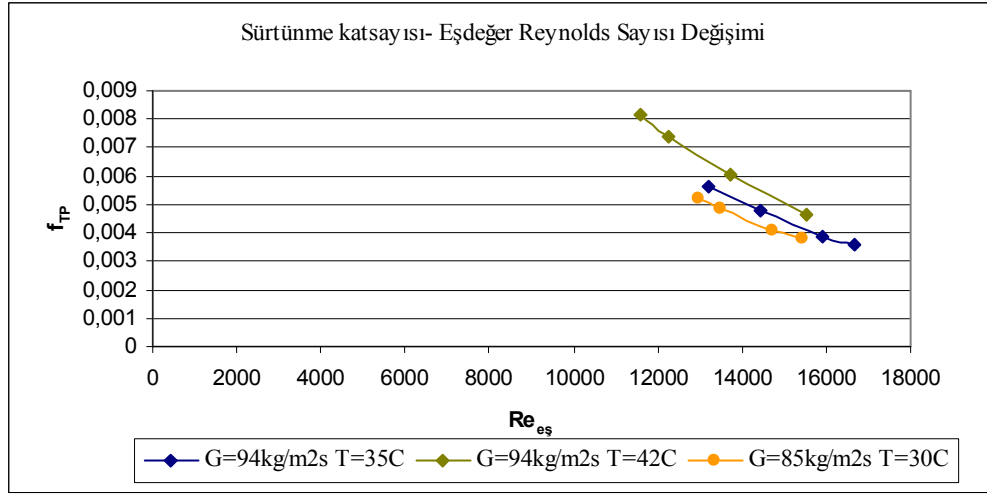
şeklinde gösterilmiştir.

Böylece iki fazlı akış esnasındaki sürtünme katsayısı olan f_{tp} çeşitli parametrelere bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$f_{tp} = \frac{d}{V_{eş}^2 \rho_s / 2} \frac{dP_s}{4L} = \frac{d}{G_{eş}^2 / 2 \rho_s} \frac{dP_s}{4L} = \frac{d^3}{\text{Re}_{eş}^2 \mu_s^2 / 2 \rho_s} \frac{dP_s}{4L} \quad (5.15)$$

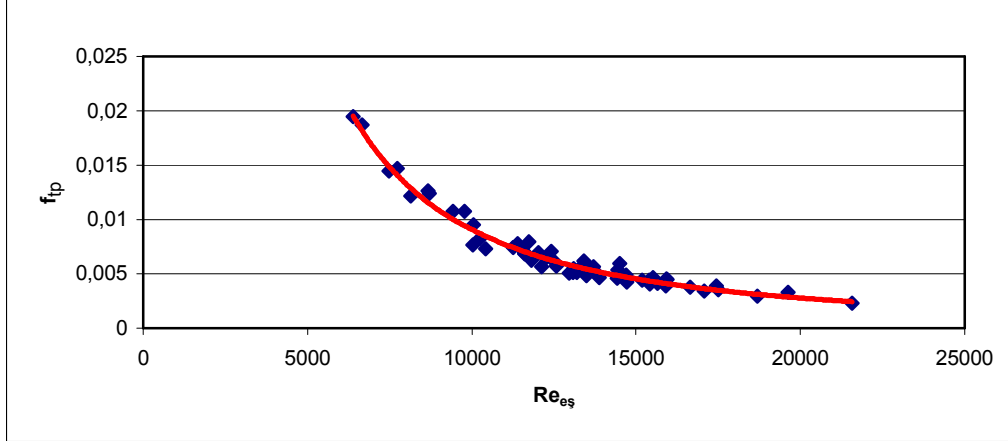
Yoğuşma esnasında sürtünmelerden ileri gelen basınç düşümü değerini tespit ettikten sonra iki fazlı akışa bağlı sürtünme katsayısı olan f_{tp} ile eşdeğer Reynolds sayısı olan $\text{Re}_{eş}$ arasındaki

ilişkiyi gösteren grafikler çizilmiştir. Aynı doyma sıcaklığında üç farklı kütleli akı için çizilmiş olan iki faz sürtünme katsayısı- $Re_{eş}$ değişimi şekil 5.26’de gösterilmiştir.



Şekil 5.26 Sürtünme Katsayısı- Reynolds Sayısı Değişimi

İki fazlı akış için bulunan sürtünme katsayısı ile $Re_{eş}$ arasındaki değişimi gösteren bir korelasyon geliştirildi.



Şekil 5.27 İki Fazlı Sürtünme Katsayısı- Eşdeğer Reynolds Değişimi için Oluşturulan Korelasyon

Geliştirilen korelasyon $f_{tp}=62387Re_{eş}^{-1,7094}$ şeklinde olup, korelasyon ile deneysel değerlerin değişimi şekil 5.27 de gösterilmiştir.

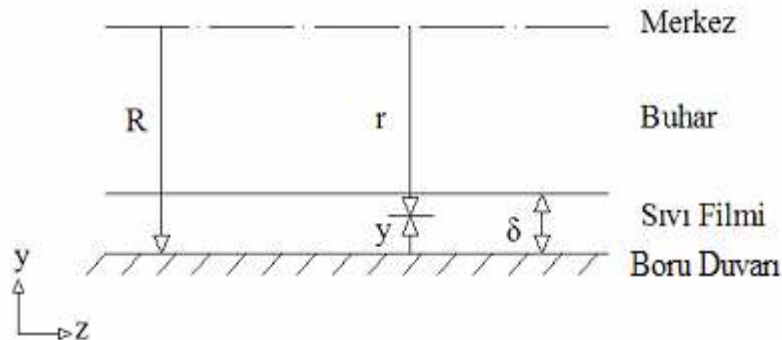
6. MATEMATİK MODEL

Boru içinde meydana gelen yoğuşmada farklı bölgelerde farklı akış özellikleri görülür. Oluşan bu farklı akış rejimleri ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümünü etkilemektedir. Dolayısı ile boru içinde meydana gelen yoğuşmada ısı taşınım katsayısının belirlenebilmesi için akış tipinin öncelikle tespit edilmesi gereklidir. Örneğin borunun giriş kısmında görülen halka akış ile ilerleyen bölgelerde oluşan akım tipleri için taşınım katsayısı ve basınç düşüşü ifadeleri birbirinden farklıdır. Her türlü akım tipi için geçerli olabilecek taşınım katsayısı ve basınç düşümü ifadesi iki fazlı akışların karmaşık olan yapısından dolayı geliştirilememiştir.

Bu çalışmada, basınç düşüşü ile ısı taşınım katsayısı arasındaki ilişkiyi kuran bir model geliştirilmiştir. Bu modelde iki fazlı halka akış şartlarında sıvı filmindeki hız ve sıcaklık dağılımlarına eşdeğer tek faz sıvı akışı belirlenerek yoğuşmadaki ısı taşınım katsayısı tek faz sıvı için verilen bağıtlardan hesaplanmıştır.

KABULLER:

- Eşdeğer tek faz sıvı akışı türbülanslı ve tam gelişmiş akış,
- Boru yüzeyindeki sıvı filmi üzerinden ısı iletimle geçmektedir,
- Boru boyunca yüzey sıcaklığı sabit,
- Akışkanın fiziksel özellikleri sabit,
- Buhar fazı içinde sıvı damlacıkları yok,
- Akım tipi halka



Şekil 6.1 Yatay boru içindeki akışta halka akışın şematik şekli

Gözönüne alınan R yarıçaplı borunun içinden δ kalınlığında ve halka şeklinde sıvı filmi akmaktadır. Öncelikle iki fazlı akışa eşdeğer tek faz sıvı akışının laminar veya türbülanslı olduğu tespit edilir.

6.1 Akım Tipinin Belirlenmesi

Tam gelişmiş boru içinde meydana gelen basınç düşümü için,

$$\frac{\Delta P}{dz} = \lambda \frac{1}{d} \rho \frac{u^2}{2} \quad (6.1)$$

eşitliği ile,

Hız ifadesi;

$$u = \frac{\text{Re}^* \nu}{d} \quad (6.2)$$

eşitliği ile ve

Türbülanslı akış halinde pürüzsüz borular içinde akış halinde ise sürtünme katsayısı ise,

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} \quad 3.10^3 < \text{Re} < 2.10^4 \quad (6.3)$$

$$\lambda = \frac{0,184}{\text{Re}^{0,2}} \quad 2.10^4 < \text{Re} < 2.10^6 \quad (6.4)$$

eşitlikleri ile belirlenir.

Eşitlik 6.1’de sürtünme katsayısı ifadesini eşitlik 6.5’de gösterildiği gibi hız cinsinden ifade edersek

$$\lambda = \frac{0,316}{\left(\frac{u^* d}{\nu} \right)^{0,25}} \quad (6.5)$$

ve eşitlik 6.1’de ifade edilen basınç düşüşü ifadesinde yerine yazıldığında hız değeri basınç düşüşünün bir fonksiyonu olarak bulunur.

$$\frac{\Delta P}{dz} = \frac{0,316}{\left(\frac{u^* d}{\nu} \right)^2} \frac{1}{d} \rho \frac{u^2}{2} \quad (6.6)$$

Basınç düşüşünün bilindiği bir durumda eşitlik 6.6 ile hız değeri bulunur. Bulunan bu hız değeri yardımı ile akım tipinin belirlenebilmesi için Reynolds sayısı hesaplanır.

$$Re = \frac{u * d}{\nu} \quad (6.7)$$

Hesaplanan Re sayısına göre akımın laminar veya türbülanslı olduğu tespit edilir.

Akım tipi belirlendikten sonra boru içinde tam gelişmiş akış halinde basınç düşüşü bilindiğinde τ_d kayma gerilmesi akışkandaki kuvvet dengesi yazılarak,

$$\Delta P \frac{\pi d^2}{4} = \tau_d (\pi d L) \quad (6.8)$$

$$\tau_d = \frac{d}{4} \frac{\Delta P}{dz} \quad (6.9)$$

eşitliği ile elde edilir.

6.2 Sıvı Kütlesel Debinin Belirlenmesi

Boru yüzeyinden akan sıvı miktarı ise,

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{toplam} (1 - x) \quad (6.10)$$

eşitliği ile verilir.

6.3 Hız Dağılımının Belirlenmesi

Türbülanslı akışta sıvı filmi kalınlığı hesaplayabilmek için öncelikle hız dağılımının tespit edilmesi gerekir.

Türbülanslı akışta hız dağılımı için

$$u^+ = \frac{u}{\sqrt{\tau_d / \rho}} \quad (6.11)$$

$$y^+ = y \frac{\sqrt{\tau_d / \rho}}{\nu_s} \quad (6.12)$$

boyutsuz değişkenler tanımlanır. Üniversal hız dağılımı sıvı filminin bulunduğu bölgeye göre,

$$0 < y^+ < 5 \quad \text{Laminer alt tabaka için} \quad u^+ = y^+ \quad (6.13)$$

$$5 \leq y^+ < 30 \quad \text{Tampon bölge için} \quad u^+ = 5.0 \ln y^+ - 3.05 \quad (6.14)$$

$$30 \leq y^+ \quad \text{Türbülanslı bölge için} \quad u^+ = 2.5 \ln y^+ + 5.05 \quad (6.15)$$

bağıntıları ile ifade edilmiştir.

6.4 Sıvı Filmi Kalınlığının Belirlenmesi

Boru yüzeyinde akan ve kalınlığı y olan sıvı filmi eşitlik 6.10 ve 6.16'nın birbirine eşitlenmesi ile bulunur. Hız profilinin belirlenmesinden sonra kesitteki sıvı kütleli debisi,

$$\dot{m}_s = \int_0^y 2\pi \rho u y dy \quad (6.16)$$

eşitliği ile bulunur.

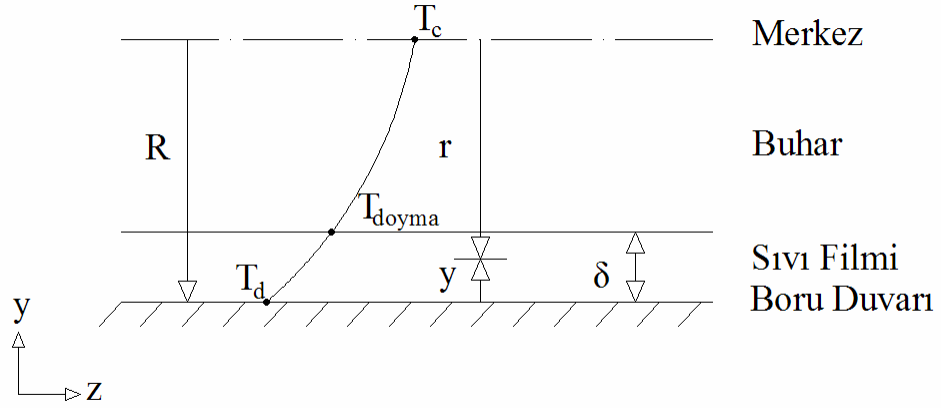
$$\dot{m} = \dot{m}_{laminar} + \dot{m}_{tampon} + \dot{m}_{türbülans} \quad (6.17)$$

$$\dot{m} = \left(-2\pi \rho \frac{V_s^2}{u_*} \right) \left\{ \int_0^5 y^{+2} dy^+ + \int_5^{30} (5.0 \ln y^+ - 3.05) y^+ dy^+ + \int_{30}^{\delta^+} (5.05 + 2.5 \ln y^+) y^+ dy^+ \right\} \quad (6.18)$$

eşitliği ile ifade edilir ve sıvı filminin kalınlığı hangi bölgede ise o bölgeye ait denklem çözümü yapılarak sıvı filmi kalınlığı bulunur.

6.5 Sıcaklık Dağılımının Belirlenmesi

Sıvı filmi kalınlığı bulunduktan sonra sıvı filmi içindeki sıcaklık dağılımının belirlenmesi gerekir. Bunun içinde sıvı filminin hangi bölgede olduğunun tespit edilmesi gereklidir. Belirlenen bu bölgelere göre sıcaklık dağılımı ifadeleri kullanılır.



Şekil 6.2 Yatay boru içinde halka akış kesitinde sıcaklık profili

Şekil 6.2'den de görüldüğü gibi yatay boru içindeki akışta akışın belirlenen şartlarda tek faz sıvı türbülanslı akış olması halinde sıcaklık dağılımını bulmak için Von-Karman tarafından geliştirilen eşitlikler kullanıldı. $\delta = 0$ 'dan $\delta = R$ 'ye kadar değişebilen sıvı filmi içindeki sıcaklık dağılımı y^+ boyutsuz parametresine bağlı olarak;

Laminer bölge için $0 < y^+ < 5$

$$\frac{T_d - T}{T_d - T_c} = \frac{\zeta \text{Pr} \frac{y}{y_l}}{\zeta \text{Pr} + \ln(1 + 5\zeta \text{Pr}) + 0.5 \ln \frac{\text{Re}}{60} \sqrt{\frac{f}{2}}} \quad (6.19)$$

Tampon bölge için $5 \leq y^+ < 30$

$$\frac{T_d - T}{T_d - T_c} = \frac{\zeta \text{Pr} + \ln[1 + \zeta \text{Pr}(\frac{y}{y_l} - 1)]}{\zeta \text{Pr} + \ln(1 + 5\zeta \text{Pr}) + 0.5 \ln \frac{\text{Re}}{60} \sqrt{\frac{f}{2}}} \quad (6.20)$$

eşitlikleri ile verilir.

Burada T_c tek faz sıvı akması halinde eksenindeki sıvı sıcaklığı olup y_l değeri de $y^+ = 5$ 'de ki y 'nin değerine eşittir.

Türbülanslı bölge için $y^+ > 30$

$$\frac{T_d - T}{T_d - T_c} = \frac{\zeta \text{Pr} + \ln(1 + 5\zeta \text{Pr}) + 0.5 \ln \frac{\text{Re}}{60} \sqrt{\frac{f}{2}} \frac{y}{R}}{\zeta \text{Pr} + \ln(1 + 5\zeta \text{Pr}) + 0.5 \ln \frac{\text{Re}}{60} \sqrt{\frac{f}{2}}} \quad (6.21)$$

eşitliği geçerlidir.

$y = \delta$ mesafesindeki sıvı filminin bulunduğu bölge tespit edildikten sonra bu bölge için geçerli olan sıcaklık dağılımı ifadesinde T sıcaklığı yerine T_{doyma} yazılarak δ kalınlığındaki sıvı filminin sahip olduğu eksen sıcaklığı bulunur.

6.6 Yüzeyden Geçen Isı Miktarının Bulunması

Laminer alt tabakadaki sıcaklık dağılımını veren ifadedeki T sıcaklığının y ye göre türevi alınarak sıcaklık dağılımına göre yüzeyden geçen ısı akısı bulunur.

$$\dot{q} = -k \left. \frac{dT}{dy} \right|_{y=0} \quad (6.22)$$

6.7 Yoğuşmadaki Taşınım Katsayısının Belirlenmesi

Yüzeyden geçen ısı taşınımıyla geçtiğinden geçen ısı miktarı Newton'un soğuma kanunu ile

$$\dot{q} = h(T_{\text{doyma}} - T_d) \quad (6.23)$$

şeklinde ifade edilir.

Eşitlik 6.22 ve 6.23 birleştirilirse taşınım katsayısı,

$$h = \frac{-k \left. \frac{dT}{dy} \right|_{y=0}}{(T_{\text{doyma}} - T_d)} \quad (6.24)$$

eşitliği ile tesbit edilir.

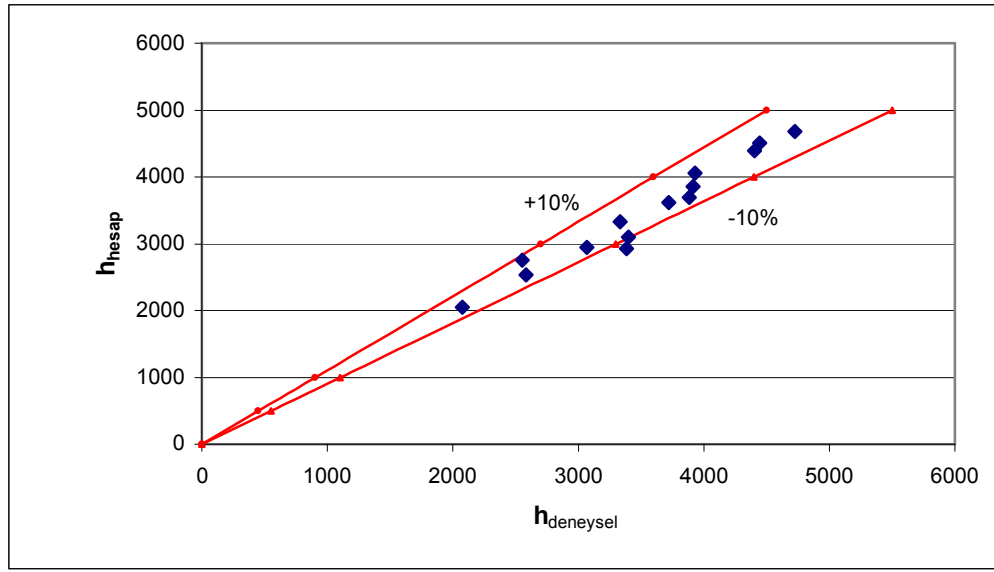
6.8 Sonuç

Yapılan deneysel çalışma; doyma sıcaklığının 30-43°C sıcaklıkları arasında, kütsel akının yaklaşık olarak 47-57-76-85-94 ve 116 kg/m²s değerleri için iç çapı 4mm olan pürüzsüz düz boru içinde gerçekleştirilmiştir. Deneysel değerler incelendiğinde sıvı filmi içindeki akışın türbülanslı olduğu görüldü ve çözümde boru içindeki akışlarda türbülanslı akış için kullanılan bağıntılar kullanıldı. Geliştirilen modelin doğruluğunu tespit edebilmek için deneysel değerler kullanılarak matematik model ile taşınım katsayıları hesaplandı. Model ile hesaplanan taşınım katsayılarının değerleri ile deneysel çalışma sonucunda elde edilen taşınım katsayıları Çizelge 6.1’de verilmiştir. Çizelgeden bunların birbirleri ile uyumlu olduğu görülmektedir.

Çizelge 6.1 İçyüzeyi pürüzsüz düz boru içinde yoğuşma esnasında elde edilen deneysel ve geliştirilen modelden elde edilen taşınım katsayıları

$T_{\text{doyma}}(^{\circ}\text{C})$	G (kg/m ² s)	$(T_{\text{doyma}} - T_d)$ ($^{\circ}\text{C}$)	$x_{\text{giriş}}$	$x_{\text{çıkış}}$	h_{deney} (W/m ² K)	h_{model} (W/m ² K)	Hata %
30	47	1,68	1	0,73	2045	2074	1,41
35	77	1,92	1	0,73	3614	3723	2,92
35	86	2	1	0,70	3691	3887	5,31
35	57,73	3	1	0,57	2537	2586	1,95
35	92,66	1,6	1	0,78	3854	3916	1,62
42,37	116,43	2,28	1	0,70	4684	4725	0,87
40	76	1,63	1	0,76	3327	3334	0,2
40	118	1,27	1	0,84	4510	4444	-1,46
30	85	2,63	1	0,64	4394	4402	0,182
30	85	1,56	0,933	0,7161	4057	3930	-3,13
30	85	1,94	0,857	0,649	2933	3387	13,4

30	85	2,205	0,805	0,607	3101	3401	9,6
30	76	1,92	1	0,7	2950	3067	3,81
30	76	2,041	0,923	0,711	2759	2553	7,4



Sekil 6.3 Model ile hesaplanan taşınım katsayıları ile deneylerden elde edilen taşınım katsayılarının mukayesesi

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu doktora tez çalışmasında; alternatif bir soğutucu akışkan olarak günümüzde gittikçe ilgi gören R600a (İsobütan)'nın iç çapı 4 mm olan yatay düz boru içersinde yoğuşma deneyleri yapılarak taşınım katsayıları ve basınç düşüşü incelenmiştir. Deneyler 47-57-76-85-94 ve 116 kg/m²s kütlelesel akılarında ve 30-43°C doyma sıcaklıkları arasında farklı kuruluk derecelerinde gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmanın yanında basınç düşüşü ile ısı taşınım katsayısı arasındaki ilişkiyi kuran bir model de geliştirilmiştir.

7.1 Sonuçlar

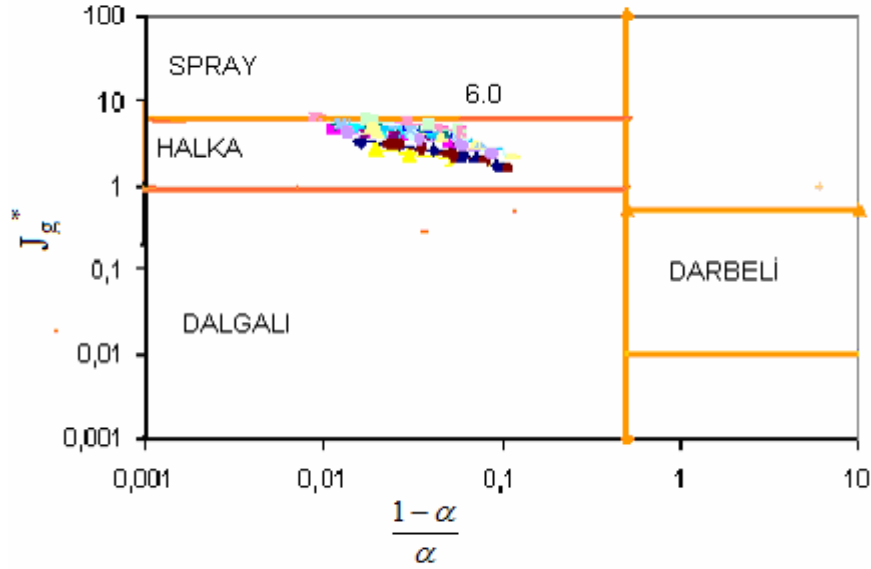
- İki fazlı akışlarda ısı taşınım katsayısı akış rejimlerine bağlıdır. Yoğuşma sırasında akışkanın kütlelesel akısı, sıvı buhar fazının fiziksel özellikleri, geometrisi, yerçekimi kuvveti, atalet ve kayma kuvvetlerinin birbirine göre olan etkilerinden dolayı çeşitli akış rejimleri oluşur buda taşınım katsayısını etkiler. Dolayısı ile taşınım katsayısının doğru tespiti için ilk olarak akış rejimi tespit edilmelidir. Kurulan deney tesisatında yapılan deneysel çalışma esnasında oluşan akım tiplerinin belirlenmesine yönelik test bölgesinin giriş ve çıkışına yerleştirilmiş olan gözetleme camları ile deneyler sırasında çekilen görüntüler yardımı ile giriş ve çıkıştaki akım tipleri belirlendi.



Şekil 7.1 Deneyler Sırasında Akım Tipinin Tespiti için Çekilen Fotoğraf

Yapılan fotoğraf çekimlerinden deneylerin yapıldığı kütlelesel akılarda akımın halka akış olduğu gözlemlendi. Gözlemle tesbit edilen akım tipinin literatürde geliştirilmiş olan akış haritalarında da doğruluğu araştırıldı. Breber(1980), Tandon(1982) ve Cavallini vd.(2002)

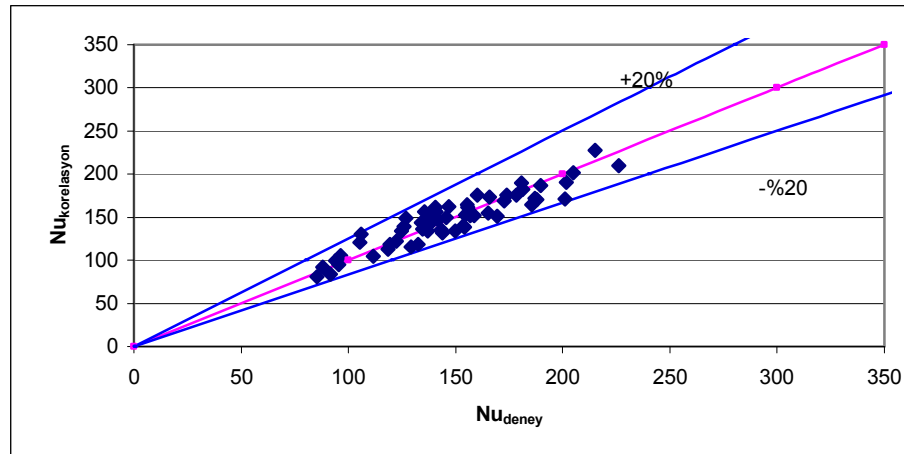
tarafından geliştirilmiş haritalara deneysel değerler yerleştirildi ve deneysel değerlerin hemen hepsinin halka akış bölgesinde olduğu görüldü. (Şekil 5.10-5.12)



Şekil 7.2 Deneysel verilerin Tandon'un akış haritasında incelenmesi

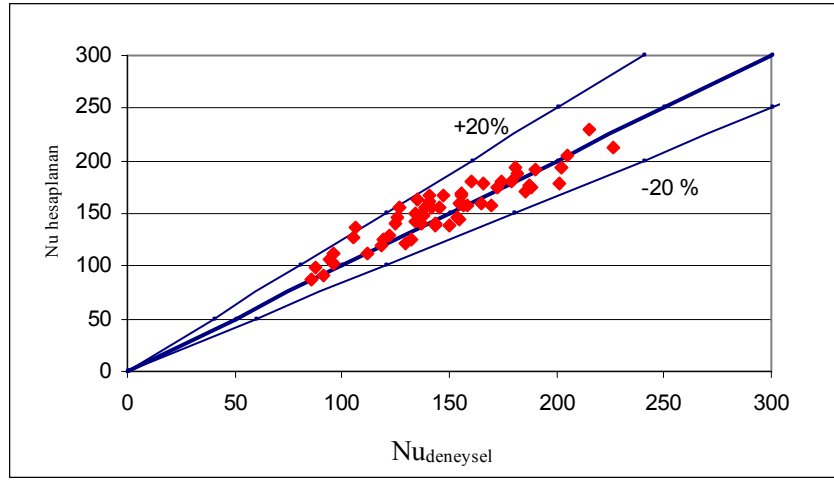
Deneysel sırasında yapılan fotoğraf çekimleri ve daha sonra deneylerden elde edilen verilerin akış haritaları üzerindeki analizi akım tipinin halka olduğu tespit edildi.

● Taşınım katsayısının tespitine yönelik yapılan deneylerden elde edilen ölçümler kullanılarak Nu değerleri hesaplandı. Curve Expert 1.3 programında $y=ax^b$ fonksiyonu tanımlanarak Nu- $Re_{eş}$ değişimini ifade eden $Nu=0,04599Re_{eş}^{0,8525}$ şeklinde bir korelasyon geliştirildi. Geliştirilen bu korelasyondan elde edilen Nu sayıları ile deneysel verilerden elde edilen Nu sayılarının mukayesesi yapıldığında değişimin ± 20 aralığında içinde gerçekleştiği görüldü.



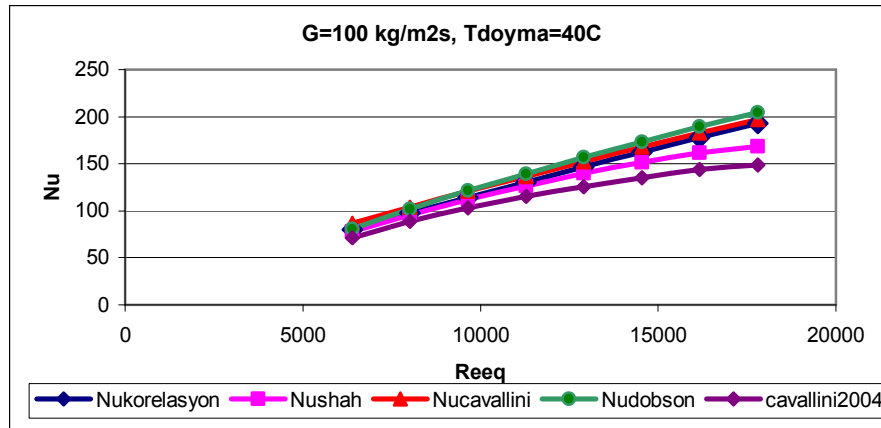
Şekil 7.3 Deneysel Verilerin Oluşturulan Korelasyon ile Mukayesesi

●Deneyisel çalışma sonucunda elde edilen verilerin çalışmanın akım tipi olan halka akış için kaynak araştırmasında detaylı bir şekilde anlatılan korelasyonlardan altı tanesi ile mukayesesi yapıldı. Bunlar sırası ile Cavallini-Zecchin(1974), Shah(1979), Traviss(1973) korelasyonları ve yakın tarihte Dobson-Chato(1994) ve Cavallini vd.(2001 ve 2003) tarafından geliştirilmiş korelasyonlardır. Şekil 6.10 ve 6.15’de de görüldüğü üzere deneyisel değerlerin sözü edilen korelasyonlarla $\pm\%20$ aralığında oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Deneyisel verilerin mukayesesi için kullanılan korelasyonlardan biri olan Cavallini-Zecchin korelasyonu ile yapılan mukayese Şekil 7.4’de görülmektedir.



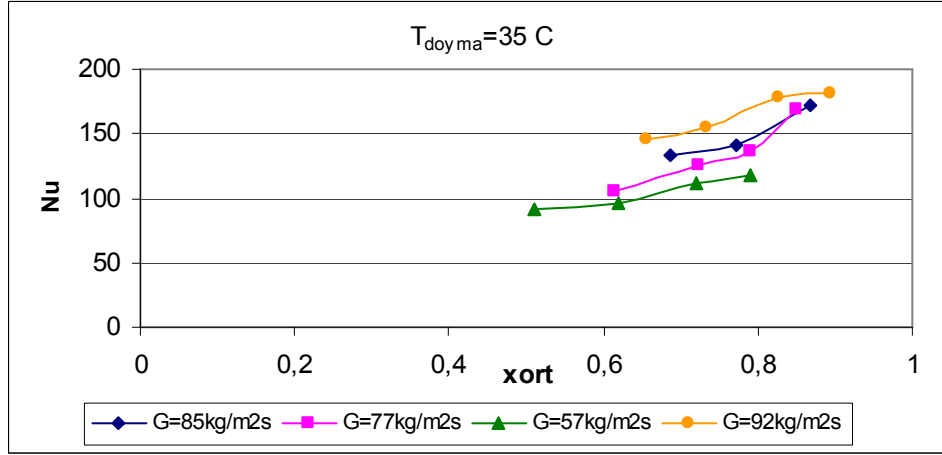
Şekil 7.4 Deneyisel verilerin Cavallini-Zecchin Korelasyonu ile Mukayesesi

●Bu çalışmada geliştirilen korelasyon, halka akış için literatürde verilen diğer korelasyonlarla karşılaştırılmış ve sonuç şekil 7.5’te verilmiştir. Görüldüğü gibi aralarında bir uyumun bulunduğu söz edilebilir.



Şekil 7.5 Oluşturulan Korelasyonun Literatürdeki Bağıntılarla Karşılaştırılması

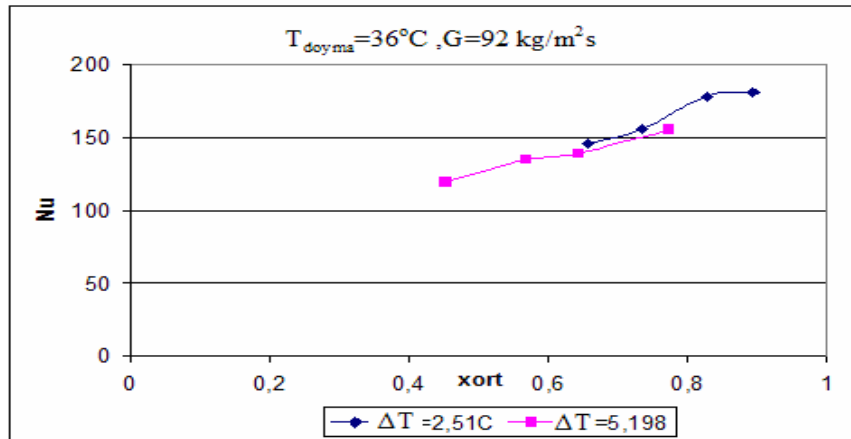
- Yapılan deneyler neticesinde kütleli akı değeri arttıkça boru içinden akan buharın hızında bir artış olmuş ve bu artışın yoğuşma sırasında sıvı filmi üzerinde inceltici bir etki göstererek taşınım katsayısının değerini arttırmıştır.



Şekil 7.6 Nusselt Sayısının-Ortalama Kuruluk Derecesi ile Değişimi

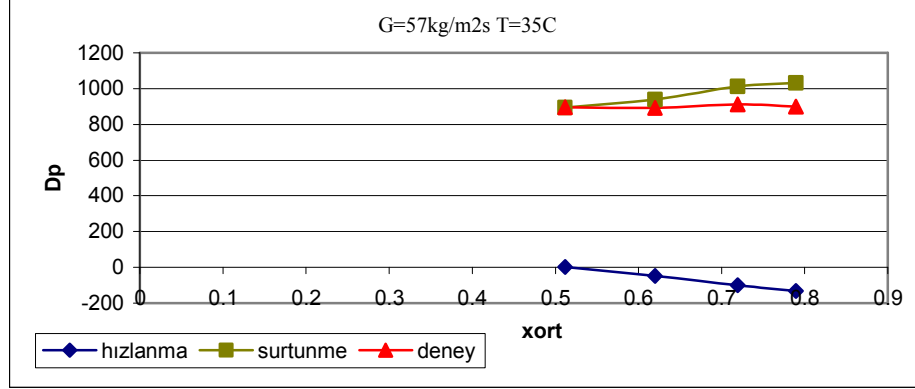
Nu sayısının ortalama kuruluk derecesine göre değişimi şekil 7.6’da verilmiştir. Görüldüğü üzere kuruluk derecesi azaldığında Nu sayısı da azalmaktadır. Bu durum yoğuşmadan dolayı boru içinde oluşan sıvı filmi kalınlığının artması sonucunda taşınım katsayısının ve dolayısıyla Nu sayısının azalmasından kaynaklanmaktadır.

- Isı taşınım katsayısına etki eden bir başka parametre de buhar sıcaklığı ile yüzey sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkıdır. Şekil 7.7’de görüldüğü gibi sıcaklık farkı arttıkça boru içinde yoğuşan akışkan miktarındaki artıştan dolayı sıvı filminin oluşturduğu direnç artmakta ve ısı kolaylıkla transfer edilemediğinden taşınım katsayısının değeri azalmaktadır.



Şekil 7.7 Nu sayısının ortalama kuruluk derecesi ile değişimine sıcaklık farkının etkisi

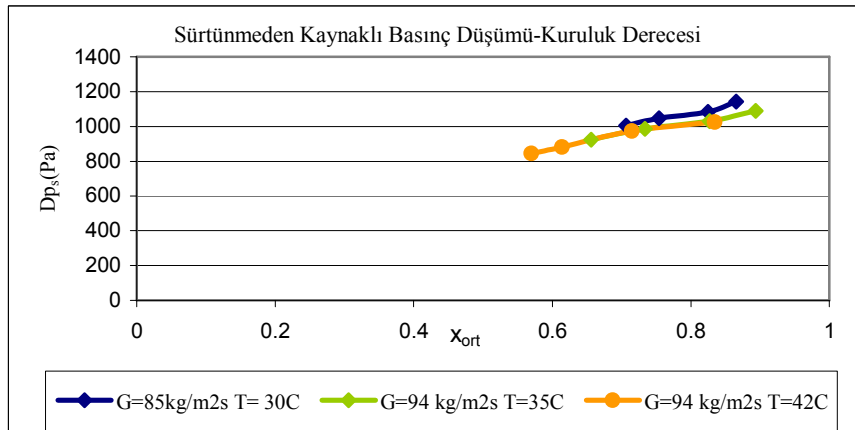
- Deneysel çalışma sırasında toplam basınç düşüşü hassas bir şekilde ölçülmüş ve elde edilen deneysel sonuçlar sürtünmeden ve hız değişiminden kaynaklanan olmak üzere ayrı ayrı analiz edilerek grafiklerle gösterilmiştir.



Şekil 7.8 Toplam Basınç Düşüşü İçinde Sürtünme ve Hız Değişiminden Meydana Gelen Basınç Düşüşü Değerleri

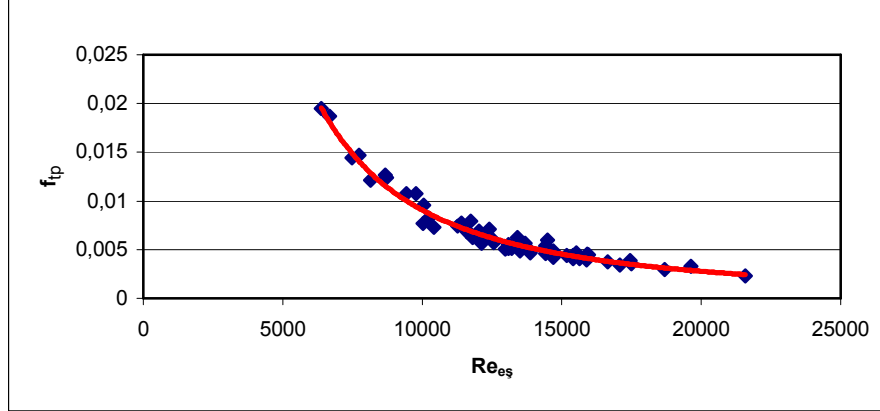
Hız değişiminden kaynaklanan basınç düşüşleri deneyler sırasında hassas bir şekilde hesaplanan kuruluk değerleri ile hesaplandı ve buna bağlı olarakta sürtünme basınç düşüşü tespit edildi. Şekil 7.8’den de görüldüğü üzere yapılan deneysel çalışma esnasında meydana gelen basınç düşüşü değerlerinde en büyük etkiyi sürtünmeden kaynaklanan basınç düşüşü meydana getirmektedir.

- Sürtünmeden dolayı meydana gelen basınç düşüşü değerleri tespit edildikten sonra kuruluk derecesi ile değişiminin farklı kütleli akı ve doyma sıcaklıklarına bağlı olarak Şekil 7.9’da ki gibi olduğu görüldü.



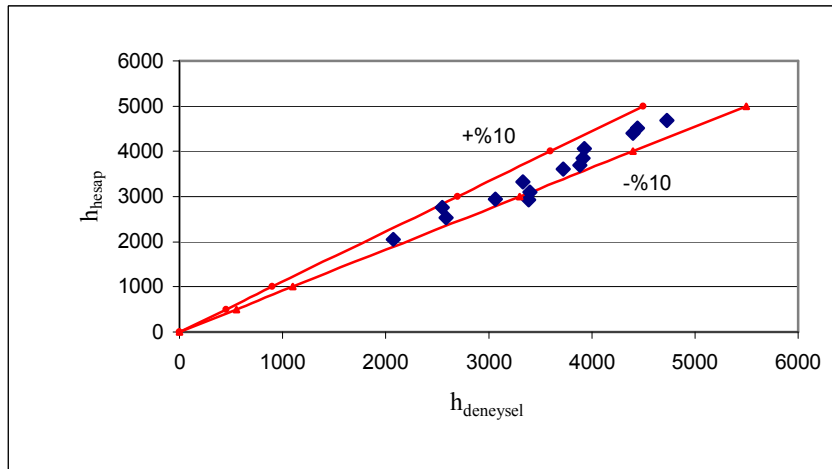
Şekil 7.9 Sürtünmeden Kaynaklanan Basınç Düşüşünün Kuruluk Derecesi ile Değişimi

●Yoğuşma sırasında sürtünmeden kaynaklanan basınç düşüşü değeri tespit edildikten sonra iki fazlı akışa bağlı sürtünme katsayısı olan f_{tp} ile $Re_{eş}$ arasında $f_{tp}=62387Re_{eş}^{-1,7094}$ şeklinde bir korelasyon oluşturuldu.



Şekil 7.10 İki Fazlı Sürtünme Katsayısı ve Eşdeğer Reynolds Sayısı için Oluşturulan Korelasyon ile Deneysel değerlerin mukayesesi

●Basınç düşüşü ve taşınım katsayısı arasındaki ilişkiyi gösteren bir matematik model geliştirilmiştir. Bu modelde iki fazlı halka akış şartlarında sıvı filmindeki hız ve sıcaklık dağılımlarına eşdeğer tek faz sıvı akışı belirlenerek yoğuşmadaki ısı taşınım katsayısı tek faz sıvı için verilen bağıntılardan hesaplanmıştır. Temelde basınç düşüşü ile ısı taşınım katsayısı arasında ilişki kurmayı amaçlayan bu model ile hesaplanan taşınım katsayısı değerleri ile deneysel değerlerin birbirleri ile Şekil 7.11’de görüldüğü gibi $\pm\%10$ aralığında uyumlu olduğu görülmüştür.



Şekil 7.11 Modelden Hesaplanan Taşınım Katsayıları ile Deneylerden Hesaplanan Taşınım Katsayılarının Mukayesesi

7.2 Öneriler

- *Alternatif bir akışkan olarak görülen R600a'nın diğer soğutucu akışkanlar ile mukayesesi yapıp soğutma çevrimlerindeki performans etkisi incelenebilir.
- *Deneyler farklı çaplarda tekrarlanarak ısı taşınım katsayısına çapın etkisi incelenebilir.
- *Farklı geometrilerdeki borular ile deneyler tekrarlanarak ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümü değişimleri incelenebilir.
- *Taşınım katsayısının arttırılmasına yönelik olarak test borusu içinde değişiklikler yapılarak deneylerin tekrarlanabilir.
- *Literatürde yeni incelenmeye başlanan R600a akışkanın bu tez kapsamında yatay'daki yoğuşması incelenmiş olup dikey ve eğimli borularda ki davranışı incelenebilir.
- *R600a soğutucu akışkanının mineral yağlarla uyumu incelenebilir.
- * Boru pürüzlülüğünün taşınım katsayısına etkisi incelenebilir.
- *Camdan gerçek kondenser borusu yapıp deneyler tekrarlanarak basınç düşüşlerinin en çok hangi bölgelerde meydana geldiği tesbit edilerek sonuçlar uygulamaya aktarılabilir.
- *Test bölgesi camdan yapılarak yoğuşma sırasında oluşan dalga hareketi ve bunun taşınım katsayısına etkisi incelenebilir.

KAYNAKLAR

- Apréa C., Greco A., Vanoli G.P., (2003) "Condensation heat transfer coefficients for R22 ve R407C in gravity driven flow regime within a smooth horizontal tube" *International Journal of Refrigeration* 26. pp.393-401
- Boissieux X., Heikal M.R., Johns R.A. (2000) "Two phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part II: condensation" *International Journal of Refrigeration* 23. pp.345-352
- Bonhomme, D.M. (1991), "Condensation of Ozone-Safe Refrigerants in Horizontal Tubes" ACRC Technical Report 06
- Breber G., Palen J.W., Taborek J. (1980), "Prediction of horizontal tubeside condensation of pure components using flow regime criteria" *Journal of Heat Transfer*, vol.102, pp.471-476
- Butterworth D. (1975), A comparison of some void-fraction relationships for co-current gas-liquid flow" *Int.J.Multiphase Flow* Vol.1, pp. 845-850
- Carey V.P. (1992), *Liquid-Vapor Phase Change Phenomena: An Introduction to The Thermophysics of Vaporization and Condensation Process in Heat Transfer Equipment*, Hemisphere, New York
- Cavallini Alberto, Censi Giuseppe, Col Davide Del, Doretto Luca, Longo Giovanni, Rossetto Luisa "In-Tube condensation of halogenated refrigerants" *Ashrae Transactions*, pp.146-161
- Cavallini Alberto, Censi Giuseppe, Col Davide Del, Doretto Luca, Longo Giovanni, Rossetto Luisa "Condensation of refrigerants inside plain and enhanced tubes" 3rd European Thermal Sciences Conference 2000
- Cavallini A., Hajal J.El, Thome J.R., (2003) "Condensation in horizontal tubes, part 1: two-phase flow pattern, part2: new heat transfer model based on flow regimes" *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.46, pp.3349-3363
- Cavallini Alberto, Censi Giuseppe, Col Davide Del, Doretto Luca, Longo Giovanni, Rossetto Luisa "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* 24. pp.73-87
- Chen S.L, Gerner F.M, Tien C.L (1987), "General film condensation correlations" *Experimental Heat Transfer*, vol.1, pp.93-107
- Chen I.Y ve Kocamustafaoğulları G. (1987), "Condensation heat transfer studies for stratified cocurrent two-phase flow in horizontal tubes" *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.30. No.6, pp.1133-1148
- Chen L., Tian Y.S, Karayiannis T.G., (2004) "R134a flow patterns in small diameter tubes" 3rd international Symposium on two phase flow modelling and experimentation
- Chisholm D. (1980), "Turbulent film heat transfer coefficients during condensation in tubes" *Int. J. Heat and Fluid Flow* Vol.2 No.3
- Chisholm D. (1973), "Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two phase mixtures in smooth tubes and channels" *Int. J. Heat and Mass Transfer* Vol.16, pp.347-358

Chitti M.S, Anand N.K.(1995), "An analytical model for local heat transfer coefficients for forced convective condensation inside smooth horizontal tubes" *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.38. No.4, pp.615-627

Coleman W.John, Garimella Srinivas (1999), "Characterization of two phase flow patterns in small diameter round and rectangular tubes " *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.42. pp.2869-2881

Coleman W.John, Garimella Srinivas (2003), "Two phase flow regimes in round, square and rectangular tubes during condensation of R134a" *International Journal of Refrigeration* 26. pp.117-128

C.P.Tso ve Sugawara S. (1990), "Film thickness prediction in a horizontal annular two-phase flow" *Int.J.Multiphase Flow* Vol.16, No.5, pp. 867-884

D.A.Yashar, T.A.Newell ve J.C.Chato (1998), "Experimental Investigation of Void Fraction During Horizontal Flow in Smaller Diameter Refrigeration Applications" ACRC Technical Report 141

Dobson, M.K. ve Chato, J.C. (1993), "Experimental Evaluation of Internal Condensation of Refrigerants R-134a and R12" ACRC Technical Report 38

Dobson, M.K. ve Chato, J.C. (1994), "Heat Transfer and Flow Regimes During Condensation in Horizontal Tubes" ACRC Technical Report 57

Dobson M.K., Chato J.C. (1998), "Condensation in smooth horizontal tubes" *Journal of Heat Transfer* ,Vol 120, pp.193-212

Eckels Steven J.,Ph.D ve Brian Tesene (2002), "Forced Convective Condensation of Refrigerants R-502 and R-507 in Smooth and Enhanced Tubes" *Ashrae Transaction* Vol.108, No.2, pp.627-637

Garcia O. -Valladares (2003), "Review of in -tube condensation heat transfer correlations for smooth and microfin tubes" *Heat Transfer Engineering*, 24(4): 6-24

Granryd Eric (2001) "Hydrocarbons as refrigerants-an overview" *International Journal of Refrigeration* 24. pp.15-24

Genceli, O. F., 1999 Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul

Harms Todd M., Groll Eckhard A., Li Daqing, Braun James E.(2003), " Avoid fraction model for annular flow in horizontal tubes" *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.46, No.21, pp.4051-4057

H.Jaster ve Kosky G.(1976), "Condesation heat transfer in a mixed flow regime" *International Journal of Heat and Mass Transfer*Vol.19.pp.95-99

Ho-Saeng Lee, Jung-in Yoon, Jae-Dol Kim, P.K.Bansal (2006) "Condensing heat transfer and pressure drop characteristics of hydrocarbon refrigerants" *International Journal of Heat and Mass Transfer*

Incropera, F. P. ve Dewitt D. P., 2001. Isı ve Kütle geçişinin Temelleri, Literatür Yayıncılık, İstanbul

James P.W., Wilkes N.S., Conkie W. ve Burns A. (1987) "Developments in the modelling of horizontal annular two-phase flow" *International Journal of Multiphase Flow* Vol.12, No.2, pp. 173-198

- Jaster H. Ve Kosky P.G (1976), "Condensation heat transfer in a mixed flow regime" *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.19.,pp.95-99
- Jensen M.K. (1987), "The liquid film and the core region velocity profiles in annular two-phase flow" *Int.J.Multiphase Flow* Vol.13, No.5, pp.615-628
- Jung Dongsoo, Song Kil-hong, Cho Y., Kim Sin-jong (2003) "Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants" *International Journal of Refrigeration* 26. pp. 4-11
- Jung Dongsoo, Chae Soonam, Bae Dongsoo, Oho Sukjae (2004) "Condensation heat transfer coefficients of flammable refrigerants" *International Journal of Refrigeration* 27. pp.314-317
- Kadambi.V (1982), "Stability of annular flow in horizontal tubes" *International Journal of Multiphase Flow* Vo.8, pp.311-328
- Kandlikar S., Garimella S., Li D.,Colin S., King M., "Heat transfer and fluid flow in michannels and microchannels" (2006) Elsevier ltd.
- Kim Man-Hoe, Shin Seob (2005), "Condensation heat transfer of R22 ve R410A in horizontal smooth and microfin tubes" *International Journal of Refrigeration* 28, pp.949-957
- Koyama Shigeru, Lee Joodong, Yonemoto Ryuuichirou (2004), "An investigation on void fraction of vapor-liquid two-phase flow for smooth and microfin tubes with R134a at adiabatic condition" *International Journal of Multiphase Flow* 30, pp.291-310
- Kutateladze S.S.ve Gogonin I.I.(1979),"Heat transfer in film condensation of slowly moving vapour", *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.22,pp.1593-1599
- Kutateladze S.S.(1982),"Semi-empirical theory of film condensation of pure vapors", *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.25,No.5,pp.653-660
- Liao N.S ve Wang C.C (1990), "Transient response characteristics of two-phase condensing flow" *Int.J.Multiphase Flow* Vol.16, pp. 139-151
- Lee Ho-Saeng, Yoon Jung-In, Kim Jae-Dol, Bansal P.K. (2006), "Condensing heat transfer and pressure drop characteristics of hydrocarbon refrigerants" *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46, pp.1922-1927
- Lee Ho-Saeng, Yoon Jung-In, Kim Jae-Dol, Bansal P.K. (2006), "Characteristics of condensing and evaporating heat transfer using hydrocarbon refrigerants" *Applied Thermal Engineering* 26, pp.1054-1062
- Leonardi E., Maclaine-cross I.L(1997), "Why hydrocarbons save energy" *AIRAHA Journal* Vol.51,pp.33-37
- Levy S.(1960), "Steam slip- theoretical prediction from momentum model", *Journal of Heat Transfer*No.82 ,pp.113-124
- Lockhart R.W, Martinelli R.C (1949), "Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two component flow in pipes", *Chemical engineering progress* 445, 1, pp.39-48
- Maclaine I. L. -cross E. Leonardi , "Why Hydrocarbons Save Energy", *AIRAH Journal*, June 1997, Volume 51 No. 6, pp. 33-37.
- Mandhane J.M., Gregory G.A. ve Aziz K. (1974), "A flow pattern map for gas-liquid flow in horizontal pipes" *Int.J.Multiphase Flow* Vol.1, pp. 537-553

- Moser K.W., Webb R.L. ve B.Na (1998), "A new equivalent reynolds number model for condensation in smooth tubes" Transactions of the ASME, Vol.120, pp. 410-417
- Nino V.G, Adams D., Hrnjak P.S., Newell T.A., "Characteristics of two phase flow in microchannel" ACRC project 131
- Nogueira E., Dantas B.D. ve Cotta R.M. (2004), "Analysis of interfacial and mass transfer effects on forced convection in gas-liquid annular two-phase flow" Thermal Engineering, No.5, pp.45-51
- Nualboonrueng Thipjak, Kaewon Jatuporn ve Wongwises Somchai (2003), "Two-phase condensation eat transfer coefficients of HFC-134a at high mass flux in smooth and micro-fin tubes" *Int.Comm.Heat Mass Transfer*, Vol.30, No.4, pp.577-590
- Pan Yang (2001), "Condensation characteristics inside a vertical tube considering the presence of mass transfer, vapor velocity and interfacial shear" *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.44, pp.4475-4482
- Refprop 7.0, NIST Standart Reference Data Program
- Pehlivan K., Hassan I., Vaillancourt M. (2006), " Experimental study on two-phase flow and pressure drop in milimeter-size channels" *Applied Thermal Engineering*
- Rifert V.G.(1988), "Heat transfer and flow modes of phases in laminar fim vapour condensation inside a horizontal tube" *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.31, pp.517-523
- Sardesai R.G., Owen R.G, Pulling D.J.(1981), "Flow regimes for condensation of a vapour inside a horizontal tube", *Chemical Engineering Science*, vol.36,pp.1173-1180
- Sarma P.K, Rao V.D., Kakac Sadık, Liu H.T., Subrahmanyam T. (2000) "A method to predict two phase pressure drop using condensation heat transfer data" *Int. Journal of Thermal Sciences* 39, pp.184-190
- Sarma P.K, Sastry C.V.N., Rao V.D., Kakac Sadık, Liu Hongton (2002) "Convective condensation heat transfer in a horizontal condenser tube" *Int. Journal of Thermal Sciences* 41, pp.295-301
- Schaffrat A., A.- Krüssenberg K., Fjodorow A., Gocht U., Lischke W. (2001), "Modeling of condensation in horizontal tubes" *Nuclear Engineering and Design* 204 , pp.251-265
- Shah M.M(1979), "A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes", *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.22, pp.547-556
- Shin Jeong Seob, Kim Moo Hwan (2004), " An experimental study of condensation heat transfer inside a mini-channel with a new measurement technique", *Int.J.Multiphase Flow* Vol.30, pp. 311-325
- Smith S.J., Shao L., Riffat S.B.,(2001) "Pressure drop of HFC refrigerants inside evaporator and condenser coils as determined by CFD" *Applied Energy* Vol.70, pp.169-178
- Soliman H.M., Azer N.Z.,(1971) "Flow patterns during condensation inside a horizontal tube" *Ashrae Semiannual meeting in Philadelphia, Pennsylvania*, January 24-28
- Spedding P.L. ve Spence D.R. (1993), "Flow Regimes In Two- Phase Gas- Liquid Flow" *Int.J.Multiphase Flow* Vol.19, No.2, pp.245-280

Steimle, F., "Tendencies in CFC Development", Proceedings of CFC's, The Day After Conference, pp 3-10, September 1994, Padova, Italy

Taitel Y. Ve Dukler E. (1976), "A theoretical approach to the Lockhart-Martinelli correlation for stratified" *Int.J.Multiphase Flow* Vol.2, pp.591-595

Tandon T.N., Varma H.K., Gupta C.P.(1985), "A void fraction model for annular two-phase flow", *Int.J.Heat Mass Transfer* Vol.28, No.1, pp.191-198

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., M.B. Ould Didi, N.Kattan(2002) "Prediction of two phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes", *International Journal of Refrigeration* Vol.25, pp.935-947

Thome J.R.(2004), "Update on advances in flow pattern based two phase heat transfer models" *Experimental Thermal and Fluid Science* Vol.29, pp.383-392

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.* January-March 2005, Vol. XXVII, No:1, pp.23-30

Thome J.R.(2004-2006), *Engineering Data Book III*, Wolverine Tube, Inc

Traviss D.P, Rohsenow W.M., Baron A.B., "Forced convection condensation inside tubes: A heat transfer equation for condenser design"

Traviss D.P, Rohsenow W.M., "Flow regimes in horizontal two phase flow with condensation"

Wallis G.B.(1968), "Use of Reynolds flux concept for analysing one-dimensional two-phase flow part 1. Derivation and verification of basic analytical techniques" *Int.J.Heat Mass Transfer* Vol.11, pp.445-458

Wallis G.B.(1968), "Use of the Reynolds flux concept for analysing one-dimensional two-phase flow part 11. Applications to two phase flow" *Int.J.Heat Mass Transfer* Vol.11, pp.459-472

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" *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.41, pp.4341-4349

Wang Chi-chuan, Chiang Ching-Shan, Lin Sheih-pei, Lu Ding-chung, "Two phase flow pattern for R134a inside a 6.5 mm smooth tube" *Ashrae Transactions: Symposia* 97-10-2

Wang Chi-chuan, Chiang Ching-Shan, Lu Ding-chung(1997b), "Visual observation of two phase flow pattern of R22, R134a and R407C in a 6.5mm smooth tube" *Exp.Therm.Fluid Sci.*, 15 (4), 395-405

Weisman J., Duncan D., Gibson J., Crawford T. (1979), "Effects of fluid properties and pipe diameter on two phase flow patterns in horizontal lines" *Int.J.Multiphase Flow* Vol.5, pp. 437-462

Wen Mao-Yu, Ho Ching-Yen, Hsieh Jome-Ming (2006), "Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R-290 (propane), R600(butane), and a mixture of R290/R600 in the serpentine small-tube bank" *Applied Thermal Engineering* Vol.26, pp.2045-2053

Wolverine Tube, Inc., Engineering Data Book

Yan Yi-Yie, Lin Tsing-Fa (1999), "Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe" *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.42, pp.697-708

Yih Siu-Ming, Liu Jung-Liang (1983), "Prediction of heat transfer in turbulent falling liquids films with or without interfacial shear", *AIChE Journal* Vol.29, No.6

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 18.12.1964

Doğum yeri İstanbul

Lise 1976-1981 Nişantaşı Kız Lisesi

Lisans 1981-1986 Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 1986-1989 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Doktora 2001-2007 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurum(lar)

2001- Devam ediyor YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Araştırma Görevlisi