



**HFE 7000 SOĞUTUCU AKIŞKANIN MİNİ  
KANALLARDAKİ YOĞUŞMA ÖZELLİKLERİNİN  
DENEYSEL ANALİZİ**

**Hakan ŞİPAL**

**2021  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ**

**Tez Danışmanı  
Doç. Dr. Alper ERGÜN**

**HFE 7000 SOĞUTUCU AKIŞKANIN MİNİ KANALLARDAKİ YOĞUŞMA  
ÖZELLİKLERİNİN DENEYSEL ANALİZİ**

**Hakan ŞİPAL**

**T.C.  
Karabük Üniversitesi  
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü  
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında  
Yüksek Lisans Tezi  
Olarak Hazırlanmıştır**

**Tez Danışmanı  
Doç. Dr. Alper ERGÜN  
Doç. Dr. Malgorzata SIKORA**

**KARABÜK  
Şubat 2021**

Hakan ŞİPAL tarafından hazırlanan “HFE 7000 SOĞUTUCU AKIŞKANIN MİNİ KANALLARDAKİ YOĞUŞMA ÖZELLİKLERİNİN DENEYSEL ANALİZİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Alper ERGÜN .....  
Tez Danışmanı, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı  
Doç. Dr. Malgorzata SIKORA .....  
2. Tez Danışmanı, Koszalin Teknoloji Üniversitesi

Bu çalışma, jürimiz tarafından Oy Birliği ile Enerji Sistemleri Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 05/02/2021

<u>Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)</u>	<u>İmzası</u>
Başkan : Prof. Dr. Kamil ARSLAN (KBÜ)	.....
Üye : Doç. Dr. Alper ERGÜN (KBÜ)	.....
Üye : Doç. Dr. Malgorzata SIKORA (KOSZALİN TEK. Ü.)	.....
Üye : Doç. Dr. Engin GEDİK (KBÜ)	.....
Üye : Doç. Dr. Ataollah KHANLARI (THK)	.....

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Hasan SOLMAZ .....  
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

*“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”*

Hakan ŞİPAL

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### HFE 7000 SOĞUTUCU AKIŞKANIN MİNİ KANALLARDAKİ YOĞUŞMA ÖZELLİKLERİNİN DENEYSEL ANALİZİ

Hakan ŞİPAL

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Tez Danışmanı:

Doc. Dr. Alper ERGÜN

Doc. Dr. Malgorzata SIKORA

Şubat 2021, 56 sayfa

Bu tez HF7000 soğutucu akışkanın deneysel araştırma sonuçlarını sunmaktadır. Soğutucu akışkan, hidrolik çapları 1.6mm, 2.0mm ve 2.5mm olan, 3 mini kanal içerisinde yoğuşturulmuştur. Yapılan çalışmalarda kütle akı yoğunluğunun  $G$ , kuruluk derecesinin ( $x$ ), mini kanal çapının ( $d_h$ ), ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü üzerine etkileri gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, kanal çapı küçüldüğünde ısı transfer katsayısı ve basınç düşümünün arttığı saptanmıştır. Ayrıca kuruluk derecesi ve kütle akı yoğunluğunun artmasında, ısı transfer katsayısının ve basınç düşümünün artmasına neden olduğu tespit edilmiştir.

**Anahtar Sözcükler :** HFE7000 soğutucu akışkan, mini kanal, yoğuşma,

**Bilim Kodu** : 92808

## **ABSTRACT**

**M. Sc. Thesis**

### **EXPERIMENTAL ANALYSIS OF CONDENSATION CHARACTERISTICS OF HFE7000 REFRIGERANT IN MINI CHANNELS**

**Hakan ŞİPAL**

**Karabük University  
Institute of Graduate Programs  
Department of Energy System Engineering**

**Thesis Advisor:**

**Assoc. Prof.Dr. Alper ERGÜN**

**Assoc. Prof.Dr. Malgorzata SIKORA**

**February 2021, 56 pages**

This thesis presents the experimental research results of HFE7000 refrigerant. The refrigerant was condensed in 3 pipe minichannels with hydraulic diameters 2.5, 2.0 and 1.6 mm. In this studies, the influence of the mass flux density  $G$ , the vapour quality ( $x$ ), the internal channel diameter ( $d_h$ ) on the heat transfer coefficient and pressure drop were observed. According to the result, it has been determined that when channel diameter decreases, heat transfer coefficient and pressure drops are increasing. In addition, it has been detected that the increase in the vapour quality and mass flux density causes an increase in the heat transfer coefficient and pressure drop

**Key Word** : HFE7000 refrigerant, mini channel, condensation

**Science Code** : 92808

## TEŞEKKÜR

Bu tez çalıőmasının planlanmasında, araőtırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıőmamı bilimsel temeller ışığında őekillendiren sayın hocam Doç. Dr. Alper ERĐÜN 'e sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Deneylerinin yapılmasında yardımlarını esirgemeyen, Koszalin Teknoloji Üniversitesi Mekanik Fakóltesi, Enerji Bilim Dalında görev yapan öğretim üyesi Doç. Dr. Malgorzata Sikoraya teşekkür ederim.

Karabük üniversitesi Enerji Mühendisliğinde Lisans ve Yüksek lisans eğitimi alan ve benim de Karabük Üniversitesi Enerji Mühendisliğinde yüksek lisans yapmama sebep olan Gökçe KOÇBULUT arkadaşımada çok teşekkür ederim.

Yüksek lisans tezi sırasında bana sürekli destek olan niőanlım Katarzyna Sawicka'ya çok teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER .....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	xi
BÖLÜM 1 .....	1
GİRİŞ .....	1
BÖLÜM 2 .....	3
LİTERATÜR TARAMASI.....	3
BÖLÜM 3 .....	6
SOĞUTUCU AKIŞKANLAR.....	6
3.1. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN ÖZELLİKLERİ .....	6
3.2. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SİSTEMATİĞİ.....	8
3.3. KİMYASAL BİLEŞENLERİNE GÖRE SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SINIFLANDIRILMASI .....	9
3.4.SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ İÇİN EKOLOJİK KRİTERLER .....	10
3.5. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN KOD TANIMLAMASI.....	10
BÖLÜM 4 .....	12
YOĞUŞMA FAZI.....	12
4.1. FİLM YOĞUŞMA .....	12



	<b><u>Sayfa</u></b>
4.2. DAMLA YOĞUŞMA .....	13
4.3. İKİ FAZLI AKIŞKANLARIN ANA HATLARI VE UYGULAMALARI... 14	14
4.4. ADYABATİK İKİ FAZLI AKIŞIN YAPISI..... 15	15
4.4.1. Yatay Borulardaki Akış Yapıları .....	15
4.4.2. Dikey Borulardaki Akış Yapıları..... 17	17
4.5. ADYABATİK OLMAYAN İKİ FAZLI BİR AKIŞIN YAPISI..... 19	19
BÖLÜM 5 .....	20
KONVANSİYONEL KANALLARDA VE MİNİKANALLARDA SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN YOĞUŞMASI..... 20	20
5.1. İKİ FAZLI AKIŞ DİRENCİ..... 20	20
5.2. İKİ FAZLI AKIŞ İÇİN ISI TRANSFERİ .....	24
5.2.1. Halka Şeklindeki Akış Sırasında Yoğuşma..... 25	25
5.2.2. Tabakalı Akış Sırasında Yoğuşma..... 26	26
5.2.3. Dalga Akışı Sırasında Yoğuşma..... 27	27
5.3. YOĞUŞMA FAZ DEĞİŞİMİNDE YAPILARIN EVRİMİ .....	28
BÖLÜM 6 .....	32
DENEYSEL ÇALIŞMALAR .....	32
6.1. ARAŞTIRMANIN AMACI VE KAPSAMI..... 32	32
6.2. DENEY DÜZENEGİ .....	32
6.3. HFE 7000 SOĞUTUCU AKIŞKANIN ÖZELLİKLERİ..... 35	35
6.4. ARAŞTIRMA METODOLOJİSİ..... 38	38
6.5. DENEYSEL ARAŞTIRMA SONUÇLARI..... 42	42
BÖLÜM 7 .....	51
SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	51
KAYNAKLAR .....	53
ÖZGEÇMİŞ .....	56

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 3.1. R134a soğutucu akışkanın kod tanımlaması .....	11
Şekil 4.1. Film yoğuşmasının diyagramı .....	13
Şekil 4.2. Düz yüzeylerde damlacık yoğuşmasının diyagramı .....	14
Şekil 4.3. Yüksek hızın baskın olduğu akış rejimleri ve düşük buhar hızlarında yerçekiminin etkin olduğu akış rejimleri .....	17
Şekil 4.4. Yukarıdan aşağıya iki fazlı sıvı-gaz akış yapıları. ....	18
Şekil 4.5. Aşağıdan yukarıya iki fazlı sıvı-gaz akış yapıları. ....	19
Şekil 6.1. Test düzeneğinin şematik gösterimi. ....	33
Şekil 6.2. Test düzeneğinin gösterimi. ....	34
Şekil 6.3. Farklı boru kesitlerine sahip mini kanallar. ....	34
Şekil 6.4. 250 mm uzunluğunda ve $d_h = 1.6\text{mm}$ iç çaplı bir mini kanalın su kanalında yer alan ölçüm kesiti. ....	35
Şekil 6.5. HFE7000 soğutucu akışkanın basıncına bağlı olarak doyma sıcaklığı tablosu. ....	36
Şekil 6.6. HFE7000 soğutucu akışkanın, doyma sıcaklığına bağlı olarak sıvı yoğunluk tablosu. ....	37
Şekil 6.7. HFE7000 soğutucu akışkanın, doyma sıcaklığına bağlı olarak gaz yoğunluk tablosu. ....	37
Şekil 6.8. İki fazlı yoğuşma dönüşümü sırasında ısı akısı yoğunluğunun belirlenmesi için ölçüm bölümünün şematik gösterimi .....	39
Şekil 6.9. İki fazlı yoğuşma dönüşümü sırasında ısı akısı yoğunluğunu belirlemek için elektrikle ısıtılan bir ölçüm bölümünün şematik gösterimi. ....	40
Şekil 6.10. HFE 7000 soğutucu akışkanın yoğuşma sırasındaki $(\Delta P/L)_{ort} = f(x_{ort})$ karakteristiği .....	48
Şekil 6.11. HFE 7000 soğutucu akışkanın yoğuşma sırasındaki $\alpha_{ort} = f(x_{ort})$ karakteristiği .....	49
Şekil 6.12. HFE 7000 soğutucu akışkanın yoğuşma sırasındaki $Nu = f(x_{ort})$ karakteristiği .....	50

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

Çizelge 6.1. HFE 7000 Soğutucu akışkanın özellikleri .....	35
Çizelge 6.2. Soğutucu akışkan HFE 7000 için ekolojik kriterler .....	36
Çizelge 6.3. 2.5 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğu. $G \approx 854 \text{ kg / m}^2\text{s}$ olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.....	43
Çizelge 6.4. 2.5 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğu. $G \approx 651 \text{ kg / m}^2\text{s}$ olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.....	43
Çizelge 6.5. 2.5 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğu. $G \approx 407 \text{ kg / m}^2\text{s}$ olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.....	44
Çizelge 6.6. 2.0 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğu. $G \approx 1340 \text{ kg / m}^2\text{s}$ olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.....	44
Çizelge 6.7. 2.0 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğu. $G \approx 893 \text{ kg / m}^2\text{s}$ olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.....	45
Çizelge 6.8. 2.0 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğu. $G \approx 457 \text{ kg / m}^2\text{s}$ olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.....	45
Çizelge 6.9. 1.6 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğu. $G \approx 2012 \text{ kg / m}^2\text{s}$ olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.....	46
Çizelge 6.10. 1.6 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğu. $G \approx 1380 \text{ kg / m}^2\text{s}$ olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.....	46
Çizelge 6.11. 1.6 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğu. $G \approx 714 \text{ kg / m}^2\text{s}$ olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.....	47

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### SİMGELER

$A$	: kesit alanı, $m^2$
$b$	: mini kanalın et kalınlığı, m
$c$	: öz ısı, $J/(kg \cdot K)$
$C$	: katsayı
$d_h$	: hidrolik çap, m
$F_{CT}$	: faktör
$g$	: yer çekimi ivmesi, $m/s^2$
$G$	: kütle akısı yoğunluğu $kg/m^2s$
$Ga$	: Galileo sayısı
$h$	: özgül entalpi, $J/kg$
$Ja$	: Jacop numarası
$L$	: uzunluk, m
$m$	: kütle, kg
$\dot{m}$	: kütleli debi $kg/s$
$p$	: basınç, Pa
$p_k$	: kritik basınç, Pa
$p_r$	: indirgenmiş basınç, Pa
$Pr$	: Prandtl sayısı
$q$	: ısı akısı yoğunluğu, $W/m^2$
$\dot{Q}$	: ısı, W
$r$	: yoğuşma ısısı, $J/(kg \cdot K)$
$R$	: ısı direnci, $m^2K/W$
$Re$	: Reynold sayısı
$T$	: sıcaklık, $^{\circ}C$
$w$	: hız, $m/s$
$V$	: hacim, $m^3$

- $x$  : kuruluk derecesi  
 $z$  : yükseklik, m  
 $\alpha$  : ısı transfer katsayısı, W/m<sup>2</sup>K  
 $\theta$  : kanal eğim açısı, rad  
 $\lambda_K$  : termal iletkenlik katsayısı W/(mK)  
 $\rho$  : yoğunluk, kg/m<sup>3</sup>  
 $\varphi$  : boşluk oranı  
 $\phi$  : merkezi açı  
 $\Phi_2$  : iki fazlı çarpan  
 $X_{tt}$  : Lockhart-Martinelli parametresi

## **KISALTMALAR**

- CFC : Chlorofluorocarbon (Kloroflorokarbon)  
FC : Fluorocarbon (Florokarbon)  
GWP : Global Warming Potential (Küresel Isınma Potansiyeli)  
HC : Hydrocarbon (Hidrokarbon)  
HCFC : Hydrochlorofluorocarbon (hidrokloroflorokarbon)  
HFC : Hydrofluorocarbon (hidroflorokarbon)  
HFE : Hydrofluoroether (Hidrofloroeter)  
HFO : Hydrofluoroolefin (Hidrofloroolefin)  
ODP : Ozone Depletion Potential (Ozon Delme Potansiyeli)

## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Günümüzde mikro cihazlar, mikro sistemler, kompakt ısı eşanjörleri ve elektronik çipler için entegre soğutma sistemlerinin hızla gelişmesiyle birlikte mini kanallardaki ısı transferini anlamaya yönelik talepler artmıştır. İki fazlı akışları kullanan küçük geometrilere ilginin artması ile birlikte, özellikle soğutucu akışkanların kaynama veya yoğuşma işlemleri sırasında yüksek ısı akılarının elde edilebilmesi konusu üzerinde durulmuştur. Ayrıca sistem maliyetleri düşürme ve soğutucu akışkan tüketimini azaltma ihtiyacı diğer çalışma konularıdır. Bu nedenle araştırmalar, faz değişimi ile ısı alışverişi sağlayacak iki fazlı bir soğutucu akışkan arayışına odaklanmıştır [1].

Mini/makro kanallar; yüksek ısı akısına sahip olmaları, küçük boyutta ve hafif olmaları, çalışma akışkanı miktarının az olması, taşınabilir olmaları, ileride seri üretimleri yapılarak ekonomikliklerinin sağlanabilmesi olasılığı gibi sebeplerden dolayı tercih edilmektedirler. Bu özellikler küçük ölçekli sistemleri çekici kılsada, bazı sorunlar aradan geçen yıllar içerisinde çözülememiştir. Örneğin; bu kanallarda yüksek ısı akılarını sağlayan çok küçük hidrolik çaplar, aynı zamanda basınç kayıplarının artmasına da yol açmaktadır. Mini/mikro-elektro-mekanik sistemler, elektronik soğutma, kimyasal proses mühendisliği, medikal ve genetik mühendisliği, biyomühendislik vs. gibi alanlarda geniş kullanım alanına sahip mini/mikro kanalların tasarımı büyük bir öneme sahiptir [2].

Bu çalışmada HFE7000 gazının yoğuşma sırasındaki davranışları farklı mini kanal çaplarında incelenerek, kuruluk derecesinin ve kütle akı yoğunluğunun, basınç düşümüne ve ısı transfer katsayısına olan etkisi incelenmiştir.

Giriş bölümünde, iklimlendirme ve havalandırma çözümlerinde kullanılan cihazların minyatürleştirilmesi ve talep artış konularının yanı sıra mini/mikro kanallar konusu tartışılmıştır.

Çalışmanın ikinci bölümünde, literatür çalışması yapılarak, mini kanallar üzerinde daha önce yapılan deneysel ve nümerik çalışmalar yer almıştır.

Çalışmanın üçüncü bölümünde, soğutucu akışkanların temel konularını tartışılmaktadır. Soğutucu akışkanın özelliklerine, sistematığıne ve sınıflandırmasına odaklanılmıştır.

Dördüncü bölümde iki fazlı akışlar ve bunların ana uygulamaları anlatılmaktadır. Ek olarak, odak noktası akış yapıları da olmuştur.

Beşinci bölümde, yoğuşma işlemi sırasında ısı transferi olgusuna özel önem verilmektedir. İki fazlı akış direnci de belirlenerek yoğuşma fazı dönüşümündeki yapıların evrimi analiz edilmiştir.

Altıncı bölüm, paslanmaz çelikten yapılmış yatay mini kanallarda hidrofloroeter grubu HFE 7000'den gelen soğutucu akışkan akışındaki iki fazlı yoğuşma dönüşümünün tanınmasına dayanan çalışmanın amacını sunmaktadır.

Deneysel test çalışmaları sonucu elde edilen sonuçlar ve öneriler bölüm 7 de ifade edilmiştir.

.

.



## BÖLÜM 2

### LİTERATÜR TARAMASI

Bu çalışma ile daha önce mini kanalların yoğuşması üzerine yapılan çalışmalar ele alınmıştır.

Son ve Oh, yoğuşma sırasında R22, R134a ve R410A soğutucu akışkanları için, hidrolik çapı 1.77mm ve uzunluğu 1.22mm olan dairesel dikey kanalda, doyma sıcaklığı  $T_D=40$  °C ve kütle akı yoğunluğu  $G \approx 450-1050$  kg/m<sup>2</sup>s değerleri için basınç düşümünü incelemişlerdir. Deneysel sonuçlar mini kanaldaki R22, R134a ve R410A soğutucu akışkanlarının basınç düşümünün kuruluk derecesine (x) bağlı olduğunu göstermiştir. Bu çalışmanın sonucunda, aynı kütle akı yoğunluğu için, R410A soğutucu akışkanının en düşük basınç düşümüne sahip olduğu gösterilmiştir [3].

Zhang vd.'nin yaptığı çalışmada yoğuşma sırasında R22, R410A ve R410C soğutucu akışkanlarının, hidrolik çapları  $d_h = 1.088-1.289$ mm ve takip eden diğer parametreler aralığında; kütle akı yoğunluğu  $G \approx 300-600$  kg/m<sup>2</sup>s, doyma sıcaklığı  $T_D=30-40$ °C ve kuruluk derecesi  $x=0.9-0.1$  aralığında dairesel mini kanallardaki davranışları incelenmiştir. Çalışmada mini kanal çaplarının ve soğutucu akışkan tipinin basınç düşümü üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Kütle akı yoğunluğu ve kuruluk derecesi arttığında, basınç düşümünün arttığını ancak kuruluk derecesinin  $x>0.8$  olduğu durumda bu etki daha küçük olduğunu belirtmişlerdir [4].

Murphy vd.'nin yaptığı çalışmada Propan gazının yoğuşmasını, iç çapı  $d_h=1.93$ mm olan dikey mini kanalda deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma şartları olarak doyma sıcaklığını 47 ve 74°C, kütle akı yoğunluğunu ise 75-150 olarak belirleyerek, ısı transfer katsayısının ( $\alpha$ ) ve sürtünme basınç düşümüne ( $\Delta p/L$ ) ait sonuçları literatüre kazandırmışlardır [5].

Akış parametreleri veya kanalın iç çapına ek olarak, mini kanal iç yüzeyinin türü, yoğuşma olayı üzerine en büyük ikinci etkiye sahiptir. Diani vd. R513A soğutucu akışkanın iç çapı  $d_h=3.5\text{mm}$  olan pürüzsüz bir mini kanal ile iç çapı  $d_h=3.4\text{mm}$  olan mikro kanatçıklı bir tüp içerisindeki yoğuşma olayının araştırma sonuçlarını yayınlamışlardır. Deney parametreleri olarak; kuruluk derecesi  $x=0.10-0.99$ , doyma sıcaklığı  $T_D=30-40^\circ\text{C}$  ve kütle akı yoğunluğu  $G=100-1000\text{ kg/m}^2\text{s}$  belirlenmiştir. Yazarlar aynı koşullar altında, ısı transfer yüzey alanının daha fazla olmasından dolayı, ısı transfer katsayısının kanatlı borular için daha yüksek olduğunu kanıtlamışlardır [6].

Yoğuşma olayı için diğer önemli bir husus soğutucu akışkan tipidir. Rajan R410A soğutucu akışkanın aynı koşullar altında, ısı transfer katsayısının R22 soğutucu akışkanından %30 daha iyi ve basınç düşümünün %40 daha düşük olduğunu belirtmiştir [7].

Günümüzde birçok yeni karışım, çalışma akışkanı olarak kullanılmakta ve bilim adamları iki fazlı bu akışkanlar üzerinde araştırmalarını devam ettirmektedirler. Örnek olarak Wen vd. R1234ze(E) ve Propan gazının yoğuşması üzerine iç çapları  $d_h=1-4.9\text{ mm}$  aralığında değişen mini kanallarda nümerik analiz gerçekleştirmişlerdir. Isı transferi ve basınç düşümü hesaplama sonuçlarını, R134a soğutucu akışkan sonuçları ile karşılaştırmışlardır [8].

Zhuang vd. kütle akı yoğunluğu  $G=99-225\text{ kg/m}^2\text{s}$  aralığı için, yatay pürüzsüz tüp içerisinde metan gazının yoğuşmasını deneysel çalışma olarak yayınlamışlardır. Kütle akısı, doyma basıncı ve kuruluk derecesinin, basınç düşümü ve ısı transfer katsayısı üzerindeki etkileri incelenmiş ve tartışılmıştır [4].

Klima, soğutma ve ısı pompası cihazlarında küresel ısınma potansiyeli düşük soğutucu akışkan kullanımı giderek artmaktadır. Sun vd. bu tip soğutucu akışkanların 3 aşamalı kaskad soğutucu sistemlerde kullanım ihtimalini sunmuştur. Çalışmada R1150 soğutucu akışkanın, düşük sıcaklık çevrimlerinde R14 soğutucu akışkanın yerini alabileceği gösterilmiştir. Buna ek olarak R41 ve R170 soğutucu akışkanları, orta sıcaklık çevriminde R23 soğutucu akışkanın yerini alabileceğini belirterek, yüksek

sıcaklık çevriminde R717, R152a ve R161 soğutucu akışkanlarının kullanımını tavsiye etmişlerdir [9].

Ghim ve Lee, Novec 649, R245fa ve HFE7000 soğutucu akışkanların organik Rankine çevrimi içindeki yoğuşma olayını deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında kuruluk derecesi  $x=0.95-0.05$  ve kütle akı yoğunluğu  $G= 150-750 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için iç çapı  $d_h=7.75$  olan düz yatay mini kanal ile araştırmalar yapılmıştır. Yazarlar yoğuşma sırasında en büyük ısı transfer katsayısını R245fa soğutucu akışkanı için bulurken bunu sırasıyla HFE7000 ve Novec 649 akışkanı izlemiştir [10].

Yapılan çalışmalarda, soğutucu akışkanların mini kanallar içerisinde yoğuşma özellikleri incelenirken ısı transfer katsayısının ve basınç düşümünün, mini kanal çapına, kütle akı yoğunluğuna ve kuruluk derecesine bağlı olduğu görülmüştür. Isı transfer katsayısı ve basınç düşümü mini kanal tasarımı için çok önemli parametrelerdir. Birçok çalışmada CFC ve HCFC grubu soğutucu akışkanlar kullanılmıştır. Montreal anlaşması ile birlikte alternatif soğutucu akışkanlar hakkında geniş çaplı bir araştırma başlamıştır. Ama günümüze kadar yapılan çalışmalar çok yeterli değildir. Yapılan bu çalışma ile alternatif soğutucu akışkan olarak kullanılabilen HFE7000 soğutucu akışkanın mini kanallarda yoğuşma özelliklerin deneysel olarak incelenmesi mini kanal üreticileri için bir referans olacaktır.

## BÖLÜM 3

### SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Son yıllarda soğutucu akışkanların ısı pompaları ve iklimlendirme soğutma sistemlerinde kullanımına önemli kısıtlamalar getirilmiştir. Soğutucu akışkanların doğal çevre ve üzerindeki etkileri incelendiğinde, ozon tabakasını tahrip etmesi ve aynı zamanda sera etkisinin oluşmasına katkıda bulunduğu ortaya çıkmıştır. İlk olarak, ozonosferin korunması için, esas olarak CFC'lerin resmen geri çekildiği Montreal Protokolü oluşturulmuştur. Alternatif olarak stratosferde daha düşük bir ozon yıkıcılık indeksine sahip olan HCFC içeren soğutucu akışkanlar önerilmiştir. 2020 cari yılından itibaren yasal düzenlemeler, yeni soğutma ve iklimlendirme cihazlarında başka bir çalışma aracı grubunun, yani HFC'lerin kullanılmasını engellemektedir. Bu maddelerin ozon bölgesi üzerinde hiçbir etkisi olmamasına rağmen, istenmeyen sera etkisi yaratma potansiyeli yüksektir. Doğal çevre üzerinde etkisi az olan maddelerin kullanılması ise soğutma ve iklimlendirme cihazlarında verimliliği önemli bir oranda azaltmaktadır [11].

#### 3.1. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN ÖZELLİKLERİ

Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar ısı alışverişini genelde sıvı halden buhar haline ve buhar halden sıvı haline dönüşerek sağlarlar.

Soğutucu akışkanlar ısı pompası, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin en önemli parçasıdır. Çoğunlukla akışkanlar, buharlaşma ve yoğunlaşma faz değişimi işlemleri yardımıyla, bir ortamdan çektikleri ısıyı, diğer bir ortama atarlar. Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırılmalı ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde görülürken, hava gibi akışkan kullanan soğutma sistemlerinde görülmez. Bir soğutma cihazının tasarımı, seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine bağlıdır [11].

Bir soğutma sisteminde kullanılacak ideal bir soğutucunun özellikleri aşağıdaki gibidir [11];

- Az enerji (güç) sarfiyatı ile daha çok soğutma elde edebilmelidir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısı yüksek olmalıdır.
- Buharlaşma basıncı yüksek, yoğuşma basıncı düşük olmalıdır. Yoğuşma basıncının yüksek olması kompresör, kondenser, boru hattı gibi tesisat elemanlarını etkilemektedir.
- Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi (kılcallığı) az olmalıdır. (Bu özellik, yüksek ısı geçişini sağlayan, damlalaşarak yoğuşmayı zorlaştırmaktadır)
- Emniyetli ve güvenilir olmalıdır.
- Yağlama yağlarıyla ve soğutma devresindeki elemanlarla reaksiyona girmemeli ve korozif olmamalıdır.
- Soğutma devresinde normal koşullarda bulunmaması gereken rutubetin olması durumunda bile zararlı bir reaksiyon meydana getirmemelidir.
- Sistemden kaçması halinde kolay tespit edilebilmeli (renk, koku özellikleri gibi).
- Kaçak durumunda bilhassa insan sağlığı ve gıda maddeleri üstünde zararlı etki yapmamalıdır.
- Havaya karıştığında yanıcı ve patlayıcı olmamalıdır.
- Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların sınır değerlerinde dahi ayrışıp çözülmemeli, özellikleri bozulmamalıdır.
- Elektriksel özellikleri (özellikle hermetik tip kompresör için) uygun olmalıdır.
- Ucuz ve kolay temin edilebilir olmalıdır.
- Ozon tabakasına zarar vermemelidir.
- Kritik sıcaklığı ve basıncı yüksek olmalıdır.

İdeal soğutucu akışkan arayışında yapılan çok sayıda çalışmaya rağmen, şimdiye kadar yukarıda belirtilen özelliklerin tümüne sahip hiçbir madde bulunamamıştır. Fonksiyonel ve termodinamik kriterleri karşılayan soğutucu akışkanlar, istenen ekolojik kriterleri karşılamamaktadır. Öte yandan, ekolojik gereksinimleri karşılayan birçok bileşik yanıcı, patlayıcı maddelerdir ve çoğu kez zehirlidir. Bu nedenle, belirli bir soğutma sistemi için soğutucu akışkan seçimi genellikle bir fikir birliğidir. İstisna,

belirli maddelerin kullanımını sınırlayabilen veya yasaklayabilen yasal düzenlemelerdir [11].

### 3.2. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SİSTEMATIĞI

Çalışma akışkanları kökenine bağlı olarak, doğal ve sentetik soğutucu akışkanlar olarak ayrılabilir. İlk grup esas olarak inorganik maddeleri, yani hava, amonyak, su, kükürt dioksit, hidrokarbonlar (metan, propan, etilen), alkoller, eterler ve diğerlerini içerir. Bu maddelerin ekolojik özelliklerinden dolayı, istenen tüm termodinamik ve kullanım kriterlerini karşılamasada, geleceğe yönelik soğutucular olarak işlem görürler. İkinci grup, yani sentetik soğutucu akışkanlar özellikle hidrokarbonların halojen türevleridir.

Çalışma akışkanlarının kimyasal yapısını analiz ederken, tek bileşenli soğutucu akışkanların yanı sıra en az iki bileşenden oluşan çok bileşenli soğutucu akışkanlarda vardır. İkinci karışımlar grubunda, zeotropik ve azeotropik çözeltiler olarak ayrılmaktadır.

Zeotropik bir karışım sabit basınç altında ısıtıldığında, uçuculuğu daha fazla olan bileşenler ilk önce kaynatarak karışımı terk eder ve geriye kalan sıvının hacimsel birleşimi değişir. Başlangıçta en uçucu soğutucu akışkan veya akışkanlardan oluşan gazın birleşimi de değişir. İşlem sıcaklığı yükseldikçe daha az uçucu olan bileşenler de aynı şekilde buharlaşır. Zeotropik karışımdan ısı alındığında daha az uçucu olan soğutucu akışkanlar daha önce yoğuşacaktır.

Azeotropik karışım şeklinde bir soğutucu akışkanı oluşturan akışkanlar ise, genellikle özdeş fiziksel özellikler göstermezler. Verilen bir basınç altında farklı özgül ağırlıklar, farklı akışkanlıklar, farklı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları gösterebilirler. Bazı karışımlarda bileşenler, verilen belli bir basınç altında buhar ve sıvı fazlar aynı bileşime sahip olacak şekilde etkileşirler. Bu karışımlara azeotropik soğutucu akışkan denir. Azeotropik bir karışım saf bir akışkan gibi davranır veya yaklaşık olarak azeotropik kabul edilmeye yeterince yakındır. Azeotropik bir soğutucu akışkan

karışımına ısı verilip veya alındığında bütün proses süresince gaz birleşimi ve sıvı kompozisyonu esas olarak sabit kalır.

### **3.3. KİMYASAL BİLEŞENLERİNE GÖRE SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SINIFLANDIRILMASI**

Soğutucu akışkanların kimyasal bileşimine bağlı olarak ek bir sınıflandırma oluşturulmuştur. Bu sistematik aynı zamanda maddelerin ozon tabakasının tahribatı üzerindeki potansiyel etkisinin belirlenmesine de izin verir. Bu sınıflandırmaya dayanarak, bileşikler şu şekildedir: kloroflorokarbonlar (CFC), hidrokloroflorokarbonlar (HCFC), hidroflorokarbonlar (HFC), hidrofloreterler (HFE), hidrofloreolefinler (HFO), florokarbonlar (FC) ve doymuş hidrokarbonlar (HC). CFC maddeleri klor, flor ve karbon atomlarını içeren bir bileşiktir. CFC'ler troposferde çok kararlıdır. Yüksek ODP oranı nedeniyle, ozon tabakasına önemli ölçüde zarar verirler ve bu nedenden dolayı kullanımdan kaldırılmışlardır. Başka bir bileşik grubu, yani HCFC'ler, hidrojen, klor, florine ve karbon içeren bir bileşiktir. Bu maddeler, CFC'lere kıyasla daha düşük ODP indeksine sahiptir ve bu sebepten dolayı ozon tabakası üzerinde daha az yıkıcı etkiye sahiptirler. HCFC'ler bir süredir CFC'lerin yerini alsada, artık bunların soğutma ekipmanında kullanılmaları yasaklanmıştır. HFC bileşikleri ise hidrojen, florine ve karbon içermektedir. Molekülleri klor veya brom atomları içermediklerinde dolayı sıfır ODP indeksine sahiptir. Bu maddelerin ozon küresi üzerinde hiçbir etkisi olmamasına ve çok kararlı olmasına rağmen, sera etkisine önemli ölçüde katkıda bulunurlar. Ocak 2020'den itibaren yasal düzenlemeler de bu soğutucuların soğutma ekipmanlarında kullanılmasını engellemektedir. HFE bileşikleri grubunda oksijen atomları doğrudan etil gruplarına bağlıdır. HFO soğutucu akışkan molekülleri ise klor ve brom atomları içermezler ve olefin grubuna ait oldukları karbon atomları arasındaki çift bağlarla belirlenir. FC maddeleri, hidrojen atomlarının ikamelerinin flor atomları olduğu hidrokarbon türevleridir, HC faktörleri grubu ise ozon tabakası üzerinde bir etkisi olmamakla birlikte doğal sıvılar olarak ekolojik özelliklere sahip doymuş hidrokarbonlardır [11].

### **3.4.SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ İÇİN EKOLOJİK KRİTERLER**

Günümüzde, klor oksit atmosferdeki antropojenik emisyonların ana kaynağı olarak kabul edilmektedir. Bu emisyon, stratosferik ozon konsantrasyonunu azaltır ve ozon tabakasının delinmesine sebep olur. Bu nedenle ODP indeksi, soğutucu akışkan seçiminde özel bir öneme sahiptir. ODP bir kimyasal maddenin ozon üzerindeki etkisinin aynı kütleye sahip CFC-11'in etkisine oranı olarak tanımlanır. CFC-11'in ODP değeri 1 olarak tanımlanmıştır. Faktörlerin etkisinin yoğunluğuna göre, aşağıdaki üç grup sınıflandırılır:

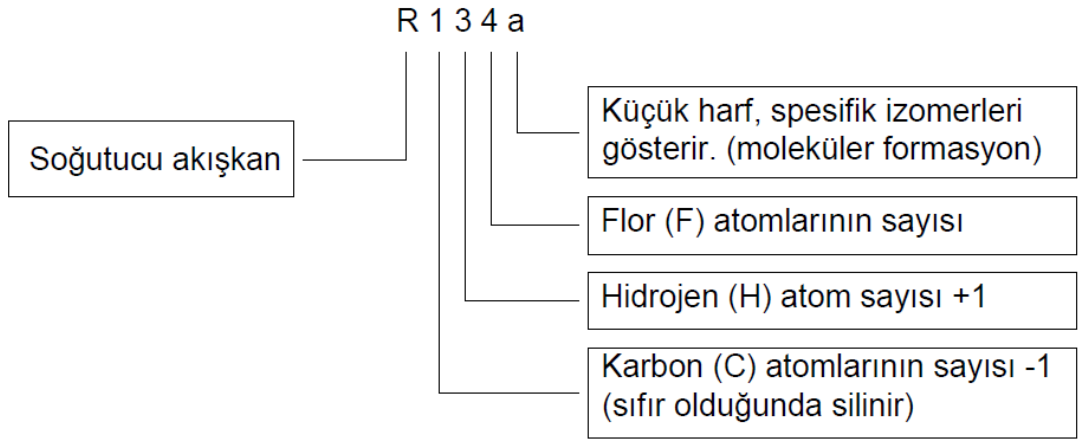
- O1-ODP <0.01 olan maddeler
- O2- $0.01 \leq \text{ODP} < 0.1$  olan maddeler
- O3-ODP  $\geq 0.1$  olan maddeler.

Soğutucu akışkanların ozon tahribatının yanı sıra çevre açısından gündeme gelen bir başka zararlı etkisi de sera etkisidir. Birçoğu ısı radyasyonunu doğal sera gazlarından çok daha fazla emer ve sonra onları Dünya'ya geri gönderir. Bu durum Dünya'nın ortalama sıcaklığının artmasına sebep olur. Küresel ısınma potansiyeli (GWP), olarak adlandırılan bu parametre, değişik sera gazlarının karbondioksit referans değeri (1) kabul edilerek 100 yıllık bir süre zarfındaki etkisini ifade etmektedir. Burada soğutucu akışkanlar iki grupta incelenir. Birinci grup, G1, GWP'si 0.5'ten az olan maddeleri içerir; öte yandan, GWP indeksi 0.5'ten düşük olmayan maddeler G2 grubunu oluşturur. Soğutucu akışkan seçimi yaparken bu önemli parametreyi de göz önünde bulundurmak gerekir [12, 13].

### **3.5. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN KOD TANIMLAMASI**

Soğutucu akışkanlar isimleri R (refrigerant) ile başlayan ve ASHRAE tarafından belirlenen kurallara göre sınıflandırılırlar. Örnekte CH<sub>2</sub>FCF<sub>3</sub> (tetrafloroetan) kimyasal formülüne sahip R134a soğutucu akışkanı görülmektedir.





Şekil 3.1. R134a soğutucu akışkanın kod tanımlaması.

Ayrıca R-400'den R-411B'ye kadar Zeotropik karışım Soğutkanlar, R-500'den R-509 kadar azetropik karışım soğutkanları, R-600'den R-620 kadar Çeşitli Organik Bileşikli Soğutkanlar, R-600 ve R-631 Azot Bileşikler, R-702'den R-764'e kadar İnorganik Bileşikler ve R-1112a'dan R-1270'e Doymamış Organik Bileşikler olarak adlandırılmaktadır. Buna ek olarak HFE grubu soğutucu akışkanlar için numaralandırma grubu 7000 olarak adlandırılmıştır [11].

## BÖLÜM 4

### YOĞUŞMA FAZI

İş akışkanı, birçok ısı makinesi türünde gerçekleştirilen hidrodinamik döngülerde faz değişimlerine uğrar. Bu dönüşümlerden biri de gaz fazından sıvı faza dönüşümü, yani yoğuşmasıdır. Buharın sıcaklığı  $T_D$  doyma sıcaklığının altına düşürülürse yoğuşma olur. Bu işlem genellikle buhar  $T_D$  doyma sıcaklığının altında bir  $T_S$  sıcaklıkta katı bir yüzeyle temas ettirilerek yapılır. Fakat buharın karşılaştığı sıvı veya gazın sıcaklığı  $T_D$ 'un altında olduğu zaman sıvının serbest yüzeyinde ve hatta gazın içerisinde de yoğuşma olabilir. Sonraki halde gaz içerisinde sıvı damlacıkları sis şeklinde asılı kalır. Yoğuşmanın iki farklı türü gözlemlenmiştir: film yoğuşma ve damla yoğuşma. Film yoğuşmada yoğuşma sıvısı yüzeyi ıslatır ve yerçekiminin etkisiyle aşağı doğru kayan bir sıvı filmi oluşturur. Film üzerinde daha fazla buhar yoğuştuğuça akış yönünde sıvı filminin kalınlığı artar. Uygulamada yoğuşmanın normal olarak gerçekleşme şekli budur. Damla yoğuşmada yoğuşan buhar, yüzey üzerinde sürekli bir film yerine damlacıklar oluşturur ve yüzey değişen çapta sayısız damlacıkla kaplanır [14].

#### 4.1. FİLM YOĞUŞMA

Su buharı, doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa sahip yüzeylerde yoğuşur. Yüzey gerilim kuvvetleri, moleküllerin karşılıklı çekimine (partikül kohezyonu) neden olan moleküller arası etkileşimlerden daha büyükse, o zaman esas olarak ısı değiştiricilerde oluşan film yoğuşması vardır. Bu işlemde, duvara doğru akan ısı akışı, yerçekiminin etkisi altında aşağıya doğru akan kondensat filminin kalınlığına katkıda bulunur. Başlangıçta bu akış laminardır. Yoğuşma filminin kalınlığındaki daha fazla artış, laminar akışın sonunda türbülanslı harekete dönüşen dalga akışına dönüşmesine katkıda bulunur. Pürüzlü yüzeylerde film yoğuşmasının meydana gelmesi önemlidir [15-18].



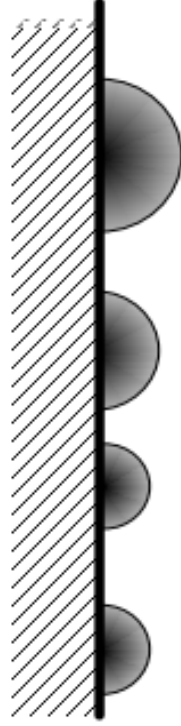
Şekil 4.1. Film yoğuşmasının diyagramı [16].

## 4.2. DAMLA YOĞUŞMA

Parçacıkların kohezif kuvveti, yüzey gerilim kuvvetlerinden daha büyük olduğunda damla damla yoğuşma meydana gelir. Bu geçici damlacık yoğuşma süreci, oluşan yoğuşma tarafından ıslatılmayan pürüzsüz yüzeylerde meydana gelir. Bu tip fenomen, hidrofobik bileşiklerle kaplı daha az pürüzsüz yüzeylerde de gerçekleşebilir. Hidrofobik maddeler solvent partiküllerini adsorbe etmez, yani su partiküllerini iterler. Bu maddelerin kullanılmasından sonra damlacık yoğuşmasının film yoğuşmasına dönüşmesi önemlidir.

Damla yoğuşma ıslak olmayan pürüzsüz katı yüzeylerde meydana gelir. Damla yoğuşmada katı yüzeyde sürekli bir sıvı film tabakası yerine farklı çaplarda damlacıklar oluşur. Damla belirli bir boyuta ulaştığında aşağıya doğru akar ve katı yüzeyde ısı transferine direnç gösteren film tabakası oluşmaz [14, 16].

Damla şeklinde yoğuşmanın gerçekleştiği koşullar denge koşullarından önemli ölçüde saptığından, dönüşüm mekanizmasının incelenmesi zordur. Bununla birlikte, bu yarı-durağan işlemde, film yoğuşmasına kıyasla çok daha yüksek ısı transfer katsayılarına ulaşıldığı bilinmektedir [19].



Şekil 4.2. Düz yüzeylerde damlacık yoğuşmasının diyagramı [16].

### 4.3. İKİ FAZLI AKIŞKANLARIN ANA HATLARI VE UYGULAMALARI

Fiziksel anlamda faz; özellikleri ve bileşimi kendi içerisinde homojen olan ve sistemin diğer parçalarından fiziksel olarak ayrılan kısımdır. Aynı zamanda makroskopik homojenlik ile belirlenen, mikroskopik bir düzenlemeye sahip ayrı bir madde parçasıdır. İki fazlı sistemlerde bu sayede moleküler düzeyde birleşmeyen iki faz ayırt edilebilir [19, 20].

İki fazlı akışlarda, duvarların yan tarafındaki dış etkileşimler ve arayüzün yan tarafındaki iç etkileşimler karakteristiktir. Hareket süresine bağlı olarak, iki fazlı karışımların akışında bir faz sınırı oluşturulur ve değiştirilir. İki fazlı akışların temel biçimleri şunları içerir: sıvı-sıvı, sıvı-gaz ve gaz-katı faz ve sıvı-katı faz.

Doğada ve büyük ölçekli teknolojiye iki aşamalı akışlar vardır. Doğada, hava hareketi genellikle sıvı faz hareketi ile bağlantılı olarak gerçekleşir. Yağmur, sıvı faz hareketine örnektir. Gaz fazının hareketine ise, gaz halindeki kirleticilerle ilişkilendirilen

ekosistem suları örnek verilebilir. Güç mühendisliği, metalurji ve gıda mühendisliği, teknolojide iki fazlı akışların meydana geldiği alanlardan sadece birkaçıdır. Konvansiyonel enerji mühendisliğinde, buhar üretme süreçlerinde ve kondenselerde veya buhar türbinlerinde buhar-su karışımının akışında çok sayıda oluşumları gözlemlenir. Metalurjide, iki fazlı akışlar özellikle çelik eritme, sıvı söndürme işlemleri veya kirli gazların yanması için yaygındır. Gıda mühendisliğindeki akış sorunları, öncelikle tarımın makineleşmesi ve tarım-gıda endüstrisi ile ilgilidir. Örnekler arasında yemin kurutulması veya gıda ürünlerinin akışkanlaştırılmış dondurulması yer alır. Bir tür iki fazlı akış olan kavitasyon akışları, nükleer enerji ve parçacık fiziğinde kullanılmaktadır. Nanoteknolojinin gelişmesiyle ilgili yeni teknoloji dallarından biri, sıfır yerçekimi durumunda iki fazlı akışların sorunlarını araştırmaktadır [20].

#### **4.4. ADYABATİK İKİ FAZLI AKIŞIN YAPISI**

İki fazlı karışımın akış yapısı, eksenel ve radyal yönlerde faz konsantrasyonunun konfigürasyonudur. Böyle bir karışımın akışının stokastik doğası göz önüne alındığında, oluşan yapının tipini açıkça tahmin etmek kolay değildir. Ek olarak, iki fazlı akışın yapısı, ısı, kütle ve momentum transferini önemli ölçüde etkiler. Kararlı durumda, bu yapıların sınırları, koordinat sisteminde kesin olarak tanımlanmış bir alana karşılık gelen akış yapısı haritaları aracılığıyla belirlenir [8,9].

Akışın oluşan yapısı büyük ölçüde kanalın eğim açısına ve şekline bağlı olduğundan, bu alt bölümde aşağıdaki noktalar adyabatik ve adyabatik olmayan koşullarda meydana gelen dikey ve yatay kanallardaki Newtonian sıvı-gaz akışı yapılarının sorunlarını ele alacaktır [20].

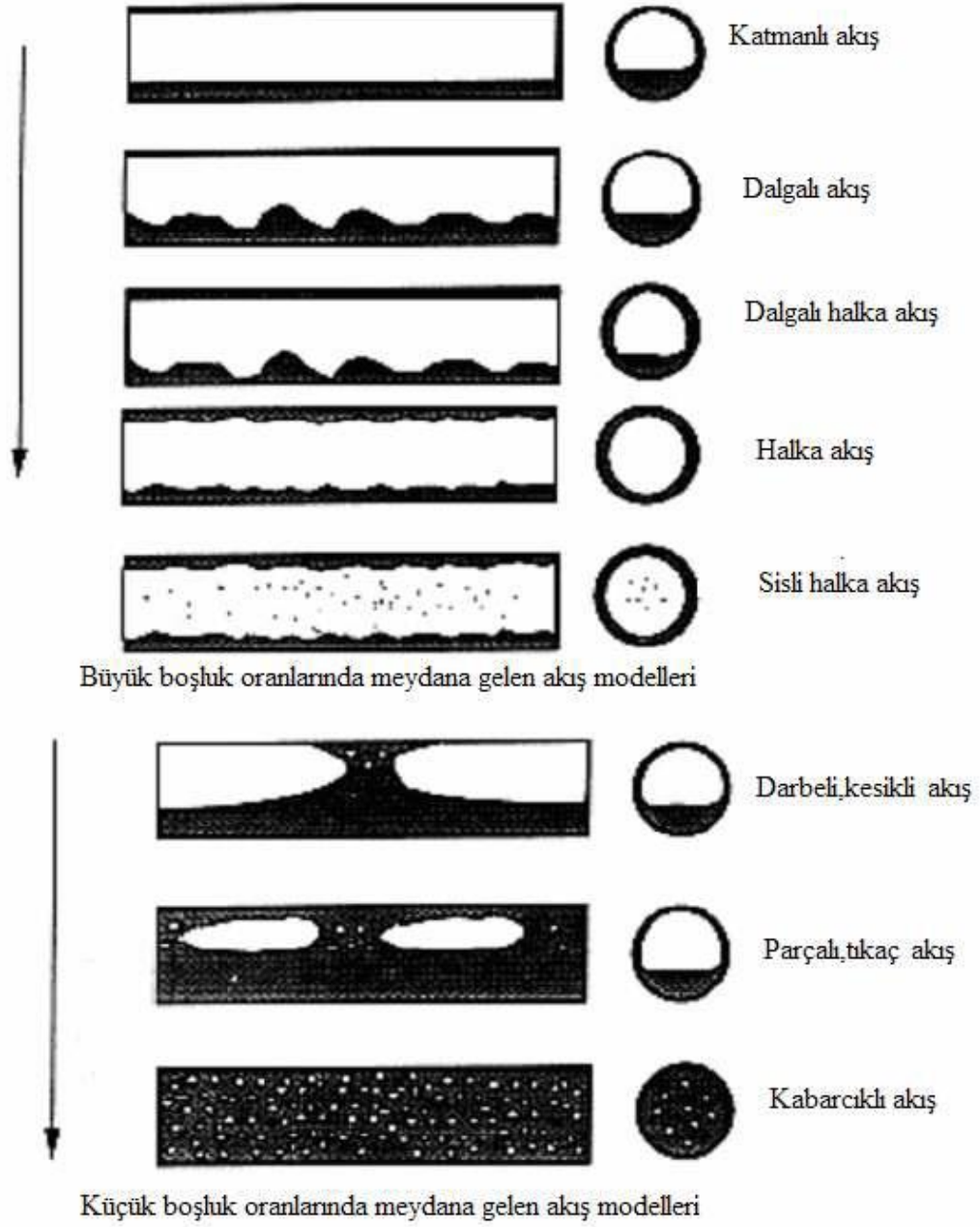
##### **4.4.1. Yatay Borulardaki Akış Yapıları**

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 akışı, 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 soğutucu akışkanın sıvı ve buhar fazının özellikleri akış rejiminin belirlenmesi açısından çok önemlidir. Farklı akış örnekleri soğutucu akışkanın debisine, sıvı ve buhar fazının özelliklerine ve borunun şekline göre değişmektedir. Yatay boru içine giren buharın boruya giriş hızına bağlı olarak yerçekimi veya ara yüzey 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 görülmektedir.

Yoğuşmanın meydana geldiği boru içerisinde, buhar ve sıvı fazı eşzamanlı olarak akmaktadır. Bu esnada meydana gelen, akış modelleri Şekil 4.3'te gösterilmiştir.

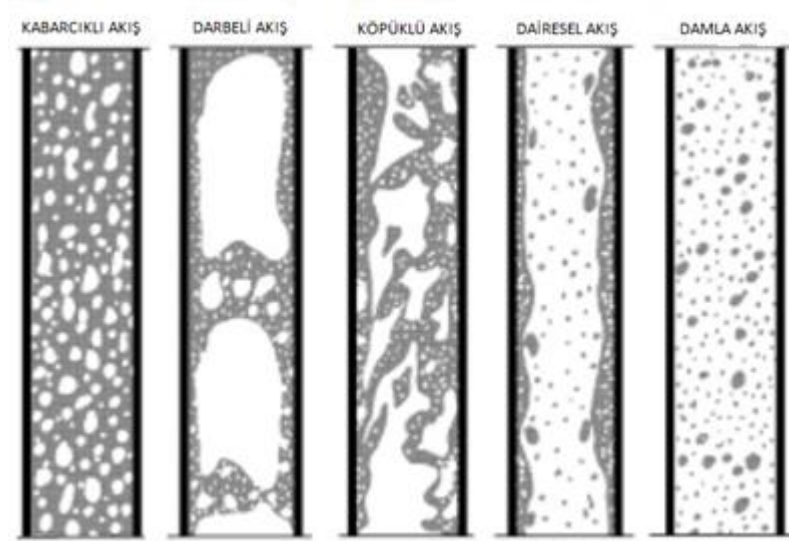


Sekil 4.3. Yüksek hızın baskın olduğu akış rejimleri ve düşük buhar hızlarında yerçekiminin etkin olduğu akış rejimleri [22].

#### 4.4.2. Dikey Borulardaki Akış Yapıları

Dikey borulardaki akış yapıları konusunda literatür yazarları, yatay borulardaki akışlarda olduğu gibi, aynı ve kesin olarak tanımlanmış sınıflandırmayı takip etmezler. Farklı yapıların isimlerinin ortak bir isim altında birleştirilmesi durumları da vardır.

Bununla birlikte, yükselen iki fazlı ortak akım akışının beş yapısını hesaba katan bir sınıflandırmaya başvurmak faydalı olacaktır. Bu yapılar Şekil 4.4'te gösterilen kabarcıklı akış, darbeli akış, köpük akışı, dairesel akış ve damla akışıdır.

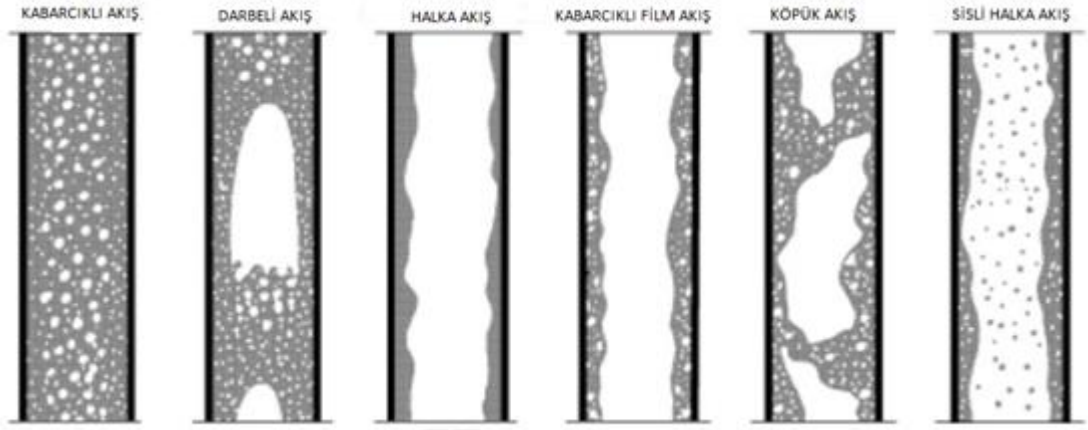


Şekil 4.4. Yukarıdan aşağıya iki fazlı sıvı-gaz akış yapıları [23].

Kabarcıklı akışında, dağınık gaz kabarcıkları, benzer bir hızda tekdüze Newtonian sıvı fazında hareket eder. Diğer yandan, darbeli akışın enine kesitinde, sıvı fazın kısımları ile dönüşümlü olarak görünen büyük gaz fazı kabarcıkları vardır. Sonraki yapının özelliği, yani köpük akışı, gaz ve sıvı fazlarının stokastik bir kaymasıdır. Newtonian sıvı fazın stokastik ve salınımlı akışı, gaz kabarcıklarının patlamasına neden olur, bu da füzyonlarını ve köpük kıvamına sahip iki fazlı bir akış karışımının oluşumunu etkiler. Halka şeklindeki akışta ise, duvar alanında sıvı fazın pürüzsüz veya dalgalı bir filmi ve yükselme borusunun ortasında yüksek hızda hareket eden bir gaz çekirdeği görülür. Damlama akışının enine kesitinde, gazın büyük bir bölümünde hareket eden gözle görülür küçük sıvı damlacıkları vardır.

İki fazlı karışım aşağı doğru akarken farklı yapılar oluşur. Literatür sınıflandırmalarındaki tutarsızlık nedeniyle, Şekil 4.5'te, Oshinow ve Charles taksonomisinin bir örneği sunulmaktadır [24].





Şekil 4.5. Aşağıdan yukarıya iki fazlı sıvı-gaz akış yapıları [23].

Şekilde 4.5’te yapı ile ara geçişleri gözlemlemenin zorluğundan dolayı basitleştirilmiş bir sınıflandırma kullanılmıştır [23].

#### 4.5. ADYABATİK OLMAYAN İKİ FAZLI BİR AKIŞIN YAPISI

Gerçek koşullar altında, iki fazlı karışım hidrodinamik olarak kararlı değildir ve fazlarının termodinamik dengesi bozulur. Böylece, boru ile akan iki fazlı akış arasındaki ısı alışverişi, faz ayrılmasını doğrudan etkiler. Sonuç olarak, iki fazlı karışımın basınç değeri üzerinde, adyabatik olmayan akışlarda, kanal uzunluğu boyunca akış yapısı değişir. Öte yandan, yatay borularda dört temel akış oluşur; kabarcıklı akış, darbeli akış, köpük akış ve sisli halka akış. Faz sınırları, sıcaklığa, basınca, karışımın özelliklerine ve sağlanan ısıya bağlı olarak güçlü değişikliklere uğradığından, tüm akışların doğasını yansıtacak şekilde geçici koşullar altında iki fazlı bir akış haritası oluşturmak mümkün değildir [20, 21].

## BÖLÜM 5

### KONVANSİYONEL KANALLARDA VE MİNİKANALLARDA SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN YOĞUŞMASI

Konvansiyonel kanallar içindeki soğutucu akışkanlarda yoğuşma işlemi temel olarak, klima, soğutma ve ısı pompası çözümlerinde kullanılan kondenserlerde gerçekleşmektedir. Bununla birlikte, makinelerin minyatürleştirilmesine artan ilgi, geleneksel çözümlere kıyasla, daha yüksek verimliliğe sahip küçük boyutlu cihazların, örneğin kompakt ısı eşanjörlerinin yapımına katkıda bulunmuştur. Yapıları özellikle mikro ve mini kanalların kullanımına dayanmaktadır. Kandlikarın sınıflandırmasına göre hidrolik çap 3 mm'den az olan kanallar mini ve makro kanallar olarak belirtilmiştir. Eğer  $d_h < 0.2\text{mm}$  ise mikro,  $d_h = 0.2-3\text{ mm}$  arasında ise mini,  $d_h > 3\text{ mm}$  olduğu durumda ise konvansiyonel kanallar olarak adlandırılmıştır [19, 20].

Bu bölümde, yoğuşma işlemi sırasında ısı transferi olgusuna özel dikkat gösterilmektedir. Hem kütle hem de ısı ile eşzamanlı enerji aktarımı ile ilişkili bir faz değişikliği olduğu için çok karmaşık bir süreçtir. İki fazlı koşullar altında ilgili akış dirençleri de belirlenmiş ve yoğuşma fazı dönüşümündeki yapıların evrimi analiz edilmiştir [19].

#### 5.1. İKİ FAZLI AKIŞ DİRENCİ

Akıfta iki fazın varlığı, direncinin belirlenmesini çok zorlaştırır. İki fazlı akımın hareketi sırasında, Newtonian sıvının hacimsel fraksiyonunun ve buhar fazının değiştirilmesine ek olarak, arayüzün şekli de değiştirilir. İki fazlı bir akışın toplam basınç düşüşünün açıklamasında, sürtünme basıncı düşüşü, hızlanma basınç düşüşü ve hidrostatik basınç düşüşü yer alır. Bu nedenle, kanal uzunluğu boyunca akış direncinin üç bileşeninin toplamı: sürtünme  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_f$ , hidrostatik  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_h$  ve ivme  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_a$ ,

İki fazlı akışın  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_t$  toplam direncini belirler:[25]

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_t = \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_f + \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_h + \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_a \quad (5.1)$$

Hidrostatik ve ivme dirençleri aşağıdaki ilişkilerden hesaplanır:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_h = g \cdot \sin\theta \cdot [\rho_v \cdot \varphi + \rho_l \cdot (1 - \varphi)] \quad (5.2)$$

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_a = (G)^2 \cdot \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2}{\rho_v \cdot \varphi} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l \cdot (1-\varphi)} \right] \quad (5.3)$$

$\theta$  kanal eğim açısını,  $\rho_v$  ve  $\rho_l$  sırasıyla buhar ve sıvı fazın yoğunluklarını,  $\varphi$  boşluk oranını,  $G$  kütle akı yoğunluğunu,  $x$  parametresi kuruluk derecesini göstermektedir [26,27].

Eşitlik 5.1 ve 5.2'den akış direncini hesaplamak için her iki fazın hacimlerinin toplamına göre buhar fazının hacmi olarak tanımlanan boşluk oranı  $\varphi$  belirlemek gerekir. Boşluk oranını belirlemek için yaygın olarak eşitlik 5.4 kullanılır [25].

$$\varphi = \frac{v_v}{v_v + v_l} \quad (5.4)$$

Burada  $v_v$  ve  $v_l$  sırasıyla buhar ve sıvı fazların hacmini tanımlar.

Akış direncini hesaplamak için, aynı zamanda, buhar fazının kütle fraksiyonunun, her iki fazın karışımının kütle fraksiyonuna oranını belirlemek için kullanılan kuruluk derecesini de bilmek gerekir.

$$x = \frac{m_v}{m_v + m_l} \quad (5.5)$$

Burada;  $m_v$ , buhar fazının kütlesidir ve  $m_l$ , sıvı fazın kütlesidir. Eşitlik 5.5 statik kuruluk derecesinin belirlenmesinde kullanılır.

İki fazlı sistemin enerji dengesine bağlı olarak, aşağıdaki denkleme göre su buharının yanı sıra soğutucu içinde denge kuruluk derecesini belirlemek mümkündür.

$$x = \frac{h - h_l}{h_v + h_l} \quad (5.6)$$

Burada  $h$ , karışımın özgül entalpisidir ve  $h_l$  ve  $h_v$ , sırasıyla sıvı ve buharın entalpisidir. Soğutucu akışkanın mini kanaldaki akışı sırasında, yüzey gerilim kuvvetleri geleneksel kanallardaki akışa kıyasla önemli ölçüde artar. Bu nedenle, akış direnci hesaplanırken, hidrostatik ve hızlandırılmış basınç düşüşü göz ardı edilir ve sadece sürtünme akış direnci hesaba katılır. Bununla birlikte, iki fazlı karışımın belirli özelliklere sahip tek fazlı bir akışkan olarak işlem gördüğü homojen model elde edilir. Bu model için, sürtünme akış direnci Darcy-Weisbach denkleminde hesaplanabilir [28].

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_t = \lambda_f \frac{\rho_M \left(\frac{\dot{m}_l + \dot{m}_v}{\rho_M \cdot A}\right)^2}{2d_h} \quad (5.7)$$

Burada sürtünme katsayısı  $\lambda_f$ , akışın türüne bağlı olarak belirlenir, laminar ve türbülanslı akış için Eşitlik 5.8 ve 5.9 kullanılarak hesaplanabilir:

Poiseuille formülünden laminar akış için:

$$\lambda_f = \frac{64}{Re_M} \quad (5.8)$$

Blauius formülünden türbülanslı akış için;

$$\lambda_f = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re_M}} \quad (5.9)$$

Miktarlar buhar fazının ve Newtonian sıvısının kütle akış oranını ardışık olarak tanımlar,  $A$  kanal yüzeyidir,  $\rho_M$  ise homojen karışımın yoğunluğudur ve kütle fraksiyonunun yanı sıra sıvının yoğunluğu ( $\rho_l$ ) ve buhar fazı ( $\rho_v$ ) aşağıdaki gibi:

$$\frac{1}{\rho_M} = \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \quad (5.10)$$

Eşitlik 5.8 ve 5.9'dan sürtünme katsayısını belirlemek için gerekli Reynolds sayısı, viskozite  $\mu_M$ , yoğunluk  $\rho_M$  ve  $d_h$  çaplı kanaldaki homojen karışımın  $w_M$  hız bilgisi esas alınarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Re_M = \frac{w_M \cdot \rho_M \cdot d_h}{\mu_M} \quad (5.11)$$

Diğer bir yaklaşım, iki fazlı bir akışın sürtünme akış direncini belirlemek için bölünmüş modeli kullanmaktır. Buna göre, akım, buhar veya sıvı fazın bir akışına bölünmüştür. Bu modele örnek olarak, akış direncinin aşağıdaki formülden belirlendiği Lockhart-Martinelli yöntemi olabilir [28].

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_t = \Phi_l^2 \cdot \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_l = \Phi_v^2 \cdot \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_v \quad (5.12)$$

Sıvı fazın (l) ve buhar fazının (v) akışı için basınç düşümü aşağıdaki şekilde belirlenir.

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_l = \lambda_l \frac{\rho_l \cdot \left(\frac{\dot{m}_l}{\rho_l \cdot A}\right)^2}{2d} \quad (5.13)$$

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{VO} = \lambda_v \frac{\rho_v \cdot \left(\frac{\dot{m}_l}{\rho_v \cdot A}\right)^2}{2d_h} \quad (5.14)$$

Eşitlik 5.13 ve 5.14 'deki sürtünme katsayıları, Blasius veya Poiseuille formülündeki akış türüne bağlı olarak hesaplanır ve burada akış formunu tanımlayan Reynolds sayısı aşağıdaki şekilde verilir.

$$Re_l = \frac{\dot{m}_l \cdot d_h}{\rho_l \cdot A \cdot v_l} \quad (5.15)$$

$$Re_v = \frac{\dot{m}_v \cdot d}{\rho_v \cdot A \cdot v_v} \quad (5.16)$$

Eşitlik 5.12 'deki  $\Phi_l$ ,  $\Phi_v$  parametreleri, aşağıdaki ilişki ile tanımlanan Lockhart-Martinelli parametresi  $\chi_{tt}$ 'nin boyutuna bağlıdır.

$$\chi_{tt}^2 = \frac{\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_l}{\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_v} \quad (5.17)$$

$\Phi_l$ ,  $\Phi_v$  parametrelerini belirlemek için formüllerin analitik formu Chisholm ve Laid tarafından sunulmuştur:

$$\Phi_l^2 = 1 + \frac{c}{\chi_{tt}} + \frac{1}{\chi_{tt}^2} \quad (5.18)$$

$$\Phi_v^2 = 1 + C\chi_{tt} + \chi_{tt}^2 \quad (5.19)$$

Akışın niteliği, C parametresinin boyutunu belirler. Newtonian sıvının akışı ve buhar fazının laminer olması durumunda  $C = 5$  dir. Bu fazların türbülanslı akışı durumunda, C parametresinin değeri 10'a eşittir [26, 27].

Soğutucu akışkanın mini kanaldaki akışına, geleneksel kanallardaki akışın aksine, yüzey gerilimi kuvvetlerinde önemli bir artış eşlik etmesi nedeniyle, hidrostatik ve hızlandırılmış basınç düşüşünün küçük değerleri, akış direncinin hesaplanmasında ihmal edilmiştir. Yalnızca sürtünme akış dirençlerinin belirleyici bir etkisi bulunmaktadır [28].

## 5.2. İKİ FAZLI AKIŞ İÇİN ISI TRANSFERİ

Yoğuşma işlemi ısı transferi çok karmaşık bir süreçtir. Çünkü hem kütle hemde ısı alışverişi ile eş zamanlı gerçekleşen bir faz değişimi vardır. Diğer bir zorluk, yatay kanalın alt kısmında biriken yoğuşma suyunun yer değiştirmesidir. Kanalın uzunluğu ve enine kesiti boyunca değişen iki fazlı akış yapıları, yoğuşma fazı dönüşümü sırasında önemlidir. Bu nedenle, enerji değişimini ve yoğuşma sürecindeki momentumu tanımlayan analitik yöntemde, uygun ilişkilerin akış yapılarının incelenmesi gerekmektedir. Yine asıl zorluk bu yapıların sınırlarını belirlemektir [15].

Bu alt bölümün sonraki bölümlerinde, iç çapı 3mm'yi aşan borularda halka, dalga ve tabakalı bir akışta iki fazlı bir akışın yoğuşma faz değişimi için, ısı transfer katsayısını tanımlayan korelasyonlar incelenecektir. Bu durumda, soğutucu tarafında toplam termal direnç  $R_i$  aşağıdaki bağlantı ile belirlenir:

$$R_i = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} \quad (5.20)$$

Isı transfer katsayısı  $\alpha_i$ 'nin, termal akış parametreleri ve geometrisi ile tanımlanan iki fazlı akışın spesifik akış yapısı ile ilişkili olması önemlidir [24].

### 5.2.1. Halka Şeklindeki Akış Sırasında Yoğuşma

Kondensere ulaşan buhar, kızgın veya doymuş buhar formunda olabileceğinden, bu iki özel durum, yoğuşma fazı dönüşümü sırasında analiz edilmelidir.

İlk durumda, yoğuşma işlemini başlatmak için, yeterince büyük bir doymuş kuru buhar kütle fraksiyonu olması koşuluyla, gelen faz akışının kuru veya nemli doymuş buhar şeklinde olması gerekir. Daha sonra, kanal duvarının sıcaklığı, çiğlenme noktası sıcaklığından daha düşük olduğu için, halka şeklindeki akışta yoğuşma meydana gelir. Bununla birlikte, halka şeklindeki akış yapısı, faz akış parametrelerinin sınır değerleri aşılmayana kadar devam eder.

İkinci durumda, gelen buhar kızgın buhar şeklindedir. Bu nedenle yoğuşma sürecine başlamadan önce soğutulması gerekir ki bu da kanal kesit ekseninde en yüksek sıcaklığa ulaşılmasına ve buhar fazının, kanal duvarlarının yüzeyine doğru alçalmasına katkıda bulunur. Buhar kanal duvar yüzeylerinin yakınında, ilk olarak doyma sıcaklığına ulaşılır ve bu da yoğuşma fazı değişimini başlatır. Bu koşullar altında, çekirdek aşırı ısınmış buhardır ve küçük damlacıklar içeren ince bir Newtonian sıvısı filmi, duvarda ve yakınında birikir. Buhar fazında yüksek boşluk oranı nedeniyle halka akış meydana gelir ve soğutucu akışkanın yoğuşması termodinamik faz dengesizliği altında gerçekleşir. Daha sonraki işlemde, buhar çekirdeği doyma sıcaklığına ulaşır, bu da denge koşulları altında bu faz akış parametreleri sınır değerlere ulaşmaya kadar halka akış yapısı devam eder.

İlk durum daha sık analiz edilir. Bu nedenle, ısı transfer katsayısını belirleyen  $\alpha_{i,an}(x)$  ile kesitte kuruluk derecesi  $x$  arasındaki ilişki açıklanacaktır. Tek fazlı bir akıştaki formül (esas olarak Newtonian sıvısı), düzeltme çarpanına dayanır ve formülü aşağıdaki gibidir [24]:

$$\alpha_{i,an}(x) = \alpha_l \cdot \left( (1-x)^{0.8} + \frac{3.8 \cdot x \cdot (1-x)^{0.04}}{Pr^{0.38}} \right) \quad (5.21)$$

$\alpha_l$  katsayısı, zorlanmış konveksiyon koşulları altında doymuş bir Newtonian sıvısının özelliklerine sahip bir faktörün akışı ile belirlenir ve bunu belirlemek için aşağıdaki Dittus ve Boelter formülü kullanılır[24]:

$$\alpha_l = 0.023 \cdot (Re)^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4} \cdot \frac{\lambda_l}{d_h} \quad (5.22)$$

Yukarıdaki formülde,  $d_h$  kanalın çapıdır.  $\lambda_l$  sürtünme katsayısıdır ve  $Pr_l$  bir maddenin termal iletkenliğine göre viskozitesini belirleyen boyutsuz Prandtl sayısıdır. Eşitlik 5.22'ye bağlı olarak  $Pr$ , termodinamik açıdan doyma basıncının,  $P$  kritik basınca oranı olan indirgenmiş basıncı belirler [24].

### 5.2.2. Tabakalı Akış Sırasında Yoğuşma

Önceki bölümlere dayanarak, tabakalı bir akışta buhar fazının yukarı doğru itildiği ve Newtonian sıvısının, aralarında neredeyse pürüzsüz bir arayüzeyin bulunduğu kanalın alt kısmında biriktiği açıktır. Ancak,  $x$  kuruluk derecesi ile bu yapı için ısı transfer katsayısının  $\alpha_{i,ort}(x)$  hesaplanmasında, McNaught ve Butterworth ilişkisi kullanılır. Bu ilişkiye göre  $\alpha_{i,ort}(x)$  film yoğuşması alanındaki ısı transfer katsayısı  $\alpha_U(x)$  ile zorlanmış konveksiyon koşulları altında ısı transfer katsayısı  $\alpha_B(x)$ 'in toplamıdır. Bu formül aşağıdaki gibi tanımlanmıştır [24]:

$$\alpha_{i,ort}(x) = \alpha_U(x) + \alpha_B(x) \quad (5.23)$$

$\alpha_u(x)$  katsayısını tanımlayan ilişki, Collier ve Thomson tarafından dikey bir duvarda buhar fazının yoğuşma süreci sırasında ısı transferini tanımlayan ilk klasik model, yani



1916'da Nusselt modeli temelinde sunulmuştur. Yoğuşma filminin laminer hareketi için, fiziksel yasalar ve diferansiyel denklemler, yani enerji ve momentumun korunumu kullanılmıştır. Kararlı durum yoğuşma akışı analizlerinde, etkiyen eylemsizlik kuvvetlerinin değerleri, basınç gradyanı, buhar fazının hareketi ve yüzey gerilimi kuvveti ihmal edilmiştir. Bu modelde ihmal edilen birçok parametre olmasına rağmen, Nusselt modeli ısı transfer mekanizmasını nispeten iyi temsil eden temel bir modeldir.  $\alpha_U(x)$  katsayısının değeri aşağıdaki formül ile elde edilir [24]:

$$\alpha_U(x) = F_{CT} \left( \frac{\lambda_l^3 \cdot g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot r}{\mu_l \cdot d_h \cdot \Delta T_S} \right)^2 \quad (5.24)$$

Eşitlik 5.24' de  $F_{CT}$ , yoğuşmanın faz geçiş bölgesindeki merkezi sarmal  $\phi$  için belirlenen katsayıdır. Film yüzeyi ile duvarlar arasındaki sıcaklık farkı  $\Delta T_S$ , kanalın diferansiyel uzunluğu için enerji dengesinden belirlenir. Eşitlik 5.24 ile ilişkili boyut  $\mu_l$ , ortamın viskozitesi ile doymuş bir Newtonian sıvısının özellikleri anlamına gelir,  $\lambda_l$  sürtünme katsayısı,  $d_h$  kanal çapı,  $\rho$  ise bu akışın kütle yoğunluğudur.

Kanalın alt kısmında biriken Newtonian sıvının akışı için zorlanmış konveksiyon koşulları altında  $\alpha_B(x)$  katsayısı, Dobson ve Chato korelasyonu ile belirlenir [24]:

$$\alpha_B(x) = 0.0195 \cdot (Re)^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4} \cdot \left( 1.376 + \frac{C_1}{x_{tt}^{C_2}} \right)^{0.5} \cdot \frac{\lambda_l}{d_h} \cdot \frac{\phi}{\pi} \quad (5.25)$$

$C_1$ ,  $C_2$  katsayıları Froude sayı fonksiyonundan belirlenir ve  $x_{tt}$  Loc-khart-Martinelliego parametresidir.

### 5.2.3. Dalga Akışı Sırasında Yoğuşma

Dalga akışı, faz ayırma yüzeyindeki temas kuvvetleri tarafından üretilen düzensiz dalgalanmalara sahip bir faz katmanlaşmasının görülebildiği bir geçiş akışıdır. Bu teğet gerilmelerin etkileşiminin ölçüsü, hem aksenal hem de çevresel yönlerde kanalın alt bölgesinde toplanan Newtonian sıvı filmin akışına katkıda bulunur. Bu nedenle,

kanalın üst bölümündeki yoğuşma için ısı transfer katsayısı, tabakalı akış için belirlenen katsayıya göre değiştirilir.

Dalga akışı sırasındaki ısı transfer katsayısı  $\alpha_U(x)$  aşağıdaki Dobson ve Chato korelasyonundan belirlenmiştir [24]:

$$\alpha_U(x) = \frac{0.23 \cdot (Re)^{0.12}}{1 + 1.11 \cdot X_{tt}^{0.58}} \cdot \left( \frac{G \alpha_l Pr_l}{J \alpha_l} \right)^{0.25} \cdot \frac{\lambda_l}{d_h} \quad (5.26)$$

Eşitlik 5.26'da  $\mu_v$ , buhar fazının özellikleri ile tüm akışın viskozitesini ifade eder ve Newtonian sıvısının özellikleri kullanılarak belirlenen Galileo Gal sayısı aşağıdaki formülle hesaplanabilir:

$$G \alpha_l = \frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot d_h^3}{\mu_l^2} \quad (5.27)$$

$\rho_l$ ,  $\mu_l$  değerleri, sıvı fazın özellikleri ile akışın yoğunluğunu ve viskozitesini tanımlarken,  $\rho_v$ , buhar fazının özellikleri ile bu akışın yoğunluğunu ifade eder. Eşitlik 5.26'daki Jakob Jac numarası aşağıdaki formülle verilmiştir:

$$J \alpha_l = \frac{c_l \cdot (T_S - T_W)}{r} \quad (5.28)$$

Burada  $T_D$ , doyunluk sıcaklığı ve  $T_W$ , kanalın duvarının sıcaklığıdır [24].

### 5.3. YOĞUŞMA FAZ DEĞİŞİMİNDE YAPILARIN EVRİMİ

İki fazlı akışın yoğuşması sırasında, akışkanın kütleli akışı, sıvı buhar fazının fiziksel özellikleri, geometrisi, yerçekimi kuvveti, atalet ve kayma kuvvetlerinin birbirine göre olan etkilerinden dolayı çeşitli akış rejimleri oluşur. Bundan dolayı yoğuşma alanı birkaç bölgeden oluşacak şekilde modellenmiştir. Bu bölgelerin her birinin uzunluğu boyunca kesin olarak tanımlanmış bir akış yapısının belirlenmesi, belirlenen deneysel bağıntılardan akış direncinin ve ısı transfer katsayısının hesaplanmasını sağlar.

Geleneksel ve mini kanallarda, halka şeklindeki akış, iki fazlı bölgede baskın yapıdır. Doyma koşulları altında boşluk oranının maksimum bir değere ulaştığı enine kesitten, yeterince düşük kuruluk değerlerine kadar değişebilir. Sonuç olarak, buhar fazının yüksek hızı, yoğunlaşmış Newtonian sıvısının duvardan aşağı doğru yerçekimsel akışını zorlaştırır, bu da halka şeklindeki filmin tutulmasıyla sonuçlanır.

Aşamalı yoğunlaşma süreci, kızgın soğutucu akışkan buharının kütle fraksiyonunu azaltır ve hızını düşürür. Artan film kalınlığı eylemsizlik kuvvetlerini, arayüzdeki teğetsel gerilimi azaltır ve bunların büyüklüğü Newtonian sıvısının aksel doğrultuda dairesel bir film formundaki akışını sürdürmek için yetersizdir. Yüzey gerilimi ve yerçekimi kuvvetlerinin artan etkisi belirgindir ve bunların işleyişi büyük ölçüde kanalın çapına bağlıdır. Sonuç olarak, iki fazlı bölgedeki yapıların daha fazla dönüşümü, buhar fazının eylemsizlik kuvvetleri ile arayüzdeki teğetsel kuvvetlerin etkileşimi ve ayrıca yoğunlaşmış filmin şiddeti ile belirlenir. Konvansiyonel kanallardaki daha düşük kütle akış hızı, boşluk oranının düşürülmesi ve aşamalı yoğunlaşma fazı değişimi ile birlikte daha düşük buhar fazı hızları, Newtonian sıvı filmin halka şeklindeki yapısını bozan yerçekiminin etkisine bağımlı olmasına katkıda bulunur. Bu yapı zamanla bir geçiş akışına dönüşür. Halka dalga geçiş akışında, ayırma yüzeyinde düzensiz dalgalanmalar görülürken, kanalın üst kısmındaki sıvı filmin kalınlığı çok daha küçüktür. Ayrıca, iki fazlı akışın yüksek hızlarında, tıkaç ve darbeli akış da gelişebilir. Bu durum yoğunlaşma aşamasında, ince kabarcıklarla kaybolan yapılara doğru ilerleyerek faz değişim sürecini kapatır.

Yoğunlaşma süreci devam ederken buhar fazı ile boşluk oranı azalır ve dolayısıyla kütle oranı ve hızı düşer. Ölçüsü kanalın çapı ile belirlenen yüzey gerilimi ve yerçekimi kuvvetlerinin eşzamanlı olarak artmasıyla birlikte, arayüzdeki atalet kuvvetlerinin ve teğet gerilimin etkisinin gittikçe daha az olduğu fark edilir. Bu nedenle, iki fazlı akımın geleneksel çaplara sahip kanallardaki düşük kütle akışı için, yerçekimi etki kuvveti, halka yapısındaki Newtonian sıvı akımının çevresel akışına yönelmesine katkıda bulunur. Sonuç olarak, aksel yönde hareket eden buhar fazı yukarı doğru itilir ve tabakalı bir akış yapısı oluşur. Buhar fazının daha fazla aşınması, kütle fraksiyonunu ve boşluk oranını sıfıra indirir, bunun sonucunda yoğunlaşmış Newtonian sıvısı tüm kanal kesitini doldurur [20, 24].

Yoğuşma sırasında mini kanallarda, belirli akış yapılarının oluşumunu etkileyen yüzey gerilim kuvvetleri meydana gelir. Konvansiyonel çaptaki borulardaki yapıların evriminin aksine, mini kanallarda iki fazlı tabakalı akış yoktur. Mini kanallardaki iki fazlı bölgedeki ilk baskın yapı dairesel akıştır. Yoğuşma fazı değiştikçe, bu süreci sonlandıran ve ince kabarcıklar içeren yapılara dönüşen tıkaç ve darbeli akışlar oluşur. Sonuç olarak, yoğuşturulmuş bir Newtonian sıvısı, mini kanalın tüm kesitini doldurarak akmaya başlar. Yoğuşma fazı dönüşümünün ilerlemesiyle artan film kalınlığı, buhar çekirdeğinin azalmasına katkıda bulunurken, fazlar arasındaki arayüzde düzensiz dalgalanmalar görülebilir. Daha sonra, buhar akımının yüzey gerilim kuvvetleriyle kırılmasının bir sonucu olarak, Newtonian sıvı tıkaçlarının, buhar fazının kabarcıklarıyla ayrıldığı kesintili bir yapı oluşur. Aşamalı yoğuşma süreci, ikinci fazın tıkaçlarının eşzamanlı olarak uzatılmasıyla buhar fazının tıkaçlarının azalmasına katkıda bulunur ve bu da Newtonian sıvısının boşluk oranında bir artış ve türbülanslı akışın yoğuşmasıyla sonuçlanır. Teğet geriliminin bir sonucu olarak buhar tıkaçları, ince kabarcıklarla kaybolan yapılara ayrılır ve yoğuşma fazı dönüşümünü kapatır.

Özetle mini kanallardaki akışta yoğuşma sırasında halka yapısının dışında aralıklı ve kabarcıklı bir akış vardır. Öte yandan, konvansiyonel yoğuşmalı akışta bir halka yapısı, bir geçiş (halka-dalga) yapısı ve bir tabakalı akış oluşur [24].

Literatür kaynaklarının analizi, bir sıcaklık gradyanının varlığının yoğuşma sürecini başlatmak için yeterli bir koşul olmadığını açıkça göstermektedir. Doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa sahip duvar yüzeyine doğru hareket ederken gaz fazının hacmini azaltmayı mümkün kılan sıvı fazın çekirdeklerini oluşturmak da gereklidir. Kaynak malzemelerden hareketle, mini kanallardaki iki fazlı yoğuşmanın dönüşümünün kanalın çapına, soğutucunun termo-fiziksel özelliklerine, yoğuşma işleminin parametrelerine ve duvar yüzeyinin özelliklerine bağlı olduğu da söylenebilir. Bu nedenle, sistemin parametrelerinin ve iki fazlı soğutucunun ısı transferine aracılık eden özelliklerinin uygun bir şekilde seçilmesi, akış direncini azaltırken ısı transfer katsayısının artmasını sağlayacaktır. Çalışma maddesinin doyma sıcaklığı ve doyma basıncı, iki fazlı akışkan oluşturulan her fazın viskoziteleri ve yoğunlukları ile birlikte sıvı fazın yüzey gerilimi, yoğuşma işlemini etkileyen

önemli parametrelerdir. Bu parametreler aynı zamanda akış yapılarını belirlerken de önemlidir. Diğer yandan akış yapısının tanımlanması, akış direncinin ve ısı transfer katsayısının deneysel korelasyonlardan hesaplanmasını sağlar.

## BÖLÜM 6

### DENEYSEL ÇALIŞMALAR

#### 6.1. ARAŞTIRMANIN AMACI VE KAPSAMI

Çalışmanın amacı, HFE 7000 hidrofloroeter soğutucusunun iki fazlı yoğuşma sürecini, iç çapları, 1.6; 2.0 ve 2.5 mm olan paslanmaz çelik yatay mini kanallarda test etmektir. Soğutucu akışkan kütle debisi için, beş varyasyon aralığı kullanılmıştır,  $\dot{m} = 5.0; 7.2; 10; 11.5; 15.0$ ; kg / saat. Kütle akısı yoğunluğunun, akışkanın ortalama kuruluk derecesinin yanı sıra mini kanalın iç çapının, ısı alışverişi ve basınç düşümü üzerindeki etkisi incelenmiştir. Soğutucu akışkan ile boru duvarı arasındaki ısı aktarımının yoğunluğunu tanımlayan Nusselt numarası belirlenmiştir.

Termal akış testlerinin kapsamı:

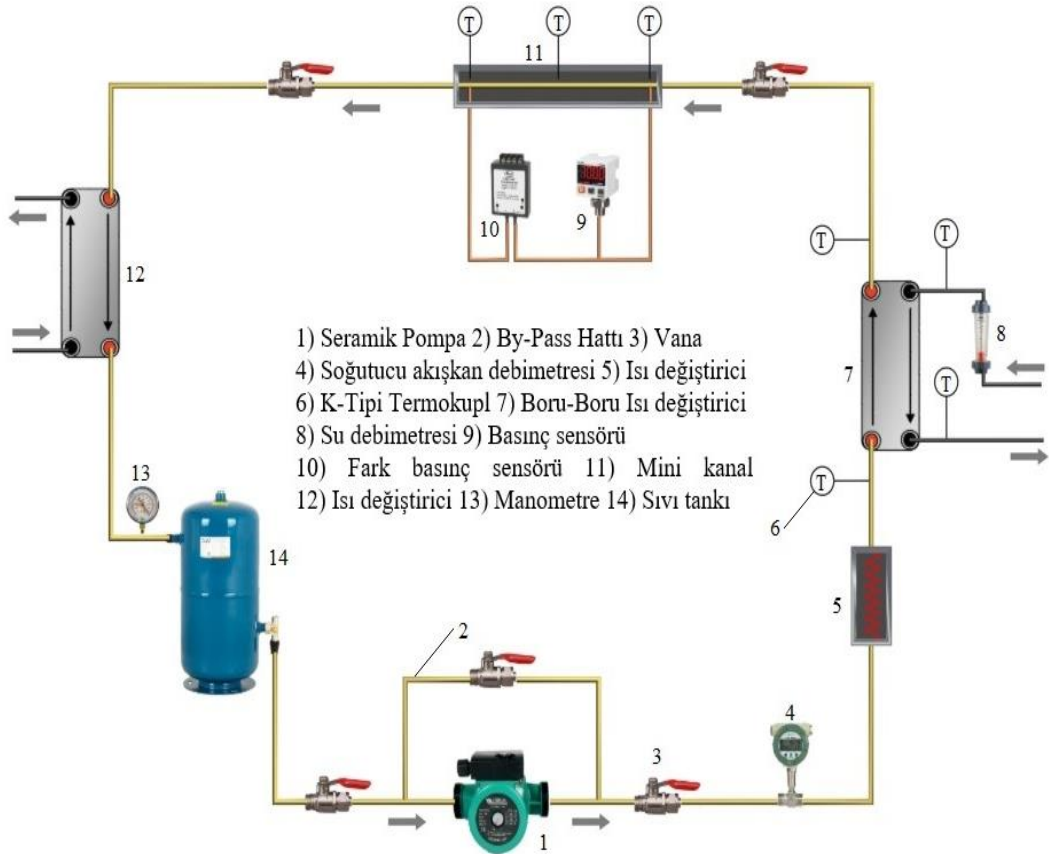
- ortalama kuruluk derecesi :  $x_{ort} = 0 - 1$
- mini kanalın iç çapı: mm,  $d_h = 1.6 - 2.5$  mm
- yoğuşma sıcaklığı: °C,  $T_s = 40 - 50$ °C
- kütle akısı yoğunluğu:  $G = 450 - 1340$

#### 6.2. DENEY DÜZENEĞİ

Şekil 6.1. mini kanallarda HFE 7000 soğutucusunun yoğuşmasını test etmek için kullanılan deney düzeneğini şematik olarak göstermektedir. Sunulan diyagram incelendiğinde, sıvı soğutucu akışkan seramik pompadan geçerek girişinde Coriolis kütle debimetresi bulunan ısı değiştiriciye ulaştığı görülmektedir. Ardışık olarak,

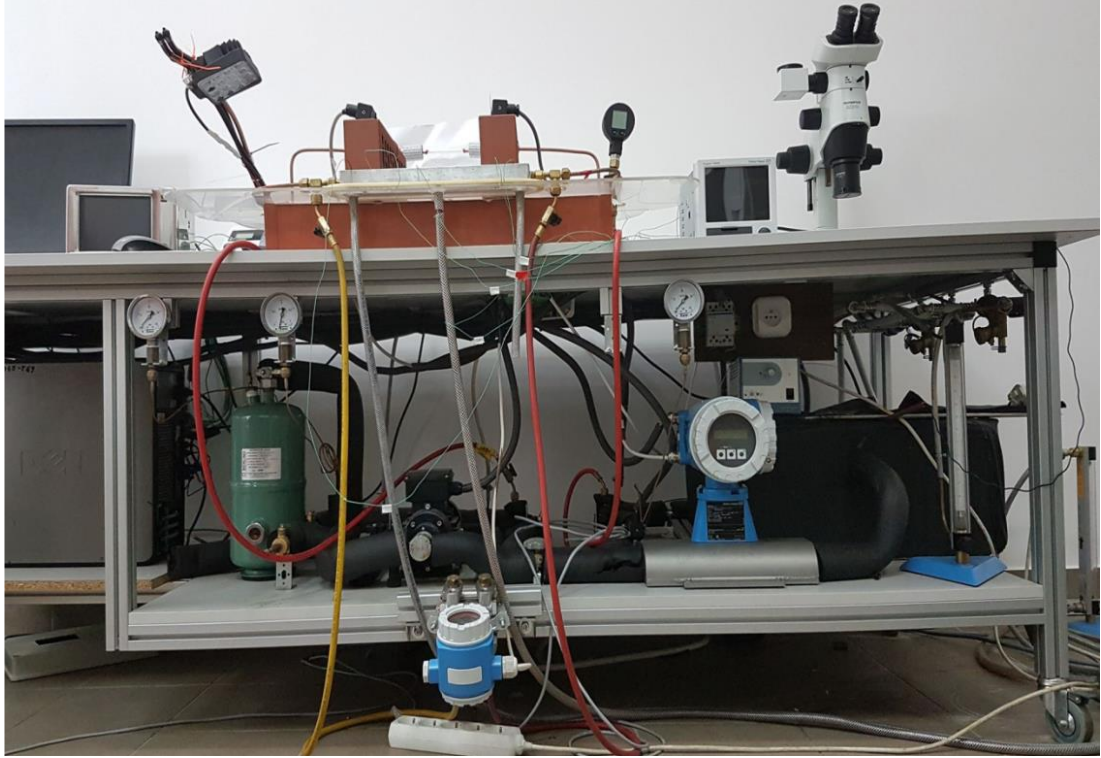
soğutucu akışkan buharlaşana kadar bir ısı akışı sağlanır. Gaz fazındaki soğutucu, termostat tarafından ayarlanan sabit bir sıcaklıkta buharlaştırıcıdan ayrılır ve girişinde soğutucu akışkan buharının kızgınlığını alan su soğutmalı bir ısı eşanjörünün bulunduğu mini kanalın ölçüm bölümüne ulaşır. Kanalın ölçüm bölümünde K-tipi termokupllar, bir giriş basınç sensörü ve bir diferansiyel basınç dönüştürücü bulunurken, çıkışında test standının ölçüm kısmından çıkan ortamın aşırı soğutulmasını sağlayan su soğutmalı bir ısı eşanjörü vardır.

Sonuç olarak, soğutucu akışkan soğutucu tankına yönlendirilir ve akışkanın çevrimi yeniden başlar.



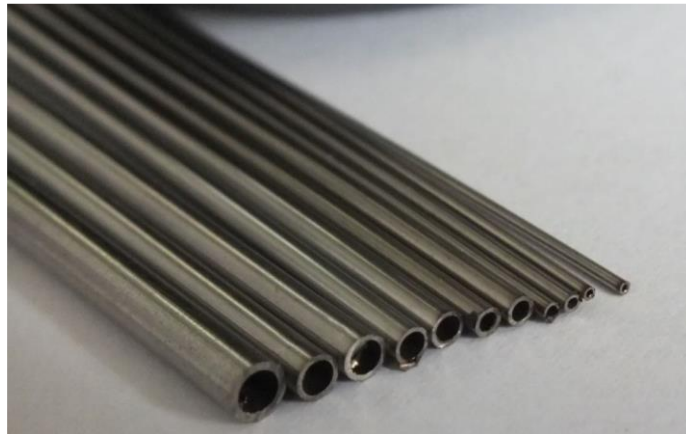
Şekil 6.1. Deney Düzeneginin Şematik gösterimi.

Deney düzeneginin genel bir görünümü Şekil 6.2’de gösterilmektedir.



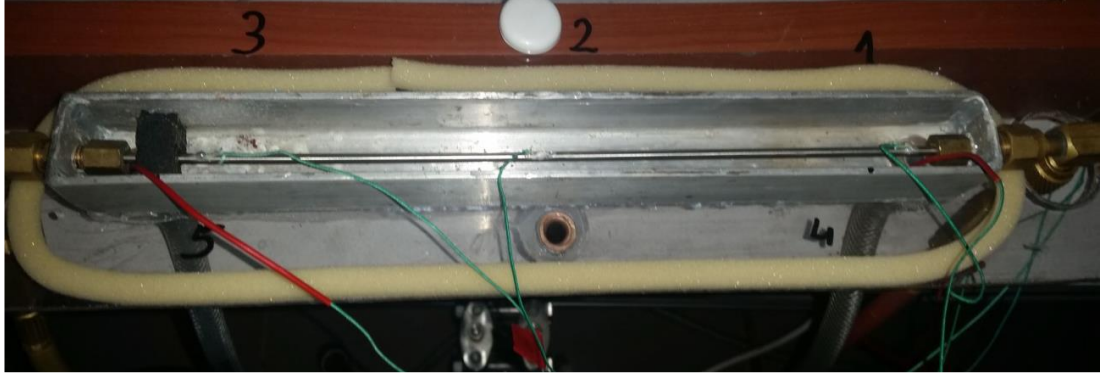
Şekil 6.2. Deney düzeneğinin gösterimi.

Şekil 6.3 Farklı enine kesit alanlarına sahip bir mini kanalları gösterirken, Şekil 6.4 250 mm uzunluğunda ve  $d = 1.6$  mm iç çaplı bir mini kanalın su kanalında yer alan bir ölçüm kesitini göstermektedir.



Şekil 6.3. Farklı boru kesitlerine sahip mini kanallar.





Şekil 6.4. 250 mm uzunluğunda ve  $d_h = 1.6$  mm iç çaplı bir mini kanalın su kanalında yer alan ölçüm kesiti.

### 6.3. HFE 7000 SOĞUTUCU AKIŞKANIN ÖZELLİKLERİ

Hidrofloroeter grubundan yanmaz, aşındırıcı olmayan ve düşük toksik soğutucu akışkan, seçilen fiziksel özellikleri Çizelge 1'de sunulan termal akış testlerini gerçekleştirmek için kullanılmıştır.

Çizelge 6.1. HFE 7000 Soğutucu akışkanın özellikleri [29].

Molar ağırlık [g/mol]	200
Kaynama noktası [°C]	34
Donma noktası [°C]	-122.5
Alevlenme noktası [°C]	Yok
Sıvının yoğunluğu [ $\text{kg/m}^3$ ]	1400
Kritik yoğunluk [ $\text{kg/m}^3$ ]	553
Kritik basınç [MPa]	2,48
Kritik sıcaklık [°C]	165
Dielektrik sabiti	7.4
Gizli buharlaşma ısısı [kJ/kg]	142
Özgül ısı [ $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ]	1300
Termal iletkenlik [ $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ]	0.075
Buhar Basıncı [kPa]	64.6

HFE 7000 akışkanının 0 ODP indeksi, 530 gibi düşük bir GWP değeri ve atmosferde 5 yıldan az ömre sahip olması önemli özelliklerindedir.

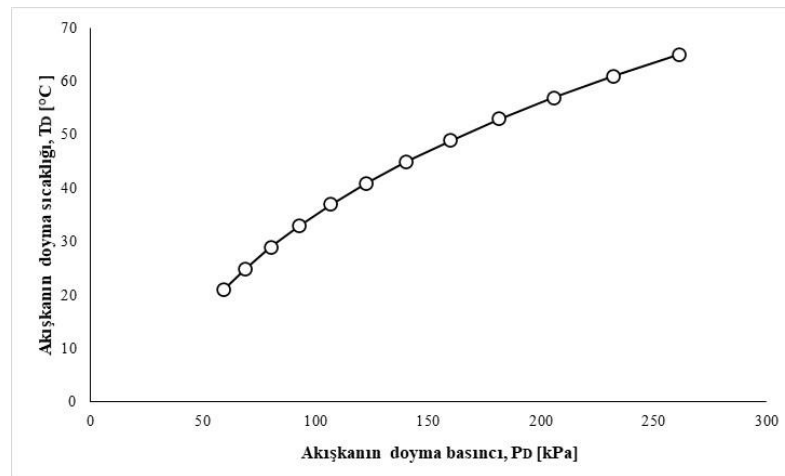
Ayrıca, soğutucu akışkanın iyi dielektrik özelliklerinden dolayı, sızıntı veya başka bir arıza durumunda çalıştırılan elektrikli cihazlara zarar verme riski yoktur. HFE 7000 soğutucu akışkanı çeşitli metaller, plastikler ve elastomer malzemeler üzerinde test edilmiştir. Bu testler sonucunda yüksek malzeme uyumluluğu belirlediğinden, soğutma devresi paslanmaz çelik, pirinç, alüminyum ve ayrıca bakırdan yapılabilir.

Çizelge 6.2. Soğutucu akışkan HFE 7000 için ekolojik kriterler [29].

ODP Değeri	0.0
GWP Değeri	530
Atmosferde yaşam süresi (yıl olarak)	4.9

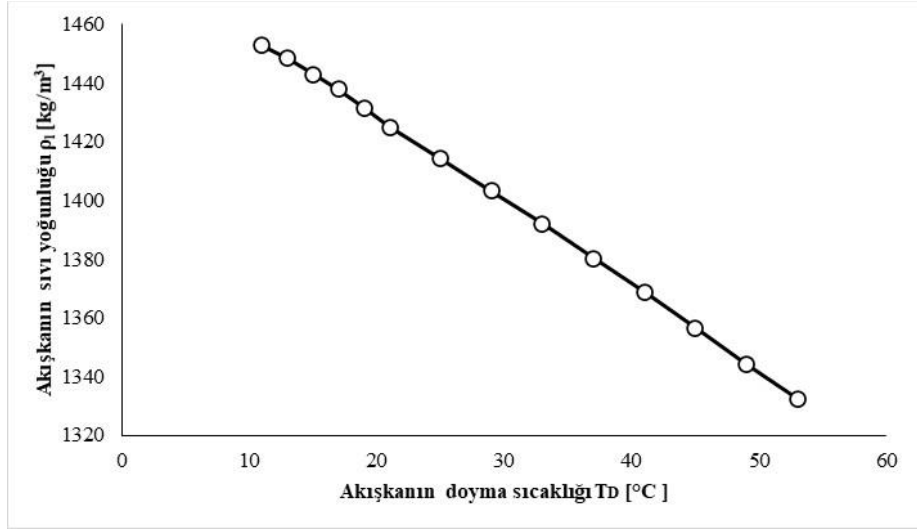
Yeni, düşük kaynama noktalı sentetik soğutucu HFE 7000, termodinamik özellikleri ile, endüstriyel alanda geniş bir kullanım potansiyeline sahiptir. Başlıca uygulama alanları şunlardır: Soğutma ekipmanı, gıda soğutma teknolojisi, endüstriyel soğutma ve yarı iletkenlerin termal yönetimi. HFE 7000 ortamının spesifik termodinamik özelliklerine dayanarak, Şekil 5.5'te gösterilen doyma basıncına ( $P_D$ ) göre doyma sıcaklığının  $T_D$  bağımlılığına ilişkin bir grafik oluşturulmuştur. Sunulan özellikte, fiziksel basınç değişkeninde bir artış fark edilir ve bu da faz geçiş sıcaklığının artışına sebep olur. Bu nedenle, doyma sıcaklığının değeri aşağıdaki denkleme göre belirlenebilir:

$$T_D = -0.0015 \cdot P_D^2 + 0.519 \cdot P_D - 7.2451 \quad (6.1)$$

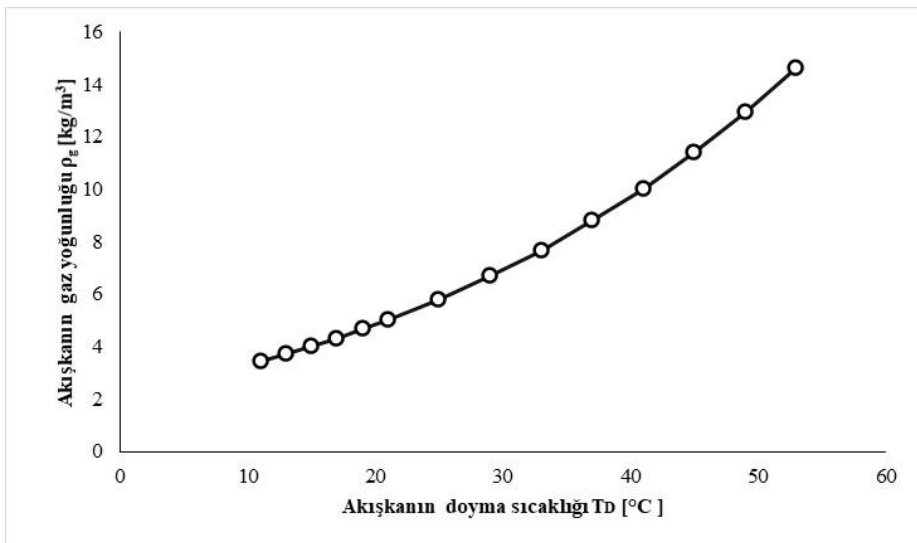


Şekil 6.5. HFE7000 soğutucu akışkanının basıncına bağlı olarak doyma sıcaklığının değişimi [29].

Şekil 6.6'da verilen grafik, doyma sıcaklığından  $T_S$  sıvı yoğunluğunun  $\rho_l$  doğrusal karakteristiğini göstermektedir. Diğer yandan, Şekil 5.7, doyma sıcaklığı  $T_S$  ile ilişkili olarak gaz fazı yoğunluğunun  $\rho_v$ 'ye bağımlılığının özelliklerini göstermektedir. Gösterilen özelliklerin analizinden, sıcaklıktaki artışın sıvı fazda çalışma maddesinin yoğunluğunun azalmasına katkıda bulunduğu sonucuna varılabilir. Öte yandan, doyma sıcaklığının artması soğutucu akışkanın gaz yoğunluğunun artmasına sebep olmaktadır.



Şekil 6.6. HFE7000 soğutucu akışkanının, doyma sıcaklığına bağlı olarak sıvı yoğunluk grafiği [29].



Şekil 6.7. HFE7000 soğutucu akışkanının, doyma sıcaklığına bağlı olarak gaz yoğunluk grafiği [29].

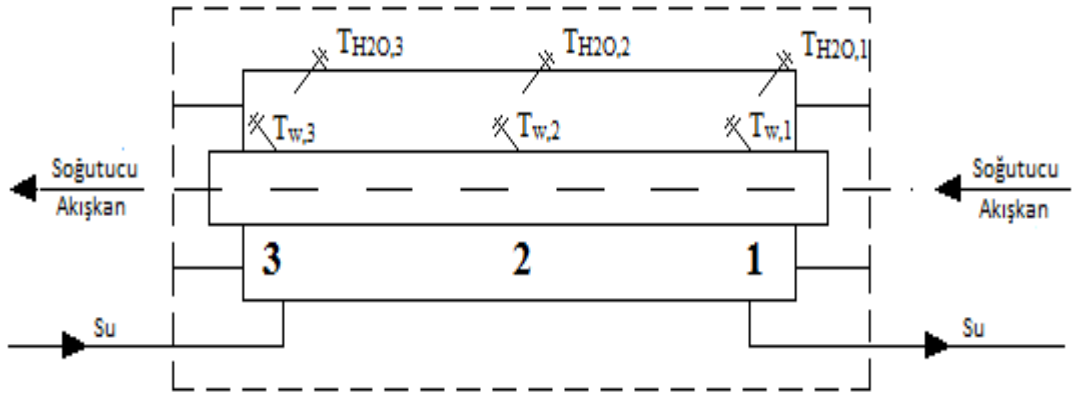
#### 6.4. ARAŞTIRMA METODOLOJİSİ

Deney standının ölçüm bölümüne, istenilen çapta mini kanal yerleştirilmiştir. Yoğuşmanın gerçekleştiği bu kısımda mini kanal üzerindeki ısı, soğutma suyu ile alınmaktadır. Deneyin başlaması ile birlikte soğutma su vanaları açılır, soğutucu akışkan sirkülasyonu için pompa, soğutucu akışkanın buhar fazına geçişi için elektrikli ısıtıcı (ısı değiştirici) çalıştırılır ve sistem denge haline gelinceye kadar beklenir. Sistemde dolaşacak olan soğutucu akışkan miktarı debimetre üzerinden okunur. Kontrol vanaları kullanılarak istenilen soğutucu akışkan miktarı ayarlanır, sirkülasyon pompası ile soğutucu akışkan ısı değiştiriciye gönderilir ve burada soğutucu akışkan buhar fazına geçtikten sonra boru-boru tip ısı değiştirici üzerinden ölçüm noktasına ilerler. Boru-boru tip ısı değiştiricinin girişinde ve çıkışında sıcaklık sensörleri vardır. Bu sayede soğutucu akışkanın ve soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları ölçülmektedir. Isı değiştiriciye gönderilen su miktarı, debimetre sayesinde görülmektedir. Isı değiştiriciye gönderilen su miktarı ayarlanarak soğutucu akışkan kuruluk derecesi belirlenmektedir. Soğutucu akışkanın yoğuşmaya başladığı ölçüm noktasının girişinde basınç sensörü yer almaktadır. Ayrıca burada giriş ve çıkış noktaları arasındaki fark basıncını ölçmek için fark-basınç sensörü kullanılmaktadır. Ölçüm noktasında kullanılan K tipi termokupl tip sıcaklık sensörleri ile, mini kanal duvarları  $T_{w,1}-T_{w,3}$ , ve soğutma suyu  $T_{H2O,1}-T_{H2O,3}$ 'ün yüzey sıcaklıkları ölçülebilmektedir. İlk ölçümde boru-boru tip ısı değiştiriciye soğutma suyu gönderilmemektedir. Sıcaklık ve basınç değerleri ölçüm sensörleri sayesinde monitör üzerinden okunarak kaydedilir. İkinci aşamada boru-boru tip ısı değiştiriciye bir miktar soğutma suyu gönderilir ve ölçüm değerleri kaydedilir. Sonraki aşamalarda ısı değiştiriciye gönderilen su miktarı belirli oranlarda artırılarak ölçümler alınır. Bu işlem soğutucu akışkanın ölçüm noktası giriş basıncı belli bir değerde sabitleninceye kadar devam etmektedir. Bundan sonraki aşamada soğutucu akışkan debisi değiştirilerek yukarıdaki işlemlerin aynısı uygulanır ve ölçüm değerleri alınır. Her bir farklı mini kanal için bu işlemler tekrarlanır. Kaydedilen ölçüm değerleri, gerekli denklemlerde kullanılarak, kuruluk derecesi  $x$ , ısı akısı yoğunluğu  $q$  ve kütle akısı yoğunluğu  $G$  hesaplanır.

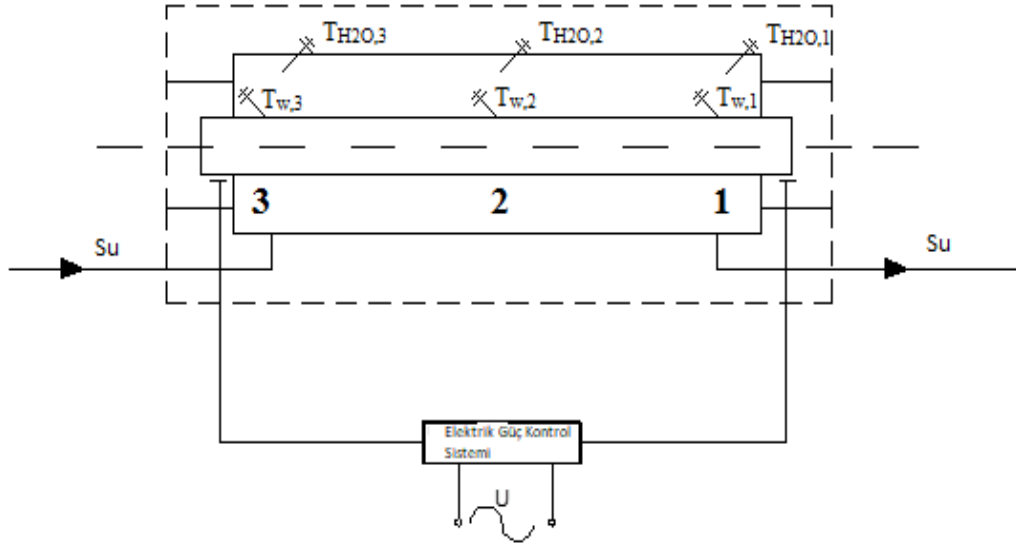
Çevreye aktarılan ısı akışını belirlemek için bir hesaplama yöntemi kullanılmıştır. Mini kanal çapının her boyutu için aynı hesaplama şeması tekrarlanmıştır. Kanal boyunca 3 K tipi termokupl bulunmaktadır, soğutma suyunun bulunduğu kanalda da benzer bir çözüm kullanılmıştır. Her iki bölümde de ters akımda aynı oranda soğutma suyu akmaktadır. Elektrikle ısıtılan bölümde, elektrik akımı ölçüm parametreleri kullanılarak  $Q_{el}$  elektrik gücü saptandı. Joule yasasına göre, ısı akısı yoğunluğu aşağıdaki ilişkiden belirlenmiştir.

$$q_i = \frac{\dot{Q}_i}{\pi \cdot d_w \cdot L_i} \quad (6.2)$$

Burada  $L_i$ , mini kanalın uzunluğudur.



Şekil 6.8. İki fazlı yoğuşma dönüşümü sırasında ısı akısı yoğunluğunun belirlenmesi için ölçüm bölümünün şematik gösterimi [25].



Şekil 6.9. İki fazlı yoğuşma dönüşümü sırasında ısı akısı yoğunluğunu belirlemek için elektrikle ısıtılan bir ölçüm bölümünün şematik gösterimi [25].

3 noktadan ölçülen mini kanal duvar yüzey sıcaklıkları  $T_{w,1} - T_{w,3}$  ile soğutma suyu sıcaklıkları  $T_{H2O,1} - T_{H2O,3}$  arasında  $q_i = f(T_{w,i} - T_{H2O,i}) = f(\Delta T)$  bağıntısı geliştirilmiştir. Bu özellikleri kullanarak, yoğuşma işlemi sırasında ölçüm bölümünde soğutma suyunun aldığı ısı akısını belirlemek mümkün olmuştur [17].

Mini borunun üç kesitinde ısı akısı yoğunluğunun elde edilen değerlerine dayanarak, yerel ısı transfer katsayısı  $\alpha_i$  aşağıdaki formdaki denklemden belirlenebilir:

$$\alpha_i = \frac{q_i}{T_D - T_{w,i}} - \frac{\lambda_k}{b} \quad (6.3)$$

Burada  $T_D$  doyma sıcaklığı,  $\lambda_k$  mini kanal malzemesinin iletkenliği,  $b$  mini kanal et kalınlığı ifade eder.

Isı transfer katsayısının ortalama değeri  $\alpha_{ort}$  kanalın 3 kesitinde hesaplanan yerel ısı transfer katsayılarının aritmetik ortalaması alınarak belirlenmiştir.

Kuruluk derecesi, ısı değiştirici üzerinde soğutucu akışkan ile soğutma suyu arasında enerji denkliği yapılarak bulunur. Burada soğutucu akışkan üzerine aktarılan ısı miktarı:

$$\dot{Q} = \dot{m}_R \cdot c_R \cdot (T_R - T_S) + \dot{m}_R \cdot r \cdot (1 - x) \quad (6.4)$$

Burada  $c_R$  ortamın özgül ısısı,  $T_D$  doyma sıcaklığı ve  $r$  faz yoğuşmasının ısısıdır. Miktar  $(1-x)$ , eşanjörden akarken soğutucu akışkanın kuruluk derecesindeki değişimi ifade eder.

Soğutma suyuna aktarılan ısı miktarı:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \cdot (T_{H_2O,çıkış} - T_{H_2O,giriş}) \quad (6.5)$$

$c_{H_2O}$ , suyun özgül ısısıdır

Eşitlik 6.3 ve 6.4 birbirine eşitlenerek, kuruluk derecesi aşağıdaki denklem elde edilmiştir [17].

$$x = 1 - \frac{1}{\dot{m}_R \cdot r} \cdot (\dot{m}_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \cdot (T_{H_2O,çıkış} - T_{H_2O,giriş})) - \dot{m}_R \cdot c_R \cdot (T_R - T_S) \quad (6.6)$$

Mevcut  $i$  kesitindeki ısı akısı yoğunluğu bilgisine ve önceki  $i-1$  bölümündeki yerel kuruluk derecesi değerlerine dayanarak, yoğuşma işleminin başlamasından sonra yerel kuruluk derecesi  $x_i$  şu şekilde hesaplanmıştır:

$$x_i = x_{i-1} - \frac{q_i \cdot \pi \cdot d_h \cdot L_i}{\dot{m}_R \cdot r} \quad (6.7)$$

Burada  $L_i$ , yoğuşma ölçüm bölümünün uzunluğudur.

Kuruluk derecesi  $x_i$ 'nin ortalama değeri, kanalın üç bölümünde hesaplanan yerel kuruluk dereceleri  $x_i$ 'nin aritmetik ortalaması kullanılarak belirlenmiştir.

Soğutucu akışkanın kütle akış oranını bilerek, kütle akışının yoğunluğunu aşağıdaki ilişkiden belirlemek mümkündür:

$$G = \frac{4 \cdot \dot{m}_R}{\pi \cdot d_h^2} \quad (6.8)$$

$d_h$ , mini kanalın iç çapıdır.

Isı değişimi, aşağıdaki denklemden hesaplanabilen Nusselt Nu kriter numarası olarak da ifade edilebilir:

$$Nu = \frac{\alpha_{ort} \cdot d_h}{\lambda_k} \quad (6.9)$$

$\lambda_k$ , HFE 7000'in termal iletkenliğini tanımlar ve 0.075 W / (m · K) 'ye eşittir.

## 6.5. DENEYSEL ARAŞTIRMA SONUÇLARI

Yapılan deneysel çalışmada HFE 7000 soğutucu akışkanın iki fazlı yoğuşma işlemi sırasında iç çapları 1.6mm, 2.0mm ve 2.5mm mini kanallarda, ortalama akış direnci, kuruluk derecesi  $x_{ort} = 0-1$  aralığına göre belirlenmiştir. Ayrıca, HFE 7000 soğutucu akışkan kütle akış hızı; 5.0, 7.2, 10, 11.5, ve 15 kg / saat olacak şekilde beş farklı varyasyon kullanılmıştır. Deneyin kapsamı içerisinde, yoğuşma sürecinin bireysel parametrelerinin etkisinin analizi, hidrofloroeter grubundan maddelerin özellikleri, kuruluk derecesi ve farklı mini kanal çaplarının, basınç düşümü üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Deney ayrıca ortalama ısı transfer katsayısı  $\alpha_{ort}$ 'yı ve Bölüm 5.4'teki metodolojide sunulan Eşitlik 6.8'e göre Nusselt sayısı da belirlenmiştir. Belirlenen parametrelerin tablo haline getirilmiş sonuçları, yani ortalama kuruluk derecesi, akış direnci, ortalama koşullarda ısı transfer katsayısı ve hesaplanan Nusselt sayısı, 1.6, 2.0 ve 2.5 mm çaplı bir mini kanal için Çizelge 6.3-6.11'de sunulmuştur.



Çizelge 6.3. 2.5 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğuna  $G \approx 854 \text{ kg / m}^2\text{s}$  olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.

Debi, m	Kütle akı yoğunluğu,G	Doyma sıcaklığı, $T_D$	Kuruluk derecesi, $x_{ort}$	Basınç düşümü, $(\Delta P/L)_{ort}$	Isı transfer katsayısı, $\alpha_{ort}$	Nusselt sayısı
[kg/h]	[kg/m <sup>2</sup> s]	[°C]	[-]	[kPa/m]	[W/m <sup>2</sup> K]	[-]
15	849	48.09	1.00	178.13	1964.16	65.47
15.1	854	46.74	0.87	146.67	1848.36	61.61
15.2	860	46.02	0.70	119.13	1758.53	58.62
15.3	866	44.71	0.57	90.73	1740.46	58.02
15.2	860	44.15	0.47	77.33	1546.34	51.54
15	849	43.79	0.45	67.47	1383.95	46.13
15.1	854	43.69	0.42	59.33	1324.38	44.15
14.9	843	42.94	0.38	52.67	1208.55	40.29
15	849	42.68	0.27	50.67	1313.74	43.79

Çizelge 6.4. 2.5 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğuna  $G \approx 651 \text{ kg / m}^2\text{s}$  olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.

Debi, m	Kütle akı yoğunluğu,G	Doyma sıcaklığı, $T_D$	Kuruluk derecesi, $x_{ort}$	Basınç düşümü, $(\Delta P/L)_{ort}$	Isı transfer katsayısı, $\alpha_{ort}$	Nusselt sayısı
[kg/h]	[kg/m <sup>2</sup> s]	[°C]	[-]	[kPa/m]	[W/m <sup>2</sup> K]	[-]
11.4	645	46.34	1.00	152.67	1806.49	60.22
11.4	645	45.76	0.80	130.73	1635.17	54.51
11.2	634	44.83	0.62	110.27	1505.97	50.20
11.2	634	44.06	0.45	93.67	1646.85	54.89
11.2	634	43.82	0.38	79.00	1584.72	52.82
11.5	651	43.42	0.32	70.60	1559.12	51.97
11.8	668	42.79	0.29	59.00	1560.25	52.01
11.7	662	42.57	0.26	55.20	1500.94	50.03
11.5	651	42.68	0.23	50.87	1204.76	40.16

Çizelge 6.5. 2.5 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğuna  $G \approx 407 \text{ kg / m}^2\text{s}$  olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.

Debi, m	Kütle akı yoğunluğu,G	Doyma sıcaklığı, $T_D$	Kuruluk derecesi, $x_{ort}$	Basınç düşümü, $(\Delta P/L)_{ort}$	Isı transfer katsayısı, $\alpha_{ort}$	Nusselt sayısı
[kg/h]	[kg/m <sup>2</sup> s]	[°C]	[-]	[kPa/m]	[W/m <sup>2</sup> K]	[-]
7.5	424	44.72	1.00	90.33	1790.37	59.67
7	396	43.06	0.64	85.67	1785.84	59.53
7	396	42.73	0.36	74.07	1754.90	58.50
7.2	407	42.01	0.09	52.73	1604.55	53.49
7.2	407	41.52	0.05	46.87	1469.00	48.97
7.2	407	41.11	0.06	37.67	1355.45	45.18
7.2	407	40.91	-0.05	32.73	1342.87	44.76
7.3	413	40.63	-0.03	30.80	1329.17	44.31
7.2	407	40,45	-0.09	25.00	1253.64	41.79
7.2	407	40.23	-0.11	20.73	1202.00	40.07
7.1	401	40.24	-0.13	20.07	1089.87	36.33

Çizelge 6.6. 2.0 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğuna  $G \approx 1340 \text{ kg / m}^2\text{s}$  olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.

Debi, m	Kütle akı yoğunluğu,G	Doyma sıcaklığı, $T_D$	Kuruluk derecesi, $x_{ort}$	Basınç düşümü, $(\Delta P/L)_{ort}$	Isı transfer katsayısı, $\alpha_{ort}$	Nusselt sayısı
[kg/h]	[kg/m <sup>2</sup> s]	[°C]	[-]	[kPa/m]	[W/m <sup>2</sup> K]	[-]
15	1326	48.52	1.00	351.00	2201.64	73.39
15.2	1344	47.73	0.82	303.27	2138.47	71.28
15	1326	46.85	0.64	255.67	1946.13	64.87
15	1326	45.08	0.48	171.53	1589.71	52.99
14.9	1318	43.94	0.44	147.73	1569.00	52.30
15.3	1353	43.28	0.38	126.13	1525.79	50.86
15.2	1344	43.26	0.33	114.80	1456.40	48.55
15.3	1353	42.79	0.31	109.07	1388.50	46.28
15.2	1344	42.85	0.29	106.67	1417.33	47.24

Çizelge 6.7. 2.0 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğuna  $G \approx 893 \text{ kg / m}^2\text{s}$  olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.

Debi, m	Kütle akı yoğunluğu,G	Doyma sıcaklığı, $T_D$	Kuruluk derecesi, $x_{ort}$	Basınç düşümü, $(\Delta P/L)_{ort}$	Isı transfer katsayısı, $\alpha_{ort}$	Nusselt sayısı
[kg/h]	[kg/m <sup>2</sup> s]	[°C]	[-]	[kPa/m]	[W/m <sup>2</sup> K]	[-]
10	884	47.60	1.00	329.33	2034.90	67.83
10	884	46.80	0.69	268.60	1978.26	65.94
10.2	902	46.25	0.50	236.67	1825.42	60.85
10	884	44.68	0.28	164.53	1517.64	50.59
10	884	44.45	0.27	150.47	1610.69	53.69
10.2	902	44.09	0.19	141.33	1562.64	52.09
10	884	43.59	0.19	125.87	1438.24	47.94
10.3	911	43.11	0.17	120.67	1484.33	49.48
10.2	902	42.97	0.11	114.07	1369.94	45.66
10.2	902	42.94	0.09	103.07	1266.37	42.21
10	884	42.95	0.07	102.67	1324.09	44.14

Çizelge 6.8. 2.0 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğuna  $G \approx 457 \text{ kg / m}^2\text{s}$  olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.

Debi, m	Kütle akı yoğunluğu,G	Doyma sıcaklığı, $T_D$	Kuruluk derecesi, $x_{ort}$	Basınç düşümü, $(\Delta P/L)_{ort}$	Isı transfer katsayısı, $\alpha_{ort}$	Nusselt sayısı
[kg/h]	[kg/m <sup>2</sup> s]	[°C]	[-]	[kPa/m]	[W/m <sup>2</sup> K]	[-]
5	442	50.77	1.00	158.67	2199.32	73.31
4.9	433	47.71	0.40	172.87	2248.29	74.94
5.2	460	46.66	0.11	138.67	2269.67	75.66
5	442	43.92	-0.20	36.27	1328.25	44.27
5.4	477	43.74	-0.19	31.33	1272.11	42.40
5.2	460	43.25	-0.27	26.53	1212.00	40.40
5.2	460	43.04	-0.18	22.47	1132.61	37.75
5.2	460	42.44	-0.27	22.07	1079.24	35.97
5.4	477	42.42	-0.11	22.53	1128.69	37.62

Çizelge 6.9. 1.6 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğuna  $G \approx 2102 \text{ kg / m}^2\text{s}$  olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.

Debi, m	Kütle akı yoğunluğu,G	Doyma sıcaklığı, $T_D$	Kuruluk derecesi, $x_{ort}$	Basınç düşümü, $(\Delta P/L)_{ort}$	Isı transfer katsayısı, $\alpha_{ort}$	Nusselt sayısı
[kg/h]	[kg/m <sup>2</sup> s]	[°C]	[-]	[kPa/m]	[W/m <sup>2</sup> K]	[-]
14.9	2059	49.55	1.00	448.33	2171.10	72.37
15.1	2087	48.39	0.79	356.60	2017.27	67.24
15	2073	47.25	0.65	292.33	1939.20	64.64
15.2	2101	46.01	0.53	224.33	1655.96	55.20
15.2	2101	44.96	0.45	176.40	1531.90	51.06
15.3	2114	44.77	0.40	160.80	1271.40	42.38
15.2	2101	43.72	0.39	144.47	1222.65	40.76
15.4	2128	43.33	0.34	136.13	1204.12	40.14
15.4	2128	43.17	0.31	130.53	1147.35	38.25
15.4	2128	42.90	0.30	129.47	1044.99	34.83

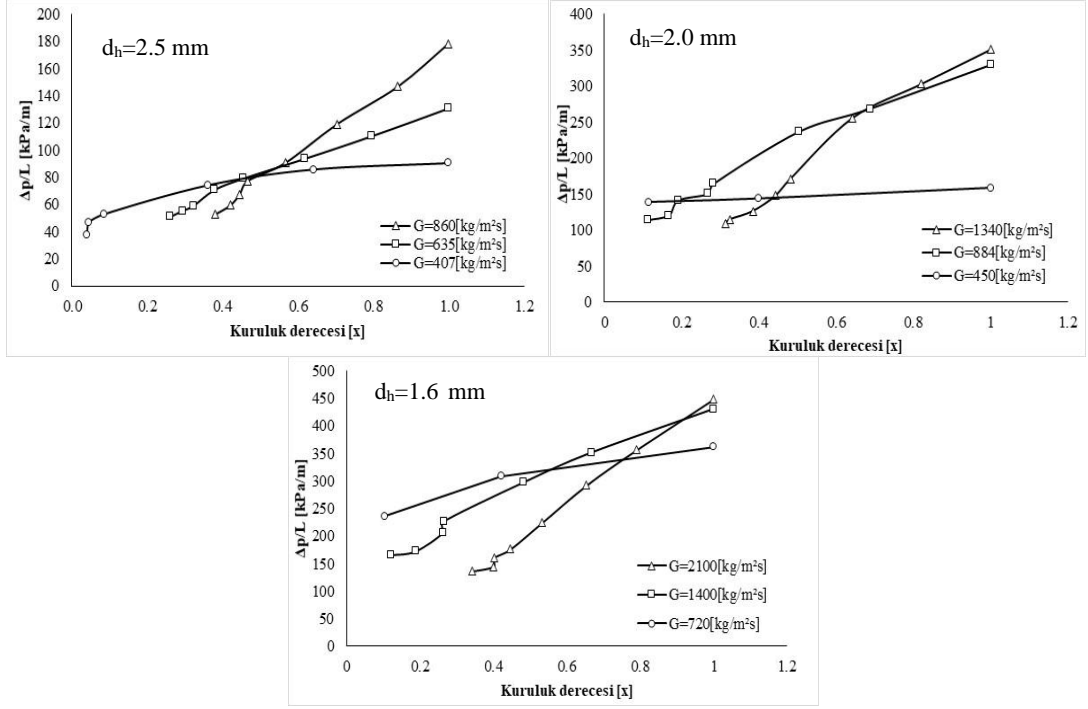
Çizelge 6.10. 1.6 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğuna  $G \approx 1380 \text{ kg / m}^2\text{s}$  olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.

Debi, m	Kütle akı yoğunluğu,G	Doyma sıcaklığı, $T_D$	Kuruluk derecesi, $x_{ort}$	Basınç düşümü, $(\Delta P/L)_{ort}$	Isı transfer katsayısı, $\alpha_{ort}$	Nusselt sayısı
[kg/h]	[kg/m <sup>2</sup> s]	[°C]	[-]	[kPa/m]	[W/m <sup>2</sup> K]	[-]
9.8	1354	48.68	1.00	430.47	2546.24	84.87
9.8	1354	47.80	0.67	351.60	2438.88	81.30
9.8	1354	46.87	0.48	297.40	2127.84	70.93
9.9	1368	45.41	0.26	226.67	1961.34	65.38
10.2	1409	45.08	0.26	206.47	1721.41	57.38
10.2	1409	44.49	0.19	172.67	1609.18	53.64
10	1382	44.08	0.12	165.87	1598.14	53.27
10	1382	43.86	0.06	138.73	1360.88	45.36
9.9	1368	43.80	-0.05	141.13	1408.36	46.95

Çizelge 6.11. 1.6 mm çapında ve ortalama kütle akı yoğunluğuna  $G \approx 714 \text{ kg / m}^2\text{s}$  olan bir mini kanalda deneysel testlerin hesaplamalarının sonuçları.

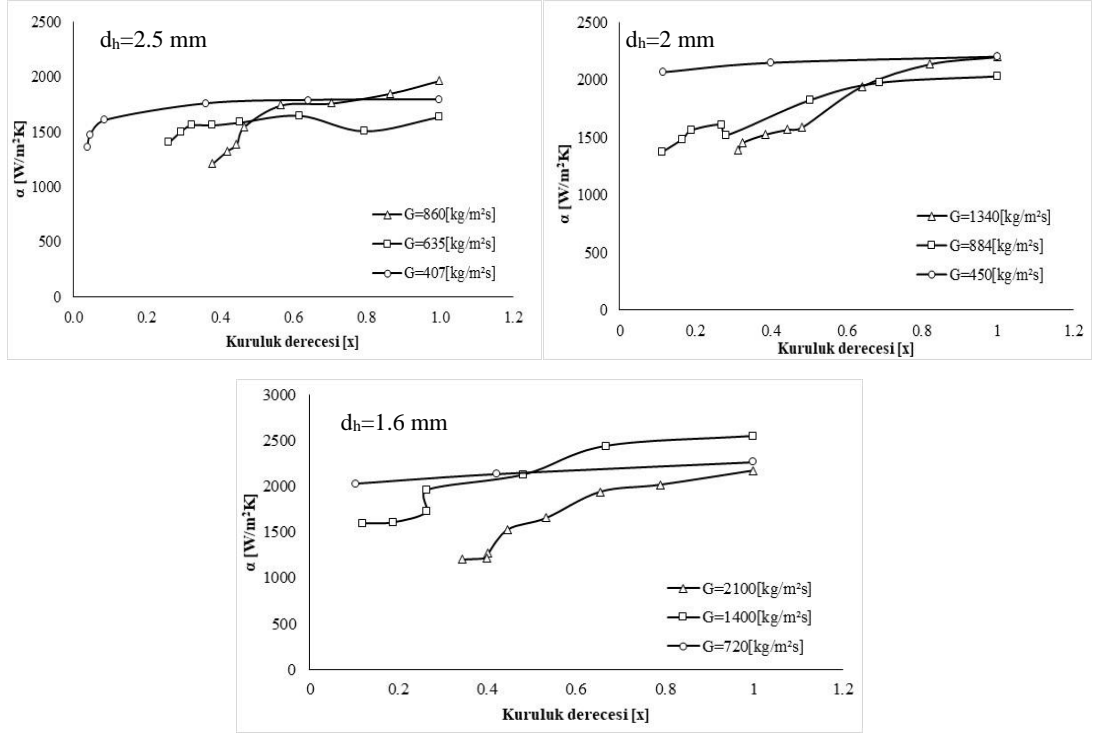
Debi, m	Kütle akı yoğunluğu,G	Doyma sıcaklığı, $T_D$	Kuruluk derecesi, $x_{ort}$	Basınç düşümü, $(\Delta P/L)_{ort}$	Isı transfer katsayısı, $\alpha_{ort}$	Nusselt sayısı
[kg/h]	[kg/m <sup>2</sup> s]	[°C]	[-]	[kPa/m]	[W/m <sup>2</sup> K]	[-]
5.3	732	47.78	1.00	362.33	2266.81	75.56
5.2	718	46.86	0.42	308.40	2134.82	71.16
5.2	718	45.72	0.10	236.40	2030.37	67.68
5	691	42.46	-0.13	72.67	1255.15	41.84
5	691	42.19	-0.12	58.13	1147.67	38.26
5.1	704	41.73	-0.19	51.40	1063.21	35.44
5.1	704	41.78	-0.19	49.20	1014.72	33.82
5.2	718	41.48	-0.16	48.47	997.20	33.24
5.2	718	41.56	-0.24	45.53	973.81	32.46
5.3	732	41.57	-0.19	44.87	1081.46	36.05
5.3	732	41.58	-0.25	44.47	940.04	31.33

İki fazlı soğutucu akışkan yoğuşma işleminin analizinde önemli bir parametre, L boru boyu uzunluğu boyunca soğutucu akışkanın ortalama akış direncidir. Şekil 5.10,  $G \approx 407\text{-}2102 \text{ kg / m}^2\text{s}$  için  $d_h = 1.6 \text{ mm}$ ,  $d_h = 2.0 \text{ mm}$  ve  $d_h = 2.5 \text{ mm}$  çaplı tek bir mini kanal için  $(\Delta P/L)_{ort} = f(x_{ort})$ , bağımlılığını göstermektedir.  $G \approx 141\text{-}1082 \text{ kg / m}^2\text{s}$  için sistemdeki bağımlılığın karakteristik seyri analizinden  $(\Delta P/L)_{ort} = f(x_{ort})$ , ortalama akış direncinin değerinde önemli bir artış, ortalama kuruluk derecesinin artmasıyla fark edilmektedir. Ayrıca, kütle akı yoğunluğundaki artışın bir sonucu olarak, soğutucu akışkan direncinin ortalama değeri de artmaktadır. Mini kanalın iç çapının boyutu da önemlidir. Şekil 6.10 incelendiğinde mini kanal iç çapının azalması, soğutucu akışkanın yoğuşma sırasındaki akış direncini arttırdığını göstermektedir.



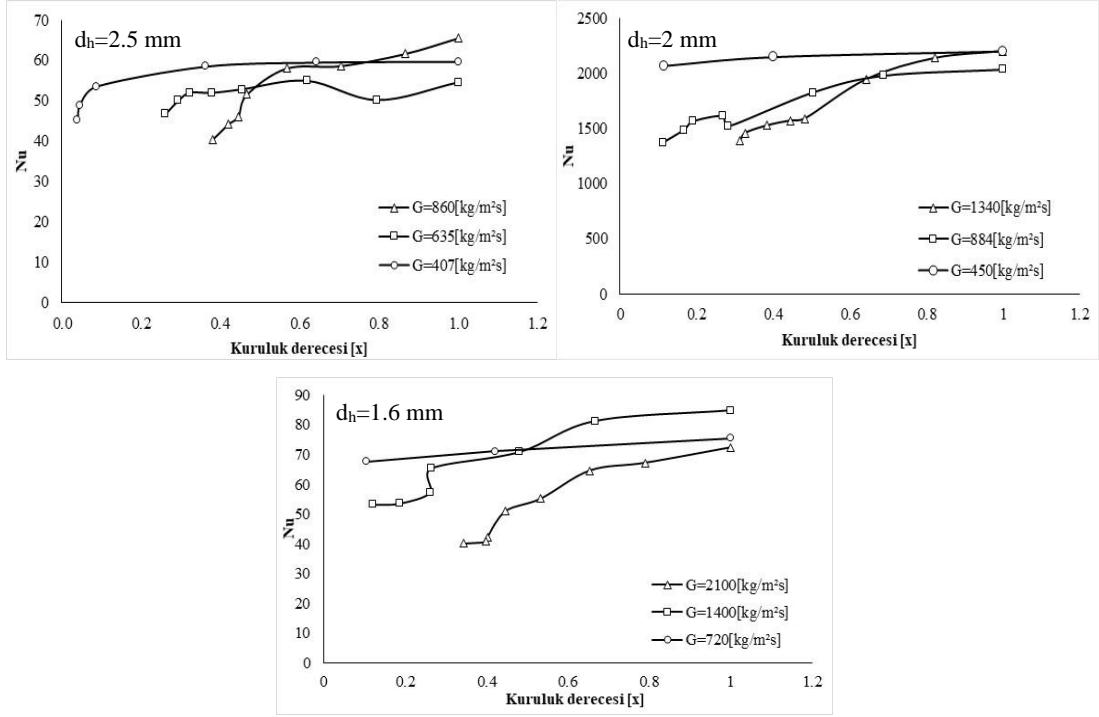
Şekil 6.10. HFE 7000 soğutucu akışkanın yoğuşma sırasındaki  $(\Delta P/L)_{ort} = f(x_{ort})$ , karakteristiği.

Temel termal özelliklerden biri, ortalama ısı transfer katsayısı  $\alpha_{ort}$ 'nin ortalama kuruluk derecesi  $x_{ort}$ 'nin bir fonksiyonu olarak değişimidir. Bu nedenle Şekil 17,  $G \approx 714-2102 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için  $d_h = 1.6 \text{ mm}$ ,  $G \approx 457-1340 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için  $d_h=2.0$  ve  $G \approx 407-854 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için  $d_h = 2.5 \text{ mm}$  çaplı tek bir mini kanal ait  $\alpha_{ort} = f(x_{ort})$  ilişkisini göstermektedir. Deney sırasında elde edilen veriler ile oluşturulan grafikler, ortalama kuruluk derecesindeki artışın ısı transfer katsayısı değerini arttırdığını göstermektedir. Isı transfer katsayısını etkileyen diğer faktörler ise, kütle akı yoğunluğu ve mini kanal iç çapıdır. Kütle akı yoğunluğunun artması ısı transfer katsayısının artmasını sağlarken, aynı koşullar altında mini kanal çapının artması ısı transfer katsayısının azalmasına neden olmuştur.



Şekil 6.11. HFE 7000 soğutucu akışkanın yoğuşma sırasındaki  $\alpha_{ort} = f(x_{ort})$  karakteristiği.

Isı transferi, Eşitlik 6.8 ile belirlenen Nusselt numarası şeklinde de gösterilebilir. Bu nedenle,  $G \approx 407-2102$  kg/m<sup>2</sup>s için  $d_h = 1.2$  mm, 2.0 mm ve  $d_h=2.5$ mm çaplı tek bir minikanal için ortalama kuruluk derecesi  $x_{ort}$ 'nın bir fonksiyonu olarak Nusselt sayısının karakteristiğini göstermektedir. HFE 7000 soğutucu akışkanı ile mini kanal duvarı arasındaki ısı taşınım yoğunluğunu belirten Nusselt numarası, ısı transfer katsayısına bağlıdır.  $Nu = f(x_{ort})$  sisteminde yapılan özelliklerin analizinden hem ortalama kuruluk derecesi hem de kütle akışı yoğunluğundaki artış sonucunda Nusselt sayısının değerinin arttığı görülmektedir. Borunun iç çapındaki bir artış, Nu katsayısının değerinde bir azalmasına sebep olmaktadır.



Şekil 6.12. HFE 7000 soğutucu akışkanın yoğuşma sırasındaki  $Nu = f(x_{ort})$  karakteristiği.



## BÖLÜM 7

### SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Deneysel testler, hidrofloroeter grubu HFE 7000 soğutucu akışkanın, iki fazlı yoğuşma dönüşümü sırasında, 1.6; 2.0 ve 2.5 mm iç çaplara sahip paslanmaz çelikten yapılmış yatay mini kanallarda gerçekleştirilmiştir. Termal parametreler, yani HFE 7000 soğutucu akışkanının kütle akış hızı ve akışkanın mini kanal boyunca sıcaklık ve basınç düşümü doğrudan ölçülmüştür. Hem ısı akısı yoğunluğu hem de ortalama kuruluk derecesi eşitliklerle hesaplanmıştır. Deneysel testlerden elde edilen sonuçlara dayanarak, soğutucu akışkanın yoğuşma sırasındaki özellikleri saptanmıştır. Kütle akı yoğunluğunun  $G$ , kuruluk derecesinin ( $x$ ), mini kanal çapının ( $d_h$ ) ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü üzerine etkileri tablo ve grafikler üzerinde gösterilmiştir. Deneysel testlerin sonuçları şunu göstermektedir:

1. Aşağıdaki parametreler, iki fazlı yoğuşma dönüşümü sırasında ortalama akış direnci üzerindeki önemli etkiyi belirler: tek bir mini kanalın iç çapının  $d$  boyutu, kütle akı yoğunluğu  $G$  ve ortalama kuruluk derecesi  $x_{ort}$ .  $d_h=2.5$ mm kanalda ortalama kuruluk derecesi  $x_{ort}=0.45$  için  $G = 407 \text{ kg / m}^2\text{s}$  ve  $G = 860 \text{ kg / m}^2\text{s}$  ısı akısı yoğunluklarını karşılaştırdığımızda  $G = 407 \text{ kg / m}^2\text{s}$  için ortalama akış direncini 46.86 kPa/m,  $G = 860 \text{ kg / m}^2\text{s}$  için akış direncini 93.67 kPa/m olarak görülmektedir. Buradan ısı akısı yoğunluğunun artması, akış direncini arttırdığı sonucuna varılmaktadır. Aynı şekilde  $d_h=2.5$ mm kanalda  $G =560 \text{ kg / m}^2\text{s}$  için kuruluk dereceleri  $x_{ort} = 0.38$  ile  $x_{ort} = 0.87$  karşılaştırdığımızda  $x_{ort} = 0.38$  için akış direnci 52.67 kPa / m iken,  $x_{ort} = 0.87$  için akış direnci 146.67 kPa/m dir. Kuruluk derecesinin artması akış direncini arttırmaktadır. Son olarak mini kanal çaplarını karşılaştırdığımızda  $d_h=2.5$ mm ve  $d_h=1.6$  çap için  $x_{ort} =0.42$  kuruluk derecesine göre  $d_h=2.5$ mm çapta akış direnci 59.33 kPa/m iken  $d_h=1.6$ mm çapta akış direnci 308.4 kPa/m olarak görülmektedir.

Mini kanal çapının büyümesinin akış direnci üzerinde azaltıcı bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir.

2. Isı akısı yoğunluk değerine bağlı yerel katsayılar temelinde ortalama ısı transfer katsayısı  $\alpha_{ort}$  belirlenmektedir. Bu nedenle, ortalama kuruluk derecesi  $x_{ort} = 0.45$  ve mini kanalın iç çapı  $d_h = 2.5$  mm için ısı akısı yoğunluğunun  $407 \text{ kg/m}^2\text{s}$  'den  $860 \text{ kg / m}^2\text{s}$  'ye yükselmesi, ortalama ısı transfer katsayısının  $36 \text{ W/ m}^2\text{K}$  artmasına katkıda bulunmaktadır. Tek bir mini boru çapı boyutunun ısı transfer katsayısının değeri üzerindeki etkisi incelenmiş ve aynı koşullar altında, kanalın iç çapındaki artışın, ortalama ısı transfer katsayısının değerinde bir azalmaya katkıda bulunduğu doğrulanmıştır. Sonuç olarak, ortalama bir kuruluk derecesi  $x_{ort} = 0.42$  ve  $G \approx 718 \text{ kg/m}^2\text{K}$  için, mini kanalın iç çapındaki  $1.6 \text{ mm}$ 'den  $2.5 \text{ mm}$ 'ye artış  $\alpha_{ort} = 810 \text{ W/m}^2\text{K}$  'den ısı alışverişi yoğunlaşmasında bir azalmaya katkıda bulunmaktadır.

Ortalama kuruluk derecesi, kütle akı yoğunluğu ve kanalın iç çapı, HFE 7000 ortamı ile mini kanal duvarı arasındaki ısı aktarımının yoğunluğunu tanımlayan Nusselt numarasının değerindeki değişim üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Ortalama kuruluk derecesi  $x_{ort} = 0.45$  ve mini kanalın iç çapı  $2.5 \text{ mm}$ 'ye eşit olduğunda, Nusselt sayısı  $G = 407 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için  $48.96$  iken, ısı akısı yoğunluğunun  $860 \text{ kg/m}^2\text{s}$  olması durumunda Nusselt sayısı  $54.86$  olmaktadır. Isı akısı yoğunluğunun artması Nusselt sayısının artışına neden olur. Kuruluk derecesi  $x_{ort} = 0.42$ ' ye göre  $2.5 \text{ mm}$  kanal çapı ile  $1.6 \text{ mm}$  kanal çapını karşılaştırdığımızda  $2.5 \text{ mm}$  çap için  $Nu=44.14$ ,  $1.6 \text{ mm}$  kanal çapı için  $Nu=71.16$  çıkmaktadır. Bu değerler kanal çapının büyümesinin Nu sayısının azalmasına neden olduğunu göstermektedir.

4. Ortalama ısı transfer katsayısındaki artış, soğutucu akışkanın yoğunlaşması sırasında istenmeyen akış direnci artırmaktadır.

## KAYNAKLAR

1. Mikielwicz D., Wajs J., Andrzejczyk R., Klugmann M. "Pressure drop of HFE7000 and HFE7100 during flow condensation in minichannels" *International Journal Of Refrigeration* Volume 68, Pages 226-441 (2016)
2. Canay, A., "Mikro Kanallarda Isı transferi", *Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 99-100 (2007)
3. Son CH, Oh HK. Condensation pressure drop of R22, R134a and R410A in a single circular microtube. *Heat and Mass Transfer* **48**, pages 1437-1450 (2012)
4. Zhuang XR, Chen GF, Zou X, Song QL, Gong MQ. Experimental investigation on flow condensation of methane in a horizontal smooth tube. *International Journal Of Refrigeration* Volume 78 Pages 193-214 (2017)
5. Murphy DL, Macdonald MP, Mahvi AJ, Garimella S. Condensation of propane in vertical minichannels. *International Journal Heat and Mass Transfer*, Volume 137, Pages 1154-1166 (2019)
6. Diani A, Brunello P, Rossetto L. R513A condensation heat transfer inside tubes: Microfin tube vs. smooth tube *International Journal Heat and Mass Transfer*, Volume 152 (2020)
7. Rajan S. Comparison Refrigerants R410A and R404A for use in low temperature applications; a computer model study. *University of Illinois at Urbana-Champaign*; (2011)
8. Wen J, Gu X, Wang S, Li Y, Tu J. The comparison of condensation heat transfer and frictional pressure drop of R1234ze(E), propane and R134a in a horizontal mini-channel. *International Journal Of Refrigeration* **92**, 208-224 (2018)
9. Sun Z, Wang Q, Dai B, Wang M, Xie Z. Options of low Global Warming Potential refrigerant group for a three-stage cascade refrigeration system. *International Journal Of Refrigeration* **100**, 471-483 (2019)
10. Ghim G, Lee J. Condensation heat transfer of low GWP ORC working fluids in a horizontal smooth tube. *International Journal Heat and Mass Transfer* **104** 718-728 (2017)

11. Yamankaradeniz R., Horuz İ., Kaynaklı Ö., Coşkun S., Yamankaradeniz N. “Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları” *Dora Yayınları*, Bursa 289-311 (2013)
12. Rusowicz A., Grzebielec A., Legal and technical aspects of replacing refrigerants in refrigeration and air conditioning systems, *Warsaw University of Technology*, 359-369 (2015)
13. Bonca Z., Butrymowicz D., Targański W., Hajduk T., New refrigerants and heat carriers, thermal, chemical and functional properties, *IPPU MIASTA*, Poland, 123-145 (2004)
14. Çengel Y. A., Ghajar A. J., “Isı ve Kütle Transferi” *Palme Yayıncılık*, Ankara 598-600 (2015)
15. Mostafa Ghiaasiaan S., Two-Phase Flow, Boiling and Condensation in Conventional and Miniature Systems, Chapter 15, Fundamentals of Condensation, *Cambridge University Press*. 560-587 (2008)
16. Madejski J., The theory of heat transfer, *Szczecin University of Technology Publishing House*, Poland, 497-535 (1998)
17. Polko K., Modeling of the waste heat recovery process of exhaust gases, PhD thesis, Institute of Thermal Technology and Fluid Mechanics, *Wrocław University of Technology*, 67-92 (2012)
18. Czapp M., Phase transformations of factors in cooling coils of heat exchangers, *Koszalin University of Technology Publishing House*, Poland, 122-135 (2012)
19. Bohdal T., Charun H., Heat transport rules, part 2, *Koszalin University of Technology Publishing House*, Poland 70-90 (2013)
20. Dziubiński M., Prywer J., Mechanics of two-phase fluids, *Wydawnictwo Naukowo Techniczne*, Poland, 450-480 (2009)
21. Kuczyński W., Hydrodynamic instabilities during condensation of refrigerants in mini-channels, *Koszalin University of Technology Publishing House*, Poland, 4-10 (2013)
22. Ağra Ö, “Soğutucu Akışkanların Yatay Boru İçinde Halka Akış Şartlarında Yoğuşmasının İncelenmesi” Doktora Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimleri Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul 22-26 (2007)
23. Instructions for laboratory exercises in the subject of Mechanical Operations in Process Engineering, Department of Process Engineering, *Opole University of Technology* Poland, pages 49-59

24. Skiepko T., Compact heat recuperators and regenerators, *Wydawnictwo IMP PAN* Gdańsk, 352-400 (2012)
25. Sikora M., Study of the flow resistance during the condensation of refrigerants in mini-pipe channels, PhD thesis, Department of Thermal Technology and Refrigeration, *Koszalin University of Technology*, Poland, 47-82 (2011)
26. Bohdal T, Charun H., Sikora M., Experimental studies of flow resistance during condensation of pre-ecological refrigerant in mini-channels, *Koszalin University of Technology Publishing House*. 347-359 (2011)
27. Thome J. R., Engineering Data Book III, Chapter 13, Two –phase pressure drops, *Wolverine Tube*, INC 1-34 (2004 –2010)
28. Dutkowski K, Measurements of two-phase flow resistance in mini-channels, *Measurement Automation Monitoring*, Poland, 507-510 (2010)
29. Internet; Novec Company “ Technical data of HFE7000 refrigerant <https://multimedia.3m.com/mws/media/121372O/3m-novec-7000-engineered-fluid-tds.pdf> (2020)

## ÖZGEÇMİŞ

İlk, orta ve lise öğrenimini Manisada tamamladı. Lise eğitiminden sonra 2010 yılında Muğla Ula Koçman M.Y.O İklimlendirme ve Soğutma Bölümünü, 2016 yılında ise Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünü başarıyla tamamladı. 2018 yılında Karabük üniversitesi Enerji Mühendisliği Bölümünde yüksek lisansa başlamıştır.2019-2020 döneminde Erasmus programı kapsamında Polonya Koszalin Teknoloji Üniversitesinde 5 ay eğitim almıştır. 2016 yılında Ar-ge mühendisi olarak başladığı Neoplant Mühendislik şirketinde şu an proje mühendisi olarak devam etmektedir.