

T.C.
HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

R1234yf SOĞUTUCU AKIŞKANININ DİKEY MİNİ
KANALDAKİ KAYNAMA DAVRANIŞININ PASİF
YÖNTEMLE KONTROLÜ

Yüksek Lisans Tezi

Esra DAŞDAN

Çorum 2019

**R1234yf SOĞUTUCU AKIŞKANININ DİKEY MİNİ KANALDAKİ
KAYNAMA DAVRANIŞININ PASİF YÖNTEMLE KONTROLÜ**

Esra DAŞDAN

**Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

Yüksek Lisans Tezi

**TEZ DANIŞMANI
Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ**

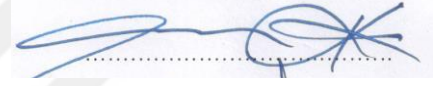
Çorum 2019

Esra DAŞDAN tarafından hazırlanan 'R1234yf Soğutucu Akışkanının Dikey Mini Kanaldaki Kaynama Davranışının Pasif Yöntemle Kontrolü' adlı tez çalışması 20/08/2019 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

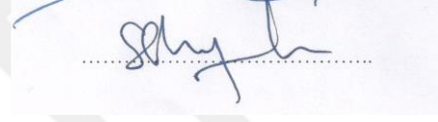
Doç. Dr. Mustafa ÖZBEY



Prof Dr. İrfan KURTBAŞ



Dr. Öğr. Üyesi S. Samed SEYİTOĞLU



Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun 03/01/2020 tarihli ve 2020/01 sayılı kararı ile Esra DAŞDAN'ın Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.

Doç. Dr. Cengiz BAYKASOĞLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



TEZ BEYANI

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.



Esra DAŞDAN

R1234yf SOĞUTUCU AKIŞKANININ DİKEY MİNİ KANALDAKİ KAYNAMA DAVRANIŞININ PASİF YÖNTEMLE KONTROLÜ

Esra DAŞDAN

HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ekim 2019

ÖZET

Bu çalışmada, düz ve konveks dikey mini kanalda kaynama davranışı deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma sıvısı olarak R1234yf seçilmiştir. Konveks mini kanal derinliği 1,2 mm; genişliği kanal girişinde 3 mm; kanal çıkışında 9 mm olacak şekilde tasarlanmıştır. Düz mini kanal ise eşdeğer çapının, konveks mini kanal ortalama eşdeğer çapına yaklaşık eşit olacak şekilde imal edilmiştir. Konveks mini kanal hidrolik çapı (D_h), kanal girişinde 1,33 mm; kanal çıkışında 2,11 mm'dir. Düz mini kanal hidrolik çapı ise 1,89 mm'dir. Deneyle, soğutucu akışkanın üç farklı kütle akılarında ($G=200,300,400 \text{ kg/m}^2\text{s}$), ısı akısının (q) 0-283 kW/m^2 aralığında gerçekleştirilmiştir. Çalışma basıncı 4 bardır. Soğutucu akışkanın mini kanala giriş sıcaklığı 3 °C ve 6 °C olarak sabitlenmiştir. Sıcaklık ve basınç ölçümleri ile eş zamanlı olarak akış kaynaması rejimleri yüksek hızlı kamera ile görselleştirilmiştir. Tasarlanan akış sisteminde amaç kabarcık kaynama rejimini pasif yöntemle kontrol etmektir. Konveks mini kanal geometrisine bağlı olarak kanal boyunca akışkan ortalama hızının değişmesinin, özellikle kaynama rejimlerinin üzerinde de önemli bir etkiye sahip olduğu gözlenmiştir. Elde edilen bulgulara göre dikey kanalın konveks olarak tasarlanması durumunda, ısı ve kütle akısının belli bir değerine kadar ve soğutucu akışkanın aşırı soğutma şartlarında test bölümüne girmesi durumunda, soğutma etkisinin düz dikey mini kanala göre oldukça yüksek olabileceği belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Mini kanal, kaynama, konveks kanal, R1234yf

**PASSIVE CONTROL OF BOILING BEHAVIOR OF R1234yf
REFRIGERANT IN VERTICAL MINI CHANNEL**

Esra DASDAN

HITIT UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

October 2019

ABSTRACT

In this study, the boiling behavior of straight and convex vertical mini channels was investigated experimentally. R1234yf was chosen as working fluid. The convex mini channel is designed to have a depth of 1,2 mm; a width of 3 mm at the inlet and 9 mm at the outlet. The hydraulic diameter of manufactured conventional straight mini channel is approximately equal to the average hydraulic diameter of the convex mini channel. The hydraulic diameter (D_h) of the convex mini channel is 1,33 mm at the channel inlet and 2,11 mm at the channel outlet. Therefore, the hydraulic diameter of the conventional straight mini channel was chosen as 1,89 mm. The experiments were carried out in three mass masses of the refrigerant ($G=200, 300, 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$) and the heat flux (q) in the range of 0-283 kW/m^2 . The working pressure was determined as 4 bar. In the experiments, the temperature of the refrigerant entering the mini channel was fixed at both 3 °C and 6 °C. Flow boiling regimes were visualized with a high speed camera, simultaneously with temperature and pressure measurements. The aim of the designed flow system is to control the nucleate boiling regime by passive method. Variation of fluid average velocity along the channel due to the convex mini-channel geometry has been observed to have a significant effect, particularly on boiling regimes.

In case the heat and mass flow is reached to a certain value and the refrigerant enters the test section under extreme cooling conditions, according to the findings, if the vertical channel is designed as convex, it is determined that the cooling effect can be quite high when compared to the straight vertical mini channel.

Keywords: Mini channel, boiling, convex channel, R1234yf



TEŞEKKÜR

Bu tez konusu çalışması sırasında bilgi ve tecrübeleri ile bana yol gösteren tez danışman hocam Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ'a teőekkürü bir borç bilirim. Laboortuvar ve saha çalışmaları dahil çalışmanın her alanında emeğini esirgemeyen Öğr. Gör. Mehmet ŐENER ve Arő. Gör. Selçuk KIZILCAOğLU'na, her an yanımda ve her konuda destekçim olan annem Sevim, babam Galip, kardeőlerim Nurdan, Tuğçe ve Mehmet'e ve sevgili eőim Ercan'a ve tüm arkadaőlarıma sonsuz teşekkür ediyorum.

Bu tez alıőması, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) tarafından 315M173 numaralı proje kapsamında desteklenmiőir.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vii
İÇİNDEKİLER	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
RESİMLER DİZİNİ.....	xiii
HARİTALAR DİZİNİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	1
2.1. İki Fazlı Akış ve Kaynama Davranışları	1
2.2. İki Fazlı Kaynama Akışında Rolü Olan Bazı Parametreler.....	4
2.2.1 Kanal boyutu	4
2.2.2 Boyutsuz sayılar	5
2.2.3 Akış rejimleri	6
2.3. Literatür Taraması	10
2.3.1 Dairesel mini – mikro kanallarda kaynama akışı ısı transferi ve akış düzenleri.....	10
2.3.2 Dikdörtgen–kare mini kanallarda kaynama akışı ısı transferi.....	35
3. MATERYAL VE YÖNTEM	48
3.1. Deney Sisteminin Tasarımı.....	48
3.2. Test Bölümü.....	51

3.3. Test Sisteminde Kullanılan Ekipmanlar	54
3.3.1. Data toplama düzeneği	54
3.3.1.1. Isıl çiftler	55
3.3.1.2. Basınçölçerler	55
3.1.1.3. Coriolis tipi debimetre	56
3.3.2. Dolaşımli su banyoları	56
3.3.3. Isı değiştiricisi	58
3.3.4. Plakalı ısı değiştiricisi	58
3.3.5. Pompa.....	59
3.3.6. Isıtıcı güç kaynağı	60
3.3.7. Yüksek hızlı kamera.....	60
3.3.8. Vakum pompası	60
3.3.9. Soğutucu akışkan	61
3.4. Yöntem	63
3.4.1 Deneyle rin yapılması	63
3.5. Deneysel Dataların İşlenmesi	64
3.6. Hata Analizi ve Belirsizlik.....	66
4. BULGULAR VE DEĞERLENDİRİLMESİ	71
5. SONUÇLAR	86
KAYNAKLAR	89
EKLER	97
EK-1 Farklı debi ve ısı akılarındaki akış görüntüleri.....	98
EK-2 Deneyle r sonucu elde edilen diğer h-q ve q-ΔT grafikleri	106
ÖZ GEÇMİŞ	110

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Dairesel mini-mikro kanallarda kaynama akışı ısı transfer çalışmaları.....	29
Çizelge 2.2. Kare- dikdörtgen mini-mikro kanallarda kaynama akışı ısı transfer çalışmaları.....	46
Çizelge 3.1. Konveks-düz mini kanal ölçüleri.....	53
Çizelge 3.2. R134a ve R1234yf'nin bazı termodinamik özelliklerinin karşılaştırılması.....	62
Çizelge 3.3. Literatürde var olan bazı ısı transfer katsayısı korelasyonları.....	66
Çizelge 3.4. Ölçülen-hesaplanan toplam hata değerleri.....	68

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Çeşitli uygulamalarda kullanılan kanal çapları (Kandlikar ve Steinke, 2003)	4
Şekil 3.1. Deney sistemi yapısal parçaları	48
Şekil 3.2. Deney sisteminin şematik görüntüsü	49
Şekil 3.3. Mini kanal gerdirme test bölümü	52
Şekil 3.4. a) Konveks mini kanal, b) Düz mini kanal geometri parametreleri.....	53
Şekil 3.5. Hamdar ve ark. (2010) tarafından geliştirilen korelasyon için hata grafiği	69
Şekil 3.6. Lazarek ve Black (1982) tarafından geliş. korelasyon için hata grafiği	69
Şekil 3.7. Triplett ve ark. (2016) tarafından geliştirilen korelasyon için ort. hata grafiği	70
Şekil 3.8. Tran ve ark. (1996) tarafından geliş. korelasyon için ort. hata grafiği	70
Şekil 4.1. $\Delta T=1,15$ °C için akış rejiminin soğutucu akışkan kütle akısı ve yüzey ısı akısına göre değişimi	71
Şekil 4.2. $\Delta T=4,15$ °C aşırı soğutma durumu için akış rejiminin soğutucu akışkan kütle akısı ve yüzey ısı akısına göre değişimi.....	72
Şekil 4.3. $\Delta T=1,15$ °C için konveks kanalda test bölümü çıkışındaki taşınım katsayısının yüzey ısı akısı (q) ve soğutucu akışkan kütle akısına (G) göre değişimi	77
Şekil 4.4. Dikey kanalda kanal boyunca taşınım katsayısının akış rejimi ile değişimi (Kim ve Mudawar 2013)	78
Şekil 4.5. $\Delta T=1,15$ °C ve $G=300$ kg/m ² s için düz ve konveks mini kanal çıkışında ısı taşınım katsayısının ısı akısına göre değişimi.....	79
Şekil 4.6. $\Delta T=4,15$ °C için farklı kütle akılarında test bölümü çıkışındaki taşınım katsayısının, ısı akısına göre değişiminin kanal karşılaştırması.....	80
Şekil 4.7. $\Delta T=1,15$ °C ve $G=300$ kg/m ² s için konveks ve düz mini kanal yüzey ısı akısının sıcaklık farkı ($T_{duvar}-T_{doyma}$) göre değişimi	80

Şekil	Sayfa
Şekil 4.8. $\Delta T=1,15$ °C için konveks mini kanal çıkışında duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesi ve kütle akısına göre değişimi	81
Şekil 4.9. $\Delta T=4,15$ °C için konveks kanalda test bölümü çıkışındaki taşınım katsayısının yüzey ısı akısı (q) ve soğutucu akışkan kütle akısına (G) göre değişimi	83
Şekil 4.10. $\Delta T=4,15$ °C ve $G=300$ kg/m ² s için konveks ve düz mini kanal yüzey ısı akısının sıcaklık farkı ($T_{\text{duvar}}-T_{\text{doyma}}$) göre değişimi	84
Şekil 4.11. $\Delta T=4,15$ °C için konveks mini kanal çıkışında duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesi ve kütle akısına göre değişimi	85
Şekil E2.1. $\Delta T=4,15$ °C için konveks ve düz mini kanalda yüzey taşınım katsayısının ısı akısına göre değişiminin karşılaştırılması	106
Şekil E2.2. $\Delta T=4,15$ °C için konveks ve düz mini kanalda yüzey taşınım katsayısının ısı akısına göre değişiminin karşılaştırılması	107
Şekil E2.3. $\Delta T=1,15$ °C’de konveks kanal için farklı kütle akılarındaki ısı akısının çıkış duvar sıcaklık farkı ile değişimi.....	108
Şekil E2.4. $\Delta T=4,15$ °C için farklı kütle akılarındaki ısı akısının, çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişiminin kanal karşılaştırması.....	109

RESİMLER DİZİNİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Dikey tüpte konvektif kaynama ısı transfer bölgeleri (Collier ve Thome 1994)	2
Resim 2.2. a) Hewitt (2007) dikey akış için akış rejimleri. b) 2,01 mm dikey tüpün deneysel olarak incelenmesi (Shiferaw ve ark. (2009)).....	9
Resim 3.1. Deneysel sisteminin genel görünümü; 1-Bilgisayar, 2-Gövde borulu ısı değiştiricisi, 3-Veri toplayıcı, 4-Debi ölçer, 5-Güç kaynağı, 6-Hızlı kamera, 7-Genleşme tankı, 8-Plakalı ısı değiştirici, 9-Pompa, 10-Küresel vana, 11-Filtre, 12-Çek valf, 13-15-Dolaşimli su banyosu, 14-Vakum pompası.....	50
Resim 3.2. Deneysel sistemde kullanılan bağlantı ekipmanları	51
Resim 3.3. Test kısmının görünümü	52
Resim 3.4. Data toplayıcı ve ölçüm aletlerinin bağlantısı	54
Resim 3.5. Basınç algılayıcıları	55
Resim 3.6. Coriolis debimetre.....	56
Resim 3.7. Aşırı soğutma devresi dolaşimli su banyosu.....	57
Resim 3.8. Soğutma devresi dolaşimli su banyosu	57
Resim 3.9. Isı değiştiricisi.....	58
Resim 3.10. Plakalı ısı değiştiricisi	59
Resim 3.11. Pompa	59
Resim 3.12. Isıtıcı güç kaynağı	60
Resim 3.13. Yüksek hızlı kamera	60
Resim 3.14. Vakum pompası ve bağlantı elemanları.....	61
Resim 3.15. Soğutucu akışkan R1234yf	62
Resim 3.16. Gazlı geri toplamada kullanılan elemanlar	62
Resim 4.1. $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=1,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 20 \text{ kW/m}^2$ (10 W)'de akış görüntüsü (a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal.....	74

Resim	Sayfa
Resim 4.2. $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=4,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 95 \text{ kW/m}^2$ (48 W)'de akış görüntüsü (a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal.....	75
Resim 4.3. $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=1,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 192 \text{ kW/m}^2$ (100 W)'de akış görüntüsü (a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal.....	75
Resim 4.4. $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=4,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 182 \text{ kW/m}^2$ (90 W)'de akış görüntüsü (a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal.....	76
Resim E1.1. $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=1,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 76,27 \text{ kW/m}^2$ (38W)'de akış görüntüsü (a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal.....	98
Resim E1.2. $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=1,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 76,27 \text{ kW/m}^2$ (38W)'de akış görüntüsü (a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal.....	99
Resim E1.3. $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=1,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 80 \text{ kW/m}^2$ (44W)'de akış görüntüsü (a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal.....	100
Resim E1.4. $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=1,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 245 \text{ kW/m}^2$ (122 W)'de akış görüntüsü (a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal.....	101
Resim E1.5. $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=4,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 48 \text{ kW/m}^2$ (24 W)'de akış görüntüsü (a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal.....	102
Resim E1.6. $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=4,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 74 \text{ kW/m}^2$ (36 W)'de akış görüntüsü (a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal.....	103
Resim E1.7. $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=4,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 127 \text{ kW/m}^2$ (50 W)'de akış görüntüsü (a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal.....	104
Resim E1.8. $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=4,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 217 \text{ kW/m}^2$ (108 W)'de akış görüntüsü (a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal.....	105

HARİTALAR DİZİNİ

Harita	Sayfa
Harita 2.1. Atmosferik basınçta hava-su ve yüksek basınçta buhar-su için doğrulanan dikey kanal için akış rejim haritası (Hewitt ve Roberts 1969)	7



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A_c	Mini kanal kesit alanı, (m^2)
Bo	Kaynama sayısı, $Bo = qG/h_{fg}$
Co	Sınırlama sayısı, $Co = \frac{1}{D_h} \sqrt{\frac{4\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}}$
C_p	Sabit basınçta özgül ısı, (kJ/kgK)
$Eö$	Eötvös sayısı, $Eö = g(\rho_l - \rho_g)D^2/8\sigma$
h	Isı taşınım katsayısı, (W/m^2K)
H	Buharlaşma gizli ısısı, (J/kg)
k	Isı iletim katsayısı, (W/mK)
k_{ap}	Alt kapak ısı iletim katsayısı, (W/mK)
k_f	Fiber ısı iletim katsayısı, (m)
L	Mini kanal uzunluğu, (m)
l_{ap}	Alt kapak kalınlığı, (m)
l_f	Fiber kalınlığı, (m)
G	Kütle akısı, (kg/m^2s)
g	Yer çekimi ivmesi, (m/s^2)
P	Basınç, (Pa)
q	Isı akısı, (kW/m^2)
q_{net}	Net ısı akısı, (kW/m^2)
$\dot{q}_{kayıp}$	Kayıp ısı, (kW)
\dot{q}	Birim zamanda sisteme geçen ısı geçişi
R	Bağımsız değişkenler,
Re	Reynolds sayısı, $Re = \rho U D_h / \mu$
Re_l	Sıvı akışkan için Re sayısı, $Re = G(1 - x_e)D_h / \mu_l$
R_{toplam}	Toplam direnç
T_{duvar}	Kanal duvar sıcaklığı, (K)

T_{doyma}	Doyma Sıcaklık, (K)
T_{folyo}	Çelik folyo sıcaklığı, (K)
W	Kanal genişliği, (mm)
We	Weber sayısı, $We = D_h G^2 / \rho \sigma$
W_n	Bağımsız değişken belirsizliği
W_R	Toplam belirsizlik
μ	Viskozite, (Ns/m ²)
ρ_l	Sıvı yoğunluğu, (kg/m ³)
ρ_g	Gaz yoğunluğu, (kg/m ³)
σ	Yüzey gerilmesi, (N/m)

İndisler

l	sıvı
g	gaz
c	kesit
ap	alt plaka
f	fiber

Kısaltmalar

EES	Engineering Equation Solver
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
HKD	Homojen olarak kabarcıklı dağılım başlangıcı
KK	Kısmi kaynama
KKB	Kabarcıklı kaynama bölgesi
KKS	Kabarcıklı kaynama sonlanması
MAD	Mutlak sapma değeri

Kısaltmalar

NTU	Isı transfer ünitesi sayısı
TGB	Tam gelişmiş bölge
VOF	Akışkan hacmi modeli



1. GİRİŞ

Küçük ölçekli (mini) kanallarda kaynama, buhar boruları, kompakt buharlaştırıcılar, kompakt ısı eşanjörleri, soğutma borular ve ısı borulu mikroelektronik cihaz uygulamaları vb. ile ilgilenen güncel bir konudur. Bu sistemlerin teknolojik gelişimi ve bunlar için artan ihtiyaç, mini kanallarda taşıma olgusunun daha iyi anlaşılması ihtiyacını yaratmaktadır. Bu uygulamalarda, faz değişimli ısı transferinin büyük bir öneme sahip olduğu bilinmektedir. Kaynamalı akışta faz değişim süreci özellikle mikro ve makro ölçekli cihazlarda önemli olmasına rağmen bu alanda nispeten az çalışma yapılmıştır. Mini kanallarda kullanılan sistemler; kompakt fiziksel boyut, cihaz ve soğutucu arasında küçük termal dirençler, yüksek ısı transfer katsayıları, düşük depolama gereksinimleri, düşük maliyet vb. gibi birçok avantaj sağlar. Mini kanallarda kaynamalı akışlar, tek fazlı akıştan daha fazla ve etkili bir ısı transferi sağlar.

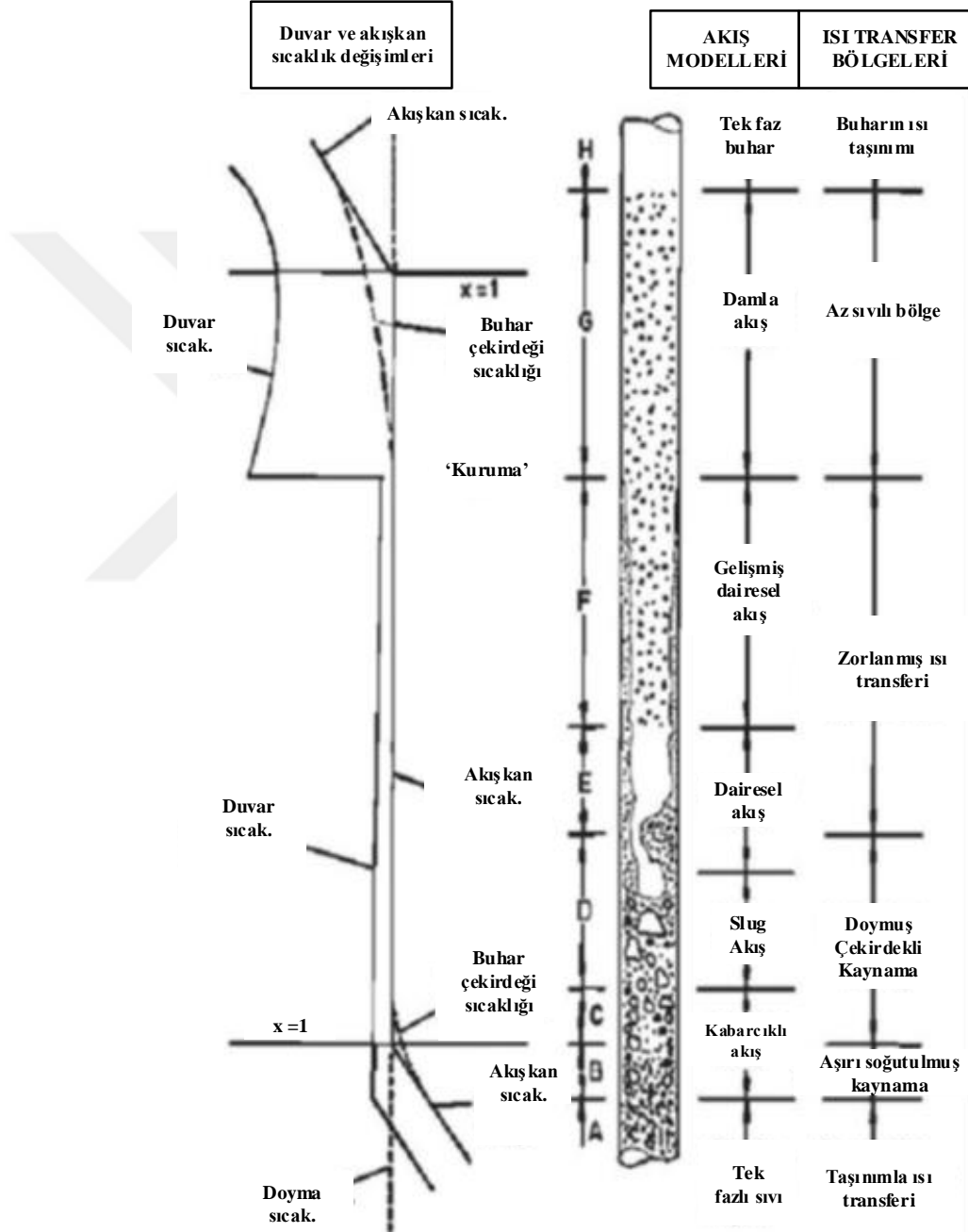
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. İki Fazlı Akış ve Kaynama Davranışları

Kaynama akışı, son yıllarda yoğun bir şekilde incelenmiştir. Mini ve mikro kanallarda kaynamalı akış ısı transferinin ve iki fazlı akışta taşınım olaylarının geleneksel büyük kanallardan oldukça farklı olduğu bilinmektedir.

Temel olarak, tüplerde veya kanallarda iki fazlı kaynama ısı transferi çekirdekli kaynama, konvektif kaynama veya her ikisi ile karakterize edilebilir. Son yıllarda, iki fazlı akışın çeşitli kanal boyutlarındaki kaynama akışlarının karakterlerini anlamak için birçok çalışma yapılmıştır. İki fazlı akışta ısının çekirdekli kaynama, konvektif kaynama veya bunların kombinasyonu ile aktarıldığı yaygın olarak kullanılan bir yaklaşımdır. Çekirdekli kaynamada, çekirdeklenme bölgelerinde ve duvarla temas halinde küçük kabarcıklar büyür ve bu kabarcıklar altında ince sıvı filmler dögüsel olarak meydana gelir. Çekirdekli kaynama sırasında ısı transfer katsayısı, kanal

boyunca akış hızından bağımsızdır ve artan ısı akısına ters orantılı olacak şekilde azalır. Konvektif kaynada ise, duvardan laminar tabakaya doğru, duvardan ayrılan, birleştirilmiş sıvı ve kabarcık karışımının türbülanslı akışına ısı iletilir ve Resim 2.1'deki gibi farklı akış rejimlerine yol açar.



Resim 2.1. Dikey tüpte konvektif kaynama ısı transfer bölgeleri (Collier ve Thome 1994)

Resim 2.1’de görüldüğü gibi, aşırı soğutulmuş bir sıvı, nispeten düşük ısı akısı boyunca düzgün bir şekilde ısıtılmış olarak, tüpe tabandan girer ve borunun uzunluğu boyunca tamamen buharlaşır. Sıvı doyma sıcaklığına kadar ısıtılırken, başlangıçta duvar sıcaklığı çekirdeklenme için gerekli olan değer altındadır (A Bölgesi). Bu nedenle A bölgesindeki ısı transferi, tek fazlı sıvı için laminar veya türbülanslı akış rejimlerinde aşırı soğutma ısı transferidir. Daha sonra, duvar sıcaklığı, doyma sıcaklığının üzerine çıkar ve tüp duvarındaki aşırı ısıtılmış termal sınır tabakada çekirdekli kaynama meydana gelir. Şöyle ki; B bölgesindeki aşırı soğutulmuş kaynama akışı, buhar kabarcıklarının yoğunlaşırken aşırı soğutulmuş çekirdeğe sürüklenmesiyle meydana gelir. Sıvı daha sonra doyma sıcaklığına ulaşır ve C bölgesinde kabarcıklı akış şeklinde doymuş kaynama başlar. Doymuş kaynama, slug akış rejimi (D Bölgesi), halkasal akış rejimi (E Bölgesi) ve daha sonra buhar çekirdeğinde sıvı sürüklenmesi olan halka şeklindeki akış rejimi (F Bölgesi) boyunca devam eder. F bölgesinin sonunda, halka şeklindeki film “Kuruma”nın başlangıcı olarak adlandırılan bir noktada son bulur. Bu noktanın üstünde, duvar ısı akısı uygulanmış duvar yüzey sıcaklığında büyük bir artışla sonuçlanır. Bu bölgede sürüklenen damlacıklar şeklinde bir sis akışı meydana gelir (G Bölgesi). G bölgesindeki sürekli buhar faz sıcaklığı, buhar kalitesinin 1 olduğu doyma sıcaklığının üstüne çıkma eğilimindedir.

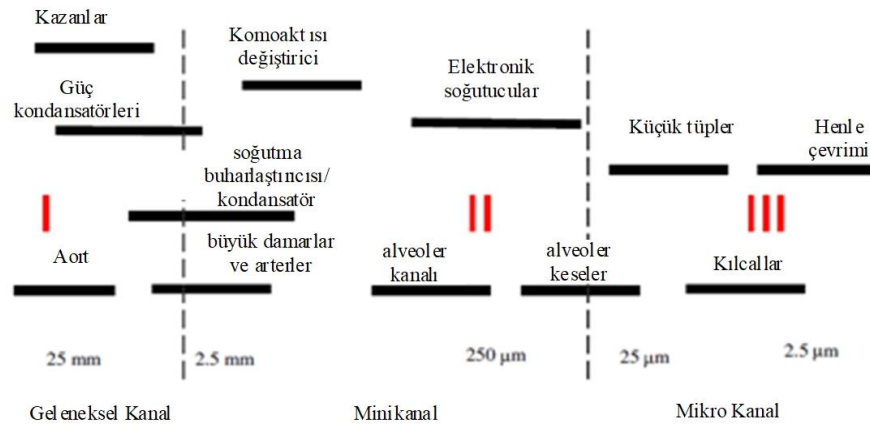
Resim 2.1’de görüldüğü gibi bir tüpün içinde meydana gelen iki fazlı kaynama akışının, sıvının ve buharın rastgele hareketlerinden dolayı karasız kalmasına sebep olur. Isıl sistemlerde kaynama akışı sürecinde ortaya çıkan bu karasızlıklar, mekanik titreşimlere ve sistem kontrol problemlerine neden olabileceği, normal çalışmayı etkileyebileceği, işletme parametrelerini kısıtlayabileceği ve sistem güvenliğini etkileyebileceği için istenen bir durum değildir. Bu karasızlıkların doğru şekilde karakterize edilmesi ve bunların ortaya çıkma koşulları, ilgili sistemlerin optimum ve güvenli çalışmasını kolaylaştıracaktır. İki fazlı akışın güvenli çalışma rejimi, akış hızı, basınç, duvar sıcaklıkları ve çıkış kurulum derecesi gibi sistem parametrelerinin kararsızlık değerleri ile belirlenebilir.

Yukarıda bahsedildiği gibi mini kanal tasarımı; ısı transfer katsayısı, akış rejimleri, ısı ve kütle akışları ve buhar kalitesine bağlıdır. Son yıllarda mini kanallarda kaynamalı akış ısı transferiyle ilgili birçok analitik ve deneysel çalışma yapılmış olmasına rağmen, yeterli sistematik veri tabanları hala bulunmamaktadır. Ayrıca mini kanallarda çok çeşitli durumlara uygulanabilen, güvenilir ve kapsamlı bir ısı transfer katsayısı korelasyonunun geliştirilmesi büyük önem arz etmektedir.

2.2. İki Fazlı Kaynama Akışında Rolü Olan Bazı Parametreler

2.2.1 Kanal boyutu

Yukarıda bahsedildiği gibi, mini kanallarda kaynama özel uygulamalar için oldukça etkili bir ısı aktarma yeteneğinin yanında, çok etkili bir sıvı hareketi sağlar. Bundan dolayı, mühendislik uygulamalarında ve bu kanalları kullanan uygulama alanlarında kanal boyutları arasındaki sınıflandırmayı bilmek yararlı olacaktır. Şekil 2.1’de çeşitli sistemlerde kullanılan kanal boyutları ile kullanım yerleri için sınıflandırma gösterilmiştir (Kandlikar ve Steinke, 2003).



Şekil 2.1. Çeşitli uygulamalarda kullanılan kanal çapları (Kandlikar ve Steinke,2003)

Sınır kanal boyutu üzerinde küçük ve geleneksel kanalları birbirinden ayırt eden evrensel bir uyum yoktur. Literatürde, Shah (1986) 6 mm’den küçük hidrolik çapa sahip ısı eşanjörünü “kompakt” olarak tanımlanmıştır. Mehendale ve ark. (2000),

kompakt ısı eşanjörlerini tanımlamak için hidrolik çap aralığını 1-6 mm olarak belirlemişlerdir. Kandlikar (2001, 2002), mühendislik uygulamaları ve soğutma endüstrisi, otomotiv, havacılık, hava ayırıştırma ve kriyojenik endüstrilerde kullanılan kompakt buharlaştırıcılar gibi uygulama alanlarını temel alarak, boru çaplarını 3 ile 25 mm arasında tanımlamıştır. Bu tanımlamaya göre sıvı fazdaki tüm akışın türbülanslı bölgede olduğu görülmüştür. Tüp çapı küçüldükçe, sıvı akış Reynolds sayısı laminer bölgeye düşer. Bunlara ek olarak bir başka çalışmada mini ve geleneksel kanal arasındaki sınır boyutu 3 mm olarak tanımlanmıştır (Kandlikar ve Grande (2003)).

2.2.2 Boyutsuz sayılar

Mini kanallarda, kanal boyutu ile doğrudan yada dolaylı ilişkili ve akış üzerindeki kuvvetlerin etkisini içeren bazı önemli boyutsuz sayılar vardır. Bu boyutsuz sayılara göre, mini ve geleneksel boyutlu kanallar arasındaki fark da sınıflandırılabilir. Mini kanallar incelendiğinde; atalet, viskozite, kaldırma ve yüzey gerilimi gibi çeşitli hidrodinamik kuvvetlerin sıvı ve buhar hareketinde önemli role sahip olduğu görülmektedir. Bu kuvvetler, çeşitli boyutsuz parametreler için dikkate alınır. Farklı çalışma koşullarında bile farklı sıvılar için geçerli olan sistem değişkenleri arasındaki ilişkinin belirlenmesinde bu boyutsuz parametrelerden faydalanılır. Bu boyutsuz parametrelerden bazıları, genellikle deneysel veriler temel alınarak ampirik olarak türetilmiştir.

Triplett ve ark. (1999), akış kanallarındaki ölçekleri Laplace sabiti cinsinden tanımlamışlardır.

$$L = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \quad (2.1)$$

Burada σ yüzey gerilimi, g yerçekimi ivmesidir. ρ_l ve ρ_g sırasıyla sıvı ve buhar yoğunluklarıdır.

Kew ve Cornwell (1997) mini kanallar için Co sınırlama sayısını önermişlerdir.

$$Co = \frac{1}{D_h} \sqrt{\frac{4\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \quad (2.2)$$

Sınırlandırma sayısı Co'nun 0,5'ten büyük olması durumunda, iki fazlı akışın farklı akış ve ısı transfer özellikleri gösterdiğini belirtmişlerdir. Örneğin, izole edilmiş kabarcıklar $Co > 0,5$ olduğunda ve küçük tüplerde, yani kabarcık akışında tipik bir akış rejimi oluşturduğunda hakimdir.

Benzer şekilde Brauner ve Moalem-Maron (1992), Eötvös numarası Eö'yu kanal boyutlarını sınıflandırmak için kullanmışlardır.

$$Eö = \frac{(2\pi)^2 \sigma}{(\rho_l - \rho_g) D_h^2 g} \quad (2.3)$$

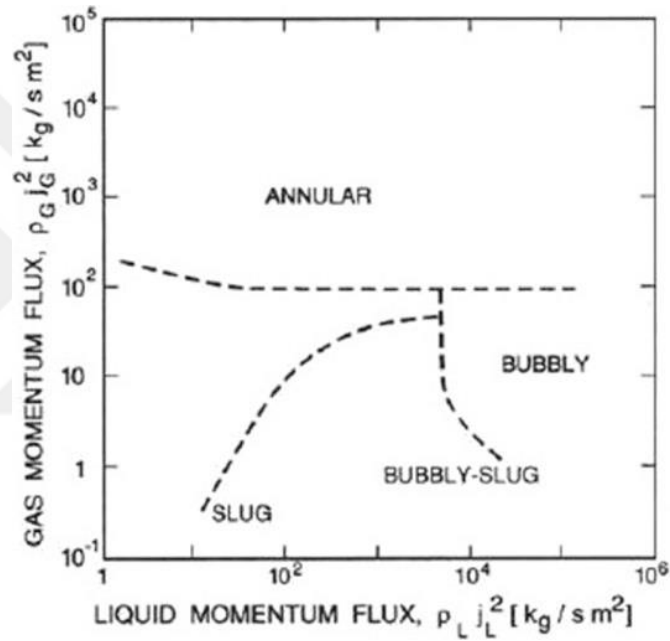
$Eö > 1$ olduğunda yüzey geriliminin baskın olduğunu ve bunun küçük kanalların sınırını belirlediğini belirtmişlerdir. Triplett ve arkadaşları (1999), deneylerinde boyut etkilerini gösteren $Eö > 100$ olduğunda, tabakalı akışın imkansız hale geldiğini tespit etmişlerdir.

Akbar ve arkadaşları (2003) literatürdeki çalışmalarını özetleyerek, kaldırma rejiminin kanal yönlendirmesine duyarlı olduğu durumlarda, Bond sayısı 0,3'ten küçük ise yüzdürme etkisinin ihmal edilebileceği sonucuna ulaşmışlardır.

2.2.3 Akış rejimleri

Literatürde mevcut olan akış haritaları ilk olarak petrokimya sanayinde geniş çaplı borularda petrol ve gaz akışı için geliştirilmiştir (Baker 1954). Daha sonra, adyabatik akış modeli haritaları, genel akış modeli haritaları olarak geliştirilmiştir. Son yıllarda, mini borular, buharlaşma veya yoğuşma, kompakt ısı eşanjörü geometrileri vb. gibi özel durumlar için bir dizi akış modeli haritası geliştirilmiştir.

Özellikle yatay büyük çaplı borularda; bir hava-su sistemi için Mandhane ve ark. (1974) tarafından geliştirilen genelleştirilmiş akış düzen haritası, diğer akış şartlarını da büyük ölçüde temsil eden teorik temelli geçiş ölçütlerine sahip olmasına rağmen; günümüzde en yaygın olarak kullanılan akış şeması haritalarından biri Taitel ve Dukler (1976) tarafından sunulan haritadır. Ayrıca Hewitt ve Roberts (1969) dikey akış için, geniş akış oranları ve gerçeği ile ilişkili olacak şekilde hem atmosferik basınçta hava/su verilerini hem de yüksek basınçta buhar/su akışı için akış rejim haritası geliştirmişlerdir (Harita 2.1).



Harita 2.1. Atmosferik basınçta hava-su ve yüksek basınçta buhar-su için doğrulanan dikey kanal için akış rejim haritası (Hewitt ve Roberts 1969)

Farklı araştırmacılar tarafından yapılan deneysel gözlemler ile izlenen modelleri tanımlamak için üç akış rejiminin yeterli olduğu kanısına varılmıştır. Bunlar aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

İzole Kabarcık Akışı: Büyük kanallardaki kabarcık akışına benzer şekilde, kabarcıklar çekirdeklenme bölgelerinden ayrılır ve sıvıdan ayrı taneler olarak akar. Akış

ilerledikçe, yüzey sıcaklığının etkisiyle kabarcıkların sayısında artma ve hacminde büyüme gözlenir.

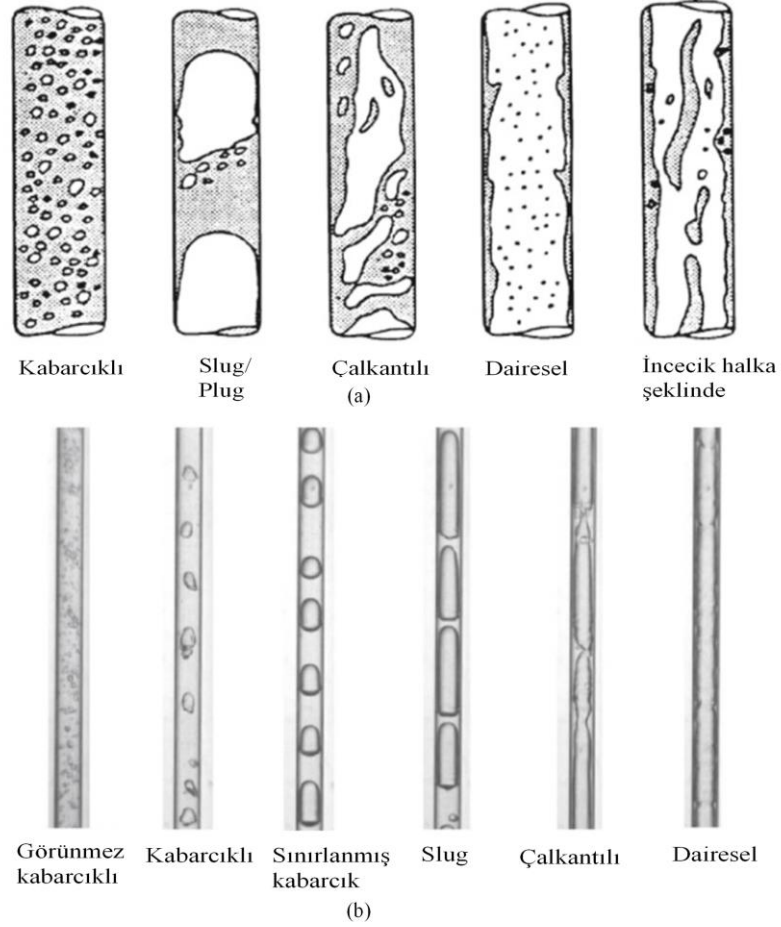
Kapalı kabarcık akışı: Bu akış türünde, yüzeye bir boyutlu bakıldığında kabarcıkların yüzeyi kapladığı, iki boyutlu alanda bakıldığında ise kabarcıkların kanalı doldurduğu görülür. Bu kabarcıklar buharlaşan ve kabarcığın üssel olarak büyümesine neden olan bir sıvı tabakası ile duvardan ayrılır. Tek bir kabarcık çekirdeklenme bölgelerinden ayrılmadan önce, birleşme veya bireysel büyüme yoluyla, sınırlanmış olarak kabul edilecek yeterli bir boyuta ulaşabilir. Bu durum boyalı yüzeylere sahip nispeten büyük tüplerde gözlemlenmiştir ve slug akışı olarak adlandırılır. Benzer bir olay, sıvı metallerin kaynatılmasında da meydana gelir. Kapalı kabarcıkların hızlı büyümesi, kanala giriş basıncında önemli dalgalanmalara ve çok kanallı düzenlemelerde belirgin karasızlığa neden olabilir.

Annular-slug akış: Kapalı kabarcıklar büyüdükçe, kabarcıklar arasındaki slugların içindeki sıvı, kanal duvarında biriktirilir ve akış buharla birbirine yayılan düzensiz sıvı tortuları ile halka haline gelir.

Akış modellerini sınıflandırma şemaları üzerinde hala tartışmalar olsa da, her sınıf alt sınıflara ayrılabilir. Taitel (1990) ve Barnea (1987), dikey yukarı akış için, akış haritalarında 6 tipik akış rejimini tanımlamışlardır (Resim 2.2 a-b). Bunlar aşağıda belirtilmiştir (Sardeshpande ve Ranade 2013);

- **Dağıtılmış kabarcık:** Bu akış rejiminde birçok mini ve mikro kabarcık sürekli bir sıvı fazdaki akışın içerisinde yüzer.
- **Kabarcıklı:** Kabarcık büyüklüğü kanal büyüklüğüyle karıştırılabilir ancak kabarcık çapı tüp çapı kadar büyük değildir.
- **Slug:** Tüp duvar kısıtlaması sebebiyle kabarcıklar kurşun (mermi) şeklinde gelişir. Bu rejimde bazen mermi kabarcıklarının iz yaratan küçük kabarcıklar izler.

- Churn: Mermi kabarcıkları bozulmaya başlar ve sıvı kabındaki küçük kabarcıklar gaz hızının artmasıyla birlikte gaz kümesine karışır. Bu akış kaotik arayüzü ile oldukça salınan bir akıştır.
- Annular: Gaz fazı borunun çekirdeğinde sürekli bir akış haline gelir.
- Mist: Sıvı film, tüp duvarından sıvı damlacık olarak ayrılır ve çok sayıda sıvı damlası yüksek hızlı buhar akışında yüzer.



Resim 2.2. (a) Hewitt (2007) dikey akış için akış rejimleri. (b) 2,01 mm dikey tüpün deneysel olarak incelenmesi (Shiferaw ve ark. (2009))

2.3. Literatür Taraması

2.3.1 Dairesel mini – mikro kanallarda kaynama akışı ısı transferi ve akış düzenleri

Vlasie ve ark. (2004) mini borularda kaynatılan soğutucu akışkanların termal davranışlarını inceleyerek, tüp içi kaynama ısı transfer katsayısı için mevcut olan korelasyonları detaylıca incelemiş ve soğutma ünitelerinde çoklu mini kanallı evaporatörlerin kullanımını genişletmeye katkıda bulunabilecek yeni araştırma konuları önermişlerdir. Yapılan incelemelerde; mini kanallarda izole kabarcık akışı, sınırlı kabarcık akışı ve dairesel akış olmak üzere üç akış modeli yaygın olarak görülmektedir. Farklı araştırmacıların, mini kanallarda kaynama ısı transfer mekanizmaları ile ilgili görüşlerinin çelişkili olduğu iddia edilmektedir. Bu mekanizmada; çekirdekli kaynama, konvektif kaynama veya her iki mekanizma birlikte baskın olabilmektedir. Her üç koşulun, çeşitli sistem parametreleri altında farklı araştırmacılar tarafından gözlemlendiği belirlenmiştir.

Tran ve ark. (1996) aşırı kızdırılmış yüzey ısıısının bir fonksiyonu olarak çekirdekli ve konvektif kaynama arasındaki geçiş sınırlarını tanımlamışlardır. Konvektif kaynama ısı transfer bölgesinin, aşırı kızdırılmış yüzey sıcaklığı azaldığında, ısı akısından bağımsız bir ısı transfer katsayısının, buhar kalitesi ve kütle akısıyla birlikte artma ihtimalinin yüksek olduğu belirtilmiştir. Çekirdekli kaynama bölgesinin ise yüksek yüzey sıcaklıklarında, ısı akısına bağlı ancak kütle akısı ve buhar kalitesinden bağımsız olan bir ısı transfer katsayısının oluştuğu saptanmıştır. Ayrıca çalışma basıncı, akışkanın kritik basıncı gibi faktörlerinde, kaynama bölgelerini tam olarak tanımlarken, dikkate alınması gerektiği belirtilmiştir. Genel olarak çekirdekli kaynama mekanizması için geliştirilen korelasyonların, mini kanallarda saf sıvıların kaynama koşullarını yüksek doğrulukta sağladığı belirtilmiştir. Sonuç olarak mini kanallı ısı değiştiricilerin kullanımını yaygınlaştırmak için, üzerinde çalışılması gereken konular şu şekilde önerilmiştir. Çok çeşitli kütle ve ısı akısı altında iki fazlı akış modeli üzerinde çalışmanın genişletilmesi, mini kanallarda çekirdek kaynama ve iki fazlı

konveksiyon kaynama arasındaki etkileşimin detaylı incelenmesi gerekmektedir. Ayrıca, zaman ortamlı yerel ısı transfer katsayıları için daha iyi tahmin yöntemlerinin elde edilmesine yönelik daha kapsamlı çalışmaların yapılması yararlı olacaktır.

Pamitran ve ark. (2007) ikili karışım olan soğutucu akışkan R410A'nın konveksiyon kaynama ısı transfer özelliklerini belirlemek üzere 1,5 ve 3,0 mm iç çap, 1500 ve 3000 mm uzunluklarındaki tüplerin sabit ısı akısı şartlarında deneyler gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, 10-30 kW/m² aralığında ısı akısı, 300-600 kg/m²s aralığında kütle akısı ve 0-1 aralığındaki buhar kalite değerleri alınarak yapılan çalışmalarda yerel ısı transfer katsayıları belirlenmiştir. Deneysel sonuçlar, Wang ve ark. (1997) ve Wojtan ve ark. (2005)'in akış modeli haritalarındaki akış rejimleri ile karşılaştırılmıştır. Her iki akış modeli haritasında verilmiş olan sonuçlara göre karşılaştırılan deneysel sonuçlar önemli bir gecikme göstermiştir. R410A'nın saf maddelerinin ve yüzey geriliminin düşük olması sebebiyle, Marangoni etkisinin göz ardı edilebileceği belirtilmiştir. Çalışmalar sonucunda; R410A için süperpozisyon modeline dayalı, %0,09-11,2 ortalama sapma ile ölçülen veriler ve hesaplanan ısı transfer katsayıları arasında iyi bir uyum olduğunu gösteren yeni bir kaynama ısı transfer katsayısı korelasyonu sunulmuştur.

Choi ve ark. (2009) yatay mini kanallarda, uzun süreli alternatif bir soğutucu olan propanın, iki fazlı kaynama akışı için ısı transfer katsayılarını ve basınç düşüşlerini incelemişlerdir. Çalışılan deney koşullarında; ısı akısı için 5 ile 20 kW/m² arasında, kütle akısı için 50 ile 400 kg/m²s arasında değişen değerler kullanılmıştır, doyma sıcaklıkları 10, 5, 0 °C ve buhar kalitesi de 1'e kadardır. Test bölümü 1,5 mm iç çapta 1000 mm'lik ve 3 mm iç çapta 2000 mm'lik paslanmaz çelik borulardan yapılmıştır. Kütle akısı, ısı akısı, tüp iç çapı ve doyma sıcaklığının, basınç düşüşü ve ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi gözlemlenerek, deney sonuçları, mevcut birkaç basınç düşüşü ve ısı transfer katsayısı tahmin yöntemleriyle karşılaştırılmıştır. Deneysel verilerin, Mishima ve Hibiki (1996), Friedel (1979) ve Chang ve ark. (2000)'nın mevcut basınç düşüşü verileriyle nispeten daha iyi uyum içinde olduğu görülmüştür. Ayrıca basınç düşüşü; daha yüksek kütle ve ısı akısı koşulları, daha küçük tüp iç çapı

ve daha düşük doyma sıcaklığı koşulları için daha yüksek çıkmıştır. Deneysel sonuçları basınç düşüşünün; kütle akısı, tüp iç çapı, yüzey gerilimi, yoğunluk ve viskozitenin bir fonksiyonu olduğunu göstermiştir. Lockhart–Martinelli metodunu temel alarak iki fazlı Reynolds sayısı Re_{tp} ve iki fazlı Weber numarası We_{tp} 'nin bir fonksiyonu olarak yeni bir basınç düşüşü korelasyonu geliştirilmiştir. %10,84 ortalama sapma ve %1,08 ortalama sapma karşılaştırması ile bir regresyon yöntemi kullanılarak yeni bir C faktörü türetilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre; kütle akısı, ısı akısı, iç tüp çapı ve doyma sıcaklığı, ısı transfer katsayısını etkileri ve ısı transfer katsayısı, azalan tüp iç çapı ve artan doyma sıcaklığı ile arttığı tespit edilmiştir. Aynı zamanda deneysel verilerin, Shah (1988) ve Tran ve ark. (1996)'nın mevcut ısı transfer katsayısı modelleriyle nispeten daha uyumlu olduğu görülmüştür. Küçük tüpün geometrik etkisinin, yeni bir ısı transfer katsayısı korelasyonu geliştirdiğinin dikkate alınması gerektiği sunulmuştur. Laminer akış, küçük kanallarda kaynama akışı için ortaya çıkmıştır, bu nedenle konvektif kaynama katkısı F ve çekirdekli kaynama önleme faktörü S için çarpan faktörünün modifiye edilmiş korelasyonu, laminer ve türbülanslı akışlar dikkate alınarak geliştirilmiştir. Son olarak ta; mini kanallardaki soğutucu akışkanlar için süperpozisyon modeline dayanan yeni bir kaynama ısı transfer katsayısı korelasyonunu %9,93 ortalama sapma ve %2,42 ortalama sapma ile sunulmuştur.

Pamitran ve ark. (2009) doğrudan elektrik akımı uygulanarak düzenli bir şekilde ısıtılan ve iç çapları sırasıyla 1,5 ve 3 mm, uzunlukları ise sırasıyla 100 ve 2000 mm olan yatay paslanmaz çelik mikro kanallarda, propan kullanarak konvektif kaynama ısı transfer deneyleri yapmışlardır. Isı akısının 5-20 kW/m² aralığında, kütle akısının 50-400 kg/m²s aralığında, doyma sıcaklıklarının 10, 5 ve 0 °C değerlerinde ve buhar kalitesinin 0-1 aralığındaki değerleri için yerel ısı transfer katsayıları elde edilmiştir. Özellikle düşük buhar kalitesi bölgesinde çekirdekli kaynamanın ısı transferine etkisinin baskın olduğu gözlenmiştir. Düşük buhar kaliteli bölgede kütle akısının ısı transfer katsayısı üzerinde önemsiz bir etkiye sahip olduğu, orta buhar kalite bölgesinde ısı transfer katsayısının kütle akısı ve buhar kalitesiyle birlikte arttığı görülmüştür. Yüksek buhar kalite bölgesinde ise; daha yüksek kütle akısında ve daha

düşük buhar kalitesinde, ısı transfer katsayısında bir azalma meydana geldiğın görülmüştür. Isı transfer katsayıları, düşük buhar kaliteli bölgede, ısı akısına güçlü bir şekilde bağlıdır. Ayrıca elde edilen sonuçlar, bilinen altı korelasyonla karşılaştırılmış ve Jung ve ark. (1989)'nın korelasyonu ile en iyi şekilde uyum sağladığı bulunmuştur. Yeni bir ısı transfer katsayısı korelasyonu geliştirilirken, soğutucu akışkanın fiziksel özelliklerinin ve küçük tüpün geometrik etkisinin göz önünde bulundurulması gerektiği vurgulanmıştır. Deneyler sırasında küçük kanallarda laminer akış görülmüştür ve bu nedenle konvektif kaynama katkısı F ve çekirdekli kaynama bastırma faktörü S üzerinde çarpan faktörünün modifiye edilmiş bir korelasyonu laminer akışı dikkate alarak geliştirilmiştir. Mini kanal içindeki propan için ölçülen ve hesaplanan ısı transfer katsayıları arasındaki en iyi uyumu, süperpozisyon modeline dayanan %8,27 ortalama dağılım ve %0,01 ortalama sapma gösteren bu yeni kaynama ısı transfer katsayısı korelasyonunun sağladığı belirtilmiştir.

Del Col ve ark. (2010) düşük GWP'ye (küresel ısınma potansiyeli) sahip R1234yf'nin 0,96 mm çapında tek bir dairesel mini kanal içinde yoğuşması sırasında yerel ısı transfer katsayılarını ölçmüş ve bunları R134a ile karşılaştırmışlardır. Yapılan çalışmalar, yoğunlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın sıcaklık profilinden, yerel ısı akısının belirlenmesini sağlayan eşsiz bir test aparatında gerçekleştirilmiştir. Deneyler esnasında, kütle hızları 200 ile 1000 kg/m²s değerleri arasında değişmiş ve doyma sıcaklığı, test kanalının girişinde ve çıkışında ölçülen doyma basıncından hesaplanmıştır. Sonuç olarak aynı çalışma koşulları altında; R1234yf, 200 kg/m²s'lik kütle hızı ve 0,4 buhar kalitesinde %15, 800 kg/m²s'lik kütle hızı ve 0,7 buhar kalitesinde %30 ısı transfer penalizasyonu ile R134a'dan daha düşük ısı transfer katsayıları göstermiştir. Yapılan çalışmalar, Cavallini ve ark. (2006)'nın deneysel verilerini %15 oranında tahmin etmiştir. Ancak, bu gibi tahminlerin, kararlılığının hala bazı belirsizliklerden etkilenen termofiziksel özelliklere bağlı olduğunu da dikkate almak gerektiği belirtilmiştir. Sonuç olarak 40 °C'de iki fazlı adiabatik akış sırasında R1234yf için basınç düşüşü %10-12 arasındadır ve bu değerle R134a'ya göre daha iyi performans göstermiştir.

Hanafızadeh ve ark. (2011) 2, 3 ve 4 mm çapa ve sırasıyla 27, 31 ve 25 cm uzunluğa sahip dikey mini borulardaki hava su, iki fazlı akışların akış modellerini deneysel olarak inceleyerek yüksek hızlı bir video kaydedici ile gözlemlemişlerdir. Bu yüksek hızlı video kamera ile kaydedilen filmlerden türetilen resimlerden, akış modellerini saptamak için bir görüntü işleme tekniği kullanılmıştır. Elde edilen akış modelleri, bu çap aralığındaki iki fazlı yukarı akış modelleri arasında fark edilebilir bir fark olmadığını ortaya koymuştur. Bu üç çaptaki kanalın akış modellerinin karşılaştırılması sonucunda, dikey mini kanallar için yeni bir akış modeli haritası elde edilerek, mevcut araştırmalarla karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda slug, dağınık slug ve yarı dairesel akış modellerinin Ide ve ark. (2007) aralıklı akış modeli ile uyumlu olduğu görülmüştür. Ayrıca bu çalışmada halka şeklindeki akış Ide ve arkadaşlarının çalışmalarındakinden daha düşük bir yüzeysel hava hızında meydana gelmiştir.

Ong ve Thome (2011) bir dizi deneysel koşullarda 1,03; 2,2 ve 3,04 mm çaplarındaki yatay kanallarda, yalnız olarak R134a, R236fa ve R245fa için; kanal hapsi, ısı akışı, akış deseni, doyma sıcaklığı, alt soğutma ve çalışma sıvısının özelliklerinin iki fazlı ısı transferi ve kritik ısı akışı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarda, deneysel olarak kaynama akışı ısı transfer katsayılarının, iki fazlı akış modelinin önemli bir fonksiyonu olduğu ve aşırı soğutma hariç diğer tüm özelliklerin ısı transferi ve kritik ısı akışı üzerinde etkisi olduğu gözlemlenmiştir. Daha yüksek buhar kalite özelliklerinde tekdüze artan ısı transfer katsayıları, dairesel akışın yerini tutan, bu küçük ölçekli kanallardaki ısı transfer mekanizmasında konvektif kaynamanın baskın olduğunu göstermiştir. Düşük buhar kalite özelliklerindeki slug akışta azalan ısı transfer eğilimi ise, bu koşullar altında kuru yama oluşumu ve yeniden ıslanma ile ince film buharlaşmasının göstergesi olarak ortaya çıkmıştır. Üç bölgeli model ile birleşen kabarcık akışlı ısı transfer verilerini karşılaştırarak, kuruma kalınlığının ölçülen yüzey pürüzlülüğüne ayarlanması sırasında doğru tahminler verdiği gözlenmiş ve ilk defa bu rejimde, pürüzlülüğün ısı transfer üzerinde etkisi olduğu bulunmuştur. R134a, R236fa ve R245fa akışkanları için kritik ısı akılarında tepe noktasını yakalayabilmek adına; tek dairesel kanallar, çok kanallı dikdörtgen ve bölünmüş akışlı çok kanallı dikdörtgen kanallar için tahmin edilebilir hapsedme numarası Co 'yu içeren yeni bir korelasyon

geliştirilmiştir. Özetle; mevcut kaynama akışı ve kritik ısı akısı eğilimlerinin, Ong ve Thome (2011a) bu çalışmanın birinci bölümü olan çalışmalarında sundukları sonuçlar gibi, makrodan mikroya doğru bir geçişte olduğuna işaret edilmiştir.

Mortada ve ark. (2012) 6 adet 1,1 mm hidrolik çaplı dikdörtgen kanal içeren tüp için, kütle akısı 20-100 kg/m²s, ısı akısı 2-15 kW/m² ve buhar kalitesi 0-1 arası değerlerde olan test koşulları altında R134a ve R1234yf'nin düşük kütle akıları için mini kanallarda kaynama ısı transferi ve basınç düşüşü üzerine deneysel çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarda, mini kanallarda yerel ısı transferi ve basınç düşüşünü öngören mevcut çeşitli korelasyonların analizi yapılmış ve kritik ısı akısının, düşük kütle akısı için ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Daha önceki çalışmaların aksine, bu çalışmada konvektif kaynamanın baskın kaynama rejimi olarak ortaya çıktığı belirtilmiştir. Yerel ısı transfer katsayısının, ısı akısından bağımsız, ancak buhar kalitesine ve kütle akısına büyük ölçüde bağlı olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Kritik ısı transfer katsayısı ve kuruma olgusu tanımlanmıştır. Kritik ısı transferinin de kütle akısı ile arttığı tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar bilinen bazı korelasyonlarla karşılaştırıldığında, verilerin sadece Hamdar ve ark. (2010)'ın korelasyonu ile %25 uyum sağladığı gözlenmiştir. Ayrıca 100 kg/m²s'den küçük kütle akıları için yeni bir konvektif kaynama korelasyonu önerilmiştir. Gelecek çalışmalarda, dikey korelasyonlarda ve diğer sıvılar için önerilen korelasyonları test edecekleri çalışmanın sonuna eklenmiştir.

Zhao ve ark. (2012) çalışma sıvısı olarak R1234yf kullanan mini kanallı evaporatörün bir simülasyon modelini geliştirmişlerdir. Çalışmalarda sonlu elemanlar kavramı kullanılmış ve geçerli NTU yöntemi ile ısı transfer hızı hesaplanmıştır. Ayrıca geliştirilen model için, soğutucu akışkanın iki fazlı ısı transferi, mevcut altı korelasyonla karşılaştırılmıştır. R1234yf'nin altı farklı örneği için hesaplanan ve deneysel olarak elde edilen veriler, bir otomotiv klima sisteminin tipik çalışma koşulları altında karşılaştırılmıştır. Satish G. Kandlikar (2003)'ın korelasyonu ile hesaplanan modelin, deneysel sonuçlara göre en yüksek hassasiyete ve en düşük ortalama sapmaya (%5,9) sahip olduğu belirtilmiştir. Geliştirilen modelin, Satish G.

Kandlikar (2003)'ın korelasyonu ile kullanıldığında, hava tarafının ve soğutucu tarafın basınç düşüşleri için hesaplanan sonuçların kabul edilebilir olduğu rapor edilmiştir. Bu durum ise, geliştirilen bu modelin, R1234yf ile çalışan mini kanallı bir evaporatörün performans analizi ve tasarımı için kullanılabilir olduğu anlamına gelmektedir. Standart model atında bir evaporatördeki soğutucu akış yönü boyunca değişen yerel ısı transfer katsayıları geliştirilen model için incelenerek, R134a'lı evaporatörün, R1234yf'li evaporatörden daha yüksek bir yerel ısı transfer katsayısına sahip olduğu gözlenmiştir. Ayrıca çalışmalar sırasında, soğutucu akışkanın buharlaşma süreci boyunca, yerel ısı transfer katsayısının soğutucu akışkan kalitesi arttıkça azaldığı not edilmiştir. Geliştirilen model, R1234yf kullanılan evaporatörün performansını tahmin ederken kabul edilebilir bir hassasiyet elde ederken, R134a ile çalışan evaporatörün ısı transfer hızını hesaplarken %2,7 daha düşük bir ortalama sapma elde etmiştir. Mevcut ısı transfer korelasyonlarının revize edilmesi veya R1234yf için bazı yeni korelasyonların önerilmesi gerektiği bildirilmiş ve soğutucunun iki fazlı dağıtımının performansı etkileyen başka bir faktör olduğu belirtilmiştir. Gelecekteki çalışmalarında simülasyon modeli için daha yüksek hassasiyeti göz önünde bulunduracakları not edilmiştir.

Anowar Hossain ve ark. (2013) efektif ısı aktarım uzunluğu 3,6 m olup, yarı yerel ısı transferini ölçmek için, her bir alt bölümü 300 mm olan 12 alt bölüme ayrılmış 4,35 mm iç çapa sahip dairesel kanallı su ısıtmalı çift borulu ısı değiştirici içerisindeki R1234ze(E), R32, neredeyse azeotropik HFC soğutucu karışımı R410A ve bir zeotropik karışım olan R1234ze(E)/R32 (55/45 %kütle)'in yatay tüp içerisinde buharlaşması sırasındaki ısı transfer katsayılarını ölçmüş ve bu verileri bazı önemli korelasyonlarla karşılaştırmışlardır. Aynı zamanda 150 ile 445 kg/m²s arasında değişen kütle akısı, 5 ve 10 °C doyma sıcaklığı ve buhar kalite değerleri 0-1 arasında olan deney koşulları altında; buhar kalitesi, kütle akısı ve doyma sıcaklığının ısı transfer katsayılarına etkileri incelenmiştir. Zeotropik karışımın yerel ısı transfer katsayısının, tüm buhar kalite aralığı için R32 ve R410A'dan daha düşük olduğu, ancak sadece düşük buhar kalitesi bölgesinde R1234ze(E)'den daha yüksek olduğu gözlenmiştir. R32 ve R410A tüm buhar kalite aralığı için önemli çekirdek kaynama

kısmına sahipken, R1234ze(E) ve R1234ze(E)/R32 için çekirdekli kaynama bileşeninin değersiz olduğu ve konvektif kaynama bileşeninin baskın olduğu belirlenmiştir. Ayrıca buharlaşma ısı transfer katsayısının, doyma sıcaklığının artmasıyla arttığı ancak artan oranın o kadar da önemli olmadığı sonucuna varılmıştır. Yaklaşık 0,48 buhar kalitesi ve 300 kg/m²s kütle akısında, R1234ze(E)'nin deneysel ısı transfer katsayılarının; R1234ze(E)/R32 (55/45 %kütle)'dan %11, R410'dan %56 ve R32'den %83 daha düşük olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Del Col ve ark. (2013) birçok Hidroflorokarbon soğutucunun küresel ısınmada büyük değerlere sahip olması nedeniyle, bu soruna olası bir çözüm olarak, özellikle, otomotiv uygulamalarında R134a'ya alternatif olarak ortaya çıkan R1234yf'nin 1 mm'lik dairesel bir mikro kanalda kaynama akışı sırasındaki yerel ısı transfer katsayılarını ölçüp raporlamış ve R134a ile kıyaslamışlardır. Testler sırasında, ikincil bir sıvı kullanılarak kaynama sıvısına ısı sağlanmış, bu yüzden ısı akısı uygulanmış; bunun yerine otomotiv ve havalandırma sistemlerindeki gerçek ısı değiştiricilerde olduğu gibi iki akışkanın giriş sıcaklıklarının ve iki taraftaki termal dirençlerin sonucu kullanılmıştır. Isı transfer katsayıları 31 °C'lik bir ortalama doyma sıcaklığında ölçülmüştür. Yapılan testler sonucunda; ısı transfer katsayısının, ısı akısına büyük ölçüde bağlı olduğu ama kütle hızının ısı transfer katsayısına herhangi bir etkisinin olmadığı bulunmuştur. Aynı zamanda buhar kalitesi 0,3'e kadar artarken ısı transfer katsayısı da artmış ve daha sonra oldukça sabit kalmıştır. G=300-500 kg/m²s'de alınan yerel ısı transfer katsayıları, R134a ile aynı kanalda aynı çalışma koşullarında ölçülen değerlerle kıyaslanmış ve bu değerlerin kabaca aynı oldukları sonucuna ulaşılmıştır. Yani R1234yf ve R134a'nın kaynama akışı performansı arasında önemli farklar görülmemiştir. Maqbool ve ark. (2013) propanın, 1,70 mm iç çapta ve 245 mm ısıtılmış uzunlukta olan paslanmaz çelik dikey mini bir kanalda iki fazlı kaynama akışı ısı transferini ve basınç düşüşünü araştırmışlardır. Deney koşullarında doyma sıcaklıkları 23, 33, ve 43 °C iken, ısı akısı 5 ile 280 kW/m² değerleri arasında ve kütle akısı 100 ile 500 kg/m²s değerleri arasında değişmiştir. Çalışmalar sonucunda ısı transfer katsayılarının, ısı akısı ve doyma sıcaklığının artmasıyla arttığı; buhar kalitesinin ve kütle akısının ısı transfer katsayıları üzerinde önemli bir etkisinin

olmadığı bulunmuştur. İki fazlı sürtünmeli basınç düşüşü gradyanının; daha yüksek ısı akısı, kütle akısı ve buhar kalitesi için daha yüksek olduğu gözlenmiştir ve bu beklenen bir sonuçtur. Ayrıca daha yüksek doyma sıcaklığı için iki fazlı sürtünme basıncı düşme gradyanlarında bir azalma gözlenmiştir. Kuruma başlangıcından sonra, özellikle daha yüksek kütle akıları için, ısı transfer katsayılarında azalma ve iki fazlı sürtünme basıncı gradyanlarında düşme gözlenmiştir. Elde edilen deneysel verilerin; iki fazlı basınç düşüşü için iyi bilinen Müller-Steinhagen ve Heck (1986) ve Friedel (1979)'in korelasyonları ve Cooper (1984) ve Liu ve Winterton (1991)'un ısı transfer katsayısı için geliştirdikleri korelasyonlarla çok iyi bir şekilde uyum sağladıkları belirtilmiştir. Ancak korelasyon, kuru bölgedeki deneysel verileri iyi şekilde tahmin edememiştir.

Diani ve ark. (2014) R1234ze(E)'nin; 30 °C'lik sabit doyma sıcaklığı, 190 ile 940 kg/m²s değerleri arasında değişen kütle hızı, 10, 25 ve 50 kW/m²'lik üç farklı ısı akısı ve 0,2'den 0,99'a kadar değişen buhar kalitesi koşullarında, 3,4 mm'lik iç çapa sahip bir mini mikrofin tüp içerisindeki kaynama akışını deneysel olarak incelemişlerdir. Isı transfer katsayısı, sürtünme basınç gradyanı ve kritik buhar kalitesi değerleri aynı işletim koşullarındaki geleneksel soğutucu olan R134a ile karşılaştırılmıştır. Bu akışkanın, R134a için ölçülen en düşük ısı transfer katsayısına benzer değerleri gösterdiği ancak sürtünmeli gradyan değerlerinin R134a'dan daha yüksek olduğu gözlenmiştir. Ayrıca 10 kW/m²'lik bir ısı akısı için kurutma olayı herhangi bir kütle hızında gözlenmiş ve geliştirilen ölçüm tekniğiyle, ısı akısını arttırırken buharlaşma kalitesinin değeri kurutma başlangıcında belirlenebilmiştir. Sabit bir kütle hızı için, ısı akısı arttıkça buhar kalitesi değeri düşmüştür. R134a ve R1234ze(E)'nin neredeyse aynı kritik buhar kalitesi değerlerini gösterdikleri belirlenmiştir. Buhar kalitesi 0,3'te sabit tutularak farklı kütle hızlarındaki kritik ısı akısı araştırılmış ve kütle hızı arttıkça kritik ısı akısının da arttığı sonucu elde edilmiştir. 30 kW/m²'den büyük ısı akısı için, iki fazlı ısı transfer katsayısının kütle hızına bağlı olmadığı ve R1234ze(E) ve R134a'nın hemen hemen aynı kritik ısı akısı değerlerini kullandıkları bulunmuştur. Kurutmanın başlangıcındaki iki fazlı ısı transfer katsayısı ve sürtünme basınç gradyanı için birkaç kritik buhar kalitesi değeri açık literatürden seçilmiş ve deneysel ölçümlerle karşılaştırılmıştır. Kritik buhar kalitesi göz önüne alındığında Padovan ve ark. (2011)

tarafından önerilen modelin tasarım amaçlarına uygun olduğu bulunmuştur. Ayrıca kaynama akışı ısı transfer katsayısı ve sürtünme basıncı gradyan tahmini için başarılı iki yeni korelasyon geliştirilmiştir. Bu iki korelasyonun, test edilen mini mikrofin tüp içindeki R1234ze(E)'nin kaynama akışı sırasında ısı transferini ve basınç düşüşünü tahmin etmek için kullanılabileceği belirtilmiştir. Sonuç olarak yapılan bu çalışmaların; bu teknolojik çözümün ve yeni düşük küresel ısınma potansiyelli soğutucunun, soğutucu şarjının azaltılmasının verimli bir faz değişim sürecine birleştirilmesi ile kompakt ve akıllı ısı değiştiricilerin geliştirilmesine katkıda bulunacağını vurgulanmıştır.

Kundu ve ark. (2014) saf soğutucu akışkan R134a, yarı azeotropik karışım R410A ve zeotropik karışım R407C'nin kaynama akış sırasındaki; yerel ısı iletim katsayıları ve buhar kalitesindeki iki fazlı basınç düşüşünün, kütle akısı, uygulanan ısı akısı ve akışkanın termodinamik özellikleri üzerindeki etkisini detaylı olarak incelemek ve literatürdeki benzer çalışmalarla karşılaştırmak için deneysel çalışmalar yürütmüşlerdir. Çalışmalar; 7 mm iç çapa sahip, rezistans ısıtma etkisi ile homojen şekilde ısıtılan yatay bir borudan oluşan test bölümü için, soğutucu kütle hızları 100 ile 400 kg/m²s arasında değişen, ısı akıları 3 ile 10 kW/m² arasında değerlere sahip ve buharlaştırıcıya giriş sıcaklıkları 5 °C ve 9 °C olan deney koşulları altında yapılmıştır. Deneylerden elde edilen sonuçlar şu şekildedir; Soğutucu akışkanların ısı transfer katsayıları, buhar kalitesiyle artmıştır. Kalite artışı gibi; ısı akısı ve kütle hızına bağlı olarak ısı transfer katsayısı R407C için %15-29'a kadar artmıştır, ayrıca bu artış R134a için %60-110 ve R410A için ise %56-123 gibi oldukça yüksektir. Isı transfer katsayılarının kuruma ortaya çıktıkça keskin bir şekilde azaldığı görülmüştür. Soğutucu akışkanların ısı transfer katsayıları, kuruma gerçekleşmeden önceki bölgede ısı akısına bağlı olarak hareket etmiştir. 100 kg/m²s sabit kütle hızı ve ısı akısının %75'in üzerindeki artışı ile ısı transfer katsayısı kurumanın gerçekleşmesinden önce buhar kalitesine bağlı olarak R134a için %22-30, R407 için %16-26 ve R410A için %24-36 oranında artmıştır. Saf soğutucu akışkanların ısı transfer katsayısı her zaman kütle hızı ile artar. Ortalama ısı transfer katsayıları, 100 ile 400 kg/m²s kütle hızındaki zeotropik karışım R407C için yaklaşık %13-49 ve saf soğutucu R134a için %26-75

oranında artmıştır, R410A için ise kütle hızı $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 'de iken artış %30'dur ve kütle hızı $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 'ye yükseldiğine bu artış yaklaşık %115'e kadar yükselmiştir. R407'nin ısı transfer katsayıları her zaman R134a ve R410A'nın kinden daha düşük çıkmıştır. R134a'nın yerel ısı transfer katsayıları, R407C'den %59-86 ve R410A'dan %53-89 daha fazladır. Ortalama ısı transfer katsayıları, kütle hızlarına bağlı olarak R407C'ye kıyasla R134a için % 71-76 ve R410A için % 66-78 daha fazladır. R410A için yerel ısı transfer katsayılarındaki değişim, R134a'ya göre yaklaşık olarak %20-26 arasında; ortalama ısı transfer katsayıları için değişim ise sadece %9-11 arasındadır. R410a için ısı transfer katsayıları, düşük çekirdekli kaynama etkisinden dolayı düşük kütle hızlarında R134a'dan daha düşük olmuştur; ama R410A'ya konvektif kaynama akışın katkısı R134a'ya göre daha fazla olduğu için kütle hızındaki küçük bir artışla ısı transfer katsayısı daha da yükselir. R407C ve R410A'nın iki fazlı basınç düşüş faktörü R134a'ya göre sırasıyla %54-86 ve %41-73 kadar daha düşük ölçülmüştür. Sonuç olarak; R410A'nın, yatay bir evaporatör tüpü boyunca, hem R134a hem de R407C'ye göre; kaynama akışında toplam basınç düşüş oranı için daha etkili bir ısı transfer katsayısına sahip olduğu elde edilmiştir.

Charnay ve ark. (2015) 3 mm'lik yatay bir tüpte R245fa'nın adyabatik akışı sırasında; aralıklı akış, dairesel akış ve sis akışı olmak üzere 3 akış örneğini kapsayan 249 veri noktasından oluşan bir deneysel çalışmayla, doyma sıcaklığının ve akış modelinin sürtünme basıncı düşüşüne etkisini araştırmışlardır. Elde edilen veri kümesi 23 iyi bilinen iki fazlı sürtünmeli basınç düşüşü tahmin yöntemleriyle karşılaştırılmıştır. Deneysel, 100 ile $1500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ arasında değişen kütle hızı, 60 ile $120 \text{ }^\circ\text{C}$ arasında değişen doyma sıcaklıkları ve giriş buhar kalitesinin 0 'dan 1 'e kadar olduğu test koşulları altında yapılmıştır. Bu çalışmada, ulaşılan sonuçlar beklentilerle tutarlı çıkmıştır. Yani doyma sıcaklığı ne kadar yüksekse, sürtünme basıncı düşüşünün o kadar düşük olduğu ve kütle hızı arttıkça sürtünme basıncı düşüşünün o kadar yüksek olduğu elde edilmiştir.

Fang ve ark. (2015) H_2O 'nun, mikro/mini kanallardaki doymuş akış kaynama ısı aktarımının 1055 veri noktasından oluşan veri tabanını; $17 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 'den $1782 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 'ye

kadar kütle akışı, 27,7 kW/m²'den 4788 kW/m²'ye kadar ısı akısı, 0,0001'den 0,958'e kadar buhar kalitesi, 1,01'den 16 bara kadar doyma basıncı ve 0,207'den 1,73 mm'ye kadar hidrolik çap parametre aralığını kapsayan; mevcut 9 adet CO₂ kaynağına özel olan ve 32 adet de diğerlerini kapsayan toplam 41 korelasyonla değerlendirmişler ve yeni bir tane önermişlerdir. Yeni korelasyon, yeni önerilen boyutsuz bir sayıyı içermektedir ve doğru tahminler için büyük ilerleme sağlamıştır. Mevcut en iyi korelasyon %25,4'lük ortalama mutlak sapma (MAD) değerine sahipken, önerilen korelasyon %10,1'lik bir MAD'a sahiptir. Ayrıca bu korelasyon; R22, R134a, R410A ve NH₃ için sırasıyla %18,4, %18,8, %24,7 ve %32,2'lik MAD değerleri ile şimdiye kadar en iyi olanıdır, ancak diğer çalışma sınırlarına uygulanabilirliğinin kontrol edilmesinin zorunlu olduğu notu düşülmüştür. Değerlendirilen korelasyonlardan 10 tanesinin MAD değeri 40'dan küçüktür. Bunlardan %25,4 ve %30,6 olmak üzere en küçük MAD'ye sahip ve ısı transfer katsayısı eğilimini en iyi kalitede yakalayanlar yine tek başına Fang'ın yapmış olduğu çalışmaların iki tanesidir. Geriye kalan sekizinin ise MAD değerleri sırasıyla şu şekildedir; %32,5, %34,9, %35,1, %35,3, %37,1, %39,7, %39,7 ve %39,8. Mevcut korelasyonları değerlendirerek; H₂O kaynama akışlı ısı transferini en iyi şekilde ifade eden yenisini geliştirmek için ipucu elde edilmiştir. Değerlendirilen korelasyonların bir kısmı, H₂O için geliştirilmiş olmadığından dolayı olabilir, H₂O için çalışmamıştır. H₂O'nun ısı transfer katsayısı, çeşitli akış şekillerinde, buhar kalitesine göre değişmiştir ancak bunun arkasındaki mekanizma mevcut literatürde net değildir. H₂O akışlı ısı transferi mekanizmasını daha iyi anlamak için daha fazla çaba gösterilmesi gerektiği ifade edilmiştir.

Kuang ve ark. (2015) 65 mm iç çaplı bir tüp demetinden oluşan, ayrı tip ısı borusunun buharlaştırıcısındaki kaynama akış davranışlarını simüle ederek buradaki iki fazlı akı modelini sunmuşlardır. Amonyak gazı ve sıvı arasındaki etkileşimi göz önünde bulundurmak için akışkan hacmi modeli (VOF) kullanılarak; akış modelleri ve akış davranışları üzerinde çalışılmış ve tedirgin kabarcıklı akış, çalkantılı kabarcıklı akış elde edilmiştir. Simülasyonda elde edilen yerel ısı transfer katsayılarının; akışkan olarak amonyak kullanılan 32 mm'lik yatay bir borudaki ısı transfer katsayısını tahmin etmek için, en iyi korelasyon olduğu kanıtlanmış Gungor ve Winterton (1986)

korelasyonu ile iyi bir uyum içinde olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca 65 mm çaplı boru söz konusu olduğunda, iki fazlı akış davranışları, geleneksel küçük çaplı borularda gözlemlenenlerden oldukça farklı bulunmuştur. Yapılan çalışmalarda simülasyonlar; çalkantılı slug veya çalkantılı köpük akışı içinde kolayca bölünebilen karasız bir slug balon oluşumuyla birlikte tedirgin ve çalkantılı kabarcıklı akış oluşumunu göstermiştir. Sonuç olarak düşük kütle ve ısı akısı koşulları altında, çekirdekli kaynama dominant mekanizma olarak bulunmuştur ve ısı transfer katsayısı kütle akısına daha az duyarlıdır.

Diani ve ark. (2016) GWP'si (küresel ısınma potansiyeli) 1 den küçük yeni bir HFO soğutucu akışkan olan R1234ze(E)'nin, 2,4 mm iç çapında ve iç çevresi boyunca 0,12 mm yükseklikte 40 tane kanatçık olan yatay bir mini mikrofin tüpün içinde, kaynama akışı sırasındaki kullanımını deneysel olarak araştırmışlar ve bu deneysel ölçümlerden, ısı transfer katsayıları ve sürtünme basıncı düşüşlerini değerlendirmişlerdir. Deneysel testler sırasında; kütle hızı 375 ile 940 kg/m²s arasında, ısı akısı 10 ile 50 kW/m² arasında ve buhar kalitesi ise 0,1 ile 0,99 arasında değişmiştir. Çalışma koşullarına bağlı olarak, kaynama akışı; çekirdekli kaynama ve iki fazlı zorlanmış konveksiyon görülmüştür. Düşük ısı akısında, faz değişim sürecinde iki fazlı zorlanmış konveksiyonun hâkim gibi olduğu ve yüksek ısı akısında ise çekirdekli kaynamanın daha güçlü bir etkisinin olduğu ifade edilmiştir. Bu deneysel çalışmalarda; sürtünme basıncı düşüşlerinin hem buhar kalitesi hem de kütle hızı ile arttığı bulunmuştur. Kurumanın ise sadece en yüksek ısı akısında meydana geldiği görülmüştür. Ayrıca eş değer düz bir tüpe kıyasla, mikrofin tüp ortalama 2,4'lük bir geliştirme faktörü sunmuş, bu değer de kütle hızı ve ısı akısı arttıkça azaldığını ve buna bağlı olarak mikrofin tüpün özellikle düşük kütle hızında ve düşük ısı akısında ısı transferini arttırdığı ortaya çıkmıştır. Penaltı faktörünün ise ortalama 1,4 değerinde ve buhar kalitesine bağlı olarak arttığı sonucuna ulaşılmıştır.

Gómez Marzoa ve ark. (2016) soğutucu akışkan R245fa'nın ısı transfer katsayıları için; dıştan ters akımlı su akışı ile ısıtılan, 285 mm uzunlukta ve 2,689 mm iç çapa sahip, termal iletkenliği çok düşük olan poliamid yatay bir kanal boyunca, 35, 41 ve

47 °C doyma sıcaklıklarında, 100-500 kg/m²s arasında değişen kütle hızı, 15-55 kW/m² arasında değişen ısı akıları ve 0,05-0,08 arasında buhar kalitesi değerleri olan deney şartlarında, tamamen yeni bir veri tabanı oluşturmuşlardır. Ortalama ısı transfer katsayılarının, genel olarak artan kütle akısı ve buhar kalitesi ile arttığı ama ısı akısından önemli sayılabilecek şekilde etkilenmediği gözlenmiştir. Doyma sıcaklığının etkisi için ise; ortalama ısı transfer katsayısına, daha yüksek kütle ve ısı akıları için doyma sıcaklığının etkisinin daha güçlü olduğu ve karşı eğim gösterdiği, düşük kütle ve ısı akılarında ise daha yüksek sıcaklıklar için biraz arttığı olmak üzere iki tür sonuç elde edilmiştir. Deney sonuçları literatürdeki birçok önde gelen ısı transfer yöntemleriyle karşılaştırılmış ve elde olan veri tabanının %80'inden fazlasıyla en iyi sonuçları verdiği görülmüştür. Sonuç olarak bu yöntem iç çapı 3 mm'den daha az olan poliamid kanallarda kaynama akışı ısı transfer katsayılarını tahmin etmek için önerilmiştir.

Yunos ve ark. (2016) çok amaçlı genetik algoritmayı, biri düşük buhar kalitesi bölgesi için önemli olan çekirdekli kaynama ve diğeri yüksek kaliteli bölgedeki zorlanmış konvektif olmak üzere iki çelişen olgunun eşzamanlı olarak maksimize etmek için kullanmışlardır. Bu yöntemle, doğal soğutucu olan R290 (propan) ve R717'nin iki fazlı ısı transferi performansları incelenerek; R134a ve R22 soğutucu akışkanlarıyla karşılaştırılmıştır. Optimizasyon, 3 mm kanal çapı ve 10 °C doyma sıcaklığı altında, kütle akısının 100-300 kg/m²s arası, ısı akısının 5-30 kW/m² arası ve buhar kalitesinin ise 0,0009-0,9 arası değerleri için yapılmıştır. Oh ve ark.(2011) tarafından üretilen süperpozisyon ısı transfer katsayısı korelasyonu, ısınma ile artan buhar kalitesi gibi çekirdekli kaynama ve zorlanmış konvektife katkılarını anlamak için incebilir bulunmuştur. İncelenen tüm soğutucular için, artan kütle akısı ve buhar kalitesi ile benzer eğilimler ve modeller göstermiştir. Çekirdekli kaynama ve zorlanmış konvektif ısı transfer katsayısının eşzamanlı olarak maksimize edilmesinden itibaren, bu iki olgu, R717 için artan buhar kalitesi ile artan toplam ısı transferine güçlü bir şekilde katkıda bulunduğu belirtilmiştir. R717 için ısı transfer katsayısının 90 kW/m²K gibi yüksek bir değere ulaşabileceği tahmin edilmiştir. Araştırılan doğal soğutucular, R717 ve R290, her ikisinin de iyi birer ısı transfer performansının ve potansiyelinin olduğunu ortaya

koymuştur. Gelecekteki çalışmalarında, aynı soğutucuların, süperpozisyon yöntemlerini kullanmayan korelasyonları kullanarak, termal özelliklerini inceleyecekleri belirtilmiştir.

Bahreini ve ark. (2017) dikey mini bir kanalda, yerçekimsiz ortamda aşırı soğutulmuş akış kaynamasını sayısal olarak simüle ederek, normal yerçekimi ortamındaki durum ile karşılaştırmışlardır. Farklı fazları ayırt edebilmek için Sıvı Fonksiyon Hacmi (CF_VOF) temeline dayanarak uygulanan bu sayısal yöntemle problemi çözmek için OpenFOAM açık kaynak kod paketi kullanılmıştır. Ayrıca kaynama akımını simüle etme kabiliyetini elde etmek amacıyla, faz değişimi için enerji ve kütle transfer modelini eklemiş ve OpenFOAM çözücü geliştirilmiştir. Aynı zamanda; sürekli yüzey kuvvet modeli ve Lee modeli sırasıyla; yüzey gerilim kuvvetlerini ve ara yüz üzerinden kütle transferini analiz etmek için kullanılmış ve matematiksel modeli ve geliştirilen çözücü, teknik literatürdeki mevcut deneysel verilerle doğrulanmıştır. Sonuç olarak; yer çekiminin azalmasıyla, baloncukların boyutunun arttığı ve akış şeklini değiştirdiği, kanal boyunca boşluk payının yerçekimi seviyesinin değişimiyle değiştiği, yerçekimsiz ortam koşulunda kanal boyunca daha küçük bir basınç düşüşünün olduğu gözlenmiştir. Artan yer çekiminin sadece hidrostatik basıncı etkilemediği; aynı zamanda sürtünme basıncını da, normal sürtünme basıncı kaybının yerçekimsiz ortamdakinden 2,1 kat daha büyük olacak şekilde etkilediği elde edilmiştir. Ayrıca yerçekimsiz koşullardaki ısı transferi katsayısı, normal yerçekimi olan koşullardan daha büyüktür; yerçekimsiz koşullarda artan ısı akısı, akış rejimini kabarcıklı akıştan dairesel akışa değiştirmiştir. Yüksek ısı akısında, buhar hacmi kesimi 0,2 olduğunda maksimum ısı transfer katsayısı oluşmuştur; yerçekimsiz koşullarda giriş kütle akısı arttıkça akış rejimi kabarcıklı akışa dönüşmüştür ve kanal boyunca ısı transfer katsayısında azalmaya sebep olmuştur.

Chien ve ark. (2017) 1,5 mm iç çapa sahip paslanmaz çelik bir mini kanaldaki, R32 (diflorometan), CO₂ (karbondioksit) ve R290 (propan)'nın iki fazlı akış için kaynama ısı transfer katsayılarını ölçerek rapor etmişlerdir ve literatürdeki diğer korelasyonlarla karşılaştırmışlardır. Deneyler; 10 °C doyma sıcaklığında, 150 ile 500 kg/m²s arasında

değişen kütle hızları, 5 ile 20 kW/m² arasında değişen ısı akıları ve 0,1'den kuruyana kadarki buhar kalitesine sahip test koşulları altında yapılmıştır. Sonuç olarak; bu üç soğutucu akışkan R32, CO₂ ve R290'ın ısı transfer katsayısının, ısı akısının artmasıyla arttığı ve kütle akısının CO₂'nin ısı transfer katsayısına önemli ölçüde etki ettiği gözlenmiştir. Deneyler esnasında çekirdekli kaynama baskın olmuştur. Elde edilen sonuçlar; Cooper (1984), Liu ve Winterton (1991), Tran ve ark. (1996) ve ark. ve Bertsch ve ark. (2009)'ın korelasyonlarıyla karşılaştırılmış ve bu korelasyonların tamamı için deneysel veriler yaklaşık %50 ortalama sapma ile tahmin edilmiştir.

Jige ve ark. (2017) 15 °C doyma sıcaklığında; 1; 2,2 ve 3,5 m'lik iç çaplarda olan yatay cam mini kanallardaki soğutucu akışkan R32'nin; kütle hızının, ısı akısının, buhar kalitesinin ve boru çapının, adiabatik ve iki fazlı akışı sırasındaki kaynama özelliklerine etkilerini araştırmışlar ve elde edilen deneysel değerleri literatürdeki ampirik korelasyonlarla hesaplanan değerlerle karşılaştırmışlardır. Yapılan çalışmada; yüksek kütle hızı ve yüksek buhar kalitesinde zorlanmış konvektif ısı transferinin baskın olduğu, yüksek ısı akısı ve düşük buhar kalitesinde ise, geleneksel çaplı borularinkine benzer olarak, çekirdekli kaynamanın baskın olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca düşük kütle hızı, düşük kalite ve düşük ısı akısı koşulları altında; tıpa akış bölgesinde ince bir sıvı film tabakasından buharlaşma ısı transferine rastlanmıştır. 3,5 mm'lik çapa sahip yatay cam tüpte tıpa, dalgalı çalkantılı ve dairesel akış modelleri gözlenmiştir. Düşük ısı akısı şartları altında, tıpa akış bölgesindeki ısı transfer katsayısının dalgalı akış bölgesine kıyasla daha yüksek değerde olduğu belirtilmiştir. Ayrıca ısı transfer katsayısının kuruma başlamadan önceki bölgede, tüp çapının azalmasıyla arttığı tespit edilmiş ve ısı transfer katsayısındaki bu artışın, zorlanmış konveksiyon, çekirdekli kaynama ve ince sıvı film buharlaşması gibi her dominant bölge için farklı oranda olduğu ölçülmüştür. Daha önceden R30 için elde edilen değerler genel deneysel verilerden %80 düşük olsa da; Gungor ve Winterton (1986), Yu ve ark. (1999) ve S. Kim ve Mudawar (2013a) tarafında elde edilen korelasyonlar soğutucu akışkan olarak R32 kullanılan 3,5 mm iç çaptaki tüpler için nispeten iyi bir sonuç göstermiştir. Kuruma başlangıç bölgesindeki kalitenin, her tüp için ısı akısı ve boru çapının azalması ve artan kütle hızı ile arttığı tespit edilmiştir. 1

mm'lik tüpün sürtünme basınç düşüşü, 2,2 mm'lik tüpün yaklaşık iki katı ve aynı kütle hızı ve kalitede 3,5 mm'lik tüpün 3,5 katı olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Elde edilen sonuçlar; Friedel (1979), Müller Steinhagen ve Heck (1986) ile S. Kim ve Mudawar (2013b) arasındaki korelasyonlarla karşılaştırıldığında, 1 ve 2,2 mm'lik tüplerdeki basınç dşşlerinin %30'un içinde nispeten iyi tahmin edildiği, ancak 3,5 mm'lik tüpün basınç dşşnn olduğundan yüksek tahmin edildiği sonucuna ulaşılmıştır. R30 için mevcut olan deneysel verilerin Müller-Steinhagen ve Heck (1986) korelasyonu ile %88,2 değerinde uyumlu olduğu ayrıca belirtilmiştir.

Semprtgui-Tapia ve Ribatski (2017) kesit geometrisinin, yatay mikro ölçekli kanallarda doymuş akışlı kaynama ısı transferine etkisini araştırmışlardır. Aynı dış çevrede ve sırasıyla 1,100; 0,977 ve 0,835 mm eşdeğer çaplara sahip dairesel, kare ve üçgen borularda akan R134a'nın 200 ile 800 kg/m²s arasındaki kütle hızları, 15 ile 85 kW/m² arasındaki ısı akıları, 31 ve 41 °C doyma sıcaklıkları ve 0,05 ile 0,95 arasındaki buhar kaliteleri için deneyler yapılmıştır. R134a'nın dairesel, kare ve üçgen kanallardaki kaynama sırasındaki ısı transfer katsayısı için 1943 deneysel sonuç içeren geniş bir deneysel veri tabanı oluşturulmuştur. ıı transfer katsayısının,  geometri için ısı akısının artmasıyla arttığı; aynı zamanda dairesel ve kare kanallar için ise yüksek buhar kaliteleri gibi konvektif etkilerin baskınlığı altında artan buhar kalitesi ile arttığı gözlenmiştir. Üçgen kanal (1,78 µm) yüksek yüzey pürüzlülüğüne sahiptir bu yüzden ısı transfer katsayısının, buhar kalitesinden neredeyse bağımsız olduğu ve ne olursa olsun ısı akısından bağımsız olarak çekirdekli kaynama etkisinde kaldığı belirtilmiştir. Dairesel kanallar için, düşük ısı akılarında daha yüksek ısı transfer katsayıları elde edilirken; yüksek ısı akıları, düşük ve ara buhar kalite değerleri için üçgen kanallardaki ısı transfer katsayısı dairesel ve kare kanallardan daha yüksek ölçülmüştür. R134a için dairesel, kare ve üçgen kanallardan elde edilen bu deneysel veriler; Chen (1966), Sun ve Mishima (2009), Kim ve Mudawar (2013) ve Kanizawa ve ark. (2016) tarafından istatiksels verilere dayanarak geliştirilen yöntemlerle makul şekilde uyum sağladığı ortaya koyulmuştur. Ancak yöntemlerin hiçbirisinin, üçgen kanallar için deneysel verilerin ısı transfer katsayı eğilimlerini yeterince yakalayamadığı belirtilmiştir.

Yang ve ark. (2017) 6 mm'lik bir iç çapa sahip yatay bir tüpte, 0,215'den 0,415 MPa'a kadar doymunluk basınçlarını, 67'den 194 kg/m²s'e kadar kütle akılarını ve 10,6'dan 75,0 kW/m²'ye kadar ısı akılarını kapsayan deney koşulları altında, R600a'nın kaynama akışı ısı transferi ve basınç düşme özelliklerini, deneysel olarak ayrıntılı şekilde incelemiştir. Deney sistemi yüksek hızlı kamerayla izleyerek; tıpa akış, tabakalı- dalgalı akış, slug akış ve dairesel akış modelleri gözlenmiştir. Dairesel akış geçişinin aralıklı olduğu tespit edilmiş ve akış modeli haritaları üzerinden planı çıkarılmıştır. Literatürde mevcut geçiş çizgileriyle kıyaslamalar yapılmış, ayrıca doyma basıncı, kütle akısı ve ısı akısının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. R600a'nın akış model haritasında, kütle akısı ve ısı akısı arttıkça, I/A geçişinin buhar kalitesinin düştüğü görülmüştür. Isı akısının deneysel I/A geçişi üzerindeki etkisi Costa-patry ve Richard (2012)'un I/A geçişine aykırı çıkmıştır. Deneysel I/A geçiş çizgileri dört öngörücü modelle karşılaştırılmış ve Barbieri ve ark. (2008) geçiş çizgisi eğilimi ile en iyi şekilde uyum sağladığı bulunmuştur. Isı transfer katsayısı, düşük buhar kalitesindeki kütle akısından neredeyse bağımsızken, yüksek buhar kalite bölgesinde kütle artışı ile artmıştır. Düşük buhar kalitesi bölgesinde, ısı akısı ile ısı transfer katsayısı da artmıştır ancak bu eğilim yüksek buhar kalitesi bölgesinde baskılanmıştır. Doyma basıncına gelince, doyma basıncı ile birlikte yüksek ısı akısından meydana gelen ısı transfer katsayısı açıkça artma eğilimi göstermiştir. Sonuçlar bilinen yedi korelasyonla karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlarda; Liu ve Winterton (1991) korelasyonunun %11'lik bir ortalama mutlak sapma ve %30'luk bir hata bandında %99,7 değeri ile en iyi uyumu sağlamıştır. Adyabatik iki fazlı sürtünme basıncı gradyanlarına bakınca ise; doyma basıncı ile azaldığı, kütle akısı ile yükseldiği görülmüştür. Deneysel veriler bu konuda mevcut iyi bilinen sekiz korelasyonla karşılaştırılmış ve sonuçlar, %7,2'lik standart sapmaya sahip, Müller-Steinhagen ve Heck (1986) korelasyonu ile %32,9 mutlak bağıl sapma ve %30'luk bir hata bandında, %60,4'lük uyum ile en iyi sonucu vermiştir. Ayrıca Müller-Steinhagen ve Heck (1986) korelasyonunu temel alarak yüzey gerilimini ve yer çekim kuvvetini hesaba katan yeni bir korelasyon geliştirilmiştir. Yeni korelasyon, %22,2'lik standart

sapma ile daha düşük dağılıma sahip olarak, %16,6'lık mutlak bağıl sapma ve %30'luk bir hata bandında %83,2 si ile iyi uyum göstermiştir.

Chen ve ark. (2018) sıvı nitrojen akış beslemesi ile kaymana akışını birleştiren sayısal bir model geliştirerek, yatay mini kanaldaki kaynama akış dengesizliğini araştırmışlardır. Ayrıca, sıvı nitrojenin kaynama akışı sırasında; Ledinegg kararsızlığının, yoğunluk dalgasının ve basınç düşüşü salınımlarının geçici tepkileri araştırılmış ve bu özellikler su/ soğutucu akışkanlarla karşılaştırılmıştır. Sıvı azotun geçici tepkilerinin deneysel verilerle uyum içinde olduğu görülmüştür. Sonuçlar, ısı akısının ve girişteki aşırı soğutmanın kararlı durum karakteristik eğrilerini önemli ölçüde etkilediğini göstermiştir ki; kararlı hal karakteristik eğrisi basınç düşüşü, artan ısı akısıyla birlikte artmıştır. Girişteki aşırı soğutma azaldığında, kararlı durum karakteristik eğrisinin eğiminin arttığı ve iki fazlı negatif eğim bölgesinin ortadan kalktığı, aynı zamanda akış arz eğrisinin, artan toplam basınç düşüşü ile arttığı ve artan sürtünme katsayısı ile de azaldığı gözlenmiştir. Ledinegg dengesizliğine göre, akışın iki fazlı negatif eğim bölgesinde meydana geldiği, yoğunluk dalgası salınımlarının iki fazlı pozitif eğim bölgesinde ortaya çıktığı ve iki fazlı negatif eğim bölgesinde basınç düşüş salınımlarının ortaya çıktığı sonucuna ulaşılmıştır.

Çizelge 2.1. Dairesel mini-mikro kanallarda kaynama akışı ısı transfer çalışmaları

Yazar	Akışkan	Kanal	Kanal Pozisyonu	Hidrolik Çap	Kanal Ölçüleri	Parametreler
Vlasie ve ark. (2004)	R134a	Mini	Dairesel	2		$P_{doy}=2,17$ $G=636$ $q=1-100$
Pamitran ve ark. (2007)	R-410A	Mini	Dairesel	1,5 3	L=1500	$G=300-600$ $q=10-30$ $x=0-1$
Choi ve ark. (2009)	Propan	Mini	Dairesel	1,5 3	L=1000 L=2000	$G=50-400$ $T_{doy}=0,5,10$ $q=5-20, x=0-1$
Pamitran ve ark. (2009)	Propan	Mini	Dairesel	1,5 3	L=1000 L=2000	$G=50-400$ $T_{doy}=10,5,0$ $q=5-20, x=0-1$
Hanafizadeh ve ark. (2011)	Hava-Su	Mini	Dairesel	2 3 4	L=270 L=310 L=250	$v_{su}=0,05-1$ m/s $v_{hava}=0,5-10$ m/s

Çizelge 2.1. (Devam) Dairesel mini-mikro kanallarda kaynama akışı ısı transfer çalışmaları

Yazar	Akışkan	Kanal	Kanal Pozisyonu	Hidrolik Çap	Kanal Ölçüleri	Parametreler
		Tipi	Geometrisi	D_h (mm)	W (mm), H (mm) L (mm)	G ($\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$), P (kPa) T ($^{\circ}\text{C}$), q (kW/m^2)
Ong ve Thome (2011)	R134a R236fa R245fa	Mini/Makro	Dairesel	Yatay	1,03 2,2 3,04	$L_{ph}=50$, $L_{ev}=180$ $L_{ph}=110$, $L_{ev}=396$ $L_{ph}=150$, $L_{ev}=540$ $T_s = 31^{\circ}\text{C}$
Mortada ve ark. (2012)	R134a R1234yf	Mini	Dairesel	Yatay	1,1	$G= 20-100$ $q= 2-15$ $x= 0-1$
Zhao ve ark. (2012)	R1234yf	Mini	Dairesel	Yatay	~ 1	$G=20-80(\text{g}/\text{s}^{-1})$ $T_{\text{giriş}}= 0-20$ $T_{\text{çıkış}}= 0-10$ $x= 0,2-0,5$
Anowar ve ark. (2013)	R1234e(E) R32 R420 R1234e(E)/ R32 karışımı	Makro	Dairesel	Yatay	4,35	$L= 360$ $G= 150-445$ $T_{\text{doy}} = 5-10$ $x = 0-1$

Çizelge 2.1. (Devam) Dairesel mini-mikro kanallarda kaynama akışı ısı transfer çalışmaları

Yazar	Akışkan	Kanal	Kanal Pozisyonu	Hidrolik Çap	Kanal Ölçüleri	
		Tipi	Geometrisi	D_h (mm)	W (mm), H (mm) L (mm)	G (kg/m ² s), P (kPa) T (°C), q (kW/m ²)
Del Col ve ark. (2013)	R1234yf	Mini	Dairesel	1	$L=228,5$	$G=200-600$ $T_{doy}=31$
Maqbool ve ark. (2013)	Propan	Mini	Dairesel	1,7	$L=245$	$G=100-500$ $q=5-280$ $T_{doy}=23,33,43$
Diani ve ark. (2014)	R1234ze(E)	Mini	Dairesel	3,4	$L=300$	$G=190-940$ $q=10,25$ ve 50 $T_{doy}=30$ $x=0,2-0,99$
Kundu ve ark. (2014)	R134a R410A R407C	Makro	Dairesel	7	$L=1200$	$G=100-400$ $q=3-10$ $T_{giris}=5-9$ $x=0,1-0,99$
Charnay ve ark. (2015)	R-245fa	Mini	Dairesel	3	$L=350$	$G=100-1500$ $T_{doy}=60-120$ $x=0-1$

Çizelge 2.1. (Devam) Dairesel mini-mikro kanallarda kaynama akışı ısı transfer çalışmaları

Yazar	Akışkan	Kanal	Kanal Pozisyonu	Hidrolik Çap	Kanal Ölçüleri	Parametreler
		Tipi	Geometrisi	D_h (mm)	W (mm), H (mm)	G (kg/m ² s), P (kPa) T (°C), q (kW/m ²)
Fang ve ark. (2015)	Su	Mikro/ Mini	Dairesel	0,207 1,73	Yatay/Dikey	$G= 17-1782$ $q= 27,7- 4788$ $P_{\text{doy}}= 101- 1600$ $x= 0,0001-0,958$
Kuang ve ark. (2015)	Amonyak	Makro	Dairesel	65	Dikey	$L=7600$
Diani ve ark. (2016)	R1234e(E)	Mini	Dairesel	2,4	Yatay	$G= 375-940$ $T_{\text{doy}}= 30$ $q = 10-50$ $x=0-1$
Gómez Marzoo (2016)	R245fa	Mini	Dairesel	2,689	Yatay	$G= 100-500$ $T_{\text{doy}}= 35,41,47$ $q= 15-55$ $x= 0,05-0,08$

Çizelge 2.1. (Devam) Dairesel mini-mikro kanallarda kaynama akışı ısı transfer çalışmaları

Yazar	Akışkan	Kanal Tipi	Kanal Geometrisi	Kanal Pozisyonu	Hidrolik Çap	Kanal Ölçüleri	Parametreler
Yunos ve ark. (2016)	R290	Mini	Dairesel	Yatay	3	W(mm), H(mm)	G (kg/m ² s), P(kPa) T(°C), q(kW/m ²)
	R717					L(mm)	
Bahreini ve ark. (2017)	HFE- 7100	Makro	Dairesel	Dikey	6	L=200	G= 100-300 q= 5-30 T _{doy} = 10 x= 0,0009-0,9
Chien ve ark.(2017)	R32	Mini	Dairesel	Yatay	1,5	L=500-2000	G= 150-500 T _{doy} =10 q= 5-20 x= 0-1
	CO2						
	R290						
Jige ve ark. (2017)	R32	Mini	Dairesel	Yatay	1	L=400	G ₁ =200-400, q ₁ = 5-40 G _{2,2} = 50-400, q _{2,2} =5-40, x _{2,2} = 0-1, T _{2,2(doy)} = 15 G _{3,5} =50-600, q _{3,5} =5-20
					2,2		
					3,5		

Çizelge 2.1.1. (Devam) Dairesel mini-mikro kanallarda kaynama akışı ısı transfer çalışmaları

Yazar	Akışkan	Kanal	Kanal Pozisyonu	Hidrolik Çap	Kanal Ölçüleri	Parametreler
		Tipi	Geometrisi	D_h (mm)	W (mm), H (mm)	G (kg/m ² s), P (kPa) T (°C), q (kW/m ²)
Sempértégui- Tapia ve Ribatski (2017)	R134a	Mini	Dairesel Dikdörtgen	1,1 0,977 0,835	L=150	$G=200-800$ $q=15-85$ $T_{doğ}=31-41$ $x=0,05-0,95$
Yang ve ark. (2017)	R600a	Mini	Dairesel	6	L=1550	$G=67-194$ $q=10,6-75$ $T_{doğ}=9,25-30,85$ $P_{doğ}=215-415$
Chen ve ark. (2018)	Nitrojen	Mini	Dairesel	2,92	L=600	$G=0-693$ $q=0-85,9$ $P=100-469$ $x=0-0,83$

2.3.2 Dikdörtgen–kare mini kanallarda kaynama akışı ısı transferi

Hamdar ve ark. (2010) 1 mm çapında yatay kare bir mini kanalda, sistem basıncının 600 kPa’da neredeyse sabit olduğu, doymuş koşullar altında Hidroflorokarbon 152a’nın kaynama ısı transferi ve iki fazlı basınç düşüşünü araştırmışlardır. Yapılan deneylerde, kütle akısının 200 ile 600 kg/m²s arasında, ısı akısının ise 10 ile 60 kW/m² arasında değişen değerleri kullanılmıştır. Lokal ısı transfer katsayıları, test bölümünün uzunluğu boyunca buhar kalitesinin bir fonksiyonu olarak belirlenmiştir. Konveksiyon ısı akıları ise, ters ısı transfer yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Elde edilen deney sonuçları, iki fazlı akış basınç düşüşü ve kaynama ısı transferi için literatürdeki ilgili tahmin modelleri ile karşılaştırılmış ve mini kanal sürtünme basıncı kayıplarının tahmin edilebilmesi için Müller-Steinhagen ve Heck (1986) korelasyonunun iyi bir sonuç verdiği bulunmuştur. Isı transfer mekanizmasında çekirdekli kaynamanın baskın olduğu ve ısı transfer katsayısının buhar kalitesi ve kütle akısından bağımsız olduğu gözlenmiştir. Ayrıca Tran ve ark. (1996)’nın korelasyonuna dayanarak mini kanallarda çekirdekli kaynama akışı için Nusselt sayısını, ısı transfer katsayısı yerine benzer boyutsuz gruplar, $BoWe^2$ ve $\rho_l\rho_g$ ile ilişkilendiren yeni bir korelasyon geliştirilmiştir. Son olarak; Nusselt sayısının, klasik h ile ifade edilmesi yerine, farklı soğutucu akışkanlar ve çeşitli kanal çapları ile ek testler yapılarak onaylanması gerektiği ifade edilmiştir.

Hu ve ark. (2011) soğutma sistemi 0,8 mm (W)* 2mm (D)* 20 mm (L) boyutunda 14 paralel kanal içeren oksijensiz bakırdan üretilmiş, mikro dişli pompa tarafından tahrik edilen kapalı döngü iki fazlı çoklu bir mini kanallı soğutucunun, çalışma sıvısı olarak FC-72 kullanılarak, soğutma performansı farklı koşullar altında ısı transfer katsayısını ve basınç düşüşünü deneysel olarak değerlendirmişlerdir. Deneyler; başlangıç basınçları $P=73$ ve 101 kPa olan, kütle hızı $G=71$ ile 250 kg/m²s, çıkış kalitesi $x=0$ ile $0,9$ ve ısı akısı ise $q=25$ ile 140 W/cm² değerleri arasında değişen koşullar altında yapılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda; maksimum ısı yayılım hızı olan 96 W/cm²’lik değer elde edilmesi, ısıtma yüzey sıcaklığının deney aralığı içerisinde 85 °C’nin altında tutulmasıyla mümkün olmuştur. Ayrıca ısı transfer katsayısının; düşük

ısı akılarında yükselen, en yüksek değere ulaşan ve ardından azalmaya başlayan bir eğiliminin olduğu görülmüştür ve ısı transfer katsayısının azalmasının döngüsel kuruma ile ilişkili olduğuna inanılmıştır. Atmosfer basıncının ısı transfer verileri, düşük basınçta ve daha yüksek ısı transfer katsayılarındaki verilerle nitelik olarak benzer eğilimi takip etmiştir. Isı transfer katsayısının hem kütle akısı hem de ısı akısından güçlü şekilde etkilendiği gözlemlenmiş ve en yüksek ısı transfer katsayısının, kütle akış hızının artmasıyla daha düşük bir çıkış kalitesine kaydığı bulunmuştur. Mini çoklu kanallı soğutucudaki iki fazlı basınç düşüşü, sadece en yüksek kütle akısı $G=250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ hariç, zirve değerine ulaşana kadar ısı akısının artmasıyla artmıştır. Basınç düşüşü ise tek kanallı soğutuculardakine benzer davranış sergileyen sistem basıncı ile azalmıştır. Deneyler sonucuna bağlı olarak yapılan tartışmalarda, FC-72'nin orta ölçekli kaynama akışının ısı transfer mekanizmasının; makro kanallar ve mikro kanallardakine göre farklı özellikler sergilediğini göstermiştir. Ya çekirdekli kaynama ya da konveksiyon kaynamanın baskın olması gibi tek bir sınırlamanın geçerli olamayabileceği anlaşılmıştır. Sonuçların farklı korelasyonlarla karşılaştırılması ile mevcut verilerin, geleneksel veya dar kanallarda geliştirilen korelasyonlarla makul şekilde iyi tahmin edilebileceğini göstermiştir. Çoklu mini kanallardaki FC-72 için, Jang ve ark.'nın sağladığı FC-72 için F_{lv} kullanılarak Kandlikar korelasyonu önerilmiştir. Ancak daha iyi performans elde etmek ve kaynama mekanizmasını daha iyi anlamak için mini kanal sistemi optimize edilmeye devam ediyor.

Ozer ve ark. (2011) 23 mm genişliğinde, 35 mm uzunluğunda ve 23 mm yüksekliğinde, optik erişimin kanalın tabanını oluşturan işlenmiş bir cam plakadan yapıldığı, yatay mini bir kanalda soğutucu akışkan olarak Novec649 ve R11 kullanarak, diyabetik kaynama akışındaki kabarcık hareketlerini aynı anda görüntülerken yüzey sıcaklık dağılımını yakalamak için bir yöntem geliştirmişlerdir. Geliştirilen bu yöntemde; sıvı kristal termografi, kanalın üniform bir şekilde ısıtılan üst yüzeyinde yüksek oranda kararlı yüzey sıcaklığı ölçümleri elde etmek için kullanılmıştır. Akış alanının yüksek hızlı görüntüleri aynı anda elde edilmiş ve termal görüntülerle üst üste bindirilmiştir. Yerel yüzey sıcaklığı ve ısı transfer katsayısının,

çekirdeklenme bölgesi yoğunluğu ve konumu, kabarcık hareketi ve boyut evrimi bilgisi ile analiz edilebileceği bildirilmiştir. Sistemin çalışma prensibinde; üst yüzeyde, su soğutmalı bir alüminyum ve cam çerçeve ile tutulan elektrikle ısıtılan 76 µm kalınlığında bir Hastelloy folyo mevcuttur. Bu yapıdan kaynaklanan ısı kaybı, Fluent'te bir iletim modeli kullanılarak hesaplanmıştır. Model folyo, cam plaka, alüminyum ve cam çerçeve üzerindeki sıcaklık ölçümleri yönlendirilmiştir. Bu model, yerel yüzeysel ısı akısı için düzeltilmiş bir değer üretmiş ayrıca kanal boyunca dökme sıvı sıcaklığının ve ısı transfer katsayısının hesaplanmasını sağlamıştır. Tek fazlı laminer akış için ısı transfer katsayısının akış yönündeki gelişimi, tek biçimli bir akı sınır koşulu için teorik değerlerle karşılaştırılmıştır. Aşırı soğutulmuş iki fazlı akışları görselleştirmek için tesisin kullanımına, aktif çekirdeklenme bölgeleri etrafındaki yüzey sıcaklık dağılımının ölçümlerini test yüzeyi boyunca konumlar için kaynama eğrilerinin yapısını içeren örnekler verilmiştir. Bu model ile işlem sonrası işlemin bir parçası olan tesis, tek fazlı akış için beklenen sonuçları üretmiştir. Bu sistemin gücü, kantitatif TLC görüntülerinden ve kabarcık hareketler görüntülerinden elde edilen sıcaklık haritalarını üst üste koyabilme yeteneğinden kaynaklanmaktadır. Yüzeyin frekans tepkisi, akış hızı düşükse, sıcaklık alanından geçen en büyük kabarcıkların görülebileceği kadar yüksek olduğu, ancak folyonun içsel tepkisinin, tepki hızını ve dolayısıyla gereken kameranın hızını sınırladığı belirtilmiştir. Sonuç olarak yarı sabit yüzey sıcaklık alanları, yüksek hızlı kabarcık hareketinin dizileriyle eşleştirilmiştir. Kritik akıdan uzak, düşük ile orta dereceli ısı akısı değerleri için elde edilen ilk sonuç; soğutucu akışkanın dar kanallarda laminer akması için, iki fazlı ısı transferini, eşit olarak dağılmış çekirdeklenme bölgelerinin değil sınırlı hareketli kabarcıklar ile domine edildiği olmuştur.

Tsoi ve ark. (2011) yeni tasarlanan plaka tipi halka termosifonun, telekomünikasyon sistemlerinin elektronik panolarına soğutma uygulamalarını ve hem yatay hem de dikey yönelimleri için serbest ve zorlamalı konvektif soğutma koşullarında performansını için karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Buharlaşma bölümünü, titreşimli termosifondaki köprü kaynatma mekanizmasını taklit etmek için birbirine bağlı çoklu kanallar olarak yapılandırılmıştır. Soğutucu olarak 0,22 ve 0,32 doldurma

oranlarına sahip su kullanılan iki termosifon plakasını, atmosferik basınç altında, buhar- sıvı akış görüntüleri, ayrıca termal dirençler ve etkili yayılma termal iletkenlikleri çeşitli ısıtma güçlerinde her plaka için ayrı ayrı ölçülerek test edilmiştir. Yapılan deneylerde; çok kanallı kaynama kararsızlığı, birbirine bağlı kaynama kanalları arasında salınan ve buhar-sıvı dolaşımı için başlangıç mekanizması olarak görev yapan aralıklı buhar-sıvı tortuları şeklinde ortaya çıkmıştır. Kaynama ve yoğunlaşma bölümleri arasındaki sıcaklık farkının tetiklediği bu kaynama kararsızlığı, termosifon plakasında buhar-sıvı dolaşımı için tahrik basıncı potansiyelini oluşturmuştur. Bu çalışma sonucunda; serbest konvektif soğutma koşullarında, kaynama ısı akısının artmasının, çok kanallı kaynama dengesizliklerini yoğunlaştırdığı ve bu nedenle de etkili yayılma termal iletkenliğini yükselten ve genel termal direnci azaltan buhar-sıvı dolaşımını arttırdığı rapor edilmiştir. Cebri konvektif soğutma ile kaynama haznesindeki sıcaktan soğuğa duvar sıcaklıklarının düşmesi, kaynama aktivitelerini zayıflatmış ve buhar-sıvı dolaşım yollarını değiştirmiştir. Isıl performanslar üzerindeki bireysel kaynama ısı akısı etkileri, serbest konvektif soğutma koşullarındaki genel eğilimleri takip ederken, hA 'nın artışı, hava akımının ısıl direncini düşürmüştür, ancak kaynatma odasının bir yüzeyindeki süper ıslıyı azaltarak kaynama aktivitelerini zayıflatmıştır. Belirleyici değişkenler olarak, kaynama ısı akısı ve hA kullanılan bir dizi korelasyon, 0,32 dolum oranı ile yatay ve dikey termosifon plakalarının genel termal dirençlerini değerlendirmek için üretilmiştir. Çoğu telekomünikasyon sisteminde ve birimlerinde, elektrik panoları dikeydir, böylece dikey termosifondaki termal performans verileri bu uygulama ile en alakalı olmaktadır.

Piasecka ve Maciejewska (2012) dikey ve yatay pozisyonlu dikdörtgen mini kanallarda kaynama ısı transferini incelemek ve Beck metodu ve Trefftz fonksiyonlarını kullanarak ters ısı transfer problemini çözmek üzere bir çalışma yapmışlardır. Bu amaçla, $165 \text{ kg/m}^2\text{s}$ kütle akısı ve kanal girişindeki basınç değerleri 120-140 kPa aralığında olan deney koşullarına sahip, 1 mm derinliğinde, 60 mm genişliğinde ve 360 mm uzunluğunda, asimetrik olarak ısıtılmış ve aşağıdan yukarıya doğru akışla dikey ve yatay ($180 \text{ }^\circ\text{C}$) olmak üzere iki farklı konumda yönlendirebilen bir dikdörtgen mini kanallı deney sistemi kurulmuştur. Sistemde soğutucu akışkan

olarak FC-72 kullanılmıştır. Akış yapısı mini kanalın karşı tarafında aynı anda başka bir cam parçası boyunca izlenmiştir. Camla temas eden ısıtma yüzeyinde bulunan sıvı kristal tabaka sayesinde, mini kanalda akan sıvıya aktarılan ısı akısını arttırırken, ısıtma duvarı sıcaklık dağılımını ölçmeleri mümkün olmuştur. Belirlenen cam bariyer ve ısıtma folyo sıcaklıkları yaklaşımlarının, ilgili diferansiyel denklemleri kesin olarak karşıladığı ancak sınır koşullarına yaklaşık olarak uyum sağladığı belirtilmiştir. Yapılan hesaplamaların ilk amacının; bir ısı transfer modelini ve ters sınır problemini çözmek için sayısal bir yaklaşımı değerlendirmek ve ısı transfer katsayısını hesaplamak olduğu belirtilerek, ters problem Trefftz fonksiyonlarıyla birlikte duyarlılık katsayısı metodu (Beck metodu) kullanılarak çözülmüştür. İkinci amacı ise; ısıtma yüzeyine sağlanan ısı akısını arttırmak için, seçilen görüntü kesitlerinin boşluğunu belirlemektir ve bu sonuçlar, mini kanal uzunluğu boyunca seçilen kesitler boşluk oranına bağlı olarak sunulmuştur. Akış modeli incelendiğinde; kabarcıklı yapının başlangıçta ve kaynama gelişiminin ilk aşamasında hâkim olduğu, tıpa yapısının ise akışın daha ileri evrelerinde hâkim olduğu gözlenmiştir. Mini kanaldaki kaynamalı akışta, kaynama başlangıcında önemli miktarda ısı transfer artışı gerçekleşmiştir ve bu ısı transfer katsayısında keskin bir artış olarak gözlenmiştir. Dikey mini kanalda gözlemlenen kaynama cephesi ısı transfer katsayısında ise, ısıtma yüzeyi sıcaklığındaki belirgin, düzensiz, iki aşamalı bir artışın ardından hızlı düşme olduğu izlenmiştir. Mini kanalın yatay pozisyonu için, ısıtma folyo sıcaklığı verileri çok dengesiz bir 'kaynama yüzeyi'ne sahip olduğundan dolayı analiz edilmesinin zor olduğu belirtilerek; kaynama başlangıcı, kısa kanal kesimi üzerinde meydana gelen, küçük sıcaklık düşüşleri yüzeyinin ısıtılmasıyla işaretlenmiştir.

Vakili-Farahani ve ark. (2013) hidrolik çapı 1,4 mm olan; 7 paralel dikdörtgen kanaldan (1,1 mm; 2,1 mm) oluşan, haddelenmiş yassı bir alüminyum çoklu boruda yukarı akışlı kaynama deneyleri gerçekleştirmiş, ayrıca çevresel olarak güvenli bir soğutucu olan, R134a'ya potansiyel bir ikame olarak önerilen R245fa ve R1234ze adında iki soğutucu akışkanını test etmişlerdir. Soğutucu akışkanların ısı transfer katsayıları yerel olarak hesaplanarak, ısı akısı dağılımının düzgünlüğüne bakılmaksızın verileri azaltmak için, buharlaşan soğutucu akışkan ve ısıtma suyu akışı

arasındaki bir ısı transferi ilişkisi kullanılarak geliştirilen, yeni bir veri azaltma prosedürü sunulmuştur. Bu yöntem, duvar sıcaklığının yanı sıra, giriş ve çıkış sıvısı sıcaklıklarını ölçerek, ısı akısının kanal boyunca düzensiz olduğunu açıklamaktadır. Kuruma olmayan bir doymuş kaynama akışı için, aşırı soğutulmuş kaynama veya kuruma sonrası olarak tanımlananlar hariç, yerel olarak ölçülen 1117 ısı transfer katsayısından oluşan bir veri tabanı toplanmış ve bu veriler en yaygın kullanılan korelasyonların birçoğu ile karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Buhar kalitesi, ısı akısı, doyma sıcaklığı ve kütle akısının, doymuş kaynama akışı üzerindeki etkileri de incelenmiştir. Doymuş kaynama başladıktan sonra ısı transfer katsayısı profili, birleşik kabarcık akış rejimi belirlenirken, oldukça düz ya da yavaş yavaş azalma göstermiştir. Daha sonra ise, yerel kaynama akışı ısı transfer katsayısı, ya dairesel akış hüküm sürdüğü için buhar kalitesi ile yavaş yavaş artmış, ya da aralıklı kuruma baskın olmasına rağmen düşmüştür. Ayrıca ısı transfer katsayısı; artan doymuş sıcaklık, ısı akısı ve kütle akısıyla birlikte artış göstermiştir. Mevcut korelasyonlarla yapılan karşılaştırma sonucunda, sadece Thome ve ark. (2004) üç noktalı modeli, uzamış kabarcıkların mini kanallarda sıralı geçişine atfedilen geçici yerel ısı transfer katsayılarını tanımlamıştır ve modeldeki kurutma kalınlığının orijinal ampirik değeri yerine görünen yüzey pürüzlülüğünü kullanarak, $\pm\%21$ 'i ile $\%30$ ortalama mutlak yüzde hatası için tüm veri tabanının yaklaşık $\%77$ 'sini yakaladığı rapor edilmiştir. Kaynama akış ısı transferi için mevcut olan üç tahmin yöntemi birleştirilmiş ve akış modeline dayalı bir yaklaşım geliştirilmiştir. Ong ve Thome (2011a) haritası, akış rejimlerini tanımlamak için kullanılmıştır. Bu model sadece $\pm\%18$ ile $\%30$ ortalama mutlak yüzde hatasıyla tam veri tabanının $\%85$ 'ini doğru olarak tahmin etmiştir. Bu da mikro kanallardaki belirli akış düzeninin, kaynama akış ısı transferi tahminleri için önemli bir yönü olduğunu göstermiştir.

Piasecka (2015) temel olarak mikro yapılandırılmış ısıtma yüzeyinin ve mini kanal konumunun ısı transfer katsayısı ve iki fazlı basınç düşüşü üzerindeki etkisini araştırmıştır. Ayrıca, seçilen termal ve akış parametrelerinin (kütle akı yoğunluğu ve giriş basıncı), geometrik parametrelerin ve soğutma sıvısı türünün çekirdekli kaynama ısı transferi üzerindeki etkileri de incelenmiştir. Deney düzeneği Fluorinert FC-72

soğutucu akışkanı kullanılan ve sıvı ile temas eden tarafı mikro yapılı ince bir folyoyla ısıtılan, 1 mm derinliğinde, 40 mm genişliğinde ve 360 mm uzunluğunda, dikdörtgen bir mini kanaldan oluşmuştur. Çalışmalarda, biri eşit olarak dağıtılmış mikro oyuklara sahip, diğeri ise tek biçimli olarak dağıtılmayan mini oyuklara sahip iki tip mikro yapılandırılmış yüzey kullanılmıştır. Kanalın 5 farklı konumunu, yani yatay düzleme 0, 45, 90, 135 ve 180 °C eğim açılarını kullanarak veriler elde edilmiş ve ısıtma yüzeyindeki iki boyutlu sıcaklık dağılımını belirlemek için sıvı kristal termografi uygulanmıştır. Ölçüm sonuçlarından ısı transfer katsayısında, mikro yapılı yüzeyin pürüzsüz yüzeye göre iki kat daha yüksek artışa neden olduğu açıkça tespit edilmiştir. Mini kanalın konumunun da ısı transfer katsayısı üzerinde önemli olduğu sonucuna varılmıştır. Şöyle ki; mini kanalın 90, 135 ve 0 °C (sırasıyla dikey, eğimli ve yatay) pozisyonları için en yüksek ısı transfer katsayısı elde edilirken, mini kanalın 180 °C (yatay) ve 45 °C pozisyonları için en düşük ısı transfer katsayısı değerlerini ölçülmüştür. İki fazlı akış basınç düşüşü ile ilgili elde edilen deneysel sonuçları diğer araştırmacıların verileriyle karşılaştırmak için, literatürde bilinen dokuz korelasyonu hesaplamalarında uygulamıştır. Kanalın 5 pozisyonu için de karşılaştırma çalışmaları yapılmıştır. Korelasyonların çoğunun, sadece düşey mini kanal için kabul edilebilir bir hata limiti ($\pm\%30$) dâhilinde basınç düşüşü gradyanını tahmin etmek için uygun olduğu bulunmuştur. Ancak ayrılmış akış modeline dayanan korelasyonların bazılarının, kanalın bir veya iki eğimli pozisyonu için de iki fazlı akış basınç düşüşünü doğru bir şekilde tahmin etmek için uygun olduğu bildirilmiştir. Ayrıca mini kanalların 0 ve 180 °C (yatay) konumları için, deneysel veriler ve hesaplama sonuçları arasında çok zayıf bir uyumun olduğu rapor edilmiştir.

Kuang ve ark. (2016) çeşitli ısı kütle akılarında bir mini kanallı evaporatörde, amonyak akışını ve iki fazlı dengesizliklerini araştırmak için eş zamanlı bir görselleştirme ve ölçüm çalışması yapmışlardır. Evaporatör, eşit şekilde ısıtılmış 250 mm uzunluğunda 4 adet paralel $1*1,1 \text{ mm}^2$ lik kanaldan oluşmuştur. Görselleştirme çalışması; periyodik ters akımın, sıvının yeniden hazırlanma aşamasında ve dönüşümlü olarak tekrarlanan dairesel film buharlaştırma aşaması ile mini kanallı evaporatörde meydana geldiğini göstermiştir. Kabarcık çekirdeklenme meydana geldiğinde, basınç düşüşü; hissedilir

ısının aniden serbest bırakılması ve buna karşılık gelen patlayıcı kaynatma nedeniyle dengesiz bir salınımdan zarar görür. Bu kararsız salınının; buharlaştırıcı duvar sıcaklığının, akışkan sıcaklığına yaklaştıkça bozulduğu görülmüştür. Basınç düşüşlerindeki düşük frekanslı salınımlar, sıcaklıklar ve sitem basınçları da yine mini kanallı evaporatörde izlenmiştir. Periyodik ters akış eşzamanlı olarak gerçekleşir ve basınç düşüşleri ve sıcaklık salınımları hemen hemen bu evrededir. Ayrıca sistem basıncı genellikle basınç düşüşünün tersine salınım yapmıştır. Yapılan çalışmalarda; kabarcıklı akış, uzatılmış kabarcık akışı/uzun buhar slug akış ve dairesel akış olmak üzere üç tip akış modeline rastlanmıştır. Kanal boyunca geçici akış modelleri; yüksek basınç düşüşü ile düşük basınç düşüşü ve sıvı yeniden ıslanma aşaması ile dairesel film buharlaşma aşaması olmak üzere iki aşamada dönüşümlü olarak değişmiştir. Fourier dönüşüm yöntemi kullanılarak basınç düşüşü dalgasının yeniden oluşturulabileceği gösterilmiş ve hemen hemen tüm düşük frekanslı salınım dalgalarında yüksek mertebeden harmonik dalgaların hakim olduğu bulunmuştur. Aynı zamanda dinamik analiz yardımıyla; kabarcık dinamik kararsızlıklarından ve paralel kanal kararsızlıklarından kaynaklanan, yüksek frekanslı düşük genlikli dalgalanmalar tespit edilmiştir. Basınç düşüşü salınınının sıklığının, kütle akışı ile neredeyse doğrusal olarak arttığı ve daha yüksek sistem sertliği nedeniyle frekans doyma sıcaklığıyla birlikte yükseldiği sonucuna ulaşılmıştır.

Gao ve ark. (2017) mini kanallı bir evaporatörde; yer çekimi etkisinin de gözlemlenebilmesi için, hem yatay, hem de dikey aşağı yönde akan R134a'nın ısı transfer katsayısını incelemişler ve sonuçları 5 genel korelasyonla karşılaştırmışlardır. Test için kullanılan evaporatör, 624 μm genişliğinde ve 923 μm derinliğinde 23 adet kanala sahiptir. Deneylerde çekirdekli kaynamanın ısı transferine egemen olduğu görülmüştür. Kütle akış hızının 264,3 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 'den ve ısı akısının 3 W/cm^2 'den az olduğu durumda; dikey olarak aşağı doğru ve yatay akışlar için ısı transfer katsayıları arasındaki fark, farklı akış modellerinde %10'dan daha büyüktür. Yer çekiminden bağımsız üç ölçütün mevcut sonuçlarla karşılaştırılması ile kaynama akışı ısı transfer katsayısını daha doğru bir şekilde tahmin etmek için yerel Froude sayısı yerine, çıkış Froude sayısının kullanılması gerektiği ortaya çıkmıştır. Yer çekimi, kararsızlıklar ve

farklı akış modelleri için ısı transferini etkileyebilme yeteneğine sahiptir. Sonuç olarak elde edilen verilerin S. Kim ve Mudawar (2013b) korelasyonu ile en iyi uyumu sağladığı görülmüştür.

Sempértegui-Tapia ve Ribatski (2017) kesit geometrisinin, yatay mikro ölçekli kanallarda doymuş akışlı kaynama ısı transferine etkisini araştırmışlardır. Aynı dış çevrede ve sırasıyla 1,100; 0,977 ve 0,835 mm eşdeğer çaplara sahip dairesel, kare ve üçgen borularda akan R134a'nın 200 ile 800 kg/m²s arasındaki kütle hızları, 15 ile 85 kW/m² arasındaki ısı akıları, 31 ve 41 °C doyma sıcaklıkları ve 0,05 ile 0,95 arasındaki buhar kaliteleri için deneyler yapılmıştır. R134a'nın dairesel, kare ve üçgen kanallardaki kaynama sırasındaki ısı transfer katsayısı için 1943 deneysel sonuç içeren geniş bir deneysel veri tabanı oluşturulmuştur. Isı transfer katsayısının, üç geometri için ısı akısının artmasıyla arttığı; aynı zamanda dairesel ve kare kanallar için ise yüksek buhar kaliteleri gibi konvektif etkilerin baskınlığı altında artan buhar kalitesi ile arttığı gözlenmiştir. Üçgen kanal (1,78 µm) yüksek yüzey pürüzlülüğüne sahiptir bu yüzden ısı transfer katsayısının, buhar kalitesinden neredeyse bağımsız olduğu ve ne olursa olsun ısı akısından bağımsız olarak çekirdekli kaynama etkisinde kaldığı belirtilmiştir. Dairesel kanallar için, düşük ısı akılarında daha yüksek ısı transfer katsayıları elde edilirken; yüksek ısı akıları, düşük ve ara buhar kalite değerleri için üçgen kanallardaki ısı transfer katsayısı dairesel ve kare kanallardan daha yüksek ölçülmüştür. R134a için dairesel, kare ve üçgen kanallardan elde edilen bu deneysel veriler; Chen (1966), Sun ve Mishima (2009), Kim ve Mudawar (2013) ve Kanizawa ve ark. (2016) tarafından istatistiksel verilere dayanarak geliştirilen yöntemlerle makul şekilde uyum sağladığı ortaya koyulmuştur. Ancak yöntemlerin hiçbirisinin, üçgen kanallar için deneysel verilerin ısı transfer katsayı eğilimlerini yeterince yakalayamadığı belirtilmiştir.

Kim ve ark. (2018) dikdörtgen mini bir kanal boyunca; enine doğrultudaki düzensiz ısı akısının, basınç düşüşünün minimum noktası üzerindeki etkisini belirlemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deneylerden elde edilen sonuçlara göre; basınç düşme eğrisi, ısı akısının düzenli olduğu durumdan farklıdır. Düzenli ısı akısı

durumunda, basınç düşüşü, minimum basınç düşüş noktasına kadar azalmaya devam ederken; düzenli olmayan ısı akısı durumunda, basınç düşüşü belirli bir giriş kütle akış hızı aralığında sabit değerde kalır ve giriş kütle akış hızının daha fazla azaltılmasıyla birlikte minimum basınç düşüşü noktasına kadar düşmeye başlar. Basınç düşüş eğrisinin farklı eğilimi nedeniyle; düzenli olmayan ısı akısı altındaki minimum basınç düşüşünde giriş kütle akış oranı, düzenli ısı akısı durumundan çok daha düşüktür. Ayrıca düzenli olmayan ısı akısı altındaki basınç düşüş eğrisini daha detaylı analiz ederek hesaplamak için sayısal yöntem kullanılmıştır. Düzenli olmayan ısı akısı, boşluğu enine doğrultuda farklı basınç düşüşlerine sebep olacak şekilde düzensizce keser. Bu nedenle, ısı akısının yüksek olduğu kenarlarda, basınç düşüşü, iki fazlı akışın hızlı gelişimi nedeniyle ortadakilerden daha yüksektir. Sonuç olarak, kenarlardaki kütle akış hızı, sırasıyla ortadaki ve kenarlardaki basınç düşüşünü arttırmak veya azaltmak için ortaya aktarılır. Bu ortadaki kütle akış hızı konsantrasyonu, giriş kütle akış hızı azalsa bile sabit bir basınç düşüşüne neden olabilir. Giriş kütle akış hızında daha fazla azalma ile basınç düşüşü azalmaya başlar. Düşük giriş kütle akış hızı, kütle akış hızının ortasında olan konsantrasyonunu koruyamadığından, basınç düşüşü azalır. Belirgin boşluk başlangıcı ortada olduğunda, basınç düşüşü artmaya başlar ve böylece basınç düşüşünün minimum noktası tanımlanmıştır. Basınç düşüşü, tahminlerde sorunsuz bir şekilde artarken, deneylerde minimum basınç düşüşünden sonra aniden arttığı görülmüştür. Ayrıca deneylerde akış rejimi ise, kenarlardaki kapak kabarcıklarının oluşması nedeniyle; minimum basınç düşüşünden sonra kabarcıklı akıştan çalkantılı akışa dönüşmüştür. Ancak akış rejimi hesaplamalarında dikkate alınmamışlardır bu yüzden öngörülen minimum basınç düşüşü maksimum %40 hata göstermiştir. Daha iyi sonuç elde etmek için enine doğrultuda düzenli olmayan ısı akısının etkisini içeren akış rejimi haritasının geliştirilmesi gerektiği vurgulanmıştır.

Yin ve ark. (2018) elektrikli soğutma problemini çok çeşitli ortam sıcaklıkları ve ısı yükleri altında ele almak için yeni bir tek tahrikli entegre pompa ve kompresör sistemi geliştirmişlerdir. Sistem performansını kararlı çalışma koşullarında değerlendirmek ve sistemin sıvı ve buhar soğutma modları arasında değiştirildiğinde dinamik performansının nasıl etkilendiğini araştırmak için deneyler yapılmıştır. Sabit durumda,

sıvı soğutma modunun büyük bir enerji durumuna sahip olduğu ve bundan dolayı sıvı soğutma modunun aynı çalışma durumunda daha az enerji tüketebileceği görülmüştür. Ancak soğutma performansının çevre hava sıcaklığıyla sınırlandırılmış durumda olduğundan, yüksek çevre hava sıcaklıklarında veya yüksek ısı yüklerinde soğutma ihtiyacını karşılayamadığı belirtilmiştir. Buhar soğutma modunun daha yüksek enerji tüketimi pahasına, çok daha düşük bir yüzey sıcaklığına ulaşabildiğini ayrıca çevre hava sıcaklıklarına daha az bağımlı olduğu görülmüştür. Dinamik çalışma, entegre soğutma sisteminin sıvı ve buhar soğutma modları arasında geçiş yaparak, hızla değişen hava sıcaklıklarını ve ısı yüklerini kaldırabildiğini göstermiştir. Bu çalışma sonucunda; önerilen entegre sistemin, soğutma ihtiyacını minimum enerji tüketimi ile karşılamak için elektronik soğutmada iyi bir şekilde uygulanabileceği açıkça gösterilmiştir.

Literatürde, mini kanallarda farklı akışkanların kaynama davranışı üzerine birçok deneysel çalışma mevcuttur. Ancak konveks mini kanalda R1234yf soğutucu akışkanının kaynama davranışının incelendiği bir çalışma bulunmamaktadır. Ayrıca konveks mini kanalda R1234yf soğutucu akışkanının, akış rejimlerinin görselleştirilmesi üzerine detaylı bir çalışma bulunmamaktadır. Literatürdeki bu eksikliklerin giderilmesi amacıyla konveks ve düz mini kanallarda akışkan giriş sıcaklığının kaynama akışının ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu amaçla konveks ve düz olmak üzere 2 adet kanal tasarlanmıştır. 4 bar çalışma basıncı olarak seçilmiştir. Bu basınçta giriş sıcaklığı 6 °C ve 3 °C ye sabitlenmiştir. Böylece aşırı soğutmanın kaynama üzerindeki etkisi belirlenmiştir.

Çizelge 2.2. Kare-Dikdörtgen mini-mikro kanallarda kaynama akışı ısı transfer çalışmaları

Yazar	Akışkan	Kanal Tipi	Kanal Geometrisi	Kanal Pozisyonu	Hidrolik Çap	Kanal Ölçüleri	Parametreler
Hamdar ve ark. (2010)	HFC- 152a	Mini	Kare	Yatay	1	W=1 H=1 L=381	G (kg/m ² s), P(kPa) T(°C), q(kW/m ²)
							G=200-600 q= 10-60 P=600 x= 0-0,85
Tsoi ve ark. (2011)	Mini	Dikdörtgen	Dikey Yatay	W=200 H=3 L=200	G= 165 P _{giriş} = 120-140	G= 50-400 q= 3-107 T _{dey} = 30-70 x= 0-1	
Piasecka ve Maciejewska (2012)	FC-72	Mini	Dikdörtgen	Yatay Dikey	W=60, H=1, L=360	G= 50-400 q= 3-107 T _{dey} = 30-70 x= 0-1	
Vakili- Farahani ve ark. (2013)	R245fa R1234ze(E)	Mini	Dikdörtgen	Dikey	1,4	W= 2,1 H=1,1 L=260	G= 50-400 q= 3-107 T _{dey} = 30-70 x= 0-1

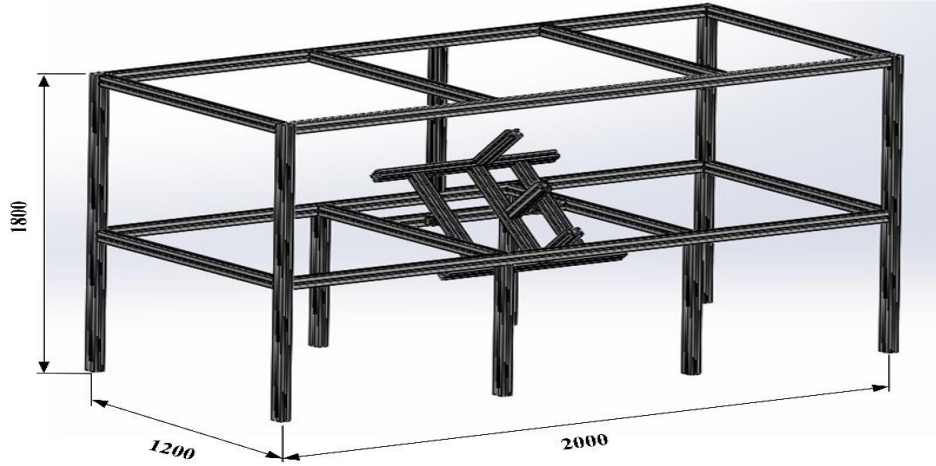
Çizelge 2.2. (Devam) Kare-Dikdörtgen mini-mikro kanallarda kaynama akışı ısı transfer çalışmaları

Yazar	Akışkan		Kanal		Kanal		Hidrolik		Kanal		Parametreler	
	Tipi	Geometrisi	Yatay	Dikey	Çap	Ölçüleri	G ($\text{kg/m}^2\text{s}$), P (kPa)	T ($^{\circ}\text{C}$), q (kW/m^2)				
Piasecka (2015)	FC-72	Mini	Dikdörtgen	Yatay		$W=40$, $H=1$, $L=360$						
Zhao ve ark. (2012)	R1234yf	Mini	Dairesel	Yatay	~ 1		$G= 20-80$ (g/s^{-1})	$T_{\text{giriş}}= 0-20$ $T_{\text{çıkış}}= 0-10$ $x= 0,2-0,5$				
Gao ve ark. (2017)	R134a	Mini	Dikdörtgen	Yatay		$W=0,624$ $H=0,923$ $L= 150$	$G < 264,3$ $q < 30$					
Kim ve ark. (2018)	Su	Dar	Dikdörtgen	Dikey		$W=54$ $H=2,35$ $L=300$	$T_{\text{giriş}}= 35-65$ $P_{\text{çıkış}} = 103$					
Yin ve ark. (2018)			Dikdörtgen			$W=15$ $H=8$						

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Deney Sisteminin Tasarımı

Deney sistemi için 2000x1800x1200 mm³ boyutlarında sigma profilden (45x60 mm² ve 60x60 mm²), bir çerçeve dizayn edilmiştir. Bu çerçeve, deney sisteminin hareket yeteneğini dikkate alarak; sistemde kullanılan ölçüm cihazlarının ve diğer test donanımlarının yer ihtiyaçlarını karşılamış ve bir arada çalışabilmelerini sağlamıştır. Genleşme tankı, debimetre, plakalı ısı değiştiricisi ve gövde borulu ısı değiştiricisi çerçeveye konumlandırılmıştır.

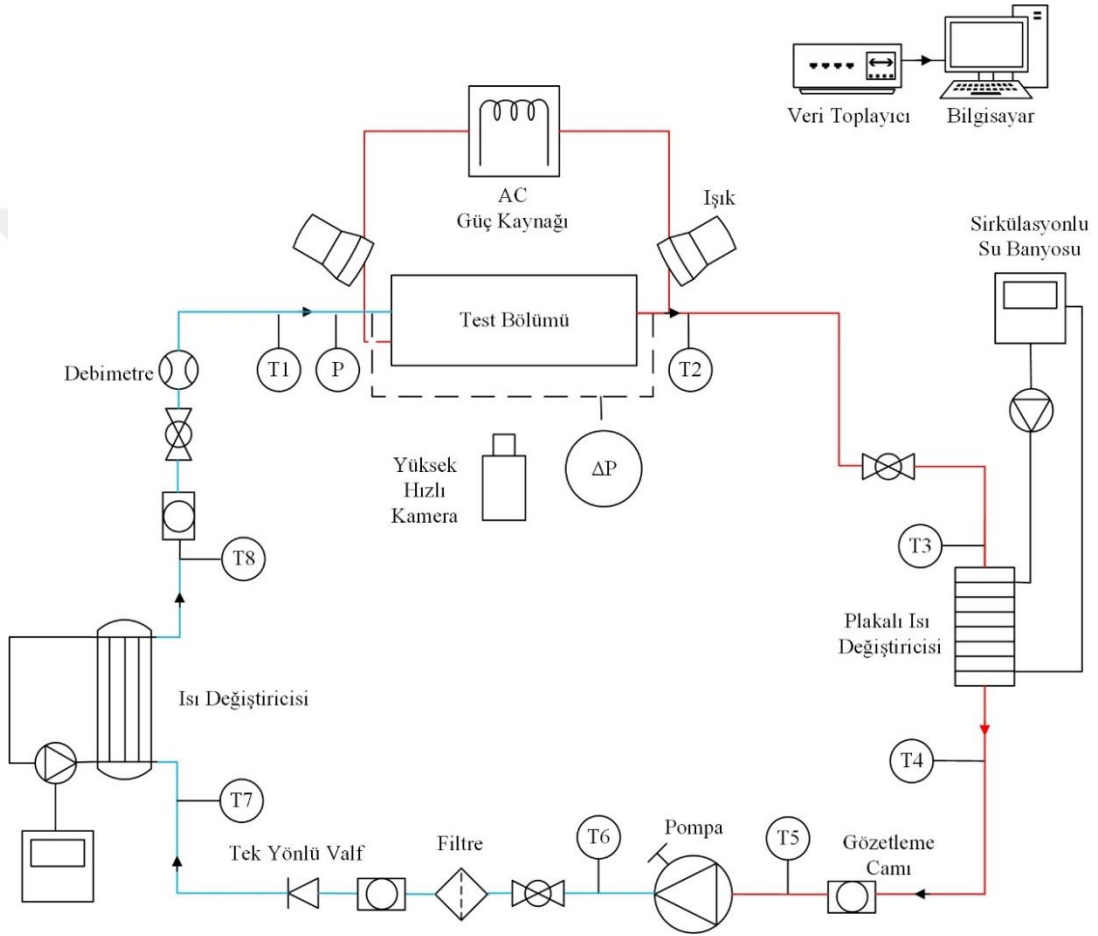


Şekil 3.1. Deney sistemi yapısal parçaları

Deney sistemi soğutma, test kısmı ve ısıtma bölümlerinden oluşmaktadır. Deney sisteminin şeması Şekil 3.2’de yer almaktadır. Deney sistemi ve kullanılan ölçüm aletlerinin genel görünüşü Resim 3.1’de gösterilmiştir.

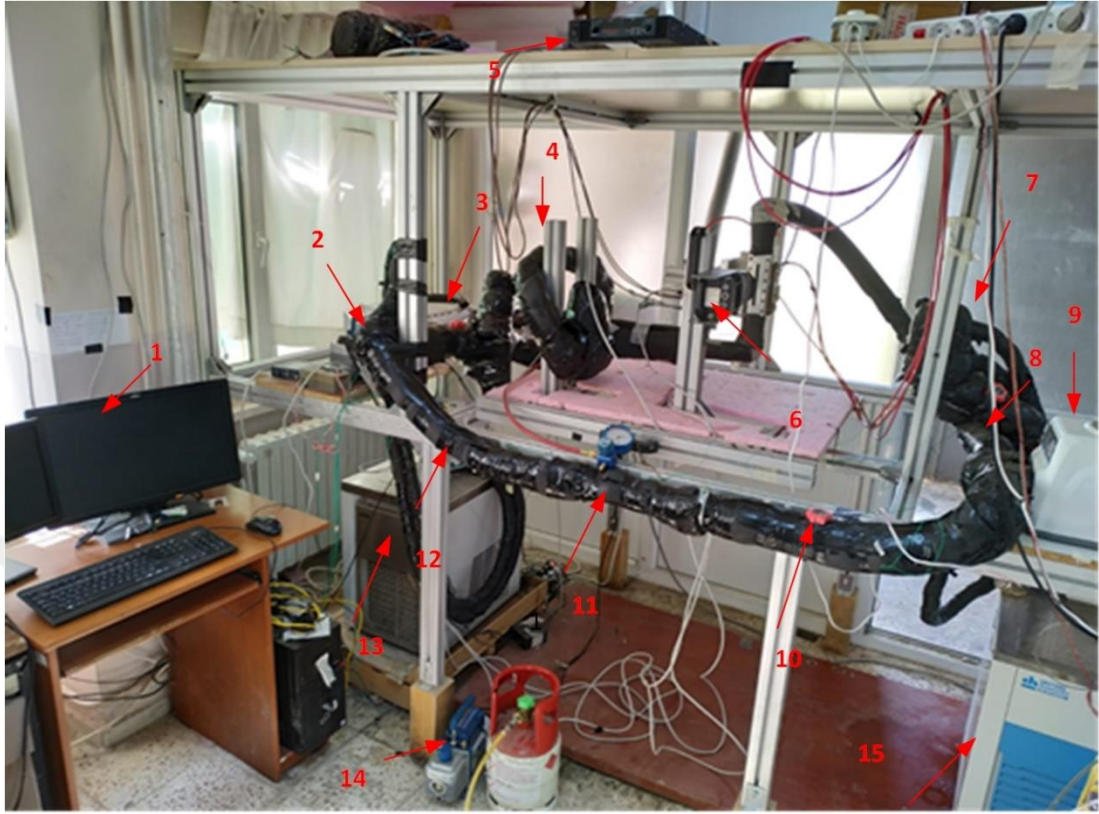
Soğutma devresi; çek valf, dişli pompa, filtre, küresel vana, gövde borulu ısı değiştiricisi, debimetre ve gözetleme camından meydana gelmektedir. Sıvı fazdaki soğutucu akışkan (R1234yf), hassasça kontrol edilebilen dişli bir pompayla istenilen debide, sisteme gönderilmektedir. Sistemin tasarımında, pompanın çıkışından sonra bir filtre yerleştirilerek çıkan sıvının temizlenmesi sağlanmıştır. Pompadan çıkarak

gövde borulu ısı değiştiricisine giren soğutucu akışkanın, buradan çıkış sıcaklığını kontrol edebilmek için, etil alkol (C_2H_6O)-deiyonize su karışımı kullanılan bir su banyosu ısı değiştiricisinin dış ceketine bağlanmıştır. Gövdeli ısı değiştiricisinden çıkan çalışma akışkanının sıvı-gaz faz durumunu izleyebilmek için bir gözetleme camı yerleştirilmiştir. Kütle debisi, coriolis tipi debimetre kullanılarak ölçülmüştür.



şekil 3.2. Deney sisteminin şematik görüntüsü

Isıtma devresi de; plakalı ısı değiştiricisi, genleşme tankı, küresel vana ve gözetleme camından meydana gelmiştir. Test kısmından gaz ya da sıvı-gaz fazında çıkan soğutucu akışkan ilk olarak genleşme tankına girer. İkinici bir etil alkol (C_2H_6O)-deiyonize su karışımı kullanılan su banyosu, soğutucu akışkanın pompaya sıvı fazda girmesini sağlamak üzere plakalı ısı değiştiricisinin (ısıtma devresi) dış ceketine bağlanmıştır.



Resim 3.1. Deney sisteminin genel görünümü (1-Bilgisayar, 2-Gövde borulu ısı değıştiricisi, 3-Veri toplayıcı, 4-Debi ölçer, 5-Güç kaynağı, 6-Hızlı kamera, 7-Genleşme tankı, 8-Plakalı ısı değıştirici, 9-Pompa, 10-Küresel vana, 11- Filtre, 12-Çek valf, 13-15-Dolaşımli su banyosu, 14- Vakum pompası.)

Deney düzeneği tasarımında bakır ve plastikten yapılmış iki çeşit boru kullanılmıştır. Şartlandırma bölümünün hareketli bir yapıya sahip olması ve mini kanal test kısmının sökölüp takılmaya imkân verebilmesi için, bu bölümde daha esnek olan plastik borular kullanılmıştır. Çalışma akışkanıyla tepkimeye girmediği, düşük sıcaklıklara ve yüksek basınçlara dayanıklılık gösterdiği için, soğutma ve ısıtma kısımlarında ise 1/4 inç çapta bakır borular kullanılmıştır.

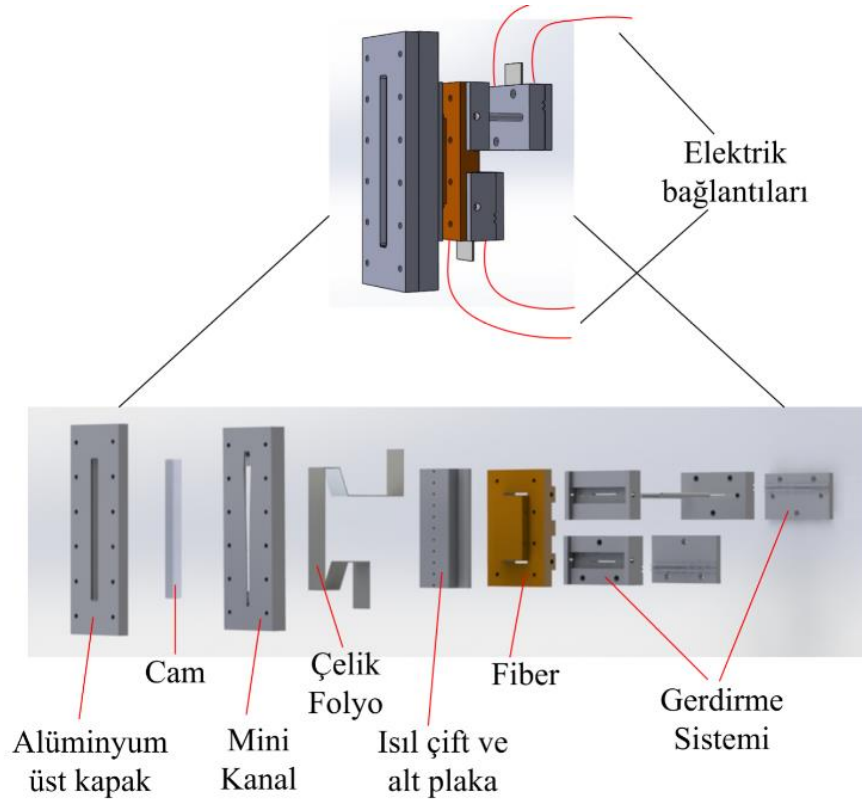


Resim 3.2. Deney sisteminde kullanılan bağlantı ekipmanları

3.2. Test Bölümü

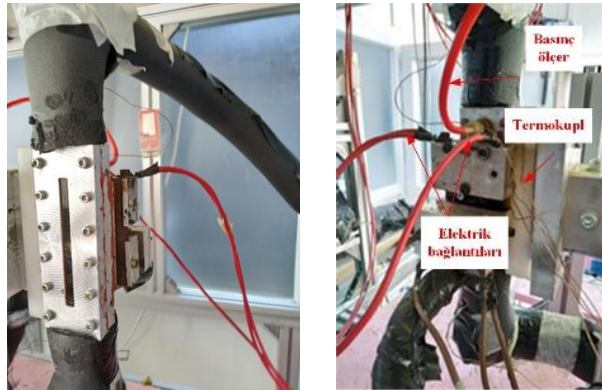
Tasarlanan bir gerdirme sistemi mini kanal sistemine monte edilerek, mini kanalın üniform ısı akısı ile ısıtılması sağlanmıştır. Gerdirme sisteminin, içerdiği 0,05 mm kalınlığındaki çelik folyo ile ısının homojen dağılması ve kanal yüzeyine düzgün olarak monte edilmesi gibi faydaları olmuştur.

Gergi sistemi yalıtkan fiber yardımıyla sabitlenmiştir. Bunun amacı ısı akısının yalnızca çelik folyo üzerinden geçmesini sağlamaktır (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. Mini kanal gerdirme test bölümü

Hem çelik folyonun mini kanal yüzeyinde sabit kalması hem de mini kanal sisteminin rijit bir şekilde sabitlenebilmesi için, mini kanal sistemi fiber içerisine gömülmüştür (Resim 3.3). Gergi sistemi her iki tarafından, Sorensen TXT marka AC güç kaynağına bağlanarak sabit ısı akışı sağlanmıştır. Soğutucu akışkanın 90° dönebileceği şekilde mini kanalın giriş ve çıkışına rakor bağlanmıştır.

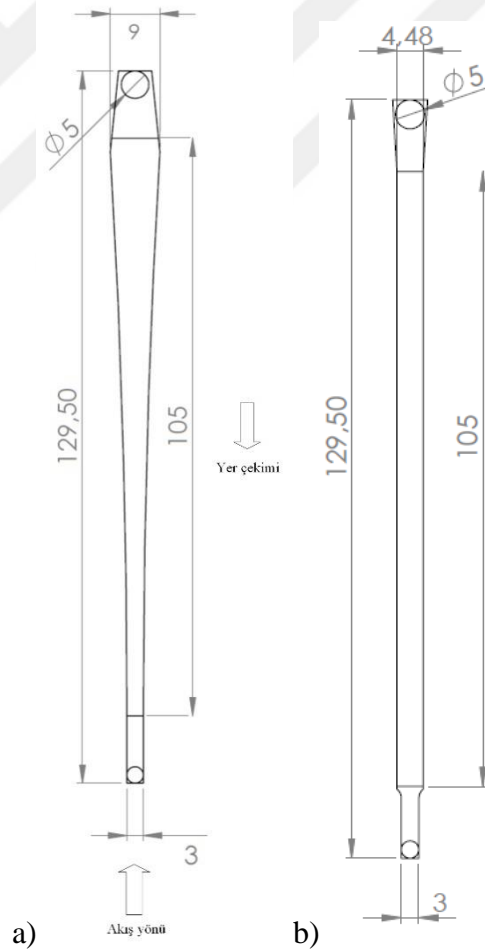


Resim 3.3. Test kısmının görünümü

Deneysel çalışmada dik konveks mini kanal içerisinde kaynama davranışı incelenmiştir. Bu akış kanalı geometrisi literatürde bulunmadığından bulguların karşılaştırılması için aynı şartlarda düz mini kanalda da deneyler gerçekleştirilmiştir. Kanalların ölçüleri Çizelge 3.1’de, kanal geometri parametreleri ise Şekil 3.4’te verilmiştir.

Çizelge 3.1. Konveks- düz mini kanal ölçüleri

Kanal Geometrisi	Giriş	Çıkış	Uzunluğu
Konveks	3 mm	9 mm	105 mm
Düz	4,48 mm	4,48 mm	105 mm



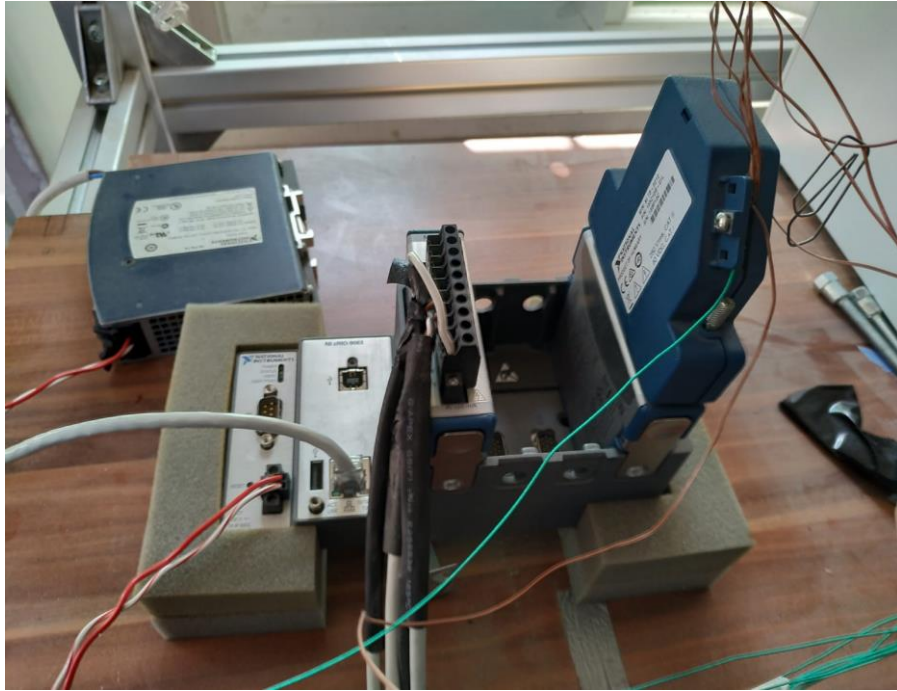
Şekil 3.4. a) Konveks mini kanal, b) Düz mini kanal geometri parametreleri

Kullanılan kanal genişleyen kanal geometrisine sahiptir. Test bölümünde mini kanal ve gergi sistemi 7075-T6 alüminyum plakalardan üretilmiştir.

3.3. Test Sisteminde Kullanılan Ekipmanlar

3.3.1. Data toplama düzeneği

Test sistemine yerleştirilen ve sistemdeki görünüşleri Resim 3.4'te verilen ölçüm aletleri ile sıcaklık, basınç ve debi değerleri ölçülmüştür. Isıl çiftler, basınçölçer ve coriolis debimetre uygun konektörlerle veri toplayıcıya bağlanmıştır. Elde edilen veriler Almemo marka 56901 model data toplayıcısının kendine özgü yazılımıyla kayıt edilmiştir.



Resim 3.4. Data toplayıcı ve ölçüm aletlerinin bağlantısı

3.3.1.1. Isıl çiftler

Test sisteminde; 0,2 mm kalınlıkta ve ölçüm aralığı $-250\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $+350\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında olan Omega marka T-tipi ısı çiftleri kullanılmıştır. Resim 3.4'te verilen modül (NI-9212) yardımıyla veri toplayıcıya bağlanan ısı çiftleri, sıcaklığa bağlı mikro volt cinsinden oluşan voltaj farkını sıcaklık cinsinden ölçebilmektedir.

3.3.1.2. Basınçölçerler

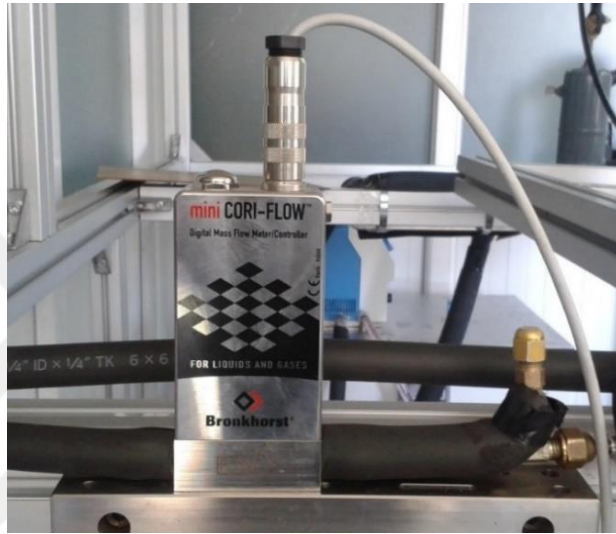
Deneilerde, sistem basıncını belirleyebilmek için Aplisens marka PCE-28 smart model mutlak basınçölçer ve mini kanalda oluşacak olan basınç farkını ölçebilmek için Aplisens marka PRE-28.smart model fark basınçölçeri kullanılmıştır. Mutlak basınçölçer 0-16 bara kadar, fark basınçölçer ise 0-300 mbara kadar %0,1 hassasiyetle ölçüm yapabilmektedirler. Bu basınçölçerler uygun bir adaptör sistemi kullanılarak veri toplayıcıya bağlanmıştır. Elde edilen basınç değerlerini okuyabilmek için ise bir basınç ölçüm sistemi veri toplayıcıya bağlanmıştır.



Resim 3.5. Basınç algılayıcıları

3.1.1.3. Coriolis tipi debimetre

Deneysel çalışmalarda; ölçüm aralığı 0-30 kg/h olan, hem sıvı hem de gaz ölçümleri yapabilen, Bronkhorst marka 'Mini Cori-Flow' koriolis tip debimetre, debi ölçümleri için kullanılmıştır. Gaz ölçümü için debimetre hassasiyeti $\pm 0,5$ iken, sıvı ölçümü için $\pm 0,2$ ' dir (Resim 3.6).



Resim 3.6. Coriolis debimetre

3.3.2. Dolaşımli su banyoları

Test sisteminin ısıtma ve soğutma devrelerinde dolaşımli su banyoları kullanılmıştır. Aşırı soğutma devresinde; Lauda marka RP855 model, 8 litre kapasiteli sirkülasyonlu su banyosu, soğutucu akışkanı gerekli oranda şartlandırmak için kullanılmıştır (Resim 3.7).



Resim 3.7. Aşırı soğutma devresi dolaşimli su banyosu

Akışkanın soğutulması için kullanılan dolaşimli su banyosunda, donma noktası $-114,1$ °C olan etil alkol (C_2H_6O) ve donma noktası 0 °C olan deiyonize su karışımı kullanılarak daha düşük bir donma noktası elde edilmiştir. Su banyosunun çalışma sıcaklığı $-50^{\circ}C$ ile $+200^{\circ}C$ arasındadır. Bunun için karışım %60 etil alkol ve %40 deiyonize su ile hazırlanmıştır.



Resim 3.8. Soğutma evresi dolaşimli su banyosu

Çalışma akışkanının pompaya sıvı fazda girmesi gerekir, ancak akışkan test kısmından sıvı-gaz karışım veya gaz fazında çıkmaktadır. İstenilen fazı elde etmek için, test sistemi çıkışındaki soğutma devresine, 30 litre kapasiteli Daihan marka Maxircu-CL-30 model dolaşimli bir su banyosu yerleştirilmiştir (Resim 3.8). Su banyosunda etil alkol (C_2H_6O)-deiyonize su karışımı kullanılmıştır ve su banyosunun sıcaklık çalışma aralığı $-35^{\circ}C$ ile $+150^{\circ}C$ 'dir.

3.3.3. Isı değiştiricisi

Çalışma siteminde gerekli soğutma işlemini yerine getirmesi için, test sistemi girişinden önce ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Isı değiştiricisi, pompadan gelen akışkanın gereken sıcaklıkta test bölümüne girebilmesi sağlamak için dolaşimli su banyosu ile birlikte kullanılmıştır. Isı değiştiricisinin bağlantı donanımlarıyla birlikte görünümü Resim 3.9'da verilmiştir.



Resim 3.9. Isı değiştiricisi

3.3.4. Plakalı ısı değiştiricisi

Test kısmından gaz veya sıvı-gaz karışımı olarak çıkan çalışma akışkanının ısısının atılması ve sıvı fazda pompaya girmesi gerekir. Bunun için sisteme, pompadan önce bir plakalı ısı değiştiricisi (Resim 3.10) yerleştirilmiştir. Plakalı ısı değiştiricisinden çıkan akışkanın sıcaklığı, dolaşimli su banyosu ile kontrol edilmiştir.



Resim 3.10. Plakalı ısı değiştiricisi

3.3.5. Pompa

Sistemde soğutucu akışkanın dolaşımını sağlaması için, plakalı ısı değiştiricisinden sonra, gövde borulu ısı değiştiricisinden önce Cole-Parmer marka 75211-70 model dişli çalışma basıncı 20 bar olan pompa kullanılmıştır. Pompa çıkışına bir adet dryer (kurutucu) bir adet de yn (ekvalf) valfi monte edilmiştir. Böylece alışma akışkanının debisi 11,4-1137,6 mL/dak aralıklarında hassas bir şekilde kontrol edilmiştir.



Resim 3.11. Pompa

3.3.6. Isıtıcı güç kaynağı

Deney sisteminde gerekli sıcaklıkları elde edebilmek için Sorensen XTR serisi 850 W çıkış gücüne sahip, yüksek hassasiyetli programlanabilir bir güç kaynağı kullanılmıştır (Resim 3.12). İstenilen sıcaklık değerleri, güç kaynağı üzerinden voltaj ve akım değerleri ayarlanarak sağlanmıştır.



Resim 3.12. Isıtıcı güç kaynağı

3.3.7. Yüksek hızlı kamera

Akış rejimlerini görüntüleyebilmek için Resim 3.13'te gösterilen Phantom marka Miro LAB 320 model yüksek hızlı kamera kullanılmıştır. Kamera, 1920x1200 piksel sensör çözünürlüğüne, 1380 fps tam çözünürlük hızına ve 12 bit piksel derinliğine sahiptir.



Resim 3.13. Yüksek hızlı kamera

3.3.8. Vakum pompası

Value marka VE115N model bir vakum pompası, Resim 3.14'te gösterilen şekilde, yani test kısmı girişinde bulunan iğne uçlu girişe bağlanarak, mini kanal test düzeneği

vakum altına alınır. Daha sonra giriş-çıkış vanaları açılarak çalışma akışkanının sistemde dolaşımını sağlar.



Resim 3.14. Vakum pompası ve bağlantı elemanları

3.3.9. Soğutucu akışkan

Çalışma akışkanı olarak; Honeywell marka R1234yf soğutucu akışkanı kullanılmıştır (Resim 3.15). R1234yf HFO-1234yf olarak da adlandırılan R1234yf soğutucu akışkanı, mobil iklimlendirme uygulamalarında R134a'nın yerini almak üzere geliştirilmiştir. Şekilde 3.3'te görüldüğü gibi mükemmel çevresel özelliklere sahip olan R1234yf, R134a ile benzer performans özellikleri göstermektedir. Bu nedenle de otomotiv sektörü tarafından dikkate alınan alternatif soğutucu akışkanlar arasında öne çıkmaktadır. Aynı zamanda R1234yf, HFO1234yf olarak da adlandırılan bu klima gazı GWP (küresel ısınma potansiyeli) düşüklüğü ile bilinmektedir. R134a gazının GWP'si 1430 iken R1234yf HFO1234yf klima gazı ise sadece 4'tür. Tüm bu nedenlerden dolayı deneylerde bu soğutucu akışkan tercih edilmiştir.

Akışkan, deney sisteminden Value marka gaz toplama cihazı kullanılarak toplanmıştır (Resim 3.16).

Çizelge 3.2. R134a ve R1234yf'nin bazı termodinamik özelliklerinin karşılaştırılması

Soğutucu Gaz	Atmosfer Ömrü	Küresel Potansiyeli (GWP)	Isınma Yakıt Verimliliği (R134a'ya göre)
R1234yf	11 Gün	4	Aynı
R134a	13 Yıl	1300	Aynı

**Resim 3.15.** Soğutucu akışkan R1234yf**Resim 3.16.** Gazı geri toplamada kullanılan elemanlar

3.4. Yöntem

3.4.1 Deneylerin yapılması

Bu tez “Spiral Mini Kanalda İki Fazlı Akışın İncelenmesi ve Yeni Bir Spiral Mini Kanallı Disk Evaporatörünün Tasarımı” isimli 315M173 no’lu TÜBİTAK 1001 projesi kapsamında gerçekleştirilmiştir.

Deneyler Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü iki fazlı akış laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Test sistemi vakum pompası yardımıyla vakumlanarak ez az 5 saat beklenmiştir. Kaçak olması durumunda kaçak yeri tespit edilerek sorun giderilmiş, kaçak olmaması durumunda ise deneylerin gerçekleştirilebilmesi için sisteme azot basılmıştır. Tüm deneyler için sistem içerisine 6 bar azot basılarak kaçak testi gerçekleştirilmiştir.

Test sistemindeki kaçak testleri tamamlandıktan sonra vakum pompası ile tekrar vakum işlemi gerçekleştirilmiştir. Sirkülasyonlu su banyoları $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ye ayarlandıktan sonra test sistemi giriş ve çıkış vanaları açılmıştır. Daha sonra gaz besleme ve toplama ünitesi yardımıyla soğutucu akışkan R1234yf test bölümü içerisine gönderilmiştir. Bu işlem sırasında deneylerde kullanılacak olan R1234yf soğutucu akışkanın kilogramı bir tartı yardımı ile ölçülmüştür ve her deney eşit miktarda soğutucu akışkan ile gerçekleştirilmiştir.

Pompa sistemi devreye alınır; sistem basıncı ve sıcaklığı veri toplayıcı üzerinden alınarak sisteme bağlı bilgisayar ekranından sürekli okunmuştur. Soğutucu akışkanın doymuş soğutucu akışkan özellikleri sürekli olarak kontrol edilmiştir. Kontroller doğrultusunda sisteme R1234yf soğutucu akışkan ilavesi veya sistemden tahliyesi gerçekleştirilmiştir.

Sistemde kararlı hale geldiğinde, test sistemi giriş sıcaklığına göre ısı değiştiricisi soğutma sıcaklığı ayarlanmıştır. Bu sıcaklık dağılımına bağlı olarak basınçtaki

değişimi dengelemek için pompa girişine yerleştirilen plakalı ısı değiştiricisi sıcaklığı üzerinden sistem basıncı dengelenmiştir. Soğutucu akışkan debisi coriolis debimetre üzerinden okunmuştur. İstenen debi pompa üzerinde bulunan hız kontrol ünitesinden ayarlanmıştır. Mini kanal içerisinde akışkanın sıvı fazda geçtiği gözlenmiştir. Sistemdeki debi, basınç ve sıcaklık değerleri kararlı hale geldiğinde AC güç kaynağı üzerinden test sistemine istenen güçlerde enerji verilmiştir. Isıtma yüzeyi üzerindeki güç değerleri 2 W aralıklarla arttırılarak her bir güç artırımını için yaklaşık 1 dakika süresince sıcaklık ve basınç değerleri kayıt edilmiştir. Mini kanal içerisinde ilk kabarcık oluştuğu an ısı akısı göz önüne alınarak kritik ısı akısı belirlenmiştir. Deneyde uygulanan ısı miktarı 150 W'a kadar çıkartılmıştır.

Test sistemi üzerinden ve mini kanal giriş-çıkış sıcaklıkları olmak üzere 4 noktadan sıcaklık değerleri okunmuştur. Test sistemi ısıtma yüzeyi sıcaklıkları çelik folyo yüzeyine yerleştirilen ısı çiftleri ile ölçülmüştür. Bu ısı çiftleri kanal giriş ve çıkış yüzeyine yerleştirilmiştir. Mini kanal giriş-çıkış sıcaklığı ise boru içerisine yerleştirilen doğrudan soğutucu akışkan sıcaklığını ölçen ısı çiftleri yardımı ile sağlanmıştır.

Sistem üzerine yerleştirilen hızlı kamera yardımı ile mini kanal içerisindeki kaynama olayı görsel olarak izlenmiş ve kayıt edilmiştir. Her bir ısı akısı değişiminde hızlı kamera görüntüleri eş zamanlı olarak kayıt edilerek akış rejimleri görselleştirilmiştir.

3.5. Deneysel Dataların İşlenmesi

Taşıma katsayısının hesaplanması;

$$h = \frac{q}{T_{duvar} - T_{doyma}} \quad (3.1)$$

Denklemden; h ısı taşıma katsayısını, q ısı akısını, T_{duvar} mini kanal yerel duvar sıcaklığını ve T_{doyma} akışkanın doyma sıcaklığını göstermektedir.

Kuruluk derecesinin hesaplanması (Lu ve ark. 2017, Kızılcıoğlu, 2018).

$$x = \frac{H - H_{doyma}}{H_{fg}} \quad (3.2)$$

$$H = H_{giriş} + \frac{q C_p L}{G A_c} \quad (3.3)$$

Denklemlerde; L sıcaklık ölçümü yapılan mesafeyi, C_p soğutucu akışkanın özgül sıcaklığını (ısısını), H_{doyma} akışkanın buharlaşma gizli ısısını, H_{fg} soğutucu akışkanın gizli buharlaşma sıcaklığını (ısısını), A_c akışkanın geçtiği mini kanalın kesit alanını ve G akışkanın kütle akısını göstermektedir.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_c} \quad (3.4)$$

\dot{m} akışkanın kütleli debisini, A_c mini kanalın kesit alanını göstermektedir. Isı kaynağı tarafından, kanalın tabanında bulunan çelik folyoya uygulanan net ısı akısı ve kayıp ısı değeri göz önünde bulundurularak hesaplanır.

$$q_{net} = \frac{\dot{q} - \dot{q}_{kayıp}}{A} \quad (3.5)$$

Denklemden; \dot{q} güç kaynağından birim zamanda mini kanala aktarılan ısı miktarını, $\dot{q}_{kayıp}$ kayıp ısı miktarını ve A mini kanalın taban alanını gösterir. $\dot{q}_{kayıp}$ aşağıdaki formülle hesaplanır;

$$\dot{q}_{kayıp} = \frac{T_{folyo} - T_{çevre}}{R_{toplam}} \quad (3.6)$$

Denklemden; T_{folyo} folyo sıcaklığını, $T_{çevre}$ çevre sıcaklığını ve R_{toplam} ısının geçebileceği alt plaka ve fiber yüzeyin toplam direncini temsil etmektedir. R_{toplam} 'ın hesaplanması için kullanılan denklem aşağıda verilmiştir.

$$R_{toplam} = \frac{l_{ap}}{k_{ap}} + \frac{l_f}{k_f} \quad (3.7)$$

Denklemden; l_{ap} alt plaka kalınlığı, k_{ap} alt plakanın iletim katsayısı, l_f fiber malzemenin kalınlığı ve k_f fiber iletim katsayısını temsil etmektedir.

Makro ve mini/mikro kanallarda kaynamalı akış ısı transfer katsayısının belirlenmesiyle ilgili literatürde var olan bağıntıların bazıları Çizelge 3.2’de yer almaktadır.

Deneysel sonuçlar, bağıntılardan elde edilen tahminlerle karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar, bulgular ve tartışma kısmında verilmiştir.

Çizelge 3.3. Literatürde var olan bazı ısı transfer katsayısı korelasyonları

Yazar	Korelasyon	
Thiangtham, (2016)	$h = \frac{10^{16,7} We_l^{2,7} Bo^{0,3} k_l}{Re_l^{4,95} (\rho_l / \rho_g)^{0,9} D_h}$	(3.8)
Tran ve ark., (1996)	$h = 840000 (Bo^2 We_l)^{0,3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{-0,2}$	(3.9)
Hamdar ve ark., (2010)	$h = 6942,8 (Bo^2 We_l)^{0,2415} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{-0,22652} \frac{k_l}{D_h}$	(3.10)
Lazarek ve Black, (1982)	$h = 30 Re_l^{0,857} Bo^{0,714} \frac{k_l}{D_h}$	(3.11)

3.6. Hata Analizi ve Belirsizlik

Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen verileri değerlendirmek için hata analizi büyük önem taşımaktadır. Sabit veya sistematik olan hatalar, rasgele meydana gelebilen hatalar ve kişilerden kaynaklanan hatalar olmak üzere, deneysel çalışmalar sırasında üç grupta sınıflandırılan hatalar meydana gelmektedir.

Çalışmada, belirsizliklerin hesaplanmasında Kline ve McClintock, (1953)'un yöntemi dikkate alınmıştır. Bu yöntemde R için toplam belirsizlik;

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial e_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial e_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial e_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.12)$$

şeklinde verilmiştir. Burada; R sıcaklık, basınç vb. gibi bağımsız değişkenleri temsil etmektedir ve

$$R = R(e_1, e_2, e_3, \dots, e_n) \quad (3.13)$$

olarak ifade edilebilir. $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ise bağımsız değişkenlere ait belirsizlik değerleri olarak tanımlanır.

Yapılan deneysel çalışmalarda sıcaklık ölçümlerinden kaynaklanan hatalar, bağlantı parçaları, ısı çiftleri ve çevre ısısının ölçümünde yapılan ortalama hatalar olmak üzere; sıcaklık ölçümlerinde kullanılan ölçüm cihazlarından kaynaklı hatalar söz konusu olabilir. Bu hata değerleri $\pm 0,1$ °C olarak alınmıştır.

Test sırasında basınç değeri ölçümleri, sistemde konumlandırılan basınç sensörleri ile yapılmıştır. Bu ölçümler sırasında ortaya çıkabilecek sensör hataları $\pm 0,1$ olarak alınmıştır.

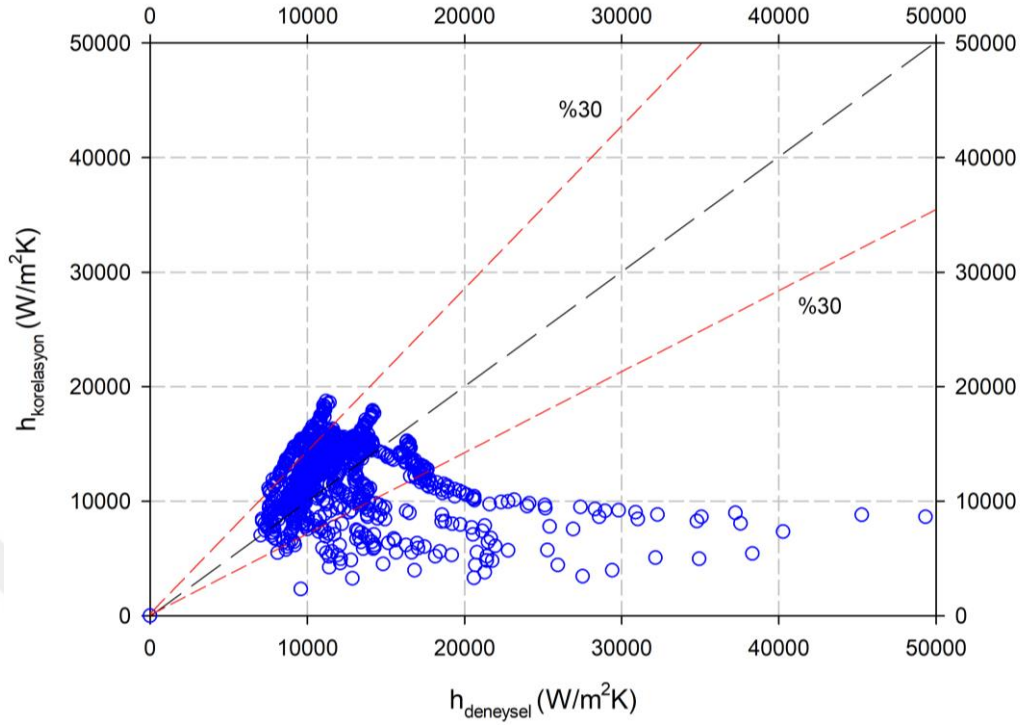
Sistemde sıvı ve gaz debimetreleri için hata miktarları $\pm 0,2$; pompa için ise $\pm 0,1$ olarak alınmıştır.

Cihazların kullanım kılavuzlarında yer alan karasızlık (belirsizlik) miktarları dikkate alınarak, ölçülen ve hesaplanan değerlerin hata seviyeleri belirlenmiştir. Yapılan çalışmalarda meydana gelebilecek toplam hata karasızlıkları (belirsizlikleri) 3.12 ve 3.13'te verilen formüller kullanılarak hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

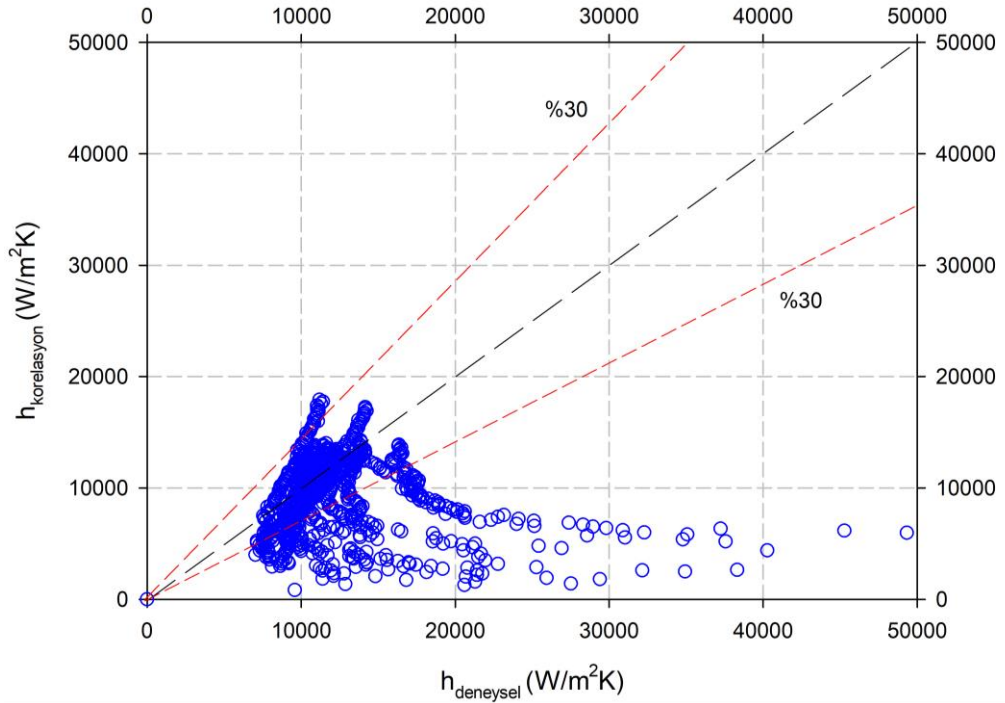
Çizelge 3.4. Ölçülen- Hesaplanan Toplam Hata Değerleri

Ölçülen-Hesaplanan Değerler	Toplam Hata
Mini kanal yüksekliği, H	$\pm 0,01$
Mini kanal genişliği, W	$\pm 0,01$
Mini kanal uzunluğu, L	$\pm 0,01$
Kanal kesit alanı, A_c	$\pm 1,85$
Hidrolik çap, D_h	$\pm 1,55$
Basınç, P	$\pm \%0,1$
Sıcaklık, T	$\pm 0,1^\circ\text{C}$
Kütleli debi, G	$\%2,37$
Uygulanan güç, q	$\%12,52$
Isı transfer katsayısı, h	$\%13,09$
Kuruluk derecesi, x	$\%12,71$

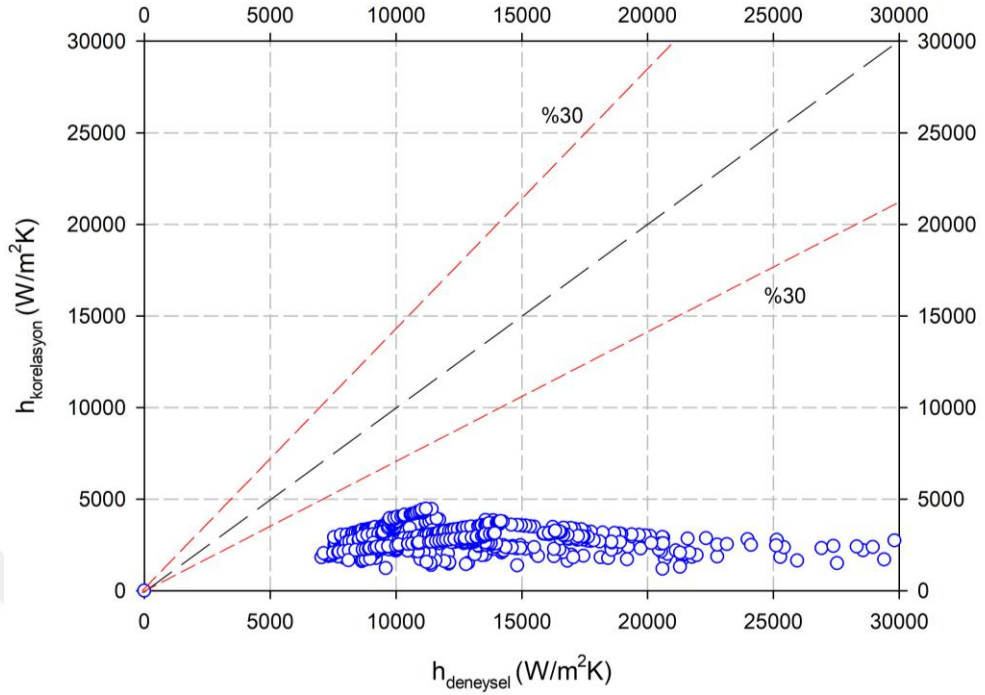
Deneysel çalışmada, konveks ve düz kanallar için elde edilen ısı taşınım katsayısı literatürdeki benzer deneysel çalışmalar sonucunda geliştirilen korelasyonlar ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar doğrultusunda en düşük mutlak hata Şekil 3.5'te verilen Hamdar ve ark. (2010) tarafından geliştirilen korelasyon ile $\%42,3$ ile elde edilmiştir. En yüksek mutlak hata ise $\%138,08$ ile Tran ve ark. (1996) tarafından geliştirilen korelasyonda elde edilmiştir.



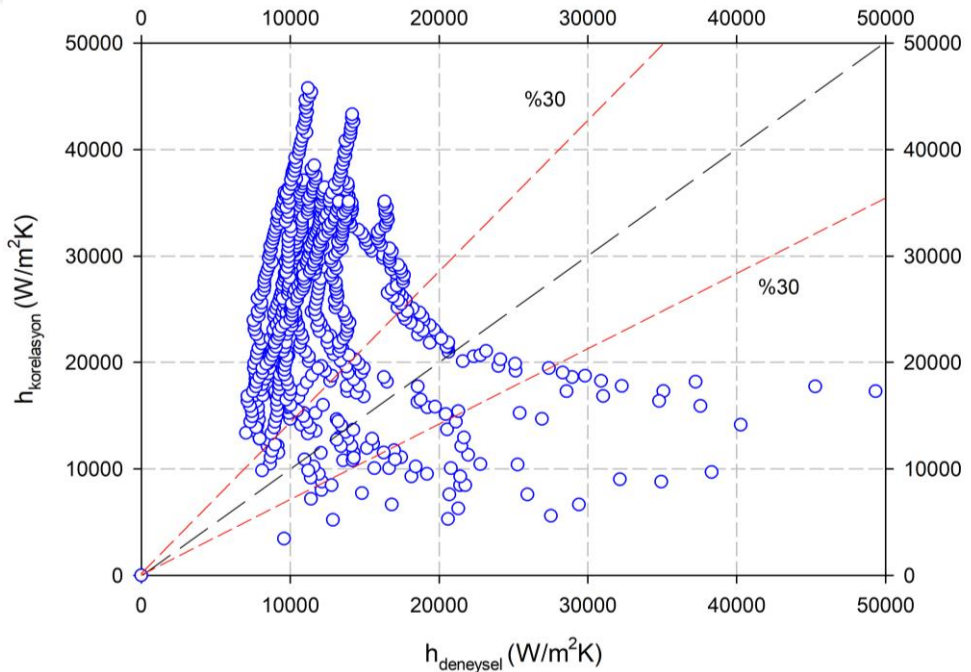
Şekil 3.5. Hamdar ve ark. (2010) tarafından geliştirilen korelasyon için hata grafiği



Şekil 3.6. Lazarek ve Black (1982) tarafından geliştirilen korelasyon için hata grafiği



Şekil 3.7. Triplet ve ark. (2016) tarafından geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği

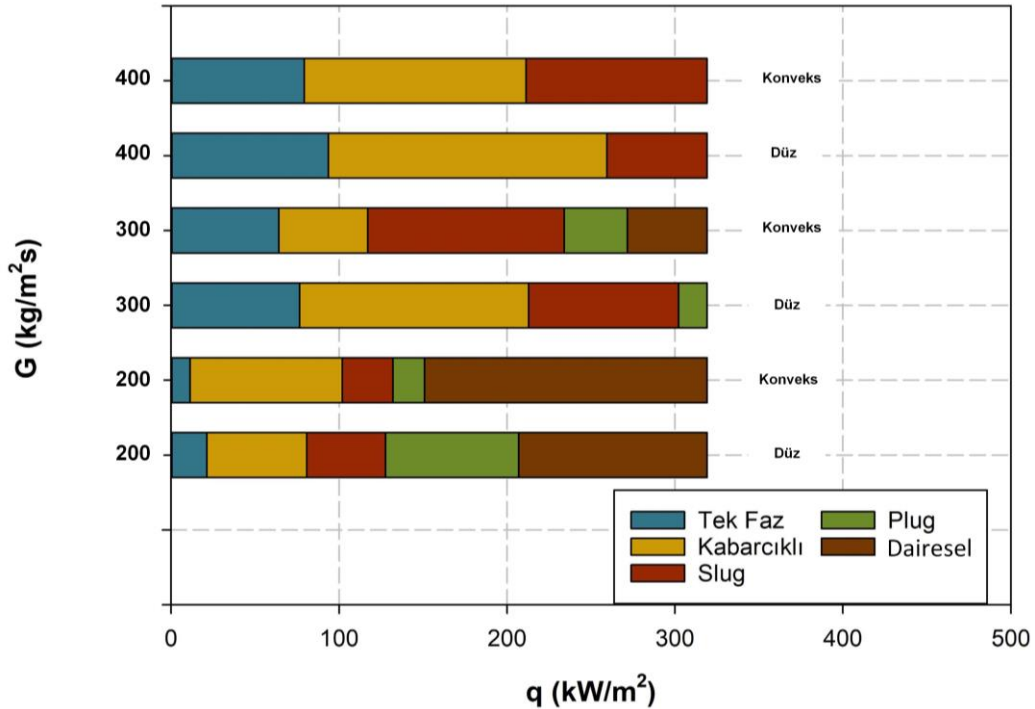


Şekil 3.8. Tran ve ark. (1996) tarafından geliştirilen korelasyon için ortalama hata grafiği

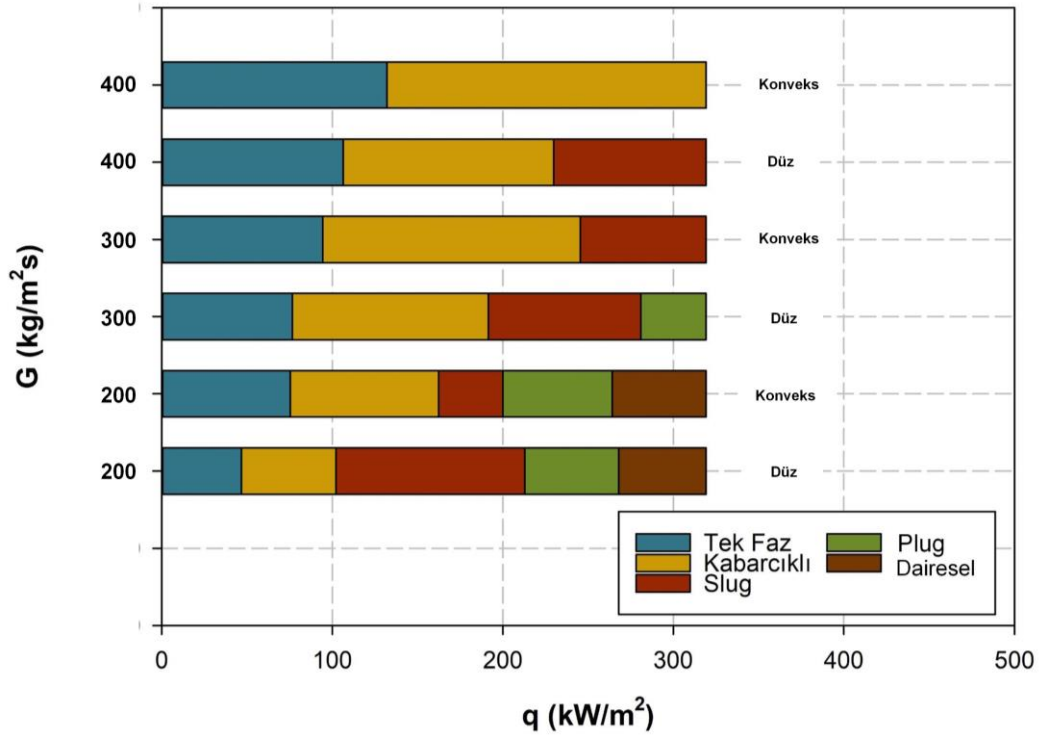
4. BULGULAR VE DEĞERLENDİRİLMESİ

Deneysel çalışmada soğutucu akışkan R1234yf çalışma akışkanı olarak kullanılmış çalışma basıncı 4 bar seçilmiştir. R1234yf'nin 4 barda kritik sıcaklığı 7,15 °C olarak Engineering Equation Solver (EES) yazılım programında belirlenmiştir. Bu çalışmada test bölümüne soğutucu akışkanın 2 farklı sıcaklıkta girmesi sağlanmıştır. R1234yf akışkanı ilk olarak dikey konumlandırılmış test bölümüne 6 °C sıcaklıkta girmektedir. Tasarlanan akış kanalında aşırı soğutmanın etkisini belirlemek için soğutucu akışkan 3 °C'de test bölümünden geçirilmiştir.

Deneysel çalışmada tasarlanan konveks kanal girişinde kanal genişliği 3 mm, çıkışında kanal genişliği 9 mm'dir. Tasarlanan konveks mini kanal için karşılaştırma yapılabilmesi için yaklaşık aynı geometrik ölçülere sahip düz mini kanal üretilmiştir. Bu amaçla, konveks mini kanal yüzey eğrisine göre ortalama eşdeğer çap hesaplanarak düz mini kanal için kanal genişliği 4,48 mm olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.1. $\Delta T=1,15$ °C için akış rejiminin soğutucu akışkan kütle akışı ve yüzey ısı akısına göre değişimi



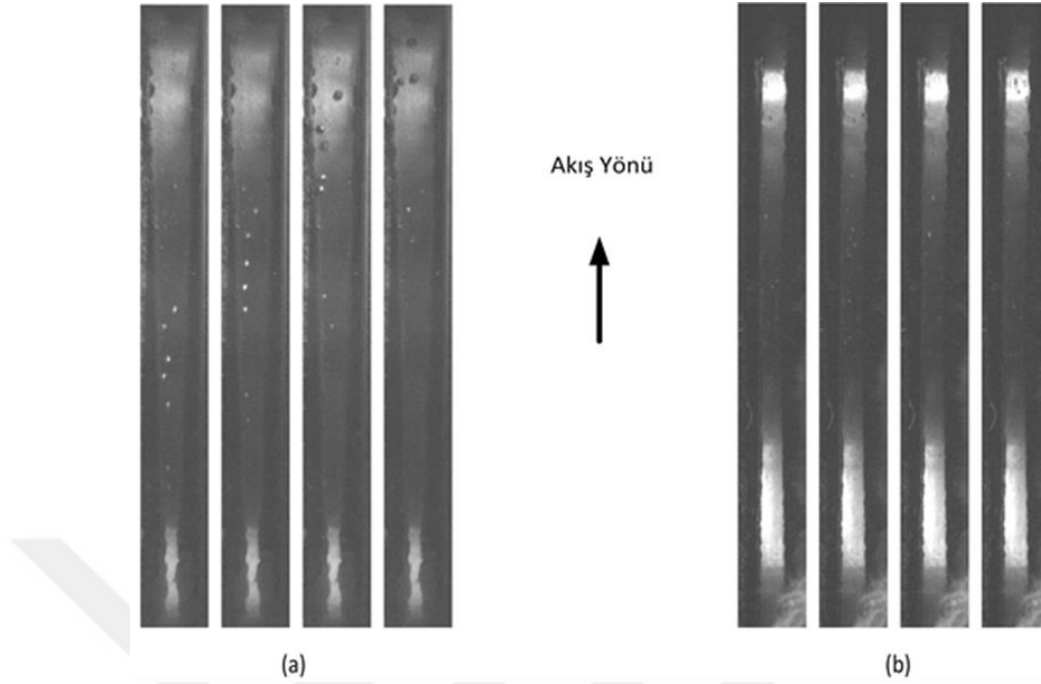
Şekil 4.2. $\Delta T=4,15$ °C aşırı soğutma durumu için akış rejiminin soğutucu akışkan kütle akısı ve yüzey ısı akısına göre değişimi

Şekil 4.1’de konveks ve düz mini kanalda akış rejiminin soğutucu akışkan kütle akısı ve yüzey ısı akısına göre değişimi verilmiştir. Deneysel çalışmada, çelik folyo kapasitesine bağlı olarak, yüzey ısı akısı 0-283 kW/m² aralığında uygulanmıştır. Görüldüğü gibi kütle akısı arttıkça tüm kanallarda ve tek fazlı akıştan kabarcıklı kaynamalı akışa geçiş daha yüksek ısı akılarında meydana gelmektedir. Belirlenen soğutucu akışkan kütle akısı ve yüzey ısı akısına bağlı olarak akış kabarcıklı kaynama rejimi, slug rejim, plug rejim ve dairesel rejimler belirgin olarak izlenmiştir. Burada önemli bir bulgu olarak nispeten yüksek kütle akılarında düz kanalda gözlenen kabarcıklı kaynama rejimi konveks kanala göre daha geniş ısı akısı aralıklarında gözlenmektedir. Bunun sebebi, konveks kanalda kanal geometrisine bağlı olarak yukarı doğru mini kanal eşdeğer çapı arttıkça ortalama hız azalmakta ve kabarcıklar büyüyerek birleşmekte sonuç olarak slug akışa geçiş hızlanmaktadır. Buna karşın düşük kütle akısında (200 kg/m²s) tam tersi durum gözlenmekte, konveks kanalda gözlenen kabarcıklı kaynama bölgesi düz kanala göre nispeten daha geniş ısı akısında

meydana gelmektedir. Bu durumda; kütle akısının belirli bir değerinin altında, konveks mini kanal giriş ve çıkış ortalama hız farkının düşük değerlerinde, kabarcıklı kaynama rejimi düz mini kanala göre yüzey ısı akısının daha geniş aralığında gözlenmektedir.

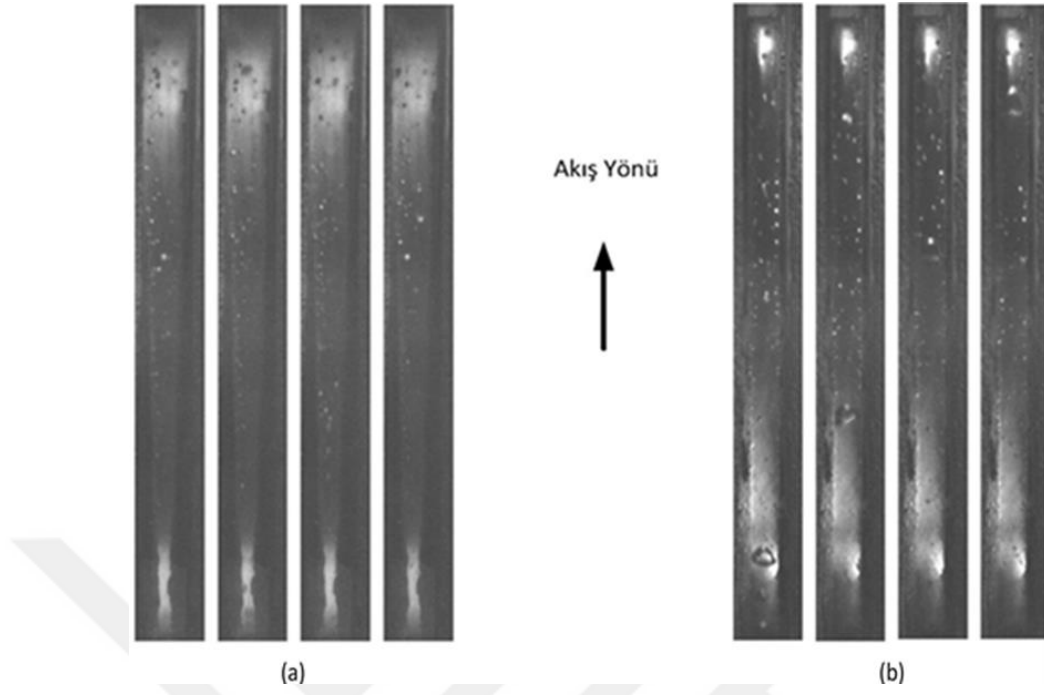
Tasarlanan mini kanallar için soğutucu akışkanın aşırı soğutma durumunda kaynama olayı incelenmiştir. Elde edilen bulgular yukarı akışlı dikey mini kanallarda kaynama üzerine önemli sonuçlar içermektedir. Şekil 4.1’de verilmiş olan $T=1,15$ °C için akış rejiminin soğutucu akışkan kütle akısı ve yüzey ısı akısına göre değişimine göre düz mini kanalda kabarcıklı kaynamanın özellikle yüksek kütle akılarında baskın olduğu gözlenmektedir. Buna karşın $\Delta T=4,15$ °C aşırı soğutma durumu için kabarcıklı kaynamanın konveks mini kanalda, tüm kütle akılarında düz mini kanala göre daha geniş bir ısı akısında olduğu görülmektedir (Şekil 4.2). Burada giriş sıcaklığının azalmasıyla konveks kanal içerisinde akış doğrultusunda ortalama akışkan hızının azalması ısıtma yüzeyi boyunca kabarcık oluşumunu daha homojen yapmakta ve kabarcıklı kaynama rejiminin daha geniş ısı akısında oluşmasına neden olduğu görülmektedir. Bununla birlikte düz mini kanalda slug akış rejiminin, konveks mini kanalda ise plug akış rejiminin bağıl olarak daha geniş ısı akısında olduğu gözlenmektedir.

Resim 4.1’de verilen akış görüntülerinde görüldüğü gibi kütle akısının en düşük değeri ($G=200$ kg/m²s), 6 °C giriş sıcaklığı ($\Delta T=1,15$ °C) ve $q\cong 20$ kW/m² (10 W) değeri için konveks mini kanalda kabarcık boyutları daha büyük ve ısıtma yüzeyinde kabarcık dağılımı daha homojendir. Bununla birlikte aynı şartlar altında düz kanalda kabarcık oluşumunun başladığı ve mikro kabarcıkların özellikle keskin köşelerde daha yoğun geliştiği görülmektedir.

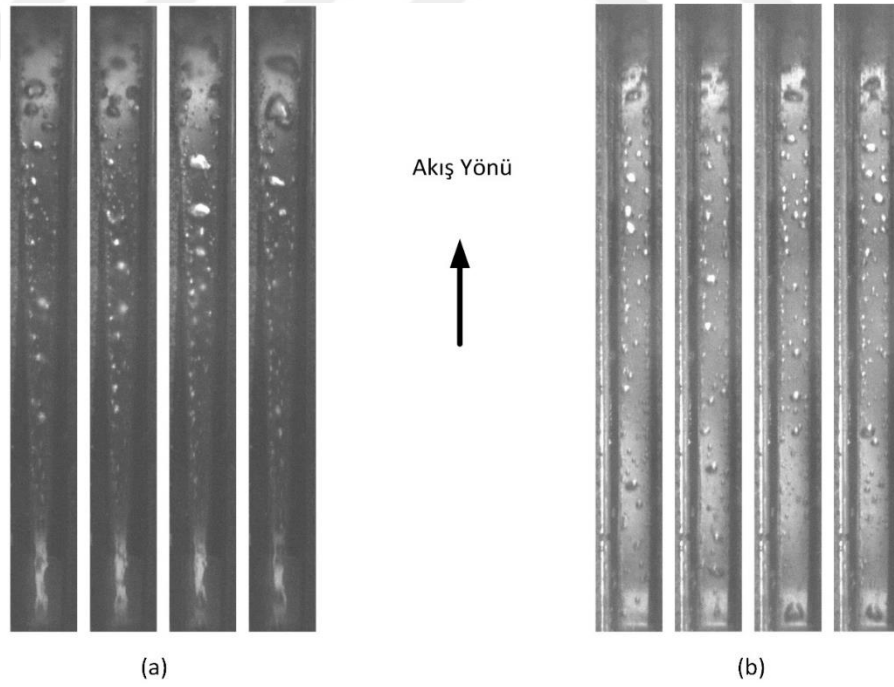


Resim 4.1. $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=1,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \cong 20 \text{ kW/m}^2$ (10 W)'de akış görüntüsü
(a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal

Konveks mini kanal içerisinde mikro kabarcık oluşumu nispeten daha düşük yüzey ısı akısı değerlerinde başlamakta ve $q \cong 20 \text{ kW/m}^2$ değerinde kabarcıkların makro boyutlara ulaştığı görsel olarak tespit edilmektedir. Bu durumun tam tersi Resim 4.2'de görülmektedir. Şöyle ki; Şekil 4.2'de de açıklandığı gibi aşırı soğutmanın en önemli etkilerinden biri aşırı soğutma olmaması durumunda kabarcıklı kaynama düz mini kanalda yüzey ısı akısının nispeten daha yüksek değerlerinde başlamakta ve daha geniş bir yüzey ısı akısı aralığında baskın olmaktadır. Bu durum aşırı soğutma durumunda düz mini kanalın tam tersine konveks mini kanal için gerçekleşmektedir (Resim 4.2). Yüzey ısı akısının 95 kW/m^2 değerinde düz mini kanalda kabarcıklı akış kaynama rejiminden slug akış rejimine geçiş başlangıcında gözlenirken, konveks mini kanal içerisinde çoğunlukla mikro olmak üzere neredeyse homojen kabarcık dağılımı meydana gelmektedir.

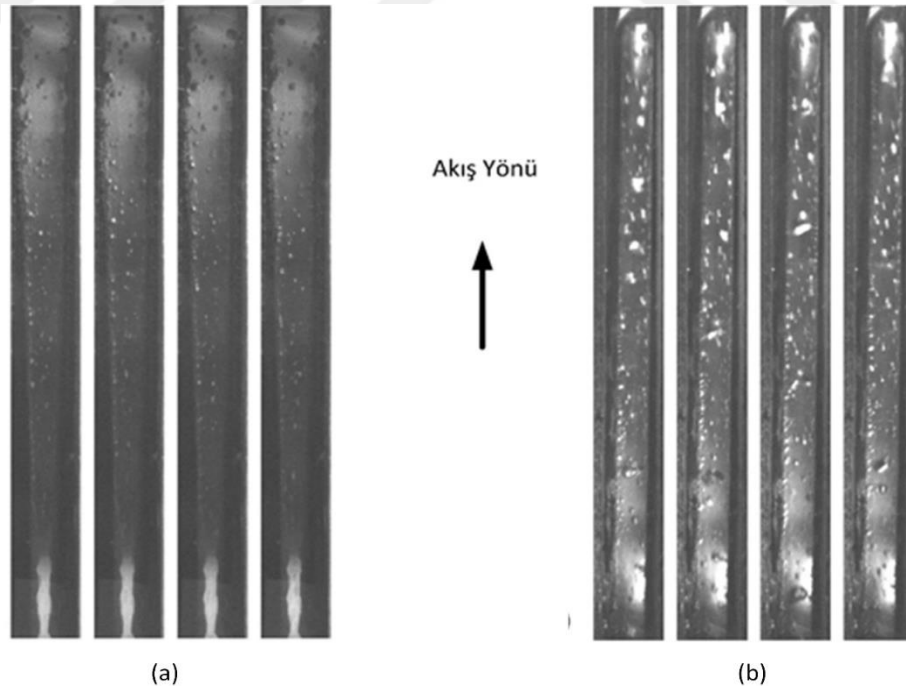


Resim 4.2. $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=4,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 95 \text{ kW/m}^2$ (48 W)'de akış görüntüsü
(a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal

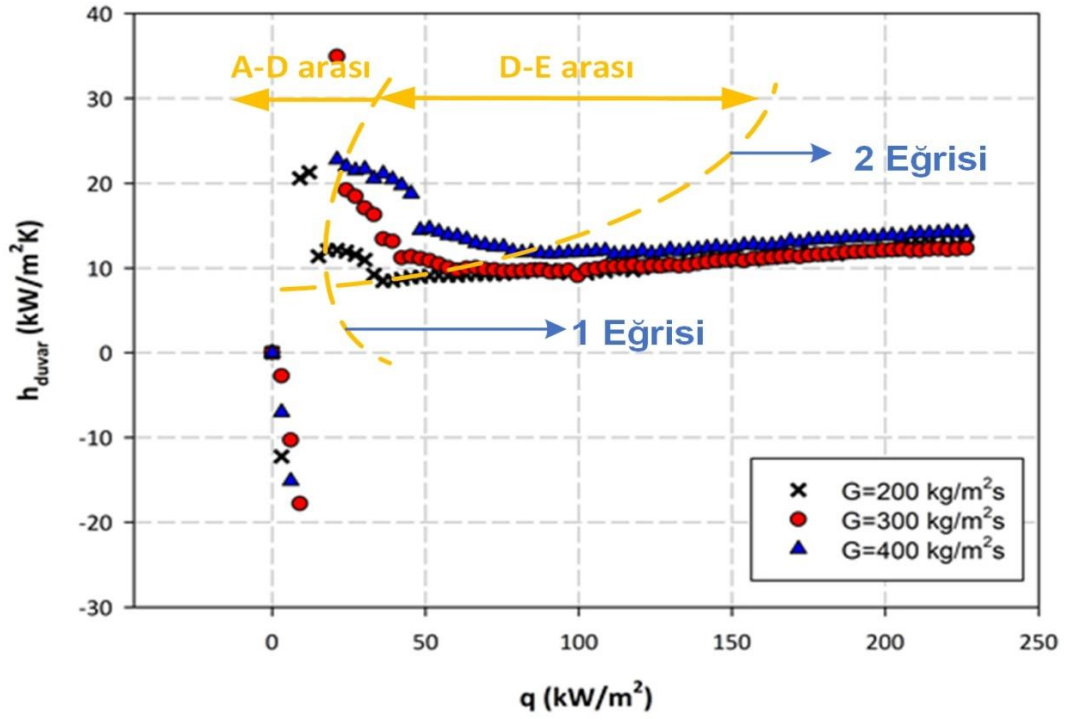


Resim 4.3. $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=1,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 192 \text{ kW/m}^2$ (100 W)'de akış görüntüsü
(a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal

Şekil 4.1’de verilmiş olan akış rejiminin yüzey ısı akısı ve soğutucu akışkan kütle debisine göre değişiminden görüldüğü gibi her iki mini kanal ısıtma yüzeyine uygulanan 100 W güçte her iki mini kanal ısıtma yüzeyinde ortalama $q \approx 192 \text{ kW/m}^2$ değerinde yüzey akısı olmaktadır. Aşırı soğutma uygulanmaması durumunda uygulanan yüzey ısı akısında konveks mini kanalda slug akış rejiminin başladığı ve geliştiği, buna karşın düz mini kanalda makro ve mikro kabarcıkların hala baskın olduğu görülmektedir (Resim 4.3). Bu durum, aşırı soğutmanın uygulanması durumunda konveks mini kanal ve düz mini kanal için aşırı soğutmanın olmaması durumuna göre tam tersi şeklinde gerçekleşmektedir (Resim 4.4). Görüldüğü gibi aşırı soğutma durumunda, belirlenen yüzey ısı akısında konveks mini kanalda kabarcıklı kaynama baskınken, düz mini kanalda slug akış rejim başlangıcı gözlenmektedir. Ayrıca konveks mini kanal için kabarcıklı kaynama rejimi düz mini kanala göre nispeten daha geniş bir yüzey ısı akısında gözlenmektedir. Benzer durumlar soğutucu akışkan kütle akısının en yüksek değerinde de ($G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$) benzer olarak gözlenmektedir.



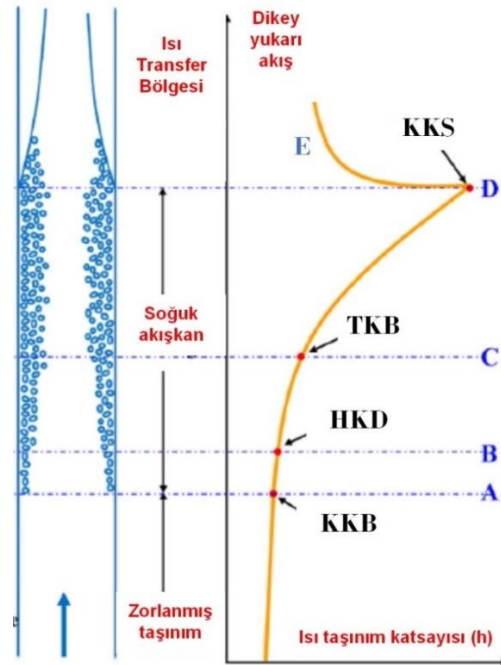
Resim 4.4. $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=4,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 182 \text{ kW/m}^2$ (90 W)'de akış görüntüsü
(a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal



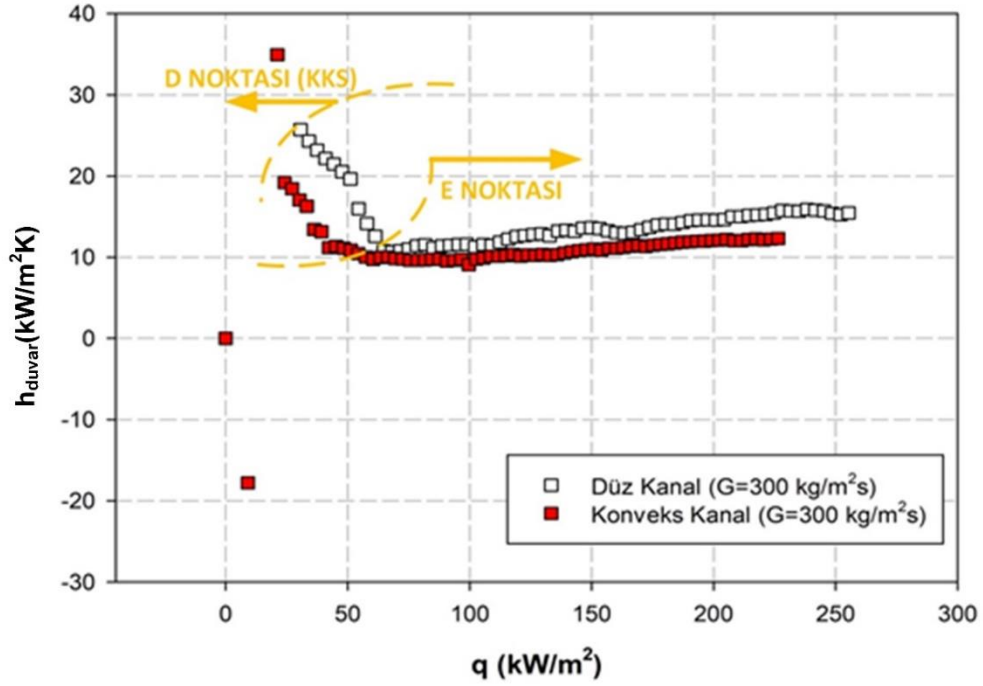
Şekil 4.3. $\Delta T=1,15$ °C için konveks kanalda test bölümü çıkışındaki taşınım katsayısının yüzey ısı akısı (q) ve soğutucu akışkan kütle akısına (G) göre değişimi

Şekil 4.3 konveks mini kanal çıkışında kanal çıkışında ısı taşınım katsayısının (h) yüzey ısı akısına göre değişimi verilmektedir. Şekil 4.3'ün detaylı olarak tartışılabilmesi için öncelikle dikey kanalda yüksek ısı ve kütle akısında kaynamanın şematik görünüşünü incelenmelidir (Şekil 4.4) (Kim ve Mudawar 2013). Burada ilk kabarcıkların meydana geldiği A konumu, kabarcıklı kaynama (KKB) başlangıcını göstermektedir. B noktasına, buhar miktarının önemli ölçüde arttığı ve kabarcıkların kanal içerisinde homojen olarak kabarcık dağılım başlangıcı (HKD) denir. C noktası, kabarcıklı kaynamanın tamamen geliştiği ve duvar ısısının neredeyse sabit kaldığı tam gelişmiş bölge (TGB) olarak bilinir. A ve C arasındaki bölge, tek faz (TF) ve TGB arasındaki geçiş bölgesi olan kısmi kaynama (KK) olarak adlandırılır. Burada D noktası, kabarcıklı kaynama sonlanma (KKS) noktasıdır ve ısı taşınım katsayısının azaldığı başladığı noktadır.

Şekil 4.3'te görüldüğü gibi ısı akısının (q) yaklaşık 40 kW/m^2 değerinde konveks mini kanal çıkışında kabarcıklı kaynama başlangıcı ve gelişimi tamamlanmakta ve tüm kütle akılarında kabarcıklı kaynamanın maksimum ölçüde etkin olduğu belirlenmektedir. 1 Eğrisinin sol tarafında konveks mini kanal içerisindeki soğutucu akışkan ortalama sıcaklığı genel olarak doyma sıcaklığının altındadır. Isı akısının artmasıyla, yüzey sıcaklığı artmasına rağmen soğutucu akışkan ortalama sıcaklığı da artmaktadır. Bu artış yaklaşık olarak doğrusal gerçekleşmektedir. Ancak bilindiği gibi Tam Gelişmiş Kaynama bölgesinden (TGB) sonra soğutucu ortalama sıcaklığı hızlı bir şekilde yükselmekte ve soğutucu akışkan doyma sıcaklığına yaklaşık eşit olmaktadır (D Noktası). Kabarcıklı kaynamanın azalması sıvı içerisindeki buhar fazının büyümesi ve ısı taşınım katsayısındaki hızlı azalma D-E arasında gerçekleşmektedir. E Noktasında, buhar fazı baskın olmaktadır. Görüldüğü gibi bu geçiş bölgesi soğutucu akışkan kütle akısı (G) ile doğru orantılıdır. 2 çizgisinin sağ tarafında ise ısıtma yüzey ve soğutucu akışkan ortalama sıcaklığının değişim hızının oldukça düşük olduğu, soğutucu akışkan kütle akısı ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisinin neredeyse olmadığı görülmektedir.

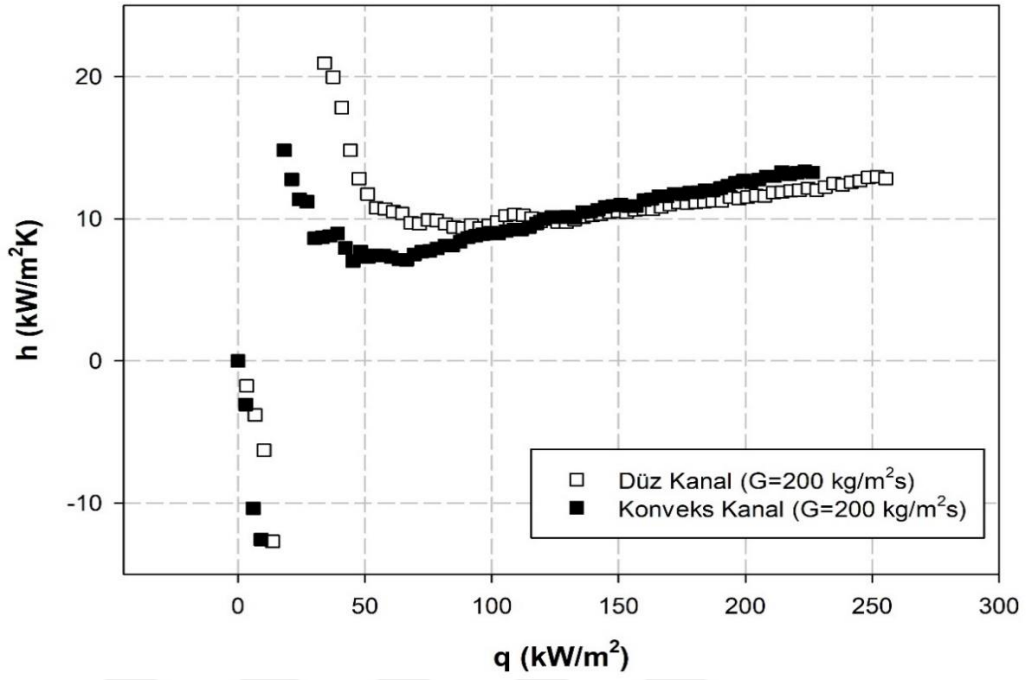


Şekil 4.4. Dikey kanalda kanal boyunca taşınım katsayısının akış rejimi ile değişimi (Kim ve Mudawar 2013)

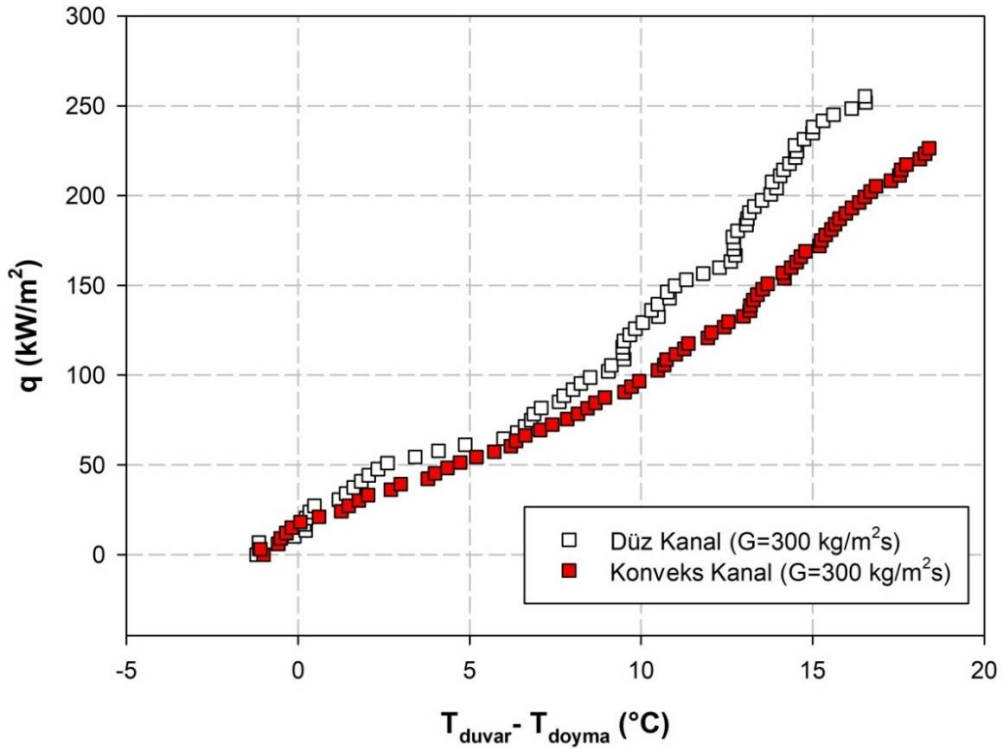


Şekil 4.5. $\Delta T=1,15$ °C ve $G=300$ kg/m²s için düz ve konveks mini kanal çıkışında ısı taşınım katsayısının ısı akısına göre değişimi

Şekil 4.5 $\Delta T=1,15$ °C ve $G=300$ kg/m²s için düz ve konveks mini kanal çıkışında ısı taşınım katsayısının ısı akısına göre değişimi verilmektedir. Konveks mini kanal boyunca yerel soğutucu akışkan hızının azalmasına bağlı olarak kabarcık büyümesi artmaktadır. Bu durum mini kanal içerisindeki kuruluk derecesini de etkilemektedir. Konveks mini kanalda kabarcık büyümesi ve slug akışa geçişin hızlanması mini kanal çıkışında ısı taşınım katsayısını bağıl olarak düz mini kanala göre düşürmektedir. Ayrıca düz mini kanalda Kabarcık Kaynama Sonlanma (KKS) ile buhar fazın baskın olduğu (E) nokta arası ısı akısının daha geniş aralığında gözlenmektedir.

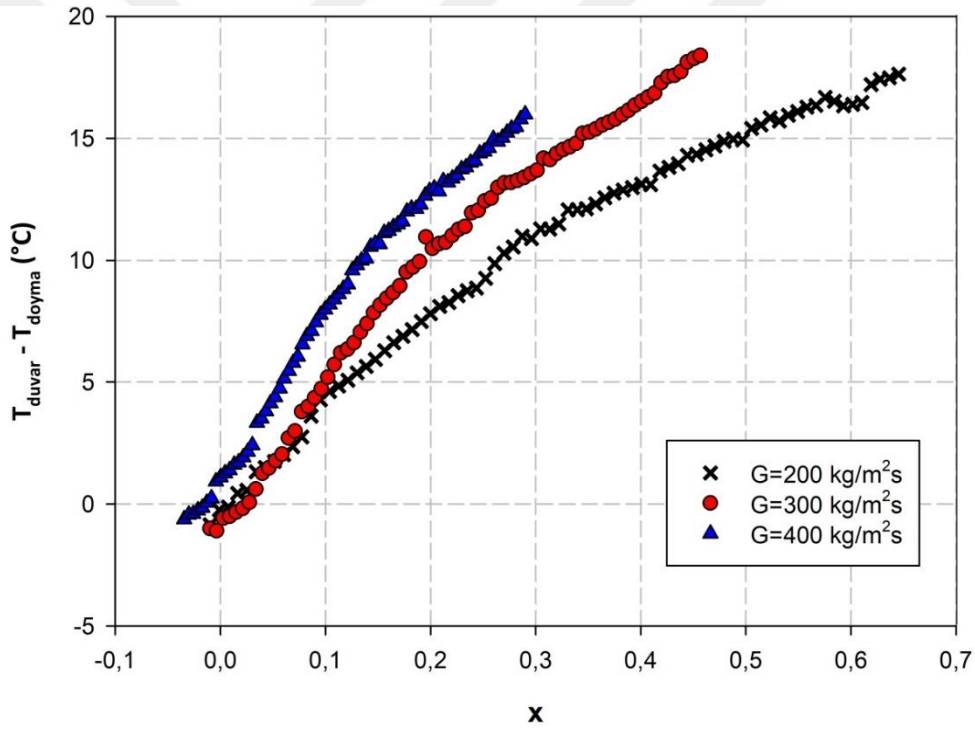


Şekil 4.6. $\Delta T=4,15$ °C için farklı kütle akılarında test bölümü çıkışındaki taşınım katsayısının, ısı akısına göre değişiminin kanal karşılaştırması



Şekil 4.7. $\Delta T=1,15$ °C ve $G=300$ kg/m²s için konveks ve düz mini kanal yüzey ısı akısının sıcaklık farkı ($T_{duvar}-T_{doyma}$) göre değişimi

Şekil 4.6’da aşırı soğutma durumu için ısı taşınım katsayısının kanal geometrisine göre değişimi $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ için verilmiştir. Yüzey ısı akısının yaklaşık 100 kW/m^2 değerine kadar düz mini kanaldaki ısı taşınım katsayısı, konveks mini kanal için elde edilen ısı taşınım katsayısından daha yüksektir. Mini kanal çıkışı için elde edilen bu ısı taşınım katsayısı mini kanal çıkışında akış rejimlerinin ve soğutucu akışkan kuruluk derecesinin en büyük göstergesidir. Akışkan kuruluk derecesi arttıkça soğutucu akışkan içerisindeki buhar fazın oranı artmakta ve bu durum ısı taşınım katsayısının değerini büyük oranda değiştirmektedir. Aşırı soğutma etkisine bağlı olarak konveks kanal içerisinde faz değişimi düşük ısı akılarında daha fazla olmakta ve bu durum yüzeyden çekilen ısı miktarının azalmasıyla sonuçlanmaktadır.



Şekil 4.8. $\Delta T=1,15 \text{ }^\circ\text{C}$ için konveks mini kanal çıkışında duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesi ve kütle akısına göre değişimi

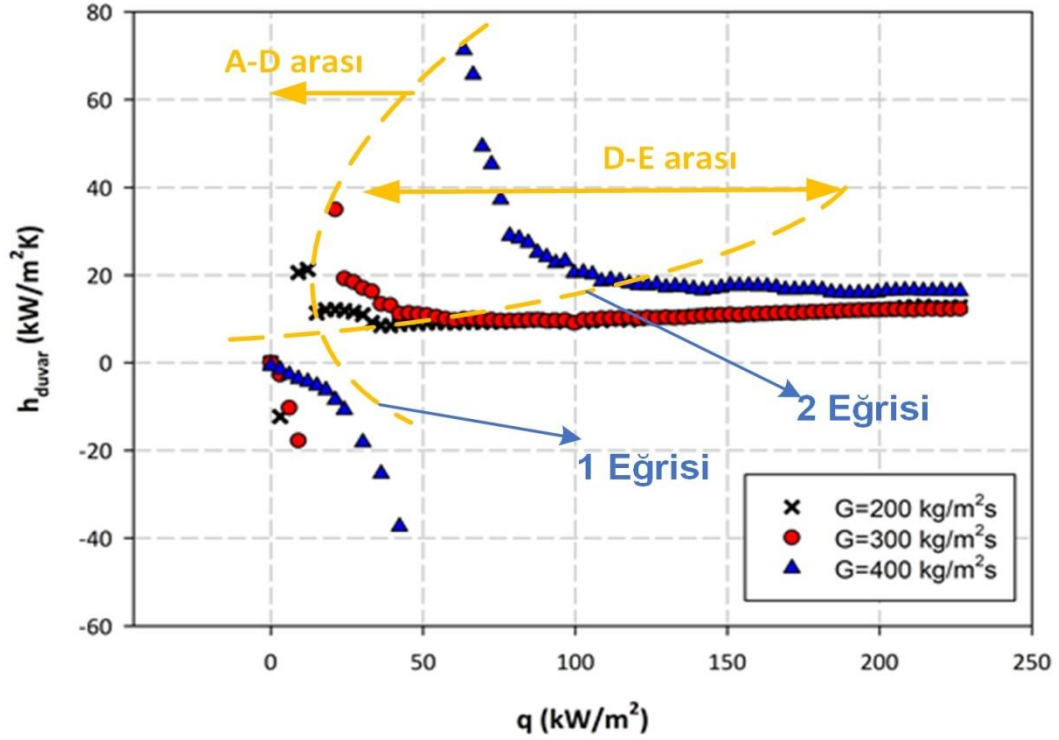
Şekil 4.7 konveks ve düz mini kanalda duvar sıcaklığı ile yüzey ısı akısı arasındaki ilişkiyi vermektedir. Bilindiği gibi duvar sıcaklığı ne kadar düşük olursa sistemden çekilen ısı o kadar yüksek olduğu sonucu çıkarılabilir. Görüldüğü gibi ısı akısının 50 kW/m^2 değeri için düz mini kanal sıcaklık farkı yaklaşık $2,5 \text{ }^\circ\text{C}$ olurken konveks

mini kanalda bu değer yaklaşık 4,5 °C olmaktadır. Benzer olarak yüzey ısı akısının 150 kW/m² değerinde düz mini kanalda duvar ve doyma sıcaklık farkı yaklaşık 11 °C olurken konveks mini kanalda bu değer yaklaşık 13,5 °C olmaktadır. Buradan da anlaşılacağı gibi konveks mini kanalda kanal geometrisine bağlı olarak akışkan ortalama hızının akış boyunca azalması yüzeyden ısı transferini de azaltmaktadır.

İki fazlı akışlarda çalışma akışkanı kuruluk derecesi (x) önemli bir değerlendirme parametresidir. Görüldüğü gibi konveks mini kanal için duvar sıcaklık farkının sabit değerinde soğutucu akışkan kütle akısı arttıkça kuruluk derecesi azalmaktadır. Ancak özellikle düşük duvar sıcaklık farkında kuruluk derecesinin kütle akılarına bağlı değişimi oldukça küçüktür (Şekil 4.8). Bununla birlikte duvar sıcaklık farkı arttıkça kütle akısının kuruluk derecesi üzerindeki etkisi de artmaktadır. Duvar sıcaklık farkının 15 °C değerinde G=400 kg/m²s için kuruluk derecesi 0,28 olurken G=300 kg/m²s olduğunda kuruluk derecesi yaklaşık 1,2 kat artarak 0,34; G=200 kg/m²s olduğunda kuruluk derecesi G=300 kg/m²s değerine göre yaklaşık 1,5 kat; G=200 kg/m²s değerine göre yaklaşık 1,8 kat artmaktadır. Bu durumun sebebi konveks kanal içerisindeki ortalama akışkan hızı gösterilebilir. Soğutucu akışkan kütle akısı azaldıkça kanal içerisinde ortalama akışkan hızı da azalmakta ve soğutucu akışkan çıkış sıcaklığının bağı olarak daha yüksek değerde olmasına neden olmaktadır.

Şekil 4.9'da görüldüğü gibi soğutucu akışkanın 3 °C değerinde ($\Delta T=4,15$ °C) test bölümüne girmesi durumunda (aşırı soğutma) tüm kütle akılarında yüzey ısı akısının belirli bir değerine kadar soğutucu akışkan bulk sıcaklığı, konveks mini kanal çıkış yüzeyindeki sıcaklık değerinden daha yüksek olmasına bağlı olarak ısı taşınım katsayısı negatif olmaktadır. Bu değer soğutucu akışkan kütle akısı ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Isı akısının artırılması ile özellikle G=400 kg/m²s değerinde ısı taşınım katsayısı Kabarcıklı Kaynama Sonlanma (KKS) noktasına (D) ulaşmaktadır. Soğutucu akışkan buhar fazın baskın olduğu (E) noktasına ise nispeten düşük ısı akılarına göre daha geç ulaşmaktadır. Bununla birlikte aşırı soğutma etkisi ile Kabarcıklı Kaynama Sonlanma (KKS) noktasına ısı taşınım katsayısı aşırı soğutma

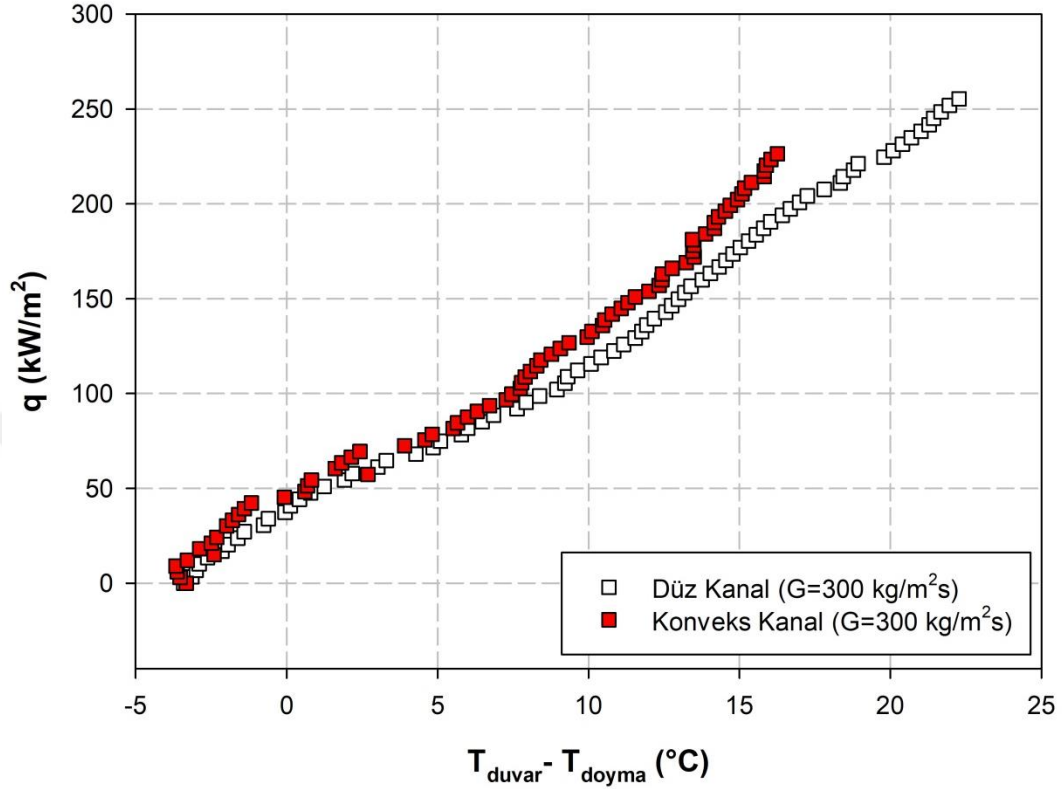
uygulanmamasına göre yaklaşık 2,5 kat artmaktadır. Bu artış oranı yalnızca $G=400$ $\text{kg/m}^2\text{s}$ değerinde görülmektedir.



Şekil 4.9. $\Delta T=4,15$ °C için konveks kanalda test bölümü çıkışındaki taşınım katsayısının yüzey ısı akısı (q) ve soğutucu akışkan kütle akısına (G) göre değişimi

Yukarıda da detaylıca tartışıldığı üzere soğutucu akışkanın aşırı soğutma etkisinde test bölümüne girmemesi durumunda düz mini kanalda elde edilen ısı transfer değerleri konveks mini kanalda elde edilen ısı transfer değerlerinden daha fazla olmaktadır. Buna karşın soğutucu akışkanın test bölümüne aşırı soğutma şartlarında girmesi durumunda tam tersi gözlenmektedir. Şekil 4.10'da konveks ve düz mini kanalda duvar sıcaklığı ile yüzey ısı akısı arasındaki ilişkiyi vermektedir. Görüldüğü gibi ısı akısının 50 kW/m^2 değeri için düz mini kanal sıcaklık farkı aşırı soğutma şartlarında yaklaşık $2,5$ °C olurken (Şekil 4.7), aşırı soğutma durumunda yaklaşık $1,8$ °C olmaktadır. Bu değer konveks mini kanalda yaklaşık $1,5$ °C olarak belirlenmiştir. Yine yüzey ısı akısının 150 kW/m^2 değerinde düz mini kanalda duvar ve doyma sıcaklık farkı yaklaşık 13 °C olurken konveks mini kanalda bu değer yaklaşık 12 °C olmaktadır.

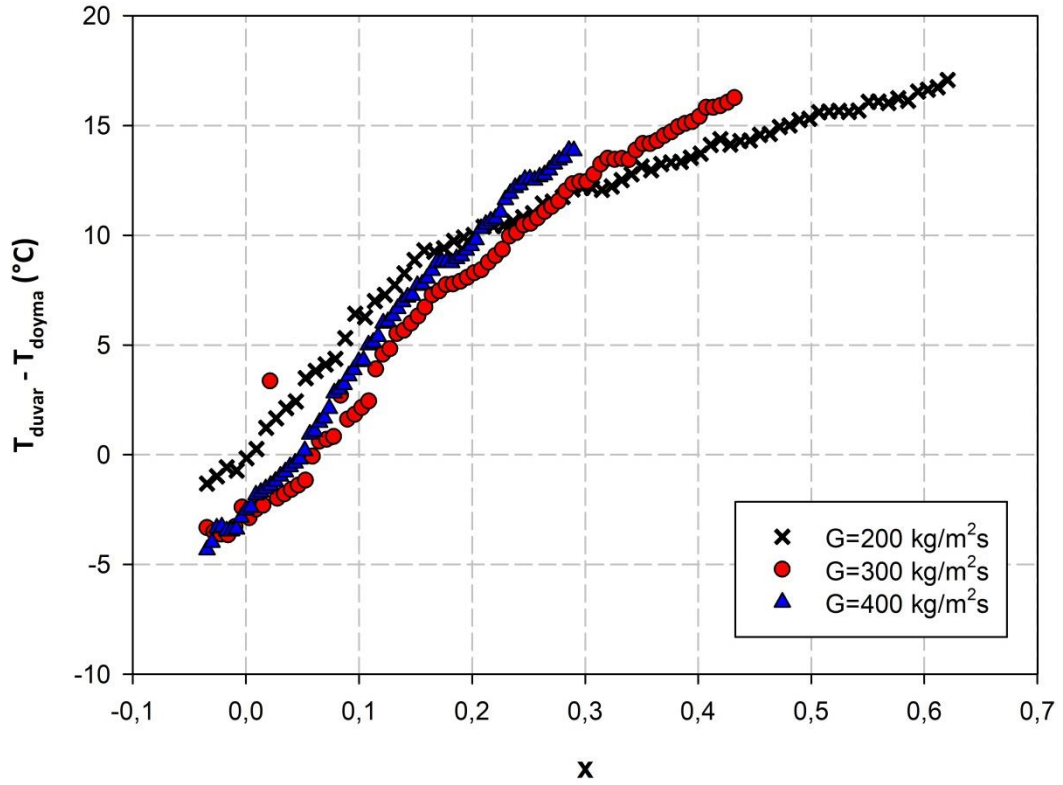
Bu ilginç sonuca göre aşırı soğutma etkisi ile çalışan bir sistemde konveks mini kanal uygulanmasının tercih edilmesi makul görülmektedir.



Şekil 4.10. $\Delta T=4,15 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ için konveks ve düz mini kanal yüzey ısı akısının sıcaklık farkı ($T_{\text{duvar}}-T_{\text{doyma}}$) göre değişimi

Şekil 4.11'de ısıtma yüzeyi duvar sıcaklığı ve soğutucu akışkan kuruluk derecesinin kütle akısına göre değişimi verilmektedir. Duvar sıcaklık farkının düşük değerleri sistemden çekilen ısı ve dolayısıyla ısı taşınım katsayısının bir göstergesidir. Görüldüğü gibi duvar sıcaklığının nispeten düşük değerlerinde ve özellikle düşük kütle akılarında, kuruluk derecesi de nispeten düşük değerdedir. Bu durum Şekil 4.8'de de görülsede; aşırı soğutma etkisiyle özellikle $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ değerinde, kuruluk derecesinin 0,2 değerine kadar sistemden çekilen ısı miktarı nispeten daha düşüktür. Bu durum düşük kütle akılarında ısı geçişinin büyük oranda düşük olduğunu göstermektedir. Özellikle kütle akısının $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ve $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ değerlerinde kuruluk derecesinin 0,3 değerinde duvar sıcaklık farkı yaklaşık $12 \text{ }^\circ\text{C}$ olmaktadır. Kuruluk derecesinin 0,3 değerinden sonra kütle akısının küçük değerlerinde sistemden

çekilen ısı miktarı daha fazla olmaktadır. Kuruluk derecesi 0,3'ten düşük değerlerinde ise tam tersi gözlenmiştir. Konveks mini kanal için gözlenen bu sonuçlar konveks kanal içerisindeki akış rejim geçişinin düz kanala göre farklılık göstermesinin bir sonucu olarak değerlendirilmektedir.



Şekil 4.11. $\Delta T=4,15$ °C için konveks mini kanal çıkışında duvar sıcaklık farkının kuruluk derecesi ve kütle akısına göre değişimi

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada dikey konveks bir mini kanal içerisinde R1234yf soğutucu akışkanın kaynama davranışı incelenmiştir. Dikey kanal içerisinde akış yönü yukarı olacak şekilde seçilmiştir. Konveks kanal ortalama eş değer çapı ile düz dikdörtgen kanal ortalama eş değer çapının yaklaşık eşit olması sağlanmıştır. Deneyler 4 bar çalışma basıncında, soğutucu akışkanın üç farklı kütle akılarında ($G=200, 300, 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$) ve ısı akısının (q) $0-283 \text{ kW/m}^2$ aralığında yapılmıştır. Soğutucu akışkanın test bölümüne giriş sıcaklığı, 4 bar basınçtaki kritik sıcaklığa yakın ($6 \text{ }^\circ\text{C}$) ve aşırı soğutulmuş ($3 \text{ }^\circ\text{C}$) şartlarda olması sağlanmıştır.

Deneysel çalışmalardan elde edilen bulgular aşağıdaki şekilde özetlenmiştir;

- Soğutucu akışkanın test bölümüne giriş sıcaklığının kritik sıcaklığa yakın olması durumunda, düz mini kanaldaki kabarcıklı kaynama başlangıcı konveks mini kanaldaki kabarcıklı kaynama başlangıcına göre daha yüksek yüzey ısı akısı değerlerinde olmaktadır.
- Kütle akısının artmasıyla, kabarcıklı kaynama başlangıcı her iki mini kanalda da daha yüksek ısı akılarında oluşmaktadır.
- Konveks mini kanalda kabarcıklı kaynama rejim bölgesi, düşük kütle akılarında ($200 \text{ kg/m}^2\text{s}$) düz mini kanala göre daha geniş yüzey ısı akısı değerlerinde, yüksek kütle akılarında ($400 \text{ kg/m}^2\text{s}$) nispeten daha dar yüzey ısı akısı değerlerinde sürmektedir.
- Soğutucu akışkan kütle akısı arttıkça her iki mini kanal için de akış rejimleri daha geniş yüzey ısı akısında oluşmaktadır.
- Soğutucu akışkan kütle akısına bağlı olarak, düşük kütle akılarında kabarcıklı kaynama slug, plug ve dairesel akış rejimi görülmektedir. Buna karşın maksimum yüzey ısı akılarında ve kütle akısının $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ olması durumunda düz mini kanalda plug, konveks kanalda dairesel, kütle akısının $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ olması durumunda her iki kanalda slug akış rejimi gözlenmektedir.

- Soğutucu akışkanın aşırı soğutma şartlarında test bölümüne girmesi durumunda konveks mini kanaldaki kabarcıklı kaynama rejimi, düz mini kanala göre daha yüksek yüzey ısı akısında oluşmaktadır. Bununla birlikte tüm kütle akılarında konveks mini kanalda kabarcıklı kaynama rejimi düz mini kanala göre daha geniş yüzey ısı akılarında gözlenmektedir.
- Aynı şartlarda konveks mini kanaldaki slug akış rejimi düz mini kanala göre daha dar yüzey ısı akısında meydana gelmektedir. Aşırı soğutma etkisiyle kütle akısının $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ değerinde dairesel akış rejimi gözlenmektedir.
- Konveks mini kanal içerisinde kanal kesitinin artmasına bağlı olarak, kanal boyunca ortalama hız azaltmakta ve bu durum özellikle soğutucu akışkanın test bölümüne kritik sıcaklığa yakın bir sıcaklıkta girmesi durumunda, kabarcık birleşmesini hızlandırmaktadır. Bu durum, slug akış rejiminin daha düşük yüzey ısı akılarında başlamasına ve daha geniş yüzey ısı akılarında oluşmasına neden olmaktadır.
- Test bölümü çıkışında ısı taşınım katsayısı üzerindeki en önemli parametrenin soğutucu akışkan kütle akısı ve kuruluk derecesi olduğu belirlenmiştir. Soğutucu akışkan kütle akısı azaldıkça test bölümü çıkışında kuruluk derecesi artmakta, buhar fazın sıvı faza göre nispeten daha yüksek olması durumuna bağlı olarak taşınım katsayısı da azalmaktadır.
- Aşırı soğutma durumunda özellikle yüksek kütle akılarında test bölümünün çıkış noktasındaki taşınım katsayısının oldukça yüksek olduğu gözlemlenmektedir.
- Soğutucu akışkan giriş sıcaklığının kritik sıcaklığa yakın olması durumunda, düz mini kanal taşınım katsayısı, konveks kanala göre daima yüksek olmaktadır. Buna karşın soğutucu akışkanın aşırı soğutma durumunda, konveks mini kanalda daha yüksek ısı akılarında daha yüksek taşınım katsayısının olduğu gözlenmektedir.
- Hem düz hem konveks kanal içerisinde kütle akısına bağlı olarak akışkanın kuruluk derecesi artmaktadır.
- Deneysel bulgulara bağlı olarak soğutucu akışkanın test bölümüne aşırı soğutma şartlarında girmesi durumunda, kabarcıklı kaynama rejimi nispeten

daha geniş yüzey ısı akılarında meydana gelmektedir. Böylece olarak ısıtma yüzeyinden çekilen ısı miktarı düz mini kanala göre nispeten daha fazla olmaktadır. Bununla birlikte soğutucu akışkanın aşırı soğutma şartlarında test bölümüne girmemesi durumunda düz mini kanalda da benzer durumun oluştuğu gözlenmektedir.

Bu tez kapsamında ele alınan dik konveks ve düz mini kanaldaki R1234yf soğutucu akışkanın kaynama davranışı incelenmiştir. Elde edilen bulgulara göre literatür için katkı sağlayabilecek önemli bulgular gözlenmiştir. Belirlenen çalışma konusunun çalışma parametreleri artırılarak ve bağımsız parametreler için belirlenen aralıklar genişletilerek çalışmanın kapsamının genişletilmesi yararlı olacaktır.

KAYNAKLAR

- Akbar, M. K., Plummer, D. A. ve Ghiaasiaan, S. M., 2003. On gas–liquid two-phase flow regimes in microchannels. *Int. J. Multiphase Flow*, 29, 855–865.
- Anowar Hossain, M., Onaka, Y., Afroz, H. M. M. ve Miyara, A., 2013. Heat transfer during evaporation of R1234ze(E), R32, R410A and a mixture of R1234ze(E) and R32 inside a horizontal smooth tube. *International Journal of Refrigeration*, 36(2), 465–477.
- Bahreini, M., Ramiar, A. ve Ranjbar, A.A., 2017. Numerical simulation of subcooled flow boiling under conjugate heat transfer and microgravity condition in a vertical mini channel. *Applied Thermal Engineering*, 113, 170–185.
- Baker, O., 1954. Simultaneous flow of oil and gas. *Oil Gas J.*, 53, 185.
- Barbieri, P. E. L., Jabardo, J.M.S. ve Bandarra Filho, E.P., 2008. Flow patterns in convective boiling of refrigerant R-134a in smooth tubes of several diameters. 1 Introduction Flow Pattern Maps Survey.
- Barnea, D., 1987. A unified model for predicting flow-pattern transitions for the whole range of pipe inclinations. *Int. J. Multiphase Flow*, 13(1), 1–12.
- Bertsch, S. S., Groll, E.A. ve Garimella, S.V., 2009. A Composite Heat Transfer Correlation for Saturated Flow Boiling in Small Channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 2110-2118.
- Brauner, N. ve Moalem-Maron, D., 1992. Identification of the range of small diameter conduits regarding two-phase flow pattern transitions. *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 19, 29–39.
- Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Matkovic, M., Zilio, C., Censi, G., 2006. Condensation in Horizontal Smooth Tubes : A New Heat Transfer Model for Heat Exchanger Design. *Heat Transfer Engineering*, 27(8), 31-38.
- Chang, Y.J., Chiang, S.K., Chung, T.W. ve Wang, C.C., 2000. Twophase frictional characteristics of R-410A and air-water in a 5 mm smooth tube. *ASHRAE Trans*, 792–797.
- Charnay, R., Revellin, R. ve Bonjour, J., 2015. Discussion on the validity of prediction tools for two-phase flow pressure drops from experimental data obtained at high saturation temperatures. *International Journal of Refrigeration*, 54, 98–125.
- Chen, J.C., 1966. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, 5, 322–329.

- Chen, S., Chen X., Luo, G., Zhu, K., Chen, L. ve Hou. Y., 2018. Flow boiling instability of liquid nitrogen in horizontal mini channels. *Applied Thermal Engineering*, 144(August), 812–824.
- Chien, N.B., Vu, P. Q., Choi, K. Il. ve Oh, J.T., 2017. Boiling Heat Transfer of R32, CO₂ and R290 inside Horizontal Minichannel. *Energy Procedia*, 105, 4822–4827.
- Choi, K. Il, Pamitran, A.S., Oh, J.T., Saito, K., 2009. Pressure drop and heat transfer during two-phase flow vaporization of propane in horizontal smooth minichannels. *International Journal of Refrigeration*, 32(5), 837–845.
- Collier, J.G. and Thome, J.R., 1994. *Convective Boiling and Condensation*. 3rd Edition, Oxford, New York, 109-111.
- Cooper, M.G., 1984. Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling e a wide-ranging examination using reduced properties. *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, 16, 157-239.
- Cooper, M.G., 1984. Saturated nucleate pool boiling, a simple correlation. *Proc. of the 1st UK National Heat Transfer Conf., Int. Chem. Eng. Symp. Series*, 86(2), 785–793.
- Costa-patry, E. ve Thome J.R., 2012. Flow pattern-based flow boiling heat transfer model for microchannels. *International Journal of Refrigeration*, 36(2), 414–420.
- Del Col, D., Torresin, D. ve Cavallini, A., 2010. Heat transfer and pressure drop during condensation of the low GWP refrigerant R1234yf. *International Journal of Refrigeration*, 33(7), 1307–1318.
- Del Col, D., Bortolin, S., Torresin, D. ve Cavallini, A., 2013. Flow boiling of R1234yf in a 1 mm diameter channel. *International Journal of Refrigeration*, 36(2), 353–362.
- Diani, A., Mancin, S., Cavallini, A. ve Rossetto, L., 2016. Experimental investigation of R1234ze(E) flow boiling inside a 2.4 mm ID horizontal microfin tube. *International Journal of Refrigeration*, 69, 272–284.
- Diani, A., Mancin, S. ve Rossetto, L., 2014. R1234ze(E) flow boiling inside a 3.4 mm ID microfin tube. *International Journal of Refrigeration*, 47, 105–119.
- Fang, X., Zhou, Z. ve Wang, H., 2015. Heat transfer correlation for saturated flow boiling of water. *Applied Thermal Engineering*, 76, 147–156.
- Friedel, L., 1979. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow. In: *the European Two-phase Flow Group Meeting*, E2, Haziran, Ispra, Italy.

- Gao, W., Xu, X. ve Liang, X., 2017. Experimental study on the effect of orientation on flow boiling using R134a in a mini-channel evaporator. *Applied Thermal Engineering*, 121, 963–973.
- Gómez Marzoa, M., Ribatski, G. ve Thome, J.R., 2016. Experimental flow boiling heat transfer in a small polyimide channel. *Applied Thermal Engineering*, 103, 1324–1338.
- Gungor, E. ve Winterton, R.H.S., 1986. A general correlation for flow and annuli boiling in tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 29(3), 351–358.
- Hamdar, M., Zoughaib, A. ve Clodic, D., 2010. Flow boiling heat transfer and pressure drop of pure HFC-152a in a horizontal mini-channel. *International Journal of Refrigeration*, 33(3), 566–77.
- Hanafizadeh, P., Saidi, M.H., Nouri Gheimasi, A. ve Ghanbarzadeh, S., 2011. Experimental investigation of air-water, two-phase flow regimes in vertical mini pipe. *Scientia Iranica*, 18(4 B), 923–929.
- Hewitt, G. F. ve Roberts, D. N., 1969. Study of Two-Phase Flow Patterns by simultaneous X-ray and flash photography. Atomic Energy Research Establishment Harwell, AERE-M 2159, February 1969.
- Hewitt, G. F., 2007. Multiphase Flow in the Energy Industries. Internat. Global Energy Prize Scientific Conf., Imperial College, London, England, June 7.
- Hu, X., Lin, G., Cai, Y. ve Wen, D., 2011. Experimental study of flow boiling of FC-72 in parallel minichannels under sub-atmospheric pressure. *Applied Thermal Engineering*, 31(17–18), 3839–3853.
- Ide, H., Kariyasaki, A. ve Fukano, T., 2007. Fundamental data on the gas – liquid two-phase flow in minichannels. *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 519–530.
- Jige, D., Sagawa, K. ve Inoue, N., 2017. Effect of tube diameter on boiling heat transfer and flow characteristic of refrigerant R32 in horizontal small-diameter tubes. *International Journal of Refrigeration*, 76, 206–218.
- Jung, D.S., McLinden, M., Radermacher, R. and Didion, D., 1989. A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures, *Int J Heat Mass Transfer*, 32 (9), 1751-1764.
- Kandlikar, S. G., 2001. Two-phase flow patterns, pressure drop and heat transfer during boiling in mini-channel and micro-channel flow passages of compact evaporators. Proc. of the Third Internat. Conf. on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries, 1–6 July 2001, Davos, Begell House Inc., New York, 319–334.

- Kandlikar, S. G., 2002. Two-phase flow patterns, pressure drop, and heat transfer during boiling in minichannel flow passages of compact evaporators. *Heat Transfer Engineering*, 23(1), 5–23.
- Kandlikar, S. G. and Grande, W. J., 2003. Evolution of microchannel flow passages—Thermohydraulic performance and fabrication technology. *Heat Trans. Eng.*, 25(1), 3–17.
- Kandlikar, G.S ve Steinke, M.E., 2003. Predicting heat transfer during flow boiling in microchannels and minichannels. First International Conference on Microchannels and Minichannels, April 24-25, Rochester, New York, 1–6.
- Kandlikar, S.G. and Steinke M.E., 2003. Predicting Heat Transfer During Flow Boiling in Minichannels and Microchannels. ASHRAE Annual Meeting, 24-29 January, Chicago.
- Kanizawa, F.T., Tibiriçá, C.B. ve Ribatski, G., 2016. Heat transfer during convective boiling inside microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 93, 566–83.
- Kew, P. A., Cornwell, K., 1997. Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels. *Applied Thermal Engineering*, 17(8–10), 705–715.
- Kızılcaoğlu, S., 2018. Periyodik Daralan- Genişleyen Mini Kanalda Kaynama Davranışının İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Çorum.
- Kim, S. M., Mudawar, I., 2013. Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels – Part II. Two-phase heat transfer coefficient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 64, 1239–1256.
- Kim, S.M. ve Mudawar, I., 2013a. Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini / micro-channels – Part II . Two-phase heat transfer coefficient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 64,1239–1256.
- Kim, S.M. ve Mudawar, I., 2013b. Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for mini / micro-channel saturated flow boiling”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 58(1–2), 718–734.
- Kim, T., Song, Y.J., Al-Yahia, O.S. ve Jo, D., 2018. Prediction of the minimum point of the pressure drop in a narrow rectangular channel under a transversely non-uniform heat flux. *Annals of Nuclear Energy*, 122, 163–174.
- Kline, S.J., McClintock, F.A., 1953. Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical engineering*.

- Kuang, Y. W., Wang, W., Zhuan, R. ve Yi, C. C., 2015. Simulation of boiling flow in evaporator of separate type heat pipe with low heat flux. *Annals of Nuclear Energy*, 75, 158–167.
- Kuang Y.W., Wang, W., Miao, J.Y., Yu, X.G., Zhang H.X., Zhuan, R., 2016. Flow boiling of ammonia and flow instabilities in mini-channels. *Applied Thermal Engineering*, 113, 831–842.
- Kundu, A, Kumar, R. ve Gupta, A., 2014. Comparative experimental study on flow boiling heat transfer characteristics of pure and mixed refrigerants. *Energy Economics*, 45, 136–147.
- Lazarek, G.M ve Black, S.M., 1982. Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 25, 945–960.
- Liu, Z. ve Winterton, R.H.S., 1991. A general correlation for saturated and sub cooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling correlation, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 34, 2759–2766.
- Lu, Q., Chen, D., Li, C., He, X., 2017. Experimental investigation on flow boiling heat transfer in conventional and mini vertical channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 107, 225–243.
- Mandhane J. M., Gregory G.A ve Aziz K., 1974. A flow pattern map for gas- liquid flow in horizontal pipes. *Chem. Eng. Prog.* 45, 39-48.
- Maqbool, M.H., Palm, B. ve Khodabandeh, R., 2013. Investigation of two phase heat transfer and pressure drop of propane in a vertical circular minichannel. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 46, 120–130.
- Mehendale, S. S., Jacobi, A. M. ve Shan, R. K., 2000. Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design. *Appl. Mech. Rev.*, 53(7),175–193.
- Mishima, K. ve Hibiki, T., 1996. Some characteristics of air- water two phase flow in small diameter vertical tubes. *Int. J. Multiphase Flow* 22 (4), 703-712.
- Mohammad. M, Shah, P. E., 1982. Chart correlation for saturated boiling heat transfer : Equations and further study. *ASHRAE Transactions*, 88(1), 185–196.
- Mortada, S., Zoughaib, A., Arzano-Daurelle, C. ve Clodic, D., 2012. Boiling heat transfer and pressure drop of R-134a and R-1234yf in minichannels for low mass fluxes. *International Journal of Refrigeration*, 35(4), 962–973.
- Müller-Steinhagen, H. ve Heck, K., 1986. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow pipes, *Chem. Eng. Process*, 20, 297–308.

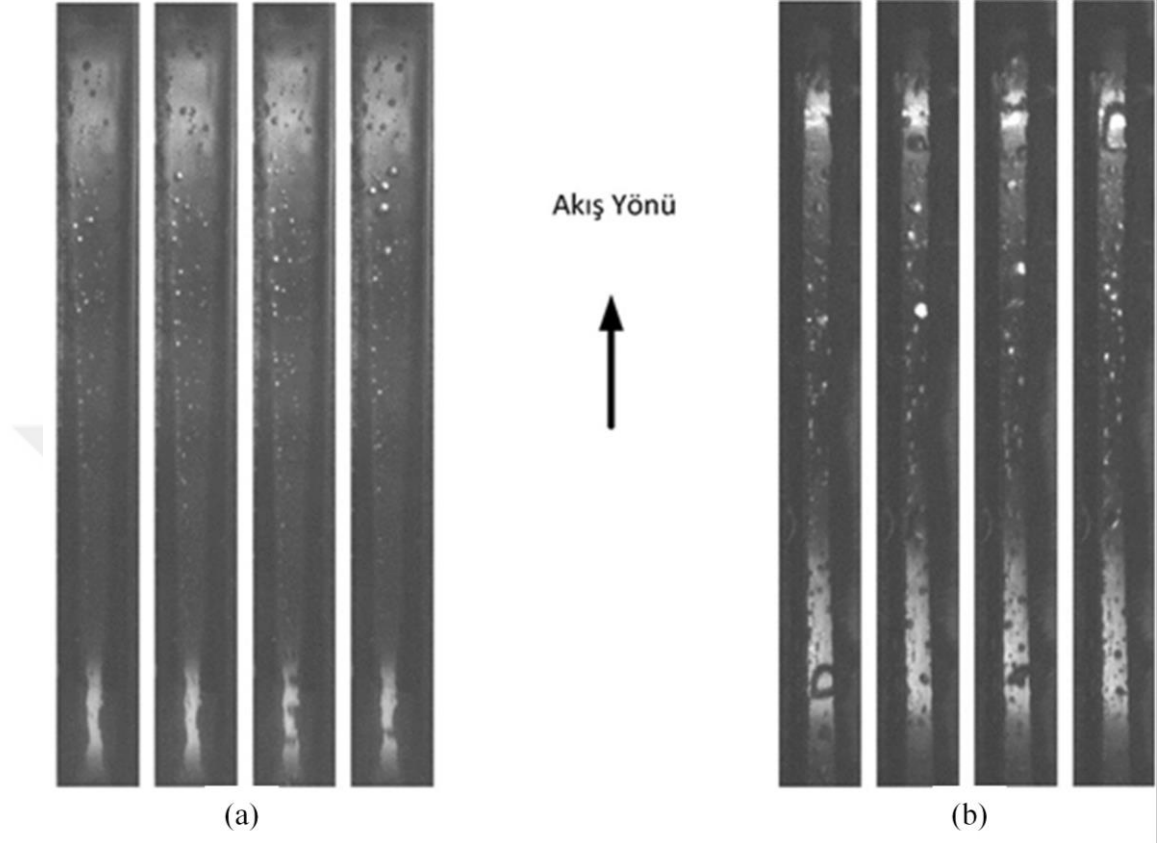
- Oh, J. T., Pamitran, A. S., Choi, K. I. ve Hrnjak, P., 2011. Experimental Investigation on Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer of Five Refrigerants in Horizontal Small Tubes of 0.5, 1.5 and 3.0 mm Inner Diameters. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9-10), 2080-2088.
- Ong, C.L. ve Thome, J.R., 2011a. Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1 – Two-phase flow patterns and film thickness measurements. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(1), 37–47.
- Ong, C. L. ve Thome, J.R., 2011b. Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 2 – Flow boiling heat transfer and critical heat flux. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(6), 873–886.
- Ozer, A.B., Oncel, A.F., Hollingsworth, D.K. ve Witte, L.C., 2011. A method of concurrent thermographic-photographic visualization of flow boiling in a minichannel. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(8), 1522–1529.
- Padovan, A., Del Col, D. ve Rossetto, L., 2011. Experimental study on flow boiling of R134a and R410A in a horizontal microfin tube at high saturation temperatures. *Applied Thermal Engineering*, 31(17–18), 3814–3826.
- Pamitran, A. S., Choi, K.II., Oh, J.T. ve Oh, H.K., 2007. Forced convective boiling heat transfer of R-410A in horizontal minichannels. *International Journal of Refrigeration*, 30(1), 155–165.
- Pamitran, A.S., Choi, K.II., Oh, J.T. ve Park, K.W., 2009. Two-phase flow heat transfer of propane vaporization in horizontal minichannels. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 23(3), 599–606.
- Piasecka, M., 2015. Impact of selected parameters on refrigerant flow boiling heat transfer and pressure drop in minichannels. *International Journal of Refrigeration*, 56, 198–212.
- Piasecka, M. ve Maciejewska, B., 2012. The study of boiling heat transfer in vertically and horizontally oriented rectangular minichannels and the solution to the inverse heat transfer problem with the use of the Beck method and Trefftz functions. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 38, 19–32.
- Sardeshpande, M. V., Ranade, V. V., 2013. Two-phase flow boiling in small channels: A brief review. *Sadhana - Academy Proceedings in Engineering Sciences*, 38(6), 1083–1126.
- Sempértegui-Tapia, D.F. ve Ribatski, G., 2017. The effect of the cross-sectional geometry on saturated flow boiling heat transfer in horizontal micro-scale channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 89(February), 98–109.

- Shiferaw, D. Karayiannis, T.G. ve Kenning, D.B.R., 2009. Flow boiling in a 1.1 mm tube with R134a: Experimental results and comparison with model. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(2), 331–341.
- Shah, M. M., 1988. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. *ASHRAE Trans* 2673, 185–196.
- Stephan, K. ve Abdelsalam, M., 1980. Heat-transfer correlations for natural convection boiling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 23, 73-87.
- Sun, L. ve Mishima, K., 2009. An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(23–24), 5323–5329.
- Taitel, Y. ve Dukler, A.E., 1976. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. *AIChE J*, 22, 47–55.
- Taitel, Y 1990 Flow pattern transition in two phase flow, Keynote lecture, In: 9th Internat. Heat Transfer Conf., Jerusalem, Israel, 19–24 August 1990, pp. 237–254.
- Thiangtham, P., Keepaiboon, C., Kiatpachai, P., Asirvatham, L.G., Mahian, O., Dalkilic, A.S ve Wongwises, S., 2016. An experimental study on two-phase flow patterns and heat transfer characteristics during boiling of R134a flowing through a multimicrochannel heat sink, *Int. J. Heat Mass Transf*, 98, 390–400.
- Thome, J. R., Dupont, V. ve Jacobi, A.M., 2004. Heat transfer model for evaporation in microchannels . Part I : presentation of the model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 3375–3385.
- Tran, T. N., Wambsganss, W. ve France, D.M., 1996. Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants. *International Journal of Multiphase Flow*, 22(3), 485–498.
- Triplett, K.A., Ghiaasiaan, S.M., Abdei-Khalik, S.I. ve Sadowski D.L., 1999. Gas-liquid two phase flow in micro-channels, Part 1: two phase flow patterns. *Int. J. Multiphase Flow*, 25, 377–394.
- Tsoi, V., Chang, S.W., Chiang, K.F. ve Huang, C.C., 2011. Thermal performance of plate-type loop thermosyphon at sub-atmospheric pressures. *Applied Thermal Engineering*, 31(14–15), 2556–2567.
- Vakili-Farahani, F., Agostini, B. ve Thome, J.R., 2013. Experimental study on flow boiling heat transfer of multiport tubes with R245fa and R1234ze(E). *International Journal of Refrigeration*, 36(2), 335–352.

- Vlasie, C., Macchi, H., Guilpart, J. ve Agostini, B., 2004. Flow boiling in small diameter channels. *International Journal of Refrigeration*, 27, 191–201.
- Wang, C. C., Chiang, C.S. ve Lu, D.C., 1997. Visual Observation of Two-Phase Flow Pattern of R-22, R-134a, and R-407C in a 6.5-mm Smooth Tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 15(4), 395–405.
- Wojtan, L., Ursenbacher, T. ve Thome, J.R., 2005. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I - A new diabatic two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(14), 2955–2969.
- Yang, Z., Gong, Chen, G., Zou, X. ve Shen, J., 2017. Two-phase flow patterns, heat transfer and pressure drop characteristics of R600a during flow boiling inside a horizontal tube. *Applied Thermal Engineering*, 120, 654–671.
- Yin, X., Cao, F., Shu, P. ve Wang, X., 2018. Experimental investigation on the performance of a novel single-driving integrated pump and compressor system for electronic cooling. *International Journal of Refrigeration*, 87, 154–163.
- Yu, J., Momoki, S. ve Koyama, S., 1999. Experimental study of surface effect on flow boiling heat transfer in horizontal smooth tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42(10), 1909–1918.
- Yunos, Y.M., Rosli, M.A., Mohd-Ghazali, N. ve Pamitran, A.S., 2016. Performance of natural refrigerants in two phase flow. *Jurnal Teknologi*, 78(9–2), 77–83.
- Zhao, Y., Liang, Y., Sun, Y. ve Chen, J., 2012. Development of a mini-channel evaporator model using R1234yf as working fluid. *International Journal of Refrigeration*, 35(8), 2166–2178.

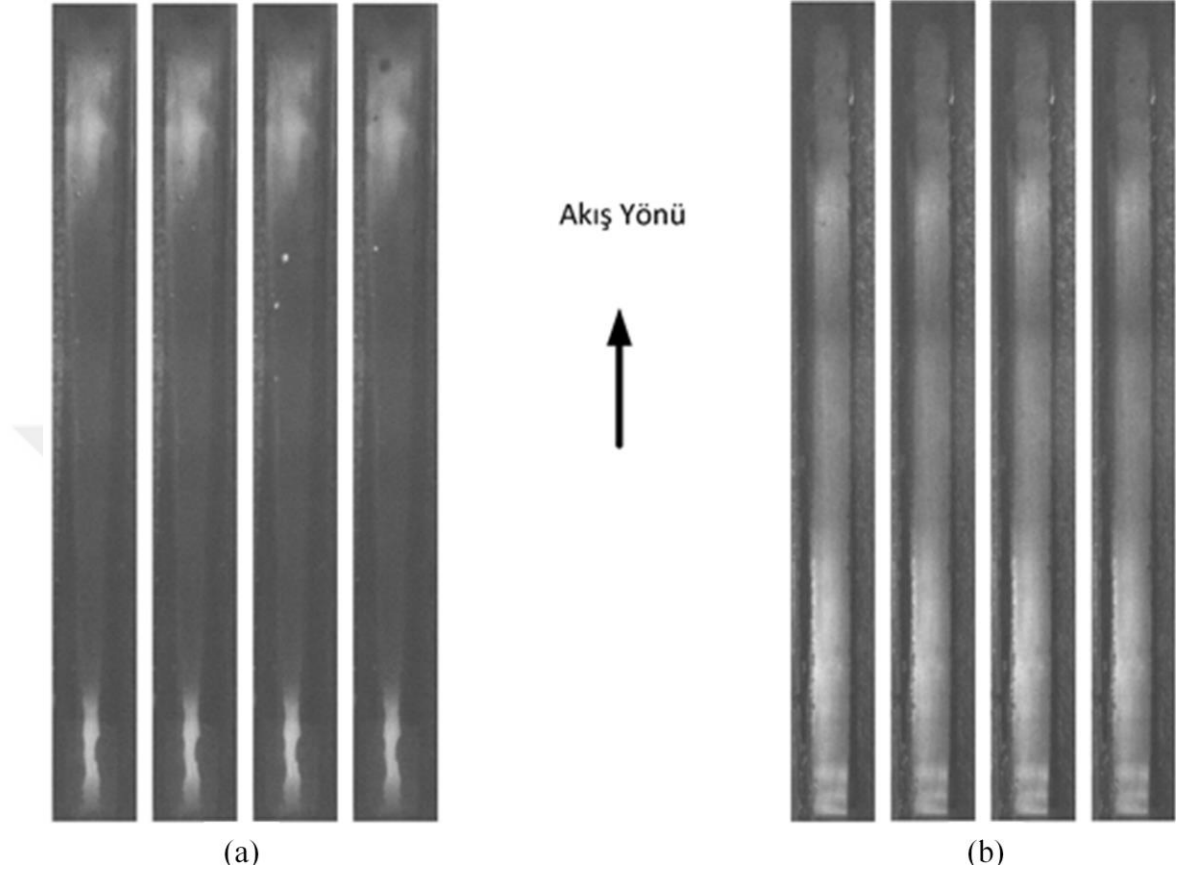
EKLER

EK-1 Farklı debi ve ısı akılarındaki akış görüntüleri



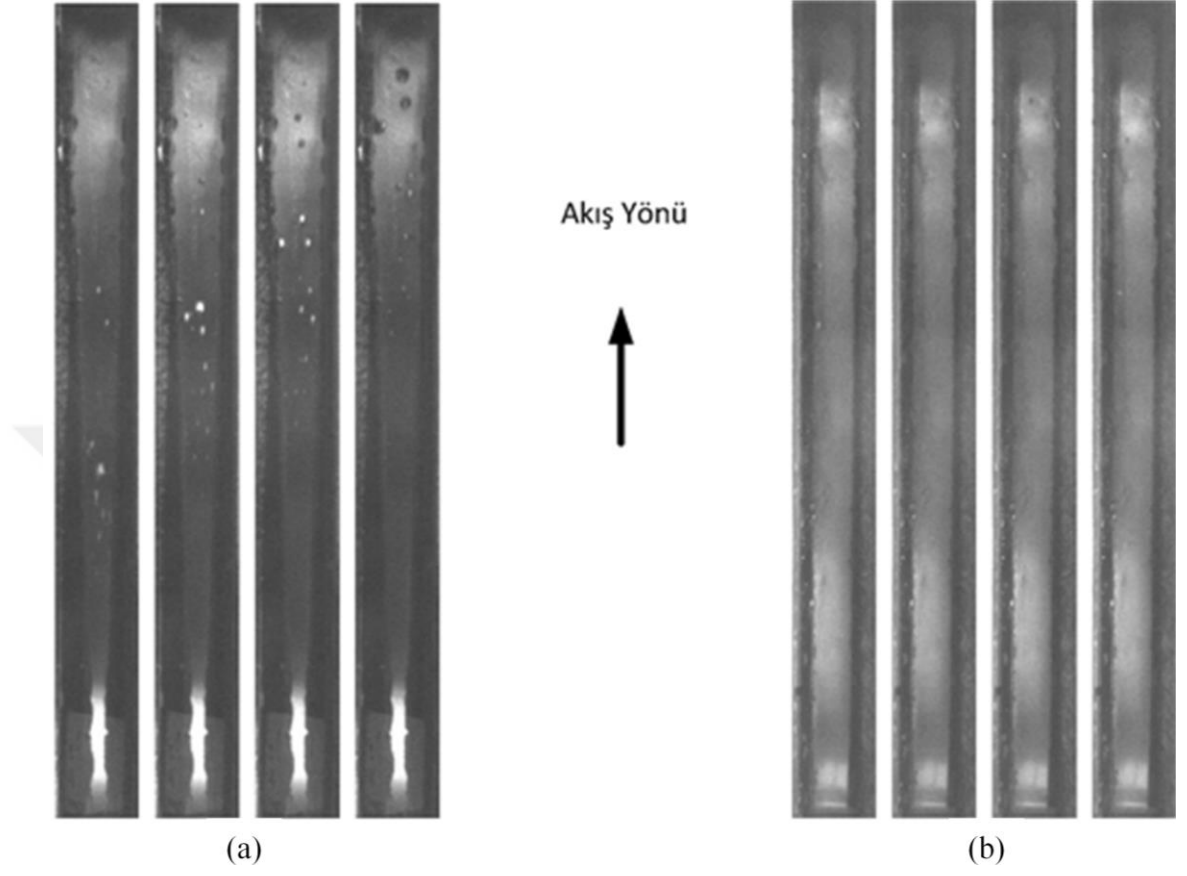
Resim E1.1. $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=1,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q\approx 76,27 \text{ kW/m}^2$ (38W)'de akış görüntüsü
(a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal

EK-1 (Devam) Farklı debi ve ısı akılarındaki akış görüntüleri



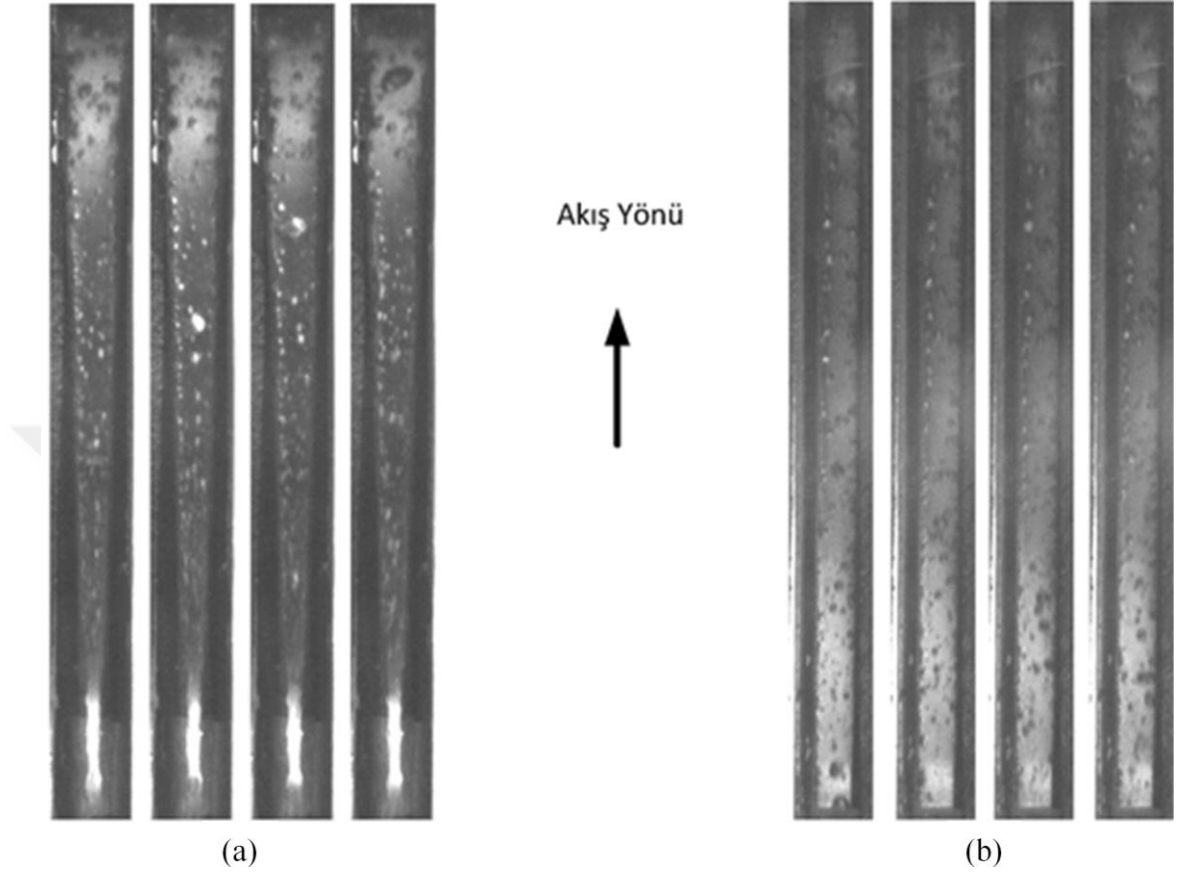
Resim E1.2. $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=1,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 76,27 \text{ kW/m}^2$ (38W)'de akış görüntüsü
(a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal

EK-1 (Devam) Farklı debi ve ısı akılarındaki akış görüntüleri



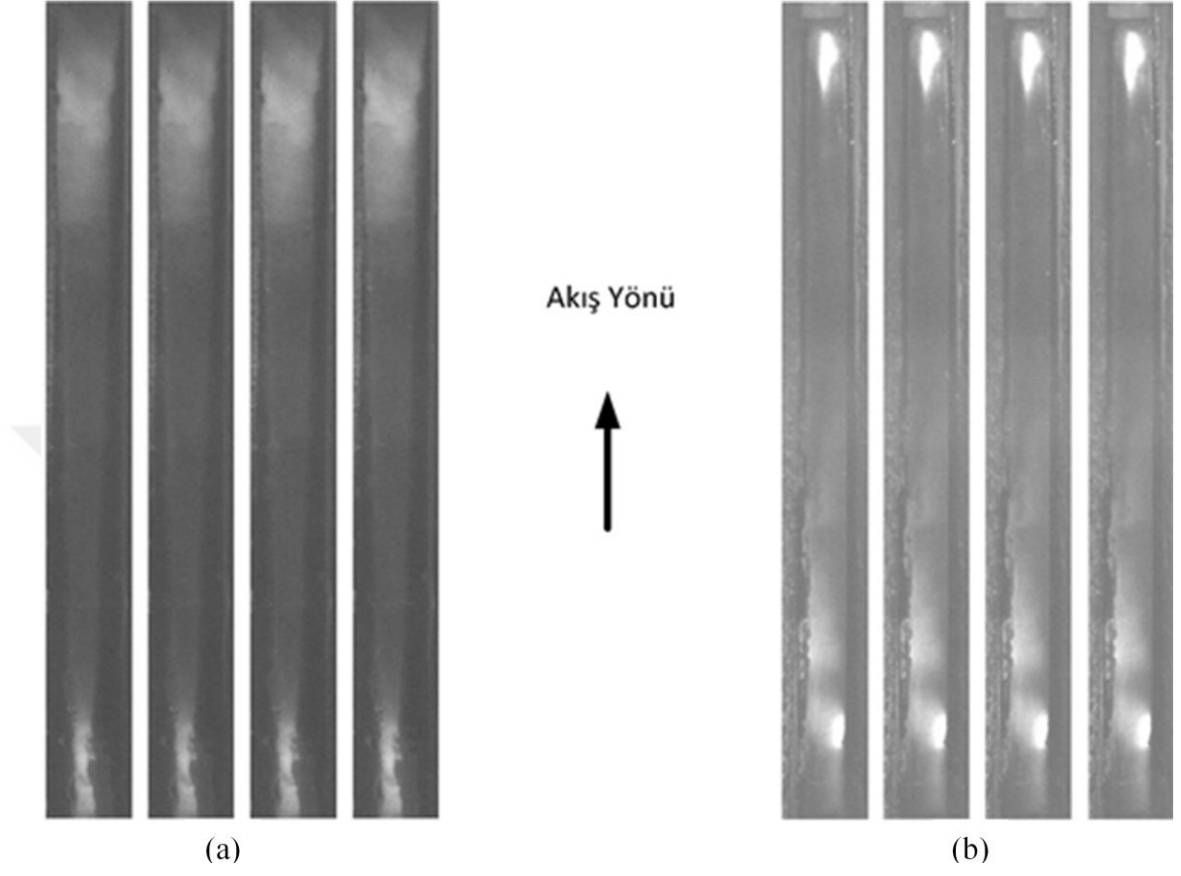
Resim E1.3. $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=1,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 80 \text{ kW/m}^2$ (44W)'de akış görüntüsü (a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal

EK-1 (Devam) Farklı debi ve ısı akılarındaki akış görüntüleri



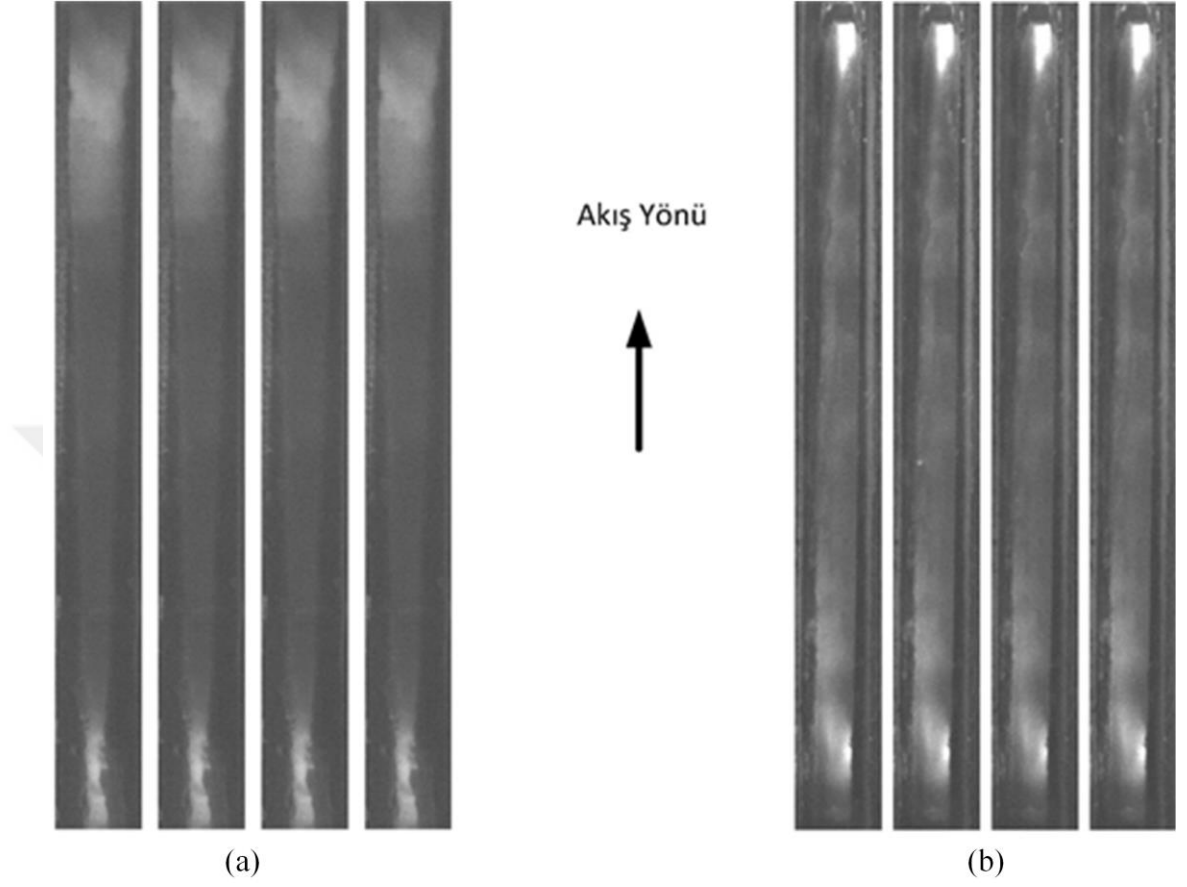
Resim E1.4. $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=1,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 245 \text{ kW/m}^2$ (122 W)'de akış görüntüsü
(a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal

EK-1 (Devam) Farklı debi ve ısı akılarındaki akış görüntüleri



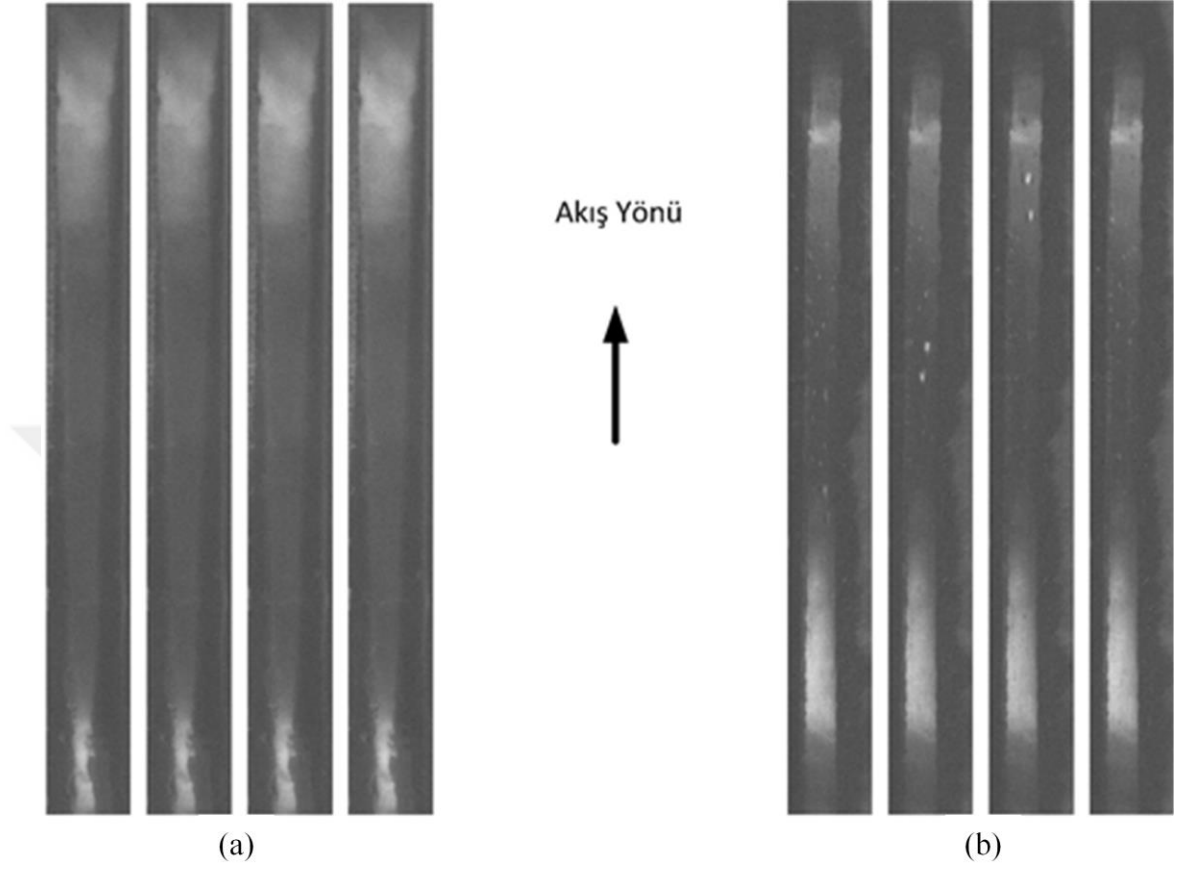
Resim E1.5. $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=4,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q\cong 48 \text{ kW/m}^2$ (24 W)'de akış görüntüsü
(a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal

EK-1 (Devam) Farklı debi ve ısı akılarındaki akış görüntüleri



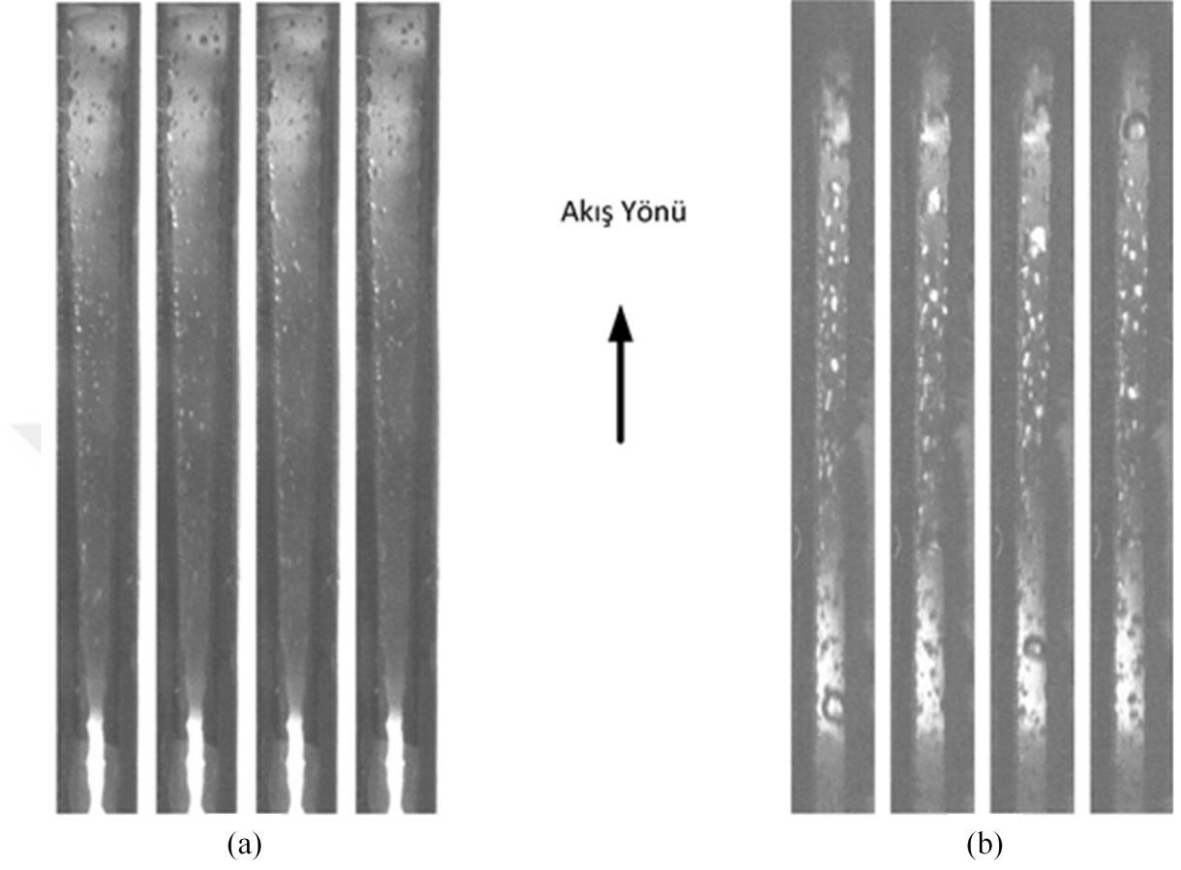
Resim E1.6. $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=4,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 74 \text{ kW/m}^2$ (36 W)'de akış görüntüsü
(a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal

EK-1 (Devam) Farklı debi ve ısı akılarındaki akış görüntüleri



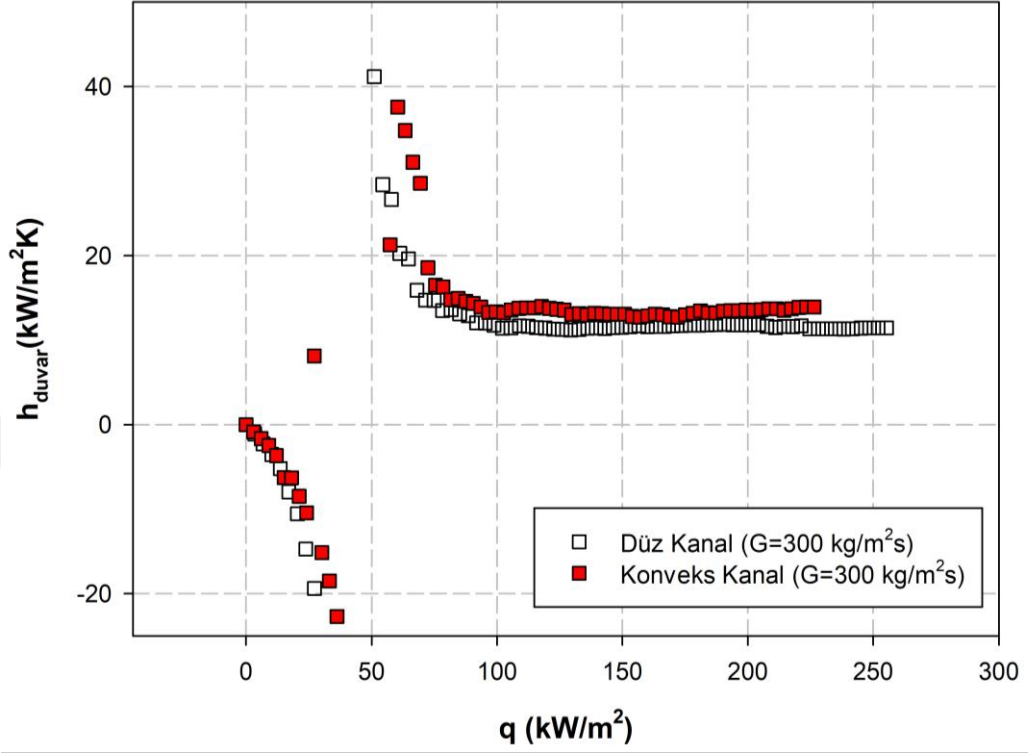
Resim E1.7. $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=4,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \cong 127 \text{ kW/m}^2$ (50 W)'de akış görüntüsü
(a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal

EK-1 (Devam) Farklı debi ve ısı akılarındaki akış görüntüleri



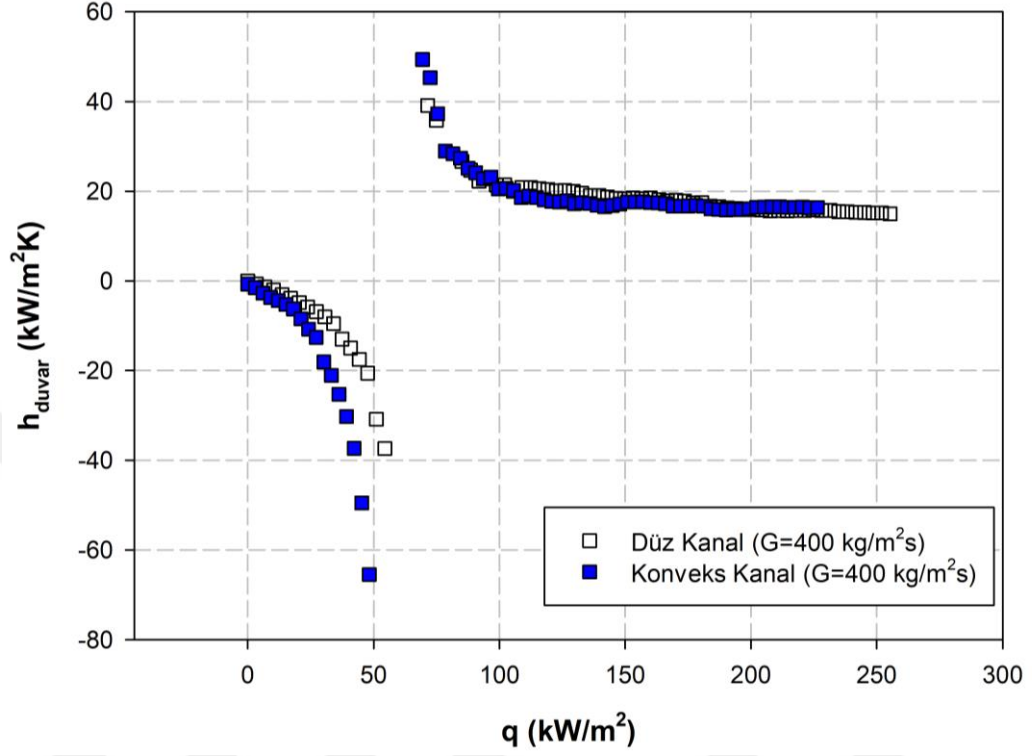
Resim E1.8. $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T=4,15 \text{ }^\circ\text{C}$, $q \approx 217 \text{ kW/m}^2$ (108 W)'de akış görüntüsü
(a) Konveks Kanal, (b) Düz Kanal

EK-2 Deneyler sonucu elde edilen diğer h - q ve q - ΔT grafikleri



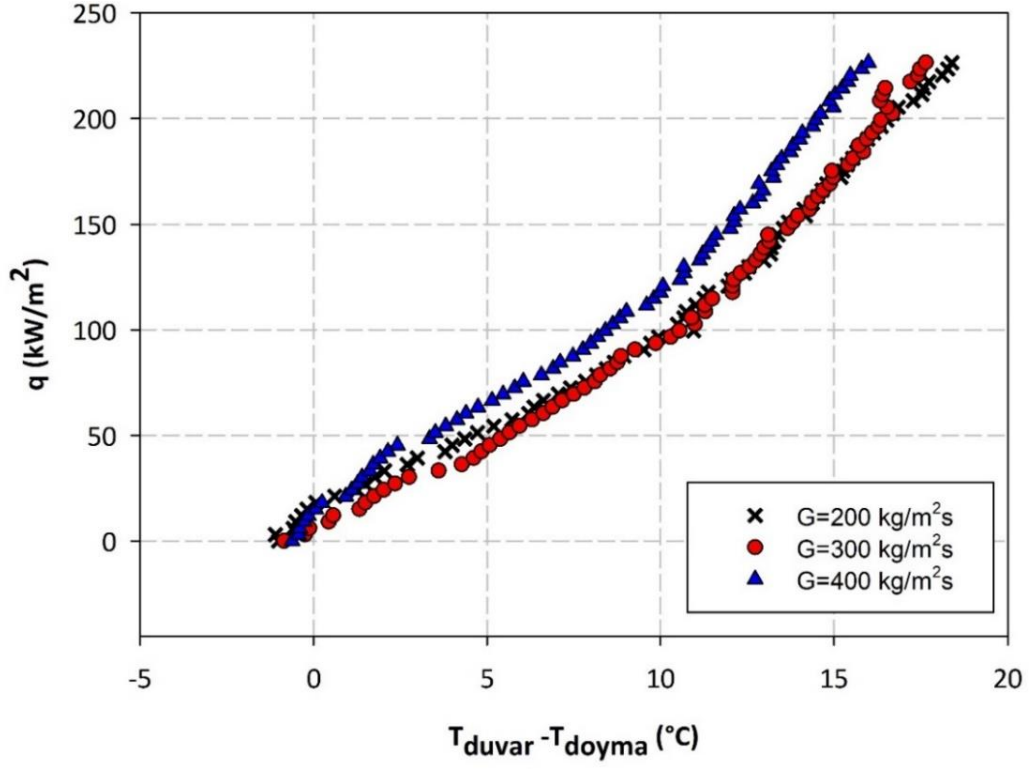
Şekil E2.1. $\Delta T=4,15$ °C için konveks ve düz mini kanalda yüzey taşınım katsayısının ısı akısına göre değişiminin karşılaştırılması

EK-2 (Devam) Deneyler sonucu elde edilen diğer h - q ve q - ΔT grafikleri



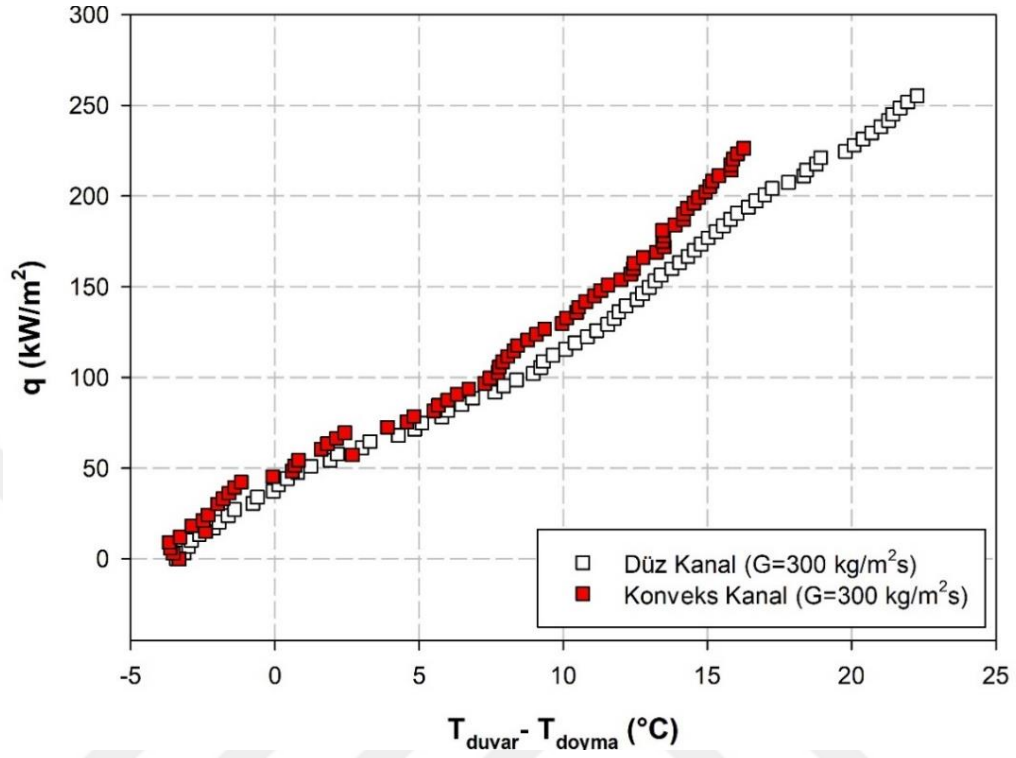
Şekil E2.2. $\Delta T=4,15$ °C için konveks ve düz mini kanalda yüzey taşınım katsayısının ısı akısına göre değişiminin karşılaştırılması

EK-2 (Devam) Deneyler sonucu elde edilen diğer h-q ve q- ΔT grafikleri



Şekil E2.1. $\Delta T=1,15$ °C'de konveks kanal için farklı kütle akımlarındaki ısı akısının çıkış duvar sıcaklık farkı ile değişimi

EK-2 (Devam) Deneylem sonucu elde edilen diğer h-q ve q- ΔT grafikleri



Şekil E2.4. $\Delta T=4,15$ °C için farklı kütle akımlarındaki ısı akısının, çıkış duvar sıcaklığı farkı ile değişiminin kanal karşılaştırması

ÖZ GEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : DAŞDAN, Esra
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 26.04.1987- Seyhan
Medeni hali : Evli
Telefon : 0 (554) 739 10 39
e-Posta : esrasahin@hitit.edu.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Hitit Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	2010
Lise	Çorum Anadolu Lisesi	2005

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2014-Halen	Hitit Üniversitesi	Öğretim Görevlisi
2012-2014	Atatürk Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce