

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KANATÇIKLI MİNİKANALDA ISI TRANSFERİ VE BASINÇ  
DÜŞÜMÜNÜN DENEYSEL ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
**Berk ÇEVİRİM**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Sadık KAKAÇ**

**NİSAN 2017**

Fen Bilimleri Enstitü Onayı

.....  
**Prof. Dr. Osman EROĞUL**  
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

.....  
**Doç. Dr. Murat Kadri Aktaş**  
Anabilim Dalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 131511031 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Berk ÇEVİRİM**'in ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**KANATÇIKLI MİNİKANALDA ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜNÜN DENEYSEL ANALİZİ**” başlıklı tez **10.04.2017** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri üyeleri tarafından kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı:** **Prof. Dr. Sadık KAKAÇ** .....  
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

**Eş Danışman:** **Doç. Dr. Almila GÜVENÇ YAZICIOĞLU** .....  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri:** **Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU (Başkan)** .....  
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

**Doç. Dr. Selin ARADAĞ** .....  
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

**Doç. Dr. Tuba OKUTUCU ÖZYURT** .....  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

## TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Berk ÇEVİRİM

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### KANATÇIKLI MİNİKANALDA ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜNÜN DENEYSEL ANALİZİ

Berk ÇEVRİM

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Sadık KAKAÇ

Tarih: Nisan 2017

Küçük ölçekli kanallar yüksek ısı transferi oranları nedeniyle, özellikle ısı değiştirgeçlerinde, son 30 yıldır popüler bir çalışma alanı olmuştur. Bu çalışmada, dikdörtgen kesit alanına sahip bir kanatçıklı, çoklu girişli minikanalda akış ve ısı transferi karakteristikleri sabit ısı akısı sınır koşulu altında deneysel olarak incelenmiştir. Uzunluğu 638 mm olan minikanal, genişliği 2.10 mm ve yüksekliği 5.85 mm olan 14'ü birbirine eşit girişten oluşan 16 tane kanalcık bulundurmaktadır. Kanalın uç taraflarında bulunan iki kanalcık ise diğer kanalcık girişleriyle özdeş olarak düşünülmüştür. Çalışma akışkanı olarak deiyonize su kullanılmış ve Reynolds sayısı tek bir kanalcık içerisinde 75 ile 190 arasında değişmektedir. Yerel ısı transferi ve sürtünme katsayı değerlerini doğru bir şekilde değerlendirmek için çalışma akışkanının değişken termofiziksel özellikleri ve ısı giriş etkileri göz önünde bulundurulmuştur. Yerel Nusselt sayısının boyutsuz aksel ısı uzunluk ile değişimi, sürtünme faktörünün ve ortalama Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi ve duvar üzerindeki sıcaklık dağılımı, kanatçıklı minikanalın akış ve ısı transferi özelliklerinin çalışılması için değerlendirilmiştir. Deneysel sonuçlar teorik değerler ile karşılaştırılmış ve grafiksel olarak sunulmuştur. Son olarak, kanalın performans belirleme kriteri (PEC) değerleri belirlenmiş ve kanalın uygulanabilirliği

gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Taşınımlı ısı transferi, Çoklu girişli minikanal, Laminer akış



## **ABSTRACT**

Master of Science

### **EXPERIMENTAL ANALYSIS OF HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN A FINNED MINICHANNEL**

Berk ÇEVRİM

TOBB University of Economics and Technology  
Institute of Natural and Applied Sciences  
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Prof. Dr. Sadık KAKAÇ

Date: April 2017

Due to their high heat transfer rate, small scale channels have been a popular area of study for the past three decades, especially in heat exchanger research. In this study, fluid flow and heat transfer characteristics in a multi-port finned mini channel with a rectangular cross section was investigated experimentally under the constant heat flux boundary condition. The mini channel, which has a length of 638 mm, consists of 16 ports, 14 of which are identical finned rectangular channels with a width of 2.10 mm and a height of 5.85 mm, while the remaining two ports at the outer edges of the channel were considered to be identical with the other ports. Deionized water was used as the working fluid with Reynolds number ranging between 75 and 190 in a single port. In order to correctly evaluate local heat transfer and friction coefficient values, thermal entrance effects and varying thermo-physical properties of the working fluid were taken into consideration throughout the study. Local Nusselt number varying with dimensionless axial thermal length, friction factor and average Nusselt number values varying with Reynolds number, and temperature distribution along the wall were evaluated to study fluid flow and heat transfer properties of the finned mini channel. Experimental results were compared to theoretical values and presented

graphically. In conclusion, performance evaluation criteria values of the channel were determined to show it's applicability.

**Keywords:** Convective heat transfer, Multiport minichannel, Laminar flow



## TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren değerli danışman hocalarım Prof. Dr. Sadık KAKAÇ ve Doç. Dr. Almıla Güvenç YAZICIOğLU'na başta olmak üzere TOBB ETÜ Makine Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerine çok teşekkür ederim. Yüksek lisans eğitimim boyunca sağladığı burs için TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'ne de ayrıca teşekkür ederim.

Bu süreçte kahve molalarında fikir danıőtıęım, başta Onur ÖKTEM, Çağın GÜLENOğLU, Saeid RAHEIMPOUR, Ece ÖğE, Murat ÖğE ve yazmayı hatırlayamadığım TOBB ETÜ'deki kıymetli dostlarıma teşekkür ederim.

ODTÜ'de deneyler boyunca benimle laboratuvarında saatler harcayan Metin Bilgehan TURGAY'a ve hayatımda tanıştığım en değerli ve bilgili teknisyen olan Mustafa YALÇIN'a teşekkür ederim.

Son olarak, beni bu günlere getiren ve her daim yanımda olan Çevrim ve őehirlioęlu ailelerine ayrı ayrı teőekkürlerimi borç bilirim.



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

<b>TEZ BİLDİRİMİ</b> .....	<b>iii</b>
<b>ÖZET</b> .....	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>vi</b>
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	<b>viii</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>ix</b>
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	<b>xi</b>
<b>ÇİZELGE LİSTESİ</b> .....	<b>xii</b>
<b>KISALTMALAR</b> .....	<b>xiii</b>
<b>SEMBOL LİSTESİ</b> .....	<b>xiv</b>
<b>RESİM LİSTESİ</b> .....	<b>xvi</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1. Motivasyon .....	1
1.2. Ön bilgi .....	2
<b>2. LİTERATÜR TARAMASI</b> .....	<b>7</b>
2.1. Ölçek Etkileri .....	7
2.1.1. Giriş etkileri .....	8
2.1.2. Akışkanın aksel iletimi .....	10
2.1.3. Bütünleşik ısı transferi .....	11
2.1.4. Viskoz ısınma .....	13
2.1.5. Yüzey pürüzlülüğü etkileri .....	14
2.1.6. Sıcaklığa bağlı akışkan özellikleri .....	16
2.2. Yapılan Diğer Çalışmalar .....	16
2.3. Literatür Taraması Özeti .....	20
2.4. Tezin Amacı .....	21
<b>3. DENEY DÜZENEGİ</b> .....	<b>23</b>
3.1. Deney Tesisatı .....	23
3.1.1. Sabit sıcaklık banyosu ve bypas hattı .....	24
3.1.2. Dişli pompası .....	26
3.1.3. Rotametre .....	27
3.1.4. Dijital ölçüm cihazları .....	28
3.1.5. Güç kaynağı .....	29
3.1.6. Veri toplama ünitesi .....	30
3.2. Test Bölgesi .....	30
3.2.1. Minikanal .....	30
3.2.2. Manifoldlar .....	32
3.2.3. Isıtma katmanı .....	32
3.3. Deney Düzeneginin Hazırlanması .....	34

3.3.1. Deneysel metot .....	37
3.3.2. Kalibrasyon .....	38
3.3.2.1. Sıcaklık ölçerler .....	38
3.3.2.2. Rotametre .....	41
3.3.2.3. Fark basınç ölçer .....	41
<b>4. VERİ ANALİZİ.....</b>	<b>43</b>
4.1. Deney Koşulları.....	43
4.2. Artık Verilerin (outlier) Giderilmesi .....	46
4.2.1. Chauvenet kriteri .....	47
4.3. Tekrarlanabilirlik .....	48
4.4. Veri İndirgemesi .....	49
4.4.1. Hidrodinamik karakteristikler .....	49
4.4.2. Hidrodinamik korelasyon yöntemi.....	52
4.4.3. Isıl karakteristikler.....	52
4.4.3.1. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı.....	52
4.4.3.2. Yerel değerlerin ortalaması.....	53
4.4.4. Isıl korelasyon yöntemi .....	54
4.5. Belirsizlikler .....	55
<b>5. SONUÇLAR .....</b>	<b>57</b>
5.1. Hidrodinamik Sonuçlar.....	58
5.2. Isıl Sonuçlar.....	62
5.3. Performans Belirleme Kriteri .....	67
<b>6. DEĞERLENDİRME.....</b>	<b>71</b>
6.1. Gelecek Çalışmalar için Öneriler .....	72
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>75</b>
<b>EKLER.....</b>	<b>81</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>85</b>

## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1: (a) 2015 yılı enerji üretim yüzde değerleri (b) 2006-2015 yılları arasında üretilen enerjinin kaynaklara göre dağılımı [1]. .....	2
Şekil 1.2 : Farklı mikro kanal geometrileri için ölçülen sürtünme faktörü değerlerinin teorik değerler ile karşılaştırılması [9]. .....	6
Şekil 3.1 : Deney tesisatının şematik gösterimi. ....	23
Şekil 3.2 : (a) Giriş direnç sıcaklık algılayıcısı kalibrasyon (b) çıkış direnç sıcaklık algılayıcısı kalibrasyonu değerleri .....	40
Şekil 3.3 : Fark basınç ölçer kalibrasyon değerleri .....	42
Şekil 4.1 : Elektriksel gücün kanala aktarılan güce oranı .....	46
Şekil 4.2 : Dikdörtgen kesitli kanallarda daralma ve genişleme oranları [51] .....	50
Şekil 5.1 : Poiseuille sayısının Reynolds sayısına göre değişimi.....	60
Şekil 5.2 : 20 lt/h hacimsel debide basınç ölçüm değerleri.....	61
Şekil 5.3 (a) 3685 [W/m <sup>2</sup> ] (b) 5675 [W/m <sup>2</sup> ] ısı akısı için farklı Reynolds sayılarında duvar yüzey sıcaklık ölçüm verileri .....	63
Şekil 5.4 : Deneysel Nusselt sayılarının boyutsuz eksenel ısı uzunluğa göre değişimi.....	64
Şekil 5.5 : (a) Yerel değerlerin ortalaması (b) logaritmik ortalama sıcaklık farkı kullanılarak bulunan ortalama Nusselt sayısı değerleri .....	66
Şekil 5.6 : Kanalın performans belirleme kriteri değerlerinin Reynolds sayısına göre değişimi.....	68
Şekil Ek.1 : Manifold üst parça teknik resmi.....	82
Şekil Ek.2 : Manifold alt parça teknik resmi.....	83

## ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 1.1 : Hidrolik çapa göre kanal sınıflandırmaları .....	4
Çizelge 3.1 : Minikanalın geometrik ölçüleri .....	31
Çizelge 3.2 : Isılçift konumları.....	35
Çizelge 3.3 : Isıtma katmanındaki malzemelerin kalınlık ve ısı iletkenlik katsayıları .....	36
Çizelge 3.4 : Direnç sıcaklık algılayıcıları kalibrasyon değerleri .....	40
Çizelge 3.5 : Fark basınç ölçer kalibrasyon değerleri .....	42
Çizelge 4.1 : Deneysel parametreler ve değerleri .....	45
Çizelge 4.2 : Chauvenet kriteri [50].....	48
Çizelge 4.3 : 20 lt/h hacimsel debide tekrarlanabilirlik verileri.....	49
Çizelge 4.4 : Dikdörtgen kesitli kanalda tam gelişmiş akış için Poiseuille sayıları [52] .....	51
Çizelge 4.5 : Başlıca parametrelerin deneysel ve belirsizlik değerleri .....	56
Çizelge 5.1 : Ölçek etkilerine karşılık gelen teorik hesaplamalar.....	57
Çizelge 5.2 : (a) 3685 [W/m <sup>2</sup> ] (b) 5560 [W/m <sup>2</sup> ] için hidrodinamik gelişme uzunluğu değerleri .....	59
Çizelge 5.3 : Deneyler boyunca kanal çıkışında boyutsuz (a) 3685 [W/m <sup>2</sup> ] (b) 5560 [W/m <sup>2</sup> ] aksenal hidrodinamik uzunluk değerleri .....	59
Çizelge 5.4 : Deneysel Poiseuille sayılarının teorik veriler ile karşılaştırılması....	60
Çizelge 5.5 : (a) 3685 [W/m <sup>2</sup> ] (b) 5675 [W/m <sup>2</sup> ] ısı akısı için farklı Reynolds sayılarında duvar yüzey sıcaklık ölçüm verileri.....	62
Çizelge 5.6 : (a) 3685 [W/m <sup>2</sup> ] (b) 5675 [W/m <sup>2</sup> ] ısı akısı hesaplanan ortalama Nusselt sayıları ve hata oranı.....	67

## KISALTMALAR

Kısaltmalar	Açıklama
<b>HAD</b>	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
<b>LMTD</b>	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
<b>ODTÜ</b>	Orta Doğu Teknik Üniversitesi
<b>TOBB</b>	Türkiye Odalar ve Borsalar Birliği
<b>TOBB ETU</b>	Türkiye Odalar ve Borsalar Birliği Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

## SEMBOL LİSTESİ

Sembol	Açıklama
$a$	Kanatçık yüksekliği
$A$	Kesit alanı
$b$	Kanatçık genişliği
$Br$	Brinkman sayısı
$c$	İki giriş arasındaki duvar kalınlığı
$C_p$	Isıl kapasite
$d_{max}$	Kabul edilebilen maksimum sapma
$D_h$	Hidrolik çap
$e$	Bağlı pürüzlülük
$f$	Fanning sürtünme katsayısı
$G_z$	Graetz sayısı
$h$	Taşınım ile olan ısı transfer katsayısı
$H$	Yükseklik
$k$	Isıl iletim katsayısı
$K_c$	Sıkışma katsayısı
$K_e$	Genişleme katsayısı
$L$	Kanal uzunluğu
$L_h$	Hidrodinamik gelişme uzunluğu
$L_t$	Isıl gelişme uzunluğu
$\dot{m}$	Kütleli debi
$M$	Maranzana sayısı
$n$	Bir setteki veri sayısı
$Nu$	Nusselt sayısı
$\Delta p$	Basınç farkı
$P$	Islak çevre
$P_o$	Pouseuille sayısı
$Pr$	Prandtl sayısı
$Pe$	Peclet sayısı
$q_L$	Birim uzunluğa aktarılan ısı akısı
$q''$	Birim yüzey başına düşen ısı yükü
$\dot{Q}$	Isıl yük
$R$	Denklem
$Re$	Reynolds sayısı
$s$	Denklem katsayısı
$T$	Sıcaklık
$T_{LMTD}$	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
$u$	Hız

$\dot{V}$	Hacimsel debi
$w$	Genişlik
$x$	Değişken
$x_{\bar{o}}$	Ölçülen veri
$x^*$	Boyutsuz aksenal ısı uzunluk
$y$	R'ye bağlı değişken
$\alpha$	Yükseklik-genişlik oranı
$\alpha_c$	Genişlik-yükseklik oranı ( $1/\alpha$ )
$\Sigma$	Standart sapma
$\varepsilon$	Mutlak pürüzlülük
$\mu$	Dinamik viskozite
$\rho$	Yoğunluk
$\Omega$	Belirsizlik değeri
$\Phi$	Akışın herhangi bir termofiziksel özelliği

İndisler	Açıklama
$c$	Kanal
$C_p$	Sabit özellik
$f$	Akışkan
$Fd$	Tam gelişmiş
$Ht$	Isıtılan
$i$	Giriş
$m$	Ortalama
$o$	Çıkış
$p$	Kanalcık
$P_s$	Güç kaynağı
$Theo$	Teorik
$w$	Duvar
$x$	Yerel

## RESİM LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Resim 3.1 : Sabit sıcaklık banyosu. ....	25
Resim 3.2 : Boru içerisinde fazla kısılmadan dolayı oluşan kabarcıklar. ....	25
Resim 3.3 : Baypas hattı. ....	26
Resim 3.4 : Dişli pompası ..... 27	27
Resim 3.5 : Rotametre..... 28	28
Resim 3.6 : (a) Direnç sıcaklık algılayıcısı (b) ısıçift (c) fark basınç ölçer ..... 29	29
Resim 3.7 : (a) Veri toplama ünitesi (b) birinci güç kaynağı (c) ikinci güç kaynağı. 30	30
Resim 3.8 : Minikanal ön fotoğrafı ve kanalcık ölçüleri ..... 31	31
Resim 3.9 : Isıtma katmanı parçaları (üstten alta sırası ile tahta plaka, ısıtma sistemi, mika plaka)..... 34	34
Resim 3.10 : Isıçift konumları..... 35	35
Resim 3.11 Manifold montajı ..... 35	35
Resim 3.12: (a) Isıtma katmanı uygulanmış test bölgesi (b) ısıtma katmanındaki malzemeler ve konumları ..... 36	36
Resim 3.13 : Deney düzeneğinin son hali ..... 37	37
Resim 3.14 : Sıcaklık kalibrasyonları için kullanılan yağ banyosu ..... 39	39
Resim 3.15 : Fark basınç ölçer kalibrasyonu için kuralan düzenek..... 42	42



# 1. GİRİŞ

## 1.1. Motivasyon

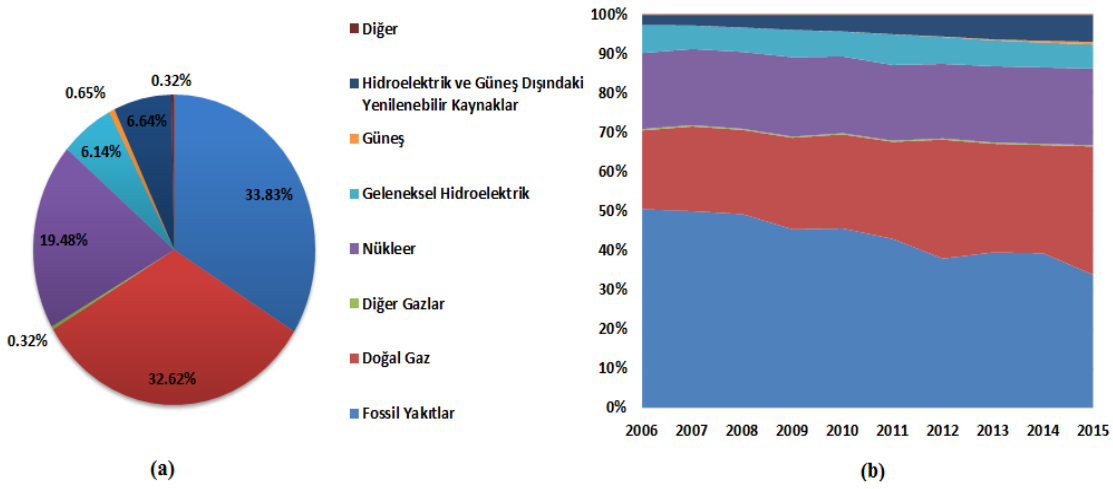
“Üniform sıcaklıktaki ısı enerjisi, bütün enerji türlerinin kaçınılmaz sonudur. Güneş ışığı ve kömürün gücü, elektrik gücü, su gücü, rüzgarlar ve dalgalar dünyada işlerini yaparlar ve hepsi en sonunda keyifli moleküler dansı hızlandırmak için birleşirler” demiştir Frederick Soddy.

Isı transferi, teknolojik alanlarda ve hatta günlük yaşamımızda karşımıza çıkan önemli bir olgudur. Toplum, ısı transferi uygulamalarından büyük ölçüde yararlanır. En basit şekilde örnek verecek olursak bir konutun içerisinde ocakta yanan doğalgazdan ampulün yaydığı ısıya, bilgisayar parçalarının soğutulmasından buzdolabındaki soğutma sistemine, iklimlendirme sistemlerinden bina dışarısındaki yalıtıma kadar her türlü sistem ısı transferi uygulamasına bir örnektir.

Elektrik üretiminde genel olarak fosil yakıtlar kullanılmaktadır. Fosil yakıtların yakılmasından dolayı ortaya çıkan atık ısı ve emisyon gazları nedeniyle küresel ısınma artmaktadır. Buna bağlı olarak, bilim adamları fosil yakıtlar nedeniyle oluşan kirliliği azaltmak için alternatif metotlar üzerine araştırmalar yapmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynakları bir çözüm olarak görülmektedir. Ancak, şu anki mevcut durumda, Şekil 1.1’de görüldüğü üzere, her ne kadar fosil yakıt tüketimi son yıllarda azaltılıp yenilenebilir enerji kaynakları kullanılmaya çalışılsa da yenilenebilir enerji teknolojisi fosil yakıt teknolojisine göre, gerek kurulumundan çalışır hale getirilene kadarki süreç, gerek araştırma faaliyetleri kapsamında harcanan sermaye bakımından daha pahalı olup, fosil yakıt teknolojisi ile yarışmamaktadır [1].

İkinci bir çözüm olarak, bir yandan yenilenebilir enerji teknolojisi geliştirilirken, mevcut sistemlerin iyileştirilmesi ve yeni kurulan sistemlerin daha verimli hale getirilmesi adına çalışmalar yapılmaktadır. Bu sistemlerin yenilenmesi ve daha verimli hale getirilmesi, elektrik üretirken daha az yakıt tüketimine, geri kazanım ünitelerinde daha fazla ısı çekilmesine veya üretilen elektriğin kullanılmasından dolayı fazla ısınan

sistemlerin tasarım sıcaklıklarında çalışması için soğutma hızının artırılmasına olanak sağlar.



Şekil 1.1: (a) 2015 yılı enerji üretim yüzde değerleri (b) 2006-2015 yılları arasında üretilen enerjinin kaynaklara göre dağılımı [1].

Yukarıda bahsi geçen nedenler göz önüne alınarak sistemlerin performanslarının belirlenerek uygulanabilirliklerinin görülmesi gerekmektedir ve buna bağlı olarak bu sistemlerin performanslarının belirlenmesi için deneysel analizlerinin yapılması esastır. Böylelikle tasarlanmış olan sistemler fiziksel dünya şartlarında denenerek verimleri görülebilir.

ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü Isı Transferi Laboratuvarında hali hazırda mevcut çoklu girişli mikro ve minikanallar bulunmaktadır. Bu kanallar ısı değiştirgeci ve soğutucu sistemlerin tasarımlarında sıkça kullanılmaktadır. Önceden analiz edilmemiş mevcut bir minikanalın ısıl-hidro dinamik performansını incelemek amacıyla bir deney düzeneği kurulmuş ve sanayi uygulamalarında kullanılmak üzere deneysel sonuçları incelenmiştir.

## 1.2. Önbilgi

Bilgisayar bilimi ve makine teknolojisindeki gelişmeler nedeniyle, özellikle soğutma uygulamalarında gün geçtikçe daha yüksek ısı transferi oranları bulunmaktadır. Çalışma sıcaklıklarının üzerinde çalışan sistemlerde, yüksek ısı miktarlarıyla artan sıcaklıklar sonucunda sistem parçalarında ısıl yorulmalar meydana gelir ve sistem ya hasar görür ya da sistemin verimi düşer. Bu tür sistemler, bir çeşit ısı değiştirgeci olarak farz edilebilir. Günümüzde üç ana soğutma tipi olarak yoğunlaşarak, zorlanmış

taşınım ve doğal taşınım soğutma yöntemleri kullanılır. Yoğuşarak soğutmaya göre daha az ısı transferi oranına sahip olsa da uygulanabilirliği kolay olduğundan dolayı zorlanmış taşınım ile çalışan sistemler genel olarak daha fazla kullanılmaktadır. Bu tür sistemlerde bir akışkan, fan veya pompa gibi bir turbo makine ile basınçlandırılarak belirli bir bölgeden akması sağlanır. Bu süreçte harcanan enerji ile ısı transferi arasındaki oran, sistemin performansının bir ölçüsüdür.

Kanal içerisinde ısı ve hidrodinamik hesaplamalarda karşımıza çıkan hidrolik çap önemli bir parametre olup akışın etkinliğinin bir göstergesidir. Hidrolik çap, alınan bir kesit alanının, akışkanın kapladığı alanın duvar ile temas ettiği uzunluğa (çevrel uzunluk) oranı şeklinde hesaplanır. Günümüzde kullanılan ısı transferi sistemlerde bulunan kanalların hidrolik çapları mikrometreden metre mertebesine kadar değişiklik gösterir. Hidrolik çap, matematiksel olarak denklem (1.1)'deki gibi ifade edilir.

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (1.1)$$

Kanal boyutlarının küçülmesi, hidrolik çapın küçülmesine neden olur. Böylelikle, kanalın birim metre başına uzayda kapladığı yer azalırken, ısı transfer alanı da azalır. Ancak, alan uzunluğun karesi ile ve hacim uzunluğun küpü ile orantılı olduğundan hacimde daha büyük bir azalma olur. Böylece, kompaktlık artar. Bunu göz önünde bulundurarak, Kandlikar [2] ve Mehendele [3] hidrolik çap boyutuna göre kanallarda sınıflandırmalar yapmışlardır. Çizelge 1.1'de görüldüğü üzere kanal isimlendirmeleri farklı olmasına karşın, boyut aralıkları neredeyse birbiriyle uyumaktadır. Bunun nedeni ise Kandlikar, boyutlandırmasını yalnızca kanal bazlı yaparken; Mehendele boyutlandırmasını ısı değiştirgeçleri bazlı yapmıştır. Literatürde her iki araştırmacının da sınıflandırma şekli kullanılmaktadır ancak bu çalışma boyunca Kandlikarın yaptığı sınıflandırma baz alınmıştır.

Bir kanalın hidrodinamik performansı (bir başka deyişle harcanılan enerjiye karşılık gelen basınç düşümü) ve ısı performansı, kanalın hidrolik çapı ile bağıntılıdır. Bir kanal içerisinde birim uzunluğa düşen basınç kaybı ve ortalama ısı transferi katsayısı sıkıştırılmaz akışkan için, sırasıyla, denklem (1.2) ve denklem (1.3)'teki gibidir [4].

Çizelge 1.1 : Hidrolik çapa göre kanal sınıflandırmaları.

Kandlikar [2]		Mehendele [3]	
Geleneksel kanallar	$D_h > 3 \text{ mm}$	Geleneksel kanallar	$D_h > 6 \text{ mm}$
Minikanallar	$3 \text{ mm} \geq D_h > 200 \text{ } \mu\text{m}$	Kompakt kanallar	$6 \text{ mm} \geq D_h > 1 \text{ mm}$
Mikro kanallar	$200 \text{ } \mu\text{m} \geq D_h > 10 \text{ } \mu\text{m}$	Meso kanallar	$1 \text{ mm} \geq D_h > 100 \text{ } \mu\text{m}$
Geçiş kanalları	$10 \text{ } \mu\text{m} \geq D_h > 0.1 \text{ } \mu\text{m}$	Mikro kanallar	$100 \text{ } \mu\text{m} \geq D_h > 1 \text{ } \mu\text{m}$

$$\frac{\Delta p}{L} = 4 \frac{(f \cdot \text{Re})}{2D_h^2} u_m \mu = 4 \frac{\text{Po}}{2D_h^2} u_m \mu \quad (1.2)$$

Denklem (1.2)'de  $\Delta p/L$  birim uzunluktaki basınç kaybını,  $f$  sürtünme faktörünü,  $\text{Re}$  Reynolds sayısını,  $u_m$  ortalama hızı,  $\mu$  viskoziteyi ve  $\text{Po}$  Poiseuille sayısını göstermektedir.

$$\bar{h} = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot k}{D_h} \quad (1.3)$$

Denklem (1.3)'te ise  $\bar{h}$  ortalama ısı transferi katsayısını,  $\overline{\text{Nu}}$  ortalama Nusselt sayısını ve  $k$  akışkanın ısıl iletkenlik katsayısını göstermektedir.

Tam gelişmiş akışta laminer bölgede Poiseuille sayısı sabit bir değere sahiptir. Termofiziksel özellikler, sıkıştırılmış sıvı bölgesinde akışkan basıncın küçük değişimleri ile çok küçük değişime sahiptir ve bu değişim ihmal edilebilir. Buna bağlı olarak denklem (1.2)'de basınç farkı hidrolik çap ve hızın fonksiyonu olarak özetlenebilir. Hidrolik çapın karesi, basınç düşümü ile ters orantılıyken ortalama hız ile doğru orantılıdır. Buna ek olarak hidrolik çapın küçülmesi, akış kesit alanını azaltacağından akışın sıkıştırılmaz olduğunu varsayarsak kütle korunumu yasasından dolayı ortalama hızı arttıracaktır. Bu iki durumu göz önünde bulundurarak, iki farklı durum için denklem (1.2) yazılır ve oranlanır ise, gerekli sadeleştirmelerden sonra ortaya denklem (1.4) çıkmaktadır.

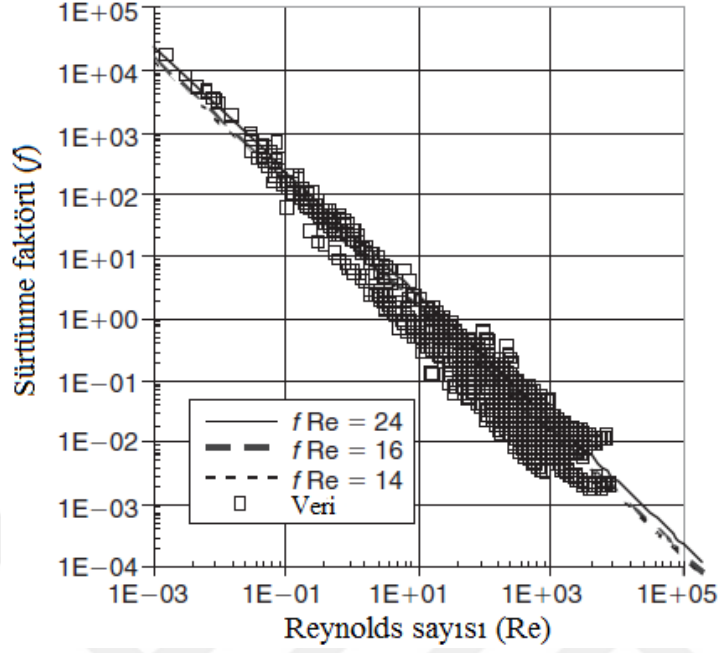
$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{P_2}{P_1} \quad (1.4)$$

Burada  $P$ , çevrel uzunluğu göstermektedir. Denklem (1.4)'de açıkça görüldüğü gibi, hidrolik çapın düşmesiyle basınç düşümünü arttıracaktır. Aynı şekilde, denklem (1.3)'te ortalama Nusselt sayısı da tam gelişmiş laminer akışta sabit bir değere sahiptir. Bu nedenle, hidrolik çapın küçülmesiyle ısı transferi katsayısının artacağı söylenebilir. Sayısal olarak yapılan çalışmalarda kare kesitli bir kanalın hidrolik çapının küçülmesi ile su ve hava akışkanları için ısı transferi katsayılarının ve basınç gradyanlarının logaritmik bir şekilde arttığı görülmektedir [4].

Bu bilgilere dayanarak, küçük ölçekli kanalların son bir asır içerisinde hızlıca gelişen teknolojinin getirdiği yüksek ısı akısı oranlarını karşılayabilmesi açısından araştırılması düşünülmüştür. Ancak, üretim ve ölçme ekipmanlarındaki sınırlamalarından dolayı küçük ölçekli kanalların araştırılması 1980'lere kadar ertelenmiştir. Bu süreçte büyük ölçekli diyebileceğimiz geleneksel kanallar üzerine araştırmalar yapılmıştır. Günümüzde büyük ölçekli kanallar üzerine yapılan ısı transferi ve basınç kaybı çalışmaları, Kakaç ve Yener [5], Bejan [6] gibi konunun önde gelen bilim adamları tarafından ders kitabı haline getirilmiştir.

Küçük ölçekli kanallar üzerine öncülük eden ilk çalışma Tuckerman ve Pease [7] tarafından yapılmış ve ısı transferi alanında büyük etki yaratmıştır. Referans [8]'e göre, o yıllarda ısı transferi teknolojisinin fiziksel sınırının en fazla  $20 \text{ W/cm}^2$  olduğu söyleniyordu. Tuckerman ve Pease, su ile soğutulan bir ısı değiştirgecini alıp küçülterek  $1000 \text{ W/cm}^2$ 'lik bir ısı atımı gerçekleştirebileceklerini düşündüler. Bu nedenle, silikon bir malzeme kullanarak çok kompakt olan bir ısı giderici oluşturup deneyler yaparak azami  $720 \text{ W/cm}^2$ 'lik bir ısı akısı dağılımı sağladılar. Bu çalışma, araştırmacıları küçük ölçekli kanallar üzerine çalışmalar yapmaya teşvik etti. Ancak, Şekil 1.2'de görüldüğü gibi beraberinde yapılan çalışmalarda bazı araştırmacılar tarafından, özellikle küçük ölçekli kanallarda gaz akışlarında, elde edilen sürtünme faktörü ve ısı transferi katsayısı değerleriyle geleneksel kanal teorisinde hesaplanan değerler arasında farklılıklar ve sapmalar olduğu gözlemlendi. Bu sapmaların iki nedenden dolayı olduğu düşünüldü. Birincil neden olarak kanal giriş ve çıkışındaki alan değişiminden dolayı oluşan basınç kayıpları, ikincil neden olarak ise büyük boyutlu kanallarda etki gösterdikleri halde ihmal edilebilen olguların etkilerinin, küçük ölçekli kanallarda göz ardı edilemeyen düzeylerde olduğu öne sürüldü ve bu etkilere ölçek

etkileri (scaling effects) adı verildi. Ölçek etkileri bölüm 2’de detaylı bir şekilde açıklanacaktır.



Şekil 1.2 : Farklı mikro kanal geometrileri için ölçülen sürtünme faktörü değerlerinin teorik değerler ile karşılaştırılması [9].

## 2. LİTERATÜR TARAMASI

Literatür taramasına başlamadan önce yazar şunu belirtmek ister ki, geleneksel kanallar üzerine yapılan tüm çalışmalar küçük ölçekli kanallar üzerine de yapılmaya çalışılmıştır. Bu çalışmalar

- Akışkan tipine göre (sıvı ya da gaz)
- Akışkan fazına göre (tek faz ya da çift faz)
- Kanal geometrisine göre (dairesel, dikdörtgen, üçgensel vb)
- Akış rejimine göre (laminer, geçiş bölgesi ya da türbülanslı)
- Uygulanan sınır koşullarına göre (sabit ısı akısı, sabit duvar sıcaklığı vb.)

olarak sınıflandırılabilir. Bunların üzerine, daha önceden bahsi geçen ölçek etkileri de eklendiğinde literatürde çok sayıda yayın bulunmaktadır. Bu nedenle, bu bölümde ilk olarak ölçek etkileri ve üzerine yapılan çalışmalar anlatılacak, sonrasında ise yapılmış deneysel ve sayısal çalışmalardan bahsedilecektir. Yapılan literatür araştırmasında seçilen yayınlar, özel olarak mevcut çalışmada kullanılan yönetici parametreler üzerindedir.

### 2.1. Ölçek Etkileri

Küçük ölçekli kanallarda sıvı akışlarında ölçek etkileri,

- Giriş etkileri (Entrance effects)
- Akışkanın aksel ısı iletimi (Axial heat conduction of the fluid)
- Bütünleşik ısı transferi (Conjugate heat transfer)
- Viskoz ısınma (Viscous heating)
- Yüzey pürüzlülüğü etkileri (Surface roughness effects)

- Elektriksel çift tabaka etkileri (Electric double layer effects)
- Sıcaklığa bağlı akışkan özellikleri (Temperature dependent properties of the fluid)
- Ölçme belirsizlikleri (Measurement uncertainties)

olarak yazılabilir. Elektriksel çift tabaka etkileri ve ölçme belirsizlikleri hariç diğer bütün ölçek etkileri bir sonraki bölümlerde anlatılmıştır. İlk bahsedilen olgu, akışın içindeki iyonların yüzey üzerindeki pozitif yüklü iyonlara bağlanarak bir çift tabaka oluşturmasından kaynaklanır ancak mevcut çalışmada kullanılan akışkan deiyonize edilmiş su olduğundan içerisinde iyon bulundurmadığı kabul edilmiştir. Bu nedenle bu etki anlatılmamış ve ihmal edilmiştir. İkinci bahsedilen olgu ise tamamen enstrümantasyon ve ölçme teknikleriyle ilgilidir. Bu çalışmada laboratuvarında mevcut bulunan ekipmanlar kullanılmıştır ve deney düzeneğini inşa edilmiştir. Buna bağlı olarak deneyler sürdürülmüştür. Mevcut çalışmanın belirsizlik analizi ise bölüm 4’de anlatılacaktır.

### 2.1.1. Giriş etkileri

Kanal içi laminer akışlarda Nusselt sayısının sabit olması sadece tam gelişmiş bölgede olur, yani başka bir deyişle hız profili ile boyutsuz sıcaklık profili değişmeksizin kalır. Çoğu ısı değiştiricisi ve soğutma sistemi tasarımında, giriş bölgesi etkileri ihmal edilebilir. Ancak küçük ölçekli kanallarda, örnek olarak mikro ısı değiştiriciler ya da çip soğutucularında olduğu gibi, boyutlar çok küçüktür ve akış tam gelişmiş bölgeye varamayabilir. Giriş bölgesinde, hız ve sıcaklık profilleri gelişirken Nusselt sayısı farklılık gösterir.

Klasik teoride iki çeşit giriş uzunluğu tanımlanmıştır. Hız profilinin belirlenen uzunluktan sonra tam gelişmiş olarak kabul edildiği hidrodinamik gelişme uzunluğu,  $L_h$  ve sıcaklık profilinin belirlenen uzunluktan sonra tam gelişmiş olarak kabul edildiği ısı gelişme uzunluğu,  $L_t$  sırasıyla laminer akış için denklem (2.1) ve (2.2)’de verildiği şekilde tahmini olarak hesaplanabilir.

$$L_h = 0.05 \cdot D_h \cdot Re \quad (2.1)$$



$$L_t = 0.05 \cdot D_h \cdot Re \cdot Pr \quad (2.2)$$

Bu denklemlerde  $D_h$  hidrolik çapı,  $Re$  Reynolds sayısını ve  $Pr$  Prandtl sayısını göstermektedir.

Hidrodinamik ve ısı gelişme uzunlukları birlikte önem arz ediyorsa ve Nusselt sayısı üzerinde büyük etki yaratıyorsa bu akışa eş zamanlı olarak gelişen akış (simultaneously developing flow) denir.

Prandtl sayısı, viskoz yayılım hızının ısı yayılım hızına oranıdır. Buna bağlı olarak, hız sınır tabaka kalınlığının ısı sınır tabaka kalınlığına oranı olarak da düşünülebilir. Prandtl sayısı 1'den büyük ise, hız sınır tabakası ısı sınır tabakadan daha hızlı gelişir. Bir başka deyişle, hız sınır tabakası gelişmişken ısı sınır tabaka gelişmeye devam eder. Bu gibi akışlara ısı olarak gelişmekte olan akış (thermally developing flow) denir. Morini ve Yang [10], denklem (2.3)'deki eşitsizlik sağlandığı takdirde, boru akışlarında giriş etkilerinin Nusselt sayısını hesaplarken ihmal edilemeyeceğini söylemiştir.

$$\frac{D_h \cdot Re \cdot Pr}{L} > 10 \quad (2.3)$$

Dharaiya ve Kandlikar'ın [11] yakın zaman önce yaptıkları çalışmada yükseklik-genişlik oranı 0.1 ile 10 arasında değişen dikdörtgen kesitli mikro kanalları sayısal olarak incelemişlerdir. Bu süreçte, model geometrisinin uzunluğu ve yüksekliği sabit tutulmuş, genişliği değiştirilerek yükseklik-genişlik oranı ayarlanmıştır. Dolayısıyla kanalların hidrolik çapları 27.3 ile 272.7  $\mu\text{m}$  arasında değişmektedir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmış ve giriş sınır koşulu olarak Reynolds sayısı sabit, 100 olarak, kalmak şartıyla tam gelişmiş hız profili ve sabit 300 K sıcaklığı kullanılmıştır. Çalışmanın bir bölümünde gelişmekte olan akış incelenmiş ve sonuçlar Nusselt sayısının boyutsuz aksel ısı uzunluğunun bir fonksiyonu olarak verilmiştir. Sıcaklık sınır koşulu olarak 5 farklı konfigürasyon denenerek büyük bir veri seti elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar Shah ve London'ın [12] yayınlanmış verileriyle karşılaştırılmış ve uyumlu olduğu gözlenmiştir. Aynı zamanda, yükseklik-genişlik oranının değişimi ile kanalın giriş kısmındaki yerel Nusselt sayısının kayda değer bir değişim göstermediği görülmüştür.

### 2.1.2. Akışkanın aksel iletimi

Isı iletimi, moleküler seviyede ortaya çıkan bir olgudur. Atomik seviyede yüksek sıcaklıktaki, bir başka deyişle yüksek enerjideki, parçacıklardan kendisine komşu olan düşük sıcaklıktaki parçacıklara titreşip çarparak enerjisini aktarması olarak açıklanır. Her maddede oluşan bu olgu, moleküler seviyede birbirine sıkıca bağlanmış olan katı malzemelerde daha yüksektir. Akışkan malzemelerde ise ısı iletimi, özellikle gazlarda, giderek azalır.

Isı taşınımı ise, biraz farklıdır. Akışkanın makroskobik bir kütle hareketi mevcut ise (bulk motion) bu hareket sonucunda iç enerjinin aktarılması ile oluşan olguya adveksiyon denir. Bu kütle hareketi, genel olarak kaldırma kuvvetinden ya da basınç farkından dolayı oluşur. Isı taşınımına gelecek olursak, hem mikroskobik seviyedeki ısı iletimi (difüzyon) hem de makroskobik seviyedeki hareket sonucunda oluşan ısı aktarımının (adveksiyon) birleşik etkisidir [5].

Eksenel ısı iletiminin etkenliğinin göstergesi Peclet sayısıdır. Bu sayı, fiziksel anlamda adveksiyon ile olan ısı geçiş miktarının, difüzyon ile olan ısı geçiş miktarına oranı olarak ifade edilir. Buna bağlı olarak, Peclet sayısının yüksek olması, adveksiyonun, yani kütle hareketinden dolayı olan enerji aktarımının daha yüksek olduğunu gösterir. Peclet sayısının ifadesi denklem (2.4)'de görülmektedir.

$$Pe = Re \cdot Pr \quad (2.4)$$

Geleneksel kanallarda zorlanmış akışlarda kanal boyutlarının büyük olmasından, dolayısıyla Reynolds sayısının yüksek olmasından, dolayı adveksiyonun etkisi iletimin etkisine göre çok daha yüksektir ve bu nedenle akışkanın aksel ısı iletimi çoğu zaman ihmal edilir. Ancak mikro kanallarda kanal boyutları en az 2 mertebe küçük olduğundan ısının aksel iletimi, küçük ölçekli kanalların uzunlukları yeterince fazla olmadığı için, özellikle ısı olarak gelişmekte olan akışlarda etkin rol oynamaya başlar. Bu nedenle literatürde, denklem (2.5)'teki eşitsizlik sağlandığı takdirde akışkanın aksel iletiminin ihmal edilemeyeceğini gözlemlenmiştir [10].

$$Pe < 50 \quad (2.5)$$

Lin vd. [13] polidimetilsiloksan mikro kanallar üzerine deneysel çalışmalar yapmışlardır. Seçilen dikdörtgen kesit alanına sahip olan mikro kanalların hidrolik

çapları 40 ile 196  $\mu\text{m}$  arasında değişmektedir ve yükseklik genişlik oranı 0.1'dir. Hem akışkanın hem de mikro kanalın üzerinde olan eksenel ısı iletimini incelemek amacıyla Reynolds sayısını 15'te sabit tutmuşlardır. Sonuçları kapsamında, giriş bölgesinde 100  $\mu\text{m}$ 'den küçük kanallarda boyutsuz sıcaklık değerleri kanal boyunca lineer olmayan bir değişim göstermektedir. Aynı zamanda, tam gelişmiş Nusselt değerlerinin paralel plaka modeli kullanılarak hesaplanan teorik değerlerden daha küçük olduğu gözlemlenmiştir. Yazarlar bu sonuçların nedeninin eksenel ısı iletimi olduğunu düşünmektedir. Ek olarak, eksenel ısı iletiminin akışın tam gelişmiş bölgeye geçiş uzunluğunu da etkilediğini söylemişlerdir.

Tiselj vd. [14] içerisinde su akan üçgen kesit alanına sahip silikon mikro kanalları hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir. Mikro kanalların hidrolik çapları 160  $\mu\text{m}$  olup, Reynolds sayıları 3.2 ile 64 arasında değişmektedir. Deneysel ve sayısal sonuçlar birbirleriyle örtüşmektedir. Sonuçları kapsamında hem akışkanın hem de ısıtmaya maruz kalan duvar sıcaklıklarının lineer bir şekilde değişmediğini gözlemlenmiştir. Aynı zamanda, akış yönünde oluşan sıcaklık gradyanlarının büyük değişiklikler gösterdiklerini ve kanalın çıkışına doğru akış gradyanlarının işaret değiştirdiği, Reynolds sayısı arttıkça bu olgunun çıkış bölgesine daha çok yaklaştığı görülmektedir. Yazarlar, eksenel ısı iletiminin bu durumun üzerinde büyük etkisi olduğunu söylemişler ve eksenel ısı iletiminin verilen ısı akışı arttıkça azaldığını görsel olarak ortaya koymuşlardır.

### **2.1.3. Bütünleşik ısı transferi**

Bütünleşik ısı transferi olgusu, ısı transferi uygulamalarında ısı taşınımına ek olarak ısı iletiminin de ön plana çıkmasından kaynaklanır. Toplam ısı iletimi, akışkanın eksenel ısı iletimi ve kanalı oluşturan katı maddenin içerisinde olan ısı iletiminin bileşkesinden oluşur. Ancak katıların ısı iletim katsayıları akışkanlara göre çok daha yüksek olduğundan akışkanın eksenel ısı iletimi çoğu zaman göz ardı edilebilir.

Isı iletimi etkin bir faktör olduğunda katı içerisinde oluşacak olan ısı transferi nedeniyle duvar sıcaklık profilleri geleneksel teoride ortaya çıkan sıcaklık profilleri ile karşılaştırıldığında sapmalar ortaya çıkacak, bu da kullanılan ısıl sınır koşulunun (sabit yüzey sıcaklığı, üniform ısı akışı vb.) bozulmasına neden olacaktır.

Maranzana vd. [15] duvar içerisindeki aksel ısı iletiminin mini ve mikro ölçekteki kanallara etkisini araştırmak üzere bir ısı değiştirgecini hem analitik hem de sayısal olarak paralel plaka yaklaşımıyla incelemişlerdir. Araştırmaları kapsamında iki adet analitik model ortaya koymuşlardır. Araştırmaları sonucunda, zıt akışlı bir mikro-mini ısı değiştirgecinde duvar içerisindeki aksel ısı iletiminin göz ardı edilmesinin, ısı değiştirgecinin verimini düşürdüğünü gözlemlemişlerdir. Bu nedenle, duvar içerisindeki ısı iletiminin etkisini tahmin etmek üzere boyutsuz bir sayı olan Maranzana (M) sayısının önermişlerdir. Maranzana sayısı, duvar içerisindeki aksel ısı iletiminin akışkana taşınım ile geçen ısı transferine oranıdır ve denklem (2.6)'daki gibi gösterilir.

$$M = \frac{k_w A_w}{k_f P} \frac{1}{Re \cdot Pr} \quad (2.6)$$

Burada  $k_w$  ve  $k_f$  sırasıyla duvarın ve akışkanın ısı iletim katsayılarını,  $A_w$  ve  $P$  sırasıyla duvarın kesit alanı ile çevrel uzunluğu ifade etmektedir.

Denklem (2.6)'dan da anlaşılacağı üzere, geleneksel kanallarda hem çevrel uzunluğun büyük olması hem de akış hızının ya da hidrolik çapın büyük olması, dolayısı ile Reynolds sayısının büyük olmasından M sayısının değeri çok küçüktür ve bu nedenle bütünleşik ısı transferi etkileri çoğu zaman önem arz etmez. Ancak küçük ölçekli kanallarda bu parametrelerin değerlerinin küçülmesinden dolayı bu etkiler gün yüzüne çıkar. Maranzana vd. çalışmaları sonucunda denklem (2.7)'deki eşitsizlik sağlandığı takdirde bütünleşik etkilerin göz ardı edilemeyeceğini söylemişlerdir.

$$M < 0.01 \quad (2.7)$$

Huang vd. [16] yakın zamanda yaptıkları bir deneysel araştırmada mikro kanallarda bütünleşik ısı transferinin etkisi incelenmiştir. Deneysel çalışmalarında akışkanın içerisine sıcaklığa duyarlı kimyasal ve boya ekleyerek molekül bazlı sıcaklık sensörleri ile ölçümlerini yapmışlardır. Bu sayede, kanalın içerisindeki akışkanın ve kanal duvar sıcaklıklarını yerel olarak gözlemlemişlerdir. Referans sıcaklık olarak kanalın girişine ve çıkışına yerleştirilmiş T-tipi ısı çifti tarafından ölçülen değerleri kullanmışlardır. Deneysinde Reynolds sayısı 15 ile 80 arasında değişmektedir ve ısı sınır koşulu olarak sabit ısı akısı uygulanmıştır. Yazarların belirtmek istediği önemli bir nokta Reynolds sayısı en düşük değer olan 15'ken, yani en yüksek Maranzana

sayısında, sıcaklık artışının yarısının neredeyse kanallık ilk sekizde birlik dilimi içerisinde olduğudur. Bu çalışmayı Maranzana vd. [15] tarafından yapılan çalışma ile de karşılaştırmışlardır. Çalışmalarının sonuçlarında, detaylı olarak çizilmiş sıcaklık profilleriyle mikro kanallarda aksel ısı iletiminin önemini deneysel olarak kanıtlamışlardır.

#### 2.1.4. Viskoz ısınma

Viskoz ısınma, bir akış içerisinde akışkan parçalarının deformasyonu sonucunda mekanik enerjinin ısı enerjisiye dönüşmesiyle ortaya çıkan tersinmez bir olgudur. Bu ısı enerjinin oluşması sonucunda akışkan içerisindeki iç enerjinin artmasından dolayı sıcaklık da artacaktır. Bu da akış içerisindeki sıcaklık gradyanlarını etkilemektedir. Geleneksel kanallarda bu etki genel olarak ihmal edilse de mikro kanallarda büyük etki yaratabilmektedir. Rosa vd.'nin [17] yaptığı çalışmada bahsedilen Morini'nin [18] yaptığı bir çalışmaya göre mikro kanallarda viskoz ısınma hidrolik çapın küpü ile ters orantılıdır. Bu nedenle ölçek küçüldükçe viskoz ısınmanın değeri önem kazanmaktadır.

Viskoz ısınmanın etkisini değerlendirmek için Brinkman sayısı, sabit duvar sıcaklığı ve sabit ısı akışı için sırasıyla aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$Br = \frac{\mu_f u_m^2}{k_f (T_w - T_f)} \quad (2.8)$$

$$Br = \frac{\mu_f u_m^2}{q_L} \quad (2.9)$$

Burada  $\mu_f$  akışkanın viskozitesini,  $k_f$  akışkanın ısı iletkenlik katsayısını,  $u_m$  ortalama hızı ve  $q_L$  kanalın birim uzunluğuna aktarılan ısı transferi değerini göstermektedir.

Morini ve Yang [10] aşağıdaki eşitsizlik sağlandığı takdirde viskoz ısınma olgusunun mikro kanallarda ihmal edilemeyeceğini belirtmişlerdir.

$$Br > 0.005 \quad (2.10)$$

Koo ve Kleinstreuer [19] viskoz ısınmanın sıcaklık ve sürtünme faktörü üzerine olan etkilerini incelemişlerdir. Bu süreçte, boyut analizi yaparak geçerliliği deneylerle doğrulanmış bilgisayar simülasyonlarından yararlanmışlardır. İş akışkanı olarak su,

metanol ve izopropanol kullanılmış ve farklı mikro kanal geometrileri için denenmiştir. Sonuçların bir kısmında kanal boyutunun, Reynolds sayısının ve Brinkman sayısının viskoz ısınmayı belirlemede önemli üç parametre olduğunu söylemişler ve sıvılar için viskoz ısınmanın etkisinin akışkan sıcaklığının artması ile azalacağını belirtmişlerdir. Aynı zamanda, küçük ölçekli kanallarda viskoz ısınmanın ihmal edilmesi sonucunda sürtünme faktörünün büyük ölçüde değişebileceğini savunmuşlardır.

### 2.1.5. Yüzey pürüzlülüğü etkileri

Yüzey pürüzlülüğü, mikro akışlı cihazlarda önemli ölçek etkilerinden biridir. Yüzey pürüzlülüğü, kullanılan yöntemlere bağlı olarak üretilen malzemenin üzerinde oluşan mikro düzeydeki malzeme yapılarıdır. Bu yapılardan dolayı ısının transfer edildiği yüzey alanı artar. Ancak, aynı zamanda hız sınır tabakanın da bozulmasından dolayı sürtünme artacağından basınç kaybı artacak, dolayısıyla akışı zorlamak için verilmesi gereken enerji miktarı da artacaktır.

Literatürde yüzey pürüzlülüğünün etkilerini belirlemek için bağıl pürüzlülük değeri tanımlanmıştır. Bağıl pürüzlülük değeri denklem (2.11)'de gösterildiği gibidir.

$$e = \frac{\varepsilon}{D_h} \quad (2.11)$$

Burada  $e$ , bağıl pürüzlülüğü,  $\varepsilon$  mutlak pürüzlülüğü ve  $D_h$  ise hidrolik çapı göstermektedir.

Teknolojinin gelişimi ile üretilen malzemelerin yüzey pürüzlülükleri değerleri giderek düşmektedir. Denklem (2.11)'de görüldüğü üzere, mutlak pürüzlülük değerlerinin giderek azalması ve hidrolik çap değerlerinin büyük olmasından dolayı bağıl pürüzlülük değerlerini giderek azalmaktadır. Buna bağlı olarak, geleneksel kanallar üzerine yapılan çalışmalarda bu olgunun etkisi artık literatürde oturmuştur ve çoğu zaman ihmal edilebilir. Ancak küçük ölçekli kanallarda hidrolik çapların giderek küçülmesinden dolayı bağıl pürüzlülük değerleri giderek artmaktadır.

Baviera vd. [20] aşağıdaki eşitsizlik sağlandığı takdirde yüzey pürüzlülüğü etkilerinin ihmal edilemeyeceğini söylemişlerdir.

$$\frac{\varepsilon}{D_h} > 0.05 \quad (2.12)$$

Denklem (2.12)'deki eşitsizlik değeri makro kanallar için geçerli olup mikro kanallarda da yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak Dai vd. [21] yakın zamanda yaptıkları bir çalışmada literatürdeki deneysel veriler incelenmiş ve çalışmalarının bir bölümünde bağıl pürüzlülük değerinin %1'den küçük olması halinde pürüzlülük etkisinin çok az olduğunu ancak bu değerin üzerine çıktıkça etkinin giderek arttığını gözlemlenmiştir. Bu nedenle bağıl pürüzlülük eşik değeri olarak 0.01'i önermişlerdir.

Zhang vd. [22] pürüzlü mikro kanallarda laminer akışı ve ısı transferini incelemek için iki boyutlu bir sayısal model geliştirmişlerdir. Modellerinde üçgensel, dikdörtgensel ve yarı dairesel olmak üzere 3 farklı geometriye sahip pürüzlülük unsurları kullanılmıştır. Çalışmalarının amacı, bu pürüzlülük elemanlarının yükseklikleri ve aralarındaki uzaklıklar ile basınç farkı ve ısı transferi katsayısının nasıl değiştiğini incelemektir. Sonuçlarında kanal içerisinde pürüzlülük unsurlarının bulunmasıyla teorinin aksine hem Poiseuille sayısının hem de Nusselt sayısının sabit kalmadığı ve klasik değerlerden yüksek olduğu görülmüştür. Pürüzlülük unsurlarının yüksekliklerinin artmasının, akış ayrılmalarından dolayı mikro yapılarda oluşan resirkülasyonun artmasına, dolayısıyla hem ısı transferinin hem de basınç düşümünün artmasına neden olduğu gözlemlenmiştir. Üçgensel ve yarı dairesel pürüzlülük unsurlarının aynı şartlar altında dikdörtgensel pürüzlülük unsuruna göre daha etkili olduğu da çalışmalarında gösterilmiştir. Üçgensel ve yarı dairesel unsurlu kanallarda bu unsurların aralarındaki uzaklık farkının artması ile ısı transferi ve basınç düşümünün arttığı gözlemlenmiştir. Ancak bu etki dikdörtgensel unsurlu kanallarda kendisini diğer geometrik unsurlara göre daha az belli etmiştir ve bu nedenle daha az önemlidir.

Zhou ve Yao [23] küçük ölçekli kanallarda yüzey pürüzlülüğünün laminer akış üzerine etkisini incelemişlerdir. Yüzey pürüzlülüğü konusunda üç önde gelen teori olan orijinal sıkıştırılmış akış modeli, pürüzlülük dağılımı olan sıkıştırılmış modeli ve pürüzlülük-viskozite modelini gözden geçirmişler ve literatürde bulunan verileri kullanarak değerlerini karşılaştırmışlardır. Bu karşılaştırma sonucunda orijinal sıkıştırılmış akış modelinin normalize edilmiş  $fRe$  değerlerini %15 hata payıyla tahmin ettiğini bu nedenle küçük ölçekli kanallarda bu teorinin diğer teorilere göre

kullanılabilirliği bakımından kolay olmasından dolayı ilk başta tercih edilebileceğini göstermişlerdir. Diğer iki modelin de yaklaşık olarak aynı hata payı ile değerleri tahmin ettiğini, ancak uygulanabilirlik bakımından daha zor olduğu için bu modellerin geliştirilmesini önermişlerdir.

### **2.1.6. Sıcaklığa bağlı akışkan özellikleri**

Küçük ölçekli kanallarda, kanalın girişi ile çıkışı arasındaki sıcaklık farkı çok yüksek değerlere ulaşabilir. Bunun nedeni ise, bu tür kanallarda amaç yüksek ısı yitimi sağlamak olduğundan kanalların yüksek ısı transferi oranlarına maruz kalmalarıdır. Akışkanın yoğunluk, ısı iletkenlik, viskozite vb. gibi özellik değerleri sıcaklığa bağlı olarak değiştiğinden yüksek sıcaklık farkları yüksek termofiziksel özellik farklarına yol açabilir. Termofiziksel özelliklerin sıcaklık ve basınç ile büyük değişimler gösterebileceği gaz akışlarında özellikle dikkat edilmesi gereken bu olgu, sıvı akışlarında da göz ardı edilmemelidir.

Herwig ve Mahulikar [24] yaptıkları çalışmada sıcaklığa bağlı akışkan özelliklerinin etkisini çalışmışlardır. Bu çalışmanın sonucunda, ölçek makro kanaldan mikro kanal boyutuna küçültülürken sıcaklığa bağlı akışkan özelliklerinin ihmal edilmesi durumunda sadece yaklaşık bir çözüm bulunacağını, aynı zamanda eğer bu kanallar yüksek ısı transferi oranlarına maruz kalıyorlarsa hata payının da çok yükseleceğini belirtmişlerdir. Çalışmalarının bir bölümünde tam gelişmiş bölgede boru akışı için sabit özelliklere sahip akışkan ile değişken özelliklere sahip akışkanın tam gelişmiş Nusselt sayısı üzerine etkisini incelemişler ve grafiksel olarak göstermişlerdir. Grafiklerinde akışkan özelliklerinin sıcaklıkla değişimi ile Nusselt sayısındaki hata payı %10'a kadar çıkabilmektedir.

## **2.2. Yapılan Diğer Çalışmalar**

Literatürde küçük ölçekli kanallar üzerine yapılan çok sayıda çalışma vardır. Bu bölümde, özellikle çoklu girişli veya kanatçıklı mikro kanallar üzerine yapılan birkaç deneysel ve sayısal çalışma üzerinde durulmuştur. Bu çalışmalar hem araştırmaların gelişimi görmek hem de okunabilirlik açısından kronolojik sıra ile sunulmuştur.

Lee vd. [25] hidrolik çapı 194 µm ile 534 µm arasında değişen dikdörtgen kesitli çoklu girişli mikro kanalların ısı ve hidrodinamik analizlerini hem deneysel hem de sayısal olarak gerçekleştirmişlerdir. İş akışkanı olarak deiyonize edilmiş su kullanılmıştır ve



deneysel süreç boyunca Reynolds sayısı 300 ile 3500 arasında değişmektedir. Yazarlar çalışmanın asıl amacı olarak geleneksel korelasyonlar ve sayısal analizler ile deneysel sonuçların doğrulanabilirliğini kanıtlamayı hedeflemişlerdir. Sayısal analizlerde bütükleşik ısı transferi ve basitleştirilmiş duvar analizi metodlarını kullanıp, karşılaştırmışlardır. Hem üç boyutlu bütükleşik ısı transferi, hem de basitleştirilmiş duvar analizi metodu ile buldukları sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla uyumluluk göstermiştir ve hata payı %5'tir. Basitleştirilmiş duvar analizi metodu, analiz süresi bakımından daha kısa sürdüğünden bu metodun üç boyutlu bütükleşik ısı transferi metoduna göre alternatif olarak kullanılabilmesi yazarlar tarafından önerilmiştir. Aynı zamanda, bu tür problemlerde korelasyonlar ile deneysel sonuçlar arasında büyük ayrımın olmasının nedeninin giriş ve sınır koşullarındaki yanlış değerlendirme olduğunu savunmuşlardır.

Mokrani vd. [26] büyük yükseklik-genişlik oranlı dikdörtgen kesitli hidrolik çapları 1  $\mu\text{m}$  ile 500  $\mu\text{m}$  arasında değişen kanalları deneysel olarak incelemişlerdir. Mikro kanal tasarımını yaparken öncelikli olarak hesaplamalı akışkan dinamiği yöntemi ile sınır ve giriş koşullarını belirlemişler, sonrasında ise bu parametreleri kullanarak deney düzeneği kurmuşlardır. Bunun nedeni ise bu koşulları çok dikkatli bir şekilde değerlendirmek istemelerinden kaynaklanmaktadır. Deneylerinde iş akışkanı olarak şebeke suyu kullanmışlar ve Reynolds sayısı 50 ile 5000 arasında değişmektedir. Deneysel sonuçlarını teorik sonuçlarla karşılaştırdıklarında sonuçların birbiriyle uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir. Sonuçlarında laminer bölgede Poiseuille sayısının, kullandıkları hidrolik çap aralığında geleneksel teorideki gibi sabit kaldığı görülmektedir. Benzer olarak, kanal boyunca yerel Nusselt sayıları ile ortalama Nusselt sayılarının teori ile deneysel belirsizlikler aralığında kalacak şekilde uyumlu çıkmıştır. Bu nedenle yapılan çalışmanın ana sonucu olarak büyük ölçekli kanallarda kullanılan geleneksel korelasyonların yapılan çalışmada bahsi geçen hidrolik çap aralığında uygulanabileceğini belirtmişlerdir.

Wang vd. [27] hidrolik çapı 155  $\mu\text{m}$  olan ikizkenar yamuk bir mikro kanalda deiyonize suyun zorlanmış taşınımını deneysel olarak laminer bölgede incelemişlerdir. Isıl sınır koşulu olarak sabit ısı akısı düşünmüşler ve bunu ikizkenar yamuğun dar kenarı olan alt kısmından uygulamışlardır. Isıtma uzunluğu 30 mm olup duvar içerisindeki eksenel ısı aktarımını ihmal etmişlerdir. Aynı zamanda Navier-Stokes denklemlerine dayanan

ve deney şartlarıyla aynı şartlara sahip üç boyutlu sayısal çözümleriyle deneysel sonuçlarını doğrulamayı amaçlamışlardır. Deneysel değerleri ile sayısal değerleri birbirleri ile iyi uyum içinde sonuç vermiştir. Dolayısıyla alt duvardan ısıtılan ve hidrolik çapı 155  $\mu\text{m}$ 'e kadar küçük olan mikro kanallarda klasik Navier-Stokes denklemlerinin uygulanabileceğini söylemişlerdir. Buna ek olarak, sayısal sonuçları doğrultusunda bu tür kanallarda ısı gelişme uzunluğunun  $L_t = 0.15RePrD_h$  eşitliği ile bulunabileceğini ve tam gelişmiş Nusselt sayısının yaklaşık olarak 4.00'a eşit olduğunu belirtmişlerdir.

Ma vd. [28] dar dikdörtgen kesitli bir kanalın ısı ve hidrodinamik analizini sayısal ve deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. Kullanılan mikro kanalın yüksekliği 2 mm, yükseklik-genişlik oranı 0.05, uzunluk-hidrolik çap oranı 300 ve ortalama bağıl pürüzlülük değeri  $8.3 \cdot 10^{-4}$ 'tür. Deneyler boyunca kanal dik bir şekilde yerleştirilmiş, iş akışkanı olarak deiyonize su kullanılmış ve Reynolds sayısı 1090 ile 10200 aralığındadır. Bulgular teori ile karşılaştırılmıştır ve laminer bölgede sürtünme faktörü değerleri teorik değerlerden düşük bulunurken, ortalama Nusselt sayısı teori ile uyumludur. Bunun üzerine yazarlar, bulunan değerlerin tatmin edici olduğunu söyleyerek bu kanalda laminer bölgede sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısının tahmini için iki adet yeni korelasyon önermişlerdir.

Barlak vd. [29] Reynolds sayısı 100 ile 10000 arasında değişen, iş akışkanı olarak distile edilmiş su kullanılan, hidrolik çapları 0.20 mm ile 0.589 mm arasında değişen farklı uzunluklara sahip toplam on sekiz adet mikro tüpte basınç düşümünü ve sürtünme faktörünü deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel verileri teorik verilerle tutarlı çıkmıştır. Bu çalışmada türbülansa ve kritik Reynolds sayısına dair bulgular da bulunmaktadır ve sadece hidrodinamik bir çalışma yapılmıştır. Ancak farklı konfigürasyondaki on sekiz ayrı tüp için yapılan çalışmada sonuçların tutarlı olmasından dolayı hidrodinamik bakımdan bu tezde bahsedilmeye değer bulunmuştur.

Moharana vd. [30] dikdörtgen kesit alanına sahip çoklu girişli bir minikanalı deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. İş akışkanı olarak deiyonize su kullanılmış ve akış hem ısı hem de hidrodinamik olarak gelişmektedir. Minikanallar on beş adet paralel minikanalıktan oluşmaktadır ve her bir kanalcığın hidrolik çapı 0.907 mm, yükseklik-genişlik oranı 0.7, bağıl pürüzlülüğü %0.364'tür. Isıl sınır koşulu olarak sabit ısı akısı kullanılmış ve kanalın sadece alt kısmından uygulanmıştır, üst tarafı adyabatiktir.

Reynolds sayısı 150 ile 2500 arasında değişmektedir. Üç boyutlu sayısal analizlerinde FLUENT kullanarak korunum denklemlerini hem akışkan hem de katı madde için çözerek bütünleşik ısı transferini uygulamışlardır. Sayısal analiz sonuçları ile deneysel sonuçlar birbirleriyle uyumlu çıkmıştır. Buna bağlı olarak minikanalların tasarımlarında sayısal yöntemlerin kullanılabilirliğini göstermişlerdir. Sayısal sonuçları doğrultusunda Maranzana sayısının artması sonucunda suya aktarılan sabit ısı akısının değerlerinde değişimler olduğunu gözlemlemişlerdir. Buna bağlı olarak, ortalama Nusselt sayısı ile yerel Nusselt sayısında azalma görülmüştür. Yazarlar, bütünleşik etkilerin bu gibi problemlerde özellikle yüksek Maranzana sayılarında baskın bir etkiye sahip olduğunu ve ihmal edilmemesi gerektiği vurgulamışlardır.

Wang vd. [31] dar dikdörtgen kesitli bir kanalın ısı transferi karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Dokuz farklı grupta deney yapmışlar ve bu süreçte kanalın girişi ile çıkışı arasındaki sıcaklık farkını sabit tutmuşlardır. İş akışkanı olarak deiyonize edilmiş su kullanılmış ve Reynolds sayısı 700 ile 20000 arasında değişmektedir. Deneyleri sonucunda elde ettikleri bulgulara göre izotermal olmayan kanalda laminer bölgedeki sürtünme faktörleri Leon korelasyonu ile korele edilebilir. Buna ek olarak, ısı transferi deney verileri laminer bölgede Hartnett denklemiyle mükemmel bir uyum içindedir.

Zhang vd. [32] çoklu girişli dört farklı dikdörtgen kesit alanına sahip mikro kanalda ısı ve hidrodinamik deneysel analizler gerçekleştirmişlerdir. Kanalların bir tanesi kanatçiksiz olup, diğer kanatçıklı kanalların bir tanesiyle aynı boyutlara sahiptir. Bunun nedeni ise bu iki kanaldan elde edilen sonuçları deneyler süresince bir kontrol mekanizması olarak kullanmak istemeleridir. Diğer kanallar ise hidrolik çapları 0.89 mm ile 1.91 mm arasında değişen testere dişi kanatçık yapısına ve geometrisine sahiptir. Çalışmalarında Reynolds sayısı 110 ile 6100 arasında değişmektedir ve iş akışkanı olarak su kullanılmıştır. Isıl sınır koşulu olarak kanalın altından ve üzerinden sabit ısı akısı verilmekte olup, kanalın kenarları adyabatiktir. Yapılan çalışmalar sonucunda kullanılan düz kanal sonuç değerleri, teori ile uyumlu çıkmıştır. Yazarlar, kanatçık yapısının hem ısı transferini hem de basınç kaybını arttırdığını gözlemlemişlerdir. Kanalların kullanılabilirliğini göstermek adına performans belirleme kriteri kullanmışlardır. Bu kriter, ileride bölüm 5'te anlatılacaktır. Aynı zamanda, kanatçık yükseklik-genişlik oranının, özellikle yüksekliğinin, ısı transferi ve

basınç düşümü üzerinde çok büyük etkisinin olduğu söylenmiş ancak Nusselt sayısı ile kanatçık geometrisi veya kanatçık sayısı arasında bir korelasyon bulunamamıştır. Zhang vd. [33] başka bir çalışmada altı farklı düz dikdörtgen kesitli mikro kanalı deneysel olarak incelemişlerdir. Aynı deney düzeneği üzerinde yapılan çalışmada Reynolds sayısı 120 ile 3750, kanalların bağıl pürüzlülüğü %0.29 ile %1.06 ve hidrolik çapları 0.48 mm ile 0.84 mm arasında değişmektedir. Sonuçlarında altı mikro kanalın da sürtünme faktörü değerleri laminer bölgede tam gelişmiş akış teorisi ile uyumludur. Buna bağlı olarak, kullanılan kanallardaki bağıl pürüzlülük değerlerinin sürtünme faktörü üzerindeki etkisinin ihmal edilebileceğini söylemişlerdir. Aynı zamanda, giriş etkilerinin laminer bölgede ısı transferine etkisinin baskın olduğunu ve dikkate alınması gerektiğini belirtmişlerdir.

Dai vd. [34] dikdörtgen ve dairesel kesit alanlarına sahip iki farklı çoklu girişli mikro kanal içerisinde sıvı akışını deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak etanol kullanmışlardır ve çalışmalarında Reynolds sayısı aralığı 50'den 2400'e kadardır. Deneylerini hem izotermal hem de değerleri  $3 \text{ kW/m}^2$  ile  $9 \text{ kW/m}^2$  arasında değişen sabit ısı akışı şartları altında gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlarına göre Reynolds sayısı 250'den küçük olduğunda hesaplanan Nusselt değerleri tahmin edilen Nusselt değerlerinden düşüktür. Yazarlar bunun nedeninin bütünlük ısı transferi etkilerinin bu bölgede baskın olmasından kaynaklandığını söylemişlerdir. Diğer bir bulgu ise ısı akışının artması ile sürtünme faktörünün azalmasıdır. Buna bağlı olarak, sıcaklığa bağlı akışkan özelliklerinin yüksek ısı akışında ya da giriş ve çıkış arasında sıcaklık farkının yüksek olması durumunda dikkat edilmesi gereken bir konu olduğunu vurgulamışlardır. Reynolds sayısının laminer bölgede yüksek değerlere çıkması halinde giriş etkilerinin önem kazandığını ve bütünlük ısı transferi etkilerine baskın geldiğini sonuçlarında göstermişlerdir. Bunlara bağlı olarak, test edilen kanallarda bahsi geçen ölçek etkilerinin ve geometrinin ısı transferi üzerinde önemli etkisi olduğunu söylemişlerdir.

### **2.3. Literatür Taraması Özeti**

Literatür araştırmasına ek olarak aynı zamanda bu alanda Rosa vd. [17], Hetsroni vd. [35] [36], Steinke ve Kandlikar [9] tarafından yapılan öne çıkan derleme makaleleri bulunmaktadır. Literatür araştırması ve bu makaleler göz önünde bulundurularak varılan önemli sonuçlar aşağıdaki şekilde özetlenebilir.

- Ölçek etkileri küçük ölçekli kanalların tasarımında ve analizlerinde büyük öneme sahip olduğu için doğru değerlendirilmez.
- Sıvı akışlarında ölçek etkilerinden en önemli ikisi bütünleşik ısı transferi etkileri ve yüzey pürüzlülüğü etkileridir. Bu etkilere özellikle dikkat edilmesi ve etkilerin daha fazla araştırılması gerekir.
- Laminer bölgede sıvı akışlarında ortalama Nusselt sayılarında ve sürtünme faktörlerinde deneysel sonuçlarda dolayısıyla korelasyonlarda çelişkili sonuçlar vardır ve bu konunun araştırılması gerekir.
- Sıvı akışlarında hidrolik çapı 155  $\mu\text{m}$ 'e kadar küçük olan küçük ölçekli kanallarda süreklilik denklemlerinin geçerli olduğu belirtilmiştir ve bu denklemler analizlerde kullanılabilir.
- Deneysel çalışmaların yanında yapılan sayısal çalışmalarda duvar içerisindeki ısı transferi etkileri ihmal edilmemeli ve modellenirken üç boyutlu bütünleşik ısı transferi analizi yapılmalıdır
- Deneysel çalışmalarda belirsizlik değerleri büyük önem taşır ve yapılan deney büyük belirsizlik değerine sahip ise sonuç farklılıkları ölçek etkilerinin nedeni olarak yanlış yorumlanabilir.

#### 2.4. Tezin Amacı

Yukarıda bahsi geçen bilgiler doğrultusunda mevcut araştırmanın amacı, ölçek etkilerini göz önünde bulundurarak,

- Bir minikanalın ısı ve hidrodinamik performanslarını deneysel ve sayısal olarak incelemek,
- Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü korelasyonlarını oluşturarak verilen çalışma aralığında kanalın performansını belirlemek ve olası sanayi uygulamaları için zemin oluşturmaktır.

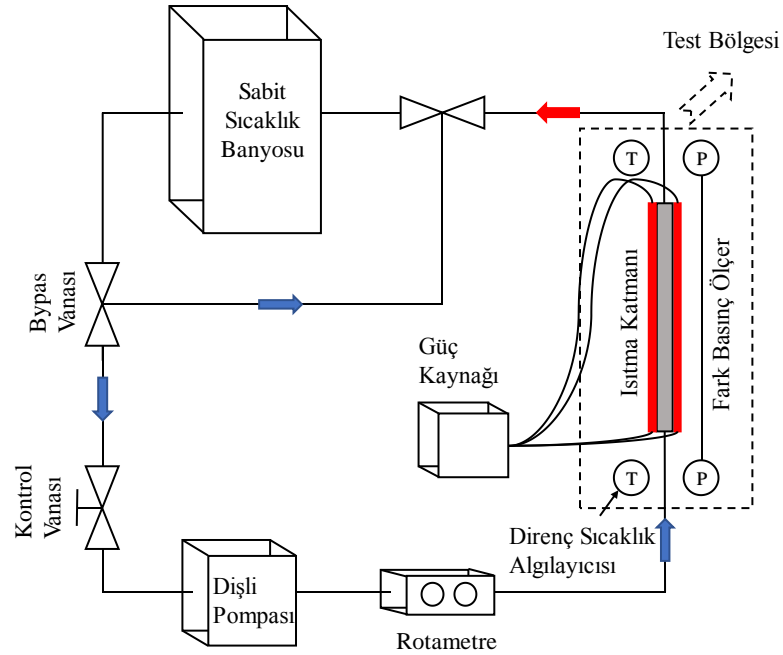


### 3. DENEY DÜZENEĞİ

Mikro kanalın ısıl ve hidrodinamik performansının araştırılması için ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Isı Transferi Laboratuvarında bir deney düzeneği kurulmuştur. Bu bölümde, deney tesisatı, test bölgesi ve bunların enstrümantasyonu hakkında detaylı bilgileri verilecektir. Deney düzeneği, Altınöz'ün [37] kullandığı deney düzeneğindeki ekipmanlar kullanılarak birkaç modifikasyon sonucunda son haline getirilmiştir.

#### 3.1. Deney Tesisatı

Deney tesisatının şematik hali Şekil 3.1'de verilmiştir. Deney tesisatında bir adet sabit sıcaklık banyosu (Cole Parmer®, KH-74014-55), bir adet baypas hattı, iki adet kontrol vanası, bir adet dişli pompası (Cole Parmer®, KH-74014-55), bir adet rotametre (Flowtech®, DK800S-6), on adet ısılıçift (Cole Parmer®, KH-08542-04, T tipi), iki adet direnç sıcaklık algılayıcısı (Cole Parmer®, KH-08117-80), bir adet fark basınç ölçer (Validyne®, 1-N-1-28-S-4-A), veri toplama ünitesi (Agilent®, 34970A), güç kaynağı ve test bölgesi bulunmaktadır.



Şekil 3.1 : Deney tesisatının şematik gösterimi.

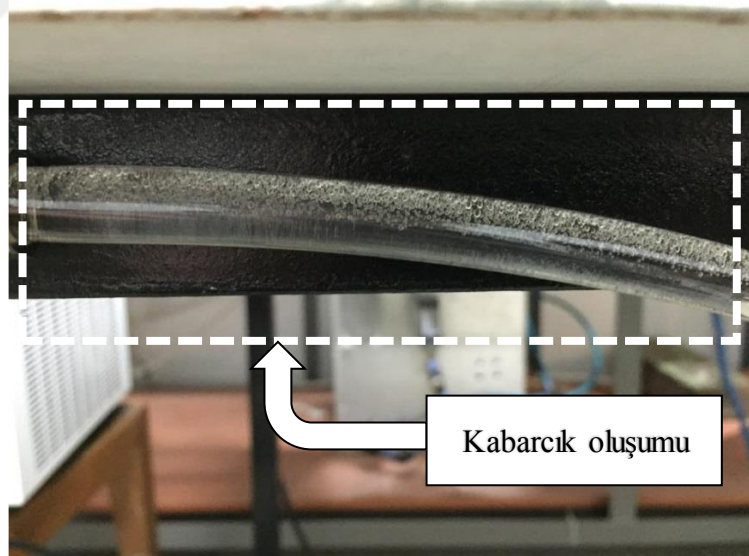
### 3.1.1. Sabit sıcaklık banyosu ve bypas hattı

Sabit sıcaklık banyosunun haznesinde iş akışkanı olan deiyonize su bulunur. Sabit sıcaklık banyosunun ana işlevi, çevrim içerisinde bulunan ve kanalın içerisinde ısıtılan suyun sıcaklığını istenilen sıcaklığa düşürmektir. Bu sıcaklık değeri, Resim 3.1’de görüldüğü üzere soğutma tankının üzerinde bulunan kontrol kutusu yardımıyla kullanıcı tarafından el ile ayarlanır. Aynı zamanda sabit sıcaklık banyosunun içerisinde debi miktarı ayarlanamayan bir adet su pompası bulunmaktadır ve bu pompa herhangi bir basınç farkı olmadığında 1000 lt/h hacimsel debi miktarına sahiptir [38]. Bu değer başlı başına kullanılan rotametrenin okuyabileceği değerinin çok üzerinde olduğundan debi miktarını düşürmek amacıyla soğutma tankının çıkışına ayarlanabilir bir kontrol vanası yerleştirilmiştir. Ancak, Resim 3.2’de görüldüğü gibi, vananın belirli bir seviyeden fazla kısılması vananın çıkışında 6 mm iç çapa, 10 mm dış çapa sahip plastik boruların içerisinde kabarcık oluşumuna neden olmuş ve bu hem debi hem de ısı transferi değerlerinin zamanla değişmesine yol açmıştır. Buna bağlı olarak debi değerini düşürmek ve çevrimdeki yüksek basıncı azaltmak için pompanın girişi ile çıkışı arasında vanalar yardımıyla Resim 3.3’te görüldüğü gibi bir baypas hattı oluşturulmuştur. Ek olarak, sabit sıcaklık banyosunun çıkışında bir noktaya kontrol amacıyla bir adet de ısılıçift yerleştirilmiştir. Deneyler sırasında bahsedilen ısılıçift ile ölçülen sıcaklık değerleri ile sabit sıcaklık banyosunda ayarlanan sıcaklık farkının en fazla  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$  olduğu görülmüştür. Sabit sıcaklık banyosunun azami ısı yitim kapasitesi 800 Watt olarak teknik özelliklerinde verilmiştir. Ancak yapılan deneyler süresince 480 Watt değerine karşılık gelen bir ısıtma sonucunda tankın içerisindeki suyun sıcaklığının giderek arttığı görülmüştür. Bunun üzerine, 480 Watt bu deneysel süreç boyunca sabit sıcaklık banyosunun azami ısı yitim kapasitesi olarak kullanılmıştır.

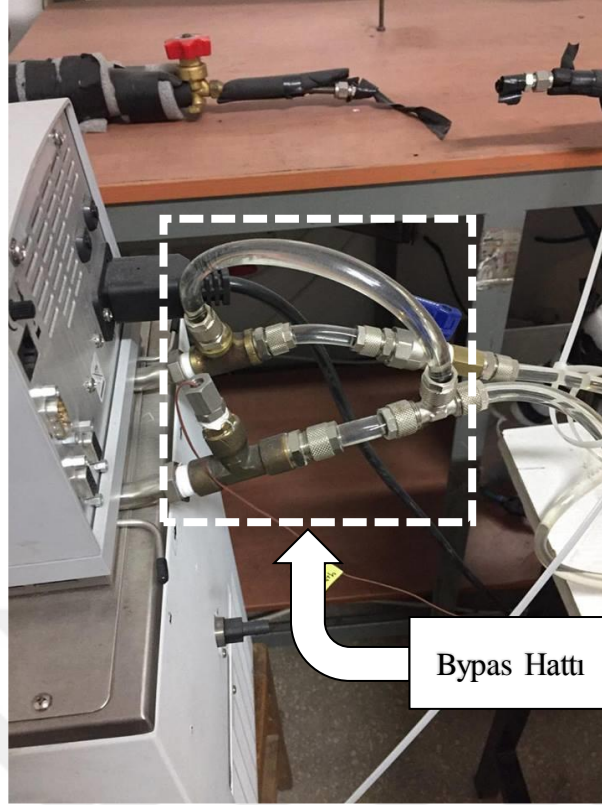




Resim 3.1 : Sabit sıcaklık banyosu.



Resim 3.2 : Boru içerisinde fazla kısılmadan dolayı oluşan kabarcıklar.



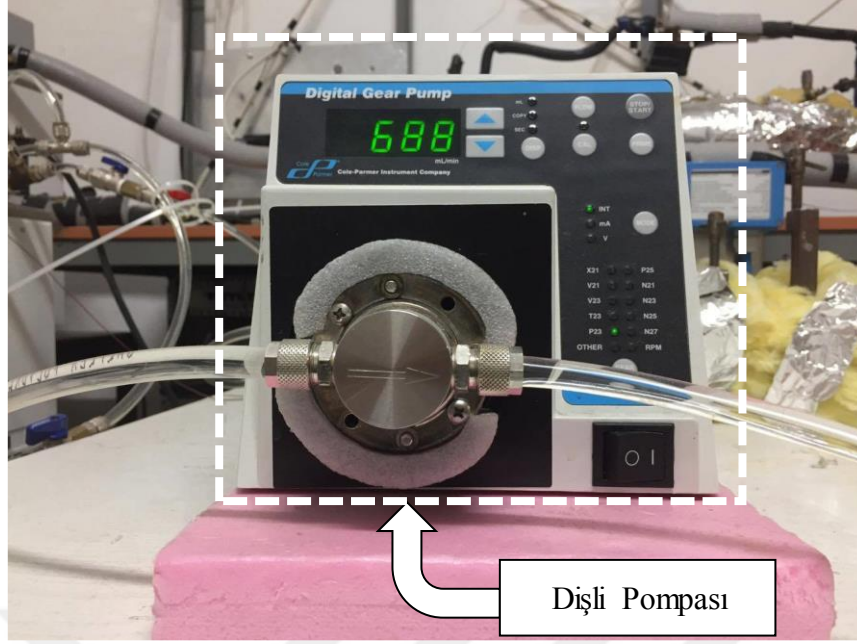
Resim 3.3 : Baypas hattı.

### 3.1.2. Dişli pompası

Soğutma tankından çıkan iş akışkanının bir kısmı baypas hattı vasıtasıyla tankın girişine giderken, geriye kalan kısmı dişli pompasına ulaşır. Dişli pompası, kararlı rejimde sabit hacimsel debi sağlarken giriş basıncından etkilenmeyen bir pompa çeşididir [39]. Sabit sıcaklık banyosunda sıcaklığın ayarlanmasına benzer şekilde dişli pompasında da debi değeri kullanıcı tarafından el ile ayarlanır. Dişli pompasının suyu basınçlandırmadığı sürece azami basabildiği debi miktarı 56.5 l/h'tir. Bu miktar, sabit sıcaklık banyosunun oluşturduğu debi miktarına göre çok düşük seviyede olduğundan çevrim içerisinde akan suyun toplam hacimsel debisi ayarlanırken:

- Sabit sıcaklık banyosundan çıkan suyun debisi kontrol vanası yardımı ile istenilen debi miktarından düşük bir değere ayarlanır.
- Sonrasında dişli pompasının debisi ayarlanarak arzu edilen tam debi değerine ulaşılır.

Dişli pompası Resim 3.4'de görülmektedir.



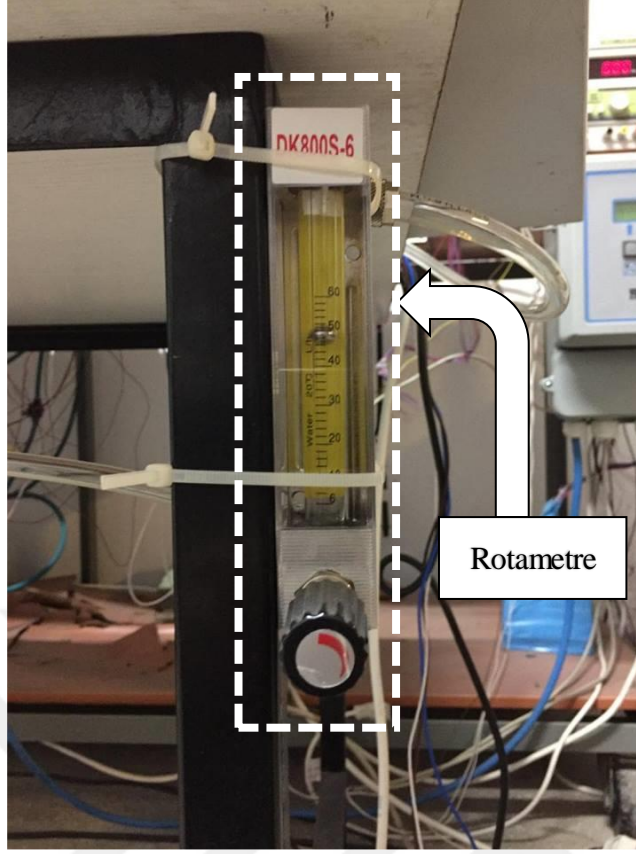
Resim 3.4 : Dişli pompası.

### 3.1.3. Rotametre

Dişli pompasından çıkan akışkan rotametreye ulaşır [40]. Rotametrenin girişinde debinin değiştirilebilmesi için bir ayarlayıcı bulunmaktadır. Ancak debi ayarlanması önceden bahsedildiği gibi kontrol vanası ve dişli pompası vasıtasıyla yapıldığı için ayarlayıcının vanası her zaman son seviyede açık tutulmuştur.

Rotametredeki debi okumaları göz ile yapılır. Rotametrede skalasında okunabilecek maksimum debi miktarı  $60 \text{ lt/h} \pm \%2.5$  olarak görülmektedir. Bu nedenle, çalışmalar güvenli bölgede kalınması amacı ile  $20 \text{ lt/h}$  ile  $52 \text{ lt/h}$  arasındaki hacimsel debilerde gerçekleştirilmiştir. Rotametre, okumalarının kolay yapılabilmesi amacı ile, deney düzeneğinin kurulu olduğu masanın ayağına monte edilmiştir. Okuma işlemi esnasında herhangi bir açı değişimi ile rotametrede okunabilecek debi değeri hatalı olacağından, rotametrenin montajı esnasında su terazisi kullanılmış ve bu sayede masanın ayağına dikey olarak yerleştirilmiştir. Rotametre Resim 3.5'te görülmektedir.

Rotametreden çıkan su, test bölgesine varır. Test bölgesi hakkında bilgi verilmeden önce deneyde kullanılan diğer ekipmanlar hakkında bilgi verilecektir.



Resim 3.5 : Rotametre.

#### 3.1.4. Dijital ölçüm cihazları

Dijital ölçüm cihazları, ısılıçiftler [41], direnç sıcaklık algılayıcıları [42] ve fark basınç ölçerden [43] oluşur. Deney düzeneğinde sıcaklık ölçümleri ısılıçiftler ve direnç sıcaklık algılayıcıları, basınç farkı ölçümleri ise fark basınç ölçer ile gerçekleştirilir.

Isı transferi hesaplamalarında kullanılmak üzere kanal boyunca suyun yerel ve ortalama sıcaklıkları ve kanalın iç tarafında duvar yüzeyinde yerel ve ortalama sıcaklıkların ölçülmesi gerekmektedir. Ancak şu anki deney düzeneğinde kanalın iç yüzeyine sıcaklık ölçüm cihazı monte etmek olanaksızdır. Bu nedenle kanalın üst kısmına dokuz adet T tipi ısılıçift, hemen hemen eşit aralıklarla yerleştirilmiş ve kanal kalınlığı çok küçük olduğundan kanal iç yüzey sıcaklığı ile kanal dış yüzey sıcaklık farkı ihmal edilmiştir. Benzer şekilde, kanal içerisinde akan suyun yerel sıcaklık değerlerini okumak için gelişmiş ölçüm yöntemleri gereklidir. Bu yöntemler laboratuvarında mevcut bulunmadığından ve yer sorunları nedeniyle uygulanamamış ve alternatif olarak kanalın girişi ve çıkışına iki adet direnç sıcaklık algılayıcısı yerleştirilmiştir. ısılıçiftlerin ölçüm hata payı  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ , direnç sıcaklık algılayıcılarının ölçüm hata payları  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$  olarak verilmiştir.

Sürtünme faktörü hesaplamalarında kullanmak için ise kanal girişi ile çıkışı arasında basınç farkının bilinmesi gerekir. Bu amaçla, fark basınç ölçerin bir ucu kanalın giriş, diğer ucu ise kanalın çıkış tarafına manifoldlar sayesinde bağlanmıştır. Fark basınç ölçerin ölçüm hata payı ise  $\pm\% 0.25$  olarak verilmiştir.

Bu ekipmanlar Resim 3.6'da gösterilmiştir.



Resim 3.6 : (a) Direnç sıcaklık algılayıcısı (b) ısılıçift (c) fark basınç ölçer.

### 3.1.5. Güç kaynağı

Deney düzeneğinde iki farklı güç kaynağı bulunmaktadır. Bunlardan ilkinin görevi fark basınç ölçer, direnç sıcaklık algılayıcıları ve ısılıçiftlere gerekli gücü sağlamaktır. Deneyler boyunca güç kaynağının voltaj değeri 29 Volt ve akım değeri 2 Amper olarak ayarlanmıştır.

İkinci güç kaynağı [44] ise minikanal üzerinde bulunan direnç tellerine bağlanmıştır. Bu sayede ısıtma işlemi yapılarak kanal üzerinde sabit ısı akısı sağlanmıştır. Direnç telleri hakkında bilgi ileriki bölümde verilecektir. Güç kaynağının sağlayabildiği voltaj ve akım değerleri sırasıyla 42 Volt ve 30 Amper'dir. Buna bağlı olarak güç kaynağı en fazla  $1260 \pm 0.01$  W değerinde güç üretebilmektedir. Ancak soğutma tankının deneysel olarak azami ısı yitim kapasitesi 480 W olarak belirlendiğinden bu değer güç kaynağının maksimum gücü olarak alınmış ve güç kaynağı değerleri buna uygun olarak seçilmiştir. Deneyler boyunca güç kaynağının üzerindeki ayarlayıcılar sayesinde voltaj ve akım değerleri kullanıcı tarafından el ile ayarlanmıştır.

Güç kaynakları Resim 3.7'de görülmektedir.



(a)



(b)



(c)

Resim 3.7 : (a) Veri toplama ünitesi (b) birinci güç kaynağı (c) ikinci güç kaynağı.

### 3.1.6. Veri toplama ünitesi

Fark basınç ölçerden ve direnç sıcaklık algılayıcılarından gönderilen voltaj sinyalleri veri toplama ünitesine ulaşır. Burada işlenen sinyaller sayısal rakamlara dönüştürülerek bir bilgisayar yardımı ile grafiksek veya .csv formatında kullanıcıya sunulur. Bu süreç boyunca veri toplama ünitesinin kendi programı olan BenchLink Data Logger 3 [45] kullanılmıştır. Program, bilgisayar ile veri toplama ünitesi arasında bir köprü görevi gördüğünden deney düzeneği ile ilgili bütün dijital ayarlamalar buradan sağlanmıştır. Bu ayarlamalar örnek olarak, veri toplama aralığının ne kadar olacağı, kullanılan ısı çiftlerin veya direnç sıcaklık algılayıcılarının özellikleri gibidir. Kullanılan deney düzeneği için gerekli ayarlamalar yapıldıktan sonra sonuçlar .csv formatında toplanarak veri düzenlemeleri yapılır ve sunulan grafikler sayesinde akışın kararlı rejime geçip geçmediği kolayca kontrol edilebilir. Aynı zamanda, program arda arda gelen otuz adet yapılan deney sonuçlarını program hafızasına kaydeder ve karşılaştırma kolaylığı sağlar. Veri toplama ünitesinin fotoğrafı Resim 3.7'de görülmektedir.

## 3.2. Test Bölgesi

Test bölgesi minikanal, manifold, fark basınç ölçer, direnç sıcaklık algılayıcısı, ısı çift ve ısıtma katmanından oluşur.

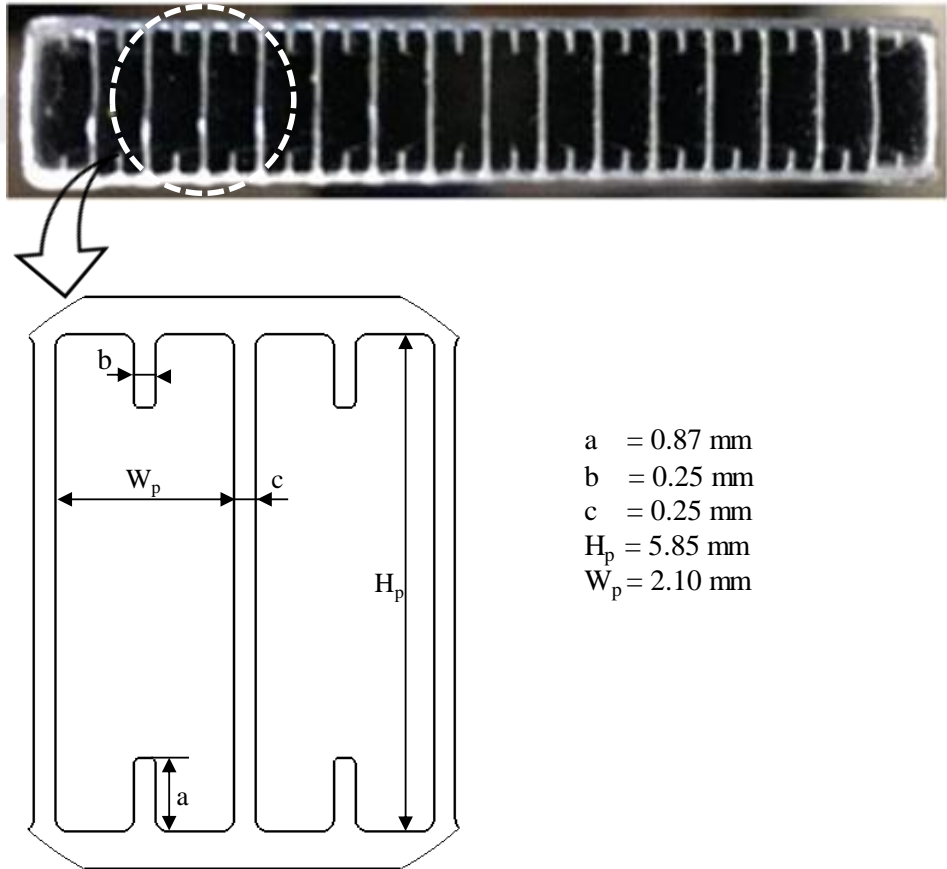
### 3.2.1. Minikanal

Laboratuvarda mevcut bulunan kanatçıklı çoklu girişli bir minikanal, soğutma sektöründe ve ısı değiştirgeçleri uygulamalarında sıkça kullanıldığından dolayı ısıl ve hidrodinamik analizleri deneysel olarak yapılmak üzere seçilmiştir. Minikanal, alüminyumdan üretilmiş olup on altı adet girişi (kanalcığı) vardır. Kanalın iç girişlerinin on dört tanesi birbirleriyle tamamen aynı olmasına karşın uç taraftaki girişler diğerlerinden farklı geometriye sahiptir. Ancak hesaplamalarda kolaylık

sağlaması bakımından bu girişler de iç girişler ile aynı kabul edilmiştir. Minikanalın geometrik ölçüleri ve bu ölçülere karşılık gelen parametreler ile ayrıntıları sırasıyla Resim 3.8 ve Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1 : Minikanalın geometrik ölçüleri.

Parametreler	Açıklamalar	Değerler
L [mm]	Kanalın uzunluğu	$638 \pm 38$
Wc [mm]	Kanalın genişliği	$38.05 \pm 1$
Hc [mm]	Kanalın yüksekliği	$6.73 \pm 0.2$
Wp [mm]	Bir girişin genişliği	$2.10 \pm 0.1$
Hp [mm]	Bir girişin yüksekliği	$5.85 \pm 0.2$
a [mm]	Kanatçık yüksekliği	$0.87 \pm 0.04$
b [mm]	Kanatçık genişliği	$0.25 \pm 0.01$
c [mm]	İki giriş arası duvar kalınlığı	$0.25 \pm 0.01$
Ap,f [mm <sup>2</sup> ]	Bir girişin akış alanı	$11.79 \pm 1.13$
Pp [mm]	Bir girişin çevrel uzunluğu	$18.72 \pm 0.56$
Dh [mm]	Bir girişin hidrolik çapı	$2.52 \pm 0.25$



Resim 3.8 : Minikanal ön fotoğrafı ve kanalcık ölçüleri.

### 3.2.2. Manifoldlar

Borular içerisinde dolanan akışkanı test kanalının içerisine yönlendirmek amacıyla manifoldlara ihtiyaç duyulmuştur. Özellikle çoklu girişli mikro kanallarda hesaplamaların tutarlı olabilmesi için her bir kanalcık içerisinde aynı miktarda debi geçmesi istenir. Bu nedenle manifold tasarımı mikro kanallarda büyük önem taşır [46]. Akışın kanalcıklara eşit debide girmesini sağlamak amacıyla manifoldlar hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemiyle tasarlanmıştır. Ön tasarımda manifoldun kesit alanı minikanalın giriş kesitinden esinlenerek dikdörtgen olarak tasarlanmış ve iki boyutlu HAD analizleri yapılmıştır. Yapılan sayısal çalışmalar bir giriş içerisinde teorik olarak hesaplanan akışkan hızı ile karşılaştırılmıştır. Yapılan en kötü tasarımda hız değişiminin iç girişlerde %3, dış girişlerde ise %12 olduğu görülmüş ve üretim aşamasına geçilmiştir.

Manifold, alt ve üst kısım olmak üzere iki parça halinde ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü Talaşlı İmalat Laboratuvarında üretilmiştir. Üst parçanın üzerine fark basınç ölçer ile direnç sıcaklık algılayıcılarını yerleştirmek amacıyla iki adet vida deliği açılmıştır. Aynı zamanda üst parçanın ön kısmına çevrim akışkanının içerisinde aktığı boruyu monte edebilmek için de bir kılavuz açılmıştır. Ek 1'de manifold parçalarının üretim süreci anlatılmış ve teknik resimleri verilmiştir.

### 3.2.3. Isıtma katmanı

Kanal üzerinde ısı sınır koşulunu sağlamak için dirençle ısıtma işlemi öngörülmüştür. Dirençle ısıtma yöntemi, içerisinde elektriksel akım geçen katı bir malzemenin akıma karşı gösterdiği dirençten dolayı iç enerjisinin, dolayısıyla sıcaklığının artması esasına dayanır. Bu da kanal ile ısıtılmak istenilen malzeme arasında sıcaklık farkı oluşmasına ve malzemedeki kanala ısı aktarımını olmasını neden olur.

Isıl sınır koşulunun doğru bir şekilde sağlanması bu tarz deneylerde esastır. Zira ısı sınır koşulunun kanal boyunca farklılık göstermesi deneysel sonuçlar ile tahmin edilen sonuçlar arasında büyük sapmalara neden olur. Buna bağlı olarak doğru ısı sınır koşulunun sağlanması test bölgesinin kurulumundaki en zorlu kısım olmuştur ve bunun hakkında bilgi verilecektir.

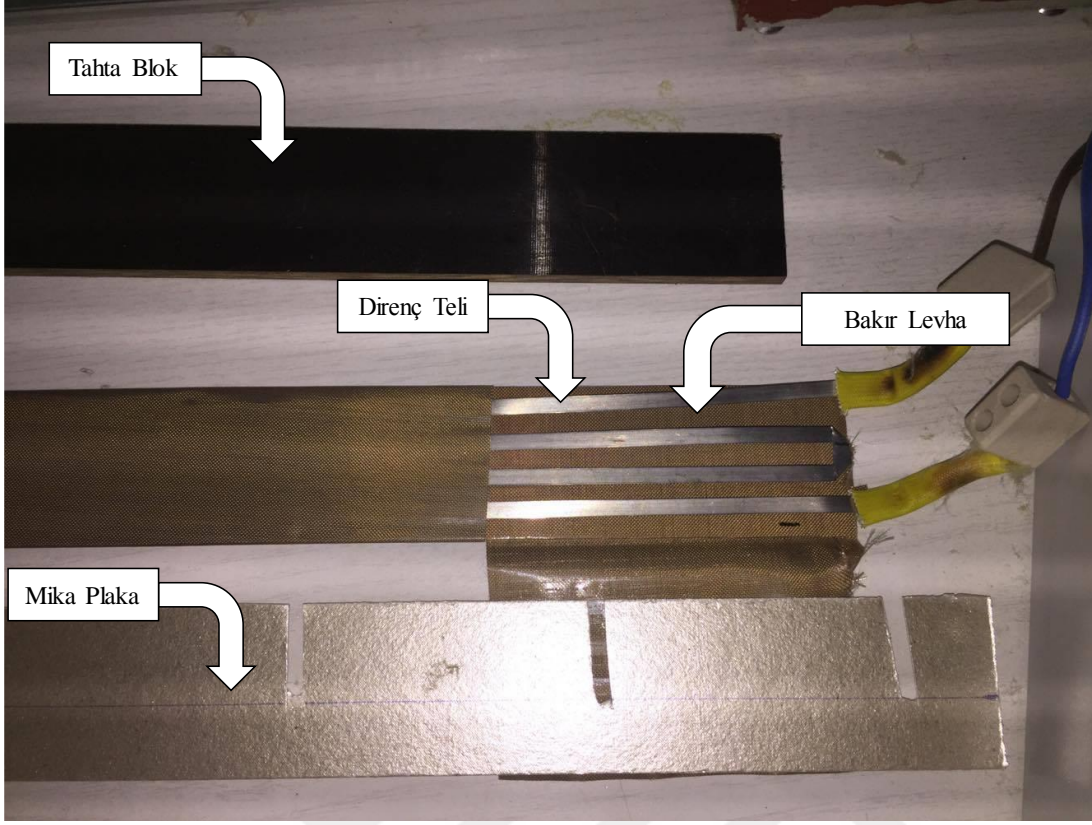
Öncelikli olarak kanal dielektrik bir bant ile sarılarak üzerine konulan bakır levhanın ısıtılmasıyla bu koşulun sağlanması istenmiştir. Dielektrik bandın amacı, levhanın



içerisinden geçen akımın kanala geçmesini engellemektir. Ancak, bakır levhanın öz direnç değeri çok küçük olduğundan yeterli ısı geçişi elde edilememiştir ve alternatif yöntemler düşünülmüştür.

Sonrasında referans [37]'den esinlenilerek dielektrik bant ile sarılmış olan kanalın etrafına sarmal bir şekilde direnç teli uygulanmıştır. Bu işlem süresince birbirini takip eden iki direnç teli aralık değerinin yüksek olması ısıl koşulun periyodik olmasına veya bu dirençlerin ısılıçiftler üzerinden geçmesi ise ölçüm hatalarına neden olmuştur. Aynı zamanda, direnç teli yeterince elastik olmadığından çoğu bölgede kanal ile direnç teli arasında boşluklar kalmıştır. Bunu önlemek için laboratuvarda bulunan tahta bloklar ve kelepçeler vasıtasıyla kanal sıkıştırılmıştır. Uygulanan birkaç dizilim ve bunları takip eden deneyler sonrasında bu işlemin güvenilir olmadığına karar verilmiş ve ısıtma katmanına son bir yapılandırma uygulanmıştır.

Son yapılandırmada ısı akısının düzgün dağılması için ince bakır bir plaka düşünülmüştür. Bakır plaka dielektrik bant ile sarılmış ve çelik direnç teli bakır plakanın üst kısmına düz bir şekilde yerleştirilmiştir. Sonrasında hem çelik tel hem de plaka tekrar dielektrik bant ile sarılmıştır. Bu sistemde bakır levha mini kalın üzerine yerleştirildiğinde arada boşluk kalacağından sistemin kelepçelerle sıkıştırılması ikinci kez düşünülmüştür. Ancak, hem ısılıçiftler bakır levhanın sıcaklığından etkileneceğinden, hem de bu sıkıştırma işlemi sonrasında ısılıçiftler üzerlerine uygulanan kuvvetler nedeniyle hasar görebileceğinden bakır levha ile minikanal arasına ince mika bir plaka yerleştirilmiştir. Bu süreçte kullanılan mika plaka, direnç teli, dielektrik bant ile sarılmış bakır levha ve tahta blok Resim 3.9'da görülmektedir. Direnç telinin genişliği 4 mm olup, bahsi geçen diğer ısıtma katmanı malzemelerinin genişlikleri kanal genişliği ile aynıdır.



Resim 3.9 : Isıtma katmanı parçaları (üstten alta sırası ile tahta plaka, ısıtma sistemi, mika plaka).

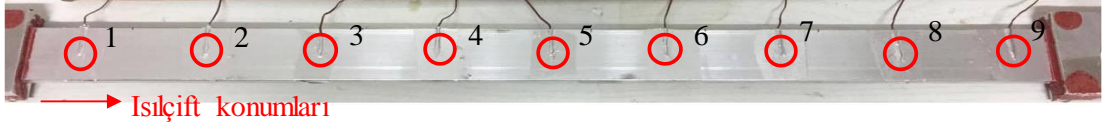
### 3.3. Deney Düzeneginin Hazırlanması

Önceki bölümlerde deney düzeneginde kullanılan ekipmanlar hakkında bilgiler verilmiştir. Bu bölümde ise bu ekipmanların birleştirilme işlemi anlatılacaktır.

Deney düzeneginin bütün bağlantı elemanları iç çapı 6.5 mm ve dış çapı 10 mm olan plastik borularla bağlanmıştır. Yan elemanlar (vanalar) ve manifold girişleri boru çaplarına göre seçilmiş ve üretilmiştir. Sabit sıcaklık banyosu, dişli pompası ve rotametreinin giriş ve çıkışı ise ayarlayıcılar sayesinde gerekli boru çaplarına küçültülmüştür. Sistemdeki bütün conta bağlantı noktalarında sızdırmazlık sağlanması için teflon bant kullanılmıştır.

Üretilen manifold parçalarının montajı Resim 3.11’de görülmektedir. Manifoldların üst parçasının kanal ile birleştikleri kısımlarına soğuk silikon uygulanmış ve minikanal 14 mm içeriye girecek şekilde yerleştirilmiştir. Benzer şekilde, alt manifoldun üst manifoldta monte edildiği yüzey kısmına da silikon uygulanmıştır. Buradaki amaç su sızdırmazlığını sağlamaktır. Son işlem olarak, manifoldun üst parçası ile alt parçası vidalanarak birleştirilmiş ve silikonun kuruması için 24 saat beklenmiştir.

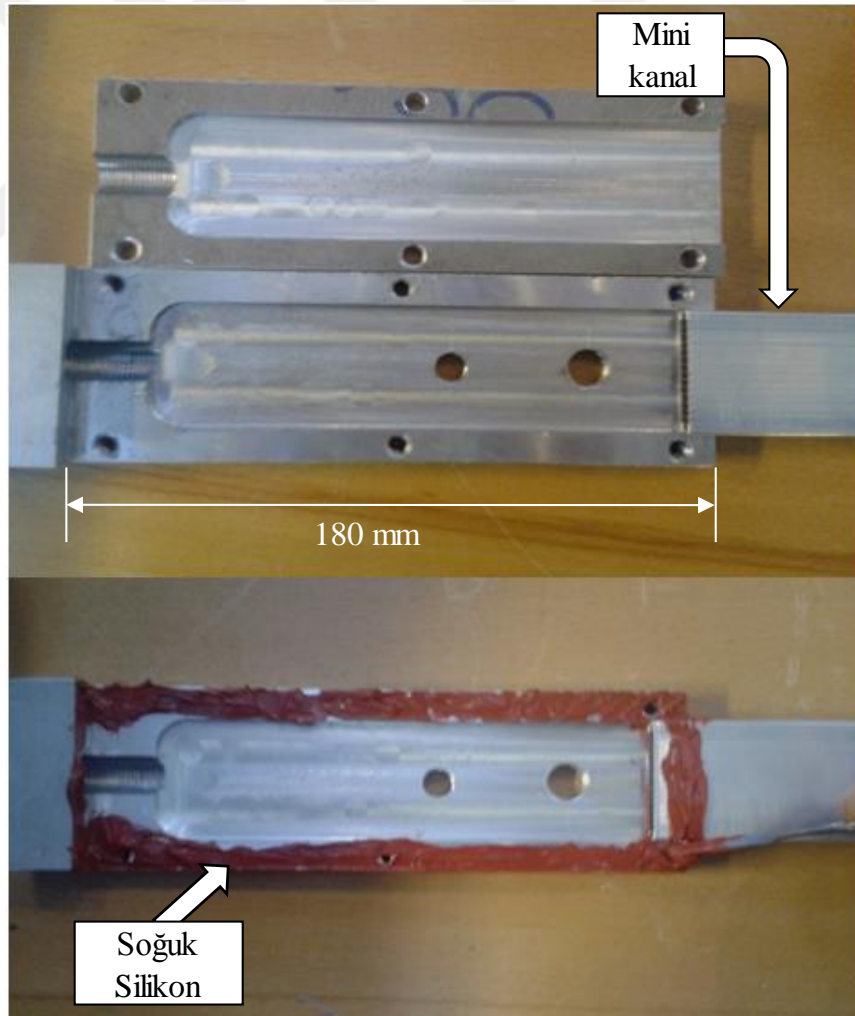
Manifold ile minikanal birleştirildikten sonra minikanal üzerine dokuz adet ısılcift birbirleri arasında ortalama 70 mm olacak şekilde yerleştirilmiş ve bantlanmıştır. Minikanalın üzerindeki ısılciftler ve ısılciftlerin konumları sırasıyla Resim 3.10 ve Çizelge 3.2’de verilmiştir.



Resim 3.10 : Isılcift konumları.

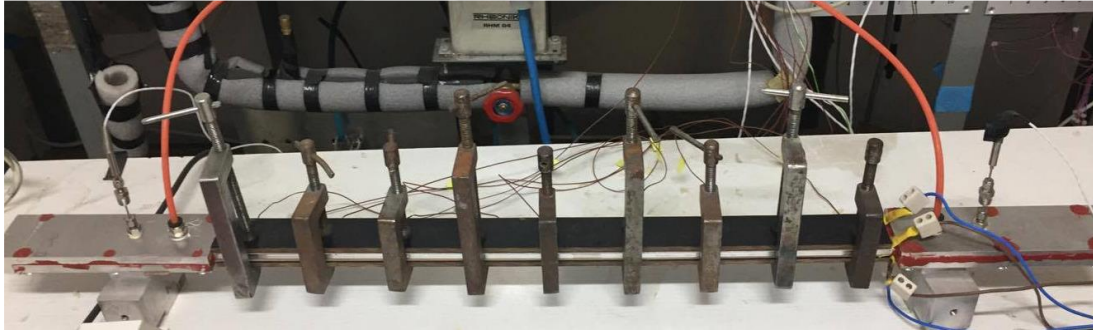
Çizelge 3.2 : Isılcift konumları.

Isılciftler	IÇ 1	IÇ 2	IÇ 3	IÇ 4	IÇ 5	IÇ 6	IÇ 7	IÇ 8	IÇ 9
Konumları [mm]	31	105	173	242.5	311.5	382	451	521	592

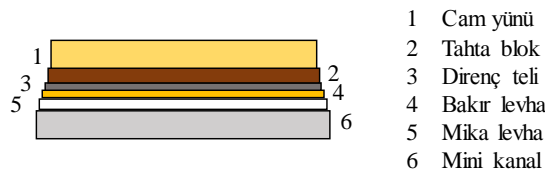


Resim 3.11 Manifold montajı.

Isılçiftler yerleştirildikten sonra fark basınç ölçer ve direnç sıcaklık algılayıcıları manifoldlara monte edilmiştir. Bütün sistem birbirine bağlandıktan sonra deney düzeneği çalıştırılıp sızdırmazlık testi yapılmıştır ve akışkanın hiçbir bölgeden sistemin dışına çıkmadığı görülmüştür. Bunun üzerine ısıtma katmanı minikanalın üzerine ve altına uygulanmış ve ısıl direnci azaltmak amacıyla sıkıştırılmıştır. Kelepçeler tam olarak ısılçift konumları üzerine yerleştirilmiştir. Bunun nedeni ise iki ısılçift arasına yerleştirilen kelepçeler hem ısılçift noktalarında hem de kanal giriş ve çıkış noktalarında aradaki plakaların sehim yapmasına ve ısılçiftlerin öngörülenden fazla değerler okumasına neden olmaktadır. Test bölgesinin kanala ısıtma katmanı uygulanmış hali ve ısıtma katmanındaki malzemeler Resim 3.12’de ve ısıtma katmanındaki malzemelerin ısıl iletkenlik katsayıları Çizelge 3.2’de verilmiştir.



(a)



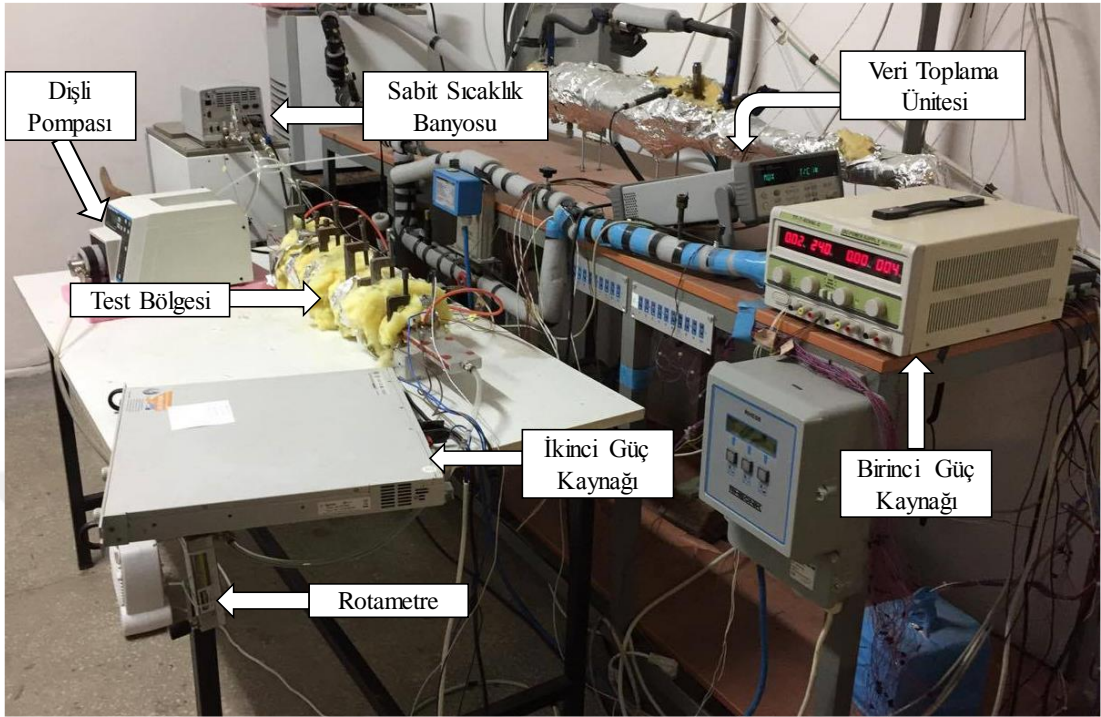
(b)

Resim 3.12 : (a) Isıtma katmanı uygulanmış test bölgesi (b) ısıtma katmanındaki malzemeler ve konumları.

Çizelge 3.3 : Isıtma katmanındaki malzemelerin kalınlık ve ısıl iletkenlik katsayıları.

Malzemeler	Kalınlık[mm]	k[W/m K]
Cam yünü	$30 \pm 0.1$	0.031
Tahta blok	$15 \pm 0.05$	0.13
Direnç teli	$0.5 \pm 0.02$	[-]
Bakır levha	$1 \pm 0.04$	401
Mica levha	$0.5 \pm 0.02$	0.3
Minikanal	$0.44 \pm 0.02$	237

Son olarak kanala cam yünü ile izolasyon yapılmıştır. Deney düzeneğinin son hali Resim 3.13'te görülmektedir.



Resim 3.13 : Deney düzeneğinin son hali.

### 3.3.1. Deneysel metot

Bu bölümde, her bir deney yapılırken izlenen prosedür maddeler halinde yazılmıştır. Deneyler boyunca birincil güç kaynağı ile bilgisayar her zaman çalışır durumdadır.

- Kontrol vanası açılır. Sabit sıcaklık banyosu, dişli pompası ve veri kaydedici çalıştırılır.
- Sabit sıcaklık banyosunun kontrol kutusundan istenilen su sıcaklığı ayarlanır.
- Sabit sıcaklık banyosunda bulunan su, kontrol kutusundan ayarlanan sıcaklığa gelene kadar beklenir.
- Dişli pompasından önce bulunan kontrol vanası kademe kademe kapatılır. Bu süreçte, rotametre her kısılmadan sonra istenilen yaklaşık su debisi elde edilene kadar gözle kontrol edilir. Yaklaşık değere ulaşılan kadar kapatma işlemine devam edilir.

- Dişli pompasının üzerindeki kontrol kutusundan küçük artış veya azalışlar ile istenilen tam debi değeri ayarlanır.
- İkincil güç kaynağı çalıştırılır. Güç kaynağının üzerindeki ayarlayıcılar ile voltaj ve akım değerleri ayarlanır. Direnç telleri ısınmaya başlar.
- Bilgisayar programı vasıtasıyla veri alınmaya başlanır. Sistem kararlı rejime geçene kadar bu işleme devam edilir. Bu süreçte kontrol amacıyla veriler bilgisayarda grafiksel olarak görüntülenir. Sistemin kararlı rejime geçmesi yaklaşık 20 dakika alır.
- Kararlı rejime ulaşıldıktan sonra ısılıçiftlerden, fark basınç ölçerden ve direnç sıcaklık algılayıcılarından gönderilen veri değerleri toplanmaya başlanır.
- 10 saniye aralıklarla toplanan veriler toplam 100 veri alınana kadar devam eder. Bu süreç yaklaşık 15 dakika sürer.
- Veriler toplandıktan sonra ikinci güç kaynağı kapatılır. Kontrol vanası tamamen açılır ve test bölgesi soğumaya bırakılır.

### **3.3.2. Kalibrasyon**

Kalibrasyon, kullanılan ölçü aletlerinin ölçüm değerlerinin ölçüm standartlarına göre güvenilirliği sağlanmış başka bir ölçü aletinin ölçüm değerleriyle karşılaştırılarak ayarlanmasıdır. Holman'a [47] göre kalibrasyon üç şekilde yapılabilir. (1) Birincil kaynaktan yapılan (örn.: akreditasyon laboratuvarları), (2) kendisinden yüksek hassasiyete sahip başka bir ölçüm aletiyle yapılan ve (3) bir giriş kaynağı ile yapılan (boş olan bir tankın yavaşça su ile doldurulması ve bu süreçte yüksekliğinin ölçülerek debinin belirlenmesi). Deneysel çalışmada kullanılan ölçü aletlerini kalibrasyonu yapılırken (2) numaralı yöntem kullanılmıştır.

#### **3.3.2.1. Sıcaklık ölçerler**

Mevcut çalışmada kalibre edilmesi gereken sıcaklık ölçüm cihazları ısılıçiftler, sabit sıcaklık banyosu ve direnç sıcaklık algılayıcıları olarak belirlenmiştir.

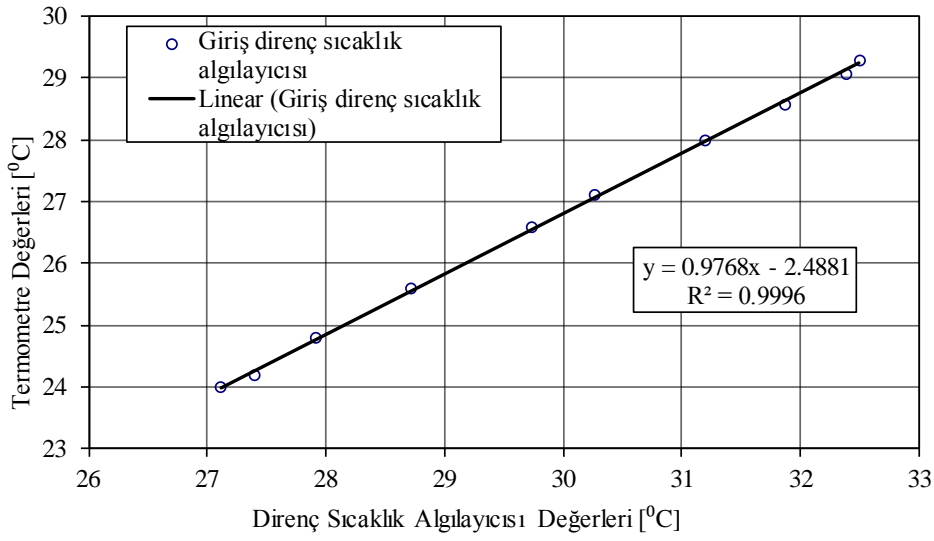
Isılıçiftlerin ve direnç sıcaklık algılayıcılarının kalibrasyonu yağ banyosunda yapılmıştır. Yağ banyosunun içerisinde akışkan olarak yağ, direnç, bu dirence bağlı

bir güç kaynağı, termometre ve termostat bulunur. Yağ banyosunun çalışma prensibi şu şekildedir: Yağ banyosunda termostat ile istenilen sıcaklık değeri ayarlanır. Elektrikli direnç sayesinde yağ ısınmaya başlar ve termometre sıcaklığı artar. İstenilen sıcaklık elde edildiğinde motor durur ve yağ yavaşça soğumaya başlar. Termometre sıcaklığı  $0.5^{\circ}\text{C}$  düştüğünde motor tekrar çalışmaya başlar ve ısıtma işlemi devam eder. Bu kontrol mekanizması istenilen sıcaklıkta tutulması amacıyla bir döngüde çalışır. Yağ banyosunun fotoğrafı Resim 3.14'te görülmektedir.

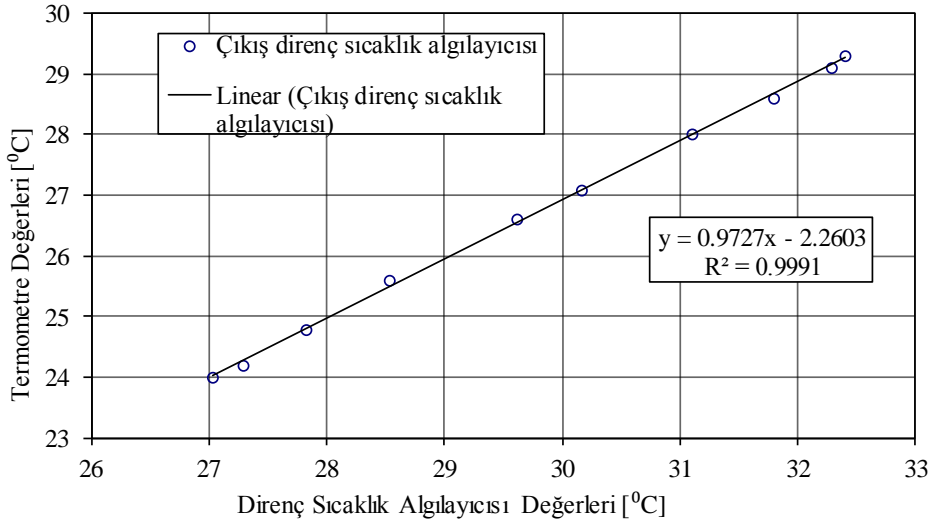


Resim 3.14 : Sıcaklık kalibrasyonları için kullanılan yağ banyosu.

Kalibrasyon yapılırken ısılıçiftlerin ve direnç sıcaklık algılayıcılarının uçları termometreye yakın olacak şekilde yağ banyosuna daldırılmış ve sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Referans sıcaklık olarak termometrenin sıcaklık değeri kullanılmış ve ölçülen sıcaklık değerleri bilgisayarda toplanmıştır. Deneysel yöntemde olduğu gibi 15 saniye aralıkla toplamda 100 veri alınana kadar sistem çalıştırılmış ve 100 veri alındıktan sonra farklı sıcaklık değeri ayarlanıp yapılan işlem 10 kere tekrarlanmıştır. Kalibrasyon işlemi süresince ısılıçiftler mükemmel uyumlu çıkmıştır ( $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$  hata). Bunun nedeni ise bu ısılıçiftlerin ısı transferi laboratuvarında aktif olarak kullanılmasından dolayı ısılıçiftlerin sıcaklık kontrolleri tekniker Mustafa Yalçın tarafından düzenli olarak yapılması ve hatalı ısılıçiftlerin yenileriyle değiştirilmesidir. Direnç sıcaklık algılayıcılarının kalibrasyon eğrileri ve değerleri Şekil 3.2 ve Çizelge 3.4'te verilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 3.2 : (a) Giriş direnç sıcaklık algılayıcısı kalibrasyon (b) çıkış direnç sıcaklık algılayıcısı kalibrasyonu değerleri.

Çizelge 3.4 : Direnç sıcaklık algılayıcıları kalibrasyon değerleri.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Termometre değerleri	24.0	24.2	24.8	25.6	26.6	27.1	28.0	28.6	29.1	29.3
Direnç sıcaklık algılayıcısı giriş değerleri	27.1	27.4	27.9	28.7	29.7	30.3	31.2	31.9	32.4	32.5
Direnç sıcaklık algılayıcısı çıkış değerleri	27.0	27.3	27.8	28.5	29.6	30.2	31.1	31.8	32.3	32.4



Isılçiftlerin ve direnç sıcaklık algılayıcılarının kalibrasyonlarından sonra sabit sıcaklık banyosunun kalibrasyonu yapılmak istenmiştir. Bu amaçla iki adet ısılıçift ile bir adet direnç sıcaklık algılayıcısı havuzun içine konulmuş ve ölçümler yapılmıştır. Yapılan ölçümler sonucunda ısılıçiftler, direnç sıcaklık algılayıcısı ve havuz sıcaklıkları arasında  $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$  hata bulunmuş ve kalibrasyon yapılmasına gerek duyulmamıştır. Aynı zamanda, deneyler boyunca banyo çıkışına yerleştirilen ısılıçift sayesinde de sıcaklık kontrol edildiğinde aradaki en büyük farkın  $0.27^{\circ}\text{C}$  olduğu görülmektedir. Bunun nedeni olarak da basınçlandırılan suyun sıcaklığının bir miktar artacağı ön görülmüş ve uyumlu olduğu düşünülmüştür.

### **3.3.2.2. Rotametre**

Rotametrenin kalibrasyonu Altınöz [37] tarafından yapılmıştır. Akışkan tipi değişmediği için tekrar kalibre edilmesine gerek duyulmamıştır. Aynı zamanda, Altınöz yaptığı kalibrasyon çalışmasında rotametrenin kalibrasyonunun önceki yapılan çalışmaya göre değişmediğini de göstermiştir.

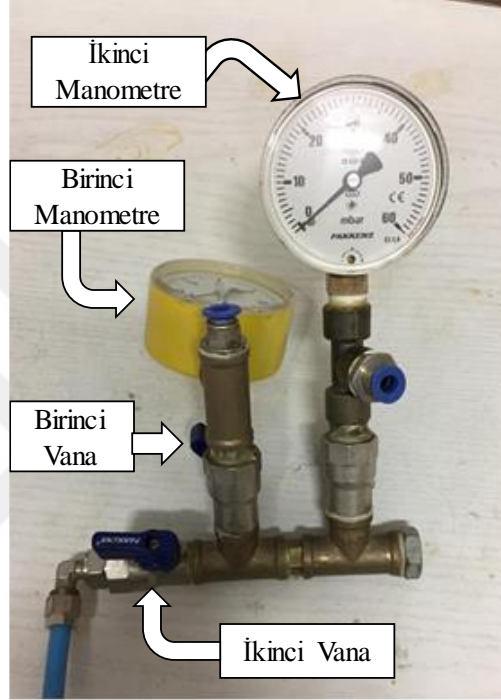
### **3.3.2.3. Fark basınç ölçer**

Fark basınç ölçerin kalibrasyonunu yapmak amacıyla laboratuvarında bir düzenek kurulmuştur. Bu düzenek iki adet manometre, vana ve borulardan oluşmaktadır. Kullanılan fark basınç ölçerin ölçüm aralığı 0 ile 5 kPa olduğundan dolayı kullanılan manometreler 60 mbar azami basınç göstergesine sahiptir.

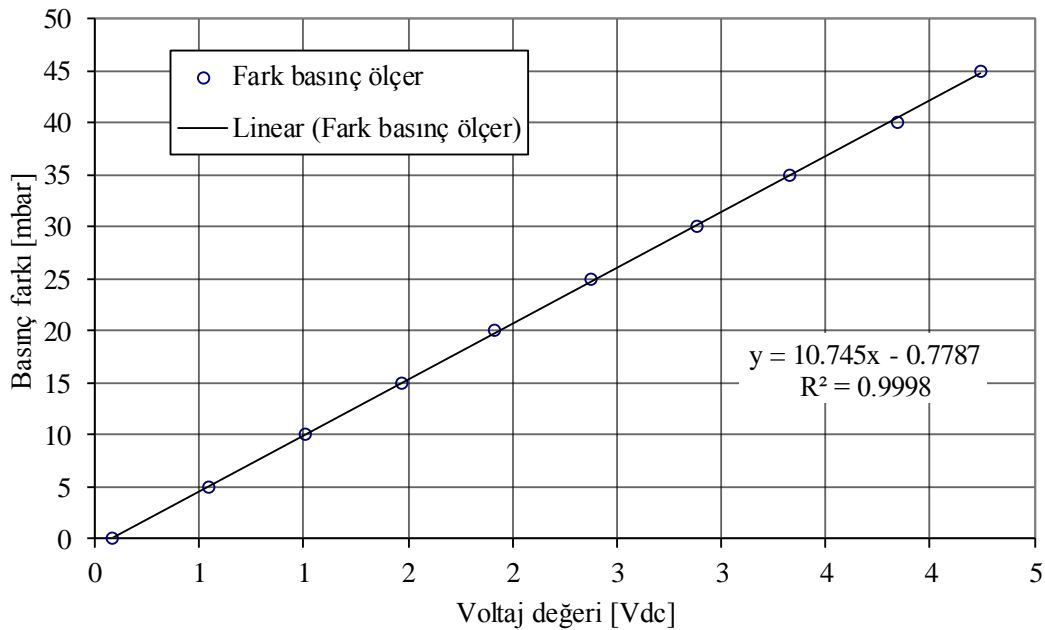
Kurulan düzenek Resim 3.15'te görülmektedir. Fark basınç ölçerler manometre girişlerine monte edilir ve bütün vanalar açılır. El pompası yardımıyla basılan su ile birincil manometre düşük basınç değerine ayarlanır ve birincil vana kapatılır. Vana kapatıldıktan sonra benzer şekilde ikincil manometre yüksek basınç değerine ayarlanır ve ikincil vana kapatılır. Basınç farkı ayarlandıktan sonra veriler alınmaya başlanır. Sıcaklık ölçer kalibrasyonunda olduğu gibi 15 saniye aralıkla 100 veri alınır ve kaydedilir. Sonrasında vanalar açılarak sistemdeki su boşaltılır ve bu işlem 10 kez farklı basınç farkları için tekrarlanır. Fark basınç ölçer, deney düzeneğindeki en stabil olmayan sonuçları veren alet olduğundan dolayı kalibrasyon işlemi dört set halinde yapılarak bu verilerin ortalaması alınmıştır. Fark basınç ölçer kalibre edilirken bulunan değerler Çizelge 3.5'te ve fark basınç ölçerin kalibrasyon eğrisi Şekil 3.3'te verilmiştir.

Çizelge 3.5 : Fark basınç ölçer kalibrasyon değerleri.

Basınç farkı [mbar]	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
Set 1 [Vdc]	0.087	0.414	0.887	1.335	1.786	2.317	2.751	3.299	3.762	4.224
Set 2 [Vdc]	0.074	0.629	1.064	1.497	1.947	2.490	2.924	3.332	3.854	4.235
Set 3 [Vdc]	0.024	0.533	0.998	1.453	1.886	2.328	2.871	3.257	3.744	4.193
Set 4 [Vdc]	0.155	0.588	1.068	1.599	2.013	2.365	2.974	3.398	3.989	4.314
Ortalama	0.085	0.541	1.004	1.471	1.908	2.375	2.880	3.322	3.837	4.241



Resim 3.15 : Fark basınç ölçer kalibrasyonu için kuralan düzenek.



Şekil 3.3 : Fark basınç ölçer kalibrasyon değerleri.

#### 4. VERİ ANALİZİ

Veri analizi kısmında, deney koşulları, artık verilerin giderilmesi, tekrarlanabilirlik ve veri indirgeme bölümleri yer alacaktır.

##### 4.1. Deney Koşulları

Her deneyde olduğu gibi bu deneyde de ekipmanların özelliklerinden dolayı sınırlamalar bulunur. Bu nedenle, deneylere başlamadan önce deney koşullarının belirlenmesi, yapılan çalışmaların açıklayıcılığı bakımından önem taşır.

Küçük ölçekli kanallarda akış genellikle laminer bölgededir. Buna bağlı olarak yapılan araştırmanın laminer bölgenin büyük kısmını örtmesi düşünülmüştür. Akışın hangi bölgede olduğunun belirlenmesinde kullanılan boyutsuz sayı Reynolds sayısı olup

$$Re = \frac{\rho \cdot u_m \cdot D_h}{\mu} \quad (4.1)$$

şeklinde gösterilir. Burada  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu,  $u_m$  ortalama hızı,  $D_h$  hidrolik çapı ve  $\mu$  akışkanın viskozitesini gösterir. Hidrolik çap, kullanılan kanalın geometrik özelliklerine bağlı olup denklem (1.1)'den hesaplanabilir. Hacimsel debinin, her bir kanal girişine eşit miktarda dağıldığı kabul edildiğinden tek bir kanalcık girişindeki hacimsel debi,

$$\dot{V}_p = \frac{\dot{V}}{16} \quad (4.2)$$

şeklinde hesaplanır. Ortalama hız ise,

$$u_{p,m} = \frac{\dot{V}_p}{A_{p,f}} \quad (4.3)$$

şeklinde bulunur. Burada  $\dot{V}_p$  bir girişteki hacimsel debiyi,  $A_{p,f}$  ise bir kanalcıkta alınan kesit alanında akışkanın aktığı alanı ifade eder. Denklem (4.1), (4.3) ve (1.1) birleştirilse,

$$Re = 4 \frac{\dot{V}_p \rho}{P \mu} \quad (4.4)$$

elde edilir. Denklem (4.4)'ten de anlaşılacağı üzere Reynolds sayısı debinin, çevresel uzunluğun (geometrinin) ve akışkanın termofiziksel özelliklerinin bir ölçüsüdür.

Ölçek etkilerinde de bahsedildiği üzere, deneyler süresince sıcaklığa bağlı akışkan özellikleri değişken alınmak istenmiştir ve bunun için bir excel eklentisi kullanılmıştır [48]. Bu eklenti IAPWS-IF97 endüstri standardına göre oluşturulmuştur. Eklentide bulunan su değerleri Altınöz [37] tarafından Incropera [49] ile karşılaştırılmış ve aradaki azami fark %0.8 bulunmuştur. Bu fark çok düşük olduğundan oluşturulan eklenti kullanılmıştır. Sıvıların termofiziksel özellikleri basınç ile çok küçük bir değişime uğradığından (örn. 5 bar dan 10 bar'a çıkarılan 20 °C sıcaklıktaki sıvının yoğunluğundaki değişim %0.23 olarak hesaplanmıştır) suyun basıncı hesaplamalar boyunca 1 bar kabul edilmiştir. Bunun nedeni ise deney düzeneğinde fark basınç ölçer kullanıldığından suyun kanal girişindeki ve çıkışındaki basınç değerlerinin ölçülememesidir.

Prandtl sayısının gelişmekte olan akışta sınır tabaka üzerine olan etkisinden bahsedilmiştir. Prandtl sayısı ise,

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (4.5)$$

şeklinde hesaplanır. Denklem (4.5)'te görüldüğü üzere Prandtl sayısı, incelenen noktada akışın sadece termofiziksel özelliklerine bağlıdır ve akışkan hakkında bize bilgi verir.

Önceden bahsi geçmesine rağmen yazar şu bilgileri de hatırlatmak ister.

- Laboratuvarda bulunan rotametreinin skalasında okunan en düşük ve en yüksek hacimsel debi değerleri sırası ile 10 lt/h ile 60 lt/h arasındadır. Güvenli bölgede

kalınması amacı ile deneyler 12 lt/h ile 52 lt/h hacimsel debileri arasında yapılmıştır.

- Kullanılan soğutucunun deneyler boyunca ısı yitim kapasitesi 480 Watt olarak görülmüştür. Dolayısıyla ikinci güç kaynağında verilen güç miktarı en yüksek 480 W değerine denk gelecek şekilde voltaj ve akım değerleri seçilmiştir.

Bu hatırlatmalar göz önünde bulundurularak deney parametreleri ve değerleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Deneysel parametreler ve değerleri.

Açıklamalar	Parametreler	Değerler (Min-Max)
Hacimsel debi	$\dot{V}$ [lt/h]	20-52
Güç kaynağının gücü	$\dot{Q}_{ps}$ [W]	210 - 321
Duvar sıcaklığı	$T_w$ [ $^{\circ}$ C]	23 - 38
Akışkan sıcaklığı	$T_f$ [ $^{\circ}$ C]	21 - 33
Basınç farkı	$\Delta p$ [Pa]	199-565
Reynolds sayısı	$Re$ [-]	75 - 190
Prandtl sayısı	$Pr$ [-]	5.71-6.53

Isı transferi içeren deneysel çalışmalarda kanala verilmek istenilen ısının tamamı akışkana aktarılmaz. Kanal üzerindeki eksenel ısı iletiminden kaynaklanan kayıplar ve ne kadar izole edilmiş olsa da taşınım ile ortama geçen ısı, verimi düşürecektir. Kanala teorik olarak geçmesi gereken ısı ikinci güç kaynağının gücüne eşittir. Gerçekte kanal içerisindeki suya geçen ısı miktarı

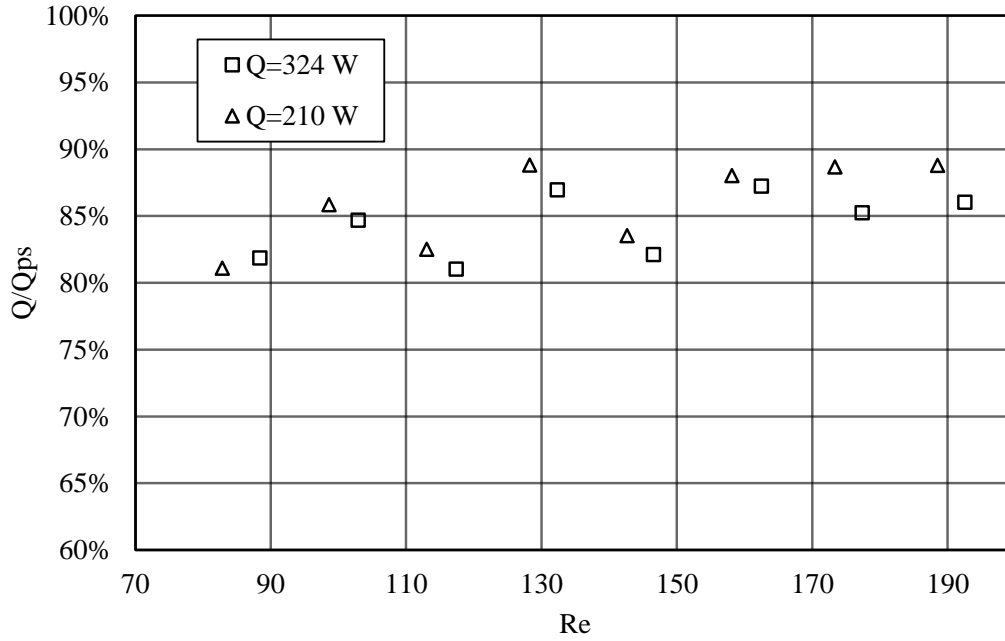
$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_{p,m} \cdot (T_{f,o} - T_{f,i}) \quad (4.6)$$

şeklinde hesaplanır. Burada  $(T_{f,o} - T_{f,i})$  kanalın girişi ile çıkışındaki suyun sıcaklık farkını,  $C_{p,m}$  ortalama sıcaklıktaki özgül ısı miktarını,  $\dot{m}$  ise kütleli debiyi göstermektedir ve

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho \quad (4.7)$$

şeklinde gösterilir. Buna bağlı olarak, verilen elektriksel gücün kanala aktarılan ısı gücüne oranının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.1’de verilmiştir. Görüldüğü üzere elektriksel gücün %80-%90’ı akışkana aktarılmaktadır. Düşük Reynolds sayılarında

bu değerin ortalamasının altında olduğu görülmektedir. Bunun nedeni olarak kütle hareketinin hızı azaldığında kanal içerisinde taşınım ile ısı geçişinin azalacağı ve verilen ısının doğal taşınım ile dış ortama daha fazla aktarılacağı yorumu yapılmıştır. Ek olarak, çıkış bölgesinde direnç sıcaklık algılayıcısı noktasal olarak sıcaklık ölçümü yaptığından manifoldun içerisinde sıvı iyi bir şekilde karışmazsa ölçüm sıcaklığının kütle sıcaklığından farklı olacağı ve sonuçları etkileyeceği düşünülmüştür. Genel olarak izolasyonun geniş kapsamlı uygulanması da test bölgesindeki ısı geçişini arttıracaktır.



Şekil 4.1 : Elektriksel gücün kanala aktarılan güce oranı.

#### 4.2. Artık Verilerin (outlier) Giderilmesi

Her farklı deney koşulu için bir deney boyunca 100 adet verinin bilgisayara kaydedildiği bölüm 3'te anlatılmıştı. Ancak bu verilerin içerisinde deneysel hatalardan oluşan anlık büyük değişimler oluşabilir ve bu değişimler deney verilerinin doğruluğu saptırır. Bahsi geçen hatalara şebekeden kaynaklanan anlık voltaj değişimi nedeniyle veri toplama ünitesine giden çıkış sinyalindeki ani değişimi veya kullanıcının darbe etkisiyle düzeneği hareket ettirmesi örnek olarak verilebilir. Çoğu zaman veri setinde büyük değişimler direk olarak göze çarpıp şüpheli veriler el ile ayıklanabilir de bazen gözden kaçabilir. Deneyler boyunca veri setlerindeki artık verilerin ayıklanması için Chauvenet kriteri [50] kullanılmıştır.

#### 4.2.1. Chauvenet kriteri

Chauvenet kriteri, deneyler boyunca elde edilen verilerde süpheli verilerin ayıklanması için kullanılan basit bir yöntemdir. Bu kritere göre, bir verinin bütün verilerin ortalamasından mutlak azami sapması ile veri setinin standart sapmasının oranı toplamda alınan veri sayısına göre belirlenen belirli bir katsayının üzerinde ise analiz edilen veri, veri setinden ayrılmalıdır. Chauvenet kriteri Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Bu tanıma dayanarak, veri setinin ortalaması ve standart sapması hesaplanmalıdır. Her bir veriyi  $x_{\ddot{o}}$  ise gösterir ve bir veri setinde n adet veri olduğunu düşünürsek, veri setinin ortalaması

$$x_{\ddot{o},m} = \frac{1}{n} \sum_{\ddot{o}=1}^n x_{\ddot{o}} \quad (4.8)$$

ve verilerin ortalamadan mutlak azami sapması ise

$$d_{max} = |x_{\ddot{o}} - x_{\ddot{o},m}| \quad (4.9)$$

şeklinde hesaplanır. Standart sapma ise

$$\sigma = \left[ \frac{1}{n} \sum_{\ddot{o}=1}^n (x_{\ddot{o}} - x_{\ddot{o},m})^2 \right]^{1/2} \quad (4.10)$$

şeklinde gösterilir. Denklem (4.8), (4.9) ve (4.10) kullanılarak ve Çizelge 4.2 de 100 veri ölçümüne denk gelen 2.81 değeri okunarak işlem uygulanmıştır. Bu uygulama art arda iki veya üç kez uygulanarak veriler daha da güvenilir hale getirilebilir ancak pratikte bu kriteri bir kere uygulamak yeterlidir.

Çizelge 4.2 : Chauvenet kriteri [50].

Ölçüm sayısı	Kabul edilebilir maksimum sapmanın, standart sapmaya oranı $d_{\max}/\sigma$
3	1.38
4	1.54
5	1.65
6	1.73
7	1.80
10	1.96
15	2.13
25	2.33
50	2.57
100	2.81
300	3.14
500	3.29
1000	3.48

### 4.3. Tekrarlanabilirlik

DeneySEL analizlerin güvenilirliği açısından tekrarlanabilirliği büyük önem taşır. Farklı zamanlarda aynı koşullarda yapılan deneylerin birbiri ile uyumlu olması gerekir. Buna bağlı olarak, dENEYSel analizler her bir deney koşulu için dört kez tekrarlanmış ve ölçülen veriler Chauvenet kriteri uygulandıktan sonra birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Güç analizinden de görüldüğü üzere ölçüm değerlerinin en çok sapma gösterdiği bölge en az akış debisine sahip olan bölge olduğundan 20 lt/h hacimsel debi için yapılan dört farklı deneyin ölçüm sonuçları örnek olarak seçilmiş ve Çizelge 4.3'te verilmiştir. Ortalama değer alınırken denklem (4.8)'den yararlanılmış ve maksimum bağıl fark

$$\text{Maksimum bağıl fark} = \left| \frac{x_m - x_0}{x_m} \right| \quad (4.11)$$

şeklinde hesaplanmıştır.

Çizelge 4.3'de görüldüğü üzere ölçülen değerlerde maksimum bağıl fark %1'den küçüktür.  $\dot{Q}$  değerleri ise, denklem (4.6)'dan hesaplanan ve akışkana aktarılan ısı



gücüdür. Bu değerler direnç sıcaklık algılayıcılarının ölçtüğü sıcaklık ölçüm değerleri ile hesaplanır ve direk olarak ölçülen bir değer değildir. Genel olarak bakıldığında ölçülen deney verilerinin tekrarlanabilirlik açısından birbirleriyle tutarlı olduğu gözükmemektedir.

Çizelge 4.3 : 20 lt/h hacimsel debide tekrarlanabilirlik verileri.

Gün	$\dot{Q}_{ps}$	$\dot{Q}$	$T_{bath}$	$T_{in}$	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$	$T_8$	$T_9$	$T_{out}$
[-]	[W]	[W]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
1	209.6	176.2	20.3	21.1	23.0	24.7	25.2	27.2	28.3	29.3	30.2	30.3	31.8	28.7
2	210.5	170.7	20.2	21.2	22.7	24.7	25.1	27.1	28.2	29.2	30.0	30.1	31.5	28.6
3	210.5	174.6	20.3	21.3	22.9	24.9	25.3	27.3	28.4	29.4	30.2	30.4	31.8	28.8
4	210.6	172.6	20.2	20.9	22.6	24.5	25.0	27.0	28.1	29.2	29.9	30.1	31.5	28.3
Ort.	210.3	173.5	20.2	21.1	22.8	24.7	25.2	27.1	28.2	29.3	30.1	30.2	31.6	28.6
Fark	0.00	0.02	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00	0.00	0.01	0.00	0.00	0.00	0.01
Fark %	0.15	1.54	0.13	0.71	0.74	0.66	0.55	0.48	0.42	0.52	0.40	0.41	0.38	0.68

#### 4.4. Veri İndirgemesi

Deneyleyler boyunca elde edilen ölçüm değerlerini akışkanlar mekaniği ve ısı transferinin temellerine dayanan bilgiler vasıtasıyla işe yarayacak bilgilere çevirmek esastır. Bu bilgiler ışığında minikanalın ısıl ve hidrodinamik karakteristiklerinin veri indirgenmesi bu bölümde anlatılacaktır.

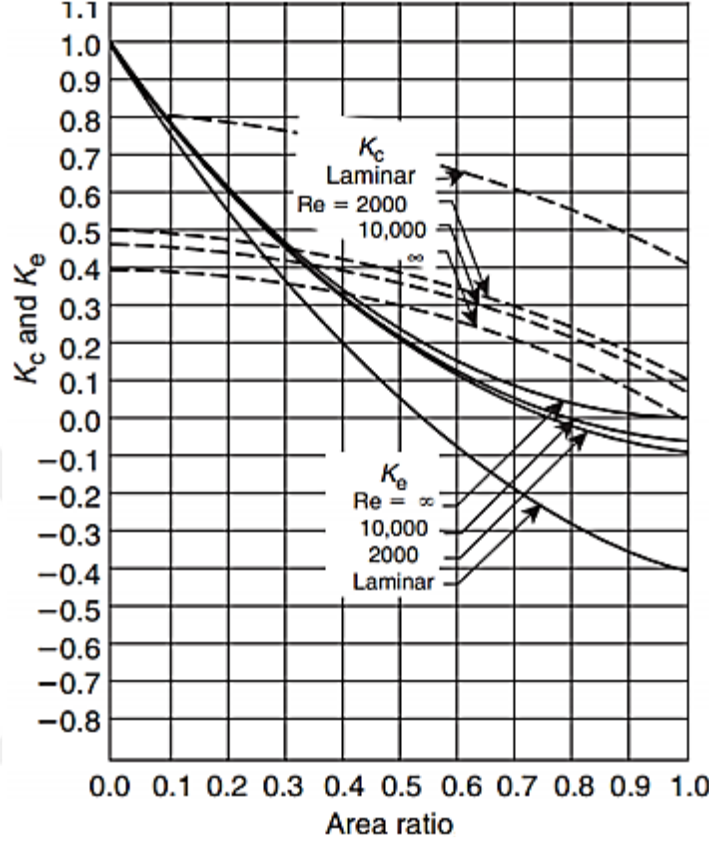
##### 4.4.1. Hidrodinamik karakteristikler

Bir kanalın hidrodinamik karakteristikleri belirlenirken literatürde sürtünme faktörü kullanılır ve bu nedenle kanalın Poiseuille sayısı belirlenmelidir. Bir kanal içi akışta kanalın girişi ile çıkışı arasındaki tam gelişmiş sürtünme faktörü denklem (1.2)'den bulunabilir. Ancak, fark basınç ölçer uçları manifoldlara bağlandığı için kanalın girişi ile çıkışında alan değişiminden dolayı fazladan basınç kaybı oluşacağı düşünülmüştür. Literatürde yapılan araştırmalar sonucunda tam gelişmiş sürtünme faktörü denkleminin

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot u_m^2}{2} \left[ (K_c + K_e) + \frac{4 \cdot f_{fd} \cdot L}{D_h} \right] \quad (4.12)$$

şeklinde yazılabileceği bulunmuştur [4]. Burada  $K_c$  ve  $K_e$  sırasıyla daralma ve genişleme katsayılarıdır. Dikdörtgen kesitli kanallarda daralma ve genişleme

katsayıları, farklı alan oranları ve farklı akış rejimleri için Şekil 4.2’de verilmiştir. Kullanılan kanal için alan oranı giriş ve çıkış için 0.26 bulunmuştur. Buna bağlı olarak daralma ve genişleme katsayıları sırası ile 0.78 ve 0.44 bulunmuştur.



Şekil 4.2 : Dikdörtgen kesitli kanallarda daralma ve genişleme oranları [51].

Kanal içi akışlarda akışın hidrodinamik olarak geliştiği bir uzunluk bulunur. Bu uzunluk süresince akış gelişmekte olacağından kayma gerilmeleri yüksek olacak, buna bağlı olarak basınç gradyanları ve sürtünme faktörü o bölgede yüksek olacaktır. Akışın hidrodinamik olarak gelişip gelişmediğini belirlemekte iki yöntem kullanılır.

İlk yöntem denklem (2.1)’den tahmini olarak hesaplanan hidrodinamik gelişme uzunluğuna göre akışın gelişmiş olduğunu belirlemektir. Deneyler boyunca denklem (2.1)’den hesaplanan tam gelişmiş uzunluk bütün deney koşullarında en fazla 24.25 mm olarak hesaplanmıştır. Bu da kanalın %3.8’lik uzunluğuna tekabül etmektedir. Bu değer göz önünde bulundurulduğunda akış girişten itibaren hidrodinamik olarak gelişmiş akış olarak kabul edilebilir. Bu yöntem teorik bir yöntem olup geliştirilken giriş hız profili sabit alınmıştır. Ancak deneylerde kanalcık giriş profilleri düzensiz olduğundan dolayı bu yöntem yalnızca yaklaşık bir sonuç verir.

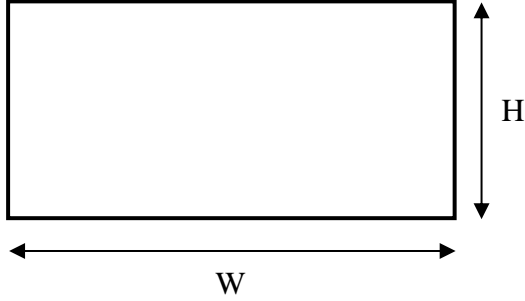
İkinci yöntem ise boyutsuz aksenal hidrodinamik uzunluğuna bakarak değerlendirmektir. Boyutsuz aksenal hidrodinamik uzunluğu literatürde denklem (4.13)'teki gibi bulunur [4].

$$x^+ = \frac{x/D_h}{Re} \quad (4.13)$$

Denklem (4.13)'te x kanal boyunca herhangi bir noktayı göstermektedir. Bu noktada basınç gradyanı ölçülerek yerel sürtünme katsayısı bulabilir ve grafiksel olarak gösterilebilir. Ancak deney düzeneğinden yerel basınç gradyanlarını ölçmek için kullanılacak bir ekipman bulunmadığından bu işlem uygulanamamıştır. Genel olarak eğer  $x^+$  değeri kanal çıkışından birden büyük ise akış kanal boyunca tam gelişmiş kabul edilir. Hesaplamalar sonucunda bulunun teorik hesaplamalar sonucunda akış tam gelişmiş olacak bulunmuş ve bu bulgular bölüm 5'te çizelge halinde sunulmuştur.

Tam gelişmiş laminer akışta Poiseuille sayıları farklı geometri ve yükseklik-genişlik oranına sahip kanallar için Kakaç vd. [52] tarafından tablolar halinde verilmiştir. Bu çalışmanın dikdörtgen kesitli kanallar için olan kısmı Çizelge 4.4'te gösterilmektedir.

Çizelge 4.4 : Dikdörtgen kesitli kanalda tam gelişmiş akış için Poiseuille sayıları [52].

	Genişlik- Yükseklik oranı (W/H)	Po=f Re
		1
	2	15.55
	3	17.09
	4	18.23
	6	19.70
	8	20.58
	$\infty$	24.00

Bu çalışmaya dayanarak, Shah ve London [12] denklem (4.14) kullanılarak dikdörtgen kesitli kanallarda tam gelişmiş laminer akışta Poiseuille sayısının hesaplanabileceğini göstermişlerdir.

$$Po_{theo} = fRe = 24(1 - 1.3553\alpha_c + 1.9467\alpha_c^2 - 1.6012\alpha_c^3 + 0.9564\alpha_c^4 - 0.2537\alpha_c^5) \quad (4.14)$$

Burada  $\alpha_c$  genişlik-yükseklik oranını belirtmektedir. Bu, yükseklik-genişlik oranının tersidir ve

$$\alpha = \frac{1}{\alpha_c} \quad (4.15)$$

şeklinde gösterilebilir.

Bu denklemler türetilirken özellikle yüzey pürüzlülüğü olmak üzere ölçek etkileri ihmal edilmiştir. Aynı zamanda, kullanılan minikanal kanatçıklı olduğu için tam olarak dikdörtgen kesitli sayılmaz. Ancak, ileride anlatılacak olan performans belirleme kriteri için teorik olarak bu denklemden faydalanılmıştır.

#### 4.4.2. Hidrodinamik korelasyon yöntemi

Tam gelişmiş akışta Poiseuille sayısının sabit olduğu anlatılmıştı. Bunun üzerine, korelasyon çıkarılırken denklem (4.12)'den bulunan sürtünme faktörü değerleri ile onlara karşılık gelen Reynolds sayıları çarpılarak her bir deney için Poiseuille sayıları bulunur. Bulunan Poiseuille sayılarının ortalaması alınarak sabit katsayı elde edilir.

#### 4.4.3. Isıl karakteristikler

Isıl karakteristiklerin belirlenmesi için literatürde Nusselt sayısı kullanılır bu nedenle kanalın Nusselt sayısı korelasyonları türetilmelidir. Nusselt sayısı denklem (1.3)'ten hesaplanabilir. Bu denklemde akışkanın ısı iletim katsayısı kullanılan eklenti programı ile okunabilir. Ancak burada aynı zamanda ortalama taşınım ısı transferi katsayısının bilinmesi gerekir.

Ortalama taşınım ısı transferi katsayısını hesaplamak için iki yöntem kullanılmıştır. Bunlardan ilki, ısı değiştirgeçlerinde kullanılan logaritmik ortalama sıcaklık farkı yöntemi ve ikincisi yerel değerlerin ortalamasının alınması yöntemidir.

##### 4.4.3.1. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı denklem (4.16)'dan hesaplanır.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{w,o} - T_{f,o}) - (T_{w,i} - T_{f,i})}{\ln \frac{(T_{w,o} - T_{f,o})}{(T_{w,i} - T_{f,i})}} \quad (4.16)$$

Burada  $T_{w,i}$  ve  $T_{w,o}$  giriş ve çıkıştaki kanal yüzey sıcaklıklarını,  $T_{f,i}$  ve  $T_{f,o}$  giriş ve çıkıştaki akışkan sıcaklıklarını belirtmektedir. Giriş ve çıkıştaki akışkan sıcaklıkları direnç sıcaklık algılayıcıları vasıtasıyla ölçülebilir ancak bu noktalarda kanal yüzey sıcaklıkları ölçülemez. Buna bağlı olarak, kanalın giriş ve çıkışındaki ilk ısılıçiftlerin okuma değerleri kanalın sınır sıcaklıkları olarak alınmıştır. Denklem (4.16)'nın kullanılabilmesi için kanal içerisinde ilk ve son ısılıçiftlerin yerleştirildiği yerel noktalara denk gelen kanal içerisindeki suyun kütle sıcaklıklarının bulunması gerekir. Isı transferinin temellerinde sabit ısı akışı sınır koşulu uygulanan kanalda akışkan sıcaklığı lineer olarak değişeceği gösterilmiştir [49]. Bu çalışmada da suyun sıcaklığının kanal boyunca lineer olarak değiştiği varsayılmıştır. Buna göre kanal girişi ile çıkışı arasında suyun aksel yöndeki ortalama kütle sıcaklık değerleri direnç sıcaklık algılayıcılarından okunan sıcaklık değerleri kullanarak

$$T_{f,x} = T_{f,i} + \frac{x}{L} (T_{f,o} - T_{f,i}) \quad (4.17)$$

şeklinde hesaplanabilir. Ortalama taşınım ısı transferi katsayısı ise,

$$\dot{Q} = h \cdot A_{ht} \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (4.18)$$

denklemleriyle hesaplanır. Burada  $\dot{Q}$ , denklem (4.6)'dan hesaplanan ve akışkana aktarılan ısı gücünü,  $A_{ht}$  ısı'nın aktarıldığı kanal yüzey alanını göstermektedir ve

$$A_{ht} = 2 \cdot W \cdot L \quad (4.19)$$

şeklinde hesaplanır.

#### 4.4.3.2. Yerel değerlerin ortalaması

Bu yöntemin uygulanabilmesi için kanal içerisindeki yerel Nusselt değerlerinin bulunması gerekir. Yerel Nusselt sayıları denklem (4.20)'de gösterildiği gibi hesaplanabilir.

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k} \quad (4.20)$$

Burada  $x$  alt indisi yerel değerleri göstermektedir. Yerel ısı taşınım katsayısı ise Newton'un soğuma yasasından

$$h_x = \frac{q''}{(T_{w,x} - T_{f,x})} \quad (4.21)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada  $q''$  duvar yüzeyindeki sabit ısı akısını,  $T_{w,x}$  kanal iç yüzeyindeki yerel sıcaklığı ve  $T_{f,x}$  kanal içerisindeki suyun yerel sıcaklığını göstermektedir.

Kanal iç yüzeyindeki yerel sıcaklık değerleri kanal kalınlığı çok ince olduğundan uygulanabilirlik bakımından kanal dış yüzeyinde belirtilen konumdaki ısıçiftlerin ölçtükleri sıcaklığa eşit alınmıştır. Buna bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı denklem (4.20)'de bir deney süresince hesaplanan yerel Nusselt değerlerinin ortalaması olarak alınır ve denklem (4.22)'deki gibi gösterilir.

$$Nu_m = \frac{1}{9} \sum_{x=1}^9 Nu_x \quad (4.22)$$

Literatürde birbirine karşıt iki yüzeyden ısıtılan dikdörtgen kesitli kanallarda yerel Nusselt sayısının bulunabilmesi için bulunan bir korelasyon yoktur. Ancak, tam gelişmiş Nusselt sayısının bulunması için denklem (4.22) kullanılabilir [11].

$$\begin{aligned} Nu_{fd} = & [(8.8270 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha^6) - (3.1693 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha^5) \\ & + (4.5800 \cdot 10^{-2} \cdot \alpha^4) - (0.3447 \cdot \alpha^3) \\ & + (1.4805 \cdot \alpha^2) - (3.8842 \cdot \alpha) + 7.1743] \end{aligned} \quad (4.23)$$

Burada  $\alpha$  yükseklik-genişlik oranını göstermektedir.

#### 4.4.4. Isıl korelasyon yöntemi

Minikanalın ısı korelasyonları hem yerel Nusselt değerleri hem de ortalama Nusselt sayıları cinsinden çıkartılır. Yerel Nusselt korelasyonu çıkartılırken denklem (4.24)'ten yararlanılır.

$$Nu_{x,theo} = s_1 + \frac{1}{s_2 x^{*s_3}} \quad (4.24)$$

Burada  $s$  katsayıları,  $x^*$  boyutsuz aksenal ısı uzunluğu belirtmektedir ve bu uzunluk

$$x^* = \frac{x}{Re \cdot Pr \cdot D_h} \quad (4.25)$$

şeklinde bulunur. Burada  $x$  yerine kanalın boyu,  $L$ , konulur ve tersi alınır Graetz sayısı elde edilir.

Literatürde ortalama Nusselt korelasyonları ise denklem (4.26) formundadır.

$$Nu_m = s_1 \cdot Re^{s_2} \cdot Pr^{s_3} \left( \frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{s_4} \quad (4.26)$$

Burada  $f$  ve  $w$  alt indisleri sırasıyla akışkanı ve duvarı göstermektedir. Ancak bu korelasyon formu çalışmalarda bütün laminar bölgeyi kapsadığı takdirde kullanılır. Bu çalışmada Reynolds sayısı aralığı dar olduğundan denklem (4.27)'deki korelasyon türü uygun görülmüştür.

$$Nu_m = s_1 + s_2 \cdot Gz^{s_3} \left( \frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{s_4} \quad (4.27)$$

Deneysel sonuçlara uygun olan katsayıları excel çözücü eklentisi ile bulunur. Bu çözücü, her bir katsayıya farklı değerler vererek ürettiği yerel Nusselt değerleri ile deneysel Nusselt değerleri arasındaki bağıl farkı bulur ve bu farkın karesini alır. Her bir deneysel veri için bunu uygulayan çözücü bütün bağıl fark değerlerini toplayarak bu değerleri en aza indirger. En düşük bağıl fark toplamını sağladığında çalışmayı bırakır ve katsayı değerlerini okuyucuya verir.

#### 4.5. Belirsizlikler

Bu çalışmada belirsizlik analizi referans [47]'e göre yapılmıştır.

$$\omega_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial y_1} \omega_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial y_2} \omega_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial y_n} \omega_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.28)$$

Denklem (4.28)'de  $\omega_R$  belirsizlik değerini,  $y_1, y_2, y_3, \dots, y_n$  bağımsız değişkenleri ve  $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$  ise bağımsız değişkenlerin belirsizliklerini göstermektedir. Deneyledeki

başlıca parametrelerin deneysel değerleri ve belirsizlik değerleri Çizelge 4.5'te verilmiştir.

Çizelge 4.5 : Başlıca parametrelerin deneysel ve belirsizlik değerleri.

Parametreler		Deneysel değerler	Belirsizlikler
$\dot{V}$	[lt/h]	20 - 48	2.50 %
$\dot{Q}$	[W]	170 - 321	0.2-0.3 %
$T_w$	[K]	295 - 311	1.31 - 2.27 %
$T_f$	[K]	294 - 306	0.3 - 0.47%
$D_h$	[mm]	2.52	10 %
$Re$	[-]	75 - 190	14 - 15.5 %
$Nu$	[-]	5.25 - 7.87	18.2 % - 24.6 %
$f$	[-]	0.171 - 0.453	22.3 % - 34.3 %

Kullanılan rotametrenin hassasiyeti okunan en büyük değer için %2.5' u kadardır. Bu durum hesaplamalar süresince geometrik belirsizlik değerleriyle birleştikçe sonrasında hesaplanan verilerin belirsizliğini çoğaltarak artırır. Buna bağlı olarak en yüksek belirsizlik değerleri en az hacimsel debiye sahip olan akışlarda gerçekleşmektedir. Geometrik ve hacimsel debi belirsizliklerinin azaltılması ile daha tutarlı sonuçlar elde edilebilir. Belirsizlik değerlerini azaltmak için öneriler değerlendirme bölümünde anlatılacaktır.



## 5. SONUÇLAR

Sonuçlar kısmında, kullanılan minikanalın ısı ve hidrodinamik karakteristikleri belirlenecektir. Elde edilen deneysel bulgular grafik ve çizelge şeklinde görsel olarak anlatılacak ve sonuçlar yorumlanacaktır.

Öncelikli olarak bölüm 2’de anlatılan ölçek etkilerinin akış üzerine etkileri teorik olarak değerlendirilmiştir. Literatürden elde edilen ölçek etkileri eşik değerleri ile deneysel veriler ışığında hesaplanan ölçek etkileri değerleri Çizelge 5.1’de karşılaştırılmıştır.

Çizelge 5.1 : Ölçek etkilerine karşılık gelen teorik hesaplamalar.

Ölçek etkileri	Boyutsuz parametre	İhmal edilemez, eğer:	Teorik hesaplar	Sonuç
Giriş etkileri	$Gz = RePr \left( \frac{D_h}{L} \right)$	$Gz > 10$	Maksimum $Gz = 4.867$	✓
Akışkanın eksenel iletimi	$Pe = RePr$	$Pe < 50$	Minimum $Pe = 506.21$	✗
Bütünleşik ısı transferi	$M = \frac{k_w A_w}{k_f P} \frac{1}{Re \cdot Pr}$	$M > 0.01$	Maksimum $M = 0.000284$	✗
Vizkoz ısınma	$Br = \frac{\mu_f u_m^2}{q_L}$	$Br > 0.005$	Maksimum $Br = 2.2609 \cdot 10^{-7}$	✗
Yüzey pürüzlülüğü	$\frac{\varepsilon}{D_h}$	$\frac{\varepsilon}{D_h} > 0.05$	n/a	✗
Sıcaklığa bağlı akışkan özellikleri	$Pr_w/Pr_f$	[-]	[-]	✓

Çizelge 5.1’de görüldüğü üzere teorik olarak boyutsuz sayılardan Peclet sayısı, Maranzana sayısı ve Brinkman sayısı eşit değerinden çok uzakta olduğundan dolayı bu ölçek etkileri ihmal edilmiştir. Aynı zamanda, kanal yüzey pürüzlülük değeri bilinmediğinden dolayı yüzey pürüzlülüğü etkileri de ihmal edilmiştir. Graetz sayısı değeri eşik değerinden küçüktür ve ihmal edilebilir. Ancak bu sayı eşik değerinden sadece %51 küçük olduğundan dolayı akışa etkisi olabileceği düşünülmüştür.

Buna bağlı olarak oluşturulan ısı korelasyonlar Graetz sayısı cinsinden ifade edilmiştir. Bunlara ek olarak, sıcaklığa bağlı akışkan özelliklerinin bir eşik değeri bulunmadığından dolayı akışa etkisi olabileceği dşnlmş ve göz ardı edilmemiştir. Literatür taramasında bu özelliğin özellikle gaz akışlarında etkisini gösterdiği ancak sıvı akışlarda da ihmal edilmemesi gerektiğinden bahsedilmişti

Ölçek etkilerinin belirlenmesi ile birlikte deneylerde yapılan varsayımlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Ölçek etkilerinden giriş etkileri ve sıcaklığa bağlı akışkan özellikleri etkendir, diğerleri ihmal edilmiştir.
- İş akışkanın sıcaklığı kanal boyunca lineer olarak değişir.
- Isılıftların duvar dış yüzeyinde okudukları sıcaklığı değerleri kanal kalınlığı kk olduğundan duvar iç yüzey sıcaklığı ile eşit sıcaklıktadır.
- Duvar yüzeyindeki ısı akısı sabittir ve kanal boyunca değişmez.

### 5.1. Hidrodinamik Sonuçlar

Deneyler süresince fark basınç ölçer vasıtasıyla kanal girişi ile çıkışı arasındaki basınç farkı llmştir. Sonrasında ise bölüm 4'te anlatılan hidrodinamik hesaplamalarla kanaldaki sürtünme katsayısı hesaplanmıştır ve sonuçlar boyutsuz Pouseuille sayısı cinsinden verilmiştir. Pouseuille sayısı laminer akışta  $f \cdot Re$  şeklinde hesaplandığından sürtünme katsayısı ve Poseuille sayısı birbirleri cinsinden yazılabilir.

Hidrodinamik karakteristikler çıkartılırken öncelikli olarak giriş etkileri göz önünde bulundurulmuş ve akışın kanal boyunca hidrodinamik olarak gelişmişliğine bakılmıştır. Bu süreçte hidrodinamik karakteristikler bölümünde anlatılan her iki yöntem de değerlendirilmiştir. Çizelge 5.2'de farklı Reynolds sayılarında hidrodinamik gelişme uzunluğu hesaplamaları görülmektedir. Çizelgeden açıkça görüldüğü gibi en yüksek Reynolds sayısı olan 192.5'de hidrodinamik gelişme uzunluğu değeri 24.25 mm olup kanal uzunluğunun %3.8'i kadardır. Bu noktadan itibaren akış tam gelişmiş olarak devam ettiğinden ve bu değer kanalın boyuna göre

çok küçük olduğundan ilk yöntemle göre akış hidrodinamik olarak tam gelişmiş kabul edilebilir.

Çizelge 5.2 : (a) 3685 [W/m<sup>2</sup>] (b) 5560 [W/m<sup>2</sup>] için hidrodinamik gelişme uzunluğu değerleri.

(a)  $q''=3685$  [W/m<sup>2</sup>]

Reynolds sayısı	[-]	82.9	98.6	113.1	128.3	142.7	158.2	173.4	188.5
$L_h$	[mm]	10.44	12.42	14.24	16.15	17.97	19.92	21.83	23.74
$L_h/L$	[-]	0.0164	0.0195	0.0223	0.0253	0.0282	0.0312	0.0342	0.0372
% $L_h/L$	[-]	1.64	1.95	2.23	2.53	2.82	3.12	3.42	3.72

(b)  $q''=5560$  [W/m<sup>2</sup>]

Reynolds sayısı	[-]	88.4	102.9	117.4	132.4	146.6	162.5	177.4	192.5
$L_h$	[mm]	11.13	12.96	14.79	16.67	18.46	20.47	22.35	24.25
$L_h/L$	[-]	0.0175	0.0203	0.0232	0.0261	0.0289	0.0321	0.0350	0.0380
% $L_h/L$	[-]	1.75	2.03	2.32	2.61	2.89	3.21	3.50	3.80

İkinci yöntemin sonuçları ise Çizelge 5.3'te görülmektedir. En düşük boyutsuz aksel hidrodinamik uzunluk en yüksek Reynolds sayısı olan 192.5'te 1.3149 olarak hesaplanmıştır. Buna bağlı olarak deneyler boyunca boyutsuz aksel hidrodinamik uzunluk kanal çıkışında her zaman birden büyüktür. İkinci yöntemle göre de akış hidrodinamik olarak tam gelişmiş kabul edilebilir.

Çizelge 5.3 : Deneyler boyunca kanal çıkışında boyutsuz (a) 3685 [W/m<sup>2</sup>] (b) 5560 [W/m<sup>2</sup>] aksel hidrodinamik uzunluk değerleri.

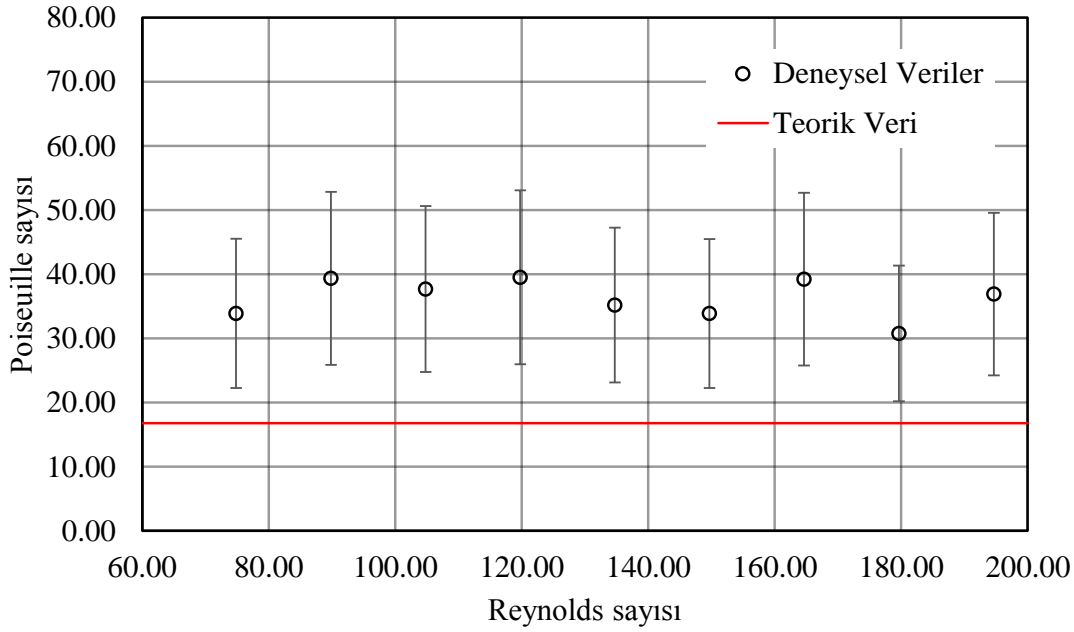
(a)  $q''=3685$  [W/m<sup>2</sup>]

Reynolds sayısı	82.9	98.6	113.1	128.3	142.7	158.2	173.4	188.5
$x_{çıkış}^+$	3.0556	2.5675	2.2392	1.9739	1.7745	1.6007	1.4604	1.3429

(b)  $q''=5560$  [W/m<sup>2</sup>]

Reynolds sayısı	88.4	102.9	117.4	132.4	146.6	162.5	177.4	192.5
$x_{çıkış}^+$	2.8641	2.4595	2.1567	1.9129	1.7275	1.5581	1.427	1.3149

Hidrodinamik karakteristikler karşılaştırılırken sonuçlar Pouseuille sayısı ya da sürtünme katsayısı cinsinden verilebilir. Poiseuille sayısı bölüm 2’de anlatıldığı gibi tam gelişmiş laminar akışta sabit olduğundan denklem (4.12)’den hesaplanan deneysel sürtünme faktörü değerleri ile geçerli Reynolds sayılarıyla çarpıldığında deneysel Poiseuille sayıları hesaplanır. Denklem (4.14)’ten yararlanılarak teorik tam gelişmiş Poiseuille sayısı  $Po = 18.6$  hesaplanmıştır. Buna bağlı olarak deneysel olarak bulunan Poiseuille sayıları ile teorik Poiseuille sayıları Şekil 5.4 ve Çizelge 5.4’te verilmiştir.



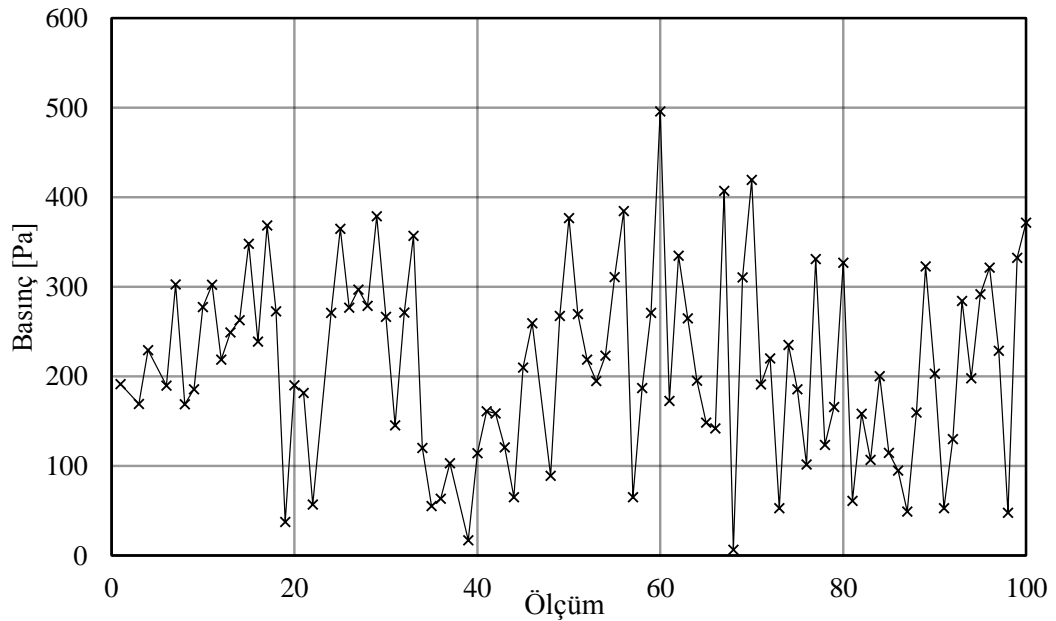
Şekil 5.1 : Poiseuille sayısının Reynolds sayısına göre değişimi.

Çizelge 5.4 : Deneysel Poiseuille sayılarının teorik veriler ile karşılaştırılması.

$\dot{V}$ [lt/h]	20	24	28	32	36	40	44	48	52
Reynolds sayısı	75	90	105	120	135	150	165	180	195
$f$	0.453	0.438	0.360	0.330	0.261	0.226	0.238	0.171	0.190
Po	33.918	39.356	37.703	39.527	35.195	33.878	39.227	30.780	36.919
$Po_{\text{teorik}}$	16.8	16.8	16.8	16.8	16.8	16.8	16.8	16.8	16.8
% fark	101.9	134.3	124.4	135.3	109.5	101.7	133.5	83.2	119.8

Şekil 5.1 ve Çizelge 5.4’te görüldüğü üzere kanalın deneysel olarak elde edilen sürtünme faktörü verileri teorik değerlerden ortalama %116 fazla çıkmıştır. Bunun en önemli nedeni teorik olarak hesaplanan sürtünme faktörü değerleri kanalla aynı yükseklik-genişlik oranına sahip dikdörtgen kesitli kanatçıksız kanal ile karşılaştırılmasındandır. Kanal içerisinde kanatçık bulunması akış alanını azaltıp

yüzey alanını arttıracığından sürtünme faktörü değerlerinin artış göstermesine neden olacaktır. Bir diğer neden ise yüzey pürüzlülüğüdür. Teorik çalışmalarda yüzey pürüzlülüğü ölçek etkisi ihmal edilmiştir. Yüzey pürüzlülüğü kanal iç yüzeyinde mikro yapılarda bozulmalara neden olur. Buna bağlı olarak bozulmaların olduğu yerlerde akış içerisinde mikro yapıda akışa karşı engel oluşacaktır. Bu engeller ise bir direnç kuvveti oluşturup basınç düşümünü arttıracak, dolayısıyla sürtünme faktörünü de arttıracaktır. Sürtünme faktörleri aralarındaki hatanın bu kadar yüksek olmasının bir başka nedeni ise soğutma tankının pompasından kaynaklanıyor olabilir. Basınçlandırma aralığı çok yüksek olduğundan akışta yüksek gel git aralıklarının oluşmasına neden olduğu düşünülmektedir. Bu da basınç farkının ölçümler sırasında çalkalanmasına neden olur. Bu olgunun rahat anlaşılması için 20 lt/h hacimsel debide elde edilen basınç farkı değerleri artık verilerin giderilmiş hali ile Şekil 5.2’de örnek olarak verilmiştir.



Şekil 5.2 : 20 lt/h hacimsel debide basınç ölçüm değerleri.

Pouseuille sayısı, sürtünme faktörü ile ona denk gelen Reynolds sayısının çarpımına eşit olduğundan dolayı analiz edilen minikanalın kullanılan deneysel parametreler aralıklarındaki Pouseuille sayısı korelasyonu denklem (5.1)’deki gibidir.

$$f \cdot Re = Po = 36.27 \quad (5.1)$$

## 5.2. Isıl Sonuçlar

Deneyler süresince ısılıçiftler vasıtasıyla kanal yüzey sıcaklıkları ve direnç sıcaklık algılayıcıları vasıtasıyla kanal girişindeki ve çıkışındaki akışkan sıcaklıkları ölçülmüştür. Sonrasında bölüm 4’de anlatılan veri indirgeme yöntemleri ile yerel ve ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır.

İlk olarak, yapılan çalışmanın literatür ile uyumu gözlenmiştir. Bu amaçla, ölçülen duvar yüzey sıcaklıkları ve sıcaklık ölçümlerinden faydalanılarak hesaplanan yerel Nusselt sayılarının sırasıyla kanal uzunluğu ve boyutsuz eksenel uzunluk ile değişimleri grafiksel olarak sunulmuştur.

Şekil 5.3’te duvar yüzey sıcaklık ölçümleri farklı Reynolds sayıları ve ısı akıları için verilmiştir. Giriş bölgesinde sıcaklık gradyanları daha yüksek olup özellikle yüksek Reynolds sayılarında gradyanlar sabitlenmektedir. Buna bağlı olarak sabit ısı akısı sınır koşulu uygulanmış duvar yüzey sıcaklık profili literatürle benzer eğilimdedir [49]. Bahsi geçen grafikte kullanılan ölçüm sonuçları Çizelge 5.5’te verilmiştir.

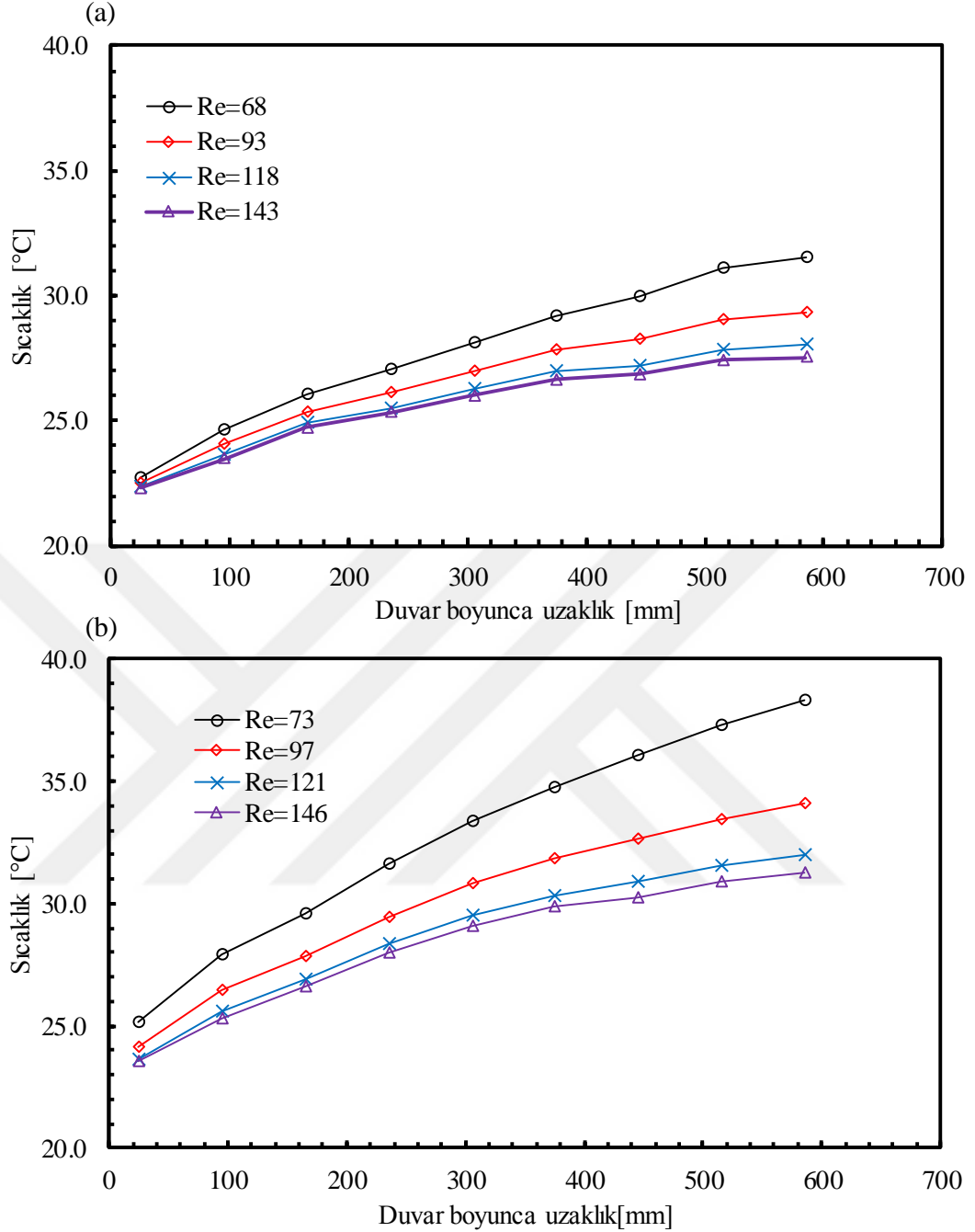
Çizelge 5.5 : (a) 3685 [W/m<sup>2</sup>] (b) 5675 [W/m<sup>2</sup>] ısı akısı için farklı Reynolds sayılarında duvar yüzey sıcaklık ölçüm verileri.

(a)  $q''=3685$  [W/m<sup>2</sup>]

Konum	Re=68	Re=81	Re=93	Re=106	Re=118	Re=131	Re=143	Re=156
# 1 25 mm	22.7	22.7	22.5	22.5	22.3	22.3	22.3	22.2
# 2 95 mm	24.7	24.4	24.1	23.9	23.7	23.6	23.5	23.3
# 3 165 mm	26.1	25.9	25.4	25.2	24.9	24.9	24.7	24.5
# 4 235 mm	27.1	26.7	26.1	25.9	25.5	25.5	25.3	25.1
# 5 305 mm	28.2	27.8	27.0	26.7	26.3	26.2	26.0	25.8
# 6 375 mm	29.2	28.7	27.8	27.5	27.0	26.9	26.7	26.4
# 7 445 mm	30.0	29.3	28.3	27.9	27.2	27.1	26.9	26.5
# 8 515 mm	31.1	30.4	29.1	28.7	27.8	27.7	27.4	27.1
# 9 585 mm	31.5	30.7	29.3	28.9	28.0	27.9	27.5	27.2

(b)  $q''=5675$  [W/m<sup>2</sup>]

Konum	Re=73	Re=85	Re=97	Re=109	Re=121	Re=134	Re=146	Re=159
# 1 25 mm	25.1	24.3	24.1	23.8	23.6	23.6	23.6	23.4
# 2 95 mm	27.9	26.8	26.5	26.0	25.6	25.5	25.3	25.1
# 3 165 mm	29.6	28.4	27.8	27.3	26.9	26.8	26.6	26.3
# 4 235 mm	31.6	30.2	29.4	28.9	28.3	28.3	28.0	27.7
# 5 305 mm	33.4	31.8	30.8	30.2	29.5	29.4	29.1	28.7
# 6 375 mm	34.8	33.0	31.8	31.2	30.3	30.2	29.8	29.5
# 7 445 mm	36.1	34.0	32.6	31.9	30.9	30.7	30.3	29.8
# 8 515 mm	37.3	35.1	33.4	32.7	31.5	31.3	30.9	30.4
# 9 585 mm	38.3	35.9	34.1	33.3	32.0	31.8	31.3	30.7



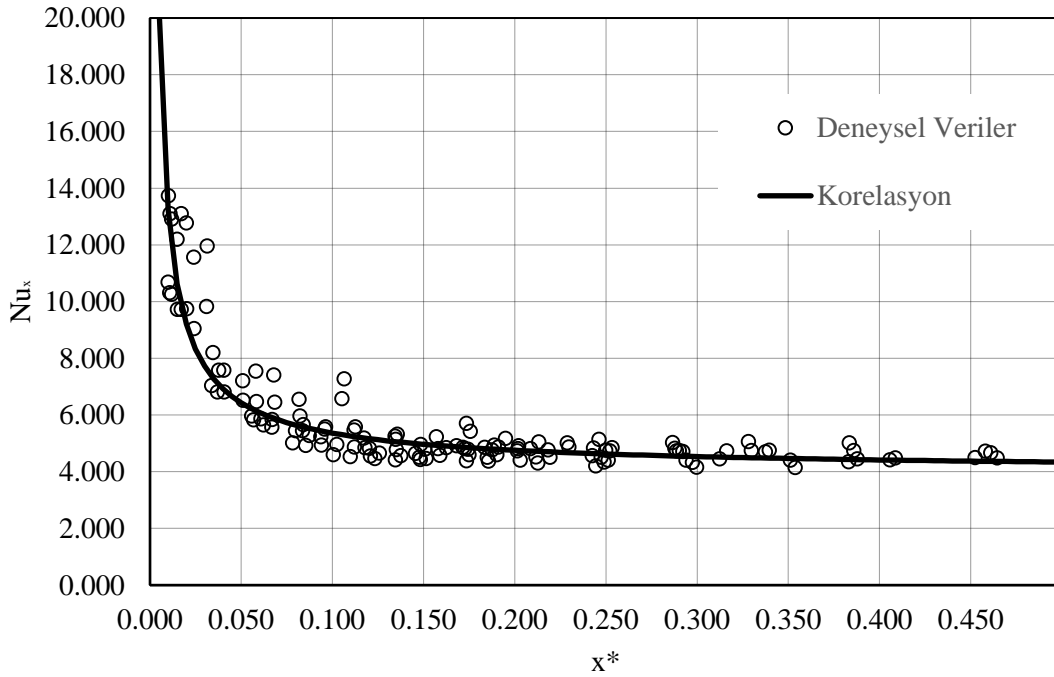
Şekil 5.3 (a) 3685 [W/m<sup>2</sup>] (b) 5675 [W/m<sup>2</sup>] ısı akısı için farklı Reynolds sayılarında duvar yüzey sıcaklık ölçüm verileri.

Şekil 5.4'te deneysel olarak bulunan yerel Nusselt sayılarının boyutsuz aksel ısı uzunluk ile değişimi verilmiştir. Şekildeki deneysel veriler literatürdeki sabit ısı akısı duvar ısı sınır koşuluna sahip sayısal veriler ile eğilim bakımından birbirlerine benzerdir [11]. Bahsi geçen çalışmada yükseklik genişlik oranından bağımsız olarak yerel Nusselt değerleri belirli bir uzunluğa kadar keskin bir şekilde azalır, sonrasında sabitlenmektedir. Bu da deneysel verilerin teorik veriler ile uyumunu gösterir. Dikkat çeken en önemli fark boyutsuz aksel ısı uzunluğunun 0 ile 0.05 olduğu aralıktır. Bu

aralıkta deneysel verilerin azalma eğilimi sayısal verilere göre daha yavaştır. Bu değişikliğin en büyük nedeni olarak kanatçık yapısı düşünülmektedir. Kanalcıklar içerisinde kanatçıkların olması ısı sınır tabakanın giriş bölgesinde daha hızlı oluşmasına neden olmuş olabilir. Buna ek olarak, kanatçık yapısı ısı transferi miktarını arttıracığından dolayı yerel Nusselt değerlerinin de artış göstermesine neden olur.

Kanalcıkların içerisinde akışkanın eşit hızlar ile girmesini sağlamak için manifoldlar tasarlandığı bölüm 3'te anlatılmıştı. Ancak bu süreçte yapılan analizler iki boyutlu olduğundan ve kanal girişindeki dış taraftaki kanalcıkların geometrileri farklı olduğundan akışkan bu kanalcıklara farklı hızlarda nüfuz edecek ve ısıl hidrodinamik karakteristikleri etkileyecektir. Buna ek olarak, kanal girişlerindeki bu homojen olmayan dağılımdan dolayı akışkanın kanal boyunca dikey hız bileşeni akışın bozunmasına neden olup gelişme uzunluğunu büyük ölçüde etkileyebilir.

Bir başka neden ise genişlik-yükseklik oranıdır. Bu oran değiştiğinde bahsi geçen bölgedeki azalma eğiliminin değişeceği Dharaiya ve Kandlikar [11]'in çalışmasında da görülebilir.



Şekil 5.4 : Deneysel Nusselt sayılarının boyutsuz aksel ısı uzunluğuna göre değişimi.

Deneysel parametreler aralığında yerel Nusselt sayılarının bulunması için denklem (4.24) kullanılarak oluşturulan korelasyon, denklem (5.2)'de verilmiştir.



$$Nu_x = 3.97 + \frac{1}{4.78x^{0.823}} \quad (5.2)$$

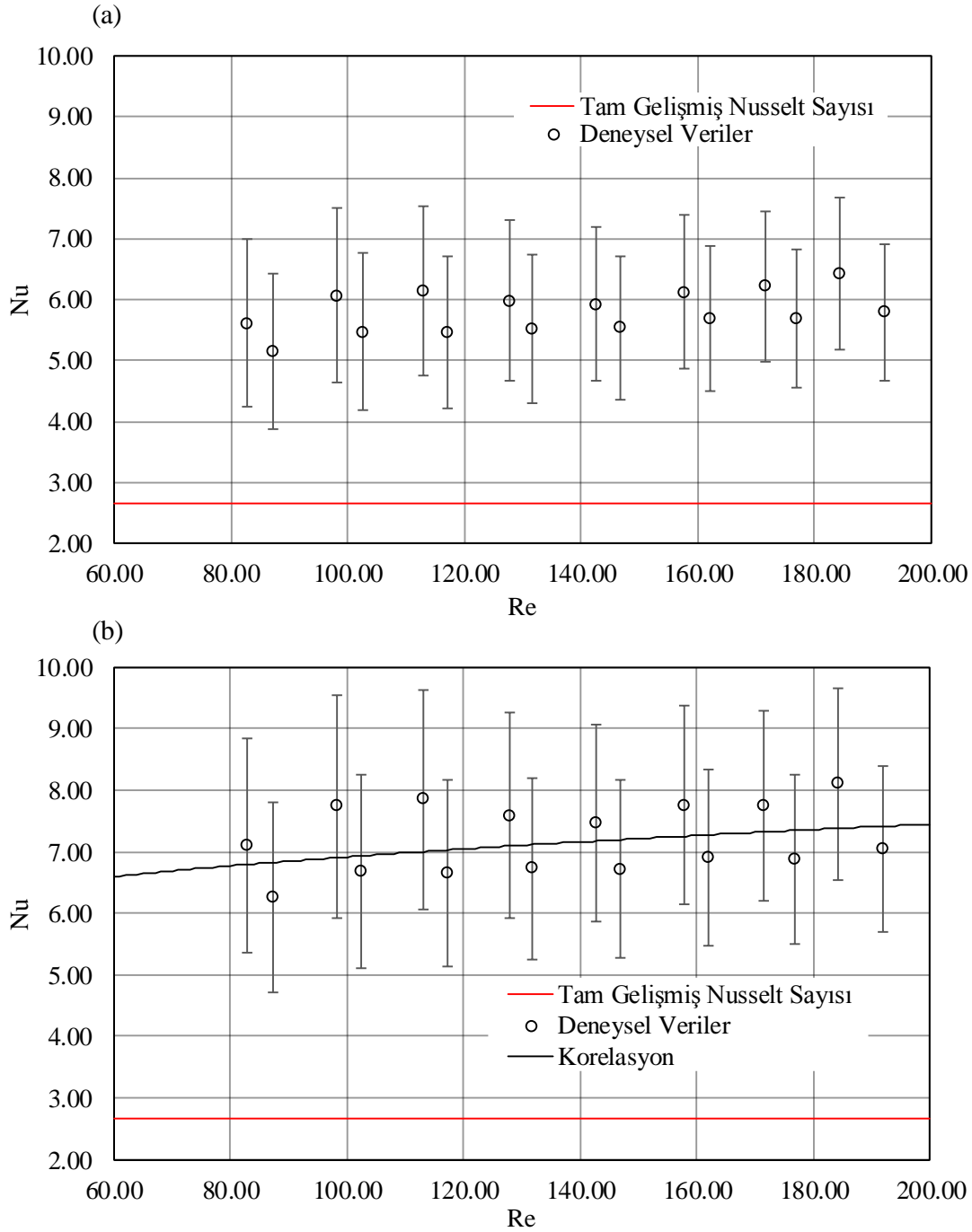
Şekil 5.5'te yerel değerlerin ortalaması ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı kullanılarak oluşturulan deneysel ortalama Nusselt sayıları görülmektedir. Bu iki yöntemin de bu tezde kullanılmasının birkaç nedeni vardır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı yöntemi literatürde yaygın olarak kullanılan, özellikle ısı değiştirgeçlerinde uygulanan analitik bir yöntemdir. Ancak bu yöntemde kanalın giriş ve çıkışındaki akışkan ve yüzey sıcaklıklarının bilinmesi gerekir. Bu uygulama deney düzeneğinde mevcut olmadığından dolayı bu yöntem uygulanırken kanalın yüzeyindeki ilk ve son ısılıçiftler referans olarak alınmıştır. Bu da gerçek sonuçlarda sapmalara neden olabilir.

Yerel değerlerin ortalaması yöntemindeki en önemli sınırlama ise kullanılan ısılıçift miktarıdır. Teoride doğru sonuca ulaşmak için sonsuz sayıda noktadan ölçüm alınarak ortalaması alınmalıdır. Ancak bu fiziksel şartlar altında mümkün değildir. Diğer bir sınırlama ise giriş etkileridir. Isıl olarak gelişmekte olan akışta gelişigüzel noktalardan alınan ölçüm değerleri büyük sapmalara yol açacaktır. Bu nedenle ısılıçiftlerin aynı zamanda eşit aralıklarla yerleştirilmesi esastır.

Ortalama Nusselt sayısı giriş etkilerine bağlı olarak farklı kanallarda farklı değerler alacağından deneysel sonuçlar denklem (4.23)'ten hesaplanan tam gelişmiş Nusselt sayısı,  $Nu_{fd} = 2.66$  ile karşılaştırılmıştır.

Deneysel olarak bulunan ortalama Nusselt sayıları her iki grafikte de beklenildiği üzere teorik değerlerden yüksek çıkmıştır. Yerel Nusselt değerlerinde açıklanan sapma nedenleri burada da geçerlidir. Özellikle, kanal içerisinde kanatçık bulunması kanal içerisinde akışı bozabilir ve yerel türbülans bölgeleri oluşturabilir. Bu da, ısı transferi yüksek derecede etkileyebilir. Ek olarak, kanalın çoklu girişli olması da sapmaların büyüklüğüne neden olarak görülmektedir. Rezervuardan gelen iş akışkanının kanalcıklar içerisine yanlış dağılması nedeniyle kanalcıklar içerisinde sıcaklık farklılıkları olacaktır. Bu da kanal çıkışında toplanan akışkanın yeterince karışmamasına ve yüksek sıcaklıklı akışkan kütlelelerin çıkış direnç sıcaklık algılayıcısına baskın olmasına neden olabilir, dolayısıyla Nusselt sayılarında da artış yaşanabilir.

Şekillerde dikkat çeken önemli nokta ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısının artması ile giderek artmasıdır. Bunun nedeni, Reynolds sayısının artması ile ısı sınır tabaka gelişme uzunluğu artmasıdır. Giriş bölgesinde Nusselt sayısı değerleri her zaman tam gelişmiş Nusselt sayısı değerlerine göre yüksek olacağından bu gelişme uzunluğunun artması ortalama Nusselt sayılarının da artmasına neden olacaktır.



Şekil 5.5 : (a) Yerel değerlerin ortalaması (b) logaritmik ortalama sıcaklık farkı kullanılarak bulunan ortalama Nusselt sayısı değerleri.

İki şekil birbiri ile karşılaştırıldığında ise sonuçların benzer eğilimde olduğu görülmektedir. Ancak, logaritmik ortalama sıcaklık farkı kullanılarak elde edilen sonuçlar, yerel değerlerin ortalaması kullanılarak elde edilen sonuçlardan ortalama %24 yüksek çıkmıştır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı yöntemi daha yaygın kullanıldığından ve yerel değerlerin ortalaması yöntemi için kullanılan ısılıçift miktarının yetersizliğinden dolayı hem korelasyon oluşturulmasında hem de performans kriteri belirlenmesinde logaritmik ortalama sıcaklık farkı yöntemi kullanılmıştır. Deneyle boyunca hesaplanan Nusselt sayıları Çizelge 5.6'da verilmiştir.

Çizelge 5.6 : (a) 3685 [W/m<sup>2</sup>] (b) 5675 [W/m<sup>2</sup>] ısı akısı hesaplanan ortalama Nusselt sayıları ve hata oranı.

(a) $q''=3685$ [W/m <sup>2</sup> ]								
Reynolds sayısı	83	98	113	128	143	158	172	184
$\overline{Nu}_{LMTD}$	7.1	7.7	7.9	7.6	7.5	7.8	7.7	8.1
$\overline{Nu}_x$	5.6	6.1	6.1	6.0	5.9	6.1	6.2	6.4
% fark	26.4	27.4	27.8	26.8	25.9	26.5	24.6	26.1

(b) $q''=3685$ [W/m <sup>2</sup> ]								
Reynolds sayısı	87	102	117	132	147	162	177	192
$\overline{Nu}_{LMTD}$	6.3	6.7	6.7	6.7	6.7	6.9	6.9	7.0
$\overline{Nu}_x$	5.2	5.5	5.5	5.5	5.5	5.7	5.7	5.8
% fark	21.2	21.9	21.9	21.6	21.2	21.5	21.2	21.4

Bu çalışmadaki deneysel çalışma aralığında sanayi uygulamalarında kullanılmak üzere denklem (4.27)'den faydalanarak oluşturulan ısıl kolerasyon, denklem (5.3)'teki gibidir.

$$\overline{Nu} = 4.85 + 1.52 \cdot Gz^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.11} \quad (5.3)$$

### 5.3. Performans Belirleme Kriteri

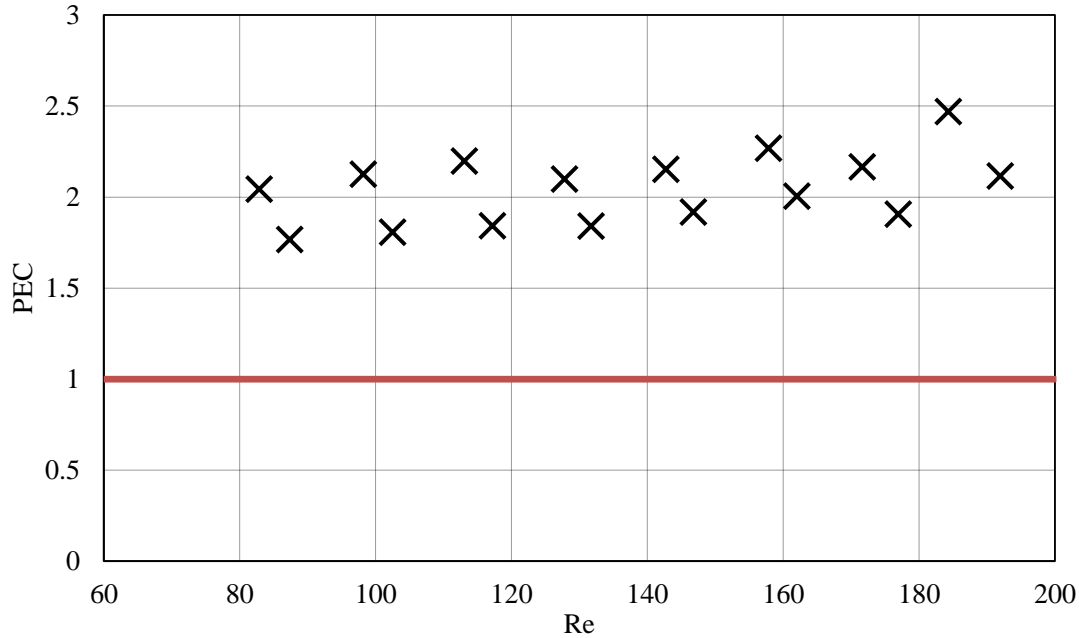
Performans belirleme kriteri Webb [53] tarafından önerilen bir yöntemdir. Bu yöntemin temeli analizleri yapılan kanalın analizleri önceden yapılmış ve doğrulanmış başka bir kanal ile karşılaştırılması esasına dayanır. Bu süreçte, test edilen kanal ile benzer geometriye sahip düz bir kanal tercih edilir. Örnek olarak bu çalışmada

kanatçksız ve test kanalı ile aynı yükseklik-genişlik oranına sahip düz bir kanal kullanılabilir. Ancak laboratuvarında bu çeşit bir kanal bulunmadığından literatürde de yaygın olarak kullanılan teorik korelasyonlar ile karşılaştırmak uygun görülmüştür. Bu korelasyonlar, sayısal analizler sonucu oluşturulmuş olup ölçek etkilerini içermez. Aynı zamanda, bu korelasyonların doğruluğu sonrasında yapılan sayısal ve deneysel analizler ile karşılaştırılıp onaylanmıştır [11].

Literatürde çoğunlukla Shah ve London'ın [12] elde ettiği veriler referans olarak kullanılmaktadır ve bu değerler teoriyi oluşturur. Performans belirleme kriterinin en büyük avantajı genişletilmiş yüzeylerden ve yüzey pürüzlülüğünden dolayı oluşan değişimlerin etkilerini kolayca göstermesidir. Performans belirleme kriteri denklem (6.4)'deki gibi ifade edilir.

$$PEC = \frac{\frac{Nu_{deneysel}}{Nu_{teorik}}}{\left(\frac{f_{deneysel}}{f_{teorik}}\right)^{1/3}} \quad (5.4)$$

Şekil 5.6'da kanalın performans belirleme kriteri değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimleri görülmektedir.



Şekil 5.6 : Kanalın performans belirleme kriteri değerlerinin Reynolds sayısına göre değişimi.

Şekilde görüldüğü üzere performans belirleme kriteri değerleri birden yüksek çıkmıştır. Bu da kullanılan kanalda ısı transferi miktarının basınç düşümüne göre daha yüksek olduğunu gösterir. Performans belirleme kriteri değeri ne kadar yüksekse, kanal o kadar verimlidir.





## 6. DEĞERLENDİRME

ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Isı Transferi Laboratuvarında kurulan deney düzeneği vasıtasıyla kanatçıklı çoklu girişli bir minikanalın ısı ve hidrodinamik analizleri deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Elde edilen deneysel veriler literatürdeki verilerle karşılaştırılarak kanalın performansı belirlenmiştir. Sanayi uygulamalarında kullanılmak üzere deneysel parametreler aralığında geçerli üç adet yeni korelasyon türetilmiştir.

Literatür taramasında küçük ölçekli kanallarda ölçek etkileri anlatılmış ve teorik olarak hesaplanan ölçek etkileri değerleri kullanılarak kanal içerisinde giriş etkileri ve sıcaklığa bağlı akışkan özelliklerinin önemli rol oynadığı ve ihmal edilemeyeceği görülmüştür. Korelasyon oluşturulurken bu etkiler göz önünde bulundurulmuştur.

Yapılan teorik hesaplamalar sonucunda akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olduğu iki farklı yöntem ile teorik olarak hesaplanmış ve buna bağlı olarak deneyler boyunca akış tam gelişmiş kabul edilmiştir. Ek olarak, teorik Graetz sayısı hesaplanarak akışkanın kanal boyunca ısı olarak gelişmekte olduğu belirlenmiş ve sonuçlarla doğrulanmıştır.

Kanalın hidrodinamik ve ısı performanslarının belirlenmesi için sonuçlar sırasıyla Poiseuille sayısı ve Nusselt sayısı cinsinden verilmiştir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar literatürdeki teorik değerler ile karşılaştırıldığında farklılık göstermiştir. Bu farklılıkların en önemli sebebi deneysel çalışmada kullanılan kanalın kanatçıklı olmasıdır. Kanal içerisinde kanatçıkların bulunması akışkanın temas ettiği yüzey alanını arttırmaktadır. Yüzey alanı arttıkça sürtünme katsayısı arttığı için Poiseuille sayısı da buna bağlı olarak artmaktadır. Yüzey alanındaki bu artış ısının daha etkili transfer olmasını da sağlamaktadır. Bu da Nusselt sayısının artışına sebep olmaktadır. Bunun yanı sıra yüzey pürüzlülüğü de sürtünme katsayısı ve ısı transferi katsayısını etkilemektedir. Aynı zamanda, kanal içerisinde kanatçık bulunması yerel türbülans bölgeleri oluşturarak hem hidrodinamik hem de ısı sonuçlarının farklılık nedeni olabilir.

Akışın kanalcıklar içerisinde yanlış dağılması, sonuçlardaki sapmaların başka bir nedeni olarak düşünülmektedir. Bu durum her bir kanalcıktan farklı hızlarda akışkanın geçmesine neden olup sıcaklık ölçümlerini saptırabilir. Aynı zamanda, bu homojen olmayan dağılım kanalcıkta ısı gelişme uzunluğunu etkileyeceğinden yerel Nusselt değerlerindeki farklılığın nedeni olabilir.

Son olarak minikanalın performans katsayısı belirlenmiş ve ısı transferi miktarının basınç düşümüne göre daha fazla olduğu görülmüştür. Bu da kanalın sanayi uygulamalarında kullanıldığı taktirde daha verimli olduğunun göstergesidir.

### **6.1. Gelecek Çalışmalar için Öneriler**

Yapılan çalışmanın geliştirilebilmesi ve için düşünülen öneriler aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Deneysel boyunda Reynolds sayısı 75 ile 190 arasında değişmektedir ve laminer bölgenin çok küçük bir kısmını içerir. Reynolds sayısının artırılmasıyla tüm laminer bölgenin, geçiş bölgesinin ve türbülanslı bölgenin analizleri de yapılarak kanalın gelecekteki uygulama alanları artırılabilir.
- Isı transferi deneylerinde ısı sınır koşulları büyük önem arz eder. Dışarıya olan ısı kayıplarını önlemek için farklı ısıtma katmanları temin edilebilir. Benzer şekilde, deneylerin vakum ortamında yapılması da dışarıya olan kayıpları yok edecektir. Buna ek olarak, sabit duvar sıcaklığı sınır koşulu sağlanarak kanalın performansı belirlenebilir.
- Mevcut deneylerde bulunan belirsizlik değerleri yüksek olarak düşünülmektedir. Deneysel koşullar ile daha uyumlu sonuçlar alınabilecek enstrümantasyon ile sonuçların hassasiyeti artırılabilir. Bu işlem yapılırken kanal için sayısal analizlerin öncelikli olarak yapılarak deney koşullarının belirlenmesi ve uygun ölçüm aletlerinin seçilmesi önerilir. Soğutma tankının soğutma kapasitesi artırılarak daha geniş ısı akışı aralıklarında sonuçlar elde edilebilir ve bu da kanal performansının daha hassas belirlenmesini sağlayabilir.



- Mevcut düzenekte farklı sıvı iş akışkanları kullanılarak deneysel sonuçlar kullanılan boyutsuz sayılar cinsinden doğrulanabilir.
- Farklı kanal biçimleri kullanılarak yükseklik genişlik oranının, giriş sayısının, kanatçık sayısı ve yapısının, hidrolik çapın ısı ve hidrodinamik etkileri ayrı ayrı incelenerek aralarında oluşan farklılıkların bağımlılığı incelenebilir.
- Aynı kanal şeffaf olarak üretilerek kanatçıktan kaynaklanan yerel türbülanslı bölgeler gözlenebilir.





## KAYNAKLAR

- [1] <https://www.bp.com/content/dam/bp/pdf/energy-economics/statistical-review-2015/bp-statistical-review-of-world-energy-2015-full-report.pdf>., alındığı tarih:07.03.2017.
- [2] **Kandlikar, S.G., Grande, W.J.**, (2003). Evolution of microchannel flow passages- thermohydraulica performance and fabrication technology, *Heat Transf. Eng*, cilt 24, no. 1, pp. 3-17.
- [3] **Mehendele, S., Jacobi, A.M., Shah, R.K.**, (2000) Fluid flow and heat transfer at micro-and meso-scales with application to heat exchanger design, *Appl. Mech. Rev.*, cilt 53, no. 7.
- [4] **Kandlikar, S., Garimella, S., Li, D., Colin, S., King, M.**, (2006). Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels, Oxford: Elsevier Ltd..
- [5] **Kakac, S., Yener, Y.**, (2013). Convective heat transfer, New York: Taylor & Francis Group.
- [6] **A. Bejan**, (2013). Convection heat transfer, New Jersey: John Wiley & Sons.
- [7] **Tuckerman D.B., Pease, R.F.W.**, (1981). High-performance heat sinking for VLSI, *IEE Electron Device Lett.*, cilt 2, no. 5, pp. 126-129.
- [8] **R. Keyes**, (1975). Physical limits in digital electronics, *Proc. IEEE*, cilt 69, pp. 267-278,.
- [9] **Steinke, M.E., Kandlikar, S.G.**, (2006). Single-phase liquid friction factors in microchannels, *Int. J. of Thermal Sci.*, cilt 45, pp. 1073-1083.
- [10] **Morini, G.L., Yang, Y.**, (2013). Guidelines for the determination of single-phase forced convection coefficients in microchannels, *Journal of Heat Transfer*, cilt 135.
- [11] **Dharaiya, V.V., Kandlikar, S.G.**, (2012). Numerical investigation of heat transfer in rectangular microchannels under H2 boundary condition during developing and fully developed laminar flow, *Journal of Heat Transfer*, cilt 134.

- [12] **Shah, R.K., London, A.L.**, (1978). *Laminar forced convection in ducts*, Academic Press, New York.
- [13] **Lin, J.R., Wu, C.M., Liou, T.M., Huang, C.Y.**, (2014). The study of axial heat conduction with various hydraulic diameter of microchannel, *37th NCTAM*.
- [14] **Tiselj, I., Hetsroni, G., Mavko, B., Mosyak, A., Pogrebnyak, E., Segal, Z.**, (2004). Effect of axial conduction on the heat transfer in microchannels, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, cilt 47, pp. 2551-2565.
- [15] **Maranzana, G., Perry, I. Maillet, D.**, (2004). Mini- and micro-channels: influence of axial conduction in the walls, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, cilt 47, pp. 3993-4004.
- [16] **Huang, C.Y., Wu, C.M., Chen, Y.N., Liou, T.M.**, (2014). The experimental investigation of axial heat conduction effect on the heat transfer analysis in a microchannel flow, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, cilt 70, pp. 169-173.
- [17] **Rosa, P., Karayiannis, T.G., Collins, M.W.**, (2009). Single-phase heat transfer in microchannels: the importance of scaling effects, *Applied Thermal Engineering*, cilt 29, pp. 3447-3468.
- [18] **G. Morini**, (2006). Scaling effects for liquid flows in microchannels, *Heat Transfer Eng.*, cilt 27, no. 4, pp. 64-73.
- [19] **Koo, J., Kleinstreuer, C.**, (2004). Viscous dissipation effects in microtubes and microchannels, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, cilt 47, pp. 3159-3169.
- [20] **Baviere, R., Gamrat, G., Favre-Mariet, M. Le Person, S.**, (2006). Modeling of laminar flows in rough-wall microchannels, *ASME J. Fluid Eng.*, cilt 128, pp. 734-741,.
- [21] **Dai, B., Li, M., Ma, Y.**, (2014). Effect of surface roughness on liquid friction and transition characteristics in micro- and mini-channels, *Applied Thermal Engineering*, cilt 67, pp. 283-293.
- [22] **Zhang, C., Chen, Y., Shi, M.**, (2010). Effects of roughness elements on laminar flow and heat transfer in microchannels, *Chemical Engineering and Processing*, cilt 49, pp. 1188-1192.
- [23] **Zhour, G., Yao, S.C.**, (2011). Effect of surface roughness on laminar flow in micro-channels, *Applied Thermal Engineering*, cilt 31, pp. 228-234.

- [24] **Herwig, H., Mahulikar, S.P.,** (2006). Variable property effects in single-phase incompressible flows through microchannels, *Int. J. Thermal Sciences*, cilt 45, pp. 977-981.
- [25] **Lee, P.S., Garimella, S.V., Liu, D.,** (2005). Investigation of heat transfer in rectangular microchannels, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, cilt 48, pp. 1699-1704.
- [26] **Mokrani, O., Bourouga, B., Castelain, C., Peerhossaini, H.,** (2009). Fluid flow and convective heat transfer in flat microchannels, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, cilt 52, pp. 1337-1352.
- [27] **Wang, G., Hao, L., Cheng, P.,** (2009). An experimental and numerical study of forced convection in a microchannel with negligible axial heat conduction, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, cilt 52, pp. 1070-1074.
- [28] **Ma, J., Li, L., Huang, Y., Liu, X.,** (2011). Experimental studies on single-phase flow and heat transfer in a narrow rectangular channel, *Nuclear Engineering and Design*, cilt 241, pp. 2865-2873.
- [29] **Barlak, S., Yapıcı, S., Sara, O.N.,** (2011). Experimental investigation of pressure drop and friction factor for water flow in microtubes, *Int. J. Thermal Sciences*, cilt 50, pp. 361-368.
- [30] **Moharana, M.K., Agarwal, G., Kandekar, S.,** (2011). Axial conduction in single-phase simultaneously developing flow in a rectangular mini-channel array, *Int. J. Thermal Sciences*, cilt 50, pp. 1001-1012.
- [31] **Wang, C., Gao, P., Tan, S., Wang, Z., Xu, C.,** (2012). Experimental study of friction and heat transfer characteristics in narrow rectangular channel, *Nuclear Engineering and Design*, cilt 250, pp. 646-655.
- [32] **Zhang, J., Diao, Y., Zhao, Y., Zhang, Y., Sun, Q.,** (2014). Thermal-hydraulic performance of multiport microchannel flat tube with a sawtooth fin structure, *Int. J. Thermal Sciences*, cilt 84, pp. 175-183.
- [33] **Zhang, J., Diao, Y.H., Zhao, Y.H., Zhang, Y.N.,** (2014). An experimental study of the characteristics of fluid and heat transfer in the multiport microchannel flat tube, *Applied Thermal Engineering*, cilt 65, pp. 209-218,.
- [34] **Dai, B., Li, M., Dang, C., Ma, Y., Chen, Q.,** (2014). Investigation on convective heat transfer characteristics of single phase liquid flow in multi-port micro-channel tubes, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, cilt 70, pp. 114-118.

- [35] **Hetsroni, G., Mosyak, A., Pogrebnyak, E., Yarin, L.P.**, (2005). Fluid flow in micro-channels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, cilt 48, pp. 1982-1998.
- [36] **Hetsroni, G., Mosyak, A., Pogrebnyak, E., Yarin, L.P.**, (2005). Heat transfer in micro-channels: comparison of experiments with theory and numerical results, *Int. J. Heat Mass Transfer*, cilt 48, pp. 5580-5601.
- [37] **M. Altınöz**, (2013). Experimental investigation of single phase liquid flow and heat transfer in multiport minichannels, Ankara.
- [38] Cole Parmer, Thermo Scientific NESLAB RTE-series Refrigerated Circulating Baths,  
[http://www.coleparmer.com/catalog/product\\_view.asp?sku=1350030&px=KH](http://www.coleparmer.com/catalog/product_view.asp?sku=1350030&px=KH), alındığı tarih:10.03.2017.
- [39] Cole Parmer, Benchtop Digital Drive,  
[http://www.coleparmer.com/catalog/Product\\_view.asp?sku=7401455&px=KH&referred\\_id=2269](http://www.coleparmer.com/catalog/Product_view.asp?sku=7401455&px=KH&referred_id=2269), alındığı tarih:10.03.2017.
- [40] Flowtech, Rotameter Type Flowmeter,  
<http://www.flowtech.com.tr/ueruenler/debi-aki/11-dk-800-serisi-debimetreler.html>. alındığı tarih:10.03.2017.
- [41] Cole Parmer, 30-gauge wire,  
[http://www.coleparmer.co.uk/catalog/product\\_view.asp?sku=0854204&px=KH](http://www.coleparmer.co.uk/catalog/product_view.asp?sku=0854204&px=KH), alındığı tarih:10.03.2017.
- [42] Cole Parmer, Oakton Integral handle RTD probes,  
[http://www.coleparmer.com/Product/Integral\\_Handle\\_RTD\\_Needle\\_Probe\\_2\\_L/KH-08117-80?sku=0811780&px=KH&referred\\_id=2269](http://www.coleparmer.com/Product/Integral_Handle_RTD_Needle_Probe_2_L/KH-08117-80?sku=0811780&px=KH&referred_id=2269), alındığı tarih:10.03.2017.
- [43] Validyne, Products P55 Compact Differential Pressure Transducer,  
<http://www.validyne.com/ProductDisplay.aspx?Pid=2>, alındığı tarih:10.03.2017.
- [44] Keysight, N5766A Dc Power Supply,  
<http://literature.cdn.keysight.com/litweb/pdf/5989-8853EN.pdf?id=1498777-1-eng>, alındığı tarih: 10.03.2017.
- [45] BenchLink Data Logger 3,  
<http://www.keysight.com/main/software.aspx?cc=TR&lc=eng&ckey=778242&nid=-33257.922596.02&id=778242&cmpid=zzfinddatalogger3>, alındığı tarih:10.03.2017.

- [46] **Webb, R.**, (2003). Effect of manifold design on flow distribution in parallel micro-channels, *International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition*.
- [47] **Holman, J.**, (2012). Experimental methods for engineers, Eighth Edition dü., New York: McGraw-Hill, , p. 64.
- [48] APWS-IF97, Thermodynamic and Transport properties of Water and Steam, <http://www.cheresources.com/content/articles/physical-properties/thermodynamic-and-transport-properties-of-water-and-steam>, alındığı tarih:10.03.2017.
- [49] **Incropera, F., Lavine, A., DeWitt, D.**, (2007). Fundamentals of heat and mass transfer, Sixth Edition, New Jersey,.
- [50] **Genceli, O.**, (2008). Ölçme tekniği, Birsen yayınevi, İstanbul.
- [51] **Kays, W.M., London, A.L.**, (1984). Compact Heat Exchangers, New York, McGraw-Hill.
- [52] **Kakac, S., Shah, R.K., Aung, W.**, (1987). Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, New York, JohnWiley & Sons.
- [53] **Webb, R.**, (1981). Performance Evaluation Criteria for Use of Enhanced Heat Transfer Surfaces in Heat Exchanger Design, *Int. J. Heat Mass Transfer*, cilt 24, pp. 715-726.





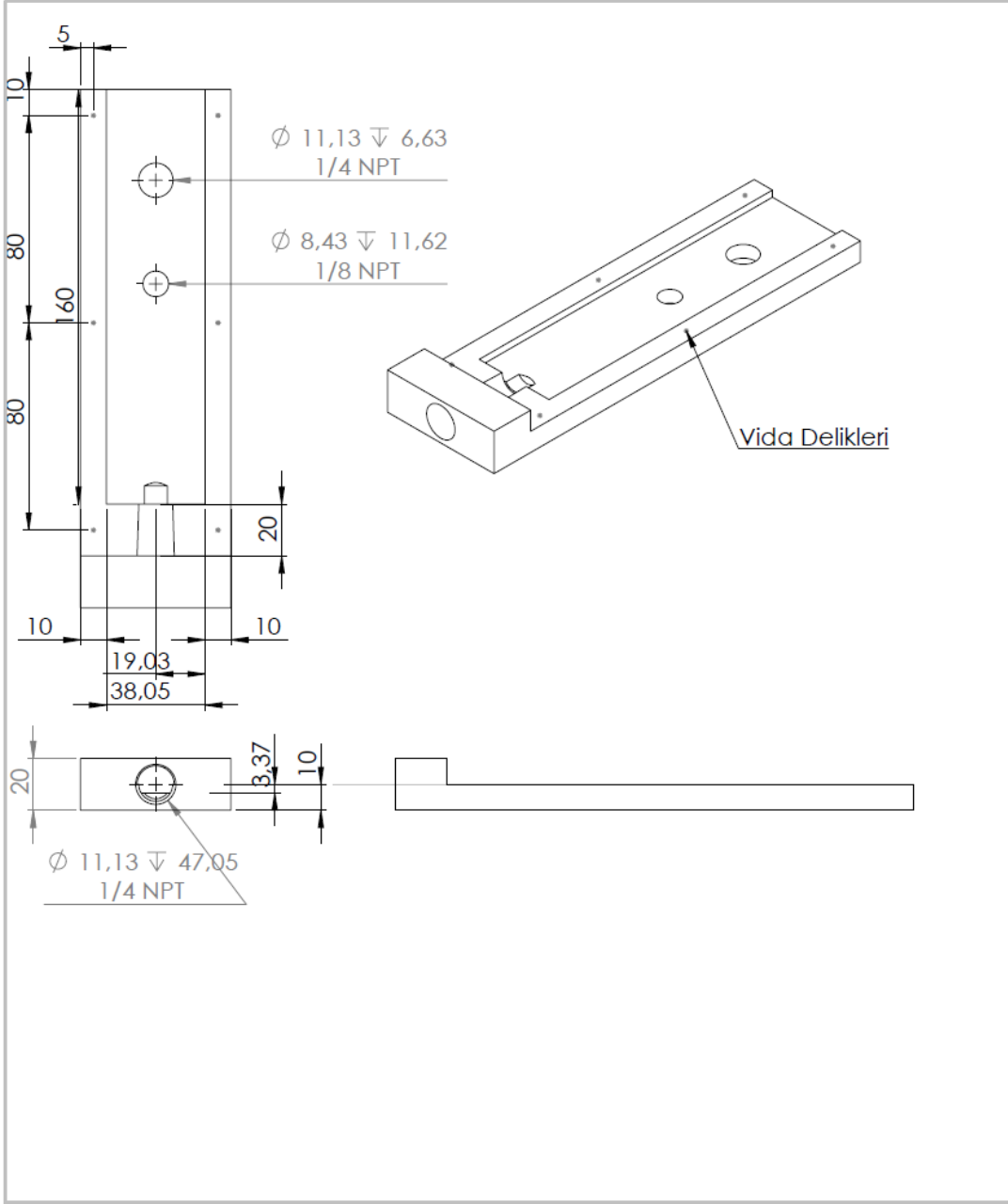
## **EKLER**

### **EK 1 : Manifold Üretim Aşaması ve Teknik Resmi**

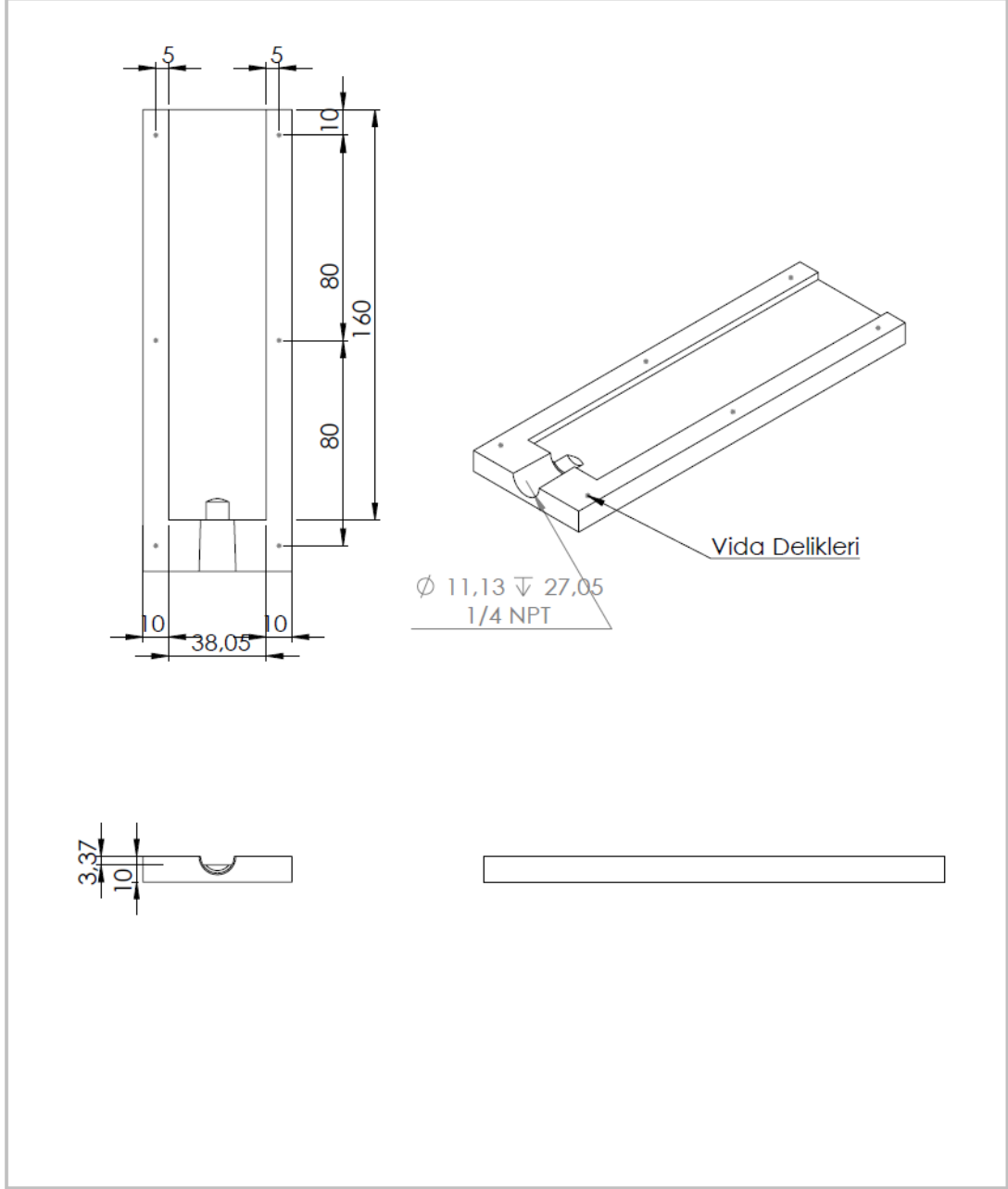
Manifoldlar iki parçadan oluşmaktadır. Bu nedenle üretim aşamasında bir adet alüminyum blok manifoldun alt ve üst parçasını oluşturmak üzere ikiye bölünmüştür.

Üst parça üretim aşamasında bölünmüş olan blok çevrim akışkanın içine girmesini sağlamak adına manifoldun ön tarafından matkap ile delinir ve dişli açılır. Sonrasında bilgisayar destekli sayısal kontrol tezgahı ile son şeklini alana kadar frezelenir. Alt parça ile birleştirilmesi için üst parça üzerinde altı noktada vida delikleri açılır. Aynı zamanda, fark basınç ölçer ve direnç sıcaklık algılayıcısının monte edilebilmesi için de üst parçanın yüzeyi delinerek, dişli açılır. Bahsi geçen parçanın teknik resmi Şekil Ek.1’de görülmektedir.

Alt parça üretilirken alüminyum bloğa bilgisayar destekli sayısal kontrol tezgahı ile yalnızca frezeleme işle uygulanır. Son işlem olarak manifoldun üst parçası ile birleştirmek için vida delikleri açılır. Sonrasında iki parça birbiri ile birleştirilir. Alt parçanın teknik resmi Şekil Ek.2’de görülmektedir.



Şekil Ek.1 : Manifold üst parça teknik resmi



Şekil Ek.2 : Manifold alt parça teknik resmi



## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** : Berk ÇEVİRİM  
**Uyruğu** : Türkiye Cumhuriyeti  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 23.11.1990 - ANKARA  
**E-posta** : berkcevrin@gmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yükseklisans** : 2017, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

<b>Yıl</b> : 2010	<b>Yer</b> : Bozankaya A.Ş.	<b>Görev</b> : Stajyer
<b>Yıl</b> : 2011	<b>Yer</b> : Korucu Makine	<b>Görev</b> : Stajyer
<b>Yıl</b> : 2013-	<b>Yer</b> : TOBB ETU	<b>Görev</b> : Burslu Y. L. Öğrencisi

### YABANCI DİL:

İngilizce – İleri Seviye

### TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

**Çevrim, B., Yazıcıoğlu, A., Kakaç, S., (2016).** Experimental Analysis of Laminar Flow and Heat Transfer in a Multi-Port Finned Minichannel, Hitite J. Sci. Eng., 3, 51-60.

**Çevrim, B., Yazıcıoğlu, A., Kakaç, S., (2017).** Experimental Investigation OF Heat Transfer and Laminar Liquid Flow in a Rectangular Cross Section Multiport Inner Finned Minichannel, International Conference on Energy and Thermal Engineering, Istanbul, 25-28 Temmuz.

