

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MİNİ KANALLARDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİNİN
SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Emrah DENİZ**

Anabilim Dalı: MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı: ISI - AKIŞKAN

HAZİRAN 2007

**MİNİ KANALLARDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİNİN
SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Emrah DENİZ

503051105

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 7 Mayıs 2007

Tezin Savunulduğu Tarih: 13 Haziran 2007

Tez Danışmanı: Y. Doç. Dr. İ. Yalçın URALCAN

Diğer Jüri Üyeleri Doç. Dr. Kadir ALP

Y. Doç. Dr. İ. Necmi KAPTAN

HAZİRAN 2007

ÖNSÖZ

İnsanlık, belki de var olduğu ilk günden bu yana, hep bir şeyleri merak etmiş, incelemiş ve bulduklarıyla yetinmeyip araştırmaya devam etmiştir. Hiç bitmeyen bu merak ve araştırmalar sonucu bulduklarına yenilerini eklemiş ve teknoloji kavramının ortaya çıkmasını sağlamıştır.

Yüzyıllardır teknolojinin gelişmesi için harcanan enerji, yaşadığımız gezegenin bize sunduğu olanaklardan elde edilmiştir. Fosil yakıtlar ve su kaynakları kullanılmış, enerji türlerinin birbirlerine dönüşümü için sistemler tasarlanmıştır. Fakat günümüzde enerji kaynakları gerek gelişen teknoloji karşısında yetersiz kalmaları gerekse hoyrat kullanımları sonucu Dünya'ya verdikleri zararlar daha bilinçli kullanılmaları yönünde sinyaller vermeye başlamışlardır. Bunun anlaşılmasından sonra bilim dünyası sahip olduğu teknolojiyi, daha az enerjiyle çalışan sistemleri geliştirmekte kullanmaya başlamıştır.

Bu çalışmada, kompakt sistemlerin oluşturulmasına ve böylelikle enerjiden daha çok yararlanılmasına olanak sağlayan mini ve mikro sistemlerle ilgili araştırma konularından biri olan, mini kanalda akış ve ısı geçişi karakteristiği incelenmiştir.

Öncelikle tüm yaşamım boyunca kararlarımın doğruluğuna inanıp bana olan desteklerini hiç esirgemeyen aileme, bilgi ve deneyimiyle bana rehberlik eden danışman hocam Sayın Y.Doç. Dr. İ. Yalçın URALCAN'a, çalışmama olan desteklerinden dolayı Sayın Araş. Gör. Nihal UĞURLUBİLEK'e ve tanımdan hep gurur duyduğum arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma **Mehmet - Ş.Muzaffer DENİZ** ve **Süleyman - Sabahat ÖZCAN**'a ithaf edilmiştir.

İstanbul, Mayıs 2007

Emrah DENİZ

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	iv
TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	xiii
SUMMARY	xiv
1. GİRİŞ	1
2. MAKRO KANALLARDAKİ AKIŞ VE ISI GEÇİŞİ BAĞINTILARI	6
2.1 . Düz Boru	6
2.1.1 . Laminer Akış	6
2.1.2 . Türbülanslı Akış	12
2.1.3 . Geçiş Bölgesi	17
2.2 . Eşeksenli Halka Kesitli Boru	18
2.2.1 . Laminer Akış	18
2.2.2 . Türbülanslı Akış	22
3. MİNİ VE MİKRO KANALLARDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİ BAĞINTILARI	27
3.1 . Mikro Kanallardaki Akış Cinsleri ve Kullanım Yerleri	27
3.2 . Mikro Kanaldaki Akışın Karakteristiği	28
3.3 . Mikro Kanallarda Sürtünme Çarpanı ve Basınç Düşüşü	29
3.4 . Mikro Kanallarda Geçiş Bölgesi ve Kritik Reynolds Sayısı Konusunda Yapılan Çalışmalar	32
3.5 . Mikro Kanallarda Laminer ve Türbülanslı Akışta Nusselt Sayısı	33
3.5.1 . Laminer Akış	33
3.5.2 . Türbülanslı Akış	34
4. SAYISAL MODELLEME VE ÇÖZÜMLEME	35
4.1 . Problemin Tanımı ve Modellenmesi	35
4.2 . Problemin Fluent Programında Tanımlanması	37
5. SONUÇLAR	40
5.1 . Düz Boruda Sürtünme Çarpanı ve Nusselt Sayısının Çap ve Reynolds Sayısıyla Değişimi	40
5.2 . Halka Kesitli Boruda Sürtünme Çarpanı ve Nusselt Sayısının Çap ve Reynolds Sayısıyla Değişimi	52
KAYNAKLAR	64
ÖZGEÇMİŞ	70

KISALTMALAR

RSM	: Reynolds Stress Model
CFD	: Computational Fluid Design
APP	: Görünen, baskın (Apperent)
OBS	: Gözlemlenen (Observed)
UDF	: Kullanıcı Tanımlı Fonksiyon (User Defined Function)
Re	: Reynolds Sayısı
Nu	: Nusselt Sayısı
Po	: Poiseuille Sayısı
Pe	: Peclet Sayısı
Pr	: Prandtl Sayısı

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1.1 : Mehendale ve diğ. (2000) tarafından yapılan kanal sınıflandırması	1
Tablo 1.2 : Kandlikar ve Grande (2003) tarafından yapılan kanal sınıflandırması	2
Tablo 2.1 : Taşınım sınır şartı için eşzamanlı gelişen akışta yerel Nusselt sayısı	12
Tablo 2.2 : Denk. 2.27 – 2.28’de kullanılan sabitler	14
Tablo 2.3 : Halka kesitli boruda hidrodinamik olarak gelişen akıştaki parametre ve sabitler	21
Tablo 3.1 : Knudsen sayısına bağlı akış tipleri	29
Tablo 3.2 : 1.067mm’lik tüp için gözlenen sürtünme katsayısı - Re çarpımı .	31
Tablo 3.3 : 0.457mm’lik tüp için gözlenen sürtünme katsayısı - Re çarpımı .	32
Tablo 4.1 : Düz boruda çözüm yapılan nokta sayıları	36
Tablo 4.2 : Halka kesitli boruda çözüm yapılan nokta sayıları	36

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1 : Sayısal çözümlemede kullanılan geometri ve boyutları (Yun Heming ve diğ. (2006))	3
Şekil 1.2 : KTH ve IKE enstitülerinde çalışılan deney tesisatları (Celata ve diğ. (2006))	4
Şekil 1.3 : Adams ve diğ. (1997) tarafından kullanılan deney tesisatı	5
Şekil 2.1 : Düz boruda eşzamanlı gelişen akış için yerel Nusselt sayıları ($Nu_{x,T}$)	10
Şekil 2.2 : Düz boruda eşzamanlı gelişen akış için ortalama Nusselt sayıları ($Nu_{m,T}$)	10
Şekil 2.3 : Düz boruda $Pr = 0.73$ ve eşzamanlı gelişen türbülanslı akış için yerel Nusselt Sayıları	17
Şekil 2.4 : Halka kesitli boruda tüm cidarlarda üniform sıcaklık şartında tam gelişmiş Nusselt sayıları	20
Şekil 2.5 : Halka kesitli boruda tüm cidarlarda eksenel üniform ısı akısı şartında tam gelişmiş Nusselt sayısı	21
Şekil 2.6 : Girişinde üniform hız olan halka kesitli boruda kritik Reynolds sayısının alt sınırları	23
Şekil 2.7 : Halka kesitli pürüzsüz boruda türbülanslı akış için hidrodinamik giriş bölgesindeki normalleştirilmiş görünür sürtünme çarpanları.	24
Şekil 2.8 : Halka kesitli pürüzsüz boruda ısı olarak gelişen akıştaki boyutsuz $\theta_{x,oo}, \theta_{x,ii}, \theta_{x,oi}, \theta_{x,io}$ sıcaklıkları	26
Şekil 4.1 : Düz boru için Gambit'te oluşturulan ağ yapısı ve sınır şartları ...	36
Şekil 4.2 : Halka kesitli pürüzsüz boru için Gambit'te oluşturulan ağ yapısı ve sınır şartları	37
Şekil 5.1 : Düz boruda laminar akıştaki hidrodinamik giriş bölgesi için Poiseuille sayıları (Rohsenow, 1973)	41
Şekil 5.2 : Düz boruda türbülanslı akıştaki hidrodinamik giriş bölgesi için Poiseuille sayıları (Rohsenow, 1973)	41
Şekil 5.3 : 4 mm çaplı düz boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısı ile değişimi	42
Şekil 5.4 : 2 mm çaplı düz boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısı ile değişimi	42
Şekil 5.5 : 1 mm çaplı düz boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısı ile değişimi	43
Şekil 5.6 : 0.5 mm çaplı düz boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısı ile değişimi	43

Şekil 5.7	: Mikro kanallarda tek fazlı akıştaki sürtünme çarpanının belirlenmesi amacıyla yapılan deneysel çalışmalar (Steinke ve Kandlikar (2006))	45
Şekil 5.8	: Mikro kanallarda deneysel olarak elde edilen sürtünme çarpanı değerlerinin geleneksel bağıntılar kullanılarak elde edilen sürtünme çarpanı değerlerine oranı. (Steinke ve Kandlikar (2006))	46
Şekil 5.9	: Mikro kanallarda deneysel olarak elde edilen sürtünme çarpanı değerlerinin geleneksel bağıntılar kullanılarak elde edilen sürtünme çarpanı değerlerine oranı. (Bucci ve diğ. (2003))	46
Şekil 5.10	: Farklı çaplardaki düz borularda sayısal olarak elde edilen sürtünme çarpanı değerlerinin geleneksel bağıntılarla hesaplananlara oranı	47
Şekil 5.11	: 4 mm çaplı düz boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	49
Şekil 5.12	: 2 mm çaplı düz boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	50
Şekil 5.13	: 1 mm çaplı düz boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	50
Şekil 5.14	: 0.5 mm çaplı düz boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	51
Şekil 5.15	: Farklı çaplardaki düz borularda sayısal olarak elde edilen Nusselt sayılarının geleneksel bağıntılarla hesaplananlara oranı ..	52
Şekil 5.16	: 4 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısı ile değişimi	53
Şekil 5.17	: 2 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısı ile değişimi	54
Şekil 5.18	: 1 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısı ile değişimi	54
Şekil 5.19	: 0.5 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısı ile değişimi	55
Şekil 5.20	: Farklı çaplardaki halka kesitli borularda sayısal olarak elde edilen sürtünme çarpanı değerlerinin geleneksel bağıntılarla hesaplananlara oranı	55
Şekil 5.21	: 4 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	57
Şekil 5.22	: 2 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	57
Şekil 5.23	: 1 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	58
Şekil 5.24	: 0.5 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	58
Şekil 5.25	: Farklı çaplardaki halka kesitli borularda sayısal olarak elde edilen Nusselt sayılarının geleneksel bağıntılarla hesaplananlara oranı	59
Şekil 5.26	: 1 mm çaplı düz boruda sonuçların düzenlenmesiyle elde edilen Nu sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	61

Şekil 5.27	: 0.5 mm çaplı düz boruda sonuçların düzenlenmesiyle elde edilen Nu sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	61
Şekil 5.28	: 1 mm çaplı halka kesitli boruda sonuçların düzenlenmesiyle elde edilen Nu sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	62
Şekil 5.29	: 0.5 mm çaplı halka kesitli boruda sonuçların düzenlenmesiyle elde edilen Nu sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	62

SEMBOL LİSTESİ

A_c	: Akış kesit alanı, m^2
a	: Dairesel kanalın yarıçapı, m; dikdörtgen kesitli kanalın genişliği, m
b	: Dikdörtgen kesitli kanalın yüksekliği
Bi	: Biot sayısı, $= h_e D_h / k$
Br	: Sıcaklık sınır şartı için Brinkman sayısı, $= \mu u_m^2 / k(T_{w,m} - T_e)$
Br'	: Isı akısı sınır şartı için Brinkman sayısı, $= \mu u_m^2 / (q'' D_h)$
C^*	: Sürtünme çarpanı oranları
C_f	: Sürtünme katsayısı
D	: Dairesel kanalın çapı, m
D_h	: Kanalın hidrolik çapı, $= 4A_c / P$, m
D_l	: Laminer eşdeğer çap, m
f	: Tam gelişmiş sürtünme faktörü, $= \tau_w / (\rho u_m^2 / 2)$
f_{app}	: Görünen Fanning sürtünme faktörü, $= \Delta P^* / (2x / D_h)$
G	: Kütleli akı, kg/m^2s
H	: Cidarda üniform ısı akısı sınır şartı
$H1$	: Sabit çevresel cidar sıcaklığı ve eksenel ısı akısı sınır şartı
$H2$	: Cidarda hem çevresel hem de eksenel yönde sabit ısı akısı sınır şartı
h	: Isı taşınım katsayısı, W/m^2K ; halka kesitli kanalda halka genişliği, m
k	: Isı iletim katsayısı, W/mK
Kn	: Knudsen sayısı, $= \lambda / L$

- l : Kanat uzunluğu, m
 L : Kanal uzunluğu, m
 L_{hy}^+ : Boyutsuz hidrodinamik giriş uzunluğu, $= L_{hy} / D_h Re$
 L_{th} : Termal giriş uzunluğu, m
 L_{th}^* : Boyutsuz ısı giriş uzunluğu, $= L_{th} / D_h Pe$
 Nu : Nusselt sayısı, $= hD_h / k$
 $Nu_{x,bc}$: Yerel eksenel Nusselt sayısı
 $Nu_{m,bc}$: Isıl sınır şartı ve ısı giriş bölgesi için Nusselt sayısı
 Pe : Péclet sayısı, $= u_m D_h / \alpha = Re Pr$
 Pr : Prandtl sayısı, $= \nu / \alpha$
 p : Statik basınç, Pa
 Δp : Akış yönü boyunca oluşan statik basınç kaybı, Pa
 Δp^* : Boyutsuz statik basınç kaybı, $= \Delta P / (\rho u_m^2 / 2)$
 q'' : Isı akısı, W/m²
 R : Özgül gaz sabiti, J/kgK
 Re : Reynolds sayısı, $= \rho u_m D_h / \mu$
 Re_ϵ : Pürüzlülük Reynolds sayısı
 r : Yarıçap, m
 r_i, r_o : Halka kesitli kanalın iç ve dış yarıçapı, m
 r^* : Eşmerkezli ve eşeksenli halka kesitli kanalın kenar oranı, $= r_i / r_o$
 r_m^* : Halka kesitli kanalda en büyük hızın olduğu yarıçap, m
 S : Eşeksenli halka kesitli kanal için boyutsuz parametre
 S^* : Isıl enerji kaynağı sayısı, $= SD_h^2 / k (T_{w,m} - T_e)$ (sıcaklık sınır şartı için); SD_h / q'' (ısı akısı sınır şartı için)

Sk	: Stark sayısı, $= \varepsilon_w \sigma T^3 D_h / k$
T	: Sıcaklık sınır şartı; Sıcaklık, K
$T1$	: Sabit sıcaklık sınır şartı
$T2$	: Sıcaklık gradyeni sınır şartı
$T3$	: Taşınım sınır şartı
$T4$	: Işınım sınır şartı
T_m	: Akışkan ortalama sıcaklığı, K
T_w	: Kanal iç yüzüğü cidar sıcaklığı, K
u	: Eksenel hız, m/s
u_m	: Anlık eksenel hız, m/s
u^+	: Cidar koordinatı, $= u / u_t$
x	: Kartezyen veya silindirik koordinat sisteminde eksenel koordinat, m
x^+	: Hidrodinamik giriş bölgesi için boyutsuz eksenel koordinat, $= x / D_h Re$
x^*	: Isıl giriş bölgesi için boyutsuz eksenel koordinat, $= x / D_h Pe$
$\bar{V}$	: Ortalama hız, m/s
y^+	: Cidar koordinatı, $= y u_t / \nu$
α	: Isıl yayılım, $= k / \rho c_p$, m
α_c	: Kenar oranı, $= a / b$
δ	: Hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı, m
ε	: Yüzey pürüzlülüğü, m
ε_w	: Kanal cidarının emisivitesi; eddy yayılımı, m/s^2
θ_m	: Boyutsuz sıcaklık, $= (T_m - T_w) / (T_e - T_w)$
μ	: Dinamik viskozite, Pa.s
ν	: Kinematik viskozite, $= \mu / \rho$, m^2/s

ρ	: Yoğunluk, kg/m^3
σ	: Stefan -Boltzman sabiti, $= 5.67 \times 10^{-8}$, $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)$
τ	: Kayma gerilmesi, Pa
λ	: Tanecikler arası anlık uzaklık, m
κ	: Hagenbach faktörü

Alt İndisler

fd	: Tam gelişmiş
h	: Hidrolik
hy	: Hidrodinamik
i	: İç
o	: Dış
obs	: Gözlemlenen
th	: Isıl
x	: Yerel
w	: Cidar
∞	: Sonsuz, çevre
GN	: Gnielinski

Üst İndisler

*	: Boyutsuz
+	: Boyutsuz

MINİ KANALLARDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Mini ve mikro kanal uygulamaları, kütle ve ısı geçişinin iyileştirilmesinde sağladığı üstünlükleri nedeniyle ilgi çeken bir araştırma konusu olmuş ve ısı değiştiricileri, ısıtma-soğutma sistemleri, mikro işlemcilerin soğutulması ve biyomedikal sistemler başta olmak üzere birçok dalda kullanılmaya başlamıştır. Bu çalışmada mini kanaldaki akış ve ısı geçişi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiş ve büyük hidrolik çaplı (> 3 mm) kanallar için oluşturulan geleneksel bağıntıların mini kanallar için uygunluğu ele alınmıştır

Sayısal çözümlemede hidrolik çapları 0.5 mm - 4 mm arasında değişen düz ve halka kesitli borular için akış karakteristikleri ve ısı geçiş parametreleri incelenmiştir. Akışkan olarak su kullanılmış, Reynolds sayıları kanal içindeki akış karakteristiğinin laminar, geçiş bölgesi ve türbülanslı bölgede incelenmesine olanak sağlayacak şekilde 500 – 20000 aralığında seçilmiştir. Akışkanın borulara 76 °C’de girdiği ve boru dış yüzeyinden 36 °C’deki çevreye taşınımıyla ısı geçişi olduğu durum için çözümlemeler yapılmış, farklı boru çapı ve Reynolds sayılarının ısı geçişi ve sürtünme çarpanına olan etkileri incelenmiştir. Sayısal çözümleme için Fluent ve Gambit programları kullanılmıştır

Çalışmadaki sayısal verilerle geleneksel bağıntılar kullanılarak hesaplanan sonuçlar karşılaştırıldığında, ele alınan çap aralıklarındaki düz ve halka kesitli borularda laminar bölgedeki sürtünme çarpanı hesabında geleneksel bağıntıların kullanılabileceği saptanmıştır. Nusselt sayısının hesabında ise geleneksel bağıntıların elde edilen sayısal çözümlere yakın sonuçlar verdiği bulunmuştur.

NUMERICAL INVESTIGATION OF FLOW AND HEAT TRANSFER IN MINICHANNELS

SUMMARY

Because of the advantages they gain in heat and mass transfer, mini and microchannel applications has become an attractive research area. Thus they are being used in many branches including heat exchangers, heating and cooling systems, cooling of micro processors and biomedical systems. In this study characteristics of flow and heat transfer in minichannels are investigated numerically and applicability of the conventional theories which are driven for macro channels with diameter grater than 3 mm is considered.

In numerical study, flow characteristics and heat transfer parameters for circular and annular cross-sectional channels with hydraulic diameters between 4 mm and 0.5 mm are investigated. Water is used as the fluid. Reynolds number is selected between 500 and 20000 so that it's possible to observe the flow characteristics of the channel in laminar, transient and turbulence regimes. Fluid enters the channel at 76 °C, there is convectional heat transfer between the channel and the environment at 36 °C and for this case the effects of the channel diameter and Reynolds number on heat transfer and friction factor is investigated. For numerical analysis, Fluent and Gambit software are used.

When the numerical datas in this study are compered with the results calculated by using the conventional theories, it is concluded that conventional theories can be used to calculate the laminar friction factors in circular and annular cross sectional channels with hydraulic diameter considered. In Nusselt number calculation, it's found that numerical datas and the results calculated with the conventional theories are close to eachother.

1.GİRİŞ

Mini ve mikro kanal uygulamaları, kütle ve ısı geçişinin iyileştirilmesinde sağladığı üstünlükleri nedeniyle bilim dünyası için ilgi çekici bir araştırma konusu olmuştur. Geliştirilen tekniklerin mikro sistemlerin üretimini mümkün kılmasından sonra mini-mikro kanallardaki akış ve ısı geçişi karakteristiği her geçen gün biraz daha anlaşılmaya başlamıştır. Günümüzde mini ve mikro kanallar ısı değiştiricileri, ısıtma-soğutma sistemleri, biyomedikal sistemler, mikro işlemcilerin soğutulması ve otomotiv sektöründe yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Bugüne kadar kullanılan akış kesitlerinden daha küçük hidrolik çaplara sahip kanallar için mini ve mikro terimlerinin kullanılmaya başlaması, kanallar arasında çapa bağlı bir sınıflandırma yapılmasını gerekli kılmıştır. **Mehendale ve diğ. (2000)** tarafından sunulan sınıflandırma hidrolik çapı 1 – 100 μm aralığında kalan kanalları mikro kanal, 100 μm – 1 mm aralığında kalanları mezo kanal, 1 – 6 mm arasındakileri sıkıştırılmış geçiş ve 6 mm’den büyük olan kanalları geleneksel kanal olarak ayırmıştır.

Tablo 1.1 Mehendale ve diğ. (2000) tarafından yapılan kanal sınıflandırması

> 6 mm	Geleneksel Kanal
1 – 6 mm	Sıkıştırılmış Geçiş
100 μm – 1 mm	Mezo Kanal
1 – 100 μm	Mikro Kanal

Kandlikar ve Grande (2003) önceden yaptıkları sınıflandırmayı bir parça değiştirmiş ve en küçük kanal boyutlarını temel alan daha geniş bir sınıflandırma yapmışlardır. Bu sınıflandırmaya göre hidrolik çapı 3 mm’den büyük olan kanallara geleneksel kanal, 3 mm – 200 μm aralığında kalanlara mini kanal, 200 μm – 10 μm aralığında kalanlara mikro kanal denmiştir. 10 μm – 0.1 μm aralığında kalanlar geçiş kanalları (10 μm – 1

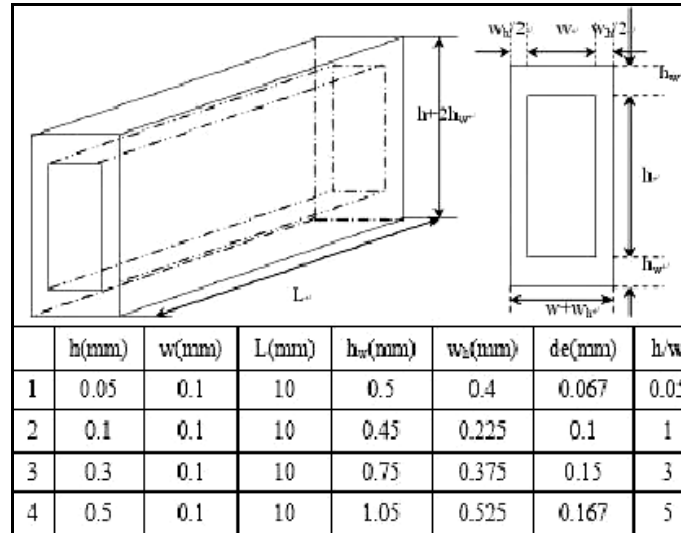
μm arası geçiş mikro kanalları, $1\ \mu\text{m} - 0.1\ \mu\text{m}$ arası geçiş nano kanalları) ve $0.1\ \mu\text{m}$ 'den küçük olan kanallar ise moleküler nano kanal olarak adlandırılmıştır. Bu alışmada Kandlikar ve Grande tarafından yapılan sınıflandırma dikkate alınmıştır.

Tablo 1.2 Kandlikar ve Grande (2003) tarafından yapılan kanal sınıflandırması

$> 3\ \text{mm}$	Geleneksel Kanal
$3\ \text{mm} - 200\ \mu\text{m}$	Mini Kanal
$200\ \mu\text{m} - 10\ \mu\text{m}$	Mikro Kanal
$10\ \mu\text{m} - 1\ \mu\text{m}$	Geçiş Bölgesi Mikro Kanalları
$1\ \mu\text{m} - 0.1\ \mu\text{m}$	Geçiş Bölgesi Nano Kanalları
$< 0.1\ \mu\text{m}$	Nano Kanal

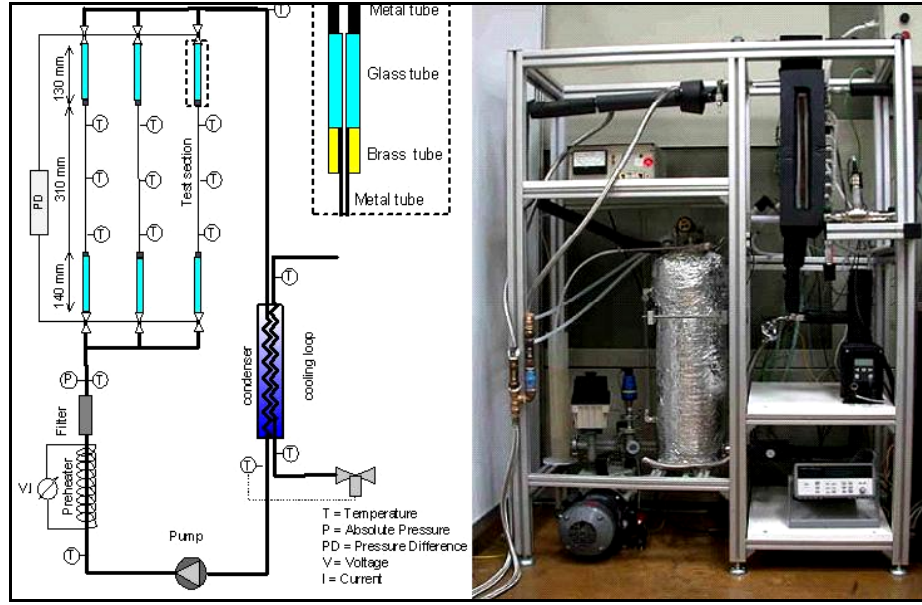
Çok küçük hidrolik çapa sahip bu kanalların kullanım alanlarını genişletmek için her geçen gün başka araştırma konuları belirlenmekte ve bu araştırmalarla mikro kanallardaki ısı ve akış karakteristiği gün geçtikçe belirginleşmektedir. Bu konuda yapılan araştırmalardan biri de büyük çaplara sahip kanallardaki akış ve ısı geçişi karakteristikleri için geliştirilen geleneksel bağıntılarının mini ve mikro kanallarda ne derece doğru sonuçlar verdiğidir. Bilindiği gibi makro kanallarda oluşan akış Reynolds sayısına bağlı olarak laminer, geçiş ya da türbölanslı olarak gerçekleşir. Bu akış düzenleri için de kanaldaki hidrolik ve ısı sınır tabakanın gelişmesine bağlı olarak tam gelişmiş akış, hidrodinamik olarak gelişen akış, ısı olarak gelişen akış ve eşzamanlı gelişen akış olmak üzere dört tip akış meydana gelir. Aynı durum mini ve mikro kanallar için de geçerlidir. Yapılan bazı çalışmalarda mini-mikro kanaldaki bu akış tipleri ve ısı geçişinin geleneksel bağıntılarla öngörülemediği sonucuna varılmış ve doğru sonuca ulaşmak için yeni bağıntılar sunulmuştur. Buna karşın bazı çalışmalarda ise bulunan sonuçlar geleneksel bağıntılarla hesaplanan değerlere oldukça yakın çıkmıştır ve bu çaptaki kanallar için de geleneksel bağıntılarının uygulanabileceği belirtilmiştir.

Yun Heming ve diğ. (2006) mini kanaldaki ısı geçişi ve akışını CFD (Computational Fluid Design) yöntemiyle incelemiştir. Cidarda sabit ısı akısı koşulunda, çapı 0.2 – 1.4 mm arasında değişen dikdörtgen kesitli borulara 293 K sıcaklıkla giren su için çözümler yapılmıştır. Bu şartlar altındaki Knudsen sayıları hesaplanmış ve 3×10^{-6} - 5×10^{-5} aralığında kaldığı görülmüştür. Çözümlemede model olarak RSM (Reynolds Stress Model) kullanılmıştır. Sonuç olarak laminar bölgede çapın sürtünme çarpanı üzerinde etkisinin olmadığı; türbülanslı bölgede ise çap büyüdükçe sürtünme çarpanının azaldığı görülmüştür. Sürtünme çarpanının artan kenar oranıyla arttığı, artan Re sayısı ile da azaldığı saptanmış, geçiş düzeninin gözlemlendiği Re sayısının çap küçüldükçe azaldığı belirlenmiştir.



Şekil 1.1 Sayısal çözümlemede kullanılan geometri ve boyutları (Yun Heming ve diğ. (2006))

Celata ve diğ. (2006) tarafından farklı kanallar için ısı girişi, akışkan tipi, kenar oranı, kanal çapı ve eğim parametreleri ele alınarak deneysel bir çalışma yapılmıştır. Çalışmalar üç ayrı enstitüde yapılmış ve elde edilen sonuçlar klasik bağıntılarla karşılaştırılmıştır. Akışkan olarak demineralize su ve soğutucu akışkan R134a kullanılmıştır. Deneylerde kullanılan boruların çapları 0.259 – 1.699 mm arasında değişmektedir ve tamamı pürüzsüzdür. Sonuçlar Poiseuille ve Blasius denklemlerinin akışkan, kesit alanı ve eğim gözetmeksizin geçerli olduğunu göstermiştir.



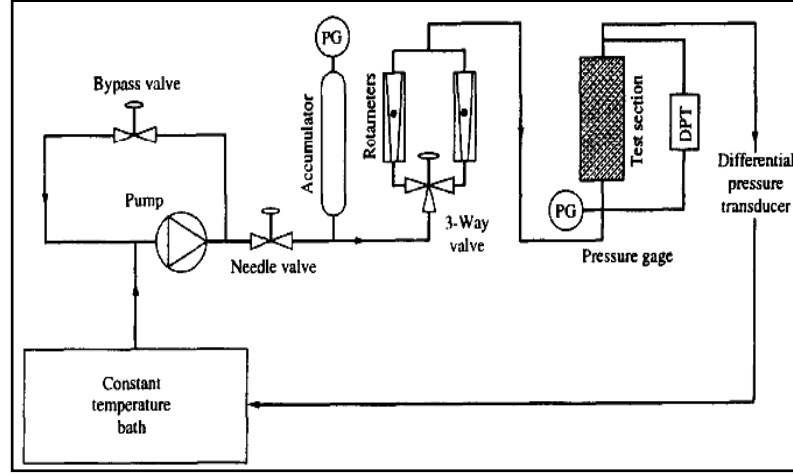
Şekil 1.2 KTH ve IKE enstitülerinde çalışılan deney tesisatları (Celata ve diğ. (2006))

Steinke ve Kandlikar (2006) tarafından yapılan çalışmada mikro kanalda tek fazlı akış için bulunan sürtünme çarpanı sonuçları derlenmiş ve yapılan deneyle bu literatür karşılaştırılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda geleneksel sürtünme çarpanı bağıntılarının geçerli olduğu sonucu çıkarılmıştır.

Xu ve diğ. (2000) çalışmalarında 30 – 344 μm çap ve 20 – 4000 Reynolds aralığında deneyler yapmışlardır. Akışkan olarak su kullanılmıştır. İncelenen aralıkta mikro kanaldaki akış karakteristiğinin Navier-Stokes denklemleriyle öngörülen geleneksel davranışa uyduğu saptanmıştır. Geleneksel bağıntılardan sapmanın mikro boyutun etkisinden çok mikro kanal boyutlandırmasındaki hatalardan kaynaklandığı savunulmuştur.

Mala ve Li (1999) çapları 50 – 254 μm arasında değişen mikro kanallarda suyun akışını deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyde Re sayılarını 100 – 2000 arasında almışlar ve bu aralıkta, geçiş düzeninin gerçekleştiği Re sayısının belirlenmesi ve akış karakteristiğinin geleneksel bağıntılarla karşılaştırılması üzerine çalışmışlardır. Sonuçta 150 μm 'nin altındaki mikro kanallar için akış karakteristiğinin geleneksel öngörülerden çok farklı olduğu ve kanal çapı küçüldükçe geçiş düzeni ve tam gelişmiş türbülans için Reynolds sayısı değerlerinin azaldığı görülmüştür.

Adams ve diğ. (1997) yaptıkları çalışmada akışkan olarak su kullanmış ve 0.76 – 1.09 mm çapındaki mikro kanallarda tek fazlı türbülanslı akıştaki zorlanmış taşınımı incelemişlerdir. 2600 – 23000 Reynolds ve 0.102 – 1.09 mm çap aralığında yapılan eski sonuçlar bu çalışmayla karşılaştırılmış ve Nu sayısı için deneysel ve öngörülen değerlerin $\pm \% 18,6$ farkla uyduğu belirlenmiştir.



Şekil 1.3 Adams ve diğ. (1997) tarafından kullanılan deney tesisatı

Peng ve diğ. (1994) tarafından yapılan çalışmada hidrolik çapı 0.133 – 0.343 mm arasında değişen dikdörtgen kesitli borularda olan su akışı incelenmiştir. Laminer ve türbülanslı bölge için sürtünme davranışının klasik teoriden ayrıldığı ve türbülanslan laminere geçişin gözlemlendiği Reynolds sayısının klasik değerinden daha aşağıda olduğu sonuçları çıkarılmıştır.

Bu çalışmada mini kanal aralığında değişik hidrolik çaplara sahip düz ve halka kesitli kanallarda farklı akış düzenleri (laminer, geçiş, türbülanslı) incelenmiştir. Mini kanallardaki ısı geçişi ve akış karakteristiklerinin geleneksel kanallar için geliştirilen bağıntılara uygunluğu araştırılmış ve kanal çapının bu parametrelere etkisi ele alınmıştır.

2.MAKRO KANALLARDAKİ AKIŞ VE ISI GEÇİŞİ BAĞINTILARI

Bu bölümde pürüzlü ve pürüzsüz düz borular ve halka kesitli borulardaki laminar, geçiş ve türbülanslı akış düzenleri için geliştirilen sürtünme çarpanı ve ısı geçişi bağıntıları açıklanmaktadır. Bağıntılar, hidrodinamik ve ısı tabakaların gelişimine bağlı olarak oluşan tam gelişmiş, hidrodinamik olarak gelişen, ısıl olarak gelişen ve eşzamanlı gelişen akış tipleri göz önüne alınarak sınıflandırılmaktadır.

2.1. Düz Boru

2.1.1. Laminer Akış

Kanal içerisinde sabit özellikli akışkanın tam gelişmiş laminar akışı halindeki hız profili,

$$\frac{u}{u_m} = 2 \left(1 - \left(\frac{r}{a} \right)^2 \right) \quad (2.1)$$

$$u_m = -\frac{1}{8\mu} \left(\frac{dP}{dx} \right) a^2 \quad (2.2)$$

denklemleriyle tanımlanır. Burada a , kanalın yarıçapıdır. Kanal içi sürtünme çarpanı ve sürtünme katsayısı ise sırasıyla,

$$f \times \text{Re} = 64 \quad (2.3)$$

$$C_f = f / 4 \quad (2.4)$$

eşitlikleriyle hesaplanır. Cidarlarda üniform sıcaklık şartında Nusselt sayısı,

$$Nu = 3.657 \quad (2.5)$$

olarak bulunur. Peclet (Pe) sayısı akışkanın eksenel iletiminin etkisi incelenirken hesaplanır. Pe sayısı ondan büyük olduğunda akışkanın eksenel iletiminin ihmal edilebileceği bulunmuştur. **Michelsen ve Villandsen (1974)** küçük Pe sayıları için şu formülleri bulmuştur.

$$Nu = 4.1807(1 - 0.0439)Pe \quad Pe < 1.5 \text{ ise} \quad (2.6)$$

$$Nu = 3.6568(1 + 1.277 / Pe^2) \quad Pe > 5 \text{ ise} \quad (2.7)$$

Cidarda üniform ısı akısı şartında ise **Shah ve Bhatti (1987)**, **Tyagi (1966)**'nin sonuçlarını tekrar düzenleyerek Nusselt sayısını,

$$Nu = \frac{q_w'' D_h}{k(T_w - T_m)} = \frac{192}{44 + 3\gamma} \quad (2.8)$$

$$\gamma = S^* + 64Br' \quad (2.9)$$

şeklinde bulmuşlardır. Burada S^* , boyutsuz ısıl enerji kaynağı sayısı, Br' ise boyutsuz Brinkman sayısıdır ve

$$S^* = \frac{SD_h}{q_w''} \quad (2.10)$$

$$Br' = \frac{\mu u_m^2}{q_w'' D_h} \quad (2.11)$$

denklemleriyle tanımlanırlar. İhmal edilebilir viskoz disipasyonu ve ısı enerji kaynağının olmadığı koşulda ($\gamma = 0$) Nusselt sayısı,

$$Nu = 4.364 \quad (2.12)$$

olarak bulunur. Cidarlarda taşınım şartının olduğu durum için Nusselt sayısı **Hickman (1974)** tarafından,

$$Nu = \frac{4.3636 + Bi}{1 + 0.2682Bi} \quad (2.13)$$

ile tanımlanmıştır. Burada Bi, Biot sayısı olup harici taşınım maruz kalan cidarın ısıl direncini gösteren bir büyüklüktür. Cidarlarda ısıtım sınır şartı olduğunda Nu sayısı **Kadaner ve diğ. (1971)**'nin yaptığı çalışma sonucu,

$$Nu = \frac{8.728 + 3.66Sk(T_a / T_e)^3}{2 + Sk(T_a / T_e)^3} \quad (2.14)$$

$$Sk = \varepsilon_w \sigma T_e^3 D_h / k \quad (2.15)$$

ifadesiyle bulunur. Burada Sk boyutsuz Stark sayısı, T_a ve T_e ise sırasıyla dış çevrenin ve iç akışkanın ısıtım akısının etkidiği yerdeki mutlak sıcaklıklardır.

Chen (1973) düz boruda hidrodinamik olarak gelişen akış için boyutsuz hidrodinamik giriş uzunluğunu,

$$L_{hy}^+ = 0.056 + \frac{0.60}{Re(1 + 0.035 Re)} \quad (2.16)$$

eşitliği ile ifade etmiştir. Viskoz kuvvetlerinin atalet kuvvetlerini tamamıyla yendiği sürünen akış gibi Reynolds sayının çok düşük olduğu akışlarda hidrodinamik giriş uzunluğunun, Re sıfıra gittikçe 0.60 değerine yaklaştığı bulunmuştur.

Isıl olarak gelişen akışta, cidarda üniform sıcaklık koşulu olan düz borudaki ısı geçişi, Graetz veya Graetz-Nusselt problemi olarak bilinir. Bu durumda, tam gelişmiş hız dağılımlı, üniform sıcaklıktaki bir akışkan kanala girer ve akışkanın aksenal iletimi, viskoz disipasyon, akış işi ve enerji kaynakları ihmal edilir. **Graetz (1885)** ve **Nusselt (1910)** bu durumdaki Nu sayısını,

$$Nu_m = -\frac{\ln \theta_m}{4x^*} \quad (2.17)$$

$$\theta_m = \frac{T_w - T_m}{T_w - T_e} \quad (2.18)$$

olarak ifade etmişlerdir. Cidarda sabit sıcaklık koşulu olan düz borudaki ısı olarak gelişen akış için ısı giriş uzunluğu,

$$L_{th}^* = 0.0335 \quad (2.19)$$

olarak belirlenmiştir.

Cidarda üniform ısı akısı şartında ısı olarak gelişen akış için yerel ve ortalama Nu sayısı,

$$Nu_x = \begin{cases} 1.302x^{*-1/3} - 1 & x^* < 0.00005 \\ 1.302x^{*-1/3} - 0.5 & 0.00005 \leq x^* \leq 0.0015 \\ 4.364 + 8.68(10^3 x^*)^{0.506} e^{-41x^*} & x^* \geq 0.0015 \end{cases} \quad (2.20)$$

$$Nu_m = \begin{cases} 1.953x^{*-1/3} - 1 & x^* \leq 0.03 \\ 4.364 + 0.0722/x^* & x^* > 0.03 \end{cases} \quad (2.21)$$

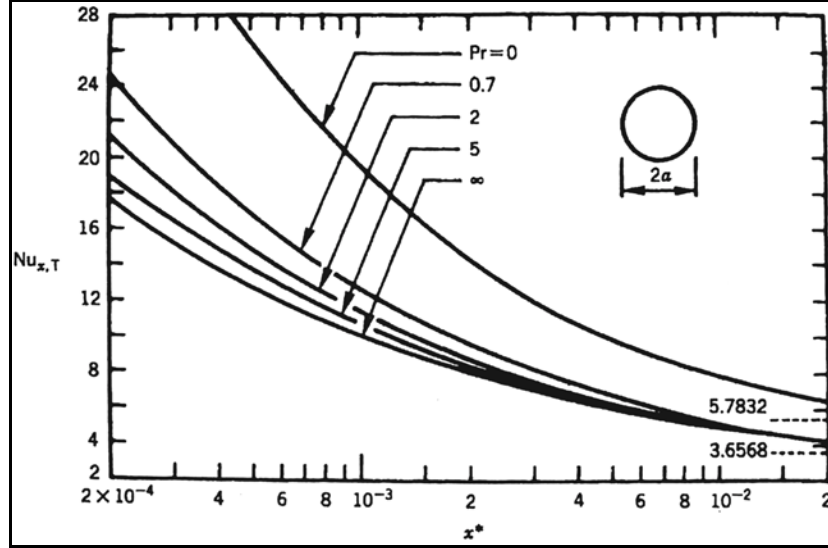
denklemleriyle bulunur. Cidarda üniform ısı akısı altında ısı olarak gelişen akış için ısı giriş uzunluğu,

$$L_{th}^* = 0.043 \quad (2.22)$$

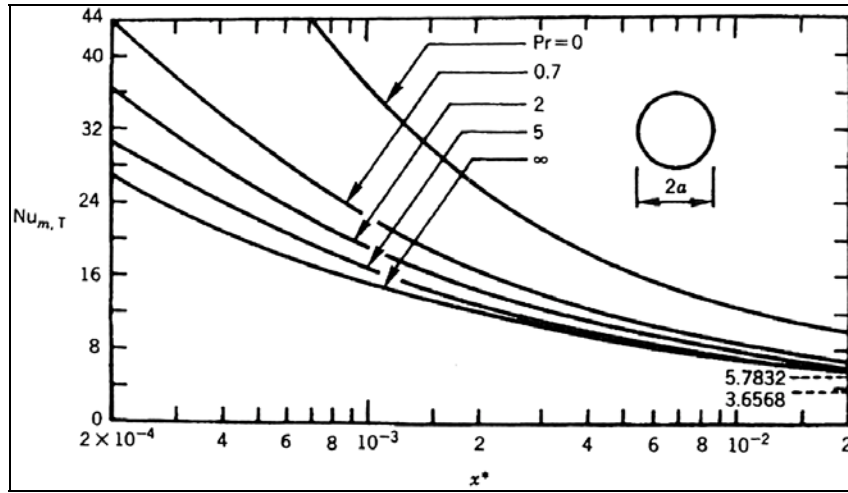
olarak bulunmuştur. $Pe > 10$ ve boyutsuz uzunluk $x^* \geq 0.005$ olduğu durumlarda aksel iletimin ısı giriş problemi üzerindeki etkisi ihmal edilebilir. Cidarda üniform ısı akısı şartında ısı giriş problemine viskoz disipasyonun etkisi, **Brinkman (1951)** ve **Ou ve Cheng (1973)**'in çalışmalarında bulunabilir.

Eşzamanlı gelişen akış genellikle akışkanın Pr sayısının orta düzeyde olduğu durumlarda gerçekleşir. Bu tip akışta hız ve sıcaklık profilleri akış boyunca birlikte gelişir. Bu yüzden ısı geçiş miktarı, büyük oranda akışkanın Pr sayısına ve ısı sınır şartına bağlıdır.

Düz boruda cidarda üniform sıcaklık olması durumundaki eşzamanlı gelişen akış için yerel ve ortalama Nu sayıları sırasıyla Şekil 2.1 ve Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Bu şekillerde kullanılan veriler **Jensen (1989)** ve **Shah ve London (1978)**’da bulunabilir.



Şekil 2.1 Düz boruda eşzamanlı gelişen akış için yerel Nusselt sayıları ($Nu_{x,T}$)



Şekil 2.2 Düz boruda eşzamanlı gelişen akış için ortalama Nusselt sayıları ($Nu_{m,T}$)

Büyük Pr sayılı akışlarda, eşzamanlı gelişen akış ısı olarak gelişen akışa uyum gösterir çünkü hız profili, sıcaklık profili gelişmeye başlamadan önce gelişmiştir. Ancak düşük Pr sayılı akışkanlarda hız üniform kalırken sıcaklık profili hız profilinden çok daha hızlı gelişir. Bu tür akışa darbeli akış denir. Cidarda üniform sıcaklık şartında eşzamanlı gelişen akış için ısı giriş uzunluğu **Shah ve London (1978)** tarafından çalışılmış ve

$$L_{th}^* = \begin{cases} 0.028 & \text{Pr} = 0 \\ 0.037 & \text{Pr} = 0.7 \\ 0.033 & \text{Pr} = \infty \end{cases} \quad (2.23)$$

değerleri bulunmuştur.

Cidarda üniform ısı akısı şartında eşzamanlı gelişen akış için yerel Nu sayısının en doğru sonuçları Tablo 2.1’de gösterilmiştir. Isıl giriş uzunluğu içinse,

$$L_{th}^* = \begin{cases} 0.042 & \text{Pr} = 0 \\ 0.053 & \text{Pr} = 0.7 \\ 0.043 & \text{Pr} = \infty \end{cases} \quad (2.24)$$

değerleri bulunmuştur. Laminer bölgede eşzamanlı gelişen akış için Nusselt sayısının hesabında **Sieder ve Tate (1936)** tarafından geliştirilen eşitlik de kullanılabilir.

$$\overline{Nu}_D = 1.86 \left(\frac{\text{Re}_D \text{Pr}}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \left[\begin{array}{l} T_s = \text{sabit} \\ 0.48 < \text{Pr} < 16700 \\ 0.0044 < \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right) < 9.75 \end{array} \right] \quad (2.25)$$

Tablo 2.1 Taşınım sınır şartı için eşzamanlı gelişen akışta yerel Nusselt Sayısı

		Nu _{x,T3}					
Bi	x*	Pr = ∞	Pr = 10	Pr = 1.0	Pr = 0.7	Pr = 0.1	Pr = 0
200	0.00025	15.87	18.27	24.78	26.24	34.64	43.38
	0.00050	12.98	14.04	17.05	17.81	22.93	30.17
	0.00125	9.621	9.837	11.64	12.04	14.54	18.78
	0.0025	7.558	7.501	8.597	8.874	10.64	13.71
	0.0050	6.061	5.977	6.514	6.691	7.914	10.23
	0.0125	4.672	4.677	4.776	4.872	5.649	7.385
	0.025	4.026	4.027	4.037	4.090	4.666	6.259
	0.050	3.722	3.726	3.733	3.740	4.176	5.869
20	0.00025	18.12	22.52	29.69	31.26	40.59	50.35
	0.00050	14.31	16.41	20.75	21.72	28.14	37.00
	0.00125	10.40	11.02	13.43	13.97	17.49	23.70
	0.0025	8.154	8.276	9.738	10.10	12.47	17.00
	0.0050	6.469	6.471	7.217	7.441	9.043	12.36
	0.0125	4.924	4.927	5.126	5.247	6.204	8.518
	0.025	4.193	4.194	4.244	4.307	4.974	6.942
	0.050	3.838	3.838	3.853	3.866	4.348	6.310
10	0.00025	18.68	22.99	30.56	32.40	43.45	53.19
	0.00050	14.75	16.81	21.58	22.89	30.11	38.89
	0.00125	10.77	11.39	14.09	14.76	18.72	25.32
	0.0025	8.468	8.590	10.26	10.70	13.34	18.35
	0.0050	6.705	6.715	7.608	7.872	9.651	13.41
	0.0125	5.110	5.113	5.368	5.504	6.576	9.255
	0.025	4.329	4.331	4.407	4.479	5.223	7.473
	0.050	3.935	3.937	3.965	3.974	4.495	6.684
4	0.00025	20.55	26.09	34.99	34.96	49.72	54.41
	0.00050	15.82	18.69	23.87	24.62	33.26	39.32
	0.00125	11.43	12.36	15.22	15.74	20.13	25.68
	0.0025	8.938	9.287	11.02	11.43	14.32	19.02
	0.0050	7.112	7.021	8.159	8.429	10.39	14.26
	0.0125	5.389	5.391	5.760	5.884	7.118	10.09
	0.025	4.574	4.578	4.684	4.756	5.621	8.181
	0.050	4.120	4.129	4.165	4.171	4.759	7.289
	0.125	4.001	4.003	4.003	4.003	4.285	7.088
	0.25	4.000	4.000	4.000	4.000	4.105	7.087

2.1.2. Türbülanslı Akış

“ $u_m D_h / \nu$ ” olarak tanımlanan Reynolds sayısı geniş olarak akış düzenini (laminer, geçiş, türbülanslı) belirlemede kullanılır. Akışın laminierden türbülanslı düzene geçtiği bölgedeki Reynolds sayısı “Kritik Reynolds Sayısı” olarak adlandırılır. Çok sayıda deneysel araştırmalar laminier akışın türbülansa geçtiği yerdeki kritik Re sayısını kesin olarak belirlemiş ve düz borular için 2300 – 10000 aralığında olduğunu bulmuştur. Çoğu uygulamada kritik Re sayısının değeri 2100 alınmaktadır.

Genellikle kanalın giriş koşulları ve yüzey pürüzlülüğü kritik Re üzerinde belirgin etkiler yaratır. Ses, titreşim ve akış çarpması gibi diğer etkiler de kritik Re sayısını etkiler.

Düz borularda tam gelişmiş türbülanslı bölgedeki hız dağılımı **Prandtl (1927)** tarafından çözülmüş ve aşağıdaki eşitlikler bulunmuştur.

$$\frac{u}{u_{\max}} = \left(\frac{y}{a}\right)^{1/n} \quad \frac{u}{u_{\max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \quad (2.26)$$

Burada a kanalın yarıçapı, $y = a-r$ cidardan itibaren ölçülen radyal mesafeyi tanımlar. n üssü Reynolds sayısıyla değişir.

Tam gelişmiş türbülanslı akışta “Power Law” hız dağılımından elde edilen sürtünme çarpanı,

$$f = \frac{C}{\text{Re}^{1/m}} \quad (2.27)$$

olarak tanımlanır. Buradaki m, n değerine bağlı olarak,

$$m = \frac{n+1}{2} \quad (2.28)$$

şeklinde tanımlanır. **Nikuradse (1966)**’nin ölçümlerinden oluşturulmuş n,m ve C değerleri Tablo 2.2’de gösterilmiştir. **Petukhov (1970)** tarafından sunulan sürtünme çarpanı bağıntısı,

$$f = (0.7904 \ln \text{Re}_D - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq \text{Re} \leq 5 \times 10^6 \quad (2.29)$$

denklemlerle ifade edilmektedir.

Tablo 2.2 Denk. 2.27 – 2.28’de kullanılan sabitler

Re	n	m	C
4000	6	3.5	0.1064
2.3×10^4	6.6	3.8	0.0880
1.1×10^5	7	4	0.0804
1.1×10^6	8.8	4.9	0.0490
2.0×10^6	10	5.5	0.0363
3.2×10^6	10	5.5	0.0366

Tamamıyla pürüzlü düz boru için tam gelişmiş türbülanslı bölgedeki hız dağılımı **Schlichting (1979)** tarafından,

$$u^+ = 2.5 \ln \frac{y^+}{Re_\varepsilon} + 8.5 \quad (2.30)$$

$$u^+ = \frac{u}{u_t} = \frac{u}{\sqrt{\tau_w / \rho}}; \quad y^+ = \frac{yu_t}{\nu} = \frac{y\sqrt{\tau_w / \rho}}{\nu} \quad (2.31)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Burada Re_ε , pürüzlülük Reynolds sayısıdır ve $Re_\varepsilon = \varepsilon u_t / \nu$ olarak tanımlanır. ε , birim yüzey pürüzlülük yüksekliğidir. $Re_\varepsilon < 5$ hidrodinamik olarak düzgün akışı, $5 \leq Re_\varepsilon \leq 70$ hidrodinamik olarak düzgün akıştan tamamen pürüzlü akışa geçişi, $Re_\varepsilon > 70$ ise tamamen pürüzlü akışı temsil eder. Bunun yanında, $y^+ < 5$ laminar alt tabaka bölgesini, $5 < y^+ < 70$ geçiş bölgesini, $y^+ > 70$ ise tam gelişmiş türbülanslı bölgeyi belirtir.

Türbülanslı bölgeyle geçiş bölgesini ayıran kırılma çizgisini **Moody (1944)**,

$$\sqrt{f} = \frac{100}{Re(\varepsilon / D_h)} \quad (2.32)$$

olarak belirlemiştir.

Pürüzsüz düz borularda, gaz ve akışkanlar ($Pr > 0,5$) için cidarlarda sabit sıcaklık koşulundaki Nusselt sayısıyla cidarlarda sabit ısı akısı koşulundaki Nusselt sayısı arasında pek bir fark yoktur. Fakat sıvı metaller ($Pr < 0,1$) için bu fark oluşur. Sıvı

metaller için cidarda sabit sıcaklık ve sabit ısı akısı koşullarında kullanılan en doğru eşitlik **Noter ve Sleicher (1972)** tarafından sunulmuştur.

$$Nu_T = 4.8 + 0.0155 Re^{0.85} Pr^{0.93} \quad (2.33)$$

$$Nu_H = 6.3 + 0.0167 Re^{0.85} Pr^{0.93} \quad (2.34)$$

Bu denklemler $0.004 < Pr < 0.1$, $10^4 < Re < 10^6$ arasında geçerlidir.

Pürüzlü düz boruda hidrodinamik olarak gelişen akış için kapalı tip analitik çözüm, **Zhiqing (1982)** tarafından sunulmuştur. Hidrodinamik giriş bölgesindeki hız dağılımı,

$$\frac{u}{u_{\max}} = \begin{cases} (y/\delta)^{1/7} & 0 \leq y \leq \delta \\ 1 & \delta \leq y \leq a \end{cases} \quad (2.35)$$

$$\frac{u}{u_{\max}} = 1 - \frac{1}{4} \left(\frac{\delta}{a} \right) + \frac{1}{15} \left(\frac{\delta}{a} \right)^2 \quad (2.36)$$

denklemleriyle bulunur. Burada δ , aşağıda tanımlanan eşitlikle değişen eksenel koordinat x 'e bağlı hidrodinamik sınır tabaka kalınlığıdır.

$$\frac{x/D_h}{Re^{1/4}} = 1.4039 \left(\frac{\delta}{a} \right)^{5/4} \left[1 + 0.1577 \left(\frac{\delta}{a} \right) - 0.1793 \left(\frac{\delta}{a} \right)^2 - 0.0168 \left(\frac{\delta}{a} \right)^3 + 0.0064 \left(\frac{\delta}{a} \right)^4 \right] \quad (2.37)$$

Eksenel basınç kaybı, basınç kaybı artış sayısı $K(x)$, ve görünen Fanning sürtünme çarpanı f_{app} için kullanılan eşitlikler aşağıdaki gibidir.

$$\Delta P^* = \left(\frac{u_{\max}}{u_m} \right)^2 - 1 \quad (2.38)$$

$$K(x) = \Delta P^* - 0.316 \frac{x/D_h}{Re^{1/4}} \quad (2.39)$$

$$f_{app} Re^{1/4} = \frac{\Delta P^*}{4x/(D_h Re^{0.25})} \quad (2.40)$$

Hidrodinamik giriş uzunluğu L_{hy} / D_h ,

$$\frac{L_{hy}}{D_h} = 1.3590 \text{Re}^{1/4} \quad (2.41)$$

Isıl olarak gelişen türbülanslı akıştaki Nusselt sayısı, ısıl olarak gelişen laminar akıştaki Nusselt sayısı ile aynı biçimdedir. Aradaki tek fark denklemdaki sabitler ve özdeğerlerdir. **Bhatti ve Shah (1987)** bu özdeğerleri ve sabitleri liste halinde sunmuşlardır. Cidarda üniform sıcaklık veya üniform ısı akısı koşullarında ısıl olarak gelişen akıştaki ortalama Nusselt sayısı **Al-Arabî (1982)**'nin bağıntılarıyla çözülebilir.

$$\frac{Nu_m}{Nu_\infty} = 1 + \frac{C}{x / D_h} \quad (2.42)$$

Burada Nu_∞ tam gelişmiş akıştaki Nu_T veya Nu_H ve

$$C = \frac{(x / D_h)^{0.1}}{\text{Pr}^{1/6}} \left(0.68 + \frac{3000}{\text{Re}^{0.81}} \right) \quad (2.43)$$

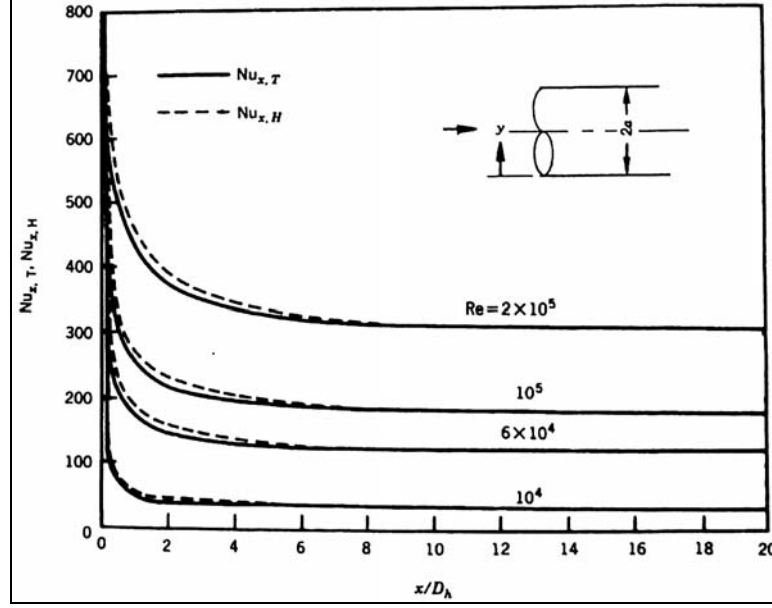
ile tanımlanır.

Türbülanslı akışta giriş uzunluğu genellikle kısa olduğundan $10 \leq x_{fd} / D \leq 60$ olduğu durumlarda ortalama Nusselt sayısının tam gelişmiş Nusselt sayısına eşit olduğunu kabul etmek çoğu kez doğru sonuçlar vermektedir. Bu durumdaki Nusselt sayısının hesabında **Seider ve Tate (1936)** tarafından geliştirilen eşitlik kullanılır.

$$Nu_D = 0.027 \text{Re}_D^{4/5} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \left[\begin{array}{l} 0.7 \leq \text{Pr} \leq 16700 \\ \text{Re}_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right] \quad (2.44)$$

$\text{Pr} = 0.73$, üniform cidar sıcaklığı ve cidarda üniform ısı akısı koşullarındaki pürüzsüz düz boruda eşzamanlı gelişen hız ve sıcaklık alanları için **Deissler (1953)** tarafından

teorik olarak bulunan yerel Nusselt sayıları Şekil 2.3'te gösterilmiştir. Şekilden iki değişik sınır şartı için Nusselt sayısının, $x/D_h > 8$ durumunda benzer olduğu görülür.



Şekil 2.3 Düz boruda $Pr = 0.73$ ve eşzamanlı gelişen türbülanslı akış için yerel Nusselt Sayıları

2.1.3. Geçiş Bölgesi

Düz borular için geçiş bölgesi, Reynolds sayısının 2300 ile 10000 arasında olduğu durumlarda gerçekleşir. Geçiş bölgesindeki sürtünme çarpanının hesabında **Bhatti ve Shah (1987)** tarafından sunulan eşitlik kullanılır.

$$f = A + \frac{B}{Re^{1/m}} \quad (2.45)$$

Denk. 2.45 laminar, geçiş ve türbülanslı bölge için uygulanabilir. Laminer akış için ($Re < 2100$) $A = 0$, $B = 16$ ve $m = 1$; geçiş bölgesi için ($2100 < Re < 4000$) $A = 0.0054$, $B = 2.3 \times 10^{-8}$ ve $m = -2/3$; türbülanslı bölge için ise ($Re > 4000$) $A = 1.28 \times 10^{-3}$, $B = 0.1143$ ve $m = 3.2154$ değerlerini alır.

Geçiş bölgesindeki ısı geçişi çözümleri, ısı-etkiyen akışı karakterize eden birçok değişken olduğundan tam olarak belirli değildir. **Churchill (1977)**, $0 < Pr < \infty$ ve

2100 ≤ Re ≤ 10⁶ aralığında laminer, geçiş ve türbülanslı akıştaki Nusselt sayısının hesabı için aşağıdaki ifadeleri önermektedir.

$$Nu^{10} = Nu_l^{10} + \left\{ \frac{\exp[(2200 - Re)/365]}{Nu_l^2} + \frac{1}{Nu_l^2} \right\}^{-5} \quad (2.46)$$

$$Nu_l = \begin{cases} 3.657 & \text{üniorm cidar sıcaklığı sınır şartında} \\ 4.364 & \text{üniorm cidar ısıakısı sınır şartında} \end{cases} \quad (2.47)$$

$$Nu_l = Nu_0 + \frac{0.079(f/2)^{1/2} Re Pr}{(1 + Pr^{4/5})^{5/6}} \quad (2.48)$$

$$Nu_0 = \begin{cases} 4.8 & \text{üniorm cidar sıcaklığı sınır şartında} \\ 6.3 & \text{üniorm cidar ısıakısı sınır şartında} \end{cases} \quad (2.49)$$

Yukarıdaki denklemde 10 üssü geçiş bölgesini, Nu_0 ise taşınım sınır şartıyla sağlanmış eşdeğer Nusselt sayısını belirtir.

2.2. Eşeksenli Halka Kesitli Boru

2.2.1. Laminer Akış

İç çapın r_i , dış çapın r_d olduğu eşeksenli halka kesitli boru için tam gelişmiş laminer akıştaki hız dağılımı ve sürtünme çarpanı,

$$u = -\frac{1}{4\mu} \left(\frac{dP}{dx} \right) r_0^2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 + 2r_m^{*2} \ln \left(\frac{r}{r_0} \right) \right] \quad (2.50)$$

$$u_m = -\frac{1}{8\mu} \left(\frac{dP}{dx} \right) r_0^2 (1 + r^{*2} - 2r_m^{*2}) \quad (2.51)$$

$$\frac{u_{max}}{u_m} = \frac{2(1 - r_m^{*2} + 2r_m^{*2} \ln r_m^{*2})}{1 + r^{*2} - 2r_m^{*2}} \quad (2.52)$$

denklemleriyle verilmiştir. Burada r_m en büyük hızın erişildiği yerdeki çap değeridir ve boyutsuz olarak,

$$r_m^* = \frac{r_m}{r_0} = \left(\frac{1 - r^{*2}}{2 \ln(1/r^*)} \right)^{1/2} \quad (2.53)$$

ifadesiyle hesaplanır.

İç ve dış cidarlardaki ve eşeksenli halka kesitli borudaki sürtünme çarpanları ve sürtünme katsayısı ise,

$$f_i \text{ Re} = -\frac{1}{\mu} \left(\frac{dP}{dx} \right) \frac{D_h}{u_m} \left(\frac{r_m^2 - r_i^2}{r_i} \right), \quad D_h = 2(r_o - r_i) \quad (2.54)$$

$$f_o \text{ Re} = -\frac{1}{\mu} \left(\frac{dP}{dx} \right) \frac{D_h}{u_m} \left(\frac{r_o^2 - r_m^2}{r_o} \right) \quad (2.55)$$

$$C_f \text{ Re} = 24r^{*0.035} \quad (2.56)$$

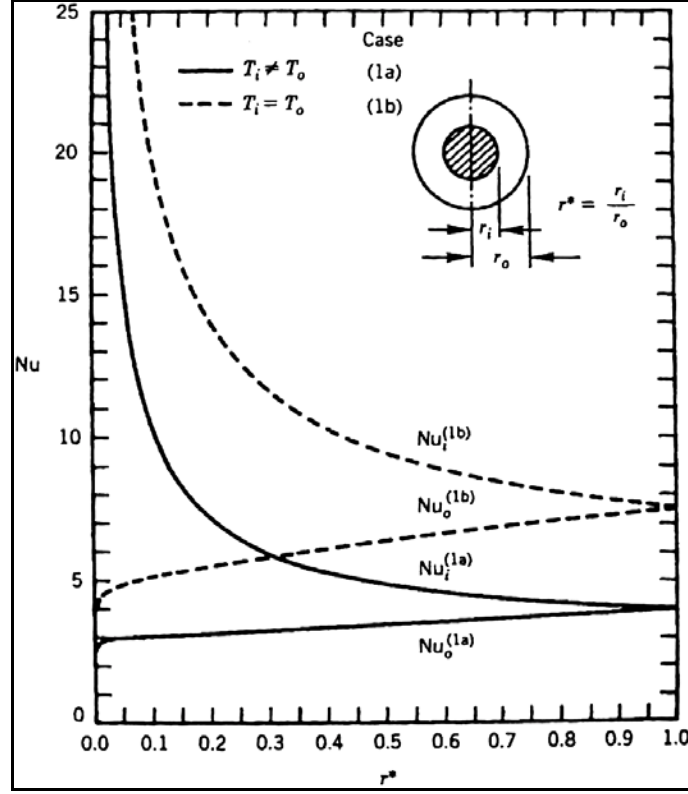
eşitlikleriyle hesaplanır.

Halk kesitli boruda cidarlarda üniform sıcaklık koşulunda tam gelişmiş akıştaki ısı geçişi iki çeşittir. İç ve dış cidar sıcaklıkları birbirine eşit olmadığında problem 1a olarak adlandırılır ve cidarlardaki tam gelişmiş Nusselt sayısı Nu_i^{1a} ve Nu_o^{1a} olarak belirtilir. İç ve dış cidarlar birbirine eşit olduğunda ise problem 1b olarak adlandırılır ve cidarlardaki tam gelişmiş Nusselt sayısı Nu_i^{1b} ve Nu_o^{1b} olarak belirtilir. Bu durumlar, **Shah ve London (1978)** tarafından bulunan değerlerle Şekil 2.4'te gösterilmiştir.

$T_i = T_o$ durumu için çevresel ortalama Nu sayısı,

$$Nu_T = \frac{Nu_o^{(1b)} + r^* Nu_i^{(1b)}}{1 + r^*}, \quad r^* = r_i / r_o \quad (2.57)$$

olarak tanımlanır.



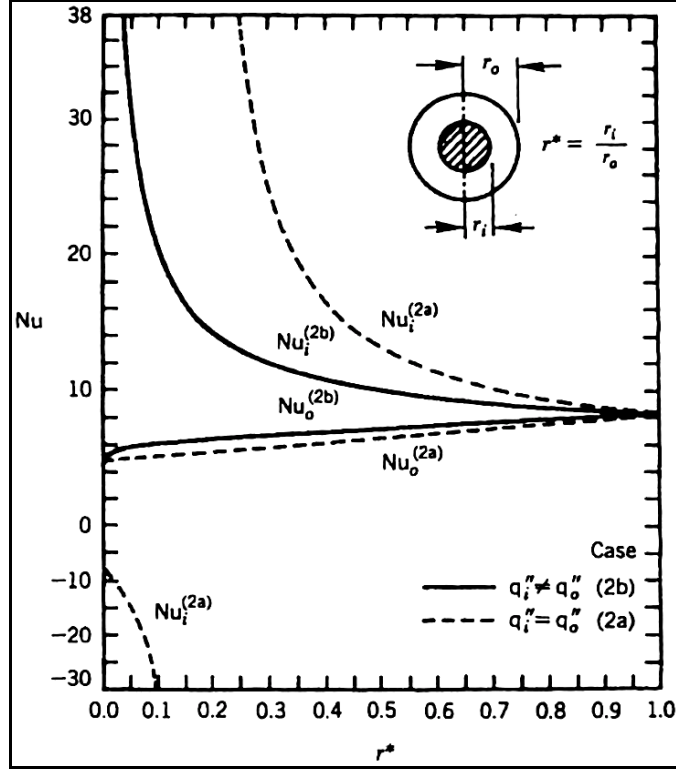
Şekil 2.4 Halka kesitli boruda tüm cidarlarda üniform sıcaklık şartında tam gelişmiş Nusselt sayıları

Cidarda üniform ısı akısı koşulunda ısı geçişi de iki çeşittir. İç ve dış cidarlardaki ısı akılarının aynı olduğu durum 2a olarak tanımlanır ve tam gelişmiş Nusselt sayıları Nu_i^{2a} ve Nu_o^{2a} ile gösterilir. İç ve dış cidardaki ısı akılarının birbirine eşit olmadığı durum 2b olarak tanımlanır ve tam gelişmiş Nusselt sayıları Nu_i^{2b} ve Nu_o^{2b} ile gösterilir. Bu durum için hesaplanan Nusselt değerleri Şekil 2.5'te gösterilmiştir. İç ve dış cidarda eşit ısı akısı şartındaki çevresel ortalananmış Nusselt sayısı Denk. 2.57'deki T ve 1b'nin sırasıyla H ve 2b olarak düzeltilmesiyle oluşan eşitlikle hesaplanabilir.

Martin (1990) tarafından halka kesitli boruda tam gelişmiş akıdaki Nu sayısının hesabı için,

$$Nu_{i,\infty} = 3.66 + 1.2 \left(d_i / d_o \right)^{-0.8} \quad (2.58)$$

denklemleri verilmiştir.



Şekil 2.5 Halka kesitli boruda tüm cidarlarda aksel uniform ısı akısı şartında tam gelişmiş Nusselt sayısı

Shah ve London (1978) halka kesitli boruda laminar akış için hidrodinamik gelişim sonuçlarını özetlemişlerdir. Hidrodinamik giriş bölgesindeki görünür sürtünme çarpanı **Shah (1978)** tarafından,

$$f_{app} Re = 3.44(x^+)^{-0.05} + \frac{K(\infty)/(4x^+) + f Re - 3.44(x^+)^{-0.5}}{1 + C(x^+)^{-2}} \quad (2.59)$$

olarak sunulmuştur. $K(\infty)$, $f Re$ ve C için kullanılan değerler Tablo 2.3'te verilmiştir.

Tablo 2.3 Halka kesitli boruda hidrodinamik olarak gelişen akıştaki parametre ve sabitler

r^*	$L_{h,r}^*$	$K(\infty)$	$f Re$	C
0	0.0541	1.250	16.000	0.000212
0.05	0.0206	0.830	21.567	0.000050
0.10	0.0175	0.784	22.343	0.000043
0.50	0.0116	0.688	23.813	0.000032
0.75	0.0109	0.678	23.967	0.000030
1.0	0.0108	0.674	24.000	0.000029

Halka kesitli boruda ısıtılarak gelişen akış için tüm sınır şartındaki çözümler **Rohsenow ve diğ. (1998)**'nde bulunmaktadır. Bu sonuçlar **Shah ve London (1978)** tarafından bulunmuştur. Ayrıca dört temel tip sınır şartı için ısıtılma giriş uzunlukları da aynı kaynakta verilmektedir. Halka kesitli borudaki ısıtılarak gelişen akış için **Stephan (1962)** tarafından geliştirilen eşitlik,

$$Nu = f_g \sqrt[3]{Re Pr d_h / l} \quad (2.60)$$

şeklinde verilmiştir. Burada f_g ,

$$f_g = 1.615 \{1 + 0.14(d_1 / d_2)^{1/3}\} \quad (2.61)$$

ile tanımlanır.

Dört temel sınır şartı için, halka kesitli borularda $r^* = 0.1, 0.25, 0.5, 1$ ve $Pr = 0.01, 0.7, 10$ koşullarındaki eşzamanlı gelişen akış çözümleri **Kakaç ve Yücel (1974)** tarafından bulunmuştur. **Rohsenow ve diğ. (1998)**'nde bu tablolara ulaşılabilmektedir.

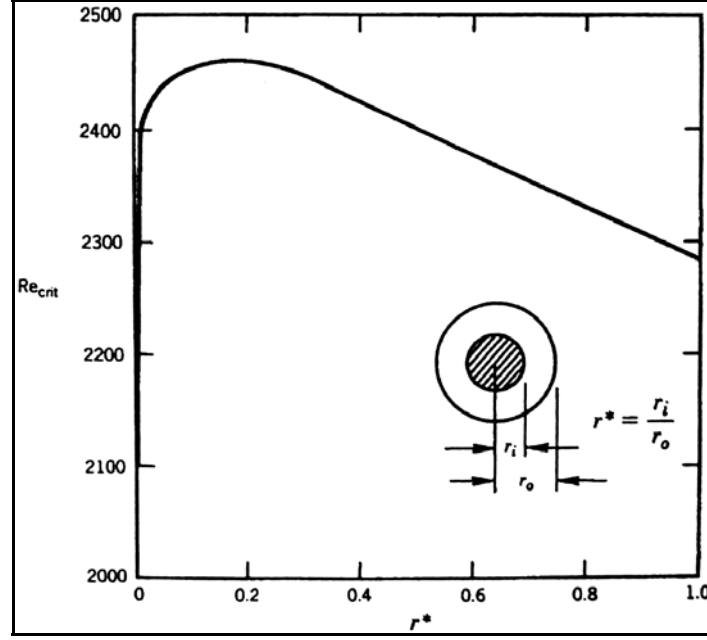
Martin (1990) tarafından eşzamanlı gelişen akıştaki Nusselt sayısı için,

$$Nu = \left\{ \frac{2}{1 + 22 Pr} \right\}^{1/6} (Re Pr d_h / l)^{1/2} \quad (2.62)$$

denklemini verilmiştir.

2.2.2. Türbülanslı Akış

Halka kesitli borularda türbülanslı akışın gerçekleştiği kritik Reynolds sayısı yarıçap oranıyla değişmektedir. **Hanks (1963)** kanal girişinde üniform akış durumu için teorik bakış açısıyla Re_{kritik} değerinin alt sınırını belirlemiştir. Bulunan değerler Şekil 2.6'da gösterilmektedir.



Şekil 2.6 Girişinde üniform hız olan halka kesitli boruda kritik Reynolds sayısının alt sınırları

Araştırmacılar halka kesitli boru için tam gelişmiş sürtünme çarpanı değerinin, pürüzsüz düz borular için verilen eşitliklerde Reynolds sayısının hesabında kullanılan çap yerine laminar eşdeğer çapın (D_l) yazılmasıyla hesaplanabileceğini belirtmişlerdir. Eşdeğer çap D_l ,

$$D_l = D_h \frac{1 + r^{*2} + (1 - r^{*2}) / \ln r^*}{(1 - r^*)^2} \quad (2.63)$$

olarak tanımlanmıştır. Burada $r^* = r_i / r_o$, $D_h = 2(r_o - r_i)$ ’dir.

Türbülanslı akışta üniform ısı akısı koşulunda halka kesitli borunun iç ve dış cidarlarındaki tam gelişmiş Nusselt sayıları (Nu_i, Nu_o) aşağıdaki denklemlerle hesaplanabilir. Burada q_i'' ve q_o'' sırasıyla iç ve dış cidardaki ısı akılarıdır.

$$Nu_o = \frac{h_o D_h}{k} = \frac{Nu_{oo}}{1 - (q_i'' / q_o'') \theta_o^*} \quad (2.64)$$

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k} = \frac{Nu_{ii}}{1 - (q_o'' / q_i'') \theta_i^*} \quad (2.65)$$

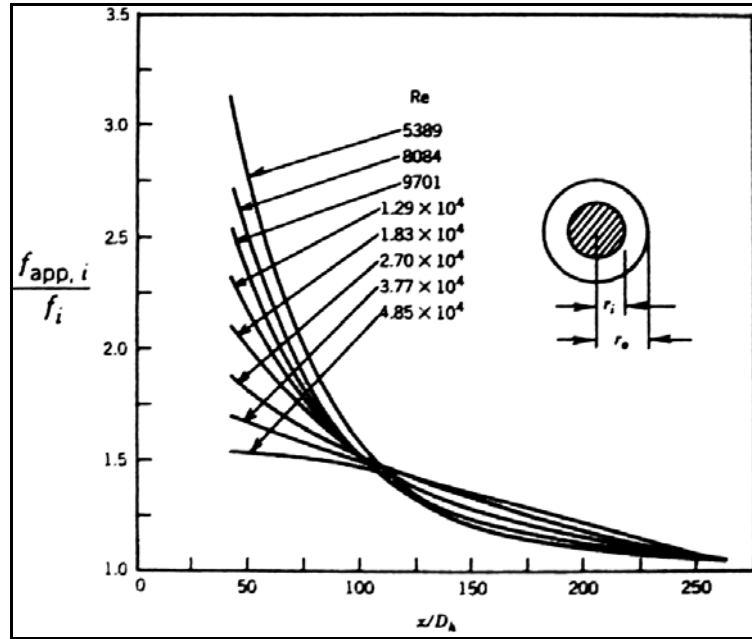
$$q_o'' = h_o (T_o - T_m), \quad q_i'' = h_i (T_i - T_m) \quad (2.66)$$

T_o ve T_i terimleri sırasıyla dış ve iç cidar sıcaklıklarıdır. $T_o - T_i$,

$$T_o - T_i = \frac{D_h}{k} \left[q_o'' \left(\frac{1}{Nu_{oo}} + \frac{\theta_i^*}{Nu_{ii}} \right) - q_i'' \left(\frac{1}{Nu_{ii}} + \frac{\theta_o^*}{Nu_{oo}} \right) \right] \quad (2.67)$$

Yukarıdaki denklemlerde **Kays and Leung (1963)** tarafından bulunan Nu_{oo} , Nu_{ii} ve θ_o^* , θ_i^* sabitleri, geniş Re ve Pr aralıkları ve $r^* = 0.1, 0.2, 0.5, 0.8$ için **Rohsenow ve diğ. (1998)**'nde verilmektedir.

Türbülanslı düzende kare girişli halka kesitli borudaki hidrodinamik olarak gelişen akışta ($r^* = 0.3367$ ve $r^* = 0.5618$) iç cidar için ölçülen görünür sürtünme çarpanı Şekil 2.7'de gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Halka kesitli pürüzsüz boruda türbülanslı akış için hidrodinamik giriş bölgesindeki normalize edilmiş görünür sürtünme çarpanları

Burada f_i , iç cidarda tam gelişmiş sürtünme çarpanıdır ve $Re = 6000, 15000$ ve 30000 için sırasıyla $0.01, 0.008$ ve 0.0066 'ya eşittir. $f_{app,i}$ belirlendikten sonra $f_{app,o}$, dış cidardaki görünür sürtünme çarpanı, aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\frac{f_{app,o}}{f_{app,i}} = \frac{r^* (1 - r_m^{*2})}{r_m^{*2} - r^{*2}} \quad (2.68)$$

Buradaki r_m^* , $r_m^* = r^{*0.343} (1 + r^{*0.657} - r^*)$ ile ifade edilir. İç ve dış cidardaki görünür sürtünme çarpanlarını belirledikten sonra çevresel ortalananmış sürtünme çarpanı,

$$f_{app} = \frac{f_{app,o} r_o + f_{app,i} r_i}{r_o + r_i} \quad (2.69)$$

denklemleri bulunur. **Kays ve Leung (1963)** bir cidarı üniform ısı akısına maruz kalan, diğer cidarı yalıtılmış olan, $r^* = 0.192, 0.255, 0.376, 0.5$ değerlerindeki halka kesitli boruda ısı olarak gelişen türbülanslı akış için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Bu sonuçlardan faydalanan iç ve dış cidardaki yerel Nusselt sayıları,

$$Nu_{x,o} = \frac{Nu_{x,oo}}{1 - \theta_{x,o}^* q_i'' / q_o''}, \quad Nu_{x,o} = \frac{1}{1 - \theta_{x,ii} - \theta_{x,mi}} \quad (2.70)$$

denklemleri kullanılarak hesaplanabilir. Burada q_o'' ve q_i'' sırasıyla dış ve iç cidardaki ısı akılarıdır. q_o'' ve q_i'' akışkana verildiğinde artı (> 0), akışkandan dışarı atıldığında ise eksi (< 0) değer alır. Denklemdaki diğer değişkenler aşağıdaki ifadelerle hesaplanabilir.

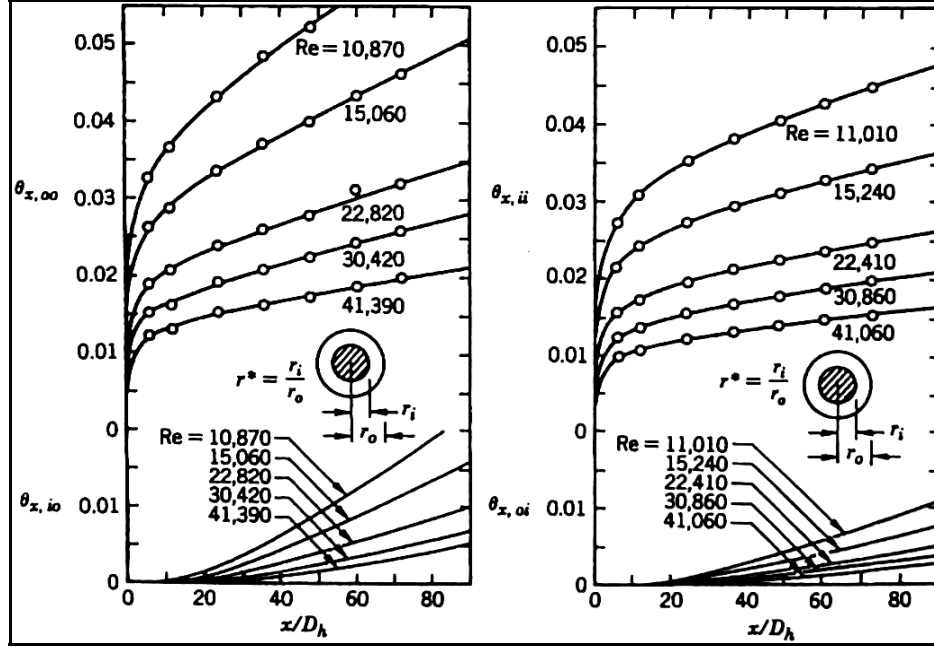
$$Nu_{x,oo} = \frac{1}{\theta_{x,oo} - \theta_{x,mo}}, \quad Nu_{x,oo} = \frac{1}{\theta_{x,ii} - \theta_{x,mi}} \quad (2.71)$$

$$\theta_{x,o}^* = \frac{\theta_{x,mi} - \theta_{x,mo}}{\theta_{x,oo} - \theta_{x,mo}}, \quad \theta_{x,i}^* = \frac{\theta_{x,mo} - \theta_{x,io}}{\theta_{x,ii} - \theta_{x,mi}} \quad (2.72)$$

$$\theta_{x,mo}^* = \frac{4(x/D_h)}{\text{Re Pr}(1 + r^*)}, \quad \theta_{x,mi}^* = \frac{4r^*(x/D_h)}{\text{Re Pr}(1 + r^*)} \quad (2.73)$$

$r^* = 0.192$ ve 0.5 için $\theta_{x,oo}, \theta_{x,ii}, \theta_{x,oi}$ ve $\theta_{x,io}$ boyutsuz sıcaklık değerleri Şekil 2.8'de gösterilmiştir. Diğer değerler için **Kays ve Leung (1963)** tarafından yapılan çalışmaya bakılabilir.

Halka kesitli borularda eşzamanlı gelişen türbülanslı akış hakkında pek bilgi olmasa da **Roberts ve Barrow (1967)** tarafından yapılan deneysel çalışmada, eşzamanlı gelişen akıştaki Nusselt sayısının ısı olarak gelişen akıştaki Nusselt sayısından belirgin bir farkının olmadığı saptanmıştır.



Şekil 2.8 Halka kesitli pürüzsüz boruda ısı olarak gelişen akıştaki boyutsuz $\theta_{x,oo}, \theta_{x,ii}, \theta_{x,oi}, \theta_{x,io}$ sıcaklıkları

Halka kesitli boruda türbülanslı akıştaki Nusselt sayısının hesabı için **Petukhov ve Roizen (1964)**,

$$Nu_i / Nu_{boru} = 0.86 (d_o / d_i)^{0.16} \quad (2.74)$$

$$Nu_o / Nu_{boru} = 1 - 0.14 (d_i / d_o)^{0.6} \quad (2.75)$$

denklemlerini sunmuşlardır. **Stephan (1962)**, halka kesitli borunun her iki cidarının da aynı sıcaklıkta olduğu durum için Nusselt sayısını,

$$Nu_b / Nu_{boru} = \frac{0.86 (d_i / d_o)^{0.84} + [1 - 0.14 (d_i / d_o)^{0.6}]}{1 + (d_i / d_o)} \quad (2.76)$$

denklemini tanımlamıştır.

3. MİNİ VE MİKRO KANALLARDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİ BAĞINTILARI

Bölüm 2’de genel sınıflandırmaya göre geleneksel kanal kabul edilen kanallar için değişik akış düzenleri ve sınır tabaka gelişimleri şartlarında kullanılan sürtünme ve ısı geçişi bağıntılarından bahsedilmiştir. Bu bölümde ise mini-mikro kanal aralığında kalan kanallar için yapılan araştırmalar sonucunda elde edilen bağıntılardan bahsedilmektedir.

3.1. Mikro Kanallardaki Akış Cinsleri ve Kullanım Yerleri

Mikro kanal akışında iki önemli metot taşınmayı sağlar. Basınç farkından doğan akış ve elektro - osmotik akış. İlk durumda akış, uygulanan basınç farkının etkisiyle oluşur. İkinci durumda ise akış hareketi, yüksek elektrik alan oluşturulmasıyla başlatılır. Bu tip akışa elektro - kinetik akış da denir. Yüzey gerilmesine bağlı kılcal kuvvetler veya akışkan tarafından yüzeylerin ıslatılması da akışkanda basınç gradyenleri oluşturur. Bu basınç gradyeni de akışkan hareketini sağlar ve basınç tahrikli akışla benzer özellikler taşır.

İki akış tipinin de bazı sakıncaları vardır. Elektro-kinetik akış, basınç tahrikli akışa göre üniform hız profili sağlaması bakımından üstündür. Hız, cidara çok yakın yerler hariç mikro kanalın her yerinde sabittir. Ayrıca elektro-kinetik akış kullanıldığında basınç tahrikli pompalamaya göre çok daha az sapma elde edilir. Karışımların ayrıştırılmasının önemli olduğu yerlerde de elektro-kinetik akış kullanımı bir avantaj olmasına rağmen genel taşıma işinde iyi bir yöntem değildir. Yüksek elektrik alanı ihtiyacı ($> 100 \text{ V/cm}$) ve düşük akış hızları ($< 1 \text{ mm/s}$), elektro-kinetik hareketin karakteristiğidir.

Basınç tahrikli akışta kanal boyunca, akışın ters yönde oluşmasını sağlayan bir basınç gradyeni oluşturulur. Bu birçok makro ölçekli uygulamada kullanılan ve “Poiseuille Akışı” olarak bilinen akış çeşididir. Navier-Stokes denklemleriyle modellenabilir. Düşük Re sayısında akış kanalın temel eksenini boyunca eş ekseneldir ve akışın hızı,

kanalın kesit alanı üzerinden parabolik olarak değişir. Bu tip akış, karışımların ayrıştırılmasında kullanılmaz. Her türlü çözücüye uygulanabilmesi ve yüzey kirliliğine yoğunlaşması, basınç tahrikli akışların bazı üstünlüklerindendir.

3.2. Mikro Kanaldaki Akışın Karakteristiği

Karakteristik boyutun 200 µm'den büyük olduğu kanallarda, tek fazlı sıvı veya gaz akışında ya da iki fazlı akışlarda temel bir değişiklik gerçekleşmez. 200 µm'nin altında, imalat teknikleri ve temizlik için uygulanan hususlar çok büyük önem kazanır.

Mikro kanallardaki gaz akışı Knudsen sayısı olarak tanımlanan seyrekleşme etkisinden etkilenir.

$$Kn = \tau / D_h \quad (3.1)$$

Burada τ , gazın serbest yüzey alanıdır ve

$$\tau = \frac{\mu\sqrt{\pi}}{\rho\sqrt{2RT}} \quad (3.2)$$

eşitliğiyle hesaplanır. 10 – 200 µm hidrolik çap aralığını kapsayan mikro kanallar çoğu gaz için seyrekleşme etkisine maruz kalırlar. Cidarda kaymanın olmadığı süreklilik yaklaşımı bu kanallar için yeniden düzenlenir ve bu yaklaşım $0.1 > Kn > 0.001$ aralığında kayma bölgesi olarak adlandırılan bölgede geçerli olur.

10 µm'nin altında, gaza ve basınca bağlı olarak seyrekleşme etkilerinin daha sert olduğu ve moleküler akışa yaklaşılacak geçiş bölgesi oluşur. $10 > Kn \geq 0.1$ aralığı geçiş bölgesi olarak adlandırılır. Kesin olmamakla birlikte kanal boyutlarının 10 – 0.1 µm arasında değiştiği sınıf için de geçiş nano kanalları adı verilebilir. Kn sayısına bağlı akış tipleri Tablo 3.1'de gösterilmiştir.

Tablo 3.1 Knudsen sayısına bağılı akış tipleri

Knudsen Sayısı Aralığı	Akış Cinsi
$0.001 > Kn$	Sürekli akış: Seyrekleşme etkisi yok
$0.1 > Kn > 0.001$	Kayma akışı: Cidar kaymasını hesaba katan geliştirilmiş süreklilik teorisiyle modellenen seyrekleşme etkisi
$10 > Kn > 0.1$	Geçiş akışı: Kayma akışıyla serbest molekül akış arasında kalan ve Boltzman denklemleriyle istatistiksel olarak incelenebilen akış
$Kn > 10$	Serbest molekül akış: Molekül başına hareket modellenmeli ve istatistiksel olarak ele alınmalıdır.

3.3. Mikro Kanallarda Sürtünme Çarpanı ve Basınç Düşüşü

Mini ve mikro kanallarda akış esnasında cidardaki kayma gerilmeleri önem kazandığından buralardaki sürtünme çarpanı hesabında Fanning sürtünme çarpanı dikkate alınır. Fanning sürtünme çarpanı, cidardaki kayma gerilmelerinin birim hacimdeki akış kinetik enerjisine oranı olarak tanımlanır ve

$$f = \frac{\tau_w}{1/2\rho\bar{V}^2} \quad (3.3)$$

denklemiyle hesaplanır. Burada τ_w cidardaki kayma gerilmesi, ρ akışkanın yoğunluğu, $\bar{V}$ ortalama hızdır. Basınç kaybı ve kütle akı cinsinden sürtünme çarpanı,

$$f = \frac{\rho\Delta P D_h}{2LG^2} \quad (3.4)$$

olarak tanımlanır. Burada ΔP kanaldaki basınç kaybı, D_h hidrolik çap, L geçiş uzunluğu, G kütle akıdır. Laminer akış için Poiseuille sayısı, $Po = f Re$, sabittir. Bu değer düz borular için on altıya eşittir. Poiseuille sayısı dikdörtgen kesitli kanallarda kenar oranının bir fonksiyonudur ve **Shah ve London (1978)** tarafından,

$$f Re = 24 \left(1 - 1.3553\alpha_c + 1.9467\alpha_c^2 - 1.7012\alpha_c^3 + 0.9564\alpha_c^4 - 0.2537\alpha_c^5 \right) \quad (3.5)$$

olarak tanımlanır. Burada α_c kenar oranıdır ve bu denklem için birden küçük olmalıdır. Eğer birden büyük olursa denklemin kullanılması için tersi alınmalıdır.

Türbülanslı akış için birden fazla bağıntı vardır. Bunlardan Blasius bağıntısı,

$$f = 0.0791 / \text{Re}^{0.25} \quad 2100 < \text{Re} < 100000, \quad e/D < 10^{-6} \quad (3.6)$$

Nikuradse bağıntısı,

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 3.48 - 1.737 \ln \left(\frac{e}{D} \right) \quad e/D > 10^{-6} \quad (3.7)$$

olarak tanımlanır.

Mikro kanallarda hidrodinamik olarak gelişen akış çok önemli olabilir. Kanal boyu kısa olduğunda hidrodinamik olarak gelişen akış, mikro kanalın tüm akış boyunu kaplayabilir. Hidrodinamik olarak gelişen akış için boyutsuz mesafe,

$$x^+ = \frac{x}{D_h \text{Re}} \quad (3.8)$$

olarak tanımlanır. Burada x^+ boyutsuz mesafe, x eksenel akış yönündeki konumu belirtir. Tam gelişmiş akışta x^+ değeri 0.05 olarak kabul edilir. Gelişmekte olan akış incelendiğinden basınç kaybı görünür sürtünme çarpanı ile bulunur.

$$\Delta P = \frac{2(f_{app} \text{Re})\mu\bar{V}_x}{D_h^2} \quad (3.9)$$

Eğer kanalın tüm uzunluğu ele alınmak istenirse x yerine kanal uzunluğu koyulur. Görünür sürtünme çarpanının iki bileşeni vardır. Birincisi tam gelişmiş akış teorisinden diğeri de basınç hatasından gelir (Hagenbach çarpanı). Bu bileşenler yerine yazıldığında ΔP ,

$$\Delta P = \frac{2(f \text{Re})\mu VL}{D_h^2} + \frac{\kappa(x)\rho\bar{V}^2}{2} \quad (3.10)$$

eşitliğiyle hesaplanır. Burada κ Hagenbach çarpanıdır ve

$$\kappa(x) = (f_{app} - f_{FD}) \frac{4x}{D_h} \quad (3.11)$$

olarak verilir. Hagenbach çarpanı sıfırdan başlar ve bazı tam gelişmiş akışlar için $\kappa(\infty)$ sabit değerine ulaşır. Hagenbach çarpanı dikdörtgen kanallarda kenar oranının fonksiyonudur ve

$$\kappa(\infty) = (0.6796 + 1.2197\alpha_c + 3.3089\alpha_c^2 - 9.5921\alpha_c^3 + 8.9089\alpha_c^4 - 2.9959\alpha_c^5) \quad (3.12)$$

olarak tanımlanır.

Compell ve Kandlikar (2002) tarafından yapılan çalışma, 19 mm'lik geleneksel boyuttaki düz boru için hesaplanan $f Re$ değerinin geçiş bölgesinde 1.067 mm ve 0.457 mm'lik kanallar için de tekrarlanması ve geleneksel Poiseuille sayısının tutarlılığının saptanmasını içermektedir. Deneylerin sonucunda hesaplanan $f Re$ değerleri Tablo 3.2 ve Tablo 3.3'te gösterilmiştir. Buradan, laminar bölgede hesaplanan $f Re$ değerinin geleneksel sayıya yakın olduğu sonucu çıkarılabilir.

Tablo 3.2 1.067mm'lik tüp için gözlenen sürtünme katsayısı - Re çarpımı

Reynolds Sayısı	$C_{f_{obs}} Re = C$
3952	29.8
3630	24.6
3317	23.0
3013	17.5
2709	16.0
2404	15.9
2094	15.5
1776	14.7
1448	13.7
1114	12.3

Tablo 3.3 0.457mm’lik t p için gözlenen sürtünme katsayısı - Re  arpımı

Reynolds Sayısı	$C_{f_{obs}} Re = C$
1917	16.8
1355	15.7
863	14.9
486	13.7

3.4. Mikro Kanallarda Geçiş Bölgesini ve Kritik Reynolds Sayısı Konusunda Yapılan  alı malar

Mikro kanallarda geçiş bölgesinin ba ladı ı Re değerini belirlemek için birçok deney yapılmıştır. **Pfund ve di . (2000)** yüksek kenar oranlı paralel plakalar arasından akan su için basınç kaybı ve sürtünme çarpanı deneyi yapmışlardır. Kanal derinliği 128 – 521  m arasında ayarlanabilmektedir. 521  m derinlikteki kanal için sürtünme  arpanı, Re sayısı ile azalmış ve laminar akış için bulunan değer klasik değerlerle uyum göstermiştir. Bu deney için geçiş bölgesinin Re = 2200 civarında ba ladı ı saptanmıştır. Kanal derinliği 263  m olduğunda da geçiş bölgesi Re = 2200’de ba lamı tır.

Sharp ve Adrian (2003), Brutin ve Tadr st (2003)’in deneyine benzer olarak yaptıkları deneyde yatay olarak yerle tirdikleri, i  çapları 50 – 247  m arasında değişen kanallarda Re sayısının 400 – 2900 arasındaki değerleri için ölçüm yapmışlar ve geçiş bölgesinin Re = 1800 – 2300 arasında ger ekle ti ini belirlemişlerdir.

Harms ve di . (1997)’nin silikon alt bileşenlerini kimyasal asitle yakarak ürettikleri 251  m geni li inde derin dikdörtgen kesitli boruda yaptıkları çalışmada $Re_{krit} = 1500$ olarak saptanmıştır. **Xu ve di . (2000)**, hidrolik çapları 30 – 344  m arasında değişen borularda yaptıkları deneylerde karakteristiklerin geleneksel davranışa uyduğunu ve kritik Re sayısının 2000 civarında olduğunu saptamışlardır.

Liu ve Garimella (2002), pleksiglastan ürettikleri, 244 – 974  m arasında değişen hidrolik çaptaki dikdörtgen kesitli mikro kanallarla yaptıkları deneyde geçişin Re = 2000’de olduğunu saptamışlardır.

3.5. Mikro Kanallarda Laminer ve Türbülanslı Akışta Nusselt Sayısı

3.5.1. Laminer Akış

Tam gelişmiş laminer akıştaki Nusselt sayısının klasik teoride de öngörüldüğü gibi sabit olması beklenir. Ancak kaynaklarda Nusselt sayısının Re sayısı ile artış eğiliminde olduğunu da gösteren birçok çalışma vardır.

Dikdörtgen kesitli bir kanalda Nu sayısı kanalın kenar oranına ($\alpha_c = a/b$) ve cidarlardaki sınır şartına bağlı olarak değişir. Kaynaklarda tanımlanan sınır şartlarına göre Nu hesabında kullanılan denklemler,

- Cidarda sabit sıcaklık koşulunda,

$$Nu_T = 7.541(1 - 2.610\alpha_c + 4.970\alpha_c^2 - 5.119\alpha_c^3 + 2.702\alpha_c^4 - 0.548\alpha_c^5) \quad (3.13)$$

- Sabit çevresel cidar sıcaklığı, üniform eksenel ısı akısı koşulunda,

$$Nu_{H1} = 8.235(1 - 2.0421\alpha_c + 3.0853\alpha_c^2 - 2.4765\alpha_c^3 + 1.0578\alpha_c^4 - 0.1861\alpha_c^5) \quad (3.14)$$

- Cidarda sabit ısı akısı koşulunda,

$$Nu_{H2} = 8.235(1 - 10.6644\alpha_c + 61.1755\alpha_c^2 + 155.1803\alpha_c^3 + 176.9203\alpha_c^4 - 72.9236\alpha_c^5) \quad (3.15)$$

olarak tanımlanır.

Kanallarda ısı olarak gelişen akış için ısı giriş uzunluğu,

$$L_T = cD_h Re Pr \quad (3.16)$$

olarak tanımlanmıştır. Düz borularda c sayısı 0.05 olarak bulunmuş; dikdörtgen kesitli kanallarda da **Phillips (1987)** tarafından yapılan çizimlerden yararlanılarak $c = 0.1$ değeri kullanılmıştır.

Düz boruda gelişen bölgedeki yerel ısı geçişi **Shah ve London (1978)** tarafından,

$$Nu_x = 4.363 + 8.68 \left(10^3 x^*\right)^{-0.506} e^{-41x^*}, \quad x^* = \frac{x/Dh}{RePr} \quad (3.17)$$

olarak tanımlanmıştır. **Garimella ve Singhal (2004)** tam gelişmiş hidrodinamik şartlar ve ısıl olarak gelişen şartlar için beklenen değerlerin mikro kanallar için elde ettikleri değerlerle uyduğuna belirtmişlerdir.

3.5.2. Türbülanslı Akış

Phillips (1990), gelişmekte olan türbülanslı bölge için aşağıdaki denklemleri sunmuştur. x^* 'in daha büyük değerleri için, $\left[1 + (D_h/x)^{2/3}\right]$ terimi asimptotik olarak bire yaklaşır.

$$Nu = 0.0214 \left[1.0 + (D_h/x)^{2/3}\right] \left[Re^{0.8} - 100\right] Pr^{0.4} \quad 0.5 < Pr < 1.5 \quad (3.18)$$

$$Nu = 0.012 \left[1.0 + (D_h/x)^{2/3}\right] \left[Re^{0.87} - 280\right] Pr^{0.4} \quad 1.5 < Pr < 500 \quad (3.19)$$

Adams ve diğ. (1997) 0.76 ve 0.109 mm çapındaki düz kanalda türbülanslı düzendeki akışı incelemişlerdir. Verilerine dayanarak, **Yu ve diğ. (1995)**'nin verilerine $\pm \% 18.6$ ile uyuşan aşağıdaki denklemleri sunmuşlardır.

$$Nu = Nu_{GN} (1 + F) \quad (3.20)$$

$$Nu_{GN} = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (3.21)$$

$$f = (1.82 \log Re - 1.64)^{-2} \quad (3.22)$$

$$F = c Re \left(1 - (D/D_0)^2\right) \quad (3.23)$$

Burada Nu_{GN} **Gnielinski (1976)** tarafından sunulan Nusselt sayısıdır. **Adams ve diğ. (1997)**'nin verilerine uygulanan en küçük kareler yöntemi, c ve D_0 için sırasıyla 7.6×10^{-5} ve 1.164 mm değerlerini vermiştir.

4.SAYISAL MODELLEME VE ÇÖZÜMLEME

Çalışmanın bu bölümünde farklı hidrolik çaplardaki düz boru ve halka kesitli borudaki akış ve ısı geçişi parametreleri bir paket program yardımıyla çözdürülmüş ve elde edilen sonuçlar geleneksel bağıntılar kullanılarak hesaplanan değerlerle karşılaştırılmıştır. Paket program olarak akış alanının ve sınır şartların modellenmesinde Gambit, sayısal çözümlemede ise Fluent kullanılmıştır.

4.1. Problemin Tanımı ve Modellenmesi

Model 1 mm et kalınlığı olan ve hidrolik çapı 4 mm, 2 mm, 1 mm ve 0.5 mm olarak değişen düz boru ve halka kesitli borudur. Boru boyu 300 mm, boru malzemesi bakır olarak seçilmiştir. Akışkan olarak 345 K'deki termofiziksel özellikleri alınan su seçilmiştir. Akışkan boruya 349 K'de girmektedir. Boru dış yüzeyiyle ile 309 K sıcaklığındaki ortam arasında taşınım ile ısı geçişi olmaktadır.

Tüm akış düzenlerinin incelenmesi için Reynolds sayısı 500 – 20000 arasında alınmıştır. Böylece Reynolds sayısı ve hidrolik çapın ortama taşınım ile olan ısı geçişi ve akış parametreleri üzerine olan etkisi araştırılmaktadır.

Modelin ve ağ yapısının oluşturulması ve sınır şartlarının belirlenmesinde Gambit programı kullanılmıştır. Model oluşturulurken şekillerin simetri özelliklerinden yararlanılmış ve modellerin dörtte biri oluşturularak daha yoğun ağ yapısına ulaşılmasına olanak sağlanmıştır. Her iki model için de oluşturulan farklı yoğunluktaki ağ yapıları Fluent programında aynı sınır şartları için çözdürülmüş ve çözümlerin fark etmediği en az yoğunluk, optimum yoğunluk olarak belirlenmiştir. Son durumda modelin eksenel uzunluğu 300 noktayla, radyal kesit ise düz boruda 40 noktayla; halka kesitli boruda ise 20 noktayla bölünmüş ve dikdörtgen geometriye sahip hacimsel

elementler oluşturulmuştur. Buna göre düz boru ve halka kesitli boru için çözüm yapılan nokta sayıları aşağıdaki tabloda verilmiştir.

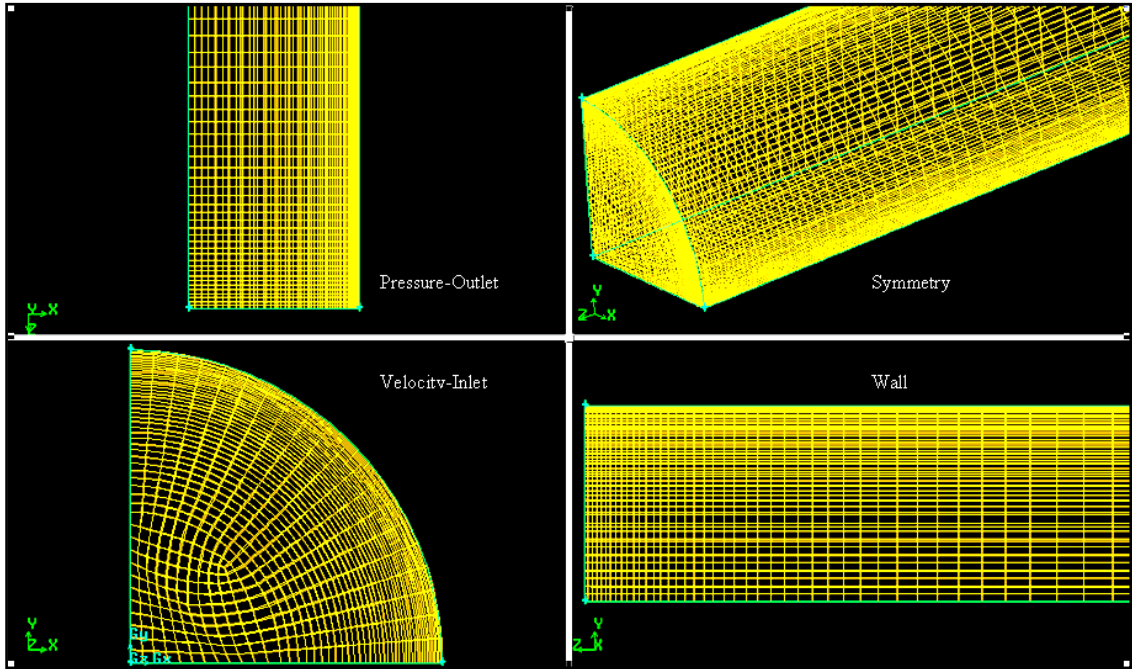
Tablo 4.1 Düz boruda çözüm yapılan nokta sayıları

Hidrolik çap	Nokta sayısı
D = 4 mm	267083
D = 2 mm	313650
D = 1 mm	374540
D = 0.5 mm	393503

Tablo 4.2 Halka kesitli boruda çözüm yapılan nokta sayıları

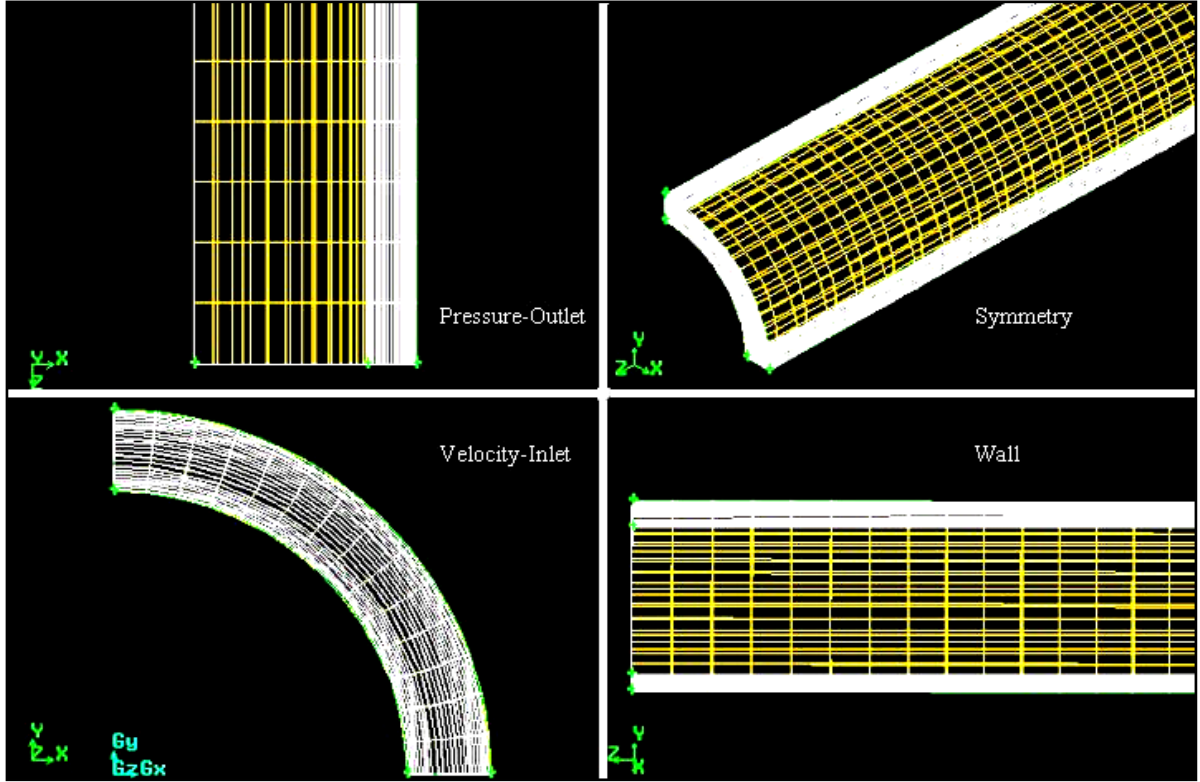
Hidrolik çap	Nokta sayısı
D = 4 mm (h = 2 mm)	117390
D = 2 mm (h = 1 mm)	139664
D = 1 mm (h = 0.5 mm)	113778
D = 0.5 mm (h = 0.25 mm)	180600

Tablolarda h, halka kesitli boruda halka genişliği, D hidrolik çaptır. Ağ yapısı belirlenirken cidardaki değişimlerin daha iyi incelenmesi amaçlanmış ve bu bölgelerde sınır tabaka uygulanmıştır. Böylece radyal yönde merkeze gidildikçe seyrekleşen bir yapı oluşturulmuştur. Düz ve halka kesitli boru için oluşturulan model, ağ yapısı ve sınır şartları Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de gösterilmiştir



Şekil 4.1 Düz boru için Gambit’te oluşturulan ağ yapısı ve sınır şartları

Gambit programında sınır şartları olarak girişte Velocity-inlet (giriş hızı), çıkışta Pressure-outlet (ortam basıncında çıkış), cidarlarda Wall (duvar) ve ara yüzeylerde Symmetry (simetri) sınır şartı verilmiştir. Cidarlarda için daha sonra Fluent programında taşınım sınır şartı tanımlanmıştır. Cidardaki ısı taşınım katsayısı sıcaklığa bağlı olarak C++ programında yazılmış ve yazılan bu program “User Defined Function (UDF)” olarak Fluent’e tanıtılmıştır.



Şekil 4.2 Halka kesitli boru için Gambit’te oluşturulan ağ yapısı ve sınır şartları

4.2. Problemin Fluent Programında Tanımlanması

Problemin çözümünde Fluent programı kullanılmıştır. Modelleme sırasında yapılan işlemler ve seçilen model unsurları aşağıda listelenmiştir.

- Fluent programında 3d çözümleyici açılır.
- File→Read→Case (Gambit’te hazırlanan .msh uzantılı dosya okutulur)
- Grid→Check, Scale (mm mertebesinde yapılan çizim metreye çevrilir), Smooth-Swap

- Define→User Defined→Functions→Interpreted (Burada, oluşturulacak case dosyasının bulunduğu klasöre yerleştirilen yazılım tanıtılır. Bu yazılım daha sonra cidar sınır şartında, cidardaki ısı taşınım katsayısının belirlenmesinde kullanılacaktır)
- Define→Models→Solver (Segregated, Implicit, 3D, Steady, Absolute, Cell Based, Superficial Velocity seçenekleri seçilir.)
 - Energy (Isıl çözümleme yapılacağından bu seçenek işaretlenir)
 - Viscous (Belirlenen Reynolds sayısına göre akışın cinsi belirlenir. Türbülanslı çözümlerde yakınsamanın sağlanması için öncelikle Standart k-ε modeli sonra RSM kullanılmıştır. Her iki modelde de “Enhanced Wall Treatment” seçeneği işaretlenmiştir. Diğer değişkenler kendi ayarında bırakılmıştır)
- Define→Materials (Burada akışkan için “Water-liquid”, kanal için “Copper” seçilmiştir. Çözümlerlerde suyun 345 K’deki termofiziksel özellikleri kullanılmıştır)
- Define→Boundary Conditions
 - ✓ Akışkan için özellikleri “Materials” kısmında belirlenen su seçilmiştir.
 - ✓ Cidar için “Convection” seçeneği seçilir. Isı taşınım katsayısı için “udf hcoef”, Free Stream Temperature için 309 K, “Wall Thickness” için 0.001 değerleri girilir ve “Material Name” için “Copper” seçilir.
 - ✓ Girişteki hız için belirlenen Re sayısı ve çaptaki hız değeri girilir. Türbülanslı çözümlerde “Turbulence Specification Method” için “Intensity and Hydraulic Diameter” seçilir. Giriş sıcaklığı için 349 K, türbülanslı çözümde hidrolik çap ve türbülans yoğunluğu için gereken değerler ilgili yerlere yazılır. Projede türbülans yoğunluğu, tam gelişmiş akış için kullanılan $I = 0.16 Re^{-1/8}$ formülüyle hesaplanmıştır.
 - ✓ Simetri sınır şartı için herhangi bir işlem yapılmayacaktır.
- Solve→Controls (Under-Relaxation Factors’de basınç için 0.25, momentum için 0.6 ve enerji için 0.5 değerleri girilir. “Discretization” bölümünde ise basınç için

“Standart”, basınç-hız çifti için SIMPLE, diğer parametreler için “Second Order Upwind” seçilir)

→Initialize→Initialize (Başlangıç değeri olarak giriş sınır şartında belirtilen değerler tanımlanır)

→Monitors→Residual (“Options” bölümünde “Plot” seçilir ve “Convergence Criterion” olarak enerji için 10^{-6} , diğerleri için 10^{-4} yazılır)

→Iterate (Burada çözdürülmek istenen iterasyon sayısı girilerek çözdürmeye başlanır)

Çözüm sonrasında sayısal sonuçların alınmasından önce referans değerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için,

- Report→Reference Values (Burada “Compute From” bölümünde giriş seçilir. “Length” olarak karakteristik uzunluk olan çap, “Temperature” olarak da çözüm sonucunda, alan ağırlıklı ortalaması alınan statik sıcaklık değeri girilir)

5. SONUÇLAR

Bu bölümde düz ve halka kesitli boru için Fluent programında elde edilen ve geleneksel bağıntılar kullanılarak hesaplanan sürtünme çarpanı ve Nusselt sayısının değerleri verilecek ve bu değerlerin Reynolds sayısı ve hidrolik çapla olan değişimi şekillerle gösterilerek yorumlanacaktır.

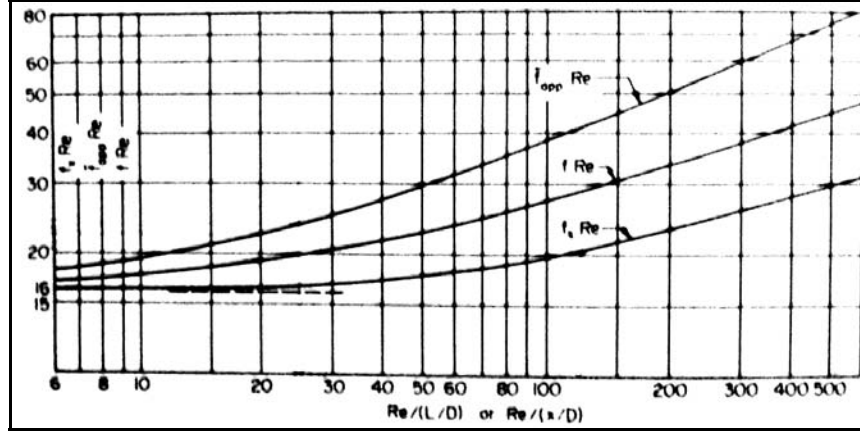
5.1. Düz Boruda Sürtünme Çarpanı ve Nusselt Sayısının Çap ve Reynolds Sayısıyla Değişimi

Hidrolik çapı 4 mm, 2 mm, 1 mm ve 0.5 mm olan düz boruda Reynolds sayısının 1000, 2000, 3000, 5000, 10000 ve 20000 olduğu durum için yapılan çözümlemeler sonucu elde edilen sürtünme çarpanı ve Nu değerleri Şekil 5.3 – 5.6 ve Şekil 5.11 – 5.14’te gösterilmiştir.

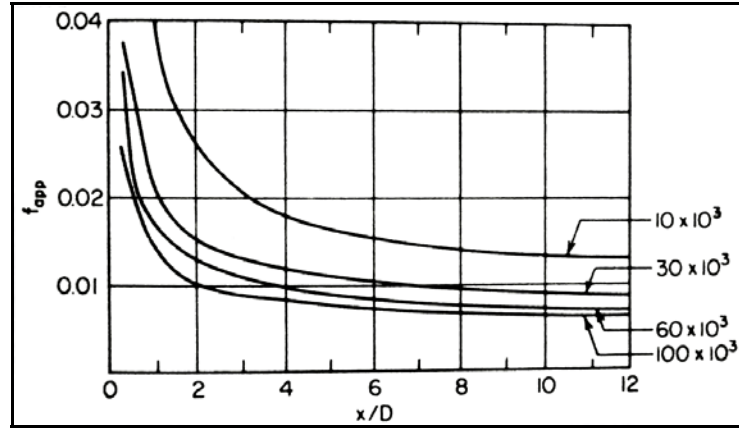
Şekil 5.3 – 5.6’da farklı çapa sahip düz borulardaki sürtünme çarpanı değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi görülmektedir. Bu çalışmada ele alınan çap ve Reynolds sayısı aralıklarında laminar ve türbülanslı bölge için hesaplanan hidrodinamik giriş uzunluklarının, boru boyunun (300 mm) % 100’ ü ile % 2’si arasında kaldığı saptanmıştır. Boru boyunun kısa olması sonucu hidrodinamik olarak gelişen bölgenin etkisi sebebiyle, laminar ve türbülanslı bölgedeki sürtünme çarpanının hesabında hidrodinamik gelişme uzunlukları da dikkate alınmıştır. Düz boruda laminar ve türbülanslı düzende hidrodinamik olarak gelişen akıştaki sürtünme çarpanının hesabında Şekil 5.1 ve Şekil 5.2’den yararlanılmıştır. Laminar bölgedeki hidrodinamik giriş uzunluğu hesabında,

$$L_{hy} = 0.05 Re D_h \quad (5.1)$$

denklemleri kullanılmıştır. Türbülanslı bölgedeki hidrokinamik giriş uzunluğu hidrolik çapın oniki katı olarak alınmıştır (**Rohsenow, 1973**).

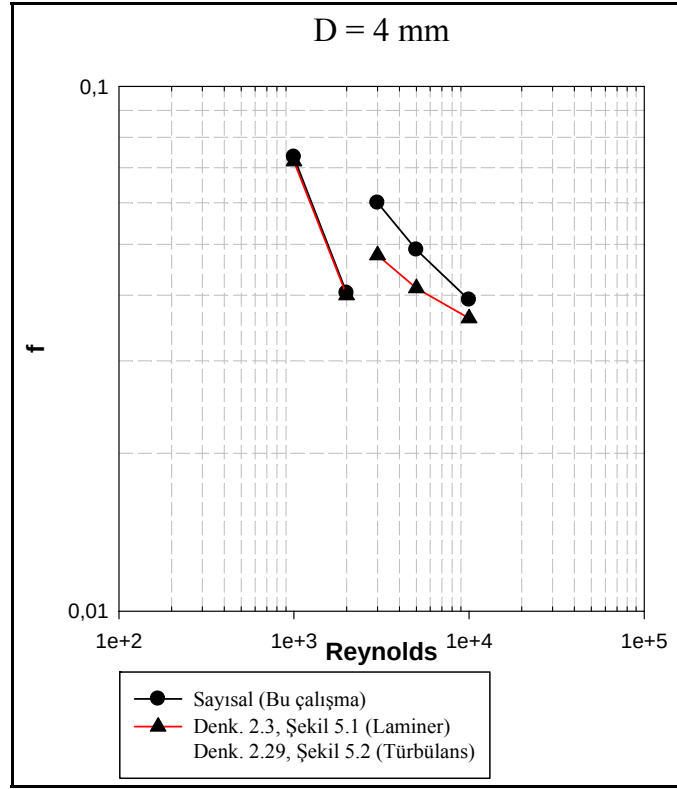


Şekil 5.1 Düz boruda laminar akıştaki hidrokinamik giriş bölgesi için Poiseuille sayıları (Rohsenow, 1973)

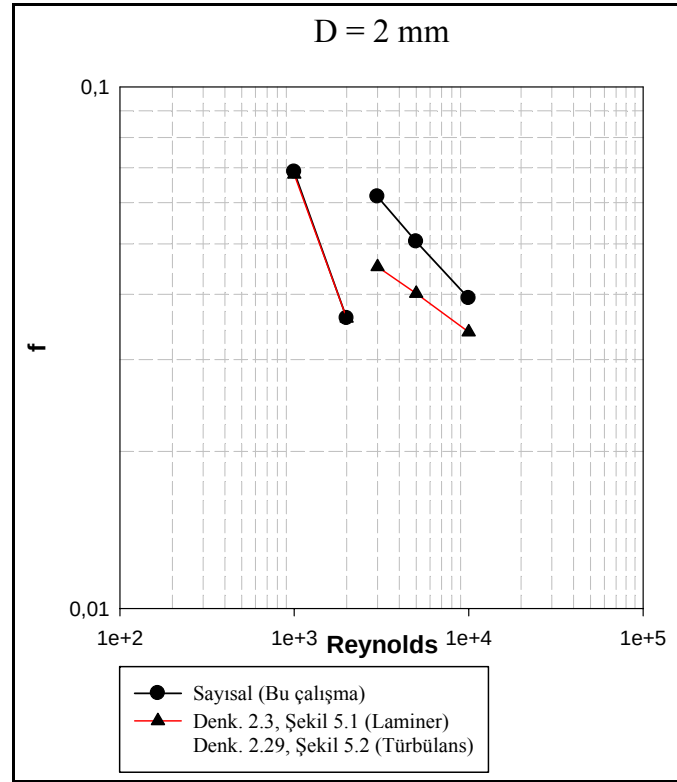


Şekil 5.2 Düz boruda türbülanslı akıştaki hidrokinamik giriş bölgesi için Poiseuille sayıları (Rohsenow, 1973)

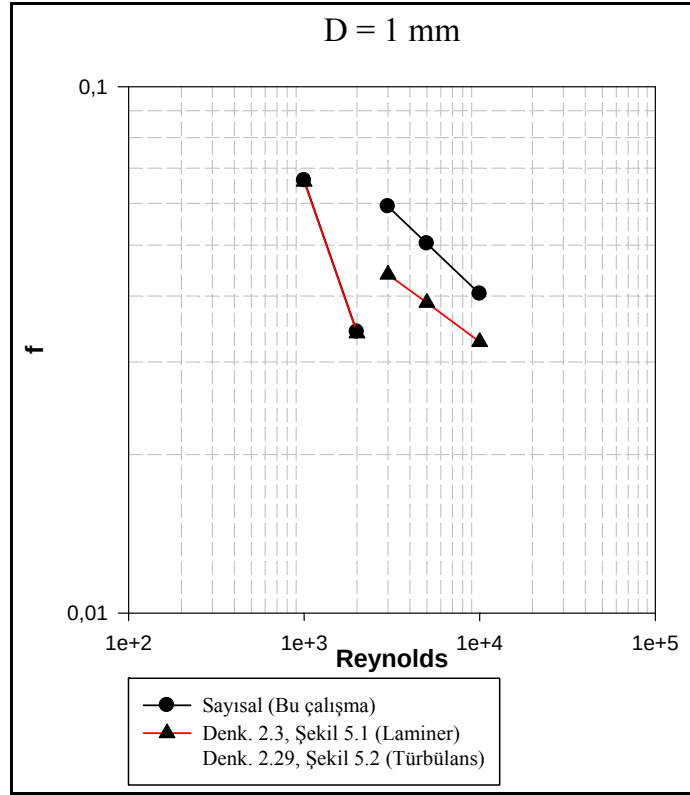
Şekil 5.3 – 5.6 incelendiğinde laminar bölgede ($Re < 2300$) çözümler sonucu elde edilen verilerle geleneksel bağıntılar kullanılarak hesaplanan değerler arasında bir uyum olduğu gözlenmektedir. Türbülanslı bölgede ise ($Re > 2300$) aynı çapa sahip kanalda Reynolds sayısı arttıkça sürtünme çarpanı azalmış, aynı Reynolds sayısında ise çap azaldıkça sürtünme çarpanı artmıştır. Türbülanslı bölgedeki akış karakteristiği geleneksel kanallarla benzer olmasına rağmen sayısal olarak elde edilen değerler, geleneksel bağıntılarla elde edilen değerlerden daha büyüktür. Bu iki değer arasındaki fark hidrolik çap küçüldükçe artmaktadır.



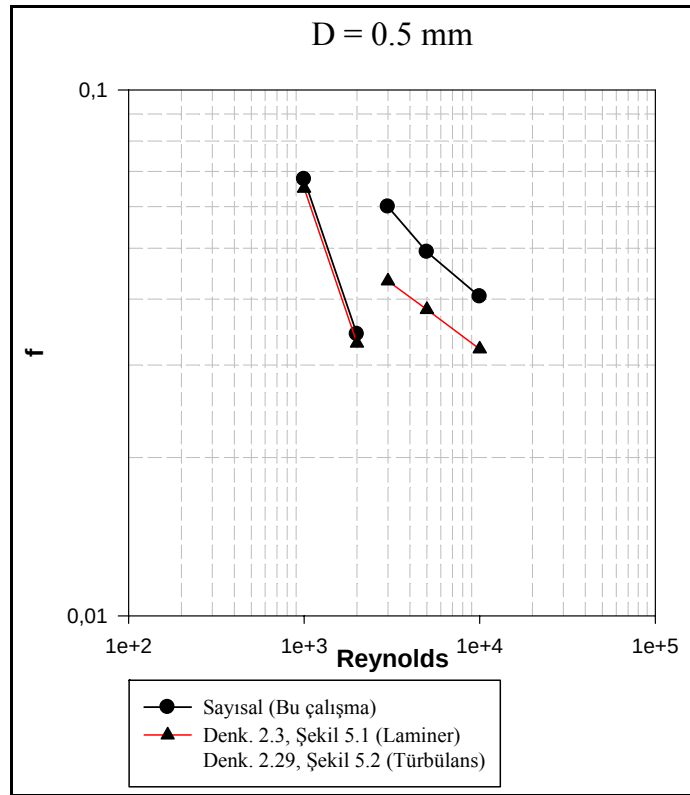
Şekil 5.3 4 mm çaplı düz boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.4 2 mm çaplı düz boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.5 1 mm çaplı düz boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.6 0.5 mm çaplı düz boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısı ile değişimi

Hrnjak ve diğ. (2007) tarafından yapılan deneysel çalışmada laminar bölgedeki sürtünme çarpanı değerlerinin geleneksel bağıntılarla hesaplanan değerlere yakın olduğu ve bu aralıkta geleneksel bağıntıların kullanılabileceği belirlenmiştir. Türbülanslı bölgedeki sürtünme çarpanı değerlerinin ise bağıntılarla hesaplananlardan büyük çıktığı saptanmıştır. **Compell ve Kandlikar (2002)** tarafından yapılan deneyde ise farklı çaplardaki kanallar için laminar akış aralığında elde edilen sürtünme katsayısı - Re çarpımının, geleneksel değere yakın olduğu saptanmıştır. **Steinke ve Kandlikar (2006)** tarafından yapılan çalışmada, farklı hidrolik çaplı mikro kanallarda, farklı Reynolds sayılarına sahip akışlardaki sürtünme çarpanının belirlenmesi için yapılan deneysel çalışmalar ele alınmıştır. İncelenen deneysel çalışmalar ve deney parametreleri Şekil 5.7'deki tabloda görülmektedir. **Steinke ve Kandlikar (2006)** çalışmalarında, bu deneysel çalışmalar sonucunda sürtünme çarpanı için elde edilen bağıntıları, elde edildikleri çap ve Reynolds sayısı aralıkları için çözmüşler ve mikro kanalda laminar ve türbülanslı akıştaki sürtünme çarpanı için bir veri havuzu oluşturmuşlardır. Daha sonra geleneksel bağıntıları kullanarak aynı çap ve Reynolds sayıları için laminar ve türbülanslı bölgedeki sürtünme çarpanlarını hesaplamışlar ve bu değerleri deneysel bağıntılar kullanarak hesapladıkları sonuçlara oranlamışlardır. Türbülanslı bölgedeki sürtünme çarpanının hesabında geleneksel bağıntı olarak Blasius tarafından sunulan eşitliği kullanmışlardır.

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad (5.1)$$

İncelenen deneysel çalışmalarda laminar ve türbülanslı bölgedeki sürtünme çarpanının hesabı için elde edilmiş bağıntılar kullanılarak hesaplanan değerlerin, geleneksel bağıntılar kullanılarak hesaplanan sürtünme çarpanı değerlerine oranı Şekil 5.8'de gösterilmektedir. Buradaki C^* değeri,

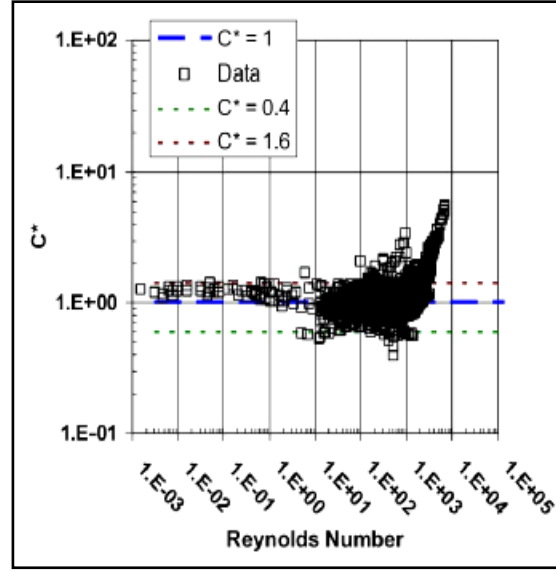
$$C^* = \frac{(f Re)_{deney}}{(f Re)_{bağıntı}} \quad (5.2)$$

olarak tanımlanmaktadır.

Author	Year	Fluid/ Shape*	D_h (μm)	$\alpha_c = a/b$	Re	$f Re$	C^*	L/D_h	Adiab/ diab**	Account losses	Agree laminar
Tuckerman and Pease, [4]	1981	water / R	92–96	0.17–0.19	291–638	14.0–20.8	0.73–1.06	104–109	D	N	Y
Missaggia et al., [5]	1989	water / R	160	0.25	2350	611.6	33.54	6	D	N	N
Riddle et al., [6]	1991	water / R	86–96	0.06–0.16	96–982	15.8–80.6	0.79–4.06	156–180	D	N	N
Rahman and Gui, [7]	1993	water / R	299–491	3.00–6.00	275–3234	2279.8–8720.2	121.89–507.10	94–154	D	N	N
Rahman and Gui, [8]	1993	water, R11 / R	299–491	3.00–6.00	275–3234	2279.8–8720.2	121.89–507.10	94–154	D	N	N
Gui and Scaringe, [9]	1995	water / Tr	338–388	0.73–0.79	834–9955	18.4–76.8	1.28–5.33	119–136	D	N	N
Peng et al., [10]	1995	methanol / R	311–646	0.29–0.86	1530–13455	ID	ID	70–145	D	N	N
Peng and Peterson, [11]	1995	water / R	311	0.29	214–337	ID	ID	145	D	N	N
Cuta et al., [12]	1996	R124 / R	425	0.27	101–578	7.0–36.6	0.39–2.04	48	D	Y	Y
Peng and Peterson, [13]	1996	water / R	133–200	0.5–1.0	136–794	192.1–394.1	13.50–27.70	25–338	D	N	N
Jiang et al., [14]	1997	water / C, Tr	8–68	0.38–0.44	0.032–26.1	3.6–48.9	0.22–3.05	69–276	D	N	Y
Tso and Mahulikar, [15]	1998	water / C	728	NA	16.6–37.5	ID	ID	76–89	D	Y	N
Vidmar and Barker, [16]	1998	water / C	131	NA	2452–7194	28.4–89.2	1.77–5.58	580	D	Y	Y
Adams et al., [17]	1999	water / Tr	131	ID	3899–21429	ID	ID	141	D	Y	Y
Mala and Li, [18]	1999	water / C	50–254	NA	132–2259	22.2–321.2	1.38–20.07	150–490	A	Y	Y
Papautsky et al., [19]	1999	water / R	44–47	5.69–26.42	0.002–4	19.8–32.1	0.98–1.41	164–177	A	Y	Y
Pfund et al., [20]	2000	water / R	253–990	19.19–78.13	55.3–3501	21.9–40.7	0.01–1.81	101–396	A	Y	Y
Qu et al., [21]	2000	water / Tr	51–169	1.54–14.44	6.2–1447	9.2–36.7	0.55–1.68	165–543	A	Y	Y
Qu et al., [22]	2000	water / Tr	62–169	2.16–11.53	94–1491	ID	ID	178–482	D	N	N
Rahman, [23]	2000	water / R	299–491	3.00–6.00	275–3234	9119.2–34880.6	487–2028	94–154	D	N	N
Xu et al., [24]	2000	water / R	30–344	0.58–24.53	5–4620	9.1–46.2	0.53–3.18	145–1070	A	Y	Y
Chung et al., [25]	2002	water / C	100	NA	1.9–3237	41.2–33.3	0.89–2.08	875	A	Y	Y
Judy et al., [26]	2002	water, methanol, isopropyl / C, R	14–149	1.00	7.6–2251	12.9–20.3	0.83–1.27	1203–5657	A	Y	Y
Lee et al., [27]	2002	water / R	85	0.25	119–989	19.4–43.6	1.06–2.39	118	D	Y	Y
Qu and Mudawar, [28]	2002	water / R	349	0.32	137–1670	12.1–33.4	0.70–1.94	128	D	Y	Y
Bucci et al., [29]	2003	water / C	172–520	NA	2–5272	14.0–51.9	0.87–3.24	ID	D	Y	Y
Jung and Kwak, [30]	2003	water / R	100–200	1.00–2.00	50–325	10.7–33.4	0.69–2.15	75–150	D	Y	Y
Lee and Garimella, [31]	2003	water / R	318–903	0.17–0.22	558–3636	ID	ID	28–80	D	Y	Y
Park et al., [32]	2003	water / R	73	4.44	4.2–19.1	ID	ID	654	D	–	–
Tu and Hrnjak, [33]	2003	R134a / R	69–305	4.11–11.61	112–3500	17.6–50.5	0.89–2.35	131–288	D	Y	Y
Wu and Cheng, [34]	2003	water / Tr, Ti	26–291	ID	11.1–3060	11.7–31.6	0.73–1.98	ID	A	Y	Y
Wu and Cheng, [35]	2003	water / Tr	169	1.54–26.20	16–1378	8.6–34.1	0.58–1.88	192–467	D	N	Y
Baviere et al., [36]	2004	water / R	14–593	83.33	0.1–7985	21.5–71.8	0.91–3.04	138–429	D	Y	Y
Hsieh et al., [37]	2004	water / R	146	1.74	45–969	14.6–51.2	0.96–3.39	164	D	Y	Y
Owhaib and Palm, [38]	2004	R134a / C	800–1700	NA	1262–16070	ID	ID	191–406	D	Y	Y

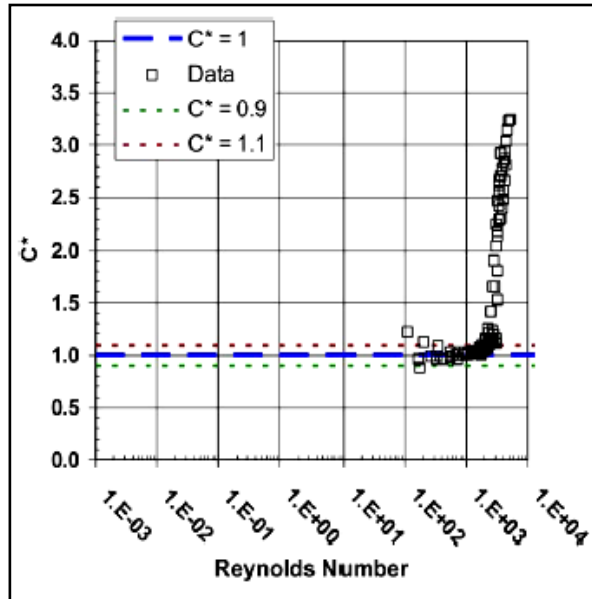
NA = Not Applicable, ID = Insufficient Data; *C = circular, R = rectangular, Tr = trapezoid, Ti = triangle; **A = Adiabatic, D = Diabatic; ***Y = Yes, N = No

Şekil 5.7 Mikro kanallarda tek fazlı akıştaki sürtünme çarpanının belirlenmesi amacıyla yapılan deneysel çalışmalar (Steinke ve Kandlikar (2006))



Şekil 5.8 Mikro kanallarda deneysel olarak elde edilen sürtünme çarpanı değerlerinin geleneksel bağıntılar kullanılarak elde edilen sürtünme çarpanı değerlerine oranı. (Stainke ve Kandlikar (2006))

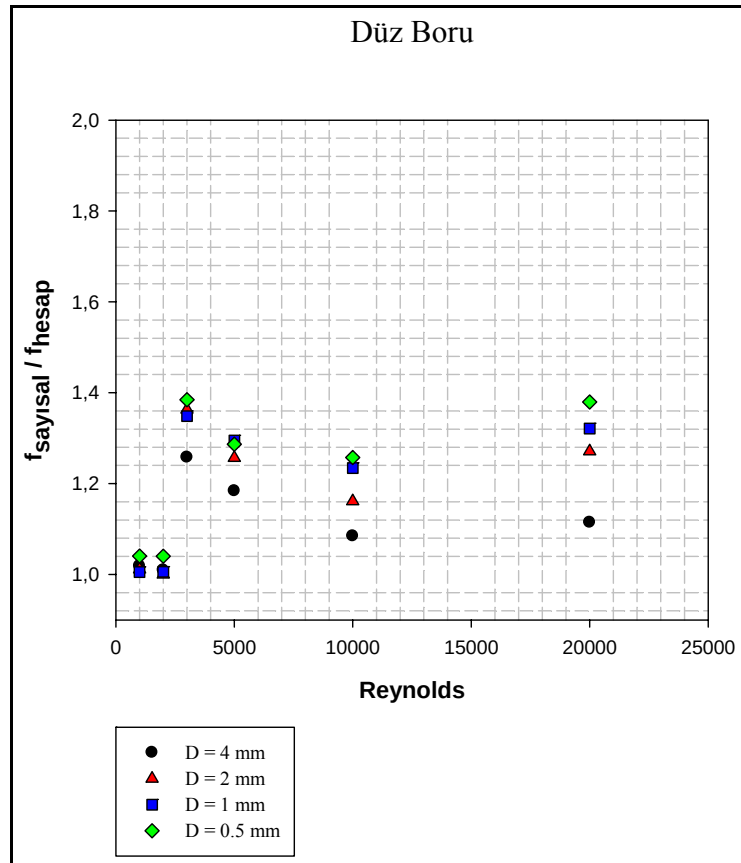
Steinke ve Kandlikar (2006) tarafından incelenen çalışmalar arasında bulunan Bucci ve diğ. (2003) tarafından yapılan çalışmada ele alınan çap ve Reynolds sayısı aralıkları bu çalışmada incelenenlere yakınlık göstermektedir. Bucci ve diğ. (2003) tarafından yapılan deney sonucu elde edilen sürtünme çarpanı değerlerinin, geleneksel bağıntılar kullanılarak hesaplananlara oranı Şekil 5.9’da gösterilmektedir.



Şekil 5.9 Mikro kanallarda deneysel olarak elde edilen sürtünme çarpanı değerlerinin geleneksel bağıntılar kullanılarak elde edilen sürtünme çarpanı değerlerine oranı. (Bucci ve diğ. (2003))

Şekil 5.8 ve 5.9 incelendiğinde laminar bölgede elde edilen C^* değerinin bire çok yakın olduğu yani laminar bölgede deneyler sonucunda elde edilen sürtünme çarpanı değerlerinin geleneksel bağıntılar kullanarak hesaplanan değerlere yakın olduğu görülmektedir. Geçiş bölgesi ve türbülanslı bölgeye bakıldığında C^* değerlerinde ani bir artış gözlenmektedir.

Bu çalışmada türbülanslı bölgede sürtünme çarpanının hesabında kullanılan bağıntı (Denk. 2.29) **Petukov (1970)** tarafından sunulan deneysel bir bağıntıdır. Şekil 5.3 – 5.6’da görülen, türbülanslı bölgedeki sayısal çözümleme sonucunda elde edilmiş sürtünme çarpanı değerlerinin deneysel yolla elde edilmiş bir geleneksel bağıntı kullanılarak bulunan değerlerden farklı çıkmasının nedeni, yukarıda yapılan çalışmalarla örneklendiği gibi, mini – mikro kanallarda yapılan deneyler sonucunda elde edilen sürtünme çarpanının beklenenden farklı çıkmasıyla ilişkilidir.



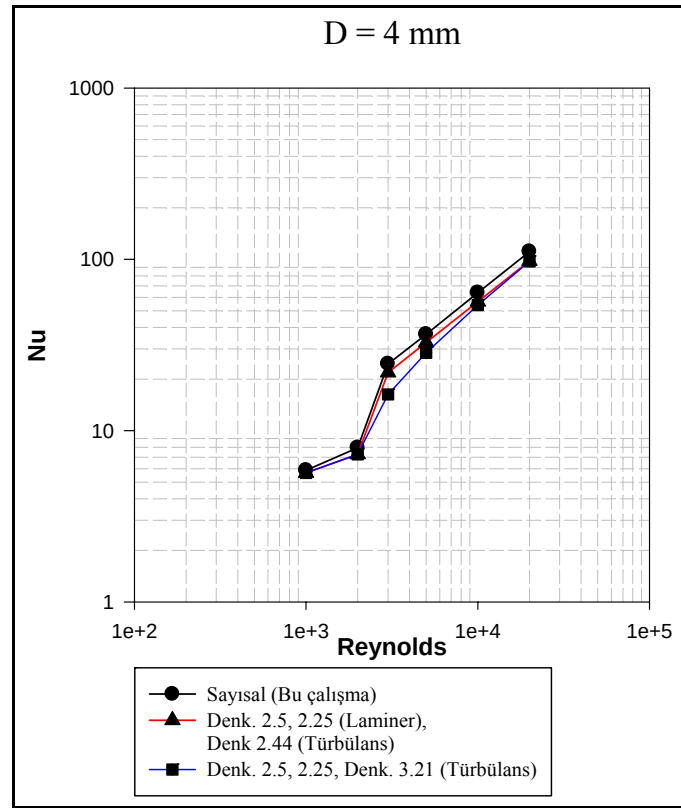
Şekil 5.10 Farklı çaplardaki düz borularda sayısal olarak elde edilen sürtünme çarpanı değerlerinin geleneksel bağıntılarla hesaplananlara oranı

Şekil 5.10’da farklı çaplara sahip düz kanallar için bu çalışmada sayısal olarak elde edilen sürtünme çarpanı değerlerinin, geleneksel bağıntılar kullanılarak hesaplanan sürtünme çarpanı değerlerine oranı görülmektedir. Laminer bölgede oranın bire çok yakın olduğu görülmektedir. Geçiş bölgesinde oranın büyük olmasının sebebi burada sayısal olarak kullanılan türbülanslı modelin, geçiş bölgesindeki koşulları tam olarak sağlayamamasıdır. Tüm türbülans modellerinde çözüm sırasında kabul edilen türbülans yoğunluğu, tam gelişmiş türbülanslı akış için verilen bağıntıdan hesaplanmıştır. Normalde geçiş bölgesinde daha az olan türbülans yoğunluğu, sürtünme çarpanı değerlerinin çözümleme sonucu elde edilen değerlerden daha az olmasını sağlayacaktır. Reynolds sayısı arttıkça 4 mm çaplı düz boru için hesaplanan sürtünme çarpanı oranı bire yakınlaşmaktadır fakat çap küçüldükçe bu oranın arttığı gözlenmektedir. 1 mm ve 0.5 mm çaplı düz boru için elde edilen sürtünme çarpanı oranlarının diğer borulara göre daha yüksek olması, bu çap aralığında mini kanal karakteristiğinin etkili olmaya başlaması ile açıklanabilir.

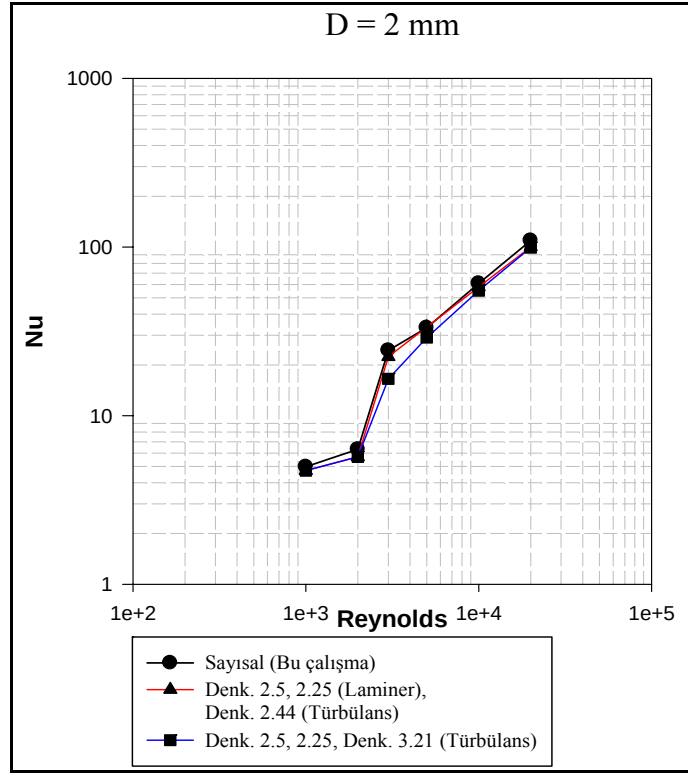
Tüm bu kaynaklar ve elde edilen veriler yardımıyla, mini kanallarda laminer bölgedeki sürtünme çarpanının hesabında geleneksel bağıntıların kullanılabileceği; türbülanslı bölgede ise elde edilen sürtünme çarpanı değerinin geleneksel bağıntılarla hesaplananlardan yüksek çıktığı saptanmıştır.

Şekil 5.11 – 5.14’te farklı hidrolik çapa sahip düz borulardaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi görülmektedir. 4 mm ve 2 mm çaplı düz boru için laminer ve türbülanslı bölgedeki Nu sayısının hesabında geleneksel bağıntı olarak, **Sieder ve Tate (1936)** ve **Gnielinski (1976)** tarafından sunulan denklemler kullanılmıştır. 1 mm ve 0.5 mm çaplı düz boru için ise bu denklemlerin yanında, **Adams ve diğ. (1997)** tarafından farklı çaplardaki mini kanallarda türbülanslı akışta yapılan deneyler sonucu çıkarılmış Nusselt bağıntısı da kullanılmıştır. Şekil 5.11 – 5.14 incelendiğinde sayısal çözümlemeler sonucu bulunan değerlerle geleneksel bağıntılar kullanılarak hesaplanan değerlerin birbirine yakın olduğu görülmektedir. Şekil 5.13 ve 5.14’de, 1 mm ve 0.5 mm çaplı düz boru için sayısal çözümlemeler sonucu elde edilen verilerle **Adams ve diğ. (1997)** tarafından mini kanallar için çıkarılmış denklemler kullanılarak hesaplanan değerler arasında büyük farklar olduğu görülmektedir. Sayısal çözümlemede Fluent,

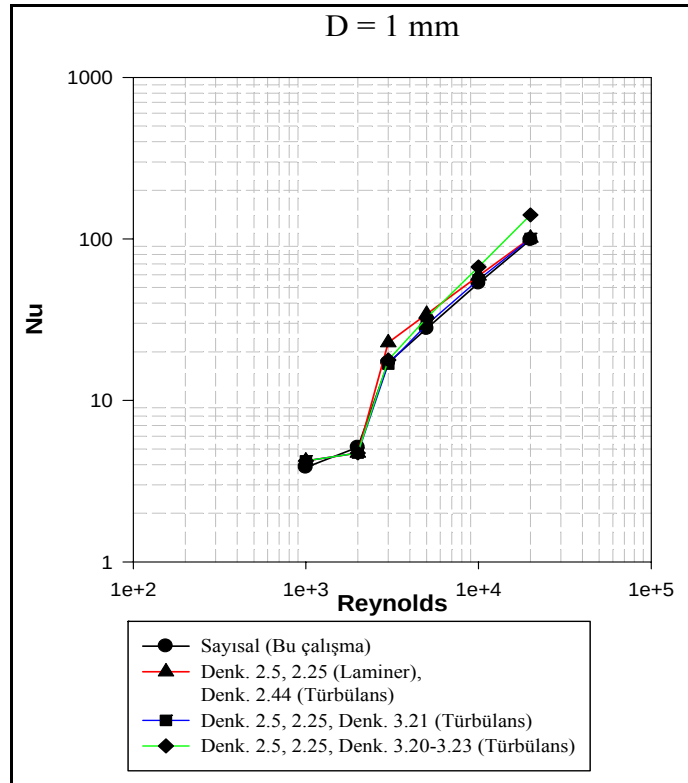
süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini makro boyuttaki kanallara uygun olarak çözdüğünden bu farkın oluşması beklenen bir sonuçtur. Makro kanallar için kullanılan bu denklemler cidarda kaymama sınır şartı altında çözülmektedir. Hâlbuki mini kanallarda, azalan çap ve artan basınç düşüşü sonucu cidarda kayma hareketi başlamaktadır. Cidarda oluşan bu kayma hareketi, akışkan taneciklerinin gerçekleştirdiği hareket miktarını arttırdığından daha fazla taşınımın oluşmasını sağlamaktadır. **Adams ve diğ. (1997)** tarafından mini kanallarda yapılan deneysel çalışmada elde edilen Nusselt sayılarının, geleneksel bağıntılar ve sayısal çözümler sonucu elde edilenlerden yüksek çıkması, cidarda kayma hareketinin başlamasıyla açıklanabilir.



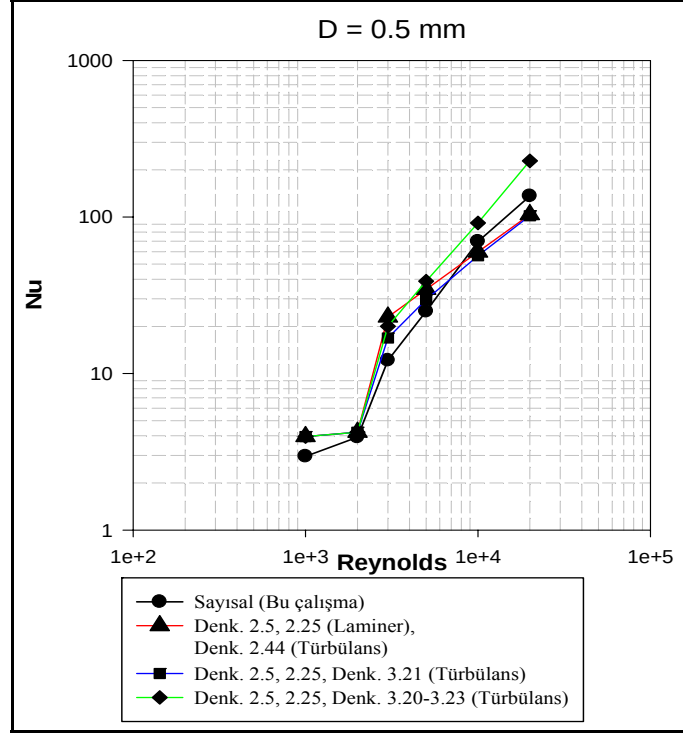
Şekil 5.11 4 mm çaplı düz boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.12 2 mm çaplı düz boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



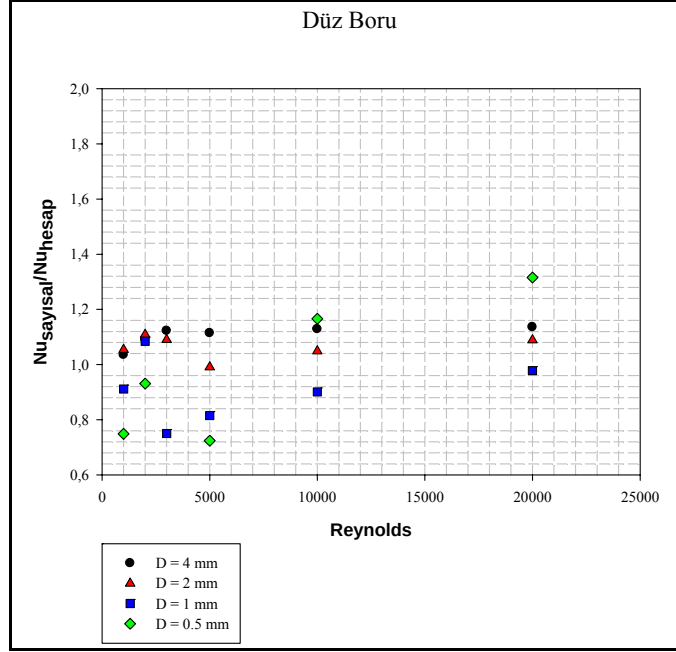
Şekil 5.13 1 mm çaplı düz boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.14 0.5 mm çaplı düz boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 5.15'te farklı çaplara sahip düz borularda sayısal çözümleme sonucu elde edilen Nusselt sayılarının, geleneksel bağıntılar kullanılarak hesaplanan Nusselt sayılarına oranı görülmektedir. Sayısal çözümleme sonucu elde edilen Nu sayısının, geleneksel bağıntılarla hesaplanana oranı incelenirken **Sieder ve Tate (1936)** tarafından laminar ve türbülanslı bölge için sunulan bağıntılar kullanılarak hesaplanan değerler dikkate alınmıştır.

Şekil 5.15'ten 4 mm ve 2 mm çaplı düz boru için Nu sayıları oranının bire yakın olduğu; boru çapı küçüldüğünde ise elde edilen Nu sayıları oranının birden uzaklaştığı görülmektedir. Sürtünme çarpanında olduğu gibi Nusselt sayısı için de hidrolik çapın 1 mm ve altında olduğu durumlarda, geleneksel davranıştan bir sapma saptanmıştır. Bu sapmanın nedeni mini kanal karakteristiğinin etkili olmaya başlamasıyla açıklanabilir.



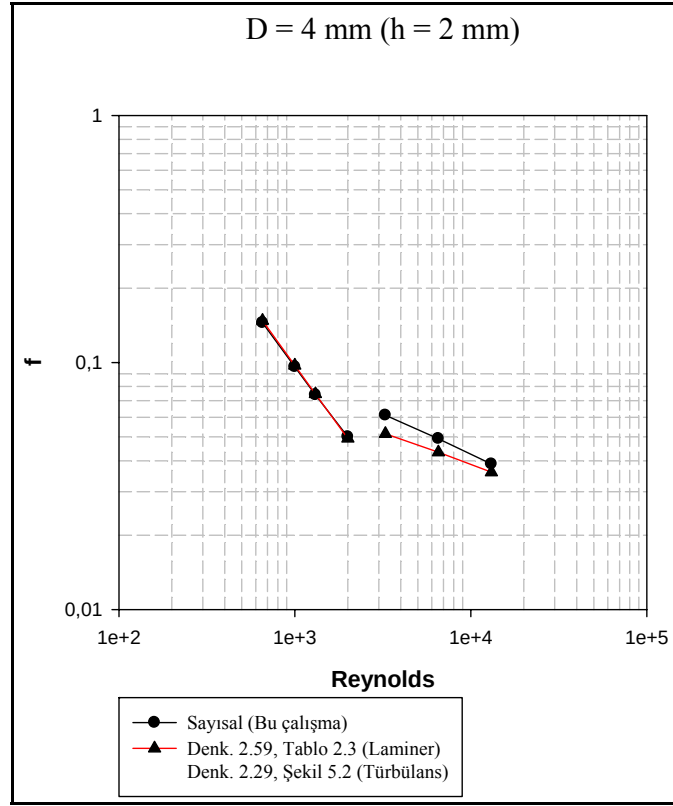
Şekil 5.15 Farklı çaplardaki düz borularda sayısal olarak elde edilen Nusselt sayılarının geleneksel bağıntılarla hesaplananlara oranı

Sonuç olarak ele alınan çap aralığındaki düz borular için Nusselt sayısının hesabında geleneksel bağıntıların yakın sonuçlar verdiği ve kullanılabileceği saptanmıştır.

5.2. Halka Kesitli Boruda Sürtünme Çarpanı ve Nusselt Sayısının Çap ve Reynolds Sayısıyla Değişimi

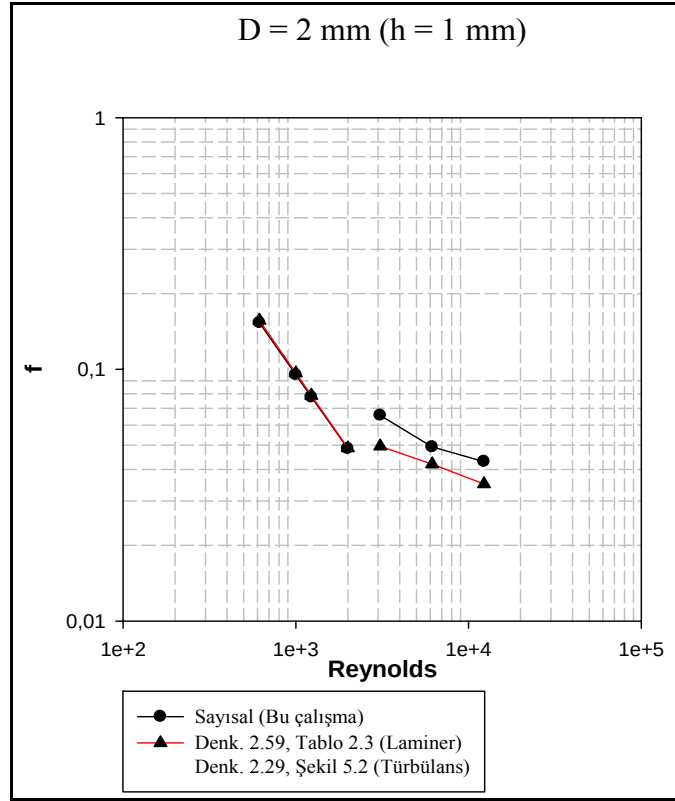
Şekil 5.16 – 5.24’te halka kesitli borularda hidrolik çap ve Reynolds sayısının, sürtünme çarpanı ve Nusselt sayısı üzerine etkisi gösterilmiştir.

Hidrolik çapın 4 mm ile 0.5 mm arasında değiştiği halka kesitli kanal için, çözümler sonucunda elde edilen ve geleneksel bağıntılarla hesaplanan sürtünme çarpanı değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.16 – 5.19’da gösterilmektedir.

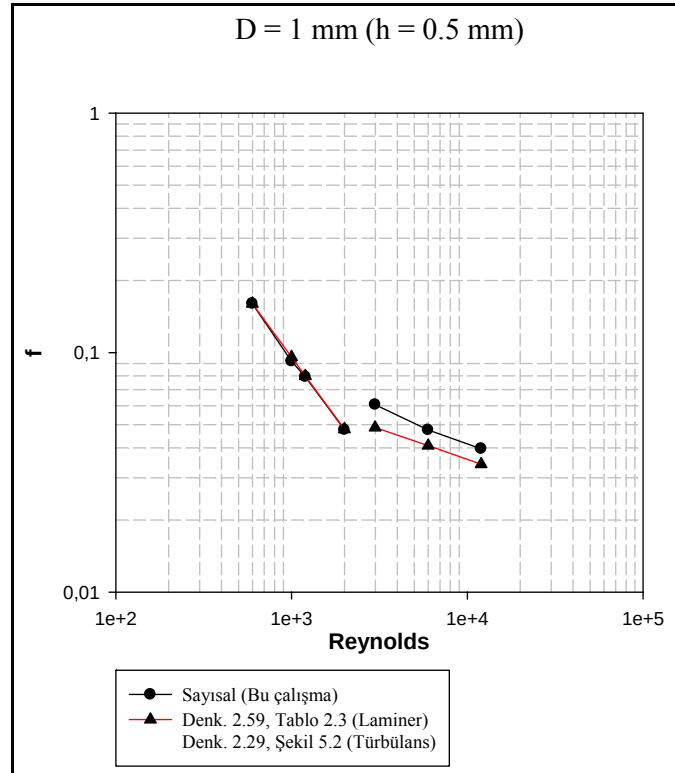


Şekil 5.16 4 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısı ile değişimi

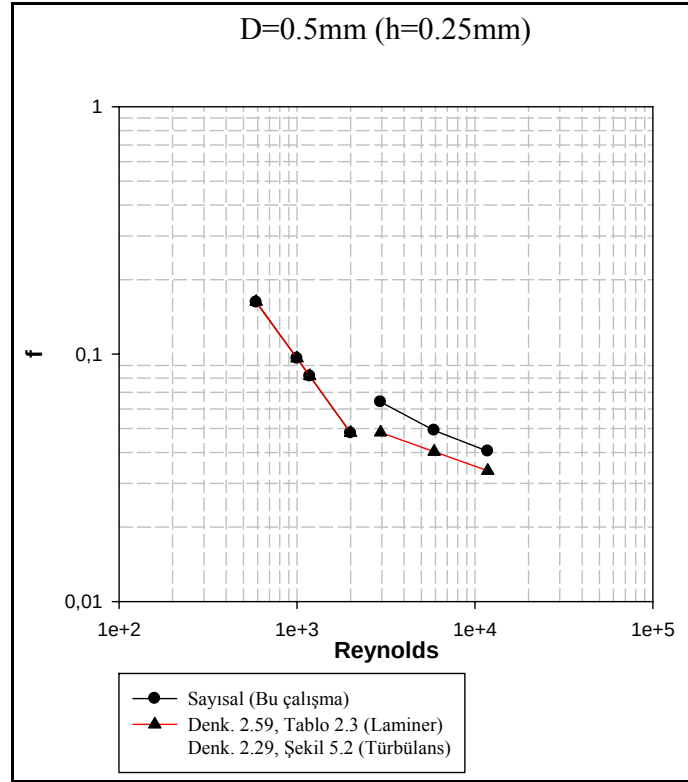
Ele alınan çap aralığındaki halka kesitli boruda sürtünme çarpanının hesabında düz boruda olduğu gibi giriş bölgesinin de etkisi dikkate alınmıştır. Halka kesitli boruda laminar akışta hidrodinamik olarak gelişen bölgedeki sürtünme çarpanı hesabında Denk. 2.59 kullanılmıştır. Halka kesitli boruda hidrodinamik olarak gelişen türbülanslı akıştaki sürtünme çarpanının, düz boruda hidrodinamik olarak gelişen türbülanslı akış için hesaplanan sürtünme çarpanı değerinin %10 fazlasına eşit olduğu kabul edilmiştir (**Rohsenow, 1973**). Şekillere bakıldığında laminar bölgede sayısal çözümleme sonucu elde edilen sürtünme çarpanı değerlerinin, geleneksel bağıntılarla hesaplanan değerlere çok yakın olduğu görülmektedir. Türbülanslı bölgede ise çözümlemeler sonucu elde edilen veriler, geleneksel bağıntılarla hesaplananlardan yüksek çıkmaktadır.



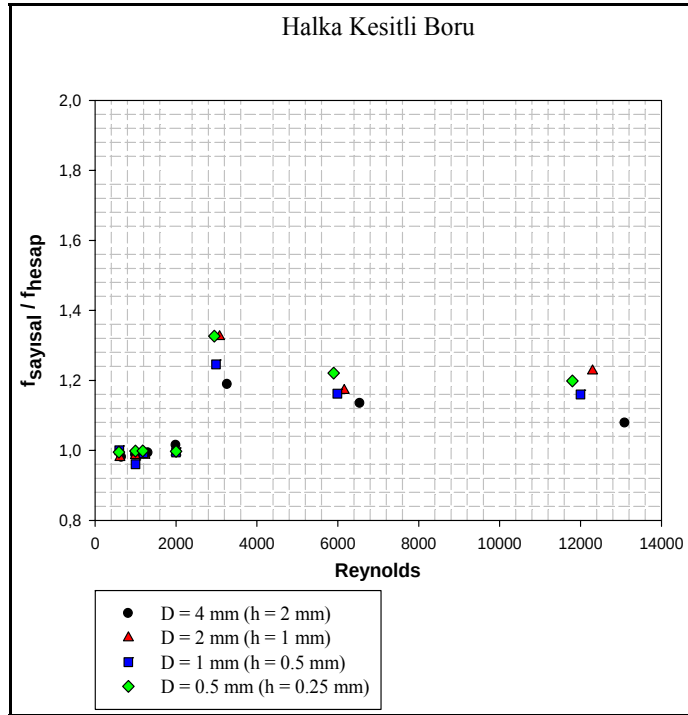
Şekil 5.17 2 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısıyla değişimi



Şekil 5.18 1 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısıyla değişimi



Şekil 5.19 0.5 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda sürtünme çarpanının Reynolds sayısı ile değişimi



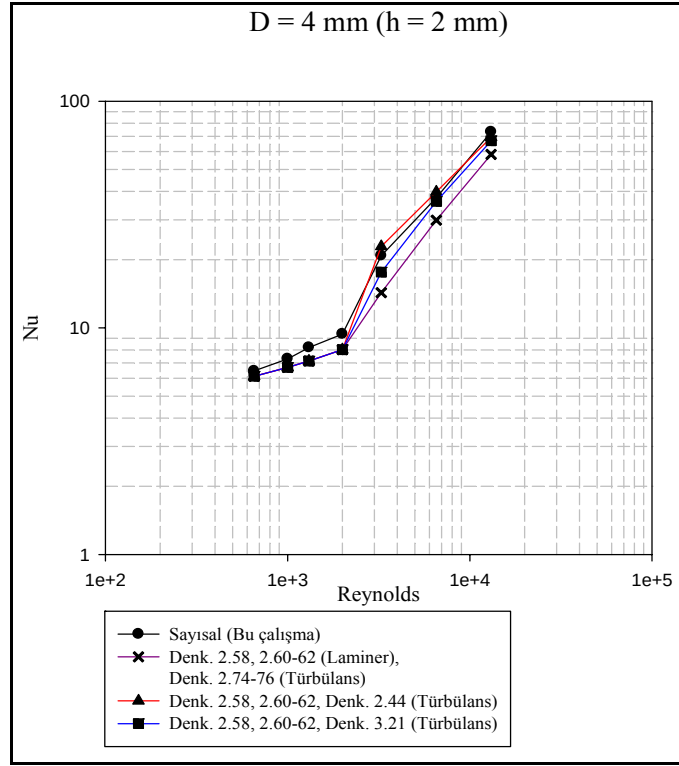
Şekil 5.20 Farklı çaplardaki halka kesitli borularda sayısal olarak elde edilen sürtünme çarpanı değerlerinin geleneksel bağıntılarla hesaplananlara oranı

Şekil 5.20’de farklı hidrolik çapa sahip halka kesitli boru için sayısal çözümlemeler sonucu elde edilmiş sürtünme çarpanı değerlerinin, geleneksel bağıntılar kullanılarak hesaplanan sürtünme çarpanı değerlerine oranı gösterilmektedir. Laminer bölgede, ele alınan tüm halka kesitli kanallar için elde edilen sürtünme çarpanı oranları bire çok yakındır. Geçiş bölgesinde bu oranın artmasının nedeni ise düz borularda olduğu gibi, sayısal çözüm sırasında kullanılan türbülans modellerinin geçiş bölgesindeki akış karakteristiğini tam olarak sağlayamamasıdır. 4 mm hidrolik çaplı kanalda Reynolds sayısı arttıkça sürtünme çarpanı oranının bire yaklaştığı görülmektedir. Hidrolik çap küçüldükçe mini kanal karakteristiğinin etkin olmaya başlamasından dolayı sürtünme çarpanı oranının arttığı gözlenmektedir.

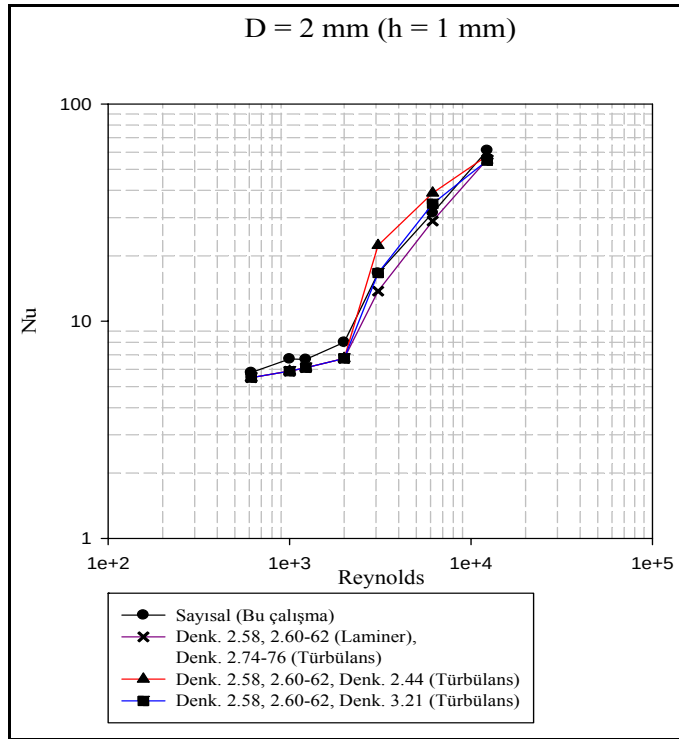
Sonuç olarak ele alınan çap aralığı için halka kesitli mini kanallarda laminer akıştaki sürtünme faktörünün hesabında geleneksel bağıntıların kullanılabileceği, türbülanslı bölgede ise sayısal çözümlemeler sonucunda elde edilen değerlerin geleneksel bağıntılar kullanarak hesaplanan değerlerden yüksek çıktığı saptanmıştır.

Şekil 5.21 – 5.24’te hidrolik çapın 4 mm ile 0.5 mm arasında değiştiği halka kesitli kanallar için, sayısal çözümlemeler sonucunda elde edilen ve geleneksel bağıntılarla hesaplanan Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmektedir. Türbülanslı bölgede, geleneksel bağıntı olarak halka kesitli kanallardaki Nusselt sayısının hesabında kullanılan bağıntıların yanında, düz borudaki Nusselt sayısının hesabı için sunulan bağıntılar da kullanılmıştır. Ayrıca, **Adams ve diğ. (1997)** tarafından mini kanallar için sunulan Nusselt denklemleri ile elde edilen sonuçlar da halka kesitli boru için yapılan sayısal çözümler sonucu elde edilenlerle karşılaştırılmıştır.

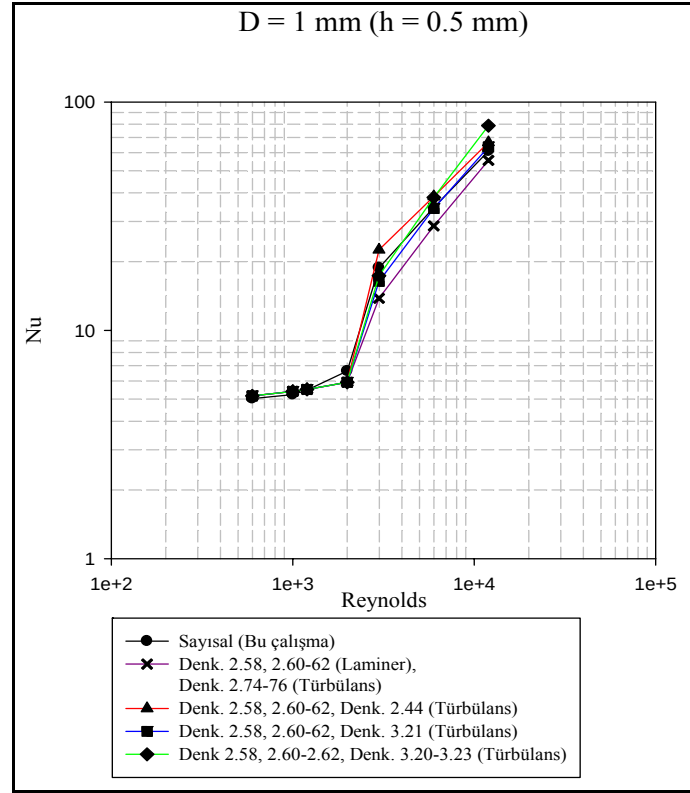
Şekillere bakıldığında laminer ve türbülanslı bölgede, sayısal çözümlemeler sonucu elde edilen verilerle geleneksel bağıntılar kullanarak hesaplanan değerler arasındaki farkın çok olmadığı görülmektedir. En büyük fark geçiş bölgesine denk gelen aralıkta görülmüştür. Bunun nedeni geçiş bölgesinde de tam gelişmiş türbülanslı akış için geliştirilen bağıntıların ve sayısal modellerin kullanılmasıdır.



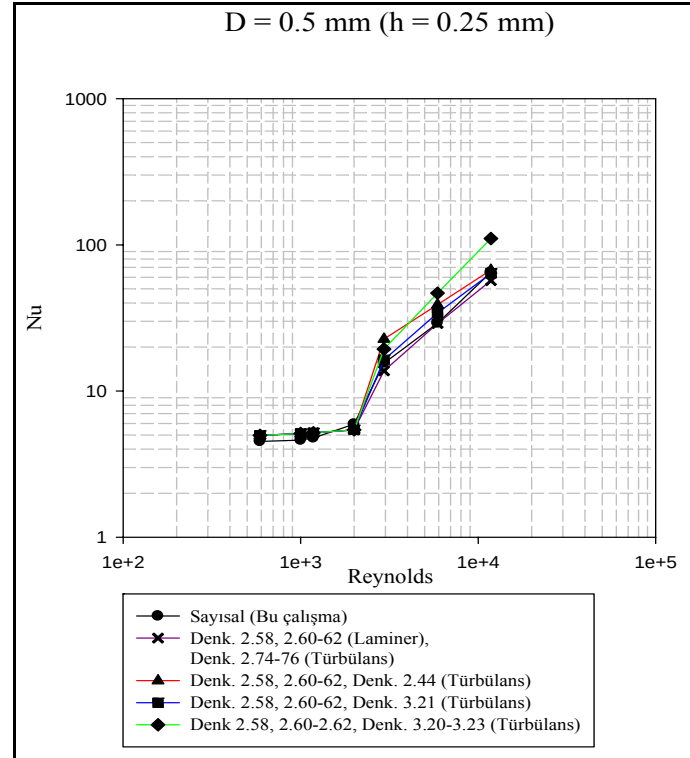
Şekil 5.21 4 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



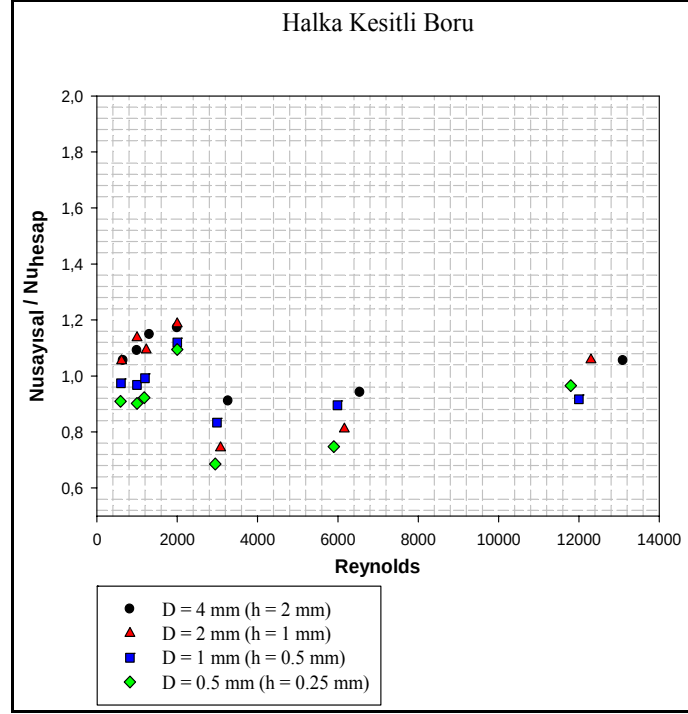
Şekil 5.22 2 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.23 1 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.24 0.5 mm hidrolik çaplı halka kesitli boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.25 Farklı çaplardaki halka kesitli borularda sayısal olarak elde edilen Nusselt sayılarının geleneksel bağıntılarla hesaplanana oranı

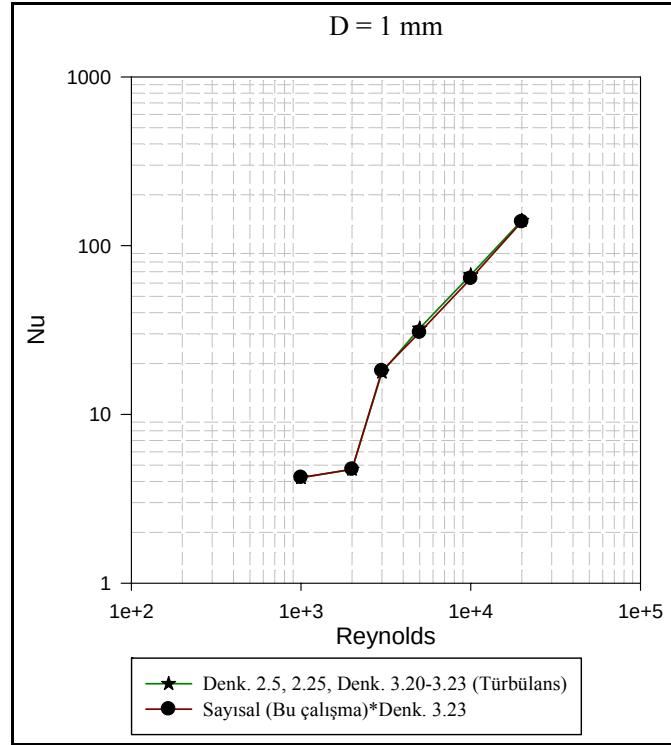
Şekil 5.21 – 5.24’teki üçgen ve kare noktali çizgiler sırasıyla, düz borudaki Nusselt sayısının hesabında kullanılmak üzere **Sieder ve Tate (1936)** ve **Gnielinski (1976)** tarafından sunulan bağıntılarla hesaplanan değerleri göstermektedir. Şekillerden de görüldüğü gibi düz borularda Nusselt sayısının hesabı için sunulan bu bağıntılarla hesaplanan değerler, halka kesitli borular için sunulan bağıntılarla hesaplanana oldukça yakın çıkmaktadır. Buradan da ele alınan Reynolds sayısı aralığında halka kesitli borulardaki Nusselt sayısının hesabında, düz borulardaki Nusselt sayısının hesabı için sunulan bağıntıların kullanılabileceği sonucuna varılmaktadır. Halka kesitli boruda da **Adams ve diğ. (1997)** tarafından mini kanallar için geliştirilen bağıntılarla hesaplanan Nu değerleri ile sayısal çözümlemeler sonucu elde edilen değerler arasındaki fark büyüktür. Nedeni, düz boruda olduğu gibi, halka kesitli kanallar için yapılan sayısal çözümlemede makro kanallar için geliştirilen denklemlerin kullanılmasıdır. Şekil 5.21 – 5.24’e bakılarak, ele alınan çap aralığındaki halka kesitli mini kanallarda, Nusselt sayısının hesabında geleneksel bağıntıların yakın sonuçlar verdiği ve kullanılabileceği saptanmıştır.

Şekil 5.25'te farklı çaplardaki halka kesitli borularda sayısal çözümleme sonucu elde edilen Nusselt sayılarının, geleneksel bağıntılar kullanılarak hesaplanan Nusselt sayılarına oranı gösterilmektedir. Burada da düz borularda olduğu gibi, geleneksel bağıntı olarak **Sieder ve Tate (1936)** tarafından sunulan bağıntılar ele alınmıştır. En büyük fark geçiş bölgesinde meydana gelmiştir. Bunun sebebi daha önce de açıklandığı gibi geçiş bölgesinde, türbülanslı akış için sunulan bağıntı ve sayısal modellerin kullanılmasıdır.

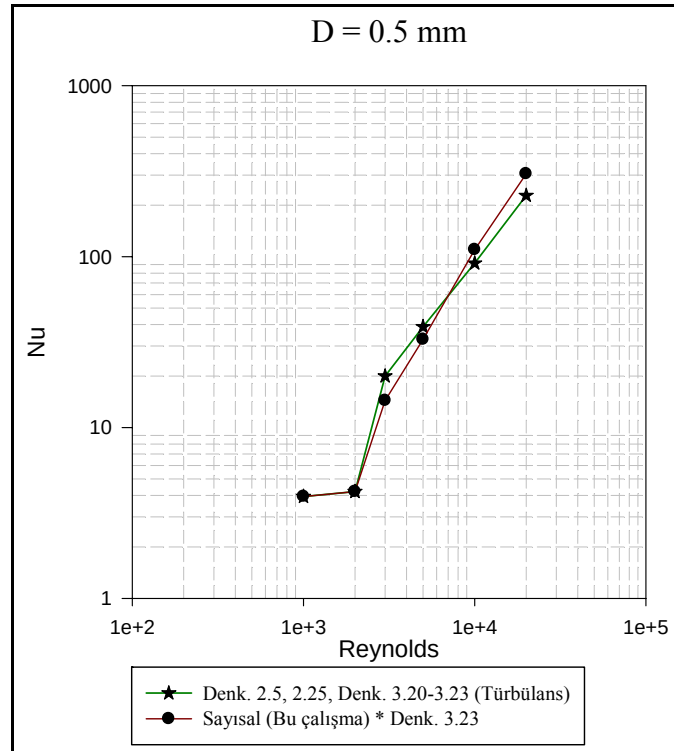
Adams ve diğ. (1997) tarafından geliştirilen ve mini kanallarda türbülanslı akıştaki Nusselt sayısının hesabında kullanılan denklemler (Denk. 3.20 – 3.23), düz borularda türbülanslı akıştaki Nusselt sayısının hesabı için türetilmiş geleneksel bir bağıntı olan Gnielinski denklemini içermektedir. Gnielinski denklemi (Denk 3.20), deney sonucu elde edilmiş veriler kullanılarak türetilen bir denklem sonucu bulunan katsayıyla (Denk. 3.23) çarpılarak, mini kanalda türbülanslı akıştaki Nusselt sayısının hesabında kullanılabilecek şekilde düzenlenmiştir.

Bu çalışmada düz ve halka kesitli boruda türbülanslı akış için sayısal çözümlemeler sonucunda elde edilmiş değerler, Gnielinski denklemiyle hesaplanan değerlere oldukça yakın çıkmaktadır.

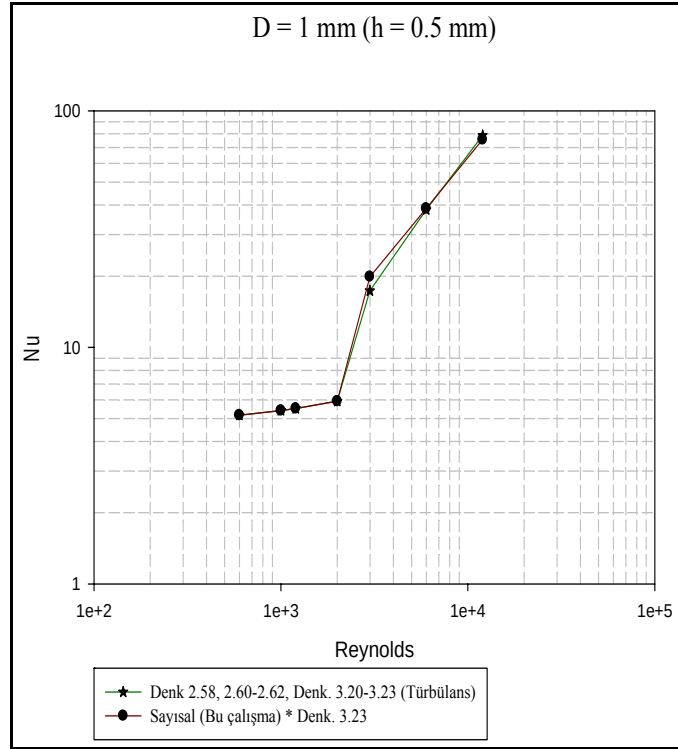
1 mm ve 0.5 mm çaplı düz ve halka kesitli boruda türbülanslı akış için sayısal çözümlemeler sonucu elde edilen ve Gnielinski bağıntısı kullanılarak hesaplanan verilerin, Denk. 3.23 ve 3.20 kullanılarak düzenlenmesiyle elde edilen Nusselt sayıları Şekil 5.26 – 5.29'da görülmektedir.



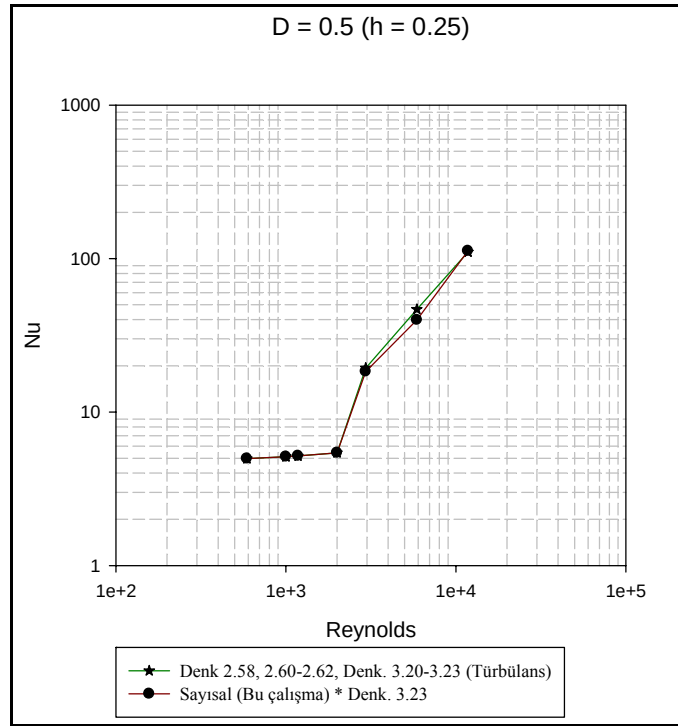
Şekil 5.26 1 mm çaplı düz boruda sonuçların düzenlenmesiyle elde edilen Nu sayısının Reynolds sayısıyla değişimi



Şekil 5.27 0.5 mm çaplı düz boruda sonuçların düzenlenmesiyle elde edilen Nu sayısının Reynolds sayısıyla değişimi



Şekil 5.28 1 mm çaplı halka kesitli boruda sonuçların düzenlenmesiyle elde edilen Nu sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.29 0.5 mm çaplı halka kesitli boruda sonuçların düzenlenmesiyle elde edilen Nu sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 5.26 – 5.29 incelendiğinde sayısal çözümler sonucunda elde edilen verilerin düzenlenmesiyle **Adams ve diğ. (1997)** tarafından mini kanaldaki türbülanslı akışta deneyler sonucu bulunan Nusselt sayılarına yakın değerler elde edilmektedir. Buradan da Fluent programı kullanılarak yapılan çözümlerin, sözü edilen deneysel çalışmada sunulan katsayılar kullanılarak düzenlenmesiyle, mini kanallarda yapılacak başka deneysel çalışmalarda elde edilen verilerin kontrolü için bir temel oluşturulabileceği saptanmıştır.

KAYNAKLAR

- Adams, T. M., Abdel-Khalik, S. I., Jeter, S. M. and Qureshi, Z. H.,** 1997. An Experimental Investigation of Single-Phase Forced Convection in Microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.41, No.6–7, pp. 851–857
- Al-Arabi, M.,** 1982. Turbulent Heat Transfer in the Entrance Region of a Tube, *Heat Transfer Eng.*, **3**: 76-83
- Bhatti, M. S. and Shah, R. K.,** 1987. Turbulent and Transition Flow Convective Heat Transfer in Ducts, *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, eds. Kakaç, S., Shah, R. K., and Aung, W., Wiley-Interscience, New York
- Brinkmann, H. C.,** 1951. Heat Effects in Capillary Flow, *Appl. Sci. Res.*, **A2**: 120-124
- Brutin, D. and Tadrist, L.,** 2003. Experimental Friction Factor of a Liquid Flow in Microtubes, *Physics of Fluids*, Vol.15, No.3, pp 653-661
- Bucci, A., Celata, G. P., Cumo, M., Serra, E. and Zummo, G.** 2003. Water single-phase fluid flow and heat transfer in capillary tubes, *Int. Conference on Microchannels and Minichannels, Paper # 1037, ASME*, vol. 1, 319 - 326
- Celata, G. P., Chmiel, K., Kulenovic, R., Martin-Callizo, C., McPhail, S., Mertz, R., Owhaib, W., Palm, B., Sobierska, E. and Zummo, G.,** 2006. Frictional Pressure Drop in Single-Phase Flow in Narrow Channels, *Proceedings of ASME ICNMM'06*, Limerick, Ireland
- Chen, R. Y.,** 1973. Flow in the Entrance Region at Low Reynolds Numbers, *J. Fluids Eng.*, **95**: 153-158

- Churchill, S. W.**, 1977. Comprehensive Correlating Equations for Heat, Mass and Momentum Transfer in Fully Developed Flow in Smooth Tubes, *Ind. Eng. Chem. Found.*, **16/1**: 109-116
- Compbell, L. A. and Kandlikar, S. G.** 2002. Effects of Entrance Condition of Frictional Losses and Transition to Turbulance, *Proceedings of IMECE'02*, New Orleans, LA.
- Deissler, R. G.**, 1953. Analysis of Turbulent Heat Transfer and Flow in the Entrance Regions of Smooth Passages, *NACA TN 3016*
- Garimella S. V. and Singhal, V.**, 2004. Single-Phase Flow and Heat Transport and Pumping Considerations in Microchannel Heat Sinks, *Heat Trans. Eng.*, **25/1**: 15-25
- Gnielinski, V.**, 1976. New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, *Int. Chem. Eng.*, **16**: 359-368
- Graetz, L.**, 1885. On the Thermal Conductivity of Liquids, part 1, *Ann Phys. Chem.*, **18**: 79 - 94; part 2, *Ann Phys. Chem.*, **25**: 337-357
- Hanks, R. W.**, 1963. The Laminar-Turbulent Transition for Flow in Pipes, Concentric Annuli, and Paralel Plates, *AIChE J.*, **9**: 45-48
- Harms, T. M., Kozmierczak, M., Gerner, F. M., Hölke, A., Henderson, H. T., Pilchowski, J. and Baker, K.**, 1997. Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop through Deep Microchannels in a (110) Silicon Substrate, HTD- Vol.351, pp. 347–357, *ASME*, New York
- Heming, Y., Lin, C., Liqiu, W. and Shusheng, Z.**, 2006. Numerical Simulation of Heat and Flow of Liquid through Minichannels, *Proceedings of ASME ICNMM'06*, Limerick, Ireland
- Hickman, H. J.**, 1974. An Asymptotic Study of the Nusselt – Graetz Problem, Part 1: Large x Behavior, *J. Heat Transfer*, **96**: 354 – 358.

- Incropera, F. P. ve DeWitt, D. P.,** 2001. *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*, 4. Basımdan Çeviri, Literatür Yayıncılık, İstanbul
- Jensen, M. K.,** 1989. Simultaneously Developing Laminar Flow in an Isothermal Circular Tape, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, **16**: 811–820
- Kadaner, Y. S., Rassadkin, Y. P. and Spektor, E. L.,** 1971. Heat Transfer in Laminar Liquid Flow through a Pipe Cooled by Radiation, *Heat Transfer-Sov. Res*, **3/5**: 182–188
- Kakaç, S. and Yücel, O.,** 1974. Laminar Flow Heat Transfer in an Annulus with Simultaneous Development of Velocity and Temperature Fields, *Technical and Scientific Council of Turkey, TUBITAK, ISITEK No:19*, Ankara, Turkey
- Kandlikar, S. G., Garimella, S., Li, D., Colin, S. and King, M. R.,** 2006. *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*, Elsevier Ltd., Great Britain
- Kandlikar, S. G., and Grande, W. J.,** 2003. Evolution of Microchannel Flow Passages –Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology, *Heat Transfer Eng.*, **24(1)**, 3 - 17
- Kays, W. M. and Leung, E. Y.,** 1963. Heat Transfer in Annular Passages: Hydrodynamically Developed Turbulent Flow with Arbitrary Prescribed Heat Flux, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **6**: 537–557
- Liu, D. and Garimella, S.,** 2002. Investigation of Liquid Flow in Microchannels, *AIAA Paper*, 2002-2776, AIAA, New York
- Mala, Gh. M., Li, D.,** 1999. Flow Characteristics of Water in Microtubes, *Int. J. Heat Fluid Flow*, **20**: 142–148
- Martin, H.,** 1990. Heat Transfer II, University of Karlsruhe (TH)

- Mehendale, S. S., Jacobi, A. M., and Shah, R. K.,** 2000. Fluid Flow and Heat Transfer at Micro and Meso Scales with Applications to Heat Exchanger Design, *Appl. Mech. Rev.*, **53**, 175 - 193
- Michelsen, M. L. and Villadsen, J.,** 1974. The Graetz Problem with Axial Heat Conduction, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **17**: 1391–1402
- Moody, L. F.,** 1944. Friction Factors for Pipe Flow, *Trans. ASME*, **66**: 671–684
- Nikuradse, J.,** 1966. Gesetzmässigkeiten der turbulenten Strömung in glatten Röhren, *Forsch. Arb. Ing. Wes.*, **356**, 1932; English translation, *NASA TT F-10*, **359**
- Noter, R. H. and Sleicher, C. A.,** 1972. A Solution to the Turbulent Graetz Problem III. Fully Developed and Entry Region Heat Transfer Rates, *Chem. Eng. Sci.*, **27**: 2073-2093
- Nusselt W.,** 1910. The Dependence of the Heat-Transfer Coefficient on the Tube Length, *VDIZ*, **54**: 1154-1158
- Ou, J. W. and Cheng, K. C.,** 1973. Viscous Dissipation Effects on Thermal Entrance Region Heat Transfer Pipes with Uniform Wall Heat Flux, *Appl. Sci. Res.*, **28**: 289-301
- Peng, X. F., Peterson, G. P., Wang, B. X.,** 1994. Frictional Flow Characteristics of Water Flowing Through Microchannels. *Experimental Heat Transfer*, **7**: 249 - 264
- Petukhov, B.,** 1970. *Advances in Heat Transfer*, eds. Irvine, T. F. and Hartnett, J. P., Vol.6, Academic Pres, New York
- Petukhov, B. S. and Roizen, L. I.,** 1964. *High Temperature* 2, 65/68
- Pfund, D., Rector, D. and Shekarritz, A.,** 2000. Pressure Drop Measurements in a Microchannel, *AIChE J.*, Vol.46, No.8, pp 1496-1507

- Phillips, R. J.**, 1987. Forced Convection, Liquid Cooled, Microchannel Heat Sinks, *MS Thesis*, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA
- Phillips, R. J.**, 1990. Microchannel Heat Sinks, *Advantages in Thermal Modeling of Electronic Components and Systems*, New York, NY: Hemisphere Publishing Corporation, Chapter 3.
- Prandtl, L.**, 1927. *Über den Reibungswiderstand Strömender Luft, Ergebnisse der Aerodynamics Versuchstalt zu Göttingen*, edition 3: 1-5
- Robert, A. and Barrow, H.**, 1967. Turbulent Heat Transfer in the Thermal Entrance Region of an Internally Heated Annulus, *Proc. Inst. Mech. Engrs*, **182/3H**: 268-276
- Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P. and Cho, Y. I.**, 1998. *Handbook of Heat Transfer*, 3rd edition, McGraw - Hill Handbooks, New York
- Rohsenov, W. M., Hartnett, J. P.**, 1973. *Handbook of Heat Transfer*, McGraw – Hill Handbooks, New York
- Schlichting, H.**, 1979. *Boundary Layer Theory*, 7th ed., McGraw-Hill, New York
- Shah, R. K.**, 1978. A Correlation for Laminar Hydrodynamic Entry Length Solutions for Circular and Noncircular Ducts, *J. Fluids Eng.*, **100**: 177-179
- Shah, R.K. and Bhatti, M. S.**, 1987. Laminar Convection Heat Transfer in Ducts, *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, eds. Kakaç, S., Shah, R. K. Ve Aung, W., Wiley-Interscience, John Wiley & Sons, New York
- Shah, R.K. and London, A.L.**, 1978. Laminar Flow Forced Convection in Ducts, *Supplement 1 to Advances in Heat Transfer*, eds. Irvine, T.F ve Hartnett, J.P., Academic Pres, New York

- Sharp, K.V. and Adrian, R.J.**, 2003. Transition from Laminar to Turbulent Flow in Liquid Filled Microtubes, *TAM Reports 1030*, University of Illinois at Urbana-Champaign, Collage of Engineering
- Sieder, E. N. and Tate, G. E.**, 1936. *Ind. Eng. Chem.*, **28**, 1429
- Steinke, M. E., Kandlikar, S. G.**, 2006. Single-Phase Liquid Friction Factors in Microchannels, *Int. J. Thermal Sciences*, **45**: 1073–1083
- Stephan, K.**, 1962. *Chem.-Ing.-Techn.*, **34**, 207/12
- Tyagi, V. P.**, 1966. Laminar Forced Convection of Dissipative Fluid in a Channel, *J. Heat Transfer*, **88**: 161-169
- Xu, B., Ooi, K. T., Wang, N. T. and Choi, W. K.**, 2000. Experimental Investigation of Flow Friction for Liquid Flow in Microchannels, *Int. Commun. Heat Mass Transer*, **27**: 1165–1176
- Yu, D., Warrington, R., Baron, R. and Amel, T.**, 1995. An Experimental Investigation of Flow Friction for Liquid Flow and Heat Transfer in Microtubes, *Proceedings of the ASME/JSME Thermal Engineering Conference, 1*, ASME, 523-530
- Zhiqing, W.**, 1982. Study on Correction Coefficients of Laminar and Turbulent Entrance Region Effect in Round Pipe, *Appl. Math. Mech.*, **3/3**: 433-446

ÖZGEÇMİŞ

Emrah Deniz, 30.08.1983'te Eskişehir'de doğdu. Lise öğrenimini İzmir Atatürk Anadolu Lisesi'nde 2001 yılında tamamladı ve 2005 yılında Eskişehir Osmangazi Üniversitesi MMF Makine Mühendisliği bölümünden lisans derecesini aldı. Emrah Deniz halen İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Isı-Akışkan programı yüksek lisans öğrencisidir ve İ.T.Ü. Makine Fakültesi Termodinamik ve Isı Geçişi A.B.D'de araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.