

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İÇ YÜZEYİ PÜRÜZSÜZ VE MİKROKANATLI DÜŞEY BORULAR İÇİNDE AKAN
SAF SUYUN BASINÇ DÜŞÜMÜNÜN DENEYSEL OLARAK BELİRLENMESİ**

ALİCAN ÇEBİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. AHMET SELİM DALKILIÇ**

İSTANBUL, 2014

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇ YÜZEYİ PÜRÜZSÜZ VE MİKROKANATLI DÜŞEY BORULAR İÇİNDE AKAN
SAF SUYUN BASINÇ DÜŞÜMÜNÜN DENEYSEL OLARAK BELİRLENMESİ**

Alican ÇEBİ tarafından hazırlanan tez çalışması 10.09.2014 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Galip TEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Fuat ALARÇİN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Bu çalışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü' nün 2013-06-01-KAP01 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Danışman hocam Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ'a tez süreci boyunca gösterdiği ilgi ve yardımları için teşekkür ederim. Kendisi sadece tez çalışmamda değil, akademik kültür ve anlayış açısından da ufkumu genişletmiştir. Mekatronik Mühendisliği Bölüm Başkanı Doç. Dr. Vasfi Emre ÖMÜRLÜ'ye tez dönemim boyunca gösterdiği anlayış için teşekkür etmek isterim. Arş. Gör. Ali ÇELEN'e çalışmalarım süresince bana çok faydalı olan deneyimlerini aktardığı için minnettarım. Bu süreç içerisinde bana vermiş oldukları destek için Burak ÇAKICI, Ali KILINÇ ve Hüseyin KAFTAR ile Bengünur DURMUŞ'a teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

Bana her zaman anlayış ve sabır gösteren, sorunlarımın çözümünde bana her türlü desteği sağlamaktan hiç çekinmeyen aileme ise özel olarak teşekkür etmek isterim. Bugüne kadar hayallerimi gerçekleştirmek için bana her zaman destek oldukları için onlara ne kadar teşekkür etsem azdır.

Bu tez; düşey, tek fazlı, aşağıdan yukarı akışlı pürüzsüz ve mikrokanaatlı borulardaki sürtünme karakteristiklerini deneysel olarak incelemektedir.

Ağustos, 2014

Alican ÇEBİ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	2
1.1.1 Mikrokanatlı Boru Akışına Ait Çalışmalar	3
1.1.2 Düşey Boru Akışı Üzerine Yapılan Çalışmalar	5
1.2 Tezin Amacı	7
1.3 Hipotez	7
BÖLÜM 2	
TEORİK TEMELLER	8
2.1 Boru İçi Akışta Sürtünme Faktörü	8
2.2 Boru İçi Akışta Basınç Düşümü ve Sürtünme Faktörü.....	9
2.3 Türbülanslı Akışta Mikrokanatlı Boru Modeli	14
BÖLÜM 3	
DENEY TESİSATI	16
3.1 Tesisatın Genel Yapısı ve Çalışma Devreleri.....	16
3.2 Test Devresi ve Deney Boruları	17
3.3 Deney Ekipmanları	18
3.3.1 Belirsizlik Analizi	19
BÖLÜM 4	

DENEY SONUÇLARI VE DENKLEM TÜRETİLMESİ	20
4.1 Deney Tesisatının Doğrulanması.....	20
4.1.1 Düz Boru 1 için Doğrulama Sonuçları	21
4.1.2 Düz Boru 2 için Doğrulama Sonuçları	22
4.1.3 Düz Boru 1 ve Düz Boru 2 için İzotermal Sürtünme Faktörü Denklemlerinin Elde Edilmesi	24
4.2 Soğuma Hali için Deney Sonuçlarının İncelenmesi	25
4.2.1 Düz Boru 1	25
4.2.2 Düz Boru 2	27
4.2.3 Mikrokanatlı Boru	28
4.3 Isınma Hali için Deney Sonuçları	32
4.3.1 Düz Boru 1	32
4.3.2 Düz Boru 2	34
4.3.3 Mikrokanatlı Boru	36
4.4 Denklem Türetilmesi	40
4.4.1 Düz Boru 1	40
4.4.2 Düz Boru 2	41
4.4.3 Mikrokanatlı Boru	42
4.4.3.1 Soğuma Hali	42
4.4.3.2 Isınma Hali	44
4.4.4 Simüle Boru	45
4.5 Denklem Uyumluluklarının İncelenmesi	46
4.6 Simüle Boru-Mikrokanatlı Boru Karşılaştırmaları	49
4.7 Soğuma-Isınma Hali Karşılaştırmaları	50
BÖLÜM 5	
SONUÇLAR.....	53
KAYNAKLAR.....	55
ÖZGEÇMİŞ.....	59

SİMGE LİSTESİ

A	Akış alanı [m^2]
A_n	Nominal akış alanı [m^2]
D	Hidrolik çap [m]
D_i	İç çap [m]
D_o	Dış çap [m]
D_e	Eşdeğer yarıçap [m]
e	Mikrokanat yüksekliği [m]
f	Sürtünme faktörü
f_o	İzotermal sürtünme faktörü
G	Kütleli akı [kg/m^2s]
Gr	Grashof sayısı
L	Test bölgesi uzunluğu [m]
l_k	Karışım uzunluğu [m]
l_p	Boru karışım uzunluğu [m]
l_c	Kanatçık karışım uzunluğu [m]
n	Kanatçık adedi
p	Hatve uzunluğu [m]
t	Boru et kalınlığı [m]
V	Ortalama akış hızı [m/s]
α	Helis açısı [$^\circ$]
ϵ	Ortalama pürüzlülük [m]
ΔP	Basınç düşümü [Pa]
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
μ	Dinamik viskozite [$kg/m \times s$]
ν	Kinematik viskozite [m^2/s]

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Mikrokanat dilimi	14
Şekil 3.1 Deney tesisatının şematik gösterimi	17
Şekil 4.1 Düz boru 1 için doğrulama sonuçları.....	22
Şekil 4.2 Düz boru 2 için doğrulama sonuçları.....	23
Şekil 4.3 Düz boru 1 için Re-basınç düşümü	25
Şekil 4.4 Düz boru 1 için kütleli akı-basınç düşümü	26
Şekil 4.5 Düz boru 1 için Re-f	26
Şekil 4.6 Düz boru 2 için Re-basınç düşümü	27
Şekil 4.7 Düz boru 2 için kütleli akı-basınç düşümü	27
Şekil 4.8 Düz boru 2 için Re-f	28
Şekil 4.9 Mikrokanatlı boru için Re-basınç düşümü.....	29
Şekil 4.10 Mikrokanatlı boru için kütleli akı-basınç düşümü.....	29
Şekil 4.11 Mikrokanatlı boru için Re-f.....	30
Şekil 4.12 15-40°C deneyleri için mikrokanatlı boruda elde edilen f değerlerinin literatürdeki başlıca bağıntılarla karşılaştırılması.....	31
Şekil 4.13 15-60°C deneyleri için mikrokanatlı boruda elde edilen f değerlerinin literatürdeki başlıca bağıntılarla karşılaştırılması.....	32
Şekil 4.14 Düz boru 1 için Re-basınç düşümü	33
Şekil 4.15 Düz boru 1 için kütleli akı-basınç düşümü	33
Şekil 4.16 Düz boru 1 için Re-f	34
Şekil 4.17 Düz boru 2 için Re-basınç düşümü	35
Şekil 4.18 Düz boru 2 için kütleli akı-basınç düşümü	35
Şekil 4.19 Düz boru 2 için Re-f	36
Şekil 4.20 Mikrokanatlı boru için Re-basınç düşümü.....	37
Şekil 4.21 Mikrokanatlı boru için kütleli akı-basınç düşümü.....	37
Şekil 4.22 Mikrokanatlı boru için Re-f.....	38
Şekil 4.23 40-15°C deneyleri için mikrokanatlı boruda elde edilen f değerlerinin literatürdeki başlıca bağıntılarla karşılaştırılması.....	39
Şekil 4.24 60-15°C deneyleri için mikrokanatlı boruda elde edilen f değerlerinin literatürdeki başlıca bağıntılarla karşılaştırılması.....	39
Şekil 4.25 Denklem 4.10 ve 4.11'in deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması	46
Şekil 4.26 Denklem 4.12 ve 4.13'ün deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması	47
Şekil 4.27 Denklem 4.14 ve 4.15'in deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması	47

Şekil 4.28 Denklem 4.17 ve 4.18'in deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması	48
Şekil 4.29 Denklem 4.16 ve 4.19'un deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	48
Şekil 4.30 Simüle ve mikrokanatlı borunun soğuma hali için sürtünme faktörü sonuçları	49
Şekil 4.31 Simüle ve mikrokanatlı borunun ısınma hali için sürtünme faktörü sonuçları	49
Şekil 4.32 Düz boru 1 için ısınma ve soğuma halinde sürtünme faktörü değişimi	51
Şekil 4.33 Düz boru 2 için ısınma ve soğuma halinde sürtünme faktörü değişimi	51
Şekil 4.34 Mikrokanatlı boru için ısınma ve soğuma halinde sürtünme faktörü değişimi	52

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Pürüzsüz borularda sürtünme faktörü bağıntıları	10
Çizelge 2.2 Mikrokanatlı borularda sürtünme faktörü bağıntıları	12
Çizelge 3.1 Deneylerde kullanılan borulara ait özellikler.....	18
Çizelge 3.2 Tesisattaki cihazlara ait teknik özellikler	18
Çizelge 4.3 Belirsizlik analizi sonuçları	19
Çizelge 4.1 Düz boru 1 için yüzdesel farklar	22
Çizelge 4.2 Düz boru 2 için yüzdesel farklar	23
Çizelge 4.3 Düz boru 1 ve düz boru 2 için hesaplanan f değerleri.....	24
Çizelge 4.4 Düz boru 1 için Re sayısı ve sürtünme faktörü verileri	40
Çizelge 4.5 Düz boru 2 için Re sayısı ve sürtünme faktörü verileri	41
Çizelge 4.6 Artış bölgesinde Re sayısı ve sürtünme faktörü verileri	42
Çizelge 4.7 Azalış bölgesinde Re sayısı ve sürtünme faktörü verileri	43
Çizelge 4.8 Artış bölgesindeki Re sayısı ve sürtünme faktörü verileri	44
Çizelge 4.9 Azalış bölgesindeki Re sayısı ve sürtünme faktörü verileri.....	45

İÇ YÜZEYİ PÜRÜZSÜZ VE MİKROKANATLI DÜŞEY BORULAR İÇİNDE AKAN SAF SUYUN BASINÇ DÜŞÜMÜNÜN DENEYSEL OLARAK BELİRLENMESİ

Alican ÇEBİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Bu çalışmada iç yüzeyi pürüzsüz ve mikrokantatlı düşey boruların tek fazlı akışta ısınma ve soğuma halindeki sürtünme karakteristikleri incelenmiştir. Her iki devresinde de saf su bulunan iç içe geçmiş borulu karşıt akımlı bir ısı değıştirici test düzeneği olarak kullanılmıştır. Basınç düşümü bir fark basınç ölçer yardımıyla ölçölmüş ve sürtünme katsayısı değeri hesaplanarak farklı deney halleri ve boru tipleri arasında karşılaştırmalar yapılmıştır. Mikrokantatlı boru ile eşdeğer yarıçapa sahip bir düz boru deneyde kullanılan diğeri düz borular yardımıyla simüle edilmiş ve mikrokantatlı boru ile karşılaştırılmıştır. Deneylerde elde edilen sonuçların literatürdeki korelasyonlar ile uyum sağladığı görölmüştür. Fiziksel özelliklerin değışiminden ötürü ısınma halinde elde edilen basınç düşümünün soğuma haline oranla yüksek olduğu görölmüştür. Tespit edilen sürtünme katsayısı değeri deneyel parametrelerle değışimi çalışma içerisinde sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Tek fazlı akış, Sürtünme faktörü, Basınç düşümü, Mikrokantatlı boru

ABSTRACT

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF PRESSURE DROP OF PURE WATER FLOWING INSIDE VERTICAL SMOOTH AND MICROFIN TUBES

Alican ÇEBİ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assc. Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

In this study, single phase friction factor behavior of smooth and microfin tubes under heating and cooling conditions in vertical pipe was investigated experimentally. A vertical double tube heat exchanger in counter flow condition was used as a test section using pure water for both inner and annulus flows. Pressure drop measured by using differential pressure transmitter and friction factor results were calculated and compared for both heating and cooling conditions and with different tube types. A smooth tube having the equivalent diameter with the microfin tube has been simulated by using two different smooth tube data and used for comparison with microfin tube. As a result of the analyses, experimental friction factors were found to be in a good agreement with those in the literature and correlated with various proposed empirical correlations for each investigated tube. During heating (aiding) conditions of the pure water in the inner tube, friction factors have larger values than those for the cooling (opposing) conditions due to the alteration of physical properties of pure water. Alteration of obtained friction factors by proposed correlations with mass flux and Reynolds number was also given in the thesis.

Keywords: Single phase flow, Friction factor, Pressure drop, Microfin tube

YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Endüstriyel sistemler çok farklı amaçlar için ısı transferi uygulamalarına ihtiyaç duyarlar. Günümüzde üretimin olduğu neredeyse her proseste ısı transferi gerçekleşmektedir. Bununla birlikte ısı transferi sadece üretimde değil, konfor uygulamalarından ve modern yaşamın vazgeçilmez cihazlarından uzay teknolojisine kadar geniş bir uygulama alanında kendisine ihtiyaç duyulan bir proses olma özelliği taşımaktadır. İki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı transferi prosesini gerçekleştiren cihazlar ısı değiştirici olarak tanımlanmaktadır.

Bahsedildiği kadar geniş bir alanda uygulanan ısı transferi ve dolayısıyla ısı değiştirici uygulamaları, sistemlerin daha düşük maliyet ve yüksek etkinlikle çalışmasını sağlamak açısından üzerine ilk düşülen konu olmaktadır. Isı transferi uzun zamandır çeşitli yöntemler kullanılarak iyileştirilmeye çalışılmaktadır. Bergles [1] ünlü çalışmasında bu konu ile ilgili dört binin üzerinde çalışma olduğunu rapor etmiştir. Her ne kadar iyileştirme yöntemlerinin kaç tane olduğu bilinmese de aktif ve pasif iyileştirme metotları ayrımı yapmak pek çok kaynakça uygun bulunmaktadır. Aktif yöntemler iyileştirmenin sağlanabilmesi için enerji kullanımını gerektirmektedirler. Isı transfer yüzeyine titreşim uygulamak [2] veya akışkana yönelik elektrohidrokinamik, ultrasonik ya da jet akışı ile etkilerde bulunmak popüler aktif yöntemler arasında gösterilebilmektedir [3]. Pasif metotlar ise genellikle akışın aktığı kanala uygulanan geometrik modifikasyonlardan oluşmaktadır. Boru yüzeyine uygulanan kaplamalar, yüzey arttırmak için kanatçık kullanımı, girdap (swirl) veya halka (coil) aparatları da fazlaca kullanılan pasif metotlar arasında sayılabilir. Bununla birlikte akışkana akışkanın ısı özelliklerini iyileştirici çeşitli katkı maddelerinin katılması da pasif metotlara dahil

edilebilmektedir. Pasif metotlarla ilgili daha kapsamlı inceleme çalışmaları için kaynak [4] ve [5]'e başvurulabilir.

Mikrokanatlı boru, elde edilen yüksek ısı transfer katsayıları ve pürüzsüz boruya göre görece düşük miktarda fazladan basınç kaybı meydana getirdiği için pasif metotlar arasında öne çıkan tercihlerden biri olmaktadır. Mikrokanatlı boru kavramı ilk olarak Fuji vd. [6] tarafından ileri sürülmüştür. Ekibin değişik kanat geometrileri ile yaptığı çalışmalarda mikrokanatlı boruların pürüzsüz borudan üç kat daha yüksek ısı transfer katsayılarına olanak verdiği görülmüştür. Boruda kullanılan kanatçıkların mikrokanat olarak nitelendirilebilmesi için kanat yüksekliği ile boru iç çapının oranının 0,02-0,04 aralığında olması gerekmektedir [7]. Bu aralığın dışında kalan kanat-boru çifti için kanatlı boru ifadesi kullanılmaktadır. Mikrokanatlı boruların kanatlı borulara göre avantajı çok daha az basınç düşümüne sebep olmalarıdır.

Düşey konumlu ısı değiştiricilerde akışkanın yoğunluk değişiminden dolayı oluşan kaldırma kuvvetine karşı veya doğru hareket ettiği uygulamalara rastlamak mümkündür. Söz konusu durumlarda akış üzerinde oluşan etki çift fazlı akışlarda büyük önem taşımaya rağmen tek fazlı akımlarda yüksek debilerde önemini kaybetmektedir. Boru içerisinden tek fazlı olarak akan bir akışkana bu durumun etkisinden ancak düşük debilerde söz etmek mümkündür. Örneğin bir boru içinden yukarı doğru ısınarak akan akışkanın yoğunluğu boru çıkışına doğru düşecektir. Yoğunluğun akış boyunca yukarı doğru gittikçe düşmesi, yoğunluk farkından dolayı oluşan kaldırma etkisinin akış ile aynı yönde olmasına ve hız profilinin değişimine sebebiyet verecektir. Bunun sebebi ise hız profilinin akış üzerine etkileyen basınç gradyanına göre şekil almasıdır. Bu durumun tersinden de söz etmek mümkündür. Yukarı doğru soğuyarak akan bir akışkan ise yoğunluğu yukarı doğru artacağından akışa ters yönde kaldırma kuvvetine maruz kalacak ve hız profili de buna göre değişecektir. Bu etkinin en yoğun olarak yaşandığı akış rejimleri genelde laminar ve geçiş bölgesi akışları olmakla birlikte boru geometrisine bağlı olarak türbülanslı akış başlangıçlarında da görülebilmektedir.

1.1 Literatür Özeti

Tezde yapılan çalışma düşey mikrokanatlı borudaki iç akışı incelediğinden dolayı literatür çalışması mikrokanatlı borular ve düşey borular üzerinde yapılan çalışmalar olarak iki kısma ayrılmıştır. Literatürde henüz düşey mikrokanatlı boru akışı incelemesi bulunmamaktadır.

1.1.1 Mikrokanatlı Boru Akışına Ait Çalışmalar

Wang vd. [8] 2500-40000 Re aralığında su kullanarak yedi farklı mikrokanatlı boru için ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerine inceleme yapmıştır. Sürtünme faktörünün 10000 Re sayısından itibaren neredeyse değişmediği gözlemlenmiş ve bu durum mikrokanatlı boruların tam pürüzlü şartları daha erken sağladığı şeklinde yorumlanmıştır. Çalışmada tanımlanan ısı transferi etkinlik artışı tanımına göre 6000'den küçük Re sayılarında %20'lik bir iyileşme söz konusu iken bu değer 6000-13000 Re arasında büyük artış göstermiştir.

Brogniaux vd. [9] tek ve çapraz yivli mikrokanatlı borular ile çalışma akışkanı olan su için ısı transferi ve basınç düşümünü incelemişlerdir. Deney aralığı 2500-50000 Re sayılarını kapsamaktadır. Çapraz yivli mikrokanatların normal mikrokanatlara göre daha fazla basınç düşümüne yol açtığı tespit edilmekle birlikte her iki tipteki borularda da ısı transferi açısından oldukça ufak bir fark gözlemlenmiştir. Mikrokanatlı boru bağıntılarının Pr sayısına bağlılığı ile ilgili yapılan çalışmada ise Pr üssünün boru geometrisine bağlı olmadığı, çalışmadaki tüm mikrokanatlı borular için 0,57 olduğu görülmüştür.

Su, etilen glikol ve R11'in değişik mikrokanat ve boru geometrilerinde basınç düşümünün deneysel olarak incelenmesi Wang ve Rose [10] tarafından yapılmıştır. Çalışmada toplam 21 farklı boru kullanılmış ve 2000-79000 Re sayıları arasında deneyler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar ile en uyumlu verinin Jensen ve Vlakancic [11], en uyumsuzunun ise Wang vd. [8] tarafından bulunanlar olduğu görülmüştür. Wang vd. bulduğu sonuç ile karşılaşılan uyumsuzluğun bu ekibin korelasyonlarında bulunan ampirik sabitin sonuçlara aşırı derecede duyarlı olmasından kaynaklandığı belirtilmiş ve bu ampirik sabit için yeni bir değer önerilmiştir.

Han ve Lee [12] 3000-40000 Re aralığında dört farklı mikrokanatlı boru ile yaptıkları deneysel çalışmanın sonucunda akışın türbülanslı bölgeye geçişinin düz boruya göre daha düşük Re sayılarında gerçekleştiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca kanat ucundaki boyutsuz hız bileşeninin pürüzlü borulardakinin aksine Re sayısına bağlı olduğu sonucuna varmışlardır.

Afroz ve Miyara [13] zikzak desenli mikrokanatlı borularda sürtünme faktörü bağıntısı geliştirmek için değişik kanat geometrilerinde deneysel çalışmalar yapmıştır. Çalışmalar 10000-65000 Re aralığında gerçekleştirilmiştir. Yazarlar zikzak desenindeki helis açısının artması ile basınç düşümünün arttığını tespit etmişlerdir. Aynı helis açısına ve kanat

geometrisine sahip spiral ve zikzaklı mikrokanatlı boruların karşılaştırılması yapıldığında ise spiral boruların her zaman daha düşük basınç düşümüne sahip olacağı sonucu çıkarılmıştır. Bu çıkarım ise zikzaklı geometrinin oluşturduğu ikincil akımların spiral geometride oluşanlara göre daha baskın nitelikte olması ile açıklanmıştır.

Siddique ve Alhazmy [14] su kullanarak tek fazlı akımda yaptıkları deneysel çalışmada mikrokanatlı bir boruya ait ısı transferi ve basınç düşümü konularını incelemişlerdir. Yapılan ısı transferi deneyleri sonucu bulunan Dittus-Boelter tipi bağıntı, Copetti [15], Chiou [16] ve Al-Fahed'in [17] sonuçları ile karşılaştırılmış ve bağıntının Chiou'nun [16] sonuçları ile uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Basınç düşümü deneyleri sonucunda elde edilen sonuçlarla oluşturulan bağıntının Haaland [18] ve Al-Fahed'in [17] geliştirdiği bağıntılar ile uyumlu sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Ancak yazarlar korelasyonu geliştirirken sürtünme faktörü sonuçlarında beklenmedik bir geçiş bölgesi gözlemledikleri için deney sonuçlarının büyük bir kısmını stabil olmayan bölgede kabul edip hesaba katmamışlardır.

Tam vd. [19] mikrokanatlı boru için farklı giriş geometrileri ve boru içinde akan akışkanın ısınması durumunda karşılaşılabilecek sürtünme faktörü ile ısı transferi sonuçlarını düz boru ile karşılaştırmalı olarak değerlendirmişlerdir. Deneyler sonucunda ısı transferinin laminar ve geçiş bölgesinde düz borudan çok büyük farklılıklar göstermediği tespit edilmiştir. Ancak geçiş bölgesinin son kısmında ısı transferi düz boru ile aynı eğriyi takip etmeyi bırakıp artış göstermekte ve belirli bir noktadan sonra düz boruya paralel bir çizgide ilerlemektedir. Sürtünme faktörü için yapılan deneyler sonucunda ise akışkanın ısınmasının, izotermal şartlara göre geçiş bölgesine girişi geciktirdiği bulgusuna ulaşılmıştır. Isı transferi için de izotermal şartlarda sürtünme faktörü deneylerinde görülen aynı sonuç gözlemlenmiştir.

Meyer ve Olivier [20] çalışmalarında üç farklı giriş geometrisine sahip mikrokanatlı boru için tek fazlı akışta basınç düşümünü deneysel olarak hesaplamışlardır. Deneylerdeki Reynolds sayısı 500-20000 arasında değişmektedir. Ölçümler sonucunda çan ağzı girişe sahip geometrideki laminar den türbülanslı akışa geçiş için kritik Reynolds sayısının en yüksek olduğu görülmüştür. Bununla birlikte tüm mikrokanat geometrilerinde geçiş Reynolds sayısının pürüzsüz borulardan daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Laminer-türbülanslı geçişinin iki bölgede gerçekleşmesi ise gözlemlenen diğer bir sonuç olmuştur. Söz konusu

ikinci geçiş bölgesi, mikrokanaatların akışa dönel hareket kazandırması sonucu gerçekleşmiş olabileceği belirtilmiştir.

elen vd. [7] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada düz ve mikrokanaatlı borular için basınç düşümü incelenmiş ve sonuçların önceki çalışmalarla karşılaştırması yapılmıştır. Deneyler 5725-31775 Re aralığında yapılmış ve sonuçlardan sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre kademeli olarak azaldığı grlmştr. Düz boru ile yapılan karşılaştırma sonucu mikrokanaatlı boruların daha fazla girdap hareketi oluşturmasından ötürü yüksek basınç düşümüne sahip oldukları sonucuna varılmıştır.

1.1.2 Düşey Boru Akışı zerine Yapılan alışmalar

Tanaka vd. [21] teorik çalışmalarında dikey bir borudaki zorlanmış konveksiyon durumunda süperkritik haldeki akışkanın soğuma ve ısınma hali için kayma gerilmesi analizini gerçekleştirmişlerdir. Yapılan analizler sonucu ağırlık ve sıcaklık değişimi dolayısıyla ortaya çıkan etkinin kayma gerilmesini ciddi oranlarda değiştirebildiğı grlmştr. Bununla birlikte söz konusu etkinin ısı transferine olan etkisi ise düşük oranlarda kalmıştır.

Easby [22] 2000-10000 Re aralığında aşığıya doğru akan azot için kaldırma etkisinin akış üzerindeki sonuçlarını deneysel olarak incelemiştir. Yazar, çalışmasında mevcut literatürdeki modellerden %20 daha düşük sürtünme katsayısı elde etmiştir. Erken tarihli çalışmada bulunan bu sonuçlar kayma gerilmesi profilinin dikey akıştaki ısıma-soğuma durumuna göre değişmesinin bir sonucu olarak yorumlanmıştır.

Saylor ve Joye [23] deneysel bir çalışma yaparak karışık konveksiyon durumunda yükseklik etkisiyle oluşıan basınç farkı için yeni bir hesaplama yöntemi geliştirmişlerdir. Deney akışkanı için su kullanılan çalışmada yeni hesaplama metodu, dikey boru üzerindeki çeşitli noktalardan alınan sıcaklık değerlerine göre boru içindeki su boyunca farklı yoğunluk değerlerinin bulunması ve bunların nümerik bir metotla statik basınç yükü hesaplamasında kullanılması şeklinde tanımlanmıştır. Deney sonuçlarında 2000-10000 Re sayıları arasında önerilen bağıntının uygulanılmasının uygun ve gerekli olduğu belirlenmiştir.

Parlatan vd. [24] deney akışkanı olarak suyu kullanarak 4000-9000 Re sayıları arasında dikey borudaki karışık konveksiyon durumu ve basınç düşümünü incelemiştir. Zorlamalı konveksiyon rejiminde sürtünme faktörünün yatay borudaki ile neredeyse aynı olduğu ancak

yoğunluk farkının etkisiyle oluşan kaldırma etkisi sonucu sürtünme faktörünün akışın tipine göre %25 oranında değişebildiği gözlemlenmiştir.

You vd. [25] nümerik çalışmalarında ısınan havanın dikey bir kanal içerisindeki akışını incelemişlerdir. Artan ısı akısı ile birlikte yukarı doğru akışta yüzey sürtünme katsayısı ve Nu sayısının önce azaldığı ancak sonra arttığı gözlemlenmiştir. Aşağı doğru akışta ise yüzey sürtünme katsayısında herhangi bir değişiklik meydana gelmemiş ancak Nu sayısı artmıştır. Dolayısı ile sürtünme karakteristikleri ile ısı transferi özellikleri arasında benzerlik olmadığı sonucuna varılmıştır.

Joye [26] dikey borudaki karışık konveksiyon durumunda basınç düşümü için momentum integral yöntemi ile yarı ampirik bir ifade oluşturmuştur. 11000 Re sayısına kadar kullanılabilen bağıntının bazı nümerik ve deneysel çalışmalarla karşılaştırılması sonucunda yer yer başarı göstermekle birlikte bazı modellerle uyumsuz olduğu tespit edilmiştir.

Busedra ve Soliman'ın [27] nümerik çalışmasında eğimli kanallardaki laminar, tam gelişmiş karışık konveksiyonda kaldırma etkisi destekli ve karşıtı olan akımlar için ısı transferi ve basınç düşümü incelenmiştir. Çalışmada uniform ısı akısı ve uniform duvar sıcaklığı modelleri ayrı ayrı uygulanmıştır. Yukarı doğru akışta sürtünme katsayısının her iki sınır şartı modeli için de arttığı gözlemlenmiştir. Ancak yüksek Gr sayılarında uniform ısı akısında gözlemlenen sürtünme katsayısı uniform duvar sıcaklığı modelindekinden daha büyük değer almıştır. Aşağı akışlarda ise uniform ısı akısındaki tüm sürtünme katsayısı değerleri diğer sınır şartından daha yüksek seviyelerde kalmıştır.

Kang ve Chung [28] dikey boruda karışık konveksiyon için ağırlık etkisinin incelenmesinde kullanılacak boyutlu veya boyutsuz parametrelerde seçilecek karakteristik uzunluk ile ilgili oldukça önemli bir çalışma yapmışlardır. 4000-14000 Re sayısı aralığında gerçekleştirilen deneyler sonucunda sırasıyla çap sabit tutularak boru uzunluğu arttırılmış ve ardından boru uzunluğu sabit tutularak çap değiştirilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda dikey borularda yoğunluk farkı dolayısıyla oluşacak kaldırma etkisinin hesaplanmasında boru uzunluğunun kullanılması gerektiği sonucu ortaya çıkmıştır.

1.2 Tezin Amacı

Literatürde ısı transferini iyileştirmek için çok sayıda yöntem mevcuttur. Mikrokanat uygulamaları hem geniş bir uygulama alanında kullanılabilmeleri hem de ısı transferini büyük ölçüde arttırırken görece daha düşük basınç düşümü artışlarına sebep olduklarından dolayı pasif yöntemler içinde öne çıkmaktadırlar. Literatürde tek fazlı akımda düşey konumdaki mikrokanatlı borulardaki akışlar için herhangi bir çalışma bulunmamaktadır. Dolayısı ile bu çalışma ile hedeflenen iç yüzeyi mikrokanatlı düşey durumda bulunan bir boru için basınç düşümünün deneysel olarak incelenmesi ve sürtünme faktörünün tespit edilmesidir. Karşıt durumlu akış için elde edilecek olan sonuçlar literatürdeki mevcut bağıntılarla karşılaştırılacak ve sürtünme faktörü için yeni bağıntılar geliştirilecektir.

1.3 Hipotez

Yukarı doğru tek fazlı akışta soğumaya maruz kalan akışkan için ters yönde etkiyecek bir kaldırma kuvveti etkisinden söz etmek mümkündür. Benzer şekilde ısınarak akan bir akışkana da akış yönünde bir kaldırma kuvveti etkiyecektir. Literatürde mikrokanatlı borular için söz konusu şartları sağlayan bir çalışma bulunmamaktadır. Deneysel sonuçlar ile bahsedilen kaldırma etkisinin basınç düşümü ve sürtünme faktörü üzerine olan etkileri incelenebilecektir.

BÖLÜM 2

TEORİK TEMELLER

2.1 Boru İçi Akışta Sürtünme Faktörü

Mühendislik sistemlerinde boru içi akış uygulamaları pek çok alanda mevcuttur. Boru içinde akan bir akışkanın hızı ile ilgili olarak farklı akış karakteristikleri gösterdiği ilk olarak Alman mühendis Hagen tarafından gözlemlenmiş ve yaklaşık 44 yıl sonra İngiliz mühendis Reynolds tarafından ayrıntılı bir şekilde açıklanmıştır. Düşük hızlarda akış laminar olmakta iken hızın artmasıyla birlikte laminar-türbülanslı geçişinin yaşandığı bir bölge yer almakta, daha da artan hızlarla birlikte türbülanslı akış rejimine geçilmektedir. Türbülanslı akımda hız çalkantıları yüksek mertebelerde olmakta ve hız bileşenleri ortalama hızın %1 ile %20'si arasında anlık değişimler gösterebilmektedirler.

Reynolds, çalışmaları sonucunda akış karakteristiğinin boyutsuz bir sayı ile ifade edilebildiğini tespit etmiştir. Bu sayı atalet kuvvetleri ile viskoz kuvvetlerin oranı şeklinde tanımlanmaktadır. Reynolds sayısı (Re) deneni ifade aşağıdaki gibidir.

$$Re = \frac{V.D}{\nu} = \frac{\rho.V.D}{\mu} \quad (2.1)$$

Boru içindeki akış rejimleri için kesin değerler olmamakla birlikte genel olarak $Re \approx 2300$ 'den altı laminar olarak kabul edilir. Daha yüksek Re sayıları için kaynaklarda değişik tanımlar mevcuttur. Örneğin Çengel [29] 2300-4000 Re aralığını geçiş bölgesi olarak kabul etmekte ve 4000'den büyük Re sayıları için türbülanslı kabulünü yapmaktadır. Ancak White [30] ise 10000 Re'a kadar olan bölgeyi geçiş akışı olarak değerlendirmektedir. Akışın bulunduğu

ortamın şartlarına göre daha yüksek Re sayılarında türbülansa geçişin gerçekleşebileceği de unutulmamalıdır.

Boru içi akışın temelleri ve gerçekleşme mekanizması, geçmişten günümüze çok sayıda çalışmaya konu olmuş ve bu alanın tatmin edici düzeyde bir açıklamaya kavuşması için çok fazla emek harcanmıştır. Buna rağmen boru içi akışın karmaşık yapısından dolayı analitik çözümler sadece laminar rejimde, akış için bir takım basitleştirmeler yapılarak üretilebilir. Türbülanslı akıştaki belirsizlikler ve akışkan parçacıklarının rastgele hareketlerinden ötürü ise klasik momentum denklemlerini olduğu gibi kullanmak mümkün olmamaktadır. Türbülanslı akış çözümünde ihtiyaç duyulan türbülans kayma gerilmesi ifadesi için çok farklı modeller geliştirilmiş olup bunların çözümü de genellikle nümerik yöntemlerle mümkün olmaktadır. Ayrıca bu modellerin geliştirilmeleri esnasında yapılan kabullerden ötürü bir modelin her tip akış için kullanımı da doğru sonuçlar vermemektedir. Dolayısı ile akışkanlar mekaniği alanında deneysel çalışmalar ve bu çalışmalardan elde edilen ampirik ifadelerle güvenmek, akış analizinde günümüzde bulunduğumuz nokta dikkate alındığında hala daha doğru bir tercih olmaktadır. Ayrıca belirli tip akışlar için üretilmiş olan modellerin doğrulamaları da bu ifadeler ve deney sonuçları ile sağlanmalıdır.

2.2 Boru İçi Akışta Basınç Düşümü ve Sürtünme Faktörü

Akış kesitinden ve tipinden bağımsız olarak bir akışkanın kanal içindeki basınç düşümü Darcy-Weisbach denklemi ile bulunur. Bu denkleme göre basınç düşümü ΔP aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.2)$$

Bu ifadedeki f bir boyutsuz parametre olup, Fransız mühendis Henry Darcy'ye ithafen Darcy sürtünme faktörü olarak adlandırılmıştır. Sürtünme faktörü laminar boru içi akışlarda sadece Re sayısının bir fonksiyonu olmasına rağmen bu rejimin dışındaki bölgelerde çok farklı parametrelere bağlı olarak genellikle ampirik ve yarı ampirik bağıntılar kullanılarak tespit edilebilmektedir.

Mikrokanatlı boru akışı için hidrolik çap hesaplanmasında değişik ifadeler kullanılabilir [9, 11, 44]. Bu çalışmada ise Marner vd. [50] tarafından önerilen ve aşağıdaki şekilde ifade edilen eşdeğer yarıçap kullanılmıştır:

$$D_e = D_o - 2t \quad (2.3)$$

Bu ifadeye göre hidrolik çap kanat dibi mesafesi kullanılarak tanımlanmıştır.

Prandtl, 1935 yılında logaritmik yasayı kullanarak ortalama hızı hesaplamış ve boru içindeki türbülanslı akış için aşağıdaki denklemi ifade etmiştir:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} \approx 2 \log(\text{Re} \cdot f^{1/2}) - 0,8 \quad (2.4)$$

Laminer akışta sadece Re sayısının bir fonksiyonu olan sürtünme faktörü türbülanslı akışta ise yüzey pürüzlüğüne de bağlıdır. Bu olgu ilk olarak Nikuradse tarafından boruların iç yüzeyine kum tanecikleri yapıştırarak pürüzlü yapıyı simüle ettiği deneylerinde gözlemlenmiştir. Nikuradse, yaptığı deneylerde sürtünme katsayısının laminer bölgede değişmediğini ancak türbülanslı bölgeden itibaren farklı boru pürüzlülüklerinde farklı eğriler çizdiğini tespit etmiş ve bu değişimin pürüzlülük ile orantılı olarak gerçekleştiğini keşfetmiştir. Ancak türbülanslı akımda sürtünme faktörü belirli bir Re sayısından sonra sabit kalmaktadır. Bu da türbülanslı akışın belirli bir noktadan sonra Re sayısının bir fonksiyonu olmadığını göstermektedir. Bunun sebebi ise yüksek Re sayılarında laminer alt sınır tabakanın ortadan kalkmasıdır.

Pürüzsüz borularda sürtünme faktörünün bulunması için önerilen bazı bağıntılar Çizelge 2.1’de verilmiştir.

Çizelge 2.1 Pürüzsüz borularda sürtünme faktörü bağıntıları

Model	Bağıntı
Blasius [31]	$f = 0,316 \cdot \text{Re}^{-1/4} \quad (\text{Re} < 20000)$ $f = 0,184 \cdot \text{Re}^{-1/5} \quad (\text{Re} > 20000)$
Filonenko [32]	$f = (0,79 \cdot \ln \text{Re} - 1,64)^{-2}$

Çizelge 2.1 Pürüzsüz borularda sürtünme faktörü bağıntıları (devam)

Model	Bağıntı
Danish [33]	$\frac{1}{2\sqrt{f}} = A - \frac{1,73718 \cdot A \cdot \ln A}{1,73718 + A} + \frac{2,62122 \cdot A \cdot (\ln A)^2}{(1,73718 + A)^3}$ $+ \frac{3,03568 \cdot A \cdot (\ln A)^3}{(1,73718 + A)^4}$ $A = 4 \cdot \log Re - 0,4$
Churchill 1973 [34]	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\left[\left(\frac{\varepsilon}{D} \right) / 3,7 \right] + (7/Re)^{0,9} \right]$
Churchill 1977 [35]	$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}}$ $A = \left\{ -2 \log \left[\left[\left(\frac{\varepsilon}{D} \right) / 3,7 \right] + \left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} \right] \right\}^{16}$ $B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}$
Hrycak ve Andrushkiw [36]	$f = 3,1 \cdot 10^{-3} + 7,125 \cdot 10^{-5} Re - 9,7 \cdot 10^{-10}$
Bhatti ve Shah [37]	$f = A + \frac{B}{Re^{\frac{1}{m}}}$ $Re < 2100 \rightarrow A = 0 \quad B = 16 \quad m = 1$ $2100 < Re < 4000 \rightarrow A = 0,0054 \quad B = 2,3 \cdot 10^{-3} \quad m = -\frac{2}{3}$ $Re > 4000 \rightarrow A = 1,28 \cdot 10^{-3} \quad B = 0,1143 \quad m = 3,2154$
Moody [40]	$f = 0,184 \cdot Re^{-1/5}$

Çizelge 2.1 Pürüzsüz borularda sürtünme faktörü bağıntıları (devam)

Model	Bağıntı
Sonnad ve Goudar [41]	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 0,8686 \ln \left[\frac{0,4587 Re}{\frac{s}{s(s+1)}} \right]$ $S = 0,124 \frac{\varepsilon}{D} Re + \ln(0,4587 Re)$
Easby [22]	$\frac{f}{f_o} = 1,006 - 5,13 \frac{Gr}{Re^2}$

Mikrokanatlı borularda sürtünme faktörü tespiti için geçmişten günümüze çok farklı bağıntılar üretilmiştir. Bunlardan bir kısmı [43, 44, 45, 8] kanat ve boru geometrilerini kullanarak bu işlemi gerçekleştirmişken diğer kısmı [14, 42, 46] ise Blasius tipi bir ifade geliştirerek geometriden bağımsız sürtünme faktörü değerleri bulmuşlardır. Bu bağıntılardan bazıları Çizelge 2.2’de görülmektedir.

Çizelge 2.2 Mikrokanatlı borularda sürtünme faktörü bağıntıları

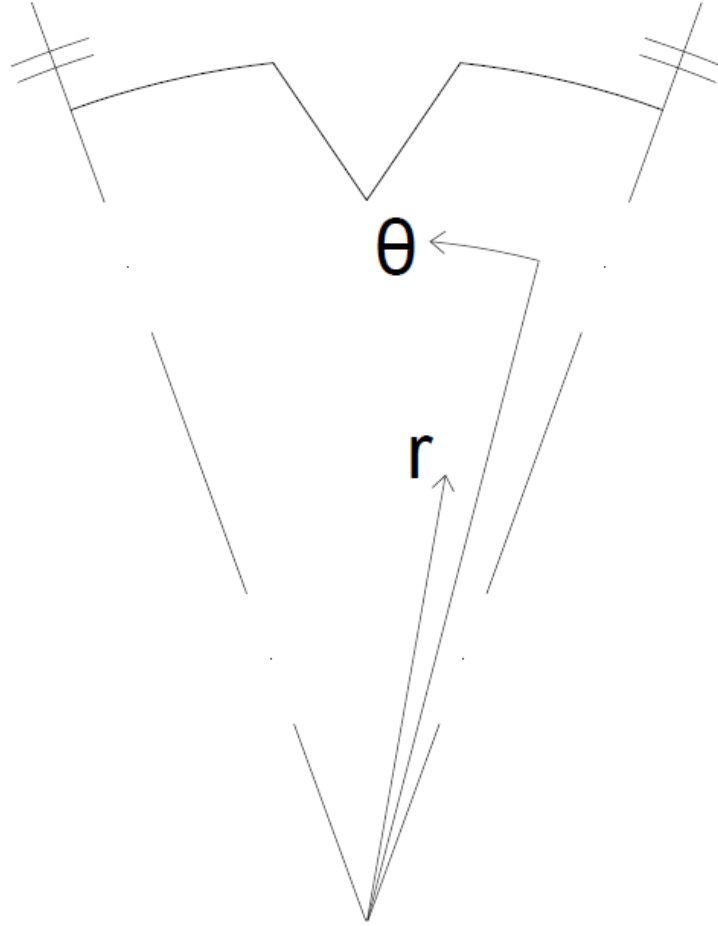
Model	Bağıntı
Siddique ve Alhazmy [14]	$f = 0,907 Re^{-0,286}$
Al Fahed vd. [42]	$f = 0,9978 Re^{-0,2943}$
Zdaniuk vd. [43]	$f = 0,128 Re^{-0,305} n^{0,235} \left(\frac{e}{D} \right)^{0,319} \alpha^{0,397}$
Carvanos [44]	$f = 0,046 Re^{-0,2} \left(\frac{d}{d_h} \right)^{1,2} \left(\frac{A}{A_n} \right)^{0,5} (\sec \alpha)^{0,75}$

Çizelge 2.2 Mikrokanatlı borularda sürtünme faktörü bağıntıları (devam)

Model	Bağıntı
Wang vd. [8]	$\sqrt{\frac{f}{2}} = \frac{e^+}{Re} \left(\frac{D_i}{e} \right)$ $e^+ < 23 \rightarrow e^+ = 0,1407 + 0,093675X_f + \frac{0,58464}{\ln X_f}$ $e^+ > 23 \rightarrow e^+ = 0,07313 + 0,09511X_f$ $X_f = Re \left(\frac{e}{D_i + \lambda} \right) \frac{n^{0,25}}{(\cos \alpha)^{0,5}}$
Haaland [18]	$f = \frac{0,3086}{\left\{ \log \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} \right)^{1,11} \right] \right\}^2}$
Goto [46]	$f = 1,47 \cdot 10^{-4} Re^{0,53} \quad (2000 \leq Re \leq 2600)$ $f = 0,046 Re^{-0,2} \quad (2600 < Re \leq 6500)$ $f = 1,23 \cdot 10^{-2} Re^{0,21} \quad (6500 < Re \leq 12500)$ $f = 9,2 \cdot 10^{-3} \quad (12500 < Re)$
Ravigururajan ve Bergles [45]	$\frac{f}{f_{FI}} = \left\{ 1 + \left[29,1 Re^{a_1} \left(\frac{h}{d} \right)^{a_2} \left(\frac{p}{d} \right)^{a_3} \left(\frac{\alpha}{90} \right)^{a_4} (1 + 1,47 \cos \theta) \right]^{\frac{15}{16}} \right\}^{\frac{16}{15}}$ $f_{FI} = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2}$ $a_1 = 0,67 - \frac{0,06p}{d} - \frac{0,49\alpha}{90}$ $a_2 = 1,37 - \frac{0,157p}{d}$ $a_3 = -1,66 \cdot 10^{-6} Re - \frac{0,33\alpha}{90}$ $a_4 = 4,59 + 4,11 \cdot 10^{-6} Re - \frac{0,15p}{d}$

2.3 Türbülanslı Akışta Mikrokanatlı Boru Modeli

Literatürde düz borularda akış için oldukça fazla sayıda matematik modele rastlamak mümkünken aynı durum mikrokanatlı borular için geçerli değildir. Düz bir borudakinden farklı olarak mikrokanatlı boruda hızın radyal ve açısal bileşeni de değişir. Ayrıca düz boruda hız için sadece duvar ile olan yakınlık söz konusu iken mikrokanatlı boruda kanat yüzeyi ile olan mesafe de önem kazanmaktadır. Boru kesitinde simetrik bir yapı söz konusu olduğundan dolayı kurulacak matematik model, Şekil 2.1’de gösterildiği gibi tek bir kanatçık ve bu kanatçığa komşu kanatçıklar arasındaki mesafenin yarısı göz önüne alınarak oluşturulan bir dilim üzerinde gösterilebilir. Şekil 2.1’de z ekseni sayfa düzlemine normaldir.



Şekil 2.1 Mikrokanat dilimi

İkincil akış hareketlerinin hesaba katılmadığı kabulünü yaparsak tam gelişmiş türbülanslı akış için Patankar ve arkadaşlarına [47] göre momentum denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r(\mu + \mu_t) \frac{\partial w}{\partial r} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial w}{\partial \theta} \right] = \frac{dP}{dz} \quad (2.4)$$

Patankar vd. [47] türbülans modellemesi için karışım uzunluğuna dayalı bir model geliştirmişlerdir. Prandtl tarafından tanımlanan karışım uzunluğu, türbülans gerilmelerinin tespitinde kullanılan, akış değişkenlerinin bir fonksiyonudur:

$$\tau_t = \mu_t \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = \rho l_k^2 \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right)^2 \quad (2.5)$$

Kurulan modele göre karışım uzunluğu; kanatçıkların olmadığı, sadece boru yüzeyinin bulunduğu hal (l_p) ve kanatçık için oluşturulan (l_c) uzunlukların süperpozisyonu şeklinde tanımlanmıştır:

$$\frac{1}{l_k} = \frac{1}{l_p} + \frac{1}{l_c} \quad (2.6)$$

Boru için Nikuradse'nin geliştirdiği modeldeki karışım uzunluğu formülasyonu kullanılmış, kanatçık için ise yine aynı formda bir ifade geliştirilmiştir.

Daha yeni tarihli bir çalışma olan Liu ve Jensen'in [48] modelinde ise akış merkezde akan tam gelişmiş türbülanslı bölge ve kanat-çeper yakınlarındaki bölgeler olmak üzere ikiye ayrılmış ve kanat-çeper bölgesi için k-ε modeli uygun görülmüştür. Patankar vd. [47] göre kullanımı uygun görülmeyen k-ε modeli bu çalışmada deneysel verilerle uyumlu sonuçlar vermiştir.

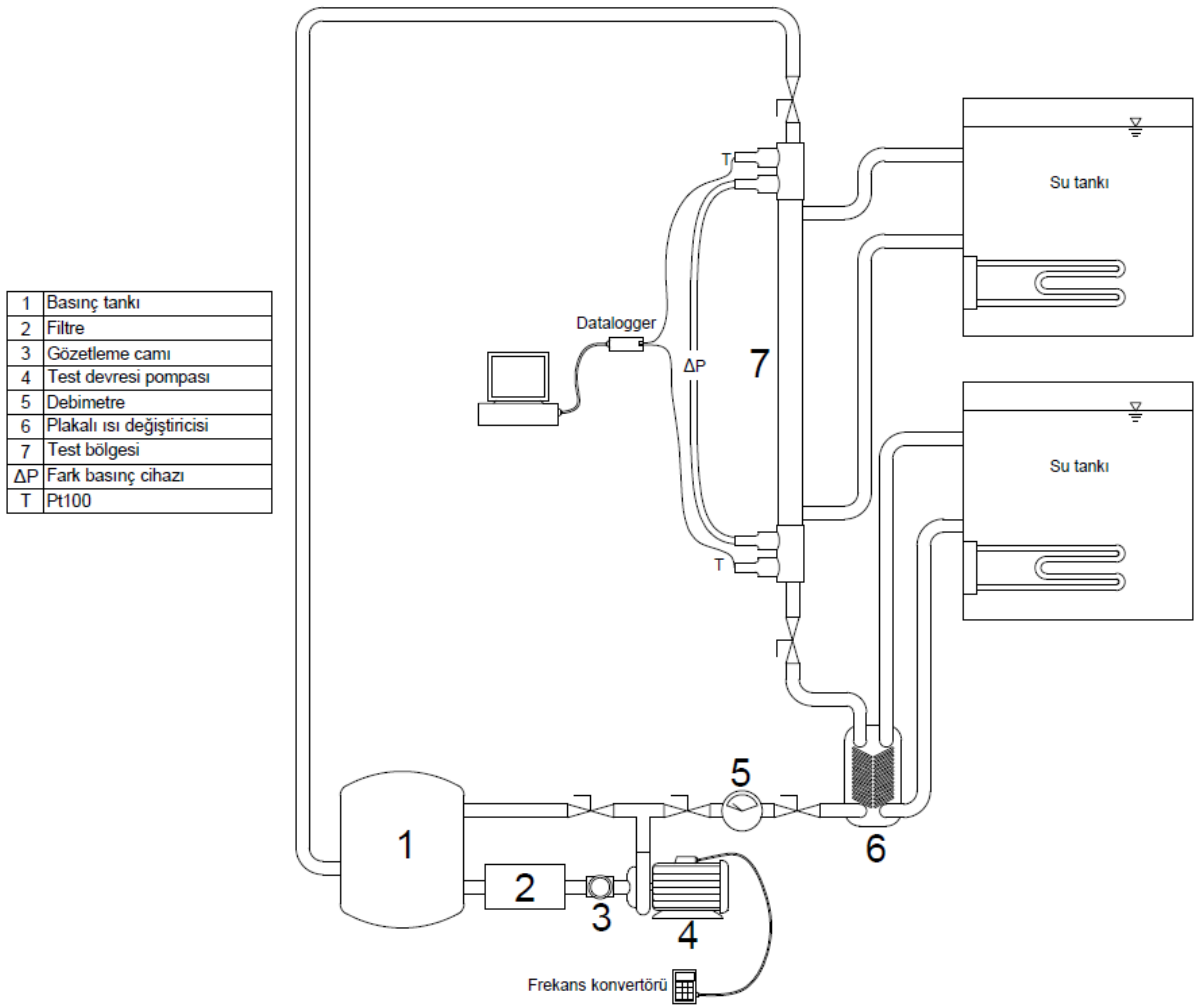
BÖLÜM 3

DENEY TESİSATI

3.1 Tesisatın Genel Yapısı ve Çalışma Devreleri

Deneyde amaçlanan içten düşey konumdaki, aşağıdan yukarı ısınarak ve soğuyarak akan mikrokanaatlı ve pürüzsüz borulardaki basınç düşümünün belirlenmesidir.

Deney tesisatının şeması Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Düşey boru test bölgesi olarak çift borulu bir ısı değıştirici kullanılmıştır. Isı değıştiricinin iç borusu, ölçüm yapılacak olan boruya göre pürüzsüz veya mikrokanaatlı olabilmektedir. Deney tesisatında boru içi ve dışında çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Sistemde toplam üç adet kapalı su çevrimi bulunmaktadır. Bunlar test akışı, sıcak akış ve soğuk akış devreleridir. Sıcak akış devresindeki su tarafından plakalı ısı değıştiricisinde ısıtılan test akışı, çift borulu ısı değıştiricinin içinden akmakta iken soğuk akışkan halka bölümünde akmaktadır. Bu düzen ısınma deneylerinde tersine çalıştırılmakta ve plakalı ısı değıştiriciye soğuk su gönderilip test akışı soğutulurken halka bölümüne sıcak akış gönderilerek test akışı ısıtılmaktadır. Test akış devresindeki su şebekeden kullanılmakta ve sisteme alınıp basınçlandırılmadan önce arıtıcıdan geçmektedir. İç boruda akan bu akışkanın debisi frekans konvertörlü bir pompa yardımıyla istenilen değerlere getirilebilmektedir. Sıcak ve soğuk devre akışkanları iki ayrı tankta ayarlanan sıcaklığa göre ısıtılmakta veya soğutulmaktadırlar. Her iki tankın da kendi bünyesinde akışkanları sisteme besleyecek pompaları bulunmakta ve bu pompalar 400 L/h sabit debi ile çalışmaktadırlar. Ayrıca tankların boyutları dolayısı ile içlerinde bulunan suyu uniform bir şekilde ısıtma/soğutma sorununu engellemek için her bir tankın içerisinde iki adet akvaryum pompası tank içi sirkülasyonu sağlamaktadır.



Şekil 3.1 Deney tesisatının şematik gösterimi

Test devresi istenilen basınca geldiğinde şebeke beslemesi kapatılmakta ve frekans konvertörlü pompa yardımıyla sirkülasyon başlatılmaktadır. Bu esnada daha önceden istenilen değerlere ayarlanmış olan tanklardaki akışkanlar da sistemde ilgili oldukları bölgelere tank pompaları vasıtası ile gönderilmeye başlanırlar. Akışın sürekli rejime girme durumu sistemde bulunan ölçüm cihazları yardımıyla datalogger’den bilgisayara aktarılan verilerin incelenmesi ile tespit edilir. Sürekli rejim durumundaki belirleyici kriter test devresi çıkış sıcaklığıdır. Bu sıcaklığın zamana bağlı olarak değişmediği tespit edildiğinde ölçümler kayıt altına alınmaya başlanır.

3.2 Test Devresi ve Deney Boruları

Düşey mikrokanaatlı boruda sıcaklık farkından doğan kaldırma etkisini incelemek ve bu boru ile aynı çapa sahip düz borunun simülasyonu için özellikleri Çizelge 3.1’de verilen bir adet

mikrokanatlı ve iki adet düz boru kullanılmıştır. Test bölgesinin uzunluğu 1,1 m'dir. Boru içerisindeki türbülanslı akışta giriş etkilerinin önemini kaybedip tam gelişmiş akış şartlarının sağlanması için boru çapının on katı kadar bir uzunluğa ihtiyaç duyulmaktadır [29]. Deney tesisatında ise bu uzunluk çapın yaklaşık on üç katı kadar tutulmuştur.

Çizelge 3.1 Deneylerde kullanılan borulara ait özellikler

	Düz boru 1	Düz boru 2	Mikrokanatlı boru	Simüle boru
D_i (mm)	6	8	7,48	7,48
D_o (mm)	8	10	8	9,48
t (mm)	1	1	0,26	1
e (mm)	-	-	0,22	-
p (mm)	-	-	0,59	-
α (°)	-	-	35	-
n	-	-	65	-

3.3 Deney Ekipmanları

Şekil 3.1'de görülebilecek olan cihazlara ait teknik özellikler Çizelge 3.2'deki gibidir.

Çizelge 3.2 Tesisattaki cihazlara ait teknik özellikler

Cihaz Adı	Teknik Özellikleri
Fark basınç ölçer	Doğruluk: %0,03 Ölçüm aralığı: 0-1250 mbar
Sıcaklık ölçer (RTD, Pt100)	Prob çapı: 3 mm Dalma boyu: 50 mm
Su tankı	Hacim: 0,25 m ³ Isıtma ve soğutma özelliği

Çizelge 3.2 Tesisattaki cihazlara ait teknik özellikler (devam)

Cihaz Adı	Teknik Özellikleri
Datalogger	64 kanallı
Debimetre	Doğruluk: %2,5 Ölçüm aralığı: 0,1-25 L/dk
Tank pompası	Çalışma debi aralığı: 0,2-1,9 m ³ /h
Test devre pompası	Çalışma debi aralığı: 1-6,5 L/dk

3.3.1 Belirsizlik Analizi

Deney süresince test devresine beslenen suyun çeşitli özellikleri ölçülmekte ve elde edilen verilere göre hesaplamalarda kullanılacak olan suyun fiziksel özellikleri EES programı aracılığıyla belirlenmektedir. Hesaplamalar sonucu bulunacak değerlere ait belirsizlik analizi için Moffat [49] tarafından önerilen, hesaplanan özellik için işleme alınan tüm parametrelere ait doğruluk değerlerini kullanan metot uygulanmıştır. Buna göre yapılan belirsizlik analizine ait sonuçlar Çizelge 3.3'te gösterildiği gibidir.

Çizelge 4.3 Belirsizlik analizi sonuçları

Parametre	Belirsizlik
T (°C)	0,375-0,6
$\dot{V}$ (L/dk)	%2,5
ΔP (mbar)	%0,03
Re	%2,69-%3,125
f	%5,099-%5,164

DENEY SONUÇLARI VE DENKLEM TÜRETİLMESİ

4.1 Deney Tesisatının Doğrulanması

Deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlar tesisatın yapısı dolayısı ile farklı deney sistemlerinde birbirlerinden farklı sonuçlar verebilmektedirler. Yapılacak deneylerden elde edilecek sonuçların güvenilir olması için öncelikle deney tesisatından elde edilecek sonuçların literatürde mevcut bağıntılar ile karşılaştırılması ve çıkan farkların gözlemlenmesi gerekmektedir.

Bölüm 3'te bahsedilen deney sisteminin doğrulanması işlemi düz boru 1 ve düz boru 2'nin izotermal şartlar altında basınç düşümlerinin ölçülmesi ve buradan elde edilen sonuçlar ile Bölüm 2'de verilen bazı bağıntılara ait sonuçlarının karşılaştırılması şeklinde yapılmıştır.

Doğrulama işlemi için kullanılan bağıntılar aşağıdaki gibidir:

Blasius [31] denklemi;

$$\begin{aligned} f &= 0,316 \cdot \text{Re}^{-1/4} \quad (\text{Re} < 20000) \\ f &= 0,184 \cdot \text{Re}^{-1/5} \quad (\text{Re} > 20000) \end{aligned} \quad (4.1)$$

Filonenko [32] denklemi;

$$f = (0,79 \cdot \ln \text{Re} - 1,64)^{-2} \quad (4.2)$$

Churchill [34] denklemi;

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\left[\left(\frac{\varepsilon}{D} \right) / 3,7 \right] + (7/\text{Re})^{0,9} \right] \quad (4.3)$$

Manadilli [38] denklemi;

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{95}{\text{Re}^{0,983}} - \frac{96,82}{\text{Re}} \right) \quad (4.4)$$

Swamee ve Jain [39] denklemi;

$$f = \frac{0,25}{\left\{ \log \left[\left[\left(\frac{\varepsilon}{D} \right) / 3,7 \right] + \left(5,74 / \text{Re}^{0,9} \right) \right] \right\}^2} \quad (4.5)$$

Moody [40] denklemi;

$$f = 0,184 \cdot \text{Re}^{-1/5} \quad (4.6)$$

Sonnad ve Goudar [41] denklemi;

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 0,8686 \ln \left[\frac{0,4587 \text{ Re}}{S^{\frac{S}{S+1}}} \right] \quad (4.7)$$

$$S = 0,124 \frac{\varepsilon}{D} \text{ Re} + \ln(0,4587 \text{ Re})$$

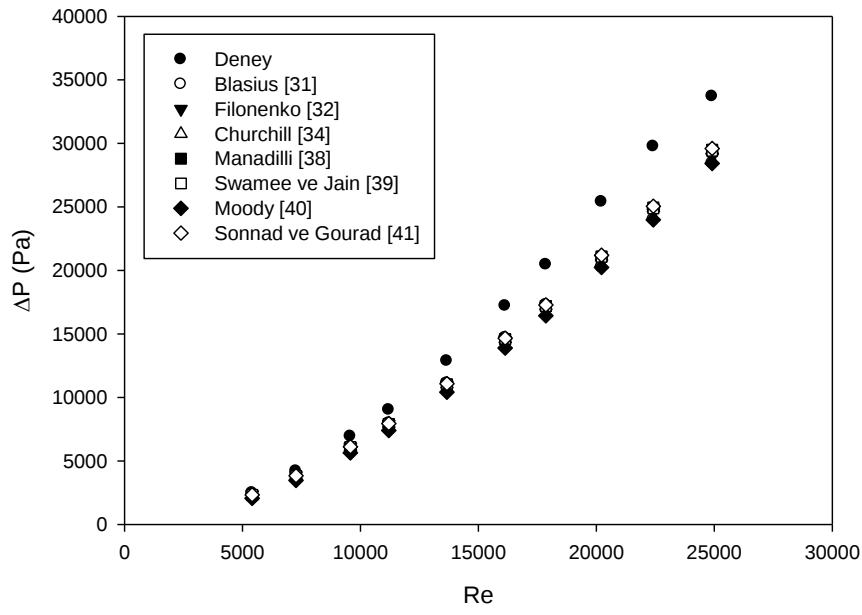
Doğrulama işleminde aşağıdaki sıra izlenmiştir:

- 1) Deney ölçümlerinden elde edilen değerlerin yukarıda verilen denklemlerden sürtünme faktörünün elde edilmesi için kullanılması,
- 2) Sürtünme faktörü sonuçlarından denklem (2.2) yardımıyla basınç düşümüne geçilmesi,
- 3) Elde edilen basınç düşümünün deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması.

Doğrulama işleminin sonunda ayrıca izotermal şartlar için düz boru 1 ve düz boru 2’de kullanılabilecek sürtünme faktörü bağıntıları da elde edilmiştir.

4.1.1 Düz Boru 1 için Doğrulama Sonuçları

İzotermal şartlar altında yapılan deneyler sonucu düz boru 1 için elde edilen basınç düşümü ve bağıntılarla karşılaştırılması Şekil 4.1’de verilmiştir.



Şekil 4.1 Düz boru 1 için doğrulama sonuçları

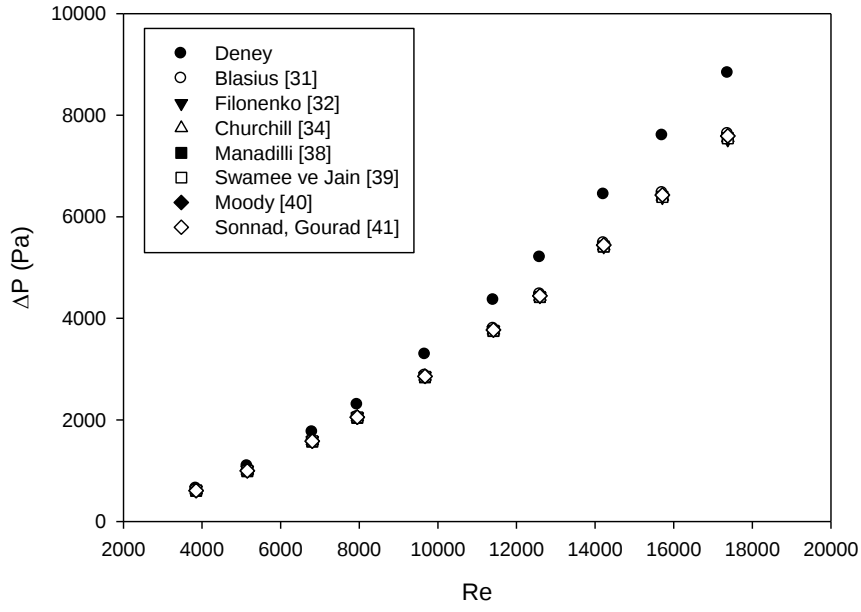
Düz boru 1 için elde edilen sonuçların verilen bağıntılar ile aralarındaki yüzdesel farklar Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 Düz boru 1 için yüzdesel farklar

	Blasius [31]	Filonenko [32]	Churchill [34]	Manadilli [38]	Swamee ve Jain [39]	Moody [40]	Sonnad ve Gourad [41]
Ortalama yüzdesel hata	%16,3	%15,7	%15,1	%15,3	%15,2	%18,4	%12,7

4.1.2 Düz Boru 2 için Doğrulama Sonuçları

İzotermal şartlar altında yapılan deneyler sonucu düz boru 2 için elde edilen basınç düşümü ve korelasyonlarla karşılaştırılması Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.2 Düz boru 2 için doğrulama sonuçları

Düz boru 2 için elde edilen sonuçların verilen korelasyonlar ile aralarındaki yüzdesel farklar Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2 Düz boru 2 için yüzdesel farklar

	Blasius [31]	Filonenko [32]	Churchill [34]	Manadilli [38]	Swamee ve Jain [39]	Moody [40]	Sonnad ve Gourad [41]
Ortalama yüzdesel hata	%13,8	%13,6	%14,1	%14,8	%14,3	%19,1	%12,2

Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2 yardımıyla görüleceği gibi literatürde bulunan sonuçlarla deney tesisatından elde edilen sonuçlar büyük oranda örtüşmektedir. Her iki boru için de en yüksek uyum Sonnad ve Gourad [41] modeli ile sağlanmıştır.

4.1.3 Düz Boru 1 ve Düz Boru 2 için İzotermal Sürtünme Faktörü Denklemlerinin Elde Edilmesi

Aşağıdan yukarıya sıcaklık değişimine uğramadan akan tek fazlı akış için düz boru 1 ve düz boru 2'den elde edilen deney verilerine göre sürtünme faktörü ifadeleri geliştirilmiştir. Düz boru 1 ve düz boru 2 için deney sonucunda hesaplanarak bulunan f değerleri ve karşılık geldikleri Re sayıları Çizelge 4.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.3 Düz boru 1 ve düz boru 2 için hesaplanan f değerleri

	Veri	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Düz Boru 1	Re	5411	7267	9574	11204	13662	16136	17856	20217	22413	24904
	f	0,0396	0,0375	0,0361	0,0347	0,0338	0,0328	0,0323	0,0318	0,0308	0,0288
Düz Boru 2	Re	3848	5151	6804	7951	9671	11414	12595	14218	15713	17374
	f	0,0438	0,0412	0,0387	0,0374	0,0365	0,0351	0,0347	0,0340	0,0332	0,0318

Çizelge 4.3'ten elde edilen veriler kullanılarak Curve Expert programı ile her bir boru için Blasius tipi f denklemi elde edilmiştir. Denklem 4.8 düz boru 1 için, denklem 4.9 ise düz boru 2 için elde edilmiş olup aşağıda gösterildiği şekildedirler:

$$f = 0,1952 \cdot Re^{-0,1849} \quad (4.8)$$

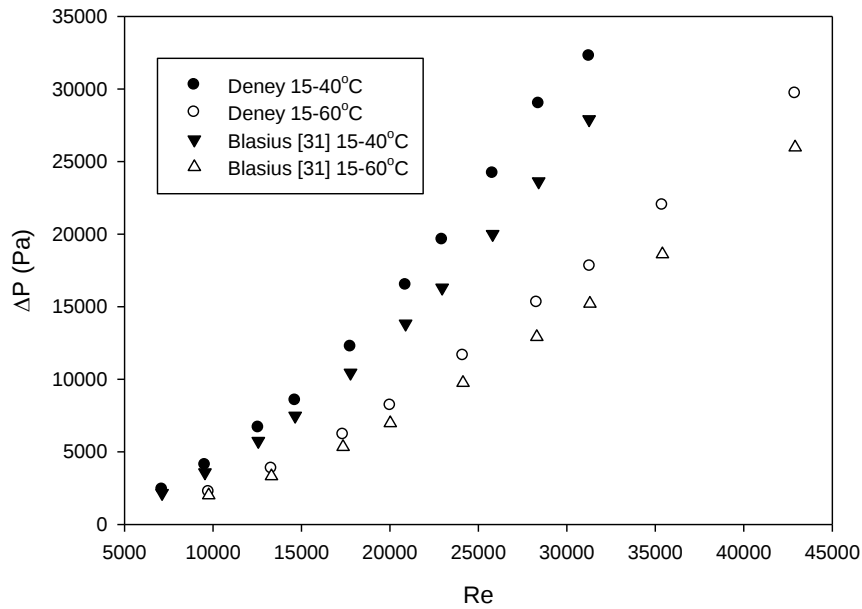
$$f = 0,2261 \cdot Re^{-0,1992} \quad (4.9)$$

Denklem 4.8 deneysel verileri %96 doğrulukla tespiti ederken bu değer denklem 4.9 için %98 civarındadır.

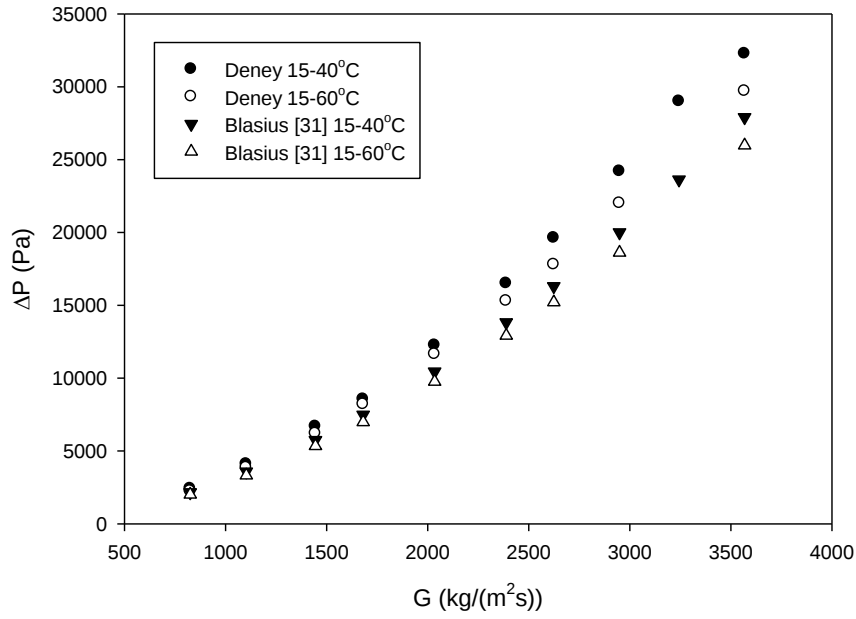
4.2 Soğuma Hali için Deney Sonuçlarının İncelenmesi

4.2.1 Düz Boru 1

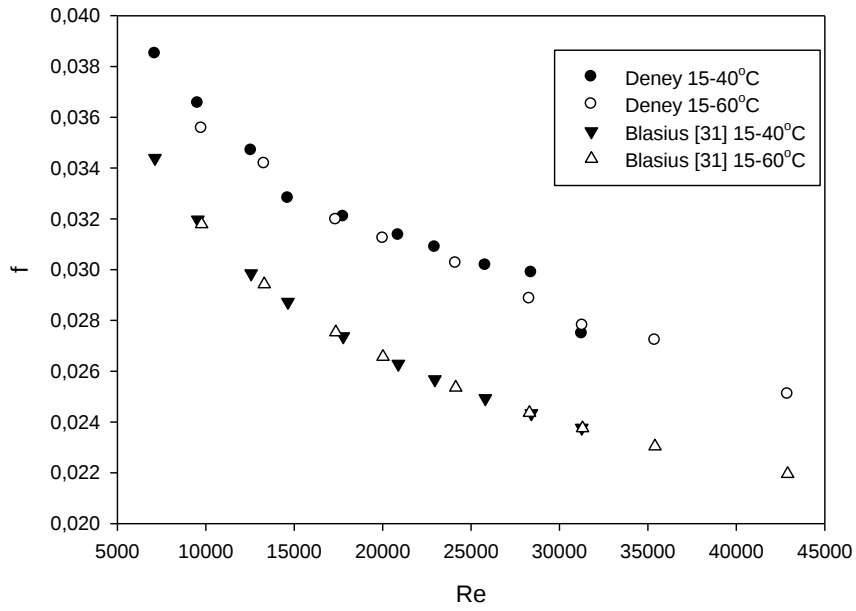
Halkadan akan su sıcaklığının 15°C, boru içinden akan su sıcaklığının ise 40°C (15-40°C) ve halkadan akan su sıcaklığının 15°C, boru içinden akan su sıcaklığının da 60°C (15-60°C) olduğu deneyler sonucunda düz boru 1’de basınç düşümü ve sürtünme faktörü için elde edilen sonuçlar Şekil 4.3, Şekil 4.4 ve Şekil 4.5’te verilmiştir. Halka ve boru akışlarındaki sıcaklığı belirtmek için bundan sonra yukarıdaki gösterim ([halka sıcaklığı]-[boru içi sıcaklığı]°C) kullanılacaktır.



Şekil 4.3 Düz boru 1 için Re-basınç düşümü



Şekil 4.4 Düz boru 1 için kütleli akı-basınç düşümü

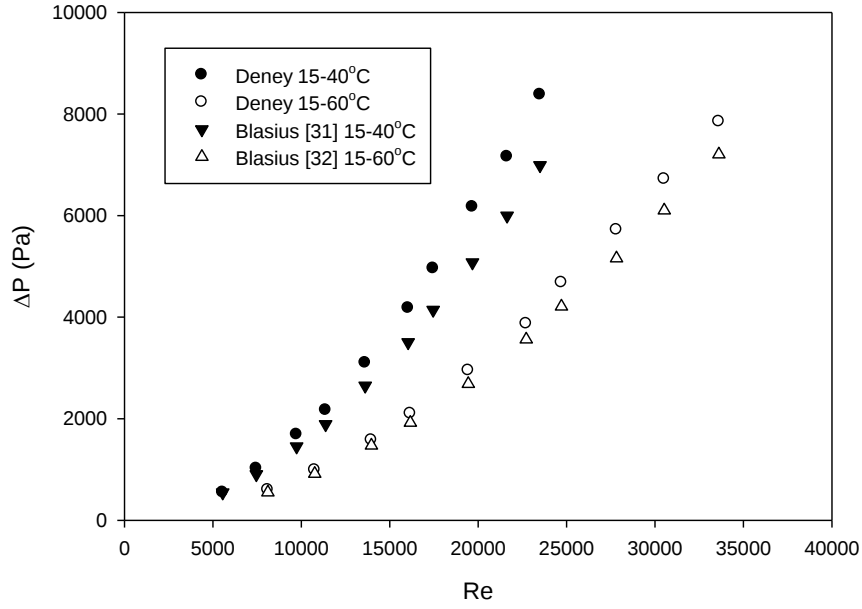


Şekil 4.5 Düz boru 1 için Re-f

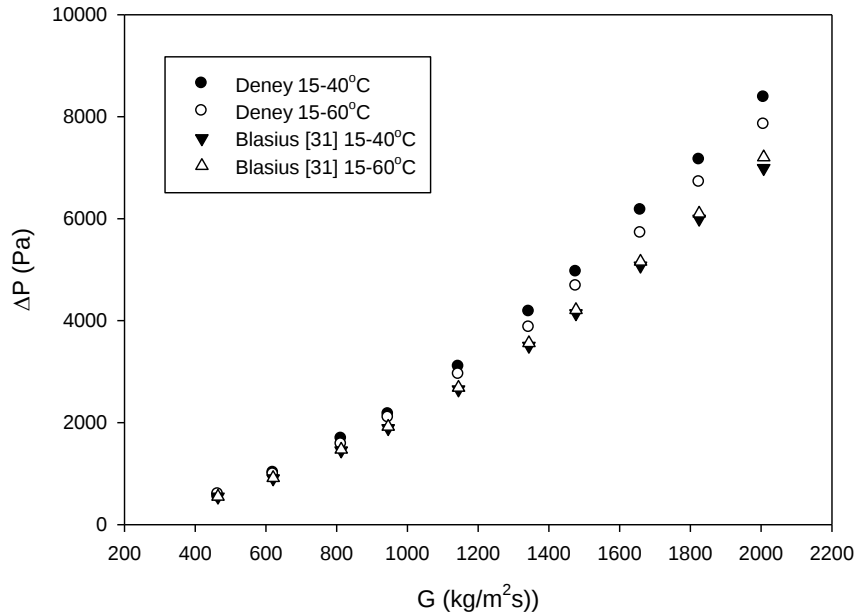
Şekil 4.3 ve 4.4'ten görüleceği üzere basınç düşümü 15-40°C deneylerinde 15-60°C deneylerine göre daha yüksek çıkmıştır. Şekil 4.3 ve 4.4'te basınç düşümünün artan Re sayısı ve kütleli akı ile beraber nonlineer bir artış yaptığı gözlemlenmiştir. Şekil 4.5'te ise artan Re sayısı ile birlikte sürtünme faktörü yine nonlineer olarak azalmıştır. Ancak sürtünme faktörü sıcaklık ile büyük miktarda değişmemiştir.

4.2.2 Düz Boru 2

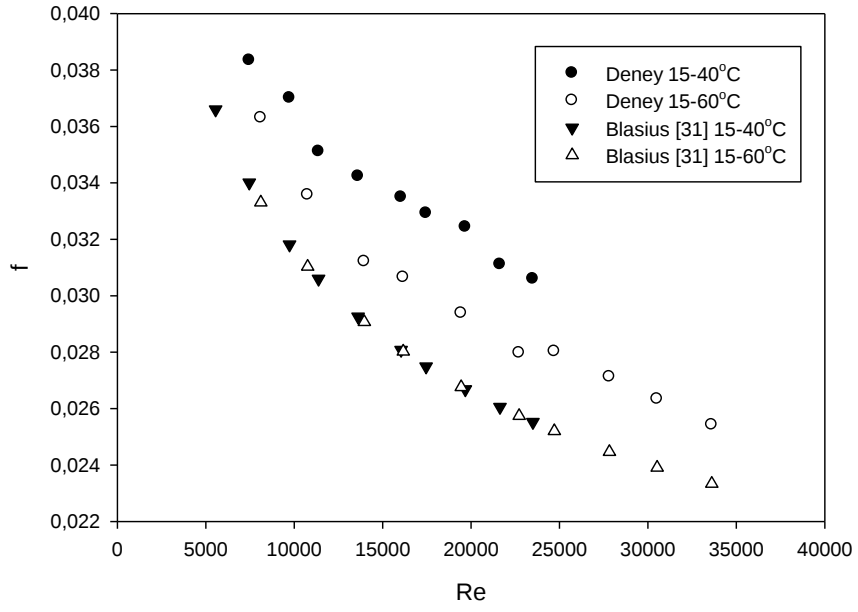
15-40°C ve 15-60°C’de yapılan deneyler sonucunda düz boru 2’de basınç düşümü ve sürtünme faktörü için elde edilen sonuçlar Şekil 4.6, Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de verilmiştir.



Şekil 4.6 Düz boru 2 için Re-basınç düşümü



Şekil 4.7 Düz boru 2 için kütleli akı-basınç düşümü

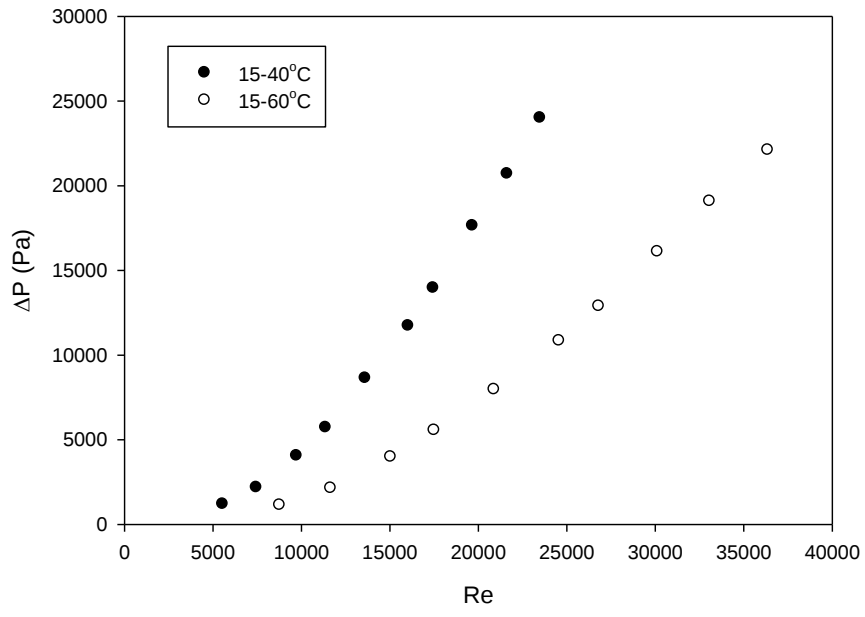


Şekil 4.8 Düz boru 2 için Re-f

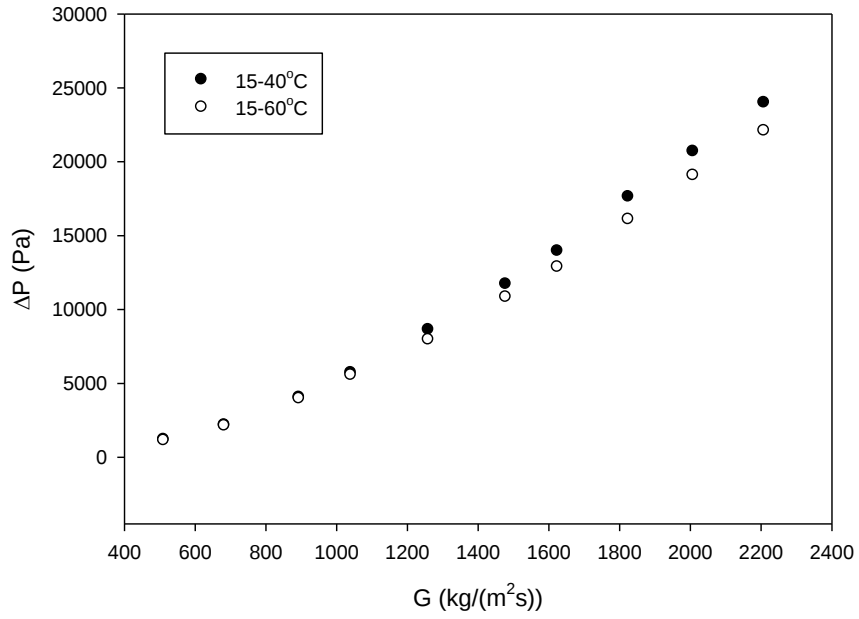
Basınç düşümünün Re sayısı ve kütle akısı ile birlikte arttığı Şekil 4.6 ve 4.7'den açıkça görülebilmektedir. Düz boru 1 deneylerinde de olduğu gibi basınç düşümü 15-40°C deneylerinde daha yüksek çıkmıştır. Sürtünme faktörü değerleri ise 15-60°C deneylerinde 15-40°C'teki değerlere göre ortalama %7 daha düşük çıkmıştır.

4.2.3 Mikrokanatlı Boru

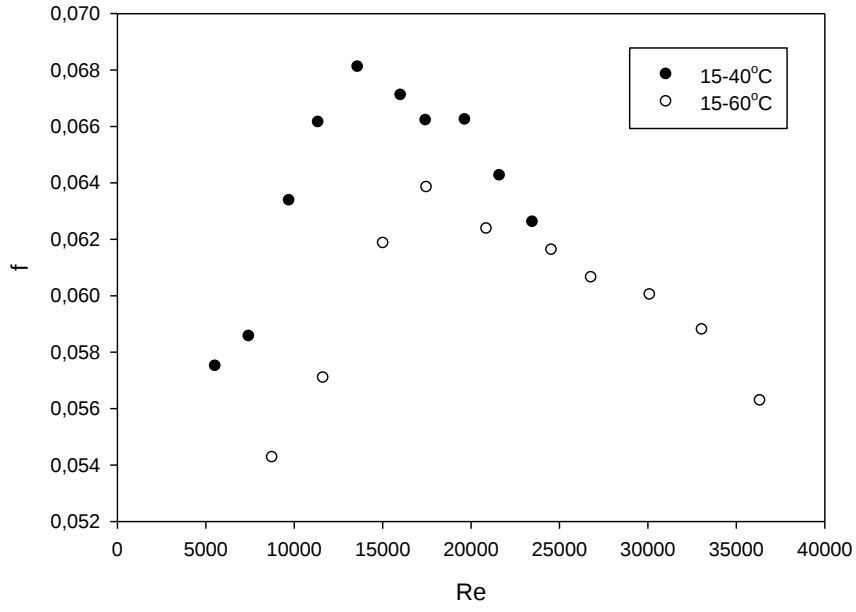
15-40°C ve 15-60°C'de yapılan deneyler sonucunda mikrokanatlı boruda basınç düşümü ve sürtünme faktörü için elde edilen sonuçlar Şekil 4.9, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11'de verilmiştir.



Şekil 4.9 Mikrokanatlı boru için Re-basınç düşümü



Şekil 4.10 Mikrokanatlı boru için kütle akı-basınç düşümü

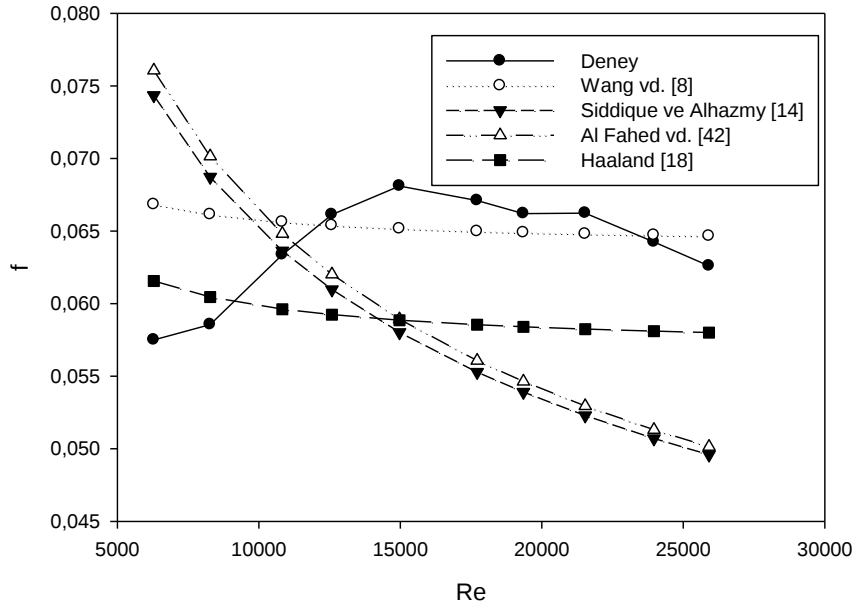


Şekil 4.11 Mikrokanatlı boru için Re-f

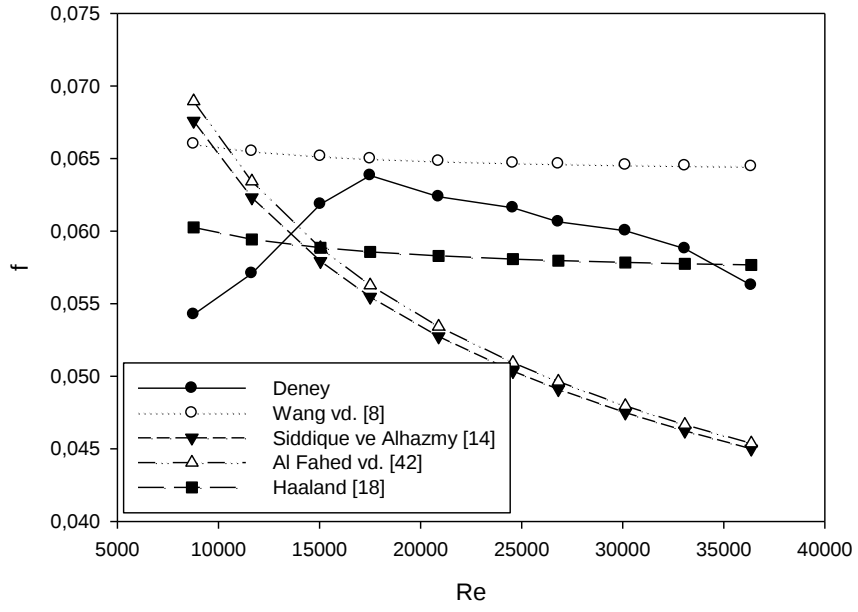
Şekil 4.9 ve 4.10'da düz boru 1 ve 2'dekine benzer olarak mikrokanatlı boruda da basınç düşümünün Re sayısı ve kütleli akı ile nonlinear değişimi gözlenmiş ve basınç düşümünün 15-40°C deneylerinde daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Şekil 4.11'de ise Re sayısı ile f arasında beklenenden farklı bir sonuç olduğu açıkça görülmektedir. Yapılan deney aralığında, klasik iç yüzeyi pürüzlü boru akışında sürtünme faktörünün azalan bir eğilim göstermesi beklenmektedir ancak her iki test devresi sıcaklığı için de sürtünme faktörü belirli bir Re sayısına kadar artmakta ancak daha sonra azalmaktadır. Benzer sonuçlar Brognaux vd. [9], Siddique ve Alhazmy [14] ve Meyer ve Olivier [20] tarafından da gözlemlenmiştir. Brognaux vd. [9] çalışmalarında söz konusu durum gözlemlenmesine rağmen herhangi bir açıklama yapılmamıştır. Siddique ve Alhazmy [14] ise bu durumu kararsız olarak tanımlamış ve mantıklı bir açıklama getiremediği için bağıntı elde edilmesi sırasında artış yaşanan bölgeyi hesaba katmamıştır. Düşük Re sayılarındaki bu artışa bir açıklama getiren tek çalışma Meyer ve Olivier'e [20] aittir. Bu ekibe göre sürtünme faktöründe karşılaşılan bu beklenmedik artışın sebebi, belirli bir hızdan sonra mikrokanatların akışa döngüsel bir hareket kazandırması sonucu oluşan kayıplardır. Meyer ve Olivier'in deneylerine göre bu geçiş bölgesi yaklaşık 10000 Re civarında son bulmakta ve bu noktadan itibaren sürtünme faktörü tekrar azalmaya başlamaktadır. Söz konusu geçiş bölgesi Şekil 4.10'da görüldüğü gibi mevcut deneylerde

15000 Re sayılarında gerçekleşmiş olup, diğer çalışmalara göre daha yüksek bir eşik değerinde yaşanmıştır.

Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen f değerlerinin literatürdeki diğer f bağıntıları ile karşılaştırması 15-40°C ve 15-60°C deneyleri için sırasıyla Şekil 4.12 ve 4.13'te görülmektedir.



Şekil 4.12 15-40°C deneyleri için mikrokanatlı boruda elde edilen f değerlerinin literatürdeki başlıca bağıntılarla karşılaştırılması



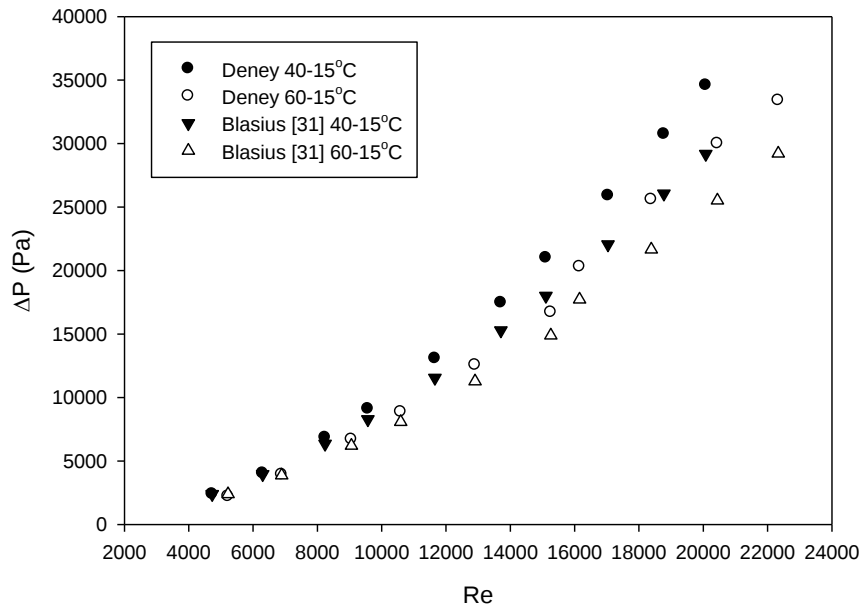
Şekil 4.13 15-60°C deneyleri için mikrokanaatlı boruda elde edilen f değerlerinin literatürdeki başlıca bağıntılarla karşılaştırılması

Şekil 4.12 ve 4.13 incelendiğinde deney sonuçlarındaki eğilim ile literatürdeki genel eğilim arasındaki fark açıkça görülmektedir. Literatürden elde edilen sonuçlar klasik türbülanslı bölge akışı görünümü göstermekte ve 15000 Re öncesi artış bölümünü kestirememektedirler. Deneylerde elde edilen bu durumun sebebi Şekil 4.11’de açıklanmış olup, literatürde kullanılan denklemlerin söz konusu eğilimi tespit edememesinin sebebi ise bu bölgeyi hesaba katmamalarından dolayıdır.

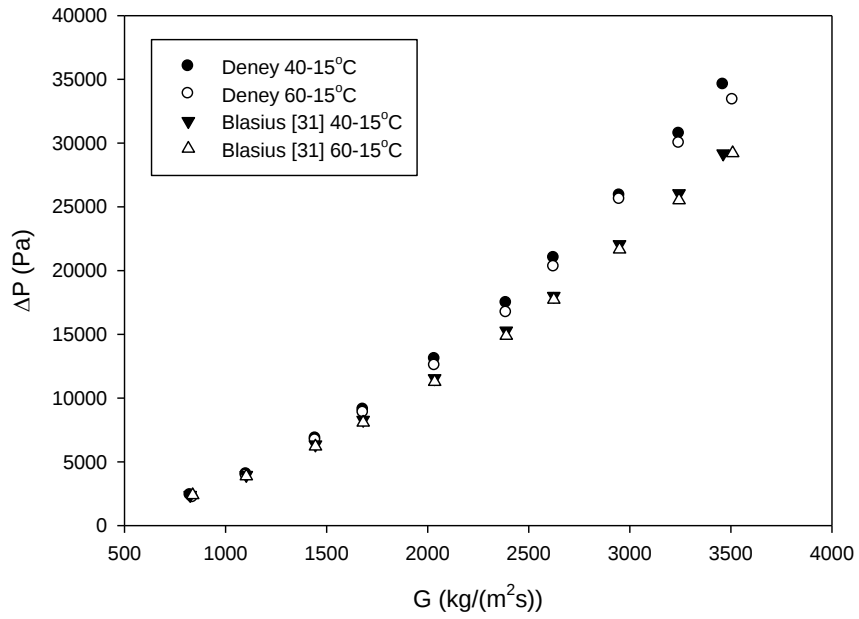
4.3 Isınma Hali için Deney Sonuçları

4.3.1 Düz Boru 1

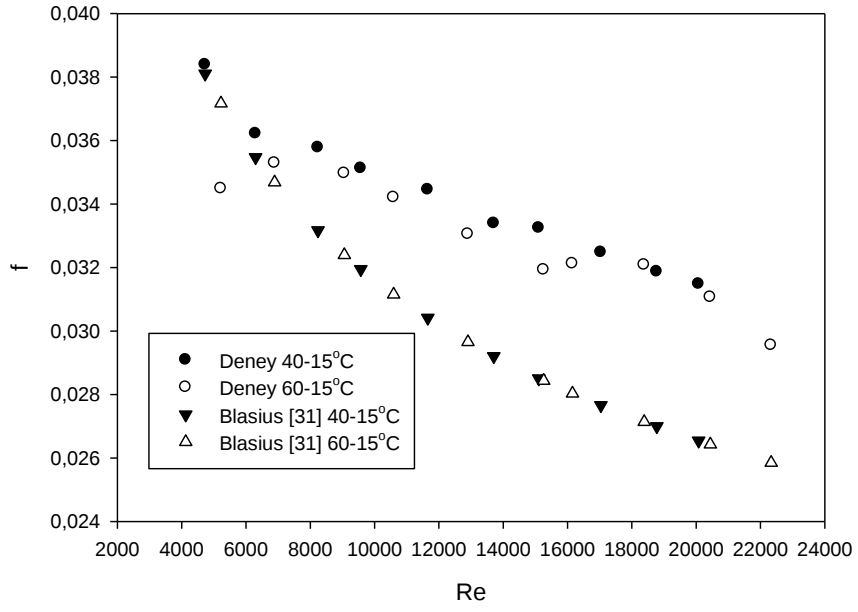
40-15°C ve 60-15°C’de yapılan deneyler sonucunda düz boru 1’de basınç düşümü ve sürtünme faktörü için elde edilen sonuçlar Şekil 4.14, Şekil 4.15 ve Şekil 4.16’da verilmiştir.



Şekil 4.14 Düz boru 1 için Re-basınç düşümü



Şekil 4.15 Düz boru 1 için kütleel akı-basınç düşümü

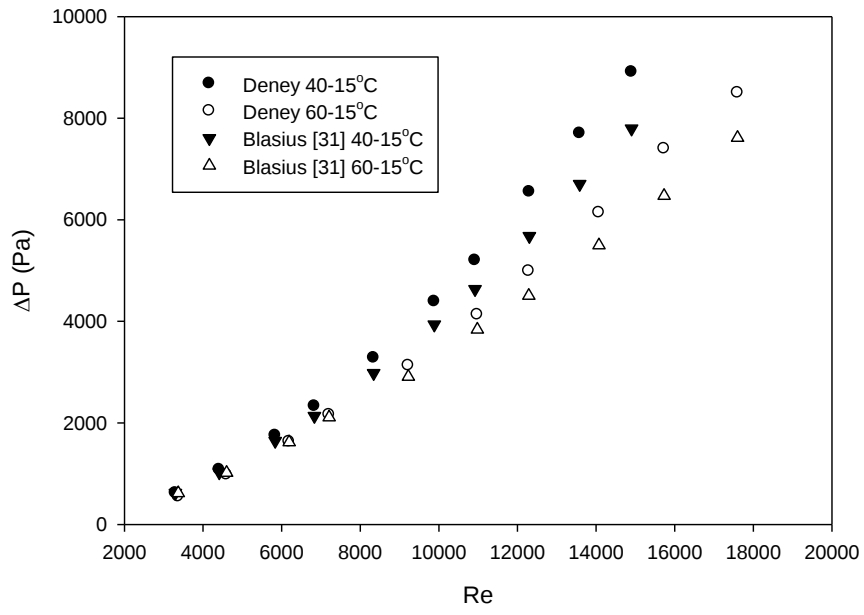


Şekil 4.16 Düz boru 1 için Re-f

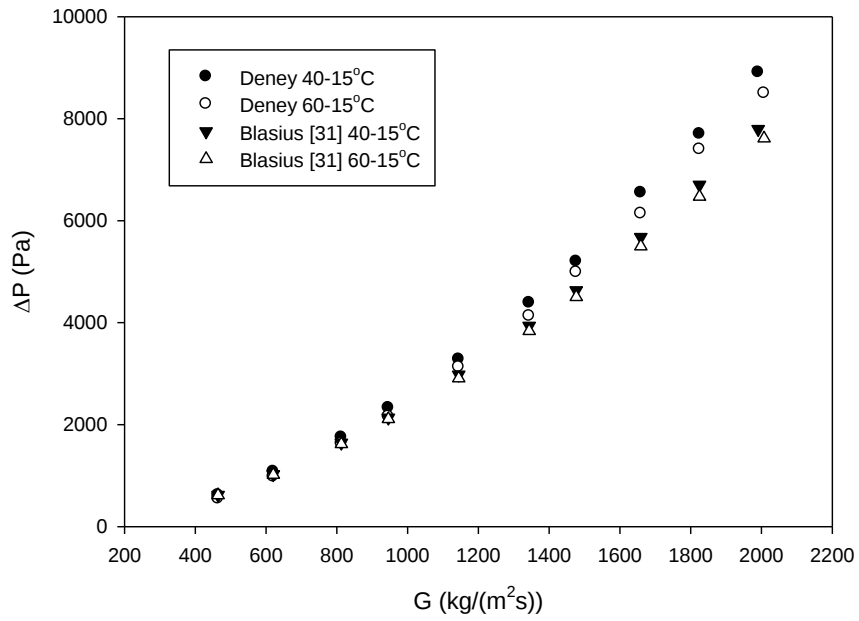
Düz boru 1 için yapılan deneylerde 40-15°C sıcaklıklarında alınan basınç düşümü ölçümlerinin 60-15°C’de alınan ölçümlere göre daha düşük olduğu Şekil 4.14 ve 4.15’ten görülebilmektedir. Kütleli akı ve Re sayısına bağlı olarak yaşanan artış tıpkı soğuma deneylerinde ölçüldüğü gibi nonlineerdir. Şekil 4.16’da ise sürtünme faktörünün 40-15°C deneylerinde daha yüksek olduğu ve sonuçların önceki deneylerin aksine Blasius denkleminde daha bağımsız bir çizgide bulundukları gözlemlenmiştir.

4.3.2 Düz Boru 2

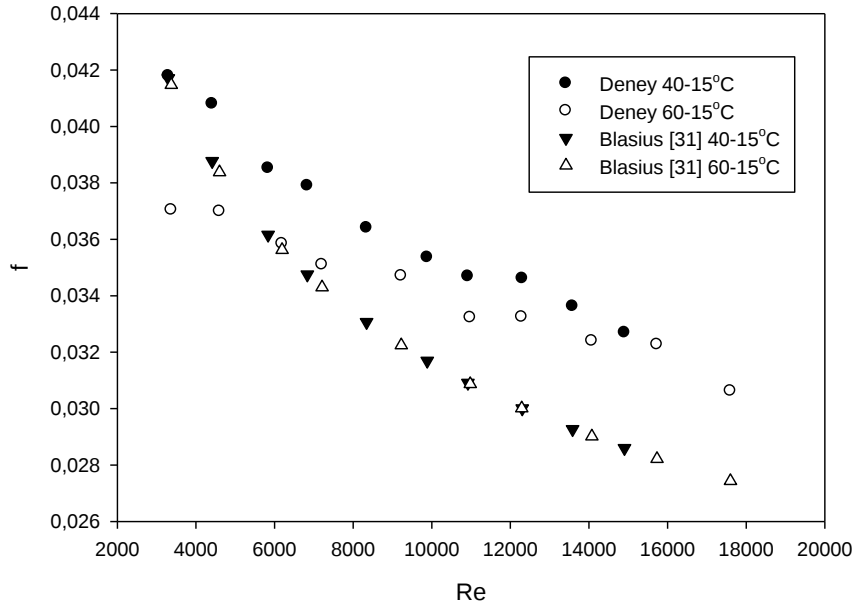
40-15°C ve 60-15°C’de yapılan deneyler sonucunda düz boru 2’de basınç düşümü ve sürtünme faktörü için elde edilen sonuçlar Şekil 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19’da verilmiştir.



Şekil 4.17 Düz boru 2 için Re -basınç düşümü



Şekil 4.18 Düz boru 2 için kütleli akı-basınç düşümü

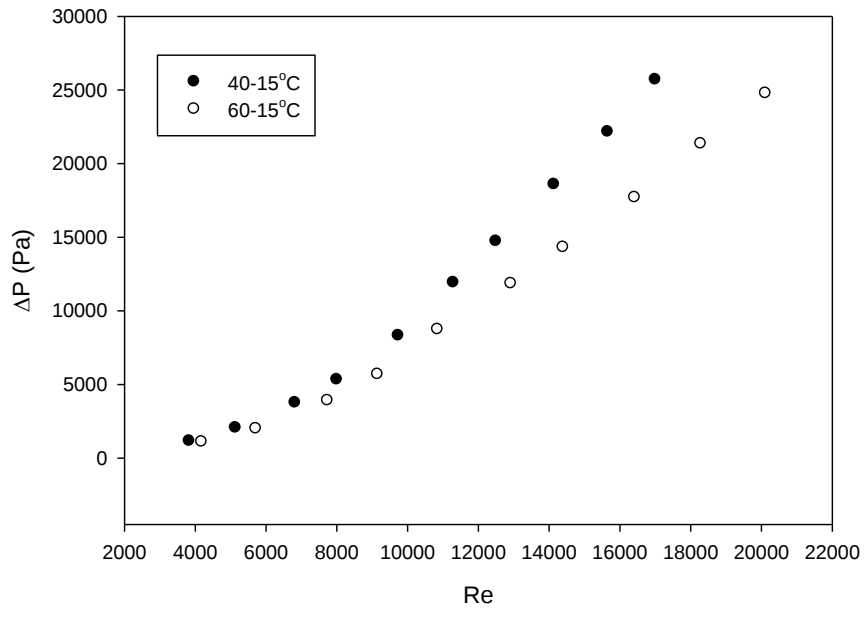


Şekil 4.19 Düz boru 2 için Re-f

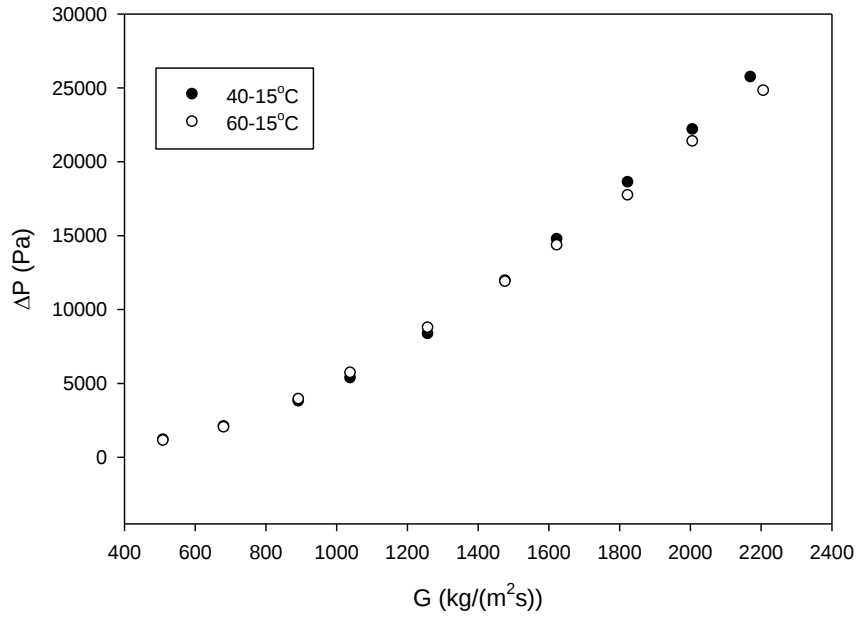
Şekil 4.17 ve 4.18’de görüldüğü üzere düz boru 2 için kütleli akı ve Re sayısının basınç düşümü üzerinde nonlineer arttırıcı etkisi vardır. Kayıplar 40-15°C deneylerinde daha yüksek çıkmıştır. Şekil 4.19 incelenirse sürtünme katsayısının ısınma halinde düz boru 1 deney sonuçlarıyla benzer bir eğilim izledikleri görülmektedir. Buna rağmen düz boru 2’de artan Re sayısı ile birlikte basınç düşümleri Blasius denklemi ile paralel bir seyir izlemektedir.

4.3.3 Mikrokanatlı Boru

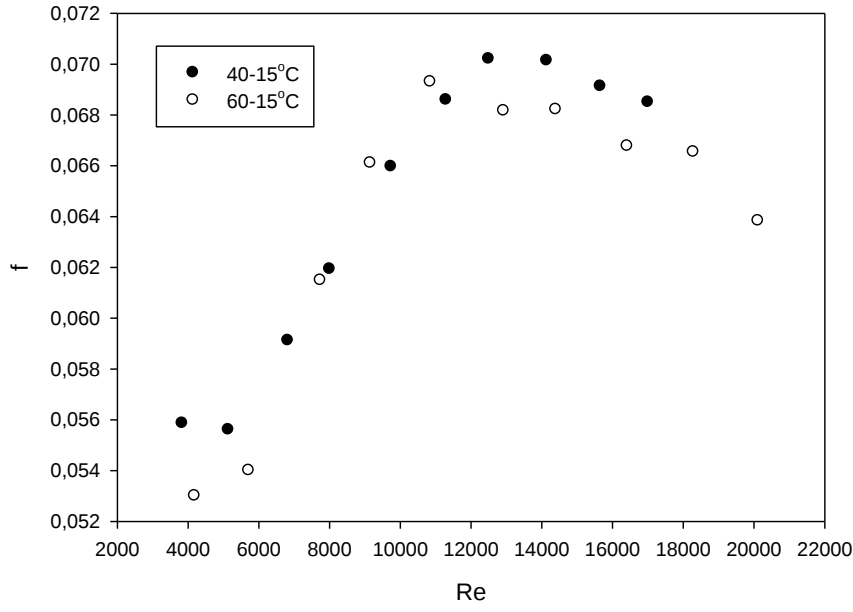
40-15°C ve 60-15°C’de yapılan deneyler sonucunda mikrokanatlı boruda basınç düşümü ve sürtünme faktörü için elde edilen sonuçlar Şekil 4.20, Şekil 4.21 ve Şekil 4.22’de verilmiştir.



Şekil 4.20 Mikrokanatlı boru için Re-basınç düşümü



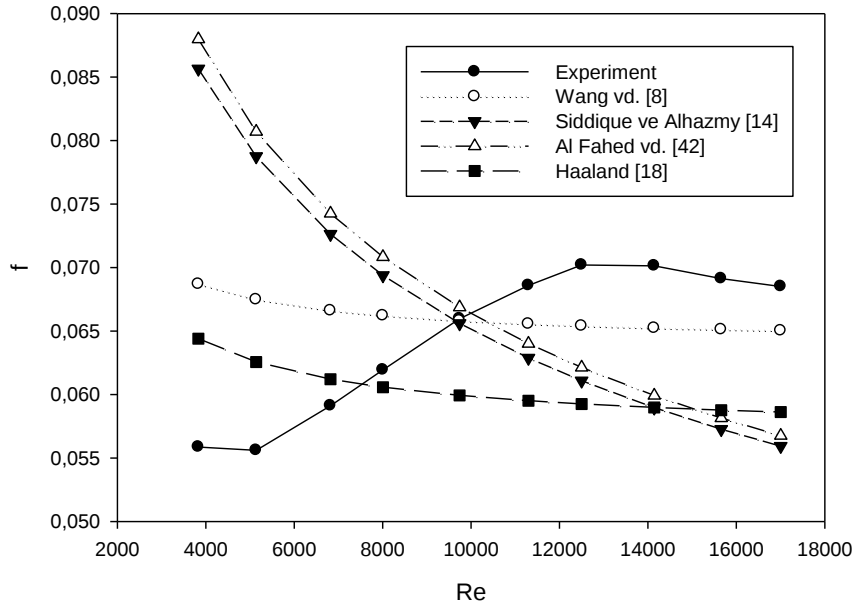
Şekil 4.21 Mikrokanatlı boru için kütleli akı-basınç düşümü



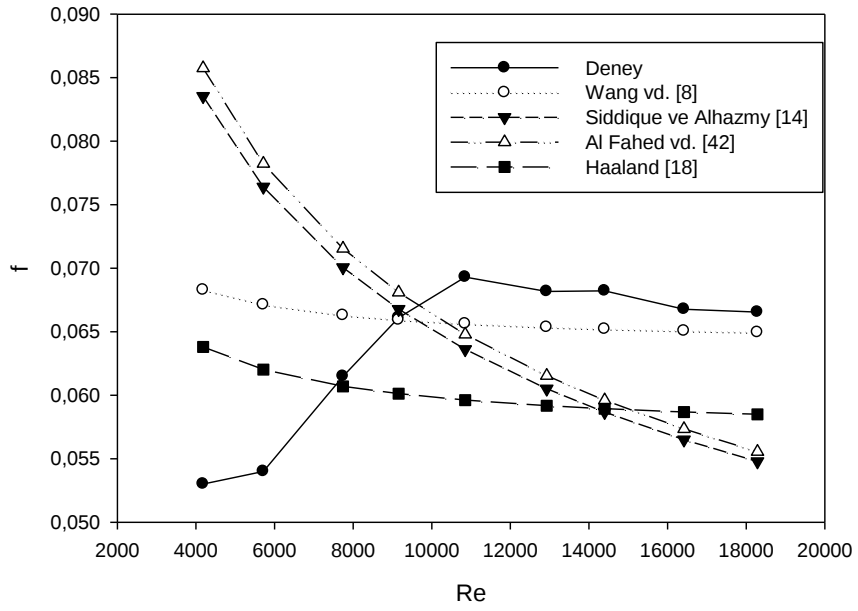
Şekil 4.22 Mikrokanatlı boru için Re-f

Şekil 4.20 ve 4.21'e bakılacak olursa basınç düşümünün 40-15°C deneylerinde daha yüksek olduğu ve basınç düşümündeki artışın grafiklerin x-ekseni değişkenlerine göre nonlineer bir şekilde gerçekleştiği görülmektedir. Şekil 4.22 incelendiğinde ise Şekil 4.11'de bahsedilen etkinin tekrar görülmesi mümkündür. Ancak Şekil 4.11'deki deneylerle aynı kütleli debi değerlerinde olmalarına rağmen termofiziksel özelliklerin değişiminden ötürü ısınma deneylerinde Re sayısı çok daha düşük çıkmaktadır. Bunun sonucu olarak da deney aralığının daha büyük bir kısmı tam türbülanslı bölgenin öncesinde kalmıştır. Meyer ve Olivier'in [20] çalışması ile karşılaştırma yapıldığında f sayısında artış yaşanan bölgenin ikinci geçiş bölgesi içerisinde olduğu düşünülmektedir. Bunun sebebi ise Şekil 4.22'den de görüleceği gibi artışın başladığı Re 5000'den öncesinin laminar akış aralığından uzakta oluşudur.

Şekil 4.23 ve 4.24'te mikrokanatlı boru için 40-15°C ve 60-15°C deneylerinden elde edilen f değerlerinin literatürden seçilen bağıntılar ile karşılaştırması Re sayısına bağlı olarak verilmiştir.



Şekil 4.23 40-15°C deneyleri için mikrokanaatlı boruda elde edilen f değerlerinin literatürdeki başlıca bağıntılarla karşılaştırılması



Şekil 4.24 60-15°C deneyleri için mikrokanaatlı boruda elde edilen f değerlerinin literatürdeki başlıca bağıntılarla karşılaştırılması

4.4 Denklem Türetilmesi

4.4.1 Düz Boru 1

Düz boru 1 için soğuma ve ısıtma deneyleri sonucunda Çizelge 4.4'te görülebilecek olan veriler Blasius tipi bir sürtünme faktörü denklemi elde etmek için kullanılmıştır. Söz konusu denklem oluşturulurken seçilen veriler, ısıtma durumuna göre 40-15°C ve 60-15°C ile soğuma durumuna göre 15-40°C ve 15-60°C verileridir.

Çizelge 4.4 Düz boru 1 için Re sayısı ve sürtünme faktörü verileri

Veri Numarası	Soğuma		Isıtma	
	Re	f	Re	f
1	7128	0,0385	4729	0,0384
2	9549	0,0366	6299	0,0362
3	12564	0,0347	8237	0,0358
4	14645	0,0328	9572	0,0351
5	17774	0,0321	11654	0,0345
6	20886	0,0314	13707	0,0334
7	22949	0,0309	15104	0,0332
8	25801	0,0302	17036	0,0325
9	28406	0,0299	18776	0,0319
10	31255	0,0275	20078	0,0315
11	9762	0,0355	5222	0,0345
12	13302	0,0341	6890	0,0351
13	17355	0,0320	9055	0,0350
14	20016	0,0312	10589	0,0342
15	24133	0,0303	12900	0,0331
16	28303	0,0289	15258	0,0319
17	31302	0,0278	16150	0,0321
18	35396	0,0272	18382	0,0321
19	42898	0,0251	20439	0,0311
20	-	-	22332	0,0296

Çizelge 4.4'teki veriler, kuvvet yasası yardımıyla Blasius tipi bir denklem elde edilmek için kullanılmış ve soğuma için denklem 4.10, ısıtma içinse denklem 4.11 elde edilmiştir.

$$f = 0,265 \cdot \text{Re}^{-0,216} \quad (4.10)$$

$$f = 0,102 \cdot \text{Re}^{-0,118} \quad (4.11)$$

Denklem 4.10 deney verilerindeki dağılımın %98'ini, denklem 4.11 ise %91'ini doğru bir şekilde sağlamaktadır.

4.4.2 Düz Boru 2

Düz boru 2 için soğuma ve ısınma deneyleri sonucunda Çizelge 4.5'te görülebilecek olan veriler Blasius tipi bir sürtünme faktörü denklemi elde etmek için kullanılmıştır. Söz konusu denklem oluşturulurken seçilen veriler, ısınma durumuna göre 40-15°C ve 60-15°C ile soğuma durumuna göre 15-40°C ve 15-60°C verileridir.

Çizelge 4.5 Düz boru 2 için Re sayısı ve sürtünme faktörü verileri

Veri Numarası	Soğuma		Isınma	
	Re	f	Re	f
1	5558	0,0369	3295	0,0418
2	7456	0,0383	4413	0,0408
3	9736	0,0370	5834	0,0385
4	11373	0,0351	6835	0,0379
5	13610	0,0342	8342	0,0364
6	16039	0,0335	9883	0,0354
7	17456	0,0329	10920	0,0347
8	19672	0,0324	12303	0,0346
9	21636	0,0311	13584	0,0336
10	23492	0,0306	14902	0,0327
11	8105	0,0399	3370	0,0370
12	10758	0,0369	4597	0,0370
13	13961	0,0343	6189	0,0358
14	16167	0,0337	7207	0,0351
15	19438	0,0323	9222	0,0347
16	22717	0,0308	10979	0,0332
17	24710	0,0308	12288	0,0332
18	27817	0,0298	14072	0,0324
19	30515	0,0290	15728	0,0323
20	33609	0,0280	17600	0,0306

Çizelge 4.5'teki veriler, kuvvet yasası yardımıyla Blasius tipi bir denklem elde edilmek için kullanılmış ve soğuma için denklem 4.12, ısınma içinse denklem 4.13 elde edilmiştir.

$$f = 0,194 \cdot \text{Re}^{-0,182} \quad (4.12)$$

$$f = 0,124 \cdot \text{Re}^{-0,139} \quad (4.13)$$

Denklem 4.12 deney verilerindeki dağılımın %94'ünü, denklem 4.13 ise %89'unu doğru bir şekilde sağlamaktadır.

4.4.3 Mikrokanatlı Boru

Şekil 4.20 ve 4.11 incelendiğinde mikrokanatlı boru için sürtünme faktörünün deney aralığı boyunca nonlinear bir karakterde olduğu görülmektedir. Dolayısı ile önceki borularda yapıldığı gibi eldeki bütün verilere göre geliştirilecek olan Blasius tipi bir ifade, kuvvet yasasının bu tip bir veri dağılımına uygulanmasından doğan yüksek hata oranından dolayı mikrokanatlı borudaki sürtünme faktörünü doğru olarak tespit edemeyecektir.

Bu durumun önüne geçebilmek için sürtünme faktörü değerleri geçiş öncesi (artış bölgesi) ve sonrası (azalış bölgesi) olmak üzere ısınma ve soğuma hali için ikiye ayrılmış olup her iki bölge için ayrı ayrı denklemler elde edilmiştir. Bununla beraber deney aralığının tümünde kullanılmak üzere üçüncü dereceden bir polinom ifadesi de geliştirilmiştir.

4.4.3.1 Soğuma Hali

15-40°C ve 15-60°C deneylerinde sürtünme faktörünün artış gösterdiği aralık için Re sayıları ve sürtünme faktörü değerleri Çizelge 4.6'daki gibidir.

Çizelge 4.6 Artış bölgesinde Re sayısı ve sürtünme faktörü verileri

Veri Numarası	Soğuma	
	Re	f
1	6287	0,0575
2	8278	0,0586
3	10832	0,0634
4	12580	0,0661
5	14968	0,0681
6	8775	0,0543
7	11657	0,0571
8	15048	0,0619
9	17508	0,0638

Çizelgedeki veriler yardımıyla soğuma halinde artış bölgesi için kuvvet yasası kullanılarak denklem 4.14 geliştirilmiştir.

$$f = 0,014 \cdot Re^{0,157} \quad (4.14)$$

Denklem 4.14 deney verilerinde değişimi %69 oranında karşılayabilmektedir. Bunun sebebi 15-40°C ve 15-60°C deneyleri için elde edilen veriler arasında görece olarak yüksek fark bulunmasıdır.

15-40°C ve 15-60°C deneylerindeki azalış bölgesi için elde edilen veriler Çizelge 4.7’te görülmektedir.

Çizelge 4.7 Azalış bölgesinde Re sayısı ve sürtünme faktörü verileri

Veri Numarası	Soğuma	
	Re	f
1	14968	0,0681
2	17715	0,0671
3	19351	0,0662
4	21531	0,0662
5	23961	0,0643
6	25909	0,0626
7	17508	0,0638
8	20891	0,0624
9	24567	0,0616
10	26815	0,0606
11	30129	0,0600
12	33079	0,0588
13	36364	0,0563

Çizelgedeki veriler yardımıyla soğuma halinde azalış bölgesi için kuvvet yasası kullanılarak denklem 4.15 geliştirilmiştir.

$$f = 0,442 \cdot Re^{-0,194} \quad (4.15)$$

Denklem 4.15 verilerdeki değişimin %91’ini karşılamaktadır.

Tüm veriler kullanılarak soğuma halinde bütün deney aralığında geçerli olacak olan üçüncü dereceden polinom denklem 4.16’da gösterildiği gibidir.

$$f = 3,836 \cdot 10^{-2} + 3,408 \cdot 10^{-6} \cdot Re - 1,339 \cdot 10^{-10} \cdot Re^2 + 1,478 \cdot 10^{-15} \cdot Re^3 \quad (4.16)$$

Denklem 4.16 tüm deney aralığını karşılamasına rağmen verilerdeki değişimin %79’unu sağlamaktadır.

4.4.3.2 Isınma Hali

40-15°C ve 60-15°C deneylerinde sürtünme faktörünün artış gösterdiği aralık için Re sayıları ve sürtünme faktörü değerleri Çizelge 4.8'deki gibidir.

Çizelge 4.8 Artış bölgesindeki Re sayısı ve sürtünme faktörü verileri

Veri Numarası	Isınma	
	Re	f
1	3834	0,0559
2	5141	0,0556
3	6821	0,0591
4	8005	0,0619
5	9739	0,0660
6	11298	0,0686
7	12500	0,0702
8	4183	0,0530
9	5715	0,0540
10	7739	0,0615
11	9156	0,0661
12	10849	0,0693

Çizelgedeki veriler yardımıyla ısınma halinde artış bölgesi için kuvvet yasası kullanılarak denklem 4.17 geliştirilmiştir.

$$f = 0,0066 \cdot Re^{0,249} \quad (4.17)$$

Denklem 4.17 deney verilerindeki değişimin %96'sını sağlamaktadır.

40-15°C ve 60-15°C deneylerinde sürtünme faktörünün azalış gösterdiği aralık için Re sayıları ve sürtünme faktörü değerleri Çizelge 4.9'daki gibidir.

Çizelge 4.9 Azalış bölgesindeki Re sayısı ve sürtünme faktörü verileri

Veri Numarası	Isınma	
	Re	f
1	12500	0,0702
2	14143	0,0701
3	15658	0,0691
4	17002	0,0685
5	10849	0,0693
6	12923	0,0682
7	14397	0,0682
8	16418	0,0668
9	18286	0,0665
10	20115	0,0638

Çizelgedeki veriler yardımıyla ısınma halinde azalış bölgesi için kuvvet yasası kullanılarak denklem 4.18 geliştirilmiştir.

$$f = 0,211 \cdot \text{Re}^{-0,118} \quad (4.18)$$

Denklem 4.18 deney verilerindeki değişimin %76'sını sağlamaktadır.

Tüm veriler kullanılarak ısınma halinde bütün deney aralığında geçerli olacak olan üçüncü dereceden polinom denklem 4.19'da gösterildiği gibidir.

$$f = 4,192 \cdot 10^{-2} + 2,899 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Re} - 6,952 \cdot 10^{-12} \cdot \text{Re}^2 - 4,246 \cdot 10^{-15} \cdot \text{Re}^3 \quad (4.19)$$

Denklem 4.19 tüm deney aralığında geçerli olmakta ve verilerdeki değişimin %96'sını karşılamaktadır.

4.4.4 Simüle Boru

Mikrokanatlı boru ile aynı hidrolik çapa sahip bir pürüzsüz borunun simülasyonu için düz boru 1 ve düz boru 2 deneylerinden elde edilen sonuçlar kullanılmıştır. Simüle edilecek boruya ait sürtünme faktörü bağıntısını elde etmek için düz boru 1 ve 2'den ısınma ve soğuma hallerine göre ayrı ayrı veriler alınmış ve bu hallere göre sınıflandırılan verilerdeki dağılımı sağlayacak bir ifade türetilmeye çalışılmıştır. Dolayısı ile türetilen ifadede kullanılan veriler Çizelge 4.4 ve 4.5'ten alınmış olup soğuma haline göre denklem 4.20 ve ısınma haline göre denklem 4.21'deki şekilde tespit edilmişlerdir:

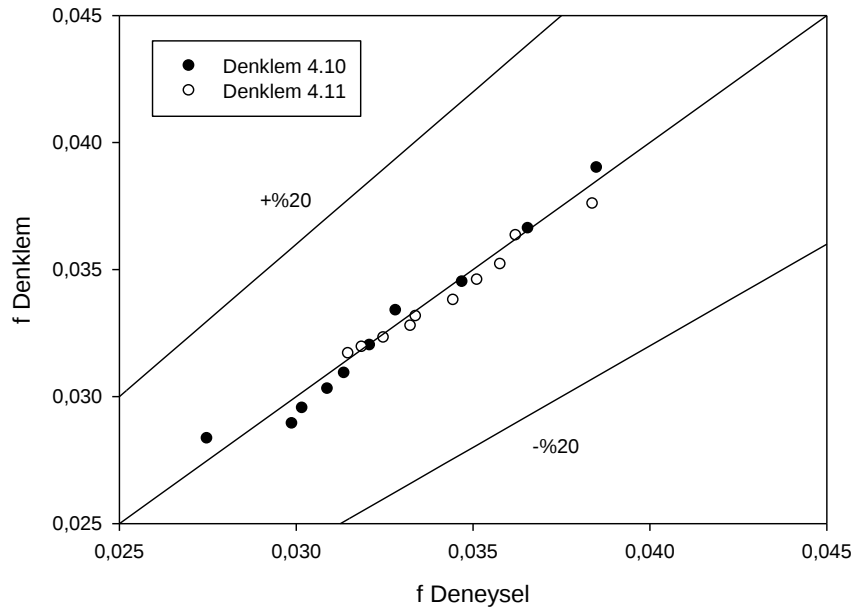
$$f = 1,229.(Re + 1,143.10^4)^{-0,353} \quad (4.20)$$

$$f = 0,115.Re^{-0,13} \quad (4.21)$$

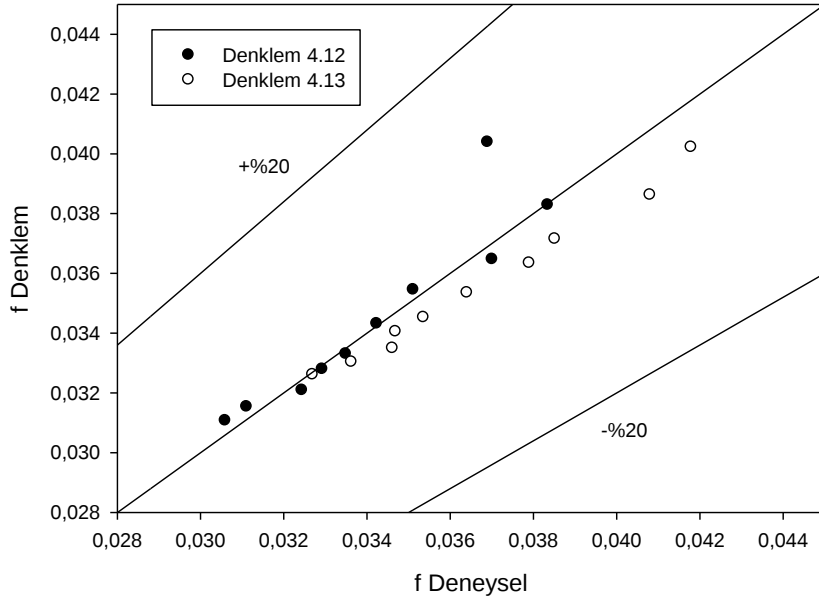
Yukarıdaki denklemler elde edilirken pek çok farklı kural denenmiş ve en uygun olanlarının soğuma haline göre kaydırmalı kuvvet modeli, ısınma haline göre ise basit kuvvet kuralı olduğu tespit edilmiştir.

4.5 Denklem Uyumluluklarının İncelenmesi

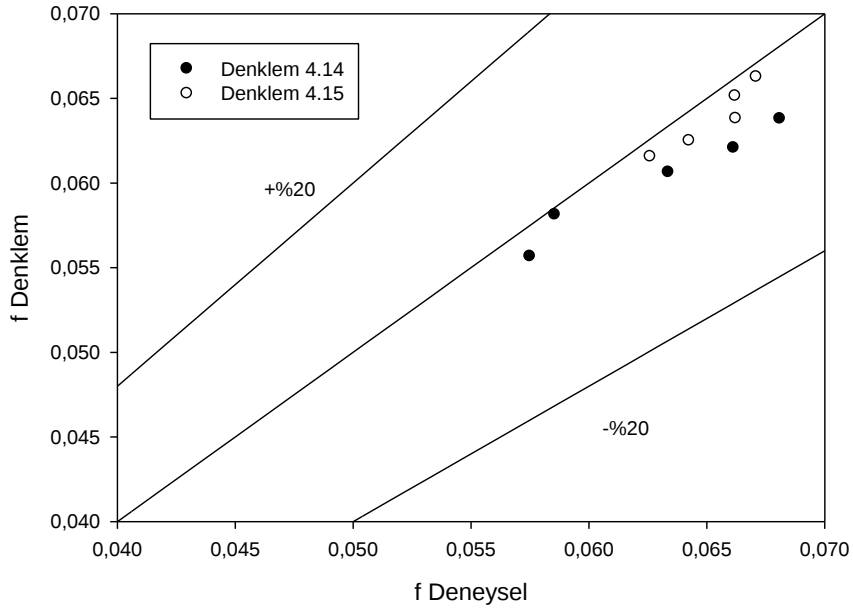
Denklem 4.10 ve 4.11'in deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması Şekil 4.25'de görülmektedir. Denklem 4.12 ve 4.13 için Şekil 4.26, 4.14 ve 4.15 için Şekil 4.27, 4.17 ve 4.18 için Şekil 4.28, 4.16 ve 4.19 için ise Şekil 4.29, deneysel sonuçlar ile denklemden elde edilen değerlerin karşılaştırmasını göstermektedir.



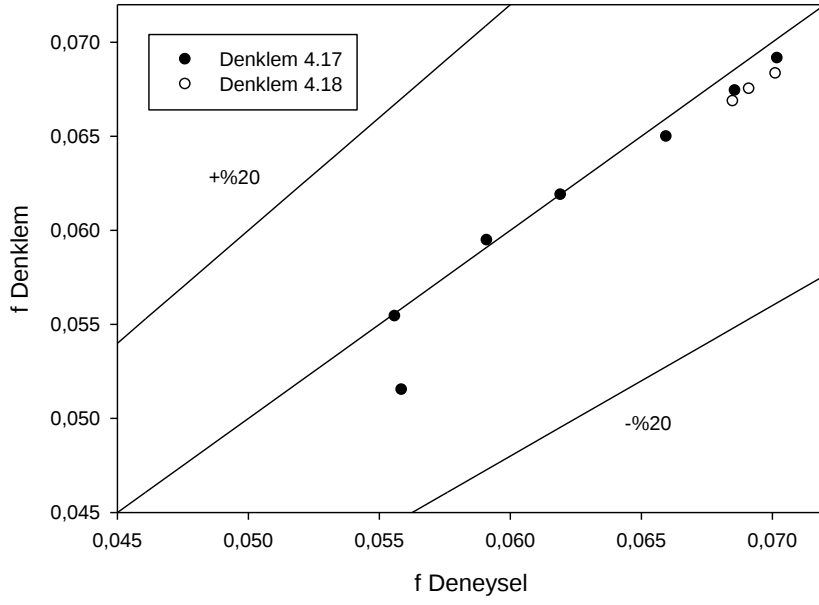
Şekil 4.25 Denklem 4.10 ve 4.11'in deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması



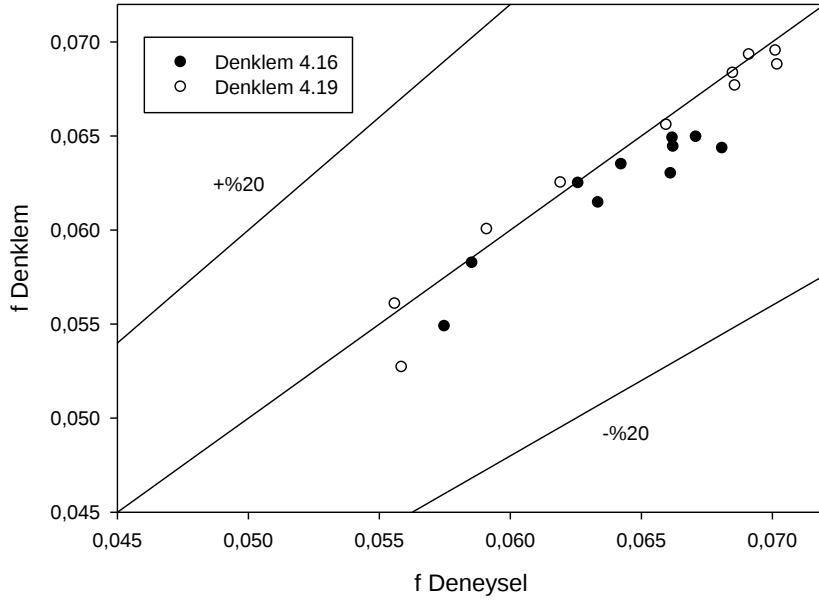
Şekil 4.26 Denklem 4.12 ve 4.13'ün deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması



Şekil 4.27 Denklem 4.14 ve 4.15'in deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması



Şekil 4.28 Denklem 4.17 ve 4.18'in deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması

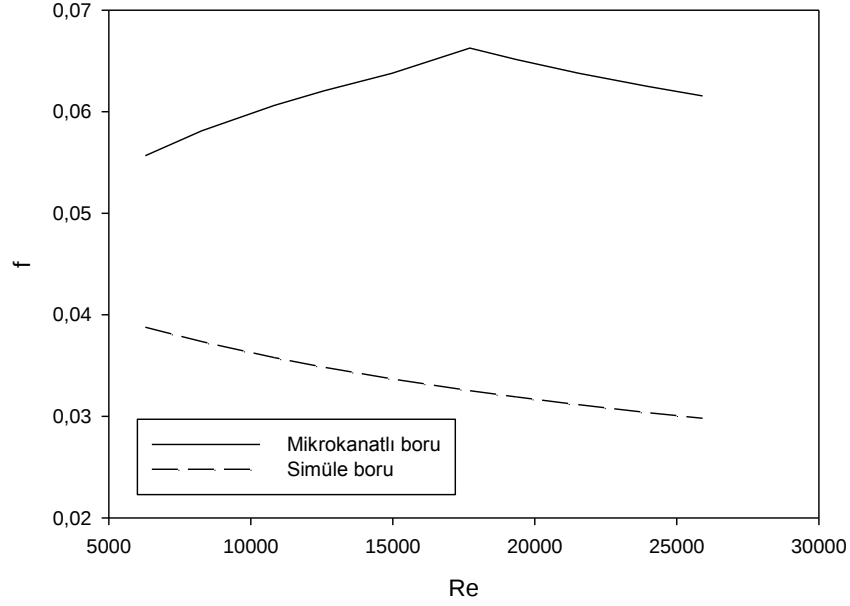


Şekil 4.29 Denklem 4.16 ve 4.19'un deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

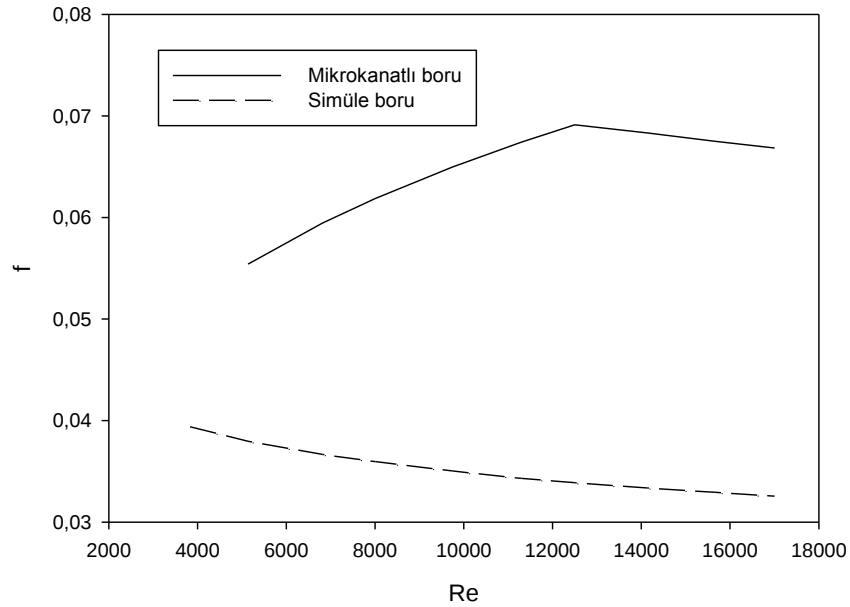
Şekil 4.25-4.29'ten de görüldüğü üzere türetilen denklemler deneysel sonuçları yüksek doğruluk oranları ile sağlamaktadırlar.

4.6 Simüle Boru-Mikrokanatlı Boru Karşılaştırmaları

Şekil 4.30 ve 4.31’de simüle boru için denklem 4.20 ve 4.21, mikrokanatlı boru için ise denklem 4.14, 4.15, 4.17 ve 4.18’in kullanılmasıyla elde edilen f değerlerinin Re sayısına bağlı olarak ısınma ve soğuma halindeki karşılaştırması verilmiştir.



Şekil 4.30 Simüle ve mikrokanatlı borunun soğuma hali için sürtünme faktörü sonuçları



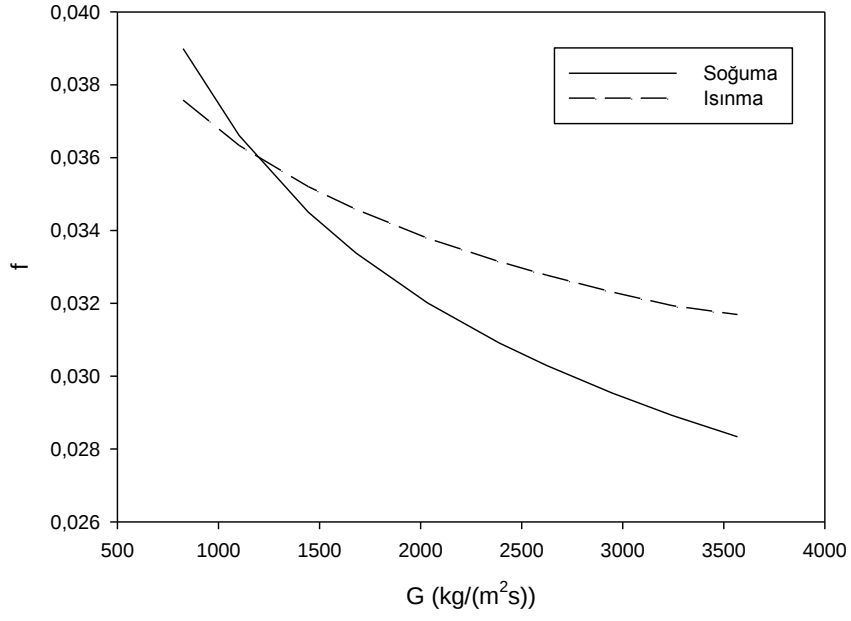
Şekil 4.31 Simüle ve mikrokanatlı borunun ısınma hali için sürtünme faktörü sonuçları

Şekil 4.30 ve 4.31’de deneylerde kullanılan mikrokanaatlı boru ile aynı hidrolik çapa sahip pürüzsüz bir borunun sürtünme faktörü sonuçları görülmektedir. Grafiklerden açıkça görüldüğü üzere pürüzsüz boru daha düşük sürtünme faktörü değerlerine sahiptir. Bunun başlıca sebebi mikrokanaatlı borunun basınç düşümünü yükseltecek akış bozucu etmenlere sahip olmasıdır. Mikrokanaatlıklar boru içerisinde belirli bir helis açısı ile ilerledikleri için akışın açısız hız bileşenini arttırmaktadırlar ancak açısız hız bileşeni iç yüzeyi pürüzsüz boruda ihmal edilebilecek düzeylerde kalmaktadır. Her iki boruda da akışın aynı kütleli akı dolayısıyla aynı eksenel hızda akması gerektiğinden mikrokanaatlı borudaki fazla basınç düşümünün açısız hız bileşeni ve mikrokanaatlıkların oluşturduğu türbülanslar dolayısıyla olduğu sonucuna varılabilir. Denklem 2.2 vasıtasıyla hesaplanan f değeri, her iki borudaki hız, yoğunluk, hidrolik çap, boru boyu ve yerçekimi ivmesi değerlerinin aynı olmasından ötürü mikrokanaatlı boru için daha yüksek çıkmaktadır.

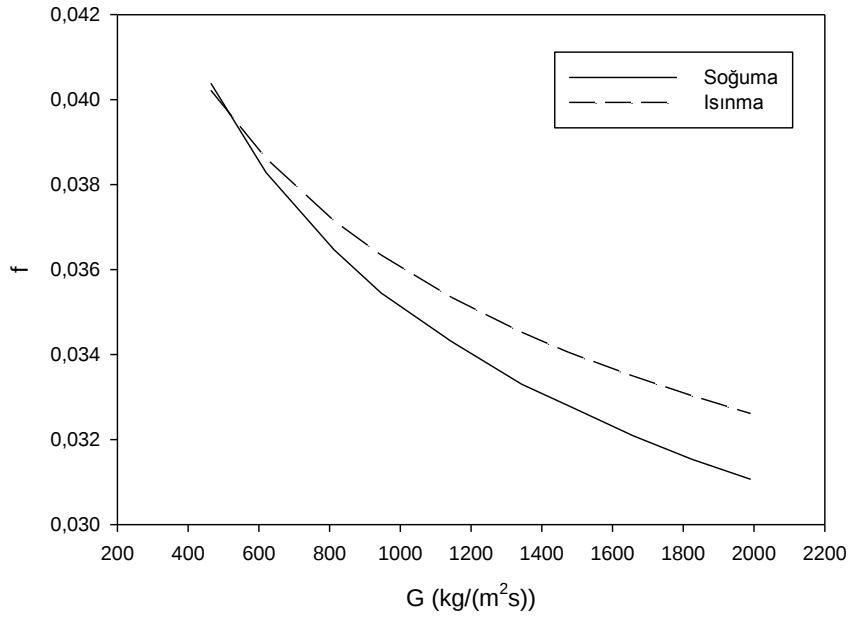
4.7 Soğuma-Isınma Hali Karşılaştırmaları

Şekil 4.32, 4.33 ve 4.34’te sırasıyla düz boru 1, düz boru 2 ve mikrokanaatlı boru için ısınma ve soğuma hali deneylerinde elde edilen sürtünme faktörü sonuçları görülmektedir. Düz boru 1 için düşük kütleli akı bölgesindeki küçük bir alan haricinde her iki düz boruda da ısınma durumundaki sürtünme faktörü değerleri soğuma durumuna göre yüksek çıkmıştır. Bu durumun sebebi ağırlıklı olarak ısınma halinde akışkanın akış yönünde yoğunluğunun azalmasından ötürü oluşan ağırlık etkisi altında hız profiline değişmesi ve kayma gerilmelerini artırıcı yönde etki yapmasıdır.

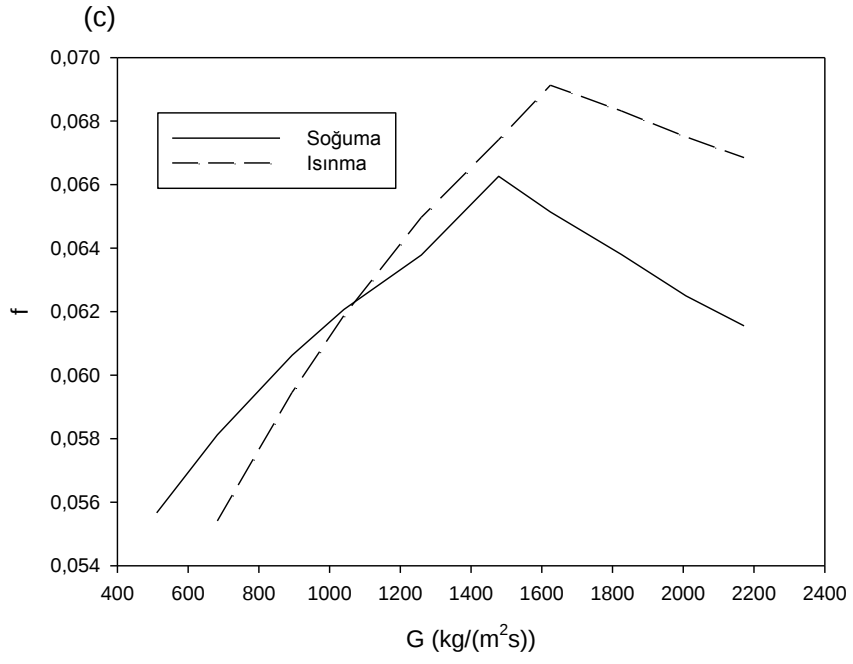
Mikrokanaatlı boruda ise ısınma halindeki sürtünme faktörü soğuma haline göre $1100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ değerine kadar düşük seyretmekte ve bu değer üstünde ise baskın konuma geçmektedir. Düz borudan farklı olarak gözlemlenen bu olgunun sebebi düşük kütleli akı değerlerinde mikrokanaatlı borudaki akışın daha önceki bölümlerde bahsedilen geçiş bölgesinin içinde olmasıdır. Ancak bu bölgedeki farkın f için belirsizlik analizinde hesaplanan yüzdesel farkların içinde kalmasından ötürü gerçekte bu bölgede hangi halin daha yüksek basınç düşümüne sahip olduğunu söylemek mümkün değildir. Bu bölgenin dışında ısınma ve soğuma hali arasında gözle görülür farklı bir eğilim izlenmektedir. Şekil 4.34 ve bu olgu daha detaylı incelendiğinde geçiş bölgesi için mikrokanaatlı boruda ısınma ve soğuma hallerinin belirgin bir fark göstermediği anlaşılmaktadır.



Şekil 4.32 Düz boru 1 için ısınma ve soğuma halinde sürtünme faktörü değişimi



Şekil 4.33 Düz boru 2 için ısınma ve soğuma halinde sürtünme faktörü değişimi



Şekil 4.34 Mikrokanatlı boru için ısınma ve soğuma halinde sürtünme faktörü değişimi

BÖLÜM 5

SONUÇLAR

Düz ve mikrokanaatlı borular ile yapılan deneyler sonucunda ısınma ve soğuma halleri için sürtünme faktörü sonuçları elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlardan deneylerde kullanılan her bir boruya ait ısınma ve soğuma durumlarında kullanılmak üzere Re sayısına bağılı sürtünme faktörü bağıntıları geliştirilmiştir. Mikrokanaatlı boru ile karşılaştırma yapmak amacıyla düz boru verileri kullanılarak mikrokanaatlı boru ile aynı hidrolik çapa sahip bir simüle boru çalışması yapılmıştır. Deneyler ve yapılan analizler sonucunda elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekilde özetlenmiştir.

- Mikrokanaatlı boruda elde edilen sürtünme faktörü değerlerinin düz borudakilere göre daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bunun sebebinin mikrokanaatçıkların akış üzerinde meydana getirdiği açılal hız bileşeninin sürtünmeleri ve türbölanslılığı arttırması olduğu çıkarımı yapılmıştır.
- Mikrokanaatlı boru deneylerindeki düşük debilerde sürtünme faktörü için bir artış bölgesi gözlemlenmiştir. Bu bölge düz borular için gözlemlenmediğinden ötürü mikrokanaat yapısından ötürü gerçekleştiği sonucuna varılmış ve literatürdeki diğer çalışmalarla elde edilen bulgu doğrulanmıştır.
- Isınma hali için elde edilen sürtünme faktörü değerlerinin incelenen tüm borular için soğuma haline göre daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Ancak mikrokanaatlı boruda düşük debi değerlerinde tam tersi bir durum söz konusu olmuştur. Mikrokanaatlı

boruya özgü olarak gözlemlenen bu durumun geçiş bölgesinden ötürü kaynaklandığı yorumu yapılmıştır.

- Mikrokanatlı boruda geçiş bölgesi için ısınma ve soğuma hali arasında sürtünme faktörü değerlerinde belirgin bir farkın olmadığı görülmüştür. Bu nedenden ötürü söz konusu bölgede ısınma ve soğuma hali için türetilen bağıntıların ikisi de kullanılabilir.
- Düz borular için elde edilen sonuçların literatürdeki bağıntılar ile uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Mikrokanatlı boru içinse literatürdeki hiçbir bağıntı ile temel eğilimde örtüşme sağlanamamıştır. Bunun sebebi ise literatürdeki bağıntıların tümünün mikrokanatlı borularda düşük debilerde yaşanan geçiş bölgesini belirleyememesidir.
- Düz ve mikrokanatlı boruda sürtünme faktörü için ısınma ve soğuma hallerine göre Re sayısının fonksiyonu olan bağıntılar türetilmiş ve söz konusu bağıntıların deneysel verilerle makul ölçülerde uyumlu oldukları görülmüştür. Mikrokanatlı boruya ait sürtünme faktörünün geçiş bölgesinde artan eğilim göstermesinden ötürü bu boru için geçiş bölgesi, geçiş sonrası bölge ve tüm deney bölgesinde geçerli olmak üzere üç farklı bağıntı geliştirilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Bergles, A., (1999). "Enhanced Heat Transfer: Endless Frontier, or Mature and Routine?", *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 6:79-88.
- [2] Nesis, E.I., Shatalov, A.F. ve Karmatskii, N.P., (1994). "Dependence of the Heat Transfer Coefficient on the Vibration Amplitude and Frequency of a Thin Vertical Heater", *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 67:696-698.
- [3] Leal, L., Misevic, M., Lavieille, P., Amokrane, M., Pigache, P., Topin, F., Nogarède, P. ve Tadrist, L., (2013). "An Overview of Heat Transfer Enhancement Methods and New Perspectives: Focus on Active Methods Using Electroactive Materials", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 61:505-524.
- [4] Liu, S. ve Sakr, M., (2013). "A Comprehensive Review on Passive Heat Transfer Enhancements in Pipe Exchangers", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 19:64-81.
- [5] Dewan, A., Mahanta, P., Raju, K.S. ve Kumar, P.S., (2004). "Review of Passive Heat Transfer Augmentation Techniques", *Journal of Power and Energy*, 218:509-527.
- [6] Fujie, K., Itoh, M., Innami, T., Kimura, H., Nakayama, M. ve Yanagida, (1977). Heat Transfer Pipe, US Patent No: 4044797, Hitachi, Ltd.
- [7] Celen, A., Dalkilic, A.S. ve Wongwises, S., (2013). "Experimental analysis of the single phase pressure drop characteristics of smooth and microfin tubes", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 46:58-66.
- [8] Wang, C.C., Chiou, C.B. ve Lu, D.C., (1996). "Single-phase heat transfer and flow friction correlations for microfin tubes", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 17:500-508.
- [9] Brognaux, L.J., Webb, R.L. ve Chamra, L.M., (1997). "Single-phase heat transfer in micro-fin tubes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40:4345-4357.
- [10] Wang, H.S. ve Rose, J.W., (2004). "Prediction of effective friction factors for single-phase flow in horizontal microfin tubes", *International Journal of Refrigeration*, 27:904-913.

- [11] Jensen, M.K. ve Vlakancic, A., (1999). "Technical note: Experimental investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in internally finned tubes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42:1343-1351.
- [12] Han, D.H. ve Lee, K.J., (2005). "Single-phase heat transfer and flow characteristics of micro-fin tubes", *Applied Thermal Engineering*, 25:1657-1669.
- [13] Afroz, H.M.M. ve Miyara, A., (2007). "Friction factor correlation and pressure loss of single-phase flow inside herringbone microfin tubes", *International Journal of Refrigeration*, 30:1187-1194.
- [14] Siddique, M. ve Alhazmy, M., (2008). "Experimental study of turbulent single-phase flow and heat transfer inside a micro-finned tube", *International Journal of Refrigeration*, 31:234-241.
- [15] Copetti, J.B., Macagnan, M.H., de Souza ve D., Oliveski, R.J., (2004). "Experiments with microfin tubes in single phase", *International Journal of Refrigeration*, 27:876-883.
- [16] Chiou, C.B., Wang, C.C. ve Lu, D.C., (1995). "Single-phase heat transfer and pressure drop characteristics of microfin tubes", *ASHRAE Transactions: Symposia*, 1041-1048.
- [17] Al-Fahed, S.F., Ayub, Z.H., Al-Marafie, A.M. ve Soliman, B.M., (1993). "Heat transfer and pressure drop in a tube with internal microfins under turbulent water flow conditions", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 7:249-253.
- [18] Haaland, S.E., (1983). "Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent flow", *Transactions on ASME Journal of Fluids Engineering*, 105-(3):89-90.
- [19] Tam, H.K., Tam, L.M., Chu, W.W. ve Ghajar, A.J., (2010). "Experimental analysis of the single phase heat transfer and friction factor inside the horizontal internally micro-fin tube", *2nd International Conference on Mechanical and Electronics Engineering*, Vol. 1, 44-48.
- [20] Meyer, J.P. ve Olivier, J.A., (2011). "Transitional flow inside enhanced tubes for fully developed and developing flow with different types of inlet disturbances: Part I – Adiabatic pressure drops", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54:1587-1597.
- [21] Tanaka, H., Tsuge, A., Hirata, M. ve Nishiwaki, N., (1973). "Effects of buoyancy and acceleration owing to thermal expansion on forced turbulent convection in vertical circular tubes – criteria of the effects, velocity and temperature profiles, and reverse transition from turbulent to laminar flow", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 16:1267-1288.
- [22] Easby, J.P., (1978). "The effect on buoyancy on flow and heat transfer for a gas passing down a vertical pipe at low turbulent Reynolds numbers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21:791-801.
- [23] Saylor, P.E. ve Joye, D.D., (1991). "Hydrostatic correction and pressure drop measurement in mixed convection heat transfer in a vertical tube", *Ind. Eng. Chem. Res.*, 30:784-788.

- [24] Parlatan, Y., Todreas, N.E. ve Driscoll, M.J., (1996). "Buoyancy and property variation effects in turbulent mixed convection of water in vertical tubes", *Journal of Heat Transfer*, 118:381-387.
- [25] You, J., Yoo, J.Y. ve Choi, H., (2003). "Direct numerical simulation of heated vertical air flows in fully developed turbulent mixed convection", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46:1613-1627.
- [26] Joye, D.D., (2003). "Pressure drop correlation for laminar, mixed convection, aiding flow heat transfer in vertical tube", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 24:260-266.
- [27] Busedra, A.A. ve Soliman, H.M., (1999). "Analysis of laminar mixed convection in inclined semicircular ducts under buoyancy-assisted and –opposed conditions", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications: An International Journal of Computation and Methodology*, 36(5):527-544.
- [28] Kang, G.U. ve Chung, B.J., "Influence of the height-to-diameter ratio on turbulent mixed convection in vertical cylinders", *Heat and Mass Transfer*, 48:1183-1191
- [29] Çengel, Y.A. ve Cimbala, J.M., (2008). *Akışkanlar Mekaniği: Temelleri ve Uygulamaları*, Birinci Baskı, İzmir Güven Kitabevi, İzmir.
- [30] White, F.M., (2006). *Akışkanlar Mekaniği*, Üçüncü Baskı, Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- [31] Blasius, P.R.H., (1913). "Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in flüssigkeiten", *Forschungsheft* 131:1-41.
- [32] Fang, X., Xu, Y. ve Zhou, Z., (2011). "New correlations of single-phase friction factor for turbulent pipe flow and evaluation of existing single-phase friction factor correlations", *Nuclear Engineering and Design*, 241:897-902.
- [33] Danish, M., Kumar, S. ve Kumar, S., (2011). "Approximate explicit analytical expressions of friction factor for flow of Bingham fluids in smooth pipes using Adomian decomposition method", *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 16(1):239-251.
- [34] Churchill, S.W., (1973). "Empirical expressions for the shear stressing turbulent flow in commercial pipe", *AIChE Journal*, 19(2):375-376.
- [35] Churchill, S.W., (1977). "Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes", *Chemical Engineering Journal*, 7:91-92.
- [36] Hrycak, P. ve Andruskhiw, R., (1974). "Calculation of critical Reynolds number in round pipes and infinite channels and heat transfer in transition regions", *Heat Transfer* 2:183-187.
- [37] Bhatti, M.S. ve Shah R.K., (1987). "Turbulent and transitional flow convective heat transfer, *Hand Book of Single-phase Convection Heat Transfer*, John Wiley and Sons, New York.
- [38] Manadilli, G., (1997). "Replace implicit equations with sigmoidal functions", *Chemical Engineering Journal*, 104(8):129–132.

- [39] Swamee, P.K. ve Jain, A.K., (1976). "Explicit equation for pipe flow problems", *Journal of the Hydraulics Division ASCE*, 102(5):657-664.
- [40] Moody, L.F., (1944). "Friction factors for pipe flows", *Transactions of the ASME*, 66:671-684.
- [41] Sonnad, J.R. ve Goudar, C.T., (2006). "Turbulent flow friction factor calculation using a mathematically exact alternative to the Colebrook–White equation", *Journal of Hydraulic Engineering ASCE*, 132(8):863–867.
- [42] Al Fahed, S.F., Ayub, Z.H., Al Marsfie, A.M. ve Soliman, B.M., (1993). "Heat transfer and pressure drop in a tube with internal microfins under turbulent water flow conditions", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 7:249-253.
- [43] Zdaniuk, G.J., Chamra, L.M. ve Mago, P.J., (2008). "Experimental determination of heat transfer and friction in helically-finned tubes", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32:761-775.
- [44] Carnavos, T.C., (1980). "Heat transfer performance of internally finned tubes in turbulent flow", *Heat Transfer Engineering*, 1:32-37.
- [45] Ravigururajan, T.S. ve Bergles, A.E., (1985). "General correlations for pressure drop and heat transfer for single-phase turbulent flow in internally ribbed tubes", *Augmentation of Heat Transfer in Energy Systems, ASME HTD*, 52:9-20.
- [46] Goto, M., Inoue, N. ve Ishiwatari, N., (2001). "Condensation and evaporation heat transfer of R404A inside internally grooved horizontal tubes", *International Journal of Refrigeration*, 24:628-638.
- [47] Patankar, S.V., Ivanovic, M. ve Sparrow, E.M., (1979). "Analysis of turbulent flow and heat transfer in internally finned tubes and annuli", *Journal of Heat Transfer*, 101:29-37.
- [48] Liu, X. ve Jensen, M.K., (2001). "Geometry effects on turbulent flow and heat transfer in internally finned tubes", *Journal of Heat Transfer*, 123:1035-1044.
- [49] Moffat, R.J., (1988). "Describing the uncertainties in experimental results", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1:3-17.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Alican ÇEBİ
Doğum Tarihi ve Yeri : 02.05.1990 İstanbul
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : alicanb@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği Isı Proses	Yıldız Teknik Üniversitesi	2012
Lise	Sayısal	Vefa Lisesi	2008

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2013	Yıldız Teknik Üniversitesi\Makine Mühendisliği Bölümü	Araştırma Görevlisi
2012	Yıldız Teknik Üniversitesi\Mekatronik Mühendisliği Bölümü	Araştırma Görevlisi

YAYINLARI

Makale

1. Celen, A., Kayaci, N., Çebi, A., Demir, H., Dalkılıç, A. S., & Wongwises, S. (2014). Numerical investigation for the calculation of TiO₂–water nanofluids' pressure drop in plain and enhanced pipes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*(53), 98-108.
2. Celen, A., Çebi, A., Aktas, M., Mahian, O., Dalkilic, A. S., & W, S. (2014). A review of nanorefrigerants: Flow characteristics and Applications. *International Journal of Refrigeration*(44), 125-140.

Bildiri

1. Türkgenç, Z., Çebi, A., Celen, A., Dalkılıç, A. S., & Wongwises, S. (2014, Ağustos). Thermodynamic Analysis of Solar Heat Pump Assisted Heating Systems. ASME 2014 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting and 12th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. Chicago, Illinois, ABD.
2. Dalkılıç, A. S., Aktaş, M., Celen, A., Çebi, A., Mahian, O., & Wongwises, S. (2014, Ağustos). A Focus on the Literature Review of Nanorefrigerants. ASME 2014 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting and 12th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. Chicago, Illinois, ABD.
3. Çebi, A., Celen, A., Dalkılıç, A. S., Sevindir, M. K., & Wongwises, S. (2014, Ağustos). Determination of Pressure Drop of Pure Water Flowing Upward Direction in a Double Tube Heat Exchanger Having Smooth and Microfin Tubes. ASME 2014 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting and 12th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. Chicago, Illinois, ABD.
4. Alkan, B., Celen, A., Çebi, A., Dalkılıç, A. S., & Wongwises, S. (2014, Ağustos). Refrigerated Railroad Car Design for Shipping Frozen Meat Using Alternative Refrigerants. ASME 2014 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting and 12th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. Chicago, Illinois, ABD.
5. Şenlen, O. A., Celen, A., Çebi, A., Dalkılıç, A. S., & Wongwises, S. (2014, Ağustos). Effect of the Heat Recovery System to the

Performance of Air Handling Unit of a Workplace. ASME 2014 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting and 12th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. Chicago, Illinois, ABD.

6. Karaağaç, M., Celen, A., Çebi, A., Dalkılıç, A. S., & Wongwises, S. (2014, Ağustos). Performance Comparison of Various VRV Systems for a Bank Application. ASME 2014 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting and 12th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. Chicago, Illinois, ABD.
7. Dalkılıç, A. S., Goktepe, E., Ozturk, M., Celen, A., Çebi, A., & Wongwises, S. (2013, Temmuz). Fundamental Basis and Application of Cold-Room Project Design: A Case Study of Frigoship. ASME Summer Heat Transfer Conference.

Proje

1. BAP Proje No: 2013-06-01-KAP01, Tek Fazlı Akışta İç Yüzeyi İyileştirilmiş Borularda Isı Transferi Karakteristiklerinin DeneySEL ve Nümerik Olarak İncelenmesi (Devam ediyor)