



**T.C.
BATMAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GİRİŞ GEOMETRİSİNİN İZOTERMAL VE İZOTERMAL OLMAYAN
BORU AKIŞINDAKİ ETKİLERİNİN SAYISAL İNCELENMESİ**

**Ümran AKA
YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**Ağustos- 2019
BATMAN
Her Hakkı Saklıdır**

TEZ KABUL VE ONAYI

Ümran AKAN tarafından hazırlanan “Giriş Geometrisinin İzotermal ve İzotermal Olmayan Boru Akışındaki Etkilerinin Sayısal İncelenmesi” adlı tez çalışması 20/08/ 2019 tarihinde aşağıda ismi geçen jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Prof. Dr. Hüseyin AYDIN

İmza



Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ



Üye

Dr. Öğr. Üyesi Orhan ARPA



Yukarıdaki sonucu onaylarım.



Prof. Dr. Salim Z. TIGREK
FBE Müdürü



TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Ümran AKAN

Tarih:20.08.2019

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

GİRİŞ GEOMETRİSİNİN İZOTERMAL VE İZOTERMAL OLMAYAN BORU AKIŞINDAKİ ETKİLERİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

Ümran AKAN
Batman Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ

2019, 93 Sayfa

Jüri
Prof. Dr. Hüseyin AYDIN
Dr. Öğr. Üyesi Orhan ARPA
Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ

ÖZET

Bir rezervuardan (depo veya tank) boruya akışkan geçişinde borunun giriş bağlantı tipi aşağı akım üzerinde etkili olduğundan boru depoya çıkıntılı veya çıkıntısız bağlanabilmektedir. Bu çalışmada borunun rezervuara çıkıntısız (keskin kenarlı, $L/D=0$), 30mm çıkıntılı ($L/D=1$) ve 60mm ($L/D=2$) çıkıntılı şekilde bağlanmasında boru aşağı akım etkileri sayısal çözümle analiz edilmiştir. Çalışmada $D=30$ mm çaplı boru ile 1000, 2000, 4000, 7000, 10000, 15000, 20000 ve 100000 Reynolds sayılarında su akışları simule edilmiştir. Tank çıkışından sonra boru akışı izotermal ve izotermal olmayan durumlar için analiz edildi. İzotermal olmayan durumda sabit duvar ısı akısı 30kW/m^2 olacak şekilde 2.7m 'lik boru akışına uygulandı. Çıkarılan sayısal sonuçlara göre çıkıntılı ile çıkıntısız boru girişlerinde hız profillerinin biraz farklı olduğu görüldü. Her üç girişli akışın yerel kayıp katsayıları $Re=20000$ 'e kadar üs kuvveti şeklinde düşerken daha sonraki Reynolds sayılarında ise sabit kaldığı görülmüştür. Burada 60mm çıkıntılı girişin kayıp katsayısı en yüksek ve çıkıntısız olanı ise en düşük çıkmıştır. Her üç giriş tipinin tanktan sonra sürtünme faktörüne etkilerinin benzer olduğu görüldü. İzotermal olmayan boru akışında ise çıkıntılı ve çıkıntısız akışlarda sürtünme faktörleri arasında bir farkın olduğu görüldü. Boru akışında yerel taşınım ısı transfer katsayısının gelişen akışta üs kuvveti şeklinde değişirken tam gelişmiş akışta değerinin sabit olduğu görüldü. Isıl olarak gelişmiş akış bölgesinde çıkıntılı girişli akışların ısı transfer katsayılarının çıkıntısız girişli akıştan biraz daha yüksek olduğu görüldü. Boru akışı boyunca sıcaklık değişim eğrisinin deneysel çalışmadaki değişim eğrisiyle benzerlik gösterdiği görüldü.

Anahtar Kelimeler: Ansys CFX, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Keskin kenarlı giriş, çıkıntılı giriş, izotermal boru, izotermal olmayan boru, Reynolds ortalamalı Navier-stokes (RANS),

ABSTRACT

MS THESIS

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF INLET GEOMETRY ON THE ISOTHERMAL AND NON-ISOTHERMAL PIPE FLOW

Ümran AKAN

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
BATMAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN AUTOMOTIVE ENGINEERING**

Advisor: Doç. Dr. Hasan DÜZ

2019, 93 Pages

Jury

Prof. Dr. Hüseyin AYDIN

Asst.Prof.Dr. Orhan ARPA

Asst. Prof. Dr. Üyesi Hasan DÜZ

The pipe can be connected to the tank without protruding or flush, as the inlet connection type of the pipe acts on downstream in fluid passage from a reservoir (depot or tank). According to this study, the downstream effects of pipe connection to the reservoir without protruding (sharp edged, $L / D = 0$), 30mm protruding ($L / D = 1$) and 60mm ($L / D = 2$) were analyzed according to statistics. In this study, water flows of Reynolds numbers of 1000, 2000, 4000, 7000, 10000, 15000, 20000 and 100000 were simulated with $D = 30$ mm diameter pipe. Pipe flow after tank exit was analyzed for isothermal and non-isothermal conditions. In the non-isothermal state, the constant wall heat flux was applied to a pipe flow of 2.7m such that $30\text{kW} / \text{m}^2$. According to the statistical results, it was analyzed that the velocity profiles were slightly different between the protruding and non-protruding pipe entries. The local loss coefficients of all three input flows decreased as exponent forces up to $Re = 20000$ and remained constant in later Reynolds numbers. Here in this case, the loss coefficient of the 60mm protruding entrance is the highest and the one without protrusion is the lowest. The effects of all three inlet types on the friction factor after the tank were found to be similar. In non-isothermal pipe flow, there was a difference between friction factors in protruding and protruding flows. While the local convection heat transfer coefficient in pipe flow changed as exponent force in developing flow, it was found to be constant at full developed flow. In the thermally developed flow region, it was found that the heat transfer coefficients of the projected inlet flows were slightly higher than the projected inlet flow. It was observed that the temperature change curve along the pipe flow was similar to the change curve in the experimental study.

Keywords: Ansys CFX, Computational Fluid Dynamics (HAD), Sharp-edged inlet, protruding inlet, isothermal tube, non-isothermal tube, Reynolds-mean Navier-stokes (RANS),

ÖNSÖZ

Tez çalışmamda bana rehberlik eden ve bilgi birikimini benim paylaşan çalışmalarımda desteğini her zaman gördüğüm değerli danışmanım Yrd. Doç. Dr. Hasan Düz'e, Ramazan ALTUĞ'A zamanını ayırıp beni dinleyen jüri üyelerine ve Aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Ümran AKAN
BATMAN-2019

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	IV
ABSTRACT.....	V
ÖNSÖZ.....	VI
İÇİNDEKİLER.....	VII
1.GİRİŞ.....	1
2.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
2.1. Literatür Değerlendirme	7
3.TEMEL KAVRAMLAR.....	9
3.1. Akış ve Akışkan Özellikleri	9
3.2. Akışların Sınıflandırılması	11
3.2.1. Daimi ve daimi olmayan akış	10
3.2.2. Sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akış	10
3.2.3. Newton ve Newton tipi olmayan akış	11
3.3. Kaymama Koşulu-Viskoz Akış Bölgesi.....	11
3.4. Laminer – Türbülanslı akış.....	12
4. BORULARDA AKIŞ.....	14
4.1. Giriş Bölgesi	14
4.1.1. Hız sınır tabakası	14
4.1.2. Isıl sınır tabaka	15
4.2. Giriş Uzunlukları	17
4.3. Genel Isıl Çözümleme	18
4.3.1. Sabit yüzey ısı akısı: $Q_s = \text{sabit}$	19
4.3.2. Sabit yüzey sıcaklığı $T_s = \text{sabit}$	20
4.3.2.1. Nusselt sayısı.....	20
4.4. Borularda Basınç Düşüşü ve Yük Kaybı.....	21
4.4.1. Sürekli yük kaybı	22
4.4.2. Yerel kayıplar	23
4.5 Genel Enerji Denklemleri.....	23
4.5.1 Genel mekanik enerji denklemi	23
4.5.2 Temel akış denklemler	24
4.6 Türbülans Hız Profili	27
5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD)	29
5.2. Sınır Koşulları	31
5.3. Türbülanslı Akışların Çözümü	31
5.3.1. Rans türbülans modelleri.....	33
5.3.1.1 İkinci-dereceden kapatacıcı modeller	34
5.3.1.2 Birinci dereceden kapatacıcı modeller	34

5.3.1.3. k-omega modelleri.....	35
6. YAPILAN SAYISAL ÇALIŞMALAR.....	37
6.1. Giriş.....	37
6.2. Boru Akışında Giriş Tipleri.....	37
6.2.Akışkan ve Fiziksel Özelliği	38
6.3. Geometrinin Oluşturulması	38
6.4. Reynolds Sayı Aralığı.....	40
6.5. Sayısal Çözüm	42
6.5.1. Akışların Ansys programı ile çözümü	42
6.5.1.1. Sayısal çözüm aşamaları	42
6.5.1.1.1. Akış geometrinin oluşturulması	42
6.5.1.1.2.Mesh (geometriyi parçalar bölme -otomatik ağ oluşturma).....	43
6.5.1.1.3. Ağdan bağımsız çalışma	44
6.5.1.1.4. Sınır şartları, Akış ve Akışkan özellikleri	46
7. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME.....	52
7.1. Giriş akışında hız profilleri.....	52
7.1.1. Boruya geçiş hız profilleri	54
7.1.2. Boru girişi hız profilleri.....	56
7.1.3. Yerel sürtünme Yük Kaybı.....	57
7.2. Boru Akışları Analizi	60
7.2.1. Darcy sürtünme faktörü	61
7.2.1.1. İzotermal boru akışında sürtünme faktörleri	62
7.2.2.Farklı girişlerin ısı transferine etkileri	69
7.2.2.1. Yerel ısı transfer katsayısı.....	74
7.3. Genel Değerlendirme.....	77

KISALTMALAR

DNS	: Direct Numerical Simulation (Doğrudan Sayısal Simulasyon)
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
RANS	: Reynolds Averaged Navier Stokes (Reynolds Ortalamalı Navier Stokes)
LES	: Large Eddy Simulation (Büyük Eddy Simulasyonu)
PPRC	: Polipropilen Random Copolimer, plastik boru
RMS	: Root Mean Square (ortalama karekök)
SST	: Shear Stress Transport (kayma gerilmesi taşınımı)

SIMGELER

A	: alan, m ²
D	: boru çapı, m
F	: kuvvet, N
f	: Darcy sürtünme Katsatısı
g	: yerçekim ivmesi, m/s ²
L	: uzunluk, m
$L_{h,laminer}$	: laminar hidrodinamik giriş uzunluğu
$L_{h,türbülans}$	: türbülans hidrodinamik giriş uzunluğu
L_t	: ısı giriş uzunluğu, m
T_d	: duvar sıcaklığı, K
$L_ç$	: çıkıntı uzunluğu, m
T_m	: boru kesiti ortalama sıcaklığıdır, K
ΔT_{ort}	: ortalama sıcaklık farkı, K
h_x	: yerel ısı transfer katsayısı
T_i	: giriş ortalama sıcaklığı, K
T_e	: çıkış ortalama sıcaklığı, K
k	: ısı iletim katsayısı,
l	: türbülans ölçek uzunluğu, m
m	: kütle, kg
$\dot{m}$	: kütleli debi, kg/s
$\dot{V}$	: hacimsel debi, (m ³ /s)
P	: basınç, Pa
P	: denklem (3.4-3.5)'teki değişken, ıslak çevrenin uzunluğu
P'	: anlık basınç çalkantı değeri, Pa
$\bar{P}$	: zaman ortalamalı basınç, Pa
ΔP	: basınç farkı, Pa
Re	: Reynolds sayısı
Re _D	: boru akışında Reynolds değeri
Re _{krit}	: laminardan türbülansa kritik Reynolds geçiş sayısı
$h_{K,yerel}$	: yerel akyıp katsayısı
K_k	: sürtünme kayıp katsayısı
T	: sıcaklık, °C
t	: zaman, s
Δt	: zaman farkı

U	: ortalama akış hızı, m/s
u, v ve w	: sırasıyla x, y ve z yönlerindeki anlık hız bileşenleri, m/s
u', v', w'	: sırasıyla x, y ve z yönlerindeki anlık hız çalkantı bileşenleri, m/s
$\bar{u}$	: zaman ortalamalı akış hızı, m/s
u'	: türbülans hız bileşeni
u^*	: sürtünme hızı, m/s
u^+	: boyutsuz hız
u_t	: en büyük türbülans hız değeri
V_{ort}	: ortalama akış hızı, m/s
ν	: kinematik viskozite, m^2/s
X_{kr}	: laminardan türbülansa kritik geçiş mesafesi, m
$X_{gç}$	: türbülanslı boru akışında hidrodinamik gelişme mesafesi, m
$X_{gç, laminar}$	: laminar boru akışında hidrodinamik gelişme mesafesi, m
x	: akış yönündeki mesafe, m
ρ	: akışkan yoğunluğu, kg/m^3
μ	: akışkan viskozitesi, $kg/m.s$
μ_t	: türbülans viskozitesi, $kg/m.s$
τ	: kayma gerilmesi, Pa
τ_w	: duvar kayma gerilmesi, Pa
ε	: pürüzlülük yüksekliği

Alt indisler

d	: duvar
$gç$	: geçiş
krt	: kritik
lam	: laminar
mak	: maksimum
$türb$	: türbülans
S	: sayısal
RMS	: Root Mean Square, ortalama karekök
ρ	: Yoğunluk [kg/m^3]
μ	: Viskozite [$kg/m.s$]
U_∞	: Serbest akım hızı [m/s]
Re	: Reynolds sayısı [$=V\rho c/\mu$]

1.GİRİŞ

Akışkanların akabilme özelliklerinden dolayı dairesel olan ve dairesel olmayan borulardan rahatlıkla taşınabilmektedir. Temiz içme suyunun dairesel borularla uzak mesafelerden insanlara ulaştırılması, petrol ve doğal gazın ülkeler arası boru hatları ile taşınması, nehirlerden tarlalara suyun borularla taşınması ve pek çok endüstriyel uygulamalarda sıvı ve gazların yine borularla taşınması söz konusudur. Borularda akışkanları taşıyabilmek için pompa, kompresör ve fan gibi güç tüketen makineler kullanılır. Akışkanlarda sürtünme yük kayıplarının en iyi şekilde hesaplanması önemlidir. Düz boru akışında sürtünme yük kayıpları çeşitli bağıntılarla hesaplanabilirken düz boruda olmayan akış sistemlerinde üzerinde bulunan dirsekler, genişleme ve daralma gibi yerel elemanlarda sürtünme yük kayıpları deneysel yöntemlerle belirlenmektedir. Boru girişinden itibaren akış gelişir ve sonra tam gelişmiş akış olur. Gelişen akış ve tam gelişmiş akış, akış sürtünmeleri ve ısı transferi birbirinden farklı olmaktadır. Uzun boru akışlarında giriş etkileri ihmal edilip tüm boru akışı tam gelişmiş kabul edilirken kısa boru akışlarında boruda gelişen akışın etkisi önemli olmaktadır. Tam gelişmiş boru akışları teoriyi daha çok uyumlu olduğunda sürtünme yük kaybı ve ısı transfer işlemleri yönünde büyük çoğunlukla çözülmüş bir akış türüdür. Fakat boruda gelişen akış pek çok parametreyle değişkenlik gösterdiğinde sürtünme ve ısı transfer işlemlerinde hala araştırma safhasında olan bir akış türüdür. Özellikle bir depodan veya tanktan boruya akışkan geçişlerinde boru giriş tipi gelişen akış üzerinde çok etkili olabilmektedir. Genellikle boru girişlerinde keskin kenarlı giriş, çıkıntılı girişi ve koniksel giriş tipleri kullanılmaktadır. Bu giriş tiplerinin gelişen akış üzerindeki etkileri farklı farklı olabilmektedir. Bunların gelişen akışta basınç kaybı ve ısı transferi üzerinde etkilerinin farklı olduğu görülmüştür. Özellikle kısa boru kullanımı gibi gelişen akışta akışkanın ısıtılması veya soğutması söz konusu olduğunda ısı transfer katsayısının doğru hesaplanması önemli olmaktadır. Gelişen akışta sürtünme faktörü ve ısı transfer katsayısı gibi önemli akış özelliklerinin hesaplanması hala araştırma safhasında olduğu görülmektedir.

Bu çalışmada keskin kenarlı ve çıkıntılı girişin boru akışı üzerindeki etkileri sayısal bir çözümle araştırılmıştır. Keskin kenarlı, 30mm ve 60mm olmak üzere iki çıkıntılı girişin akışları analiz edilmiştir. Tüm akışlarda 30mm çapında aynı boru kullanılmıştır. Tanktan boruya giriş ve gelişen boru akışları Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemleri ve SST türbülans modeli ile sayısal yöntem uygulanarak çözülmüştür.

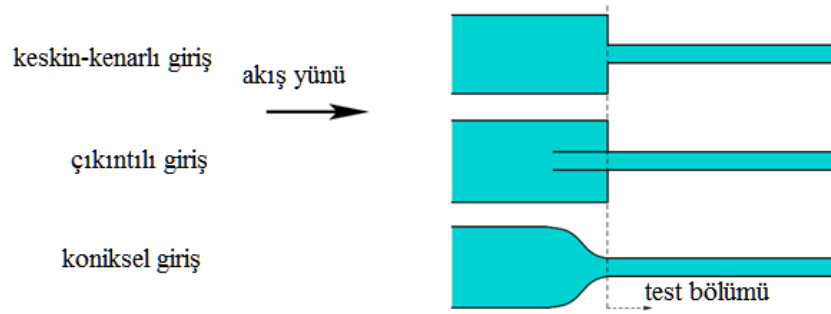
Tank çıkışından itibaren başlayan boru akışı izotermal ve izotermal olmayan akış olmak üzere iki farklı şekilde analiz edilmiştir. İzotermal akışta akış boyunca ısı transferi söz konusu değildir ve her yerde akışkan sıcaklığı sabit olduğu bir akıştır. İzotermal olmayan akış ise akışkana ısı transferinin uygulandığı akıştır ve akış içerisinde sıcaklık değişimleri görülür. Bu çalışmada izotermal olmayan akış için gelişen boru akışına 30000 W/m^2 olacak şekilde sabit duvar ısı akısı uygulanmıştır. Çıkan sayısal sonuçlarda çıkıntılı ve çıkıntısız boru giriş tiplerinin yerel sürtünme yük kayıpları üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Bunun için giriş akışlarının kayıp katsayıları hesaplanmıştır. Giriş tiplerinin gelişen izotermal boru akışına etkileri ise gelişen akış boyunca sürtünme faktörleri incelenerek yapılmıştır. Giriş tiplerinin izotermal olmayan boru akışlarına etkileri ise akış boyunca sıcaklık değişimleri ve yerel ısı transfer katsayısı incelenerek yapılmıştır.

Sonuç olarak tank çıkışındaki hız profilinin farklı giriş tipleri için farklı olması akış üzerinde etkili olduğu görülmektedir. İzotermal durumda akış boyunca sürtünme faktörlerinin değişimi her üç giriş için çok yakın olduğu tespit edilmiştir. İzotermal olmayan durumda ise giriş tiplerinin yerel sürtünme faktörü ve yerel ısı transfer katsayısının gelişen akış boyunca değişimindeki etkilerinin farklılık gösterdiği görülmüştür.

2.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Boru akışlarına en fazla etki eden durumlar boru giriş geometrisleridir. Birçok literatür çalışmasında dile getirilmiştir (Meyer ve Olivier, 2010; Pham v.a. 2012; Lap-Mou&Ghajar, 1997; Kandlikar ve Campbell, 2002; Wang v.a. 2014 vb.). Bu nedenle boru giriş geometrisinin akış rejimi üzerinde önemli bir etkisinin olduğu görülmektedir.

Genel olarak üç farklı boru girişi tipi ile akışkan boruya geçmektedir. Bunlar keskin kenarlı (square-edged) çıkıntılı (re-entrant), ve koniksel (bell-mouth) giriş tipleridir. Şekil 2.1.'de görüldüğü gibi akışkan boruya üç farklı giriş tipi ile girmektedir.



Şekil 2.1. Akışkanın boruya geçişlerinde kullanılan farklı giriş geometrileri(Olivier, 2009)

Literatürde bildirilen deneysel çalışmalarda girişte en az türbülans üreten elemanın koniksel giriş en çok türbülans üreten elemanın ise çıkıntılı giriş olduğu tespit edilmiştir. Bu nedenle bu giriş tiplerinin boru akışlarında türbülansa geçiş Reynolds sayılarını etkiledikleri görülmüştür.

Aşağıda verilen literatür çalışmalarında bu giriş tiplerinin geçiş Reynolds sayılarına olan etkileri ve girişten itibaren sürtünme faktörüne ve ısı transferine olan etkilerinin incelendiği çalışmaları konu edinmişlerdir. Bu çalışmalarda daimi dairesel boru akışlarında Newton tipi akışkanın kullanıldığı izotermal (ısı transfersiz) ve izotermal olmayan (ısı transferli) durumlar için araştırıldığı görülmektedir.

Osborne Reynolds (1883) bir cam tüp içerisinden akan suya girişte mürekkep enjekte ederek farklı debilerde akış davranışını incelemiştir. Mürekkebin akış içerisindeki davranışına göre akışları laminar ve türbülans olarak sınıflandırılmıştır. Laminar akış düzenli bir akış ve türbülanslı akış ise içi içe karışarak ilerleyen düzensiz bir akış olarak tanımlanmıştır. Bu nedenle türbülanslı akışlarda sürtünmeler daha yüksek olup enerji kayıpları laminar akışlara göre çok daha fazladır. Fakat akışkan soğutma ve ısıtma

işlemlerinde ise türbülanslı akış yapısı yüksek ısı transferi sağladığından akışın türbülanslı olması istenen bir durum olmuştur. Boru girişinde itibaren laminierden türbülansa geçiş aşaması yüzey pürüzlülüğüne, boru giriş geometrisine, üst akımda türbülans derecesine, boru titreşimlerine, akıştaki ısı transferine vb. etkenlere bağlı olabilmektedir. Osborne Reynolds bu etkenleri asgariye indirecek şekilde hassas akış şartları yarattığında laminier akışın daha yüksek Reynolds sayılarına kadar görüldüğünü bildirmiştir.

Tam&Ghajar (1997) de Etilen–glikol su karışımı ile yaptığı deneyde izotermal ve izotermal olmayan koşullarda çıkıntılı, keskin kenarlı ve koniksel girişlere sahip 3 farklı tip için boru girişinde basınç düşüşünü analiz etmişlerdir. Deneyler tam gelişmiş laminier ve türbülanslı boru akışlarını kapsayacak şekilde 1000-17000 aralığındaki Reynolds sayılarında yapılmıştır. Deneyde giriş geometrisinin tam gelişmiş Darcy sürtünme faktörüne ve geçiş Reynolds sayılarına olan etkileri incelenmiştir. İzotermal şartlarda çıkıntılı girişli akışta 2900-3500 Reynolds sayılarında, keskin kenarlı girişli akışta 3100-3700 ve koniksel girişli akışta 5100-6100 civarındaki Reynolds sayılarında laminierden türbülansa geçişin olduğu tespit edilmiştir. İzotermal olmayan akışta ise çıkıntılı girişte 4100-5900, keskin kenarlı girişte 4500-6400 ve konikli girişte ise 7300-9600 Reynolds sayılarında tam türbülansa geçişin olduğu tespit edilmiştir. Burada izotermal olmayan akışta geçiş Reynolds sayılarının daha yüksek görülmesinin nedeni olarak ikincil akışların varlığı gösterilmiştir. Burada aynı Reynolds sayılı akış için çıkıntılı girişin en yüksek sürtünme faktörüne ve koniksel girişin ise en düşük sürtünme faktörüne neden olduğu görülmüştür. Giriş şartlarının tam gelişmiş akışta sürtünme faktörü üzerinde pek etkili olmadıkları fakat geçiş akışında ise tam gelişmiş sürtünme faktörü üzerinde etkili oldukları bildirilmiştir.

Mohammed&Salman (2007) yukarı doğru dairesel bir borudaki laminier hava akışında sabit duvar ısı akısı şartını kullanarak doğal taşınımli ısı transfer değerlerini 1.1×10^9 ve 4.7×10^9 Re_L değerleri aralığında deneysel olarak araştırmışlardır. Deneyde ısıtılmış borunun girişinde boru alt tarafına yerleştirilen farklı giriş tiplerinin boru duvarı sıcaklık dağılımı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Kullanılan giriş tipleri ise keskin kenarlı giriş, konik giriş ve tam gelişmiş akışı yaratan 60 cm ve 120 cm uzunluklarındaki dairesel boru girişleri olmuştur. Sonuçlar aynı ısı akısı şartında boru boyunca yüzey sıcaklığının 120 cm uzunluğundaki boru giriş için en yüksek olduğunu ve konik giriş için ise en düşük olduğunu göstermiştir. Aynı şekilde yerel Nusselt sayısı ve ortalama Nusselt sayısının konik girişli akışlarda en yüksek ve 120cm uzunluğundaki boru girişi için en

düşük olduğu görülmüştür. Çalışmanın bir sonucu olarak doğal taşınımli dikey bir boru akışında giriş koşullarının ısı transferi üzerindeki etkilerini gösteren genel bir bağıntı türetilmiştir.

Afshin&Lap-Mou (1994) çıkıntılı, keskin kenarlı ve koniksel olmak üzere farklı girişlere sahip yatay dairesel bir boru akışında sabit duvar ısı akısı altında yerel zorlanmış ve karışık taşınımli (zorlanmış ve doğal birlikte) akışta ısı transfer değerlerini deneysel yöntemle ölçmüşlerdir. Deneysel akışlar 280-49000 Reynolds sayıları aralığında, $1000-2.5 \times 10^5$ Grashof değerleri aralığında ve 4'ten 158 'e kadar değişen Prandtl sayılarında gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçlarında ısı transferli akışta geçişin çıkıntılı giriş için 2000-8500, keskin kenarlı giriş için 2400-8800 ve konik girişli akışlar için 3800-10500 Reynolds sayıları aralıklarında olduğu görülmüştür. Sonuç olarak her giriş tipi için ayrı ayrı olarak geçiş bölgesinde gelişen ve tam gelişmiş zorlanmış ve karışık taşınım ısı transfer katsayılarını tahmini için bir bağıntı önerilmiştir.

Normal olarak literatür çalışmalarında ısı değiştiricilerin geçiş akışında çalışacak şekilde tasarlanmamaları önerilir. Bununla birlikte tasarım zorlamaları ve süreç koşullarındaki değişimler ısı değiştiricilerin geçiş rejiminde ve yakın civarında çalışmasına neden olmaktadır. Bu nedenle Meyer ve Olivier (2010) yatay dairesel iç içe borulu ısı değiştiricisinden su geçirerek ısı transfer ve basınç düşüş karakteristikleri hesaplamak için adyabatik ve adyabatik olmayan durumlar için 1000-20000 arası Reynolds sayılarında deneysel çalışma yapmışlardır. Deneylerde, çıkıntılı, keskin kenarlı ve koniksel boru girişlerinin geçiş Reynolds sayılarına ve diğer akış karakteristiklerine olan etkileri incelenmiştir. Tam gelişmiş sürtünme faktörü adyabatik sonuçları laminlerden türbülansa geçişlerin giriş koşullarına çok bağlı olduğunu ve konik girişle geçişin 7000 Reynolds sayısına kadar geciktirilebildiğini göstermiştir. Adyabatik olmayan sürtünme faktörü ve Nusselt sonuçları ise geçişin giriş koşullarından bağımsız olduğunu ve tüm akışlarda geçişin 2100 Reynolds sayısı civarında gerçekleştiği göstermiştir. Geçiş ve Nusselt bağımsızlığı ise ısı transferinde kaldırma kuvveti endeksli ikincil akışlara dayandırılmıştır.

Augustine (1988) Doktora tezi olarak dairesel yatay bir borudaki daimi akışta sabit duvar ısı akısında akış ve izotermal akış durumlarında keskin kenarlı girişin geçiş rejimlerinde akış karakteristiklerine olan etkisi deneysel olarak araştırmıştır. Yatay boru akışlarında, su, etilen-glikol sulu çözeltisi kullanılmıştır. Deneysel çalışmada sürtünme faktörünün giriş ve tam gelişmiş akış bölgesindeki değişimleri ve Blasius ve Poiseuille bağıntılarından sapma miktarları, geçiş akış rejimlerinde sürtünme faktörünün tahmini

için bağıntıların elde edilmesi ve boru girişinde keskin girişin sürtünme faktörü üzerindeki etkisinin hesaplanması ve geçiş rejimi için Reynolds sayı sınırlarının belirlenmesi ele alınmıştır.

Ghajar ve Madon(1992) izotermal tam gelişmiş akışta çıkıntılı, keskin kenarlı ve konik giriş tiplerinin kritik geçiş Reynolds sayısı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Laminerden türbülansa geçişin çıkıntılı girişte 1980-2600, keskin kenarlıda 2070-2840 ve konik girişli akışta ise 2125-3200 aralığındaki Reynolds sayılarında oluştuğunu dile getirmişlerdir.

Dizayn zorlamaları ve enerji gereksinimleri sık sık ısı değiştiricilerin kendi tasarım parametreleri dışında çalışmasına neden olur. Bu nedenle ısı değiştiriciler sık sık geçiş rejiminde çalıştıkları görülür. Olivier ve Meyer (2010) çapları 15.88mm ve 19.02mm olan pürüzsüz iki boru içerisinden farklı giriş hız profilleri ile adyabatik ve ısı transferli akışlarla deneysel çalışma yapmışlardır. Bu farklı giriş hız profilleri tam gelişmiş, çıkıntılı, keskin kenarlı ve konik girişlerle sağlanmıştır. Test akışkanı olarak su kullanıldı ve ısı transfer akışında su dış boru yüzeyinden sabit duvar sıcaklığı ile soğutuldu. Deneyler 1000-20000 Reynolds sayı aralığında, 4-6 arası Prandtl sayılarında ve 10^5 Grashof sayısında gerçekleştirildi. Çıkan sonuçlara göre adyabatik akışlarda laminlerden türbülansa geçiş giriş profillerine çok bağlı olduğu ve konik girişle geçişin 12000 Reynolds sayısına sürdürülebildiği görülmüştür. Isı transferli akış sonuçları ise geçişin giriş profillerinden bağımsız olduğunu ve 2100 Reynolds sayısında tüm akışlarda geçiş olduğunu göstermiştir. Laminer akışta ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörü bilinen teorik bağıntılarla karşılaştırıldıklarında kayda değer yüksek olduğu ve bu durum diğer yayınlanmış sonuçların doğruladığı gibi ikincil akışlara dayandırılmıştır.

Mohammed (2009) farklı giriş geometrilerinin etkilerini ısı transferli yatay dairesel bir borudaki laminer hava akışı için 400-1600 Reynolds sayı aralıklarında ve 3.12×10^5 - 1.72×10^6 Grashof sayı aralıklarında deneysel olarak araştırmışlardır. Duvar sabit ısı akısı boru akışına dış yüzeyden uygulandı. Sonuçlar duvar yüzey sıcaklığının tam gelişmiş girişte diğerlerine göre daha yüksek olduğunu ve Nusselt sayı değerlerinin ise ortalama hava yoğunluğu ve sıcaklık farkından dolayı konik girişli de daha yüksek olduğunu göstermiştir. Ortalama ısı transfer sonuçları ise Prandtl, Grashof ve Reynolds terimlerinde ampirik bir bağıntı ile bağlandı. Önerilen bağıntı literatürdeki mevcut verilerle karşılaştırıldığında iyi uyumlu olduğu gösterilmiştir.

Lap-Mou ve Ghajar (1998) etilen-glikol sulu karışımın konik girişe sahip yatay dairesel bir boru içerisindeki akışında yerel sürtünme katsayısını 1500-27000 Reynolds

sayı aralığında deneysel olarak araştırmışlardır. Konik girişli akışta boru duvarı boyunca sınır tabaka önce laminer olmakta daha sonra geçiş bölgesinden türbülansa geçişte $Nu=x/D$ değerlerinde ani bir düşüşe neden olmuştur. Geçiş bölgesinde ani düşüş varlığı yerel ve ortalama ısı transfer katsayılarında önemli etkiye sebep olduğu belirtilmiştir. Konik girişli kısa borulu akışlarda ısı transfer hesaplamaları için önemli olduğu vurgulanmıştır.

Mohammed (2009) 400-1600 Reynolds sayılarında laminer akış rejimini kapsayan çalışmada giriş geometrilerinin akış karakteristiklerine olan etkisini incelemiştir

2.1. Literatür Değerlendirme

Literatür araştırmalarında görüldüğü gibi 3 farklı boru giriş geometrisi ile gerçekleştirilen dairesel boru akışlarında izotermal ve izotermal olmayan akış durumları özellikle geçiş akışına olan etkileri incelendiği görülmektedir. İzotermal olsun veya olmasın giriş tipinin akışta yarattığı türbülans derecesine bağlı olarak geçiş rejimindeki Reynolds sayı aralığını ve sürtünme faktörlerini değiştirebildiği görülmektedir. Özellikle koniksel girişin laminer akışı yüksek Reynolds sayılarına kadar sürdürebildiği bu nedenle türbülansa geçiş Reynolds sayısını en yüksek olduğu akış tipi olarak bildirilmiştir. Fakat izotermal olmayan akış durumlarında türbülansa geçişin sağlandığı Reynolds sayısının bazı literatür çalışmalarında giriş tipine bağlı olduğu ve bazı çalışmalarda ise bağımsız olduğu bildirilmiştir. Bunun nedeni olarak izotermal olmayan akışta ısı transferi sonucu akışta oluşan ikincil akışlar sebep gösterilmiştir. İkincil akışlar geçiş Reynolds sayı aralığı üzerinde, giriş uzunlukları ve laminer akıştaki sürtünme faktörü üzerinde etkisinin olmasıdır. Sonuç olarak giriş tiplerinin tam gelişmiş akışta sürtünme faktörünün etkili olmadığı fakat geçiş akışında ise tam gelişmiş sürtünme faktörü akış üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Bunun nedeni ise geçiş akışlarının sürtünme faktörü yönünden belirsizliğidir. Bu durum Moody diyagramında kritik akışlar olarak gösterilmiştir.

Ayrıca giriş akışının gelişen ve gelişmiş akış üzerindeki etkileri geniş bir çalışma aralığı gerektirdiğinden yapılan deneysel çalışmalar konuya katkı sağladıkları halde bazı yerlerde hala belirsizliklerin olduğu ve geçiş Reynolds sayılarında sürtünme faktörünü bulmak için hala tam olarak genel bir bağıntının sağlanamadığı görülmektedir. Ayrıca ısı transferli borulu akışlarda boru akışı çalışma aralığı geçiş daha yüksek Reynolds

sayılarında seçilmektedir. Buna neden olarak geçiş akışındaki sürtünme faktörü ve ısı transfer katsayısının belirsizliğidir.

Bu nedenle bu tez çalışmasında yatay, dairesel ve daimi bir boru akışında çıkıntılı ve keskin kenarlı boru girişlerinin akış üzerindeki etkileri laminar, geçiş ve türbülans akış Reynolds sayılarını kapsayacak şekilde geniş bir Reynolds sayı aralığında sayısal yöntemle araştırılmıştır. Burada giriş etkileri izotermal ve izotermal olmayan akış durumları için araştırıldı. Çıkıntının tank içerisindeki farklı uzunlukları akış üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Daimi akışların çözümünde Reynolds ortamalı Navier Stokes denklemleri (RANS) kullanıldı. RANS yöntemde türbülans çözüm modeli olarak düşük Reynolds sayılı bir model olan k-omega SST modeli kullanıldı. Akışlar ticari kodlara sahip CFX akış çözücü program ile çözülerek simule edilmiştir. Çıkan sayısal sonuçlar simule edilmiştir. Giriş etkileri grafikler ve tablolarla incelenmiş ve sonuçlar açıklanmaya çalışılmıştır.

3.TEMEL KAVRAMLAR

3.1Akış ve Akışkan Özellikleri

Akabilen ve konuldukları kabın şeklini alabilen maddelere akışkanlar denir. Akışkanlar katılardan farklı şekil değiştirme özelliğine sahiptirler. Sıvı akışkanlar sıkıştırılamaz maddeler iken gazlar sıkıştırılabilen akışkanlar olarak tanımlanırlar. Akışkanların akmaya karşı bir dirençleri vardır. Bazı akışkanlar, hava gibi, rahat akabilirken bal ve diş macunu gibi akışkanlar ise zor akmaktadırlar. Bu nedenle akışkanların durgun ve hareketli halleri bir bilim dalının gelişmesine neden olmuştur. Akışkanların hareket veya durgun halindeki davranışını inceleyen uygulamalı mekanik dalına akışkanlar mekaniği denir. Akışkana batırılmış katı cismin hareketine etki eden sıvı direnç ve hareketleri inceleyen bilim dalına hidrodinamik denir. Basınç altındaki akışkanın, davranışlarını, kuvvet iletimi, mekanik özelliklerini ve akışkanın hareketini inceleyen bilime ise hidrolik denir.

Akış Debi: Belirli bir kesit alandan ve belirli zamanda akışkanın geçişini ifade eden miktarına akışkanın debisi denir. Birim zamanda kesitten geçen kütle miktarına kütleli debi, geçen hacim miktarına ise hacimsel debi.

$$\text{Kütleli debi: } \dot{m} = \rho \cdot V \cdot A \quad (kg/s) \quad (3.1)$$

$$\text{Hacimsel debi: } \dot{V} = V \cdot A \quad (m^3/s) \quad (3.2)$$

ρ : Akışkan yoğunluğu (kg/m^3), V : kesit alana dik ortalama akış hızı (m/s), A : akışkanın geçtiği kesit alanıdır.

Basınç: Birim alana gelen kuvvete denir. Akışkan basıncı ise, akışkanın temas ettiği cismin yüzeyine birim alanına uyguladığı kuvvettir. Akışkan basıncı daima yüzeylere dik etkir. Basınç birimi N/m^2 , pascal (Pa) 'dır. P basınç, F kuvvet ve A yüzeye etki eden kuvvetin birim alanıdır.

$$P = \frac{F}{A} \quad (3.3)$$

Diğer basınç birimleri ise: bar, atm, mmHg ve mss (1bar=100 kPa, 1atm=101325, Pa=76mmHg)

Akışkanların Özellikleri

Akışkanlar; gazlar, sıvılar ve plazma şeklinde gruplara ayrılır. Sıvılar sıkışmaya karşı direnç gösterdikleri halde gazlar o kadar göstermez. Plazma hali ise katı ve sıvı arasında kalan akışkan türüne verilen isimdir örneğin volkanlardan çıkan lav plazma akışına örnektir. Gazlar sıvılardan farklı olarak sıcaklık değişiminden çok etkilenirler. Sıvılar konuldukları kabın şeklini alırlar. Dış kuvvet kalkana kadar devamlı olarak yer değiştirirler ve eski hallerine dönemezler.

Yoğunluk: Bir madde için, birim hacmin kütlesi anlamına gelir. Yoğunluğun birimi kg/m^3 'tür. ρ : yoğunluk (kg/m^3) m : kütle;(kg) ve V : hacim; (m^3)

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (3.4)$$

Özgül hacmi: bir maddenin birim hacim ağırlığı anlamına gelir. γ sembolü ile gösterilir. γ : özgül ağırlık (N/m^3) g : yer çekimi ivmesi (m/s^2)

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (3.5)$$

3.2. Akışların Sınıflandırılması

3.2.1. Daimi ve daimi olmayan akış

Akış içerisinde bir noktada gözlemlenen akış özellikleri (basınç, hız, sıcaklık vb.) zamanla değişmiyorsa buna daimi akış denir. Debinin zamanla değişmediği akışlar da daimi akış denir. Akış içerisinde bir noktada gözlemlenen akış özellikleri (basınç, hız, sıcaklık vb.) zamana bağlı değişirse bu akışa daimi olmayan akış denir.

3.2.2. Sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akış

Bir akışta, akış boyunca akışkanın yoğunluğunda oluşan değişimlere göre akışlar sıkıştırılabilir akış ve sıkıştırılamaz akış olarak sınıflandırılırlar.

Sıkıştırılabilir Akış; akışkan yoğunluğu akış boyunca basınç etkisiyle değiştiği akışkanlar sınıfıdır. Akış boyunca basınç değişebilmekte bu nedenle sıkıştırılabilir akışta yoğunlukta yol boyunca değişebilmektedir.

Sıkıştırılamaz Akış; akışkan yoğunluğunun akış boyunca basınç etkisiyle değişmediği sabit kaldığı akışkanlar sınıfıdır. Gazlar sıkıştırılabilir, sıvılar ise sıkıştırılamaz maddelerdir. Akışta yoğunluk değişimi küçük ise bazı gaz akışları sıkıştırılamaz akış olarak kabul edilebilmektedir.

3.2.3. Newton ve Newton tipi olmayan akış

Akışkanlar, Newtonian ve Newtonian olmayan akışkanlar şeklinde ikiye ayrılırlar. Newtonian akışkan, kayma gerilimi ile deformasyon hızının (kayma hızı) doğrusal olarak değiştiği akışkandır. Bundan dolayı bu akışkan tipi verilen bir sıcaklıkta sabit viskozite değerlerine sahiptirler.

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.6)$$

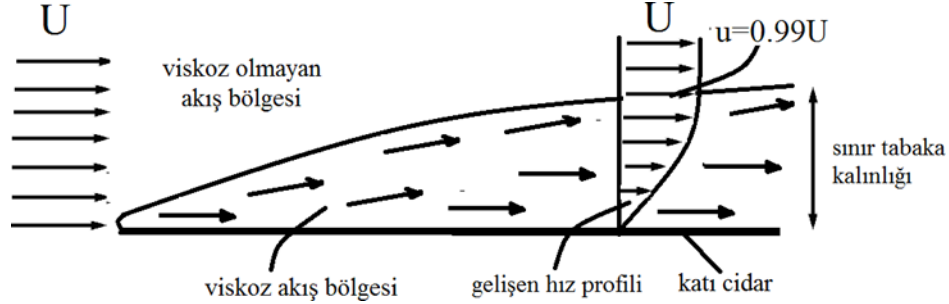
τ = kayma gerilmesi $\frac{\partial u}{\partial y}$: kayma hızı μ : akışkanın viskozitesi

Newtonian olmayan akışkanlarda ise kayma gerilimi ile deformasyon hızı (kayma hızı) üs kuvveti şeklinde değişmediği akışkandır. Newtonian olmayan akışkanlarda viskozite, kayma hızına bağlı değişim göstermektedir

3.3. Kaymama Koşulu – Viskoz Akış Bölgesi

Akışkanların katı yüzey üzerindeki akışlarında deneysel sonuçlar akışkan hızının yüzeyde tam olarak sıfır olduğunu göstermiştir. Durgun bir yüzeye etki eden akış viskoz etkiler sonucu yüzeye yapışarak durmaktadır. Viskoz etkiler gaz akışlarında moleküllerin birbiriyle çarpışması, sıvı akışlarında ise moleküller arası çekim kuvvetleri sonucu oluşan kuvvetlere denir. Dolayısıyla akışkan hızı sıfır olduğundan akışkan yüzeye üzerinden kayarak geçmemektedir. Bu nedenle bu olaya kaymama koşulu denir. Kaymama

koşulunun etkisiyle yüzeyin normali yönünde akışkan parçacıkları birbirini viskoz etkiyle yavaşlatır. Viskoz kuvvetlerin akışkan hızına etki ettiği ve kademeli olarak yavaşlattığı bu bölgeye ‘hız sınır tabakası’ veya ‘viskoz akış bölgesi’ denir.



Şekil 3.1. Katı cidar üzerinde gelişen sınır tabaka (Erdoğan B, 2015)

Şekil 3.1.’de görüldüğü gibi sınır tabaka içindeki akış hızının %99 ’una eşit olduğu nokta sınır tabaka kalınlığını belirlemektedir.

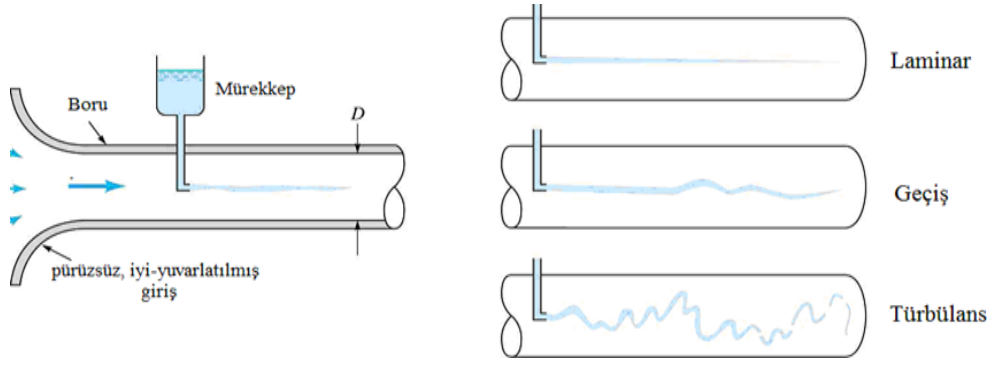
3.4. Laminer – Türbülanslı akış

Yukarıda açıklandığı gibi akışlar laminer ve türbülans olmak üzere iki farklı akış davranışına sahiptirler. Osborne Reynolds 1800’lerde yaptığı deneylerle bu iki akış türünü keşfetmiştir.

Deneylerinde, cam boru içerisinden akan akışkana mürekkep enjekte ederek mürekkebin suyun içindeki hareketini gözlemlemiştir. Düşük akış hızında enjekte edilen mürekkebin düz çizgisel bir yol izlediğini deneyimlemiştir ve mürekkebin suyun akışındaki bu durumu ‘laminer akış’ diye adlandırmıştır.

Akışkanın hızını artırdığında ve akış hızı belirli bir eşik değeri aştıktan sonra mürekkebin çizgisel ilerleyişi dalgalı ve boruda bulunan tüm akışkana düzensiz bir şekilde dağıldığını gözlemlemiştir ve akışın bu durumunu da ‘türbülanslı akış’ olarak tanımlamıştır.

Laminer ve Türbülanslı akışın arasında kalan kararsız akışa ise ‘geçiş akışı’ olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.2. Osborne Reynolds (1842-1912)'un yaptığı deneysel boru akışında oluşan akış durumları (Erdoğan B, 2015)

Osborne Reynolds akışın bu davranışını etkileyen parametreleri bir formüle dönüştürerek boyutsuz Reynolds sayısını ortaya çıkarmıştır. Boru akışları için Reynolds bağıntısı aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$Re_D = \frac{\text{Atalet kuvvetler}}{\text{Viskoz kuvvetler}} = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (3.7)$$

Yukarıdaki ifadeye göre U en ortalama akış hızı, ρ akışkan yoğunluğu, μ akışkan viskozitesi ve D boru çapıdır.

Bir akışın laminar veya türbülans olduğu Reynolds sayısı ile belirlenmektedir. Fakat boru akışlarında literatür çalışmasında da bildirildiği gibi giriş tipi, yüzey pürüzlülüğü ve boru titreşimleri gibi etkenler tam kesin bir Reynolds sayısını vermemektedir. Dolayısıyla uygulamalarda görülen akışların çoğunluğunun aşağıda verilen Reynolds sayılarına uyduğu görüldüğünden genel bir kabul olarak aşağıda verilen Reynolds sayı aralıkları boru akışları için kabul görülmektedir.

Tablo 3.1. Akış türlerinin göre dairesel boru için Reynolds değerleri

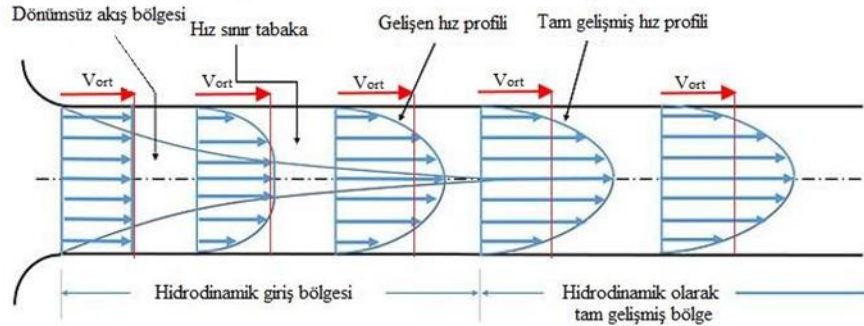
Reynolds Değeri	Akış Türü
$Reynolds \leq 2300$	laminar akış
$2300 \leq Reynolds \leq 4000$	Geçiş akışı
$Reynolds \geq 4000$	Türbülanslı akış

4. BORULARDA AKIŞ

4.1.Giriş Bölgesi

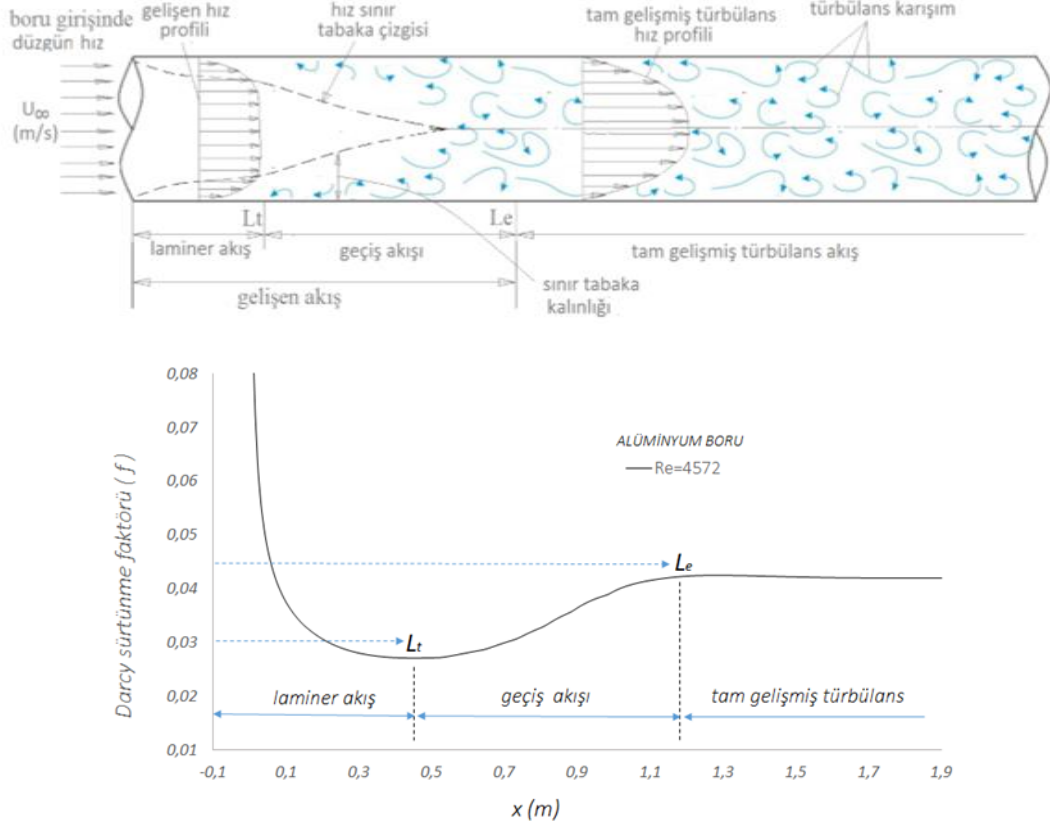
4.1.1. Hız sınır tabakası

Bir akışkanın sabit bir debi ile dairesel bir boruya girişini göz önüne alalım. Kaymama koşulu nedeni ile duvarda hız sıfır ve duvar normali yönünde ilerledikçe hızın arttığı görülür ve akış ilerledikçe artık değişmediği görülür. Hızda değişimin olduğu akış bölgesi viskoz kuvvetler sonucu oluşmaktadır. Bu nedenle akışkan viskozitesin etkili olduğu akış bölgesine ‘hız sınır tabakası’ veya viskozlu akış bölgesi denir. Sınır tabaka dışında viskoz kuvvetler etkili değildir bu akış bölgesine ‘viskoz olmayan akış bölgesi’ denir. Şekil 4.1.’de görüldüğü gibi borunun girişinden sınır tabakanın boru merkez çizgisinde birleştiği noktaya kadar olan bölgeye ‘hidrodinamik giriş bölgesi’ denir. Bu bölgedeki akışın uzunluğuna da (L_h) ‘Hidrodinamik giriş uzunluğu’ denir. Hız profilinin tam olarak geliştiği ve uniform kaldığı bölgeye ‘hidrodinamik olarak tam gelişmiş bölge’ denir. Tam gelişmiş boru akışında hız profili, sürtünme faktörü ve ısı transfer katsayısı akış boyunca değişmezdirler.

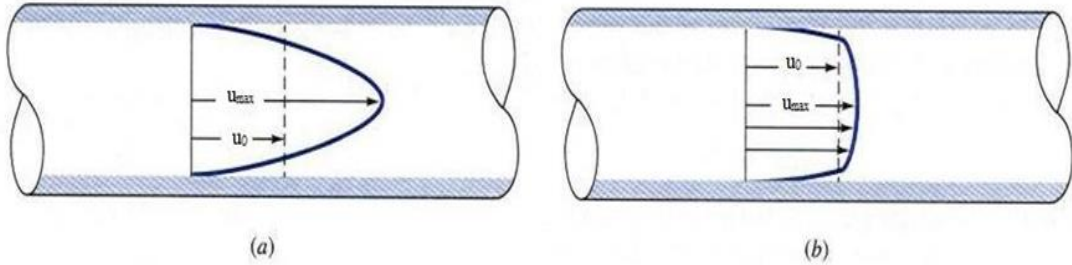


Şekil 4.1. Boruda hız sınır tabakasının gelişimi (laminer akış) (Çengel ve ark. 2008)

Şekil 4.2.'de görüldüğü gibi sürtünme faktörü boru girişinde en yüksek değerdeyken gelişen bölgede azalmakta, geçiş bölgesinde değerleri biraz artmakta ve tam gelişmiş bölgede ise sabit değerlere sahip olmaktadır.



Şekil 4.2. Tam gelişmiş türbülans boru akışında çeper kayma gerilmesinin değişimi

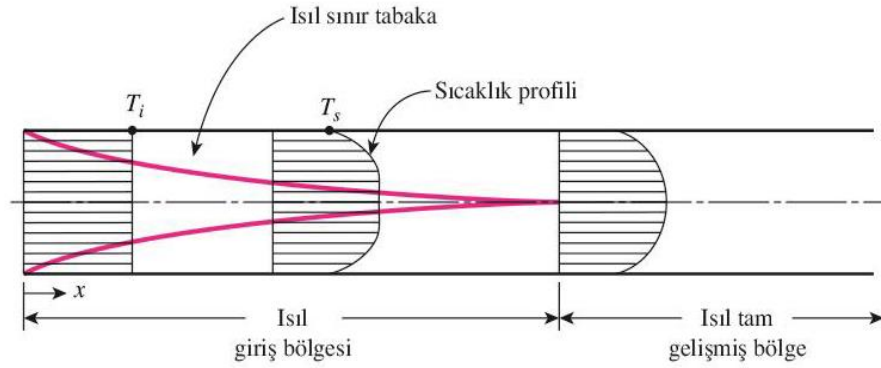


Şekil 4.3. Gelişmiş akış için, boru kesitindeki hız dağılımı: (a) laminar akış, (b) türbülanslı akış (Çengel ve ark. 2008).

4.1.2. Isıl sınır tabaka

Yüzeyi farklı sıcaklıkta tutulan dairesel bir boruda sabit hız ve debide bir akışkan aktığı dikkate alınsın. Viskoz direncinden dolayı duvara temas halinde olan tabakadaki akışkanın parçacıkları yüzey sıcaklığında kabul edilir. Tam duvarda akış ile duvar arasındaki ısı geçişi iletim ile gerçekleşmektedir. Yüzeyin normali yönünde sıcaklık değişir ve duvardan yeteri uzaklıkta sıcaklık artık değişmez olur. Sıcaklık değişiminin etkili olduğu akış tabakasına "*ısıl sınır tabaka*" denir. Şekil 4.4.'de görüldüğü gibi ısıl sınır tabaka kalınlığı boru girişinden itibaren artmaya başlar ve kalınlığı boru yarıçapına

eşit olunca kalınlığı son bulur. Isıl tabakanın geliştiği ve boru merkez çizgisinde birleştiği noktaya kadar olan bölgeye ısı giriş bölgesi denir.



Şekil 4.4. Boruda ısı tabaka gelişmesi (Çengel ve ark. 2008)

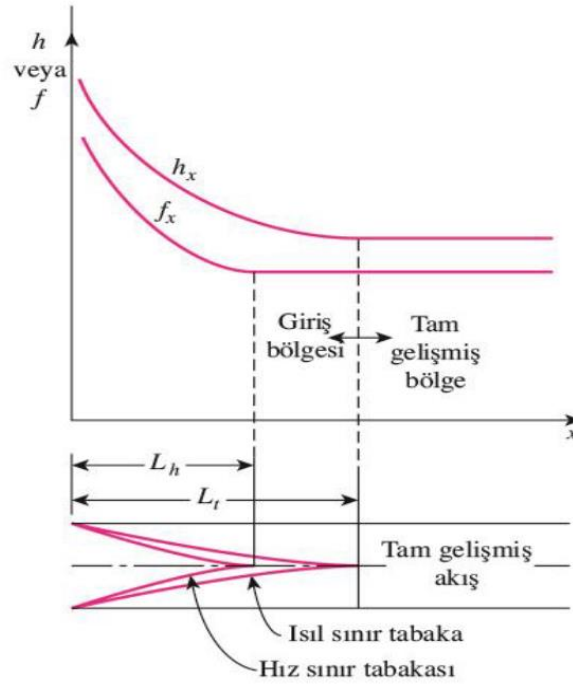
Uzunluğuna ise L_t ısı giriş uzunluğu diye adlandırılır. Isıl giriş bölgesinin bitişi noktada yani boyutsuz sıcaklık profilinin değişmediği bölgeye ısı olarak tam gelişmiş bölge denir.

$$\text{boyutsuz sıcaklık} : \theta = (T_d - T)/(T_d - T_m) \quad (4.1)$$

Denklemden; T_d : duvar sıcaklığıdır. T_m : boru kesiti ortalama sıcaklığıdır. T ise akışkanın yerel sıcaklığıdır. Yerel ısı taşınım katsayısı gelişen ısı sınır tabaka akışı boyunca değeri değişirken tam gelişmiş ısı sınır tabaka akışında ise sabit değerlidir.

$$h_x = \left(\frac{\partial \theta}{\partial r} \right) \bigg|_{r=R} = 0 \quad .$$

Şekil 4.5.'te Darcy sürtünme faktörü ve yerel ısı taşınım katsayısının giriş akışı boyunca değişimleri ve iki sınır tabakanın büyüklükleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.5. Bir boru akışında akış yönünde sürtünme faktörü ve taşınım ısı transfer katsayısının değişimi (Çengel ve ark. 2008)

4.2. Giriş Uzunlukları

Laminer akışta hidrodinamik giriş uzunlukları çeper kayma gerilmesinin tam gelişmiş kayma gerilmesine yaklaşık olarak %2 yaklaştığı mesafe alınarak hesaplanır. Fakat hız ile doğru orantılı artar. $Re=2300$ durumunda hidrodinamik giriş uzunluğu $115D$ 'dir. Aşağıda verilen bağıntı genel olarak laminer akışlardaki giriş uzunluklarını yaklaşık olarak tahmin etmek için kullanılabilir.

$$L_{h,laminer} \cong 0.056 Re_D D \quad (4.2)$$

Örneğin $Re = 20$ gibi çok düşük bir Reynolds sayısında hidrodinamik giriş uzunluğu yaklaşık borunun çapı kadardır. Türbülanslı akış için hidrodinamik giriş uzunluğunda düzensiz bir dağılımdan dolayı moleküler viskoz ve ısıl yayılım etkilerini gölgeler. Yüksek Reynolds sayılı türbülanslı akışlardaki giriş uzunlukları için aşağıdaki bağıntı önerilmesine rağmen türbülanslı akışlar için hala tam olarak kesin bir bağıntı bulunmamaktadır.

$$L_{h,türbülans} = 1.359 D Re_D^{1/4} \quad (4.3)$$

Türbülanslı akışta giriş uzunluğu laminar akışlara göre daha kısadır. Mühendislik uygulamalarında çapının 10 katı uzunluğundan sonra giriş etkileri ihmal edilmektedir.

$$L_{h,türbülans} = 10D \quad (4.4)$$

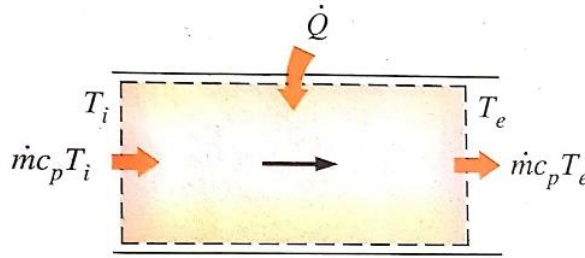
4.3. GENEL ISIL ÇÖZÜMLEME

Pek çok işlemlerde borudan geçen akışkanın ısıtılması veya soğutulması gibi ısı transferi söz konusu olabilir. Bu durum izotermal olmayan akış olarak tanımlanır.

Bir borudan geçen akışkanın daimi ve izotermal olmayan akışında aldığı ısı veya verdiği ısı enerji korunum denkleminde ile hesaplanır.

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_e - T_i) = \dot{m}(h_e - h_i) \quad (W) \quad (4.5)$$

Denklemden T_i ve T_e sırasıyla akışkanın giriş ve çıkış kesitlerindeki ortalama sıcaklıkları iken h_i ve h_e sırasıyla giriş ve çıkışta akışkanın entalpileridir. $\dot{Q}$ ise akışkanın aldığı veya verdiği ısı geçiş gücüdür.



Şekil 4.6. Bir boruda akan bir akışkana gerçekleşen ısı transferi (Çengel ve ark. 2008)

İzotermal olmayan akışlarda akışkan faz değiştirerek ısı alışverişini yapıyorsa akış boyunca sıcaklığı sabit olur bunun dışında akış boyunca sıcaklığı değişecektir. İzotermal olmayan boru akışlarında ısı transferinde iki sınır şartı vardır. Bunlar sabit duvar sıcaklığı ve diğeri ise sabit ısı akısıdır.

Borunun yüzeyinde kaynama veya yoğuma gibi faz değişimi meydana gelirse sabit yüzey sıcaklığı şartı gerçekleşir. Borunun tüm yüzeylerinde eşit şekilde ısıtma veya ısıtım etkisinde kalırsa sabit yüzey akısı şartı gerçekleşir. h_x İse yerel ısı transfer katsayısını ifade eder.

4.3.1. Sabit yüzey ısı akısı: $\dot{Q}_s = \text{sabit}$

$\dot{Q}_s = \text{sabit}$ Olduğundan ısı transferi hızı

$$\dot{Q}_s = \dot{q}_s A_s = \dot{m} c_p (T_e - T_i) \quad (W) \quad (4.6)$$

veya

$$\dot{q}_s = h_x (T_s - T_m) \quad \left(\frac{W}{m^2}\right) \quad (4.7)$$

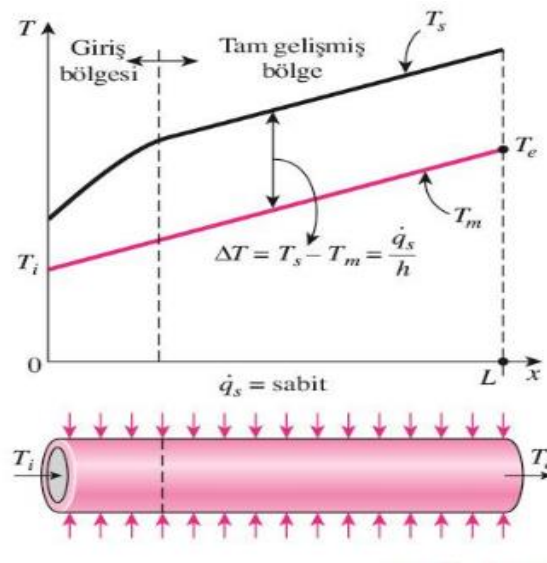
Olarak ifade edilir. Boru çıkışındaki ortalama akışkan sıcaklığı

$$T_e = T_i + \frac{\dot{q}_s A_s}{\dot{m} c_p}$$

Duvar sıcaklığı ise aşağıdaki ifadeden bulunabilir.

$$\dot{q}_s = h(T_s - T_m) \rightarrow T_s = T_m + \frac{\dot{q}_s}{h} \quad (4.8)$$

Tam gelişmiş bölgede h sabit olduğundan $T_s - T_m$ sabit olur. Bundan dolayı T_s yüzey sıcaklığı akış yönünden doğrusal olarak artar şekil 4.7.'de gösterildiği gibi.



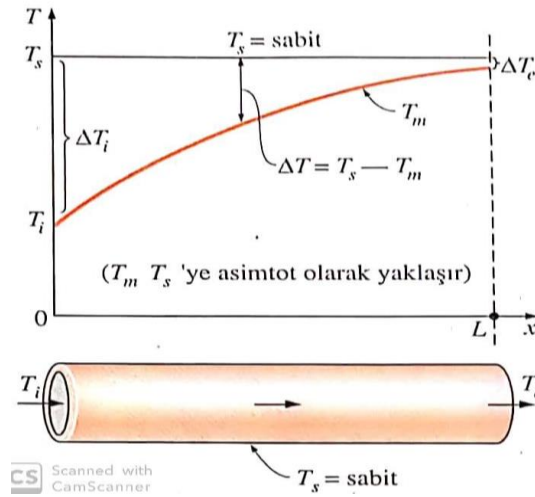
Şekil 4.7. Sabit yüzey akısı durumunda boru boyanma boru
Yüzeyi ve ortalama akışkan sıcaklıklarının değişimi (Çengel ve ark. 2008)

4.3.2. Sabit yüzey sıcaklığı $T_s = \text{sabit}$

Duvar yüzeyi sabit sıcaklıkta tutulan boru akışında akışkan ısı alması veya vermesi durumunda ısı transfer hızı aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır.

$$\dot{Q} = hA_s\Delta T_{ort} = hA_s(T_s - T_m)_{ort} \quad (W) \quad (4.9)$$

Verilen denklemde h ortalama taşınım ısı transfer katsayısı, A_s ısı transferi yüzey alanı ΔT_{ort} akışkan ile yüzey arasındaki ortalama sıcaklık farkı ifade eder.



Şekil 4.8. Sıcaklık durumu boru boyunca ortalama akışkan sıcaklığının değişimi (Çengel ve ark. 2008)

4.3.2.1. Nusselt sayısı

Nusselt sayısı ısı transfer işlemlerinde basitleştirme amacıyla kullanılan bir boyutsuz sayıdır. Bir akışın yüzeyle arasındaki ısı transferinde taşınım ile gerçekleşen ısı transferinin iletimle gerçekleşen ısı transferine oranıdır.

$$\dot{q}_{taşınım} = h\Delta T \quad (4.10)$$

$$\dot{q}_{iletim} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (4.11)$$

Bu ifadelerin oranı nusselt sayısını verir:

$$Nu = \frac{h L}{k} = \frac{\text{akışkanın taşınım ile aktardığı ısı}}{\text{akışkanın iletim ile aktardığı ısı}} \quad (4.12)$$

k akışkanın ısı iletim katsayısı, L ise karakteristik uzunluktur. Isıl olarak tam gelişmiş laminer boru akışında duvarda sabit ısı akısı durumunda Nusselt sayısı aşağıdaki değere eşittir.

$$Nu = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad (4.13)$$

Sabit yüzey sıcaklığı durumunda ise Nusselt sayısı aşağıdaki değer eşittir.

$$Nu = \frac{hD}{k} = 3.66 \quad (4.14)$$

Isıl olarak gelişen laminer boru akışında ortalama Nusselt sayısı Denklem 4.15'te görüldüğü gibi daha büyüktür ve boru boyutu $L \rightarrow \infty$ gittikçe 3,66 tam gelişmiş değerine ulaşır.

Ortalama Nusselt sayısı ısı giriş bölgesinde yüzey sıcaklığı sabit ve boru uzunluğu L olan bir dairesel boru için (Edwards ve ark.1979):

$$Nu = 3.66 + \frac{0.065(D/L)RePr}{1 + 0.04[(D/L)RePr]^{2/3}} \quad (4.15)$$

4.4. Borularda Basınç Düşüşü ve Yük Kaybı

Borularda ve kanallarda oluşan basınç düşüşü, incelenmesi ve kontrol altına alınması çok önemlidir. Basınç düşüşü enerji kaybıdır, akışı sürdürebilmek için gereken fan veya pompa gücü gibi etkenlere doğrudan etki ettiği için önem arz etmektedir. Boru veya kanal içerisindeki akışlarda iç çeperlere etki eden sürtünmeler, borulardaki dirsek, vana, ani genişleme, daralma, redüksiyon vb. gibi yerel bağlantı elemanlarının akışın düzenini bozduklarından dolayı basınç kayıpları oluşur. Borularda oluşan kayıplar ikiye ayrılır. Bunlar sürekli yük kayıpları ve yerel kayıplar şeklinde incelenir.

$$h_K = h_{k,sürekli} + h_{k,yerel} \quad (4.16)$$

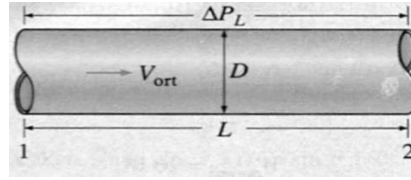
h_K : borulama sisteminde toplam sürtünme yük kaybıdır.

$h_{k,yerel}$: **yerel elemanlar nedeniyle oluşan sürtünme yük kaybıdır.**

$h_{k,sürekli}$: **düz borudaki sürtünme yük kaybıdır.**

4.4.1. Sürekli yük kaybı

Sürekli yük kayıpları düz boru kayıplarıdır ve akışkanların viskoz etkisinden kaynaklanmaktadır. Akış sürtünme yük kaybı da denilir.



Şekil 4.9. Boru geometrik şekli

$$\text{Sürtünme yük kaybı: } h_{k,s} = \frac{\Delta P_L}{\rho g} = f * \frac{L}{D} * \frac{V_{ort}^2}{2g} \quad (4.17)$$

Burada ΔP_k : L uzunluğundaki boru akışında basınç kaybıdır. f Darcy sürtünme faktörü olup boyutsuz bir katsayıdır. Darcy sürtünme faktörü ile duvar kayma gerilmesi arasındaki ifade aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$\text{Darcy sürtünme faktörü: } f = \frac{8\tau_w}{\rho V_{ort}^2} \quad (4.18)$$

Düz boru akışlarında tam gelişmiş akışta basınç doğrusal bir şekilde düştüğünde Darcy sürtünme faktörü değeri sabittir. Laminer veya türbülans olsun tam gelişmiş boru akışları için Darcy sürtünme faktörü Moody diyagramından bulunur. Moody diyagramı boru bağıl pürüzlülüğüne ve Reynolds sayısına göre her türlü Newton tipi akışkan için sürtünme faktörlerinin değerlere gösteren diyagramdır.

4.4.2. Yerel kayıplar

Borulama sistemlerinde düz boru dışında ek olarak bağlantı elemanları da bulunur. Bunlar düzgün akışı bozduklarından borulama sistemlerinde ek basınç kayıplarına neden olurlar. Bu kayıplara yerel kayıplar da denir. Bunlar;

- Boru giriş-çıkışları
- Ani genişleme ve daralmalar
- Kırılmalar, dirsekler, T'ler ve diğer bağlantı elemanları
- Vanalar, filtreler, petekler
- Sürekli genişleme veya daralmalardır.

Yerel elemandan dolayı oluşan sürtünme yük kaybı ise aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır.

$$h_{K,yerel} = K_k \frac{v^2}{2g} \quad (4.19)$$

Burada K_k kayıp katsayısıdır. Yerel elemanlar için kayıp katsayıları imalatçı tarafından deneysel yöntemle belirlenir. Sürtünme yük kayıpları hesaplamalarında imalatçının verdiği değerler kullanılmalıdır.

4.5 Genel Enerji Denklemleri

4.5.1 Genel mekanik enerji denklemi

Akışkan akarken sahip olduğu enerjiye mekanik enerji denir. Akışkan hızından dolayı bir kinetik enerjiye, basıncından dolayı bir potansiyel enerjiye ve bulunduğu yükseklikten dolayı da bir potansiyel enerjiye sahiptir. Akışkanı bulunduğu konum hareketinden dolayı sahip olduğu bu mekanik enerjileri akış esnasında birbirine dönüştürken bir kısmı da sürtünmeyle ısı enerjisine dönüşerek kaybolur. Akış sistemlerinde akışkan fan pompa, pompa, türbin ve kompresör gibi cihazlardan geçerken

mekanik enerji kazanabilir veya kaybedebilir. Bu cihazlarında bulunduğu akış sistemlerini çözmek için aşağıda verilen mekanik enerji denklemi kullanılır.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{pompa,f} = \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{türbin,\zeta} + h_k \quad (m) \quad (4.20)$$

Yukarıdaki denklem göre $h_{pompa,f}$ akışkana verilen faydalı pompa basma yükü, $h_{türbin,\zeta}$ türbinden geçen akışkanın kaybettiği mekanik enerji yükünü, h_k akış sistemindeki toplam sürtünme yük kaybını, V_1 ve V_2 birinci ve ikinci kesitteki ortalama akış hızları hız, α_1 ve α_2 ise kinetik enerji düzeltme faktörleridir (yaklaşık olarak laminar akış için $\alpha = 2$, türbülans akış için $\alpha = 1,05$ olduğu ifade edilebilir.).

4.5.2 Temel akış denklemler

Navier-Stokes denklemleri akışların geneline uygulanan önemli diferansiyel akış denklemleridir. Süreklilik denklemi, kütle korunum yasasının ve momentum korunum denklemleri ise Newtonun ikinci kanunun diferansiyel boyutlardaki bir kontrol hacmindeki akışa uygulanması sonucu oluşan diferansiyel denklemlerdir. Süreklilik ve momentum korunum denklemlerine birlikte Navier-Stokes denklemleri denir.

Aşağıda daimi olmayan, sıkıştırılamaz, izotermal ve Newton tipi bir akışkan akışı için korunum denklemleri aşağıda verilmiştir.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial(u)}{\partial x} + \frac{\partial(v)}{\partial y} + \frac{\partial(w)}{\partial z} = 0 \quad (4.21)$$

Momentum korunum denklemleri

x yönünde momentum:

$$\boxed{\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right)} = \boxed{-\frac{\partial P}{\partial x}} + \boxed{\rho g_x} + \boxed{\mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)} \quad (4.22)$$

Atalet kuvvetleri Basınç Yerçekimi Viskozite

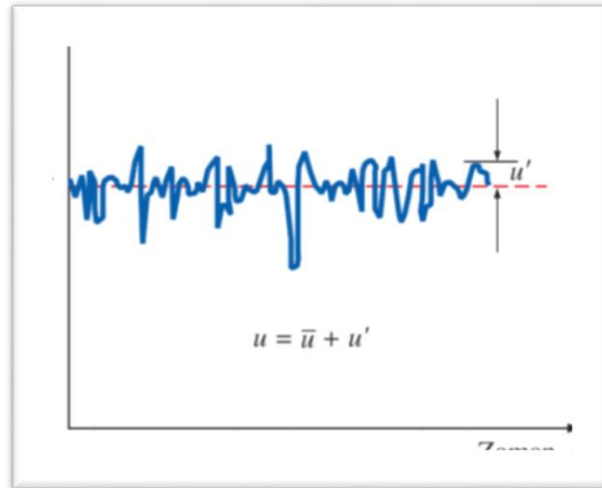
y ve z yönündeki momentum korunum denklemleri x yönüyle benzer denklemlerdir.

u , v ve w sırasıyla x , y ve z yönlerindeki hız bileşenleri, P akışkan basıncı ve g_x x -yönündeki yerçekimi ivmesidir. Temel akış denklemleri her türlü akışa uygulanabilirken basit akışlar dışında çözümleri çok zordur. Bu nedenle çözüm için genelde sayısal yöntemlere başvurulur. Sayısal yöntemler matematiksel denklemleri çözmek için geliştirilmiş matematiksel çözüm yöntemleridir. Temel akış denklemlerine sayısal yöntem uygulanarak akış problemleri çözülebilmektedir. Sayısal çözümler yüksek hesaplama gerektirdiklerinde kalemle çözümleri hemen hemen imkânsızdır. Bunun için çeşitli sayısal yazılımlar geliştirilmiştir. Örneğin akış problemlerinin sayısal çözümleri için CFX ve FLUENT gibi iyi bilinen akış programları artık kullanılmaya başlanmıştır.

Türbülanslı akışlar akış içerisinde rastgele öteleme ve dönme hareketi yapan birçok akış yapılarını içeren bir akış türüdür. Zamana bağlı sayısal çözümler çok yüksek hesaplamalar gerektirdiğinden bugünün bilgisayarları ile çözümleri hemen hemen imkânsızdır. Çözümü basitleştirmek amacıyla türbülanslı akışlar ortalama akış özellikleri üzerinden çözülmeye çalışılır. Bu çözüm yönteminde akış özellikleri iki kısma ayrılır.

$$u = \bar{u} + u' \quad (4.25)$$

$\bar{u}$: zaman ortalama değeri, u' : türbülans hız bileşeni



Şekil 4.10. Türbülanslı akışta anlık hızın zaman bağlı değişimi, çalkantı ve ortalama değeri (Düz, 2013)

Ayrıca diğer akış özellikleri de iki kısma ayrılır.

$$\text{Basınç: } p = \bar{p} + \bar{p}' \quad (4.26)$$

$$\text{Sıcaklık: } T = \bar{T} + \bar{T}' \quad (4.27)$$

Temel akış denklemlerindeki terimlerde bu iki bileşen yazıldığında ve denklemi zaman ortalaması alındığında oluşan yeni hareket denklemlerine Reynolds ortalamalı Navier stokes (RANS) denklemleri denir. RANS yöntemle türbülanslı akışlar sayısal olarak kolayca çözülebilmektedirler. Aşağıda bileşenlerin ayrılmasıyla süreklilik ve x yönünde momentum denkleminin RANS denklemine dönüşmüş hali verilmiştir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\bar{u})}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{v})}{\partial y} + \frac{\partial(\bar{w})}{\partial z} &= 0 \\ \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y \\ &+ \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'^2}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (4.28)$$

RANS denklemlerde oluşan son terime türbülans gerilmeler veya Reynolds gerilmeler denir. Bu nedenle türbülanslı bir akışın kayma gerilmesi iki bileşenden oluşmaktadır. Bunlar zaman ortalamalı kayma gerilmesi (laminer kayma gerilmesi de denir) ve diğeri ise türbülans kayma gerilmesidir. Laminer kayma gerilmesi akışta bilinen ortalama hız değerlerinden kolayca hesaplanabilmektedir.

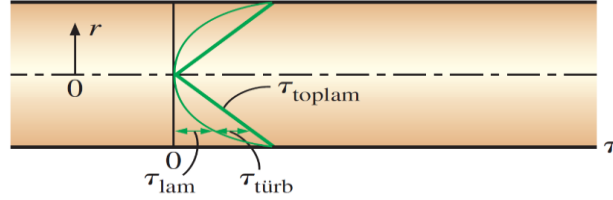
$$\tau_{lam} = \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (4.29)$$

$$\tau_{türb} = -\overline{\rho u'v'} \quad (4.30)$$

Türbülans gerilmelerin çözümleri zor olduğundan birkaç yöntemden bir olan Boussinesq hipoteziyle çözüm aşağıda verilmiştir.

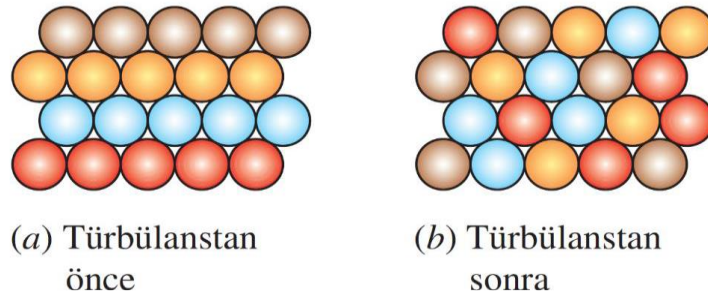
$$\tau_{türb} = -\overline{\rho u'v'} = \mu_t \frac{d\bar{u}}{dy} \quad (4.31)$$

μ_t : türbülans viskozitesidir. Bir akışkan özelliği olmayıp akıştaki türbülans dağılımına göre değeri değişir. Türbülans gerilmelerini çözmek için türbülans viskozitesini bulmaya yönelik pek çok türbülans modeli geliştirilmiştir.



Şekil 4.11. Türbülanslı boru akışında kayma gerilmelerinin değişimi(Çengel ve ark. 2008)

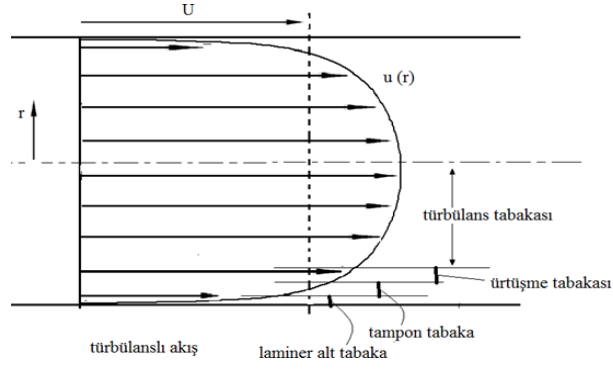
Uygulamalarda ve doğada görülen akışların çoğu türbülanslıdır. Türbülanslı akışlarda oluşan girdap hareketleri momentum, ısı ve kütle transferini akış içerisine taşımaktadır. Bu nedenle ısı transfer işlemlerinde akışın türbülanslı olması istenir. Öte yandan türbülanslı akışta sürtünmeler daha yüksek olduğundan enerji kayıpları açısından akışın türbülanslı olması istenmez.



Şekil 4.12. a) türbülanslanma önce b) türbülanslanma sonra akış parçacıklarının konumu (Çengel ve ark. 2008)

4.6 Türbülans Hız Profili

Tam gelişmiş boru akışlarında oluşan hız profilleri laminar veya türbülans olsun büyük ölçüde çözülmüşlerdir. Tam gelişmiş türbülans hız profili Şekil 4.13.'de gösterildiği gibi akış tabakaları şekline ayrılmıştır.



Şekil 4.13. Boru akışında tam gelişmiş türbülans hız profili (Çengel ve ark. 2008)
 Şekil 4.13.'de görüldüğü gibi, boru duvarına bitişik ilk akış tabakasına türbülans etkilerin olmadığı bir akış tabakası olup akış tümüyle laminar akmaktadır. Saç telinden daha ince bir akış tabakasıdır. Türbülans akış tabakası ise tümüyle türbülans etkiler içermektedir ve viskoz etkiler ise ihmal edilecek düzeydedir. Diğer akış tabakalarında ise viskoz ve türbülans etkiler mevcuttur. Deneysel çalışmalar sonucunda laminar alt tabakadaki hız değişiminin çeper yasasına ve örtüşme tabakasındaki hızın ise logaritmik bir hız yasasına uyduğu görülmüştür.

Çeper yasası: $u^+ = y^+$ (4.33)

Logaritmik Yasa: $u^+ = 2.5 \ln y^+ + 5$ (4.34)

Boyutsuz mesafe: $y^+ = \frac{yu^*}{\nu}$ Boyutsuz hız: $u^+ = \frac{u}{u_*}$

sürtünme hız: $u^* = \sqrt{\tau_d / \rho}$ (4.35)

Duvardan uzaklık mesafesi "y" ve "ν" ise akışkanın kinematik viskozitesidir. u^* ise sürtünme hızı olup duvar kayma gerilmesi ile ilişkilidir. τ_d duvar kayma gerilmesidir. Laminer alt tabaka $0 < y^+ < 5$ değerleri aralığında kalan bir akış tabakasıdır. logaritmik yasa $y^+ > 30$ değerinden sonra başlayan örtüşme tabakasındaki hız değişimini veren ampirik bir bağıntıdır.

5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD)

Günümüz daha sağlıklı analizler yapmak için birbirlerini tamamlayacak şekilde deneysel analizi ve HAD analizini uyguladılar. Kaldırma, direnç, basınç düşüşü ve güç gibi özellikler deneysel olarak bulunabilir, ancak akışa ait kayma gerilmeleri, hız, basınç profilleri ve akım çizgileri gibi ayrıntıları elde etmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kullanılmaktadır. Ayrıca deneysel yöntemler maliyetli ve zaman alıcıdır. Bilgisayarların teknik özelliklerinin gelişmesiyle deneysel çalışmalar yerine daha iyi analiz yapabilmek için sayısal çözümleri tercih edilir olmuştur. HAD, diferansiyel temel akış denklemlerini bilgisayar ortamında yardımcı programlarla sayısal olarak çözmesini sağlayan bir akış çözümleme yöntemidir. HAD Sayısal çözüm kabiliyeti yüksek fakat çözümlerin doğruluğu yüzde yüz güvenilir olmayabilir çünkü analizler akış modelleme varsayımları ile yapılmaktadır.

HAD ile akış çözümleri üç aşamada gerçekleşir. Bunlar ön işleme (preprocessing), hesaplama (solution) ve ard işlemedir (post processing). Ön işlemede, akış alanının geometrisi oluşturulur ve sonra çeşitli ağ oluşturma programları ile geometri küçük elemanlara ayrılır. Hesaplama; uygun sayısal yöntemler, algoritmalar, sınır şartları ve akış özellikleri belirtilir sonra hesaplama alanı ağ çözücü program ile çözülür. Ard işlemede ise hesaplamada elde edilen veriler üç boyutlu görüntü ve animasyonlara dönüştürülür, tablo ve grafik olarak değerlendirilmesi yapılır.

Sayısal çalışmanın aşamaları:

- 1-akış alanı geometrisinin oluşturulması
- 2-ağdan bağımsız çalışma yapmak ve akış alanı için ağ oluşturma
- 3-akış ve akışkan özellikleri belirleme, akış geometrisindeki yüzeylere sınır şartı atanması, iterasyon sayısı, yakınsama ve monitor noktaları belirleme
- 4-CFX ile sayısal çözüm oluşturma
- 5-akış alanının simüle edilmesi, grafiklerle analiz edilmesi ve sonuçların çıkarılması

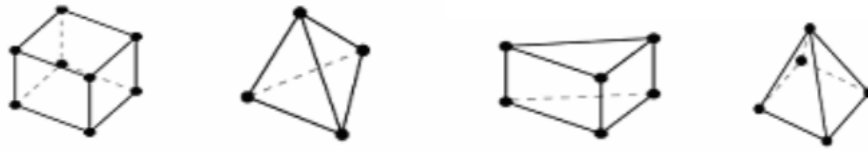
Akış Alanı Geometrisi

Akış probleminin iki boyutlu veya üç boyutlu geometrisinin bir çizim programı ile oluşturulmasıdır. Burada sadece akışkanın kendisi çizilmektedir.

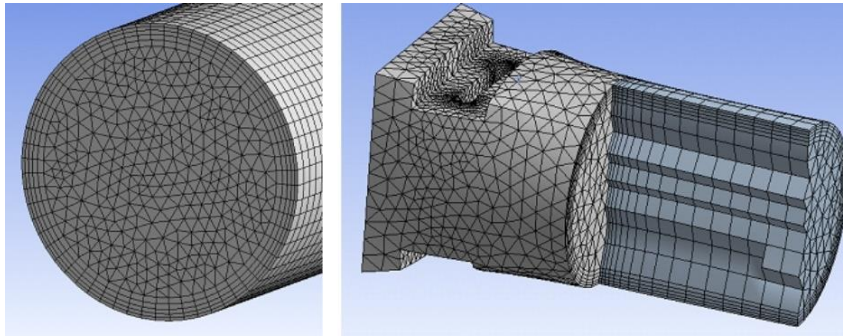
5.1. Ağdan Bağımsızlık ve Ağın Oluşturulması

Sayısal hesaplama önemli aşamalarından biri de ağın oluşturulmasıdır. Akışın sayısal olarak gerçekleştirilmesi için akış alanının çok sayıda küçük elemanlara (mesh) bölme işlemine meshing denir. Bu amaç için çeşitli ağ oluşturma programları vardır. Ansys 'te bu meshing programı olmaktadır. Meshin en küçük elemanı hücre yüzeylerin birleştiği noktalarada düğüm (nod) adı verilir.

Ansys meshing programında iki boyutlu akış alanı için quad, tri, ve map gibi yüzey elemanları kullanılırken, üç boyutlu hacimsel akış alanı için ise tetra, hexa, pyramid ve prisms gibi mesh elemanları kullanılmaktadır. Akışı sayısal çözümünde mesh elemanların cinsi, ölçüsü ve sayıları yakınsak bir çözüm elde etmek için mesh kalitesini belirlemektedir.



Şekil 5.1. Altıyüzlü prizma, üçgen prizma, beş yüzlü prizma, piramid



Şekil 5.2. Akış alanında oluşturulan mesh

Sayısal bir çözümün sonuçları mesh düzenlemesine, sayısına ve mesh bozukluklarında göre değişebilmektedir. Bunun için mesh 'ten bağımsız bir çalışma yapılmalıdır. Mesh' ten bağımsız çalışmada kademeli olarak mesh sayısı artırılır çözümler yapılır ve çıkan sonuçlar birbiriyle karşılaştırılır. Sonuçların artık değişmez olduğu mesh sayılarında sonuçlar artık meshten bağımsız olmuştur. Son mesh sayılarında birisi seçilerek sayısal çözümler yapılır.

5.2. Sınır Koşulları

Geometrisi oluşturulan akış alanı yüzeylerinin sayısal programa tanıtılmasıdır. Sınır şartları, çözümün gerçekleştirilmesi için ek denklemler sağlar. Sınır şartları beş tanedir. Bunlar, giriş (inlet), çıkış (outlet), duvar (Wall), simetrik (symmetry), serbest yüzeyler (opening) ve periyodiklik (periodicity) sınır şartlarıdır.

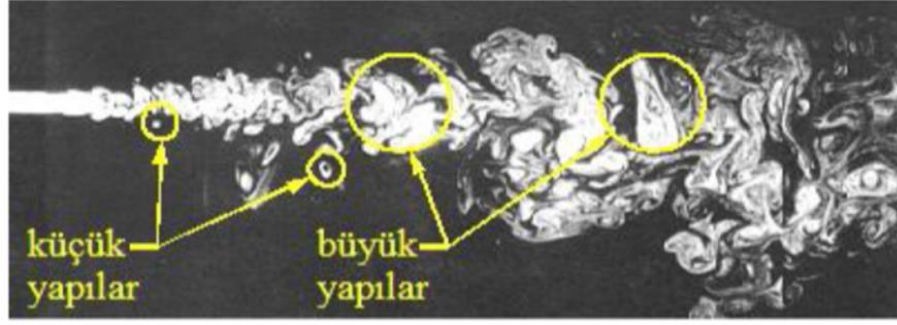
Wall (çeper) sınır şartı: Modelle oluşturulan akışın duvardan geçemeyeceğinden duvar yüzeylerinde normal hız bileşeni ve kaymama koşulundan dolayı teğetsel hız bileşeni sıfır olarak atandığı bir sınır şartıdır. Duvar ile akışkan arasında ısı transferi olması durumunda duvar yüzeyinde ısı transfer şartları belirtilmelidir. Isı transfer işlemlerinin gerçekleştirilmesi için enerji korunum denklemi aktif edilmelidir.

Akışın giriş ve çıkış sınır şartları: Akışkan giriş ve çıkış sınır yüzeylerinde ise hız, basınç, kütsel debi, türbülans ve sıcaklık gibi akış özelliklerinin belirtilmesi giriş sınır şartı olmaktadır. Genel olarak giriş ve çıkış sınır şartları için en yakınsak çözümler girişte hızın ve çıkışta basıncın belirtilmesidir.

Akışın simetri ve periyodik sınır şartları: Akış alanında simetriklik veya periyodiklik varsa bundan yararlanarak akış alanı küçültülerek çözülebilir. Bu şekilde çözüm için mesh sayısı düşürülmüş veya daha detaylı mesh sayısı ile analiz yapılabilir. Şeklin tekrarlanması gerekli görüldüğü yerler simetrik yüzeyler olarak belirtilir. Böylece birinci süreklilik sınırdan ayrılan akış özellikleri (hız, basınç vb.) simetrisi olan ikinci süreklilik sınıra giren gibi kabul edilebilir. Akışta periyodiklik belirtilebilmesi için akış özelliklerinin bir yönde değişimleri doğrusal olmalıdır.

5.3. Türbülanslı Akışların Çözümü

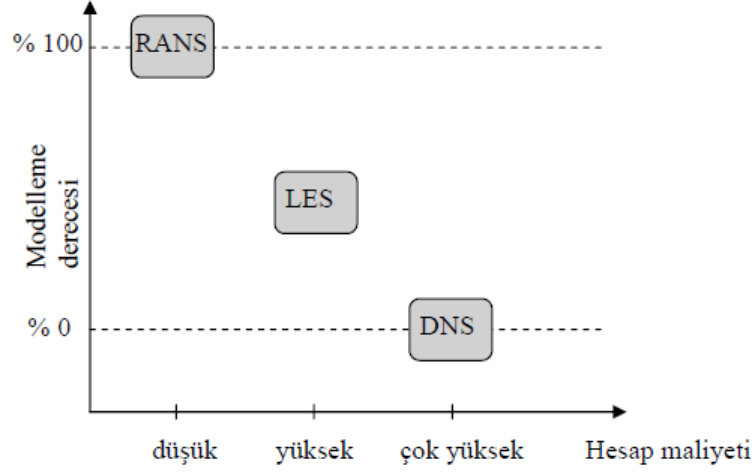
Türbülanslı akışlar, akışta sürekli oluşan, hareket eden ve bölünebilen çok sayısal girdaplı yapılar içeren bir akış türüdür. Bu akıştaki girdap hareketleri akışın karışmasına neden olduklarından türbülanslı akış zamana bağlı sürekli değişkenlik gösteren bir akıştır. Bu nedenle türbülanslı akışlar zaman içerisindeki tüm değişimleriyle simüle edilmesi çok zordur.



Şekil 5.3. Türbülans akışta küçük ve büyük yapılar gösterimi(Düz, 2013)

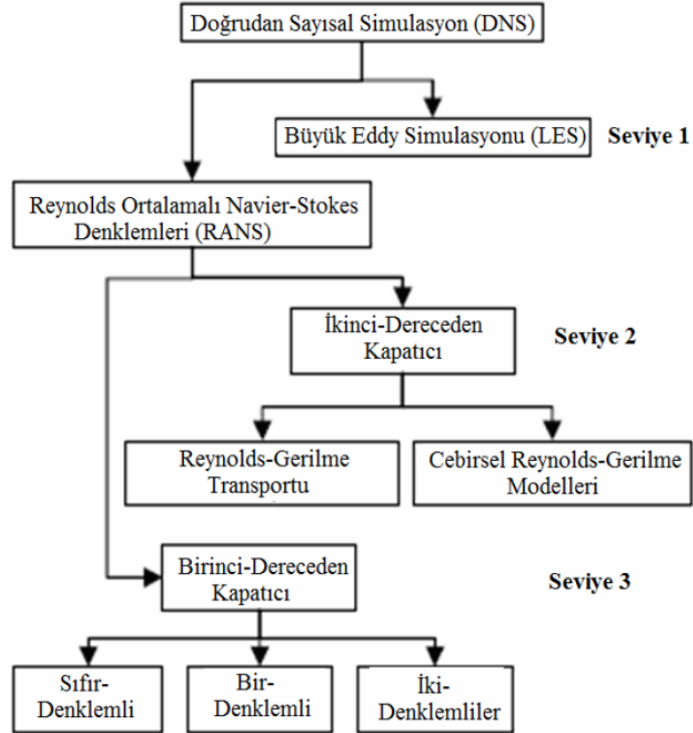
Türbülanslı akışlar zamana bağlı simule eden sayısal yöntemle doğrudan sayısal simülasyon (DNS) denir. DNS çok yüksek hesaplamalar ve bilgisayar hafızası gerektirdiğinden süper bilgisayarlarla bile çözümleri zordur. DNS'nin hesaplama maliyeti Re^3 oranında artmaktadır. Bu çözüm metodu sadece, uçak şirketlerinde, NASA gibi büyük şirketlerde vb. bilimsel araştırmalarda kullanılmaktadır. Türbülanslı akışı tam olarak zamana bağlı simule edebilen bir metottur. Türbülanslı akışın zaman ortalamalı değerleri üzerinden çözen denklemlerine RANS denklemler denir. Türbülanslı akışlar RANS denklemlerle kısa sürede ve fazla hesaplama gerektirmeden sayısal çözümleri yapılabilmektedir. Türbülanslı akışların çözümü için bir diğer metot olan LES (Büyük Eddy Simülasyonu) yöntemidir. Akıştaki büyük ölçekli girdap hareketlerini zamana bağlı Navier Stokes denklemleriyle simule eden ve küçük ölçekli girdapları ise RANS denklemlerle zaman ortalamalı olarak çözen bir türbülans çözüm yöntemidir. LES yöntemi girdap oluşturan akışlar, doğal taşınımlı akışlar, RANS'ın başarısız olduğu akışlar, kimyasal reaksiyonlar ve akıştaki sesin hesaplanması gibi akışlarda kullanılmaktadır. Hesaplama maliyeti çok yüksek olduğundan daha çok bilimsel araştırmalarda ve büyük şirketlerde akış analizlerinde tercih edilmektedir.

Hesaplama maliyeti ve modellenme derecesi bakımından DNS, LES ve RANS yöntemleri şekil 5.4.'de karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.4. Sayısal üç türbülans çözme metodunun hesaplama maliyeti ve modelleme derecesi yönünden karşılaştırılması(Düz, 2013)

Türbülans akışların çözümünde kullanılan çözüm yöntemleri şekil 5.6.'da verilen şemada gösterilmiştir.



Şekil 5.6. Türbülans akış çözümleri(Düz, 2013)

5.3.1. Rans türbülans modelleri

RANS türbülans modelleri karmaşık türbülanslı akışları hesaplamak için basit ve en ekonomik çözümü sağlar. RANS denklemli çözümler birçok mühendislik

uygulamalarda başarılıdır ve çözümler için gereken hassasiyet seviyesini sağlar. RANS denklemlerinde Reynolds gerilmeleri iki şekilde çözülebilmektedir. Birinci-Dereceden Kapatıcı seviyede Boussinesq hipotezi ve İkinci-Dereceden Kapatıcı seviyede ise tüm Reynolds gerilme bileşenleri için ayrı ayrı transport denklemleri oluşturularak çözümler yapılır. Bu tez çalışmasında birinci dereceden kapatıcı çözümlerden iki denklemlilik model olan SST k-omega modeli kullanılmıştır.

5.3.1.1 İkinci-dereceden kapatıcı modeller

İkinci-Dereceden Kapatıcı modelde tüm Reynolds gerilme bileşenleri için ayrı ayrı transport denklemi kullanılarak çözümler yapılır

- Bu model aşağıda verilen akış türleri için düşünülebilir.
- Güçlü viskoz kuvvetlerin olmadığı akış türlerinde
- Güçlü karmaşık akımın olduğu akış türlerinde
- Kaldırma kuvvetlerinin güçlü olduğu akışlarda kullanılabilir.

5.3.1.2 Birinci dereceden kapatıcı modeller

Bu modeller Boussinesq hipotezini kullanarak Reynolds gerilmelerini çözen yöntemlerdir. Bu modellerde ana amaç türbülans viskozitesinin bulmaktır. Türbülans viskozitesini bulmaya yönelik çözümü üç farklı modelleme yöntemi geliştirilmiştir. Bunlar sıfır denklemlilik, bir denklemlilik ve iki denklemlilik modellerdir.

Sıfır denklemlilik modeller: Eddy viskozite modelleri arasında en pratik ve en hızlı sonuç veren modeldir. Tüm akış alanı için sabit bir türbülans viskozitesi kullanılır.

Bir denklemlilik model: Bu modelde tek transport denklemi kullanıldığı için tek denklemlilik türbülans modeli denilmiştir. Tek denklemlilik türbülans modeli özellikle duvar-sınırlı akışların önemli olduğu havacılık uygulamaları için tasarlanmıştır. Düşük Reynold sayılı modeldir. Bu nedenle duvar sınırlı akışlarda akış ayrılmalarını duvara yakın yüksek ağ elaman sayısı oluşturularak çözen bir türbülans modelidir. Düşük Reynolds sayılı denmesinin nedeni ise duvara yakın hız düşüktür bundan dolayı bu hız ile hesaplanan Reynolds sayısı düşük olmaktadır. Bu modellerde duvara yakın laminar alt tabakadaki hızlar duvara yakın yüksek çözünürlüklü ağ kullanılarak çözüldüğünden bu gibi modellere düşük Reynolds sayılı modeller denir.

İki denklemlı türbölans modelleri: Sayısal hesaplama doğruluğu açısından kullanımı pratik ve çok iyi sonuçlar verdiği için bu model yaygın olarak endüstride ve araştırmalarda kullanılmaktadır. Bu modelli çözümlerde iki farklı transport denklemi kullanılmıştır. İki denklemlı modeller $k-\omega$ (k-omega) ve $k-\epsilon$ (k-epsilon) olmak üzere ikiye ayrılır.

K-Epsilon modelleri: En çok tercih edilen türbölans modellerinden biri olan k-epsilon modeli endüstride en fazla kullanılan modeldir. Bu modelde k türbölans kinetik enerjisidir ve epsilon (ϵ) ise türbölans eddy yayılma oranıdır. k-epsilon modeli türbölans viskozitesini aşğıdaki gibi modelleyerek bulmaktadır. Duvar sınırlı akışlarda doğruluğu ve sağlamlığı artırmak için boyutsuz duvar mesafesinin $y^+ < 300$ olması veya sınır tabaka içerisinde duvar normali boyunca en az 10 tane düğüm noktasının bulundurulması yeterlidir. Bu koşullar sağlandığı takdirde sınır tabaka duvar fonksiyonlarıyla çözölür. Bahsedilen duvar fonksiyonları ise çeper ve logaritmik hız fonksiyonlarıdır. Bu nedenle sınır tabakanın doğrudan çözölmesinin istenmediği akış problemlerinde duvara yakın kaba ađ kullandığından çabuk çözüm sağlar.

- Bu modelin uygun olmadığı bazı uygulamalar ise aşğıda verilmiştir.
- Sınır tabaka ayrılmalı akışlar
- Akış özelliklerinde ani değişimlerinin olduğu akışlar
- Çevrintilerin oluştuğu akışlar
- Eğik yüzey üzerinde akan akışlardır.

5.3.1.3. k-omega modelleri

K-omega modelinde düşük Reynolds sayılı bir modeldir. Bu nedenle duvar sınırlı akışlarda duvara yakın yüksek ađ elaman sayısı oluşturarak çözen sınır tabakadaki hız dağılımını çözen bir türbölans modelidir. Bu modeller otomatik olarak gerektiğinde duvar fonksiyonlarını da kullanırlar. Duvara yakın kaba mesh oluşturulduğunda otomatik olarak duvar fonksiyonları devreye girer.

Türbölans modellemede en büyük problemlerden biri de yüzeyden akış ayrılmasının doğru tahmin edilmesidir. Standart $k-\epsilon$ modelleri yüzeyden akış ayrılmasını doğru tahmin edememektedirler. Akış ayrılması ise çok sayıda uygulamada görölebilmektedir. Akış ayrılması hem iç hem de dış akış uygulamalarında önemli bir yere sahiptir. Bu alanda en fazla tercih edilen iki denklemlı model k-omega ($k-\omega$)

türbülans denklemine sahip modellerdir. k-omega modeli $y^+ < 1$ olacak şekilde duvara yakın yüksek çözünürlüklü ağ elemanları ister. Genel olarak yüksek çözünürlüğe sahip duvar sınırlı akışlarda doğrudan çözümünü, kaba ağ atılan duvar sınırlı akışlarda ise duvar fonksiyonları ile çözüm yapar. k-omega modelindeki eksikliklerin giderilmesi için iki model daha geliştirilmiştir. Bunlar SST (shear stress transport) ve Baseline (BSL) k-Omega Modelidir. Bu tez çalışmasında türbülanslı akışların çözümünde SST k-omega modeli tercih edilmiştir. SST modeli ise aşağıda açıklanmıştır.

(SST) k-omega modeli: SST k- ω modeli, akış ayrılmasının yerini ve miktarını daha yüksek doğrulukta tahmin etmek için tasarlanmış bir modeldir. SST modeli yakın duvar fonksiyonundan min. 15 düğüm noktası gereklidir veya en az $y^+ < 1$ olacak şekilde duvara yakın ağ çözünürlüğü sağlanması gereklidir. Ayrıca bu modelinde duvar fonksiyonları için $y^+ < 300$ olacak şekilde duvara yakın ağ çözünürlüğü oluşturulmalıdır.

Bu tezde düşük Reynolds ve duvara sık ağ atıldığından sayısal çalışmada SST çözüm modeli kullanılmıştır.

6. AKIŞIN SAYISAL ÇÖZÜMÜ

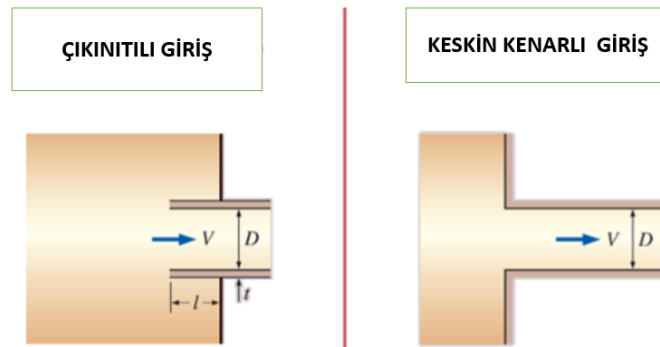
6.1. Giriş

Bu tez çalışmasında sayısal yöntemle akış alanı çözülmüştür. Akış alanı ise farklı giriş geometrilerine sahip dairesel boru akışlarıdır. Sayısal çalışmada RANS denklemleri ve enerji denklemi kullanılarak izotermal ve izotermal olmayan akış alanları çözülmüş ve simule edilmiştir. Akışlar ticari kodlara sahip CFX akış programı ile çözülmüştür. Boru akışkanı olarak su kullanılmıştır. Akıştaki zaman ortalama türbülans gerilmelerin çözümünde ise SST k-omega modeli tercih edilmiştir.

Sayısal çalışmada Reynolds sayısı, boru çapı ve çıkıntılı girişin uzunluğu çalışma parametreleri olmuştur. Sayısal çözümden çıkarılan sonuçlar ile farklı giriş tiplerinin yerel kayıp katsayıları, giriş tiplerinde hız profilleri, Darcy sürtünme faktörü ve ısı transfer katsayısı gibi akış özellikleri incelenmiş ve çalışma genel bir değerlendirmeye sonuçlandırılmıştır.

6.2. Boru Akışında Giriş Tipleri

Bu çalışmada farklı boru giriş tipinin izotermal ve izotermal olmayan boru akışlarına etkileri sayısal çözümle analiz edilmiştir. Çalışmadan keskin kenarlı (square-edged) ve çıkıntılı (re-entrant) giriş tipleri kullanılmış ve akış üzerindeki etkileri ölçülmüştür. Çıkıntılı giriş iki farklı uzunlukta seçilmiştir. Bunlar 30mm ve 60mm çıkıntı şeklinde boru giriş tipleri olmuştur.



Şekil 6.1. Akışkanın boruya geçişlerinde kullanılan farklı giriş geometrileri(Çengel ve ark. 2008)

6.2. Akışkan ve Fiziksel Özelliği

İzotermal boru akışı için su 25 °C sıcaklıkta boruya geçmekte ve tüm akış alanı aynı sıcaklıkta olmaktadır. Fakat izotermal olmayan boruda ise 25 °C sıcaklıkta boruya geçen su boru boyunca $q_s = 30 \frac{kW}{m^2}$ sabit ısı akısına maruz kalmakta ve sıcaklığı akış alanında değişmektedir. Suyun fiziksel özellikleri aşağıda Tablo 6.1.'te gösterilmiştir.

Tablo 6.1. Akış özellikleri

Akışkan ve Akış Alanı Özellikleri	
Akışkan:	Su
Akış Türü:	Daimi, sıkıştırılmaz
Reynolds Sayı Aralığı:	1000 - 100000
Yoğunluk (ρ):	997 (kg/m^3)
Dinamik Viskozite (μ):	$0,891 \times 10^{-3} \left(\frac{kg}{m.s}\right)$

6.3. Akış Geometrinin Oluşturulması

Hesaplamalı ve detaylı bir çözüm için akış simetri liginden yararlanarak üç boyutlu akış iki boyutlu akışa indirgenerek çözülmüştür. CFX iki boyutlu akış çözemediğinden akış alanına z yönünde t=5 mm kalınlığında extrude verilerek üç boyut akış özelliği oluşturulmuştur. Bu kalınlık değeri en küçük mesh boyutuna göre verilmiştir.

Ansyes student versiyonu kullanıldığından akış bir bütün olarak simule edilememiştir. Bunun için akış alanı iki kısma ayrılmış ve çözülmüştür. İlk önce boru girişi civarındaki akış alanı birinci aşamada ve tanktan sonra gelen düz boru akışı da ikinci aşamada çözülmüştür. Şekil 6.2 'de görüldüğü gibi akış iki kısma ayrılmıştır. İlk aşama için çıkıntılı ve çıkıntısız olmak üzere üç ayrı giriş akış geometrisi oluşturulmuştur. Şekil 6.2 'de keskin kenarlı giriş ve Şekil 6.3 'te çıkıntılı girişin akış geometrileri gösterilmiştir. İkinci aşamada çözülen boru akışının giriş sınır yüzeyinde birinci aşamadaki akışın çıkış yüzeyindeki hız profili kullanılmıştır. Bu şekilde akışın bir bütün olarak çözülmesi sağlanmıştır.

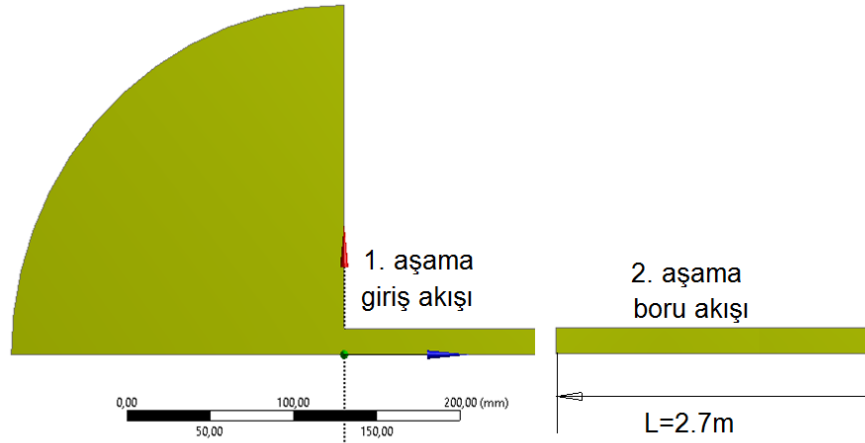
Boru çapı 30mm olup tüm akışlarda sabit tutulmuştur. Boyutsuz L / D oranına göre üç girişin değerleri Tablo 2 'de gösterilmiştir. İkinci aşamada çözülen boru akışında akışın tam gelişmesi için boru uzunluğu 2.7m tutulmuştur. Boru akışları izotermal ve izotermal

olmayan akış olarak iki ayrı şekilde çözülmüştür. İzotermal olmayan boru akışında tüm boru duvarına 30kW/m^2 değerinde sabit ısı akısı uygulanmıştır.

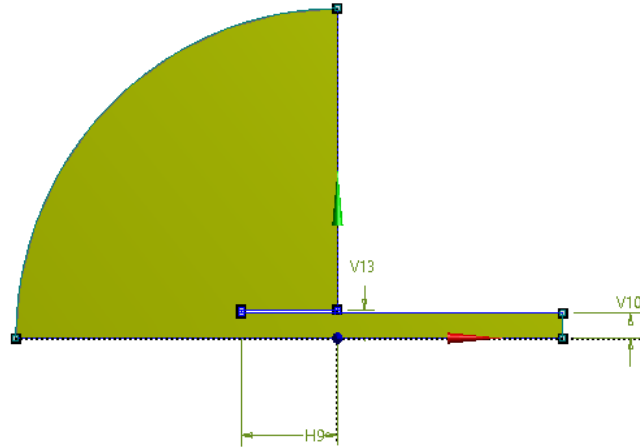
Tablo 6.2. Giriş modellerin ve boru çizim ölçüleri

Giriş tipi	L	D	L/D
Keskin kenarlı giriş	0	30mm	0
30mm çıkıntılı giriş	$L_{\text{ç}}=30\text{mm}$	30mm	1
60mm çıkıntılı giriş	$L_{\text{ç}}=60\text{mm}$	30mm	2
Akışın aktığı izotermal ve izotermal olmayan boru	$L=2,7\text{m}$	30mm	Pürüzsüz yüzey

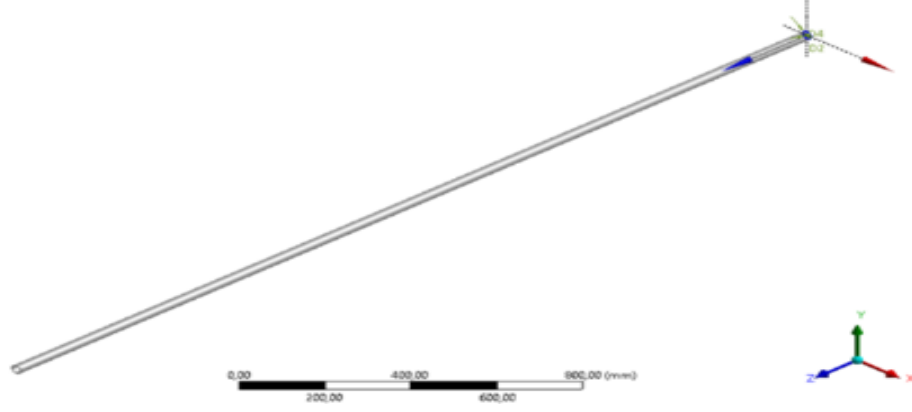
Aşağıda keskin kenarlı giriş tipi modelin geometrik çizimi Şekil 6.2.’de gösterilmiştir.



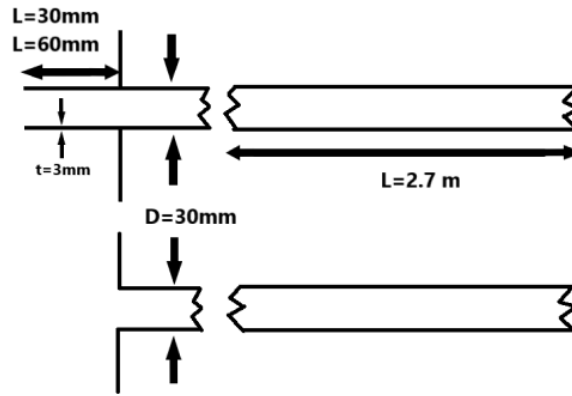
Şekil 6.2. İlk önce çözülen keskin kenarlı giriş akış alanı ve sonra çözülen boru akışı



Şekil 6.3. Tank içerisine çıkıntılı girişin akış alanı geometrisi



Şekil 6.4. 2.7 m uzunluğundaki İzotermal ve izotermal olmayan boru akış alanı



Şekil 6.5. Giriş akışı ve sonra gelen boru akışının gösterilmesi

6.4. Reynolds Sayı Aralığı

Boru akışları, laminar, geçiş ve türbülans boru akışlarını kapsayacak şekilde 1000-20000 Reynolds aralığında gerçekleştirildi. Ayrıca $Re=100000$ gibi yüksek bir Reynolds sayısında da akışlar analiz edildi. Boru akışında Reynolds sayısı aşağıdaki bağıntıyla hesaplanmıştır.

$$Re_D = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (6.1)$$

Yukarıdaki ifadeye göre ρ akışkan yoğunluğu, U en kesitteki ortalama akış hızı, D boru çapı ve μ ise akışkan viskozitesidir. İlk aşamada üç farklı giriş ile sekiz ayrı Reynolds sayısında akışlar çözüldü. Sonrasında gelen izotermal ve izotermal olmayan boru akışları

da sekiz ayrı Reynolds sayısında çözülmüştür. Aşağıda Tablo 6.3.'te Reynolds sayılarına karşılık borudaki ortalama akış hızları ve kütleli debiler verilmiştir.

Tablo 6.3. Boru akışındaki Reynolds sayılarına göre ortalama akış hızları ve kütleli debileri

Reynolds Sayısı	Borudaki ortalama akış hızı (m/s)	Kütleli debi (m (kg/s))
1000	0,0297	0,0000888
2000	0,059459	0,00177
4000	0,118919	0,00355
7000	0,208108	0,00622
10000	0,297297	0,00888
15000	0,445945	0,0133
20000	0,594594	0,0177
100000	2,97297	0,0598

Sayısal çözüm için oluşturulan simetrik akış geometrisinde birinci aşamadaki akışın giriş yüzeyinde hız giriş sınır şartı kullanıldığından giriş yüzeyindeki kütleli debi değerine ihtiyaç duyulmaktadır. Her Reynolds sayısında boru akış debisi Tablo 6.3 'te verilmiştir. Oluşturulan yarıçap kadar simetrik giriş akış geometrisinde akış alanının farklı olmaktadır

Reynolds 1000 için:

Ortalama hız:

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} = 1000 = \frac{999 \times U \times 0.03}{0.891 \times 10^{-3}} \rightarrow U_{ort} = 0.0297 \frac{m}{s} \quad (6.2)$$

Çıkış alanı:

$$A_{\zeta} = \frac{D_i}{2} \times t = \frac{(0.03)}{2} \times (0.2 \times 10^{-3}) = 3 \times 10^{-6} m^2 \quad (6.4)$$

Boru akışında girişteki su debisi:

$$\dot{m} = \rho U A_i = 997 \times 0.0297 \times 7.068 \times 10^{-4} = 0.0209 \frac{kg}{s} \quad (6.5)$$

Simetrik akış alanı çıkışındaki su debisi:

$$\dot{m} = \rho U A_{\zeta} = 997 \times 0.0297 \times 3 \times 10^{-6} = 0.0000888 \frac{kg}{s} \quad (6.6)$$

6.5. Sayısal Çözüm

6.5.1. Akışların CFX ile çözümü

Sayısal çözümler, deneysel yöntemlerin maliyetli olması, zorluklar gibi durumlardan dolayı problem çözümlerinde tercih edilmektedir. Sayısal çözümlemeler matematiksel çözüm yöntemleridir.

Sayısal çözüm için Ansys student 19.2 akademik lisanslı versiyonu kullanıldı. Ansys student öğrencilerin bedava olarak kullanabileceği lisanslı versiyonudur. Yalnız bu versiyonda ticari kullanımların önüne geçmek için bazı kısıtlamalar getirilmiştir. Örneğin Mesh sayısına sınırlama getirilmiştir. Mesh düğüm sayısı 512000 geçtiğinde çözüm yapmıyor. Sayısal çözüm için CFX akış çözücü program kullanılmıştır. CFX akış çözücü programda çözümler üç aşamada gerçekleşir. Birinci aşamada sayısal çözümü gerçekleştirmek için set-up ayarları olan geometri ve mesh oluşturmaktır. Üç boyutlu akış yerine akış simetri liginden yararlanılmış ve iki boyutlu bir akış geometrisi oluşturulmuştur. Meshing programı ile iki boyutlu akış geometrisi olabildiğince küçük parçalara bölündü. Daha sonra akış bölgesinin sahip olduğu akış özellikleri, akışkan tipi, akış yüzey sınır şartları, çözüm için yakınsama ve iterasyon sayısı gibi özelliklerle programa tanımlandı.

İkinci aşamada CFX ile çözümün yapılmasıdır. Program akış alanındaki mesh elemanlarına temel akış denklemlerini teker teker uygulayarak akış probleminin sayısal yönetime çözümünü sağlamaktadır.

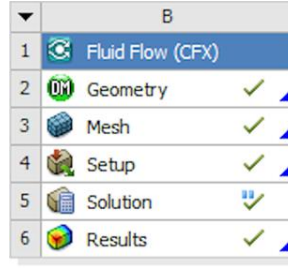
Üçüncü aşamada Ansys Result programı ile sonuçların simule edilmesi ve değerlendirilmesidir. İstenilen akış değerleri buradan çıkarılır. Hız, basınç, sıcaklık vb. akış alanı değerleri excele aktarılabilir, grafikler halinde değerlendirilebilir ve birçok renkte simule edilerek çıkan sonuçlar değerlendirilir.

6.5.1.1. Sayısal çözüm aşamaları

Ansys Workbench proje sayfasında CFX seçilip projelendirme alanına sürüklendiğinde aşağıdaki sekmeler yardımıyla gerekli işlemler yapılır Şekil 6.6. bunlar

- Geometry (Akış Geometrisinin Oluşturulması)
- Mesh (akış geometrisini parçalar bölme - otomatik ağ oluşturma)

- Set-up (akış ve akışkan özelliklerinin ve sayısal çözüm gerekliliklerinin çözücü programa tanımlandığı program)
- Solution (çözümün yapıldığı program)
- Results (sonuçların elde edildiği ve değerlendirildiği program)

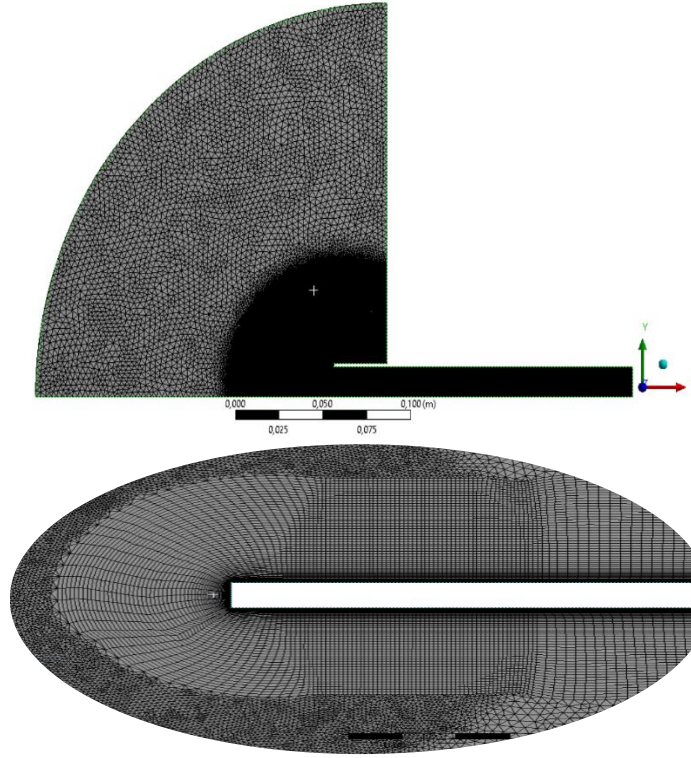


Şekil 6.6. Workbench CFX projede sırasıyla yapılanlar

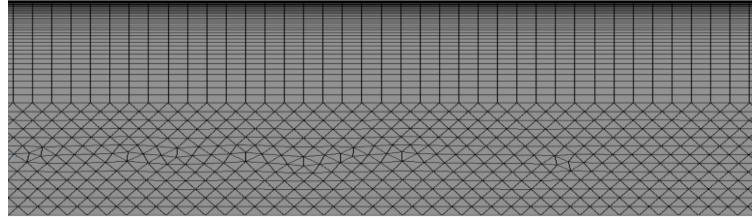
6.5.1.1.2.Mesh (geometriyi parçalar bölme -otomatik ağ oluşturma)

Akışı sayısal olarak çözmek ve simule etmek için akış alanının küçük boyutlu mesh elemanlarına bölme işlemine "meshing" veya ağ oluşturma denir. Geometrisi oluşturulan akış alanları meshing programı ile mesh elemanlarına bölünmüştür.

Oluşturulan ağ giriş bölgesindeki çeper sınırlarına yakın bölgelerde sıklaştırılmış, çeper sınırlardan uzaklaştıkça seyrekleştirilmiştir. Giriş bölgesinde ağ düğüm noktaları arasında hız, basınç gibi akış özelliklerinin en fazla değiştiği bölgelerdeki değişimi yakalayabilmek için bu akış bölgelerinde ağ sıklaştırılmıştır. Düşük Reynolds sayılı bir türbülans modeli kullanıldığından (SST k-omega türbülans modeli) laminar alt tabakadaki hızın da yakalanabilmesi için akış duvarına yakın akış bölgesinde çok ince tabakalı mesh tipi kullanılmıştır. Duvara bitişik ilk mesh elaman boyutu (first layer thickness) boyutsuz duvar mesafesi $y^+ < 1$ olacak şekilde oluşturuldu. Burada sadece akış duvarlarına bitişik tabakalı mesh oluşturabilme özelliğinde olan "inflation" mesh yöntemi kullanılmıştır. Uzun boru akışı içinde aynı şekilde mesh oluşturulmuştur. Giriş geometrilerinde ve boru geometrisinde oluşturulan mesh'ler aşağıda Şekil 6.10. ve Şekil 6.11.'de gösterilmiştir.



Şekil 6.10. 30mm çıkıntılı (re-entrant) girişli modelin mesh yapısının gösterimi



Şekil 6.11. İkinci aşamadaki boru akışında oluşturulan mesh tipi

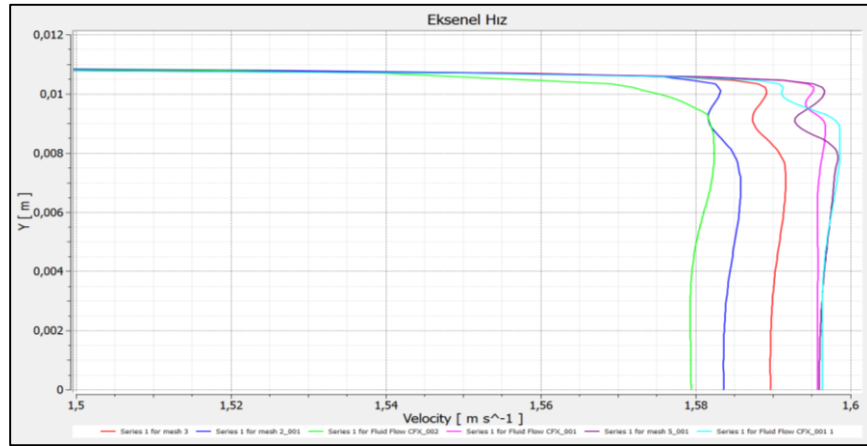
6.5.1.1.3. Ağdan bağımsız çalışma

Sayısal çözüm ağ yapılandırmasına, eleman sayısına ve kalitesine çok bağlıdır. Kötü yapılandırılmış bir ağ ile çözüm yapılırsa hatalı sonuçlar elde edilebilir. Oluşturulan ağın çözüm için yeterli olup olmadığını anlamak için yapılan ağ çalışmasına ağdan bağımsız çalışma denir. Ağdan bağımsız çalışmada eleman sayısı artırılarak birkaç ağ yapısı oluşturulur. Bunlarla çözümler yapılır ve çıkan sonuçlar karşılaştırılır. Karşılaştırmada hangi mesh sayısından itibaren sonuçlar değişmemeye başlamıştır tespit edilir.

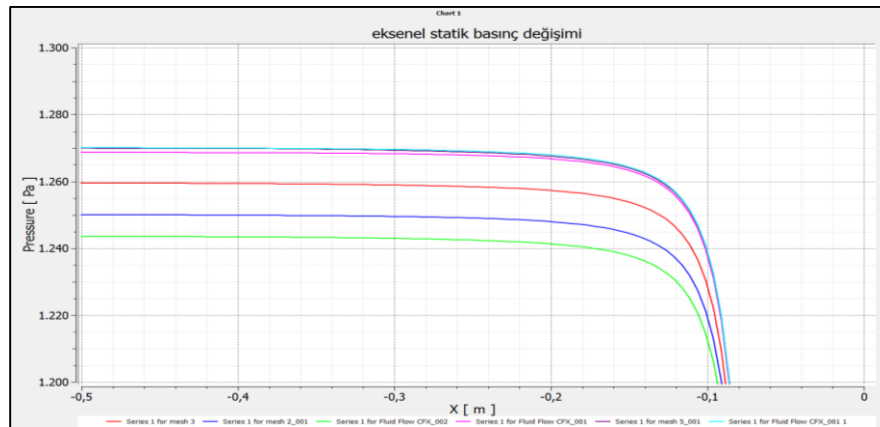
Bu çalışmada meshten bağımsız bir çalışma yapmak için mesh sayısı artırılarak altı ayrı mesh sayısı belirlenmiştir. Çözümlerden çıkarılan hız ve basınç eğrileri Şekil 6.12. ve Şekil 6.13.'te gösterildiği gibi karşılaştırılarak mesh bağımsızlığı tespit edilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi Mesh 4, Mesh 5 ve Mesh 6 verilen eksenel hız ve basınç eğrilerinin birbirine çok yakın oldukları görülür. Bu gözlem sonucunda mesh 6 tipi tüm sayısal çözümlerde kullanılmıştır.

Tablo 6.4 Yapılan Mesh değerlerinin eleman sayıları

Mesh Eleman Sayıları			
Mesh 1	164961	Mesh 2	175330
Mesh 3	183759	Mesh 4	214228
Mesh 5	238337	Mesh 6	421453



Şekil 6.12. Eksenel hız değerlerinin mesh sayısı ile değişimleri



Şekil 6.13. Eksenel statik basınç eğrilerinin mesh sayısı ile değişimleri

6.5.1.1.4. Sınır şartları, Akış ve Akışkan özellikleri

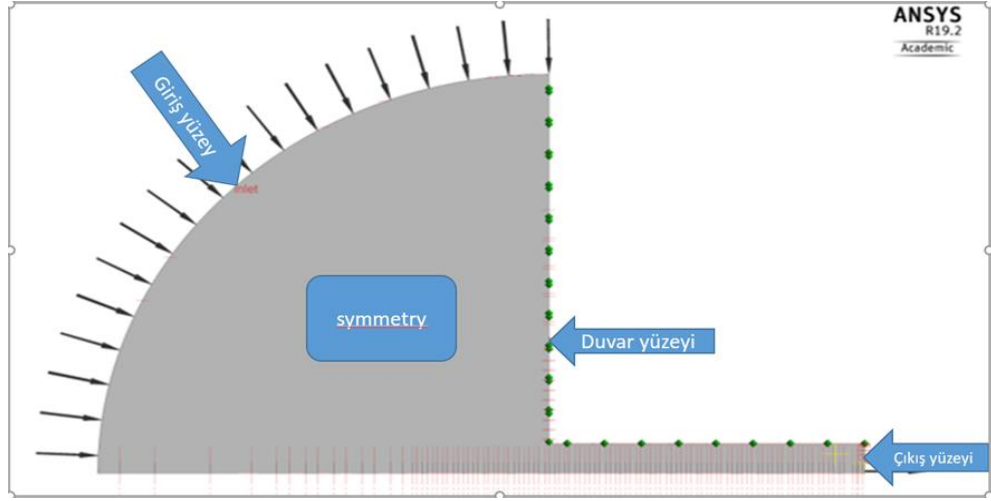
Akış geometrisinde ağ oluşturma aşamasından sonra set-up aşamasına geçilmektedir. Set-up aşamasında akış durumu, akışkan özellikleri, türbülanslı akış çözüm yöntemi, akış geometrik yüzeylerine sınır şartlarının atanması, iterasyon sayısı, yakınsama kriteri ve çözücü kontrol ayarları girildiği programdır. $Re=1000$ ve $Re=2000$ dışında tüm akışların türbülanslı olduğu varsayılmıştır.

Yapılan türbülanslı boru akışları daimi bir akış olduğundan akış durumu daimi olarak (steady state) seçilmiştir. Bu çalışmada boru akışı için SST k-omega türbülans modeli tercih edilmiştir. Sınır şartları ve akış ve akışkan özellikleri Tablo 2 'de belirtilmiştir.

Tablo 6.5. Sınır şartları ve akış ve akışkan özellikleri

Akış	Daimi, sıkıştırılamaz akış
Isı transferi	İzotermal akış ve sabit duvar ısı akısı ($30000W/m^2$)
Akışkan	Su, 25 °C
Çözüm	RANS denklemler
Türbülans modeli	SST k-omega modeli
Giriş (inlet)	düzgün hız profilinde ve %5 türbülans seviyesinde akışkanın akış alanına girişi
Çıkış (outlet)	Sıfır etkin basınç ile atmosfere çıkış
Duvar (Wall)	Duvarda kaymama koşulu ve pürüzsüz duvar
Simetri (symmetry)	Simetrik yüzeyler
iterasyon sayısı	Giriş ağızları için 200 boru için 450
Yakınsama kriteri (convergence)	10^{-7}

Tablo 6.5.'da belirtilen sınır şartları Şekil 6.14.te giriş akışı için çizilen geometri üzerinde gösterilmiştir.



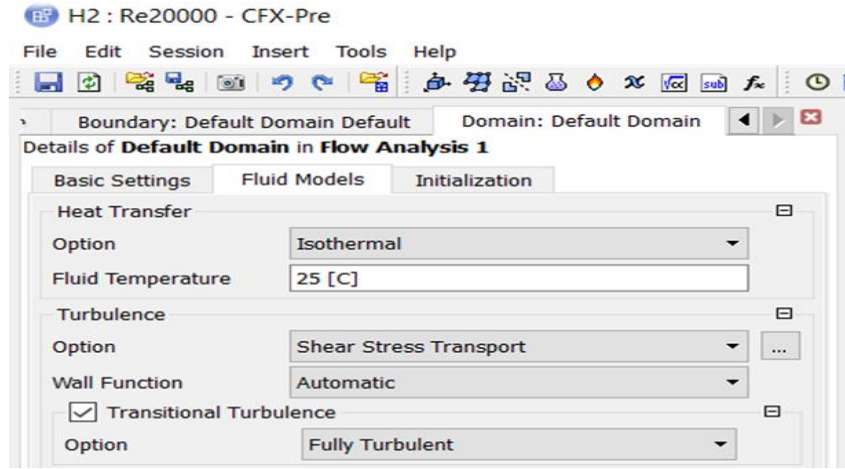
Şekil 6.14. Sınır şartların geometri şekil üzerinde gösterimi

Akışkanın akış alanına giriş yaptığı sınır yüzeyi tank boru giriş kısmından yeterince uzakta seçilmiştir. Bunun nedeni ise tüm giriş yüzeyinde düzgün bir hız dağılımının sağlanmasıdır. Uzakta seçilen girişte hız yüzeyin her noktasında eşit ve yüzeye dik bir hız olmaktadır. Giriş sınır şartı atanırken hız yerine giriş yüzeyi için hesaplanan debi değeri doğrudan girilmiştir. Verilen debi değeri program tarafından yüzeyin normali yönünde akış alanına giren düzgün dağılımlı bir hız olarak giriş yüzeyine atanır ve sayısal çözümde kullanılır. Çıkış yüzeyi atmosfere açık olarak kabul edildi. Bu nedenle çıkış sınır şartı olarak etkin basınç değeri sıfır olarak girildi. Üç boyutlu olan akış alanı simetrik şartlardan yararlanarak iki boyutlu akışa dönüştürüldü. Akışta iki simetrik yüzey kullanıldı. Boru akışında 360° dönüşte akış özellikleri değişmediğinden simetriklikten akış boru çapı kalınlığında iki boyutlu akışa indirildi. Aynı şekilde boru akışı merkezi eksen çizgisine göre de simetrik olduğundan yarıçap kadar iki boyutlu bir akış alanı oluşturuldu.

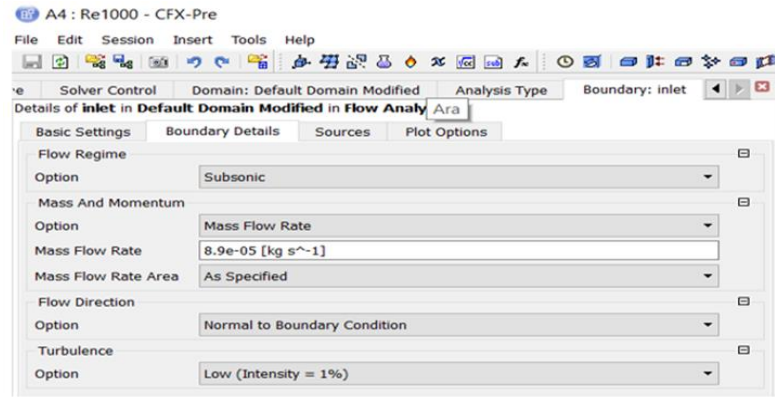
Çözücü program akış problemlerini çözmek için her mesh hücrelerini akış özelliklerini belirli bir değerden başlatır. Bu değerlere başlangıç (initialization) iterasyon değerleri denir. Eğer başlangıç değerleri elle girilmezse çözücü program otomatik olarak bir başlangıç değeri atayacaktır.

Çözücü kontrol (solver control) seçeneğinde çözümün yakınsaması için maksimum iterasyon sayısı 200 girilmiştir boru için 450 girilmiştir. Yakınsama kriteri için mutlak hatayı gösteren RMS değeri ise 1×10^{-7} seçilmiştir. Mutlak hata değeri son iki iterasyon arasındaki değer farkıdır. Yakınsak bir çözümde iterasyon ilerledikçe RMS değeri 10^{-7} değerine yakınsayacaktır.

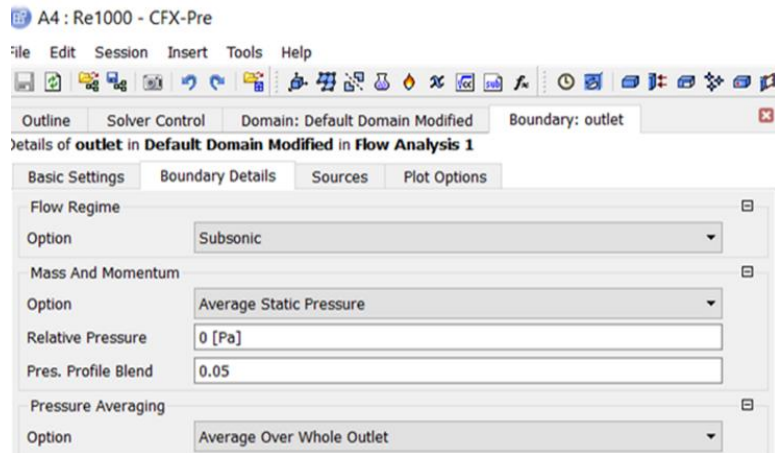
Aşağıda Şekil 6.15 a, b, c’de boru akışında akış özellikleri ve sınır şartları için girilen program pencereleri gösterilmiştir.



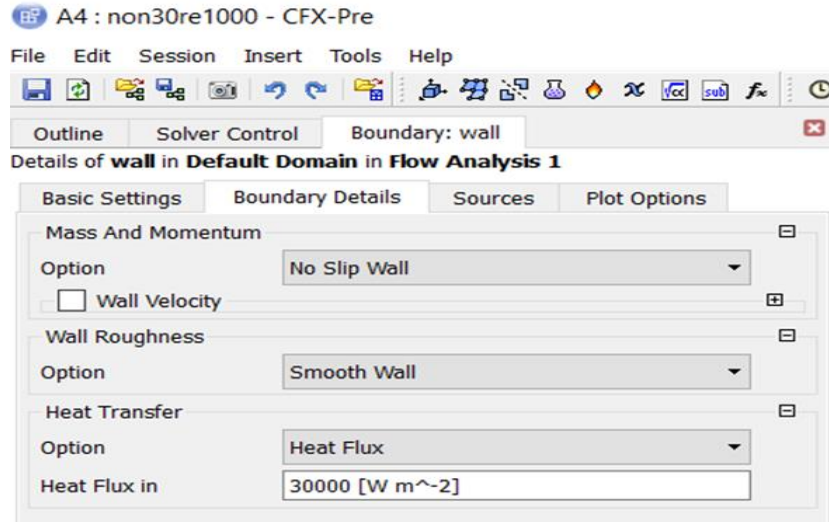
(a) Akış özellikleri



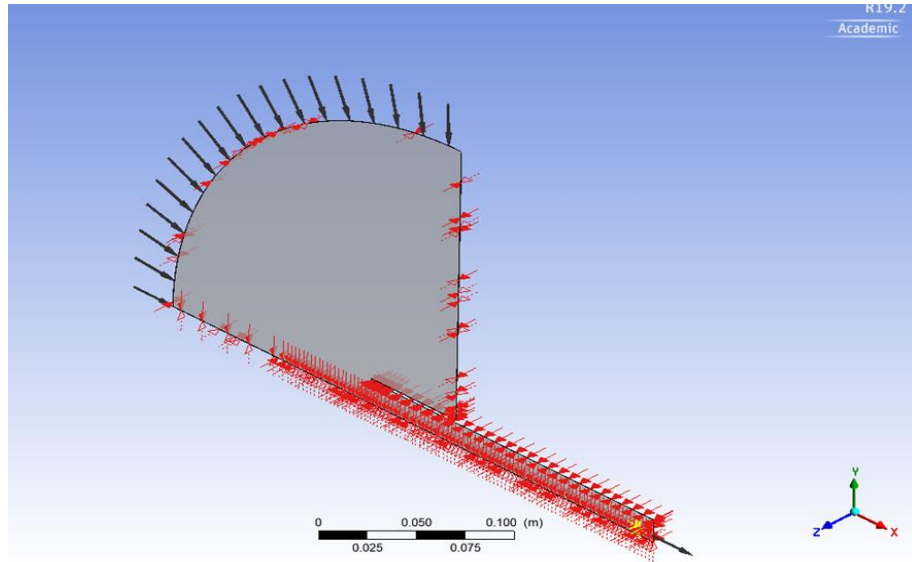
(b) Giriş sınır şartı



(c) Çıkış sınır şartı

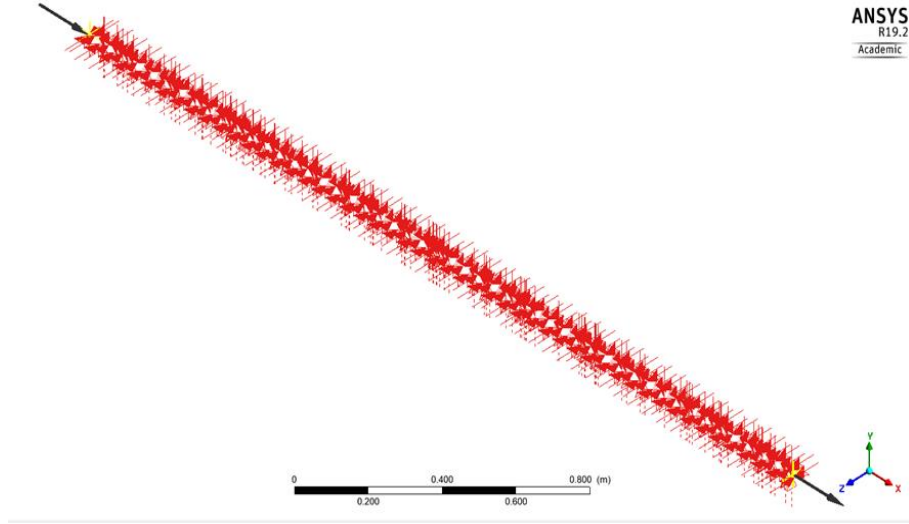


(d) Duvar sınır şartı.



Şekil 6.18. CFX-pre programında oluşturulan 30 mm çıkıntılı akış monitör noktaları ile birlikte modelinin son hali

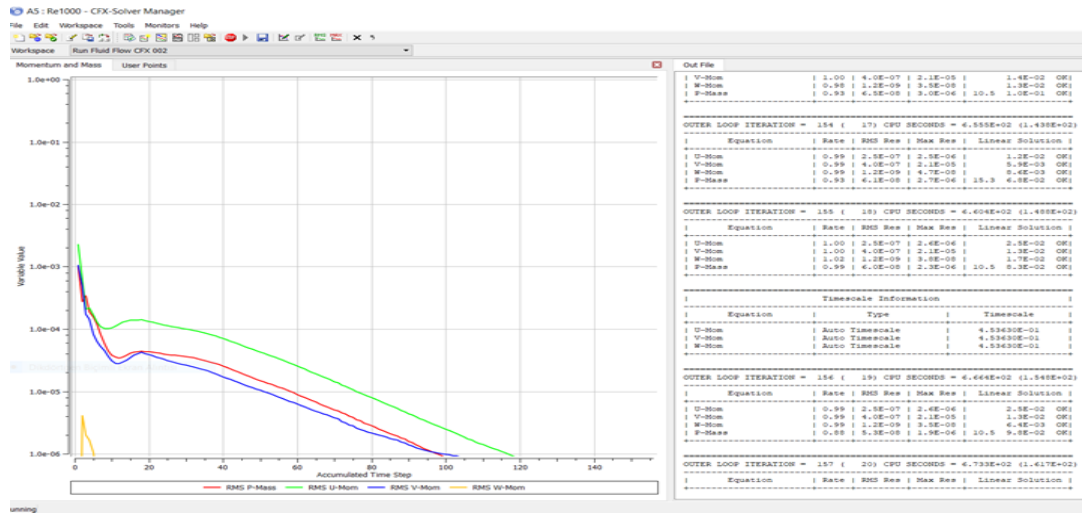
Şekil 6.15. Boru akışında sınır şartları ve akış özellikleri (a,b,c,d) Sınır şartları, fiziksel özellikleri ve çözüm kontrol şartları girilen boru akış modelinin CFX-Pre programındaki son hali ise Şekil 6.18. ve Şekil 6.19.'de gösterilmiştir



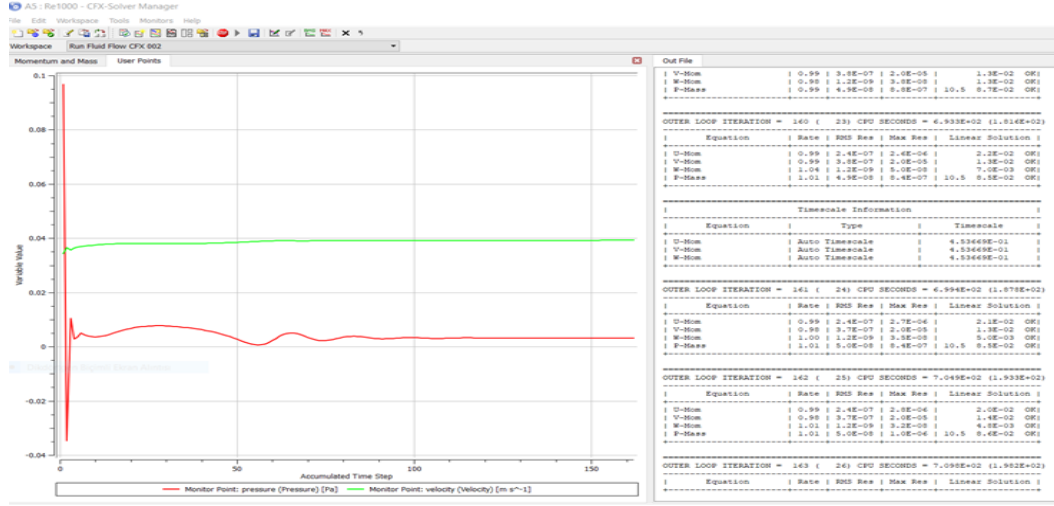
Şekil 6.19. CFX-pre programında oluşturulan boru akış modelinin son hali

Monitor Noktaları

Sayısal çözümlerde çözümü kısaltmak ve daha iyi veriler elde etmek için yakınsama kriteri ve iterasyon sayısı girilmektedir. Bunun için monitör noktaları oluşturuldu ve bu noktalar çıkışa yakın bölgelerde hız ve basınç değişimlerini daha iyi gözlemek için yerleştirilir. Çıkışa monitör noktaları daha fazla seçilmesinin nedeni çıkıştaki yakınsamanın giriş bölgesine göre daha geç yakınsamasıdır. Monitör noktalarındaki ve yakınsama kriterinin iterasyon ilerledikçe oluşan eğrilerin nasıl yakınsadığı Şekil 6.20 ve 6.21.'de gösterilmiştir



Şekil 6.20. RMS momentum grafiği



Şekil 6.21. Boru çıkışında belirlenen monitör noktalarında hızın ve basıncın iterasyon ilerledikçe yakınsaması

7. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

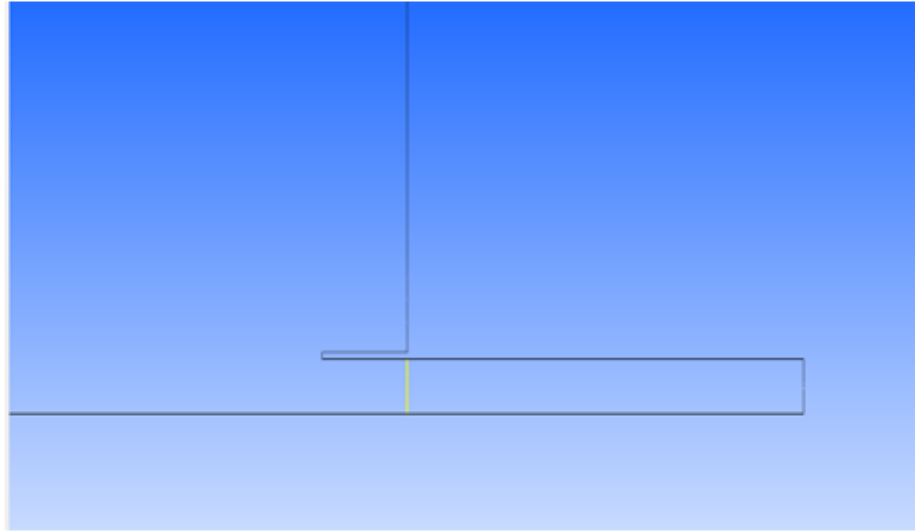
Bu bölümde üç farklı giriş akışı ile yapılan sayısal çözümlerden elde edilen çözüm sonuçları analiz edilmiştir. İlk önce keskin kenarlı (square-edged), 30 mm çıkıntılı (re-entrant) ve 60 mm çıkıntılı (re-entrant) giriş tiplerin yerel basınç kayıplarına olan etkileri karşılaştırılmıştır. Sonrasında her giriş tipi ile tanktan itibaren çıkan boru akış kısmı basınç kaybı, eksenel hız değişimi, darcy sürtünme faktörü, izotermal olmayan akışta sıcaklık ve yerel ısı transfer katsayısı gibi akış özellikleri karşılaştırılmış ve değerlendirilmiştir. Isı transferi durumunda giriş tiplerinin boru akışında ısı transferine olan etkileri birbiriyle karşılaştırılmıştır.

Giriş Akışları

Burada her üç boru giriş tipi ile akışlar ilk aşamada çözülmüştür. Bu üç farklı akıştan çıkarılan kesit akış hızları ve yerel basınç kayıpları incelenmiştir.

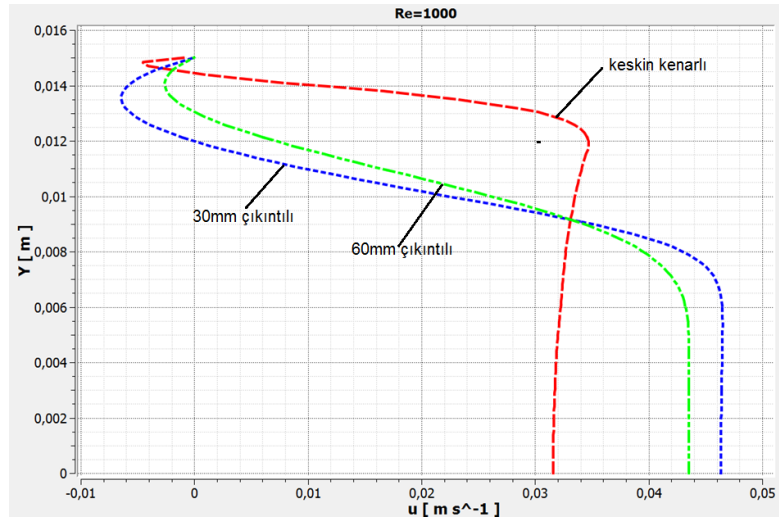
7.1. Giriş akışında hız profilleri

İlk önce tank dış yüzeyinden sonra başlayan boru akışı dikkate alındığında tank dış yüzeyi çıkan borunun girişi kabul edilmiştir. Bu nedenle tank çıkışında radyal yönde bir çizgi çizilerek üzerindeki 100 eşit noktada hız değerleri alınmıştır. Bunun için CFX Result programında export seçeneği kullanılarak çizgi üzerindeki hız değerleri bir excel sayfasına taşınmıştır.

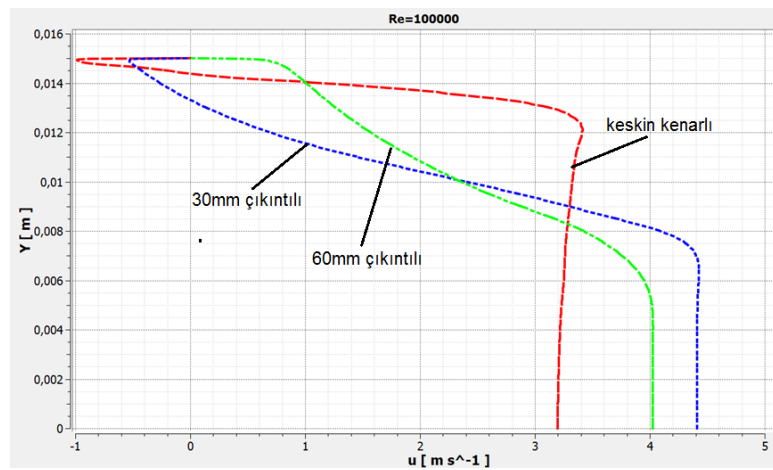


Şekil 7.1. Deponun girişinde hız grafiğini elde etmek için çizilen çizgi(line1)

Re=1000 ve 100000 'de keskin kenarlı ve 30mm ve 60mm çıkıntılı akışlardan çıkarılan yarıçap yönündeki hız profilleri Şekil 7.3 te verilmiştir. Şekil 7.3 te gösterildiği gibi her üç giriş tipinde akış hız profilleri birbirlerinden farklıdır. Çıkıntılı girişli akışlarda boru girişinden itibaren 30mm ve 60mm akış gelişmesi olduğundan hız profilleri keskin kenarlı girişe göre parabolik hız profiline daha yakın olmuşlardır. Burada dikkat edilmesi gereken tank çıkışında her üç giriş akışının hız profillerinin farklı olmalıdır. Farklı hız profili ile başlayacak boru akışı da farklı olacaktır. Özellikle tanktan sonra gelen boru akışında ısı transferi söz konusu ise boru girişindeki hız profilleri ısı transferi katsayısı üzerinde farklı etkilere sahip olacaklardır.



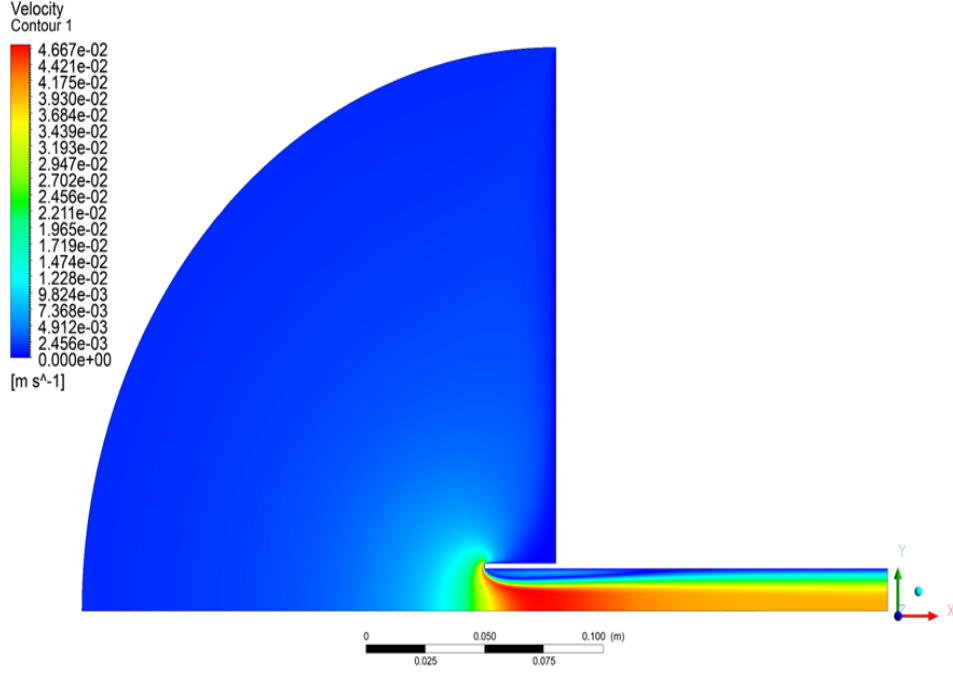
(a)



(b)

Şekil 7.3. Her üç giriş tipi için tank çıkışında radyal yönde (y) aksenal hız profili
a)Re=1000 b)Re=100000

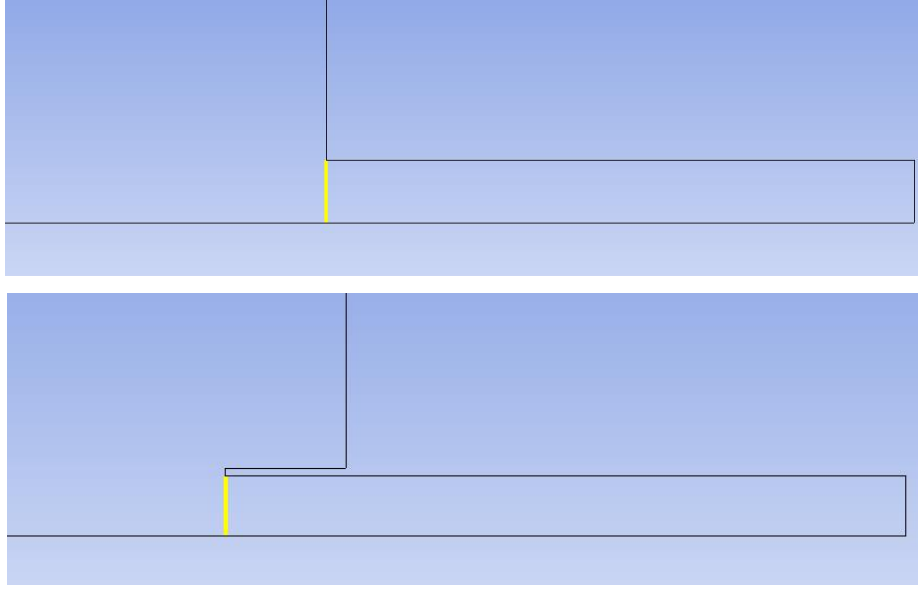
Şekil 7.4.'te 1000 Reynolds sayısında 30mm çıkıntılı giriş akışında hız değişimi renk kontörü ile görselleştirilmiştir. Tank içinde suyun akış hızının sıfıra yakın ve 30mm çıkıntılı girişten boruya geçiş yerinde hızın yüksek olduğu ve akış ilerledikçe hızın düştüğü görülmektedir.



Şekil 7.4. Akışın hız değişiminin renk kontörü ile görseli

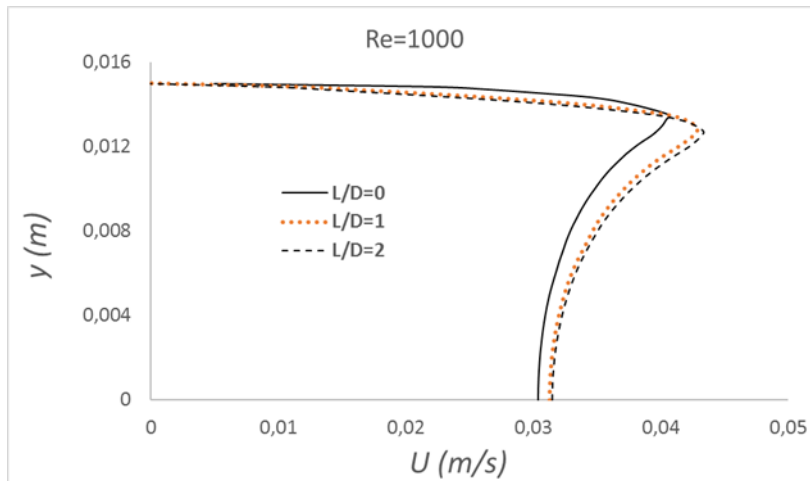
7.1.1. Boruya geçiş hız profilleri

Çıkıntılı ve çıkıntısız şekilde depodan boruya akışkan geçişlerinde giriş hız profili arasında bir farkın olup olmadığı incelenebilir. Bu nedenle aşağıda Şekil 7.5.'de gösterildiği gibi boru girişinde oluşturan bir çizgi ile hız profilleri çıkartılmıştır.

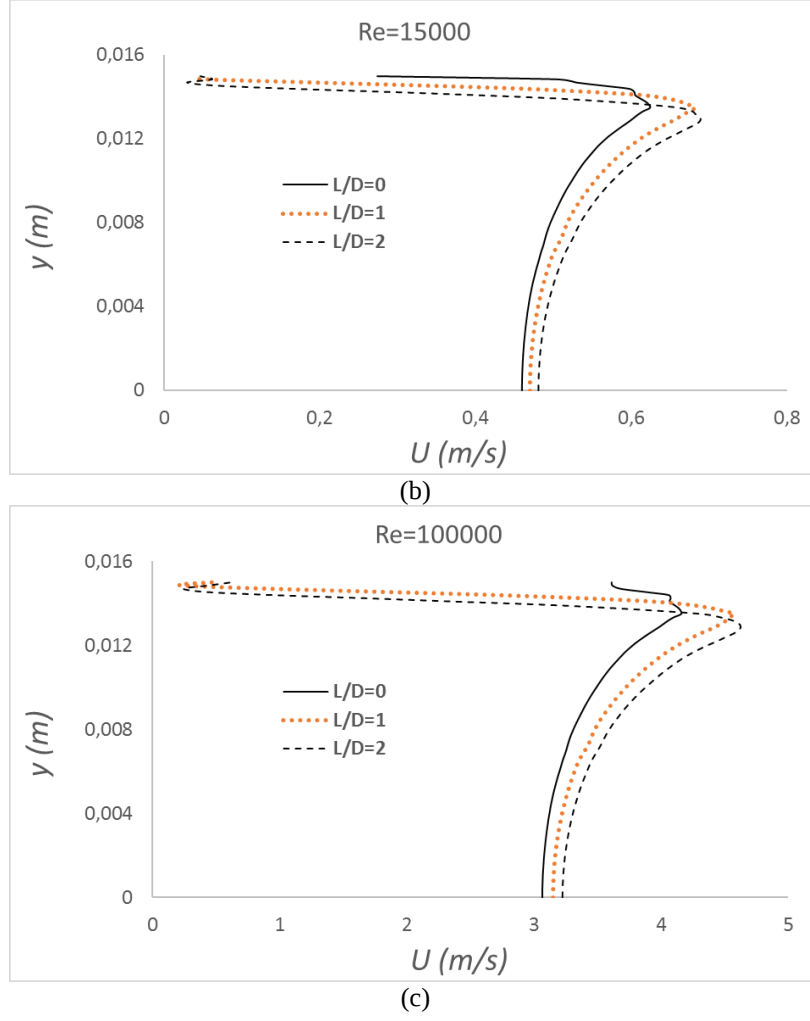


Şekil 7.5. Keskin kenarlı ve çıkıntılı girişin bittiği bölüme hız grafiğini elde etmek için çizilen çizgi(line1)

Çıkarılan hız profilleri aşağıda Şekil 7.6.'da her üç giriş tipi için karşılaştırılmıştır. Çalışmanın tümünü özetleyecek şekilde giriş hız profilleri üç farklı Reynolds sayısında birbiriyle karşılaştırılmıştır. Şekil 7.6. 'da görüldüğü gibi çıkıntılı girişlerin $Re=1000$ 'de hız profilleri üst üste çakışmasına rağmen diğer iki Reynolds sayısında farklı olmuştur. Her üç Reynolds sayısında çıkıntılı girişlerin hız profili keskin kenarlı giriş hız profiline benzer eğrilere sahiptirler. Verilen Reynolds sayılarında çıkıntılı girişlerin hız profili çıkıntısız girişli hız profilinden değer olarak biraz daha farklı olmuştur.



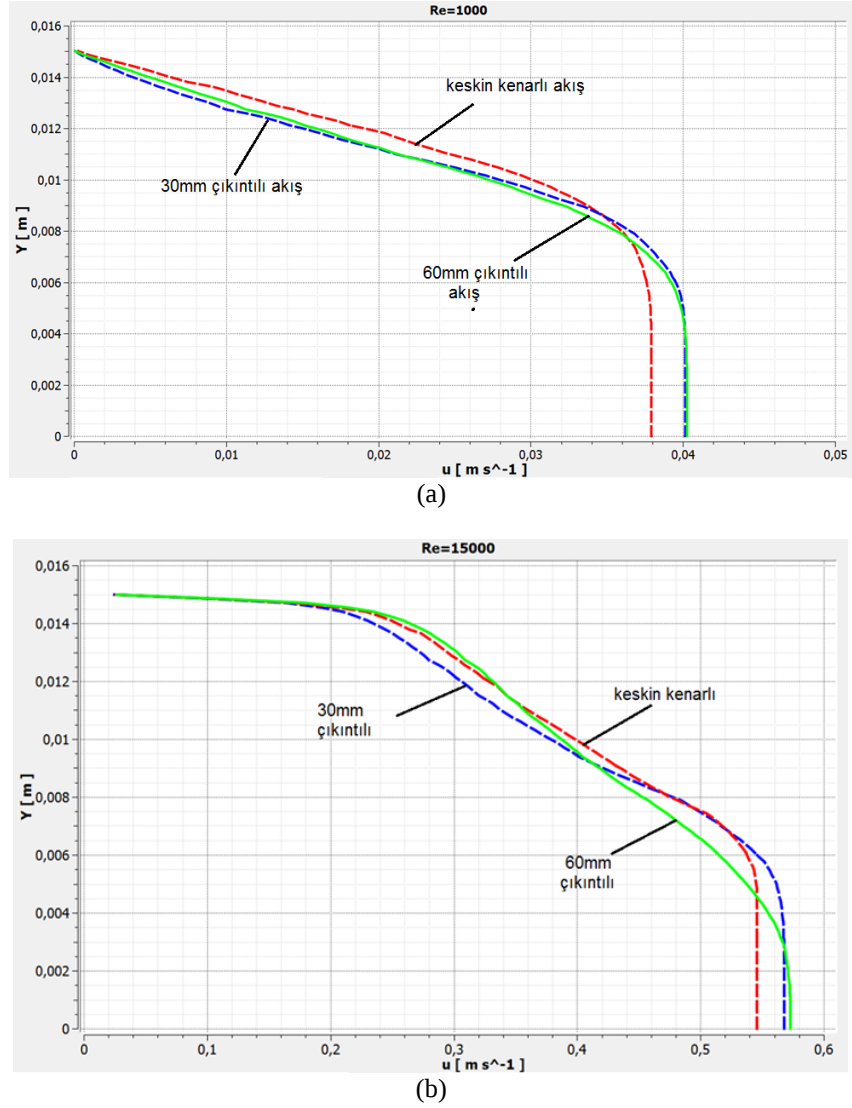
(a)



Şekil 7.6. Örnek oluşturulan çizgideki (a) Re 1000, Re 15000, Re 15000 hız değişimi

7.1.2. Boru girişi hız profilleri

Giriş akışından sonra gelen uzun boru akışı sayısal olarak simule edildi. Tank çıkışından $x=10\text{cm}$ ötede 2. aşama boru akışı simule edilmiştir. Boru girişinde verilen hız profili ise 1. Aşamada gerçekleştirilen giriş akışlarından tank çıkışında $x=10\text{cm}$ de çıkarılmış hız profilleri kullanılmıştır. Bu durumda uzun boru akışının girişinde kullanılan hız profilleri Şekil 7.7’de gösterilmiştir. Boru girişindeki hız profilleri biraz birbirinden farklı olduğu görülmektedir. Hız profilleri $Re=1000$ ve $Re=15000$ için çıkartılmıştır.



Şekil 7.7. Boru girişindeki (a) Re 1000, Re 15000 hız profil grafikleri

7.1.3. Yerel sürtünme Yük Kaybı

Burada her üç giriş tipinin basınç kaybı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Giriş akışı için çizilen geometride çıkış yüzeyi atmosfere açık kabul edildiğinden çıkıştaki etkin basınç sıfır alınmıştır. Giriş ve çıkış yüzeyleri arasında genel mekanik enerji denklemi uygulamak için girişe 1 ve çıkışa 2 denilmiştir.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + h_{p,f} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + \rho g x + h_t + h_K \quad (7.1)$$

$$P_2=0 \quad V_1=0 \text{ (ihmal düzeydedir)} \quad z_1=z_2 \text{ (yatay akış)}$$

$$h_{p,f} = h_t = 0 \text{ (sistemde pompa ve türbin yoktur)}$$

$$\rho g_x = 0 \quad (\text{akış yönünde yerçekimi yok})$$

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g} + h_K \quad (7.2)$$

Burada P_1 girişteki etkin akış basıncıdır. $h_K = \text{yerel sürtünme yük kaybıdır.}$

$$h_K = h_{K,y} = K_K \frac{V_2^2}{2g} \quad (7.3)$$

Örnek olarak 60mm çıkıntılı girişicin $Re=10000$ akışındaki kayıp katsayısının nasıl hesaplandığı aşağıda gösterilmiştir.

$$Re = 10000 = \frac{\rho V D}{\mu} \Rightarrow 10000 = \frac{997 * V * 0.03}{0.891 \times 10^{-3}} \quad V = 0.297 \text{ m/s dir}$$

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g} + h_{kb} \Rightarrow \frac{72,5}{997 \times 9,81} = \frac{0,297^2}{2 \times 9,81} + h_k \Rightarrow h_k = 0,0029 \text{ (m)}$$

$$\text{basınç kaybı } \Delta P_K = \rho g h_k = 997 * 9.81 * 0.0029 = 28.5 \text{ Pa}$$

Yerel kayıp katsayısı:

$$h_k = K_k \frac{V^2}{2g} \Rightarrow 0.0029 = K_k \frac{0,297^2}{2 \times 9,81} \Rightarrow K_k = 0,645$$

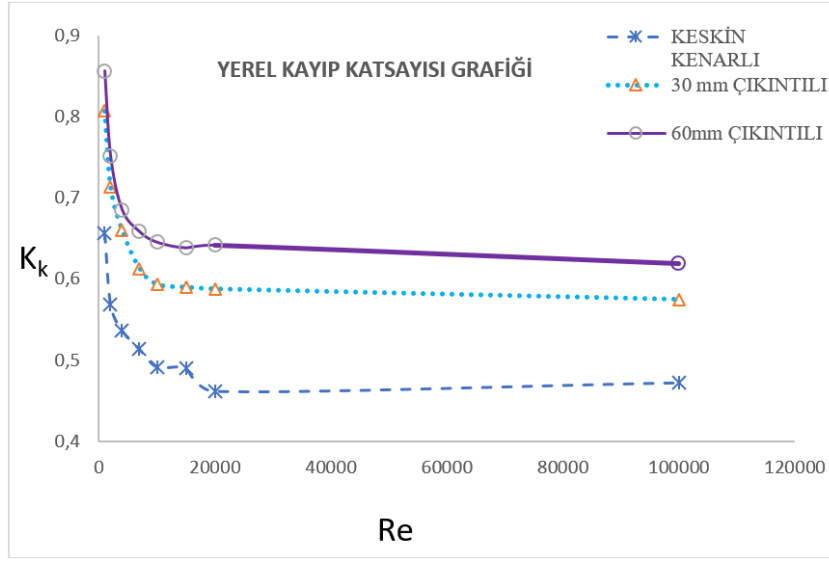
Yukarıda bulunan değerler tüm Reynolds sayılarında hesaplanmış olup çıkan değerler aşağıdaki Tablo 7.1.'te gösterilmiştir.

Tablo 7.1. Yerel kayıp katsayısı ve sürtünme kayıp katsayısı

Re 10000				
I	Basınç kaybı/giriş basıncı	hız	Hk Yerel	Kk
Keskin kenarlı	0,73	0,0297	2,94848E-05	0,65582
30 mm çıkıntılı	0,79	0,0297	3,62635E-05	0,8066
60 mm çıkıntılı	0,82	0,0297	3,8472E-05	0,85572
Re 20000				
I	Basınç kaybı/giriş basıncı	hız	Hk Yerel	Kk
Keskin kenarlı	2,76	0,05946	0,000102406	0,56831
30 mm çıkıntılı	3,02	0,05946	0,000128581	0,71357
60 mm çıkıntılı	3,09	0,05946	0,000135431	0,75158
Re 40000				
I	Basınç kaybı/giriş basıncı	hız	Hk Yerel	Kk
Keskin kenarlı	10,83	0,11892	0,000386517	0,53625
30 mm çıkıntılı	11,70	0,11892	0,000475469	0,65966
60 mm çıkıntılı	11,88	0,11892	0,000493873	0,68519
Re 7000				
I	Basınç kaybı/giriş basıncı	hız	Hk Yerel	Kk
Keskin kenarlı	32,67	0,20811	0,002214577	0,51323
30 mm çıkıntılı	34,82	0,20811	0,00135273	0,61282
60 mm çıkıntılı	35,80	0,20811	0,001452929	0,65821
Re 10000				
I	Basınç kaybı/giriş basıncı	hız	Hk Yerel	Kk
Keskin kenarlı	65,72	0,2973	0,002214577	0,4916
30 mm çıkıntılı	0,00	0,2973	0	0,6
60 mm çıkıntılı	72,49	0,2973	0,002906766	0,64525
Re 15000				
I	Basınç kaybı/giriş basıncı	hız	Hk Yerel	Kk
Keskin kenarlı	147,70	0,44595	0,00496544	0,47
30 mm çıkıntılı	157,60	0,44595	0,00597765	0,58975
60 mm çıkıntılı	162,40	0,44595	0,006468419	0,63817
Re 20000				
I	Basınç kaybı/giriş basıncı	hız	Hk Yerel	Kk
keskin kenarlı	257,60	0,59459	0,008318462	0,46164
30 mm çıkıntılı	279,80	0,59459	0,010588268	0,5876
60mm çıkıntılı	289,30	0,59459	0,011559582	0,64151
Re 100000				
I	Basınç kaybı/giriş basıncı	hız	Hk Yerel	Kk
Keskin kenarlı	6486,00	2,97297	0,212664754	0,47208
30 mm çıkıntılı	6938,00	2,97297	0,25887883	0,57466
60 mm çıkıntılı	7133,00	2,97297	0,278816318	0,61892

Her üç giriş akışı için tüm Reynolds sayılarında hesaplanan kayıp katsayıları Tablo 7.1. 'de verilmiştir. Tablo 7.1.'de verilen kayıp katsayılarının Reynolds sayısına bağlı değişimleri ise Şekil 7.8.'de verilmiştir. Şekil 7.8 de gösterildiği gibi her Reynolds sayısında kayıp katsayısı en büyük olan 60mm çıkıntılı giriştir. En düşük kayıp katsayısı

ise keskin kenarlı girişe aittir. Bunun nedeni ise 30mm ve 60mm çıkıntılı girişlerin boru akışları daha uzundur. Bu nedenle yerel kayıp katsayıları keskin kenarlı akışa göre daha yüksek olmuştur. $Re=15000$ sayısına kadar yerel kayıp katsayısı değerleri parabolik düştüğü görülmektedir. $Re>15000$ 'den itibaren kayıp katsayılarının pek değişmediği gözlemlenmektedir. Bu da gösteriyor ki $Re>15000$ 'den itibaren sabit bir yerel kayıp katsayısı sürtünme kaybını hesaplamak için kullanılabilir.

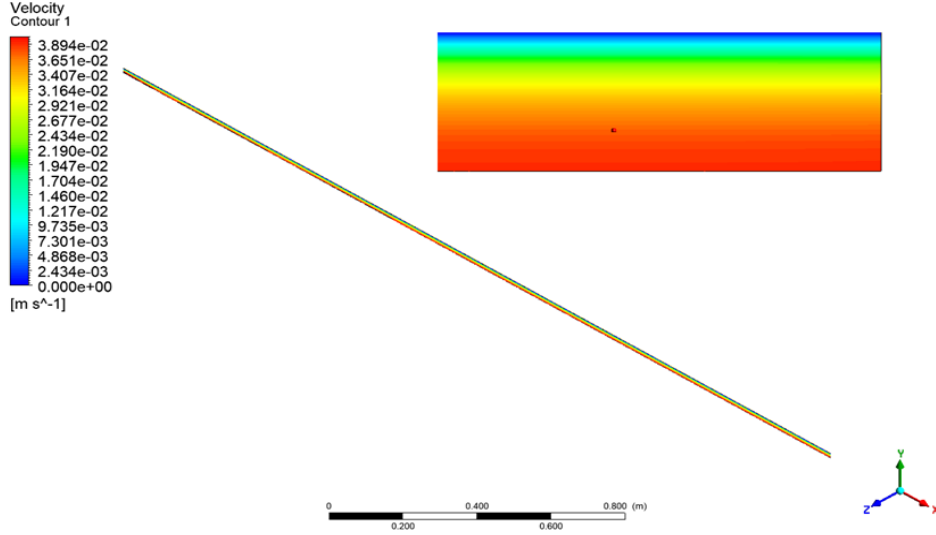


Şekil 7.8. Üç farklı giriş akışında sürtünme kayıp katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimleri

7.2. Boru Akışları Analizi

Tüm akış iki aşamalı olarak CFX akış çözücü program ile çözüldü. İlk aşamada giriş akışları simüle edildi daha sonra tank dış yüzeyinden itibaren başlayan boru akışları çözüldü. Boru akışlarında iki durum için ayrı ayrı çözümler yapılmıştır. Bunlar izotermal boru akışı ve izotermal olmayan boru akışlarıdır. Burada her iki durumdaki çözümlerden çıkarılan sonuçlar bazı akış özellikleri yönünden analiz edilmiştir.

Şekil 7.8 'de 1000 Reynolds sayısında 30mm çıkıntılı girişe ait iki boyutlu boru akışında hız profili renk kontörü ile görselleştirilmiştir. Hızın duvar civarında çok düşük olduğu borunun merkezi göbeğinde ise yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 7.8. Hız profili renk kontörü

7.2.1. Darcy sürtünme faktörü

Darcy sürtünme faktörü (f) boru akışlarında sürtünme yük kaybını ($h_{k,s}$) bulmak için kullanılan bir boyutsuz katsayıdır. Akış sürtünmesi boru akışında basınç kaybına neden olmaktadır. Akış, boru girişinden itibaren gelişir ve sonra tam gelişmiş boru akışı olur. Gelişen boru akışına giriş akışı da denir. Tam gelişmiş akışta sürtünme faktörü sabit iken gelişen boru akışında değeri boru girişinden itibaren değişmektedir. Moody diyagramı tam gelişmiş boru akışları için deneysel sonuçlardan çıkarılmış Darcy sürtünme faktörlerinin verildiği bir diyagramdır. Darcy sürtünme faktörü ile sürtünme yük kaybı aşağıda verilen Darcy-Weisbach bağıntısından hesaplanmaktadır.

$$h_{k,s} = f * \frac{L}{D} * \frac{V_{ort}^2}{2g} \quad (7.4)$$

Darcy sürtünme faktörü ile duvar kayma gerilmesi arasındaki ilişki ise aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$f = \frac{8\tau_w}{\rho V_{ort}^2} \quad (7.5)$$

Bu çalışmada boru girişinden itibaren sürtünme faktörünün değişimi izotermal ve izotermal olamayan akış için incelenmiş ve her üç giriş için karşılaştırılmalar yapılmıştır. Sayısal çözümlerde Darcy sürtünme faktörü doğrudan verilmediğinden CFD-Post sonuç

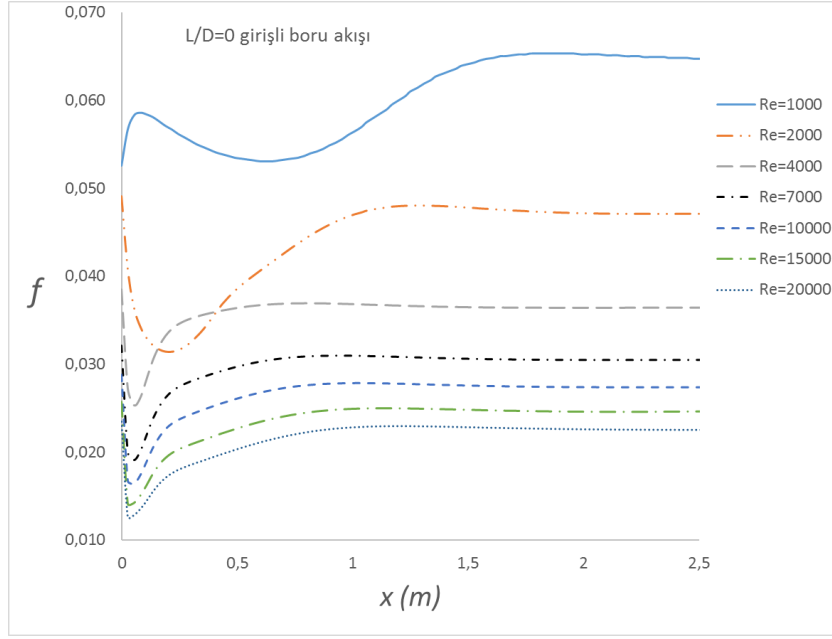
derleme programında duvar kayma gerilmesinden bulunmuştur. Aşağıda Şekil 7.9.'de gösterildiği gibi CFD post "expression" sekmesinde duvar kayma gerilmesi ile ilişkili bağıntı yazılmıştır.

Outline	Variables	Expressions	Calculators
▼ Expressions			
Accumulated Time Step		850	
Current Time Step		850	
Reference Pressure		1 [atm]	
Sequence Step		850	
Time		0 [s]	
atstep		Accumulated Time Step	
ctstep		Current Time Step	
darcy		$8 * \text{Wall Shear} / 997 / 0.777^2$	
sstep		Sequence Step	
t		Time	

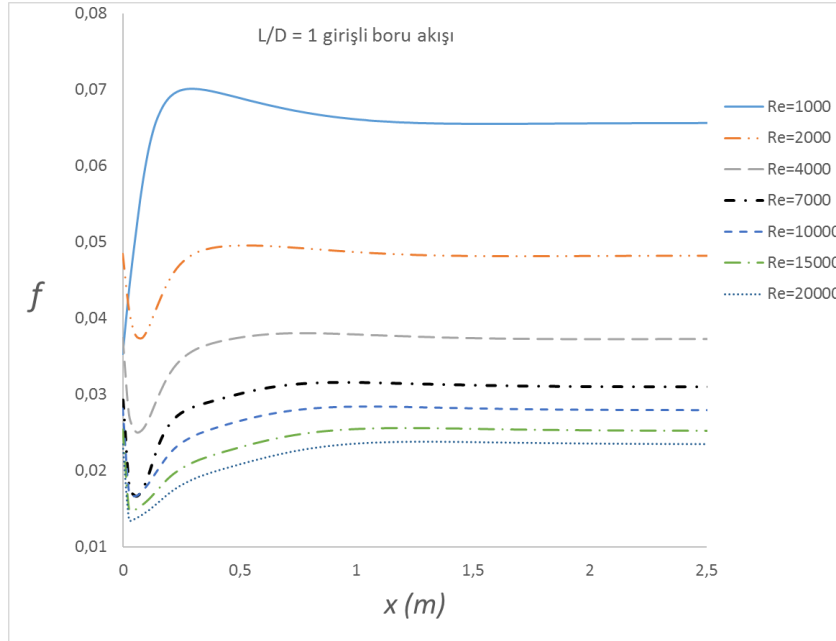
Şekil 7.9. Darcy sürtünme faktörünün denkleminin yazılması

7.2.1.1. İzotermal boru akışında sürtünme faktörleri

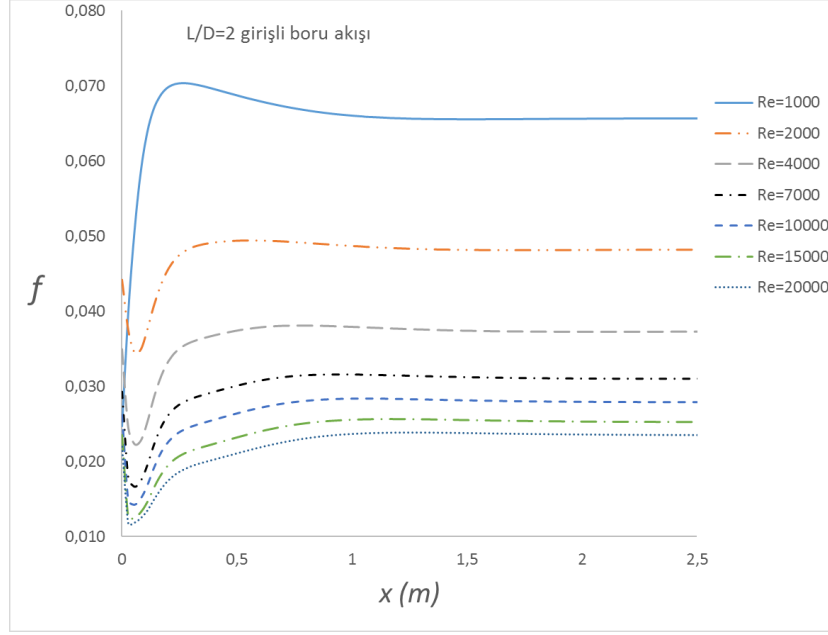
İzotermal boru akışında duvar çizgisi boyunca çıkarılan Darcy sürtünme faktörleri her üç giriş tipi için aşağıda Şekil 7.10.'de gösterilmiştir. Şekil 7.10'de a, b ve c 'de görüldüğü gibi tüm Reynolds sayılarındaki boru akışlarından çıkarılan Darcy sürtünme faktörlerinin akış boyunca değişimi verilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörleri değerleri azalmaktadır. Akış boyunca herhangi bir sürtünme faktörü eğrisi izlendiğinde belirli bir akış mesafesine kadar değiştiği ve sonrasında ise sabit kaldığı görülmektedir. Sürtünme faktörünün sabit değerlerine ulaştığı akış mesafesi tam gelişmiş akışın başladığı akış mesafesidir. Tam gelişmiş akış mesafesine kadar olan sürtünme faktörü değişimi akış hız profili değişme gösterdiği akış mesafesi olmaktadır. Değişimin olduğu akış kısmına gelişen akış denir. Gelişen akış uzunluğuna da giriş uzunluğu denir. Sürtünme faktörü eğrilerine göre Reynolds sayısı arttıkça giriş uzunluğu kısalmaktadır. Bu durumda akış daha erken tam gelişmiş akış olmaktadır. Dikkat edilirse 1000 ve 2000 Reynolds sayısında $L / D = 0$ keskin kenarlı girişli boru akışında sürtünme faktörü eğrileri diğer iki çıkıntılı girişli boru akışından farklı olmuştur. Bu iki Reynolds sayısında Keskin kenarlı girişli boru akışında tam gelişmiş akış mesafesi, çıkıntılı girişli akışlara göre daha uzun olmuştur. Bunun sebebi boru girişinde hız profillerinin farklı olmasıdır. $Re > 2000$ Reynolds sayısından sonraki Reynolds sayılarında sürtünme faktörlerinin değişimleri her üç girişli boru akışı için hemen hemen aynıdır.



(a) Keskin kenarlı girişli boru akışı



b) 30mm çıkıntılı boru akışı



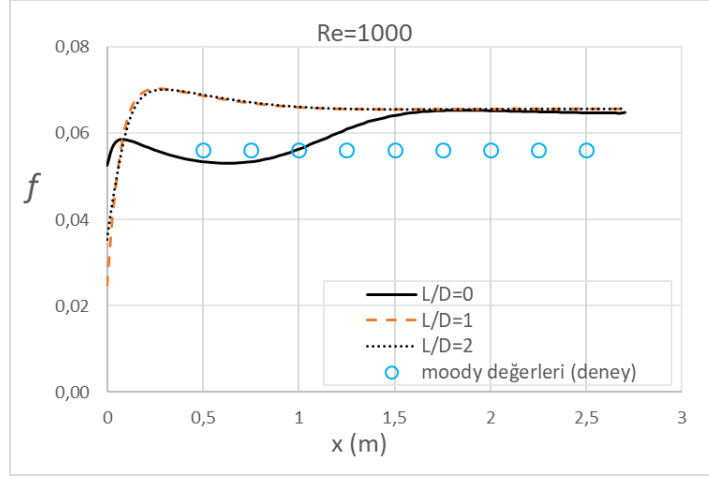
c) 60mm çıkıntılı boru akışı

Şekil 7.10. Farklı Reynolds sayılarındaki Darcy sürtünme faktörlerinin izotermal boruda akış boyunca değişimi

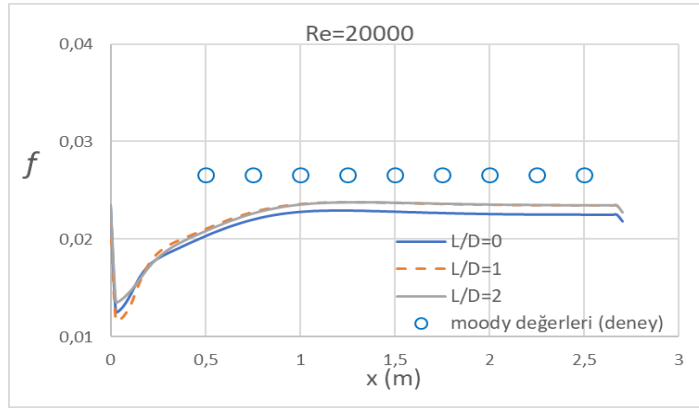
(a) keskin kenarlı girişli boru akışı, b) 30mm çıkıntılı boru akışın, c) 60mm çıkıntılı boru akışı

Şekil 7.11.'de izotermal boru akışında her üç girişli akış için sürtünme faktörlerinin karşılaştırılması bir arada verilmiştir. Karşılaştırmalar $Re=1000$, 4000 , 10000 ve 20000 için verilmiştir. Şekillerde görüldüğü gibi çıkıntılı girişli akışlarda sürtünme faktörleri üst üste çakışık çıkmıştır. $Re=1000$ Reynolds sayısında boru akışının tam gelişmiş akış kısmında her üç girişli akış için sürtünme faktörleri aynı değerlerde olmuşlardır. Ayrıca sayısal sürtünme faktörleri Moody diyagramında tam gelişmiş akış için bulunan deneysel sürtünme faktörleri Şekil 7.11 de karşılaştırma amacıyla gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi deney değerleri ile sayısal değerler yakın çıkmıştır. Bu da sayısal çözümün doğruluğunu kanıtlamaktadır.

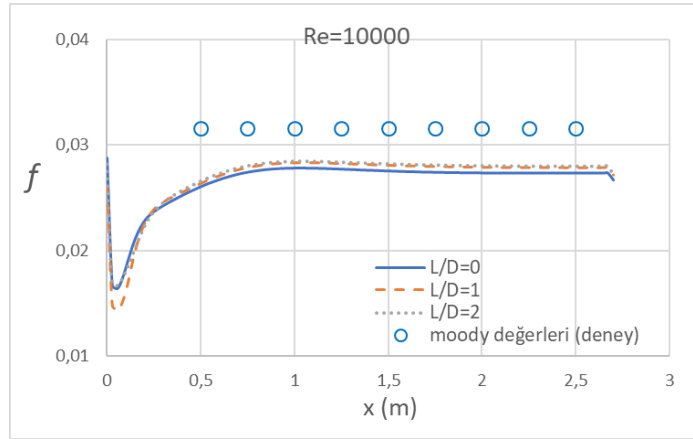
Genel bir değerlendirme yapılırsa boru girişlerinde hız profillerinin farklı olması sürtünme faktörü üzerinde pek etkili olduğu söylenemez. Fakat sadece düşük Reynolds sayılarında biraz etkisinin olduğu görülmektedir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 7.11. Üç girişli akışın Darcy sürtünme faktörünün akış boyunca değişimi ve deneysel karşılaştırması

a) Re 1000, b) Re 20000, c) Re 100000

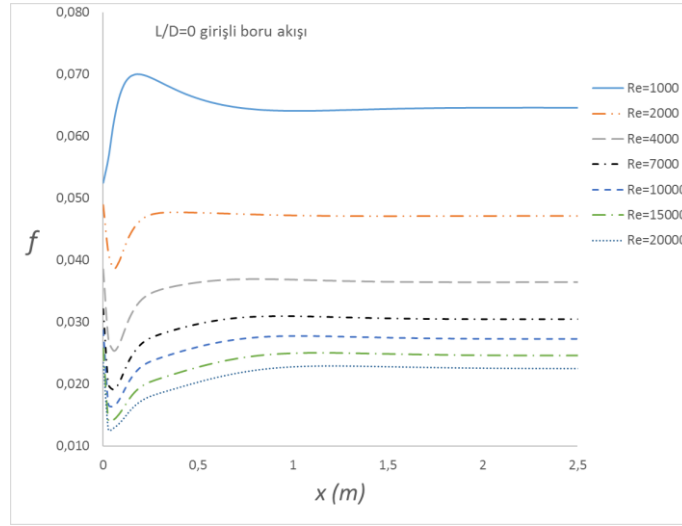
7.2.1.2. İzotermal Olmayan Boru Akışı

İzotermal olmayan boru akışında sabit duvar ısı akısı ile boru akışkanı ısıtılmıştır. Aşağıda değeri verilen ısı akısı tüm boru akışı boyunca uygulanmıştır.

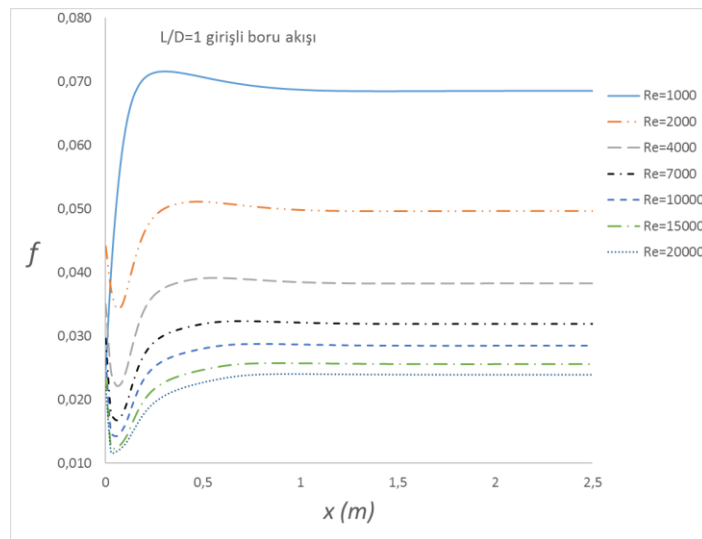
$$q_s = 30 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

Tüm Reynolds sayılarında aynı ısı akısı uygulanmıştır. Özellikle bir tank veya depodan çıkan boru akışının ısıtıldığı veya soğutulduğu uygulamalar çok görülen bir durumdur. Burada her üç girişin sürtünme faktörleri üzerindeki etkileri incelenmiştir.

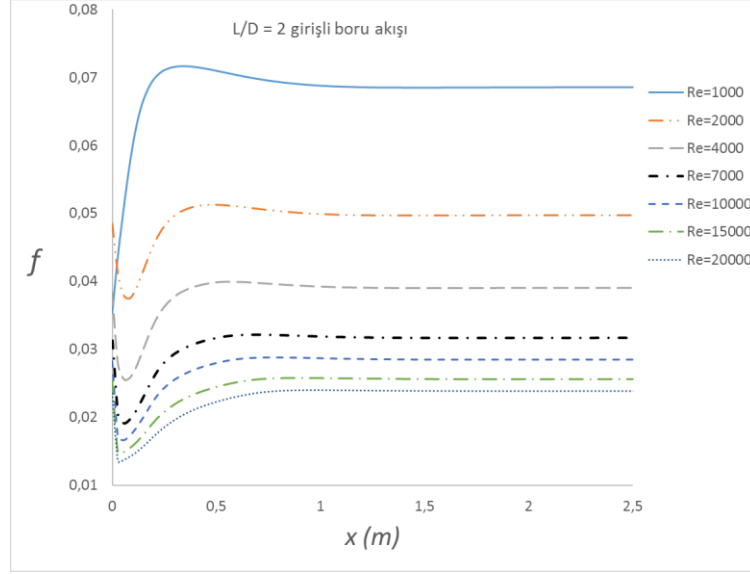
Şekil 7.10.'da her üç girişliye ait boru akışlarındaki sürtünme faktörlerinin akış boyunca değişimleri verilmiştir. Her üç girişlide de sürtünme faktörü eğrileri benzerlik göstermişlerdir. Üç ayrı girişliye ait akışın sürtünme faktörlerinin birbiriyle karşılaştırılması ise Şekil 7.12 'de gösterilmiştir.



(a)



(b)

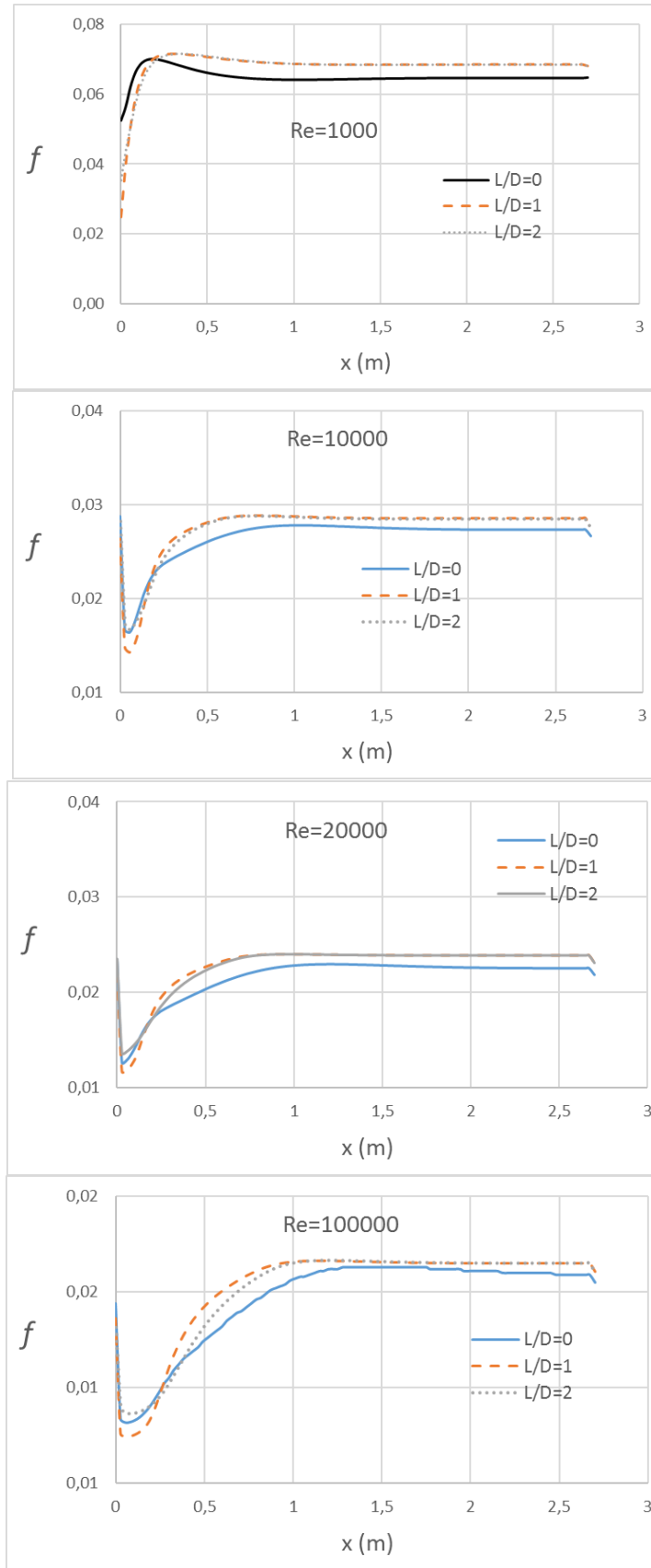


(c)

Şekil 7.10. Farklı Reynolds sayılarındaki Darcy sürtünme faktörlerinin izotermal olmayan boruda akış boyunca değişimi

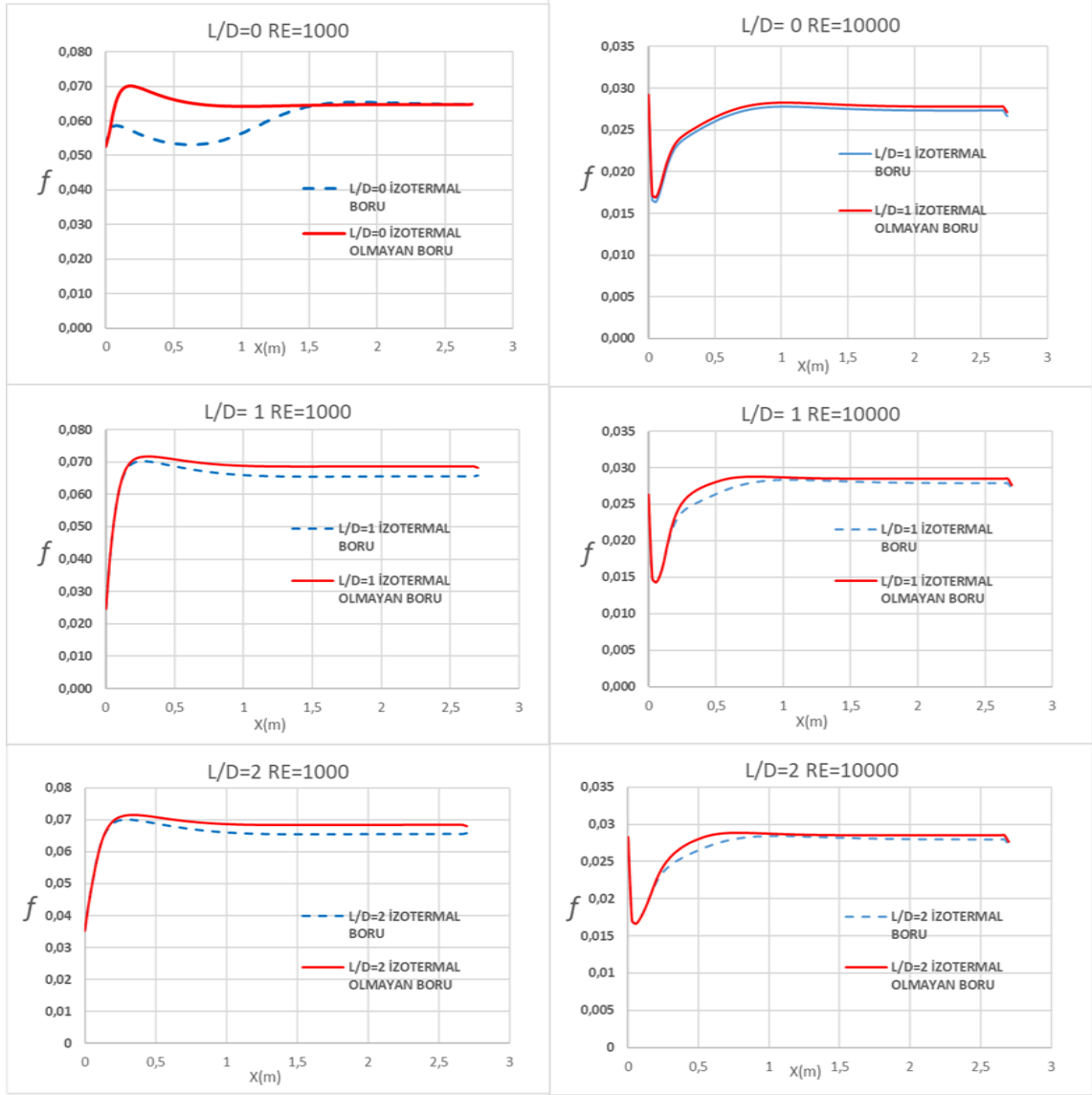
(a)keskin kenarlı girişli boru akışı, b)30mm çıkıntılı boru akışın, c)60mm çıkıntılı boru akışı

Aşağıda Şekil 7.12.'de izotermal olmayan boru akışında üç ayrı girişli boru akışının sürtünme faktörlerinin birbiriyle karşılaştırılması yapılmıştır. Şekillerde görüldüğü gibi her iki çıkıntılı boru akışlarında sürtünme faktörleri üst üste çakışık olurken keskin kenarlı girişli akışta sürtünme faktörü biraz daha düşük olmuştur. Ayrıca izotermal akış ile izotermal olmayan akışların sürtünme faktörleri kıyaslandığında izotermal olmayan akışta sürtünme faktörlerinin biraz daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durumu gözlemlemek için izotermal ve izotermal olmayan akışlar sürtünme faktörü yönünden Şekil 7.13.'te karşılaştırılmıştır.



Şekil 7.12. Üç girişli akışın Darcy sürtünme faktörünün akış boyunca değişimi ve deneysel karşılaştırması

a) Re 1000, b) Re 10000, c) Re 20000, d) 100000



Şekil 7.13. İzotermal ve izotermal olmayan akışlar sürtünme faktörü yönünden karşılaştırılmıştır.

7.2.2. Farklı Girişlerin Isı Transferine etkileri

Akış boyunca düzgün dağılımlı sabit duvar ısı akısı ile izotermal olmayan boru akışları her üç giriş tipi için tüm çalışma Reynolds sayılarında yapılmıştır. Boru akışında boru girişinden itibaren ısıl olarak gelişen bir ısıl sınır tabaka gelişir. Bu ısıl sınır tabaka boyutsuz sıcaklık profili ile sınırları belirlenir. Boyutsuz sıcaklık profili boru girişinden itibaren değişir ve belirli bir akış mesafesinden sonra artık değişmez olur. Profilin akış boyunca değişmez olduğu boru akışına ısıl olarak tam gelişmiş akış denir. Boyutsuz hız profiline akış boyunca değiştiği boru akışına ise ısıl olarak gelişen akış denir. Boyutsuz hız profili aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\theta = \frac{(T - T_m)}{(T_d - T_m)} \quad (7.6)$$

T_d : duvar sıcaklığı T_m : boru kesiti ortalama sıcaklığıdır

Boru akışında akış boyunca verilen sabit duvar ısı akısı aşağıda verilen eşitliklere sahiptir.

$$q_s = \dot{m} * C_p * (T_i - T_e) \quad \left(\frac{W}{m^2}\right) \quad (7.7)$$

Burada m akışın kütleli debisini, C_p : akışkanın özgül ısısı, T_i ve T_e , sırasıyla boru giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır. Aynı şekilde boru iç duvarı ile akışkan arasındaki ısı geçişi taşınım ile ısı transferi içerdiğinden aşağıdaki verilen ısı taşınım bağıntısı ile de ısı geçiş gücü hesaplanabilmektedir.

$$\dot{Q} = h_m * A * \Delta T \quad (W) \quad (7.8)$$

h_m = boru akışında ortalama ısı transfer katsayısıdır

ΔT : akışkanla yüzey arasındaki sıcaklık farkıdır.

Boru akışında sabit duvar ısı akısı akış duvarına uygulandığından duvar sıcaklığı ve akışkan sıcaklığı akış boyunca değişken olacaktır. Bu durumda yerel ısı transfer katsayısı da akış boyunca değişken olacaktır. Bunun için duvardaki sabit ısı akısı yerel ısı transfer katsayısı cinsinden aşağıdaki gibi hesaplanacaktır.

$$q_s = h_x * (T_{d,x} - T_{m,x}) \quad \left(\frac{W}{m^2}\right) \quad (7.9)$$

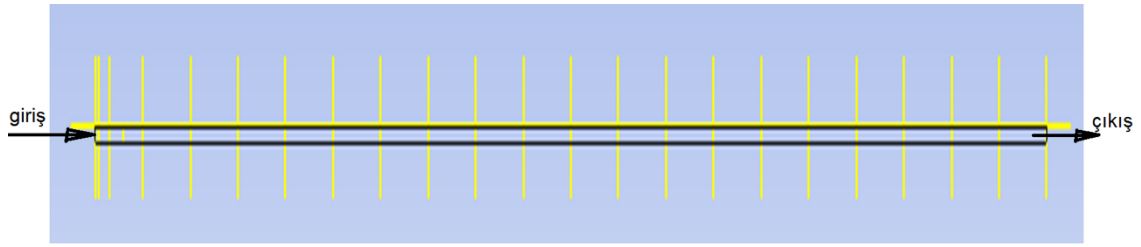
h_x : **yerel** ısı taşınım sıcaklığıdır.

$T_{d,x}$: yerel duvar sıcaklığıdır.

$T_{m,x}$: yerel kesit ortalama sıcaklığıdır.

Yerel ısı transfer katsayısını akış boyunca değişimini analiz etmek için akış boyunca duvar sıcaklığı ve kesit ortalama sıcaklıklarına gerek duyulur. Bu iki sıcaklık değerini sayısal sonuçlardan elde etmek için akış boyunca 21 ayrı noktadan sıcaklık

değerleri alınmıştır. Kesit ortalama sıcaklığı elde etmek için her ölçüm istasyonda yarıçap uzunluğunda birer çizgi çizilmiştir. Ansys CFD-post programında oluşturulan çizgiler 100 eşit parçaya bölünerek çizgisel ortalama sıcaklıklar hesaplanmıştır. Çizgisel ortalama sıcaklık aynı zamanda verilen x mesafesinde kesit ortalama sıcaklığı olmaktadır. Aynı şekilde 21 ayrı ölçüm noktasından yerel duvar sıcaklıkları da çıkarılmıştır. Ansys CFD-post programında yerel kesit ortalama sıcaklıklarını ve yerel duvar sıcaklıklarını bulmak için akış boyunca 21 ayrı noktada çizilen çizgiler ve duvardaki noktalar aşağıda Şekil 7.14.' te gösterilmiştir.



Şekil 7.14. Akış boyunca 21 ayrı akış noktasından kesit ortalama sıcaklık ve duvar sıcaklık değerlerini elde etmek için oluşturulan kesit çizgileri ve duvarda oluşturulan noktalar.

Ansys CFD-post programında Table özelliği ile kesit ortalama sıcaklıklar ve duvar sıcaklıkları bulunmuştur. Bu Table içerisinde aşağıdaki bağıntı ifadeleri yazılmıştır.

- `lengthAve(Temperature)@Line 6`: 6 nolu çizgide ortalama kesit sıcaklığı
- `probe(Temperature)@Point 6`: 6 nolu noktada duvar sıcaklığı

Şekil 7.15. Table 'da 21 ayrı noktada değerlerin birlikte alınması gösterilmiştir.

İzotermal olmayan akışta tüm Reynolds sayılarında çıkarılan kesit ortalama sıcaklıkları ve duvar sıcaklıkları sadece keskin kenarlı giriş için Tablo 7.2. ve Tablo 7.3.'de gösterilmiştir. Diğer çıkıntılı girişli boru akışları için çıkarılan Tablolar Ek 1 'de verilmiştir.

Insert: Function Expression Variable Location Constant Annotation

Table 1

A9

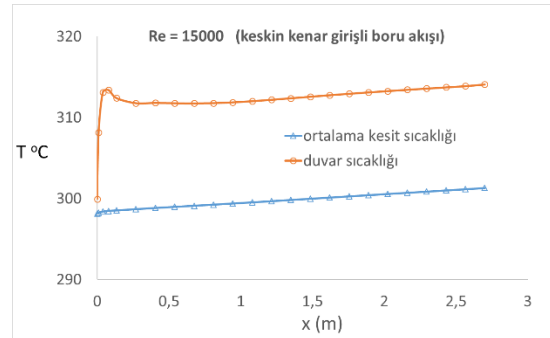
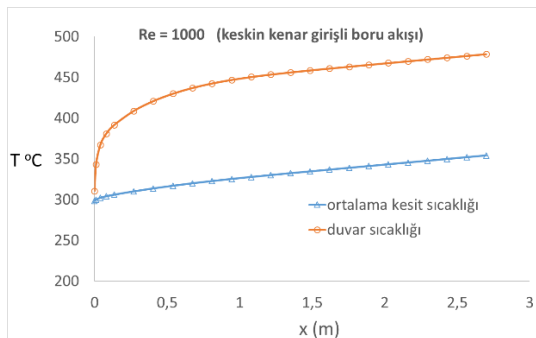
	A	B	C	D	E	F	G
1	298.164	300.479					
2	298.176	300.814					
3	298.190	300.914					
4	298.152	298.486					
5	298.206	300.914					
6	298.229	300.464					
7	298.247	300.189					
8	298.267	300.108					
9	298.286	300.044					
10	298.304	299.990					
11	298.324	299.958					
12	298.344	299.946					
13	298.364	299.950					
14	298.386	299.967					
15	298.408	299.992					
16	298.429	300.019					
17	298.451	300.048					
18	298.474	300.077					
19	298.496	300.105					
20	298.518	300.133					
21	298.540	300.160					
22	298.562	300.185					
23	298.583	300.210					
24	298.606	300.244					
25							

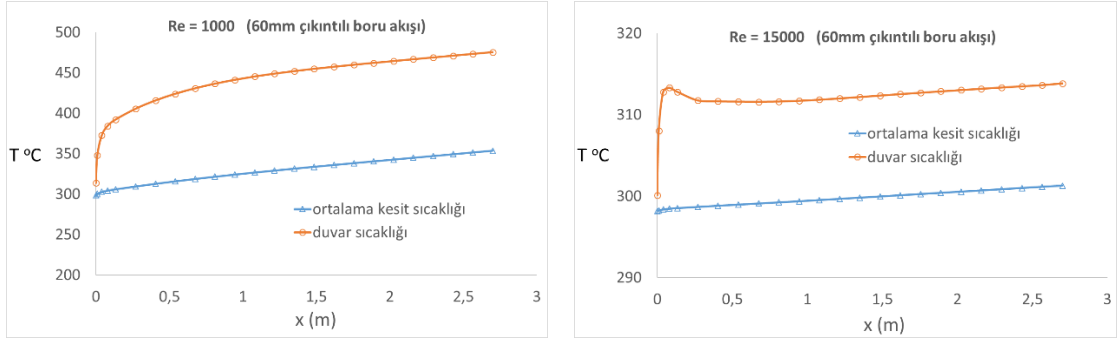
Tablo 7.2. Ortalama kesit sıcaklığı

Tablo 7.3. Noktasal duvar sıcaklığı

izotermal olmayan boru akışı (keskin kenarlı girişli) noktasal duvar sıcaklığı, T_d (K)								
x (m) / Re	1000	2000	4000	7000	10000	15000	20000	100000
0	310,628	305,49	302,783	301,301	300,587	299,94	299,589	298,47
0,01	343,201	327,364	318,555	313,375	310,726	308,142	306,601	300,319
0,04	367,313	347,320	332,741	323,319	318,217	313,127	310,147	300,635
0,08	380,718	357,720	338,391	325,745	319,305	313,401	310,219	300,74
0,135	391,523	361,427	337,76	324,193	317,917	312,405	309,512	300,751
0,27	408,818	365,746	337,512	323,391	317,169	311,78	308,955	300,486
0,405	420,91	369,718	338,745	323,819	317,342	311,813	308,928	300,301
0,54	430,009	372,706	339,688	324,091	317,414	311,769	308,846	300,204
0,675	437,041	375,049	340,515	324,367	317,506	311,747	308,783	300,12
0,81	442,553	377	341,322	324,705	317,663	311,783	308,766	300,055
0,945	446,928	378,686	342,112	325,097	317,886	311,88	308,804	300,012
1,08	450,482	380,181	342,874	325,514	318,154	312,024	308,89	299,991
1,215	453,479	381,537	343,595	325,933	318,441	312,198	309,008	299,988
1,35	456,133	382,803	344,276	326,34	318,732	312,385	309,145	300
1,485	458,57	383,993	344,913	326,727	319,012	312,575	309,288	300,023
1,62	460,886	385,139	345,518	327,093	319,28	312,76	309,431	300,051
1,755	463,143	386,261	346,099	327,443	319,537	312,938	309,571	300,082
1,89	465,367	387,367	346,662	327,778	319,781	313,108	309,704	300,114
2,025	467,58	388,47	347,215	328,102	320,016	313,272	309,833	300,145
2,16	469,782	389,568	347,761	328,42	320,244	313,429	309,955	300,176
2,295	471,97	390,66	348,302	328,731	320,466	313,581	310,073	300,205
2,43	474,16	391,757	348,846	329,043	320,686	313,73	310,188	300,232
2,565	476,351	392,852	349,39	329,353	320,905	313,877	310,301	300,259
2,7	478,519	393,965	349,986	329,728	321,189	314,084	310,466	300,294

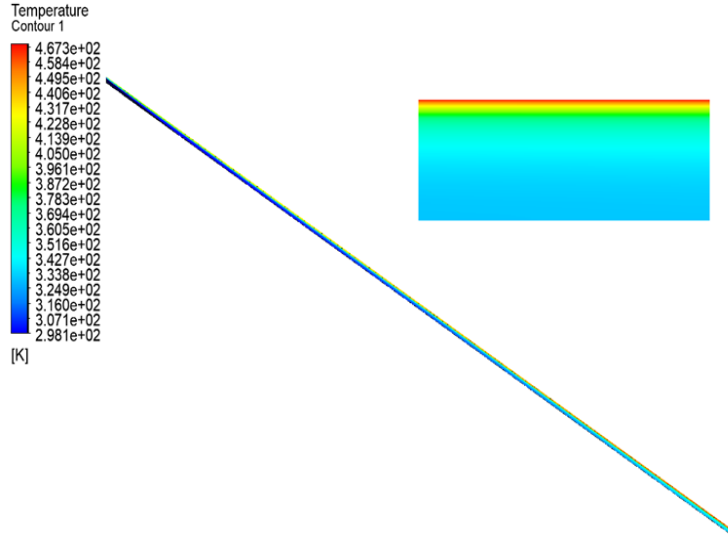
Tablo 7.3.'te verilen kesit ortalama sıcaklık ve duvar sıcaklık değerlerinin akış boyunca değişim eğrileri ise aşağıda Şekil 7.16.'da verilmiştir. Şekil 7.16.'da verilen değişim eğrileri $Re=1000$ ve $Re=15000$ Reynolds sayılarında ve keskin kenarlı ve 60mm çıkıntılı boru akışları için verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi her iki sıcaklık değeri boru girişinden belirli bir mesafe sonra paralel bir şekilde doğrusal artmışlardır. Duvar sıcaklığı ve ortalama kesit sıcaklık eğrileri paralel olmaya başladıklarında ısı olarak gelişmiş akış başlamaktadır. Sayısal çalışmadan çıkarılan bu sıcaklık eğrileri Şekil 4.7' de verilen deneysel sabit ısı akımlı sıcaklık eğrileri ile benzer şekilli eğriler olmuşlardır. Buda sayısal çözümün ne kadar güvenilir sonuçlar ürettiğini göstermektedir.





Şekil 7.16. kesit ortalama sıcaklık ve duvar sıcaklık grafikleri

Şekil 7.17.'de 30 mm çıkıntılı akışın 1000 Reynolds sayısındaki akışında sıcaklık değişimi renk kontörü ile gösterilmiştir. Sıcaklığın duvar yüzeylerinde yüksek ve borunun merkezine yaklaştığında ise azaldığı görülmektedir.



Şekil 7.18. İzotermal olmayan sıcaklık profili renk kontörü

7.2.2.1 Yerel ısı transfer katsayısı

Tablo 7.2. ve Tablo 7.3.'te verilen ortalama kesit sıcaklığı ve duvar sıcaklığı değerlerinden yerel ısı taşınım katsayısı, aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$q_s = h_x * (T_{d,x} - T_{m,x}) \quad (7.10)$$

$$q_s = 30000 \frac{W}{m^2} \text{ (sabit duvar akısı)}$$

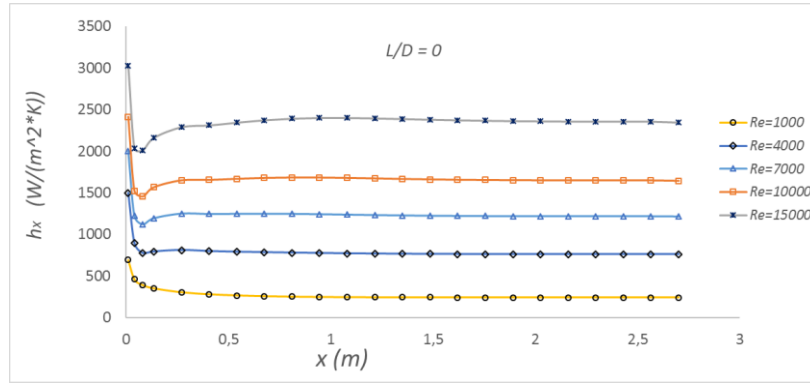
$x=0.54\text{m}$ mesafesinde yerel ısı transfer katsayısının hesaplanma örneği aşağıda gösterilmiştir. Tablo 7.2' den $x=0.54\text{m}$ ve $Re=10000$ deki sıcaklık değerleri aşağıda verilmiştir.

$$T_d = 317.414 \text{ K} \quad T_m = 299.42 \text{ K}$$

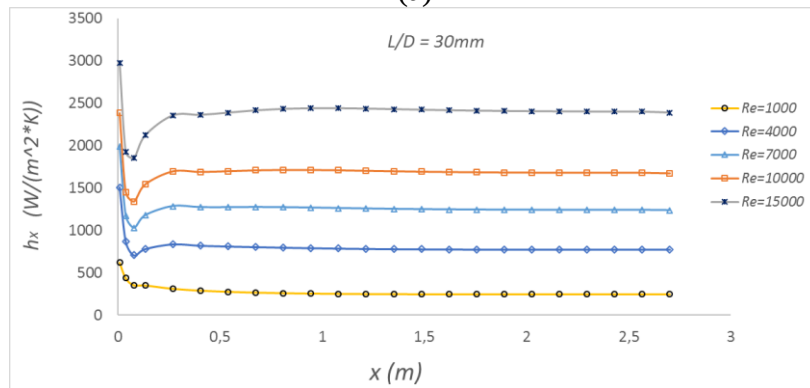
$$q_s = h_x * (T_{d,x} - T_{m,x}) \Rightarrow 30000 = h_x * (317.42 - 299.42)$$

$$h_x = 1666.6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

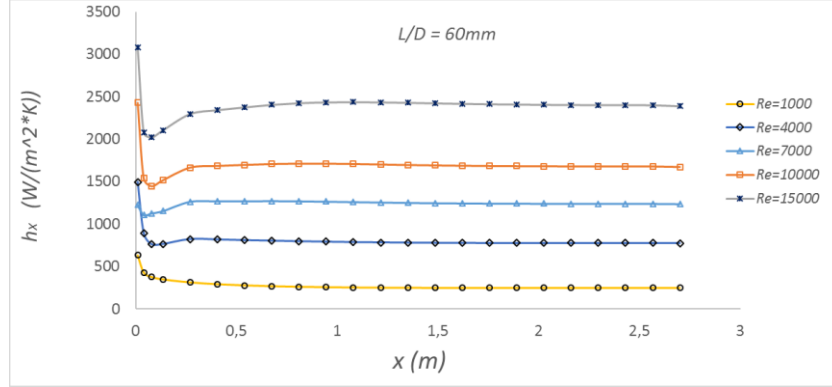
Bu şekilde tüm akış boyunca 24 noktada yerel ısı taşınım katsayısı hesaplanmıştır. Tüm Reynolds sayılarında akış boyunca değerleri bulunan yerel ısı transfer katsayısı Şekil 7.19 'da her üç girişli boru akışı için gösterilmiştir. Şekil 7.19 a, b, c 'de gösterildiği gibi yerel ısı transfer katsayısı çok kısa bir akış mesafesinden sonra sabit değerlere ulaşmıştır. Sıcaklık değişim eğrilerinde olduğu gibi $x=0.5\text{m}$ civarında hemen tüm Reynolds sayılarında ısı transfer katsayısı sabit değerlerine ulaşmaktadır. Bu da ısı olarak tam gelişmiş akışın $x=0.5\text{m}$ civarında başladığını göstermektedir.



(a)



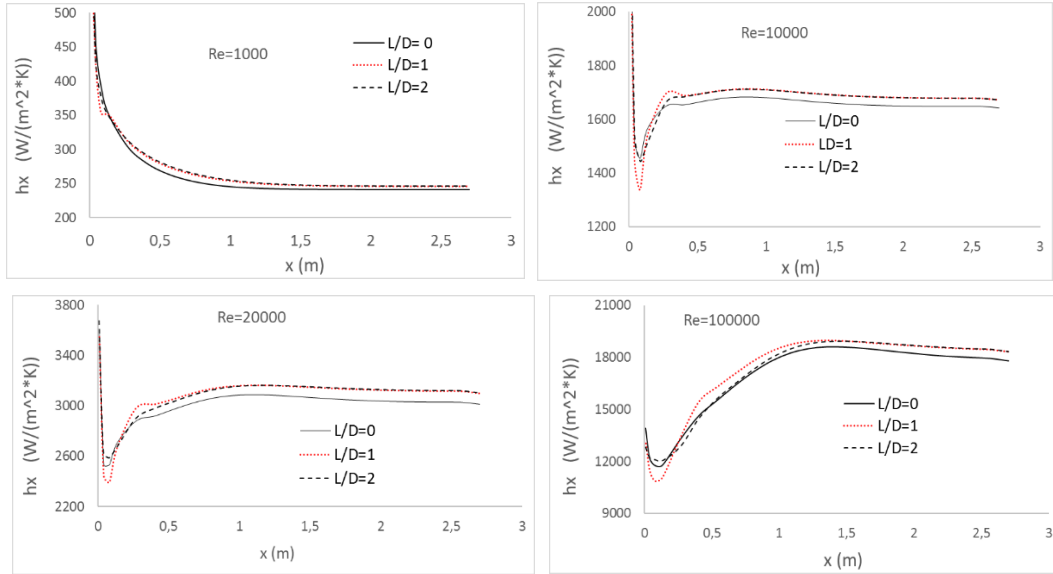
(b)



(c)

Şekil 7.19. Yerel ısı transfer katsayısının $x(m)$ ve Re değerlerine karşı değişimi, a) keskin kenarlı girişli boru akışı, b) 30mm çıkıntılı boru akışı c) 60mm çıkıntılı boru akışı

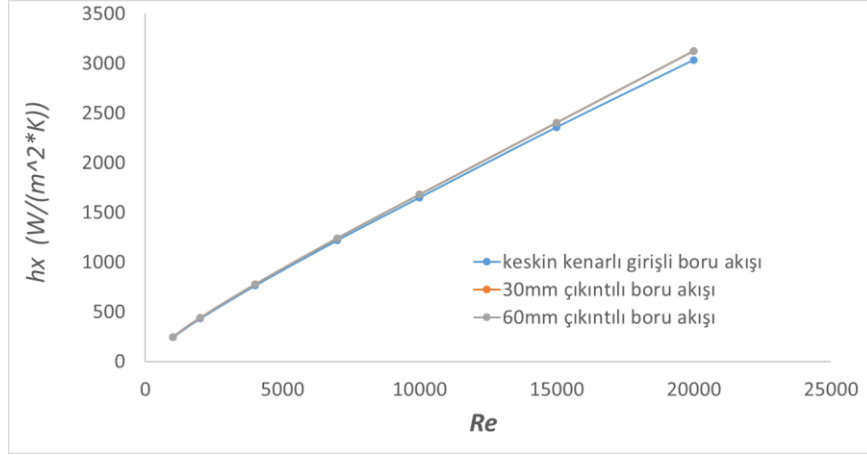
Üç ayrı girişlinin boru akışlarında çıkarılan yerel ısı transfer katsayısının verilen bir Reynolds sayısında karşılaştırılmaları ise Şekil 7.20.'de gösterilmiştir.



Şekil 7.20. Her üç girişli boru akışında h_x eğrilerinin verilen Reynolds karşılaştırılması

Şekil 7.20.'de görüldüğü gibi çıkıntılı girişli boru akışlarındaki yerel ısı transfer katsayısı keskin kenarlı girişli akışa göre biraz daha yüksek değerleri izlemiştir. Yaklaşık olarak tam gelişmiş akış bölgesinde çıkıntılı girişli akışların yerel ısı transfer katsayısı keskin kenarlı girişli akışın yaklaşık %2.5 katı kadar daha yüksektir. $Re=1000$ Reynolds sayısında ise her üç eğri arasında pek bir değer farkının olduğu gözükmemektedir. Ayrıca yerel ısı transfer katsayısının genel olarak Reynolds sayısı ile

arttığı görülmektedir. Şekil 7.21 'de ısıl olarak tam gelişmiş akış bölgesinde ısı transfer katsayısının Reynolds ile değişimi gösterilmiştir. Bunun için $x=2.16$ m 'deki yerel ısı transfer katsayısı değerleri kullanılmıştır.



Şekil 7.21. Isı transfer katsayısının $x=2.16$ m deki değerinin Re ile değişimi

Tablo 7.4.'de akış boyunca 24 ölçüm noktasında hesaplanan ısı transfer katsayılarının ortalamaları h_m gösterilmiştir. Tablo 7.4 'te her Reynolds sayısındaki ortalaması verilmiştir. Tablo 7.4.'te verilenlere göre ortalama ısı taşınım katsayısı her üç giriş tipli boru akışlarında oldukça yakın değerlerde olmuşlardır. Fakat az fark ile $L/D=1 > L/D=0 > L/D=2$ sıralamasında ısı transfer katsayısı düşmektedir.

Tablo 7.4. Akış boyunca ortalama ısı transfer katsayısı

akış boyunca ortalama ısı transfer katsayısı, h_m (W/m ² K)								
giriş tipi / Re	1000	2000	4000	7000	10000	15000	20000	100000
keskin kenar girişli boru akışı	377,8316	631,2188	1046,568	1602,568	2119,195	2957,761	3745,39392	19831,98
30mm çıkıntılı girişli boru akışı	358,7686	639,5273	1051,985	1607,158	2123,732	2965,666	3802,78298	20035,59
60mm çıkıntılı girişli boru akışı	360,3044	629,4598	1038,041	1266,293	2098,149	2927,249	3739,76232	16715,35

7.3. Genel Değerlendirme

Bu çalışmada yatay, dairesel ve daimi bir boru akışında 30mm, 60 mm çıkıntılı ve çıkıntısız (keskin kenarlı giriş) boru girişlerinin 30mm çapındaki boru akışı üzerindeki etkileri izotermal ve izotermal boru akışları için sayısal yöntemle araştırılmıştır. İzotermal

ve izotermal olmayan boru akışları 1000, 2000, 4000, 7000, 10000, 15000, 20000 ve 100000 Reynolds sayılarında incelenmiştir. Ansys student CFX programı ile sayısal çözümler gerçekleştirilmiştir. Akıştaki türbülansın çözümü için SST k-omega modeli kullanılmıştır. Ansys Student 19.2 versiyonu kullanıldığından tüm akış tek bir çözümle yapılamadığında akış iki kısma ayrılarak çözülmüştür. İlk önce boru girişi civarındaki akış alanı çözülmüştür. Daha sonra giriş akışının çıkış hız verileri ile kalan boru akış kısmı çözülmüştür. İkinci kısımda boru akışları izotermal ve izotermal olmayan durumlar için iki defa çözülmüştür.

Birinci aşamada çıkıntılı ve çıkıntısız giriş akışları çözümünden çıkan sonuçlardan yerel basınç kaybı ve yerel kayıp katsayısı hesaplanmıştır. En yüksek basınç kaybı 60mm çıkıntılı girişli akışta ve en düşük basınç kaybı çıkıntısız girişli akışta olmuştur. Bunun sebebi ise 60mm çıkıntılı girişin boru uzunluğunun fazla olması ve çıkıntısız giriş ise en düşük olmasıdır. Her üç giriş tipi için yerel kayıp katsayılarının Reynolds ile değişimleri incelenmiştir. $Re=15000$ Reynolds sayısına kadar yerel kayıp katsayıları üs kuvveti şeklinde bir düşüşe sahip olduğu ve daha büyük Reynolds sayılarında ise sabit kaldığı görülmüştür.

30mm ve 60mm çıkıntılı girişlerin boru girişindeki hız profili benzer ve aynı değerlerde olurken çıkıntısız girişin hız profili diğerlerine göre daha farklı ve radyal yönde ekseknel hızı daha düşük olmuştur. Tank çıkışında ise her üç giriş tipinin hız profilleri birbirinden çok farklı olduğu görülmüştür.

Tank çıkışından $D/3$ mesafesi kadar ileride boru akışları ikinci aşama akışı olarak gerçekleştirilmiştir. İkinci aşamada boru akışları izotermal akış ve izotermal olmayan akış olarak çözülmüştür. Üç farklı girişin $D/3$ mesafedeki hız profilleri arasındaki fark hemen tank çıkışındaki hız profillerine göre çok daha düşük olduğu görüldü. Bu hız profili ile başlayan ikinci aşama boru akışları sürtünme faktörü ve ısı transfer katsayısı bakımından incelenmiştir.

İzotermal olmayan boru akışında sürtünme faktörlerinin akış boyunca değişim eğrileri incelendiğinde her üç giriş tipi için aynı değerlerde ve benzer eğriler olduğu görüldü. İzotermal olmayan boru akışında da sürtünme faktörleri çıkıntılı ve çıkıntısız girişlere göre değerinin pek değişmediği görülmüştür. İzotermal ve izotermal olmayan boru akışları sürtünme faktörleri karşılaştırıldığında eğrilerin benzer olduğu görülmüştür.

İzotermal olmayan boru akışı boru duvarına 30 kW/m^2 sabit ısı akısı uygulanan akış olmuştur. Akış boyunca kesit ortalama sıcaklığı ve duvar sıcaklığı sayısal çözümünden

çıkarıldı. Kesit ortalama sıcaklığı boru akışı boyunca değeri doğrusal olarak artarken duvar sıcaklığı ise belirli bir akış mesafesine kadar parabolik artarken daha sonra doğrusal arttığı görüldü. İki sıcaklık arasındaki fark belirli bir akış mesafesinden sonra sabit kaldığı görüldü. Sabit sıcaklık farkı ısıl olarak tam gelişmiş akışı göstermektedir.

Akış boyunca yerel ısı transfer katsayısı incelendi. Isı transfer katsayısı sıcaklık değişimi ile benzer şekilde belirli bir akış mesafesine kadar değişmekte daha sonra akış boyunca sabit kalmıştır. Sabit değerler sahip olduğu akış bölgesi ısıl olarak tam gelişmiş akış bölgesidir.

Her üç girişin akış boyunca yerel ısı transfer katsayıları karşılaştırıldığında ise çıkıntılı girişli boru akışlarında yerel ısı transfer katsayı eğrilerinin benzer olduğu ve çıkıntısız girişli akışlara göre biraz yüksek olduğu görülmüştür. Bu duruma göre çıkıntılı boru girişi ısı transfer katsayısını biraz artırdığı görülmektedir. Bu durum ısıtma ve soğutmalarda çıkıntısız girişe göre biraz daha yüksek ısı transferi demektir.

Sonuç olarak çıkıntılı ve çıkıntısız boru girişleri ile başlayan boru akışları sayısal yöntemle bu çalışmada simule edilmiştir. Çıkan sayısal sonuçlara göre çıkıntılı girişlerin tank girişlerinde fazla basınç kaybına neden oldukları ve tank çıkış boru akışında ise sürtünme faktörü etkilerinin çıkıntısız girişli aynı olduğu ve bu durumun izotermal olmayan boru akışında da aynı olduğu görülmüştür. Çıkıntılı girişli akışlar tank çıkışından itibaren yerel ısı transfer katsayıları çıkıntısız girişe göre biraz daha yüksek olduğu görülmektedir. Yüksek olmasının sebebi ise tank çıkışındaki hız profillerinin farklı olmasına bağlanmıştır.

KAYNAKLAR

- Augustine Jody R. (1988). Pressure drop measurements in the transition Region for a circular tube with a square-edged entrance. *Doktora thesis*. Bachelor of Science in Mechanical Engineering The University of Southwestern Louisiana Lafayette, Louisiana
- Afshin J. Ghajar ve Lap-Mou Tam (1994). Heat transfer measurmenets and correlations in the ytransition region for a circular tube with three different inlet configurations. *Experimental Thermal and Fluid science*, 8:79-90
- Çengel, Yunus A, John M Cimbala, ve Tahsin Engin. 2008. *Akışkanlar mekaniği: temelleri ve uygulamaları*. Güven Kitabevi.
- Düz, Hasan. 2013. “Giriş Ve Tam Gelişmiş Akış Bölgesinde Laminar-Türbülans Geçiş Özelliklerinin Deneysel Ve Sayısal Olarak İncelenmesi”. *Batman Üniversitesi*: 240.
- Hao Wang , Jie Tian , Hua Ouyang, Yadong Wu ve Zhaohui, (2014). Du Aerodynamic performance improvement of upflow outdoor unit of air conditioner by redesigning the bell-mouth profile. *International Journal of Refrigeration*. 46 (2014) 173-184
- Fukano, T., Fukuhara, M., Kawagoe, K., Hara, Y., Kinoshita, K.,(1990). Experimental study on the noise reduction of a propeller fan, 1st report, aerodynamic characteristics. *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. Ser. B* 56 (531), 3378-3382 (inJapanese).
- Fukano, T., Kawagoe, K., Fukuhara, M., Hara, Y., Kinoshita, K.,(1990). Experimental study on the noise reduction of a propeller fan, 2nd report, noise characteristics. *Trans. Jpn. Soc. Mech.Eng. Ser. B* 56 (531), 3383e3388 (in Japanese).
- Ghajar, A.J., ve Madon K.F. (1992). Pressure drop measurements in the transition region for a circular tube with three different inlet configurations. *Experimental Thermal and Fluid Science* 5:129–35.
- Kandlikar Satish G., Campbell Levi A.(2002) Effect Of Entrance Condition On Frictional Losses And Transition To Turbulence. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition November 17.22, 2002, New Orleans, Louisiana. IMECE 2002-39573
- Lap-Mou Tam ve Afshin J. Ghajar (1998). The unusual behavior of local heat transfer coeicient in a circular tube with a bell-mouth inlet. *Experimental Thermal and Fluid Science* 16, 187±194
- Mohammed, Hussein A. (2009). The effect of different inlet geometries on laminar flow combined convection heat transfer inside a horizontal circular pipe. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 581–590

- Mohammed Hussein A. ve Salman Yasin K. (2007). Heat transfer by natural convection from a uniformly heated vertical circular pipe with different entry restriction configurations. *Energy Conversion and Management* 48 (2007) 2244–2253
- Meyer J.P. ve Olivier J.A.(2010). Heat transfer and pressure drop characteristics of circular smooth tubes in the transitional flow regime. Proceedings of the 19th International Congress of Chemical and Process Engineering CHISA 2010 and the 7th European Congress of Chemical Engineering 7 (ECCE7), At Prague, Czech Republic
- Mohammed, H.A. (2009). The effect of different inlet geometries on laminar flow combined convection heat transfer inside a horizontal circular pipe, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 581 - 590.
- Olivier J.A. ve Meyer J.P. (2010). Single-Phase Heat Transfer and Pressure Drop of the Cooling of Water inside Smooth Tubes for Transitional Flow with Different Inlet Geometries. *HVAC&R RESEARCH* , Vol.16, No:4, JULY
- Oliver J.A.(2009). Sinle-phase heat transfer and pressure drop of water cooled at a constant wall temperature inside horizontal circular smooth and enhanced tubes with different inlet configuration in the transitional flow regime. Book, University of Pretoria, Department of Mechanical and Aeronautival Engineering Pretoria, South Africa, 2009,
- Pham Ngoc Son, Jae Won Kim, S. M. Byu ve E. Y. Ahn (2012). Effects of inlet radius and bell mouth radius on flow rate and sound quality of centrifugal blower. *Journal of Mechanical Science and Technology* 26 (5) (2012) 1531~1538
- Tam Lap-Mou ve Ghajar Afshin J.(1997). Effect of Inlet Geometry and Heating on the Fully Developed Friction Factor in the Transition Region of a Horizontal Tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*; 15:52-64
- Sato, S., Kinoshita, K., (1993). Improvement in performance of propeller fans for outdoor units of air conditioners. In: *Proceeding of the 4th Asian International Conference on Fluid Machinery*, vol. 1, pp. 166-170.
- Sanghyeon Kim, Seung Heo, Cheolung Cheong,ve Tae-Hoon Kim (2013) Numerical and experimental investigation of the bell-mouth inlet design of a centrifugal fan for higher internal flow rate. *Journal of Mechanical Science and Technology* 27 (8) (2013) 2263~2273
- Yıldız, Serkan. 2017. “Rüzgar türbini için farklı tip uçak kanat profillerinin sayısal incelenmesi”. *Batman Üniversitesi*: 115.

EKLER

Ek1:

izotermal olmayan boru akışı (30mm çıkıntılı girişli)								
ortalama kesit sıcaklığı, T_m (K)								
x (m) / Re	1000	2000	4000	7000	10000	15000	20000	100000
0	300,423	298,909	298,531	298,367	298,302	298,250	298,222	298,164
0,01	302,720	300,335	299,273	298,775	298,570	298,407	298,324	298,176
0,04	304,248	301,495	299,807	299,024	298,721	298,495	298,386	298,190
0,08	298,426	298,217	298,182	298,168	298,164	298,160	298,158	298,152
0,135	305,871	302,129	299,967	299,095	298,777	298,543	298,432	298,206
0,27	309,511	303,296	300,416	299,350	298,960	298,668	298,530	298,229
0,405	312,853	304,600	301,007	299,677	299,186	298,818	298,642	298,247
0,54	315,948	305,857	301,572	299,983	299,398	298,957	298,746	298,267
0,675	318,852	307,080	302,129	300,285	299,605	299,092	298,846	298,286
0,81	321,600	308,283	302,691	300,591	299,815	299,229	298,946	298,304
0,945	324,214	309,466	303,257	300,903	300,030	299,369	299,049	298,324
1,08	326,714	310,631	303,822	301,219	300,248	299,512	299,155	298,344
1,215	329,122	311,776	304,385	301,537	300,470	299,658	299,263	298,364
1,35	331,459	312,905	304,946	301,855	300,692	299,805	299,372	298,386
1,485	333,741	314,019	305,503	302,173	300,915	299,953	299,482	298,408
1,62	335,986	315,123	306,057	302,489	301,137	300,100	299,592	298,429
1,755	338,204	316,219	306,607	302,805	301,358	300,248	299,703	298,451
1,89	340,407	317,311	307,155	303,119	301,579	300,395	299,813	298,474
2,025	342,599	318,401	307,702	303,433	301,800	300,542	299,922	298,496
2,16	344,785	319,490	308,247	303,745	302,020	300,688	300,032	298,518
2,295	346,967	320,579	308,791	304,058	302,240	300,835	300,141	298,540
2,43	349,148	321,667	309,335	304,370	302,459	300,981	300,250	298,562
2,565	351,328	322,754	309,878	304,683	302,678	301,127	300,360	298,583
2,7	353,503	323,849	310,430	305,002	302,900	301,275	300,470	298,606

izotermal olmayan boru akışı (30mm çıkıntılı giriş)								
noktasal duvar sıcaklığı, T_d (K)								
x (m) / Re	1000	2000	4000	7000	10000	15000	20000	100000
0	315,658	306,149	303,208	301,558	300,774	300,060	299,651	298,486
0,01	351,033	328,144	319,197	313,860	311,151	308,495	306,778	300,479
0,04	373,046	349,112	334,301	324,612	319,392	314,081	310,637	300,814
0,08	383,191	360,455	340,596	327,363	320,611	314,357	310,699	300,914
0,135	391,210	362,708	338,366	324,616	318,265	312,701	309,672	300,914
0,27	405,541	363,776	336,258	322,720	316,658	311,409	308,583	300,464
0,405	416,230	367,137	337,579	323,287	316,962	311,523	308,593	300,189
0,54	424,553	369,995	338,561	323,599	317,083	311,527	308,558	300,108
0,675	431,291	372,403	339,415	323,865	317,179	311,519	308,509	300,044
0,81	436,884	374,534	340,277	324,204	317,338	311,568	308,503	299,990
0,945	441,587	376,431	341,124	324,601	317,558	311,671	308,549	299,958
1,08	445,586	378,122	341,929	325,023	317,818	311,814	308,634	299,946
1,215	449,041	379,639	342,684	325,440	318,102	311,981	308,745	299,950
1,35	452,087	381,015	343,392	325,843	318,384	312,161	308,871	299,967
1,485	454,832	382,282	344,057	326,228	318,658	312,344	309,003	299,992
1,62	457,371	383,471	344,684	326,597	318,922	312,522	309,137	300,019
1,755	459,768	384,609	345,282	326,952	319,175	312,695	309,268	300,048
1,89	462,076	385,717	345,855	327,294	319,420	312,862	309,395	300,077
2,025	464,332	386,809	346,413	327,626	319,658	313,023	309,518	300,105
2,16	466,557	387,892	346,961	327,949	319,889	313,180	309,638	300,133
2,295	468,766	388,968	347,502	328,268	320,115	313,333	309,754	300,160
2,43	470,970	390,037	348,042	328,584	320,338	313,484	309,868	300,185
2,565	473,173	391,097	348,581	328,899	320,558	313,632	309,980	300,210
2,7	475,313	392,158	349,176	329,285	320,846	313,842	310,146	300,244

izotermal olmayan boru akışı (60mm çıkıntılı girişli) ortalama kesit sıcaklığı, T_m (K)								
x (m) / Re	1000	2000	4000	7000	10000	15000	20000	100000
0	298,366	298,213	298,181	298,353	298,164	298,160	298,158	298,162
0,01	300,167	298,869	298,509	298,716	298,291	298,241	298,217	298,173
0,04	302,668	300,202	299,185	298,958	298,526	298,375	298,305	298,186
0,08	304,386	301,374	299,708	298,168	298,673	298,461	298,366	298,152
0,135	306,003	302,183	299,994	299,101	298,777	298,537	298,427	298,201
0,27	309,507	303,350	300,452	299,366	298,972	298,679	298,539	298,230
0,405	312,785	304,603	301,015	299,679	299,189	298,824	298,648	298,251
0,54	315,856	305,855	301,577	299,983	299,399	298,962	298,751	298,270
0,675	318,758	307,082	302,135	300,285	299,605	299,096	298,850	298,289
0,81	321,515	308,288	302,698	300,592	299,816	299,232	298,949	298,307
0,945	324,145	309,473	303,262	300,905	300,031	299,371	299,052	298,325
1,08	326,663	310,638	303,827	301,221	300,250	299,514	299,157	298,345
1,215	329,087	311,783	304,389	301,539	300,471	299,659	299,264	298,365
1,35	331,437	312,911	304,949	301,857	300,693	299,806	299,373	298,386
1,485	333,730	314,024	305,505	302,174	300,916	299,953	299,482	298,408
1,62	335,982	315,127	306,058	302,490	301,138	300,101	299,592	298,430
1,755	338,206	316,222	306,609	302,805	301,360	300,248	299,702	298,451
1,89	340,411	317,313	307,157	303,120	301,581	300,395	299,812	298,473
2,025	342,606	318,401	307,703	303,433	301,801	300,542	299,922	298,496
2,16	344,793	319,489	308,248	303,746	302,021	300,688	300,032	298,518
2,295	346,976	320,576	308,792	304,058	302,241	300,835	300,141	298,540
2,43	349,158	321,664	309,336	304,370	302,460	300,981	300,251	298,562
2,565	351,338	322,752	309,880	304,681	302,679	301,127	300,360	298,584
2,7	353,514	323,851	310,432	304,998	302,902	301,275	300,470	298,606

izotermal olmayan boru akışı (60mm çıkıntılı giriş) noktasal duvar sıcaklığı, T_d (K)								
x (m) / Re	1000	2000	4000	7000	10000	15000	20000	100000
0	313,540	305,900	303,134	313,324	300,805	300,112	299,723	300,194
0,01	347,707	327,349	318,574	323,207	310,644	307,996	306,385	300,518
0,04	372,447	347,479	332,782	326,076	318,053	312,802	309,718	300,646
0,08	384,309	359,234	339,177	301,564	319,466	313,310	309,967	298,528
0,135	392,215	363,651	339,224	325,122	318,592	312,801	309,661	300,697
0,27	405,406	364,525	336,941	323,117	317,002	311,752	308,884	300,564
0,405	415,693	367,229	337,707	323,330	317,009	311,640	308,716	300,325
0,54	423,926	370,006	338,642	323,609	317,090	311,602	308,638	300,192
0,675	430,698	372,443	339,500	323,884	317,188	311,579	308,569	300,109
0,81	436,377	374,591	340,352	324,228	317,350	311,614	308,547	300,041
0,945	441,184	376,491	341,183	324,625	317,571	311,704	308,577	299,993
1,08	445,289	378,178	341,972	325,043	317,831	311,835	308,651	299,969
1,215	448,836	379,688	342,715	325,456	318,114	311,993	308,754	299,963
1,35	451,956	381,054	343,414	325,855	318,395	312,166	308,874	299,973
1,485	454,758	382,311	344,072	326,237	318,667	312,345	309,003	299,993
1,62	457,336	383,490	344,694	326,604	318,930	312,522	309,135	300,018
1,755	459,760	384,619	345,288	326,957	319,183	312,694	309,266	300,045
1,89	462,085	385,717	345,860	327,298	319,427	312,860	309,393	300,074
2,025	464,350	386,803	346,417	327,628	319,664	313,022	309,516	300,103
2,16	466,581	387,883	346,964	327,951	319,895	313,179	309,636	300,131
2,295	468,792	388,962	347,506	328,267	320,121	313,333	309,753	300,158
2,43	470,998	390,045	348,046	328,580	320,344	313,484	309,868	300,184
2,565	473,202	391,129	348,586	328,891	320,564	313,632	309,980	300,209
2,7	475,342	392,227	349,180	329,269	320,852	313,843	310,147	300,243

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Ümran AKAN
Uyruğu : TÜRKİYE
Doğum Yeri ve Tarihi : Midyat/MARDİN 12/08/1991
Telefon : 05433920515
e-mail : umran332@gmail.com

EĞİTİM

		Bitirme Yılı
Lise	: Midyat İMKB Anadolu Lisesi/Midyat/MARDİN	2011
Üniversite	: Batman Üniversitesi/Makine Mühendisliği/Merkez-Batman	2016

YABANCI DİLLER

İngilizce (iyi)